



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:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL EJE DE TRANSFERENCIA DE LA MARCHA
DOBLE DE UNA CAMIONETA CHEVROLET LUV DMAX V6 4X4 3.5 MODELO
2010.**

AUTORES

CHANDI VÁSQUEZ EDWIN OSWALDO

ROSERO QUENGUÁN JHONNY JAVIER

DIRECTOR: ING. CARLOS SEGOVIA

IBARRA 2017

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
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,

participar en el proyecto de repositorio Digital de la Universidad, para lo cual pongo a disposición la siguiente información.

CERTIFICO:

Que una vez revisado el trabajo de grado "Diseño y construcción del eje de transferencia de la marcha doble de una camioneta Chevrolet Luv Dmax V6 4x4 3.5 modelo 2010", realizado por los señores Chandi Vásquez Edwin Oswaldo y Rosero Quenguán Jhonny Javier con cédulas de identidad N° 1716040868 y N° 0401431234 respectivamente, encuentro 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.

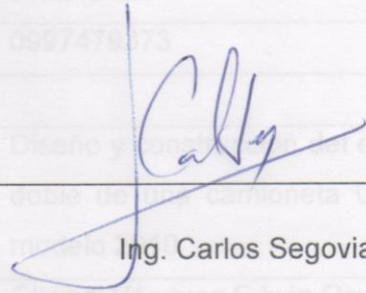
E mail: edwinoswaldos@gmail.com

Teléfono fijo: 062212128

Teléfono móvil: 0997476773

Datos de la obra

Título de la obra: Diseño y construcción del eje de transferencia de la marcha doble de una camioneta Chevrolet Luv Dmax V6 4x4 3.5


Ing. Carlos Segovia

Autor: Chandi Vásquez Edwin Oswaldo

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

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

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

Por medio de este documento dejo sentada mi voluntad de participar en el proyecto de repositorio Digital de la Universidad, páralo cual pongo a disposición la siguiente información.

Datos de contacto	
Cédula de Identidad	1716040868
Apellidos y nombres	Chandi Vásquez Edwin Oswaldo
Dirección	Calle Carchi y Tobías Tamayo, Barrio Centro, Parroquia la Libertad, Cantón Espejo.
E mail	edwinoswaldos@gmail.com
Teléfono fijo	062212128
Teléfono móvil	0997479373
Datos de la obra	
Título de la obra	Diseño y construcción del eje de transferencia de la marcha doble de una camioneta Chevrolet Luv Dmax V6 4x4 3.5 modelo 2010
Autor	Chandi Vásquez Edwin Oswaldo
Fecha	Noviembre 2017
Título que opta	Ingeniero en Mantenimiento Automotriz
Director	Ing. Carlos Segovia

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

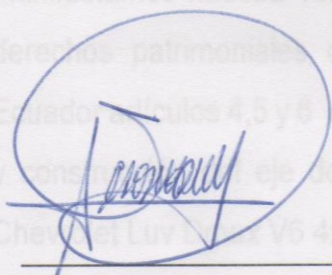
Cédula de Identidad	0401431234
Apellidos y nombres	Rosero Quenguán Jhonny Javier
Dirección	Barrio la Ensellada, desvío a María Magdalena (a 200m).
E mail	jj.fernandoema@gmail.com
Teléfono fijo	062960025
Teléfono móvil	0980437648
Datos de la obra	
Título de la obra	Diseño y construcción del eje de transferencia de la marcha doble de una camioneta Chevrolet Luv Dmax V6 4x4 3.5 modelo 2010
Autor	Rosero Quenguán Jhonny Javier
Fecha	Noviembre 2017
Título que opta	Ingeniero en Mantenimiento Automotriz
Director	Ing. Carlos Segovia

2. AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Los suscritos, Chandi Vásquez Edwin Oswaldo y Rosero Quenguán Jhonny Javier con cédulas de identidad N° 1716040868 y N° 0401431234 respectivamente, en calidad de autores y titulares de los derechos patrimoniales del trabajo de grado descrito anteriormente, hacemos entrega del ejemplar respectivo en forma digital y autorizamos 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.

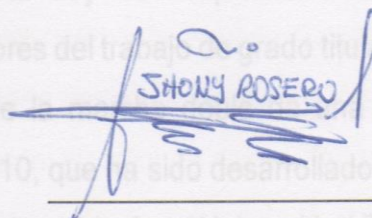
3. CONSTANCIAS

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que 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 Vásquez Edwin Oswaldo

CI 1716040868



Rosero Quenguán Jhonny Javier

CI 0401431234

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO EN FAVOR
DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

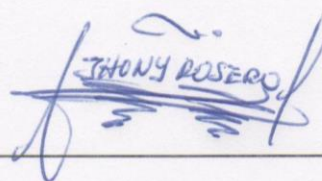
Los suscritos, Chandi Vásquez Edwin Oswaldo y Rosero Quenguán Jhonny Javier con cédulas de identidad N° 1716040868 y N° 0401431234 respectivamente, manifestamos nuestra voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador artículos 4,5 y 6 en calidad de autores del trabajo de grado titulado Diseño y construcción del eje de transferencia de la marcha doble de una camioneta Chevrolet Luv Dmax V6 4x4 3.5 modelo 2010, que ha sido desarrollado para optar el título de Ingenieros en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte, quedando la misma facultada para ejercer los derechos cedidos anteriormente.

En condición de autores nos reservamos los derechos de autor de la obra antes citada. En concordancia suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Universidad Técnica del Norte.



Chandi Vásquez Edwin Oswaldo

CI 1716040868



Rosero Quenguán Jhonny Javier

CI 0401431234

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

DEDICATORIA:

Detrás de este objetivo que he alcanzado en mi vida, hay personas muy valiosas que me han apoyado e impulsado constantemente hacia este sueño, es por esto que quiero dedicar este logro a toda mi familia, muy en especial a mi madre Cecilia Vásquez, que ha sido inspiración de amor en mi vida, ejemplo de lucha, superación y coraje; a mi padre Bolívar Chandi, pilar fundamental en mis logros, inculcándome valores de responsabilidad, respeto y solidaridad; a mi esposa Gissela Salazar por ese apoyo incondicional y por estar a mi lado en todo momento; a mis hijos: Edwin, Maholly y Gandhi quienes me enseñaron el significado del verdadero amor y por quienes lucharé siempre; a mis hermanos y sobrinos, que son la otra mitad de mi vida; a mis tíos y tías que han estado siempre pendientes de mí; a mis primos, que siempre han llenado mi vida de felicidad; a mis abuelitos: Pedrito (+) y Victoria, que han sido más que padres en mi vida; y, a mi Jorgito (+) y Esperanza, mi ejemplo de amor y cariño.

Edwin

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

AGRADECIMIENTO

A Dios, quien nos ha brindado su ayuda y protección en nuestros estudios y en toda nuestra vida; a la Universidad Técnica del Norte, lugar donde nos formamos y se seguirán formando profesionales que serán útiles a la sociedad; a nuestros profesores, por todas sus enseñanzas y por guiarnos por el camino correcto en el trajinar estudiantil; y, a nuestro tutor, por ayudarnos a culminar con éxito este trabajo de investigación

Edwin

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

DEDICATORIA:

Hay un dicho muy importante que dice: “Todo esfuerzo y sacrificio, conllevan a una buena recompensa”, es por esto que esta palabras reúnen a un conjunto de personas, las cuales están involucradas en este logro, primero quiero dedicar esta meta alcanzada a mis padres: Fernando Rosero, que con ese ejemplo de responsabilidad, constancia y cariño he logrado formar mi carácter tanto personal como profesional; Socorro Quenguán mi madre que de igual manera con ese buen ejemplo lleno de muchas virtudes como es ser respetuosa, correcta, directa e intachable en todos los sentidos también han sido un aporte único e inmejorable para mi vida, a mi esposa Luz Mary Montenegro, que de igual manera desde el día que entro en mi vida lo único que ha hecho es hacer una mejor persona de mí, mis hijos Alison y Fernando Rosero que representan ese legado de amor incondicional, para que la familia siga creciendo, mi suegra Alba Vivas que estuvo presente en este proceso de mi formación, mis hermanos Andrés, David y Daniel Rosero que de muchas maneras también aportaron cosas muy importantes para este logro, a mi sobrino querido Harold Rosero, que aunque a la distancia siempre está presente en mi corazón, y a toda mi familia en general; mi abuelito Humberto Quenguán, mis tíos, tías, primos, que me han apoyado en todo momento, y por último unos angelitos que me guían desde el cielo mi tía Amparito Quenguán y mi abuelita Melva Realpe.

Jhonny

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

AGRADECIMIENTO

Antes que nada mi agradecimiento es para mi Dios, debido a que él nos brinda salud y vida ya que sin esto nada sería posible, a mi Universidad, que en sus aulas miro todo el proceso de formación académica como estudiantes, a todo el personal catedrático que con su constante lucha y enseñanzas hemos salido adelante, nuestro tutor el Msc. Carlos Segovia que nos guio en todo este proceso de investigación hasta poder culminarlo.

Jhonny

ÍNDICE GENERAL

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR	ii
AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN EN FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE	iii
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO EN FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE	vi
DEDICATORIA:	vii
AGRADECIMIENTO.....	viii
DEDICATORIA:	ix
AGRADECIMIENTO.....	x
ÍNDICE GENERAL	xi
ÍNDICE DE ANEXOS	xiv
INDICE DE FIGURAS	xv
ÍNDICE DE TABLAS	xvii
INDICE DE ECUACIONES	xviii
RESUMEN	xix
INTRODUCCIÓN.....	xxi
1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	22
1.1 ANTECEDENTES	22
1.1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	22
1.1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	22
1.1.3 DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	23
1.1.4 ESPACIAL.	23
1.1.5 TEMPORAL.....	23
1.1.6 OBJETIVOS	23
1.1.6.1 General.	23
1.1.6.2 Específicos.....	23
1.1.7 JUSTIFICACIÓN	23
2. MARCO TEÓRICO.....	25
2.1 HISTORIA DEL SISTEMA DE LA MARCHA DOBLE	25
2.2 PARTES DE LA CAJA DE TRANSFERENCIA DE LA MARCHA DOBLE. 27	27
2.2.1 PROCESO DE DISEÑO.....	29
2.2.2 CONSIDERACIONES DE DISEÑO	30
2.2.3 ESFUERZOS	31
2.2.3.1 Tensión y compresión.....	32
2.2.3.2 Cortante.	33
2.2.3.3 Torsión.....	34
2.2.3.4 Flexión.....	36
2.2.4 DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACIÓN UNITARIA.....	38
2.2.5 CÍRCULO DE MOHR.....	39
2.2.6 RESISTENCIA ESTÁTICA.....	42
2.2.7 TEORÍAS DE FALLA POR CARGAS ESTÁTICAS	42
2.2.7.1 Esfuerzo Cortante Máximo.....	42
2.2.7.2 Energía de Distorsión	43
2.2.8 FATIGA	44
2.2.8.1 Límite de resistencia a la fatiga del material	44
2.2.8.2 Factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga	45
2.2.9 TEORÍAS DE FALLA POR FATIGA	50

2.2.9.1 Goodman modificado.....	51
2.2.9.2 Criterio de Soderberg.....	51
2.2.9.3 Criterio Gerber.....	52
2.2.9.4 Criterio ASME elíptica.....	53
2.2.9.5 Criterio de Langer.....	54
2.2.10 DIÁMETROS PARA EJES.....	55
2.2.11 ACEROS PARA EJES.....	55
2.2.12 PROCESOS DE FABRICACIÓN.....	56
2.2.12.1 Fresado.....	62
2.2.12.2 Conformado de Metales.....	65
2.2.13 TRATAMIENTOS TÉRMICOS.....	66
2.2.14 GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	67
3. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	69
3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	69
3.1.1 TECNOLÓGICO.....	69
3.1.2 BIBLIOGRÁFICO.....	69
3.2 MÉTODOS.....	69
3.2.1 TÉCNICAS.....	70
4. PROPUESTA.....	71
4.1 DATOS TÉCNICOS.....	71
4.1.1 ESQUEMA EJE 2D.....	72
4.1.2 CARGAS.....	72
4.1.3 MATERIAL.....	72
4.2 RESISTENCIA A LA FATIGA.....	73
4.2.1 RESISTENCIA A LA FATIGA DE UNA PROBETA S_e	73
4.2.2 FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL K_A	73
4.2.3 FACTOR DE TAMAÑO K_B	73
4.2.4 FACTOR DE CARGA K_C	74
4.2.5 FACTOR DE TEMPERATURA K_D	74
4.2.6 FACTOR DE CONFIABILIDAD K_E	74
4.2.7 FACTOR DE EFECTOS VARIOS K_F	74
4.3 FACTOR DE SEGURIDAD DE ACUERDO A LAS TEORÍAS DE FALLA.....	75
4.3.1 MOMENTOS.....	75
4.3.2 GOODMAN MODIFICADO.....	75
4.3.3 Gerber.....	75
4.3.4 ASME.....	76
4.3.5 SODERBERG.....	76
4.3.6 ESFUERZO MÁXIMO DE VON MISES.....	76
4.3.7 EJE EN 3D.....	77
4.3.8 ESFUERZOS.....	77
4.3.9 RESULTADOS DEL ANÁLISIS.....	78
4.3.9.1 Esfuerzos.....	79
4.3.9.2 Deformación.....	80
4.3.9.3 Resumen.....	81
4.4 FABRICACIÓN DEL EJE.....	81
4.4.1 MATERIAL.....	81
4.4.2 OPERACIONES.....	82
4.4.2.1 Descripción del proceso.....	82
4.4.2.2 Flujograma del proceso.....	83
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	88

5.1 CONCLUSIONES.....	88
5.2 RECOMENDACIONES	89
6. BIBLIOGRAFÍA	90
7. ANEXOS	94

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG.
1	Análisis del eje.....	94
2	Propiedades mecánicas del eje.....	101
3	Fresadora restaurada.....	102
4	Deformación.....	103
5	Manual de Usuario de la Fresadora Alkartu reparada.....	103

INDICE DE FIGURAS

FIGURA NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	Eje de transferencia.....	26
2.2	Partes de una caja de transferencia.....	27
2.3	Funcionamiento de una caja de transferencia.....	28
2.4	Proceso de diseño.....	30
2.5	Tipos de esfuerzo.....	32
2.6	Esfuerzo normal.....	33
2.7	Esfuerzo de cizalladura.....	34
2.8	Torsión.....	35
2.9	Esfuerzos por flexión.....	37
2.10	Diagrama esfuerzo- deformación.....	38
2.11	Componentes del esfuerzo.....	39
2.12	Esfuerzos en un plano cualquiera.....	40
2.13	Círculo de Mohr.....	41
2.14	Teoría del esfuerzo normal máximo.....	43
2.15	Factor de acabado superficial.....	46
2.16	Factor de tamaño.....	46
2.17	Factor de confiabilidad.....	47
2.18	Curvas de sensibilidad a la muesca.....	49
2.19	Esfuerzo fluctuante.....	50
2.20	Diagrama de Goodman modificado.....	51
2.21	Criterio de Soderberg.....	52
2.22	Criterio de Gerber.....	53
2.23	Langer: Fluencia en el primer ciclo.....	54
2.24	Procesos de fundición.....	57
2.25	Conformado por deformación plástica.....	58
2.26	Conformado de Chapa.....	59
2.27	Mecanizado.....	60
2.28	Unión de elementos mecánicos.....	61
2.29	Partes de una fresadora.....	62
2.30	Útiles para fresar.....	64
2.31	Proceso de conformado.....	65
2.32	Punzonado.....	66
4.1	Ficha técnica Chevrolet LUV D MAX 3.5 V6.....	71
4.2	Esquema eje.....	72
4.3	Eje 3D.....	77
4.4	Distribución de esfuerzos.....	79
4.5	Distribución de esfuerzos.....	80
4.6	Flujograma del proceso de fabricación del eje.....	83
4.7	Medidas del eje.....	84
4.8	Fresado extremo del eje.....	86
4.9	Torneado central.....	85
4.10	Perforado y torneado interno.....	85

4.11	Fresado del estriado.....	86
A1.1	Eje 3D	95
A2.1	Propiedades de los aceros	101
A3.1	Vista frontal fresadora restaurada.....	102
A4.1	Deformación.....	102

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	Factor de tamaño Pg-mm.....	47
4.1	Esfuerzo alternante y número de ciclos.....	78
4.2	Esfuerzos máximo y mínimo.....	78
4.3	Resumen Análisis en programa simulación computacional.....	81
A1.1	Geometría.....	96
A1.2	Sistema coordenado.....	97
A1.3	Malla.....	98
A1.4	Cargas.....	99
A1.5	Esfuerzos.....	100

INDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NÚM	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	El ángulo girado (θ)	35
2.2	El cortante máximo para ejes cilíndricos macizos:	35
2.3	Cortante para ejes huecos	35
2.4	H potencia en h_p	36
2.5	El esfuerzo por flexión	37
2.6	Momento del área	37
2.7	Esfuerzo máximo.....	37
2.8	Esfuerzo normal en un plano cualquiera	40
2.9	Esfuerzo cortante en un plano cualquiera	40
2.10	Angulo para esfuerzos máx. y mín.	40
2.11	Esfuerzos principales:	41
2.12	Cortantes principales:.....	41
2.13	Cortante máx. según TCM	42
2.14	Resistencia a la fluencia en cortante	42
2.15	Esfuerzo de Von Mises σ'	43
2.16	Factor de seguridad y σ'	43
2.17	La ecuación de diseño según TED.....	44
2.18	Resistencia a la fatiga	45
2.19	Goodman modificado	51
2.20	Soderberg.....	52
2.21	Gerber $n\sigma_a S_e + n\sigma_m S_{ut} 2 = 1$	52
2.22	ASME	53
2.23	LANGER.....	54

RESUMEN

La Camioneta Chevrolet Luv Dmax es un automotor de uso muy popular que ha tenido ciertos problemas, especialmente con el eje de transferencia de la marcha doble, que posee dos estriados, uno en cada extremo, con un soporte para los rodamientos. Es un eje largo de 48 cm, al cual se aborda con el objetivo de diseñarlo y construirlo. De esta manera se elaboró un marco teórico acerca del proceso de diseño, sus consideraciones generales, además se trabajó en este capítulo las teorías de falla estática como son la del cortante máximo y la de la energía de deformación. También se trata en este marco teórico el proceso de fatiga de elementos sometidos a esfuerzos cíclicos repetidos millones de veces, que provocan micro grietas en el material, las cuales van creciendo en tamaño y cantidad, hasta que se produce la falla repentina. Concomitantemente se tratan los criterios de falla en el diseño de ejes, como es Goodman modificado, Von Mises, ASME y otros. Otra parte importante en este marco conceptual son los procesos tecnológicos, como el torneado, fresado y los tratamientos térmicos. En el capítulo de la metodología se manifiesta que este trabajo es tecnológico bibliográfico, ya que versa sobre el proceso de diseño de un elemento mecánico. El cuarto capítulo es ya el proceso de diseño, el cual comprende la selección del material, la determinación de cargas y esfuerzos, el cálculo del límite de fatiga y los valores de factor de seguridad según los diferentes criterios, tales como Goodman modificado, ASME y otros. Se indica en esta parte el reporte del análisis por elementos finitos, que muestra los esfuerzos máximos y salen dentro de lo permisible. Una vez diseñado el eje, se procedió a la construcción del mismo, donde hay que señalar los pasos más importantes: Refrentado, cilindrado a las medidas, perforado de un extremo para colocar un rodamiento de agujas, y en la fresadora el tallado del estriado. Debido a que es una pieza sometida únicamente a torsión constante, el acero escogido es el SAE 1018, de relativo bajo costo, y con un tratamiento térmico de recocido, es decir que se le puede aún mejorar sus propiedades. Las conclusiones a las que se ha llegado es que El factor de seguridad que se logra con este acero, es de 2.5, lo que significa que soporta suficiente la carga.

ABSTRACT

The Chevrolet Luv Dmax truck is a very popular automotive that has had some problems, especially with the double gear transfer shaft, which has two grooves, one at each end, with a support for the bearings. It is a long axis of 48 cm, which is addressed with the aim of designing and building it. In this way, a theoretical framework was elaborated about the design process, its general considerations, and also in this chapter the theories of static failure such as maximum shear and deformation energy were worked on. Also in this theoretical framework is the fatigue process of elements subjected to cyclic efforts repeated millions of times, which cause micro cracks in the material, which grow in size and quantity, until sudden failure occurs. Concomitantly, the criteria for failure in the design of axes are treated, such as modified Goodman, Von Misses, ASME and others. Another important part in this conceptual framework are the technological processes, such as turning, milling and thermal treatments. In the chapter of the methodology it is stated that this work is bibliographic technological, since it deals with the process of designing a mechanical element. The fourth chapter is already the design process, which includes the selection of the material, the determination of loads and strains, the calculation of the fatigue limit and the safety factor values according to the different criteria, such as modified Goodman, ASME and others. The report of the analysis by finite elements, which shows the maximum strains and goes out within the allowable, is indicated in this part. Once the axis was designed, the construction was carried out, where the most important steps must be pointed out: Facing, turning to the measurements, drilling on one end to place a roller bearing, and on the milling machine the cutting of the grooves. because it is a piece subject only to constant torsion, the steel chosen is the SAE 1018, of relatively low cost, and with an annealing heat treatment, that is to say that it can still be improved His properties. The conclusions reached is that the safety factor that is achieved with this steel, is 2.5, which means that it supports the load enough.

INTRODUCCIÓN

Diseñar es crear una solución pertinente a un problema, en el caso de la ingeniería es importante porque produce un sistema, o al menos un elemento mecánico adecuado a una función, capaz de ser producido con la tecnología del medio. En este caso, se ha diseñado el eje de la doble de la camioneta Chevrolet LUV Dmax 4x4, lo que ha sido una experiencia en este campo del diseño y la misma se desea compartir a los estudiantes de ingeniería y fabricantes.

Es muy importante este trabajo porque demuestra que existe la capacidad en recurso humano, el software para el análisis y la tecnología para ser fabricado. Esto es importante porque muestra que es posible que en materia de ensamblaje de vehículos, se pueda mejorar significativamente el aporte tecnológico nacional, fabricando no solamente accesorios de poco contenido tecnológico, sino de partes importantes del vehículo, como son ejes, engranajes y otras más complejas.

Este trabajo comprende la parte teórica, los criterios de falla del eje, el análisis mediante un software de simulación computacional, el proceso de fabricación, por lo que puede ser usado como documento de consulta y ese también es su valor.

Los factores de seguridad calculados con cada criterio de falla, son coherentes con los esfuerzos que soporta el eje y son aceptables en un diseño de este tipo de aplicación, y lo calculado por el programa, en su proceso análisis de sección por sección, de acuerdo a la malla pre establecida que se encuentra en el reporte programa de simulación computacional, es un poco mayor inclusive, lo que brinda una garantía de funcionamiento.

El proceso de fabricación también es interesante, pues involucra pasos de manejo, tanto de torno como de fresadora, pues en el torno se realizaron procesos de cilindrado, refrentado, torneado interior y en el proceso de fresado del estriado de debieron realizar cálculos para escoger el plato divisor adecuado al número de divisiones y escoger la herramienta que posea el tamaño exacto del diente, antes de ser sometido al tratamiento térmico de templado y revenido.

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 ANTECEDENTES

En esta época en que el país necesita lograr más independencia tecnológica es cuando las universidades están realizando aproximaciones al diseño dentro del campo automotriz en este caso, y se ha planteado este tema por tratarse de que la camioneta Chevrolet Luv Dmax es un automotor de uso muy popular a nivel nacional e internacional y que en algunos casos ha presentado cierta problemática con esta parte de la transmisión, debido a que por sus buenas condiciones técnicas de fabricación y construcción, necesitan más rendimiento.

1.1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En este modelo se presentaron ciertas reclamaciones por falla del eje de transferencia de la doble y aparentemente se debe a que el eje no estuvo diseñado acorde a la exigencia mecánica a que era sometida la camioneta pues como su potencia es grande, así como su torque también es alto, y en vista de que la variabilidad de la carga también, expone al eje a grandes esfuerzos estáticos y de fatiga y que como se ha dicho anteriormente, en ciertos casos ha fallado aparentemente por fatiga, por lo cual se procederá a un análisis previo al diseño.

Este proyecto nace con la intencionalidad de que dada la tecnología disponible en nuestro medio se proponga su construcción y se defina la posibilidad de incorporar más tecnología a los vehículos ensamblados en el país, donde se conoce que existe poco aporte tecnológico nacional y casi todo se trae importado.

1.1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Cómo diseñar y construir un eje de transferencia de la marcha doble de la camioneta Chevrolet Luv Dmax V6 4x4 3.5 modelo 2010.

1.1.3 DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1.4 ESPACIAL.

Este proyecto se llevó a cabo en la ciudad de Ibarra en la Universidad Técnica del Norte.

1.1.5 TEMPORAL.

El trabajo de grado se realizó en el período de octubre 2016 a agosto de 2017.

1.1.6 OBJETIVOS

1.1.6.1 General.

Diseñar el eje de transferencia de la marcha doble de una camioneta Chevrolet Luv Dmax 4x4 3.5 modelo 2010

1.1.6.2 Específicos.

Elaborar un marco teórico sobre diseño de ejes a fatiga.

Diseñar el eje de transferencia de la marcha doble de una camioneta Chevrolet Luv Dmax 4x4 3.5 modelo 2010.

Modelizar el diseño en un programa computacional.

Construir el eje.

1.1.7 JUSTIFICACIÓN

Probar el diseño en una camioneta para analizar su comportamiento y a la vez probar los métodos de diseño empleados en este trabajo, para de esta manera

extender los mismos a otras partes de máquinas especialmente automotrices, lo que ya constituirá un avance en el área de diseño, que es lo que más hace falta en nuestra industria.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 HISTORIA DEL SISTEMA DE LA MARCHA DOBLE

El principal inventor de este importante sistema fue Adolphe Kégresse (1879-1943), quien ya antes de la segunda guerra mundial empezó con el diseño de estos sistemas de transmisión doble, quien trabajó en una importante empresa como lo es Citroën, quien también fue conocido por otro invento en 1913, el semioruga. Sin embargo no llegó a construir ningún prototipo que funcione de este invento, además que en esa época hubiese sido muy difícil construirlo ya que la electrónica no era tan avanzada.

Esta idea fue retomada por Harry Webster, en los años 80 y a partir de esta época se prueban prototipos en Ford Fiesta, Ford Ranger y Peugeot 205.

Aunque la creencia general de los conductores es que todos los automóviles todo terreno funcionan de la misma manera, lo cierto es que las transmisiones 4x4 ofrecen multitud de variantes. La reductora, el diferencial o la caja de transferencia diversifican el mercado con varios sistemas 4x4 que repasamos a continuación.

El mercado del 4x4 ha progresado de mucho en la última década. Todos los constructores están apostando por los modelos SUV, más adaptados a un uso rutero o todo-camino en detrimento de los vehículos más puros todo-terreno, por ello, debemos recordar que un 4x4 es un vehículo en el que mediante unos sistemas de transmisión específicos todas las ruedas pueden recibir simultáneamente la potencia del motor.

La arquitectura tipo de un 4x4 (tracción integral, diferencial trasero, diferencial delantero, caja de cambios, reductor) nace de la mano del Jeep Willis en el año de 1941. Ha sido necesaria la llegada de los vehículos SUV (Sport Utility Vehicle) para que estos vehículos sean más confortables, menos pesados y más económicos en el consumo de combustible, el eje de transferencia de la marcha doble de un vehículo es usado para conectar el eje de salida del CT, con el eje de entrada del

2.2 PARTES DE LA CAJA DE TRANSFERENCIA DE LA MARCHA DOBLE.

Las partes de una caja de cambios manual se muestran en la siguiente figura:

Carcasa, es un receptáculo fabricado en hierro fundido, en donde se alojan las piezas y engranes de la caja de transferencia.

Eje intermedio, está ubicado entre la caja de velocidades y la caja de transferencia, es muy importante ya que en este eje se aloja el engrane intermedio, el cual se permitirá transferir el movimiento de la caja de velocidades por medio de este eje y engrane.

Engranaje intermedio, está conformado por dos engranes que forman una sola pieza, en donde el de mayor diámetro de dientes helicoidales se conecta permanentemente con el engrane de del eje principal, y el engrane de menor diámetro de dientes rectos se unirá con el engrane desplazable, cuando se requiera una fuerza de mayor tracción

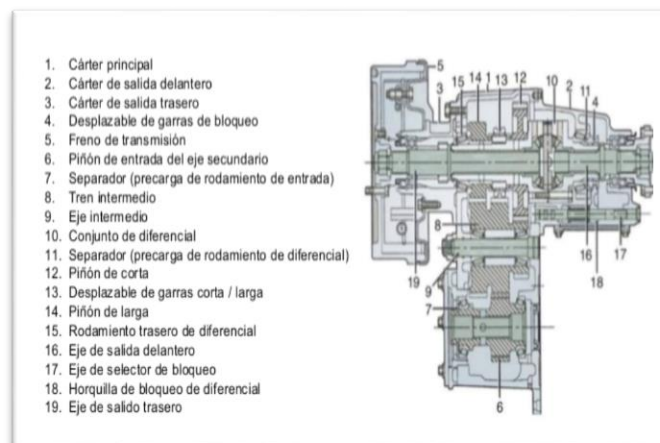


Figura 2.2 Partes de una caja de transferencia

Fuente: (Martínez, 2015, pág. 1)

Engrane desplazable, en la parte central lleva un estriado con dientes recto, mediante el cual acopla con el eje principal, hacia el extremo se ubica una horquilla la cual mediante los cambios que realice el conductor este engrane se desplazara hacia adelante o atrás, y en el exterior del engrane posee dientes rectos los cuales acoplaran con el engrane intermedio.

Eje principal, en esta parte hacemos énfasis ya que esta parte del sistema es la que más nos interesa, ya que el eje principal o eje de transferencia de la marcha doble será el que rediseñara y se construirá, es el encargado de transmitir el movimiento de todo el sistema por medio de un cardán hacia transmisión delantera del vehículo.

Engrane del eje principal, va ubicado en el eje principal, posee dientes helicoidales y tiene contacto continuo con el engrane intermedio, en donde mediante una corona con dientes rectos se acopla al engrane desplazable cuando se necesite la marca alta.

Arandela de empuje, esta arandela provee el espacio longitudinal adecuado y necesario en el eje y que se debe tener entre engranes.

Retén, este fija a la arandela de empuje.

Eje principal de la caja de velocidades, aloja al engrane principal de la caja de velocidades por medio de un estriado con dientes rectos y provee al piñón con la fuerza que viene desde el motor.

Engrane de mando de la caja de velocidades, se encuentra acoplado al eje principal de la caja de velocidades por medio de dientes rectos en su parte interior, la principal función es la de transmitir el par de fuerza del motor al resto de partes o engranes de la caja de transferencia.

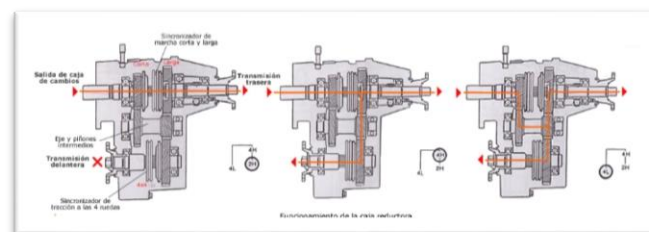


Figura 2.3 Funcionamiento de una caja de transferencia

Fuente: (Aficionadosalamecanica, 2014, pág. 1)

En los vehículos de doble tracción, la función principal del sistema de transferencia es la de permitir conectar y desconectar la fuerza del par motor hacia las ruedas delanteras, además que también provee de dos velocidades una alta y la otra baja.

Su accionamiento se realiza mediante la conexión de los engranes internos del sistema, esto se lo inicia mediante el accionamiento de las palancas que se encuentran en la parte delantera del piso del vehículo.

La palanca más pequeña o la del lado izquierdo es la que conecta o engrana el sistema con la caja de velocidades, mientras que la palanca más larga o de la derecha es la que efectúa los cambios de marcha, alta o baja según sea la necesidad del conductor (Quadis, 2018, pág. 2).

2.2.1 PROCESO DE DISEÑO

(Mott, 2006, pág. 155), manifiesta que el proceso de diseño mecánico está encaminado a “obtener un producto útil que satisfaga las necesidades de un cliente, y además, sea seguro, eficiente, confiable, económico y que su manufactura sea práctica” (P.9). Algunos autores han sistematizado el proceso de diseño mecánico en etapas muy definidas, las mismas que (Sánchez , 2009, pág. 16) resume en las siguientes:

Reconocimiento de la necesidad

Definición del problema

Síntesis más análisis más optimización

Evaluación

Presentación (P.2)

El orden e interacción de estos elementos es importante, así como la definición de cada una de estas fases. Así, es muy importante que la necesidad sea reconocida como un problema, que muchas veces no es un problema técnico sino una carencia o una manera insatisfactoria de elaboración de algo o simplemente la fabricación o mejora de una máquina. Una interpretación técnica ya es la definición del problema, donde se orienta la solución, generalmente hacia la fabricación de algún sistema mecánico, eléctrico, u otro. Para plasmar una solución deberá analizar el problema

con herramientas de ingeniería, matemáticas y crear una solución o varias alternativas, para llegar a su completa elaboración (Sánchez , 2009, pág. 18).

La evaluación le permite escoger la mejor de ellas, mediante, modelos matemáticos y luego optimizarla, tanto en su funcionalidad, costo, como en la parte comercial si es del caso. Finalmente se deberá elaborar los planos, planos de taller y otros que se requieran para su fabricación.

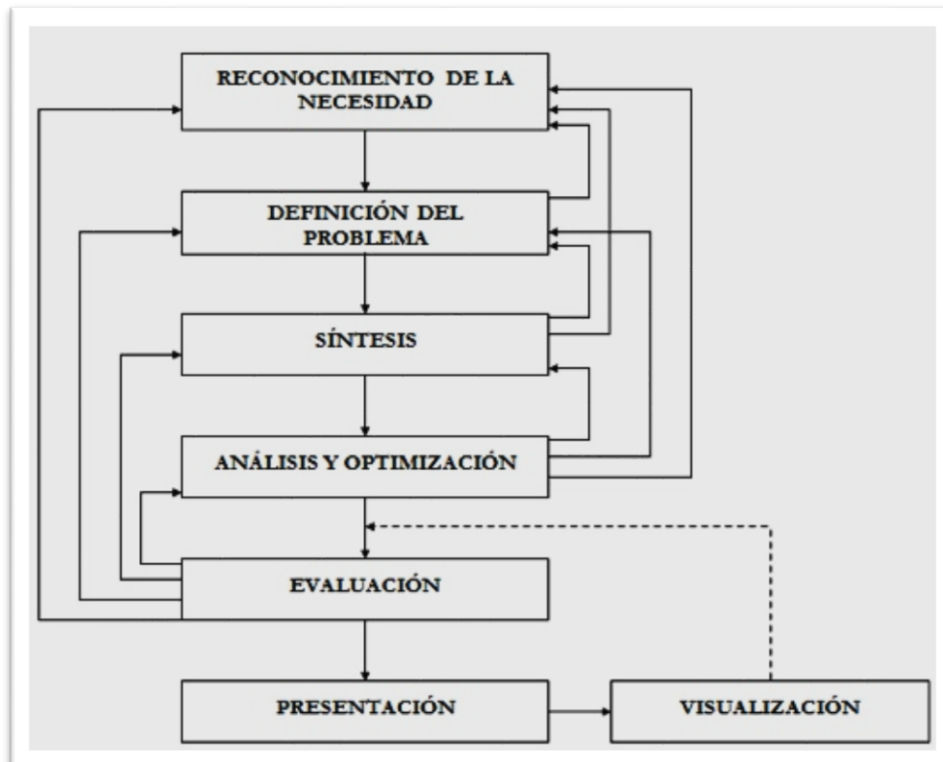


Figura 2.4 Proceso de diseño

Fuente: (Sánchez , 2009, pág. 16)

Puede notarse entonces que diseñar es crear una solución a un problema, donde esta solución es una buena solución, porque fue tratada sistémicamente, con buenos recursos ingenieriles y tecnológicos.

2.2.2 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

(Budynas & Nisbett, 2008, pág. 189), propone un listado de factores a considerarse al momento de diseñar algo, de modo que aquí se han escogido algunas de ellos:

Funcionalidad

Resistencia/esfuerzo

Distorsión/deflexión/rigidez

Desgaste

Corrosión

Seguridad

Confiabilidad

Manufacturabilidad

Costo

Peso

Vida entre otros tantos.

Se han escogido estos porque serán posteriormente tratados al diseñar el eje en cuestión.

2.2.3 ESFUERZOS

Los elementos mecánicos, partes de maquinaria, elementos estructurales, al ser sometidos a todo tipo de fuerzas, momentos flexionantes, momentos torsionales, constantes o variables en el tiempo, deben soportar sin sufrir cambios en su geometría ni en sus medidas, ni en su estructura grandes cambios, para que sigan prestando el servicio para el que fueron diseñados.

Se puede entonces decir que estos distintos tipos de cargas someten a distintos tipos de respuesta o esfuerzos por parte de los elementos mencionados, así, (Donate, 2010, pág. 1), hace una esquemática clasificación de esfuerzos que pueden soportar los elementos parte de una máquina o estructura, por otro lado también existen materiales que cambian alguna propiedad cuando la luz incide

sobre ellos, también cuando cambian las propiedades térmicas, químicas, mecánicas entre otras cosas, por ejemplo; LDR que cambia el color de su resistencia cuando actúa la luz sobre él.

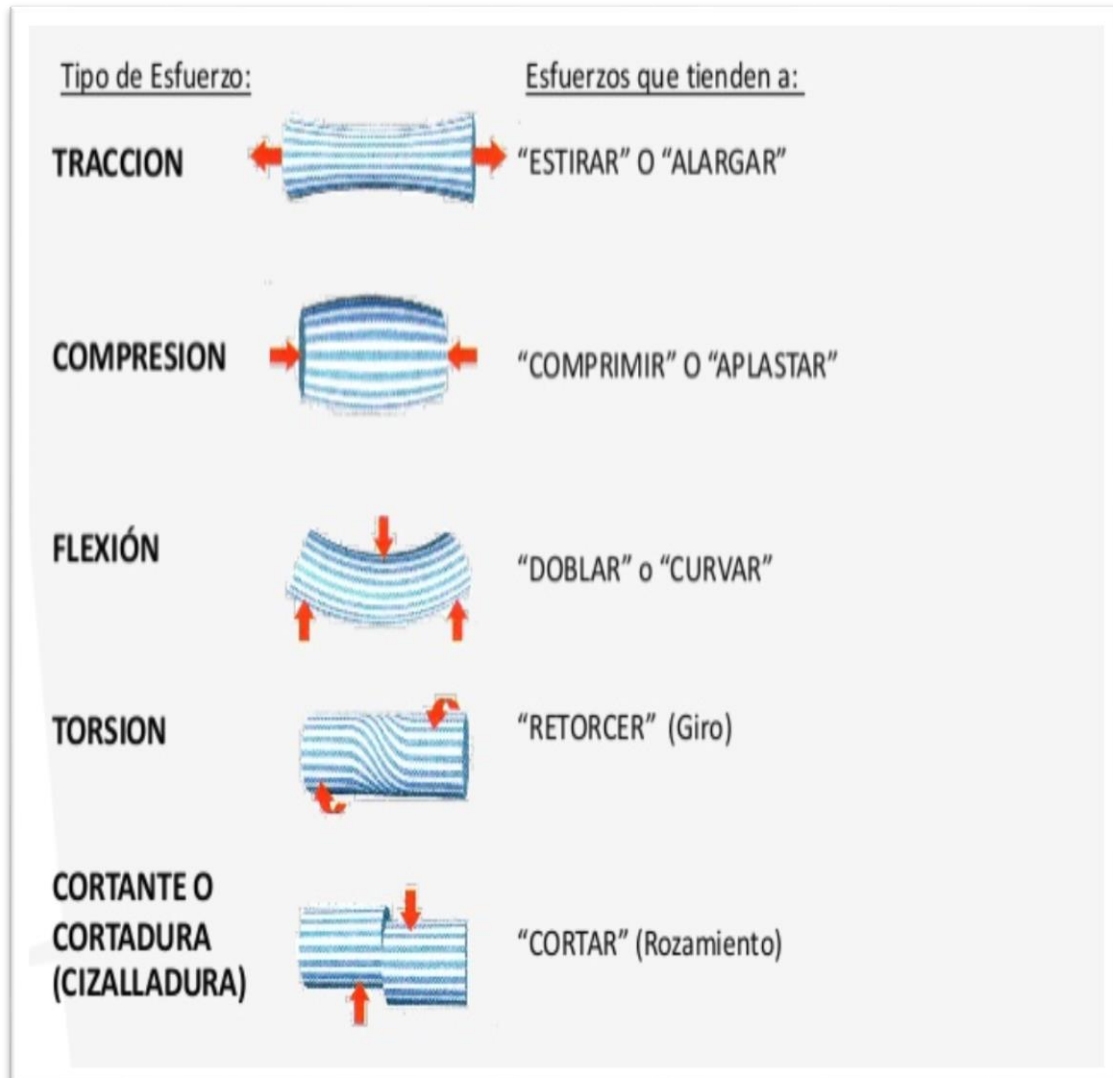


Figura 2.5 Tipos de esfuerzo

Fuente: (Donate, 2010, pág. 1)

2.2.3.1 Tensión y compresión.

Los esfuerzos son la respuesta del material ante una fuerza aplicada al cuerpo si estas fuerzan tratan de estirar el material se dice que son de tensión, en cuyo caso el esfuerzo del material apunta hacia afuera como se puede ver en la figura siguiente, y tiene signo positivo, pero si las fuerzas tratan de aplastar al material, cambia de sentido el esfuerzo del material.

En la figura también puede observarse que las fuerzas son perpendiculares a la sección del material y por tanto, por la segunda ley de Newton, lo que equilibra, el esfuerzo apunta en forma normal a la superficie cortada.

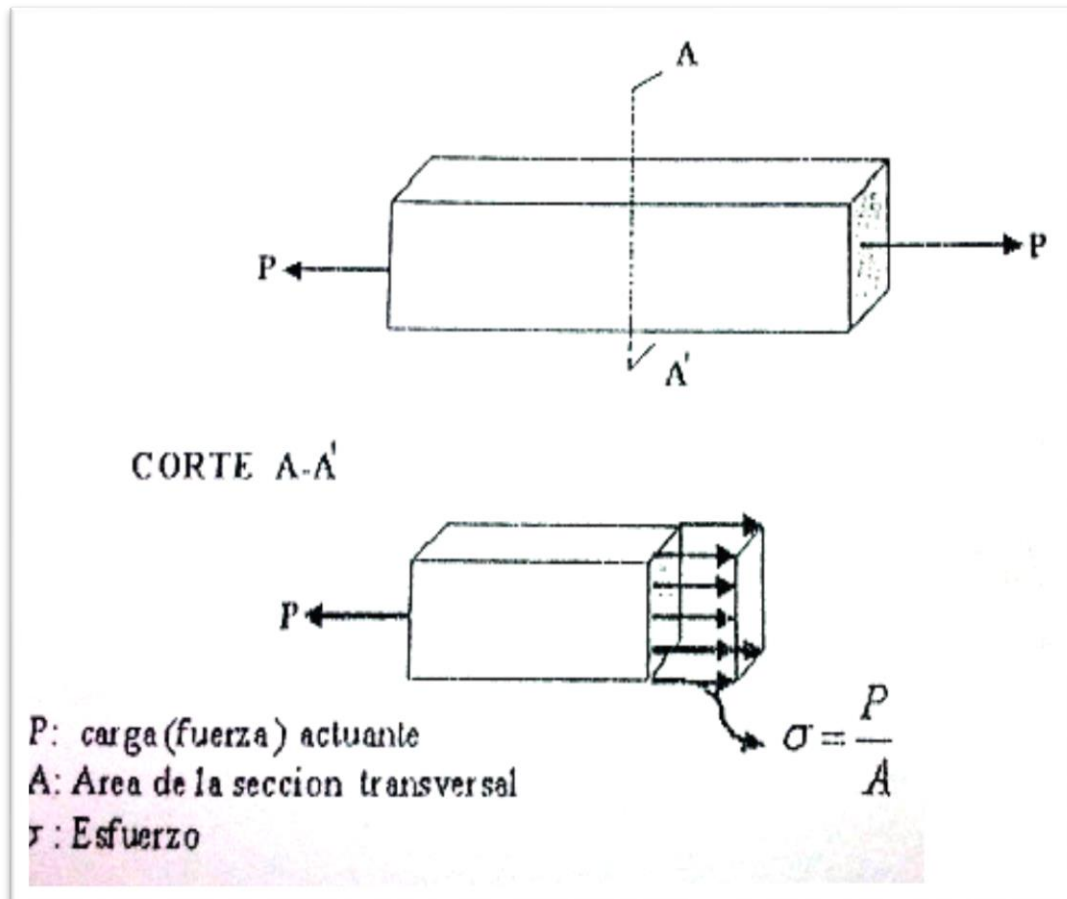


Figura 2.6 Esfuerzo normal

Fuente: (Clavijo, 2014, pág. 2)

2.2.3.2 Cortante.

Se produce en los casos en que la fuerza es paralela a una sección, por ejemplo cuando se trata de separar unas placas unidas por un remache, las fuerzas aplicadas al remache son paralelas a su sección transversal.

Las fuerzas aplicadas al cuerpo producen una deformación, sin cambio de volumen o área, como es del caso de los anteriores esfuerzos, que cuando hay estiramiento, la sección se va reduciendo o viceversa en el caso de compresión.

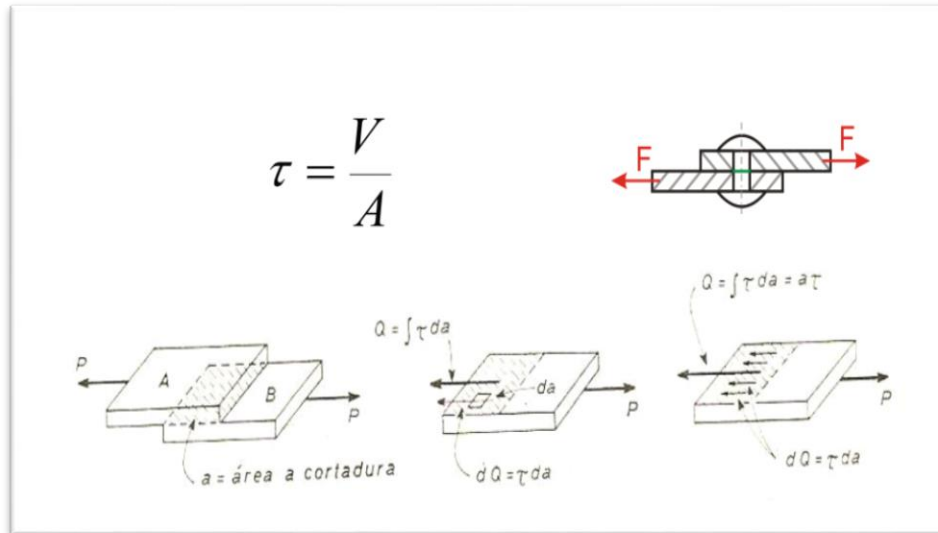


Figura 2.7 Esfuerzo de cizalladura

Fuente (Cruz, Mecánica de materiales, 2016, pág. 8)

La interacción de estos esfuerzos en un caso cualquiera de esfuerzos planos, es decir no hay fuerzas en el tercer eje, se pueden apreciar en el círculo de Mohr.

2.2.3.3 Torsión.

La torsión se refiere al fenómeno que produce un momento aplicado paralelo al eje de un cuerpo, que tiende a “torcer” el mismo. Las fórmulas que se indican a continuación, se basan en el supuesto de comportamiento elástico del material. Estos supuestos, a decir de (Tapia, 2004), son los siguientes:

Las secciones circulares permanecen circulares después de la torsión

Las secciones planas permanecen planas después de la torsión

La proyección de una línea radial sobre un la sección transversal permanece recta después de la torsión

El elemento está sometido a la acción de pares torsionales que actúan en planos perpendiculares al eje

Los esfuerzos no sobrepasan los límites de proporcionalidad.

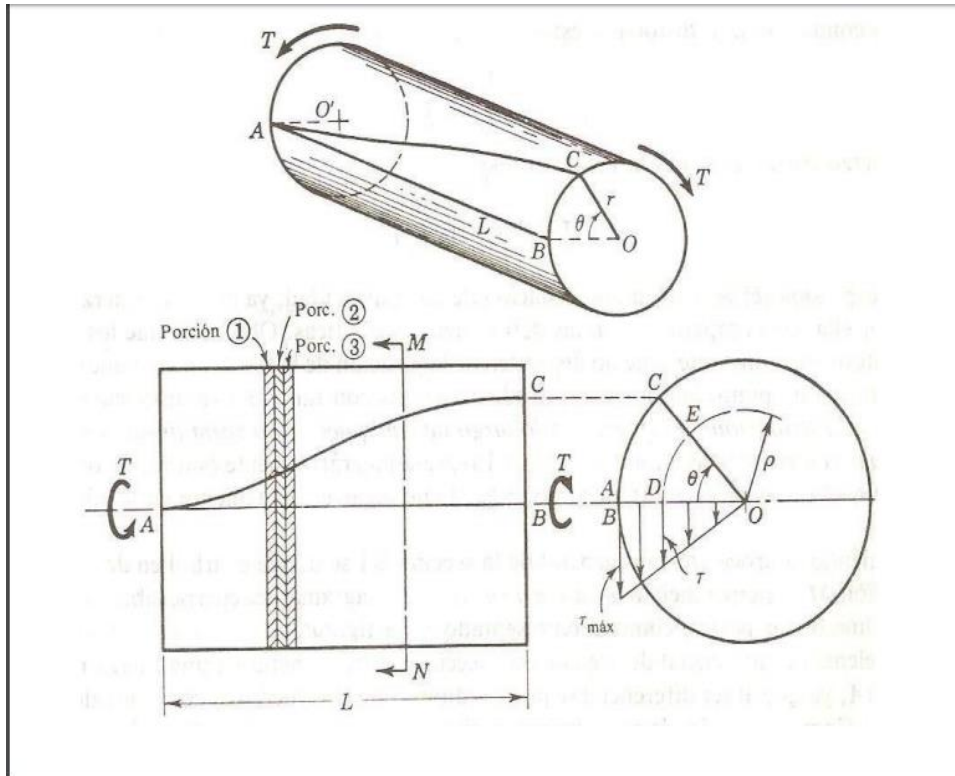


Figura 2.8 Torsión

Fuente (Tapia, 2004, pág. 3)

EC. 2.1 El ángulo girado (θ)

Ante un torque (T) está dado por:

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad [2.1]$$

Donde J es el momento polar de inercia y G es el módulo de elasticidad al corte.

EC. 2.2 El cortante máximo para ejes cilíndricos macizos:

$$\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad [2.2]$$

EC. 2.3 Cortante para ejes huecos

$$\tau_{\max} = \frac{16TD}{\pi(D^4 - d^4)} \quad [2.3]$$

Ahora es interesante conocer también la relación entre potencia y momento torsor, para lo cual (Budynas R, 2008, pág. 96), da algunas relaciones:

$$H = \frac{FV}{33000} = \frac{2\pi n}{33000 (12)} = \frac{Tn}{63025} \quad [2.4]$$

EC. 2.4 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 Nm.

2.2.3.4 Flexión.

La flexión pura se produce al someter a una viga a dos pares iguales y opuestos en sus extremos. Así como en la torsión, las fórmulas que se mostrarán a continuación se basan en algunos supuestos.

La viga se somete a flexión pura Cortante nula y no hay otras cargas.

El material es isotrópico y homogéneo

El material cumple con la Ley de Hooke

Inicialmente la viga es recta, con sección constante

La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión

Las proporciones de la viga son tales que fallaría ante la flexión, en vez de fallar por aplastamiento, corrugación o pandeo lateral

Las secciones transversales de la viga permanecen planas durante la flexión. (P. 85).

(Cruz, 2016, pág. 37), muestra unas gráficas donde se observan las relaciones de los elementos involucrados en los esfuerzos debidos a la flexión.

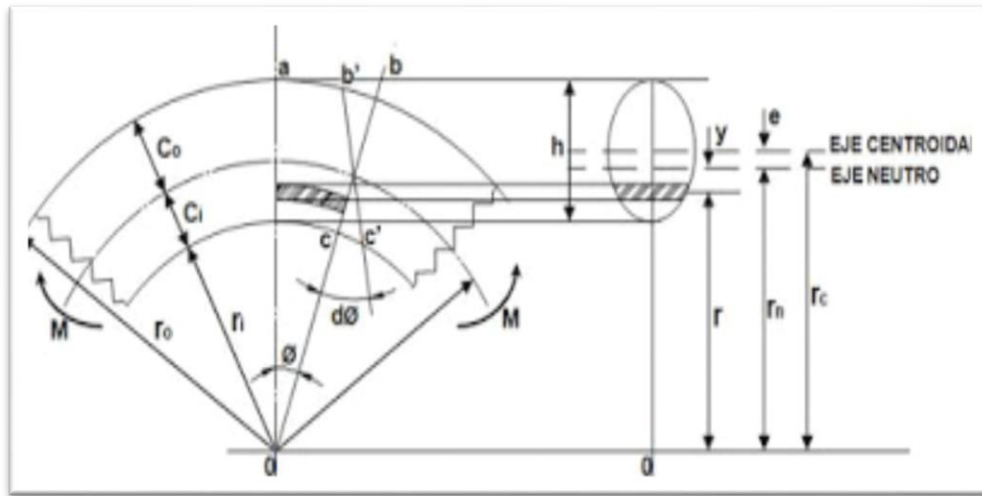


Figura 2.9 Esfuerzos por flexión

Fuente (Cruz, 2016, pág. 9)

EC. 2.5 El esfuerzo por flexión

$$\sigma = - \frac{My}{I} \quad [2.5]$$

Donde y es la distancia del punto donde se quiere calcular el esfuerzo, al eje neutro de la sección. M es el momento flector e I es el momento de del área.

EC. 2.6 Momento del área

$$I = \int y^2 dA \quad [2.6]$$

En vista de que varía linealmente con y el máximo esfuerzo estará en el punto más alejado del eje neutro, generalmente conocido como c .

EC. 2.7 Esfuerzo máximo

$$\sigma_{max} = - \frac{Mc}{I} \quad [2.7]$$

Si se reemplaza $Z=I/c$ la ecuación quedará en función del módulo de la sección

$$\sigma_{max} = - \frac{M}{Z} \quad [2.8]$$

2.2.4 DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACIÓN UNITARIA

Se ha dicho anteriormente que al aplicar fuerzas que tratan de estirar el material, este en verdad se estira, o viceversa, siempre se deformará, en todo caso, de una u otra forma, de acuerdo a la posición de las fuerzas respecto a la sección del cuerpo.

Una curva muy conocida se obtiene al someter a una fuerza variable, a una probeta de un material y graficar el esfuerzo que soporta la probeta versus la deformación unitaria, es decir la fuerza dividida por el área de la sección, versus el estiramiento o alargamiento dividido por la longitud original de la misma.

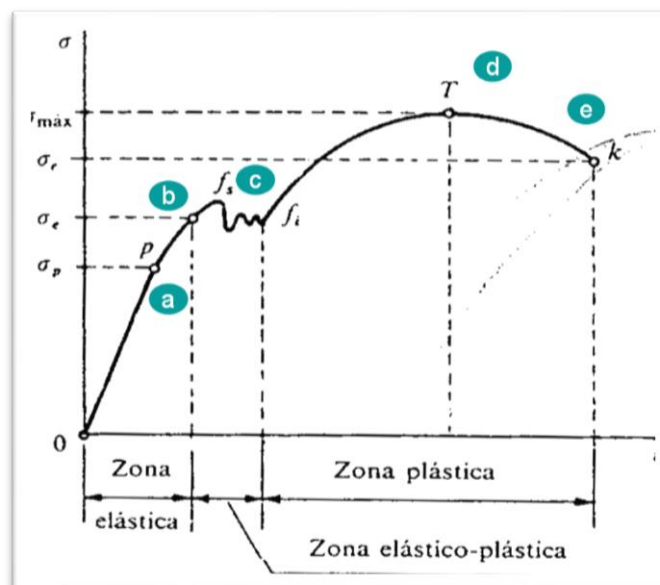


Figura 2.10 Diagrama esfuerzo- deformación

Fuente: (Estudiantesmetalografía, 2012, pág. 1)

La descripción de estos puntos importantes es la siguiente:

σ_p Es el esfuerzo de proporcionalidad, es decir que satisface la Ley de Hooke

σ_e Esfuerzo elástico, el material no sufre una deformación permanente apreciable, hasta el 2% máximo.

σ_r Esfuerzo donde se produce la rotura teórica, en realidad este valor es más alto, porque se produce una estricción de la sección de la probeta.

σ_m Valor máximo de esfuerzo que soporta la probeta.

Además, este diagrama permite definir zonas elástica, elástico plástica y plástica, en la zona elástico plástica se puede identificar una zona inestable, que corresponde al esfuerzo de fluencia σ_y .

2.2.5 CÍRCULO DE MOHR

(Budynas & Nisbett, 2008, pág. 2), señala que cuando se aísla una superficie interna de un cuerpo sometido a diversas cargas, la distribución de fuerza que actúa sobre un punto es única y tendrá componentes normales y tangenciales los mismos que por convención se establecen del siguiente modo si el esfuerzo normal es saliente del diferencial de superficie, es positivo, y el tangencial es positivo si coincide con la dirección y sentido de los ejes positivos del sistema cartesiano.

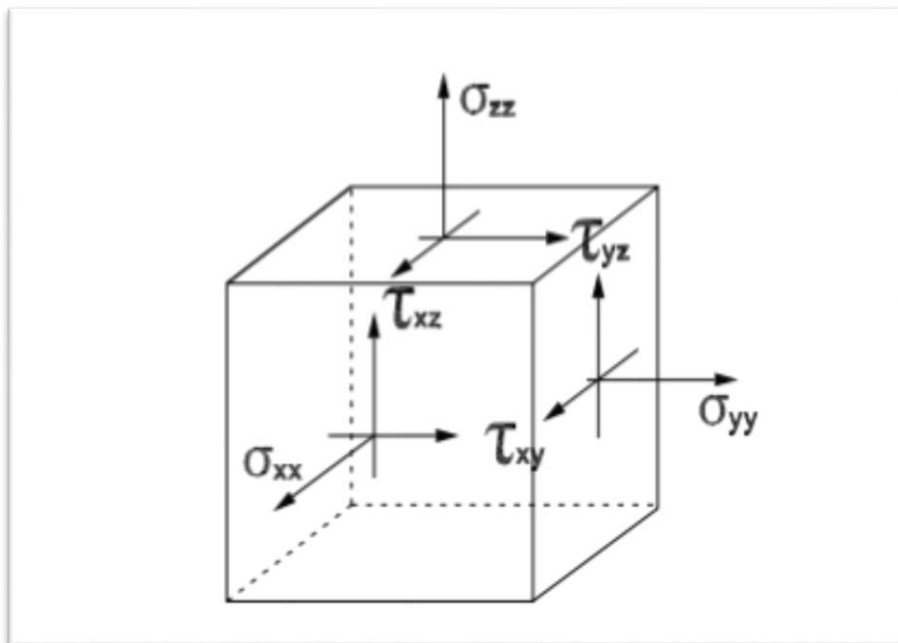


Figura 2.11 Componentes del esfuerzo

Fuente: (Rico, 2013, pág. 2)

La gráfica corresponde a un punto de esfuerzos, ahora si este es cortado por un plano inclinado, el estado de esfuerzos sería como en la siguiente gráfica.

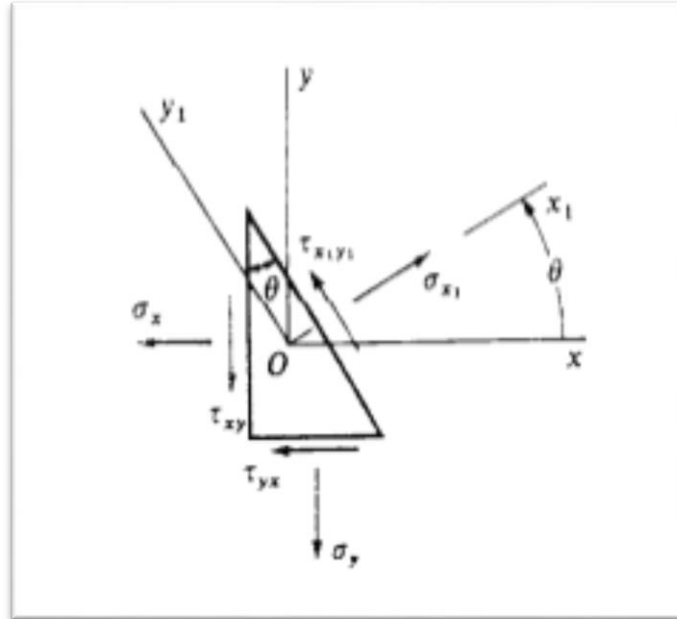


Figura 2.12 Esfuerzos en un plano cualquiera

Fuente: (Badiola, 2004, pág. 20)

Haciendo el equilibrio de fuerzas se tiene las siguientes importantes ecuaciones:

EC. 2.8 Esfuerzo normal en un plano cualquiera

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \operatorname{sen} 2\theta \quad [2.9]$$

EC. 2.9 Esfuerzo cortante en un plano cualquiera

$$\tau = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \operatorname{sen} 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad [2.10]$$

Diferenciando la primera ecuación respecto al ángulo, e igualando a cero se obtiene:

EC. 2.10 Ángulo para esfuerzos máx. y mín.

$$\tan 2\theta = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad [2.11]$$

Ecuación que define los valores máximo y mínimo de esfuerzo principal, del mismo modo, diferenciando la ecuación de \$\tau\$, igualando a cero se obtiene:

$$\tan 2\theta_s = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad [2.12]$$

En cambio define los valores máximo y mínimo de \$\tau\$:

Haciendo los reemplazos adecuados se tienen las dos importantes ecuaciones

EC. 2.11 Esfuerzos principales:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad [2.13]$$

EC. 2.12 Cortantes principales:

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad [2.14]$$

Un método gráfico para expresar las relaciones anteriormente expuestas es el denominado Círculo de Mohr, tomando en cuenta que el ángulo es positivo en sentido anti horario.

Para determinar los esfuerzos máximos se representan en un sistema cartesiano esfuerzo normal (x), esfuerzo cortante (y), y con las fórmulas se determina el centro del círculo y a partir de ahí haciendo centro en este último y con radio desde el centro hasta el punto (σ_x, τ_{xy}) , el extremos del círculo, (intersección don ejes x-y) determinan los valores extremos de esfuerzo.

Por otra parte, en cada plano van a existir valores de esfuerzo normales como tangenciales, lo interesante es determinar a qué ángulo se dan los valores máximos, tanto de cortante como de esfuerzo normal.

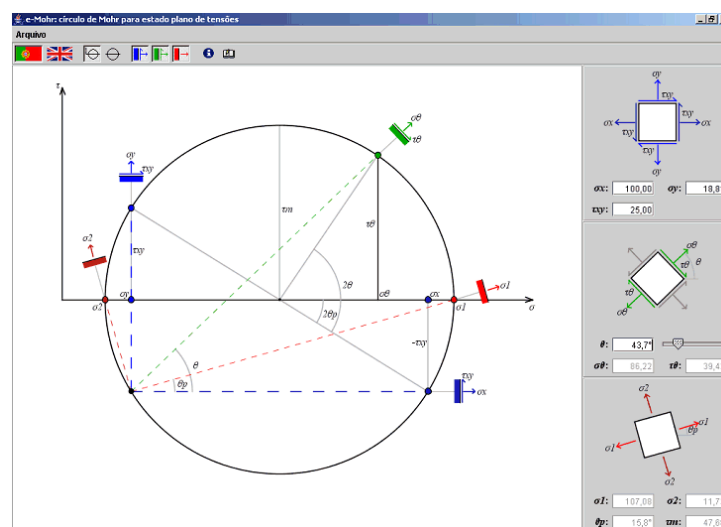


Figura 2.13 Círculo de Mohr

Fuente: (Martha, 2004, pág. 1)

2.2.6 RESISTENCIA ESTÁTICA

La resistencia estática es una propiedad estadística del material, que indica que puede fallar por ejemplo a fluencia (ceder el material) y el valor registrado en las tablas, se refiere a un valor medio de ese valor

2.2.7 TEORÍAS DE FALLA POR CARGAS ESTÁTICAS

(Budynas R , 2008, pág. 258), manifiesta que “cuando las partes de las máquinas fallan estáticamente, por lo general desarrollan una deflexión muy grande, puesto que el esfuerzo sobrepasó el límite elástico, por ello la parte se reemplaza antes de que se produzca la fractura. De esta manera la falla estática proporciona una advertencia visible”.

El mismo autor señala que las teorías de falla por carga estática son:

Esfuerzo cortante máximo

Energía de distorsión

Mohr- Coulomb materiales dúctiles y frágiles

2.2.7.1 Esfuerzo Cortante Máximo.

“Esta teoría del esfuerzo cortante máximo estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza empieza a fluir.”(p. 211).

EC. 2.13 Cortante máx. según TCM

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2n} \quad [2.15]$$

EC. 2.14 Resistencia a la fluencia en cortante

$$S_{Sy} = 0,5S_y \quad [2.16]$$

2.2.7.2 Energía de Distorsión

El mismo autor citado manifiesta que “predice que la falla por fluencia 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)

La energía de deformación por unidad de volumen de la tensión simple es $\mu = \frac{1}{2} \epsilon \sigma$

que nos da luego de varios reemplazos
$$\mu_{d=\frac{1+\nu}{3E}S_y^2} \quad [2.17]$$

Para el caso general de esfuerzos, la falla se produce cuando los esfuerzos de Misses superan el límite de fluencia, como se puede ver en la ecuación:

EC. 2.15 Esfuerzo de Von Mises σ'

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \geq S_y \quad [2.18]$$

Y para diseño con un factor de seguridad n se tiene:

EC. 2.16 Factor de seguridad y σ'

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad [2.19]$$

Esta teoría es la que más concuerda con pruebas de ensayo y se debe usar en el diseño de elementos dúctiles.

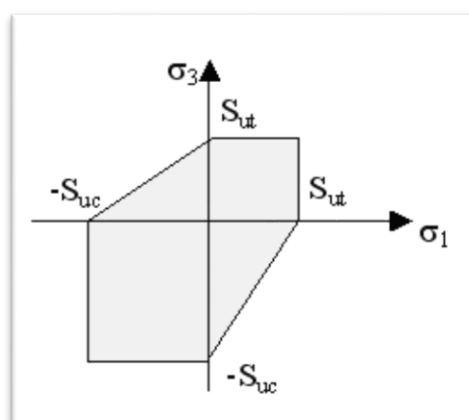


Figura 2.14 Teoría del esfuerzo normal máximo

Fuente: (Mecapedia, 2014, pág. 1)

EC. 2.17 La ecuación de diseño según TED

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = \frac{1}{n} \quad [2.20]$$

Las teorías más usadas son las dos primeras.

2.2.8 FATIGA

(Budynas R , 2008, pág. 258), unas cargas de fatiga son aquellas que son variables en el tiempo y además cíclicas, por ejemplo las cargas aplicadas a un eje rotatorio, en la superficie del eje se producen esfuerzos alternados de tensión y compresión, y si este está conectado a un piñón helicoidal tendría además compresión si el eje gira a gran velocidad se tienen esfuerzos fluctuantes miles de veces por minuto y es aquí donde se observa que el material falla a valores muy por debajo de la fluencia. A este tipo de falla se denomina fatiga.

Del mismo modo afirma el autor antes citado que:

“una falla por fatiga no proporciona una advertencia. Es repentina, total y por ende peligrosa... Surgen a partir de tres etapas de desarrollo: La etapa I es el inicio de una o más micro grietas debido a la deformación plástica cíclica seguida de propagación cristalográfica que se extiende de dos a cinco granos alrededor del origen. En la etapa II las micro grietas se convierten en macro grietas y forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales... la etapa III ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material restante no puede soportar las cargas.” (p.258).

2.2.8.1 Límite de resistencia a la fatiga del material

Para el acero, el límite de resistencia a la fatiga *del material*, S'_e se toma los valores proporcionados por (Budynas R , 2008, pág. 274).

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \quad [2.21]$$

$$S'_e = 100 \text{ kpsi} \quad S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \quad [2.22]$$

$$S'_e = 700 \text{ MPa} \quad S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \quad [2.23]$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión última.

Se tiene disponibles datos según el sistema de medida que se utilice, tanto en el sistema inglés como en el sistema internacional. En este trabajo se realizará todo el proceso en el sistema internacional.

2.2.8.2 Factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga

Entre estos se encuentran, según (Budynas R , 2008, pág. 278), el material, la base de falla, la variabilidad; la manufactura, el método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo; Entorno, corrosión, temperatura estado de esfuerzos, tiempos de relajación; diseño: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzos, velocidad, rozamiento, excoiación.

Los factores mencionados de Marín, se muestran en la siguiente relación:

EC. 2.18 Resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad [2.24]$$

Donde:

S_e Límite de resistencia a la fatiga específica del elemento

k_a Modificación debida al acabado superficial

k_b Influencia del tamaño

k_c Efecto de la carga

k_d Temperatura

k_e Confiabilidad

k_f Efectos varios

Y donde cada uno de estos se determina en tablas o gráficas o fórmulas.

El Factor de superficie. K_a , se refiere a que mientras más pulida la superficie mejor, por lo tanto depende del tipo de acabado.

Se puede mirar que mientras mejor sea el acabado, el factor es más alto, afectando así en menor grado. Para un pulido obviamente la resistencia mejorará, mientras que para un acabado rugoso de fundición la resistencia será muy baja.

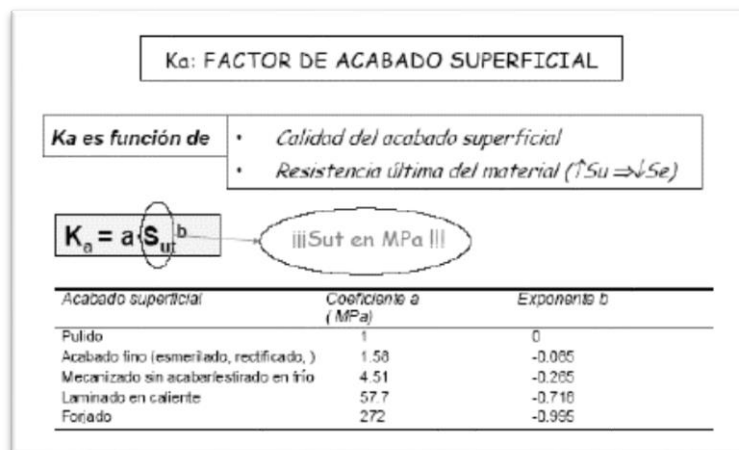


Figura 2.15 Factor de acabado superficial

Fuente: (Turmero, 2008, pág. 3)

El factor de tamaño K_b ., para carga axial el factor es igual a 1 y para flexión y torsión se tiene los siguientes datos:



Figura 2.16 Factor de tamaño

Fuente: (Turmero, 2008, pág. 4)

En pulgadas (Budynas R , 2008, pág. 278), tiene las fórmulas, tanto para el diámetro en mm, como en pulgadas y puede notarse que mientras mayor es el diámetro, menor será la resistencia, en parte la explicación es que aumenta el número de fallas en la sección, tanto de dislocaciones, deformaciones, micro grietas, inclusiones de otros átomos y otras imperfecciones que deforman la estructura cristalina.

Tabla 2.1 Factor de tamaño Pg-mm

K_b	$\left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107}$	$0.11 \leq d \leq 2$ pg
	$0.91d^{-0.157}$	$2 \leq d \leq 10$ pg
	$\left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107}$	$2.79 \leq d \leq 51$ mm
	$1.51d^{-0.157}$	$51 \leq d \leq 254$ mm

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 124)

El factor K_c de confiabilidad se refiere a la probabilidad de que el valor de resistencia a la fatiga esté en el rango considerado. El autor citado indica una fórmula en función del valor de Z_a , que es el parámetro de la distribución normal $K_c = 1 - 0.08 Z_a$ valor que se toma según la confiabilidad que se desee. Para algunos valores típicos, (Turmero, 2008, pág. 5), muestra una tabla:

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Figura 2.17 Factor de confiabilidad

Fuente (Turmero, 2008, pág. 5)

El factor de temperatura K_d , en vista de que la resistencia disminuye rápidamente con la temperatura, se toma este factor. Este factor depende de una curva polinomial de cuarto orden por lo que es mejor tener en forma de tabla.

(Turmero, 2008, pág. 6), proporciona una fórmula para usarla con °C

$$K_d = 1 \quad \text{para } T \leq 450^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1 - 5.8 \times 10^{-3}(T - 450) \quad \text{para } 450 \leq T \leq 550^\circ\text{C}$$

(Budynas & Nisbett, 2008), proporcionan otra fórmula:

$$K_d = 0.075 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

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

El factor de tipo de esfuerzo K_e , (Turmero, 2008), señala que según pruebas experimentales se ha llegado a determinar los siguientes valores:

Flexión $K_e = 1$

Tracción $K_e = 0.85$

Torsión $K_e = 0.6$

El Factor de efectos varios K_f . Se refiere a efectos como corrosión, recubrimientos, frecuencia, metalizado (reducción del límite de resistencia la fatiga del 14%) dirección del procesado, corrosión por frotamiento (0.24- 0.90) irregularidades y discontinuidades.

Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca. El esfuerzo máximo para materiales poco sensibles a la muesca se emplea:

$$\sigma_{max} = K \sigma_o \quad [2.25] \quad \tau_{max} = K_f \tau_o \quad [2.26]$$

Donde K_f es el valor reducido de K_t (factor de concentración de esfuerzo estático) y σ_o es el esfuerzo nominal. Normalmente se denomina *factor de concentración de esfuerzo por fatiga* y se define por:

$$K_{fs} = \frac{\text{esfuerzo máximo de la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}} \quad [2.27]$$

La sensibilidad a la muesca q está definida por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad [2.28]$$

$$q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad [2.29]$$

Q se encuentra entre cero y uno

Despejando el factor de interés se tiene:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad [2.30]$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad [2.31]$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad [2.32]$$

Los valores de sensibilidad se encuentran en la siguiente figura, donde se puede mirar las curvas de nivel para varias durezas de los aceros, tanto para torsión, como para flexión.

Se tiene además una curva para aleaciones de aluminio en línea punteada.

Para encontrar el valor se debe intersecar el valor del radio de entalle con la curva de la dureza respectiva, y mirar en la ordenada el coeficiente de sensibilidad.

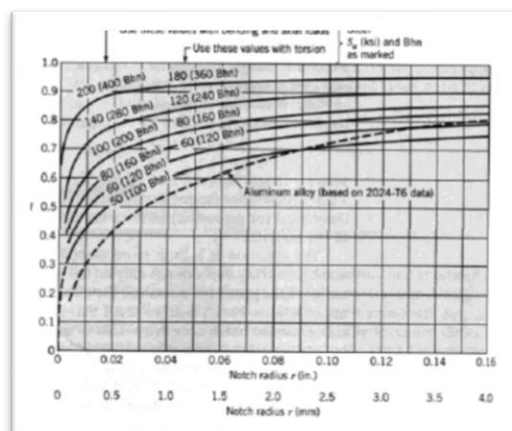


Figura 2.18 Curvas de sensibilidad a la muesca

Fuente: (Turnero, 2008, pág. 11)

2.2.9 TEORÍAS DE FALLA POR FATIGA

Generalmente los esfuerzos en partes de maquinaria son de naturaleza sinusoidal debido a la rotación, aunque pueden ser irregulares, pero lo importante son los máximos y los mínimos, por lo tanto se configura un esfuerzo máximo, mínimo, medio, amplitud, un esfuerzo estático constante, un esfuerzo intervalo, igual a dos esfuerzos amplitud, como se indica en la figura.

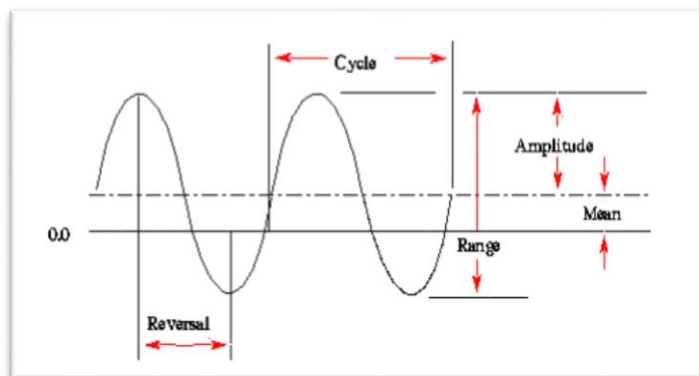


Figura 2.19 Esfuerzo fluctuante

Fuente: (Ingeniería, 2002, pág. 1)

Donde

$$\sigma_{\min} \text{ esfuerzo mínimo} \quad [2.33]$$

$$\sigma_{\max} \text{ esfuerzo máximo} \quad [2.34]$$

$$\sigma_a \text{ amplitud} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad [2.35]$$

$$\sigma_m \text{ esfuerzo medio} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad [2.36]$$

$$\sigma_r \text{ intervalo de esfuerzo} \quad [2.37]$$

$$\sigma_s \text{ esfuerzo estático} \quad [2.38]$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \text{ razón de esfuerzo} \quad [2.39]$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \text{ razón de amplitud} \quad [2.40]$$

2.2.9.1 Goodman modificado.

Toma como valores referenciales el límite de fatiga y el esfuerzo último para el esfuerzo amplitud y el límite de fluencia para el esfuerzo medio, como puede observarse en la figura siguiente

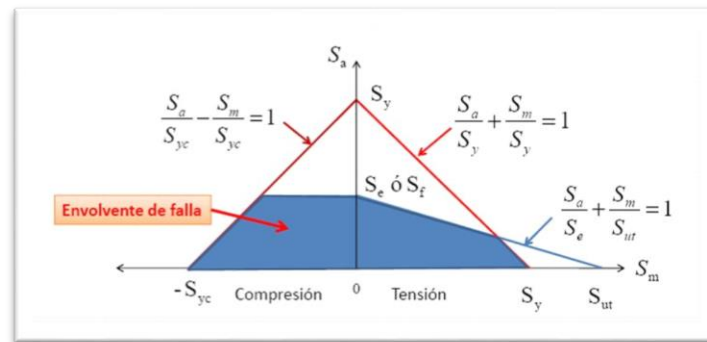


Figura 2.20 Diagrama de Goodman modificado

Fuente: (Ramírez, 2013, pág. 55)

El criterio de falla incluyendo el factor de seguridad para el tramo que se ve en la figura sería:

EC. 2.19 Goodman modificado

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad [2.41]$$

2.2.9.2 Criterio de Soderberg.

Es una aproximación lineal de datos, mediante una recta trazada desde el límite de fatiga en el eje Y, que tiene que ver con los esfuerzos amplitud, y en el eje X el límite de resistencia a la fluencia por tracción o tensión, para los esfuerzos medios.

Este criterio puede ser útil cuando se desee hacer un cálculo más rápido y sin complicarse o cuando se conozca muy poco acerca del material, pues traza su línea de seguridad dentro del campo seguro de otros criterios, además de que se use un factor de seguridad, le aleja más de la falla. También puede usarse cuando se va a producir pocas piezas y el desperdicio del material no afecte demasiado,

pero si es al contrario la situación, se recomienda usar otro criterio, y si hace pruebas con probetas, de ese material específico, estará en una zona segura y sin desperdiciar material.

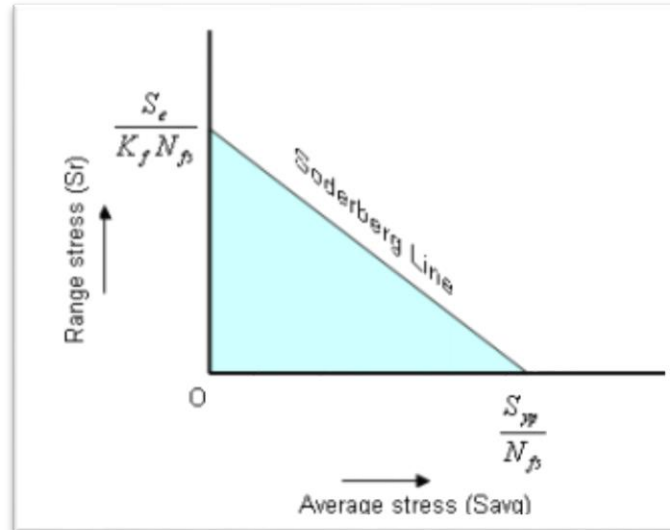


Figura 2.21 Criterio de Soderberg

Fuente: (Ride, 2018, pág. 3)

EC. 2.20 Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad [2.42]$$

Es una ecuación de una recta de ajuste de los datos de falla. Note la relación matemática de esfuerzos y factor de seguridad. Cuando se tiene vida finita se debe cambiar la resistencia a la fatiga por la resistencia correspondiente a ese número de ciclos. El siguiente criterio es una aproximación de datos de una ecuación parabólica.

2.2.9.3 Criterio Gerber.

$$\text{EC. 2.21 Gerber} \quad \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad [2.43]$$

Es una parábola, constituye una aproximación muy cercana a los datos de falla, por lo que puede decirse que es el criterio más exigente de todos los tratados.

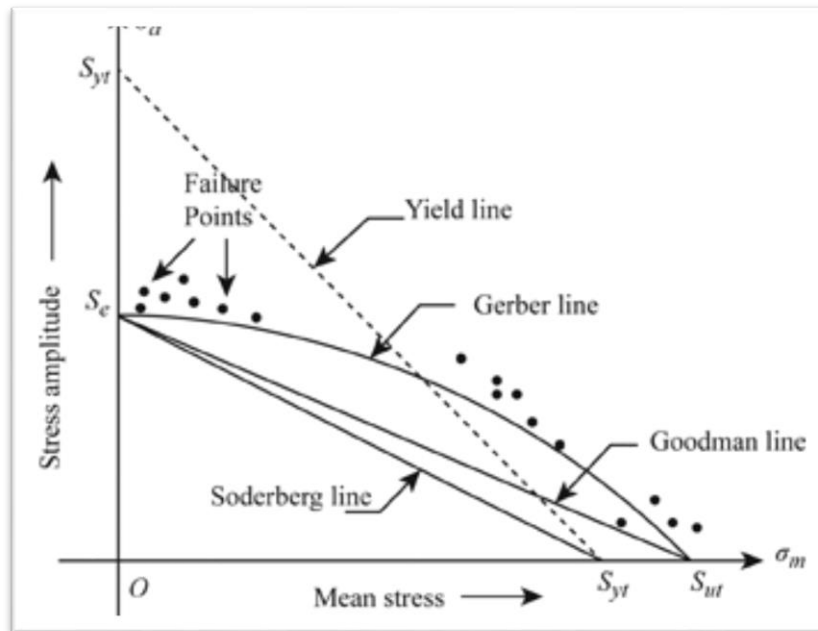


Figura 2.22 Criterio de Gerber

Fuente: (Chegg, 2011, pág. 12)

ASME en cambio hace la aproximación de los datos de falla mediante la ecuación de una elipse, donde los puntos de interés son la resistencia a la fatiga y la resistencia a la fluencia ante tensión, igual que en el otro caso pero su aproximación es mediante la ecuación mencionada, lo cual es un tanto más conservador que la ecuación parabólica, como puede observarse en la figura, la curva está un tanto más abajo que la ecuación mencionada anteriormente.

2.2.9.4 Criterio ASME elíptica

EC. 2.22 ASME

$$\left(\frac{n\sigma_a}{s_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{s_y}\right)^2 = 1 \quad [2.44]$$

Esta ecuación es la que mejor se ajusta a los datos experimentales por lo que sin tener la exigencia de Gerber, es muy segura y optimiza el diseño, factor crítico al momento de hacerlo para una producción grande de piezas sometidas a esfuerzos de fatiga.

El siguiente criterio de diseño se debe aplicar siempre porque cuando la pieza empieza a trabajar, debe soportar la fluencia, desde el primer ciclo, por eso este criterio le protege contra la fluencia en el primer ciclo de funcionamiento, para luego pasar a verificar a fatiga de acuerdo al número de ciclos, utilizando las fórmulas adecuadas, para vida finita, es decir un número menor a un millón de ciclos o para vida infinita, más de un millón de ciclos.

2.2.9.5 Criterio de Langer

EC. 2.23 LANGER

$$\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad [2.45]$$

Puede observarse que esta línea está trazada desde el límite de fluencia en el eje y para la amplitud del esfuerzo, como también para el esfuerzo medio en el eje x, es decir que en el criterio le protege tanto para la fluctuación como para el esfuerzo medio producido por la carga.

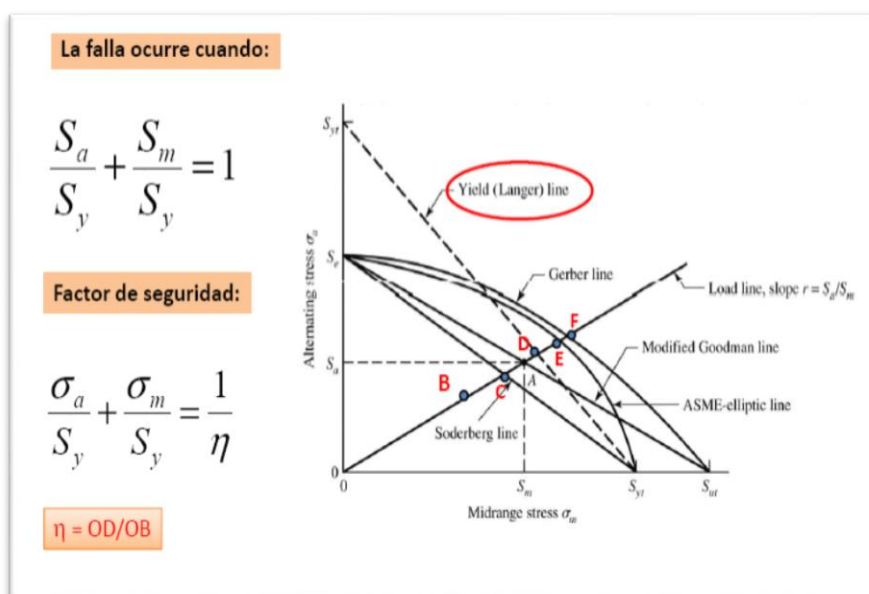


Figura 2.23 Langer: Fluencia en el primer ciclo

Fuente: (Ramírez, 2013, pág. 49)

Para determinar con mayor precisión cuál criterio usar, se deberá realizar una serie de ensayos para saber cuál curva ajusta mejor los datos de las fallas.

2.2.10 DIÁMETROS PARA EJES

Algunos autores revisados hacen una diferencia entre eje y árbol, diciendo que eje no transmite potencia solo es apoyo para el movimiento giratorio, mientras árbol si lo hace y soporta momentos torsores, fuerzas, momentos flectores, fuerzas axiales, otras cargas, debido a los acoplamientos que transmiten estas cargas, tales como correas, poleas, engranajes, otros. (Taringa, 2011, pág. 1)

Según el autor antes citado, para el diseño debe usarse por cuestiones económicas, diámetros normalizados de ejes, de acuerdo a la norma DIN 323 en el siguiente orden: series R5, R10, R20, R40, y los diámetros son:

10; 11; 12; 12,5; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 120; 125; 130; 140; 150 160; 170; 180; 190 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500.

Negrita grande R5, grande sin negrita R10 mediana R20 pequeña R40.

2.2.11 ACEROS PARA EJES

Para el trabajado de ejes, (Taringa, 2011, pág. 2) también reseña un resumen muy claro del tipo de acero y su utilidad.

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 I5Cr3 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.

2.2.12 PROCESOS DE FABRICACIÓN

Estos procesos se puede decir que empezaron hace unos 7000 años, con la necesidad de realizar pinturas rupestres, ha pasado luego por la fabricación de armas, utensilios, en 1880 con la revolución industrial por la fabricación en serie, en 1940 por la programación a través de ordenadores y actualmente la automatización y robotización. (López A. , 2013, pág. 41).

Los procesos mecánicos según el autor citado pueden ser clasificados según que el material sea agregado (procesos electrolíticos, revestimientos), disminuido (mecanizado) o modificado (Conformado), pero también puede hacerse otra clasificación de acuerdo al material: acero, cobre, aluminio; de acuerdo al acabado del producto (partes, conjuntos, semi-acabados); de acuerdo al sector industrial (naval, ferroviario, artesanal, médico, etc); máquinas herramientas utilizadas; grado de calidad; nivel de tecnología, y otras clasificaciones (López A. , 2013, pág. 27).

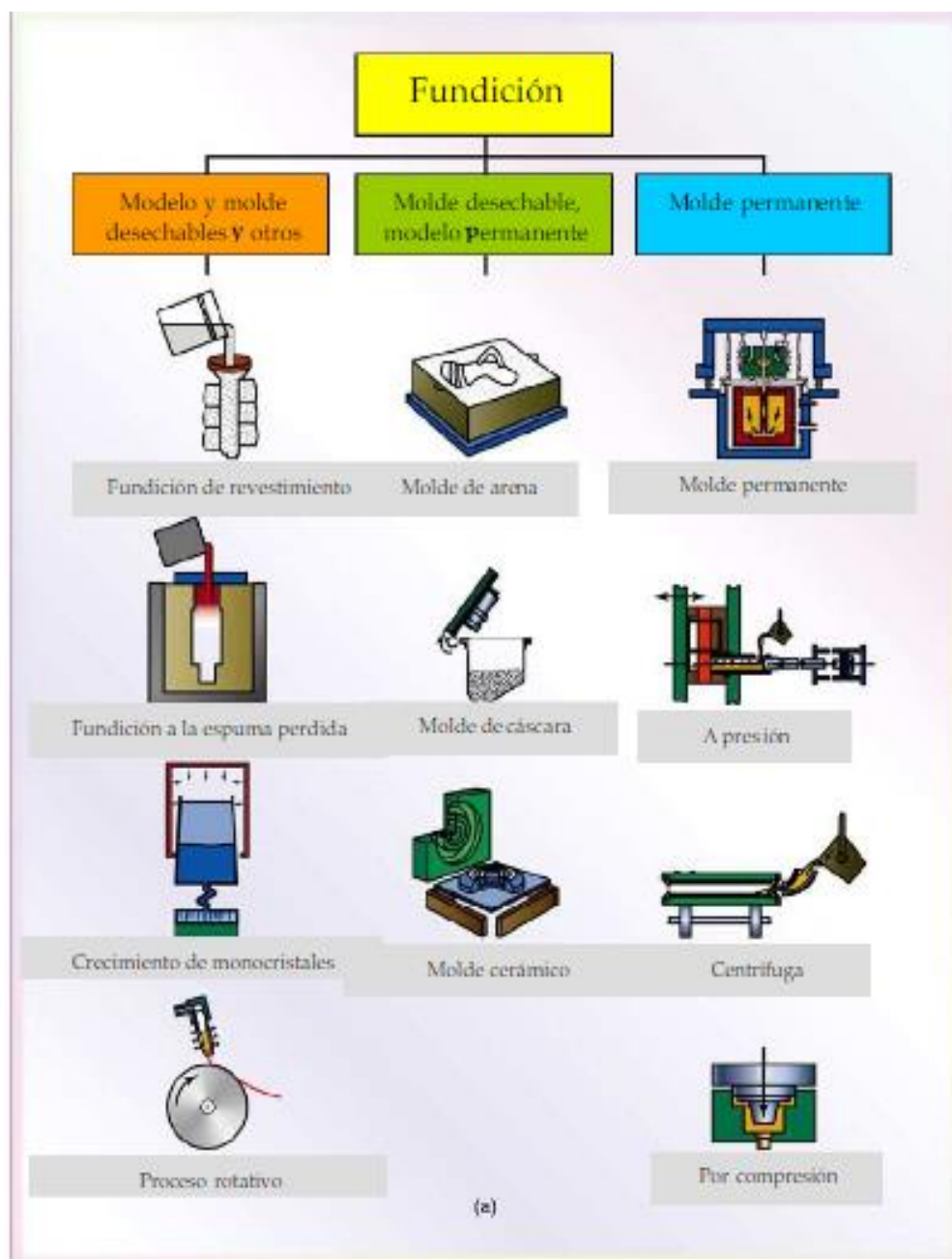


Figura 2.24 Procesos de fundición

Fuente: (López A. , 2013, pág. 27)

Los procesos de conformado son procesos de producción generalmente industriales, es decir de producción de grandes cantidades mediante técnicas como trefilado, extrido, punzonado, otros que muchas veces se pueden programar con cnc, para aumentar la calidad o precisión, la uniformidad de la producción y la rapidez o economía de los productos (López A. , 2013, pág. 28).

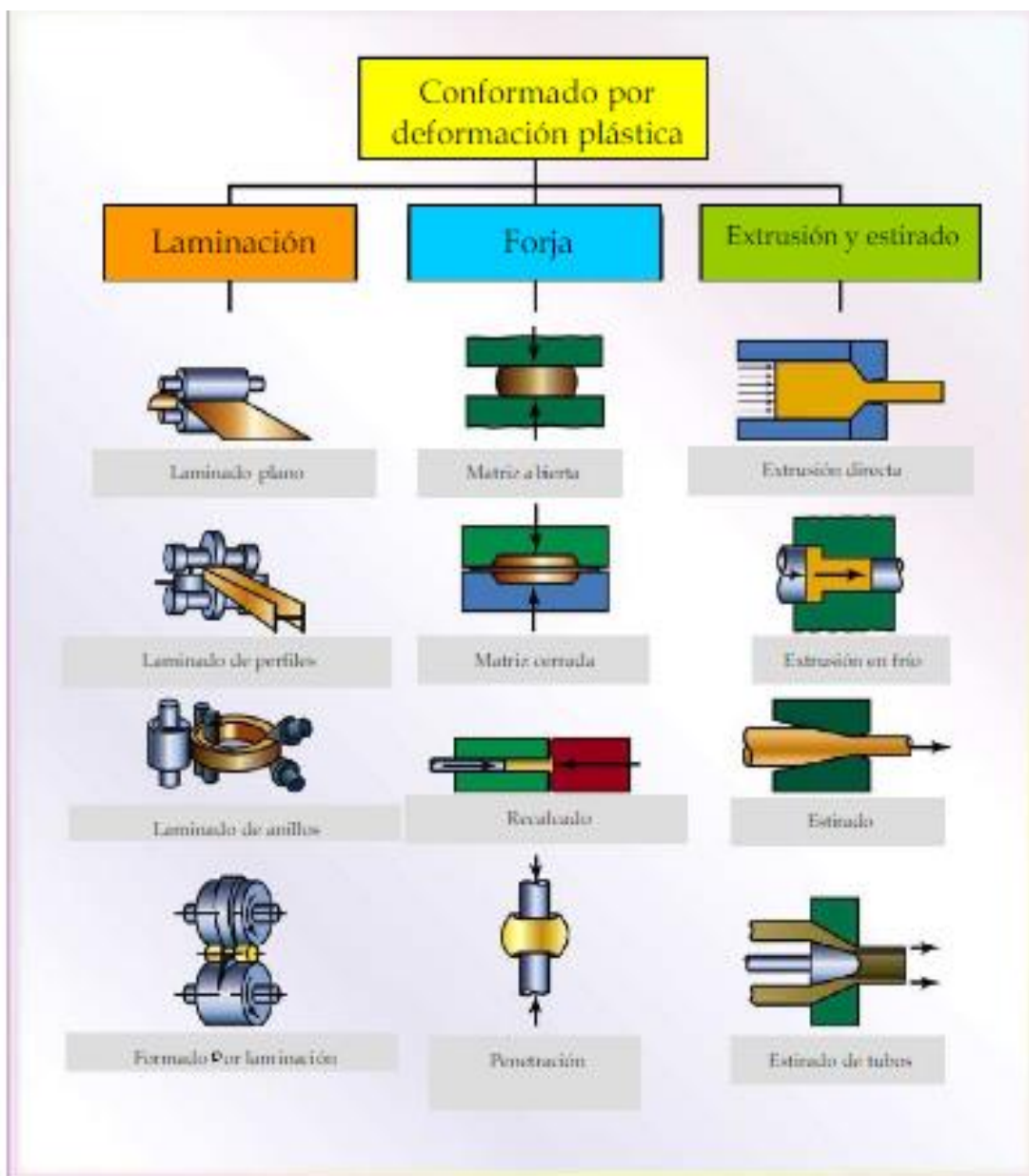


Figura 2.25 Conformado por deformación plástica

Fuente (López A. , 2013, pág. 28)

El conformado de chapa es un conjunto de operaciones industriales de mecanizado que se ocupa de transformar chapa delgada en objetos útiles, así tenemos el

cizallado o corte, el doblado, el formado, plegado, repujado, punzonado, embutido profundo, aplicados a chapas de acero con ciertas características que les permitan absorber ese trabajado, sin romperse (López A. , 2013, pág. 29).

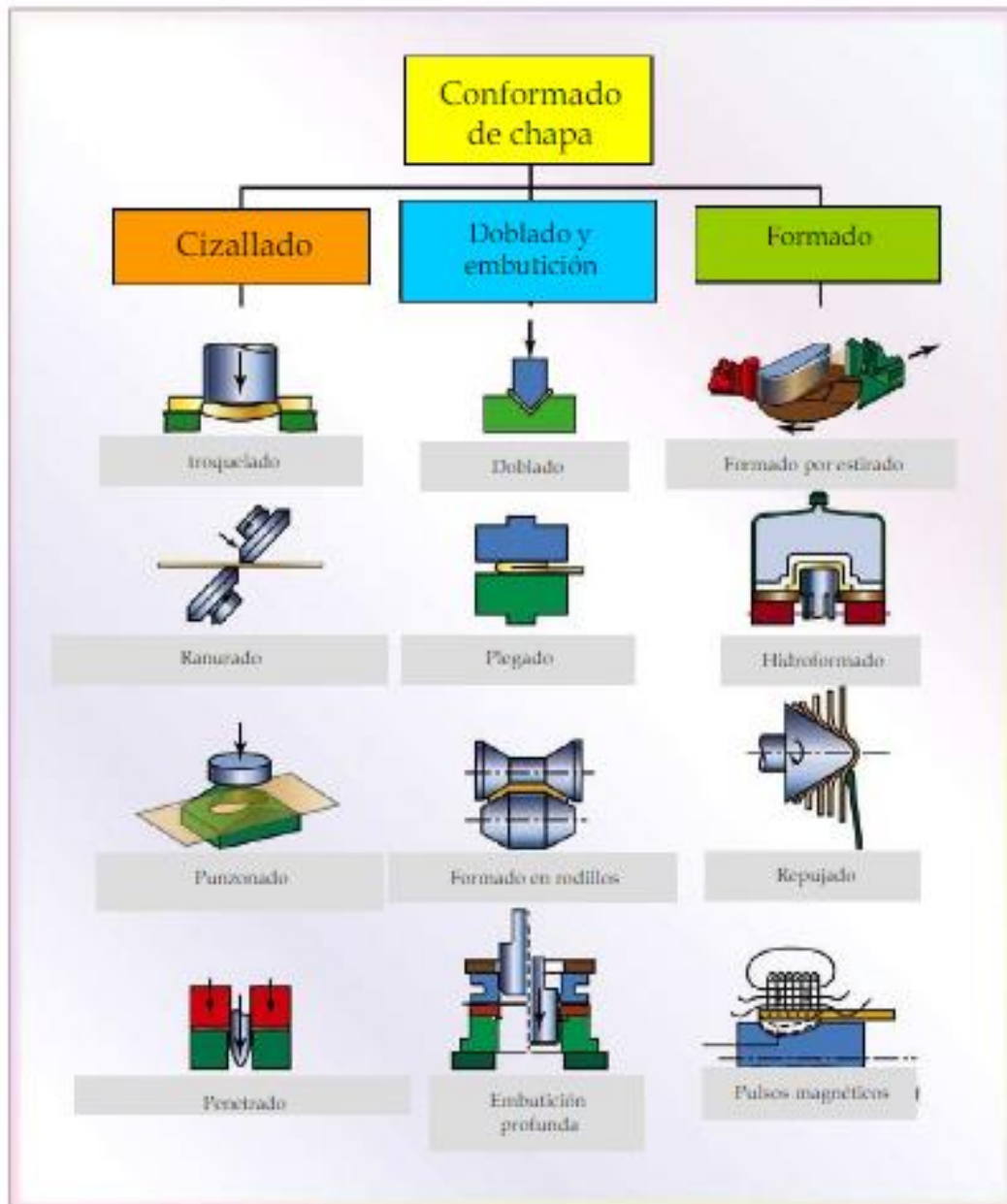


Figura 2.26 Conformado de Chapa

Fuente: (López A. , 2013, pág. 29)

Existen procesos de mecanizado, como los conocemos: torneado, taladrado, brochado, fresado, aserrado, que pueden hacerse mediante máquinas tipo clásico

o con cnc para aumentar la productividad, así también existen proceso de acabado, que mejoran algunas características de presentación, resistencia a la corrosión, resistencia mecánica u otra, tales operaciones pueden ser el rectificado, el baño electroquímico, otros (López A. , 2013, pág. 31).

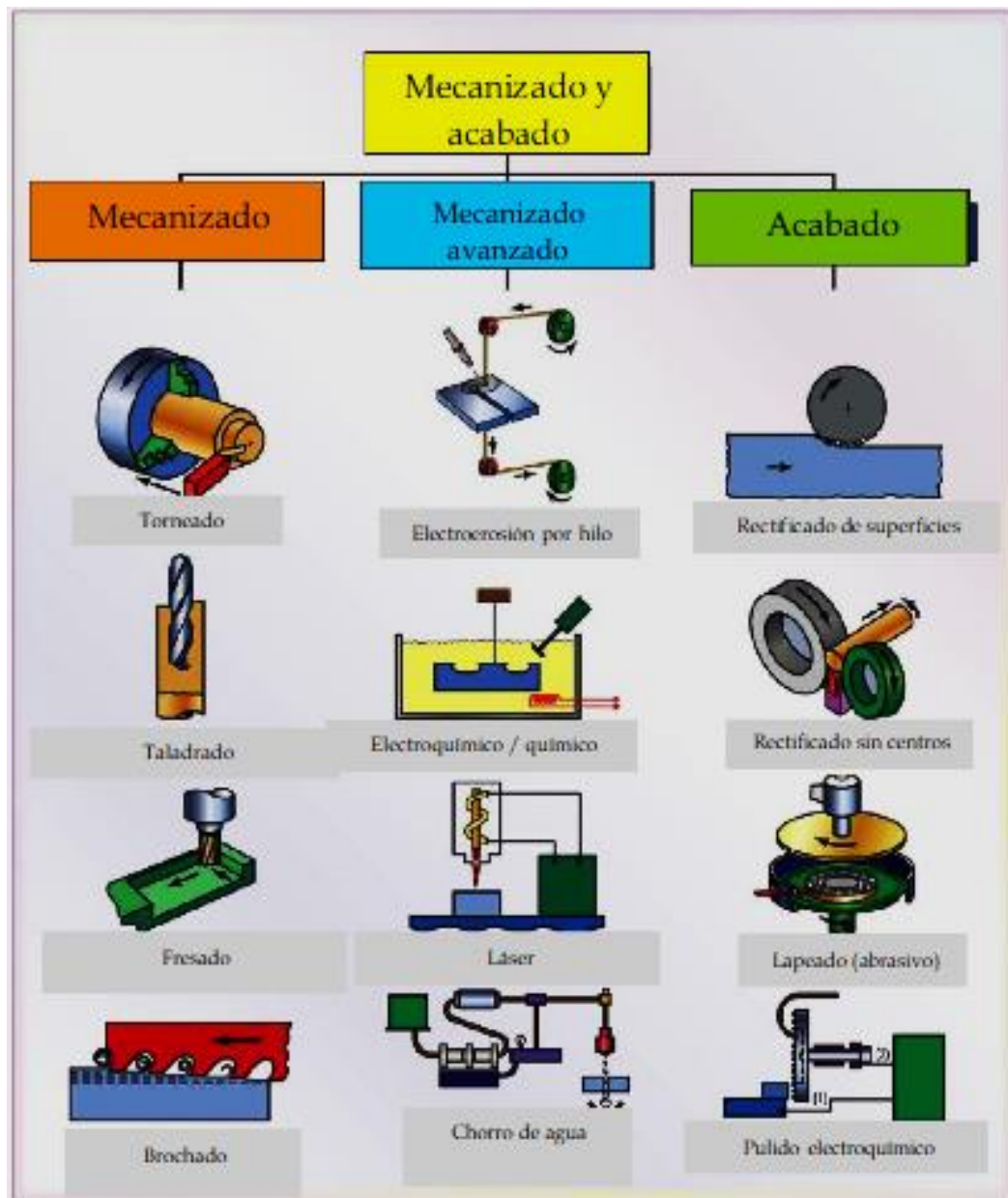


Figura 2.27 Mecanizado

Fuente: (López A. , 2013, pág. 31)

En cuanto a procesos de unión de piezas se debe manifestar que el proceso más común es el de soldadura, en el cual existen a la vez varios métodos, como soldadura por arco y dentro de este hay muchos procesos tales como el de

electrodo revistido, el MIG, el TIG, el de arco sumergido, otros, dentro de la soldadura eléctrica tenemos la de puntos, presión, fricción y sin soldadura existe el remachado, empernado, pegado, otros (López A. , 2013, pág. 32).

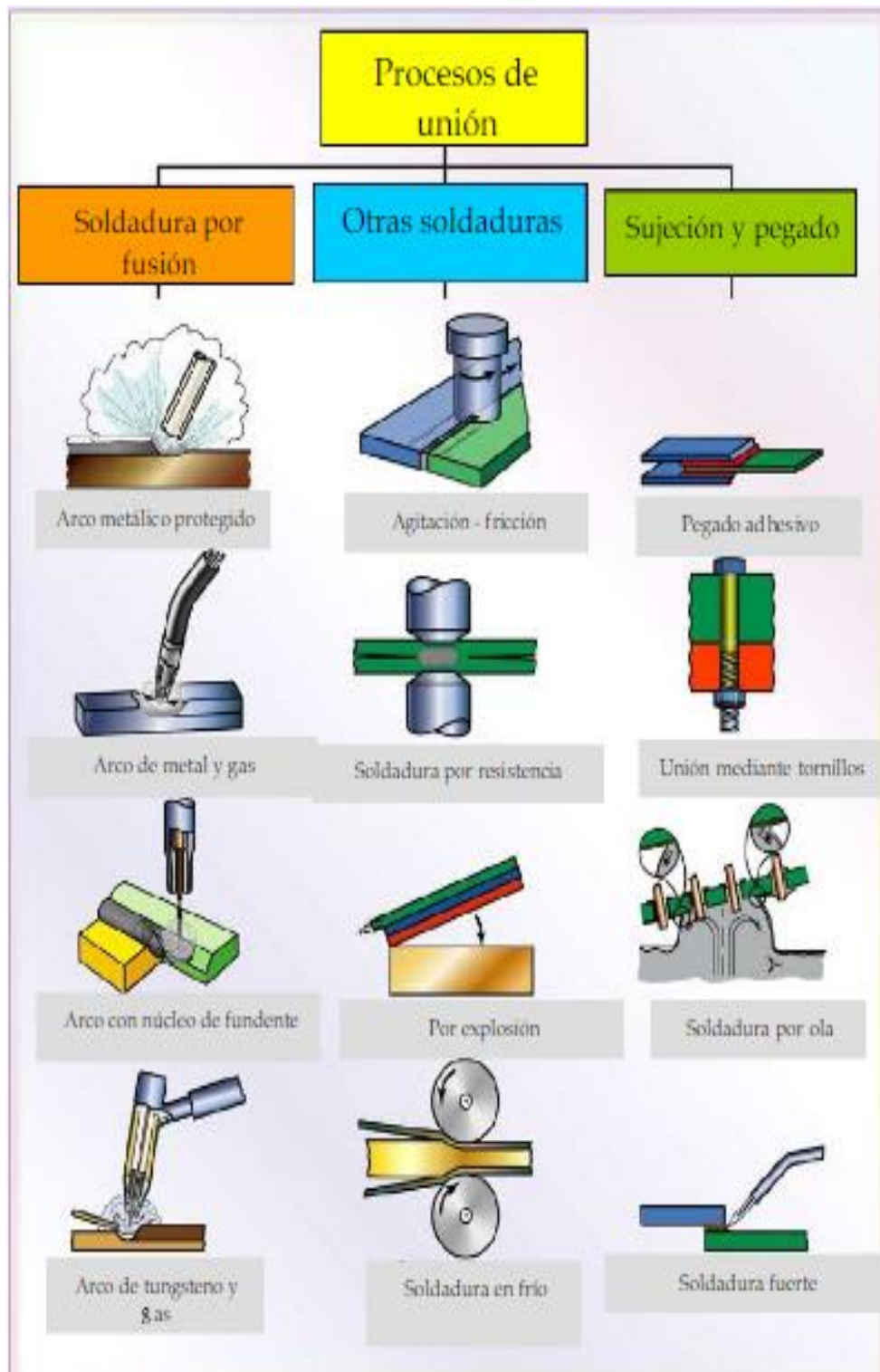


Figura 2.28 Unión de elementos mecánicos

Fuente: (López A. , 2013, pág. 32)

2.2.12.1 Fresado

La fresadora, junto con el torno permiten realizar una gran cantidad de piezas que requieran las siguientes operaciones (López C. , 2013, pág. 165): planeado, ranurado, cortado, fresado frontal, taladrado, fresado de ruedas dentadas, formas diversas.

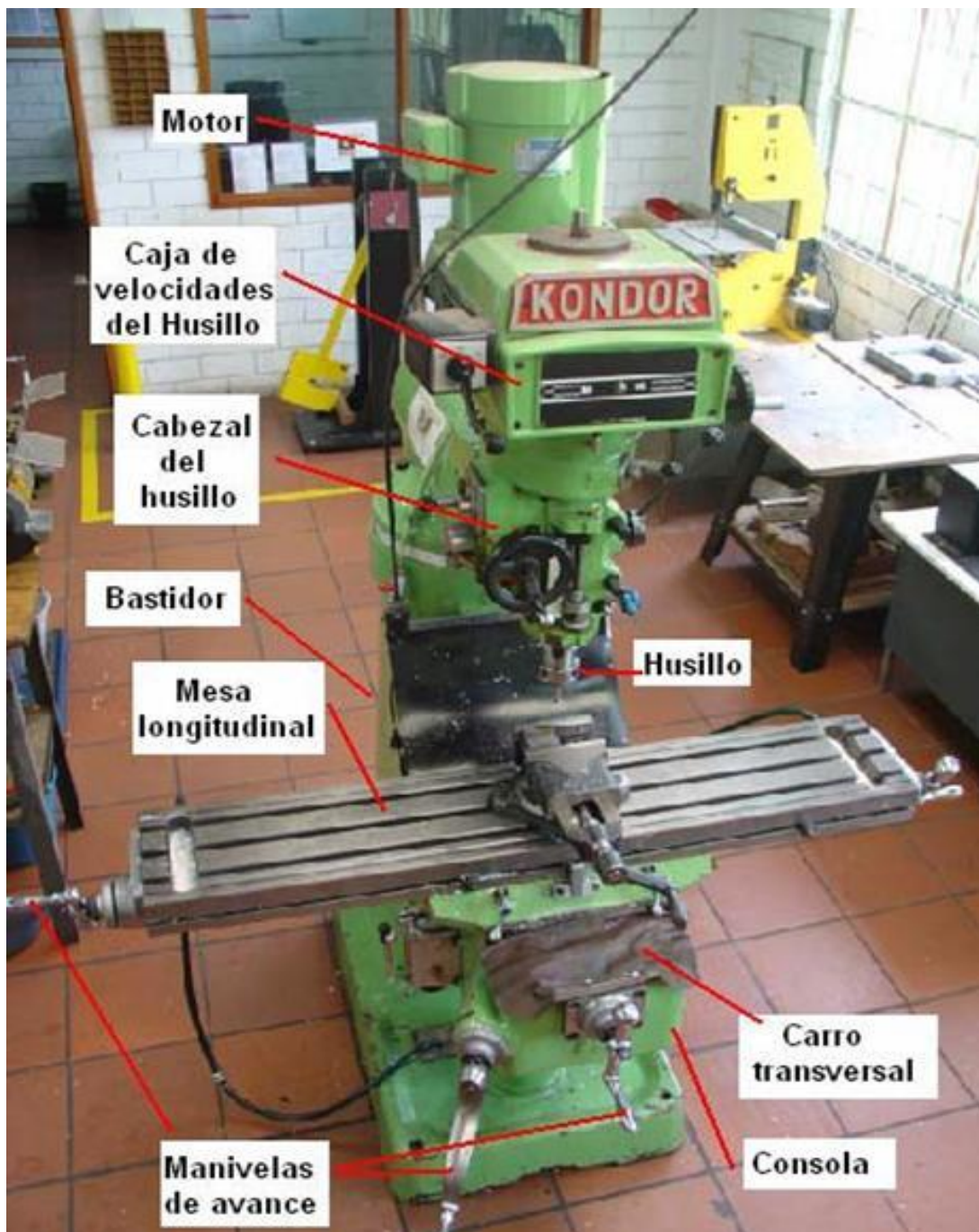


Figura 2.29 Partes de una fresadora

Fuente (Baltodano, 2000, pág. 5)

Existen diferentes clases de fresadoras, según (Gerling, 1972, pág. 123), horizontales, verticales, universales, paralela, para planear, para fresar roscas, para ruedas dentadas, copiadoras y de acuerdo al avance tecnológico se puede decir que en las grandes fábricas existen máquinas fresadoras especiales, destinadas a trabajos específicos, programables, automáticas.

Los Aspectos de Seguridad para Fresadora horizontal, (Kibbe, 1991, pág. 217), señala que lo más importante es que el operador piense antes de efectuar cualquier operación. Otros aspectos relacionados con la seguridad que indica son:

Antes de poner en marcha la máquina, debe conocer la posición y funcionamiento de sus controles

Manejar uno mismo los controles (todos los controles).

Mientras trabaja la máquina, se debe observar la acción de corte en todo momento.

Mantenga siempre al alcance los controles de la máquina.

Antes de accionar el control de movimiento transversal rápido de una fresadora, afloje los dispositivos de seguro del eje de la máquina.

Verifique que estén desembragados los volantes de mano las manivelas de palanca.

No intente posicionar una pieza de trabajo demasiado próxima al cortador con el control del movimiento transversal rápido, hágalo manualmente con las manivelas o volantes.

No acercarse sigilosamente por detrás del operador, no se recargue sobre la máquina en funcionamiento.

Los letreros sobre una máquina en reparación solo debe quitarlos quien esté a cargo.

Sólo deben tomarse medidas en una fresadora después de que se ha detenido el cortador y se hayan quitado las rebabas, las cuales deben quitarse con brocha y guantes (Kibbe, 1991, pág. 218).

No debe usarse aire comprimido para retirar las rebabas.

Mantener limpia el área de trabajo, piso.

Usar montacargas o malacate para posicionar piezas pesadas en la fresadora.

No caminar debajo de piezas pesadas suspendidas.

Utilice herramientas apropiadas para aflojar ajustar tuercas/pernos.

Revisar todas las guardas de la máquina, que estén en buen estado y en su lugar.

Las piezas a trabajarse deben sujetarse en una entenalla de modo que sobrepasen lo mínimo necesario para el trabajo.

Limpiar la máquina después de cada trabajo.

Los útiles para fresadora son de distintos tipos y acordes al tipo de trabajo que se desee realizar, (Arukasi, 2011, pág. 1) muestra algunas de ellas en la siguiente figura, así por ejemplo manifiesta que las fresas cilíndricas tienen filo solamente en la periferia, se usan para desbastar y se usan en fresadoras horizontales. Actualmente existen materiales como el carburo, y otros aún más duros, que se sueldan en los filos de la fresa, para obtener filos de corte extremadamente duros y que cortan con facilidad.

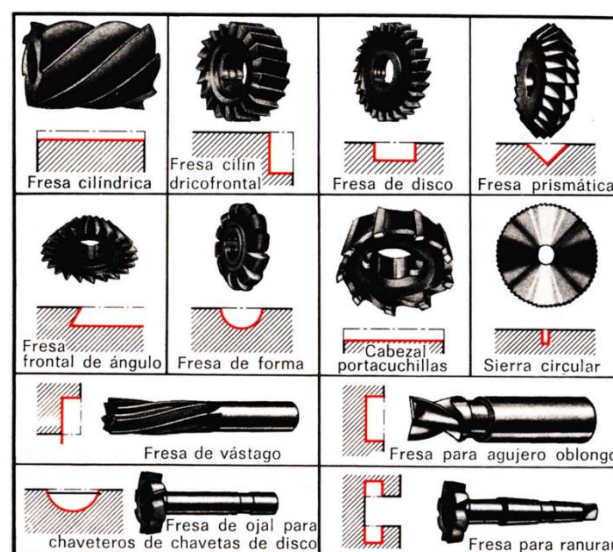


Figura 2.30 Útiles para fresar

Fuente: (Arukasi, 2011, pág. 1)

2.2.12.2 Conformado de Metales

(Tomas, 2014, pág. 1), escribe que este es un proceso de manufactura que utiliza la deformación plástica destinado a cambiar la forma de los metales, durante el cual se aplica fuerzas con máquinas tales como prensas. Estos procesos, muy variados. Se organizan del siguiente modo:

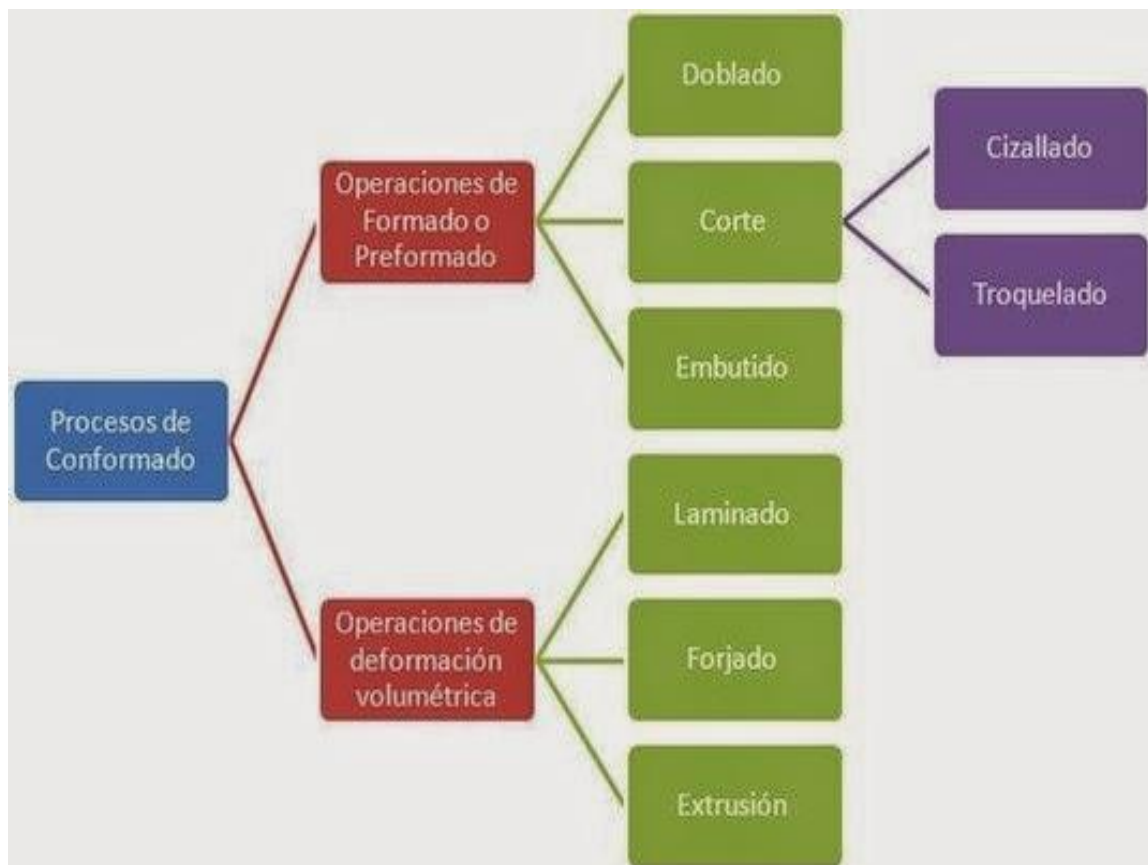


Figura 2.31 Proceso de conformado

Fuente: (Tomas, 2014, pág. 1)

Como ejemplo de conformado en el proceso de embutido se cita la siguiente imagen, puede observarse que la lámina se deforma conforme el molde o matriz y forma del punzón. Par lograr esta embutición profunda el material debe poseer ciertas características de maleabilidad especiales y no cualquier material se puede embutir. El material no debe ser muy duro, es decir su contenido de carbono debe ser bajo y tener elementos aleantes que le dan la maleabilidad respectiva, por lo que es necesario acudir a la información de los catálogos de aceros antes de comprar cualquier chapa que cumpla con el espesor simplemente.

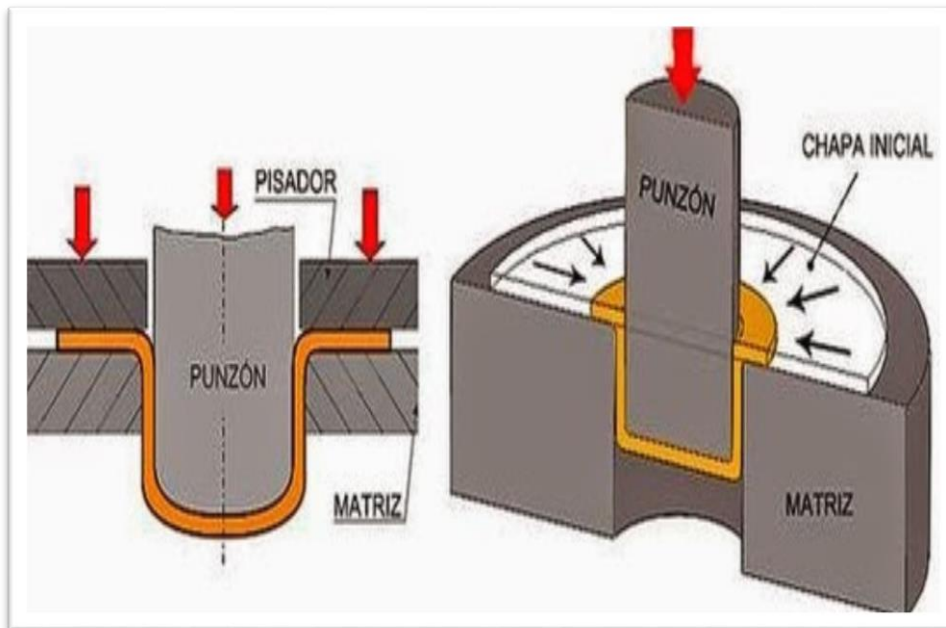


Figura 2.32 Punzonado

Fuente: (Tomas, 2014, pág. 1)

2.2.13 TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Muchas piezas mecánicas, así como herramientas son tratadas térmicamente con el propósito de darle ciertas características mecánicas especiales, tales como mayor dureza, mayor maquinabilidad, mayor resistencia, mayor tenacidad y otras.

En cuanto a los aceros, es importante la composición pues de ello depende su estructura y propiedades, así como las temperaturas a las cuales hay que elevarle para luego enfriarle con cierta velocidad acorde a lo que se desee.

(Millán, 2006, pág. 64), comenta sobre estos constituyentes, que a la vez que definen una composición, también determinan un tamaño de grano y las propiedades del acero:

Ferrita es el hierro casi puro con impurezas como fósforo y azufre. Es el componente más blando de todos los constituyentes del acero.

Cementita es un carburo de hierro (CFe) cuyo contenido de carbono está alrededor del 6.67%, convirtiendo al acero en el más duro y frágil.

Perlita mezcla de hierro y carburo de hierro (cementita con un 13.5% y perlita 86%) además un 0.9% de carbono, es muy resistente al desgaste.

Austenita está presente en todos los aceros, su porcentaje de carbono varía del 0.5 al 1,65 se obtiene cuando se enfría rápidamente el acero y le da gran resistencia al desgaste.

Martensita es constituyente típico de los aceros templados, su contenido de carbono es del 1% siendo una solución de ferrita y cementita. Después de la cementita, esta es el constituyente más duro. (P. 64)

Los tratamientos térmicos más usuales son el temple, revenido, recocido, normalizado, cementación, nitruración, cianuración, que se pasa a describir alguno de ellos en forma sucinta.

Temple Es uno de los principales tratamientos y lo que hace es disminuir y afinar el tamaño de grano de la aleación del acero, aumentando las piezas del taller. Los factores que intervienen son el porcentaje de carbono, temperatura de calentamiento (600°C- 800°C) y velocidad de enfriamiento.

Revenido tiene como finalidad reducir las tensiones internas de los aceros después de un tratamiento enérgico como el temple, generalmente se aplica después del temple. Se calienta (300°C-500°C) y se enfría al aire o en aceite.

Recocido su finalidad es ablandar el material, especialmente después de un trabajo en frío, para volverlos más maquinables. Se calientan a 600°C-700°C y se enfrían lentamente.

El normalizado es parecido se deja enfriar al aire y su temperatura de calentamiento es 500°C. (Pp. 64-66).

2.2.14 GLOSARIO DE TÉRMINOS

Diseño mecánico, proceso y sistemático de búsqueda de una solución a un problema generalmente técnico que involucra el uso de procedimientos

matemáticos, herramientas informáticas y que entrega la alternativa más económica, segura, funcional y acorde a los requerimientos del problema.

Resistencia, característica de un material ante una sollicitación mecánica, como puede ser la tensión, compresión, flexión, contacto, otras, depende de su constitución cristalográfica, composición, tamaño, otros factores y es una variable estadística, es decir que su valor se debe estimar como un promedio.

Esfuerzo, reacción del material ante una sollicitación mecánica como la tensión, torsión, flexión, otras, que depende de su geometría, el valor de la sollicitación frecuencia y modo de aplicación de las cargas por lo que existen muchos tipos de esfuerzo, siempre en relación a las cargas aplicadas.

Esfuerzos de fatiga, cuando la carga aplicada crea una grieta en el material, sea en la superficie o en su interior, la cual crece conforme se mantiene la carga. Esta grieta crece conforme a la intensidad de la carga o cargas, su modo de aplicación, si es alternante es más rápido el crecimiento, depende también de la geometría de la pieza y del material, tamaño, y otros factores.

Teorías de falla, hipótesis planteadas de acuerdo al tipo de material, si es frágil o dúctil y el tipo de carga aplicado. Existen varias teorías de falla: Esfuerzo cortante máximo, energía de distorsión, Mohr Coulomb dúctil y para materiales frágiles, Mohr Coulomb frágil y Mohr modificada. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 211). La aplicación de los criterios de falla, tanto a la falla al primer ciclo de trabajo, como ante la fatiga producida por la repetición de millones de ciclos bajo cargas fluctuantes.

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

Esta investigación es de aplicación o tecnológico porque se trata del diseño de un eje que es parte del sistema de transmisión de un vehículo por lo tanto es no experimental, es un trabajo bibliográfico en lo fundamental t tecnológico por su aplicación.

3.1.1 TECNOLÓGICO.

Se trata del diseño, utilizando procedimientos técnicos como cálculos, simulación, planos de una parte de un mecanismo de transmisión de una camioneta.

3.1.2 BIBLIOGRÁFICO.

Se ha elaborado este trabajo en una gran parte consultando fuentes bibliográficas, para elaborar el marco teórico de este proyecto, fuentes en bibliotecas e internet.

3.2 MÉTODOS

Analítico Sintético utilizado para la elaboración de la parte teórica fundamentalmente porque ha sido necesario extraer contenido bibliográfico, resumir elaborar síntesis, para presentarlo en forma coherente y conveniente al proyecto.

Diseño mecánico es a la vez que teórico es práctico porque utiliza herramientas matemáticas y tecnológicas, por ejemplo el análisis de los elementos, sistemáticamente realizados, es todo un proceso que involucra la aplicación de

teorías científicas, uso de herramientas de análisis por ordenador, en este caso un programa de simulación computacional para el trazado del plano de los ejes.

3.2.1 TÉCNICAS

Las técnicas de investigación bibliográfica, las propias de un trabajo práctico como es la aplicación de programas para comprobar la fiabilidad del diseño y la elaboración de planos.

CAPÍTULO IV

4. PROPUESTA

4.1 DATOS TÉCNICOS

La siguiente imagen constituye una ficha técnica que nos sirve para conocer, detallar y ubicar las datos de identidad indispensables de cualquier vehículo de combustión interna, ya que todo automotor ya sea a gasolina, diésel o cualquier otro tipo de propulsión de energía con que estos funcionen, necesitan de una serie de numeraciones en sus diversas partes que lo componen, como son: su chasis, la carrocería, motor entre otras partes, se pone un ejemplo de dicha ficha.

CHEVROLET LUV D-MAX			
VERSIONES			
3.5L Gas	Cabina doble	4X2	
3.5L Gas	Cabina doble	4X4	
3.5L Gas GLS	Cabina doble	4X4	
MOTOR			
	4x2	4x4	
Versión	3.5L	3.5L	3.5L GLS
Código	6VE1	6VE1	
Desplazamiento (c.c.)	3500	3500	
No. Cilindros	6 en V	6 en V	
No. Válvulas	24	24	
Potencia Neta (HP@rpm)	197 @ 5,400	197 @ 5,400	
Torque Neto (Nm @rpm)	280 @ 3,000	280 @ 3,000	
TRANSMISION			
	4x2	4x4	
Versión	3.5L	3.5L	3.5L GLS
Tipo	Manual	Manual	
	5 Velocidades	5 Velocidades	
CHASIS			
	4x2	4x4	
Versión	3.5L	3.5L	3.5L GLS
Dirección	Hidráulica de piñón y cremallera		
Suspensión	Delantera	Independiente, doble brazo barra torsión	
	Posterior	Rígida con Ballesta	
Frenos	Delanteros	Discos ventilados pinzas 2 pistones	
	Posteriores	Tambores con zapatas contrapuestas	

Figura 4.1 Ficha técnica Chevrolet LUV D MAX 3.5 V6

Fuente: (LAVCA, 2010, pág. 1)

4.1.1 ESQUEMA EJE 2D

El eje a diseñarse es el de transferencia de torque, desde la parte de la transmisión que sale del motor hacia las ruedas traseras. Cumple la función de transmitir todo el torque, dependiendo de la marcha en la que se encuentre, hasta la parte de la transmisión doble, que tiene asimismo otro conjunto de engranes para diversificar la velocidad, a continuación detallamos en esquema del eje mencionado.

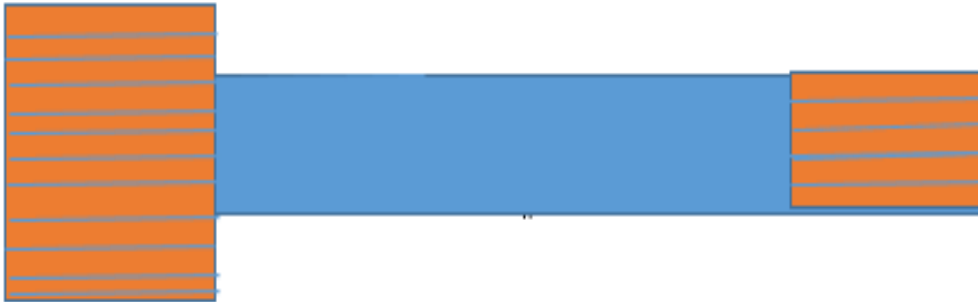


Figura 4.2 Esquema eje

4.1.2 CARGAS

Para el diseño se tratará con el torque neto del vehículo, que se tiene en las llantas de 280 Nm y afecta a todo la longitud del eje.

No hace falta trazar un diagrama porque es un torque constante que se aplica en las puntas, por lo tanto el diseño se hará con un torque medio del valor indicado. Puesto que no es fluctuante, el torque amplitud es igual a cero.

4.1.3 MATERIAL

Según los catálogos, un buen material para elementos de máquinas como ejes y engranajes es el acero SAE 1018 HR, cuyos valores de resistencia a la tensión y fluencia, respectivamente son: (Budynas R , 2008, pág. 1020) (tabla A20).

$$S_{ut} = 400\text{MPa} \quad [4.1]$$

$$S_y = 220\text{MPa} \quad [4.2]$$

4.2 RESISTENCIA A LA FATIGA

Se utilizará la expresión del límite de resistencia a la fatiga que depende de varios factores. Estos factores dependen desde la geometría, el material, consideraciones estadísticas y otras que se detallan a continuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad [4.3]$$

$$S_e = 0,38 * 0,86 * 0,577 * 1,02 * 0,814 * 1 * 200 \text{ MPa} = 64,4 \text{ MPa}$$

4.2.1 RESISTENCIA A LA FATIGA DE UNA PROBETA S'_e

El valor de resistencia a la fatiga de la muestra será entonces:

$$S'_e = 0,5 S_{ut} = 0,5 * 400 \text{ MPa} = 200 \text{ MPa} \quad [4.4]$$

Que es lo que se tiene para $S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$

4.2.2 FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL k_a

Depende del acabado o maquinado que tenga el eje y está tabulado de acuerdo a los factores a y b (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 1022) (tabla 6.2).

$$a=272 \quad b= -0,995$$

$$k_a = a S_{ut}^b = 272 * 1100^{-0,995} = 0,38 \quad [4.5]$$

4.2.3 FACTOR DE TAMAÑO k_b

Este eje en su mayor longitud es menor que 51mm por lo que se recomienda usar la expresión (Budynas R , 2008, pág. 280).

$$k_b = 1,24 d^{-0,107} = 1,24 * 29,2^{-0,107} = 0,86 \quad [4.6]$$

4.2.4 FACTOR DE CARGA K_C

Según la teoría de la energía de distorsión, para torsión pura se tiene 0,577 (Budynas R , 2008, pág. 282).

$$k_c = 0,577$$

4.2.5 FACTOR DE TEMPERATURA K_D

Suponiendo una temperatura de 400°F, K_d será, aplicando la fórmula polinomial (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 283).

$$K_d = 0.075 + 0.432(10^{-3})400 - 0.115(10^{-5})400^2 + 0.104(10^{-8})400^3 - 0.595(10^{-12})400^4$$

$$K_d = 1,02$$

4.2.6 FACTOR DE CONFIABILIDAD K_E

Por la importancia de la pieza a diseñarse, por la complejidad del mantenimiento, se escoge 99% de confiabilidad, que corresponde a 0,814 para este factor. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 285)(Tabla 6.5).

4.2.7 FACTOR DE EFECTOS VARIOS K_F

Se tomará igual a la unidad porque no existen efectos perjudiciales de ninguna clase, como oxidación, recubrimientos electrolíticos, cargas de impacto, variación de propiedades del material, influencia del tiempo, intensidad y distribución de cargas.

$$K_f = 1$$

A continuación se examinará la falla del eje desde el punto de vista del factor de seguridad, de acuerdo a los diferentes criterios disponibles.

4.3 FACTOR DE SEGURIDAD DE ACUERDO A LAS TEORÍAS DE FALLA

4.3.1 MOMENTOS

Puesto que no existen cargas de flexión, $M_m=0$ y $M_a=0$

El momento torsor amplitud también es cero y solamente se tiene un momento torsor constante $T_m= 3000 \text{ N/m}^2$ que es el máximo neto a 3000 rpm, dado por el fabricante.

4.3.2 GOODMAN MODIFICADO

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{[4(KfMa)^2 + 3(KfsTa)^2]^{1/2}}{S_e} + \frac{[4(KfMm)^2 + 3(KfsTm)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right\} \quad [4.7]$$

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

$$n= 4,6$$

4.3.3 GERBER.

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad [4.8]$$

$$\text{Donde} \quad A = \sqrt{4(KfMa)^2 + 3(KfsTa)^2} \quad [4.9]$$

$$\text{Y} \quad B = \sqrt{4(KfMm)^2 + 3(KfsTm)^2} \quad [4.10]$$

Levantando la indeterminación queda la siguiente expresión, debido a que $A=0$, queda lo siguiente:

$$\frac{1}{n} = \frac{8}{\pi d^3 S_e} \left\{ \left[\left(\frac{2BS_e}{S_{ut}} \right) \right] \right\} \quad [4.11]$$

Reemplazando los valores, la fórmula de Gerber resulta un factor de seguridad de:

$$n= 4,6$$

4.3.4 ASME

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} * \left[4 \left(\frac{KfMa}{Se} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfsTa}{Se} \right)^2 + 4 \left(\frac{KfMm}{Sy} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfsTm}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \quad [4.12]$$

Calculando el factor de seguridad resulta

$$n = 2,5$$

4.3.5 SODERBERG.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{[4(KfMa)^2 + 3(KfsTa)^2]^{1/2}}{Se} + \frac{[4(KfMm)^2 + 3(KfsTm)^2]^{1/2}}{Syt} \right\} \quad [4.13]$$

Resulta un factor de seguridad de:

$$n = 4,6$$

4.3.6 ESFUERZO MÁXIMO DE VON MISSES

$$\sigma'_{max} = \left[\left(\frac{32Kf(Ma+Mm)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16Kfs(Ta+Tm)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad [4.14]$$

$$\sigma'_{max} = 87,8 \text{ MPa}$$

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

$$n_y = \frac{Sy}{\sigma'_{max}} = 2,5 \quad [4.15]$$

Factor de seguridad que será el criterio para confiar en el diseño, puede mirarse que ante el primer ciclo el eje está fuertemente solicitado. El valor del factor de seguridad es suficientemente bueno, pues coincide con valores tomados por diseñadores de partes de máquinas.

Análisis del eje mediante programa de simulación computacional.

4.3.7 EJE EN 3D

La figura 4.3 muestra la animación en 3D del esquema anteriormente mencionado en la figura 4.2, este se lo realizo en el programa de simulación computacional, el cual nos sirvió para diseñar el eje de nuestra tesis.

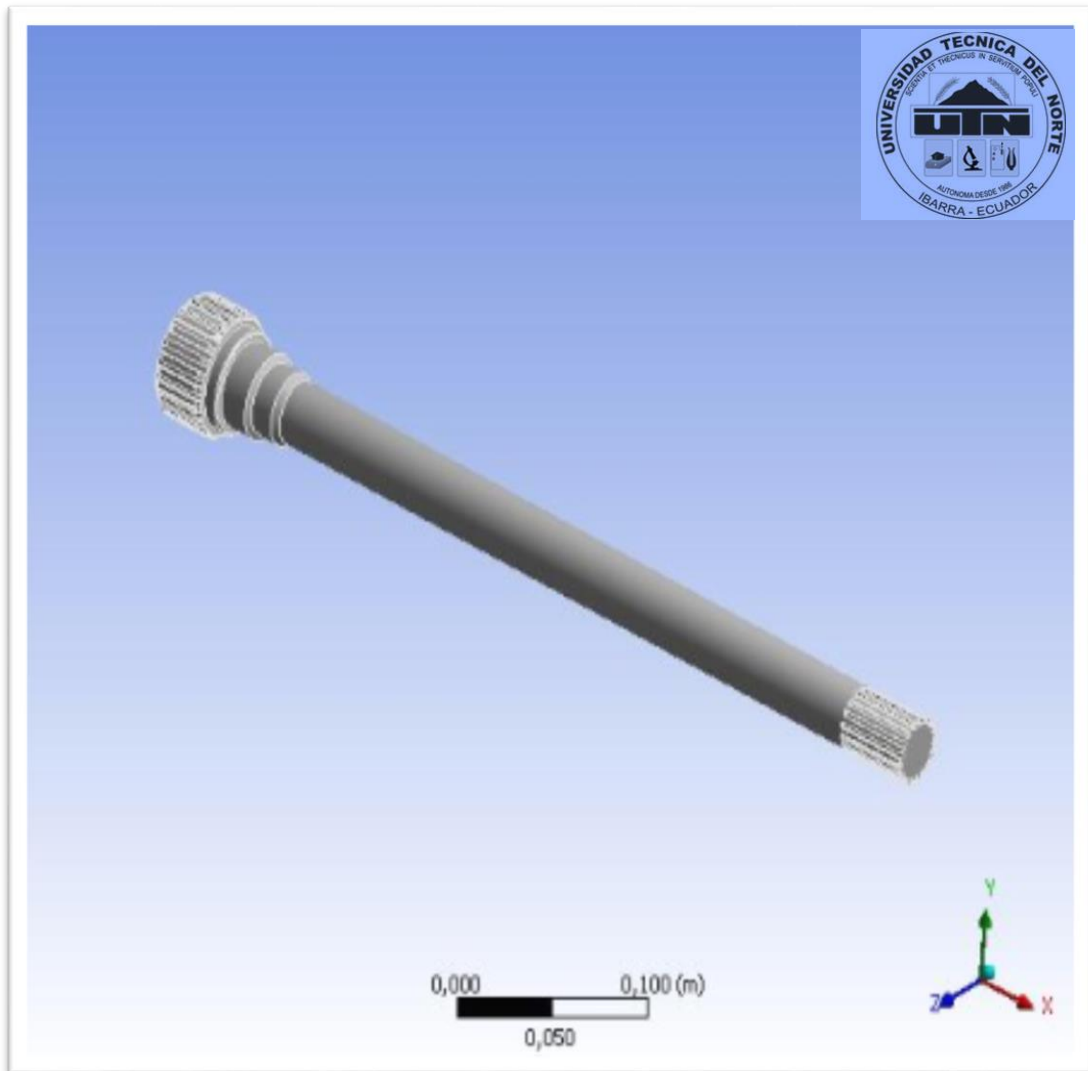


Figura 4.3 Eje 3D

4.3.8 ESFUERZOS

Los elementos mecánicos de esta parte del vehículo no están diseñados para vida finita, por la velocidad con la que trabajan, pues fácilmente alcanzan el millón de ciclos y por tanto se diseñan para vida infinita.

Tabla 4.1 Esfuerzo alternante y número de ciclos.

Acero Estructural > Tensión Alternante > Tensión Media.		
Tensión Alternante Pa	Ciclos	Tensión Media Pa
3,999e+009	10,	0,
2,827e+009	20,	0,
1,896e+009	50,	0,
1,413e+009	100,	0,
1,069e+009	200,	0,
4,41e+008	2000,	0,
2,62e+008	10000,	0,
2,14e+008	20000,	0,
1,38e+008	1,e+005	0,
1,14e+008	2,e+005	0,
8,62e+007	1,e+006	0,

Puede constatar este valor máximo, que es un esfuerzo muy bajo y que por lo tanto el factor de seguridad es un poco más alto que el calculado según las fórmulas de los diferentes criterios de falla.

Tabla 4.2 Esfuerzos máximo y mínimo

Tiempo [s]	Mínimo [Pa]	Máximo [Pa]
1,	10156	5,6567e+007

4.3.9 RESULTADOS DEL ANÁLISIS

El análisis arroja los siguientes resultados mismos que se pueden observar tanto en la imagen del eje en colores 4.4, como en la tabla anterior (4.2), el esfuerzo máximo es 56,7 MPa.

4.3.9.1 Esfuerzos

La figura 4.4 muestra los valores de esfuerzo para vida finita desde unos pocos ciclos hasta llegar al millón de ciclos, con lo que los valores de esfuerzo alternante crecen también hasta un valor muy alto como 86 MPa.

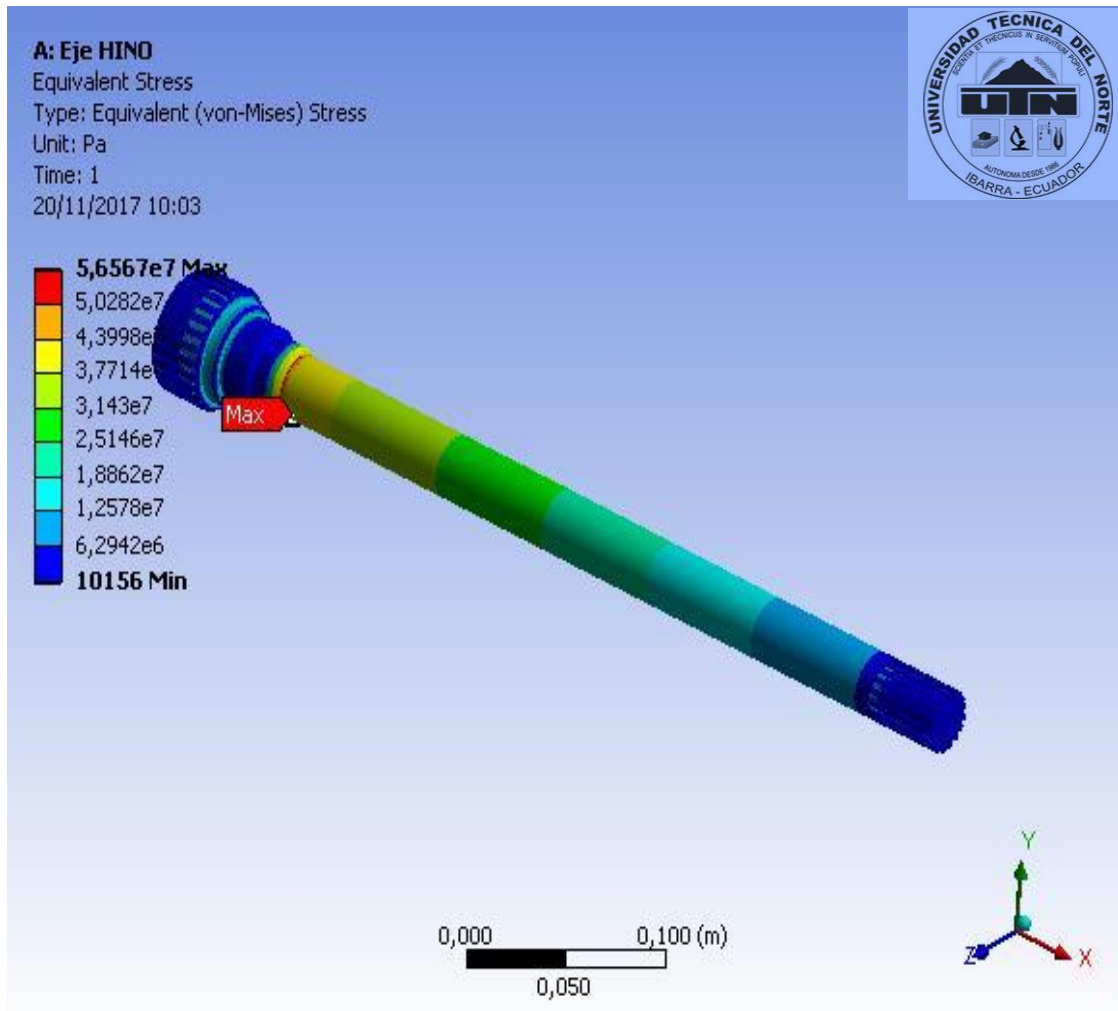


Figura 4.4 Distribución de esfuerzos

Los esfuerzos, como puede observarse y como era de esperarse, tienen su máximo en la parte de transición de diámetro, cerca del estriado y alcanzan un máximo de 56,6 MPa, que como dice la figura corresponde a un esfuerzo equivalente de Von Mises, dando un factor de seguridad de $n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 3,9$ valor que es algo superior a lo calculado mediante las fórmulas anteriormente aplicadas; de todas maneras, el factor de seguridad ofrece garantía de funcionamiento para más de un millón de ciclos, como puede verse también en la tabla 4.2, es decir para vida infinita.

4.3.9.2 Deformación

La deformación máxima alcanza en el extremo de menor diámetro del eje, donde se aplica el momento torsor y llega a 0,007 mm, es decir siete micras, lo cual es pequeño, aún a altas velocidades y no producirá vibración. Esto simplemente en base a la experiencia, pues para verificarlo habría que realizar un estudio de vibraciones para esta deformación.

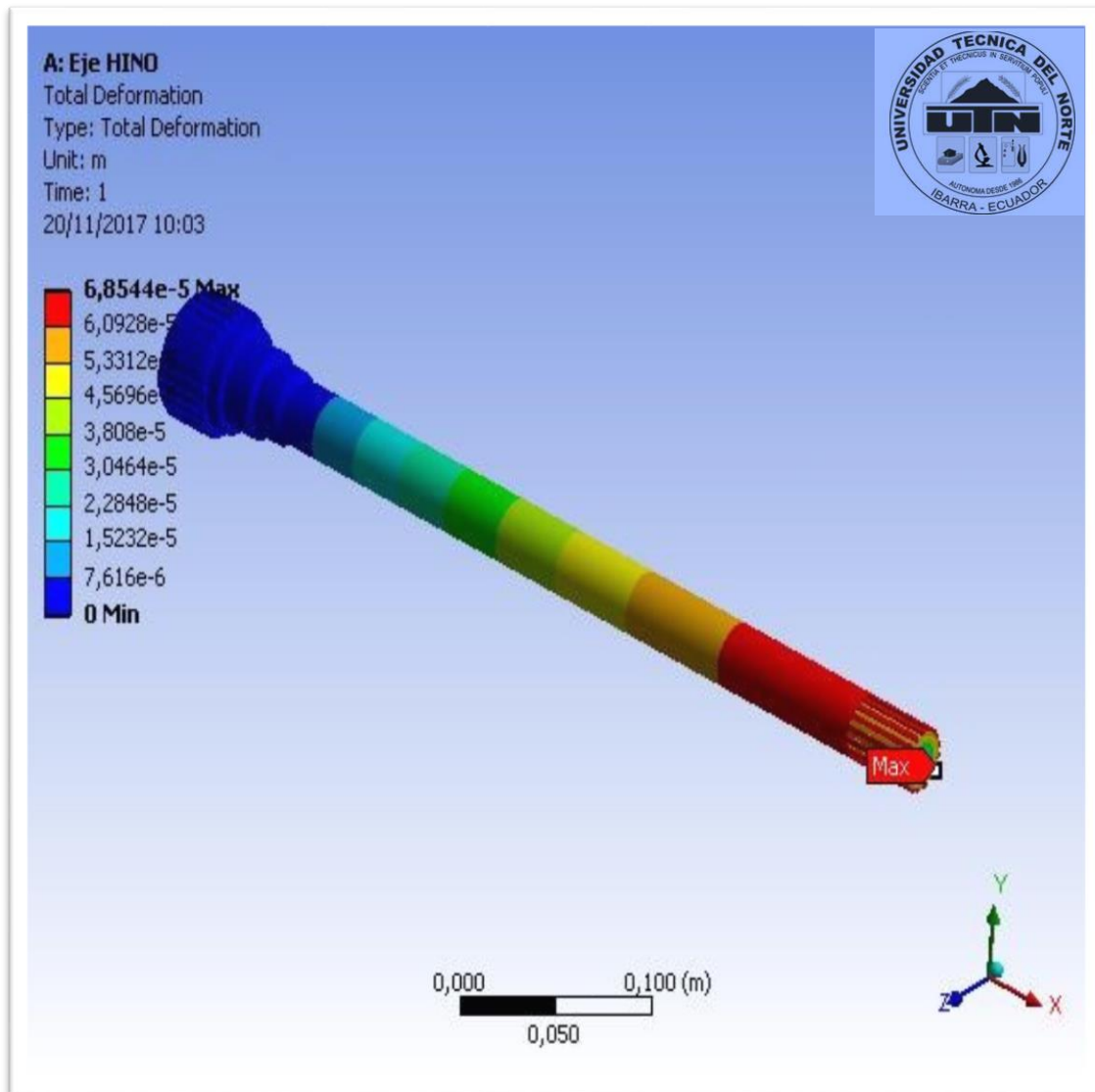


Figura 4.5 Deformación

El programa requiere del punto de aplicación del torque y va realizando el análisis desde ese punto hasta donde transmite de nuevo el torque al siguiente elemento, realizando el análisis plano por plano a una determinada distancia.

4.3.9.3 Resumen

La tabla 4.3 que se describe a continuación corresponde a un resumen del análisis realizado en un programa de simulación computacional, en el cual se puede mirar claramente los valores de deformación y esfuerzo máximo para corroborar lo que está también en las imágenes correspondientes.

Tabla 4.3 Resumen Análisis en programa simulación computacional

Nombre del objeto	Tensión Equivalente	Deformación Total
Estado	Resultado	
Alcance		
Método de alcance	Selección de geometría	
Geometría	Todos los cuerpos	
Definición		
Tipo	Actualizaciones de tensión equivalente	Deformación total
Vía	Hora	
Tiempo de visualización	Último	
Calculo historia del tiempo	Si	
Identificador		
Suprimido	No	
Resultados del punto de integración		
Opción de visualización	Promedio	
Promedio de los cuerpos	No	

4.4 FABRICACIÓN DEL EJE

4.4.1 MATERIAL.

Se trabajó con una barra de acero laminado en caliente de 60 mm de diámetro por 48 cm de largo de un tipo SAE 1018 HR, cuyos valores de resistencia a la tensión y fluencia, respectivamente son:

$$S_{ut} = 400\text{MPa} \text{ y}$$

$$S_y = 220\text{MPa}, \text{ para no tener que desbastar mucho material.}$$

4.4.2 OPERACIONES.

Los procesos a los que se sometió a la barra son:

Cilindrado a diferentes diámetros.

Refrentado a la medida en los extremos.

Torneado interior en un extremo.

Fabricación del estriado mediante cepillo.

Montaje rodamiento.

Inserción del estriado.

Cilindrado de acabado en los sitios donde va los rodamientos.

Perforado de los aceiteros.

4.4.2.1 Descripción del proceso.

El proceso de fabricación del eje se llevó a cabo en un taller de la ciudad de Ibarra. Al eje se le tomaron las medidas para comprobar que no estén menos de lo necesario para fabricarlo. Una vez realizada la verificación de las medidas, se procedió a montar el eje en el torno y refrentar un extremo.

Posteriormente se procedió a cilindrar a la medida mayor, de acuerdo al plano, y así se fue cilindrando las otras medidas, poniendo especial cuidado en los asientos de los rodamientos para lo cual se procedió a establecer la tolerancia correspondiente a condiciones de carga normal para rodamientos radiales.

El rodamiento para esas condiciones tiene una tolerancia K7 y para el eje se establece k5, es decir, para esos diámetros, una tolerancia de +2; +13. (Toolbar, 2018, pág. 2) (Norma ISO 15), que garantiza el ajuste apropiado para este tipo de cargas, pues si no se respeta las tolerancias, se corre el riesgo de disminuir sensiblemente la vida útil de los rodamientos, o si la tolerancia es muy grande, de producir un calentamiento en el eje, debido a que el rodamiento estará girando sobre el eje.

Una vez refrentado los dos extremos procedemos al torneado de uno de los extremos ya que en esta parte del eje lleva un rodamiento interno que es donde acopla el transfer con el eje de la caja.

Seguidamente se procede con la fresada de los extremos dentados del eje, este proceso se realiza mediante el divisor de la fresadora, teniendo en cuenta los cálculos mencionados anteriormente.

Y por último se inserta el rodamiento de agujas, este se lo ubica al interno de uno de los extremos, se lo instala con la ayuda de una prensa hidráulica hasta que el rodamiento este en su posición.

4.4.2.2 Flujoograma y descripción del proceso

El flujo de las operaciones es el siguiente:

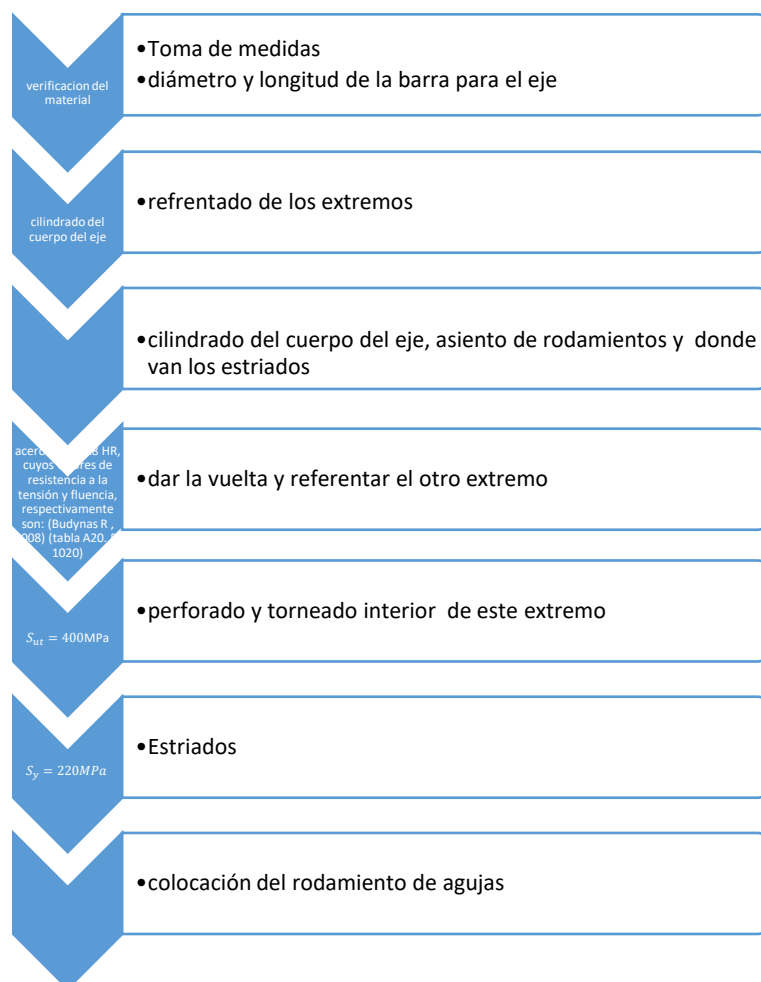


Figura 4.6 Flujoograma del proceso de fabricación del eje

Seguidamente se tornea la parte central del eje, respetando las medidas de esta sección, esta es la parte más gruesa del eje debido a esto el procedimiento de torneado debe ser cuidadoso y muy bien trabajado.



Figura 4.9 Torneado central

De igual manera se tornea la parte central de uno de los lados del eje midiendo precisamente el diámetro interno, en donde poco a poco se desbasta el material cerciorándose continuamente con un calibrador de no equivocarse en las mediciones.

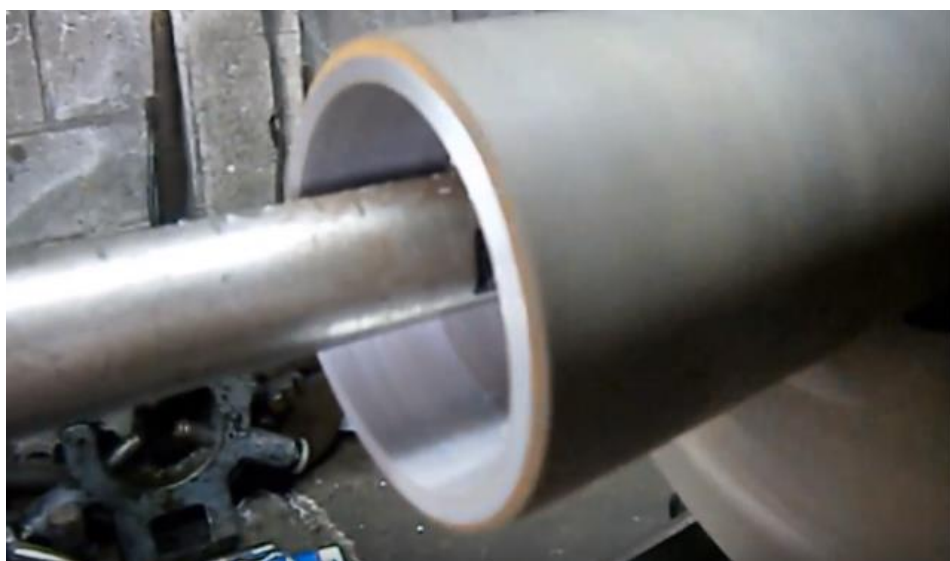


Figura 4.10 Perforado y torneado interno

La figura 4.11 está mostrando el proceso de fresado del estriado, el cual se realiza en una fresadora horizontal. Para el efecto se montó la pieza en el mandril del cabezal divisor, en el cual previamente se colocaron las ruedas dentadas de la medida adecuada para que den los 17 dientes. La fresa colocada tiene el perfil del estriado y de realizaron varias pasadas hasta lograr la profundidad necesaria.

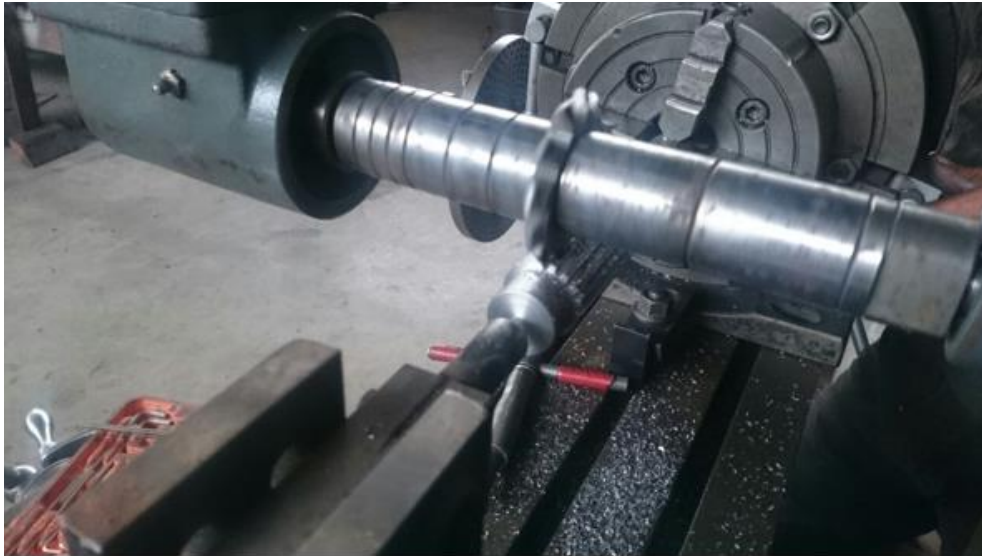


Figura 4.11 Fresado del estriado.

En cuanto se refiere a aplicación del eje que se construyó, cabe recalcar que se diseñó en base a sus formas y medidas del eje original, hacemos esta aclaración ya que lo único que se necesitaba para mejorar esta pieza automotriz es el material en el que fue construido, con esta pequeña introducción se concluye que debido a todos los estudios anteriormente realizados y demostrados teóricamente, con resultados óptimos y positivos para la aplicación de este eje, se procedió a instalar el eje construido al sistema de transferencia de la marcha doble de la camioneta Chevrolet Luv Dmax con placa IMD-0111 perteneciente al Ilustre Municipio del Cantón Mira.

Obteniendo buenos resultados hasta el momento, después de realizar el cambio de repuestos, ya que se efectúa constante seguimiento a esta unidad y de momento no presenta fallas ni mecánicas, ni de rendimiento, al contrario se mejoró el rendimiento del vehículo hasta la actualidad en un 80%, resultados que nos

arrojan las hojas de vida de la unidad, que anteriormente necesitaba mantenimiento más continuo debido al fraccionamiento, recalentamiento, ruidos extraños y otros desperfecto de fabrica que presentaba el Sistema Transfer dela marcha doble de esta camioneta, además que se ha realizado u ahorro económico significativo del 50% ya que el repuesto original en la Industria GM tiene un costo que oscila entre los 350 y 400 USD y nuestro repuesto mejorado y fabricado por nosotros nos conlleva un gasto de no más de los 200 USD, pero además el ahorro del tiempo de mantenimientos correctivos, lo que hace referencia a la mano de obra, tiempo laboral de la unidad, del personal y otros factores.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- En concordancia con los objetivos específicos se puede afirmar que se ha logrado diseñar el eje de transferencia de la marcha doble de una camioneta Chevrolet Luv Dmax 4x4 3.5 modelo 2010, con un factor de seguridad de 2,5 según la teoría de ASME elíptica, la cual garantiza su funcionamiento, con un acero SAE 1018 de alta resistencia (HR).
- Se realizó el análisis mediante un programa de simulación computacional, llegando a modelizar el trabajo del eje sometido a esas cargas de torsión el cual arrojó los resultados de los esfuerzos máximos de 56 MPa, los cuales están por debajo de la resistencia a la fatiga cuyo valor es de 64.4 MPa y se puede afirmar desde este análisis que el eje diseñado es adecuado a la función destinada.
- En cuanto a la construcción, se ha tomado un eje de diámetro 60mm x 45mm, de acero SAE1018 HR, con una resistencia a la tensión de 440 MPa, para realizar el torneado a sus medidas según el plano, y el fresado de los dos estriados mediante útiles M27x1.5 y M17x1.5 respectivamente. En la parte del rodamiento se determinó de acuerdo a recomendaciones técnicas que se tenga una tolerancia K7 y para el eje en general se determinó una tolerancia K5, es decir para esos diámetros, una tolerancia de +2; +13 y un grado fino de acabado, al fin de que al montar los rodamientos no queden flojos o muy presionados.

5.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda elaborar un manual de diseño que sea una guía básica para el diseñador novato, pues existen muchos detalles que se debería tomar en cuenta, especialmente en cuanto a los factores de concentración de esfuerzos.
- Se recomienda hacer una investigación de todos los componentes automotrices que se podría diseñar en el país, dada nuestra tecnología, para que sea un aporte a la industria nacional, especialmente en el campo automotriz.
- Debido a la actualización constante del campo automotriz se recomienda implementar o a su vez si ya existe una materia de diseño lógicamente enfocada en la especialidad de Mantenimiento Automotriz, se mejore el contenido y ampliar el tiempo de la materia en base a la necesidad del entorno laboral.
- Implementar un taller de Mecánica Industrial en el cual se dicten cursos para manejar de forma adecuada las máquinas herramientas.
- Para diseñar una autoparte se requiere complementar los conocimientos de diseño mecánico con resistencia de materiales, termodinámica y dibujo técnico.

6. BIBLIOGRAFÍA

1. Aficionadosalamecanica. (2014). *Imágenes de eje de transferencia de 4x4*.
Obtenido de
https://www.google.com.ec/search?q=eje+de+transferencia+del+4x4&rlz=1C1CHBD_esEC749EC749&tbm=isch&imgil=SvTHPCHKLcuAyM%253A%253BBXCe5xy623xdUM%253Bhttp%25253A%25252F%25252Fwww.aficionadosalamecanica.net%25252Ftransmisiones-4x4.htm&source=iu&pf=m&fir=SvTHP
2. Aficionadosalamecanica. (s.f.). *imágenes de eje de transferencia del 4x4*.
Obtenido de
https://www.google.com.ec/search?q=eje+de+transferencia+del+4x4&rlz=1C1CHBD_esEC749EC749&oq=eje+de+transferencia+del+4x4&aqs=chrome..69i57.13879j0j9&sourceid=chrome&ie=UTF-8
3. Arukasi. (08 de 08 de 2011). *Tipos de fresadoras*. Obtenido de
<https://arukasi.wordpress.com/2011/09/08/herramientas-de-corte-para-la-fresadora/>
4. ASME. (s.f.). *Criterio de falla. Asme elíptica*.
5. Badiola, V. (2004). *Principios básicos de Resistencia de Materiales*. Obtenido de
http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap1.pdf
6. Baltodano, M. (2000). *Fresado y taladrado*. Obtenido de
<http://www.monografias.com/trabajos-pdf5/fresadoras-y-taladradoras/fresadoras-y-taladradoras.shtml>
7. Budynas R , N. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. En B. N, *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mc Graw Hill.
8. Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: Mc Graw Hill.

- campusvirtual.edu.uy. (s.f.). *Dimensiones de los rodamientos*. Obtenido de <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/CURSO%20DE%20HIDRAULICA/rodamientos2.pdf>
9. Chegg. (2011). *www.chegg.com*. Obtenido de <https://www.chegg.com/homework-help/definitions/gerber-parabola-5>
 10. Clavijo, L. (04 de 2014). *Imágenes de esfuerzo simple*. Obtenido de https://www.google.com.ec/search?q=esfuerzo+simple+imagenes&rlz=1C1CHBD_esEC749EC749&tbm=isch&tbo=u&source=univ&sa=X&ved=0ahUK Ewjq1Z6ZrtXUAhVE6SYKHbCSAw8Q7AkIPw&biw=1366&bih=662#imgrc=l6S-Fg91SKNvZM:
 11. Cruz, F. (28 de 01 de 2016). Obtenido de <http://filicruzcruz.blogspot.com/>
 12. Cruz, F. (2016). *Mecánica de materiales*. Obtenido de <http://filicruzcruz.blogspot.com/>
 13. Donate, A. (2010). *Imágenes de clase de esfuerzos mecánicos*. Obtenido de <https://sites.google.com/site/tecindus1bachadrian/home/tema-8>
 14. Estudiantesmetalografia. (30 de 07 de 2012). *2 Propiedades Mecánicas de los Materiales*. Obtenido de <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2-propiedades-mecanicas-de-los-materiales/>
 15. Gerling, H. (1972). *Alrededor de las máquinas herramientas, cod. MFN 3406/621.903/G47*. Bilbao: Reverté.
 16. Ingeniería, C.-C. (2002). *Imágenes de fatiga esfuerzos fluctuantes*. Obtenido de <http://www.cad-cae.com/analisis07.html>
 17. Kibbe, R. (1991). *Manual de máquinas herramientas, cod. MFN 3401/621.947/k53*. México DF: Limusa.
 18. LAVCA. (s.f). *Luv Dmax 3.5 V6, hoja tec. LAVCA*. Obtenido de <http://www.lavca.com.ec/images/camionetas/d-max-v6/Luv%20D-Max%203.5%20V6.pdf>

19. López, A. (03 de 2013). *Procesos de fabricación mecánica*. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/194679432/Procesos-de-Fabricacion-Mecanica>
20. López, C. (2013). *Mecanizado, cod. MFN18069/621.902/L67*. Madrid: Paraninfo.
21. Martha, L. (08 de 2004). Obtenido de <http://webserver2.tecgraf.puc-rio.br/etools/mohr/>
22. Martínez, J. (2015). *Componentes de una caja de transferencia*. Obtenido de https://www.google.com.ec/search?q=componentes+de+una+caja+de+transferencia&rlz=1C1CHBD_esEC749EC749&tbm=isch&imgil=ibLgnaTg0vceOM%253A%253BZT5Uh2PRwPCTmM%253Bhttps%25253A%25252F%25252Fes.slideshare.net%25252Fjcarrey%25252F363-audi-q7-transmision-caja-de-
23. Mecapedia. (23 de 06 de 2014). *Criterio de Coulomb Mohr*. Obtenido de http://www.mecapedia.uji.es/criterio_de_Coulomb-Mohr.htm
24. Millán, S. (2006). *Fabricación mecánica- Mecanizado 2da ed., edit. cod.MFN 713-621.7/M55*. Madrid: Thomson Paraninfo.
25. Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Educación.
26. Quadis. (s,f). *como funciona una transmisión 4x4*. Obtenido de <https://www.quadis.es/articulos/como-funciona-una-transmision-4x4-/131795>
27. Ramírez, r. (2013). Obtenido de <https://rafaelramirezr.files.wordpress.com/2013/05/fatiga.pptx>
28. Rico, J. (2013). *Esfuerzos principales y Eigengalores*. Obtenido de <http://www.ingenierias.ugto.mx/profesores/chema/documentos/An%C3%A1lisis%20Num%C3%A9rico/EsfuerzosPrincipalesYEigenvalores.pdf>

29. Ride, C. (2018). *What is Soderberg Line?* Obtenido de https://www.google.com.ec/search?q=soderberg+line+equation&rlz=1C1CHBD_esEC749EC749&oq=soderberg+line&aqs=chrome.1.69i57j0l5.10740j0j8&sourceid=chrome&ie=UTF-8
30. Rodríguez, J. (s.f.). *Fatiga*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/MohaJabes/fallas-por-fatiga>
31. Sánchez, R. (07 de 2009). *Conceptos básicos del Diseño Mecánico*. Obtenido de <http://www.uhu.es/rafael.sanchez/disenodemaquinas/carpetadeapuntesdedisenodemaquinas/Tema%201%20Conceptos%20fundamentales.pdf>
32. Slideplayer.es. (s.f.). *Diagrama de Goodman modificado*. Obtenido 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>
33. Tapia, P. (2004). *Mecánica de materiales - GAMA FIME*. Obtenido de <http://gama.fime.uanl.mx/~petapia/Mec%20mtls/MECANICA%20DE%20MATERIALES%2004%20dia%20cuatro.pdf>
34. Taringa. (10 de 10 de 2011). *Ejes y árboles- dimensionamiento- ingeniería*. Obtenido de <http://www.taringa.net/posts/ciencia-educacion/12797519/Ejes-y-arboles-dimensionamiento-ingenieria.html>
35. Tomas. (23 de 07 de 2014). *prensas excentricas e hidraulicas utilizadas como maquinas de conformado de metales*. Obtenido de <http://metales1.blogspot.com/>
36. Turmero, P. (2008). *solicitaciones variables cíclicas*. Obtenido de monografías.com: <http://www.monografias.com/trabajos109/solicitaciones-variables-ciclicas-powerpoint/solicitaciones-variables-ciclicas-powerpoint2.shtml>

7. ANEXOS

Anexo 1 Análisis del eje



Project

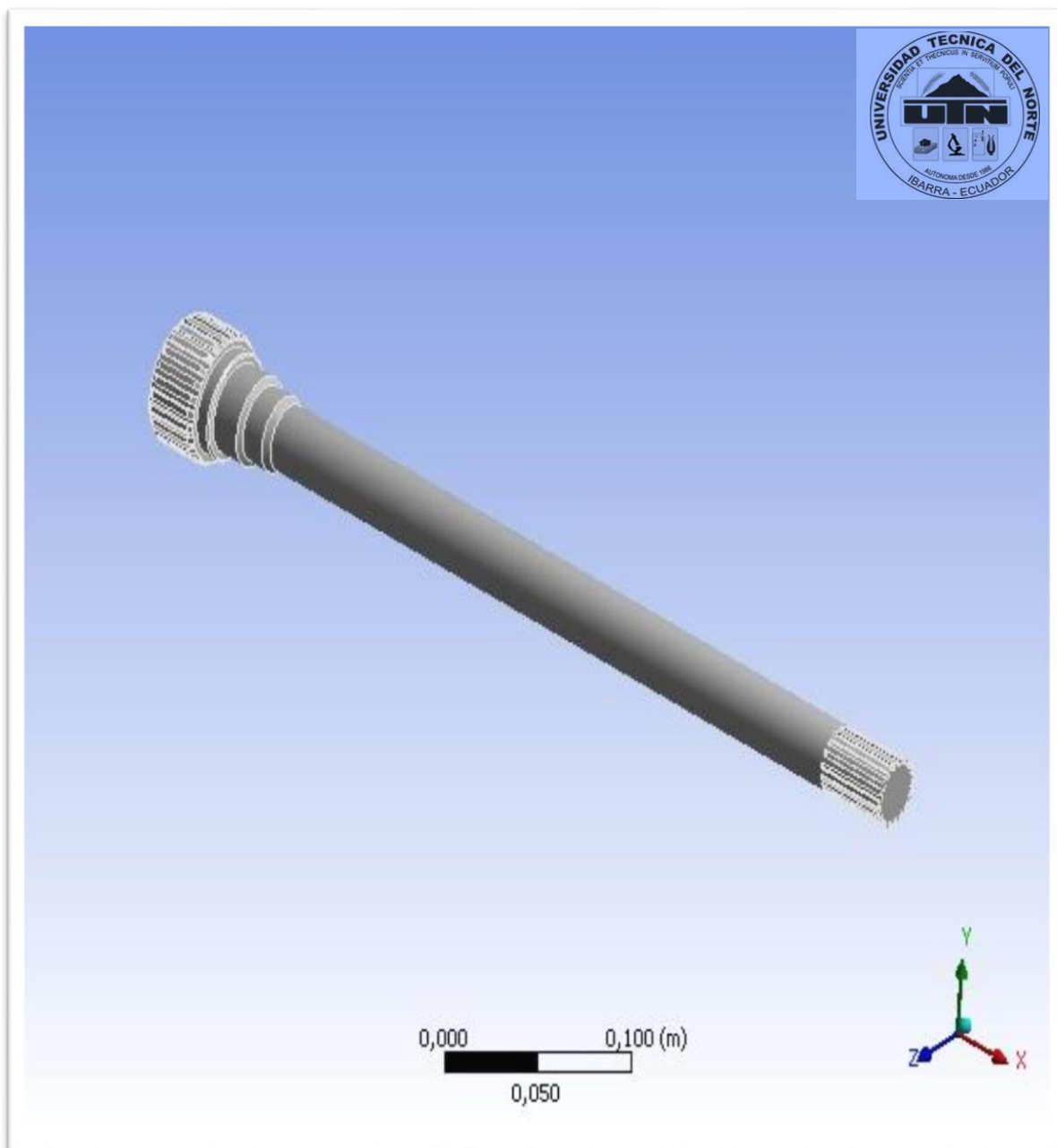


Figura A1.1 Eje 3D

1.1.Geometría

Tabla A1.1 Geometría

Geometría > Partes

Nombre del objeto	Sólido
Estado	Mallado
Propiedades de gráficos	
Visible	Si
Transparencia	1
Definición	
Suprimido	No
Comportamiento rígido	Flexible
Sistema coordinado	Predeterminado
Referencia de temperature	Por medio ambiente
Material	
Asignación	Acero estructural
Efectos no lineales	Si
Efectos de deformación térmica	Si
Cuadro delimitador	
Longitud X	0,49 m
Longitud Y	5,8e-002 m
Longitud Z	5,7951e-002 m
Propiedades	
Volumen	3,5724e-004 m ³
Masa	2,8043 kg
Centroide X	0,22814 m
Centroide Y	-4,425e-008 m
Centroide Z	-1,8312e-009 m
Momento de inercia Ip1	4,6462e-004 kg·m ²
Momento de inercia Ip2	5,955e-002 kg·m ²
Momento de inercia Ip3	5,955e-002 kg·m ²
Estadísticas	
Nodos	132383
Elementos	76046
Malla metrica	Ninguna

1.2.Sistema Coordenado

Tabla A1.2 Sistema Coordenado

Nombre del objeto	Sistema de coordenadas global
Estado	Completamente definido
Definición	
Tipo	Cartesiano
Sistema coordinado ID	0,
Origen	
Origen X	0, m
Origen Y	0, m
Origen Z	0, m
Vectores Direccionales	
Datos del eje X	[1, 0, 0,]
Datos del eje Y	[0, 1, 0,]
Datos del eje Z	[0, 0, 1,]

1.3.Malla

Tabla A1.3 Malla

Modelo (A4) > Malla

Nombre de l objeto	Malla
Estado	Resuelto
Visualización	
Estilo de visualización	Color del cuerpo
Valores Predeterminados	
Preferencias físicas	Mecánica
Relevancia	0
Dimensionamiento	
Uso de función tamaño avanzado	Apagado
Centro de relevancia	Grueso
Tamaño del elemento	2,e-003 m
Tamaño inicial deseado	Montaje active
Suavizado	Medio
Transición	Rápido
Lapso de ángulo central	Grueso
Longitud minima de borde	1,75e-003 m
Inflación	
Uso automático de inflación	Ninguno
Opción de inflación	Transición leve
Índice de transición	0,272
Capas máximas	5
Taza de crecimiento	1,2
Algoritmo de inflación	Pre
Ver opciones avanzadas	No
Opciones de adaptación de parches	
Malla de superficie triangular	Programa Controlado
Opciones independientes de parches	
Comprobación de topología	No
Avanzado	
Número de CPUs para mallado de piezas paralelas	Programa controlado
Verificación de forma	Mecanica estándar
Elemento medio de nodos	Programa Controlado
Elementos rectos	No
Número de reintentos	Por defecto (4)
Reintentos adicionales para el ensamblaje	Si
Comportamiento corporal rígido	Dimensionalmente reducido
Malla morphing	Discapitado
Vencimiento	
Tolerancia de velocidad	Defina por favor
Generar velocidad al actualizar	No
Vencimiento automático basado en malla	No
Falla de tolerancia	Por defecto
Estadísticas	
Nodos	132383
Elementos	76046
Malla métrica	Ninguna

1.4.Cargas

Tabla A1.4 Car

Nombre del objeto	Desplazamiento remoto	Momenoto	Soporte fijo
Estado	Suprimido	Completamente definido	
Alcance			
Metodo de alcance	Selección de geometría		
Geometría	2 Caras	245 Caras	2 Caras
Sistema coordinado	Sistema de coordenadas global		
Coordenada X	5,274e-002 m		
Coordenada Y	5,4579e-019 m		
Coordenada Z	7,3096e-020 m		
Ubicación	Definido		
Definición			
Tipo	Desplazamiento remote	Momento	Soporte fijo
Componente X	0, m (rampa)		
Componente Y	0, m (rampa)		
Componente Z	0, m (rampa)		
Rotación X	Gratis		
Rotación Y	0, ° (rampa)		
Rotación Z	0, ° (rampa)		
Suprimido	Si	No	
Comportamiento	Deformable		
Definir por		Vector	
Magnitud		280, N·m (rampa)	
Dirección		Definido	
Avanzado			
Región pimball	Todas		

1.5.Esfuerzos

Tabla A1.5 Esfuerzos

Nombre del objeto	Tensión equivalente	Deformación total
Estado	Resultado	
Alcance		
Metodo de alcance	Selección geométrica	
Geometría	All Bodies	
Definición		
Tipo	Tensión equivalente (Von-Mises)	Deformación total
By	Hora	
Tiempo de visualización	Último	
Cálculo historia del tiempo	Si	
Identificador		
Suprimido	No	
Resultados del punto de integración		
Opción de visualización	Promediado	
Promedio através de los cuerpos	No	
Resultados		
Mínimo	10156 Pa	0, m
Máximo	5,6567e+007 Pa	6,8544e-005 m
Information		
Hora	1, s	
Paso de carga	1	
Paso alterno	1	
Número de interacción	1	

Anexo 2. Propiedades mecánicas del eje

1020 | APÉNDICE A Tablas de refer.

Tabla A-20

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm (¾ a 1¼ pulg.). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2-15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Figura A2.1 Propiedades de los aceros

Anexo 3 Fresadora restaurada**Figura A3.1 Vista frontal fresadora restaurada**

Anexo 4 Deformación

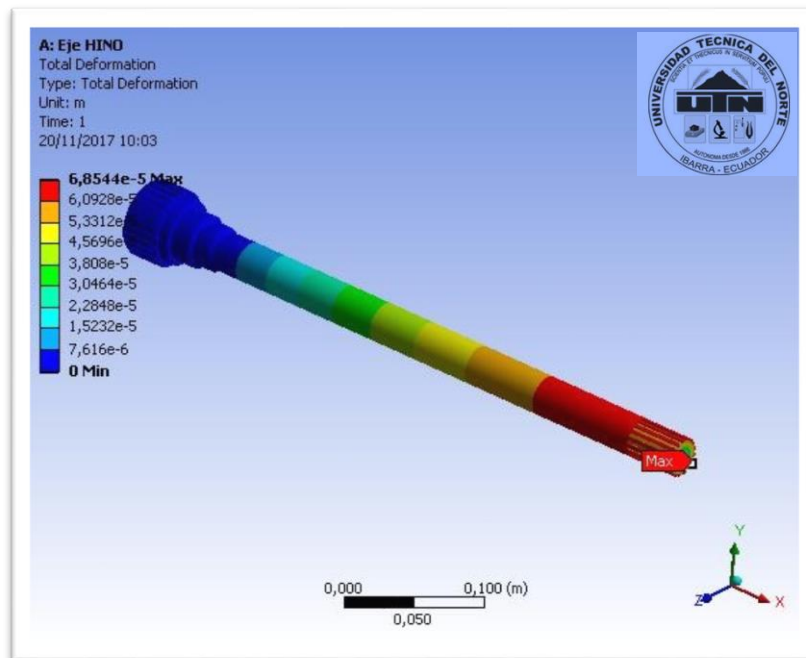


Figura A4.1 Deformación

Anexo 5 Manual de usuario de la fresadora Alkartu restaurado

Por favor permítase en revisar el archivo adjunto con el documento de la tesis.