

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES
METÁLICOS”**

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN
Materia Integradora**

Previo a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

DAVID NAVARRO CONSTANTINE

ALEX BENITEZ ESPINOZA

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO: 2016

AGRADECIMIENTO.

M.Sc. Jorge Marcial Director de este Proyecto de Graduación, por su Ayuda y colaboración para la Realización de Este trabajo

David Navarro Constantine

Agradezco a la ESPOL, por los conocimientos y los valores recibidos y al M.Sc.Jorge Marcial Hernández por su invaluable orientación.

Alex Benítez Espinoza.

DEDICATORIA.

A Dios por iluminar mi camino.

A mis padres, Adolfo y Malena, por ser
Mi apoyo durante estos años A mis her-
manos, Estefanía y Jorge Por ser mi for-
taleza.

A la Novia Mariuxi por ser un apoyo in-
condicional.

A mis amigos por darme fuerzas y Alen-
tarme.

David Navarro Constantine

Dedico este esfuerzo a Dios, a mi ma-
dre y a mi familia por su apoyo y guía.

Alex Benítez Espinoza.

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia Integradora corresponde al Equipo conformado por:

Director: M.Sc. Jorge Marcial Hernández

Autor: David Fernando Navarro Constantine

Autor: Alex Lenin Benítez Espinoza

y el patrimonio Intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

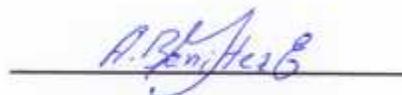


M.Sc. Jorge Marcial Hernández

Director del Proyecto



David Fernando Navarro Constantine



Alex Lenin Benítez Espinoza

RESUMEN

Debido a la creciente demanda de perfiles curvos en la industria metalmecánica se presenta la oportunidad de diseñar y seleccionar todos los elementos que constituyen una máquina curvadora de perfiles metálicos. En este trabajo se diseñó una máquina curvadora de perfiles metálicos hasta 45 cm³ de módulo de sección de rigidez lo cual permitiría curvar perfiles de dimensiones considerables.

En el Capítulo 1 se realizó un análisis del problema que es la falta de máquinas curvadoras de perfiles metálicos que puedan ser accesibles a talleres de pequeña y mediana capacidad, luego de eso se definieron las restricciones que debe tener la máquina y la capacidad de curvado requerida, y se Definió la Metodología de Diseño a seguir, a continuación se propusieron alternativas de solución al problema encontrado, en base a las restricciones establecidas las alternativas propuestas son que la máquina tenga un rodillo motriz, dos rodillos motrices o tres rodillos motrices para la misma capacidad de curvado dada. Se realizó una matriz de decisión teniendo como criterios de selección la facilidad de diseño, la capacidad de realizar precurvado, la potencia hidráulica requerida por cada máquina y la facilidad de mantenimiento, siendo la alternativa seleccionada diseñar una máquina con dos ejes motrices móviles.

En el capítulo 2 se comienza realizando un diseño de forma del sistema de transmisión después se calcula la carga requerida para deformar plásticamente un perfil metálico, se utilizó como referencia una platina de 100*25mm² la cual se dobla en su parte más ancha, en base a esa carga requerida y a los métodos recomendados por la norma AGMA 2001 D04 se diseñan los Engranajes y Piñones y se escogió el Acero AISI 4340 bonificado para la manufactura de los Engranajes.

Para el Diseño de los Árboles se sigue las recomendaciones dadas por la Norma ASME-ANSI B106.1m, en la cual se considera que el Árbol se encuentra en Flexión alternante y torsión Alternante,. Después en Base a las cargas axiales y radiales

calculadas y siguiendo el procedimiento del catálogo NSK se seleccionan los rodamientos.

Para el diseño de los Eslabones y ménsulas, elementos muy importantes para realizar el movimiento pivotante de los Arboles Laterales. Se inicia de un diseño de forma y de acuerdo con las cargas transmitidas y realizando un análisis computacional se verifico los máximos esfuerzos de Von Mises, deflexiones y el factor de seguridad de los Elementos y se llegó a la geometría óptima del diseño.

En base a Fuerza Máxima requerida para deformar un perfil Metálico se calculó la presión de trabajo y se seleccionó el cilindro hidráulico necesario y el flujo requerido, en base a estos datos se calculó la Bomba Hidráulica necesaria y el Motor Eléctrico requerido para El sistema Hidráulico.

La mesa de trabajo recibe todas las cargas de los Arboles originadas por el Proceso de Curvado, realizando un análisis computacional se validó la mesa así como también el Bastidor.

En el Capítulo 3 se realiza un cronograma para la construcción y se calcula los costos de construcción, los cuales se los dividió en costos del material, costos de manufactura, costos del Sistema Hidráulico y costos del Sistema de Transmisión.

Se espera que este proyecto sea de gran ayuda para la construcción de máquinas curvadoras de perfiles de fabricación nacional, evitando el Egreso de Divisas e Impulsando la Industria Metalmeccánica del Ecuador.

INDICE GENERAL

	Pag
RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
INDICE DE FIGURAS.....	VII
INDICE DE TABLAS.....	X
CAPITULO 1	
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Definición del Problema	2
1.2 Objetivos.....	3
1.3. Fundamentos de la máquina Curvadora de Perfiles Metálicos.....	3
1.4 Restricciones de la Máquina Roladora de Vigas y Tubos.....	4
1.5 Metodología de Diseño	5
1.6 Alternativas de Solución y Matriz de Decisión.	5
1.7 Especificaciones de la maquina a Diseñar.	8
CAPITULO 2	
2. DISEÑO DE MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES	10
2.1. Diseño de Forma.	10
2.2 Diseño del sistema de transmisión de potencia mecánica.	11
2.2.1 Diseño de piñones y engranes Intermedios.	17
2.2.2 Diseño de engranes del árbol porta Rodillos Lateral.....	30
2.2.3 Diseño del árbol porta rodillo central.....	33
2.2.4 Diseño del Árbol porta rodillo lateral	42
2.2.5 Diseño del árbol acoplado al motor.....	51
2.2.6 Diseño del árbol acoplado a los engranes Intermedios.	58
2.2.7 Calculo de Cuñas.	63

2.2.8 Selección de cojinetes	67
2.2.9 Selección de anillos de retención.....	76
2.2.10 Diseño de alojamientos para rodamientos.	76
2.3 Determinación de los Esfuerzos en las Matrices.	85
2.4. Sistema Motriz	87
2.4.1 Selección del Moto reductor.....	87
2.4.2 Selección del acoplamiento.- Se selecciona el acoplamiento.....	89
2.5. Sistema Hidráulico	90
2.5.1 Selección del Cilindro Hidráulico.....	90
2.5.2 Calculo de la Fuerza de Retorno del Cilindro Hidráulico	92
2.5.3 Sistema de Mando Hidráulico:	94
2.6 Sistema de Lubricación	95
2.7 Diseño de Bancada.....	96
CAPITULO 3	
3. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN	99
3.1 Diagrama de Gantt.....	99
3.2 Análisis de Costos	100
3.2.1 Costo de los Materiales	100
CAPITULO 4	
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	101
PLANOS	
APÉNDICES	
BIBLIOGRAFÍA	

ABREVIATURAS

m	Metro
m ²	Metro al cuadrado
cm	Centímetro
cm ³	Centímetro al cubo
cm ³	Centímetro a la cuarta
mm	Milímetro
mm ²	Milímetro cuadrado
in	Pulgada
N	Newton
N.m	Newton por metro
kN	Kilo Newton
kN/m ²	Kilo Newton – metro cuadrado
kg	Kilogramo
Kg/m ²	Kilogramo – metro cuadrado
Pa	Pascal
MPa	Mega Pascal
Bar	Bar
Psi	Libras – pulgadas al cuadrado
m/seg	Metro – segundo
cm/seg	Centímetro – segundo
RPM	Revoluciones por minuto
I.V.A.	Impuesto al valor agregado

SIMBOLOGIA

A	Área
D	Diámetro
r	Radio
h	Altura
b	Base
π	Pi
w	Peso
g	Gravedad
m	Masa
F	Fuerza
Σ	Esfuerzo Normal
τ	Esfuerzo de corte
L	Longitud
M	Momento
N	Factor de seguridad
I	Segundo momento de inercia
J	Segundo momento polar de inercia
I _u	Segundo momento del área unitaria
v	velocidad
T	Torque
S _{ut}	Resistencia ultima
S _y	Resistencia de fluencia.
S _{sy}	Esfuerzo de Fluencia a Esfuerzo Cortante.

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Arco Formado por Viga Soldada.....	2
Figura 1.2 Arco Formado por Viga Rolada	3
Figura 1.3 Fuerza Ejercida Por los Ejes Sobre los Rodillos.....	4
Figura 1.4 Metodología de Diseño.....	5
Figura 1.5 Maquina Curvadora con 1 Eje Motriz.....	6
Figura 1.6 Maquina Curvadora con 3 Eje Motriz.....	7
Figura 2.1 Diseño de Forma de la Maquina.....	10
Figura 2.2 D.C.L Fuerza Cortante y Momento Flector de la Maquina.....	11
Figura 2.3 Aplicación de Dos Fuerzas Iguales y Opuestas a un Rodillo.....	12
Figura 2.4 Diagrama de Fuerza entre la Viga y el Rodillo.....	14
Figura 2.5 Forma General del Sistema de Transmisión de Potencia	16
Figura 2.6 D.C.L Árbol Motriz con Piñones y Cojinetes.....	17
Figura 2.7 Conjunto de Piñones y Engranajes de la Maquina.....	18
Figura 2.8 Grafico Factor de Proporción del Piñón.....	21
Figura 2.9 Factor de Alineamiento del Engranado.....	21
Figura 2.10 Factor de Espesor de Borde.....	22
Figura 2.11 Grafico de Factor dinámico Kv.....	23
Figura 2.12 Grafico de Factor de Geometría para Esfuerzo Flexionante.....	24
Figura 2.13 Grafico de Factor Por ciclo de Esfuerzo Yn.....	25
Figura 2.14 Grafico de Factor de Geometría para la Picadura.....	27
Figura 2.15 Grafico de Factor por Ciclo de Esfuerzo Zn.....	28
Figura 2.16 Grafico de Esfuerzo de Contacto Admisible.....	29
Figura 2.17 D.C.L Árbol Porta Rodillo Lateral.....	30
Figura 2.18 D.C.L Árbol Porta Rodillo Central.....	34
Figura 2.19 D.C.L del Árbol porta Rodillo Central.....	35
Figura 2.20 Calculo del Momento Flector en la Base del Cuñero.....	36
Figura 2.21 Fuerza Cortante y Momento Flector Actuando en el Árbol Porta Rodillo Central.....	36

Figura 2.22 Grafico de Factores teóricos de Esfuerzo Kt para Flexión.....	39
Figura 2.23 Grafico de Factores teóricos de Esfuerzo Kts para Torsión.....	39
Figura 2.24 Grafico de Sensibilidad de las muescas en Aceros.....	40
Figura 2.25 Grafico de los Factores de Esfuerzo Kt para Cuñero.....	41
Figura 2.26 D.C.L Árbol Porta Rodillo Lateral.....	42
Figura 2.27 D.C.L Árbol Porta Rodillo Lateral Planos XY, XZ.....	43
Figura 2.28 Diseño deforma del Árbol Porta Rodillo Lateral.....	44
Figura 2.29 Fuerza Cortante y Momento Flector del Árbol Porta Rodillo Lateral...	45
Figura 2.30 Momento Flector Total del Árbol Porta Rodillo Lateral.....	45
Figura 2.31 D.C.L del Árbol Motriz.....	51
Figura 2.32 Distribución del Torque en la Flecha Motriz.....	52
Figura 2.33 Diseño de la Flecha Motriz.....	54
Figura 2.34 D.C.L del Árbol Intermedio.....	58
Figura 2.35 Diagrama de Momento Flector del Árbol Intermedio.....	59
Figura 2.36 Factores de Vida y Velocidad de Rodamientos.....	68
Figura 2.37 Mecanismo de Transmisión.....	76
Figura 2.38 Diseño de Forma del Árbol Porta Rodillo Lateral.....	77
Figura 2.39 Diseño de Forma del Eslabón CC.....	78
Figura 2.40 Esfuerzos Principales en el Eslabón CC.....	79
Figura 2.41 Deformación en el Eslabón CC.....	80
Figura 2.42 Factor de Seguridad en el Eslabón CC.....	80
Figura 2.43 D.C.L Eslabón CC.....	81
Figura 2.44 Diseño de Forma de la Ménsula CC.....	83
Figura 2.45 Esfuerzo de Von Mises en la Ménsula CC.....	84
Figura 2.46 Deformación en la Ménsula CC.....	84
Figura 2.47 Factor de Seguridad en la Ménsula CC.....	85
Figura 2.48 Diseño de Matrices.....	85
Figura 2.49 Perfil Seleccionado para Evaluar las Matrices.....	86
Figura 2.50 Esfuerzo en los Rodillos Deformadores.....	87
Figura 2.51 Selección del Factor de Servicio Fs para moto reductores.....	88
Figura 2.52 Dimensiones del Moto Reductor Seleccionado.....	88
Figura 2.53 Grafico de Selección del moto reductores.....	89

Figura 2.54 Fuerza del Cilindro Hidráulico.....	91
Figura 2.55 Selección del Cilindro Hidráulico.....	92
Figura 2.56 Características de la Bomba seleccionada.....	93
Figura 2.57 Diagrama del Sistema Hidráulico.....	95
Figura 2.58 Diseño deforma de la Mesa de Trabajo.....	96
Figura 2.59 Análisis de Esfuerzos en la Mesa de Trabajo.....	97
Figura 2.60 Análisis de Deformaciones en la Mesa de Trabajo.....	97
Figura 2.61 Coeficiente de Seguridad de la Mesa de Trabajo.....	98
Figura 3.1 Diagrama de Gantt de la Maquina Curvadora de Perfiles Metálicos....	99

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1 Matriz de Selección.....	7
Tabla 1.2 Capacidad de Curvado de la Maquina a diseñar	8
Tabla 1.3 Características de la Maquina Curvadora de Perfiles Metálicos.....	9
Tabla 2.1 Coeficientes de Fricción Estática.....	15
Tabla 2.2 Factores de Sobrecarga.....	20
Tabla 2.3 Factores de Tamaño Sugerido K_s	20
Tabla 2.4 Factores de Confiabilidad K_m	26
Tabla 2.5 Coeficiente Elástico C_p	27
Tabla 2.6 Características Mecánicas de Algunos Aceros.....	30
Tabla 2.7 Cargas en el Árbol Porta Rodillo Central.....	35
Tabla 2.8 Factor de Superficie K_a	37
Tabla 2.9 Factor de Confiabilidad K_e	38
Tabla 2.10 Diámetros y Factores de Seguridad del Árbol Lateral.....	50
Tabla 2.11 Fuerza de Reacción en los Cojinetes del Árbol Lateral.....	51
Tabla 2.12 Diámetro de la Flecha Motriz.....	58
Tabla 2.13 Reacciones en los Soportes del Árbol Intermedio.....	59
Tabla 2.14 Diámetros y Factores de Seguridad de la Flecha Intermedia.....	63
Tabla 2.15 Ancho de la Cuña recomendado por ANSI.....	64
Tabla 2.16 Carga Equivalente Dinámica.....	69
Tabla 2.17 Anillos de Retención Utilizados en los Arboles.....	76
Tabla 2.18 Carga en los Nodos C en la Flecha Lateral.....	78
Tabla 2.19 Reacciones en las Regiones 1 y 2 del Eslabón CC.....	79
Tabla 2.20 Cargas Actuando en el nodo CC.....	80
Tabla 2.21 Cargas Actuando en la ménsula CC.....	83
Tabla 2.22 Cargas Actuando sobre la mesa de trabajo.....	98
Tabla 3.1 Resumen de Costos de Construcción del Equipo.....	100

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Explicar la función de una roladora de vigas y tubos metálicos puede parecer muy simple dar forma curva a una pieza recta de sección transversal regular sin embargo la sencillez de esta máquina no implica desconocer el sistema que hace posible su funcionamiento y la importancia que tiene el equipo para los talleres metalmecánicos.

Ante la rigidez de las formas rectas que normalmente ofrecen los perfiles metálicos surgió la necesidad de crear una máquina que hiciera posible la obtención de perfiles curvos para satisfacer los requerimientos de la fabricación de estructuras utilizadas en la industria naval, plantas industriales, almacenes, torres de transmisión.etc.

Precisamente estas máquinas hacen posible este trabajo son las maquinas curadoras de perfiles metálicos estos equipos hoy existen en una amplia variedad y que ofrecen distintas posibilidades de uso de acuerdo a su grado de innovación. Pero para la gran mayoría de estos equipos mecánicos son de procedencia extranjera y por su alto costo no permite que los talleres pequeños y medianos tengan acceso a esta maquinas Debido a eso se decidió el diseño de una máquina curvadora de perfiles que sea factible de construir en nuestro medio y además debe ser de fácil mantenimiento y económica.

En el diseño se tomó en cuenta como un factor primordial la capacidad de curvado que debe tener la máquina de acuerdo a las necesidades del mercado local. Se espera que la información brindada en esta tesis sea de gran aporte a la industria metalme-cánica en el país así como también ayude a contribuir a la disminución del egreso de divisas originada por la compra de máquinas importadas.

1.1 Definición del Problema

En el presente capítulo se describe el problema a resolver y una solución técnica realizable con los recursos disponibles en nuestro medio.

La industria de las construcciones metálicas tiene aplicaciones en muchos campos de la actividad económica como la minería, explotación del petróleo, agroindustria, pesquería, construcciones navales, industria farmacéutica, etc. Pero el mercado es competitivo y de gran crecimiento. Por lo tanto, es necesaria la búsqueda permanente de soluciones ajustadas a la economía y factibilidad.

Los constructores no sólo tienen que competir entre sí, sino también con el incremento de costo de materiales, energía eléctrica y demás insumos en el proceso productivo. Además deben alcanzar el propósito fundamental de las construcciones metálicas es decir lograr una estructura económica y segura que satisfaga requerimientos funcionales y estéticos. Es frecuente en las construcciones metálicas tener que hacer uso de perfiles metálicos curvos como se puede observar en puentes de arco. Antiguamente una manera de obtener los arcos era ensamblar por tramos vigas soldadas para proporcionar al conjunto un radio de curvatura determinado.

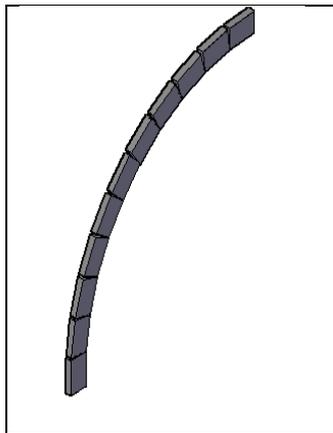


Figura 1.1 Arco Formado por Vigas soldadas.

En la actualidad el uso de máquinas curvadoras de perfiles permite un proceso más simplificado para armar estructuras que requieran elementos curvos. Contribuyendo este tipo de máquina al desarrollo de las construcciones metálicas.



Figura 1.2 Arco formado por viga rolada.

Fuente: Autor

1.2 Objetivos

Objetivo General

El Objetivo General del Proyecto es Diseñar de una maquina Electromecánica Curvadora de Perfiles Metálicos hasta 45 cm³ de Modulo de Sección de Rigidez y una Potencia de 11kW factible de construir en nuestro medio y de fácil mantenimiento a un costo de construcción relativamente bajo y eficiente.

Objetivos Específicos:

Los Objetivos específicos propuestos para el proyecto de graduación son:

- Diseñar y seleccionar los elementos que constituyen la maquina electromecánica curvadora de perfiles metálicos.
- Modelar en programas de CAD elementos de la máquina, ensamblado y funcionamiento.

1.3. Fundamentos de la máquina Curvadora de Perfiles Metálicos.

Si se requiere curvar un perfil o cualquier elemento metálico en el cual su longitud sea su dimensión predominante. Debe cumplirse dos condiciones básicas: La fuerza requerida para iniciar la deformación plástica la cual debe ser permanente para estirar uniformemente el perfil.

La segunda condición se efectúa gracias a la rotación de los rodillos que mueven el perfil entre los puntos en los que se aplican las cargas produciendo que estas fuerzas se desplacen de manera continua y homogénea sobre el elemento.

En la figura 1.3 se muestra las fuerzas que ejercen los ejes sobre los rodillos y en la sección 2.2 se calculan el valor de estas Magnitudes necesarias para estimar las resistencias que experimentan los rodillos.

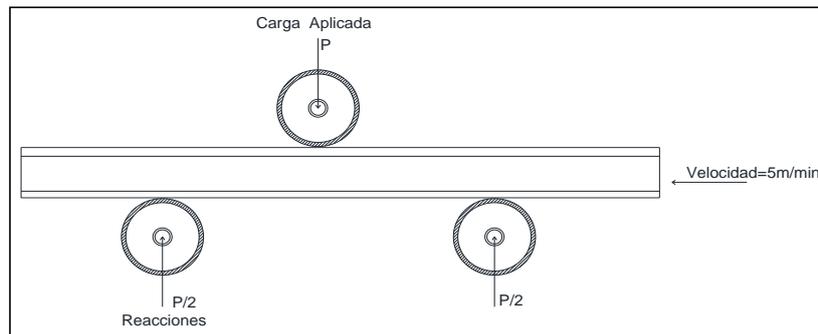


Figura 1.3 Fuerzas Ejercidas por los Ejes sobre los Rodillos.

Fuente: Autor

1.4 Restricciones de la Máquina Roladora de Vigas y Tubos.

Muchas máquinas curvadoras de vigas tienen un solo rodillo motriz por tal razón aparece el inconveniente de no transportar uniformemente el elemento metálico.

Pero también hay máquinas que tienen tres rodillos motrices un solo sistema motriz hace rotar los tres rodillos gracias a mecanismos de transmisión apropiada los cuales son invariablemente de costo elevado en relación a su construcción. Adicionalmente el montaje implica un tiempo considerable y el mantenimiento debe ser permanente para asegurar que la máquina se conserve en buen estado. En nuestro medio aún se utilizan máquinas antiguas que carecen de tablas y escalas que permitan regular la altura del eje superior siendo la pericia del operador la base para decidir la cantidad de pasadas y el ajuste gradual que debe aplicar para lograr el radio de curvatura requerido y para no sobrepasar la capacidad de la máquina. Otra limitación común en máquinas curvadoras de perfiles metálicos conocidas es la debilidad de los cojinetes o rodamientos que soportan el esfuerzo radial.

1.5 Metodología de Diseño

A continuación presentamos la metodología de diseño del proyecto:

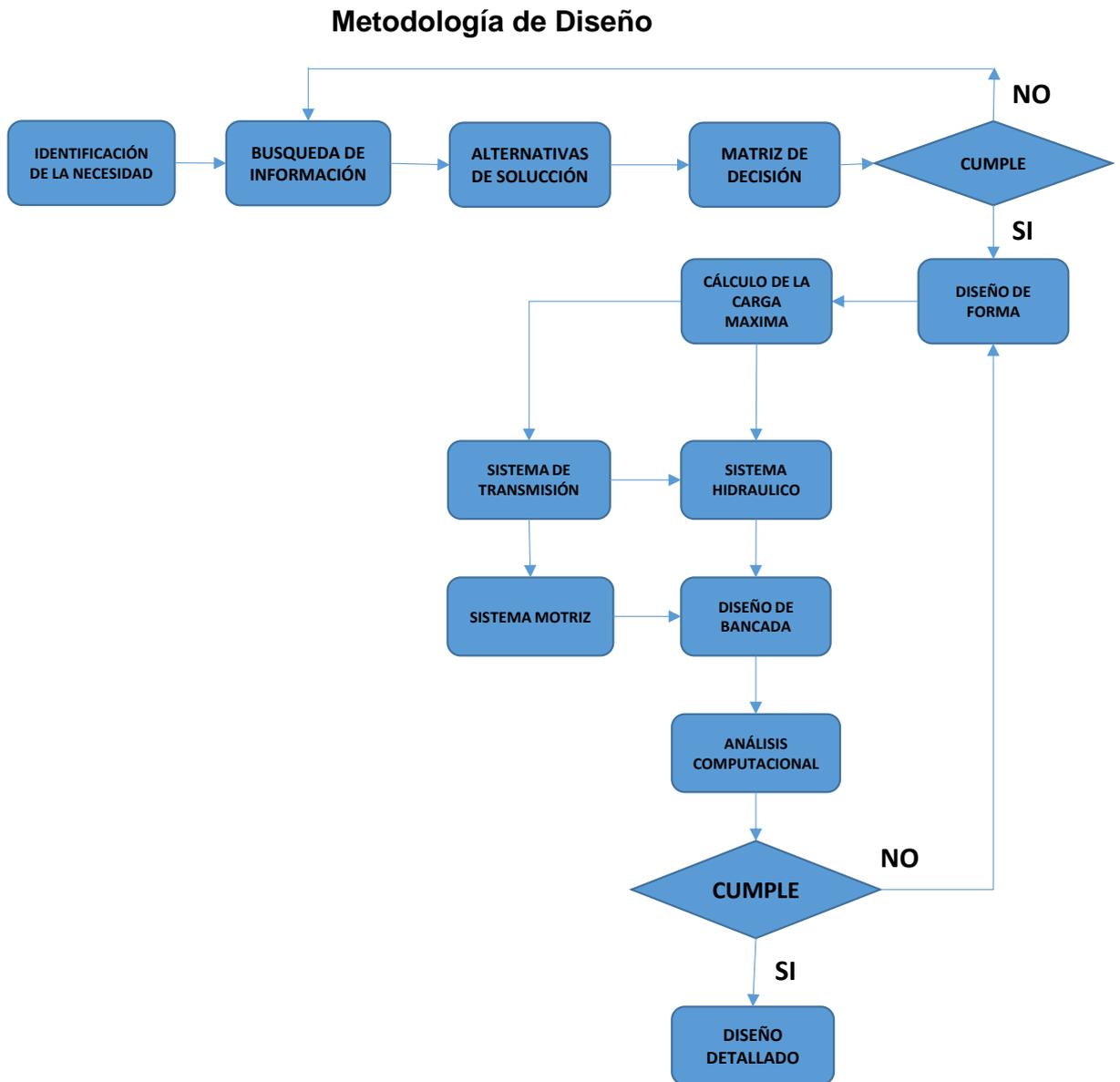


Figura 1.4 Metodología de Diseño del Proyecto.

1.6 Alternativas de Solución y Matriz de Selección.

Opciones de Diseño de la Máquina Curvadora de Perfiles Metálicos.

Características y Requerimientos de una Máquina con 2 Ejes Motrices.

- Capacidad de Curvado hasta 45 cm^3 de módulo de sección de rigidez.
- Potencia 11kW, velocidad de operación 5m/min
- Factible de construir en nuestro medio con materiales locales.
- Fácil mantenimiento.
- Confiabilidad.
- Funcionalidad.

- Seguridad de Operación.

Características de la Máquina con 1 Eje Motriz.

- Módulo de Sección de Rigidez Hasta 45 cm³.
- Velocidad de Operación 5m/min
- Un Eje Móvil
- Plano de trabajo Horizontal y Vertical
- Rodillo Corrector.



Figura 1.5 Máquina curvadora con 1 eje Motriz
 Fuente: <http://www.eaglebendingmachines.com>

Características de la Máquina con 3 Ejes Motrices:

- Potencia instalada (11kW)
- Rodillos Especiales para perfiles/Tubos
- Guías laterales hidráulicas
- Presión de trabajo - 200 Bar
- RPM - 5.5
- Rodillos Ø - 315 mm
- Ejes de salida Ø - 100 mm
- Peso (Kg) – 2290
- Dimensiones (LxAxA) - 1433x1450x1760
- Herramienta corrector de Angulo Mecánica o Hidráulica
- Indicador Digital para las guías laterales
- Rodillo Corrector
- Tres Rodillos Motorizados

- Plano de Operación Horizontal y Vertical
- Control de pie con dispositivo de seguridad
- Controlador digital programable de los rodillos inferiores
- Ajuste Hidráulico de los rodillos inferior



Figura 1.6 Maquina Curvadora de Perfiles 3 Ejes Motrices.

Fuente: <http://www.amob.pt/es>

Se asigna una nota a cada criterio de Selección que va desde 1-10 y se multiplica por el peso del criterio siendo 10 más favorable como se muestra a continuación:

Tabla 1.1 Matriz de Selección.

		Facilidad de Diseño	Capacidad de Realizar Precurvado	Potencia del Sistema Hidráulico	Potencia Sistema Motriz Requerido	Facilidad de Mantenimiento	Puntaje Promedio
		Peso de los Criterios					
Numero de Ejes Motrices		35%	35%	15%	15%	10%	100%
1 Eje Motriz	Nota	8	3	4	8	8	
	Puntaje	2,8	1,05	0,6	1,2	0,8	6,45
2 Ejes Motrices	Nota	7	6	6	5	6	
	Puntaje	2,45	2,1	0,9	0,75	0,6	6,8
3 Ejes Motrices	Nota	5	10	1	2	4	
	Puntaje	1,75	3,5	0,15	0,3	0,4	6,1

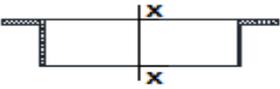
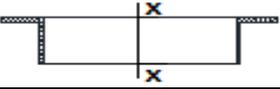
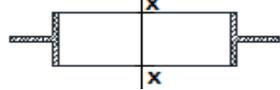
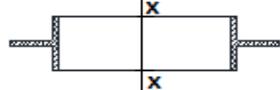
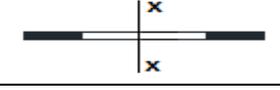
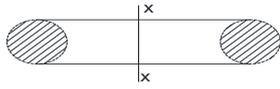
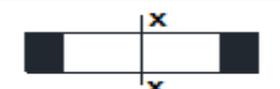
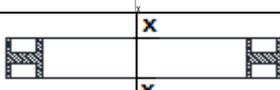
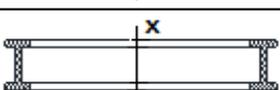
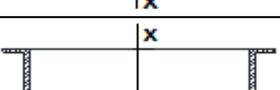
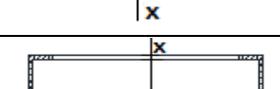
Fuente: Autor

De acuerdo a la selección realizada, la maquina con 2 Ejes motrices es la mejor Opción de Diseño para la capacidad de curvado requerida.

1.7 Especificaciones de la maquina a Diseñar.

La máquina a diseñar debe ser capaz de lograr el curvado de los perfiles y tubos de acero de uso frecuente en nuestro medio, la capacidad de curvado de la maquina a diseñar se muestra a continuación:

TABLA 1.2 Capacidad de curvado de la Máquina a Diseñar.

Descripción	Diametro de Curvatura (mm)	Modulo de Sección de Rigidez (cm ³)
 Angulo 100x100x16	φ 1300	Sx=36.98
 Angulo 100x100x16	φ 1500	Sx=36.98
 T100mmx12mm	φ 800	Sx=29.72
 T100mmx12mm	φ 1500	Sx=29.72
 Platina 100mmx25mm	φ1000	Sx=41.7
 Tubo Redondo Solido φ70mm	φ700	Sx=33.7
 Barra Cuadrada 60x60mm ²	φ600	Sx=30
 Tubo Redondo φ100mmx2.3mm	φ=1100	Sx=18.24
 IPE 160	φ800	Sx=16.7
 IPE 100	φ1500	Sx=34.2
 HEB 100	φ2000	Sx=36.98
 UPN 200	φ2000	Sx=27
 UPN 80	φ5000	Sx=26.5

Fuente: Autor

En la Tabla 1.2 se muestran la forma del perfil rolado sus dimensiones Módulo de sección y diámetro de curvado. En la tabla 1.3 se muestran otros parámetros de la máquina, Algunas de esas magnitudes como el máximo módulo de sección de la viga que la máquina puede rolar el diámetro de los rodillos (rulinas) y la velocidad de operación. son consideradas como parámetros de diseño. Las otras magnitudes de la tabla 1.3 tales como la potencia del sistema motriz, diámetro de los ejes, dimensiones exteriores de la máquina y su masa total serán comparadas con los valores correspondientes de la maquina a diseñar en la etapa final del presente proyecto de tesis.

TABLA 1.3 Características de la máquina Curvadora de Perfiles Metálicos

Características de la Máquina Curvadora de Perfiles Metálicos	
Modulo de Sección de Rigidez. cm ³	45
Potencia kW	11
Diámetro de las Rulinas (mm)	310
Diámetro del Eje Superior (mm)	105
Diámetro del Eje Inferior (mm)	105
Velocidad m/min	5
Largo,mm	1600
Ancho,mm	1260
Alto (mm)	1530
Peso Kg	3000

Fuente: Autor

CAPITULO 2

2. DISEÑO DE MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES

2.1. Diseño de Forma.

El diseño de forma de la máquina roladora de perfiles metálicos se muestra en la Figura 2.1. En donde podemos apreciar que el modelo está propuesto para trabajar en posición horizontal y Los rodillos están diseñados para curvar vigas de acero utilizados con frecuencia en nuestro medio y que aparecen representados en la Tabla 1.2 .Los elementos que se destacan en la Figura 2.1 son:

1. Eje porta rodillo Central
2. Eje porta rodillo Lateral.
3. Cubierta central.
4. Cubierta laterales.
5. Cilindros hidráulicos
6. Cubierta lateral removible

Los ejes laterales son motrices y un motorreductor proporciona la potencia a la transmisión y ésta a su vez la transfiere a los ejes porta-rodillos motrices. En los que se distingue que el eje porta-rodillo central es fijo y los dos restantes son móviles. El avance o retroceso de los ejes curvadores es pivotante y accionados hidráulicamente.

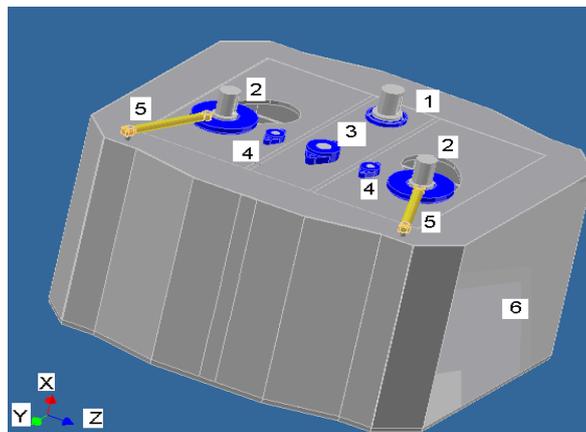


Figura 2.1. Diseño de forma de la Máquina.
Fuente: Autor

2.2 Diseño del sistema de transmisión de potencia mecánica.

Se empezó realizando un cálculo preliminar de la fuerza necesaria para deformar plásticamente el perfil de acero. También se obtuvo el valor del torque necesario para desplazar a la pieza metálica deformándola entre las matrices.

En Figura 2.2, se observa la distancia 1048 mm entre los ejes porta-matrices móviles cuando estos se encuentran en sus posiciones originales. Este valor relativamente alto se escogió con la idea de obtener un momento flector elevado con lo cual se consigue una menor fuerza P requerida para curvar el perfil. Ese valor es utilizado en los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector mostrados en la figura 2.2

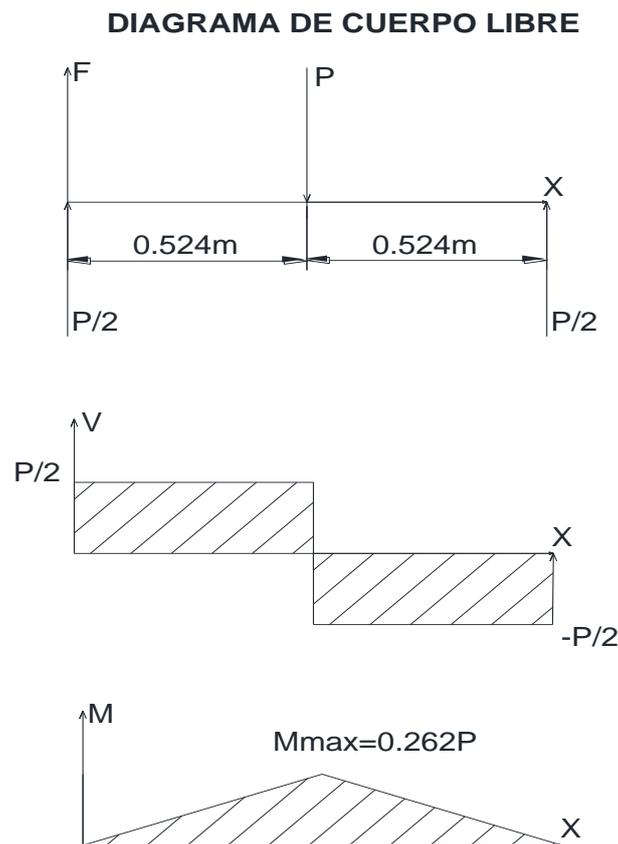


Figura 2.2 D.C.L Fuerza cortante y momento Flector de la viga.

Fuente: Autor

La ecuación 2-1 representa el esfuerzo máximo por flexión en una viga de sección recta M_{max} es el momento máximo y S el módulo de la sección del perfil de acero.

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S} \quad (2-1)$$

Para determinar la magnitud de la fuerza requerida para lograr la deformación plástica del perfil de acero se escoge una platina 100 mmx25 mm a la cual corresponde el mayor valor del módulo de la sección del perfil de acero de los elementos a curvar. Según la Tabla 1.2, **S** corresponde a 41.7 E-6 m³ cuando se curva la platina de sección 100x25mm por su lado más ancho.

El momento **M** que es necesario aplicar a la viga de sección rectangular para que todo su núcleo quede en la región plástica al ser deformada a un radio de curvatura dado. En la ecuación **b**, **c** y σ_y representan respectivamente el ancho de la viga, la distancia del eje neutro a la cara externa o interna de la viga y el esfuerzo a la fluencia de la viga.

Formula (2-2) se obtiene del Libro “Mecánica del Medio Continuo” George E. Mase, página 213 Ver Apéndice F

$$M = \sigma_y * b * c^2 \quad (2-2)$$

La ecuación 2-2 se reescribe en función del módulo de rigidez S para la viga rectangular considerada obteniendo con esto la ecuación 2-3:

$$M = \sigma_y * S * 1.5 \quad (2-3)$$

Igualando, el momento de la ecuación 2-3 por el momento máximo de una viga apoyada en sus extremos, Figura 2.2. Se obtiene la ecuación 2-4 en función de la carga requerida P para deformar plásticamente el perfil metálico.

$$P = \frac{1.5 * S * \sigma_y}{0.262} \leq \text{Fuerza requerida} \quad (2-4)$$

$$P = \frac{1.5 * 45 * 10^{-6} m^3 * 250 \text{MPa}}{0.262} \leq \text{Fuerza requerida}$$

$$P = 64.41 \text{ kN}$$

Se reemplaza σ_y por la resistencia a la fluencia del acero ASTM A36 y utilizando un criterio conservador se elige el valor $45 * 10^{-6} m^3$ la maquina roladora se diseña para curvar perfiles cuyo módulo de sección no sobrepase ese valor Tabla 1.3.

Otra magnitud muy importante es el torque que requiere para curvar la pieza metálica T_d . En la figura 2-3 se representa uno de los rodillos laterales los cuales son motrices y la carga necesaria ($\frac{P}{2}$) para producir la deformación. Luego se añade un par de fuerzas de magnitud igual pero opuestas ubicadas de manera tangencial para que se genere un momento torsor equivalente al torque requerido T_d torque teórico necesario ecuación 2-5 para que los rodillos laterales deformen al perfil.

El radio utilizado es el correspondiente al radio mayor del rodillo $R = 0.155 \text{ m}$ que es determinado como decisión de diseño tomando como referencia la Tabla 1.3.

$$T_d = \frac{P}{2} * R \quad (2-5)$$

$$T_d = \frac{64.41 \text{ kN}}{2} * 0.155 \text{ m} = 4.99 \text{ kNm}$$

La potencia requerida para lograr el curvado de la pieza metálica H_d se la calcula con la ecuación (2.6).

La velocidad lineal de operación se escoge 5.0 m/min como decisión de diseño utilizando como referencia la Tabla 1.3 y con el radio mayor del rodillo $R = 0.155 \text{ m}$ calculamos la velocidad angular de los rodillos w , $w = 0.538 \text{ (rad/s)}$, y su correspondiente frecuencia n , $n = 5.14 \text{ rpm}$ con lo que obtenemos:

$$H_d = 2(T_d * w) \quad (2.6)$$

$$H_d = 2(4.99 \text{ kNm} * 0.538 \text{ s}^{-1}) = 5.36 \text{ kW}$$

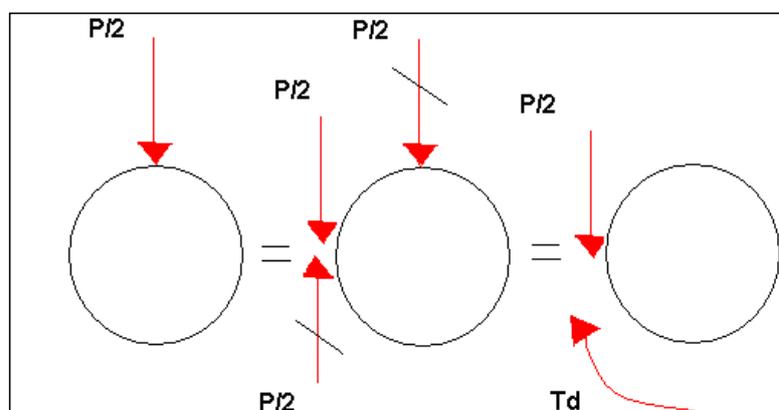


Figura 2.3 Aplicación de dos Fuerzas iguales y opuestas a un Rodillo.

Fuente: Autor

Para cuantificar la potencia necesaria H_{de} para el paso del perfil de acero a través de los rodillos se procede a calcular el torque necesario T_{de} para desplazar el perfil de acero a través de los rodillos y se utiliza el coeficiente de fricción considerado de 0,15 Tabla 1.4. Una vez Conocido T_{de} y la velocidad de operación w se calcula la potencia de desplazamiento H_{de} .

Se considera la figura 2-4 en la cual se representan los dos rodillos laterales motrices el rodillo central y el perfil metálico que se quiere curvar y el diagrama de cuerpo libre en el cual F_t es la fricción entre los rodillos motrices y el perfil metálico. El vector $2F_t$ es la fricción entre el rodillo central y el elemento que se quiere curvar. Se determina que el perfil se mueve con velocidad constante por lo tanto la velocidad rotacional de los rodillos debe ser constante para mantener la condición de equilibrio y la sumatoria de torques sobre el rodillo debe ser cero. La fricción F_t debe generar un momento de torsión de igual magnitud pero sentido opuesto al torque teórico T_{de} necesario para desplazar la viga.

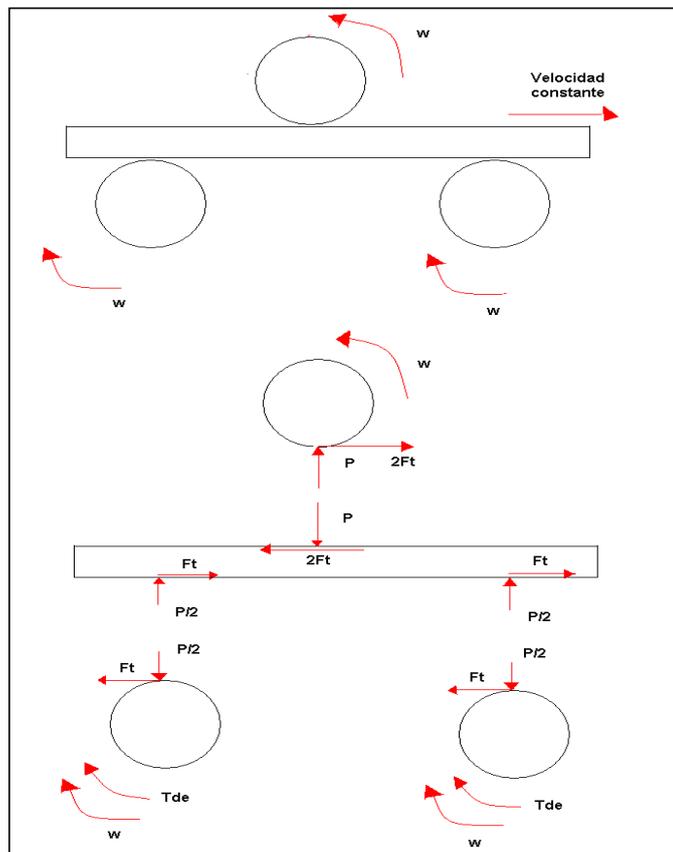


Figura 2.4 Diagramas de fuerza en viga y rodillos

Fuente: Autor

La fricción F_t es obtenida por la Ecuación 2-7 la Cual es aplicada a uno de los rodillos motrices. La fuerza normal que actúa sobre un rodillo motriz está representada por $\frac{P}{2}$. El análisis del sistema viga – rodillos mostrados en la Figura 2-4 se considera el desplazamiento del perfil de acero entre los rodillos.

Tabla 2.1 Coeficientes de fricción (Física Serway-Beichner)

MATERIALES	μ_s	μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.57
Metal sobre metal (lubricado)	0.15	0.06
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36

$$F_t = \mu_s * \frac{P}{2} \quad (2-7)$$

$$F_t = 0.15 * \frac{64.41 \text{ kN}}{2}$$

$$F_t = 4.83 \text{ kN}$$

Aplicando la condición de equilibrio sumatoria de torques es igual a cero a uno de los rodillos motrices, Figura 2-4 se obtiene el torque de desplazamiento T_{de} :

$$T_{de} - F_t * R = 0 \quad (2-8)$$

$$T_{de} - 4.83 \text{ Kn} * 0.155 \text{ m} = 0$$

$$T_{de} = 0.748 \text{ kNm}$$

La potencia para desplazar la viga entre los rodillos H_{de} se la calcula con la ecuación 2-9:

$$H_{de} = 2 * T_{de} * w \quad (2-9)$$

$$H_{de} = 2 * 0.748 \text{ kNm} * 0.538 \text{ s}^{-1}$$

$$H_{de} = 0.805 \text{ kW}$$

La potencia total teórica H_t se la calcula con la ecuación 2-10:

$$H_t = H_d + H_{de}$$

$$H_t = 5.36 \text{ kW} + 0.805 \text{ kW} = 6.165 \text{ kW} \quad (2-10)$$

Suponiendo una eficiencia de la transmisión de 99% en cada juego de engranes y Considerando la distribución de engranes la eficiencia del sistema de transmisión es 98 % y la potencia requerida H_r es calculada con la ecuación 2-11 como se muestra a continuación:

$$H_r = \frac{H_t}{0.98}$$

$$H_r = \frac{6.165Kw}{0.98} \quad (2-11)$$

$$H_r = 6.291kW$$

El torque de carga T_c requerido en cada rodillo motriz se calcula con la ecuación 2-12.

$$T_c = \left(\frac{H_r}{2}\right) * \frac{1}{w} \quad (2-12)$$

$$T_c = \left(\frac{6.291}{2}\right) * \frac{1}{0.538 s^{-1}}$$

$$T_c = 5.846 kNm$$

En la figura 2.5 se aprecia la forma general del sistema de transmisión de potencia mecánica el cual es constituido por árboles, engranes y cojinetes. Las letras en la figura 2.5 son utilizadas para representar los lugares donde se ubican los rodillos (F), cojinetes (A, C y E) y engranes (B y D).

El punto A_0 es el lugar donde se acopla el eje de los piñones al motor reductor, los engranes intermedios (engranes locos) entre los piñones y los engranes solidarios a los ejes de los porta rodillos tienen como objetivo que los ejes porta rodillos roten a la misma velocidad y con igual sentido de giro.

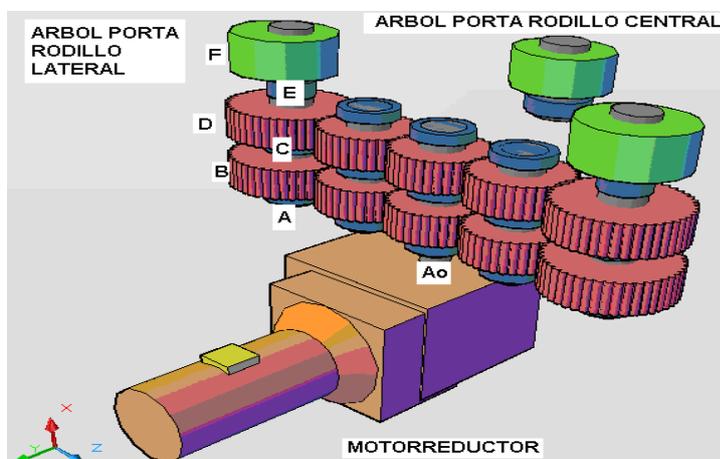


Figura 2.5 Forma General del Sistema de Transmisión de Potencia

Fuente: Autor

2.2.1 Diseño de piñones y engranes Intermedios.

En la figura 2.6 se aprecia el diagrama de cuerpo libre del árbol motriz con los piñones y cojinetes el cual se acopla al moto reductor. En el diseño se ha seleccionado engranes rectos por su simplicidad y costo de manufactura menor que los otros tipos de engranes. Para realizar el diseño de los engranes se utilizó la norma AGMA/ANSI 2001-D04.

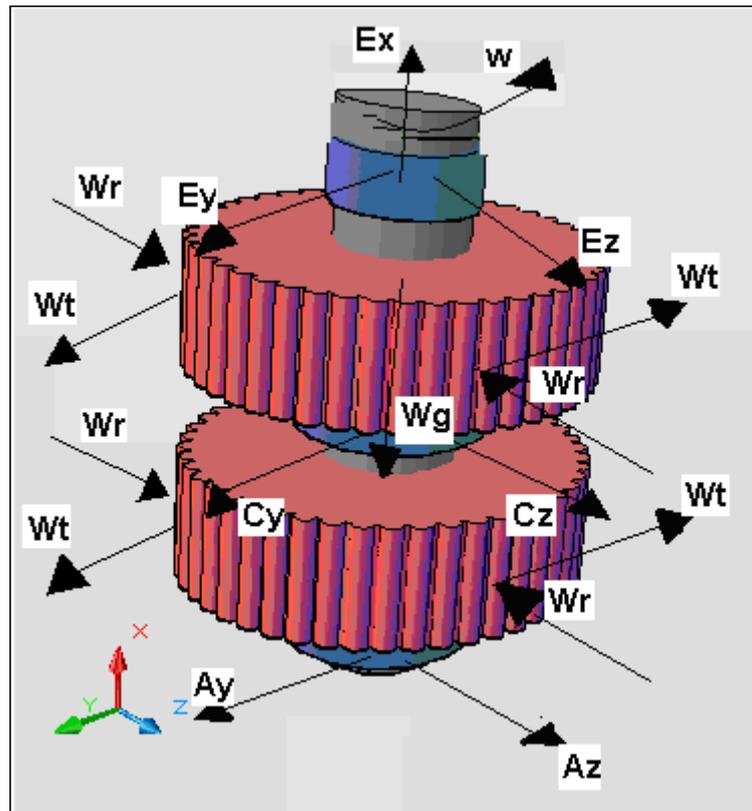


Figura 2.6 D.C.L del árbol Motriz con los Piñones y Cojinetes.

Fuente: Autor

La distancia entre ejes porta rodillo laterales es 1048 mm además como decisión de diseño se dimensiona los diámetros de pasos de los engranes D_g , engranes intermedios D_{gi} y piñones D_p .

Los valores respectivamente son: $D_g= 328$ mm, $D_{gi}=240$ mm y $D_p=240$ mm. Otra decisión de diseño es utilizar dos grupos de engranes cada uno de ellos formados por un piñón motriz, dos engranes intermedios y dos engranes laterales tal como se muestra en la figura 2.7

La máxima potencia teórica requerida, $H_r = 6.291Kw$ fue calculada en la sección 2.2. Cada grupo de engranes debe ser capaz de transmitir la mitad de ese valor.

Para determinar el módulo (**m**) se necesita asignar un número de dientes al piñón: $N_p = 30$. El diámetro de paso del piñón D_p según la figura 2-7 es 240 mm De acuerdo a la ecuación (2.13) tenemos:

$$m = \frac{D_p}{N_p} \quad (2.13)$$

$$m = \frac{240}{30}$$

$$m = 8$$

El número de dientes del engrane N_g se determina con la ecuación anterior relacionando el modulo y el Diámetro del Engrane como se muestra a continuación:

$$m = \frac{D_g}{N_g}$$

$$8 = \frac{328}{N_g}$$

$$N_g = 41$$

El diámetro de paso del engrane es 328 mm, de acuerdo a la figura 2.7 por lo tanto $N_g = 41$.

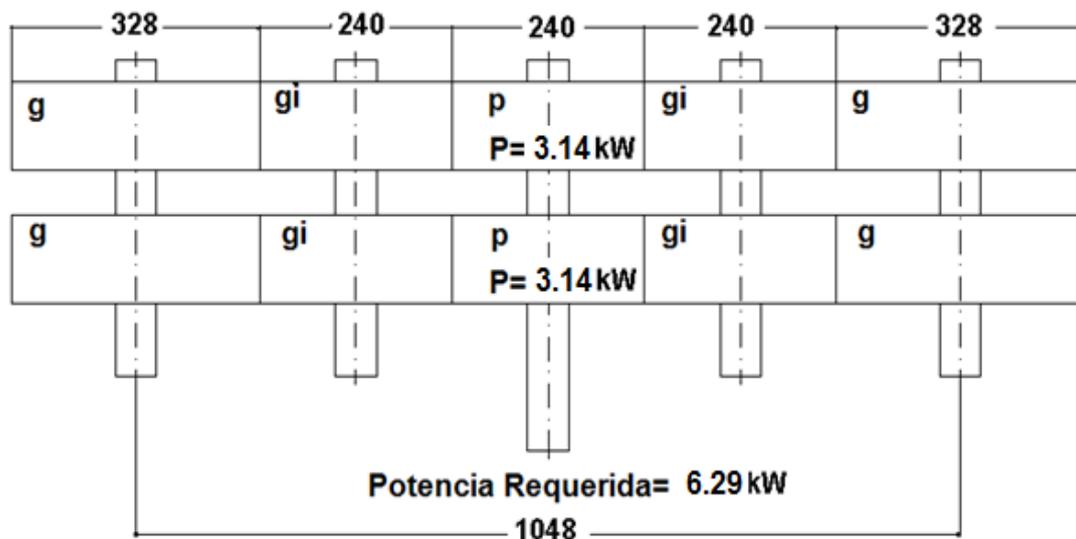


Figura 2.7 Conjunto de piñones y Engranes de la Máquina.

Fuente: Autor

Considerando que (**w**) es la velocidad angular de los rodillos y es igual a la velocidad del engrane es $w_g = 0.538s^{-1}$. La velocidad del piñón w_p es calculada con la ecuación 2-14.

$$w_p = w_g \left(\frac{N_g}{N_p} \right) \quad (2.14)$$

$$w_p = 0.538s^{-1} \left(\frac{41}{30} \right)$$

$$w_p = 0.73s^{-1}$$

El torque en cada piñón se calcula con la ecuación (2.15):

$$T_p = \left(\frac{H_r}{2} \right) \frac{1}{w_p} \quad (2.15)$$

$$T_p = \left(\frac{6.29}{2} \text{kW} \right) \frac{1}{0.73s^{-1}}$$

$$\mathbf{T_p = 4.309 \text{ kNm}}$$

La fuerza tangencial W_t es la fuerza que ejercen los dientes del piñón sobre los dientes del engrane. Pero considerando que el sistema de transmisión está en equilibrio y por el principio de acción y reacción debe haber una fuerza tangencial igual en magnitud pero sentido opuesta que ejercen los dientes del engrane sobre los dientes del piñón.

La fuerza tangencial W_t que actúa en dos puntos opuestos del piñón tal como se aprecia en la figura 2-6 se calcula su valor con la ecuación 2-16 y es:

$$W_t = \frac{T_p}{D_p} \quad (2-16)$$

$$W_t = \frac{4.309 \text{ kNm}}{0.240 \text{ m}}$$

$$\mathbf{W_t = 17.953 \text{ kN}}$$

La fuerza radial W_r que actúa sobre el diente del piñón se determina con la ecuación (2.17) en la cual ϕ es el ángulo de presión del perfil del diente en este caso se considera, $\phi=20^\circ$.

$$W_r = W_t * \tan(\phi) \quad (2-17)$$

$$W_r = 17.953 \text{ kN} * \tan(20^\circ)$$

$$\mathbf{W_r = 6.534 \text{ kN}}$$

Factor de sobrecarga (K_o).- Se supone que no hay vibraciones significativas por la relativa baja velocidad de operación de la máquina (aproximadamente 5 rpm) ni choques ni cambios de velocidad por lo que sólo se considera variaciones de carga entonces $k_o = 1.00$ según tabla 2.2.

Tabla 2.2 Factores de sobrecarga.

Maquina Impulsada				
Fuente de Potencia	Uniforme	Choque Ligero	Choque Moderado	Choque Pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque Ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque Moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Fuente (Diseño de elementos de máquina, Mott)

Factor de tamaño (K_s).- Para engranes con dientes grandes o grandes anchos de cara se utiliza la Tabla 2.3, $K_s = 1.15$ correspondiente a un engrane módulo $m = 8$.

Tabla 2.3 Factores de tamaño Sugeridos.

Factores de Tamano Sugeridos, K_s		
Paso Diametral P_d	Modulo Metrico, m	Factor de Tamaño
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Fuente:(Diseño de elementos de máquina, Mott)

Factor de distribución de carga (K_m).-El factor de distribución de carga se considera aparte de los engranes, los ejes, cojinetes, cajas y la estructura donde se instalará los engranes. Por lo tanto es uno de los factores más difíciles de precisar. El factor de proporción de piñón C_{pf} Se obtiene ese valor de la figura 2-8 previamente el ancho de cara F (mm) se calcula con la ecuación 2-18.

$$F=12*m \quad (2-18)$$

$$F=12*8=96 \text{ mm}$$

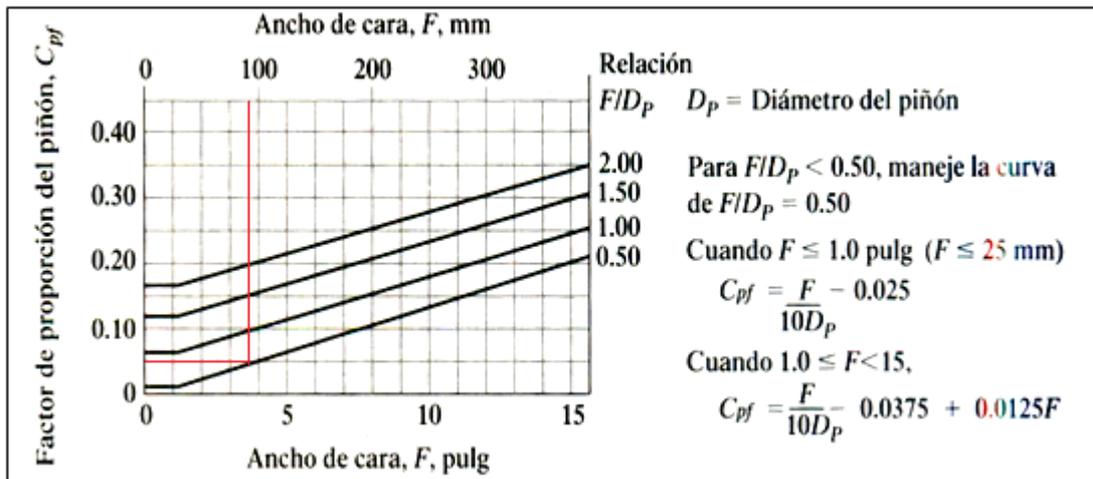


Figura 2.8 Factor de proporción del piñón

Fuente : Norma AGMA 2001 D04

Así $\frac{F}{D_p} = 0.4$ y según la figura 2-8 se estima el valor $C_{pf} = 0.05$. Con la figura (2-8), se obtiene el factor de alineamiento del engranado C_{ma} se utiliza la curva superior porque los ejes estén en contacto sobre los cojinetes y estos están montados sobre elementos estructurales de la máquina por tal motivo el valor correspondiente se estima $C_{ma} = 0.31$ Figura (2-9). En este diseño se utilizara la ecuación 2-19 en la cual se cuantifica el valor de K_m .

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma} \quad (2-19)$$

$$K_m = 1.0 + 0.05 + 0.31$$

$$K_m = 1.36$$

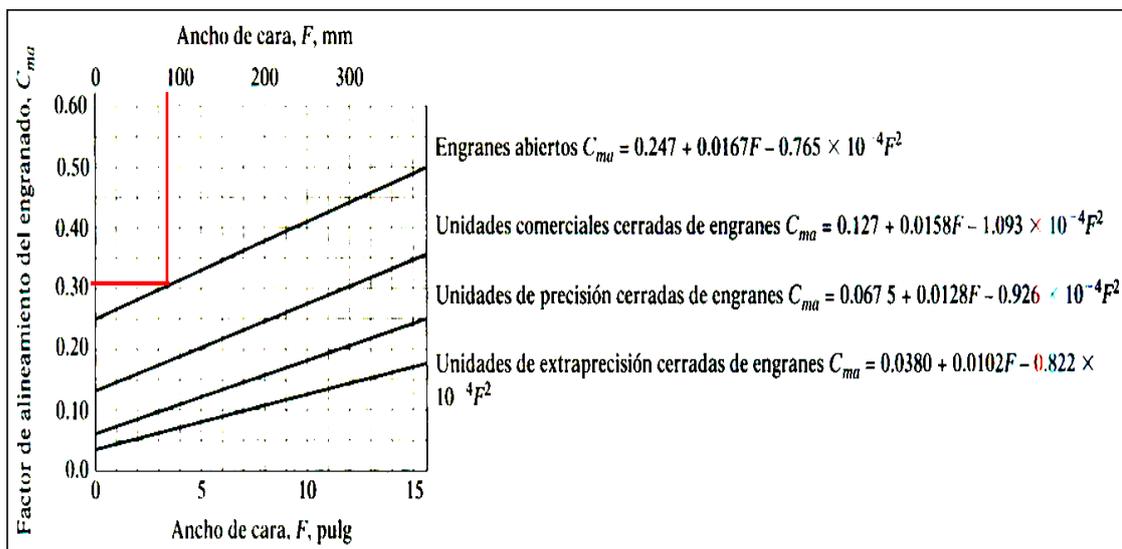


Figura 2.9 Factor de alineamiento del engranado

Norma AGMA 2001 D04

Factor de espesor de orilla (K_B).- Para estimar la influencia del espesor de orilla, se puede emplear la figura 2-9.

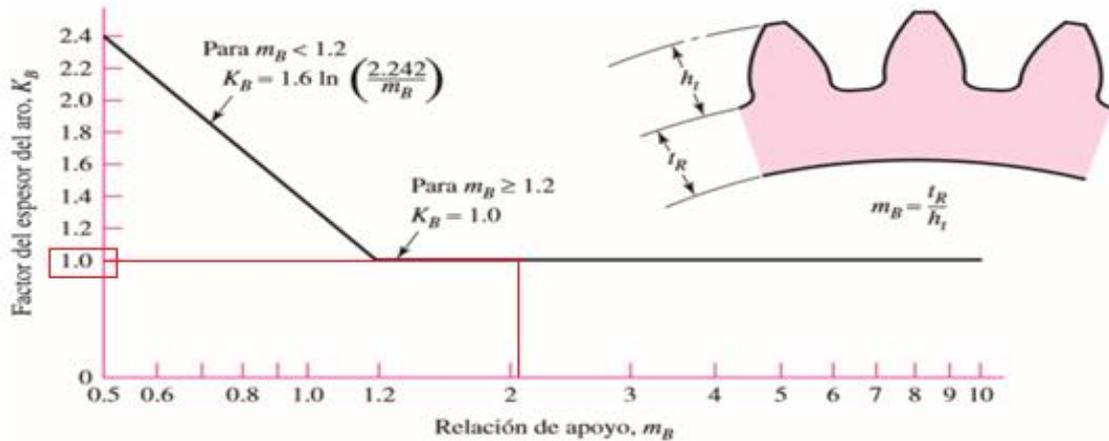


Figura 2.10 Factor de espesor de borde
Norma AGMA 2001 D04

El parámetro geométrico principal se llama relación de respaldo m_b ecuación (2.20).

$$m_b = \frac{t_r}{h_t} \quad (2-20)$$

t_r = Espesor de orilla

h_t = profundidad total del diente

Se considera $t_r = 40$ mm, $h_t = 2.25 * m = 18$ mm, y utilizando la ecuación (2-20), $m_b = 2.22$ Según la figura 2-10 $K_b = 1.0$

Factor dinámico (k_v).- Con el factor dinámico se considera que la carga es resistida por un diente con un cierto grado de impacto y que la carga real sobre el diente es mayor que la carga transmitida sola. La figura (2-11) muestra los valores recomendados por AGMA. Se decide como número de calidad $Q_v = 6$, la velocidad lineal del piñón expresada en m/s y se calcula con la ecuación 2-21 el valor estimado de k_v es 1.0 según la figura 2-11:

$$v_p = w_p * \frac{D_p}{2} \quad (2-21)$$

$$v_p = 0.73s^{-1} * \frac{0.240m}{2}$$

$$v_p = 0.088 \text{ m/s}$$

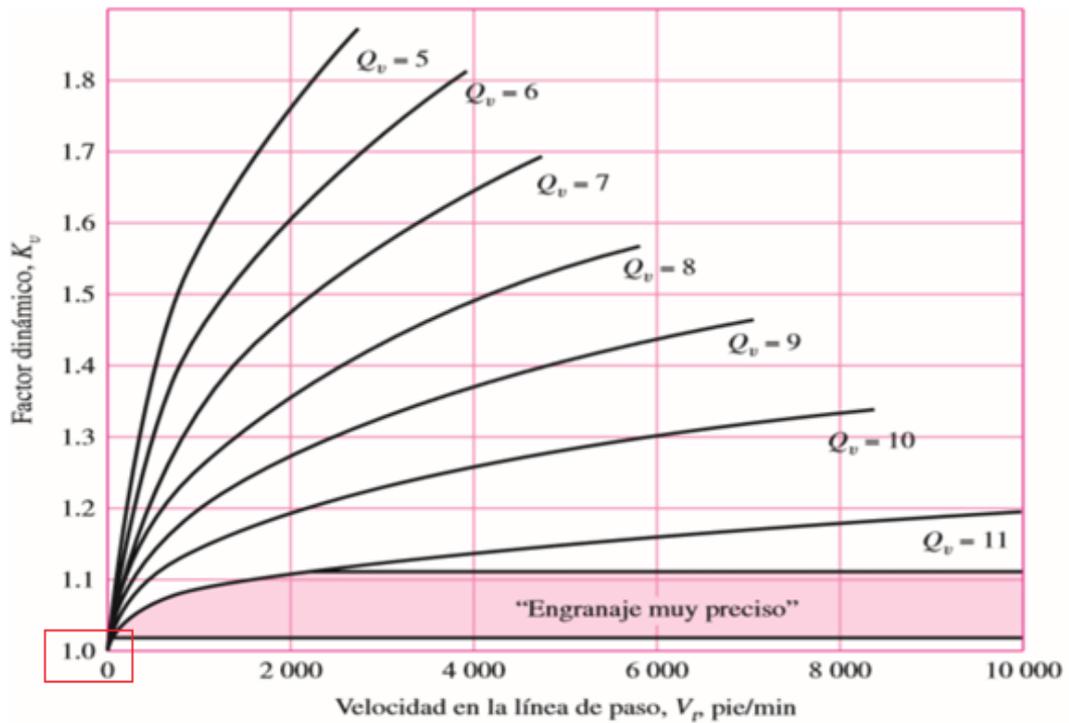


Figura 2.11 Factor Dinámico k_v (Diseño de elementos de máquina, Shigley)
Norma AGMA 2001 D04

Factor de geometría para esfuerzo Flexionante (J).- El factor de geometría **J** considera la geometría del diente y la concentración de esfuerzos para determinar su resistencia efectiva en el filete de la raíz. En la escala horizontal se ubica el valor 30 que es el número de dientes del piñón para el cuál se desea el factor de geometría y se escoge una curva que corresponda al número de dientes del engrane acoplado. En este caso el engrane Intermedio (30 dientes) según la Figura 2.12. El factor de geometría es 0.365 para el piñón.

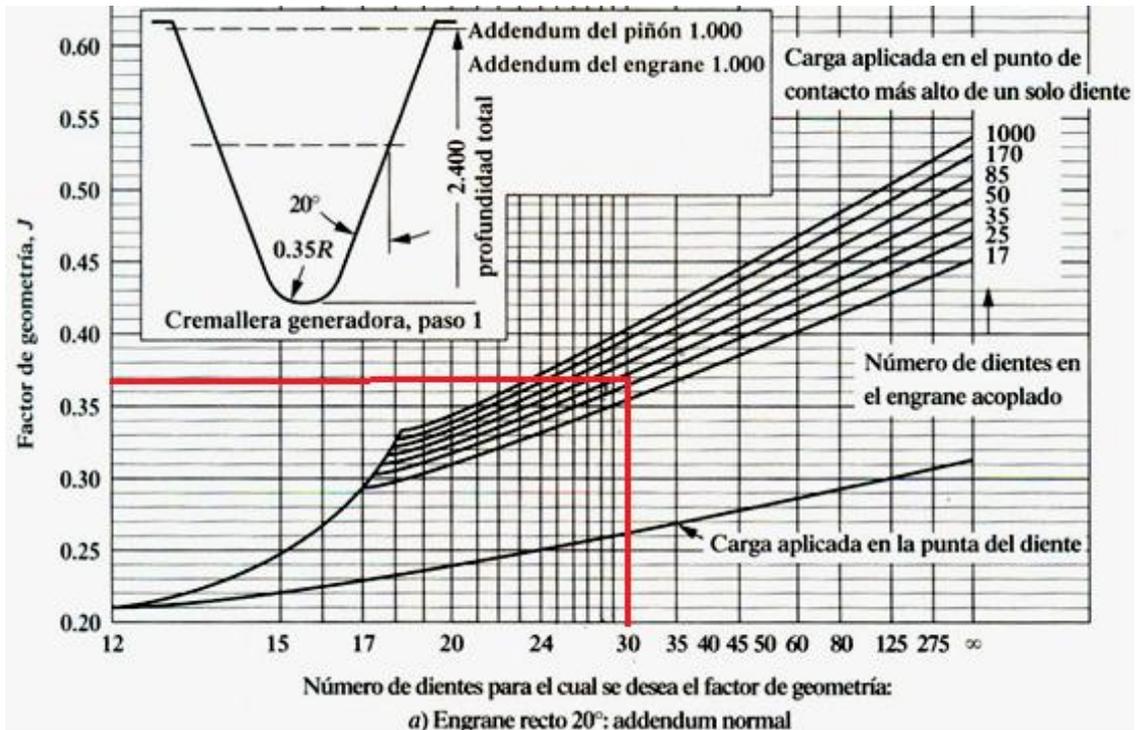


Figura 2.12 Factor de geometría J (Diseño de elementos de máquina, Mott)
Norma AGMA 2001 D04

Cálculo de los Esfuerzos Flexionantes esperados entre el Piñón y el Engrane Intermedio.-

El esfuerzo admisible en el piñón $st(p)$ se calcula con la ecuación (2-22). En la cual se considera que la fuerza tangencial W_t que actúa sobre el piñón y posteriormente ese valor se utilizará para calcular el esfuerzo flexionante esperado en el engrane intermedio $st(g)$ mediante la ecuación (2-23).

$$st_{(p)} = \frac{W_t \cdot K_0 \cdot K_s \cdot K_b \cdot K_m \cdot K_v}{F \cdot m \cdot J_p} \quad (2-22)$$

$$st_{(p)} = \frac{17953N \cdot 1.00 \cdot 1.15 \cdot 1.0 \cdot 1.36 \cdot 1.0}{96 \cdot 8 \cdot 0.365}$$

$$st_{(p)} = 100.16 \text{ MPa}$$

$$st_{(p)} = st_{(p)} \left(\frac{J_p}{J_{gi}} \right) \quad (2-23)$$

$$st_{(gi)} = 100.16 \text{ MPa} \left(\frac{0.365}{0.365} \right) = 100.16 \text{ MPa}$$

Ajuste de los Esfuerzos Flexionantes en el piñón sat_(p) y el engrane intermedio sat_(gi).-

Para considerar ahora los parámetros para el ajuste de los esfuerzos flexionantes se considera Factores como el ciclo de esfuerzos Y_N , Figura 2-13, confiabilidad K_r y factor de seguridad SF. El cálculo del número de ciclos esperado N_c ecuación 2-24 es un valor necesario para obtener Y_N ecuación 2-25 seleccionada de la Figura 2.13.

$$N_{c(p)} = 60 * L * n * q \quad (2-24)$$

Donde, $N_{c(p)}$ = número de ciclos de carga esperado

L = vida de diseño en horas

n = velocidad de giro del piñón, en rpm

q = número de aplicaciones de carga por revolución

$$N_{c(p)} = 60 * 20000 * 6.97 * 2 = 1.67 * 10^7$$

$$Y_{N(p)} = 1.3558 N_{c(p)}^{-0.0178} \quad (2-25)$$

$$Y_{N(p)} = 1.3558 * (1.67 * 10^7)^{-0.0178}$$

$$Y_{N(p)} = 1.01$$

Considerando que el factor del ciclo de esfuerzos para el piñón y el engrane intermedio es igual tenemos $Y_{N(gi)} = 1.01$ El factor de confiabilidad K_r es seleccionado de la Tabla 2.4, que presenta datos que ajustan a la confiabilidad de diseño que se desee en este caso se elige 99%, $K_r = 1.00$.

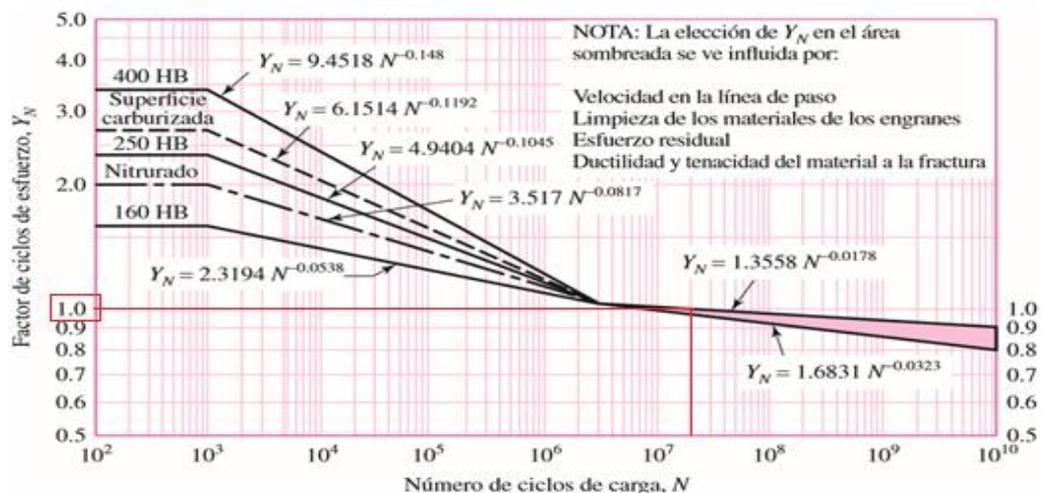


Figura 2-13 Factor por ciclo de Esfuerzos Y_N (Diseño de elementos de máquina, Shigley)

Norma AGMA/ANSI 2001 D04

Para determinar el factor de seguridad SF se considera que muchos de los factores considerados como parte del mismo en la práctica general de diseño, ya se han tomado en cuenta en el cálculo de st y sat . Por consiguiente debería bastar un valor modesto del factor de seguridad por ejemplo entre 1.0 y 1.5. Se escoge para este diseño $SF= 1.1$.

Para realizar el cálculo del ajuste del esfuerzo flexionantes se lo realiza mediante la ecuación (2-26):

$$sat_{(p)} > st_{(p)} * \frac{K_r * SF}{Yn_{(p)}} \quad (2-26)$$

$$sat_{(p)} > 100.16MPa * \left(\frac{1*1.2}{1.01}\right)$$

$$sat_{(p)} > 119MPa$$

El valor del ajuste del esfuerzo flexionantes es igual para el engrane intermedio, considerando que:

$$Yn_{(p)} = Yn_{(gi)} \text{ y } st_{(p)} = st_{(gi)}$$

$$sat_{(gi)} > 119 \text{ MPa}$$

Tabla 2.4 Factor de confiabilidad Kr

Confiabilidad		KR
0.9	Una Falla en 10	0.85
0.99	Una Falla en 100	1.00
0.999	Una Falla en 1000	1.25
0.9999	Una Falla en 10000	1.50

Fuente: (Diseño de elementos de máquina, Mott)

Cálculo del Esfuerzo de contacto Esperado en el Piñón y en el Engrane Intermedio. Ahora se calcula el esfuerzo de contacto esperado en el piñón y en el engrane intermedio. Se requiere determinar primero el factor de geometría para la picadura I el coeficiente elástico C_p . De la tabla 2.5 obtenemos el valor de $C_p = 191$ considerando que el material del piñón es acero. Para estimar I se requiere la relación de engranes $m_g = 1$ porque el número de dientes del piñón es igual al número de dientes del engrane intermedio: ($N_p = N_{gi} = 30$).

La figura 2-14, nos permite estimar el valor de $I = 0.082$. El factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo Z_N figura 2-15 este valor se

calcula mediante la ecuación (2-27) y se considera que el valor de N_c es el mismo que fue calculado con la ecuación (2-24):

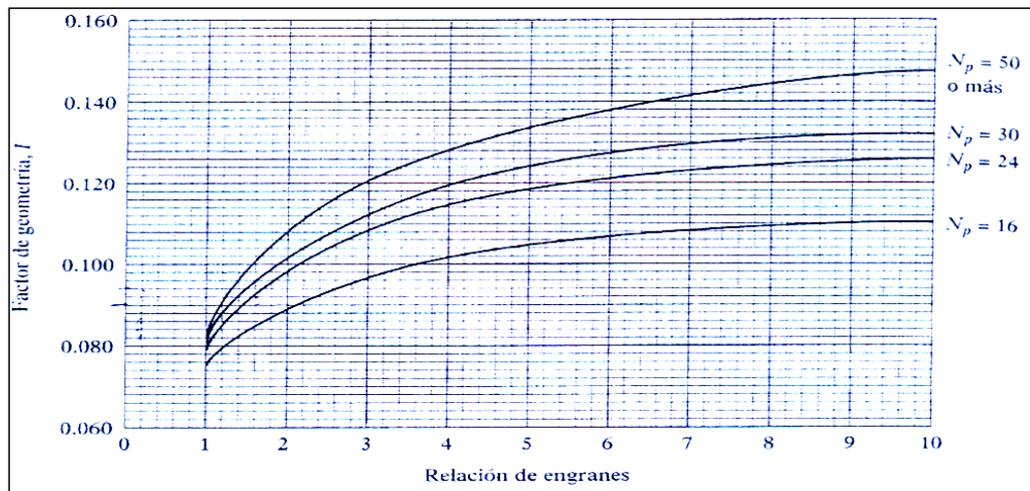
$$Z_{N(p)} = 1.4488 N_c^{-0.023} \quad (2-27)$$

$$Z_{N(p)} = 0.99$$

Tabla 2.5 Coeficiente elástico C_p , de algunos Materiales

Material del piñón	Coeficiente elástico, C_p				
	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)
Hierro colado	22×10^6	2100	2020	2000	1960

Fuente: (Diseño de elementos de máquina, Mott)



**Figura 2-14 Factor de geometría para la picadura I
Norma AGMA 2001 D04**

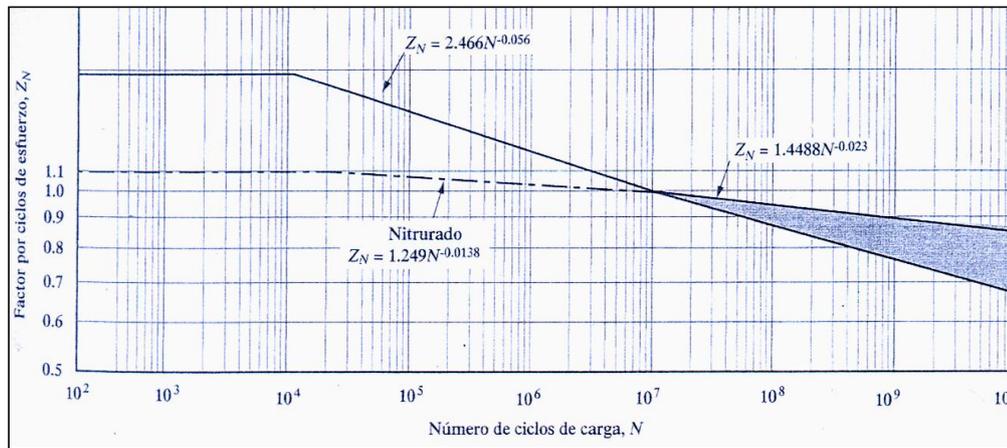


Figura 2-15 Factor por ciclo de esfuerzo Z_n (Diseño de elementos de máquina, Mott)
Norma AGMA 2001-D04

El factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo es igual para el engrane intermedio $Z_n(gi)=0.99$, considerando que $N_c(p)=N_c(gi)$.

El esfuerzo de contacto en el piñón se calcula con la ecuación (2-28):

$$s_c(p) = c_p \sqrt{\frac{W_t * K_0 * K_s * K_m * K_v}{F * D_p * I}} \quad (2-28)$$

$$s_c(p) = 191 \sqrt{\frac{17953 * 1.00 * 1.15 * 1.36 * 1.0}{96 * 240 * 0.082}}$$

$$s_c(p) = 736.32 MPa$$

Este valor es igual al esfuerzo de contacto en el engrane intermedio es decir $s_c(gi) = 736.32 MPa$.

Ajuste del Esfuerzo de contacto en el Piñón y en el Engrane Intermedio.-

El cálculo del ajuste del esfuerzo de contacto en el piñón y en el engrane se lo realiza mediante la ecuación (2-29) y (2-30) respectivamente. En la ecuación 2.30 se aplica el factor de dureza $Ch=1.0$ porque la relación de engranes es menor que 1.2:

$$s_{ac}(p) > s_c(p) * \left(\frac{K_T * SF}{Z_n(p)} \right) \quad (2-29)$$

$$s_{ac}(p) > 736.32 MPa * \left(\frac{1.0 * 1.1}{0.99} \right)$$

$$sac_{(p)} > 818.14 \text{MPa}$$

$$sac_{(gi)} > sc_{(gi)} * \left(\frac{K_r * SF}{Zn_{(gi)} Ch} \right) \quad (2-30)$$

$$sac_{(gi)} > 818.14 \text{MPa}$$

Tomando en cuenta que ya se han incluido factores de seguridad en la estimación de los esfuerzos de los engranes se considera un factor de seguridad entre 1 y 1.5 y en este proyecto se elige 1.1.

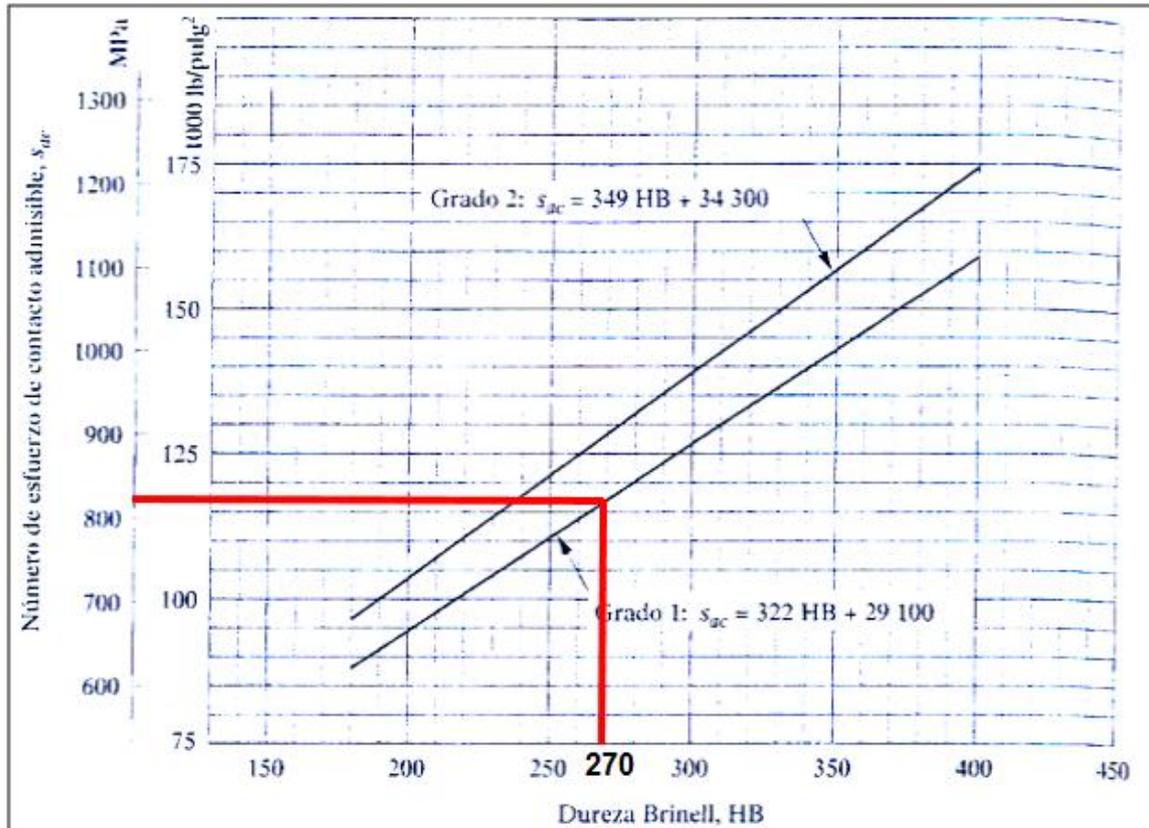


Figura 2-16 Esfuerzo de contacto admisible s_{ac} (Diseño de elementos de máquina, Mott) Norma AGMA 2001-D04

Según la figura 2-16 y los valores calculados de $sac_{(p)}$ y $sac_{(gi)}$ se requiere un acero con una dureza superficial de 270 HB grado 1 para el piñón y el engrane intermedio. De acuerdo a la Tabla 2.6 se puede especificar acero AISI 4340 templado y revenido a 1000 F (540 C) cuya dureza es 363 HB y tiene una resistencia a la tensión de 171 Kpsi y una la elongación es 16%.

Tabla 2.6 Características Mecánicas de algunos Aceros.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Recocido	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Recocido	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Recocido	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534

Fuente: (Diseño de elementos de máquina, Mott)

2.2.2 Diseño de engranes del árbol porta Rodillos Lateral.

En la figura 2-17 se aprecia el diagrama de cuerpo libre del árbol porta rodillos lateral con los engranes y cojinetes acoplado a un rodillo. Ahora el engrane intermedio se considera como “piñón” acoplado al árbol porta rodillo lateral. La velocidad rotacional del engrane es igual a la velocidad de rotación del rodillo por estar en el mismo Eje.

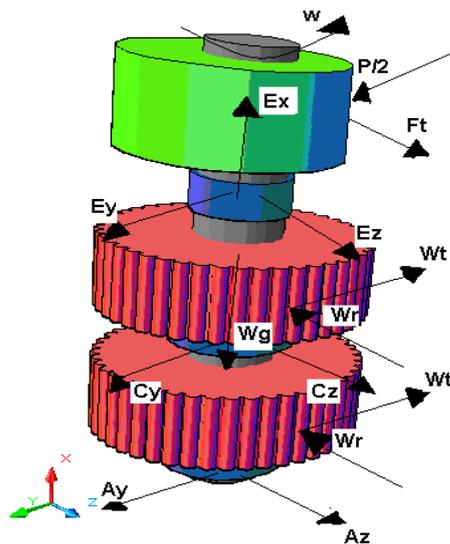


Figura 2.17 D.C.L del Árbol Porta Rodillos Lateral.

Fuente : Autor

Datos de diseño:

$$D_g = 328\text{mm}$$

$$D_{gi} = 240\text{mm}$$

$$n_g = 5.14 \text{ rpm}$$

$N_{gi} = 30$ Dientes

$m = 8$ (modulo)

$N_g = 41$ Dientes

Factor de geometría para esfuerzo flexionante (J).- Considerando ahora el contacto entre el engrane intermedio y el engrane Lateral. Se obtienen el factor de geometría para el engrane intermedio $J_{gi} = 0.375$ y el engrane, $J_g = 0.395$ la utilizando la Figura 2.12.

Cálculo de los esfuerzos flexionantes esperados en el Engrane Lateral y el Engrane Intermedio.- El esfuerzo admisible en el engrane se calcula con la ecuación (2-31).

$$s_t(g) = s_t(g_i) * (J_{gi}/J_g) \quad (2-31)$$

$$s_t(g) = 100.19 \text{ MPa} (0.375 / 0.395) = 95.12 \text{ MPa}$$

Ajuste del esfuerzo flexionante en el engrane, $s_{at}(g)$.-Se considera ahora que para el ajuste de los esfuerzos flexionantes estos valores que ya fueron determinados en la sección 2.2.1 como son: el ciclo de esfuerzos Y_n , confiabilidad K_r y el Factor de Seguridad SF se utilizan en la ecuación (2-32)

$$s_{at}(g) > s_t(g) * (K_r SF / Y_n(g)) \quad (2-32)$$

$$s_{at}(g) > 95.12 \text{ MPa} * (1.0 * 1.1 / 1.01)$$

$$s_{at}(g) > 103.59 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo de contacto esperado entre el Engrane y en el Engrane Intermedio. Ahora se calcula el esfuerzo de contacto esperado en el engrane y el engrane intermedio. Además se determina el factor de geometría para la picadura I y el coeficiente elástico C_p se obtiene de la Tabla 2.5, obtenemos el valor de $C_p = 191\sqrt{MPa}$ considerando que el material del engrane es Acero. Para estimar I , se requiere m_G , la relación de numero de dientes entre engrane y el engrane intermedio con lo que obtenemos:

$$m_G = 1.37.$$

La figura 2-14, nos permite estimar el valor de $I = 0.096$, El número de ciclos esperado $N_c(g)$ que se calculó con la ecuación (2-33) y el correspondiente al engrane intermedio $N_c(g_i)$, ya fue calculado en la sección anterior:

$$N_c(g) = 60 L n q \quad (2-33)$$

$$N_c(g) = 60 * 20000 * 5.14 * 1.0 = 6.17 * 10^6$$

El factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo Z_n para el engrane Intermedio se calcula mediante la ecuación (2-34) :

$$Z_n(g) = 1.4488 N_c^{-0.023} \quad (2-34)$$

$$Z_n(g) = 1.4488 * (6.17 * 10^6)^{-0.023}$$

$$Z_n(g) = 1.01$$

El esfuerzo de contacto en el engrane, $s_c(g)$ se calcula con la ecuación 2-35:

$$s_c(g) = C_p * \sqrt{\frac{W_t K_o K_s K_m K_v}{F D_g I}} \quad (2-35)$$

$$s_c(g) = 191 * \sqrt{\frac{17953 * 1.00 * 1.15 * 1.36 * 1.0}{96 * 328 * 0.096}} = 582.12 \text{ MPa}$$

Este valor es igual para el esfuerzo de contacto del engrane intermedio, $s_c(g_i) = 582.12 \text{ MPa}$.

Ajuste del esfuerzo de contacto entre el engrane y en el engrane intermedio.- El cálculo del ajuste del esfuerzo de contacto en el engrane y en el engrane intermedio que se considera ahora como un piñón. Se lo realiza mediante la ecuación (2-36) y (2-37) respectivamente.

Se aplica el factor de dureza $Ch=1$ en la ecuación 2-36, aunque la relación de engranes es 1.34, porque se considera que el engrane y el engrane intermedio serán fabricados con el mismo material con una misma dureza.

$$s_{ac}(g_i) > s_c(g_i) * (K_r SF / Z_n(g_i)) \quad (2-36)$$

$$s_{ac}(g_i) > 582.12 \text{ MPa} * (1.0 * 1.2 / 0.99)$$

$$s_{ac}(g_i) > 705.6 \text{ MPa}$$

$$s_{ac}(g) > s_c(g) * (K_r SF / Z_n(g) Ch) \quad (2-37)$$

$$s_{ac}(g) > 582.12 \text{ MPa} * (1.0 * 1.1 / 1.01 * 1.0)$$

$$s_{ac}(g) > 634 \text{ MPa}$$

Según la figura 2-16 el valor calculado de $sac(g)$ se requiere un acero con una dureza superficial de 180 HB de grado 1 para el engrane. Pero para cumplir el supuesto que el factor de dureza es 1. Se especifica el mismo material que se utilizó para el piñón que es Acero AISI 4340 templado y revenido a 1000F de una dureza 363 HB y con una resistencia a la tensión de 171 Kpsi y una elongación de 16%.

2.2.3 Diseño del árbol porta rodillo central.

La ecuación 2-38 es la fórmula general para el diseño de flechas recomendada por la Norma ASME-ANSI B106.1m basada en la Teoría de la Energía de Distorsión por sus siglas en inglés “DE-ASME Elliptic” .

El factor de seguridad a la fatiga es representada por n , d es el diámetro local de la flecha. Los momentos de flexión M y par de torsión T son representados en sus componentes alternantes y medios como M_a , M_m y T_a , T_m respectivamente. Además se simbolizan a la resistencia a la fatiga como S_e y el límite de fluencia elástico es S_y . Los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga k_f y k_{fs} corresponden a la flexión y a la torsión respectivamente.

$$\frac{1}{n} = \left(\frac{16}{\pi d^3} \right) \sqrt{4 \left(\frac{k_f * M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} * T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f * M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2} \quad 2-38$$

La ecuación 2-38, se simplifica bajo el criterio de que las cargas aplicadas generan momentos de flexión y par de torsión totalmente alternantes. Es decir, $M_m = 0$ y $T_m = 0$. Pues, la operación del curvado de los perfiles de acero requiere que se realicen paradas muy breves de la máquina y rotación en ambos sentidos de los árboles porta rodillos laterales lo que ocasiona pares de torsión totalmente alternantes y la carga constante por flexión transversal generan momentos de flexión totalmente alternantes por la rotación de la flecha. La carga axial, que es básicamente dada por el peso de las componentes es despreciada al compararla con las cargas de trabajo que experimenta las flechas. En este proyecto se considera solo engranes rectos que a diferencia de los helicoidales no generan cargas axiales. La fórmula 2-39 utilizada para el diseño de árboles en este proyecto es obtenida de la ecuación general 2-38. Luego de hacer las simplificaciones consideradas.

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{(k_f * M_a)^2 + 0.75(k_{fs} * T_a)^2}} \quad \text{Ec (2-39)}$$

En la figura 2.18, se aprecia el diagrama de cuerpo libre del árbol porta rodillo central acoplado a un rodamiento y un rodillo. La fuerza P es la carga máxima que soporta el rodillo necesaria para curvar un perfil metálico y la reacción del perfil metálico sobre el rodillo al desplazarse está representada por 2Ft. El peso del árbol con los elementos mencionados se denota por **Wa** y las fuerzas radiales y axiales que ejerce el bastidor sobre los cojinetes están representadas por Ex, Ez y Ey respectivamente. La velocidad rotacional w, se supone constante.

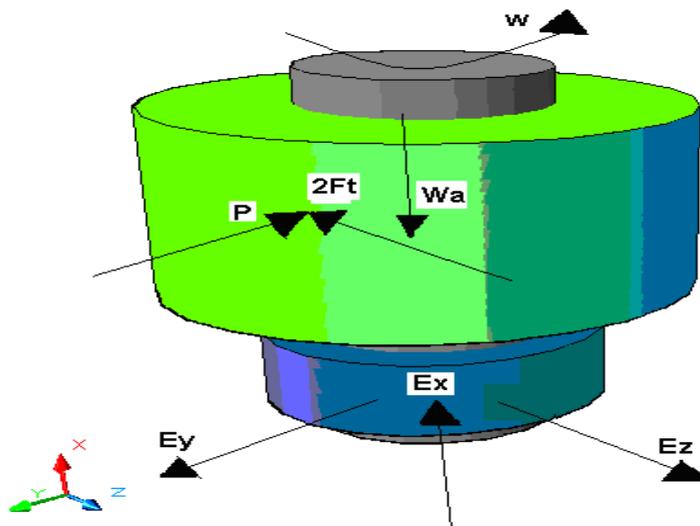


Figura 2.18 D.C.L del Árbol porta Rodillos Central

Fuente: Autor

Para este proyecto se selecciona el material acero AISI 4340 bonificado que presenta las siguientes características mecánicas:

Límite de Esfuerzo de Fluencia: $S_y = 686$ MPa

Esfuerzo Último de Tracción: $S_{ut} = 882$ MPa.

Después se asignan las cargas que soporta el árbol: P y 2Ft. Tales magnitudes se ubica en el punto F según la Tabla 2.7.

Tabla 2.7 Cargas en el árbol porta rodillo central.

Posicion	Fuerza (kN)		
	X	Y	Z
155 mm	0	64.41	9.66

Fuente: Autor

El valor de la Fuerza en el Eje Y Corresponde al valor de la reacción de la Fuerza P Fuerza Necesaria para deformar el Perfil Metálico y el Valor de la fuerza en el Eje Z Corresponde a dos veces el valor (Ft) Fuerza de Fricción necesaria para desplazar el Perfil Metálico calculado en (2-7).

$$F_y = 64,41 \text{ kNm}$$

$$F_z = 2 * 4.83 \text{ kNm} = 9.66 \text{ kNm}$$

A continuación se muestra el diseño de forma y el diagrama de cuerpo libre del árbol porta rodillo central.

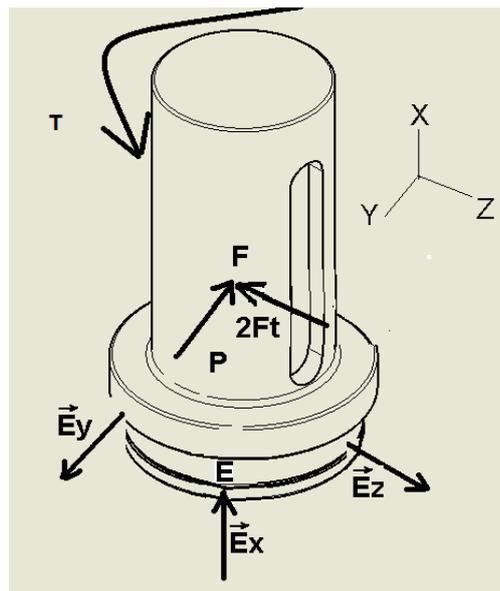


Figura 2-19 D.C.I del Árbol porta rodillo central.

Fuente: Autor

Lo Momentos Generados en el Árbol Porta Rodillo central se muestran a continuación:

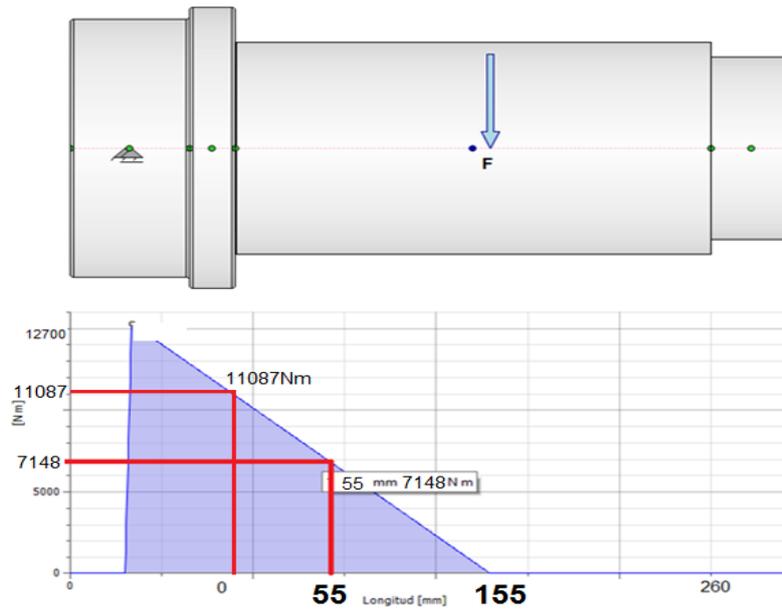


Figura 2-20 Cálculo de Momento Flector en la Base del Cuñero.

Fuente: Autor

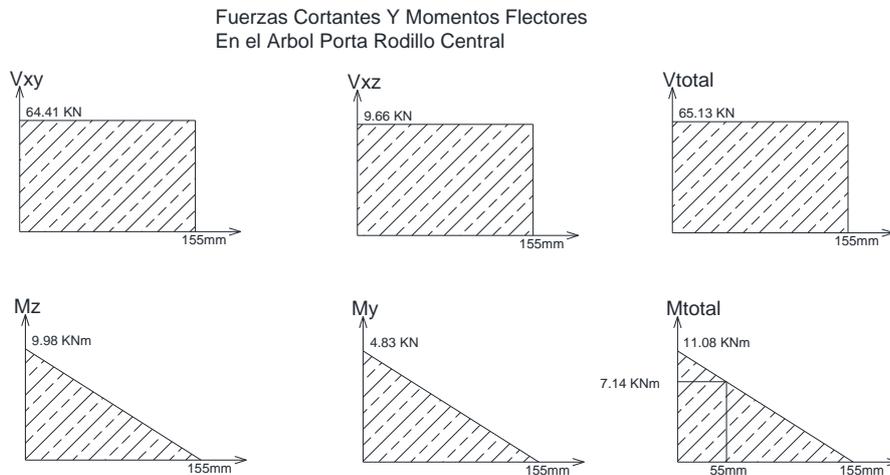


Figura 2-21 Fuerza Cortante y Momentos Flectores Actuando en el Árbol Porta rodillo Central

Fuente: Autor

Con lo que obtenemos un momento total actuando en la base del cuñero porta rodillo central de 7.14 kNm.

Según la ecuación 2-40 se estima la resistencia a la fatiga la cual está en función de S_{ut} y los factores de corrección aplicables a la resistencia a la fatiga se definen a continuación.

$$S_e \equiv 0.506 S_{ut}, S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad \text{Ec 2-40}$$

$$S_e = 0.506 * 882 \text{ MPa},$$

$$S_e = 446.29 \text{ MPa,}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e \quad \text{Ec 2-41}$$

Donde los factores K_a, K_b, K_c, K_d, K_e modifican la Resistencia a la fatiga y el factor S_e es el limite de Resistencia a la fatiga Corregida.

El Factor de Superficie K_a se lo calcula utilizando la siguiente tabla:

Tabla 2.8 Factor de Superficie.

$K_a = aS_{ut}^b LN(1, C)$				
Acabado Superficial	Kpsi	Mpa	b	Coeficiente de variacion, C
Esmerilado	1.34	1.58	-0,086	0,12
Maquinado o Laminado en Frio	2.67	4.45	-0,265	0,058
Laminado en Caliente	14.5	58.1	-0,719	0,11
Como sale de la Forja	39.8	271	-0,995	0,145

Fuente: Diseño En Ingeniería Mecánica Shigley Octava Edición.

$$K_a = aS_{ut}^b LN(1, C) \quad \text{Ec 2-42}$$

$$K_a = 4.55 * (882)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.754$$

Calculo del Factor de tamaño kb.

El factor que modifica el límite de la resistencia a la fatiga considerando el tamaño del eje k_b , se lo obtiene de la siguiente ecuación:

$$K_b = 1.51 * d^{-0.157} \quad 51 \leq d \leq 254 \quad \text{Ec 2-43}$$

$$K_b = 1.51 * d^{-0.157}$$

Calculo del Factor de Confiabilidad K_e

El factor de confiabilidad K_e que considera la dispersión de datos proporcionados por las tablas de los diferentes tipos de acero con respecto a las propiedades mecánicas del material como resistencia a la fluencia y resistencia ultima a la tensión se lo obtiene de la tabla:

Tabla 2.9 Factor de Confiabilidad. K_e

Confiabilidad, %	Variación de Transformación Z_a	Factor de Confiabilidad K_e
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

Fuente: Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley Octava Edición

Para un factor de confiabilidad de 99,9% $K_e = 0,753$.

Factor de tipo de esfuerzo: $K_c = 1$ (Esfuerzo Flexionante)

El Factor que considera el tipo de carga le asignamos un valor numérico de acuerdo al criterio dado:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Factor de confiabilidad: $K_c = 0.81$ (Confiabilidad 99%, Tabla 2.9)

La resistencia a la fatiga corregida S_e ecuación 2-35 la expresamos en función del factor de tamaño k_b para calcular de manera práctica la resistencia a la fatiga corregida de la flecha en cualquier diámetro local de la misma ecuación 2.44.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f 0.506 S_{ut} \quad (\text{MPa})$$

$$S_e = (0.754) k_b (1) (0.753) (1) (0.506) (882 \text{MPa})$$

$$S_e = k_b * 253.39 (\text{MPa}) \quad \mathbf{2-44}$$

Calculo de los Factores de Concentración de Esfuerzo k_f y k_{fs} .

Los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga k_f y k_{fs} son calculados con las ecuaciones 2-45 y 2-46 en la ecuación 2-45 q_f es la sensibilidad a la muesca que se la obtiene de la figura 2-23.

Para el cálculo de k_{fs} ecuación 2-46 que corresponde a cargas a torsión se utilizó la figura 2-25 para un S_{ut} que sea 20 kpsi mayor al del material elegido y a ese valor de la sensibilidad a la muesca se lo representa como k_{fs} .

$$k_f = 1 + q_f (K_t - 1) \quad 2-45$$

$$k_{fs} = 1 + q_{fs} (K_{ts} - 1) \quad 2-46$$

El factor de seguridad mínimo en el diseño por fatiga de los elementos de máquina del presente proyecto de tesis se asumirá mayor que $n=1.5$

El factor geométrico de concentración de esfuerzos es representado por K_t En el diseño de las flechas se utiliza los anillos de retención para sujetar axialmente a las flechas rodamientos y engranes. Porque estos elementos de sujeción permiten simplificar el diseño y disminuir el costo de instalación.

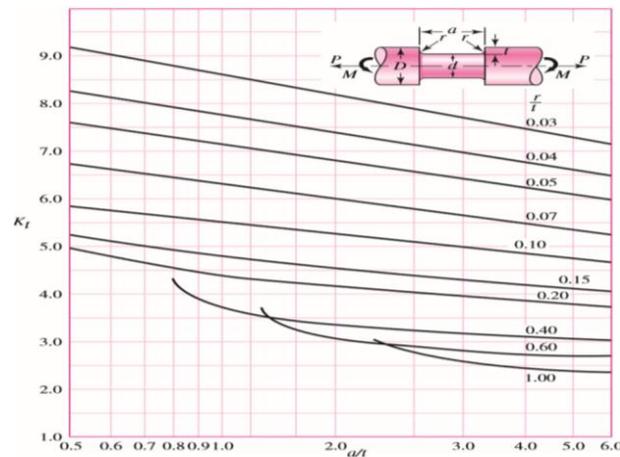


Figura 2-22 Grafica de Factores teóricos de concentración de Esfuerzos

K_t Para flexión en una ranura.

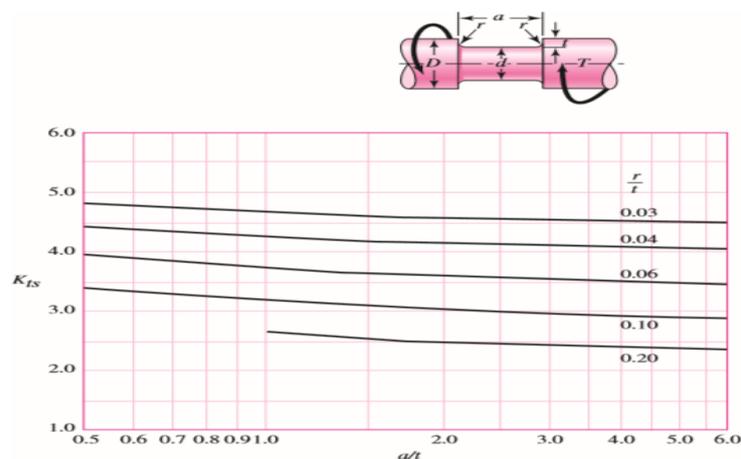


Figura 2-23 Grafica de factores teóricos K_{ts} para torsión en una ranura para Concentración de esfuerzos.

Punto E.- Es el asiento de un rodamiento diámetro local 170 mm. Las cargas son: $T_a=0$ y $M_a=12.73$ kNm. Para determinar los K_t y K_{ts} se relacionan los factores Geométricos de la ranura del Eje y se verifican en las tablas correspondientes:

$$r/t=0.4/2.5 =0.16$$

$$a/t=4/2.5=1.6.$$

En base a los factores geométricos arriba calculados se revisa de la Figura 2-22 y se estima $K_t=4.51$ y de la Figura 2-24 se obtiene $q_f = 0.76$.

De acuerdo a la ecuación 2-45 obtenemos que $k_f = 3.67$.

Para calcular el factor de tamaño $k_b= 0.674$ se realiza en base a la ecuación 2-43 por lo tanto $S_e=170.83$ MPa debido que el límite de fatiga corregido está calculado en función del factor de Tamaño k_b .

Para calcular el factor de seguridad se utiliza la ecuación 2-39 con lo que obtenemos:

$$n = \frac{(\pi*(0.17m)^3*170.83*10^6 Pa)}{32*\sqrt{(3.67*12.73*10^3 Nm)^2}}$$

$$n=1.7$$

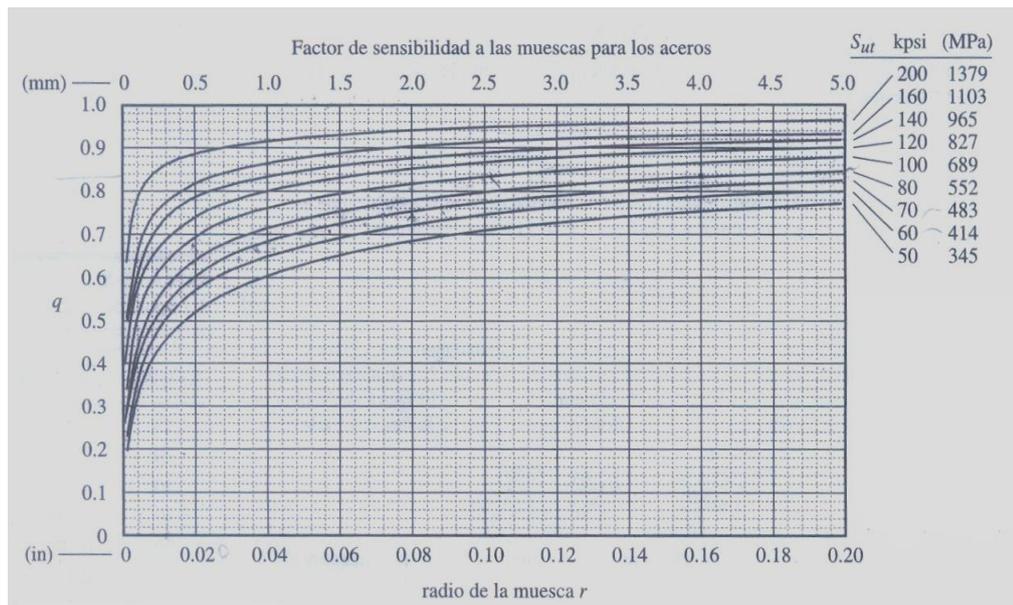


Figura 2-24Sensibilidad a las muescas en aceros (Diseño de Maquinas, R.Norton)

Punto F.- A una distancia de 55 mm de la base del Eje Porta rodillo central el Momento Total que está actuando es $M_{tot} = 7.14 \text{ kNm}$.

La relación de los factores Geométricos r y d se son:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.1}{125} = 0.016$$

En base a la relación geométrica r/d y de la figuras 2-25 se obtiene el factor geométrico de concentración de esfuerzos para un cuñero de perfil $K_t=2.5$ y $K_{ts}=2.8$

De la Figura 2-24 obtenemos el valor de $q_f = 0.87$ y $q_{fs} = 0.88$ y de acuerdo a la ecuaciones 2-45 y 2-46 $k_f = 2.305$ y $k_{fs} = 2.584$.

Se calcula $k_b = 0.706$ de la ecuación 2.20 por lo tanto $S_e = 179.06 \text{ MPa}$ debido a que $S_e =$ esta en función de K_b .

Aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro local de la flecha:

$$n = \frac{\pi * (0.126 \text{ m})^3 * 179.06 * 10^6 \text{ Pa}}{32 * \sqrt{(2.305 * 7.14 * 10^3 \text{ Nm})^2}}$$

$$N = 2.13$$

El factor de seguridad por fatiga es relativamente alto tanto en el diámetro local que corresponde al punto E como al F. Pues el valor mínimo aceptable en este proyecto es mayor que 1.5.

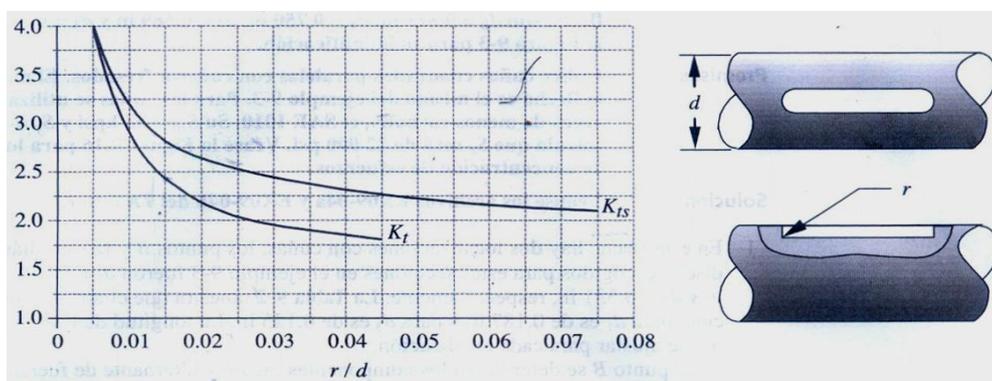


Figura 2-25 K_t para cuñero, a flexión y torsión. (Diseño de Maquinas, R.Norton)

2.2.4 Diseño del Árbol porta rodillo lateral

En la figura 2.25 se aprecia el diagrama de cuerpo libre del eje porta rodillo lateral y la fuerza $P/2$ es la carga máxima que soporta el rodillo y la reacción del perfil metálico sobre el rodillo al desplazarse está representada por F_t .

El peso del árbol con los elementos mencionados se denota por W_a , las fuerzas que ejerce el bastidor sobre los cojinetes están representadas por A, C y E, este último es el que soporta la fuerza axial.

Los puntos B y D son los lugares donde se acoplan los engranes y por lo tanto son los puntos donde actúan las fuerzas tangencial, radial y el torque que transmite los engranes al árbol y están representados por W_t , W_r y T_g , respectivamente.

El diseño de forma aparece en la Figura 2-26 en la que se muestran las distancias entre los puntos A, B, C, D, E y F.

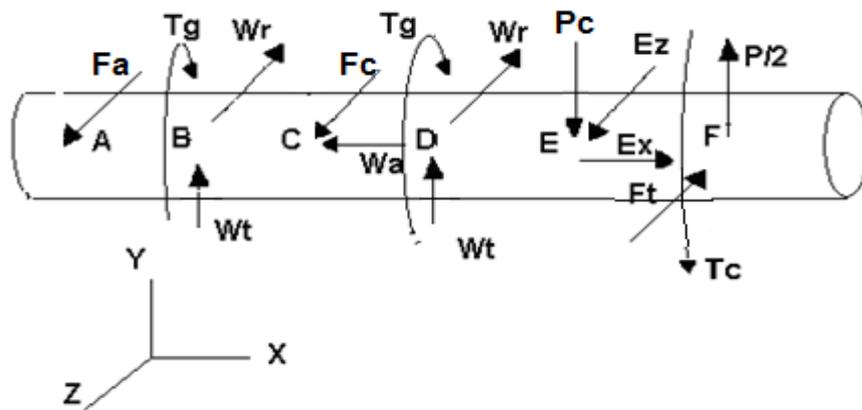


Figura 2-26 D.C.L del árbol Porta rodillo lateral.

Fuente: Autor

D.C.L Arbol Lateral Plano XY

D.C.L Arbol Lateral Plano XZ

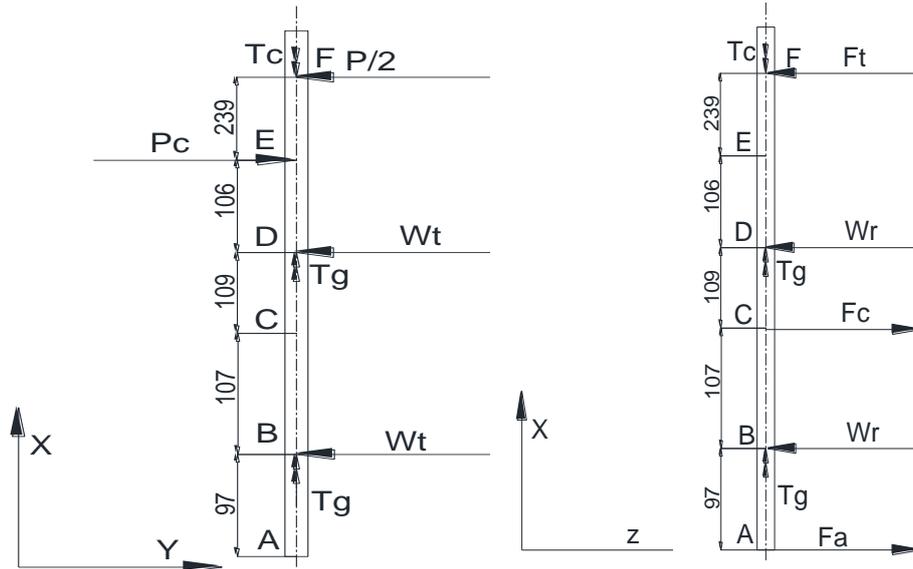


Figura 2.27 D.C.L Árbol Porta Rodillo Lateral Planos XY, XZ

Donde:

Pc: Fuerza del Cilindro Plano XY

Wt= Fuerza tangencial del Engrane

P/2: Carga necesaria para deformar plásticamente un perfil

Realizando la sumatoria de Fuerzas obtenemos Pc:

$$Pc=2Wt+P/2 \quad \text{Ec 2-47}$$

$$Pc=2*(17952N)+\frac{64410}{2}N$$

$$Pc=68109N$$

Este es el valor de la fuerza requerida por el cilindro hidráulico para deformar plásticamente un perfil metálico.

Sumatoria de Fuerzas en el Plano XZ

Al realizar la sumatoria de Fuerzas en el Plano XZ se Obtiene:

$$Fa+Fc=2Wr+Ft$$

$$Fa+Fc=2*(6534N)+4830N$$

$$Fa+Fc=17898N$$

$$\sum M_A = 0; Wr * 97 - Fc * 200 + Wr * 313 + Ft * 654 = 0$$

$$F_c = \frac{Wr(97+313)+Ft658}{200}$$

$$F_c = \frac{6534N(93+309)mm+4830N*654mm}{200mm}$$

$$F_c=28927N$$

$$Fa = 17898N-28927N$$

$$Fa = -11029N$$

Lo que indica que el sentido es contrario al asumido inicialmente, el eslabón A-A estaría en compresión

El torque de cada engrane T_g se lo calcula conociendo la fuerza tangencial W_t , y el radio R_g del engrane según la ecuación 2-47:

$$T_g = W_t * R_g \quad (2-48)$$

$$T_g = 17.95 \text{ kN} * 0.164 \text{ m}$$

$$T_g = 2.94 \text{ kNm}$$

Para determinar las reacciones de los soportes (cojinetes) A y C sobre el árbol. Se selecciona el material acero AISI 4340 Bonificado el cual fue escogido para el diseño del árbol porta rodillo central y se considera que el árbol está sometido a flexión totalmente alternante con torsión alternante.

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son los mismos que se utilizaron para el cálculo de la resistencia a la fatiga modificada del árbol porta rodillo central, excepto el factor de tamaño k_b . Debido que tiene que calcularse localmente.

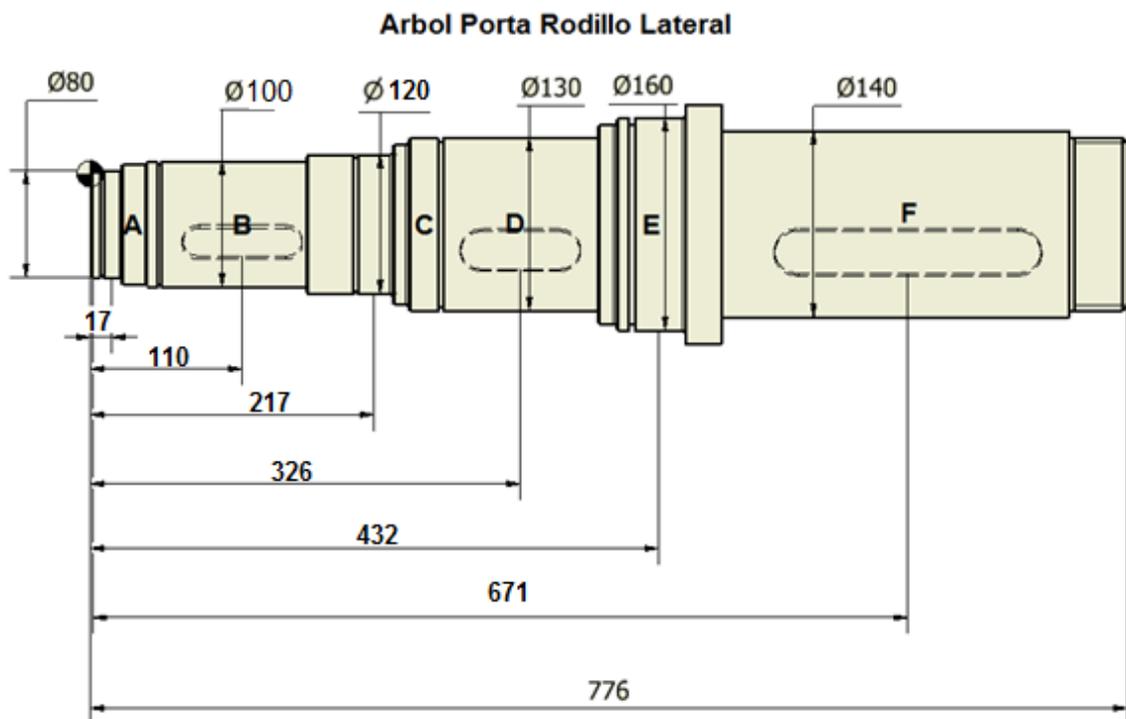


Figura 2-28 Diseño de Forma del árbol porta rodillo lateral

Fuente: Autor

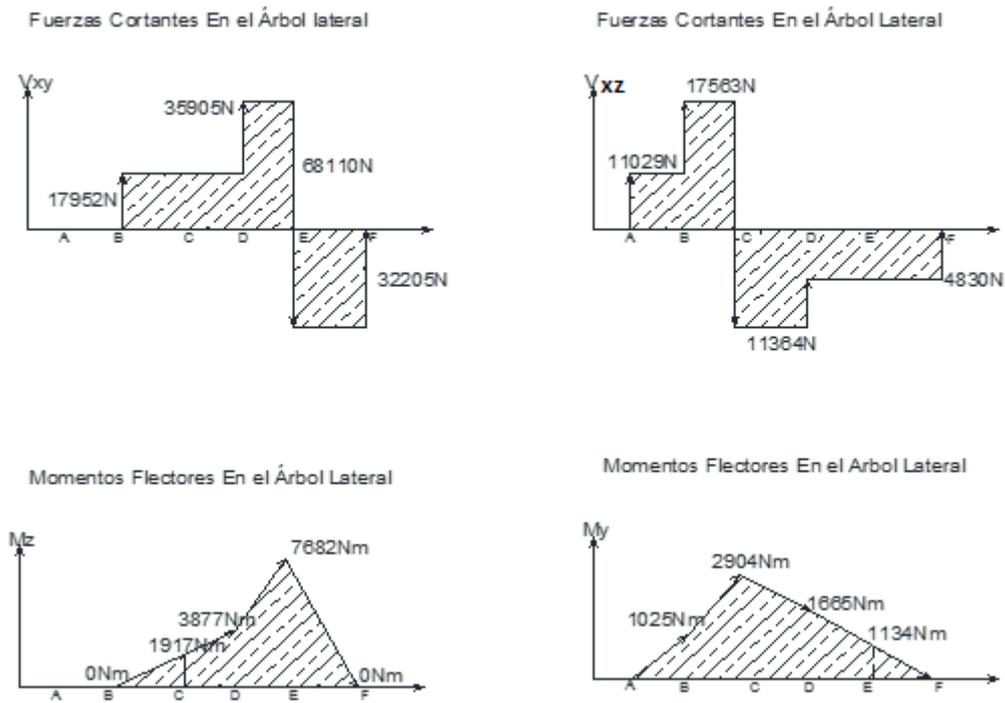


Figura 2-29 Fuerza Cortante y Momento Flector del árbol porta rodillo lateral Plano XY,XZ
Fuente: Autor

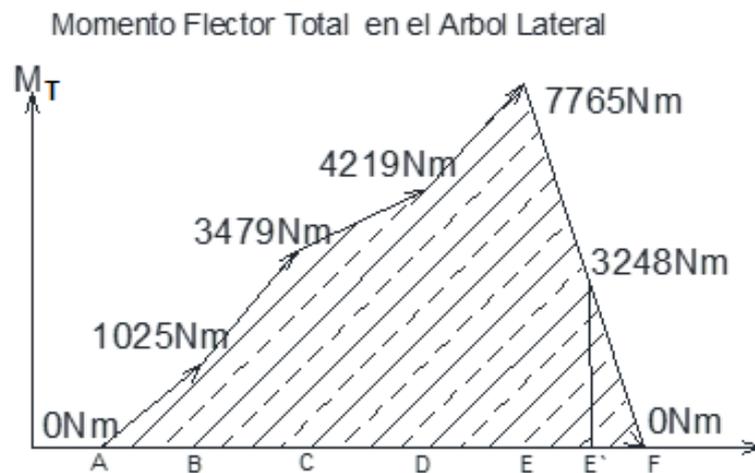


Figura 2-30 Momento Flector Total del Árbol Porta Rodillo Lateral
Fuente: Autor

Punto A.- Es el asiento de un rodamiento Figura 2-28. Abajo de A existe una ranura para anillo de retención ($K_t=4$). El factor geométrico de concentración de esfuerzos es mayor en la ranura para anillo de retención por lo tanto es el que gobierna el diseño en el punto A.

Para el Punto A se tiene Torque $T=0$ y Momento Total $M_{total} = 0kNm$ y $V_{total} = 11.02kN$.

Si consideramos el esfuerzo cortante alterno máximo $\tau_{a\ max}$ y el factor de concentración de esfuerzos K_t se tiene la ecuación 2-48:

$$\tau_{a\ max} = \frac{K_t 4V_{total}}{3\pi \frac{d^2}{4}} \quad (2-48)$$

Se determina el factor de seguridad para el diámetro de la ranura en el punto A cuando solo actúa el esfuerzo cortante totalmente es igual a :

$$n = \frac{d^2 * S_e}{2.94 * K_t * V_{total}} \quad (2-49)$$

Con el valor del diámetro de la flecha en el punto A $d= 80$ mm se estima $k_b= 0.758$ Figura 2-20 y $S_e = 192.3$ MPa y aplicando la ecuación 2-49 se calcula el Factor de Seguridad n:

$$n = \frac{d^2 * S_e}{2.94 * K_t * V_{total}}$$

$$n = \frac{(0.08m)^2 * 192.3 * 10^6 Pa}{2.94 * 4 * 11.02 * 10^3 N}$$

$$n = 9.4$$

El diámetro de la flecha en el punto A Figura 2-28 queda establecido con el valor de 80mm.

Punto B

Es el lugar de un engrane donde tenemos un momento $M_{total} = 1.025kNm$ y un torque $T= 2.92$ kN, además se tiene una ranura para anillo de retención Se va a dimensionar el árbol para la peor situación el anillo de retención.

Aplicando los respectivos valores se tiene:

$$\frac{r}{t} = \frac{0.3}{3.5} = 0.085$$

$$\frac{a}{t} = \frac{3.15}{3.5} = 0.9$$

De las Figuras 2-22 y 2-23 se estima $K_t=6$ y $K_{ts}=3.3$

De la Fig. 2-24 se obtiene $q_f = 0.70$ y $q_{fs} = 0.72$ y de acuerdo a la ecuaciones 2-45 y 2-46 $k_f = 4.5$ y $k_{fs} = 2.66$.

El Factor de tamaño de la figura 2.20 $k_b = 0.732$ por lo tanto $S_e = 185.68 \text{MPa}$ de la ecuación 2-35.

Aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro de la flecha ranurada que es igual a:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{(k_f * M_a)^2 + 0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0.1m)^3 * 185.68 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{(4.5 * 1.02 * 10^3 Nm)^2 + 0.75(2.66 * 2.92 * 10^3 Nm)^2}}$$

$$n=2.23$$

Punto C

Es el asiento de un rodamiento el momento total es igual a $M_{total}=3479 \text{(N m)}$ Figura 2-30., y el torque $T= 2.92 \text{ kNm}$ Se dimensiona el árbol para la peor situación el anillo de retención considerando el radio de la base de la ranura r el espesor de la ranura t y el ancho de la ranura a obtenemos las siguientes relaciones:

Aplicando los respectivos valores, se Obtiene:

$$\frac{r}{t} = \frac{0.4}{4} = 0.1$$

$$\frac{a}{t} = \frac{4.15}{4} = 1.03$$

De la Figura 2-23 extrapolando se estima $K_t=5.5$ y de la Figura 2-24 se obtiene $K_{ts}=3.3$

De la Fig. 2-25 se obtiene $q_f= 0.72$ y $q_{fs}= 0.74$ y de acuerdo a la ecuaciones 2-43 y 2-44, $k_f=4.24$ y $k_{fs} = 2.7$

El Factor de tamaño de la figura 2.20 $k_b = 0.712$ por lo tanto $S_e=184.26 \text{MPa}$, de la ecuación 2-35 y aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro de la flecha ranurada en el Punto C:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{(k_f * M_a)^2 + 0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{(\pi * (0.12m)^3 * 180.44 * 10^6 Pa)}{32 * \sqrt{(4.24 * 3479Nm)^2 + 0.75(2.7 * 2.92 * 10^3 Nm)^2}}$$

n=1.9

Punto D

Es el lugar de un engrane el momento total es $M_{total} = 4219 \text{ Nm}$ y el torque total es $T = 2.92 \text{ kNm}$, Se va a dimensionar el árbol para la peor situación el anillo de retención. Considerando que el radio de la base de la ranura es (r) el ancho de la ranura a y la Profundidad de ranura t entonces los respectivos valores se obtiene:

$$\frac{r}{t} = \frac{0.4}{2.5} = 0.16$$

$$\frac{a}{t} = \frac{4.15}{2.5} = 1.66$$

De la Figura 2-22 extrapolando se estima $K_t = 3.7$. y de la Figura 2-23 se obtiene $K_{ts} = 2.38$

De la Fig. 2-24, $q_f = 0.75$ y $q_{fs} = 0.77$ y de acuerdo a la ecuaciones 2-45 y 2-46 $k_f = 3.70$ y $k_{fs} = 2.38$.

El Factor de tamaño es $k_b = 0.703$ por lo tanto $S_e = 178.13 \text{ MPa}$ de la ecuación 2-44. y aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro de la flecha ranurada.

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{(k_f * M_a)^2 + 0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{(\pi * (0.13m)^3 * 178.13 * 10^6 Pa)}{32 * \sqrt{(3.7 * 4219Nm)^2 + 0.75(2.38 * 2.92 * 10^3 Nm)^2}}$$

n=2.29

Punto E

Es el lugar de un rodamiento el momento total que está actuando es igual a $M_{total}=7765Nm$, y el torque $T= 5.84 kNm$.

Se va a dimensionar el árbol para la peor situación el anillo de retención Considerando que a es el Ancho de la Ranura y t el Espesor y r el radio de la ranura Respectivamente.

Aplicando los respectivos valores de radio r y espesor de ranura t se obtiene:

$$\frac{r}{t} = \frac{0.4}{5} = 0.08$$

$$\frac{a}{t} = \frac{4.15}{5} = 0.83$$

De la Figura 2-22 extrapolando se estima $K_t = 6$. y de la Figura 2-23 se obtiene $K_{ts} = 3.5$

De la Fig. 2-23, $q_f = 0.72$ y $q_{fs} = 0.74$ y de acuerdo a la ecuaciones 2-45 y 2-46, $k_f = 4.6$ y $k_{fs} = 2.85$.

El Factor de tamaño $k_b = 0.68$ por lo tanto $S_e = 172.47MPa$, de la ecuación 2-44. y aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro de la flecha ranurada.

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{(k_f * M_a)^2 + 0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{(\pi * (0.16m)^3 * 172.47 * 10^6 Pa)}{32 * \sqrt{(4.6 * 7765Nm)^2 + 0.75(2.85 * 5.84 * 10^3 Nm)^2}}$$

$$n=1.8$$

Punto F

Se estima que F es el punto medio del lugar donde actúa el rodillo, vamos a analizar el punto de máximo esfuerzo por facilidad lo llamamos E' lugar donde comienza el cuñero de perfil $M_{tot}(E') = 3248 Nm$, además $T=5.84 kNm$,
Figura 2-28 Se va a dimensionar el árbol, para la peor situación, cuñero de perfil.

$$\frac{r}{d} = \frac{2.1}{140} = 0.015$$

De la figuras 2-25 se obtiene los factores geométricos de concentración de esfuerzos para un cuñero de perfil $K_t=2.4$ y $K_{ts}=2.7$ y De la Fig. 2-24 $q_r= 0.88$ y $q_{fs}= 0.9$ y de acuerdo a la ecuaciones 2-45y 2-46, $k_f = 2.23$ y $k_{fs} = 2.53$.Se estima $k_b= 0.695$ por lo tanto $S_e =176.12\text{MPa}$.

Aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro local de la flecha.

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{(k_f * M_a)^2 + 0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0.14m)^3 * 176.12 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{(2.23 * 3248Nm)^2 + 0.75(2.53 * 5.84 * 10^3 Nm)^2}}$$

$$n=3.22$$

En la Tabla 2.10 se resume los diámetros de los puntos críticos del árbol porta rodillo lateral. Los valores indicados son las mínimas dimensiones que pueden tener el árbol en los puntos considerados.

Tabla 2.10 Diámetros y factores de Seguridad del Árbol lateral.

Punto de Acoplamiento	Parte Acoplada	Diámetro Calculado (mm)	Factor de Seguridad Calculado
A	RODAMIENTO	80	9.4
B	ENGRANE	100	2.2
C	RODAMIENTO	120	1.8
D	ENGRANE	130	2.2
E	RODAMIENTO	160	1.8
F	RODILLO DEFORMADOR	140	3.2

Fuente: Autor

La Tabla 2.11 resume las Reacciones sobre los cojinetes del Árbol Porta rodillo Lateral:

Tabla 2.11 Fuerza de Reacción en los Cojinetes Del Árbol Porta Rodillo Lateral

Punto	Fuerza de reacción
A	11029 N
C	28927 N
E	68110N

Fuente: Autor

2.2.5 Diseño del árbol acoplado al motor.

En la figura 2.31 se aprecia el diagrama de cuerpo libre del árbol acoplado al motor. El torque motriz que entrega el motor al árbol en el punto A_o está representado por T_m el cual se reparte en los engranes ubicados en B y D, expresado como T_p para cada uno. El peso del árbol con los elementos mencionados se denota por W_a los cojinetes están ubicados en A, C y E el ultimo es el que soporta la fuerza axial. Se dimensiona la longitud del árbol de acuerdo a los valores de la figura.

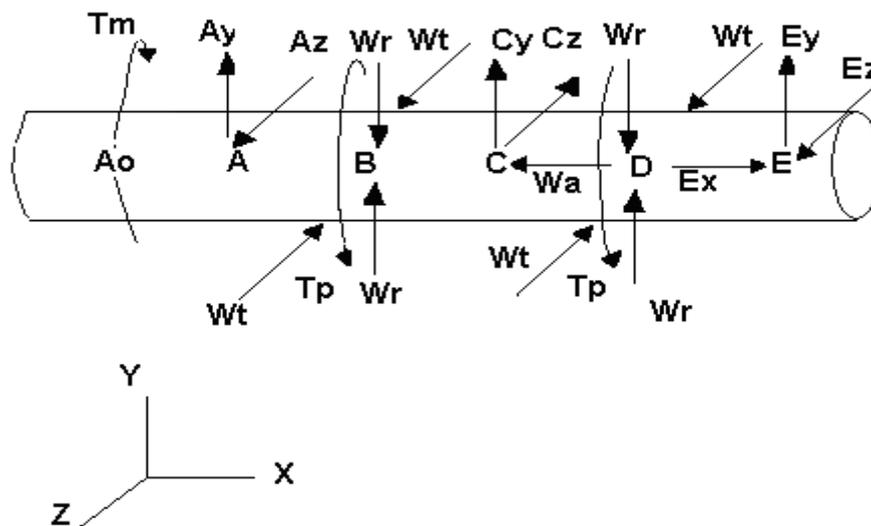


Figura 2-31 D.C.L del árbol motriz.

Fuente: Autor

Se considera el diseño solo por torsión porque las cargas W_r y W_t actúan cada una en pareja, que se oponen mutuamente tal como se aprecia en la figura 2-31. Por lo tanto no actúan cargas de momento flexionante y fuerza cortante. El par torsional que debe transmitir cada piñón ubicado en B y en D al resto del

sistema es $T_{pinon}=4.31$ kNm y fue calculado en la ecuación 2-15, por lo tanto el motor debe ser capaz de entregar por lo menos el doble de ese valor $T_{motriz}=8.62$ kNm.

La distribución del torque a lo largo del árbol se muestra en las figura 2-32

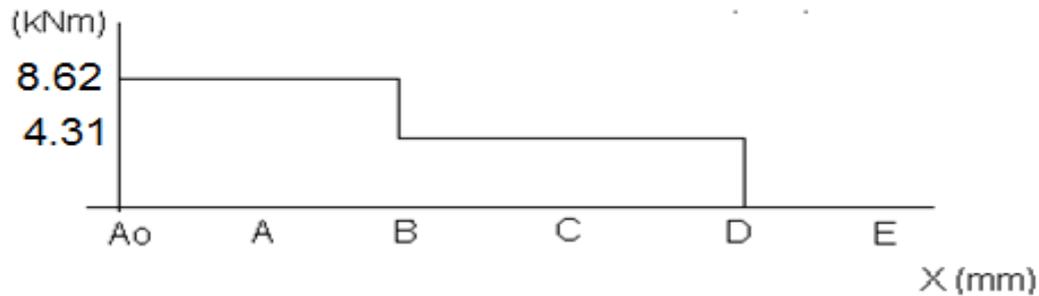


Figura 2-32 Distribución del torque en la flecha motriz.

Fuente: Autor

Punto Ao

Es el lugar en el cual la flecha motriz se adapta al motor reductor Figura 2-32 donde tenemos que $M_{tot}=0$ (KN m) y el torque $T=8.62$ kN y se tiene un cuñero de perfil es el que se usara para acoplar la flecha central al motorreductor.

$$\frac{r}{d} = \frac{2,25}{150} = 0.015$$

De la figuras 2-25 se obtiene los factores geométricos de concentración de esfuerzos para un cuñero de perfil, $K_{ts}=2.75$.

De la Fig. 2-24 y $q_{fs}=0.9$ y de acuerdo a la ecuación 2-46 $k_{fs}=2.57$ para el diámetro de la flecha en el punto Ao.

Se estima de acuerdo a la ecuación 2-43 $k_b=0.687$ por lo tanto $S_e=174.22$ MPa. según la ecuación 2-44

Aplicando la ecuación 2-39 considerando el momento $M=0$ kNm se obtiene el factor de seguridad del diámetro local de la flecha:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0.15m)^3 * 174.22 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{0.75(2.57 * 8.62 * 10^3 Nm)^2}}$$

$$n=3$$

Punto A

Es el lugar de un rodamiento el momento total es $M=0$ (KN m), el torque que está actuando en ese punto es $T= 8.62$ kNm, se va a dimensionar el árbol para la peor situación el anillo de retención. Considerando que los diámetros de la ranura y de la flecha son d y D respectivamente y el radio de la base de la ranura r . Aplicando los respectivos valores se tiene:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.1}{140} = 0.015$$

De la Figura 2-23 se obtiene $K_{ts}=2.8$ y de la Fig. 2-24 $q_{fs}= 0.88$ y de acuerdo a la ecuación 2-46 tenemos que $k_{fs} = 2.584$.

El Factor de tamaño k_b , para el diámetro de la ranura en el punto A es $k_b= 0.695$ por lo tanto $S_e =176.12$ MPa de la ecuación 2-44.

Aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro de la flecha ranurada:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$
$$n = \frac{\pi * (0.14m)^3 * 176.12 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{0.75(2.584 * 8.62 * 10^3 Nm)^2}}$$

$$n=2.46$$

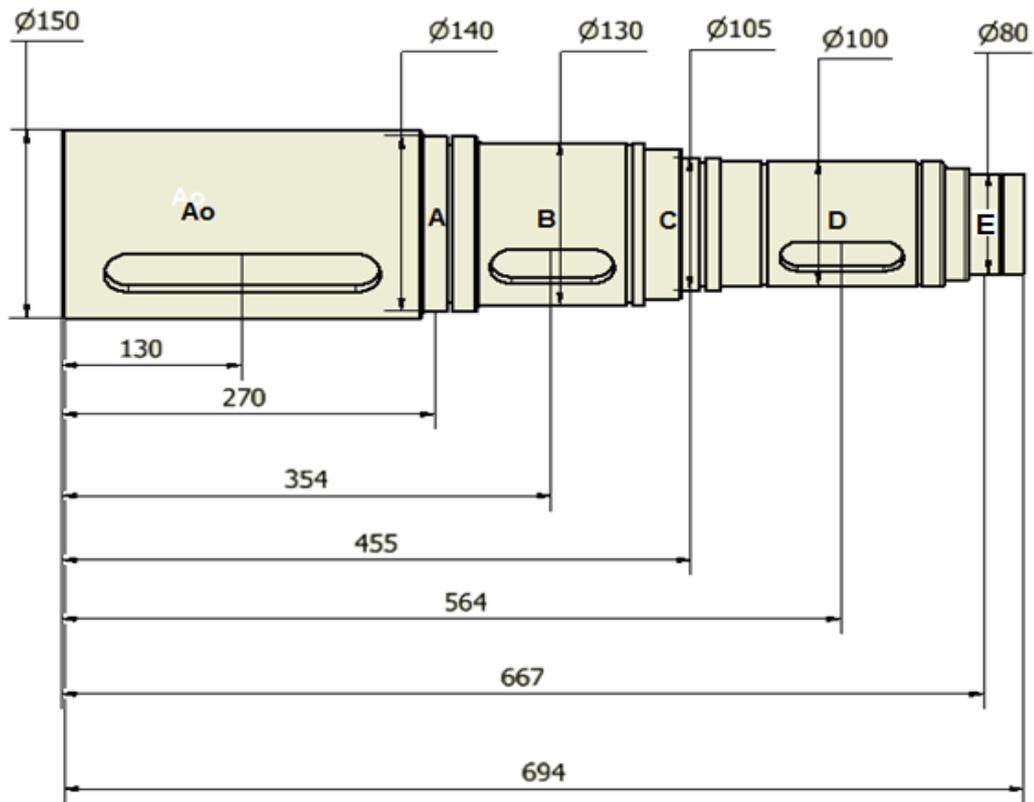


Figura 2-33 Diseño del árbol motriz.

Fuente: Autor

Punto B

Es el lugar de un rodamiento momento total $M=0$ (KN m) y el torque que esta actuando es $T= 4.31$ kNm.

Se va a dimensionar el árbol para la peor situación el anillo de retención. Aplicando los respectivos valores se tiene:

$$\frac{a}{t} = \frac{4.15}{2} = 2.075$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.415}{2} = 0.2075$$

De la Figura 2-23 se obtiene $K_{ts}=6$ y de la Fig. 2-24 $q_{fs}= 0.75$ y de acuerdo a la ecuación 2-46 $k_{fs} = 2.12$.

El Factor de tamaño para el diámetro de la ranura en el punto C, $k_b= 0.703$ por lo tanto el limite de resistencia a la fatiga Corregido es $S_e =178.18$ MPa de la ecuación 2-44.

Aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro de la flecha ranurada.

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0.13m)^3 * 178.18 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{0.75(2.12 * 4.31 * 10^3 Nm)^2}}$$

$$n=4.85$$

Punto C

Es el lugar de un rodamiento, el momento es $M=0$ (KN m) y el torque que está actuando en ese punto es $T= 4.31$ kNm.

Se va a dimensionar el árbol, para la peor situación el anillo de retención. Aplicando los respectivos valores se tiene:

$$\frac{a}{t} = \frac{4.15}{2} = 2.075$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.415}{2} = 0.2075$$

De la Figura 2-23 se obtiene $K_{ts}=6$ y de la Fig. 2-24 $q_{fs}= 0.75$ y de acuerdo a la ecuación 2-46, $k_{fs} = 2.12$.

El Factor de tamaño para el diámetro de la ranura en el punto C es $k_b= 0.727$ por lo tanto el valor del limite a la fatiga corregido es $S_e = 184.26$ MPa de la ecuación 2-44 y aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro de la flecha ranurada:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0.105m)^3 * 184.26 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{0.75(2.12 * 4.31 * 10^3 Nm)^2}}$$

$$n=2.64$$

Punto D

Es el lugar de un engrane y las condiciones de carga son de la misma magnitud que las que soporta el punto C, el momento es $M=0$ (KN m) y el torque que está actuando en ese punto es $T= 4.31$ kNm.

Se va a dimensionar el árbol para la peor situación el anillo de retención. Considerando que a es el ancho de la ranura y r el radio de la ranura se tiene:

$$\frac{a}{t} = \frac{4.15}{2} = 2.075$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.415}{2} = 0.2075$$

De la Figura 2-23 se obtiene $K_{ts}=2.5$ y de la Fig. 2-24 $q_{fs}= 0.64$ y de acuerdo a la ecuación 2-46 $k_{fs} = 1.96$

.El Factor de tamaño de la ecuación 2-43 para el diámetro de la ranura en el punto C es $k_b= 0.732$ por lo tanto $S_e =185.6$ MPa de la ecuación 2-44. y aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de seguridad del diámetro de la flecha ranurada.

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{0.75(k_{fs} * T_a)^2}}$$
$$n = \frac{\pi * (0.1m)^3 * 185.6 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{0.75(1.96 * 4.31 * 10^3 Nm)^2}}$$
$$n=2.5$$

Punto E

Es el lugar de un rodamiento y debido a que no actúan cargas de momento flexionante ni momento torsor se utiliza como criterio de diseño la deflexión angular ocasionada por la torsión.

Se calcula el desplazamiento angular que experimenta el punto E que es el lugar sometido a torsión más alejado al punto A_o lo que implica que es el punto que experimentara mayor deflexión angular.

La ecuación. 2-48 proporciona el valor de la deflexión angular ϕ_{E/A_o} y se conoce que G es el módulo de rigidez tiene un valor de 80 GPa para el acero. La

longitud del intervalo en el que actúa una determinada torsión T, se lo representa como L. En la ecuación 2-49, el momento polar de inercia es representado por J y en la cual d es el diámetro local considerado.

$$\phi_{E/A_0} = \sum (T * L / J * G) \quad 2-50$$

$$\phi_{E/A_0} = (T_{A_0A} * L_{A_0A} / J_{A_0A} + T_{AB} * L_{AB} / J_{AB} + T_{BC} * L_{BC} / J_{BC} + T_{CD} * L_{CD} / J_{CD} + T_{DE} * L_{DE} / J_{DE}) / G$$

$$J = \pi * d^4 / 32 \quad 2-49$$

Para partes de máquina en general los Límites de deflexión recomendada son 0.001° a 0.01° / pulgada.

Se elige el valor máximo del rango recomendado pues no es necesaria gran precisión en este elemento de la máquina y se lo multiplica por la longitud entre los puntos A₀ y E, 667 mm, el valor resultante es la máxima deflexión angular permitida para la flecha en el punto E.

$$(0.01^\circ / \text{pulgada}) * (1 \text{ pulgada} / 25.4 \text{ mm}) * 667 \text{ mm} * (\pi \text{ rad} / 180^\circ)$$

$$\phi_{E/A_0} = 0.0045 \text{ rad}$$

Sustituyendo los valores respectivos en la ecuación 2-48 y utilizando los datos y comparándola con la deflexión angular máxima permitida ϕ_{E/A_0} . Se verifica la condición prevista por lo tanto el diámetro local correspondiente a la longitud L_{DE} puede ser cualquier valor inferior a los diámetros anteriores.

Puesto que en éste último tramo de la flecha motriz no actúa el momento torsor.

$$\sum \theta_i = \frac{8.62 \text{ kNm} * (.23 \text{ m})}{\frac{\pi (.15 \text{ m})^4}{32} * 80 * 10^9 \text{ Pa}} + \frac{8.62 \text{ kNm} * (.564 - 0.27) \text{ m}}{\frac{\pi (.13 \text{ m})^4}{32} * 80 * 10^9 \text{ Pa}} + \frac{4.31 \text{ kNm} * (.667 - 0.455) \text{ m}}{\frac{\pi (.1 \text{ m})^4}{32} * 80 * 10^9 \text{ Pa}}$$

$$\sum \theta_i = 4.98 * 10^{-4} \text{ rad} + 1.13 * 10^{-3} \text{ rad} + 1.16 * 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\sum \theta_i = 2.76 * 10^{-3} \text{ rad}$$

$$0.0045 \text{ rad} \geq 0.00276 \text{ rad}$$

Por lo que podemos afirmar que la deformación angular en la flecha motriz menor que lo máximo permitido.

Provisionalmente los diámetros locales de la flecha motriz quedan establecidos como lo muestra la tabla 2.12.

Tabla 2.12 Diámetros de la flecha motriz.

Punto del Eje	Parte Acoplada	Diámetro Mínimo Calculado	Factor de Seguridad Calculado
Ao	ACOPLE	150	3
A	RODAMIENTO	140	2.46
B	ENGRANE	130	4.85
C	RODAMIENTO	105	2.64
D	ENGRANE	100	2.5

Fuente: Autor

2.2.6 Diseño del árbol acoplado a los engranes Intermedios.

En la figura 2-34 se aprecia el diagrama de cuerpo libre del árbol al cual se acoplan los engranes intermedios. Los engranes están ubicados en B y D. El peso del árbol con los elementos mencionados se denota por W_a , los cojinetes están ubicados en A, C y E, el ultimo es el que soporta la fuerza axial. Se dimensiona la longitud del árbol de acuerdo a los valores de la figura mostrada.

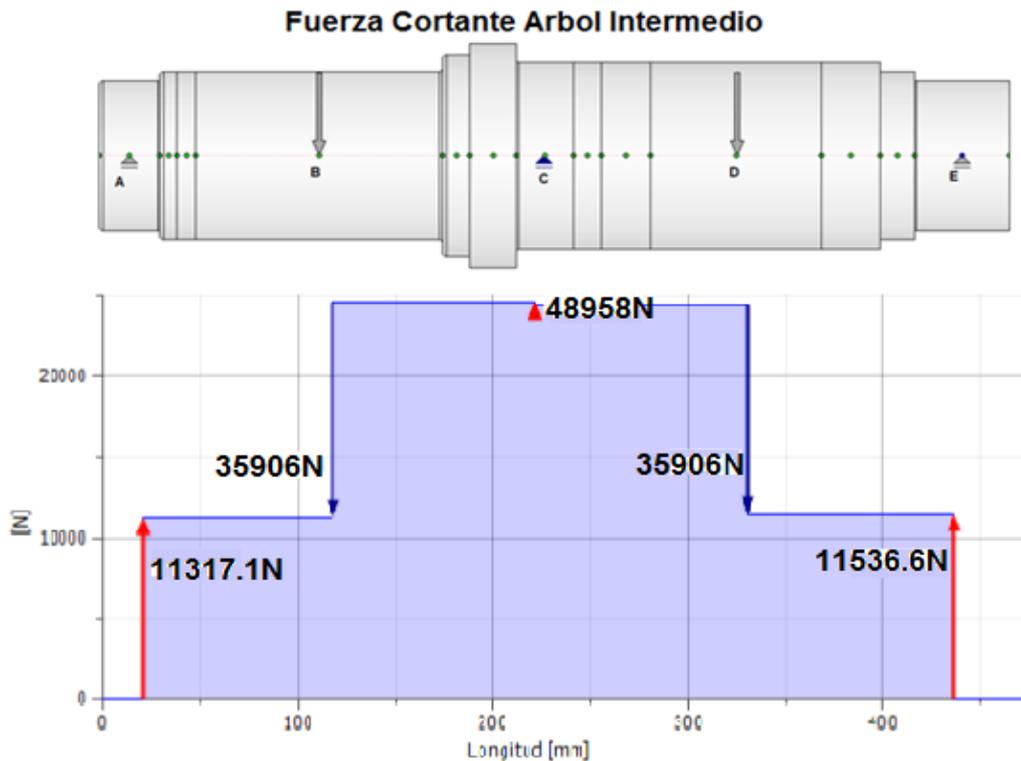


Figura 2-34 DCL Del Árbol de los Engranes Intermedios.

Fuente: Autor

Los resultados se muestran en la Figura 2-35 donde se aprecian los diagramas de fuerza cortante.

Aplicando herramientas computacionales se determina las reacciones de los soportes (cojinetes) A, C y E sobre el árbol.

Se asignan las cargas que soporta el árbol W_r y W_t , tales magnitudes que se ubican en los puntos B y D tal como se muestran en la Figura 2-34.

Las fuerzas radiales ejercidas por los engranes de los árboles intermedios se anulan mutuamente quedando sólo las fuerzas tangenciales que al tener el mismo sentido se duplican en cada punto considerado.

Los valores de las reacciones A, C y E aparecen en la tabla XVI donde se resumen los resultados proporcionados por el software y se verifica los valores obtenidos reemplazándolos en las condiciones de equilibrio junto con las cargas conocidas:

Tabla 2.13 Reacciones en los soportes del árbol intermedio

Punto	Fuerza de Reacción (N)
A	11.317
C	48.958
E	11.536

Fuente: Autor

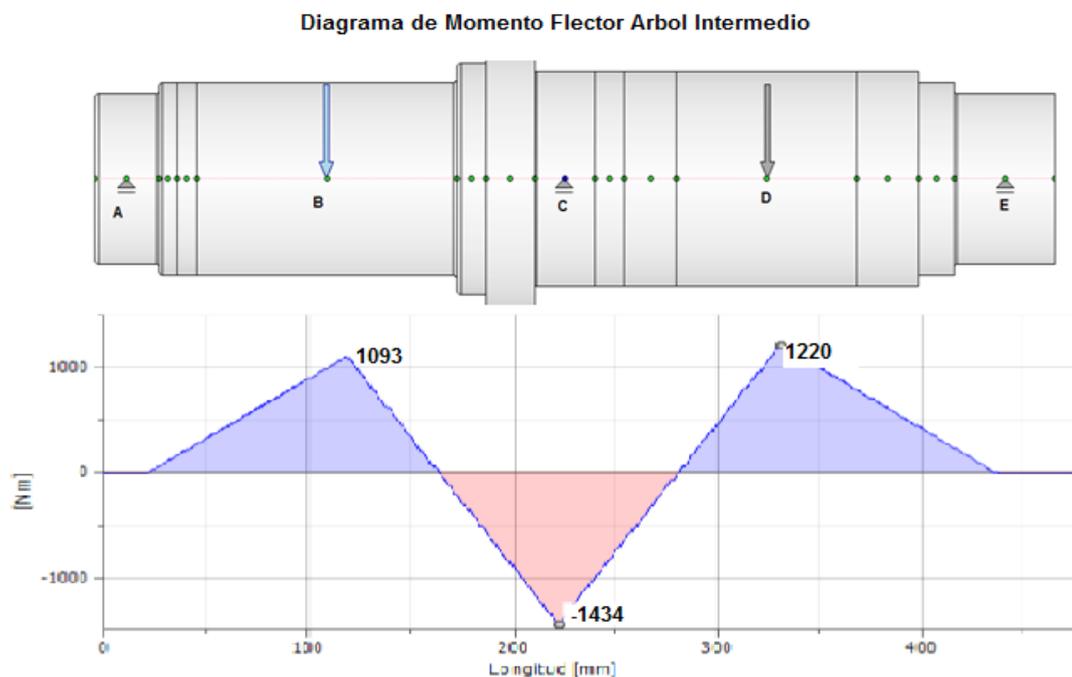


Figura 2-35 Diagramas Momento Flector del Árbol Intermedio.

Fuente: Autor

En base a los cálculos realizados anteriormente se procede a calcular los diámetros locales en cada punto del Árbol:

Punto A

El punto A Es el asiento de un rodamiento $K_t=4.8$, y el momento flector que está actuando es $M=0\text{Nm}$.

Solo Se considera para el cálculo del diámetro la fuerza cortante vertical total $V_{\text{tot}}=11.36(\text{kN})$ que esta actuando y se aplica la ecuación 2.49 se estima un diámetro de 80 mm para el punto A por lo cual $k_b = 0.758$ y $S_e = 192.3 \text{ MPa}$ por lo tanto y en base a esa estimación se calcula el factor de seguridad:

$$n = \frac{d^2 * S_e}{2.94 * K_t * V_{\text{total}}}$$

$$n = \frac{(0.080)^2 * 192.3 * 10^6 \text{ Pa}}{2.94 * 4.8 * 11360 \text{ N}}$$

$$n = 7.6$$

Estimando un diámetro de 80mm para el punto A obtenemos un factor de seguridad de 7.6

Punto B

Se va a calcular el factor de seguridad para cuñero que se usara para acoplar la flecha intermedia con el Engrane.

En este punto tenemos un momento total $M_{\text{tot}} = 1.1 (\text{KN m})$ y un torque total de $T = 0 \text{ kN}$.

Considerando los factores Geométricos de la ranura obtenemos la relación r/d igual a:

$$\frac{r}{d} = \frac{2,25}{90} = 0.015$$

De la figuras 2-25, se obtiene los factores geométricos de concentración de esfuerzos para un cuñero de perfil, $K_t=2.4$.

De la Figura 2-24 y $q_{fs} = 0.85$ y de acuerdo a la ecuación 2-46, $k_f = 2.19$. Para el diámetro de la flecha en el punto B, Se estima de acuerdo a la ecuación 2-43 $k_b = 0.745$ por lo tanto, $S_e = 188.77 \text{ MPa}$ según la ecuación 2-44.

Aplicando la ecuación 2-39 considerando el momento $M = 1.1 \text{ kNm}$ se obtiene el factor de seguridad del diámetro local de la flecha:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{(k_f M_a)^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0.09 \text{ m})^3 * 188.77 * 10^6 \text{ Pa}}{32 * \sqrt{(2.19 * 1.1 * 10^3 \text{ Nm})^2}}$$

$$n = 5.6$$

Para el punto B se calcula un diámetro de 90mm el cual da un factor de seguridad de 5.6

Punto C

Es el lugar de un rodamiento el momento total es $M = 1.43 \text{ (KN m)}$, el torque que está actuando en el punto es $T = 0 \text{ kNm}$.

Se va a dimensionar el diámetro del árbol para la peor situación el anillo de retención, Aplicando los respectivos valores se tiene:

$$\frac{a}{t} = \frac{4.15}{1.75} = 2.37$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.415}{2} = 0.237$$

De la Figura 2-22 se obtiene $K_t = 4.1$ y De la Figura 2-24 $q_f = 0.75$ y de acuerdo a la ecuación 2-46 $k_f = 3.32$.

Para un diámetro seleccionado de 85 mm en el punto C Se estima $K_b = 0.751$ y $S_e = 190.47 \text{ MPa}$ y aplicando la ecuación 2-39 se obtiene n el factor de Seguridad en el diámetro de la ranura de retención:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{0.75 (k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0.085m)^3 * 190.47 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{(3.32 * 1.43 * 10^3 Nm)^2}}$$

n=2.4

Punto D

Es el lugar de un Engrane el momento total que está actuando en ese punto es $M=1.22$ (KN m) y el torque es $T= 0$ kNm.

Se va a dimensionar el árbol para la peor situación el anillo de retención. Aplicando los respectivos valores se tiene:

$$\frac{a}{t} = \frac{4.15}{1.75} = 2.37$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.415}{2} = 0.237$$

De la Figura 2-22 se obtiene $K_t=4.1$. De la Figura 2-24 $q_f= 0.75$ y de acuerdo a la ecuación 2-46, $k_f =3.32$.

Para un diámetro seleccionado de 85 mm en el punto C, se estima $K_b= 0.751$ y $S_e = 190.47$ MPa y aplicando la ecuación 2-39 se obtiene el factor de Seguridad n en el diámetro de la ranura de retención:

$$n = \frac{\pi d^3 S_e}{32 \sqrt{0.75 (k_{fs} * T_a)^2}}$$

$$n = \frac{\pi * (0.085m)^3 * 190.47 * 10^6 Pa}{32 * \sqrt{(3.32 * 1.22 * 10^3 Nm)^2}}$$

N=2.8

El diámetro, del Punto D donde se acopla un Engrane es $d=85$ mm obteniendo un factor de seguridad $n=2.8$.

Punto E

Es el asiento de un rodamiento el momento flector es nulo para la situación más crítica $K_t= 3$ por la ranura para anillo de retención.

Para el cálculo del factor de seguridad en el punto D del Árbol se realiza en base a la fuerza cortante vertical total, $V_{total}=11536N$.

De la figura 2-22 se obtiene $K_t=4.5$. y con un valor estimado para el diámetro de la ranura $d= 80 \text{ mm}$ se obtiene $k_b= 0.758$ y $S_e =192.3 \text{ MPa}$ y se aplica la ecuación 2.49 con lo que obtenemos:

$$n = \frac{d^2 * S_e}{2.94 * K_t * V_{total}}$$

$$n = \frac{(0.08)^2 * 192.3 \text{ MPa}}{2.94 * 4.5 * 11536N}$$

$$n=8$$

El diámetro del Punto E donde se acopla un Rodamiento es $d=80\text{mm}$ obteniendo un factor de seguridad $n=8$.

Tabla 2.14 Diámetros de la flecha intermedia.

Punto del Eje	Parte Acoplada	Diámetro Mínimo Calculado	Factor de Seguridad Calculado
A	RODAMIENTO	80	7.6
B	ENGRANE	90	5.6
C	RODAMIENTO	85	2.4
D	ENGRANE	85	2.8
E	RODAMIENTO	80	8

Fuente: Autor

2.2.7 Calculo de Cuñas.

El cálculo de las cuñas y sus correspondientes alojamientos en los árboles es muy importante, porque los mencionados elementos son los encargados de sujetar los rodillos deformadores y los engranes a los árboles de transmisión para realizar el trabajo de curvar el perfil metálico.

Por mayor sencillez aprovechando la ventaja de que el tamaño de los árboles no superan los 6.5 pulgadas de diámetro se escoge trabajar con cuñas paralelas cuadradas.

La cuña paralela se coloca con la mitad de su altura dentro del árbol y la otra mitad en la maza del elemento que acoplamos, los anchos de las cuñas son definidos previamente según sus diámetros para cumplir con el estándar ANSI ver Tabla 2.15.

Para realizar el cálculo de la longitud de la cuña se utiliza la ecuación 2-51.

$$L = \frac{(4 \cdot T \cdot N)}{(d \cdot w \cdot S_y)} \quad \text{Ec 2-51}$$

Todos los engranes utilizados en la transmisión de potencia mecánica en el diseño de esta máquina tiene un ancho de cara de 96 mm, por esa razón en la practica la longitud de la cuña es ligeramente inferior al ancho de cara del engrane y el valor calculado aplicando la ecuación 2-51 será un valor referencial que al compararlo con la longitud real de la cuña para los engranes debe ser inferior a la misma como una verificación de seguridad del diseño. Por las razones expuestas la longitud de las cuñas para todos los engranes es 86 mm.

Tabla 2.15 Ancho de cuña recomendado por la ANSI

Díámetro de Flecha (mm)	Ancho de la cuña (mm)
69.85-82.55	19.1
82.55-95.25	22.2
95.25-114.3	25.4
114.3-139.7	31.8
139.7-165.1	38.1

Cuña del rodillo central.- El eje central al cual se acopla el rodillo Figura 2-19 no experimenta momento torsor por lo tanto la longitud de la cuña será definida exclusivamente según la longitud de los rodillos a diseñar en la sección 2-3. Pero el ancho de la cuña recomendada para el diámetro local calculado para el punto F, d=126 mm, es 32mm según la tabla 2.15.

Cálculo de la cuña del engrane B del árbol lateral.-

Datos:

T= 2.92 kNm

N=3

d=95mm

Sy= 250 MPa. (Material: Acero AISI 1020, laminado en caliente)

w= 32mm

Aplicando la ecuación 2.50 se tiene:

$$L = \frac{(4 * T * N)}{(d * w * S_y)}$$

$$L = \frac{(4 * 2.92 \text{ kNm} * 3)}{(0.095\text{m} * 0.032 * 250 * 10^6\text{Pa})}$$

$$L = 0.046\text{m}$$

$$L=46 \text{ mm} < 84 \text{ mm}$$

Cálculo de la cuña del engrane D del árbol lateral.-

Datos:

$$T= 5.84 \text{ kNm}$$

$$N=3$$

$$d=130 \text{ mm}$$

$$S_y= 250 \text{ MPa. (Material: Acero AISI 1020, laminado en caliente)}$$

$$w= 32 \text{ mm}$$

Aplicando la ecuación 2.50 se tiene:

$$L = \frac{(4 * T * N)}{(d * w * S_y)}$$

$$L = \frac{(4 * 5.84 \text{ KNm} * 3)}{(0.13\text{m} * 0.032 * 250 * 10^6\text{Pa})}$$

$$L = 0.067\text{m}$$

$$L=67 \text{ mm} < 84 \text{ mm}$$

Cálculo de la cuña del porta rodillo del árbol lateral Punto F.

Datos:

$$T= 5.84 \text{ kNm}$$

$$N=3$$

$$d=0.14 \text{ m}$$

$$S_y= 250 \text{ MPa. (Material: Acero AISI 1020, laminado en caliente)}$$

$$w= 0.038 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación 2.50 se tiene:

$$L = \frac{(4 * T * N)}{(d * w * S_y)}$$

$$L = \frac{(4 * 5.84 \text{ kNm} * 3)}{(0.14\text{m} * 0.032 * 250 * 10^6\text{Pa})}$$

$$L=62 \text{ mm}$$

La longitud de la cuña será mayor que el valor calculado para que sea apropiada para fijar los rodillos.

Cálculo de la cuña del engrane B del árbol motriz

Datos:

$$T = 8.62 \text{ kNm}$$

$$N = 3$$

$$d = 0.130 \text{ m}$$

$$S_y = 250 \text{ MPa. (Material: Acero AISI 1020, laminado en caliente)}$$

$$w = 0.032 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación 2.50 se tiene:

$$L = \frac{(4 * T * N)}{(d * w * S_y)}$$
$$L = \frac{(4 * 8.62 \text{ kNm} * 3)}{(0.13 \text{ m} * 0.038 * 250 * 10^6 \text{ Pa})}$$
$$L = 83 \text{ mm}$$

Cálculo de la cuña del engrane D del árbol Motriz.

Datos:

$$T = 4.31 \text{ kNm}$$

$$N = 3$$

$$d = 0.1 \text{ m}$$

$$S_y = 250 \text{ MPa. (Material: Acero AISI 1020, laminado en caliente)}$$

$$w = 0.026 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación 2.50 se tiene:

$$L = \frac{(4 * T * N)}{(d * w * S_y)}$$
$$L = \frac{(4 * 4.31 \text{ kNm} * 3)}{(0.1 \text{ m} * 0.026 * 250 * 10^6 \text{ Pa})}$$
$$L = 80 \text{ mm}$$
$$L = 79 \text{ mm} < 84 \text{ mm}$$

Cuñas de los engranes B y D del árbol intermedio.-

El árbol intermedio no está sometido a par torsional por lo tanto la sección de la cuña está determinada por el diámetro del árbol y su longitud de 84 mm,

establecida previamente por el ancho del engrane. La ecuación 2-50 no es necesaria en esta situación.

Cuña del engrane B:

$$d=0.09 \text{ m}$$

$$S_y= 250 \text{ MPa. (Material: Acero AISI 1020, laminado en caliente)}$$

$$w= 0.022 \text{ m}$$

$$L=84 \text{ mm}$$

Cuña del engrane D:

$$d=0.1 \text{ m}$$

$$S_y= 250 \text{ MPa. (Material: Acero AISI 1020, laminado en caliente)}$$

$$w= 0.022\text{m}$$

$$L=84 \text{ mm}$$

2.2.8 Selección de cojinetes

Se escoge los cojinetes por rodamientos en lugar de los cojinetes por deslizamiento porque los cojinetes por rodamientos requieren menos espacio en dirección axial y se puede sellar el lubricante dentro del cojinete y lubricarse “de por vida”.

Selección de cojinete para el árbol porta rodillo central.

Se calcula F_a que representa el peso total del árbol más el rodillo los valores correspondientes son obtenidos:

$$F_a=W_{\text{árbol}} + W_{\text{rodillo}} \quad 2-52$$

$$F_a =1.5 \text{ kN}$$

Se aproxima el valor de W_{ac} a 1.5 Kn con el criterio de ser más conservador. Las fuerzas axial y radial se las representan como F_a y F_r respectivamente.

Datos para calcular rodamiento en punto E:

$$\text{Diametro del Eje} =145 \text{ mm}$$

$$n= 5.13 \text{ rpm} \Rightarrow f_n=1.5 \text{ (Factor de velocidad, Figura 2-35)}$$

$$F_a= 1.5 \text{ kN}$$

$$F_r= \sqrt{(64.41^2+ 9.66^2)} = 65.13 \text{ kN}$$

Ahora se procede a asignar una vida útil para los rodamientos L_h y en base a este valor estimamos el factor por duración f_h según la Figura 2-35 del catálogo NSK. Para una vida útil, $L_h = 8000 \text{ h} \Rightarrow f_h = 2.501$.

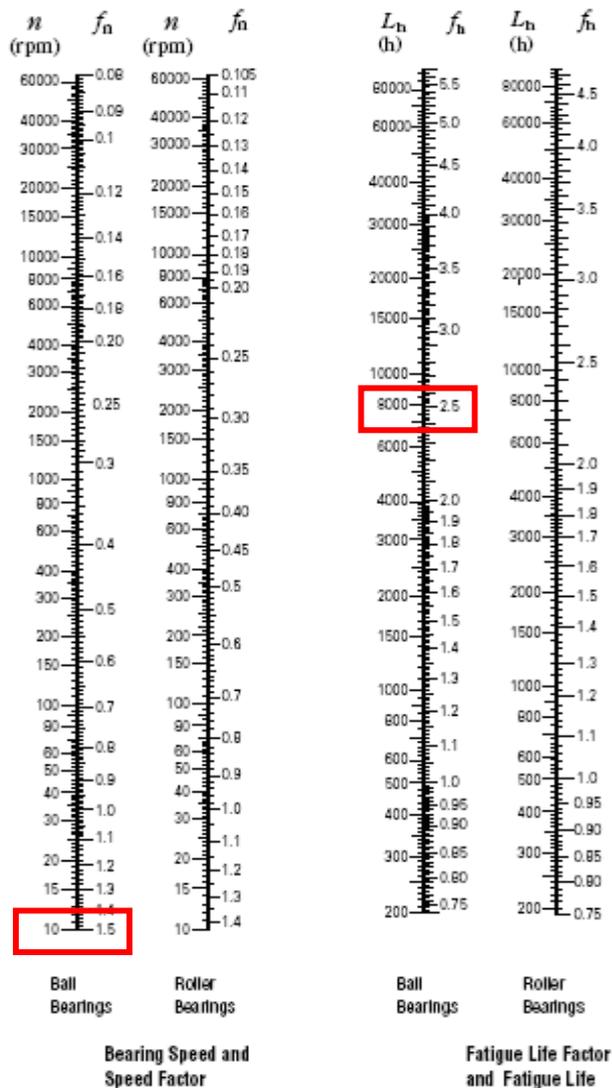


Figura 2-36 Factores de vida y velocidad de Rodamientos.

Fuente: Catalogo NSK

Se estima que la carga equivalente F_r que actúa sobre el cojinete es completamente radial según la ecuación 2-53 y se estima el valor mínimo de la carga crítica C_r es igual a:

$$f_h = f_n * C_r / F_r \quad 2-53$$

$$f_h = 1.5 * C_r / 65.13 \geq 2.501$$

$$C_r \geq 108.59 \text{ kN}$$

Del catálogo SKF se selecciona el rodamiento 16034 cuyas características son:
Diámetro de Interior: 170 mm

Diámetro Exterior: 260 mm

Ancho: 28 mm

Radio máximo de chaflán: 2 mm

Capacidad básica de carga: $C_r=114$ kN.

Capacidad básica de carga estática : $C_{or}=126$ kN.

Diámetro del escalón recomendado: 178 mm

Masa= 5.71kg

$f_0=16.5$

Se verifica que el cojinete seleccionado soporta la carga axial dada aplicando la ecuación 2-54 que relaciona el factor de seguridad f_0 , la carga axial y la capacidad básica de carga estática:

$$e' = f_0 F_a / C_{or} \quad 2-54$$

$$e' = 16.5 * 1.5 \text{ kN} / 126 \text{ kN} = 0.196$$

En la primera columna de la tabla XVIII se interpola 0.196 y se obtiene el valor $e=0.2$ correspondiente, además se verifica que:

$$F_a / F_r \leq e:$$

$$1.5 \text{ kN} / 65.13 \text{ kN} \leq e$$

$$0.023 \leq 0.2$$

Por lo tanto es verificado el supuesto $P=F_r$.

Tabla 2.16 Carga equivalente Dinámica.

Dynamic Equivalent Load - - - - -

$$P = X F_r + Y F_a$$

$\frac{f_0 F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

Selección de cojinetes para el árbol porta rodillo lateral.-

Datos para calcular rodamiento en A:

$d_2=80$ mm

$n = 5.13 \text{ rpm} \Rightarrow f_n = 1.5$ (Factor de velocidad)

$F_a = 0$

$F_r = 11.02 \text{ kN}$ (Tabla 2.11, fuerza radial resultante sobre A)

$$L_h = 8000 \text{ h} \Rightarrow f_h = 2.501$$

La carga equivalente P que actúa sobre los cojinetes completamente radial con lo que obtenemos $P = F_r$ y aplicando la ecuación 2-58:

$$f_h = 1.5 * C_r / 11.02 \geq 2.501$$

$$C_r \geq 18.37 \text{ kN}$$

Del catálogo NSK se selecciona el rodamiento 16016 cuyas características son:

Diámetro Interior: 80mm

Diámetro exterior: 125mm

Ancho: 14 mm

Radio máximo de chaflán: 0.6 mm

Capacidad básica de carga: $C_r = 32 \text{ kN}$

Diámetro del escalón recomendado: 84 mm

Masa= 0.62 Kg

Datos para Calcular rodamiento en C:

$d = 120 \text{ mm}$

$n = 5.13 \text{ rpm} \Rightarrow f_n = 1.5$ (Factor de velocidad)

$F_a = 0$

$F_r = 28.92 \text{ kN}$ (Tabla 2.11, Diseño del Árbol Porta Rodillo Lateral fuerza radial resultante sobre C)

$$L_h = 8000 \text{ h} \Rightarrow f_h = 2.501$$

La carga equivalente P que actúa sobre el cojinete es completamente radial y aplicando la ecuación 2-58:

$$f_h = 1.5 * C_r / 28.92 \geq 2.501$$

$$C_r \geq 48.21 \text{ kN}$$

Del catálogo NSK se selecciona el rodamiento 6021 cuyas características son:

Diámetro Interno: 120 mm

Diámetro Exterior: 165 mm

Ancho: 22 mm

Radio máximo de chaflán: 2 mm

Capacidad básica de carga: $C_r=53$ kN

Diámetro del escalón recomendado: 114 mm – 120 mm

Masa=1.58 Kg

Datos para calcular rodamiento en E: El rodamiento en el punto E es el único encargado de soportar una carga axial W_a y el peso del árbol con sus elementos acoplados.

El peso de los rodamientos A y C ya fueron determinados. La ecuación 2-55 proporciona la magnitud de la fuerza axial que es igual a:

$$F_a = W_{\text{árbol}} + W_{\text{rodillo}} + W_{\text{engranes}} + W_{\text{rodamientos (A + C)}} \quad 2-55$$

$$F_a = (550 + 150 + 150 + 22) \text{ kN}$$

$$F_a = 1.5 \text{ kN}$$

$d=160$ mm

$n= 5.12$ rpm \Rightarrow $f_n=1.5$ (Factor de velocidad)

$F_a=1.5$ kN

$F_r= 68.11$ kN (Tabla 2.11, fuerza radial resultante sobre E)

$$L_h = 8000 \text{ h} \Rightarrow f_h = 2.501$$

Se puede considerar que la carga equivalente P que actúa sobre el cojinete es completamente radial es decir $P=F_r$.

De acuerdo a la ecuación 2-58 se estima el valor mínimo de la carga crítica C_r es igual a:

$$f_h = 1.5 * C_r / 68.11 \geq 2.501$$

$$C_r \geq 113.56 \text{ kN}$$

Del catálogo NSK se selecciona el rodamiento 6032 cuyas características son:

Diámetro Interior : 160 mm

Diámetro exterior: 240 mm

Ancho: 38 mm

Radio máximo de chaflán: 2.1 mm

Capacidad básica de carga: $C_r=137$ kN.

Capacidad básica de carga estática: $C_{or}=135$ kN.

Diámetro del escalón recomendado: 171 mm – 181 mm

Masa= 5.15 Kg

$f_o=15.9$

Se verifica que el cojinete seleccionado soporta la carga axial dada aplicando la ecuación 2-59 que relaciona el factor de seguridad f_0 con la carga axial y la capacidad básica de carga estática:

$$e' = 15.9 * 1.5 \text{ kN} / 135 \text{ kN} = 0.176$$

En la tabla 2.16 se interpola 0.176 en la primera columna y se obtiene el valor $e=0.19$. Además se verifica que:

$$F_a / F_r \leq e:$$

$$1.5 \text{ kN} / 68.11 \text{ kN} \leq 0.19$$

$$0.022 \leq 0.21$$

Por lo tanto es verificado el supuesto de que $P=F_r$.

Selección de cojinetes para el árbol Intermedio.-

Datos para calcular rodamiento en A:

$$d_2 = 80 \text{ mm}$$

$$n = 5.82 \text{ rpm} \Rightarrow f_n = 1.5 \text{ (Factor de velocidad)}$$

$$F_a = 0$$

$$F_r = 11.31 \text{ kN} \text{ (Tabla 2.13, fuerza radial resultante sobre A)}$$

$$L_h = 8000 \text{ h} \Rightarrow f_h = 2.501$$

La carga equivalente P que actúa sobre el cojinete es completamente radial y al aplicar la ecuación 2-58 se obtiene:

$$f_h = 1.5 * C_r / 11.31 \geq 2.501$$

$$C_r \geq 18.85 \text{ kN}$$

Del catálogo NSK se selecciona el rodamiento 6916 cuyas características son:

Diámetro Interior: 80 mm

Diámetro Exterior: 110 mm

Ancho: 16 mm

Radio máximo de chaflán: 1 mm

Capacidad básica de carga: $C_r = 25 \text{ kN}$

Diámetro del escalón recomendado: 85 mm - 87 mm

masa= 0.39 Kg

Datos para calcular rodamiento en C:

$$d = 85 \text{ mm}$$

$$n = 5.82 \text{ rpm} \Rightarrow f_n = 1.5 \text{ (Factor de velocidad)}$$

$$F_a = 0$$

$F_r = 48.95 \text{ n Kn}$ (Tabla 2.13, fuerza radial resultante sobre C)

$$L_h = 8000 h \Rightarrow f_h = 2.501$$

La carga equivalente P que actúa sobre el cojinete es completamente radial y aplicando la ecuación 2-48 se obtiene:

$$f_h = 1.5 * C_r / 48.95 \text{ kN} \geq 2.501$$

$$C_r \geq 81.61 \text{ Kn}$$

Del catálogo NSK se selecciona el rodamiento 6217 cuyas características son:

Barreno: 85 mm

Diámetro exterior: 150 mm

Ancho: 28 mm

Radio máximo de chaflán: 2 mm

Capacidad básica de carga: $C_r = 84 \text{ kN}$

Diámetro del escalón recomendado: 94 mm – 102 mm

Masa= 1.76 kg.

Datos para calcular rodamiento en E: El rodamiento en el punto E es el único en soportar una carga axial y el peso del árbol de los engranes intermedios con sus elementos acoplados.

El peso de los rodamientos A y C ya fueron determinados. La ecuación 2-56 proporciona el valor de la carga axial que debe soportar el rodamiento en el punto E.

$$W_a = W_{\text{árbol}} + W_{\text{rodillo}} + W_{\text{engranes}} + W_{\text{rodamientos (A + C)}} \quad \text{EC 2-56}$$

$$W_a = 1.0 \text{ Kn}$$

$d_{10} = 85 \text{ mm}$

$n = 5.82 \text{ rpm} \Rightarrow f_n = 1.5$ (Factor de velocidad)

$F_a = 1.0 \text{ kN}$

$F_r = 11.53 \text{ Kn}$ (Tabla 2.13, Fuerza radial resultante sobre el Soporte E)

$$L_h = 8000 h \Rightarrow f_h = 2.501$$

La carga equivalente P que actúa sobre el cojinete es completamente radial es decir $P = F_r$ según la ecuación 2-58 se estima el valor mínimo de la carga crítica C_r es igual a:

$$f_h = 1.5 * C_r / 11.53 \geq 2.501$$

$$C_r \geq 19.22 \text{ kN}$$

Del catálogo NSK se selecciona el rodamiento 6817 cuyas características son:

Diámetro Interior: 85mm

Diámetro exterior: 110mm

Ancho: 13mm

Radio máximo de chaflán: 1mm

Capacidad básica de carga: $C_r=18.7$ kN.

Capacidad básica de carga estática : $C_{or}=20$ kN.

Diámetro del escalón recomendado: 90 mm

Masa= 0.26 Kg

$f_o=17.1$

Se verifica que el cojinete seleccionado soporta la carga axial dada aplicando la ecuación 2-58, que relaciona el factor de seguridad f_o y la carga axial y la capacidad básica de carga estática:

$$e' = 17.1 * 1.0\text{Kn} / 20 \text{ Kn} = 0.855$$

En la tabla 2.16 se interpola 0.855 en la primera columna y se obtiene el valor $e=0.26$ además se verifica que:

$$F_a / F_r \leq e:$$

$$1.0 \text{ kn} / 11.53 \text{ kn} \leq 0.26$$

$$0.086 \leq 0.21$$

Por lo tanto es verificado el supuesto $P=F_r$.

Selección de cojinetes para el árbol acoplado al motor.

Considerando que el árbol acoplado al motor está sometido a pareja de cargas radiales W_r que actúan en los puntos B y D de tal forma que se cancelan ver Figura 2.30.

La carga tangencial W_t solo genera un par torsor en los mencionados puntos. Los cojinetes localizados en los puntos A, C y E no soportaran carga radial apreciable por lo tanto la selección de los rodamientos se basará exclusivamente en los diámetros calculados previamente en la sección 2.2.4. Salvo el rodamiento ubicado en E el cual es elegido para soportar carga axial la cual incluye el acoplamiento además de los engranes y los dos restantes rodamientos ubicados en A y C.

Rodamiento en A:

Del catálogo NSK se selecciona el rodamiento 6828 cuyas características son:

Diámetro Interno: 140 mm

Diámetro Exterior: 175 mm

Ancho: 18 mm

Radio máximo de chaflán: 1 mm

Capacidad básica de carga: $C_r=38$ kN

Diámetro del escalón recomendado: 146 mm - 148 mm

Masa= 0.83 Kg.

Rodamiento en C:

Del catálogo NSK se selecciona el rodamiento 6821 cuyas características son:

Barreno: 105mm

Diámetro exterior: 130 mm

Ancho: 13 mm

Radio máximo de chaflán: 1 mm

Capacidad básica de carga: $C_r=19.8$ kN

Diámetro del escalón recomendado: 110 mm – 110.5 mm

Masa= 0.32 Kg.

Rodamiento en E:

El rodamiento en el punto E es el único encargado de soportar una carga axial:

W_{am} es el peso del árbol con sus elementos acoplados:

$$W_{am} = \dot{A}_{\text{rbo}} + W_{\text{engranes}} + W_{\text{rodamientos (A +C)}} + W_{\text{acoplamiento}}$$

$d=80$ mm

$n= 5.82$ rpm \Rightarrow $f_n=1.5$ (Factor de velocidad)

$F_a=2$ kN

$F_r \approx 0$ kN

$$L_h = 8000 \text{ h} \Rightarrow f_h = 2.501$$

La carga equivalente P que actúa sobre el cojinete es completamente axial por lo que del catálogo NSK se selecciona el rodamiento axial **16016** cuyas características son:

Diámetro Interno: 80 mm

Diámetro exterior: 125 mm

Ancho: 14 mm

Radio máximo de chaflán: 0.6 mm

Capacidad básica de carga: $C_r=32$ kN

Diámetro del escalón recomendado: 84 mm

Masa= 0.62kg

En la figura 2.37 se observa que los árboles porta rodillos laterales son impulsados por cilindros hidráulicos para efectuar el avance o retroceso de los ejes laterales y en la Figura 2.38 se aprecian los detalles del diseño de forma del mecanismo que permite el movimiento rotacional de un árbol lateral con respecto a un árbol intermedio .

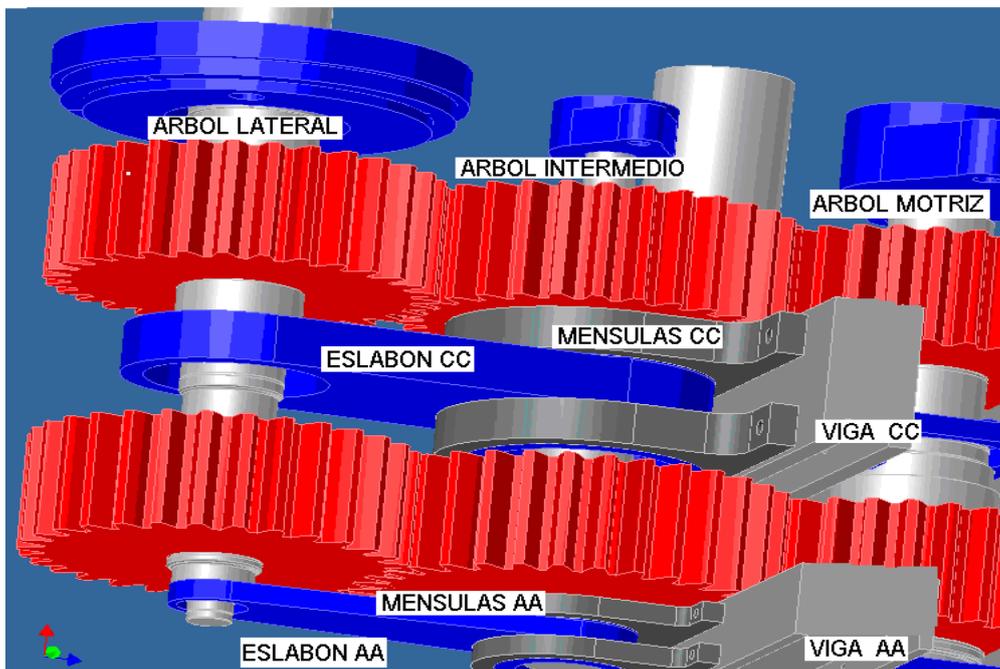


Figura 2.38 Diseño de forma del mecanismo del árbol Porta Rodillo Lateral

Fuente: Autor

El eslabón CC Figura 2-38 cumple doble función. La primera es permitir que en sus nodos 1 y 2 Figura 2-39 se alojen los rodamientos correspondientes a los puntos C del árbol lateral e intermedio y la segunda función es dar libertad de rotación al árbol lateral para que pueda pivotar con respecto al punto C del árbol intermedio.

Los elementos requeridos para tal propósito son las ménsulas CC que también permiten acoplar el eslabón al bastidor de la máquina atornillándola a la viga CC. En la Figura 2.38 también se muestra el eslabón AA y sus correspondientes parejas de ménsulas que cumple iguales funciones que los análogos elementos CC. En la Figura 2-38 se proporciona el diseño de forma del eslabón CC.

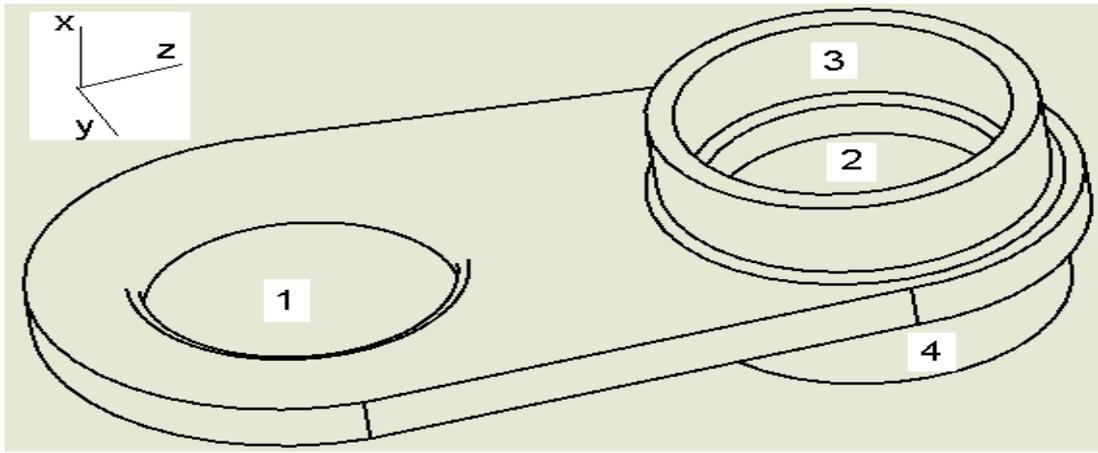


Figura 2.39 Diseño de forma del eslabón CC.

Fuente: Autor

Diseño de eslabón CC: Para diseñar el eslabón CC. Primero se realiza un diseño de forma Figura 2-39 luego se definen las cargas que soporta el eslabón en los nodos 1 y 2 Tabla 2.18, las cuales son las mismas en magnitud pero opuestas en signo por la tercera ley de Newton que las reacciones que soportan los árboles lateral e intermedio en los puntos C valores que fueron determinados en la sección 2.2.4 y 2.2.6. Luego se dimensiona un modelo sólido.

Las dimensiones se las determina considerando la distancia entre los árboles porta rodillos lateral e intermedio el tamaño de los rodamientos y la resistencia que debe soportar las partes salientes del nodo derecho en las regiones 3 y 4 Pues ellas serán las encargadas de transmitir las cargas generadas durante la operación de la maquina por intermedio de dos ménsulas a la estructura del bastidor.

Tabla 2.18 Cargas en los nodos C en las flechas lateral (1) e intermedia (2).

Nodo Conectado al Arbol	Cargas (kN)			Momentos (kNm)		
	x	y	z	x	y	z
1	0	0	-28,93	0	-1,92	-2,9
2	48,95	0	0	0	1.43	0

Fuente: Autor

Las reacciones que soporta el eslabón en las regiones 3 y 4 son valores que fueron proporcionados de la simulación computacional que se le realizó y los resultados son mostrados en la Tabla 2.19. El material seleccionado para el diseño del eslabón CC es acero AISI 4340 bonificado con S_y de 686MPa y S_{ut} de 890MPa por sus propiedades mecánicas de alta resistencia lo que permite soportar las fuerzas y los momentos a los que está sometido.

Los detalles geométricos del eslabón CC y de sus ménsulas correspondientes se proporcionan en el plano X y XI respectivamente. Los esfuerzos máximos de deformación y factor de seguridad son mostrados en las Figuras 2-39, 2-40 y 2-41 respectivamente.

Tabla 2.19 Reacciones en las regiones 1 y 2 del eslabón CC.

Nodo Conectado	Cargas (kN)			Momentos (kNm)		
	x	y	z	x	y	z
3	0	22.88	-24.14	0.03	-0.12	-0.05
4	0	-71.83	53.07	-0.03	-0.033	-0.42

Fuente: Autor

Las reacciones en las regiones 3 y 4 son cargas para el diseño de las ménsulas CC ver Tabla 2.19:

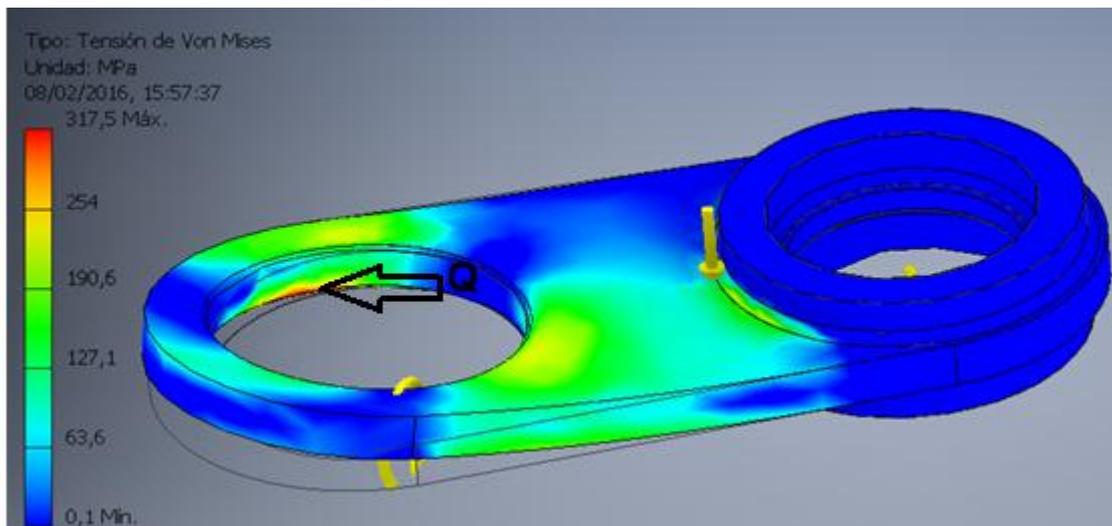


Figura 2.40 Esfuerzos Principales en el eslabón CC.

En la figura mostrada se aprecia la distribución de los esfuerzos principales que soporta el eslabón. El valor máximo corresponde a 317 MPa, y se localiza en el punto crítico Q señalado por la flecha para el análisis de falla del eslabón por fatiga.

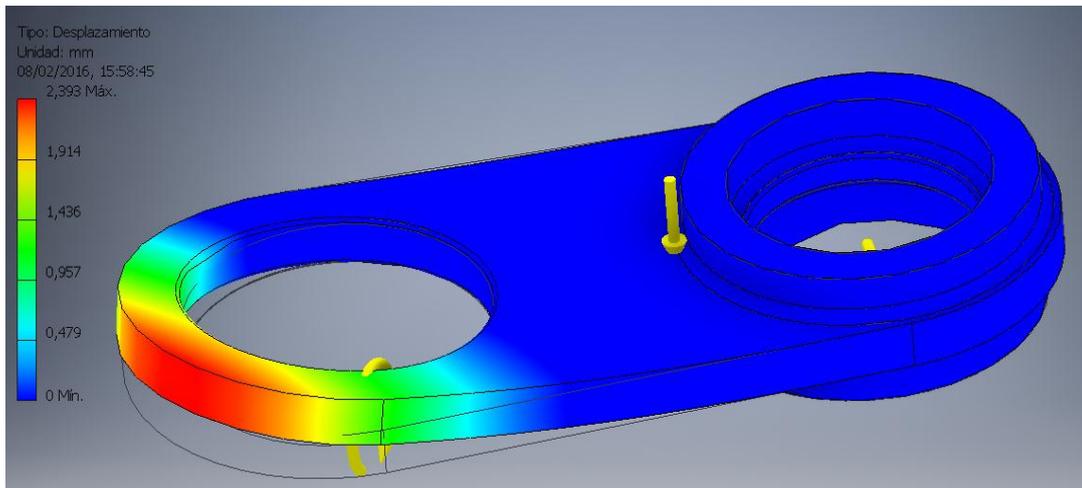


Figura 2.41 Deformación en el Eslabón CC

En la figura 2-41 se observa la deformación que experimenta el eslabón al ser sometido a las cargas de trabajo. En la figura 2-42 se aprecia como varía el factor de seguridad según la geometría del modelo siendo el mínimo valor 2.17, y corresponde al punto encerrado en el círculo rojo.

En la figura 2-43 se muestra un diagrama de cuerpo libre del nodo izquierdo del eslabón CC realizando un corte en el punto crítico el cual es representado como Q.

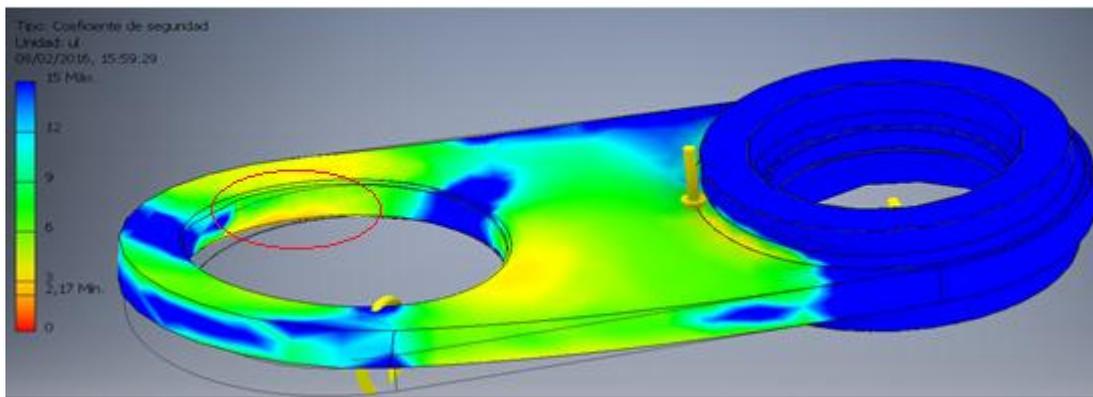


Figura 2.42 Factor de seguridad en el eslabón CC

De acuerdo a la Tabla 2.20 que muestra las cargas aplicadas al nodo C y aplicando las condiciones de equilibrio los valores de las reacciones en el plano de corte son las siguientes magnitudes:

Tabla 2.20 Cargas Actuando en el Nodo C

	Cargas (kN)			Momentos (kNm)		
	x	y	z	x	y	z
Fuerzas Actuando en el Eslabon CC						
1	0	0	28.93	0	1.92	2.9

Fuente: Autor

De acuerdo a la siguiente figura en el punto crítico Q del eslabón CC están Actuando las siguientes Fuerzas donde El espesor $\overline{AB} = 0.026 \text{ m}$, ancho $\overline{BD} = 0.230 \text{ m}$.

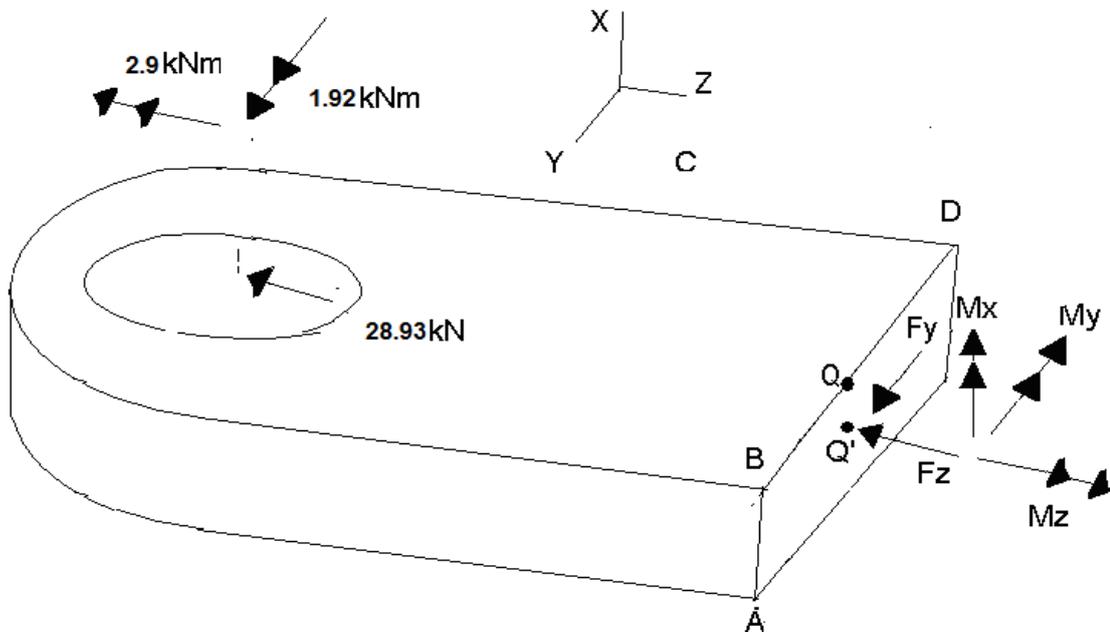


Figura 2-43 D.C.L del eslabón CC cortado en el punto crítico Q.

Fuente: Autor

Esfuerzo Axial Eje Z :

$$A = 0.026 * 0.23 = 0.00598 \text{ m}^2$$

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} = 28.93 \text{ KN} / 0.00598 \text{ m}^2 = 4.83 \text{ MPa} \quad \text{Ecu 2-57}$$

El esfuerzo generado por momento flector My Ecuación 2-58:

$$\sigma_z = \frac{M_y * c}{I}$$

$$\sigma_z = \frac{1.92 * 10^3 \text{ Mm} * \frac{0.026 \text{ m}}{2}}{\frac{bh^3}{12}}$$

$$\sigma_z = \frac{1.92 * 10^3 \text{ Mm} * \frac{0.026 \text{ m}}{2}}{\frac{0.23 * (0.026)^3}{12}}$$

$$\sigma_z = 107 \text{ MPa}$$

El momento Mz genera un esfuerzo cortante en el plano XY que es de:

$$\tau = \frac{M_z}{Q} \quad \text{Ecu 2-59}$$

Por ser el eslabón una sección cuadrada el factor Q representa una función de geometría de la sección transversal y se calcula a continuación Ecu 2-60:

$$Q = \frac{8a^2b^2}{3a+1.8b} \quad \text{Ecu 2-60}$$

$$Q = \frac{8(0.115)^2(0.013)^2}{3(0.115)+1.8(0.013)}$$

$$Q = 4.85 * 10^{-3} m^3$$

$$\tau = \frac{M_z}{Q}$$

$$\tau_{xy} = \frac{2900Nm}{4.85 * 10^{-3} m^3}$$

$$\tau_{xy} = 59.75 MPa$$

Para calcular el esfuerzo resultante Aplicamos el criterio de energía de deformación total de Von Mises Ecu 2-60:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{Ecu 2-60}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(107 + 4.83)^2 + 3(59.75)^2}$$

$$\sigma_{vm} = 152.39 MPa$$

Por lo tanto el esfuerzo total que está actuando en el Punto Q es de 152.39 MPa muy por debajo el Esfuerzo de fluencia del material elegido Acero Aisi 4340 Bonificado que es de 689MPa con lo que obtenemos un factor de seguridad de:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{vm}} \quad \text{Ecu 2-61}$$

$$N = \frac{689MPa}{152.39MPa}$$

$$N = 4.5$$

Diseño de Ménsula CC: En la Figura 2-44 se muestra el diseño de forma de la ménsula CC. Después se definen las cargas Tabla 2.18 que soporta cada ménsula. Las cargas son de igual magnitud pero opuestas en signo por la tercera ley de Newton a las reacciones que soportan las regiones 3 o 4 del

eslabón CC tales valores son mostrados en la Tabla 2.21. Luego se dimensiona un modelo sólido basado con las medidas indicadas . Las dimensiones de la ménsula CC ,se las determina considerando la geometría de las regiones salientes 3 o 4 del eslabón CC.

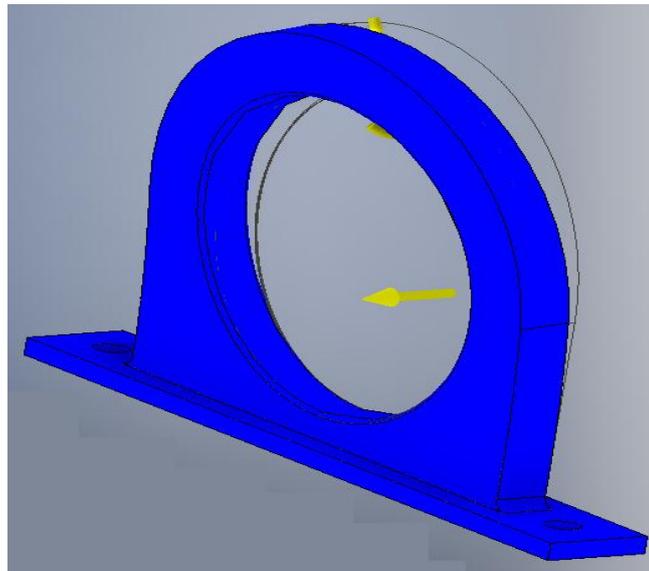


Figura 2-44 Diseño de Forma de una ménsula CC.

Fuente: Autor

Las dos ménsulas son las que transmitirán las cargas generadas en los puntos C de las flechas porta rodillo lateral e intermedia a la estructura del bastidor.

Tabla 2.21 Cargas en una Ménsula CC.

Fuerzas Actuando en La Mensula	Cargas (kN)			Momentos (kNm)		
	x	y	z	x	y	z
1	0	22,88	28,93	0.03	-0,12	2.9

Fuente: Autor

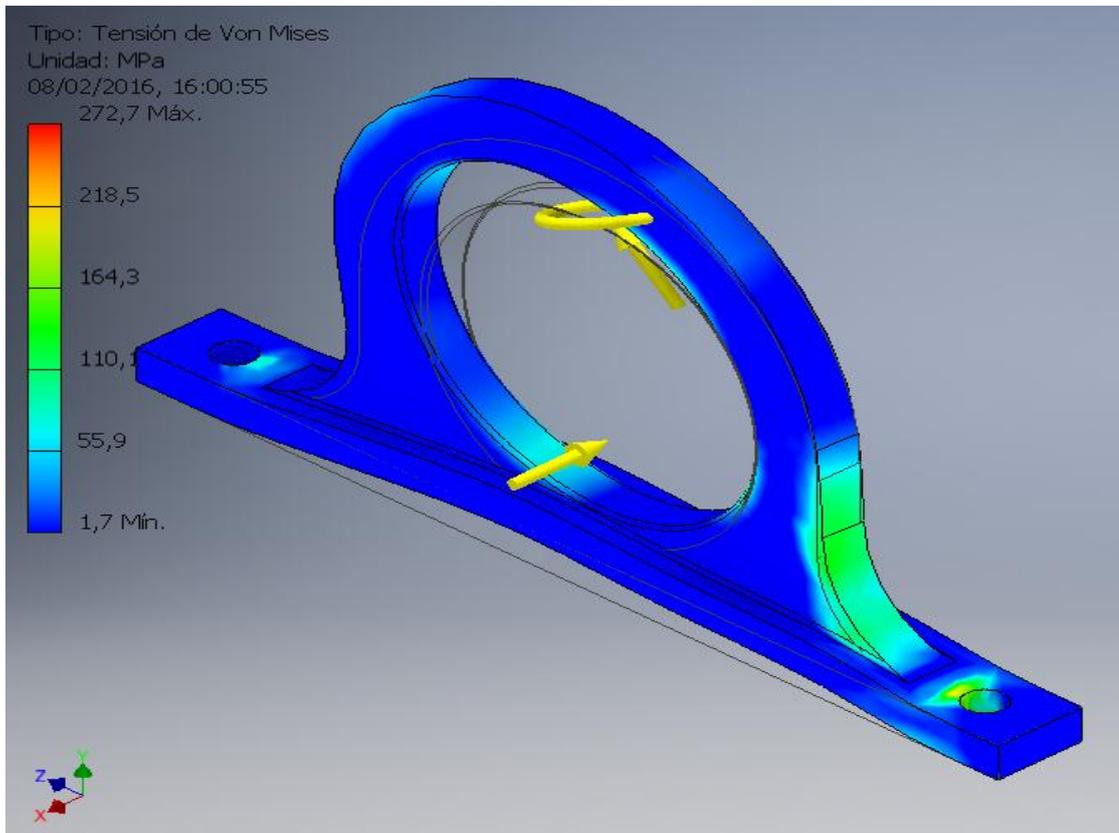


Figura 2-45 Esfuerzos de Von Mises en la ménsula CC.

En la figura 2-45 se aprecia la distribución de los esfuerzos principales en la ménsula CC siendo 272 MPa el mayor esfuerzo principal.

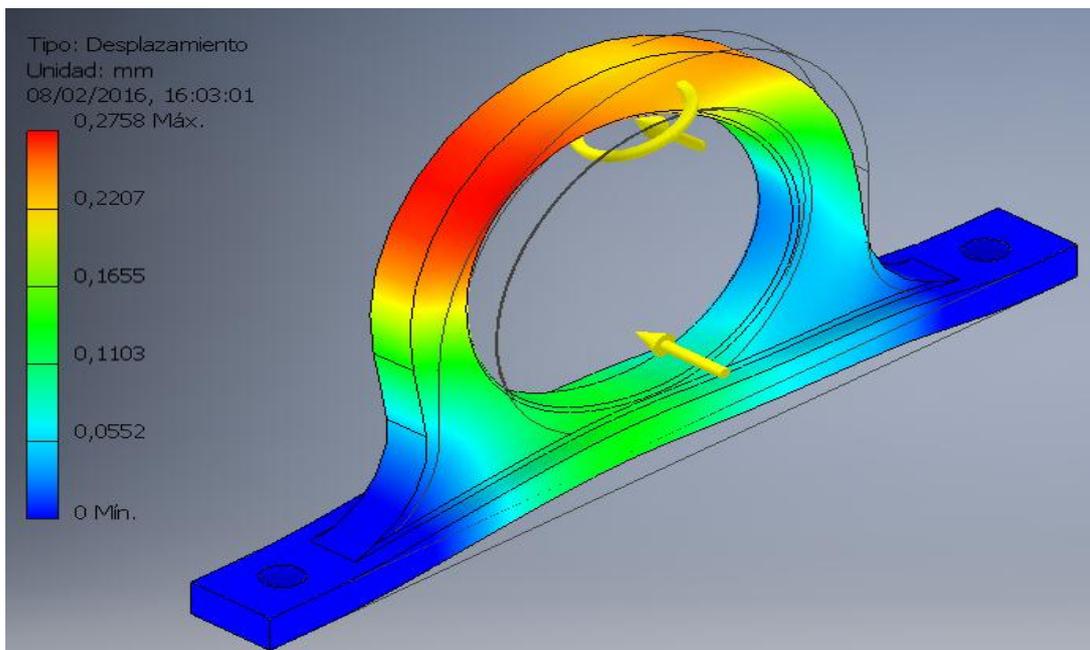


Figura 2-46 Deformación en una ménsula CC

En la figura 2-46 se observa la deformación que experimenta la ménsula al ser sometida a las cargas de trabajo y La Figura 2-47 indica como varía el factor de seguridad según la geometría del modelo siendo el mínimo valor del factor de seguridad 2.33.

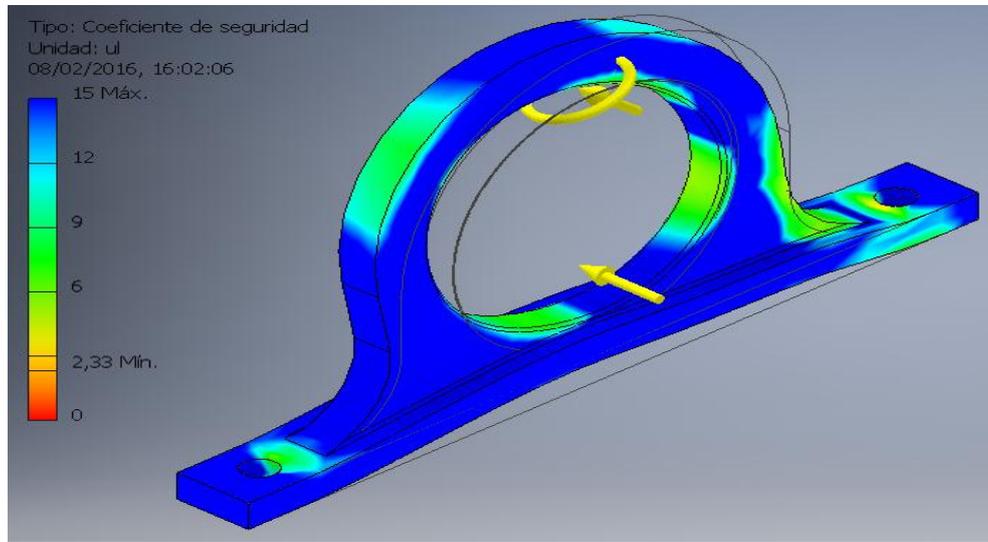


Figura 2-47 Factor de seguridad de la Ménsula CC

2.3 Determinación de los Esfuerzos en las Matrices.

Se aplica diseño asistido por computadora para determinar si las dimensiones y el material seleccionado cumplen con los factores de seguridad de las matrices al recibir cargas de magnitud igual a la fuerza de deformación plástica calculada en la sección 2-4

En la Figura 2.48 se aprecia las matrices a diseñar y elementos auxiliares para su montaje en el eje correspondiente.

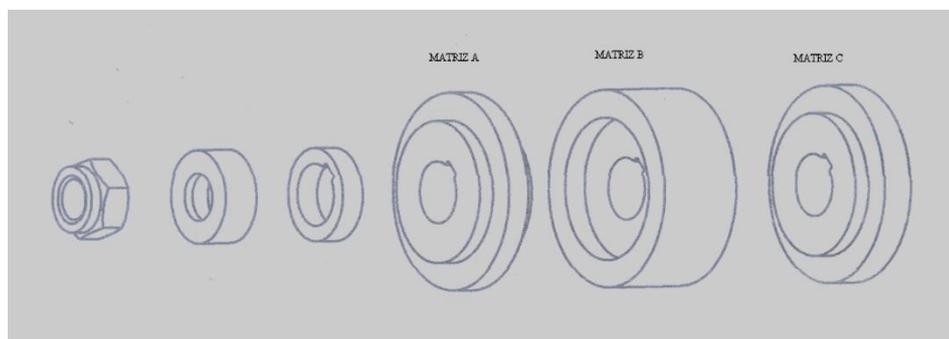


Figura 2.48 Diseño de Matrices.

Fuente: Catalogo de máquinas Curvadoras FC casanova.

En los planos 3 se dan las dimensiones de las matrices A y C que corresponden al eje porta rodillo central por ser los elementos que van a soportar la mayor carga. Las dimensiones valores que fueron asignados de acuerdo a la capacidad de curvatura de la máquina y la longitud del eje porta-matriz. Las matrices A y C son las utilizadas para deformar el perfil que UPN 100 figura 2-49. El cual presenta un módulo de sección $S_x = 41.2 \text{ cm}^3$ muy cercano al valor de diseño $S = 45 \text{ cm}^3$.

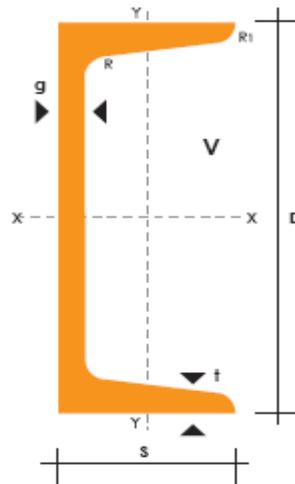


Figura 2.49 Perfil Seleccionado para Evaluar las Matrices.

Se seleccionó el acero A36 por ser un material de fácil disponibilidad en nuestro medio. Al evaluar computacionalmente se observan en las figura 2-50 el esfuerzo equivalente y la deformación que experimenta los rodillos. En las mencionadas figuras queda claro que los esfuerzos que soportan las matrices es muy inferior a la resistencia a la fluencia del acero A36 material propuesto para construir los rodillos

La carga P se reparte proporcionalmente en los rodillos B y C y se analiza sus resistencias por separado:

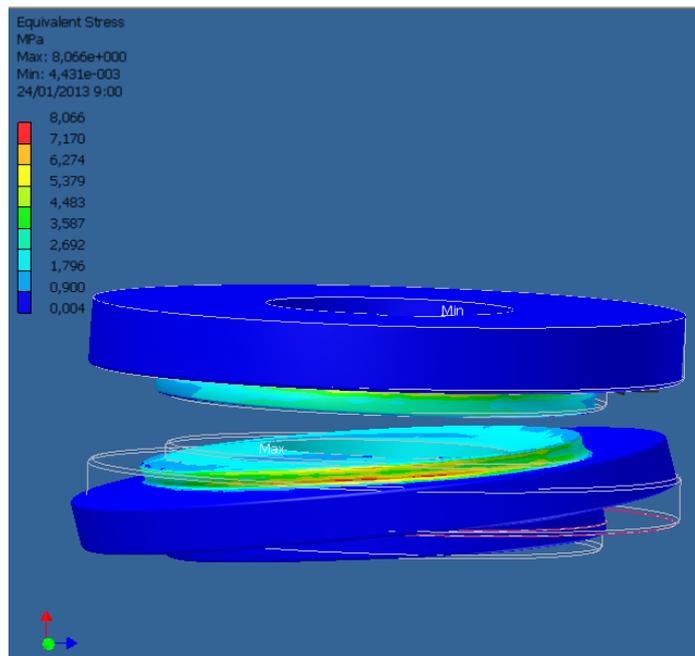


Figura 2.50 Esfuerzo En los Rodillos Deformadores

Fuente : Autor

El máximo esfuerzo actuando sobre los rodillos es de 8 MPa y está muy por debajo del límite de fluencia del acero A36.

2.4. Sistema Motriz

Para seleccionar el motor se considera factores básicos como velocidad rotacional la potencia y torque máximo requeridos por la carga. Se selecciona un motor reductor considerando que la velocidad angular del árbol al que debe acoplarse el motor es relativamente baja $\omega_p = 0.73 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ (6.97 RPM) y la máxima potencia requerida H_r es de 6.29 kW, ambos valores fueron calculados en la sección 2.2.1. El par torsional que debe proporcionar el motor $T_m = 8.61 \text{ kNm}$ fue determinado en la sección 2.2.2.

2.4.1 Selección del Moto reductor.

Para seleccionar el motor reductor se aplica el siguiente procedimiento descrito en el catálogo de moto reductor.

Se determina el factor de servicio f_s . De Figura 2-51 f_s es un valor numérico que describe aproximadamente la inevitable reducción de servicio por las condiciones diarias de operación la variación de carga y sobrecargas en operación y se considerara que la maquina trabaja 8 horas por día y tendrá 25 arranques por hora en un punto intermedio entre carga uniforme y carga con choque moderado.

El factor de servicio determinado bajo esas condiciones es 1.4.

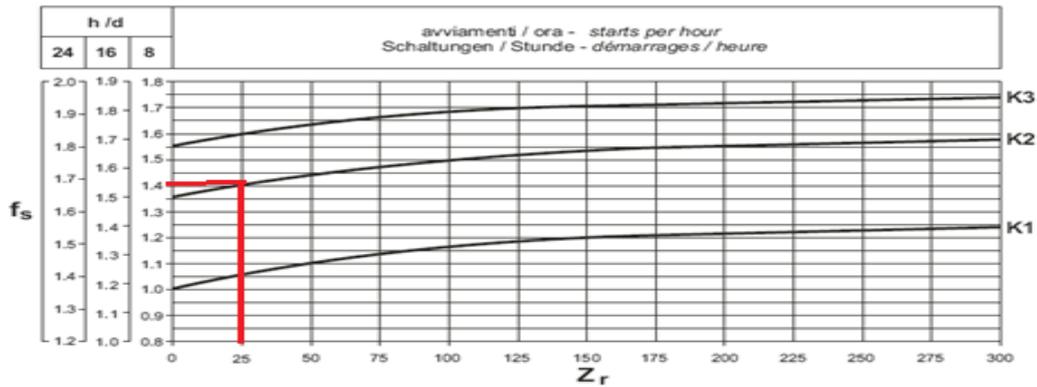


Figura 2-51 Selección del Factor de servicio fs para Moto reductores

Fuente: Catálogo de Moto reductores Bonfiglioli.

Se calcula la potencia de entrada Pr1 con la ecuación 2-52 , utilizando los valores del torque requerido Tr2, la velocidad de salida del motor reductor np, y el rendimiento dinámico η

$$Pr1 = Tr2 * np / (9550 * \eta) \text{ kW} \quad \text{Ec 2-52}$$

$$Pr1 = 8620 \text{ Nm} * 6.97 \text{ rpm} / (9550 * 0.94) = 6.69 \text{ Kw}$$

Se escoge del catálogo el motor reductor que corresponda a una potencia normalizada Pn y se debe cumplir la condición Pn>Pr1.

Dada estas condiciones se decidió elegir el motorreductor de 11 kW con motor integrado A904-209.0S4M4LC4.Cuyas características son mostradas en la figura 2-52.

Conociendo el par de salida Tr2 requerido por la aplicación se procede a la definición del par de cálculo Tc que cumple la condición Tn2 >Tc=Tr2 * fs.

Después se verifica que el torque nominal de salida Tn2 es mayor que el par Tc.

$$Tn2= 13577 \text{ Nm} > 8620 \text{ Nm} * 1.4=12068 \text{ Nm}$$

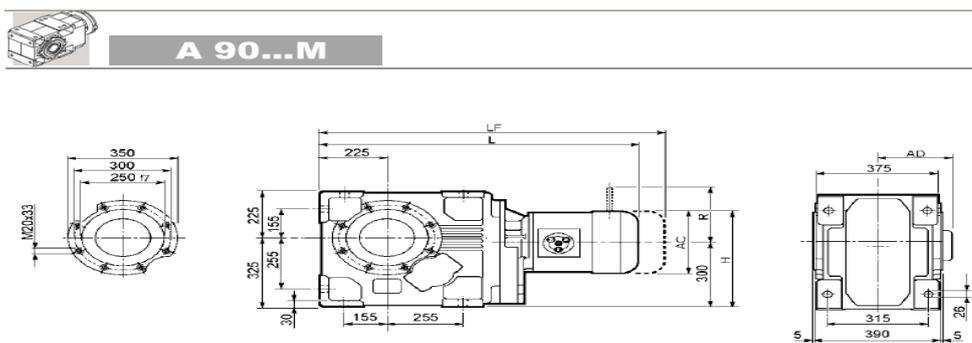


Figura 2-52. Dimensiones del Moto reductor Seleccionado.

Fuentes: Catalogo moto reductores Bonfiglioli

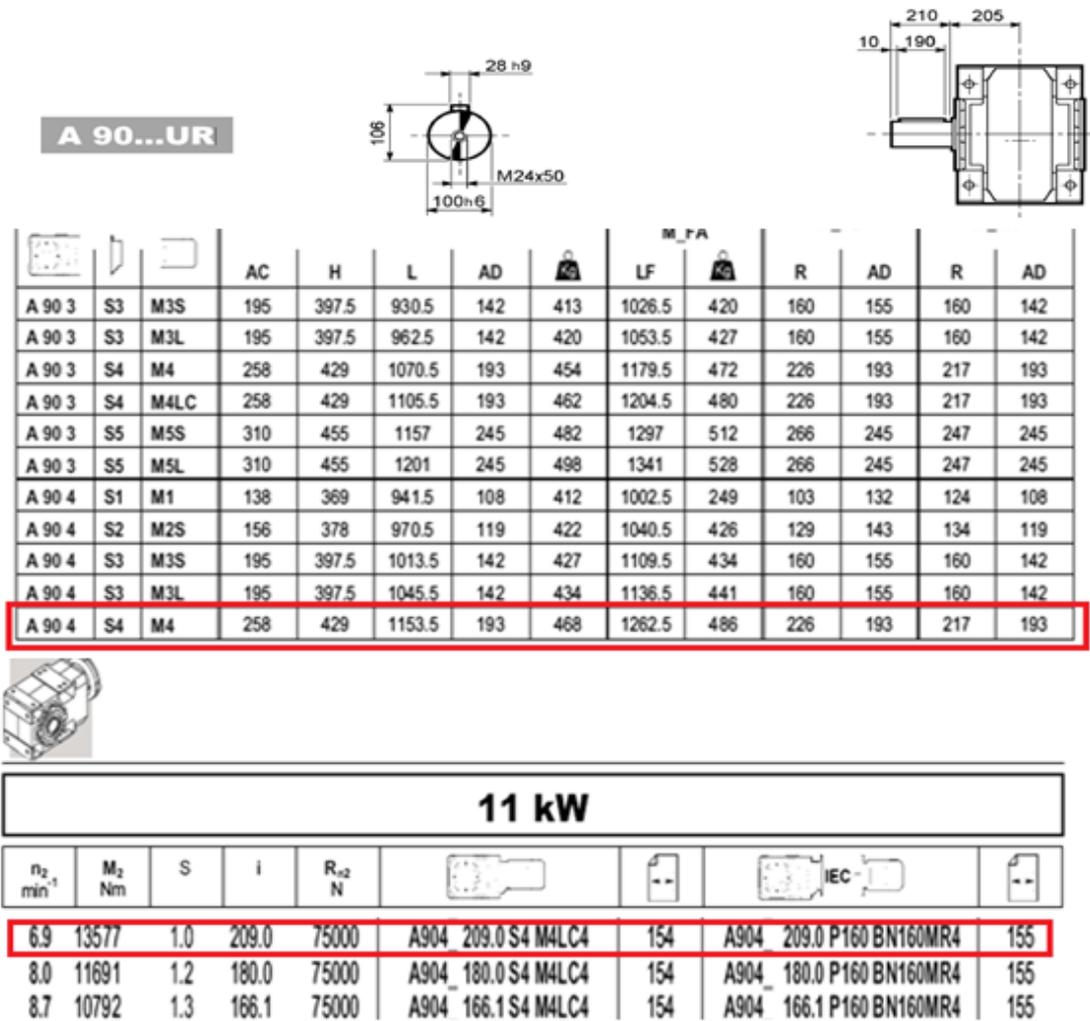


Figura 2.53 Selección del Catálogo de Moto reductores

Fuente: Catalogo de Moto reductores de Bonfiglioli

2.4.2 Selección del acoplamiento.- Se selecciona el acoplamiento

Considerando primero las características de las maquinas impulsora e impulsada.

Maquina motriz:

- Motorreductor de 11 kw
- Par nominal = 13577 Nm
- Diámetro= 106 mm
- Longitud de eje = 210 mm

Maquina curvadora de perfiles metálicos:

- Diámetro= 150mm

- Longitud de eje = 220 mm
- Marcha irregular, inercia pequeña, $K1=1.2$
- Se estima 10 arranques por hora, $K2=1.1$
- Se estima que la máquina trabajaría de 2 horas diarias, $K3=0.9$

Par nominal de acoplamiento (TCN)= $8.6 \text{ KNm} \cdot K1K2K3$

$$\text{TCN} = 10.22 \text{ kNm.}$$

Considerando el catálogo de acoplamientos Paulstra, se selecciona. Un acoplamiento AXOFLEX 615440 VER CATALOGO A

2.5. Sistema hidráulico

El cilindro hidráulico, es seleccionado del catálogo Caterpillar, con la aplicación previa de los siguientes pasos:

Se preselecciona un cilindro de stroke máximo=350 mm que corresponde a un diámetro interno (B) = 75 mm y una presión $P= 210 \text{ Bar}$

Diámetro del vástago (R) = 40 mm

2.5.1 Selección del Cilindro Hidráulico

Se selecciona un cilindro de stroke máximo=350 mm de acuerdo a las dimensiones de carrera del Eje lateral el mismo que corresponde a un diámetro interno (B) =75 mm y una presión de trabajo de $P= 210 \text{ Bar}$.

Calculo de la Fuerza de Extensión del Cilindro

La siguiente Figura Muestra la fuerza requerida para deformar plásticamente un perfil, esta fuerza fue calculada en la sección 2.2.4, y es la fuerza que debe ejercer el cilindro.

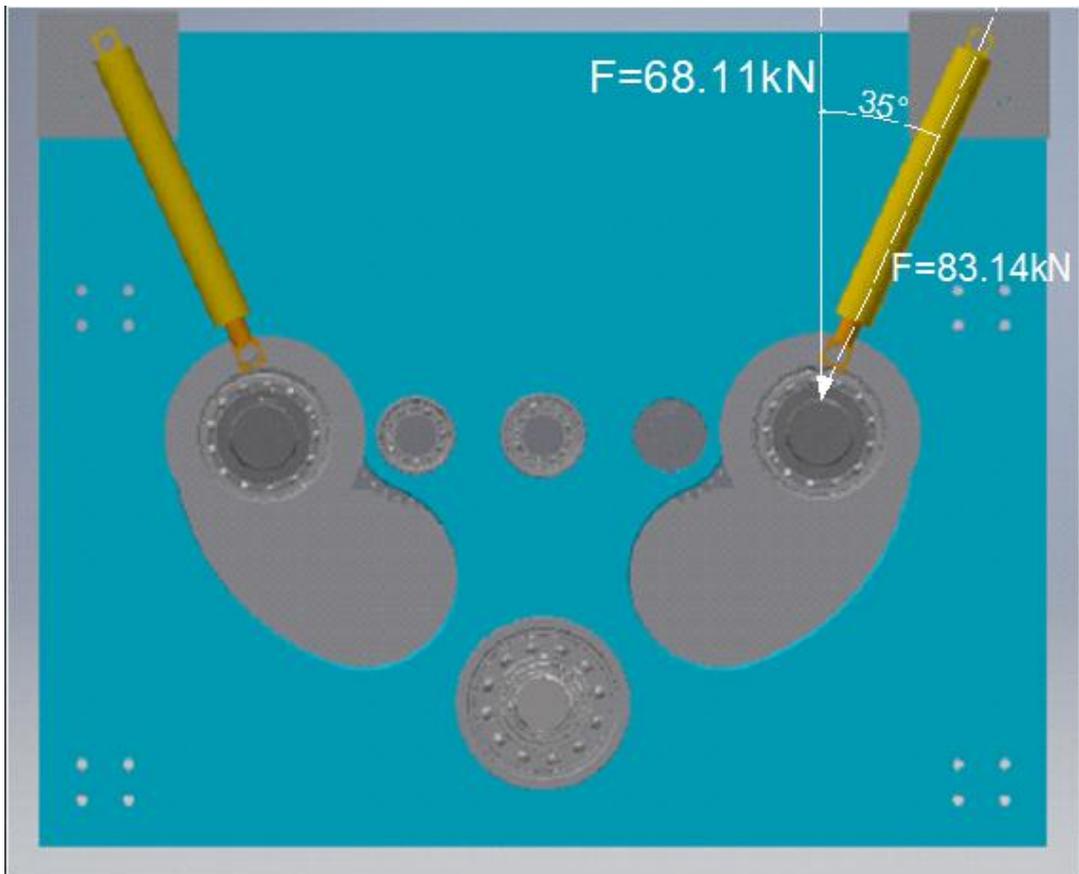


Figura 2.54 Fuerza de Extensión del Cilindro Hidráulico

Para calcular la Fuerza de Extensión Utilizamos la siguiente formula:

Fuerza de extensión:

$$F = \pi * 210(\text{Bar}) * 75^2(\text{mm}) / 40000 \quad E_c \quad 2-53$$

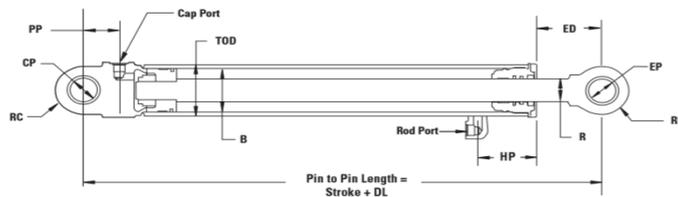
$$\mathbf{F=92kN}$$

La Fuerza de extensión tiene que ser mayor o igual a la Fuerza requerida $P=83\text{kN}$ necesaria para curvar perfiles metálicos con lo que Obtenemos:

Fuerza de Extensión \geq Carga max. Estimada(83 kN)

Fuerza de extensión $\geq 83\text{kN}$

$92\text{kN} \geq 83\text{kN}$



Bore (B)	Rod (R)	TOD	PP	HP	ED	DL	Max Pin to Pin Length	Max Stroke	Max Extension Length	Pressure Rating Bar (psi)	Rod End Port Size
50	30	60	32	79	53	264	564	300	864	311 (4500)	6 PORT
55	30	65	32	84	53	269	519	250	769	308 (4450)	6 PORT
	40	65	32	84	53	269	869	600	1469	311 (4500)	6 PORT
60	30	70	40	84	58	284	534	250	784	221 (3200)	8 PORT
	35	70	40	84	58	303	653	350	1003	166 (2400)	8 PORT
65	35	76	40	74	58	293	593	300	893	311 (4500)	8 PORT
	40	76	40	82	58	301	751	450	1201	311 (4500)	8 PORT
	45	76	40	82	58	301	951	650	1601	311 (4500)	8 PORT
70	35	82	40	82	58	285	535	250	785	276 (4000)	8 PORT
	40	82	40	82	58	285	685	400	1085	290 (4200)	8 PORT
	45	82	40	82	58	285	885	600	1485	311 (4500)	8 PORT
75	40	87	40	82	58	302	652	350	1002	218 (3150)	8 PORT
	45	87	40	82	58	302	852	550	1402	232 (3350)	8 PORT
	50	87	40	82	105	349	999	650	1649	245 (3550)	8 PORT

Figura 2-55 Selección de Cilindro Hidráulico
Fuente: Cilindros Caterpillar

2.5.2 Cálculo de la Fuerza de Retorno del Cilindro Hidráulico

Para Determinar la Fuerza de Retorno Utilizamos la Siguientes Relación:

Fuerza de retorno es igual a:

$$Fr = P(\text{Bar}) * (\pi (B^2 - R^2) / 40000) \quad \text{Ec 2-54}$$

$$Fr = 210(\text{bar}) * (\pi (75^2 - 40^2) / 40000) = 66\text{kN}$$

La fuerza calculada es mayor que a fuerza estimada de retorno > fricción estimada = 1kN por lo que si satisface los requerimientos:

$$Fr = 66\text{kN} > 1\text{kN}$$

Cálculo de la Presión de Trabajo

Para determinar la presión de trabajo del sistema la seleccionamos en base de la fuerza de curvado requerida y a la geometría del Cilindro Hidráulico con lo que obtenemos:

$$\text{Presion (bar)} = (\text{Force (kN)} \times 40,000) / \pi \times (\text{Bore diameter(mm)})^2$$

$$\text{Presion (bar)} = (78(\text{kN}) \times 40,000) / \pi \times (75(\text{mm}))^2$$

$$\text{Presión} = 176 \text{ Bar} < \text{Presión nominal del cilindro}$$

Cálculo del Tiempo de Extensión del Pistón

Para calcular el tiempo de extensión se relaciona la carrera del Cilindro con la velocidad de accionamiento del Hidráulico:

$$\text{Tiempo (min)} = \text{carrera (m)} / \text{velocidad estimada (m/min)}$$

$$\text{Tiempo (min)} = 0.35(\text{m}) / 1.63(\text{ m/min}) = 0.214 \text{ min}$$

Cálculo del Flujo Hidráulico Requerido

Para determinar el Flujo de Necesario en Lit/Min para el avance del cilindro utilizamos la siguiente relación:

$$\text{Flujo (lpm)} = \pi \times 350(\text{mm}) \times (75(\text{mm}))^2 / 4,000,000 \times 0.216(\text{min})$$

$$F(\text{lpm}) = 7.2 \text{ lit/min}$$

Para determinar el Tiempo de Retorno del vástago en (Min) utilizamos la siguiente relación:

$$\text{Tiempo de Retorno (min)} = \pi \times \text{Stroke}(\text{mm}) \times ((B(\text{mm}))^2 - (R(\text{mm}))^2) /$$

$$4,000,000 \times \text{Flujo (lit/min)}$$

$$\text{Tiempo de Retorno (min)} = \pi \times 350(\text{mm}) \times ((75(\text{mm}))^2 - (40(\text{mm}))^2) /$$

$$4,000,000 \times 7.2 (\text{lit/min})$$

$$\text{Tiempo de Retorno (min)} = 0.15 \text{ min}$$

Se selecciona una bomba Bosch Rexroth de engranes con dentado interior PGF1 Tamaño constructivo 5 con las siguientes características:

Tamaño constructivo								PGF1
Tamaño nominal			1,7	2,2	2,8	3,2	4,1	5
Cilindrada	V_g	cm^3	1,7	2,2	2,8	3,2	4,1	5
Velocidad de rotación	n_{min}	min^{-1}	600	600	600	600	600	600
	n_{max}	min^{-1}	4500	3600	4000	3600	3600	3600
Presión de servicio intermitente		bar	210	250	250	250	250	210
Caudal	q_v	l/min	2,4	3,2	4,1	4,6	6	7,2
Masa	m	kg	0,8	0,9	1	1	1,1	1,3

Figura 2.56 Característica de la Bomba Seleccionada

Fuente: www.boschrexroth.com

Cálculo de la Potencia requerida del Motor Eléctrico.

Para calcular la potencia requerida para accionar la bomba hidráulica se utiliza siguiente formula:

$$\text{Pot} = \frac{P \cdot Q}{\eta} \quad \text{Ec 2-55}$$

Donde:

Pot=Potencia Requerida

P=Presión de Operación

Q=Caudal requerido (7.2lit/min)

$\eta = \text{Eficiencia (0.72)}$

En base a los datos anteriores tenemos:

$$Pot = \frac{210\text{Bar} * 3\text{lit}/\text{min}}{0.72}$$

$$Pot = \frac{210\text{Bar} \left(\frac{10^5\text{Pa}}{1\text{Bar}}\right) * \left(\frac{7.2\text{lit}}{\text{min}} * \frac{1\text{m}^3}{1000\text{lit}} * \frac{1\text{min}}{60\text{seg}}\right)}{0.72}$$

$$Pot = 3500\text{Watts}$$

$$Pot = \frac{3500\text{Watts}}{745\text{Watts}}$$

$$Pot = 4.69\text{hp}$$

Con lo que seleccionamos un motor de siemens 5 Hp, trifásico 230 V y 1800 rpm ver Apéndice E

2.5.3 Sistema de Mando Hidráulico:

Condiciones de Mando Hidráulico.

- El tanque Hidráulico contiene fluido usado por el mecanismo generalmente Aceite ISO VG46.
- Cada cilindro Hidráulico Accionara una fuerza de 83Kn.
- Al Activar la válvula permitirá el paso del Fluido para que el sistema Actué levantando la Fuerza determinada.
- Cada cilindro Hidráulico se accionara de forma independiente y uno a la vez.
- El sistema cuenta con una válvula de alivio de presión conectada a la línea de principal.

Circuito Hidráulico.

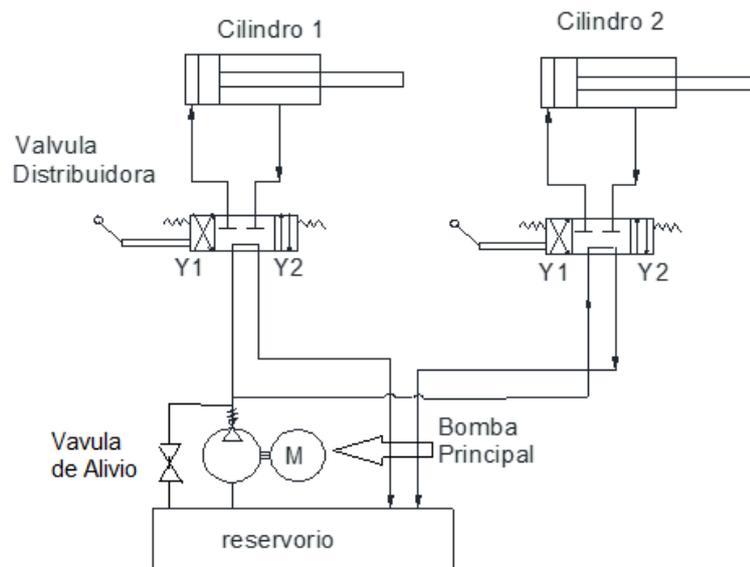


Figura 2-57 Diagrama del Circuito Hidráulico de la Máquina Curvadora de Perfiles Metálicos

Características del Circuito Hidráulico .-

- Se utilizara dos válvulas mecánicas de 4 vías 3 posiciones una para cada cilindro para la derivación del fluido hidráulico hacia los cilindros.
- El sistema consta de una válvula de alivio en la línea principal como medida de seguridad del sistema.
- La Bomba Instalada es una Bomba Bosch rexroth de 210 Bar de presión de operación y caudal de 7 litros/min.
- Cilindros Hidráulicos de Doble Acción de $\phi 75\text{mm}$ de diámetro y 350mm de carrera.
- Un motor Eléctrico de 5 Hp 1800 rpm 230V.

2.6 Sistema de Lubricación

En la maquina curvadora de perfiles metálicos los elementos de la transmisión tales como rodamientos y engranes deben lubricarse para mantener su vida útil. Un método común es un baño de aceite a los engranes encerrados en una caja apropiada para tal fin. Pero en el presente diseño no fue considerada una envoltura de ese tipo para los diez engranes que constituyen el sistema de transmisión.

Considerando la facilidad de que los engranes rotan a baja velocidad, 6 rpm, y en consecuencia también los rodamientos acoplados a los ejes, el elemento lubricante a utilizar es grasa. Del catálogo SKF el lubricante seleccionado es LGHB2 esta grasa se utiliza en elementos que transmiten altas cargas.

El aplicación de la lubricación del sistema debe ser periódico aprovechando que las paredes laterales de la maquina son fácilmente removibles, consideración importante en el diseño del bastidor que es tratado en la sección 2-7

2.7 Diseño de Bancada.

En esta sección se trata del diseño adecuado de la bancada que va soportar todos los elementos que debe reunir la máquina para su funcionamiento en base del diseño de forma y de las características geométricas de los componentes analizados en las secciones anteriores de este capítulo y las cargas más importantes que estos componentes experimentan .

En las figuras 2.58, 2.59 y 2.60 se muestran respectivamente el Diseño de forma de la Mesa de trabajo y las formas exterior e interior de la estructura de la máquina curvadora de perfiles metálicos, también se encuentra numerado los puntos donde Actúan las Cargas:

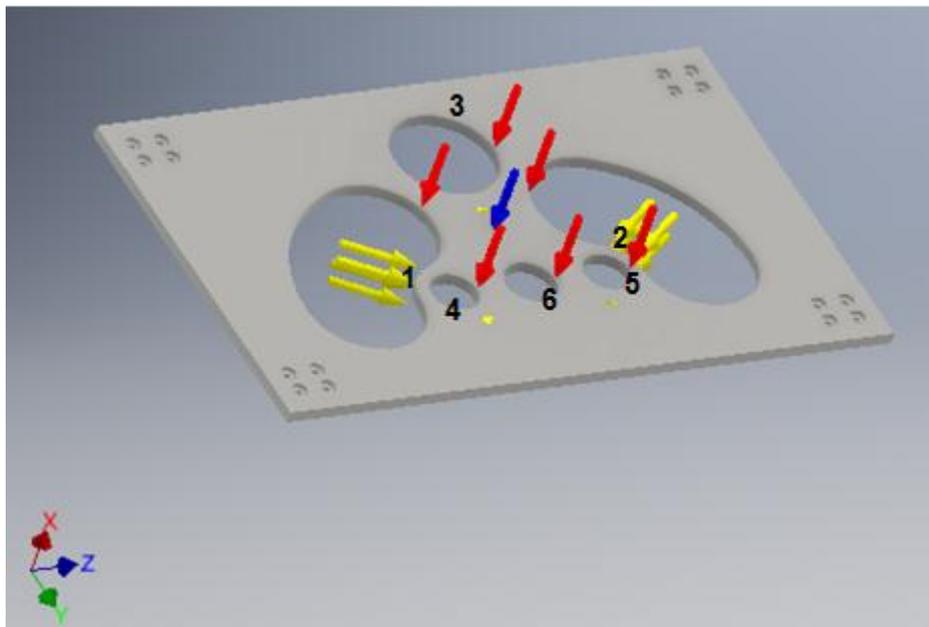


Figura 2.58 Diseño de Forma de la Mesa de Trabajo

En la Siguiete figura se puede observar las cargas actuando sobre la mesa de trabajo y el Esfuerzo al que está sometida, siendo el máximo esfuerzo de

55.47MPa muy por debajo del Esfuerzo de Fluencia del material al Elegir como material Acero A36 es de 250 MPa.

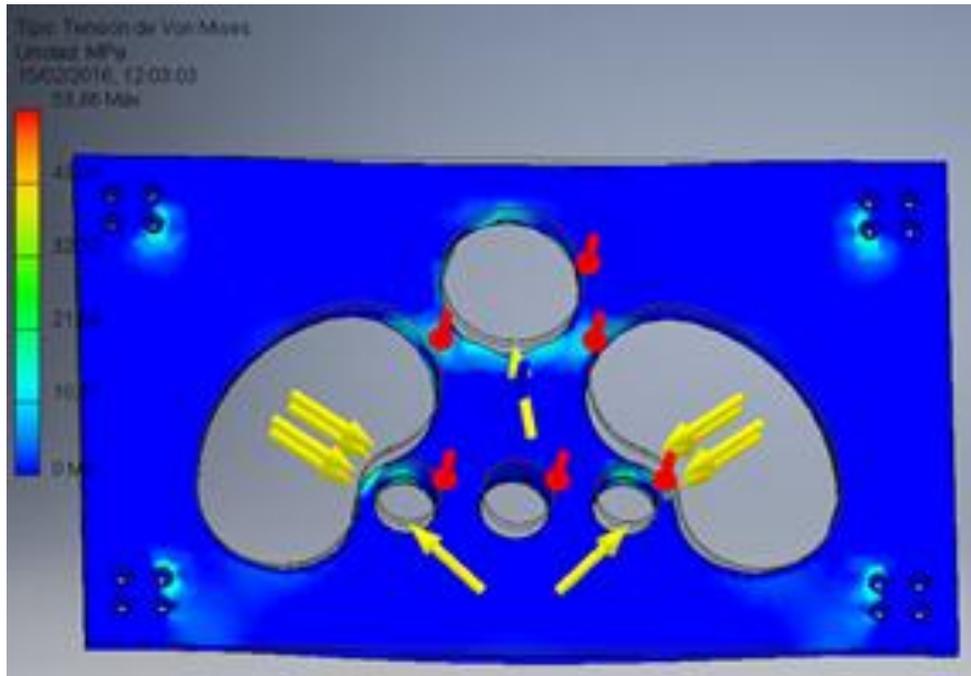


Figura 2.59 Análisis de Esfuerzos en la Meza de Trabajo

Al Realizar el Análisis de deformación en la mesa de Trabajo se determinó que la máxima deformación en la mesa es de 0.5 mm un valor muy bajo que no va a ocasionar problemas de funcionamiento en el Equipo.

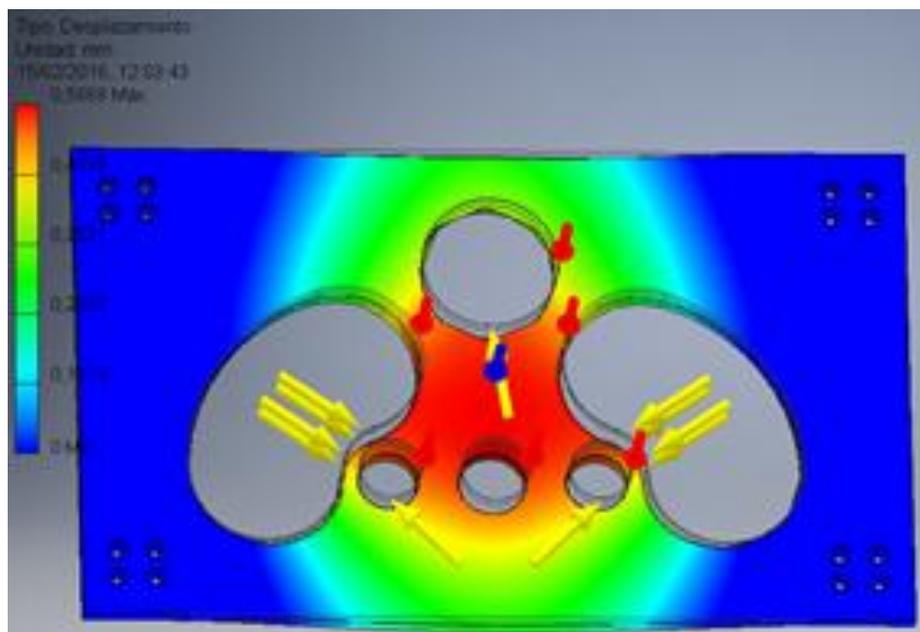


Figura 2.60 Análisis de Deformaciones en la Meza de trabajo

En el Análisis se Calculó el Factor de Seguridad de la mesa, siendo el mínimo 4,4 valor aceptable para el diseño.

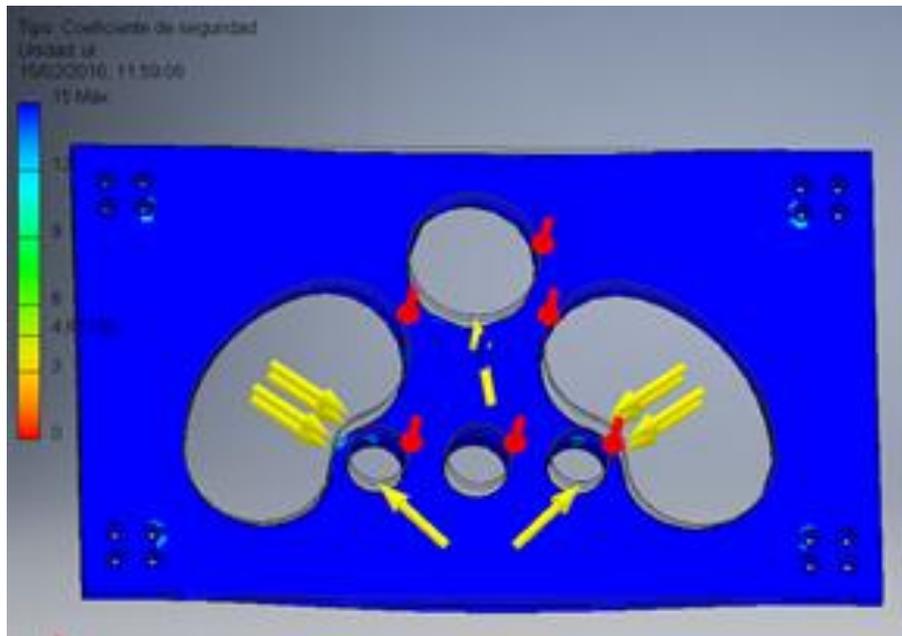


Figura 2.61 Coeficiente de Seguridad de La mesa de Trabajo

La de mayor área corresponde a la parte de la mesa que tiene las guías 1 y 2, para los ejes porta rodillos laterales. Los orificios 1,4,5 y 6 para el eje central, flecha motriz y las flechas intermedias respectivamente.

Las cargas que actúan sobre la mesa son aplicadas consideradas el peso de los arboles con sus elementos acoplados y las reacciones de mayor magnitud que soporta la mesa al deformar el perfil metálico, a continuación se muestra un resumen de las Fuerzas que están Actuando:

Tabla 2.22 Cargas Actuando sobre la Mesa de Trabajo.

Punto Analizado	Fuerza (kN)					
	1	2	3	4	5	6
X	-2	-2	-1	-1,50	-1,50	-1,50
Y	22,63	22,63	-64	-7,78	-7,78	0
Z	-22,63	22,63	-9,65	-7,78	7,78	0

Fuente: Autor

CAPITULO 3

3. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

En esta parte del proyecto se calcula el costo de la construcción de la maquina curvadora de perfiles metálicos diseñada en el capítulo dos y se realiza un cronograma de construcción. Se considera el costo de los materiales, Equipos y Manufactura del material e instalación de la Maquina

Previamente se muestra en la sección 3.1 el Diagrama de Gantt correspondiente a la construcción de la Maquina.

3.1 Diagrama de Gantt

El diagrama de Gantt también nos indica el progreso de la construcción de la Maquina Tarea, así como también programar estimar el tiempo de construcción y montaje de los elementos.

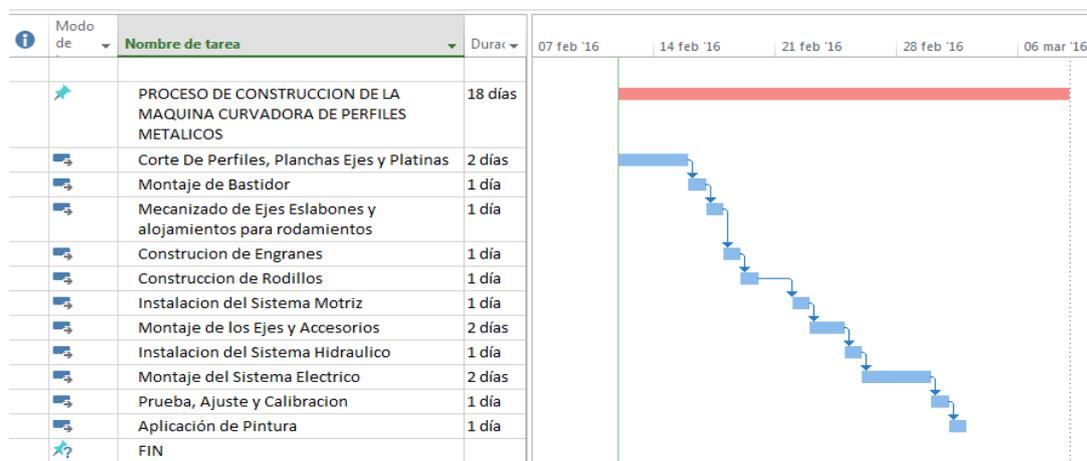


Figura 3.1 Diagrama de Gantt Construcción de Maquina Curvadora de Perfiles Metálicos

Fuente: Autor

Para el Presente proyecto se estimó 18 días de trabajo la construcción de la máquina.

3.2 Análisis de Costos

3.2.1 Costo de los Materiales

Se Procede a Realizar el Cálculo de los Costos de Construcción del Equipo.

Tabla 3.1 Resumen de Costos de Construcción del Equipo.

Costo del Material			
Descripción	Cantidad	Costo Unidad \$	Costo Total \$
Barra de Acero Para engranajes AISI 4340 ϕ 350 mm L760mm(kg)	573	5,95	3409,35
Barra de Acero Para engranajes AISI 4340 ϕ 200 mm L1001mm(kg)	246	17,84	4388,64
Plancha de Acero A36 Mesa de Trabajo 1550*1900 *35 mm	1	1230	1230
Perfil HEA 160 6m	1	300	300
Perfil HEA 100 6m	1	170	170
Plancha de Acero AIS1 1010 Cubiertas Laterales (m2)	10,64	20,41	217,2
Pernos M22*100	16	2,5	40
Subtotal			\$9755.15

Sistema de Transmisión			
Descripción	Cantidad	Costo Unidad \$	Costo Total \$
Rodamiento de Bolas NSK ϕ 80 mm	3	45	135
Rodamiento de Bolas NSK ϕ 120mm	2	140	280
Rodamiento de Bolas NSK ϕ 160mm	1	350	350
Rodamiento de Bolas NSK ϕ 85mm	2	75	150
Moto reductor 11 KW Bongiflioli 6 rpm	1	5300	5300
Acople Reductor Rexomega ϕ 150mm	1	1600	1600
Subtotal			\$7815.0

Sistema Hidráulico			
Descripción	Cantidad	Costo Unidad \$	Costo Total \$
Motor 5HP Siemens trifasico 3600rpm	1	714	714
Cilindro Hidráulico 250 Bar , ϕ 70mm Stroke 350mm	2	1500	3000
Bomba Hidráulica Bosch 2x Dentado Interior	1	1200	1200
Manguera Hidráulica 4500psi	4	202	808
Manometro Diametro 2 1/2 " Presión 10000 psi	1	122	122
Subtotal			\$5844.0

Costos de Manufactura			
Descripción	Cantidad	Costo Unidad \$	Costo Total \$
Engranés ϕ 240	6	500	3000
Engranés ϕ 340	4	600	2400
Árbol Porta Rodillo Central ϕ 160 L439mm	1	200	200
Árbol Porta Rodillo Lateral ϕ 130 L831mm	2	500	1000
Árbol Porta Intermedio ϕ 100 L475mm	2	300	600
Árbol Motriz ϕ 150 L710mm	1	400	400
Mecanización mesa de Trabajo	1	250	250
Mecanización Rodillos Deformadores	3	100	300
Aplicación de Pintura	1	100	100
Subtotal			\$8250.0

Costo de Diseño	\$1500.0
------------------------	-----------------

Costo Total \$	\$33164.15
-----------------------	-------------------

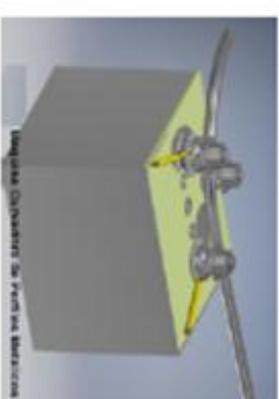
Realizando el análisis de Costos de Construcción Podemos Asegurar que la maquina Tiene una ligera ventaja en costo con respecto a importar una máquina del extranjero.

CAPITULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Construir esta máquina representa una ventaja competitiva respecto a importar una máquina de similar capacidad, debido que la sustitución de partes de la máquina se puede realizar fácilmente con partes disponibles en el Mercado Local.
- Otro Aspecto Importante es que se impulsa el Desarrollo de la Tecnología en el Ecuador con materiales y partes disponibles en el Mercado local y disminuye el Tiempo de Mantenimiento y reparación del Equipo al construir con material y asistencia técnica local.
- El tiempo estimado de construcción de una máquina en comparación a importarla representa una ventaja, comparado con la formalidad que estipulan los contratos y el tiempo requerido para la inspección de un representante de la compañía extranjera para verificar que se cumplan las condiciones de la garantía establecida.
- La utilización de Herramientas computacionales representa una gran ayuda debido a que se puede analizar interferencias en el ensamblaje, así como también se puede calcular rápidamente los esfuerzos principales, las deformaciones y factores de Seguridad del Elemento.
- El costo de construcción del Equipo Es Inferior que el de una máquina Importada en un monto de \$7000, por lo que representa una ventaja competitiva respecto a una máquina de procedencia extranjera.

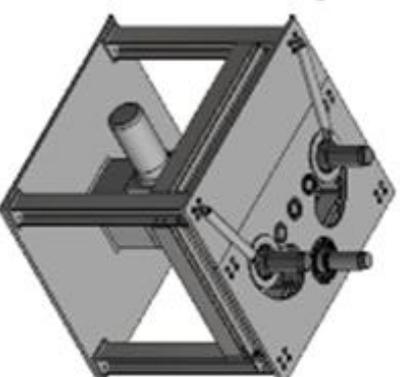
4 Maquina ensamblada.



2 Mesa de trabajo acoplada a las columnas y motorreductor sobre su base.



3 Instalacion del sistema de transmision , hidraulico y electrico.



1 Bastidor



ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES.

Dibujó:	FECHA:	NOMBRES
Revisó:		AUTORES
		M.S.c Jorge Marcial H.

PLANO

1

Masa (Kg):
2905



Escala:
1:20

Contiene: Montaje general de la maquina.

Materiales: Segun los respectivos planos.

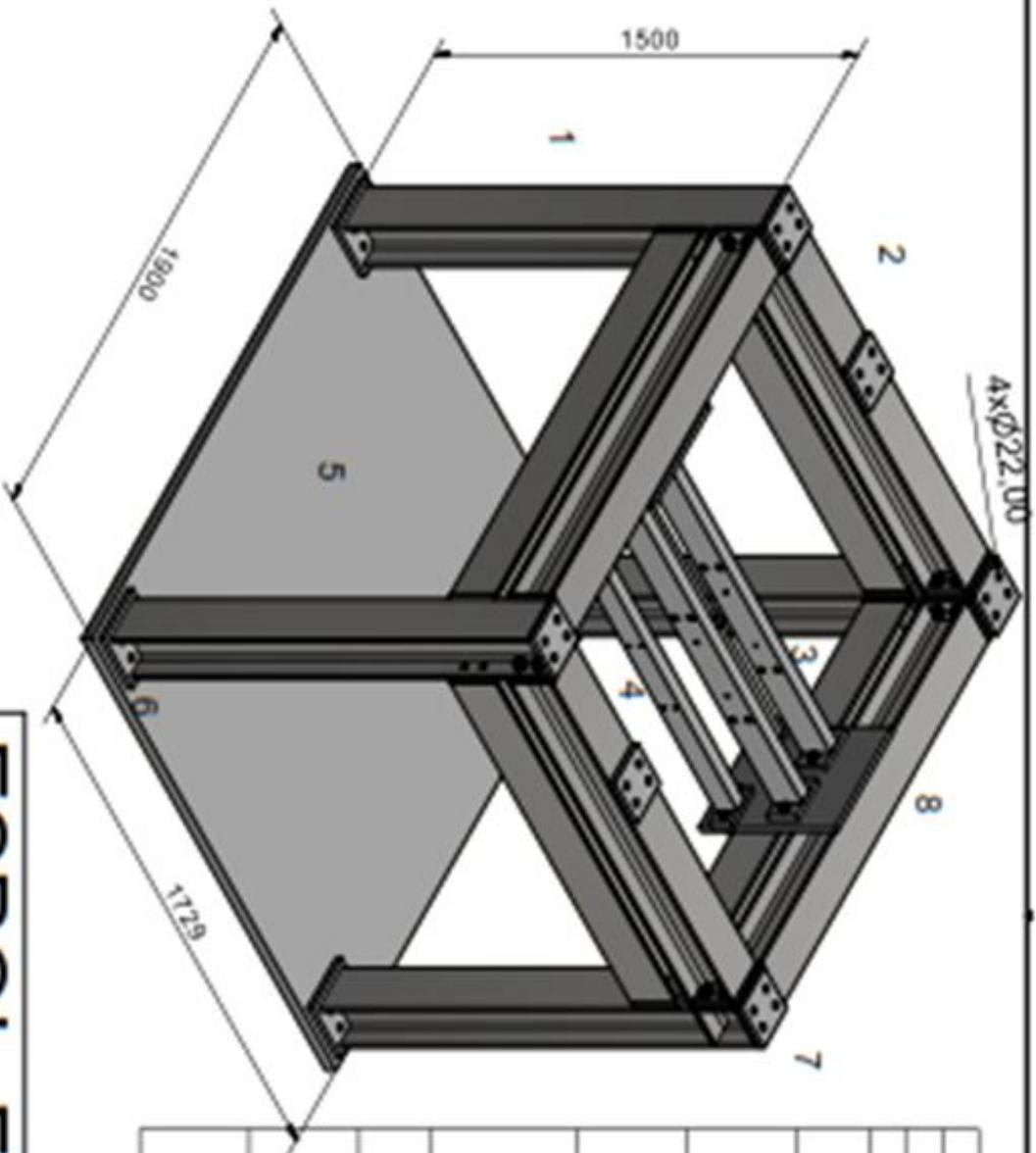


Table		PIEZA	CARACTERISTICA
Num.	1	COLUMNA	H160
2	2	vigas laterales	H160
3	3	vigas centrales superiores	viga acero AISI 1045
4	4	vigas centrales inferiores	viga acero AISI 1045
5	5	base inferior	plancha de acero A36,35 mm de espesor
6	6	acople base-columna	acero AISI 1045 200X200
7	7	acople columna-vigas laterales	acero AISI 160X160X20
8	8	acople viga central-viga lateral	acero AISI 1045 400X480

ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES

Contiene: Estructura del Bastidor

Escala: 1:20

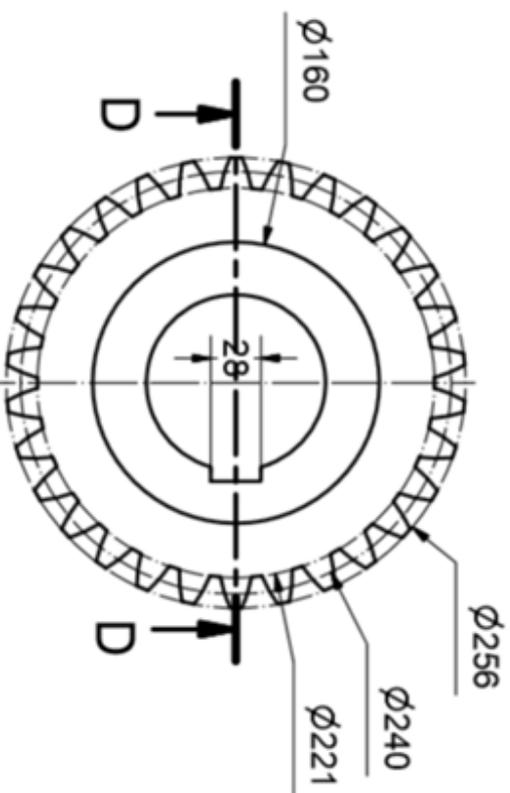
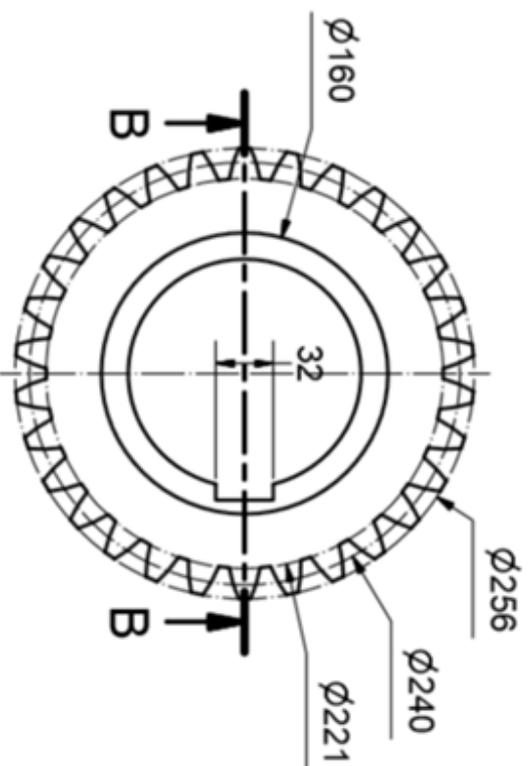
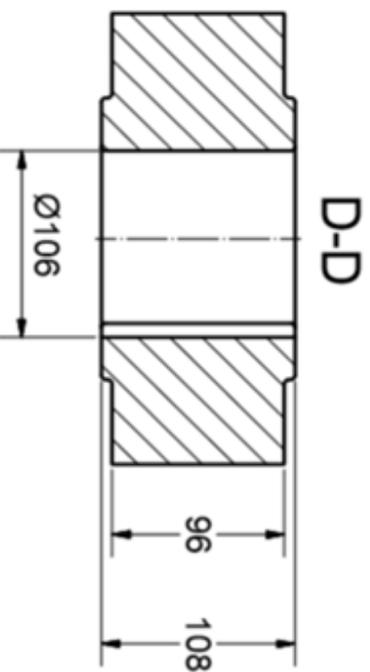
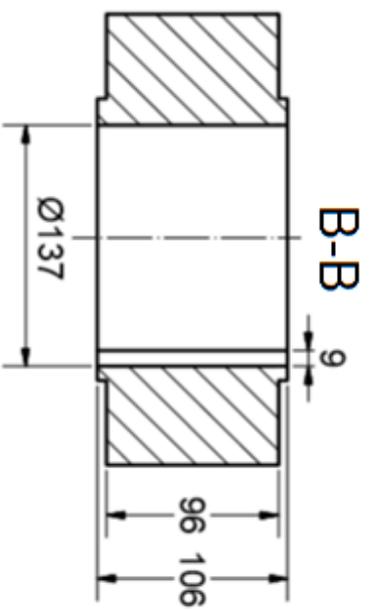


FECHA	NOMBRES
Dibujó:	AUTORES:
Recibido:	M. S. c Jorge Marcial H.

PLANO II

Masa (Kg): 910

Materiales: ACERO AISI 1045 y A36



modulo=8

ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.

FECHA:	NOMBRES
Dibujó:	AUTORES.
Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H

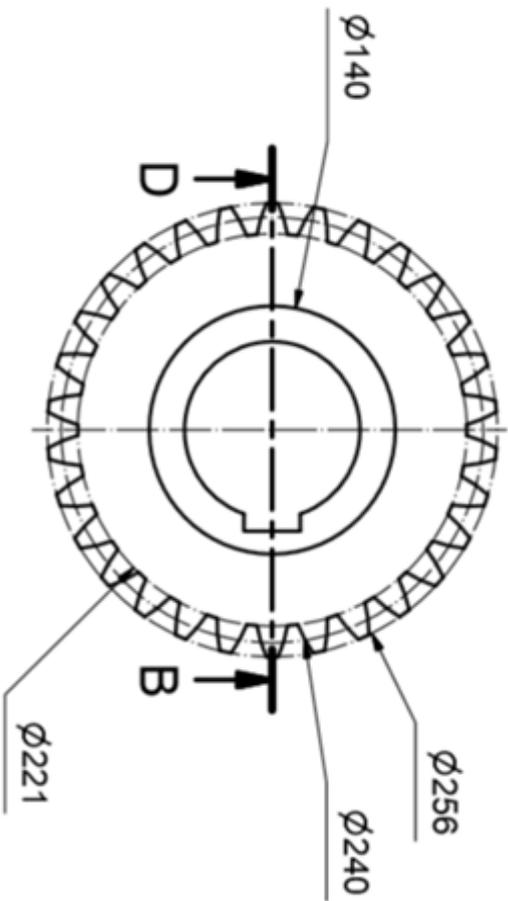
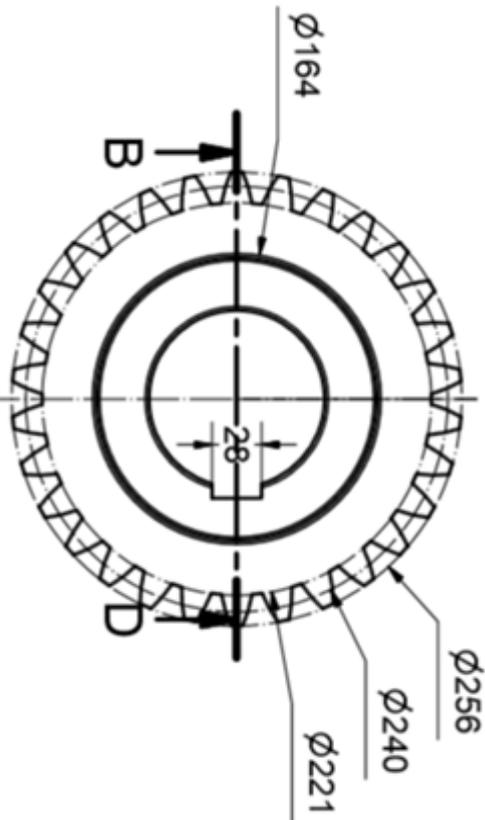
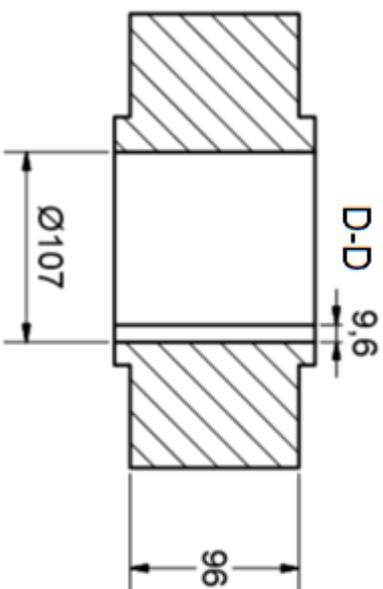
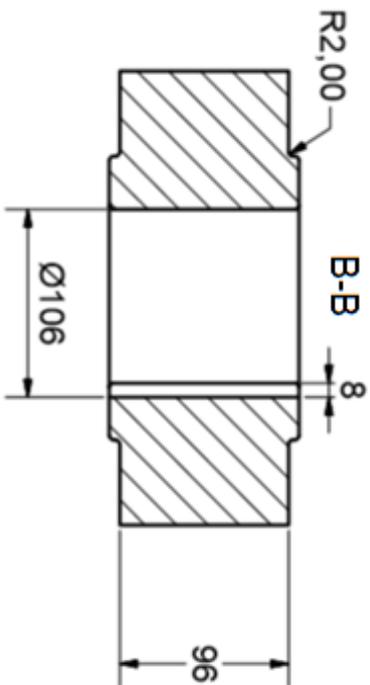
PLANO III



Escala: 1:4

Contiene: PINONES B y D, dos de cada uno.
Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado

Masa (Kg):
24.4 y 29.10



modulo=8

ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA
CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.

PLANO
IV

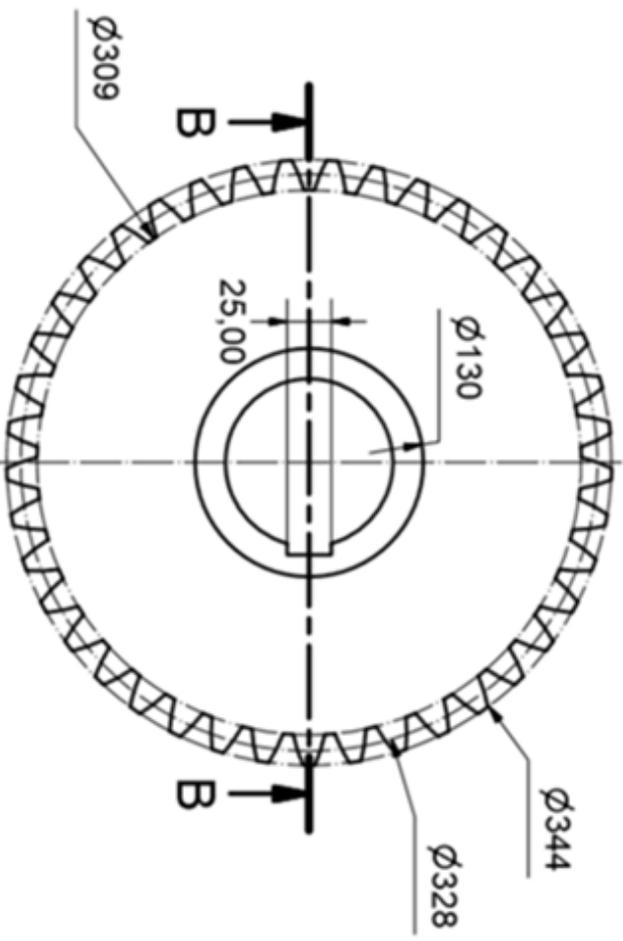
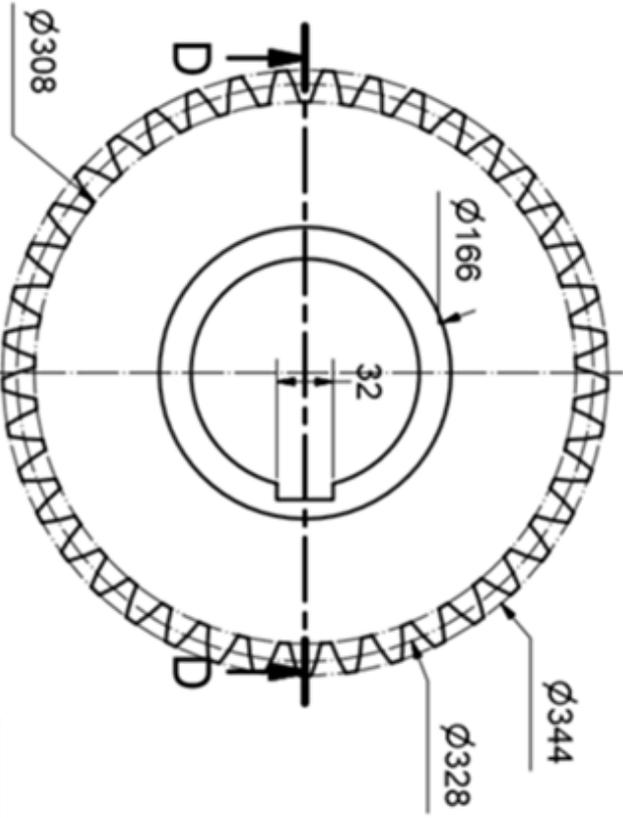
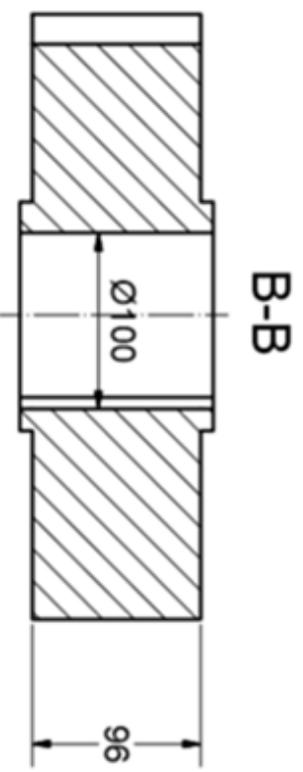
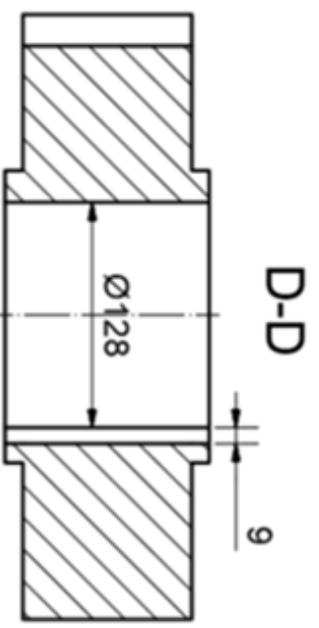
FECHA:	NOMBRES
Dibujó:	AUTORES.
Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H



Escala:
1:4

Contiene: Engranes intermedios B y D, 2 de c/u.
Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado

Masa (Kg):
27.1 y 30.1



modulo=8

ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.

PLANO V

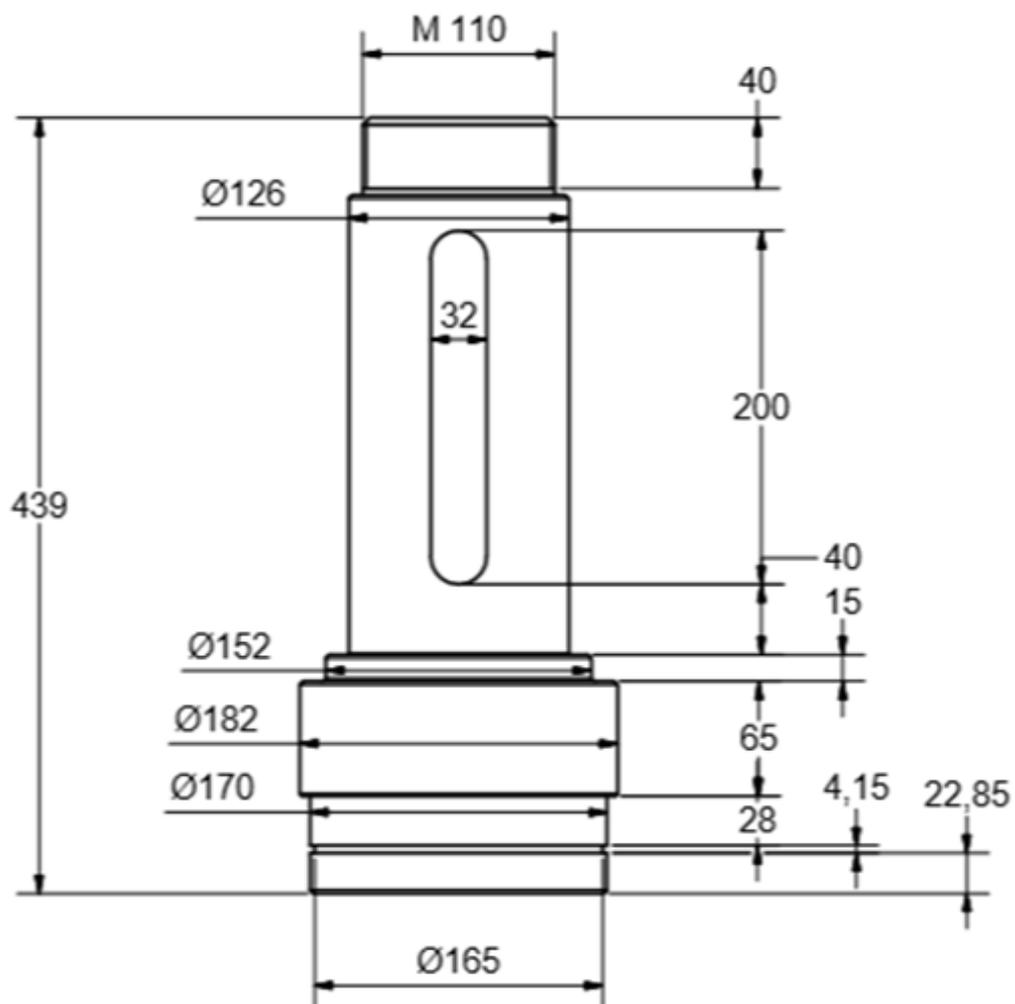


Escala: 1:4

Contiene: Engranés B y D
Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado

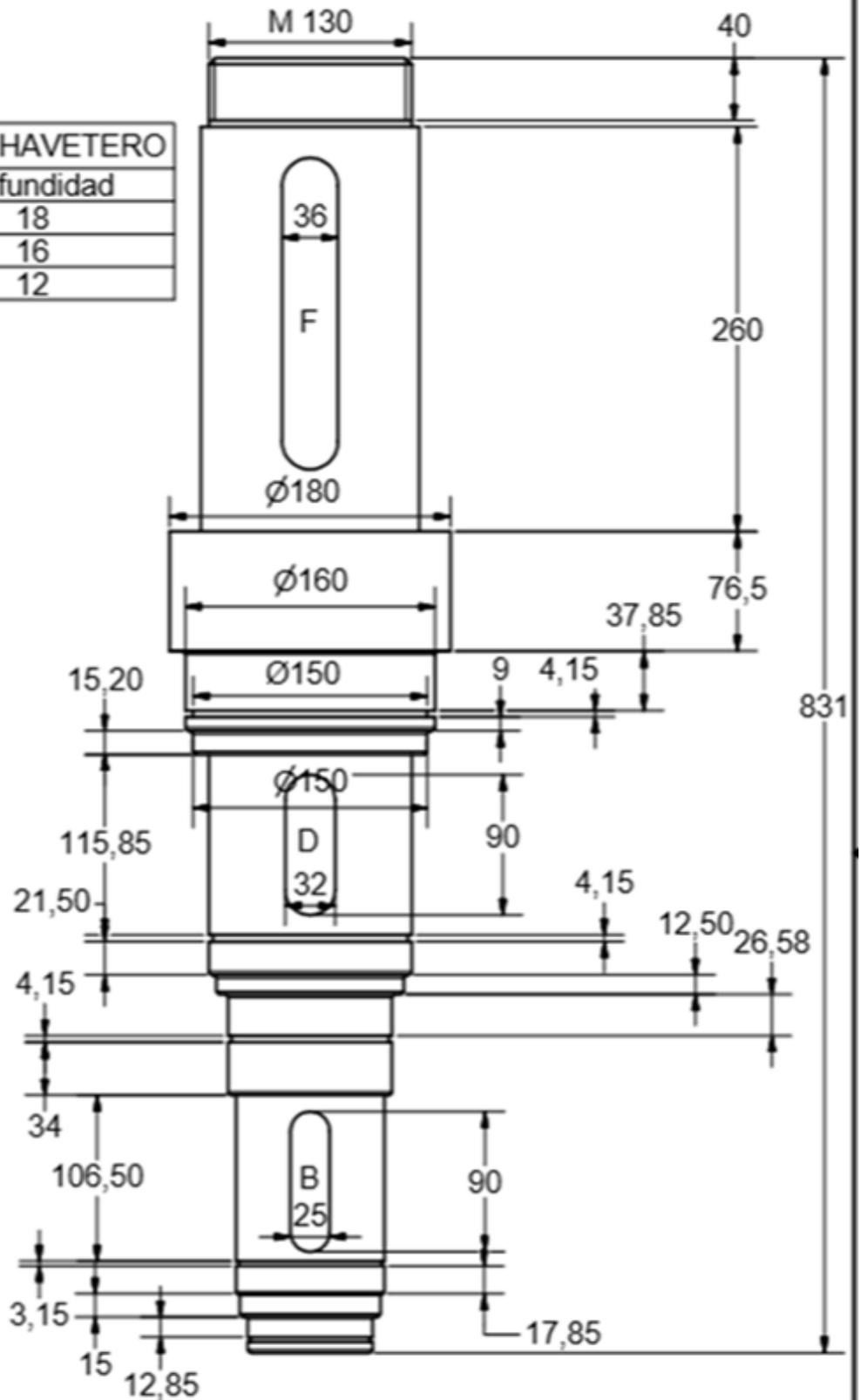
Masa (Kg):
58.8 y 54.4

FECHA	NOMBRES
Dibujó:	AUTORES:
Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H



<h1>ESPOL-FIMCP</h1>		FECHA:	NOMBRES
		Dibujó:	AUTORES.
		Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H
PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.			PLANO VI
	Escala: 1:4	Contiene: ÁRBOL PORTA-RODILLO CENTRAL	Masa (Kg): 53.4
		Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado	

DIMENSIONES DE CHAVETERO	
Ubicacion	Profundidad
B	18
D	16
F	12



ESPOL-FIMCP

FECHA:	NOMBRES
Dibujó:	AUTORES.
Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H.

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.

PLANO VII

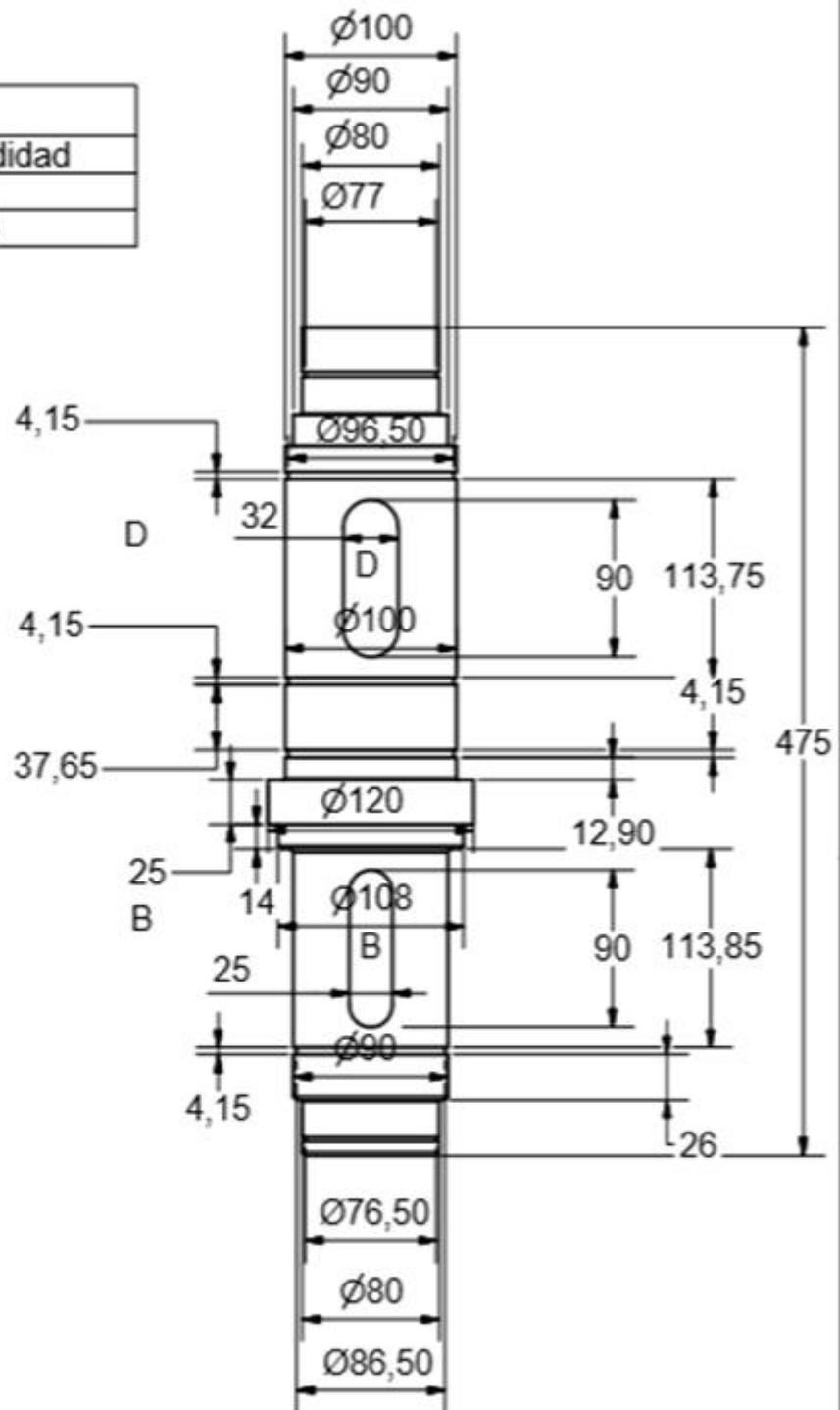


Escala: 1:4

Contiene: ÁRBOL PORTA-RODILLO LATERAL
Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado

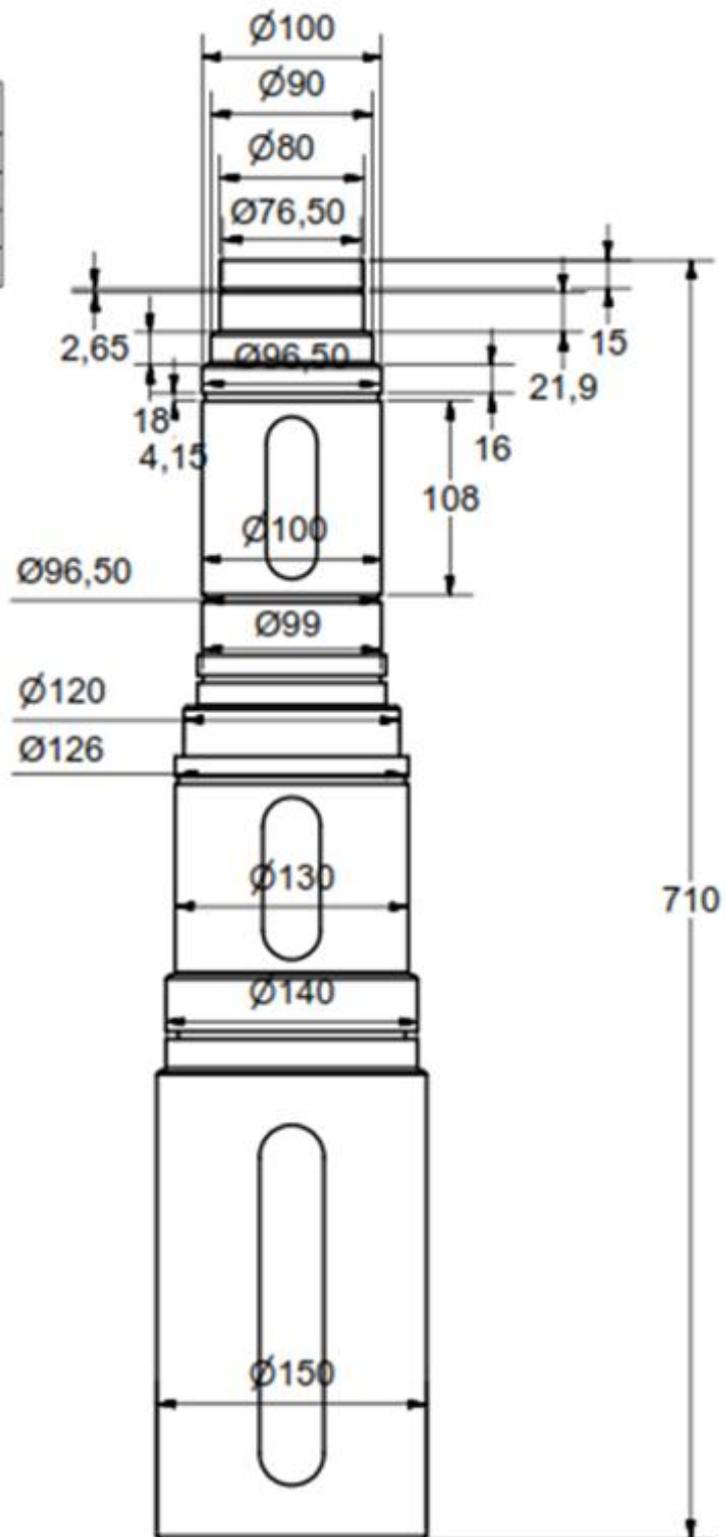
Masa (Kg): 89.6

Table	
Ubicacion	Profundidad
B	11
D	16

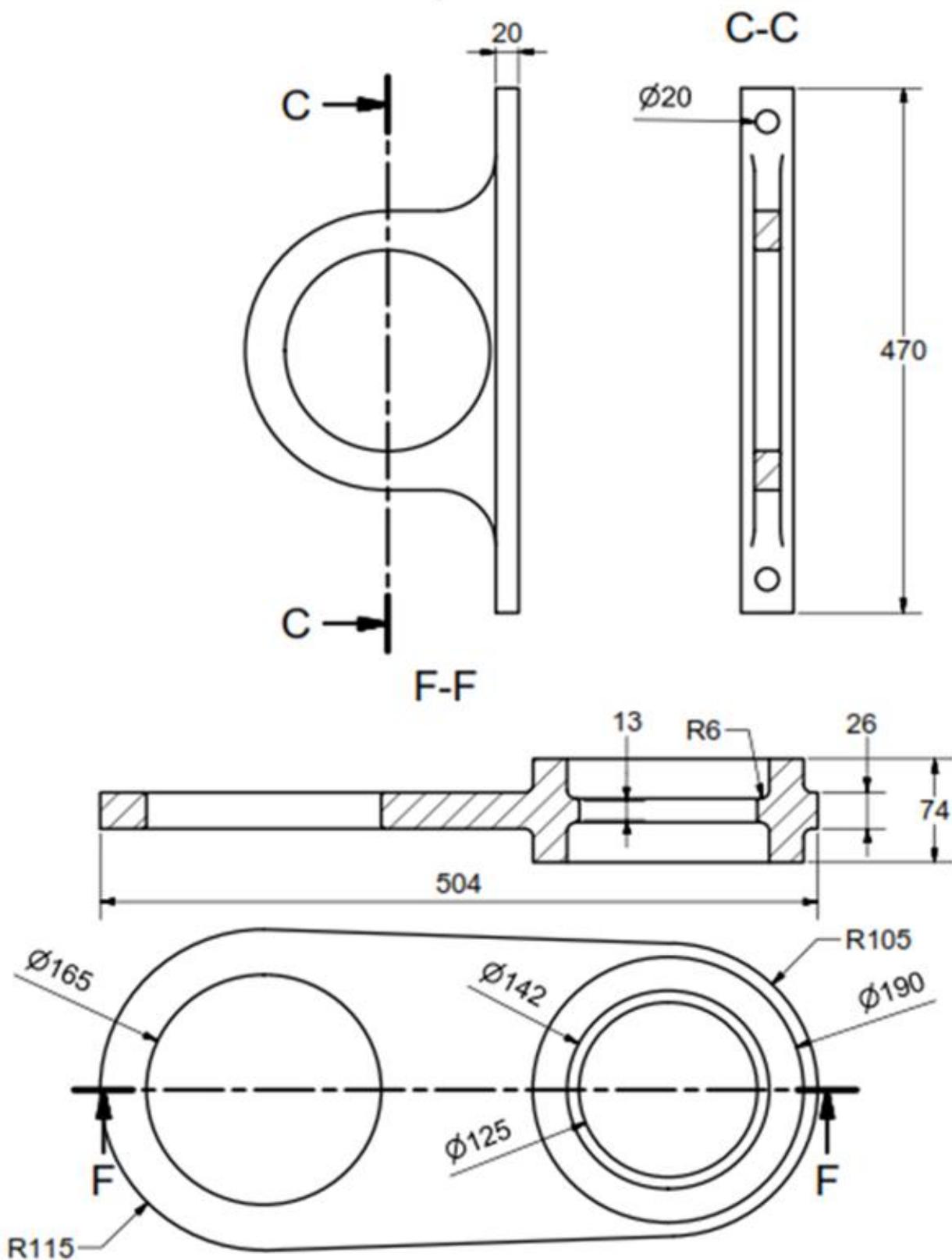


<h1>ESPOL-FIMCP</h1>	FECHA:	NOMBRES
	Dibujó:	AUTORES.
	Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H
PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.		PLANO VIII
	Escala: 1:4	Masa (Kg): 26
	Contiene: ÁRBOL INTERMEDIO Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado	

Table	
Ubicacion	Profundidad
D	18
B	16
Ao	12



ESPOL-FIMCP	FECHA:	NOMBRES
	Dibujó:	AUTORES.
	Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H.
PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.		PLANO IX
	Escala: 1:4	Masa (Kg): 70.8
	Contiene: ÁRBOL MOTRIZ Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado	



ESPOL-FIMCP

FECHA:

NOMBRES

Dibujó:

AUTORES.

Recibió:

M.S.c Jorge Marcial H.

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA PERFILES METALICOS.

PLANO
X

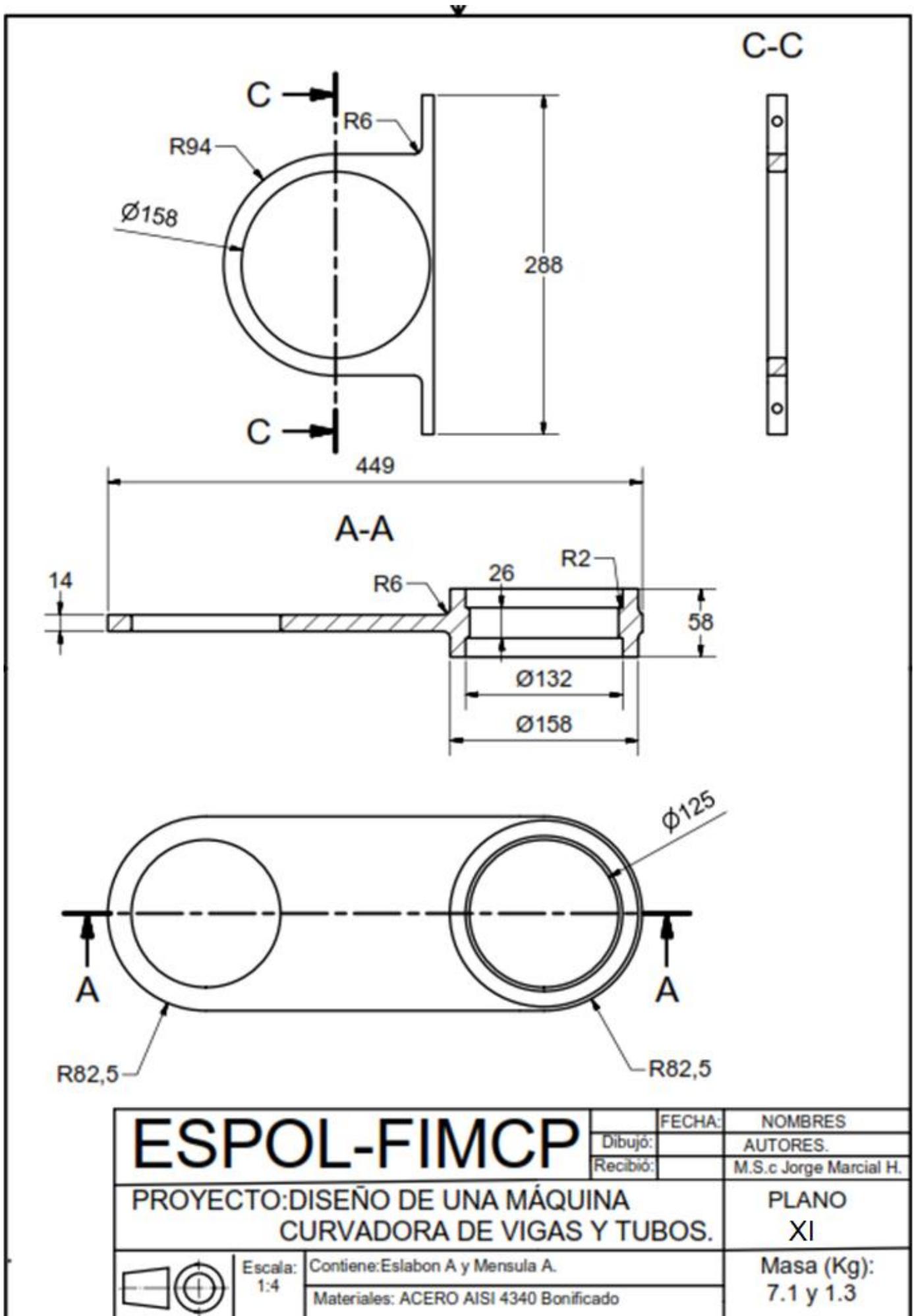


Escala:
1:4

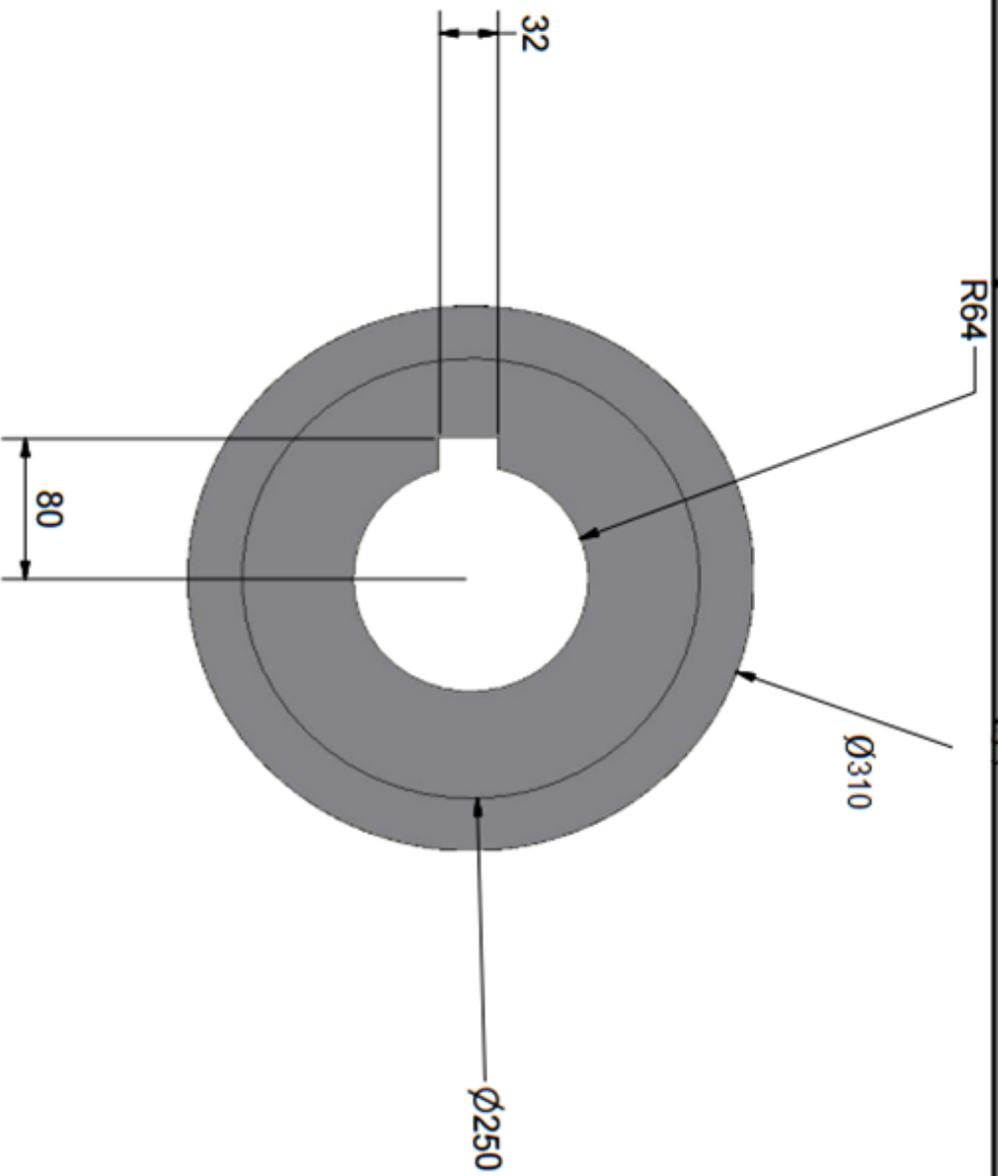
Contiene: ESLABON C, MENSULA C

Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado

Masa (Kg):
18.1 y 7.6



ESPOL-FIMCP	FECHA:	NOMBRES
	Dibujó:	AUTORES.
	Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H.
PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.		PLANO XI
 Escala: 1:4 Contiene: Eslabon A y Mensula A. Materiales: ACERO AISI 4340 Bonificado	Masa (Kg): 7.1 y 1.3	



ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.

FECHA:	NOMBRES
Dibujó:	AUTORES.
Recibió:	M. S. c Jorge Marcial H.

PLANO XII

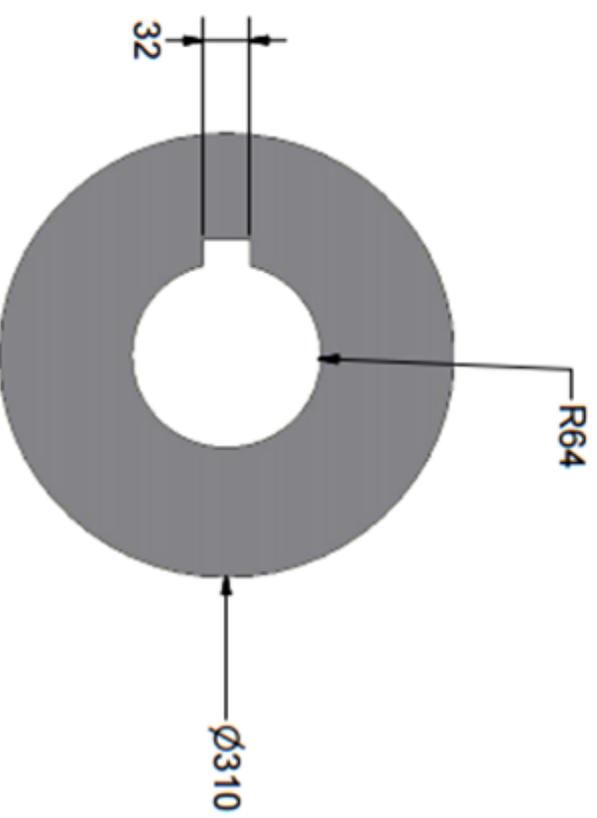
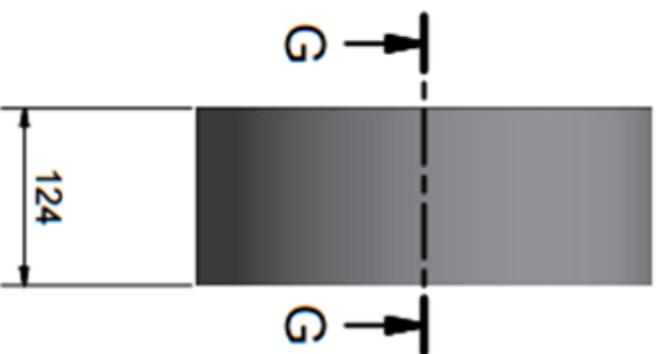
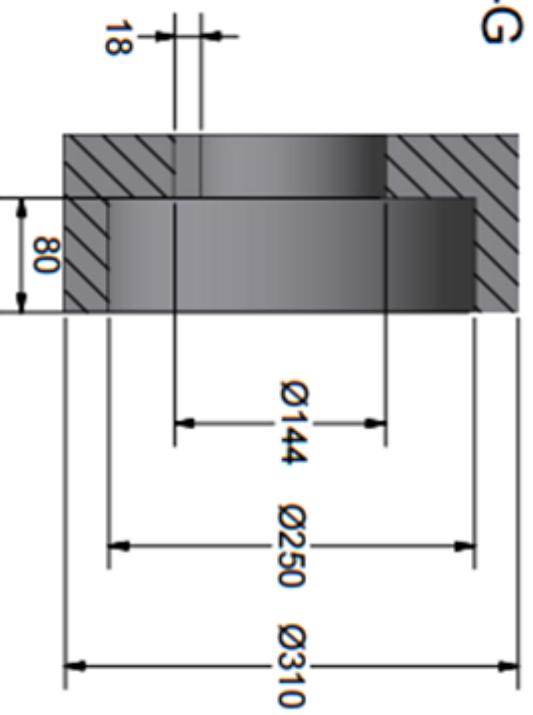


Escala: 1:4

Contiene: MATRIZ A.
Materiales: ACERO A36

Masa (kg): 20

G-G



ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA
CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.

FECHA:	NOMBRES
Dibujó:	AUTORES.
Recibió:	M.S.c Jorge Marcial H.

Escala:
1:4

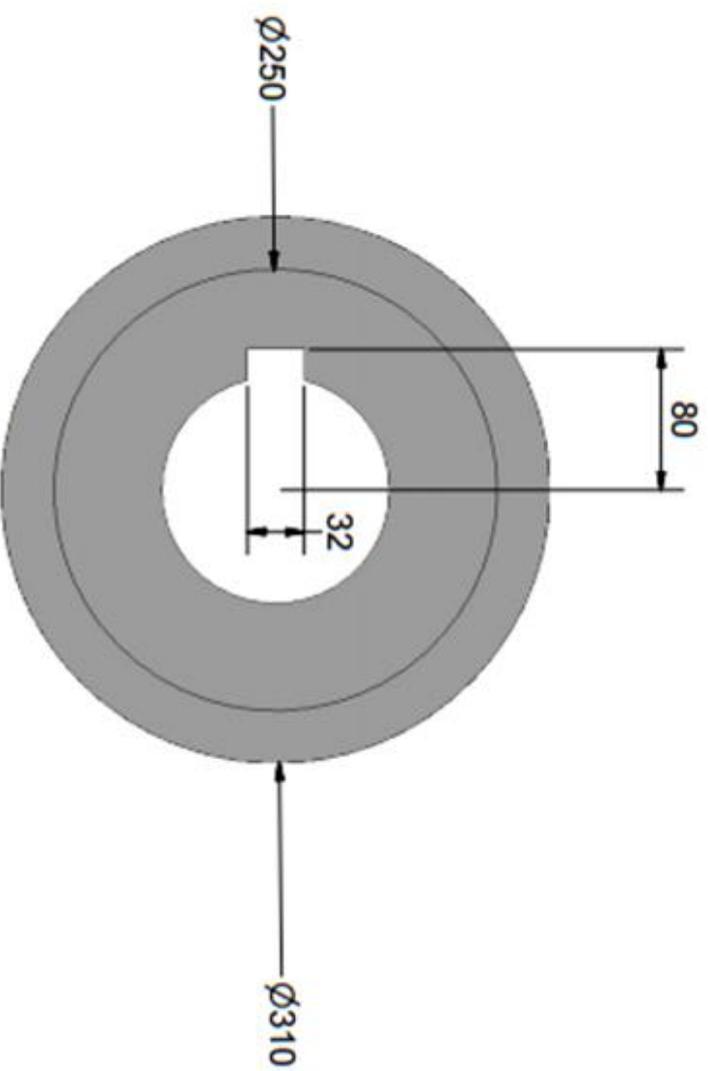
Contiene: MATRIZ B

Materiales: ACERO A36

PLANO
XIII

Masa (Kg):
38





ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE VIGAS Y TUBOS.

FECHA:	NOMBRES
Dibujó:	AUTORES.
Revisó:	M. S. c Jorge Marcial H.

PLANO XIV

Masa (Kg):

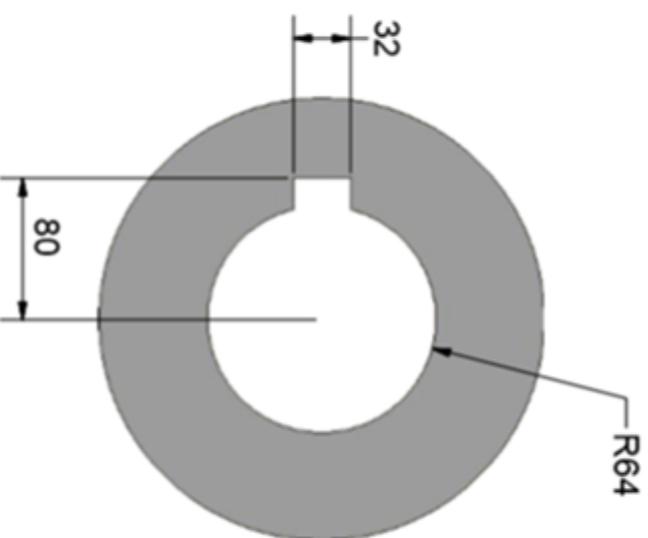
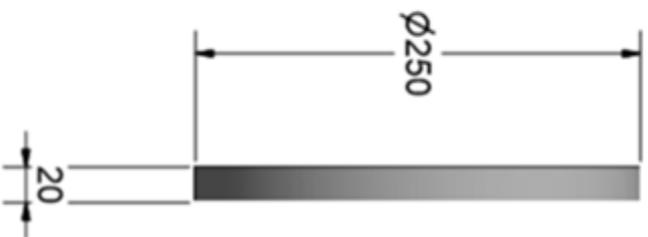
20



Escala:
1:4

Contiene: MATRIZ C.

Materiales: ACERO A36

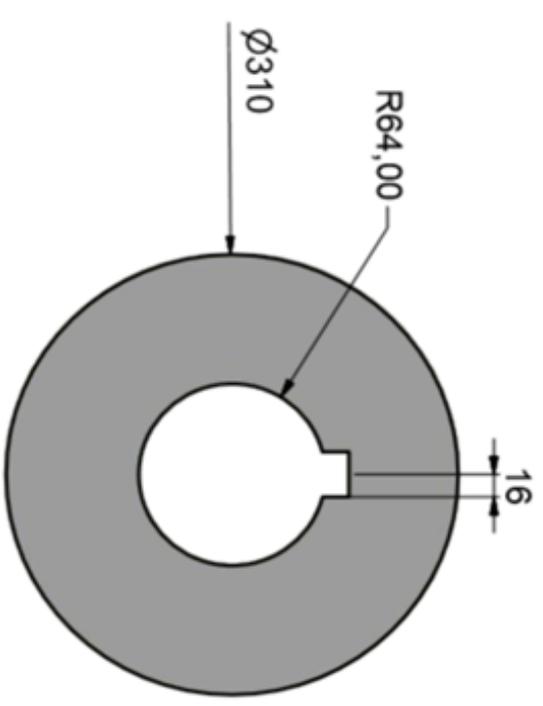
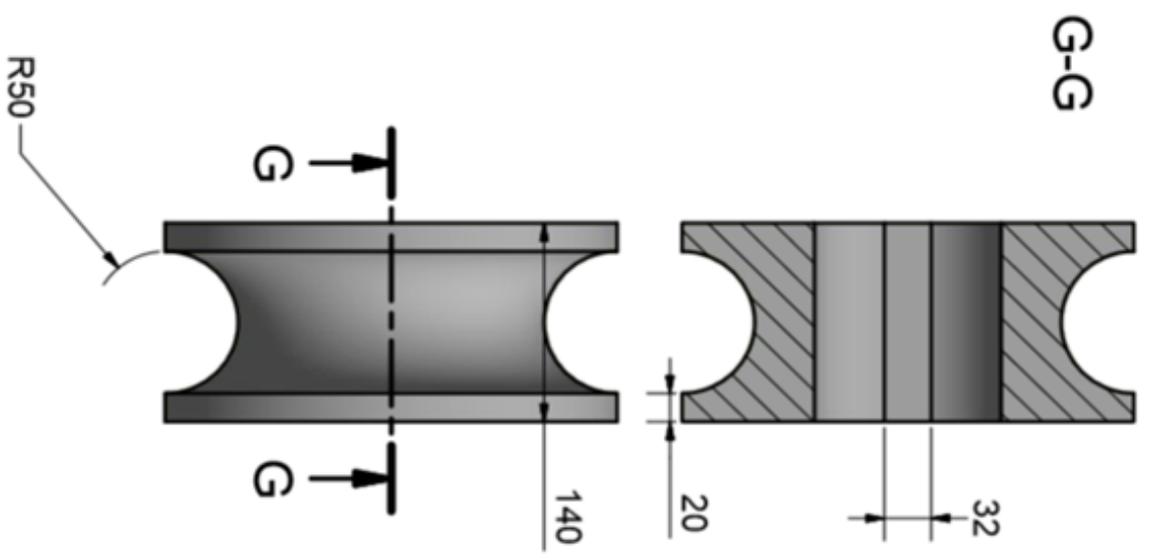


ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES.

FECHA:		NOMBRES	
Dibujó:		AUTORES:	
Recibió:		M. S. c Jorge Marcial H.	
Contiene: MATRIZ D.		PLANO XV	
Escala: 1:4		Masa (Kg): 6	
Materiales: ACEERO A36			



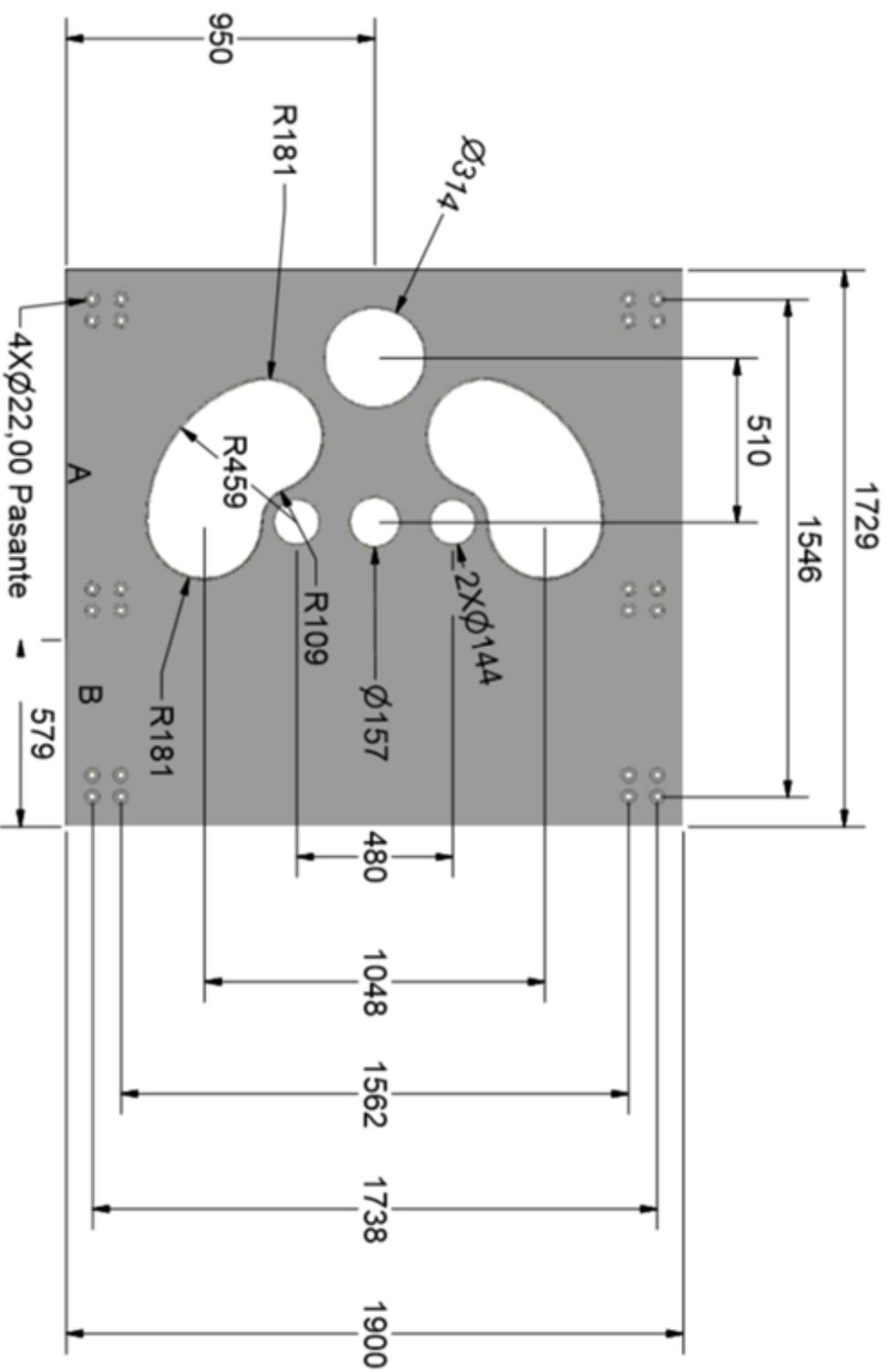


ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES.

FECHA:		NOMBRES	
Dibujó:		AUTORES:	M.S.c Jorge Marcial H.
Recibió:			
Escala: 1:4		Masa (Kg): 42	
Contiene: Matriz E.			
Materiales: ACERO A36			





4X $\text{Ø}22,00$ Pasante
DIN 974 - $\text{Ø}46,00$ X 14,00

ESPESOR
35 mm

ESPOL-FIMCP

PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA
CURVADORA DE PERFILES.

Escala 1:20	Contiene: Mesa de trabajo; Partes A y B. Materiales: ACERO A36	FECHA:	NOMBRES:
		Dibujó:	AUTORES:
		Recibió:	M. S. c Jorge Marcial H.
		PLANO XVII	Masa (Kg): 440 y 298

Apéndice A

Esta indicación se ha hecho teniendo en cuenta, a la vez, las posibilidades de desalineaciones, diferencias y reacciones producidas en los ejes y los paliers. Está representada para cada rigidez de la manera siguiente :

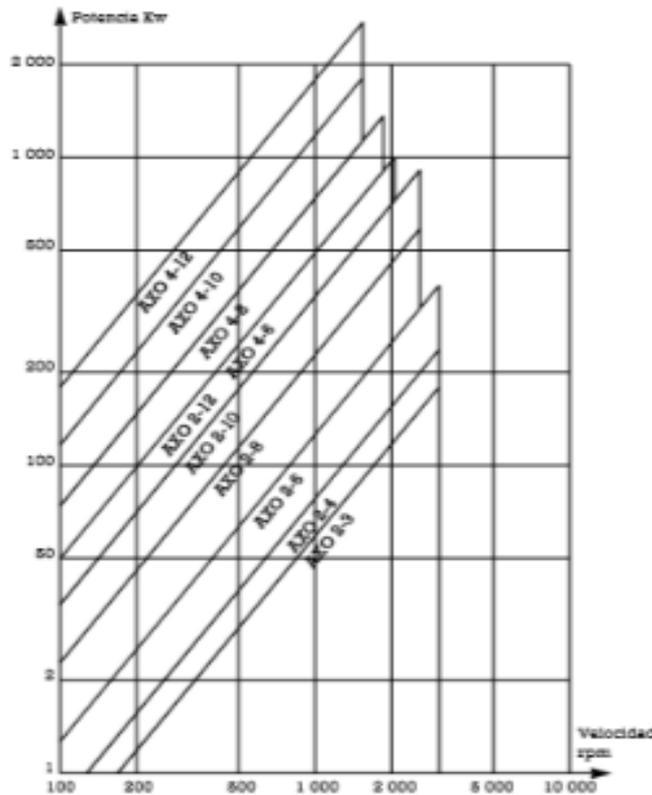
TORSION	**	**	***	*	*
RADIAL	***	*	**	*	*
AXIAL	encaje	encaje	***	**	**
CONICA	**	*	***	**	*
	MINIFLEX®	MPP®	JUBOFLEX®	STRAFLEX®	AXOFLEX®
TCN (m.N)	Ref. TCN N Máxi Eje máxi acoplam. (m.N) (rpm) (mm)	Ref. TCN N Máxi Eje máxi acoplam. (m.N) (rpm) (mm)	Ref. TCN N Máxi Eje máxi acoplam. (m.N) (rpm) (mm)	Ref. TCN N Máxi Eje máxi acoplam. (m.N) (rpm) (mm)	Ref. TCN N Máxi Eje máxi acoplam. (m.N) (rpm) (mm)
100.000					615418 40.000 1.200 200
50.000					615444 }24,000 1.400 200
40.000					615414 }17,500 1.500 170
30.000					615442 }17,500 1.500 170
20.000					615412 }12,000 1.500 150
10.000				635107 6000 2.000 145	615440 }12,000 1.500 150
5.000					615410 }7,300 1.800 120
4.000					615408 }5,000 1.800 120
3.000				635106 3.200 2400 110	615212 }5,000 1.800 120
2.000					615406 }2,000 2.000 100
1.000			632320 1.200 2.400 100	635105 1.600 2.800 100	615210 3,600 2.500 100
500		633055 650 3.000 75	632025 700 2.400 80	635304 800 3.500 700	615208 2,300 2.500 80
400			632043 500 2.800 75	*635308	615206 1,300 3.000 80
300		633054 380 3.000 60	632031 350 3.000 70	635303 400 4.500 50	615204 800 3.000 60
200			632029 250 3.500 60	*635307	615203 600 3.000 60
100		633051 200 4.000 55	*632226	635302 200 5.000 42	
50	633047 60 4.000 55	633053 80 7.000 42	632017 160 4.500 48	*635306	
40	633044 40 4.000 55		*632217	635301 100 5.500 32	
30			632023 90 5.000 40	*635305	
20	633038 20 7.000 42	633052 30 9.000 28	*632210	635100 50 6.000 30	
10	633039 10 9.000 28		632027 40 6.000 30		
2,5	633041 2,5 10.000 14		*632205		

*cubos inmóviles

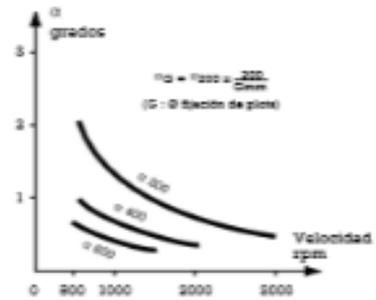
Apendice C

CARACTERÍSTICAS FUNCIONALES

GAMA DE POTENCIA



DESALINEACIÓN CÓNICA



DIFERENCIA AXIAL

Par nominal TCN - mN	Diferencia axial a 1500 tr/mn
600	2 mm
800	2 mm
1300	2 mm
2300	2 mm
3600	2 mm
5000	3 mm
7500	3 mm
12000	3 mm
17500	3 mm

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS AXO 2

Par nominal TCN m.N	Par vibrat. TCN m.N	Angulo de torsión bajo TCN grados	RIGIDEZES		
			Axial daN/mm	Radial daN/mm	Torsional m.KN/rad.
600	300	2° 30'	22	75	10,9
800	400	2° 30'	30	100	14,3
1300	650	2°	45	150	25,8

Par nominal TCN m.N	Par vibrat. TCN m.N	Angulo de torsión bajo TCN grados	RIGIDEZES		
			Axial daN/mm	Radial daN/mm	Torsional m.KN/rad.
2300	1150	2° 20'	60	210	52,3
3600	1800	2°	75	280	114,6
6000	2600	1° 50'	90	300	190

1 mN = 0,1 mkg

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS AXO 4

Par nominal TCN m.N	Par vibrat. TCN m.N	Angulo de torsión bajo TCN grados	RIGIDEZES		
			Axial daN/mm	Radial daN/mm	Torsional m.KN/rad.
6000	2800	1° 50'	100	360	157
9000	4000	1° 40'	120	480	252
12000	6000	1° 20'	170	600	328

Par nominal TCN m.N	Par vibrat. TCN m.N	Angulo de torsión bajo TCN grados	RIGIDEZES		
			Axial daN/mm	Radial daN/mm	Torsional m.KN/rad.
17500	8750	1°	200	720	916
24000	12000	0° 50'	240	850	1550
40000	20000	0° 40'	300	1100	3300

1 mN = 0,1 mkg

Apendice D

Frame size	BS	1	1	1	1	1	1	1	
Size	NG	1.7	2.2	2.8	3.2	4.1	5.0	5.0	
Displacement, geometric	V_g	cm ³	1.7	2.2	2.8	3.2	4.1	5.0	
Input speed	n_{min}	rpm	600	600	600	600	600	600	
	n_{max}	rpm	4500	3600	4000	3600	3600	3600	
Operating pressure, absolute									
Inlet	p	bar	0.6 to 3						
Outlet	continuous	p_N	bar	180	210	210	210	210	180
	intermittend ⁽¹⁾	p_{max}	bar	210	250	250	250	250	210
Flow (at $n = 1450$ rpm, $p = 10$ bar, $v = 30$ mm ² /s)	q_v	l/min	2.4	3.2	4.1	4.6	6.0	7.2	
Power consumption									
Minimum required Drive power (at $p = 1$ bar)	P_{input}	kW	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	
Moment of inertia (around drive axis)	J	kgm ²	0.000012	0.000013	0.000015	0.000017	0.000021	0.000026	
Weight ⁽²⁾	m	kg	0.8	0.9	1.0	1.0	1.1	1.3	
Shaft loading	Radial and axial forces (e.g., belt pulley) only after consultation								
Type of mounting	Flange mounting								

Frame size	BS	2	2	2	2	2	2	2	
Size	NG	6.3	8	11	13	16	19	22	
Displacement, geometric	V_g	cm ³	6.5	8.2	11	13.3	16	18.9	
Input speed	n_{min}	rpm	600	600	600	600	600	600	
	n_{max}	rpm	3600	3600	3600	3600	3600	3000	
Operating pressure, absolute									
Inlet	p	bar	0.6 to 3						
Outlet	continuous	p_N	bar	210	210	210	210	210	180
	intermittend ⁽¹⁾	p_{max}	bar	250	250	250	250	250	210
Flow (at $n = 1450$ rpm, $p = 10$ bar, $v = 30$ mm ² /s)	q_v	l/min	9.4	11.9	16	19.3	23.3	27.4	
Power consumption									
Minimum required Drive power (at $p = 1$ bar)	P_{input}	kW	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	1.1	
Moment of inertia (around drive axis)	J	kgm ²	0.000074	0.000090	0.00012	0.00014	0.00016	0.00019	
Weight ⁽²⁾	m	kg	2.1	2.2	2.4	2.6	2.7	2.9	
Shaft loading	Radial and axial forces (e.g., belt pulley) only after consultation								
Type of mounting	Flange mounting								

Fuente: Catálogo de Bombas Dentado Interior Bosch Rexroth

APENDICE E

Motores trifásicos

Tabla de selección

Totalmente cerrados con ventilación exterior
 Montaje: Horizontal con patas (F-1)
 Aislamiento clase F
 Diseño NEMA B según Norma MG-1
 33°C temp. ambiente a una altitud de 2300 msnm
 40°C temp. ambiente a una altitud de 1000 msnm
 Factor de servicio:
 1.15 Motores GP10 y SD10

Descripción				Modelo	
Potencia en HP	Velocidad en RPM	Tensión a 60Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	SD10 Uso Severo Catálogo Spiridon
0.5	900	208-230/460	143T	A7810000048458	no disponible
0.75	1800	208-230/460	143T	A7810000048472	A7810000048469
	1200	208-230/460	143T	A7810000048459	A7810000048474
1	900	208-230/460	145T	A7810000048490	A7810000048475
	3600	208-230/460	143T	A7810000012670	A7810000047493
	1800	208-230/460	143T	A7810000012675	A7810000047514
1.5	1200	208-230/460	145T	A7810000012678	A7810000047515
	900	208-230/460	182T	A7810000048088	A7810000048042
	3600	208-230/460	143T	A7810000012671	A7810000048041
	1800	208-230/460	145T	A7810000012676	A7810000047516
2	1200	208-230/460	182T	A7810000012683	A7810000048043
	900	208-230/460	184T	A7810000048499	A7810000048044
	3600	208-230/460	145T	A7810000012672	A7810000048045
	1800	208-230/460	145T	A7810000012677	A7810000047517
3	1200	208-230/460	184T	A7810000012684	A7810000048046
	900	208-230/460	213T	A7810000048089	A7810000048047
	3600	208-230/460	182T	A7810000012679	A7810000048048
	1800	208-230/460	182T	A7810000012681	A7810000047518
5	1200	208-230/460	213T	A7810000012689	A7810000048049
	900	208-230/460	215T	A7810000048090	A7810000048050
	3600	208-230/460	184T	A7810000012680	A7810000048051
	1800	208-230/460	184T	A7810000012682	A7810000047519
7.5	1200	208-230/460	215T	A7810000012690	A7810000048052
	900	208-230/460	254T	A7810000048091	A7810000048054
	3600	208-230/460	213T	A7810000012685	A7810000048055
	1800	208-230/460	213T	A7810000012687	A7810000047520
10	1200	208-230/460	254T	A7810000012697	A7810000048066
	900	208-230/460	256T	A7810000048092	A7810000048067
	3600	208-230/460	215T	A7810000012686	A7810000048068
15	1800	208-230/460	215T	A7810000012688	A7810000048030
	1200	208-230/460	256T	A7810000012699	A7810000048069
	3600	208-230/460	254T	A7810000012692	A7810000048071
20	1800	208-230/460	254T	A7810000012695	A7810000048031
	3600	208-230/460	256T	A7810000012694	A7810000048072
	1800	208-230/460	256T	A7810000012696	A7810000048032



Fuente: Catalogo Motores Eléctricos Siemens

APENDICE F

Una viga rectangular elástica y perfectamente plástica se carga a flexión pura. Usando la teoría sencilla de las vigas, determinar los momentos extremos M para los que se extiende un núcleo elástico residual desde $-a$ hasta a , como se indica en la Fig. 8-15.

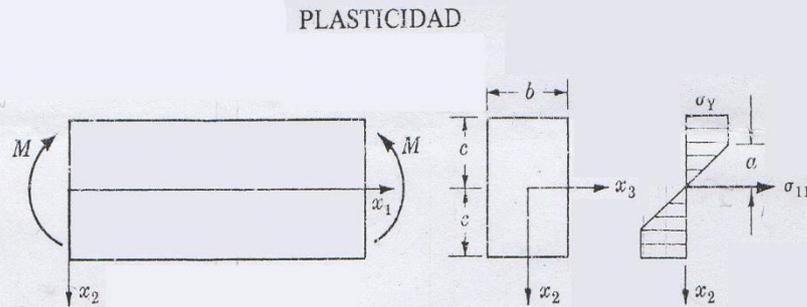


Fig. 8-15

Aquí, la única tensión no nula es la tensión de flexión σ_{11} . En la región elástica de la viga, $(-a < x_2 < a)$, $\sigma_{11} = E\epsilon_{11} = Ex_2/R$ donde R es el radio de curvatura y E el módulo de Young. En la región plástica, $\sigma_{11} = \sigma_Y$. Así,

$$M = 2 \int_0^a \frac{E}{R} (x_2)^2 b \, dx_2 + 2 \int_a^c x_2 \sigma_Y b \, dx_2 = b \sigma_Y (c^2 - a^2/3)$$

donde ha sido usada $\sigma_Y = Ea/R$, la condición de tensión en la interfase elasto-plástica. Del resultado obtenido, $M = 2b c^2 \sigma_Y / 3$ para el comienzo de plasticidad (cuando $a = c$), y $M = bc^2 \sigma_Y$ para la viga completamente plástica cuando $a = 0$.

Fuente: Mecánica del Medio Continuo” George E. Mase, página 213

BIBLIOGRAFIA

- Budynas Richard G, Nisbett J Keith (2008) ``Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley'' Octava Edición, Mexico, MacGraw-Hill
- Mott Robert L(2006). ``Diseño de Elementos de Maquinas'' Cuarta Edición, Mexico, Pearson Educación
- Norton Robert L Cuarta Edición ``Diseño de Maquinas'' Pearson Educación
- Standard Asme Ansi B106.1m Design of Transition shafting
- Standard AGMA 2001 D04 Fundamental Rating factor and calculation Methods for involute Spur and helical Gear Teeth.
- Catálogo NSK Rolling Bearing Technical Information.
- Catálogo Motores Eléctricos Siemens SDO3 2007
- Catálogo Medium Duty Threaded Cylinders Caterpillar
- Mase George E `` Mecánica de Medio Continuo''
- Catálogo de Acoplamientos Elásticos Paulstra