

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PROTOTIPO PARA REBORDEAR FONDOS TORIESFÉRICOS DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

FAUSTO PATRICIO CUICHÁN PONCE

fpatriciocuichan@gmail.com

JAVIER EDISON MALTE MALTE

javiedison6@hotmail.com

DIRECTOR: ING. JAIME VARGAS T.

jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, Julio 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Fausto Patricio Cuichán Ponce y Javier Edison Malte Malte, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación personal; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos el derecho de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

F. PATRICIO CUICHÁN PONCE

JAVIER MALTE MALTE

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Fausto Patricio Cuichán Ponce y Javier Edison Malte Malte, bajo nuestra supervisión.

Ing. JAIME VARGAS
DIRECTOR DEL PROYECTO

Dr. VÍCTOR CÁRDENAS
CO-DIRECTOR

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por su apoyo, sacrificio y trabajo constante. En especial a mi madre que con su ejemplo de dedicación, trabajo y esfuerzo me ha enseñado a alcanzar las metas propuestas y no desistir jamás por más difíciles de alcanzar parezcan las mismas.

A mi hermana por su cariño, amistad y palabras de aliento en los momentos en que todo parecía estar en contra mía.

A mis abuelitos por su amor, ternura y comprensión.

Un agradecimiento especial al Ingeniero Jaime Vargas por brindarme su amistad y por la acertada dirección en la realización de la presente tesis.

Patricio.

A Dios por darme la vida, salud e inteligencia y la fuerza para sobreponerme a todos los obstáculos durante mi vida. A mis padres por haberme brindado todo su apoyo incondicional durante toda mi vida, a mis hermanos por haberme brindado su cariño y comprensión en todo momento.

A la Escuela Politécnica Nacional en especial a la mejor Facultad del Mundo: Ingeniería Mecánica; a todos sus docentes quienes, supieron transmitir sus conocimientos. Al Ingeniero Jaime Vargas, ya que gracias a su apoyo y enseñanza fue posible el desarrollo del presente proyecto.

A la Mecánica Industrial Luna a sus empleados Don Segundo y Jairo, por su colaboración para la construcción de la máquina prototipo.

Javier.

DEDICATORIA

A mis padres: Fausto y María por su trabajo, sacrificio y apoyo constante en mi etapa estudiantil; en especial a mi madre ya que sin su guía no habría alcanzado la culminación de esta etapa de mi vida.

A mi hermana: Cristina por ser parte fundamental de mi ser quien ha llenado de alegría y cariño cada instante de mi vida, pese a tener varias diferencias siempre las hemos solucionado y hemos estado siempre para apoyarnos uno al otro en los momentos mas difíciles que nos ha tocado vivir.

A mis familiares, amigos y demás personas que moralmente me han apoyado en la culminación de esta etapa. En especial a Javier (Mal Amigo) que con su paciencia, trabajo y colaboración no habría sido posible la realización de este proyecto.

A los trabajadores de Mecánica Industrial Luna en especial a Segundo y Jairo por su amistad, colaboración y sugerencias al momento de construir la maquina prototipo.

Patricio.

La presente Tesis se la dedico a quienes durante toda mi vida han estado presentes en los buenos y difíciles momentos de mi vida, quienes me enseñaron valores de vida: mis padres Segundo y María.

A mis hermanos José, Anita y Alicia quienes me brindaron su amor y comprensión a lo largo de toda mi vida, en especial a mi hermana Alicia y mi cuñado Marcelo quienes gracias a su apoyo en los últimos años ha sido posible la culminación de mi carrera, a mis amados sobrinos Mateo, Martín y Nicole.

A la Gloriosa Facultad de Ingeniería Mecánica y en especial este triunfo se lo dedico a todos mis amigos con quienes compartí años de lucha constante, gratas vivencias, con momentos felices y de igual forma momentos difíciles: Ardilla (F. B.), Gazu (N.G.), Gordo (N.S.), Bender (V.C.), Nuevo (D.L.), Neutrón (J.T.), GiGi (G.G), Churona (C.L.), Calavera (H.V.)Berry (D.G.), Payaso (C.A.), Cuervito (L.C.), Alex de Ardilla (A.M.), Perro (D.V.), Gigante (P.C.).

Javier.

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 FONDOS Y TAPAS.....	1
1.2.1 FONDOS PLANOS CON CEJAS	2
1.2.2 FONDOS TORIESFÉRICOS	3
1.2.3 FONDOS SEMIELÍPTICOS.....	4
1.2.4 FONDOS ESFÉRICOS.....	6
1.2.5 FONDOS CÓNICOS.....	7
1.2.6 FONDOS TORICÓNICOS	7
1.2.7 FONDOS ÚNICAMENTE ABOMBADOS.....	8
1.3 MATERIALES UTILIZADOS.....	9
1.3.1 ACEROS AL CARBÓN	9
1.3.2 ACEROS DE BAJA ALEACIÓN.....	9
1.3.3 ACEROS DE ALTA ALEACIÓN.....	10
1.3.4 MATERIALES NO FERROSOS.....	10
1.4 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES.....	10
1.4.1 PROPIEDADES MECÁNICAS.....	10
1.4.2 PROPIEDADES FÍSICAS	10
1.4.3 PROPIEDADES QUÍMICAS	10
1.4.3 SOLDABILIDAD.....	11
1.5 SELECCIÓN DE FONDO.....	12
1.5.1 ESPECIFICACIONES FONDO TORIESFERICO ASME 6:100.....	12
1.6 MARCO TEORICO.....	14
1.6.1 REBORDEADO	14
1.6.1.1 Rebordeado a mano.....	15
1.6.1.2 Rebordeado con máquinas pequeñas.....	16
1.6.1.3 Rebordeado con máquinas industriales.....	17
1.7 REPUJADO ROTATIVO	19
1.7.1 RESEÑA HISTÓRICA.....	19

1.7.1.1 Definición.....	20
1.7.2 TECNICAS DEL REPUJADO ROTATIVO	20
1.7.2.1 Repujado manual.....	20
1.7.2.2 Repujado de potencia	21
1.7.2.3 Repujabilidad	21
1.7.3 MATERIALES	21
1.7.4 LUBRICANTES.....	22
1.7.5 APLICACIONES	22

CAPÍTULO II

PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.1 INTRODUCCIÓN	23
2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	23
2.3 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	23
2.3.1 PARÁMETRO FUNCIONALES.....	23
2.3.2 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.....	23
2.4 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	24
2.5 FACTORES QUE INFLUYEN EN LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS Y CRITERIO DE PONDERACIÓN.	24
2.5.1 ESPACIO FÍSICO.....	24
2.5.2 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.....	25
2.5.3 FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE.....	25
2.5.4 FACILIDAD DE OPERACIÓN.....	25
2.5.5 FACTOR ECONÓMICO.....	25
2.5.6 MANTENIMIENTO.....	25
2.5.7 VIDA UTIL.....	26
2.6 ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	26
2.6.1 EMBUTIDO SIN SUJETADOR (A1).....	26
2.6.2 REPUJADO ROTATIVO CON MATRICES (A2).....	27
2.6.3 FORJADO EN CALIENTE CON RODILLO (A3).....	27
2.7 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ADECUADA.....	28
2.10 PROTOCOLO DE PRUEBAS	29

2.10.1 VERIFICACIÓN DEL MONTAJE	29
2.10.2 VERIFICACIÓN DE ALINEACIÓN Y PARALELISMO	29
2.10.3 PRUEBAS EN VACIO.....	30
2.10.4 PRUEBAS CON CARGA	30
2.10.5 COMPROBACIÓN DEL REBORDEADO.....	30
2.10.6 PRUEBAS CON DIFERENTES MATERIALES	30

CAPÍTULO III

DISEÑO DE LA MÁQUINA

3.1 CÁLCULO DE LA PRESIÓN NECESARIA PARA EL PROCESO DE	33
3.1.1 CONSIDERACIÓN PARA EL ANÁLISIS	36
3.2 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL SISTEMA MECÁNICO	40
3.3 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO PARA EL REBORDEADO FONDOS. 46	
3.3.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	46
3.3.2 ANÁLISIS DE FUERZAS DEL SISTEMA DE REBORDEADO	47
3.4 DISEÑO DE LA MATRIZ FIJA.....	50
3.4.1 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA LA MATRIZ MÓVIL	50
3.5 DISEÑO DEL EJE DE LA MATRIZ MÓVIL	53
3.5.1 DISEÑO POR RESISTENCIA	54
3.5.2 CÁLCULO DE FUERZAS.	55
3.5.3 FLEXIÓN ALTERNANTE S_E	56
3.5.4 DISEÑO PARA LA CABEZA DEL EJE	57
3.6 DISEÑO DEL CARRO PORTA - MATRIZ MÓVIL.....	58
3.6.1 CALCULO DE LA FUERZA PARA EL SISTEMA MÓVIL.	59
3.6.2 LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL CARRO - MATRIZ M.. 60	
3.6.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLACA SOPORTE.....	67
3.6.4 CÁLCULO PARA LAS PLACAS GUÍA DEL SISTEMA MECÁNICO.....	72
3.6.4.1 Dimensionamiento de la placa guías.....	73
3.7 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.	77
3.7.1 DISEÑO DEL EJE MEDIANTE EL ANÁLISIS DE CARGA ESTÁTICA... 81	
3.7.1.1 Consideraciones principales de esfuerzo.....	83
3.7.1.2 Presión por aplastamiento.....	84

3.7.1.3 Esfuerzo por pandeo	85
3.7.2 DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE DE LA MATRIZ MÓVIL.....	89
3.7.3 DISEÑO DE LOS RODILLOS DE APOYO	91
3.8 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO – MATRIZ FIJA.....	94
3.8.1 DISEÑO DE LA MATRIZ FIJA.....	95
3.8.2 DISEÑO DEL EJE.....	97
3.8.3 ANÁLISIS DE CARGAS EN EL EJE.....	98
3.8.4 DISEÑO DE LAS RANURAS PARA EL EJE.....	108
3.8.5 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	115
3.8.6 DISEÑO DEL ALOJAMIENTO.....	116
3.9 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR	120
3.9.1 POTENCIA DEL MOTOR	120
3.9.2 TRANSMISION POR MEDIO DE CADENA DE RODILLOS.....	121
3.9.2.1 Cálculo del diámetro exterior de la rueda dentada.....	122
3.9.2.2 calculo de la velocidad de transmisión	122
3.9.2.3 Cálculo de la longitud de la cadena.....	123
3.9.3 BASE DEL MOTORREDUCTOR.....	123
3.9.4 ESPESOR DE LA BASE.....	126
3.10 DISEÑO DEL SISTEMA DE POSICIONAMIENTO PARA LOS FONDOS.....	128
3.10.1 DISEÑO DEL EJE.....	129
3.10.1.1 Diseño por cargas estáticas	131
3.10.2 DISEÑO DEL ALOJAMIENTO DEL EJE	134
3.10.2.1 Diseño por corte puro se tiene	135
3.11 DISEÑO DEL BASTIDOR	136
3.11.1 DISEÑO BASTIDOR PRINCIPAL.....	137
3.11.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS SUJETADORES DEL BASTIDOR ..	138

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA

PROTOTIPO

4.1 INTRODUCCIÓN	139
4.2 CONSTRUCCIÓN.....	139

4.2.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	140
4.2.1.1 Máquinas y Equipos	140
4.2.1.2 Herramientas.....	140
4.2.1.3 Instrumentos de medición y verificación.....	141
4.2.1.4 Materia prima	141
4.2.1.5 Elementos normalizados	141
4.2.1.6 Elementos adicionales	141
4.2.2 HOJA DE PROCESOS.....	141
4.2.3 ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	142
4.2.4 ELEMENTOS A CONSTRUIR	143
4.3 MONTAJE DE LA MÁQUINA	143
4.3.1 FOTOGRAFÍAS DE MONTAJE	143
4.4 PRUEBAS DE CAMPO	145
4.4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS	147

CAPÍTULO V

COSTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

REBORDEADORA

5.1 INTRODUCCIÓN	150
5.2 COSTOS DE LA MÁQUINA PROTOTIPO	150
5.2.1 COSTOS DIRECTOS	150
5.2.1.1 Costo de materiales	150
5.2.1.2 Costo de Elementos Normalizados.....	151
5.2.1.3 Costo de maquinado	152
5.2.1.4 Costo de Montaje	152
5.2.1.5 Costo directo total	153
5.2.2 COSTOS INDIRECTOS.....	153
5.2.2.1 Costo de material imprevisto	153
5.2.2.2 Costo de diseño	154
5.2.2.3 Costo total indirecto.....	154
5.2.3 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA PROTOTIPO	155

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES.....	156
6.2 RECOMENDACIONES	157
BIBLIOGRAFÍA.....	158
ANEXOS.....	159

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Especificaciones de fondos planos.	2
Tabla 1.2. Especificaciones de fondos toriesféricos	4
Tabla 1.3. Especificaciones de fondos semielípticos	5
Tabla 1.4. Especificaciones fondo abombado.....	8
Tabla 1.5. Fondo Toriesférico ASME 6:100.	12
Tabla 1.6. Especificaciones de un Fondo Toriesférico ASME 6:100.....	13
Tabla 2.1. Selección de Alternativas.....	28
Tabla 2.2. Pruebas de campo según el protocolo de pruebas.	31
Tabla 3.1. Determinación de la presión necesaria	40
Tabla 3.2. Presiones de diseño por aplastamiento para algunos casos.	85
Tabla 3.3. Diseño por Resistencia Estática y Fatiga.....	106
Tabla 3.4. Diseño por Resistencia Estática y Fatiga (eje de posicionamiento) ..	132
Tabla 4.1. Elementos a construir	143
Tabla 4.2. Resultados obtenidos durante las pruebas de campo.	146
Tabla 5.1. Costo de materiales.	151
Tabla 5.2. Costo elementos Normalizados.	151
Tabla 5.3. Costo de maquinado.	152
Tabla 5.4. Costo de montaje.	152
Tabla 5.5. Costo Directo Total.	153
Tabla 5.6. Costos de materiales imprevistos.	153
Tabla 5.7. Costos de materiales imprevistos.	154
Tabla 5.8. Costos de acuerdo al colegio Ingenieros Mecánicos.	154
Tabla 5.9. Costo total indirecto.	155
Tabla 5.10. Costo total de la máquina prototipo.....	155

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Fondo plano.....	2
Figura 1.2. Fondo toriesférico.....	3
Figura 1.3. Fondo semielípticos.....	5
Figura 1.4. Fondo esférico.....	6
Figura 1.5. Fondo toricónico.....	7
Figura 1.6. Fondo abombado	8
Figura 1.6. Fondo abombado.....	8
Figura 1.7. Fondo Toriesférico ASME 6:100.....	12
Figura 1.8. Rebordeado de un fondo.....	14
Figura 1.9. Técnicas de trabajo con rebordeado	14
Figura 1.10. Rebordeado hacia dentro de un fondo.....	15
Figura 1.11. Rebordeado hacia fuera de un manto.....	16
Figura 1.12. Rebordeado con máquina.....	16
Figura 1.13. Rebordeado en la rodonadora.....	17
Figura 1.14. Rebordeadora Eléctrica.....	18
Figura 1.15. Rebordeadora hidráulica	19
Figura 2.1. Embutido sin sujetador:.....	27
Figura 2.2. Repujado rotativo con matrices fijas.....	27
Figura 2.3. Forjado en caliente con rodillo.....	28
Figura 3.1. Matriz – Herramienta.....	33
Figura 3.2. Diagrama de cuerpo libre en posición para manufactura de fondos ..	41
Figura 3.3. Diagrama de cuerpo libre para una disposición de 45°	43
Figura 3.4. Diagrama de cuerpo libre en posición para manufactura de fondos. .	44
Figura 3.5. Principales elementos del sistema mecánico para rebordear fondos.	46
Figura 3.6. Diagrama de cuerpo libre en posición para manufactura de fondos ..	48
Figura 3.7. Dimensiones generales de la herramienta.....	50
Figura 3.8. Fuerzas actuantes en los rodamientos de la matriz móvil.....	51
Figura 3.9. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flexionante.....	54
Figura 3.10. Diagrama de fuerzas presentes en el eje de la herramienta móvil....	55
Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre del carro porta herramienta	59
Figura 3.12. Fuerza axial sobre los ejes del carro porta – herramientas	61

Figura 3.13. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flexionante.....	65
Figura 3.14. Dimensiones del eje del carro porta herramienta	67
Figura 3.15. Diagrama de fuerzas sobre las placas.....	68
Figura 3.16. Diagrama de cuerpo libre de la placa soporte.	70
Figura 3.17. Elementos del sistema mecánico.	73
Figura 3.18. Diagrama de cuerpo libre de la placa base.	74
Figura 3.19. Distribución de fuerzas sobre la placa.....	75
Figura 3.20. Secciones de estados compresión y tracción.....	76
Figura 3.21. Diagrama de cuerpo libre del tornillo de potencia.....	78
Figura 3.22. Diagrama de momento flector y cortante.....	79
Figura 3.23. Geometría del Tornillo de potencia.....	83
Figura 3.24. Diagrama de cuerpo libre de la placa porta matriz fija.....	89
Figura 3.25. Diagrama de fuerzas.	91
Figura 3.26. Diagrama Momento cortante y flector.....	93
Figura 3.27. Elementos del sistema de potencia.....	94
Figura 3.28. Dimensiones de la matriz.	96
Figura 3.29. Diagrama de cuerpo libre(Estática).	98
Figura 3.30. Diagrama de cuerpo libre (Torsión)	98
Figura 3.31. Diagrama Momento cortante y flector.....	101
Figura 3.32. Diagrama de cuerpo libre eje de potencia.	105
Figura 3.33. Dientes en los ejes.	109
Figura 3.34. Pernos de acople matriz – eje de potencia.....	113
Figura 3.35. Montaje de rodamientos espalda con espalda	115
Figura 3.36. Estructura para alojar rodamientos.....	117
Figura 3.37. Diagrama de cuerpo libre del motor – reductor	124
Figura 3.38. Distribución de elementos en el sistema de posicionamiento.....	128
Figura 3.39. Esfuerzos en el eje.	129
Figura 3.40. Diagrama Momento cortante y flector.....	130
Figura 3.41. Características geométricas del alojamiento	134
Figura 3.42. Diagrama de cuerpo libre Bastidor.	137

ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS

Fotografía 1.1. Ejemplos de fondos planos.	3
Fotografía 1.2. Ejemplos de fondos toriesféricos	4
Fotografía 1.3. Ejemplos de fondos semielípticos	5
Fotografía 1.4. Ejemplos de fondos esféricos.	6
Fotografía 1.5. Ejemplo de Fondo toricónico.....	7
Fotografía 1.6. Ejemplos de fondos abombados.....	9
Fotografía 4.1. Instalaciones de la empresa.	140
Fotografía 4.2. Armado de la estructura principal.....	142
Fotografía 4.3. Montaje del motor a la estructura principal.	144
Fotografía 4.4. Montaje carro-guía a placas.....	144
Fotografía 4.5. Máquina previamente terminada.....	145
Fotografía 4.6. Fondo Toriesféricos (Acero galvanizado de 4mm de espesor)..	148
Fotografía 4.7. Pruebas de campo 2 (Tol negro de 5mm de espesor).....	148
Fotografía 4.8. Fondo Toriesférico (Acero Inoxidable de 4mm de espesor).....	149

RESUMEN

El presente proyecto de titulación surge de la necesidad de Mecánica Industrial Luna de realizar el reborde o pestaña en los fondos y tapas de tanques de almacenamiento que son solicitadas por sus clientes.

Para la construcción de la máquina prototipo se utilizan materiales existentes en el mercado.

A continuación se realiza una breve explicación de los capítulos que fueron desarrollados en el presente trabajo:

En el capítulo uno se realiza un breve estudio sobre los fondos para tanques de almacenamiento sometidos a presión, sus diferentes tipos y aplicaciones así como su costo haciendo énfasis en los fondos toriesféricos que es el objetivo principal del presente proyecto. Contiene el marco teórico necesario para desarrollar el diseño de la máquina.

En el capítulo dos una vez planteados y determinados los parámetros efectivos, se buscan alternativas de rebordado, se describen ventajas y desventajas de los distintos procesos de repujado, para finalmente seleccionar la alternativa más adecuada.

El capítulo tres comprende el diseño y la selección de los elementos mecánicos que constituyen el prototipo.

En el capítulo cuatro se detalla la construcción y montaje del prototipo, así como las pruebas de campo y análisis de resultados.

En el capítulo cinco se realiza una descripción de los costos directos e indirectos, los cuales intervienen en la realización del proyecto.

En el capítulo seis se determinan las conclusiones y recomendaciones obtenidas al llevar a cabo el presente proyecto.

En los anexos se incluyen tablas y figuras que reúnen aspectos importantes empleados en el diseño del prototipo, así como fotografías y planos del mismo.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto tiene como objetivo principal el DISEÑAR Y CONSTRUIR UNA MÁQUINA PROTOTIPO PARA REBORDEAR FONDOS TORIESFÉRICOS PARA TANQUES DE ALMACENAMIENTO, con materiales y tecnología nacionales. El presente proyecto inicia con un breve resumen del tipo de fondos existentes en el mercado nacional e internacional, para conocer sus características y propiedades.

Conocido el tipo de fondo a ser rebordeado, se diseña el prototipo considerando el tipo de material a utilizarse en las matrices. La fuerza que produce el proceso de rebordeado para la fabricación del fondo es aplicada por un tornillo de potencia desde la matriz móvil hacia el fondo.

La matriz fija transmite el movimiento desde un motor hacia el fondo a través de un sistema de catarinas y cadena.

La máquina prototipo es construida, ensamblada y puesta en marcha en las instalaciones de Mecánica Industria Luna.

Una vez realizado el diseño, construcción y montaje del prototipo se realiza las pruebas de campo respectivas, si estas arrojan resultados positivos, se concluye que las consideraciones realizadas son correctas.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se analiza los tipos de fondos o tapas mas solicitados en la Industria metalmecánica, las especificaciones que los definen, los materiales más usados para la fabricación de los mismos; se realiza un análisis de las distintas propiedades de los materiales.

Conocidos los fondos o tapas se selecciona el tipo de fondo que presente facilidades para su fabricación en el prototipo a ser construido.

Por ultimo se presenta el tipo de máquinas rebordeadoras existentes en el mercado nacional e internacional.

1.2 FONDOS Y TAPAS

Son la parte superior o inferior de los tanques de almacenamiento, dependiendo de la ubicación en la que se encuentren se los llama tapas si están en la parte superior o fondos si están en la parte inferior; en el presente proyecto por facilidad y para no causar confusiones indistintamente se los llamara fondos.

Los tipos más comunes de fondos son:

- Fondos planos con cejas.
- Fondos toriesféricos.
- Fondos semielípticos.
- Fondos esféricos.
- Fondos cónicos.
- Fondos toricónicos.
- Fondos únicamente abombados.

1.2.1 FONDOS PLANOS CON CEJAS

Estos fondos tienen la siguiente forma ver figura 1.1. Se utilizan generalmente para cerrar recipientes sujetos a presión atmosférica, su costo es relativamente bajo, y tienen un límite dimensional de 6 metros de diámetro máximo.

En la tabla 1.1 se presentan las especificaciones de los fondos planos y en la fotografía 1.1 se presentan ejemplos de fondos planos.

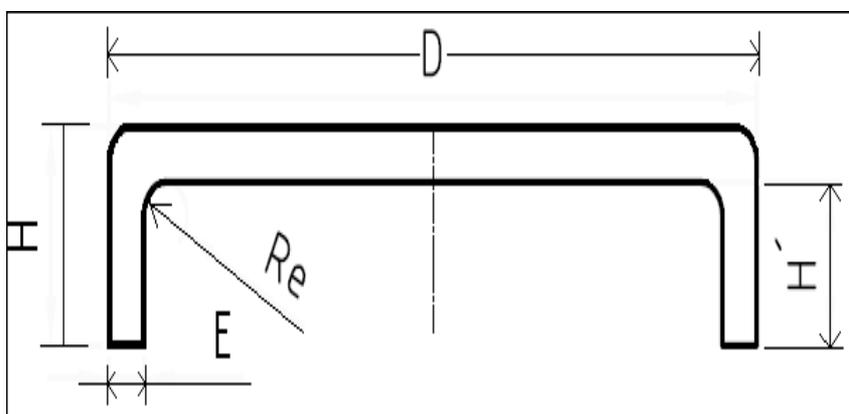


Figura 1.1. Fondo plano.

Fuente: <http://www.brightonruedge.com>

Tabla 1.1: Especificaciones de fondos planos.

	DESCRIPCIÓN	RANGO
D	Diámetro	508 - 6350
E	Espesor	4.8 - 9.5
H	Altura total	88.9 – 100
H'	Altura de ceja	38.1
Re	Radio de esquina	50.8

Fuente: <http://www.brightonruedge.com>



Fotografía 1.1.Ejemplos de fondos planos.

Fuente: <http://www.mmslb.com/Products>

1.2.2 FONDOS TORIESFÉRICOS

Los fondos toriesféricos tienen la siguiente forma ver figura 1.2. Son los de mayor aceptación en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas, con su característica principal es que el radio del abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 metros.

En la tabla 1.2 se presentan las especificaciones de los fondos toriesféricos y en la fotografía 1.2 se presentan ejemplos de fondos toriesféricos.

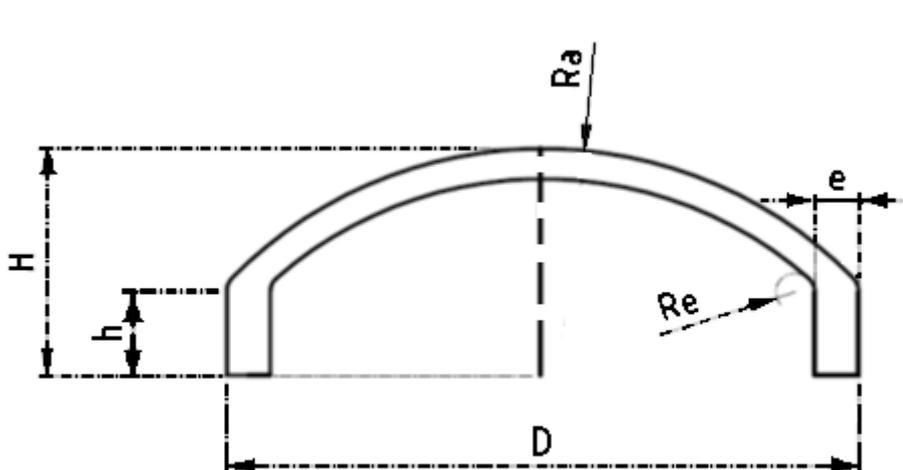


Figura 1.2. Fondo toriesférico.

Fuente: <http://www.brightonruedge.com>

Tabla 1.2. Especificaciones de fondos toriesféricos

	DESCRIPCIÓN	RANGO
D	Diámetro	508 mm - 6858 mm
e	Espesor	4.8 mm - 25.4 mm
Ra	Radio de Abombado	= D
H	Altura Total Exterior	Fórmula
h	Altura Parte Recta	38.1
Re	Radio de Esquina	= D X .06

Fuente: <http://www.brightontruedge.com>

**Fotografía 1.2.** Ejemplos de fondos toriesféricos.

Fuente: <http://www.mmslb.com/Products>

1.2.3 FONDOS SEMIELÍPTICOS

En la figura 1.3 se puede observar la forma de este tipo de fondos. Son empleados cuando el espesor calculado de un fondo toriesférico es relativamente alto, debido a que los fondos semielípticos soportan mayores presiones que los fondos toriesféricos. El proceso de fabricación de estos fondos es troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1, su costo es alto.

En la tabla 1.3 se presentan las especificaciones de los fondos semielípticos y en la fotografía 1.3 se presentan ejemplos de fondos semielípticos.

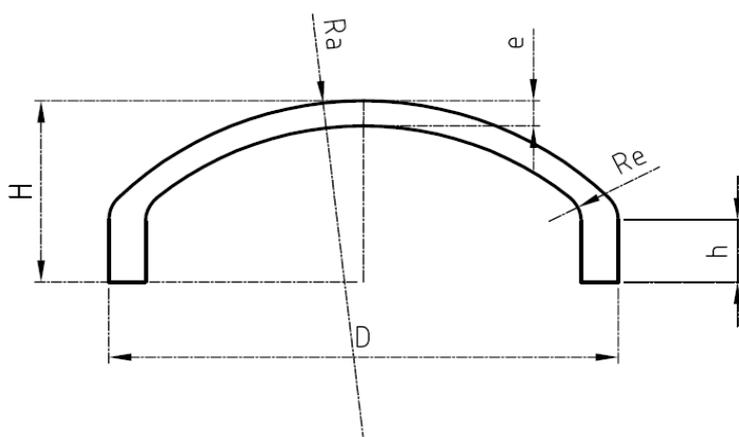


Figura 1.3.Fondo semielípticos.

Fuente: <http://www.brightontruedge.com>

Tabla 1.3: Especificaciones de fondos semielípticos

	DESCRIPCIÓN	RANGO
D	Diámetro	609.6 - 1828.8
e	Espesor	4.8 - 25.4
ra	Radio de Abombado	= D X 0.9
H	Altura Total Exterior	Fórmula
h	Altura Parte Recta	38.1
re	Radio de Esquina	= D X .01727

Fuente: <http://www.brightontruedge.com>



Fotografía1.3: Ejemplos de fondos semielípticos.

Fuente: <http://www.mmslb.com/Products>

1.2.4 FONDOS ESFÉRICOS

En la figura 1.4 se puede observar su forma. Son utilizados exclusivamente para soportar presiones críticas, como su nombre lo indica, su silueta describe una media esfera perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.

En la fotografía 1.4 se presentan ejemplos de fondos esféricos.

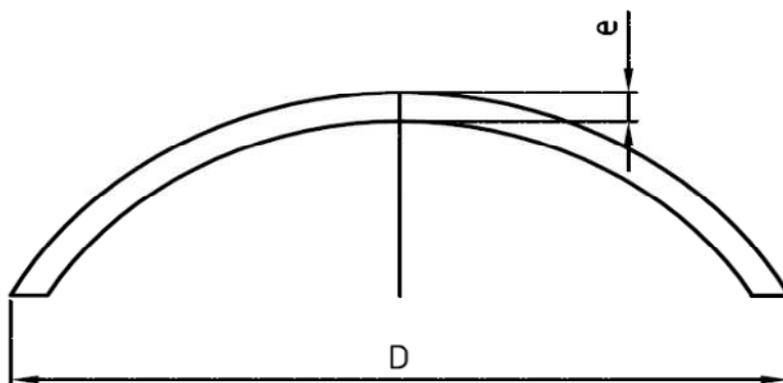


Figura 1.4.Fondo esférico.

Fuente: <http://www.brightontruedge.com>



Fotografía 1.4: Ejemplos de fondos esféricos.

Fuente: <http://www.mmslb.com/Products>

1.2.5 FONDOS CÓNICOS

Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límites en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo de vértice no deberá de ser calculado como fondo plano.

1.2.6 FONDOS TORICÓNICOS

A diferencia de los fondos cónicos, este tipo de fondos tienen en su diámetro, mayor radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor ó 3 veces el espesor como se puede observar en la figura 1.5. Tiene las mismas restricciones que las cónicas. En la fotografía 1.5 se presenta un ejemplo de fondo toricónico.

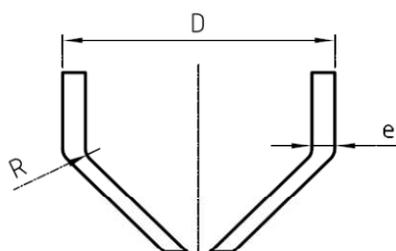


Figura 1.5. Fondo toricónico.

Fuente: <http://www.brightontruedge.com>



Fotografía 1.5. Ejemplo de Fondo toricónico.

Fuente: <http://www.mmslb.com/Products>

1.2.7 FONDOS ÚNICAMENTE ABOMBADOS

Son empleados en recipientes sometidos a presión manométrica relativamente baja, su costo puede considerarse bajo, sin embargo, si se usan para soportar presiones relativamente altas, será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada, al efectuar un cambio brusco de dirección. En la figura 1.6 se observa la forma de los fondos abombados.

En la tabla 1.6 se detallan las especificaciones de un fondo abombado y en la fotografía 1.6 se presenta varios ejemplos de fondos abombados.

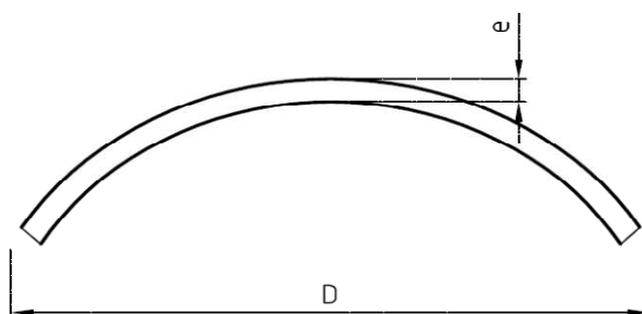


Figura 1.6. Fondo abombado.

Fuente: <http://www.brightonruedge.com>

Tabla 1.4. Especificaciones fondo abombado.

	DESCRIPCIÓN	RANGO
D	Diámetro	609 mm - 6000mm
E	Espesor	4.8 mm - 38.1 mm

Fuente: <http://www.brightonruedge.com>



Fotografía 1.6.Ejemplos de fondos abombados.

Fuente: <http://www.mmslb.com/Products>

1.3 MATERIALES UTILIZADOS

Los materiales más utilizados para la fabricación de fondos y recipientes de presión son:

- Aceros al carbón.
- Aceros de baja aleación.
- Aceros de alta tensión.
- Materiales no ferrosos.

1.3.1 ACEROS AL CARBÓN

Es el más disponible y económico de los aceros, recomendables para la mayoría de los recipientes y fondos donde no existan altas presiones ni temperaturas.

1.3.2 ACEROS DE BAJA ALEACIÓN

Como su nombre lo indica, estos aceros contienen bajos porcentajes de elementos de aleación como níquel, cromo, etc. Y en general están fabricados para cumplir condiciones de uso específico. Son un poco más costosos que los aceros al carbón. Por otra parte no se considera que sean resistentes a la corrosión, pero tienen mejor comportamiento en resistencia mecánica para rangos más altos de temperaturas respecto a los aceros al carbón.

1.3.3 ACEROS DE ALTA ALEACIÓN

Comúnmente llamados aceros inoxidable. Su costo en general es mayor que para los dos anteriores. El contenido de elementos de aleación es mayor, lo que ocasiona que tengan alta resistencia a la corrosión.

1.3.4 MATERIALES NO FERROSOS

El propósito de utilizar este tipo de materiales es con el fin de manejar sustancias con alto poder corrosivo para facilitar la limpieza en recipientes que procesan alimentos y proveen tenacidad en la entalla en servicios a baja temperatura.

1.4 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

Los materiales utilizados para la fabricación de fondos y tanques de almacenamiento deben tener las siguientes propiedades para satisfacer las condiciones de servicio a las que se encuentren expuestos:

1.4.1 PROPIEDADES MECÁNICAS

Al considerar las propiedades mecánicas del material es deseable que tenga buena resistencia a la tensión, alto nivel de cedencia, porcentaje de alargamiento alto y mínima reducción de área.

Con estas propiedades principales se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

1.4.2 PROPIEDADES FÍSICAS

En este tipo de propiedades se buscará que el material deseado tenga coeficiente de dilatación térmica.

1.4.3 PROPIEDADES QUÍMICAS

La principal propiedad química que se debe considerar en el material que se utiliza en la fabricación de fondos y recipientes a presión es su resistencia a la corrosión. Este factor es de muchísima importancia ya que un material mal

seleccionado es causa de muchos problemas, las consecuencias que se derivan de ello son:

- a) Reposición del equipo corroído. Un material que no sea resistente al ataque corrosivo puede corroerse en poco tiempo de servicio.
- b) Sobre diseño en las dimensiones. Para materiales poco resistentes al ataque corrosivo puede ser necesario dejar un excedente en los espesores dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pegados, de tal forma que encarecen el diseño además de no ser siempre la mejor solución.
- c) Mantenimiento preventivo. Para proteger los equipos del medio corrosivo es necesario usar pinturas protectoras.
- d) Paros debido a la corrosión de equipos. Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica las pérdidas en la producción.
- e) Contaminación o pérdida del producto. Cuando los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los productos de la corrosión contaminan el producto, el cual en algunos casos es corrosivo.

1.4.3 SOLDABILIDAD

Los materiales usados para fabricar los fondos y recipientes a presión deben tener buenas propiedades de soldabilidad, dado que la mayoría de los componentes son de construcción soldada. Para el caso en que se tengan que soldar materiales distintos entre si, estos deberán ser compatibles en lo que a soldabilidad se refiere. Un material, cuando más elementos contenga, mayores precauciones deberán tomarse durante los procedimientos de soldadura, de tal manera que se conserven las características que proporcionan los elementos de aleación.

1.5 SELECCIÓN DE FONDO

Para facilitar el desarrollo del presente proyecto se selecciona el fondo a producir en el prototipo sea del tipo toriesférico ASME 6:100, debido a que las especificaciones de las partes que lo conforman están completamente detalladas.

1.5.1 ESPECIFICACIONES FONDO TORIESFERICO ASME 6:100.

En la figura 1.7 se plantea un fondo toriesférico ASME 6:100. En la tabla 1.7 se detalla los elementos que definen un fondo toriésferico ASME 6:100.

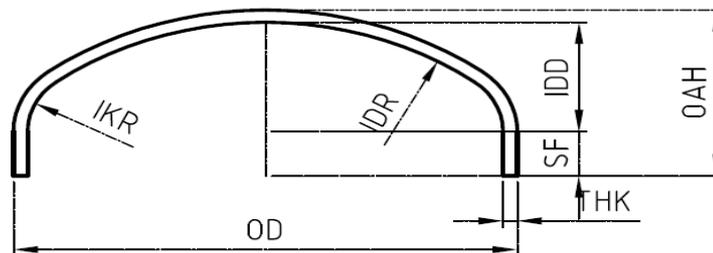


Figura 1.7. Fondo Toriesférico ASME 6:100.

Fuente: <http://pamrodproducts.com/sitebuildercontent/sitebuilderfiles/hdtypes>.

Tabla 1.5. Fondo Toriesférico ASME 6:100.

IKR	InsideKnuckleRadius
IDR	InsideDishRadius
THK	Thickness
OD	OutsideDiameter
SF	StraightFlange
IDD	InsideDepth of Dish
OAH	OverallHeight

Fuente: <http://pamrodproducts.com/sitebuildercontent/sitebuilderfiles/hdtypes.pdf>

En la tabla 1.6 se presentan las especificaciones de un fondo toriesférico ASME 6:100.

Tabla 1.6. Especificaciones de un Fondo Toriesférico ASME 6:100.

SPECIFICATIONS
Inside Dish Radius-Typically 100% of diameter (See ASME Section VIII Division 1, UG-32 for clasification)
Inside Knuckle Radius-At least 6% of diameter (See ASME Section VIII Division 1, UG-32 for clasification)
Typical Thin Out Allowance - ½" and Under – Add .3125" to the minimum -Over ½"- Add .0625" to the minimum

Fuente: <http://pamrodproducts.com/sitebuildercontent/sitebuilderfiles/hdypes.pdf>

Para definir claramente un fondo toriesférico ASME 6:100¹, son necesarios los siguientes datos:

Diámetro exterior (OD).

Radio de rebordeado (IKR).

Radio del fondo (IDR).

De donde:

$$\text{IKR} = 6\% \cdot \text{OD}$$

$$\text{IDR} = 100\% \cdot \text{OD}$$

¹www.brightonruedge.com

1.6 MARCO TEORICO

1.6.1 REBORDEADO

El rebordeado es la fabricación de bordes estrechos en fondos de chapa con cualquier forma ver figura 1.8.

El borde posibilita uniones de soldeo, plegado o remachado con el tronco de la pieza de trabajo, por ejemplo, con el cuerpo de un tanque de almacenamiento.



Figura 1.8. Rebordeado de un fondo

Fuente: <http://www.fondeyur.com/fondos-conformados-en-frio.pdf>

La figura 1.9 muestra las técnicas de trabajo con rebordeado:



Figura 1.9. Técnicas de trabajo con rebordeado

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/28530489/Trabajos-de-Conformacion-en-Construcciones-Metalicas>

Las técnicas de trabajo de rebordeado son:

- Plegado: en piezas rectas de chapa
- Curvado: en bordes de forma curva con arcos interiores; aquí se estira el material, se habla de “rebordeado hacia fuera”;
- Plegado: en arcos externos de forma curva; aquí se aplasta el material, se habla de “rebordeado hacia dentro”.

Los bordes se pueden manufacturar en forma manual o con máquinas.

1.6.1.1 Rebordeado a mano

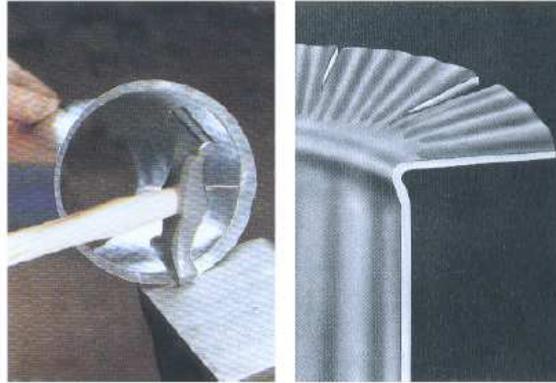
Para el rebordeado hacia dentro se necesita una hachuela curva y maceta de madera ver figura 1.10. La hachuela curva conveniente, está puesta en una base de madera o yace libre sobre la chapa, la maceta de madera evita un aplastamiento de la chapa.

El diámetro de la hachuela curva debe ser un poco más pequeño que el diámetro del corte de chapa. Para el rebordeado hacia fuera se necesita martillo contorneador y una superficie lisa, de un yunque por ejemplo. La orilla de la chapa se “da vuelta” lentamente con un martillo contorneador ver figura 1.11.



Figura 1.10. Rebordeado hacia dentro de un fondo.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/28530489/Trabajos-de-Conformacion-en-Construcciones-Metalicas>



Si el borde se da vuelta demasiado rápido o los golpes son dados muy irregularmente, entonces el borde se rasca.

Figura 1.11. Rebordeado hacia fuera de un manto.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/28530489/Trabajos-de-Conformacion-en-Construcciones-Metalicas>

1.6.1.2 Rebordeado con máquinas pequeñas

Se usan máquinas pequeñas con accesorios intercambiables, rebordeadoras manuales. El ejemplo de trabajo en la figura 1.12 muestra el rebordeado de un fondo de recipiente con 280 mm de diámetro, en chapa de acero de 1,5 mm de espesor. El reborde es de 10 mm de alto, el radio del reborde asciende a 2 mm. Peligro de accidente: Las chapas son de cantos muy afilados – use guantes de protección.

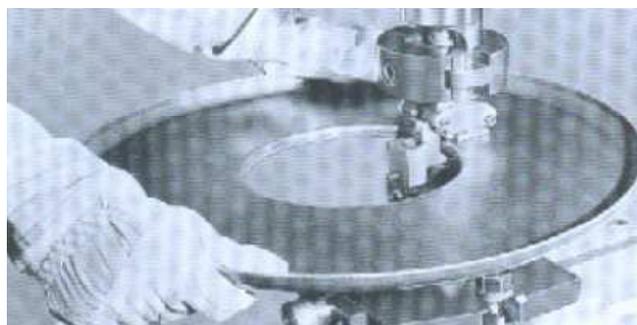


Figura 1.12. Rebordeado con máquina.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/28530489/Trabajos-de-Conformacion-en-Construcciones-Metalicas>

También en un torno de conformar metales (torno repujador) se pueden crear bordes para los fondos de recipiente. Sin embargo, la desventaja es que se debe confeccionar una forma o molde.

Una solución muy elegante es el rebordeado en una máquina rodonadora ver figura 1.13. El rodillo superior angosto debe estar ajustado exactamente al rodillo ancho inferior. De la misma manera se puede reequipar una cizalla mecánica circular con rodillos especiales para la fabricación de bordes.

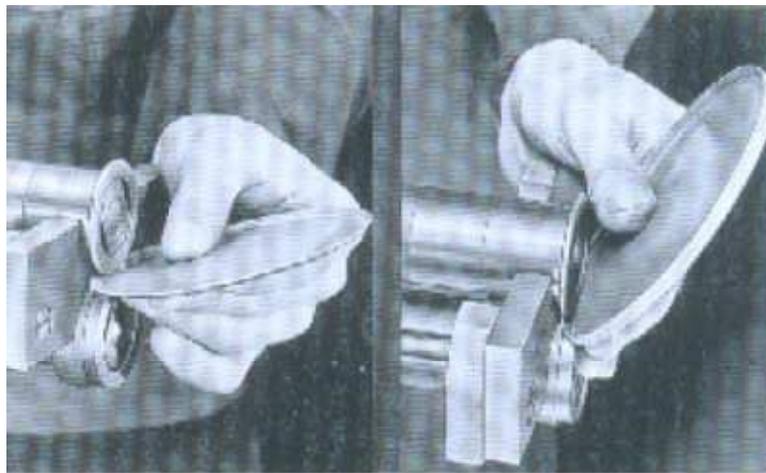


Figura 1.13. Rebordeado en la rodonadora

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/28530489/Trabajos-de-Conformacion-en-Construcciones-Metalicas>

1.6.1.3 Rebordeado con máquinas industriales

El proceso de rebordeado se realiza con máquinas industriales, de manera general se tienen dos tipos de rebordeadoras:

- Rebordeadora eléctrica.
- Rebordeadora hidráulica.

1.6.1.3.1 Rebordeadora Eléctrica

Este tipo de rebordeadora ver figura 1.14 produce el rebordeado por medio de dos matrices (una matriz fija y una matriz móvil), las cuales giran a velocidad constante alimentadas generalmente por un moto-reductor.

La matriz fija es la que hace girar al fondo y la encargada de dar el rebordeado es la matriz móvil la cual baja a una velocidad lenta para producir el repujado rotativo en el fondo.

Este rebordeado utiliza el repujado rotativo para dar forma a los bordes del fondo.



Figura 1.14. Rebordeadora Eléctrica.

Fuente: <http://www.corominas.com/PDF/GALDABINI2.PDF>

1.6.1.3.2 Rebordeadora Hidráulica

Este tipo de rebordeadora ver figura 1.15; es muy costosa debido a que utiliza aire comprimido para bajar las matrices y producir el rebordeado.



Figura 1.15. Rebordeadora hidráulica

Fuente: <http://www.corominas.com/PDF/GALDABINI2.PDF>

1.7REPUJADO ROTATIVO

1.7.1 RESEÑA HISTORICA

El repujado rotativo es un proceso muy antiguo, pues sus orígenes se remontan al siglo X en China. El desarrollo de este proceso ha sido notable durante los últimos años, y es bien aceptado dentro de las tecnologías más avanzadas en la industria.

1.7.1.1 Definición

El repujado rotativo es el arte de conformar chapas metálicas, planas o preformadas por deformación plástica a diversas formas deseadas, aplicando presión por medio de una herramienta de configurado o rodillo, la pieza está girando mientras es acercada hacia un modelo de metal que gira llamado “mandril- matriz”, cuyas dimensiones son las interiores de la pieza a obtener. Este proceso es muy eficiente cuando la forma deseada es circular o cilíndrica, o cuando no se puede hacer por otro proceso, como embutición o estampado².

El espesor de la chapa teóricamente es constante, pero en la práctica se considera de 10% a 25% menor, según la dificultad de las piezas.

1.7.2 TECNICAS DEL REPUJADO ROTATIVO

El repujado rotativo está basado en dos técnicas: repujado manual y repujado de potencia.

1.7.2.1 Repujado manual

En el repujado manual el espesor inicial del disco es teóricamente igual al final y el diámetro inicial es mayor que el diámetro final, puede ser con o sin ayuda mecánica para incrementar la fuerza, involucra espesores pequeños. Este proceso consiste en la aplicación de presión, mediante una herramienta contra una chapa metálica que es rotada por el usillo del cabezal fijo³.

La chapa es ordinariamente forzada sobre una matriz de forma determinada. Para aplicar mayor fuerza se usa dispositivos mecánicos, el rango de aplicaciones para el repujado manual es muy amplio, así chapas más gruesas pueden repujarse con la fuerza manual.

²Cárdenas V, Introducción al Conformado Mecánico; E.P.N; Quito, 1985

³Lincango R; Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica ; E.P.N; Quito, 1984

1.7.2.2 Repujado de potencia

En este tipo de repujado los diámetros iniciales y finales son diferentes, el espesor inicial es mayor que el final, el repujado de potencia es usado básicamente en dos campos: repujado cónico y repujado tubular.

Los metales dúctiles son procesables por repujado de potencia, para obtención de piezas huecas, chapas tan grandes como 6,1 metros de diámetro, planchas como de 25mm de espesor sin aplicar calor y tan gruesas como 140mm calentándolas.

Por repujado de potencia a partir de chapas planas son producidas figuras cónicas y curvilíneas. La fuerza muscular humana es remplazada por cualquier tipo de fuerza mecánica.

1.7.2.3 Repujabilidad

Es repujable cualquier metal lo suficientemente dúctil como para ser conformado en frío por cualquier método de conformado mecánico. La mayoría de los metales repujados son elaborados sin aplicación de calor, aunque a veces el metal es precalentado para conseguir uno de los objetivos siguientes:

- Para incrementar la ductilidad del metal duro.
- Para reducir la resistencia del trabajado mecánico, permitiendo de esta manera repujar espesores más gruesos.

1.7.3 MATERIALES

Los materiales más aptos son:

El aluminio, cobre, latón, bronce, níquel, monel, oro, plata, magnesio, acero suave de bajo carbono y el acero inoxidable, los mismos que pueden ser repujados manualmente hasta un determinado espesor, espesores mayores precalentados con llama oxiacetilénica.

1.7.4 LUBRICANTES

En todas las operaciones de repujado deberán usar lubricantes a la temperatura ambiente, prescindiendo de la exposición del metal de trabajo, la forma de la pieza o tipo de herramienta de repujado.

El lubricante se aplica a la chapa mediante una brocha antes de aplicar la fuerza a la chapa contra la matriz, a veces se añade durante el proceso.

La propiedad más importante del lubricante en el repujado es su aptitud para adherirse al metal en rotación, generalmente se emplea grasa común, se calienta para reducir la viscosidad y mayor aplicación sobre la chapa.

Lubricantes más utilizados son:

- Grasa dura
- Cera de abeja
- Parafina
- Cebo de res

1.7.5 APLICACIONES

El repujado rotativo es usado para conformar bridas, bordes, laminados, tazas, conos y superficies doble curvadas de revolución como campanas, otros productos incluyen a: reflectores de luz, bordes de tanques, tapas, utensilios domésticos, trofeos, protectores y componentes de instrumentos musicales.

CAPITULO II

PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo del presente capítulo es analizar y seleccionar la alternativa de diseño más adecuada para construir un prototipo apropiado para el rebordeado de fondos toriesféricos.

2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El presente proyecto tiene como objetivo solucionar el problema específico de rebordear fondos toriesféricos de tanques de almacenamiento propuesto por Mecánica Industrial Luna, la cual al momento no posee una maquinaria adecuada para realizar este proceso.

2.3 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

2.3.1 PARÁMETRO FUNCIONALES.

Estos parámetros definen el diseño y construcción del prototipo y son determinados por el empresario. En este caso son:

- El prototipo debe realizar el proceso de rebordeado en un tiempo mínimo de 30 minutos.
- El prototipo debe trabajar con acero A 36, Acero Inoxidable de diferentes espesores, aluminio y latón.
- El prototipo debe ser mecánico.

2.3.2 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.

Los requerimientos necesarios para el desarrollo del proyecto son:

Tipo de energía: energía eléctrica.

Acabado superficial: no alterar el acabado propio de la chapa.

Facilidad de trabajo con diámetros de diferentes tamaños entre 0.3 m y 2 m.

El prototipo debe producir un producto terminado sin deformaciones, aplastamientos, pliegues o rupturas en el producto final.

2.4 PARÁMETROS DE DISEÑO

En estos parámetros se consideran puntos fundamentales para el diseño y construcción del prototipo, tales como:

El diámetro de los fondos a rebordear variará entre valores de 0.3 y 3 m.

De investigaciones de campo realizadas se determinó que para obtener un buen rebordeado por repujado se necesita que la potencia del motor este entre 2 y 6 hp.

El espesor de los fondos varía ente 0.6 y 6 mm.

El fondo a realizar en la máquina prototipo es toriesférico.

2.5 FACTORES QUE INFLUYEN EN LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS Y CRITERIO DE PONDERACIÓN.

Los principales factores que influyen en la selección de la alternativa mas adecuada son:

- Espacio físico
- Facilidad de construcción
- Facilidad de montaje y desmontaje
- Facilidad de operación
- Factor Económico
- Mantenimiento
- Vida útil

2.5.1 ESPACIO FÍSICO.

Este factor se refiere al espacio físico que ocupara la máquina prototipo en las instalaciones de Mecánica Industrial Luna. Para el prototipo se determina las

medidas de: longitud 1000 mm, ancho 1000 mm y alto 800 mm. Se pondera este factor con un valor de 9.5.

2.5.2 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.

La facilidad de construcción se refiere a las posibilidades de construir los elementos de la máquina prototipo, este factor esta relacionado directamente con la disponibilidad de los materiales en el mercado nacional y el tipo de máquinas herramientas que existen en Mecánica Industrial Luna. Se pondera este factor con un valor de 9.5.

2.5.3 FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE.

La facilidad de montaje y desmontaje esta relacionado directamente con la complejidad y el número de piezas. Se pondera este factor con un valor de 8.5.

2.5.4 FACILIDAD DE OPERACIÓN.

La facilidad de operación esta relacionada con el número de personas que se necesitaran para operar la maquina prototipo y el grado de conocimientos de la persona que la operara, para esta máquina prototipo no se necesita que las personas que la operen tengan conocimientos de mecanismos o sistemas mecánicos. Se pondera este factor con un valor de 8.

2.5.5 FACTOR ECONÓMICO.

Este factor es importante en el diseño, debido a que se debe tener en cuenta el costo del proyecto a realizarse. El costo del prototipo esta relacionado con el número de elementos a construirse y el proceso de fabricación de los mismos. Se pondera este factor con un valor de 7.5.

2.5.6 MANTENIMIENTO

Este factor esta relacionado con el tipo de mantenimiento que se realizara a la máquina prototipo, el tiempo de espera para realizar el mantenimiento y el costo del mismo; a este factor se lo pondera con un valor de 7.

2.5.7 VIDA UTIL

La máquina prototipo esta diseñada para vida infinita, el numero de ciclos mínimo que debe soportar la máquina prototipo será de 10^6 ; por lo que se calcularan los elementos a falla por fatiga. Este factor se lo pondera con un valor de 8.

2.6 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Para solucionar el problema planteado en este capítulo se presentan tres alternativas:

Alternativa 1 (A1): Embutido sin sujetador.

Alternativa 2 (A2): Repujado rotativo con matrices fijas.

Alternativa 3 (A3): Forjado en caliente con rodillo.

2.6.1 EMBUTIDO SIN SUJETADOR (A1)

La función principal del sujetador consiste en prevenir el arrugado de la brida mientras se embute la parte. La tendencia al arrugamiento se reduce al aumentar la relación entre el espesor y el diámetro de la forma inicial.

Este tipo de embutido se muestra en la figura 2.1 donde: (1) inicio del proceso y (2) fin de la carrera. Los símbolos v y F indican movimiento y fuerza aplicada, respectivamente.

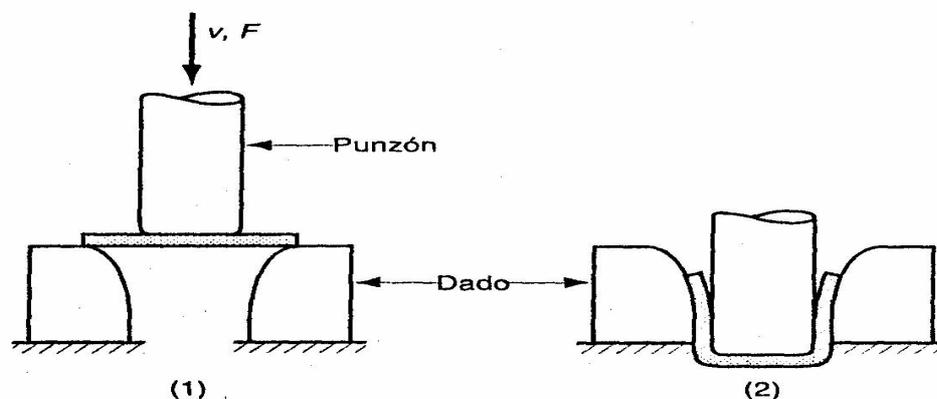


Figura 2.1.Embutido sin sujetador

Fuente: Procesos de manufactura, Groover, México, 2000.

2.6.2 REPUJADO ROTATIVO CON MATRICES (A2)

Su funcionamiento se basa en la utilización de un par de dados, uno de los cuales origina la rotación de la chapa, mientras que el superior realiza el reborde correspondiente por medio de un movimiento lineal vertical. La chapa gira sobre un eje dejándose llevar por la tracción que originan los dados.

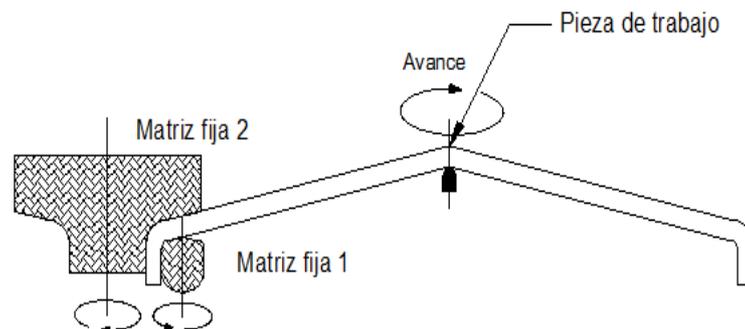


Figura 2.2.Repujado rotativo con matrices.

Fuente: Procesos de manufactura, Groover, México, 2000.

2.6.3 FORJADO EN CALIENTE CON RODILLO (A3)

Se trata de obtener el doblado de la tapa con un calentamiento previo localizado, por medio de un soplete. De esta forma se disminuye la fuerza necesaria en el punzón para realizar el rebordeado.

La principal desventaja de este método es que se alteran las propiedades mecánicas. La operación típica se ilustra en la figura 2.3. El forjado con rodillo se clasifica generalmente como un proceso de forja, aun cuando utiliza rodillos. Los rodillos no giran continuamente, sino solamente a través de una porción de revolución que corresponde a la deformación que requiere la parte.

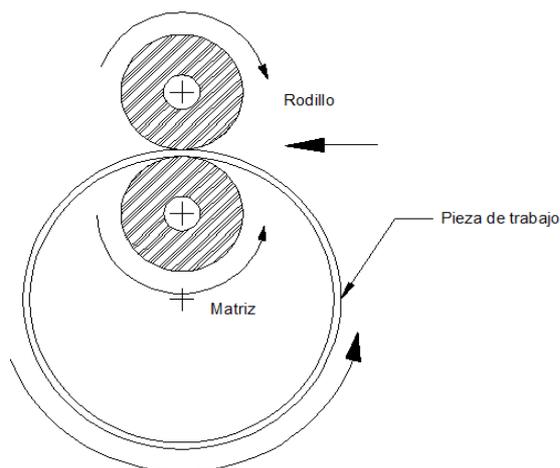


Figura 2.3.Forjado en caliente con rodillo.

Fuente: Propia.

2.7 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ADECUADA

Para la selección de la alternativa a construir, se procede a calificar cada una de las alternativas planteadas, en base a los factores descritos en la sección 2.5.

En la tabla 2.1 se presentan estos factores y su respectiva valoración:

Tabla 2.1. Selección de Alternativas

FACTORES	A IDEAL	A 1	A 2	A 3
Espacio físico	9,5	5	8,5	6
Facilidad de construcción	9,5	5	8	7
Facilidad de montaje y desmontaje	8,5	6	8,5	6
Facilidad de operación	8	6,5	7,5	5
Factor Económico	7,5	6	8,5	5
Mantenimiento	7	5	7,5	7,5
Vida útil	8	6	8	7
SUMA	58	39,5	56,5	43,5
Valores técnicos $x = Z/Z_i$	1	0,68	0,97	0,75

Fuente: Propia.

Elaborado: Cuichán, Malte.

Donde:

Z = puntaje de las alternativas.

Z_i = puntaje del modelo ideal.

De lo expuesto anteriormente y según la tabla 2.1 se elige la alternativa 2; la cual corresponde al repujado rotativo con matrices.

2.10 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Seleccionada la alternativa, se elabora y presenta el siguiente formato para realizar las pruebas respectivas, una vez terminada la construcción del prototipo.

Con el fin de analizar el correcto funcionamiento de la máquina prototipo, se establece un conjunto de pruebas básicas a toda la máquina, los sistemas y elementos que la componen.

2.10.1 VERIFICACIÓN DEL MONTAJE

Se lo realiza con el fin de:

- Comprobar la correcta ubicación de cada uno de los elementos que componen la máquina prototipo.
- Verificar las dimensiones de la máquina prototipo.
- Asegurar que los elementos móviles tienen una adecuada lubricación.
- Comprobar que el montaje del motor sea el correcto.
- Verificar que el templado de la cadena sea el adecuado.

2.10.2 VERIFICACIÓN DE ALINEACIÓN Y PARALELISMO

- Comprobar que los ejes, rodamientos y las placas se encuentren perfectamente paralelos y alineados.
- Verificar el paralelismo entre la matriz fija y el motor.
- Verificar el paralelismo entre la estructura principal y secundaria.
- Verificar el paralelismo entre la estructura secundaria y las placas guía.
- Verificar el paralelismo entre los ejes del carro portaherramientas.

2.10.3 PRUEBAS EN VACIO

Efectuar pruebas en vacío (sin el fondo); para comprobar que las catalinas transmiten el movimiento desde el motor hacia la matriz.

Comprobar el movimiento óptimo del carro portaherramientas en las placas guía.

2.10.4 PRUEBAS CON CARGA

Efectuar pruebas con carga (con el fondo); para comprobar si el prototipo produce el rebordeado en el fondo.

2.10.5 COMPROBACIÓN DEL REBORDEADO

Considerando que las pruebas anteriores son satisfactorias, la prueba visual debe corroborar las pruebas anteriores.

Esta prueba consiste en observar que el rebordeado toriesférico ha sido realizado. Por último se debe observar que el fondo después del rebordeado se encuentre en buen estado.

2.10.6 PRUEBAS CON DIFERENTES MATERIALES

Estas pruebas se las realizara con tres materiales diferentes; para verificar el funcionamiento del prototipo con estos materiales.

El formato para realizar las pruebas de campo, según el protocolo de pruebas se detalla en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Pruebas de campo según el protocolo de pruebas.

PROTOCOLO DE PRUEBAS		
MÁQUINA PROTOTIPO PARA REBORDEAR FONDOS TORIESFÉRICOS DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.		
EMPRESA:	NOMBRE DEL VERIFICADOR:	
FECHA:	NUMERO DE HOJA: 1/2	
PRUEBA A REALIZARSE	CUMPLE	NO CUMPLE
Verificación del Montaje		
1. Ubicación correcta de elementos.		
2. Verificar las dimensiones.		
3. Asegurar lubricación elementos.		
4. Comprobar montaje del motor.		
5. Verificar templado de la cadena.		
Verificación de alineación y paralelismo		
1. Comprobar que ejes, rodamientos y placas estén paralelos y alineados.		
2. Verificar el paralelismo entre la matriz fija y el motor.		
3. Verificar el paralelismo entre la estructura principal y secundaria.		
4. Verificar el paralelismo entre la estructura secundaria y las placas guía.		
5. Verificar el paralelismo entre los ejes del carro portaherramientas.		
Pruebas en vacío		
1. Comprobar que las catalinas transmitan el movimiento.		
2. Comprobar el movimiento del carro porta herramienta en las placas guía.		
NOTAS:		

Continuación:

PROTOCOLO DE PRUEBAS			
MÁQUINA PROTOTIPO PARA REBORDEAR FONDOS TORIESFÉRICOS DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.			
EMPRESA:		NOMBRE DEL VERIFICADOR:	
FECHA:		NUMERO DE HOJA: 2/2	
PRUEBA A REALIZARSE	CUMPLE	NO CUMPLE	
Pruebas con carga			
1. Comprobar si el prototipo produce el rebordeado en el fondo.			
Comprobación del rebordeado			
1. Observar el rebordeado del fondo.			
2. Observar el estado del fondo.			
Pruebas con diferentes materiales			
MATERIAL	DIAMETRO (mm)	REBORDEADO	
		CUMPLE	NO CUMPLE
1.			
2.			
3.			
NOTAS:			

CAPITULO III

DISEÑO DE LA MÁQUINA

3.1 CÁLCULO DE LA PRESIÓN NECESARIA PARA EL PROCESO DE REBORDEADO.

Para determinar la carga total del proceso rebordeado se necesita conocer la fuerza de contacto entre la matriz fija y la chapa, debido a la complejidad que presenta determinar de forma exacta el área total de contacto, se asume una área máxima la cual está determinada por el arco $i - f$ de la matriz móvil y el arco $j - g$ de la matriz fija, estos dos arcos se consideran como parámetros de diseño de tal manera que el arco if es igual a $r_1 \cdot \alpha$ donde $0 \leq \alpha \leq \pi/2$, jg es igual a $R_1 \cdot \beta$ donde β depende del avance de la matriz móvil sobre la chapa h , tal como se muestra en la figura 3.1.

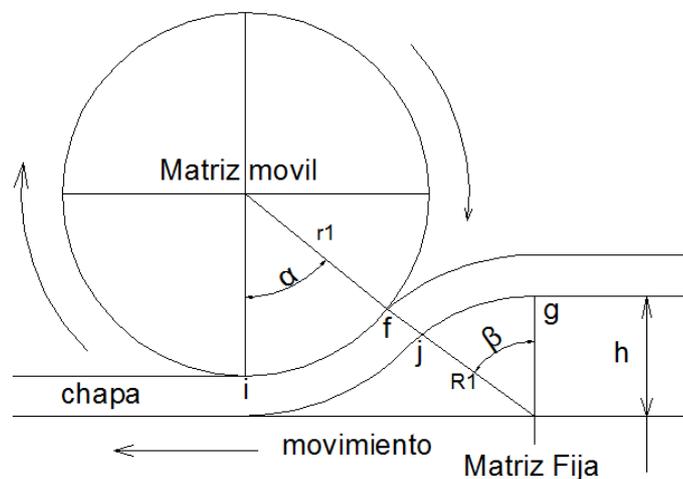


Figura 3.1.Matriz – Herramienta.

Fuente: Tesis, Repujado Rotativo, Lincango, EPN, Quito, 1984

Mediante la siguiente ecuación se obtiene la carga total aplicada a la chapa para el proceso de rebordeado.

$$F = P * A$$

Dónde:

P: presión interna ejercida sobre la chapa para su deformación.

A: área de contacto.

Para obtener el área de contacto se iguala el área de contacto de la matriz móvil la cual está determinada por el arco if con el área de contacto de la matriz fija la cual está determinada por el arco jg.

Donde se obtiene la siguiente expresión para el área de contacto:

$$A = R_1 * \cos\left(\frac{R_1 - h}{R_1}\right)$$

La presión interna que garantiza la fluencia de la chapa es:

$$P_{flujo} = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \left[\frac{r_1^2}{r_2^2} e^{\frac{\cos\alpha}{r}(r_2 - r_1)} - 1 \right] * \frac{2 \ln \frac{r_2}{r_1}}{\left(\frac{r_1^2}{r_2^2} - 1\right)}$$

Por lo tanto la carga total aplicada hacia la chapa es:

$$F = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \left[\frac{r_1^2}{r_2^2} e^{\frac{\cos\alpha}{r}(r_2 - r_1)} - 1 \right] * \frac{2 \ln \frac{r_2}{r_1}}{\left(\frac{r_1^2}{r_2^2} - 1\right)} * r_1 * \alpha * R_1 * \cos\left(\frac{R_1 - h}{R_1}\right)$$

Dónde:

- F: carga total (fuerza) ejercida sobre la chapa.
- σ_0 : Esfuerzo de fluencia del material de la chapa.
- r_2 : Radio exterior de curvatura.
- r_1 : Radio interno de curvatura.
- r: Radio de simetría de la tapa.
- R_1 : Radio de la herramienta móvil.
- α : Ángulo de presión ejercido sobre la chapa.
- h: Avance de la herramienta móvil.

Es de suma importancia tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- La presión que garantiza el flujo plástico es la misma presión aplicada sobre la chapa es decir en la zona de rebordeado, esta presión deber ser tal que garantice la fluencia del material y esta dada por la siguiente expresión:

$$P_{flujo} = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \left[\frac{r_1^2}{r_2^2} e^{\frac{\cos\alpha}{r}(r_2-r_1)} - 1 \right] * \frac{2 \ln \frac{r_2}{r_1}}{\left(\frac{r_1^2}{r_2^2} - 1 \right)}$$

- Al igual que existe una presión que garantiza el flujo plástico del material también existe una presión que garantiza la existencia de una zona elástica esta presión es aplicada sobre la zona de contacto entre chapa y herramienta móvil es decir en la zona de repujado para este caso se expone siguiente expresión:

$$P_i = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} e^{\frac{\cos\alpha}{r}(r_2-r_1)} - 1 \right)$$

3.1.1 CONSIDERACIÓN PARA EL ANÁLISIS

Para la realización de este proyecto el estudio hecho se basa en los requerimientos especificados por la empresa en este caso la MECÁNICA INDUSTRIAL ÁNGEL MARÍA LUNA C.A. la cual es una empresa que presta servicios en el área de la industria metalmecánica.

El modelo matemático hasta este punto es de vital importancia para establecer algunos parámetros como son las fuerzas y reacciones que actúan en el diseño de la máquina prototipo.

El radio de curvatura aumenta conforme disminuye su valor para este caso el radio menor es de 30mm hasta chapas de 3000mm de diámetro.

El espesor de la chapa es directamente proporcional con la presión para este caso se rebordeara hasta un espesor de 6mm. Por caso de diseño se calcula hasta 7mm.

De acuerdo con los parámetros de diseño se aplica las siguientes ecuaciones:

$$P_p = \frac{2 * \sigma_0}{\sqrt{3}} \ln \frac{r_2}{r_1} \text{ Presión que garantiza el flujo plástico.}$$

$$P_p = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} - 1 \right) \text{ Presión bajo lo cual no existe ningún flujo.}$$

$$\sigma_0'' = 1,10 * \sigma_0$$

$$\sigma_0'' = 1,10 * (26,02)$$

$$\sigma_0'' = 28,62 \frac{kg}{mm^2} \text{ Acero austenítico.}$$

$$\sigma_0'' = 19,38 \frac{kg}{mm^2} \text{ Acero 1045}$$

$$r_1 = 30mm$$

$$r_2 = 38mm$$

Casos:

i)

$$P_p = \frac{2}{\sqrt{3}} (28,62) \ln \left(\frac{38mm}{30mm} \right)$$

$$P_p = 7,64 \frac{kg}{mm^2}$$

ii)

$$P_p = \frac{2}{\sqrt{3}} (19,38) \ln \left(\frac{38mm}{30mm} \right)$$

$$P_p = 5,29 \frac{kg}{mm^2}$$

Para determinar la suficiente carga aplicada sobre la matriz se debe conocer las dimensiones de la matriz móvil y de la matriz fija.

Se toman algunas consideraciones:

$$\alpha = 60^0$$

$$h = 5mm$$

$$R_1 = 50mm$$

Como paso siguiente se calcula el área de contacto.

$$A = r_1 * R_1 * \alpha * \arccos \left(\frac{R_1 - h}{R_1} \right)$$

$$A = 30 * 50 * \frac{\pi}{3} * \arccos\left(\frac{50 - 5}{50}\right)$$

$$A = 708mm^2$$

Como siguiente paso se obtiene la carga total:

$$F = P * A$$

$$F = 16,06 \frac{kg}{mm^2} * 708mm^2$$

$$F = 11379 kg$$

La longitud de la matriz fija se obtiene al utilizar la siguiente expresión:

$$P_i = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} - 1 \right)$$

Por razones de cálculo se considera los siguientes valores:

$$r_1 = 30mm$$

$$r_2 = 38mm$$

$$P_i = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} - 1 \right)$$

$$P_i = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \left(\frac{30^2}{38^2} - 1 \right)$$

$$P_i = 0,2 * \sigma_0$$

$$P_i = 7,2 \frac{kg}{mm^2}$$

En el límite la fuerza aplicada sobre la zona elástica es igual a la fuerza aplicada en la zona plástica “zona de rebordeado”.

Mediante la aplicación de la siguiente ecuación se obtiene el área de contacto de igual forma se obtiene la longitud de la matriz fija.

$$A_c = R_H * \arccos\left(\frac{R_H - h}{R_H}\right) * l$$

Donde:

L: longitud de la herramienta móvil.

$$A_c = 50\text{mm} * \arccos\left(\frac{50 - 5}{50}\right) * l$$

$$A_c = 22,6 * l$$

Como:

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

$$P = \frac{F}{22,6l}$$

$$l \geq \frac{F}{22,6P}$$

$$l \geq \frac{11379 \text{ kg}}{22,6\text{mm} * 7,8 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}$$

$$l \geq 31\text{mm}.$$

R interno	30	Avance de H	5
R externo	38		
R herr	50		
angulo C	1,047		
Presión Fp	7,1		
Area C	708,5		
Carga T	5031,8		
Presión NF	6,2	5,8	
L Herra	23		
L Max	36		

Tabla 3.1. Determinación de la presión necesaria

ACERO INOXIDABLE AUSTENITICO 305										
Area de H	R herr	R in (mm)	R ex (mm)	σ_0 (Kg/mm ²)	Presión Fp	Area C	Carga total	Presión NF	L Max	
39	150	150	158	26,02	1,56	6100,7	9524,1	6,23	39	
35	125	120	128	26,02	1,94	4457,8	8644,1	6,23	39	
32	100	90	98	26,02	2,56	2992,9	7657,7	6,23	39	
28	75	60	68	26,02	3,76	1730,4	6507,4	6,23	38	
23	50	30	38	26,02	7,10	708,5	5031,8	6,23	36	

ACERO AL CARBONO AISI 1015										
Area de H	R herr	R in (mm)	R ex (mm)	σ_0 (Kg/mm ²)	Presión Fp	Area C	Carga total	Presión NF	L Max	
39	150	210	221	19,38	1,1	8541,0	9758,2	5,81	43	
35	125	180	191	19,38	1,3	6686,7	8875,9	5,81	43	
32	100	150	161	19,38	1,6	4988,2	7899,7	5,81	43	
28	75	120	131	19,38	2,0	3460,9	6792,6	5,81	42	
23	50	60	71	19,38	3,8	1416,9	5337,7	5,81	41	

De acuerdo con la tabla 3.1 la mayor fuerza es de 9758,2 kg para condiciones de diseño se toma una carga de 10 toneladas para realizar el diseño de la máquina.

3.2 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL SISTEMA MECÁNICO

Para facilidad de estudio se toma como base el siguiente esquema para el análisis de fuerzas presentes en el sistema mecánico. Ver en la figura 3.2.

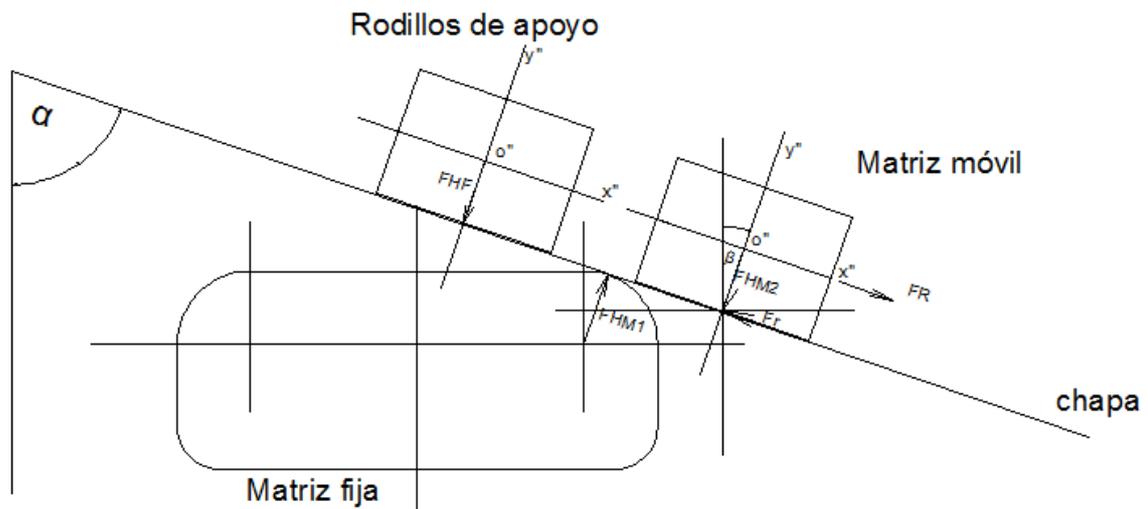


Figura 3.2. Diagrama de cuerpo libre (Sistema de Rebordeado).

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Mediante el estudio de la estática, se tiene que:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-F_{HF} \cos \beta - F_{HM2} \cos \beta + F_{HM1} \cos \beta - f r + F_R \cos \alpha = 0$$

$$f r + F_{HF} \cos \beta + F_{HM2} \cos \beta - F_{HM1} \cos \beta = F_R \cos \alpha$$

$$F_R = \left(\frac{f r + F_{HF} \cos \beta + F_{HM2} \cos \beta - F_{HM1} \cos \beta}{\cos \alpha} \right)$$

$$F_R = \left(\frac{(0,42 * 8,33) \cos(30) + 1,67 * \cos(60) + 8,33 * \cos(60) - 10 * \cos(60)}{\cos(30)} \right)$$

$$F_R = \left(\frac{3,03 + 0,835 + 4,165 - 5}{\cos(30)} \right)$$

$$F_R = 3,49 \text{ Ton}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{HF} \text{sen} \beta + F_{HM_2} \text{sen} \beta = F_{HM_1} \text{sen} \beta$$

$$F_{HF} + F_{HM_2} = F_{HM_1}$$

$$F_{HF} = F_{HM_1} - F_{HM_2}$$

$$F_{HF} = 10 - 8,33$$

$$F_{HF} = 1,67 \text{ Ton.}$$

$$\curvearrowright \Sigma M_1 = 0$$

$$F_{HM_1} * \text{sen} \beta * AB = F_{HM_2} * \text{sen} \beta * AC$$

$$F_{HM_2} = F_{HM_1} \frac{\text{sen} \beta AC}{\text{sen} \beta AB}$$

$$F_{HM_2} = F_{HM_1} * \frac{150mm}{180mm}$$

Entonces:

$$F_{HM_2} = 10 * 0,833$$

$$F_{HM_2} = 8,33 \text{ Ton.}$$

Para casos extremos.

De igual forma se toma en consideración el estudio para distintos ángulos de giro para valores como 45° (Figura 3.3) y 60° (Figura 3.4).

Para un ángulo de 45°

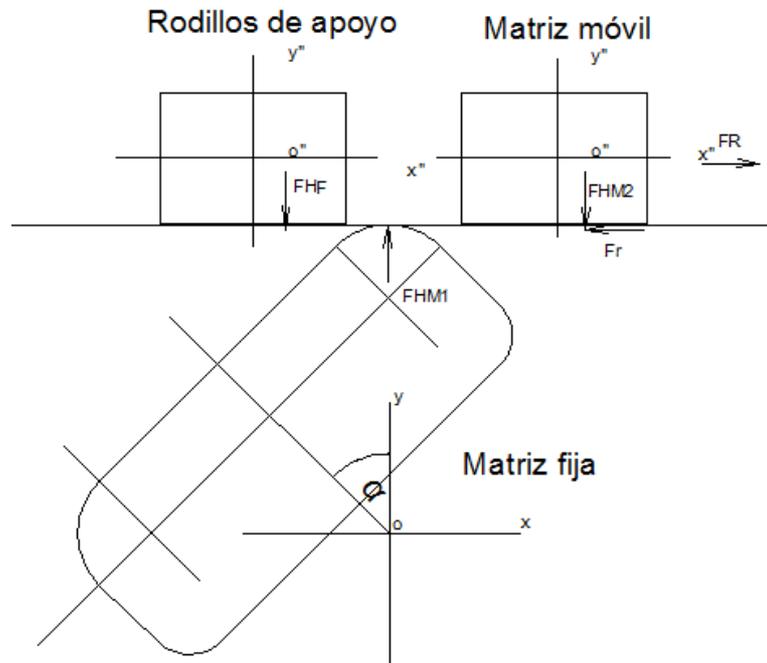


Figura 3.3. Diagrama de cuerpo libre (disposición de 45° de la matriz fija).

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte

$$\curvearrowright \Sigma M_C = 0$$

$$-60F_{MH2} - 289 * F_R + 220 * \text{sen } 45 * F_{HM1} + 60 * F_{HM1} \cos 45 = 0$$

$$-60(7,07) + 1555,63 + 424,24 = 289 * F_R$$

$$F_R = 5,38 \text{Ton}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$F_{HF} = -F_R + F_{HM1} \text{sen} 45$$

$$F_{HF} = 10 * \text{sen}(45) - 6,422$$

$$F_{HF} = 7,07 - 6,422$$

$$F_{HF} = 0,648 \text{ Ton}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{HM1} \text{sen}45 - F_{HM2} = 0$$

$$F_{HM2} = 10 * \text{cos}(45)$$

$$F_{HM2} = 7,07 \text{ Ton}$$

Para un ángulo de 60°.

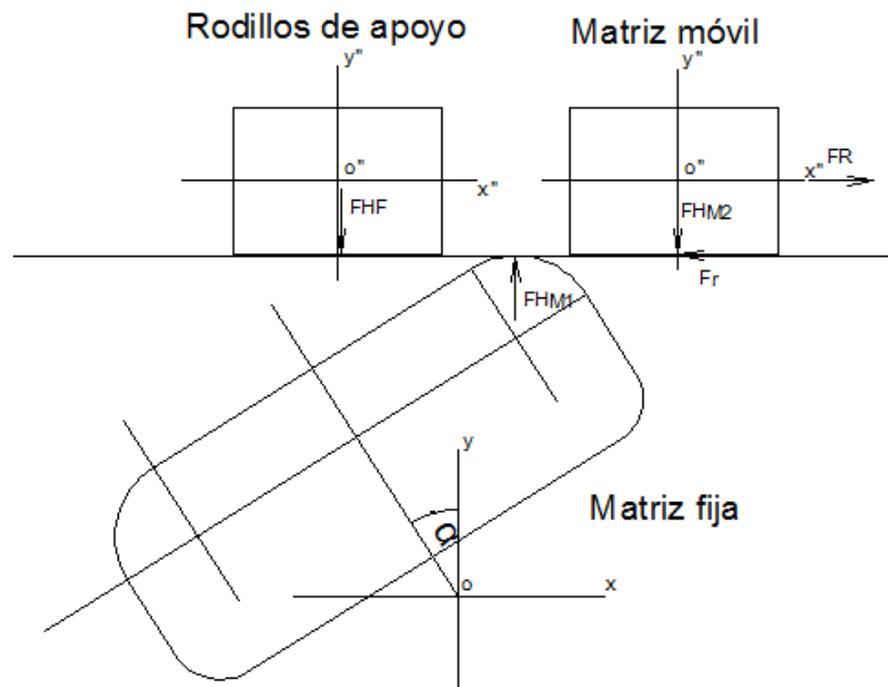


Figura 3.4. Diagrama de cuerpo libre (disposición de 60° para la matriz fija).

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$\curvearrowright \Sigma M_C = 0$$

$$F_{MH2}(291,92) - F_{HM1}(302,33) = 0$$

$$F_{HM2} = \frac{10 * (302,33)}{291,92}$$

$$F_{HM2} = 1,03 * 10$$

$$F_{HM2} = 10,35 \text{ Ton}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-F_{HM2} * \text{sen}60 + F_{HM1} * \text{cos}(45) - F_R \text{cos} 30 = 0$$

$$F_R = \frac{-10,35 * \text{sen} 60 + 10 * \text{cos}45}{\text{sen}30}$$

$$F_R = 3,72 \text{ Ton}$$

Del estudio se obtiene los siguientes valores donde:

$$F_R = 5,38 \text{ Ton}$$

$$F_{HM2} = 8,71 \text{ Ton}$$

3.3 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO PARA EL REBORDEADO FONDOS.

3.3.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El sistema se compone de los siguientes elementos básicos. Tal como se muestran en la figura 3.5.

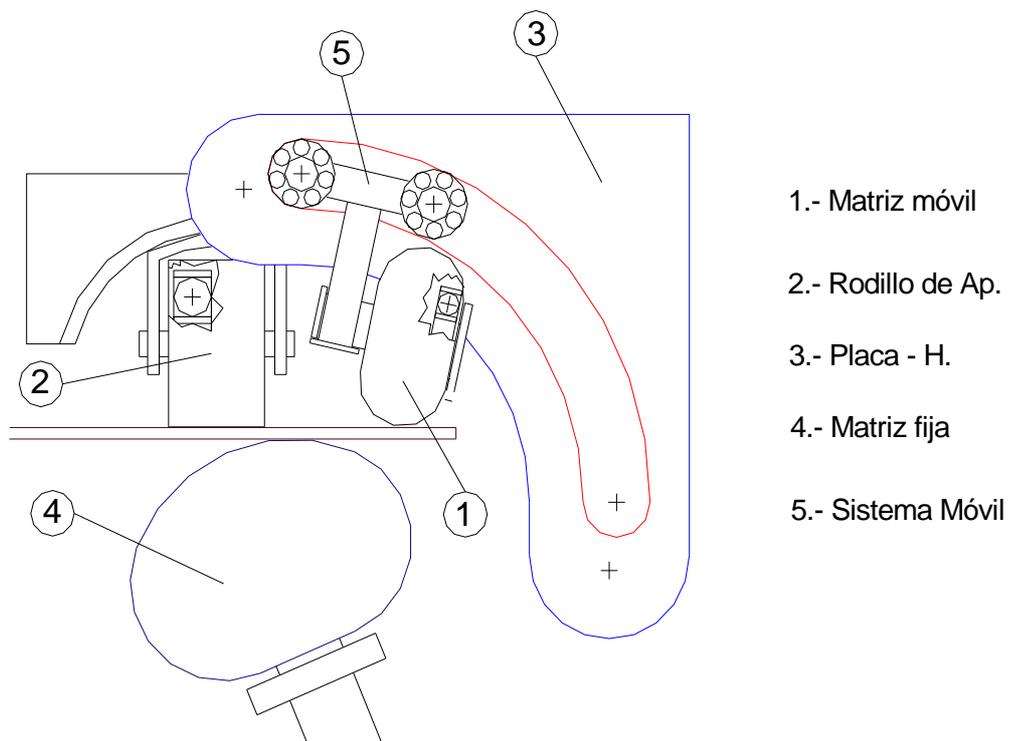


Figura 3.5. Principales elementos del sistema mecánico para rebordear fondos.

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte.

El proceso de rebordeado es el siguiente: se coloca la chapa sobre la máquina sujetándola apropiadamente en su centro por medio de un sistema de posicionamiento que se utiliza para distintos diámetros de los fondos, este sistema de posicionamiento está a una distancia de la matriz fija de tal forma que al realizar el proceso de rebordeado se obtiene el diámetro deseado, luego se

hace que los rodillos de apoyo ascienda hasta que ajuste la chapa contra la matriz fija pero sin deformar la chapa.

Para el funcionamiento del sistema de rebordeado, el carro porta – matriz móvil es obligado ha moverse por las placas ranuradas mediante un sistema de tornillo sin fin el cual obliga a la matriz móvil ha deformar la chapa hasta obtener el rebordeado requerido.

El proceso de rebordeado no es posible en una sola revolución de la chapa debido a la naturaleza misma del fenómeno, por cuanto el proceso se hace en varias vueltas.

El radio de la ranura se obtiene de la suma de las siguientes distancias: el radio máximo de rebordeo, el radio del eje de traslado del carro porta matriz móvil, el espesor máximo de la chapa (7mm), y algunas holguras que se han dejado entre diferentes elementos mecánicos.

La matriz móvil se construye de acero bonificado 4340 y la matriz fija de acero DF2 (ANEXO D), los cuales generalmente son utilizados en matricería, debido a su alta resistencia al desgaste por rozamiento, aunque si bien la velocidad angular no es muy alta, pero si la presión entre los dos elementos.

El carro porta - matriz móvil se compone de dos placas que forman el conjunto y son las que soportan la fuerza aplicada sobre la matriz fija. Cuenta con un tornillo de potencia y con dos ejes en cuyos extremos posee rodamientos de bolas de diámetro menor al espesor de las placas.

3.3.2 ANÁLISIS DE FUERZAS DEL SISTEMA MECÁNICO DE REBORDEADO

De acuerdo con el estudio se tiene que deformar plásticamente una chapa de 7mm de espesor, un radio para la matriz fija de 120 mm para esto se necesita una fuerza máxima de 10 toneladas y esto sucede cuando el ángulo entre el eje radial de la matriz fija y la vertical es igual a 90° . Esta fuerza es directamente proporcional al área de contacto entre la chapa y matriz fija.

Con el objetivo de facilitar el cálculo de las fuerzas aplicadas sobre el rodillo y la matriz fija se considera lo siguiente: se tiene la fuerza resultante sobre la matriz fija en el punto máximo, esto quiere decir en una posición intermedia entre la chapa y la matriz fija. La fuerza máxima aplicada a la matriz fija es igual a 10 toneladas. El diagrama para esta disposición se muestra en la figura 3.6.

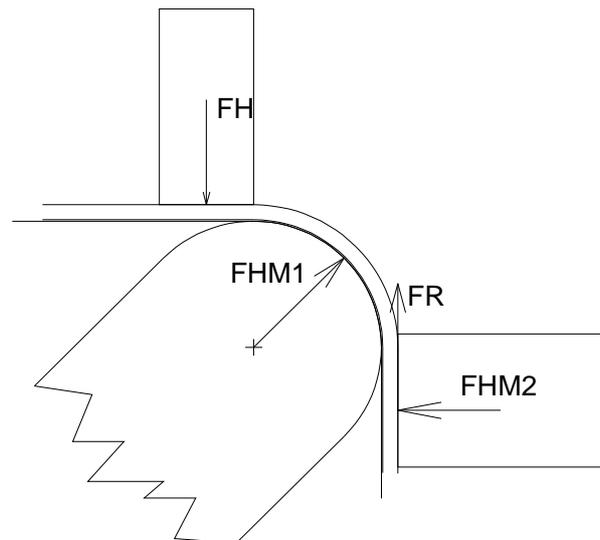


Figura 3.6: Diagrama de cuerpo libre de la chapa en la posición más crítica.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Para el estado de fuerzas sobre la chapa es necesario calcular FH y FHM2.

Donde:

FH: fuerza del rodillo.

FHM1: Fuerza de la matriz fija.

FHM2: Fuerza de la matriz móvil.

FR: fuerza de rozamiento.

$$R_{\text{herramienta}} = 120\text{mm}$$

$$R_{\text{de rebordeado}} = 85\text{mm}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$-F_r(249) - F_{HM2}(94) + 155(F_{M1}\text{sen}45) + 94(F_{M1}\text{COS}45) = 0$$

Para el cálculo de la fuerza de rozamiento entre la chapa y la matriz fija se toma como referencia la fricción igual a 0.42, para cuando existe deslizamiento en seco entre dos materiales de acero duro.

Donde:

$$F_r = uN$$

$$u = 0.42$$

$$-F_{HM2}(u(249) + 94) + 155(F_{M1}\text{sen}45) + 94(F_{M1}\text{cos}45) = 0$$

$$\frac{155(F_{M1}\text{sen}45) + 94(F_{M1}\text{cos}45)}{(0.42(249) + 94)} = F_{HM2}$$

$$\frac{155(8 * \text{sen}45) + 94(8 * \text{cos}45)}{(0.42(249) + 94)} = F_{HM2}$$

$$F_{HM2} = 7.09 \text{ Ton}$$

$$F_r = u(7.09)$$

$$F_r = 2.97 \text{ Ton}$$

$$F_{HM2} = F_{rad}$$

$$F_R = F_{ax}$$

3.4 DISEÑO DE LA MATRIZ MÓVIL.

Al inicio del presente capítulo se obtuvo las dimensiones mínimas de la matriz móvil, por razones de versatilidad se toma dimensiones mayores a estas, garantizando la funcionalidad del elemento y su adecuado acople con las demás piezas. Tal como se muestra en la figura 3.7.

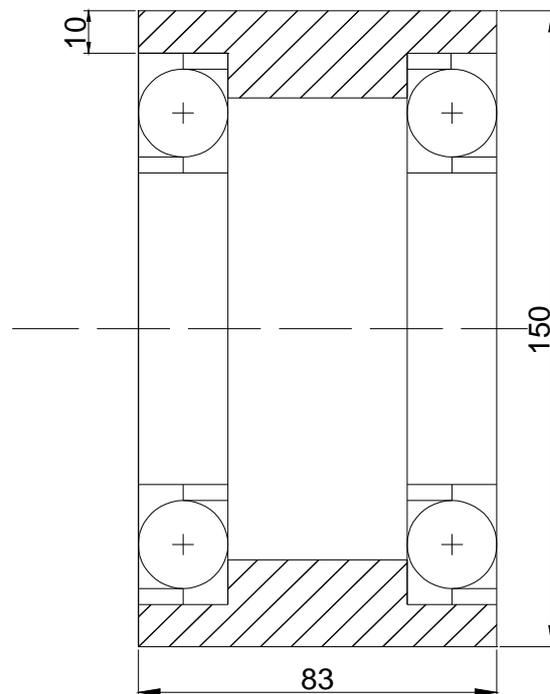


Figura 3.7. Dimensiones generales de la matriz móvil.

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte.

3.4.1 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA LA MATRIZ MÓVIL

En primer lugar se analiza el diagrama de cuerpo libre. Tal como se muestra en la figura 3.8.

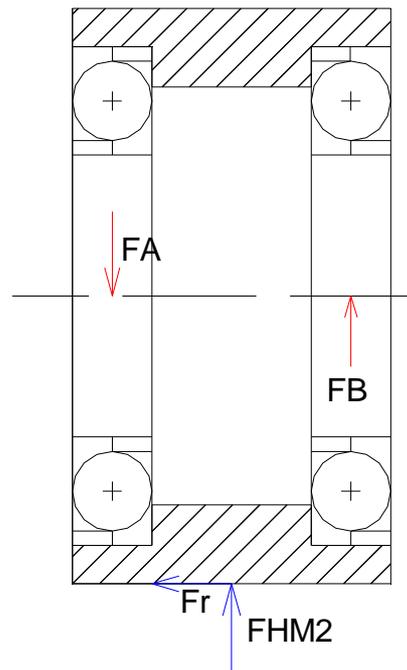


Figura 3.8. Fuerzas aplicadas sobre los rodamientos de la matriz móvil.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_R + F_r - F_{M1} \text{sen}45 = 0$$

$$F_R = -2.97 + 8(\text{sen}45)$$

$$F_R = 2.68 \text{ Ton}$$

$$7.09 \text{ Ton} * \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ TON}} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 69482 \text{ N}$$

$$2.97 \text{ Ton} * \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ TON}} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 29106 \text{ N}$$

$$P = F_{rad} + 0.55F_{ax}$$

$$P = 69482 + 0.55(29106)$$

$$P = 85 \text{ kN}$$

El rodamiento seleccionado es de contacto angular:

Catalogo FAG: 7312 B (ANEXO A).

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

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$B = 31 \text{ mm}$$

Carga D = 90000 N⁴

Mediante el cálculo de las fuerzas se obtienen los siguientes datos:

Fuerza radial → F_{rad}

Fuerza axial → F_{ax}

Selección de rodamientos para la matriz móvil:

Fuerza radial → F_{rad}

Fuerza axial → F_{ax}

⁴Catalogo FAG, pág. 187.

Carga axial = 2.97 Ton

Carga Radial = 8.02 Ton

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} = \frac{29106}{78596} = 0.37 < 1.14$$

$$P = F_{rad} + 0.55F_{ax}$$

$$P = 8.02 + 0.55(2.97)$$

$$P = 9.65 \text{ Ton} = \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ Ton}} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 94570 \text{ N}$$

$$P = 94 \text{ kN}$$

Los rodamientos apropiados son: 7313 B

Cuyas dimensiones son:

$$d = 65 \text{ mm}$$

$$D = 140 \text{ mm}$$

$$B = 33 \text{ mm}$$

Este rodamiento soporta una carga de 102000 N

3.5 DISEÑO DEL EJE DE LA MATRIZ MÓVIL

El diámetro interior del rodamiento es igual a 65mm, esto quiere decir que el diámetro del eje tiene un valor igual ha este, además este elemento esta sometido a esfuerzos combinados deflexión y de tracción.

3.5.1 DISEÑO POR RESISTENCIA

El eje funciona como una viga en cantiléver debido a la aplicación de la fuerza FHM1, que es necesaria para el proceso de rebordeado de la chapa (figura 3.9).

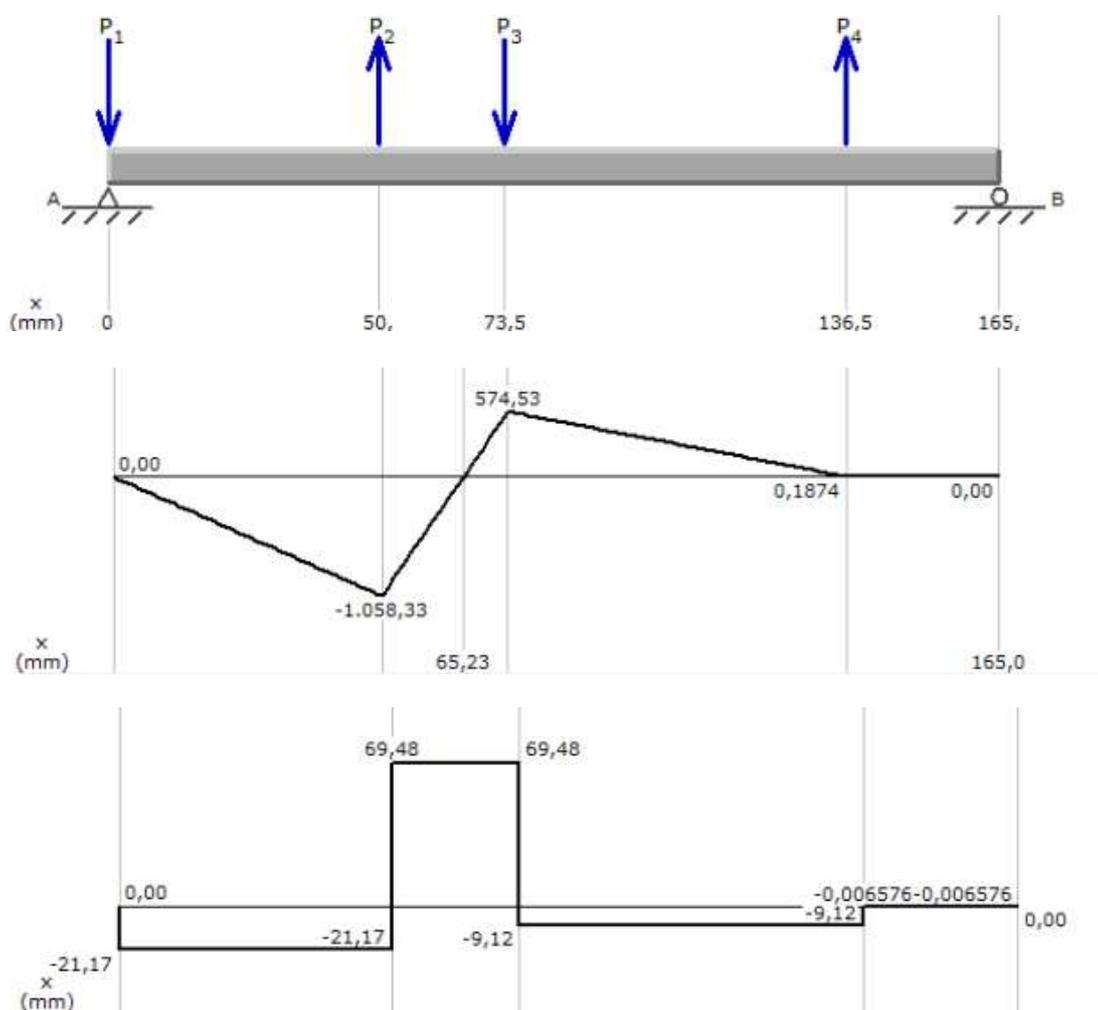


Figura 3.9. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector.

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte

3.5.2 CÁLCULO DE FUERZAS.

En la figura 3.10 se muestra la distribución de fuerzas aplicadas a lo largo del eje.

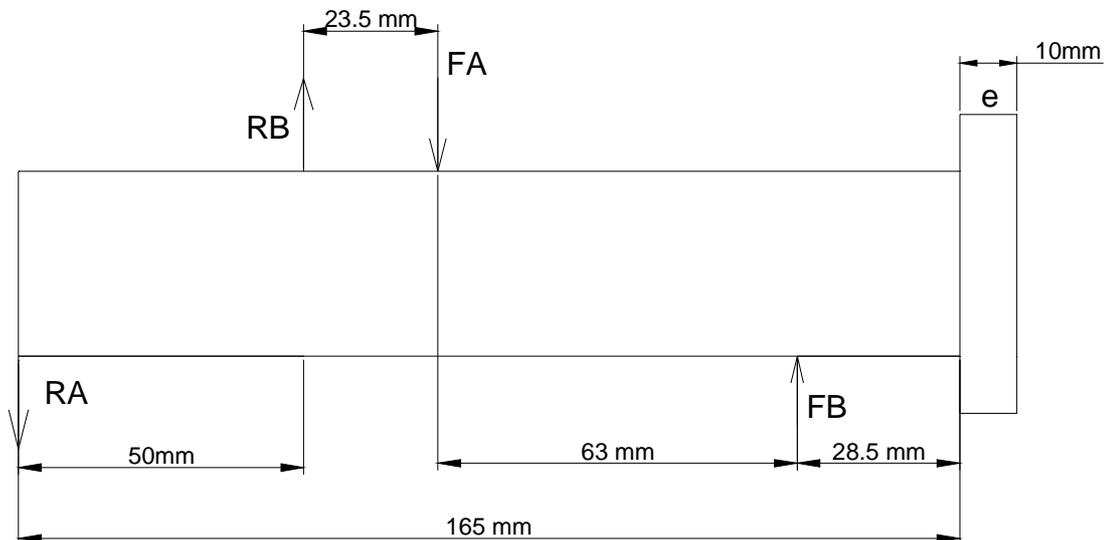


Figura 3.10. Diagrama de fuerzas presentes en el eje de la matriz móvil.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B(50) - F_A(73.5) - 136.5(F_B) = 0$$

$$R_B = \frac{8.02(73.5) - 136.5(0.93)}{50}$$

$$R_B = 9.25 \text{ Ton}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A(50) - F_A(23.5) + 86.5(F_B) = 0$$

$$R_A = \frac{8.02(23.5) + 86.5(0.93)}{50}$$

$$R_A = 2.16 \text{ Ton}$$

$$F_B = 0.93 \text{ TON} = 9.11 \text{ kN}$$

$$F_A = 0.82 \text{ TON} = 78.6 \text{ kN}$$

$$R_A = 2.16 \text{ TON} = 21.17 \text{ kN}$$

$$R_A = 9.25 \text{ TON} = 90.65 \text{ kN}$$

La magnitud de dichas fuerzas son inversamente proporcionales al espesor de la placa y a su vez esta requiere de un espesor mínimo para no flejar ante la reacción del eje, dado que los rodamientos elegidos para la matriz móvil tienen un diámetro interno de 65mm, esto quiere decir que el diámetro del eje tiene un valor igual a este. El material apropiado para el eje es el acero SAE 1045⁵.

3.5.3 FLEXIÓN ALTERNANTE S_e .

En todo árbol rotatorio cargado con momento flexionantes y torsionantes invariables en el tiempo, ocurrirá un esfuerzo flexionante que se invierte alternativamente por completo y un esfuerzo torsional que permanece constante. Para el presente estudio este tipo de situación es más cercana a la realidad debido a que este elemento mecánico esta sometido a flexión y torsión a la vez⁶.

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\frac{S_e}{n} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$d^3 = \frac{32Mn}{\pi S_e}$$

⁵Manual de Aceros Especiales BOHLER, pág. 79

⁶Shigley; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; 4^{ta} Edición; México, 1983; pág. 732.

El momento máximo se presenta en F_A (Ver la figura 3.10) con un valor máximo igual a 1058,40 kN.mm, con este valor se obtiene el diámetro óptimo:

Acero 1045

$S_y = 340 \text{ N/mm}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32Nn}{\pi S_y}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 1058.40 * 1000 \text{ Nmm}}{\pi * 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$d = 39.88 \leq 65 \text{ mm}$$

Por lo tanto el eje resiste.

3.5.4 DISEÑO PARA LA CABEZA DEL EJE

La cabeza del eje soporta una carga igual a 2.97 Ton que genera la fuerza de rozamiento entre la chapa y la matriz móvil. El espesor del cuello se calcula simplemente por medio de la expresión del cortante, el diámetro máximo de la cabeza depende de la medida del eje. Para esto se utiliza la siguiente expresión:

Area = Perimetro * Espesor

$$E = \frac{F_{ax}}{\text{Area} * \tau}$$

$$\tau = \frac{F_{ax}}{\text{Area}}$$

Para un acero A36 se tiene:

$$\tau = 0.5 * \sigma$$

Entonces:

$$\tau = 25 \frac{kg}{mm^2}$$

$$\text{perímetro} = \pi * d = 3.1415 * 65$$

$$\text{perímetro} = 204.2 \text{ mm}$$

$$E = \frac{2970 \text{ kg}}{204.2 \text{ mm} * 25 \frac{kg}{mm^2}}$$

$$E = 0.58 \text{ mm}$$

Debido al valor muy reducido y por razones de fabricación se toma un valor de 10 mm para el espesor.

3.6 DISEÑO DEL CARRO PORTA–MATRIZ MÓVIL.

Con respecto al sistema móvil, esta compuesto por: Carro –porta matriz móvil, un tornillo de potencia y un tornillo sin fin.

En esta parte se diseña y selecciona los distintos elementos que componen al carro porta matriz móvil.

3.6.1 CÁLCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA EL ACCIONAMIENTO DEL SISTEMA MÓVIL.

Dentro del cálculo de la fuerza necesaria para el accionamiento del sistema de rebordeado se aplica una fuerza mayor a la f_r (2.72 Ton); por razones de diseño la fuerza tiene un valor de 3.58 Ton.

Para el cálculo de las fuerzas aplicadas sobre los ejes de carro porta matriz móvil, se toma como base la figura 3.11.

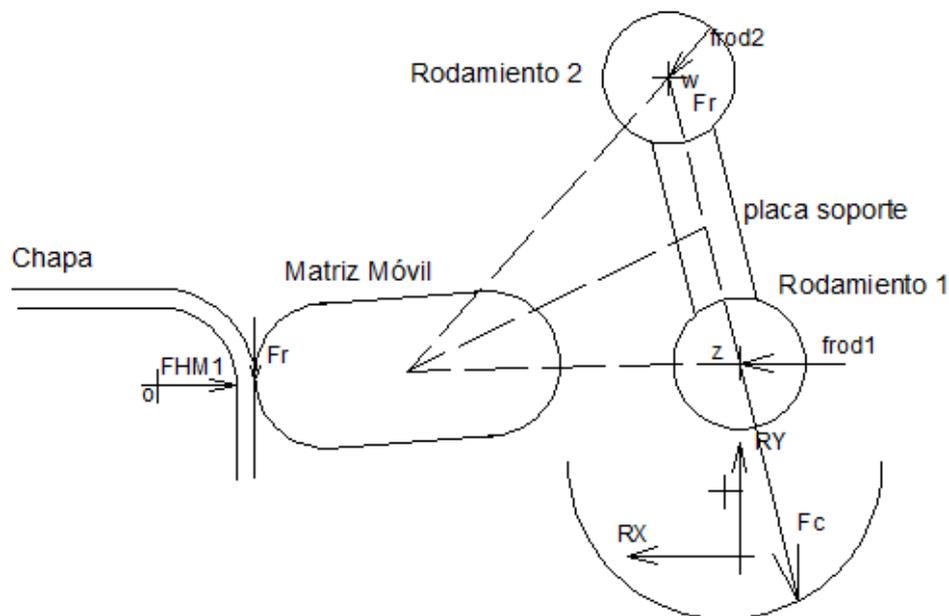


Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre del carro porta - matriz móvil.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$\sum M_o = 0$$

$$53 * 7,09 + 94(F_r) = 310,5 * F_c$$

$$\frac{53(7,09) + 2,97 * f_r}{310,5} = F_c$$

$$F_c = 2,11 \text{ Ton.}$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$-23.6(f_r) + 150.5(F_{rad2}) = 0$$

$$F_{rad2} = \frac{23.6(2.97)}{151} = 4.64 \text{ Ton}$$

$$\sum M_W = 0$$

$$151(F_{rad1}) + F_c(45) - f_r(236) + F_{HM2}(151) = 0$$

$$F_{rad1} = \frac{2.11(2.9745) - 2.97(236) + 7.09(151)}{151} = 3.07 \text{ Ton.}$$

3.6.2 LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL CARRO PORTA MATRIZ MÓVIL.

Para la explicación del presente fenómeno dentro del proceso de rebordeado de la chapa metálica se considera lo siguiente:

La presión que existe entre los dos elementos se distribuye en una determinada área, esto quiere decir que la presión necesaria para realizar el rebordeado del fondo tiene un valor de 7.09 ton.

Debido a que el área de contacto no se distribuye simétricamente, a esta diferencia se le atribuye una propiedad característica que poseen los materiales como es la recuperación elástica tal como se muestra en la figura 3.12.

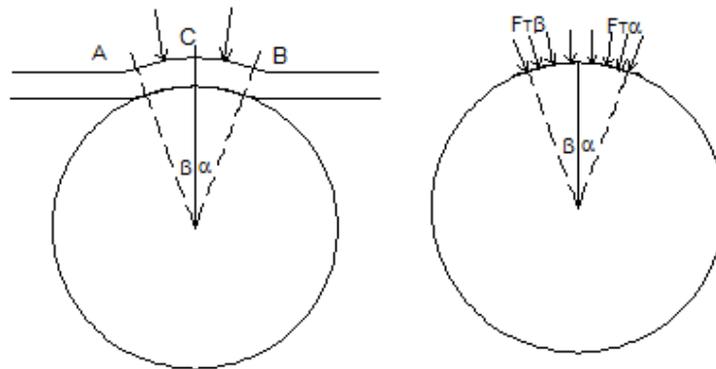


Figura 3.12. Fuerza axial sobre los ejes del carro porta – matriz móvil.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Por lo general un material tiene el 15 % de recuperación

La presión necesaria para el proceso de rebordeado es:

$$F_{HM_2} = 6.48 \text{ Ton}$$

$$\alpha > \beta$$

Esto se debe a la recuperación elástica que posee todo material.

$$h = 4 \text{ mm}$$

$$F_{T_\alpha} + F_{T_\beta} = 7.08 \text{ Ton}$$

$$F_{T\beta} = 15\%F_{T\alpha}$$

$$F_{T\beta} + 0.15 F_{T\alpha} = 7.08 \text{ Ton}$$

$$F_{T\alpha} = \frac{7.08}{1.15} = 6.15 \text{ Ton}$$

$$F_{T\beta} = 7.08 - 6.15 = 0.92 \text{ Ton}$$

$$\alpha = 0.25 \text{ rad}$$

$$\beta = 15 \% \alpha = 0.037 \text{ rad}$$

$$\alpha = 0.25 \text{ rad} * \frac{180^{\circ}}{\pi \text{ rad}} = 14.32^{\circ}$$

$$\beta = 0.037 \text{ rad} * \frac{180^{\circ}}{\pi \text{ rad}} = 2.12^{\circ}$$

$$F_{T\alpha_x} = F_{T\alpha} \text{Sen} \frac{\alpha}{2} = 0.76 \text{ Ton}$$

$$F_{T\beta_x} = F_{T\beta} \text{Sen} \frac{\beta}{2} = 0.0157 \text{ Ton}$$

$$F_{axial \text{ en el eje}} = 0.78 \text{ Ton.}$$

Esta fuerza axial no es aplicada a los rodamientos, ya que si es el caso la pista superior de la placa sufre deterioro debido ha esto se coloca placas planas que sirven como guías.

El tipo de rodamiento necesario para absorber la carga que genera el proceso de rebordeado es: rígidos en las bolas para carga dinámica.

El análisis hecho en la figura 3.11 se obtiene las siguientes fuerzas radiales que soportan en los ejes del carro porta – matriz móvil. Los rodamientos deben soportar:

$$F_{rod1} = 3,07 \text{ Ton}$$

$$F_{rod2} = 4,64 \text{ Ton}$$

Para la selección de los rodamientos se toma el valor máximo para este caso es:

$$F_{rod2} = 4,64 \text{ Ton}$$

$$\frac{F_{rod2}}{2} = P$$

$$P = \frac{4,64 \text{ Ton}}{2} = 2,32 \text{ Ton}$$

$$P = 22736 \text{ N}$$

El rodamiento seleccionado es 6207 2ZR⁷ según designación el Catalogo FAG (ANEXO B) el cual soporta cargas superiores a 25500N.

$$d = 35\text{mm}$$

$$D = 72\text{mm}$$

$$B = 17\text{mm}$$

⁷Catalogo FAG, pág. 161.

El rodamiento 6207 2ZR exige un diámetro de tope de 42mm⁸ a partir de esta información se obtiene las dimensiones recomendadas para los ejes, el diámetro mínimo de los ejes para el carro porta – matriz móvil es igual a 35 mm, el eje debe resistir una carga máxima de 4,64 Ton por lo tanto en base ha este valor se establece su resistencia mecánica.

Para el diseño del eje de carro porta - matriz móvil se consideran los siguientes datos:

$$\varnothing_{\text{matriz móvil}} = 190 \text{ mm}$$

El diámetro de la matriz fija es igual a 284 mm que es 94mm más que el diámetro de la matriz móvil.

Para la fabricación del eje se utiliza como material el acero SAE 1045 (BOHLER V 945 ANEXO F), cuyas propiedades son⁹:

$$\sigma = 340 \frac{N}{mm^2} * \frac{1 \text{ kgf}}{9.8 \text{ N}} = 34.69 \frac{\text{kgf}}{mm^2}$$

$$S_{ut} = 750 \frac{N}{mm^2}$$

Para determinar la magnitud del momento máximo, se utilizan los diagramas del momento flector y fuerzas cortantes. Tal como se muestran en la figura 3.13.

⁸Catalogo FAG, pág. 161.

⁹Manual de Aceros Especiales BOHLER, pág. 79

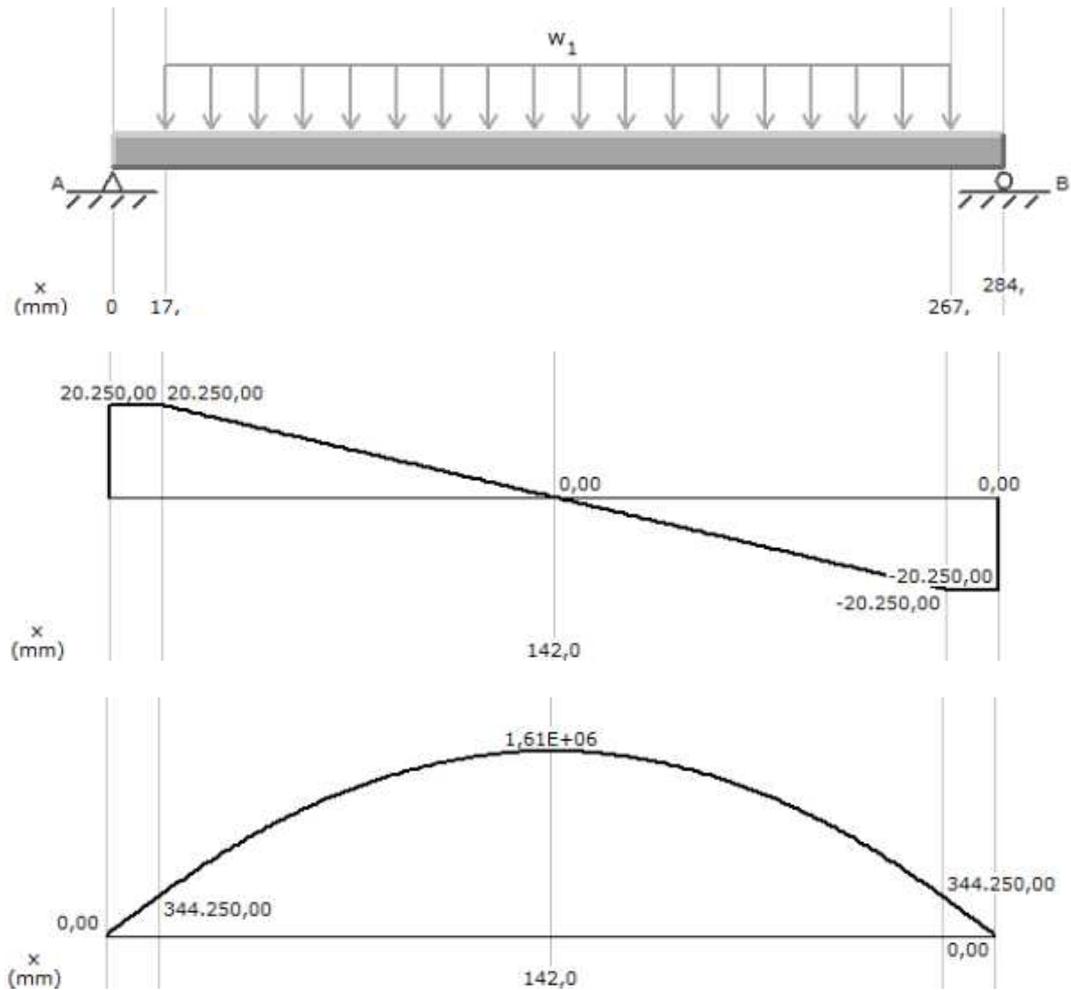


Figura 3.13. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Al realizar el diagrama del momento flector el valor del momento máximo es:

$$M = 344,250 \text{ kN}\cdot\text{mm}$$

Cuando:

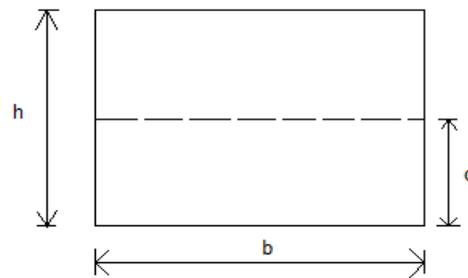
$$x = 17 \text{ mm} \rightarrow M = 344,250 \text{ kN}\cdot\text{mm}$$

$$x = 142 \text{ mm} \rightarrow M = 1615,25 \text{ kN}\cdot\text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32Mn}{\pi S_e}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(344,250)(1000)}{\pi S_e}}$$

$$d = 21.76 \text{ mm} \leq 35 \text{ mm}$$



Donde:

$$c = \frac{L}{2}$$

$$h = b = L$$

$$\sigma = \frac{12Mc}{bh^3}$$

$$\sigma = \frac{12M\left(\frac{L}{2}\right)}{L * L^3}$$

Entonces:

$$L^3 = \frac{6M}{\sigma}$$

$$L = \sqrt[3]{\frac{6(1615.25)1000}{340}}$$

$$L = 30.55 \text{ mm} \leq 42 \text{ mm}$$

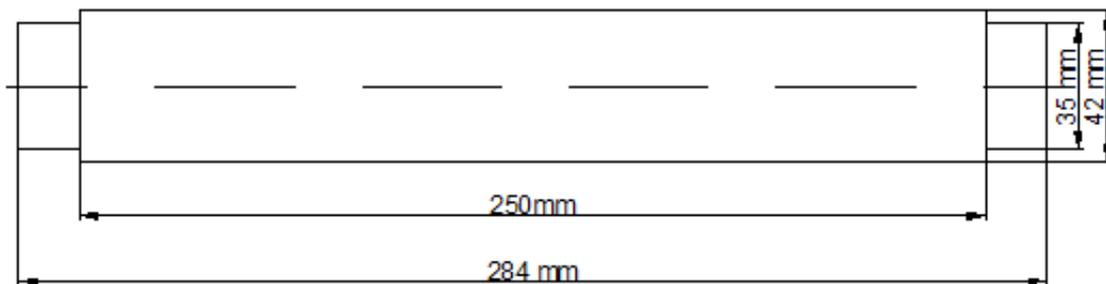


Figura 3.14. Dimensiones del eje del carro porta herramienta.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

3.6.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLACA SOPORTE.

Es de gran importancia conocer la magnitud de las fuerzas presentes que actúan sobre esta placa, además que sirven como apoyo de algunas partes de la máquina.

Este elemento está sometido a varias fuerzas y cada una de ellas actúan en distintas posiciones, por lo tanto este elemento está sometido a flexión en dos planos. Tal como se muestran en la figura 3.15.

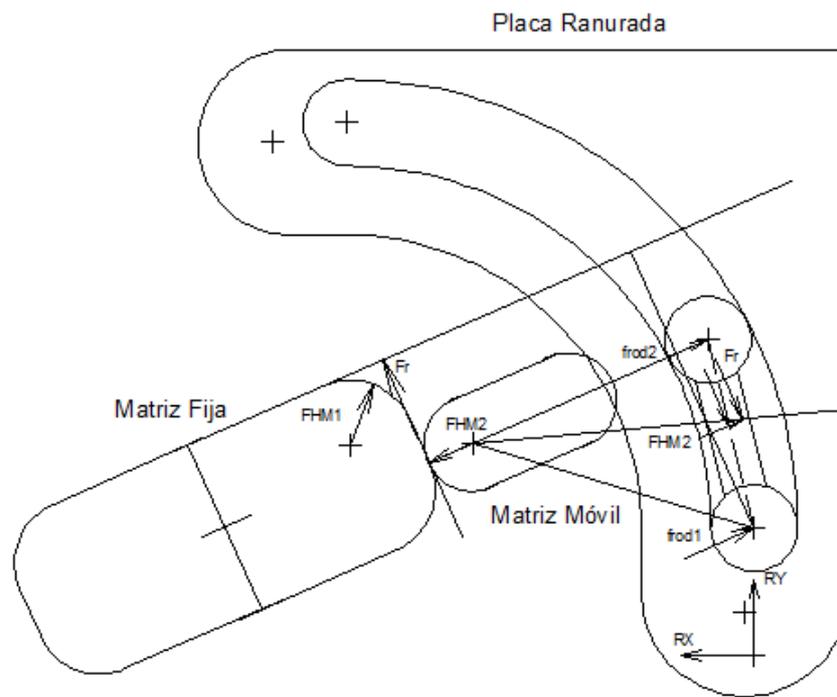


Figura 3.15. Diagrama de fuerzas sobre las placas.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$F_{rad_{2x}} = F_{rad_2} \cos 60^\circ = 4.64 \text{ Ton} * \cos 60^\circ = 4.61 \text{ Ton}$$

$$F_{rad_{1x}} = F_{rad_1} \cos 30^\circ = 4.64 \text{ Ton} * \cos 30^\circ = 2.66 \text{ Ton}$$

$$F_{rad_{2x}} = F_{rad_2} \cos 6^\circ = 4.64 \text{ Ton} * \cos 6^\circ = 4.61 \text{ Ton}$$

$$F_{rad_{2y}} = -F_{rad_{2y}} \sin 6^\circ = -4.64 \text{ Ton} * \sin 6^\circ = 0.48 \text{ Ton}$$

$$F_{rad_{1y}} = -F_{rad_{1y}} \sin 30^\circ = -3.07 \text{ Ton} * \sin 30^\circ = 1.54 \text{ Ton}$$

$$F_{EST} = 3 \text{ Ton}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{rad_{2x}} + F_{rad_{1x}} - F_{EST} + M_X = 0$$

$$M_X = -F_{rad_{2x}} - F_{rad_{1x}} + F_{EST}$$

$$M_X = -4.61 - 2.66X + 3$$

$$M_X = -4.27 \text{ Ton}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{rad_{2y}} - F_{rad_{1y}} + M_y = 0$$

$$M_y = F_{rad_{2y}} + F_{rad_{1y}}$$

$$M_y = 2.02 \text{ Ton}$$

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M = \sqrt{(4.27)^2 + (2.02)^2}$$

$$M = 4.72 \text{ Ton}$$

El ancho de la placa soporte depende del ancho de la matriz móvil, también de las dimensiones de los ejes del carro porta – matriz móvil. La distribución de fuerzas se muestran en la figura 3.16.

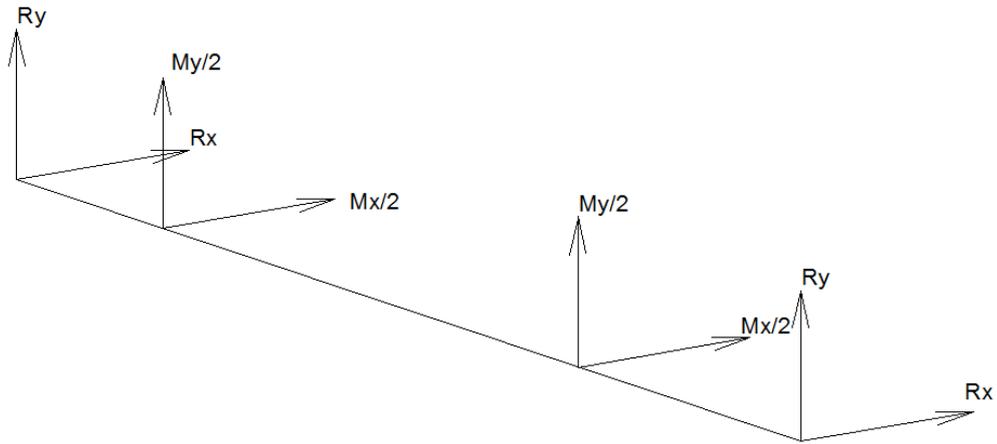


Figura 3.16. Diagrama de cuerpo libre de la placa soporte.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$R_x = -41.16 \text{ kN}$$

$$R_y = 9.6 \text{ kN}$$

$$M_x = -41.85 \text{ kN}$$

$$M_y = 19.8 \text{ kN}$$

$$F_c = -29.4 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\frac{M_y}{2} - F_{EST} + R_y = 0$$

$$R_y = -2.02 + 3$$

$$R_y = 0.98 \text{ Ton}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x + M_x = 0$$

$$R_x = -M_x$$

$$R_x = -4.2 \text{ Ton}$$

Para determinar el espesor apropiado de la placa soporte.

Se realiza el estudio de los planos X-Z y Y-Z

Para el plano X – Z.

El valor máximo del momento flector es 2320.90 kN.mm

En el plano Y – Z.

El valor máximo del momento flector es 1736.89 kN.mm

Por razones de funcionalidad se toma el momento máximo en este caso es de 2320.90kN.mm.

Como dato adicional se toma el valor de 230mm de ancho para la placa soporte.

La placa esta fabricada de acero A-36 cuyas propiedades son:

$$\sigma = 16 \frac{kg}{mm^2}$$

$$S_y = 25 \frac{kg}{mm^2}$$

$$\sigma = \frac{6M_{ax}}{be^2}$$

$$\sigma = \frac{6M_{ax}}{230e^2}$$

$$16 = \frac{6 * 159.5 * 1000}{230e^2}$$

$$e^2 = \frac{6 * 2320.90 * 1000}{16 * 230}$$

$$e = 61,59 \text{ mm}$$

El espesor recomendado para la placa soporte es de 60mm.

3.6.4 CÁLCULO PARA LAS PLACAS QUE SIRVEN DE GUÍA DEL SISTEMA

MECÁNICO.

Para los soportes del sistema mecánico de la máquina se utilizara un acero A36 cuyas propiedades son:

$$\sigma = 16 \frac{kg}{mm^2}$$

$$S_y = 25 \frac{kg}{mm^2}$$

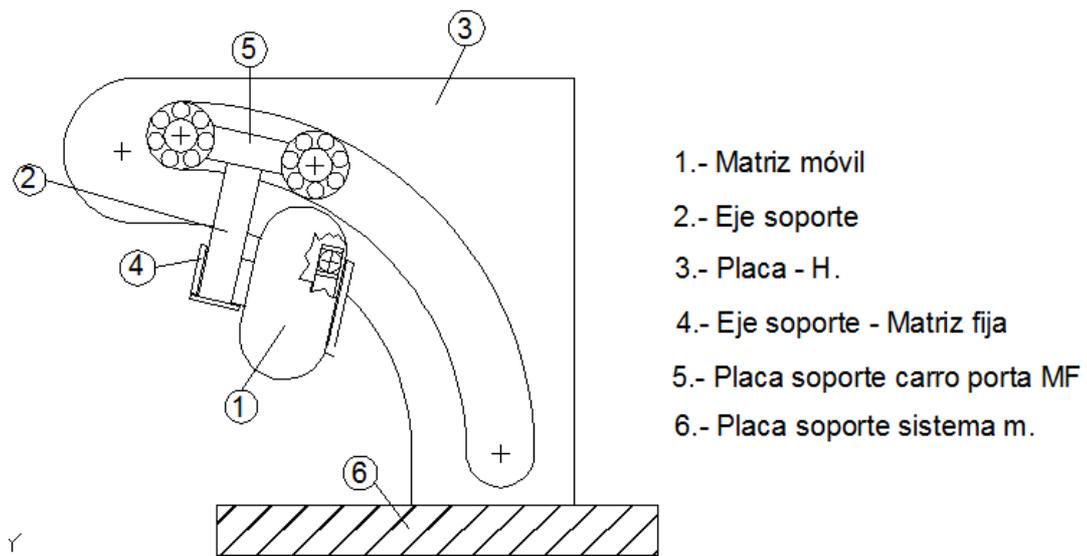


Figura 3.17. Elementos del sistema mecánico.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Las placas guías del sistema mecánico se analizan como vigas simples a diferentes estados de descarga con el fin de simplificar el cálculo y debido a la geometría del sistema se tienen algunas dimensiones de estos elementos pero sin conocer el espesor de los mismos. Ver figura 3.17.

3.6.4.1 Dimensionamiento de la placa guías.

La placa base porta – matriz móvil es donde se asienta el tornillo de potencia, los rodamientos y la matriz móvil.

$$F_{rad_2} = 4.64 \text{ Ton}$$

$$F_{rad_1} = 3.07 \text{ Ton}$$

$$F_{HM_2} = 7.09 \text{ Ton}$$

$$F_r = 2.97 \text{ Ton}$$

$$F_c = 3 \text{ Ton}$$

El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 3.18.

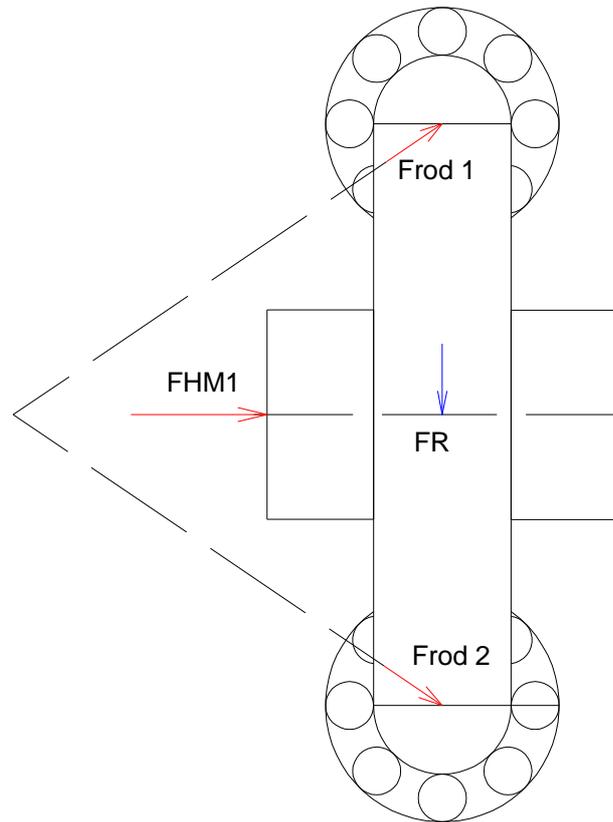


Figura 3.18. Diagrama de cuerpo libre de la placa base.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

X

$$F_{rad_{2x}} = - 4.54 \text{ Ton}$$

$$F_{rad_{1x}} = - 2.99 \text{ Ton}$$

$$F_{HM_{2x}} = 6.93 \text{ Ton}$$

$$F_{r_x} = -0.67 \text{ Ton}$$

$$F_{C_x} = 0.93 \text{ Ton}$$

Y

$$F_{rad_{2y}} = 0.96 \text{ Ton} \rightarrow 9.41 \text{ kN}$$

$$F_{rad_{1y}} = 0.69 \text{ Ton} \rightarrow 6.76 \text{ kN}$$

$$F_{HM_{2y}} = -1.47 \text{ Ton} \rightarrow 14.41 \text{ kN}$$

$$F_{r_y} = 2.89 \text{ Ton}$$

$$F_{C_y} = -2.85 \text{ Ton}$$

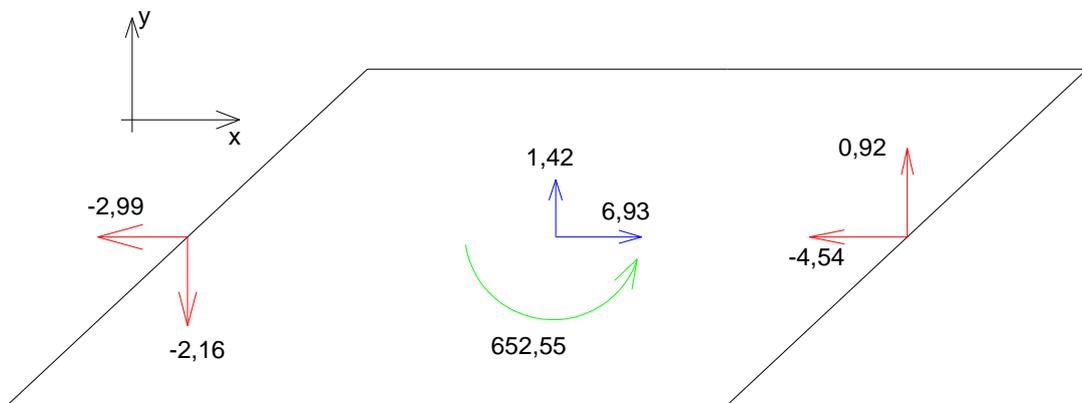


Figura 3.19. Distribución de fuerzas sobre la placa.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$\sum M_H = 0$$

$$0.93(82.5) + 2.99(82.5) = -4.54(72.5) + M_H$$

$$M_H = 159.2 \text{ Ton} - \text{mm}$$

$$M_{H'} = 652.55 \text{ Ton} - \text{mm}$$

Placa

Largo: 155 mm

Ancho: 250 mm

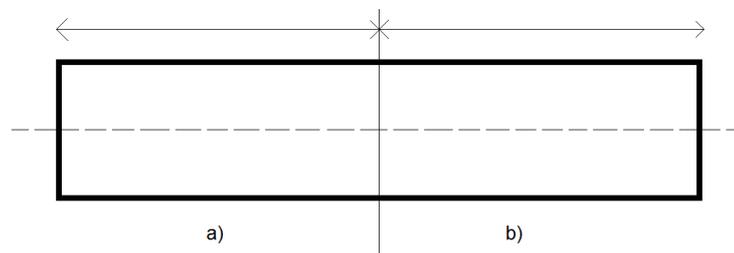


Figura 3.20. Secciones de estados compresión y tracción

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Para calcular el espesor adecuado de la placa se lo realiza de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{6M_{ax}}{be^2}$$

$$\sigma = \frac{6M_{ax}}{155e^2}$$

$$16 = \frac{6 * 159.5 * 1000}{155e^2}$$

$$e^2 = \frac{6 * 159.2 * 1000}{16 * 155}$$

$$e = 19.63 \text{ mm}$$

$$e^2 = \frac{6 * 652.55 * 1000}{15 * 155}$$

$$e = 40 \text{ mm}$$

Sección a) tracción

$$6.26 - 2.06 = 4.2$$

$$\sigma_1 = \frac{4200}{155 * e}$$

$$e_1 = \frac{4200}{155(16)}$$

$$e_1 = 1.30 \text{ mm}$$

Sección b) Compresión

$$6.26 - 4.54 = 1.72$$

$$\sigma_2 = \frac{1720}{155 * e}$$

$$e_2 = \frac{1720}{155(16)}$$

$$e_2 = 0.86 \text{ mm}$$

$$e_{T_1} = 21 \text{ mm}$$

$$e_{T_2} = 20.49 \text{ mm}$$

El espesor recomendado para la placa base es igual a 40mm.

3.7 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.

Dado que el diseño de la máquina es para un prototipo el mecanismo principal para este caso es de tipo mecánico por esta razón es necesario el diseño de un

tornillo de potencia, este elemento mecánico es pieza principal del sistema de rebordeado.

El tornillo recibe una carga de 7,09 Ton por esta razón como primer paso se determina del diámetro.

Se selecciona el paso y el tipo de rosca para el tornillo en este caso se escoge una de las dos roscas que ofrecen mayores porcentajes de rendimiento como son: roscas de tipo cuadrada y trapezoidal debido a que requieren menor par torsional para mover determinada carga a lo largo del tornillo, en este caso se selecciona la rosca trapezoidal.

Por lo tanto para la fabricación del tornillo se utiliza la rosca de tipo trapezoidal debido a que la fuerza esta en una sola dirección¹⁰. Ver la figura 3.21.

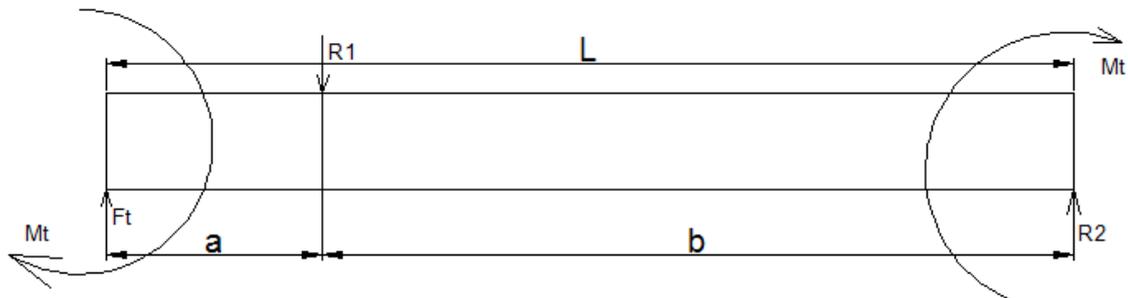


Figura 3.21. Diagrama de cuerpo libre del tornillo de potencia.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Para el diseño del tornillo de potencia es necesario calcular el momento máximo al igual que el par torsor para determinar del diámetro del eje. Ver la figura 3.22.

¹⁰ Robert Mott; Diseño de Elementos de Maquinas; Edit. Pearson Educación; 4^{ta} Edición; México, 2006; pág. 699,700.

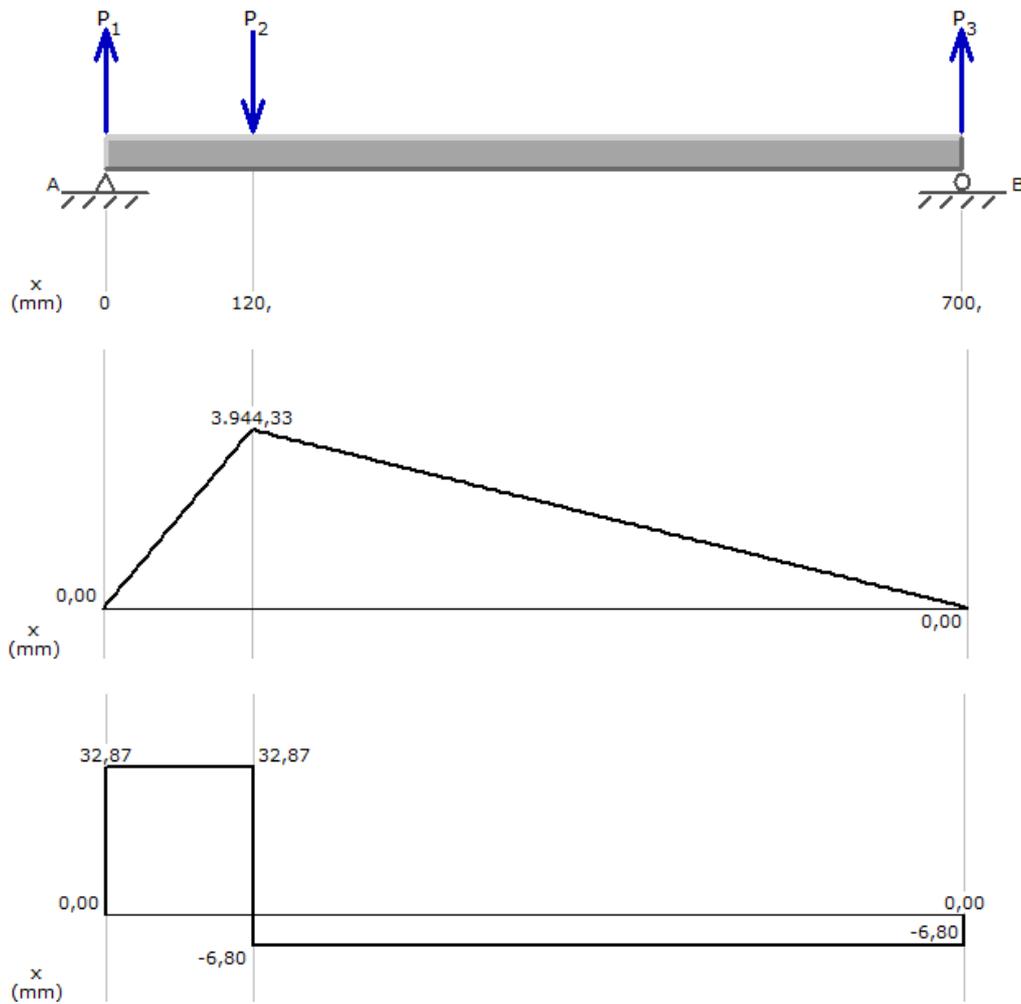


Figura 3.22. Diagrama de momento flector y cortante (Tornillo de Potencia).

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Al analizar la figura 3.32 se obtiene el momento máximo:

$$M_{max} = 3944,33KN * mm.$$

Par torsor:

$$T_{max} = \frac{1500kg * 700mm}{3}$$

$$T_{max} = 3430000N * mm$$

Realizando el análisis de fuerzas en la figura 3.18 se tiene:

$$L = 700 \text{ mm}$$

$$a = 120 \text{ mm}$$

$$b = 580 \text{ mm}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$-F_t l + R_1 b = 0$$

$$R_1 = \frac{F_t l}{b}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_t - R_1 + R_2 = 0$$

$$R_2 = R_1 - F_t$$

$$F_t = \sqrt{F^2 + F_R^2}$$

$$F_R = f * F$$

$$F_R = 0.5 * 29400$$

$$F_t = \sqrt{29400^2 + 14700^2}$$

$$F_t = 32870,2 \text{ kg}$$

$$F_t = 32,87 \text{ kN}$$

$$R_1 = \frac{32,87 \text{ kN} * 700 \text{ mm}}{580 \text{ mm}}$$

$$R_1 = 39,67 \text{ kN}$$

$$R_2 = 39,87 - 32,87$$

$$R_2 = 6,8KN$$

3.7.1 DISEÑO DEL EJE MEDIANTE EL ANÁLISIS DE CARGA ESTÁTICA.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}; \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_{ad} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{ad} = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\sigma = \frac{1}{\pi d^3} \sqrt{(32M)^2 + 3(16T)^2}$$

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{n} \text{ admisible}$$

$$\frac{S_y}{n} = \frac{1}{\pi d^3} \sqrt{(32M)^2 + 3(16T)^2}$$

$$d^3 = \frac{2n}{\pi S_y} \sqrt{64M^2 + 48T^2}$$

$$d^3 = \frac{2 * 2}{\pi * 340} \sqrt{64(3944330)^2 + 48(3430000)^2}$$

$$d^3 = 148877$$

$$d = 53mm.$$

El diámetro recomendado para el tornillo de potencia es de 53mm.

Se toma en consideración lo siguiente: la resistencia a la tensión de 10000 psi y el esfuerzo cortante hasta de 5000 psi¹¹.

Área requerida para el esfuerzo de tensión:

$$A_t = \frac{Ft}{\sigma_d}$$

$$A_t = \frac{15598lb}{10000 \frac{lb}{pulg^2}}$$

$$A_t = 1,56 \text{ pulg}^2$$

Área requerida para el esfuerzo cortante:

$$A_t = \frac{Ft}{\tau_d}$$

$$A_t = \frac{15598lb}{5000 \frac{lb}{pulg^2}}$$

$$A_t = 3,12 \text{ pulg}^2$$

Al obtener el área requerida se utiliza el ANEXO G (tabla para obtener el diámetro requerido).

Se determina el paso el cual es 5,5; el número de roscas por pulgada igual a 4 de esto se obtiene:

¹¹ Robert Mott; Diseño de Elementos de Maquinas; Edit. Pearson Educación; 4^{ta} Edición; México, 2006; pág. 700

$$h = 0,5 * p$$

$$h = 0,5 * 2,16$$

$$h = 1,08 \text{ pulg}$$

$$L = n * p$$

$$L = 4 * 2,16$$

$$L = 8,64 \text{ pulg}$$

Donde:

h: altura de la rosca

L: avance

\emptyset : $14,5^\circ$

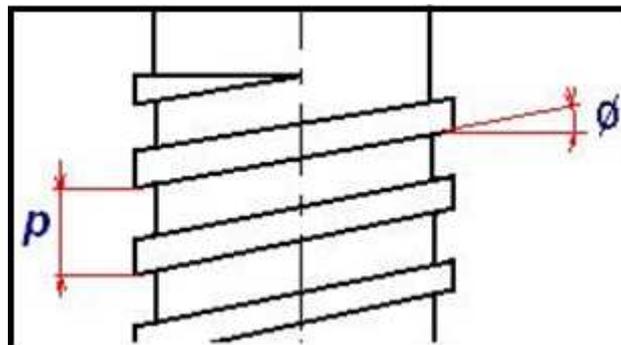


Figura 3.23. Geometría del Tornillo de potencia.

Fuente: Robert Mott, Diseño de elementos Mecánicos, México, 2006.

3.7.1.1 Consideraciones principales de esfuerzo

Debido a la principal función que cumple este elemento mecánico se toma en consideración lo siguiente:

3.7.1.2 Presión por aplastamiento

Es el esfuerzo que se tiene por aplastamiento entre la superficie de la rosca del tornillo y la superficie de contacto con la tuerca¹².

$$\sigma_E = \frac{Ft}{\pi * D_m * h * n}$$

Donde:

σ_E : Presión por aplastamiento.

Ft: Fuerza generada por el proceso (FHM2).

D_m : Diámetro medio de la rosca.

h: Altura de la rosca.

n: numero de roscas por pulgada.

$$D_m = D - \frac{p}{2}$$

$$p = \frac{n}{2}; p = \frac{4}{2};$$

$$p = 2$$

$$D_m = 2.16 - \frac{2}{2}$$

$$D_m = 1,16$$

$$\sigma_E = \frac{Ft}{\pi * D_m * h * n}$$

$$\sigma_E = \frac{15598lb}{\pi * 1.16pulg * 1,08pulg * 4}$$

$$\sigma_E = 990,80 \frac{lb}{pulg^2}$$

¹²Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Octava edición, México, 2010, pág. 400.

Para una combinación dada de materiales en contacto y un grado de lubricación, el trabajo de fricción es proporcional al producto de la presión de contacto y la velocidad de deslizamiento¹³. La tabla 3.2 proporciona el material adecuado para la fabricación de la tuerca.

Tabla 3.2. Presiones de diseño por aplastamiento para algunos casos, materiales y velocidades.

Scrow Material	Nut Material	Safe p_b , psi	Notes
Steel	Bronze	2500–3500	Low speed
Steel	Bronze	1600–2500	10 fpm
	Cast iron	1800–2500	8 fpm
Steel	Bronze	800–1400	20–40 fpm
	Cast iron	600–1000	20–40 fpm
Steel	Bronze	150–240	50 fpm

Fuente: Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, México, 2010.

3.7.1.3 Esfuerzo por pandeo

El tornillo es cargado axialmente en compresión y su longitud es de gran tamaño como para considerarlo como un miembro sometido a compresión simple.

En base a la resistencia de materiales el estudio adecuado para el esfuerzo por pandeo es el análisis de columnas:

Como primer paso es la comparación entre la relación de esbeltez y la constante de la columna.

¹³Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, Octava edición, México, 2010, pág. 410.

$$\text{Relación de Esbeltez} = \frac{KL}{r}$$

$$\text{Constante de la columna}(C_c) = \sqrt{\frac{2\pi^2 * E}{S_y}}$$

Diámetro del eje: 55mm.

Longitud del eje: 700mm.

Área de la columna:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(55\text{mm})^2}{4}$$

$$A = 2375,76\text{mm}^2$$

Constante de Elasticidad:

$$E = 206842,72 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

La carga generada por el proceso de rebordeado es:

$$FHM2 = 7,09\text{Ton} * \frac{1000\text{kg}}{1\text{Ton}} * \frac{9,8\text{N}}{1\text{KgF}} = 69482\text{N}$$

La comparación entre la relación de esbeltez y la constante de la columna es la siguiente:

$$\text{Relación de Esbeltez} = \frac{Kl}{r}$$

Donde:

K: constante disposición del elemento.

L: longitud del eje.

r: del eje

$$Re = \frac{0,5 * 700mm}{27,5mm}$$

$$Re = 12,72.$$

$$\text{Constante de la columna}(C_c) = \sqrt{\frac{2\pi^2 * E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 206842,72 \frac{N}{mm^2}}{340 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$C_c = 109,58$$

Por lo tanto:

$$\frac{Kl}{r} < C_c$$

Debido a que la relación de esbeltez real es menor a la constante de la columna el análisis ha realizar es en base a la formula J. B. JOHNSON para columnas cortas¹⁴ para calcular la carga crítica:

¹⁴Robert Mott; Diseño de Elementos de Maquinas; Edit. Pearson Educación; 4^{ta} Edición; México, 2006; pág. 239.

$$P_{cr} = A * S_y * \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{Kl}{r} \right)^2}{4 * \pi^2 * E} \right]$$

$$P_{cr} = 2375,76 \text{mm}^2 * 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * \left[1 - \frac{340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} (12,72)^2}{4 * \pi^2 * 206842,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \right]$$

$$P_{cr} = 802316,38 \text{N}$$

Para columnas estacionarias con cargas y extremos empotrados como es para este caso se utiliza un factor de seguridad $n = 2$ para determinar la carga admisible.

$$P_{ad} = \frac{P_{cr}}{n}$$

$$P_{ad} = \frac{802316,38 \text{ N}}{2}$$

$$P_{ad} = 401158,19 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$FHM2 < P_{ad}$$

$$69482 \text{ N} < 401158,19 \text{ N}$$

Por lo tanto el tornillo tiene alta resistencia.

3.7.2 DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE DE LA MATRIZ MÓVIL

Como su nombre lo indica es la placa que sirve como soporte del tornillo de potencia.

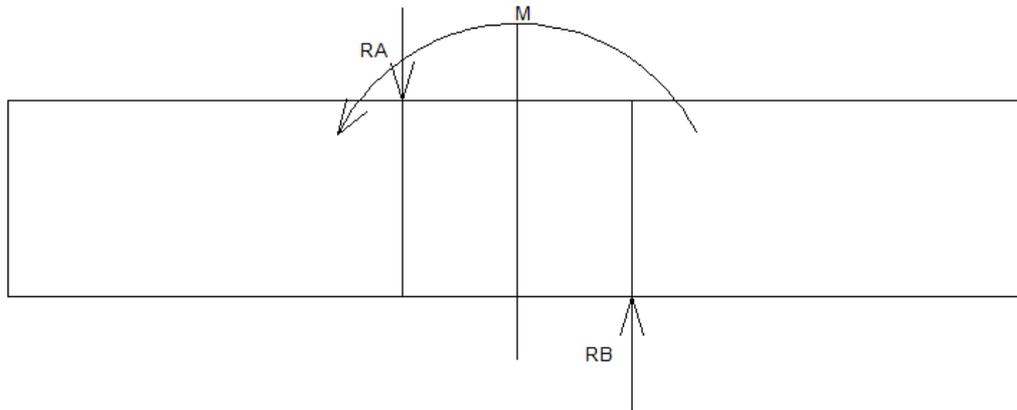


Figura 3.24. Diagrama de cuerpo libre de la placa porta herramienta.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

La placa esta sometida a las fuerzas externas: RA, RB aplicadas en los extremos del agujero, FHM2, otra fuerza presente en el diagrama de cuerpo libre es FR que es la fuerza que ejerce el sistema motriz que hace posible que el carro porta – Matriz móvil ascienda y descienda por la placa guía. Ver la figura 3.24.

Para verificar si el espesor de la placa ($e = 40\text{mm}$) es suficiente se realiza el siguiente calculo.

Acero A36

Ancho= 25 mm

$$L = \frac{R_B}{\sigma e}$$

$$L = \frac{9250 \text{ kg}}{16 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} * 25\text{mm}}$$

$$L = 23.12 \text{ mm}$$

$$M = M_H = 652.55 \text{ Ton}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6M_{ax}}{be^2}$$

Despejando el espesor:

$$e^2 = \frac{6M_{ax}}{b * \sigma_{max}}$$

$$e^2 = \frac{6 * 653000}{250 * 16}$$

$$e_1 = 31.3 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{6M_{ax}}{be^2} + \frac{F_{reacción}}{be}$$

$$\sigma = \frac{F_{reacción}}{be}$$

$$e_2 = \frac{F_{reacción}}{b\sigma}$$

$$e_2 = \frac{7.09}{16 * 250}$$

$$e_2 = 1.77$$

$$e_T = e_1 + e_2$$

$$e_T = 33 \text{ mm}$$

Por lo tanto la placa de espesor $e = 40$ mm soporta sin problemas la carga de 7,09 Ton.

3.7.3 DISEÑO DE LOS RODILLOS DE APOYO

La carga necesaria para equilibrar el sistema mecánico es igual a 2.68 Ton, al realizar el esquema del sistema mecánico se tiene una cierta longitud entre los rodillos de apoyo y la matriz móvil, esta longitud es igual a 120 mm.

Para el diseño de los rodillos de apoyo lo que primero que se realiza es una selección de material adecuado para evitar que los mismos tenga problemas de desgaste debido al proceso de rebordeado.

Los rodillos de apoyo están compuestos por: 6 placas de 6 mm de espesor de acero A-36, tornillos de potencia cuyo material adecuado es acero 1045, el material para los rodillos es de acero DF2, además el conjunto esta provisto de dos pasadores los cuales son soportes para los rodillos de apoyo.

Los rodillos de apoyo reciben una carga distribuida de 2,68 Ton. Tal como se muestran en la figura 3.25.

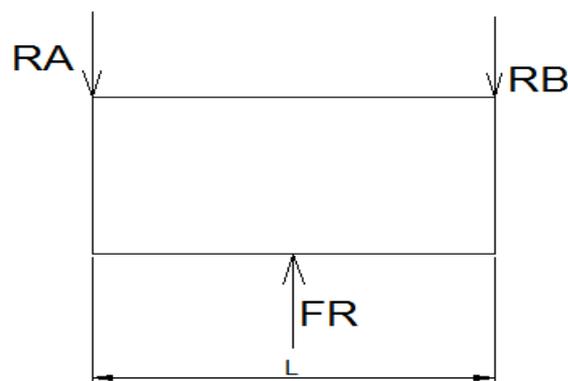


Figura 3.25. Diagrama de fuerzas (Rodillos de apoyo).

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$F_R = 2.68 \text{ Ton}$$

$$\frac{F_R}{2} = 1.34 \text{ Ton} * \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ Ton}} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 13132 \text{ N} \approx 13 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_B(50) + FR(25) = 0$$

$$R_B = \frac{13 \text{ kN} * (25)}{50}$$

$$R_B = 6,5 \text{ Ton} * \frac{1000 \text{ kgf}}{1 \text{ Ton}} * \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 63,7 \text{ kN}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-R_A(50) + FR(25) = 0$$

$$R_A = \frac{13 \text{ kN} * (25)}{50}$$

$$R_A = 6,5 \text{ Ton} = 63,7 \text{ kN}$$

El eje esta sometido a flexión por lo cual se realiza el diagrama de momento cortante y flector. Tal como se muestran en la figura 3.26.

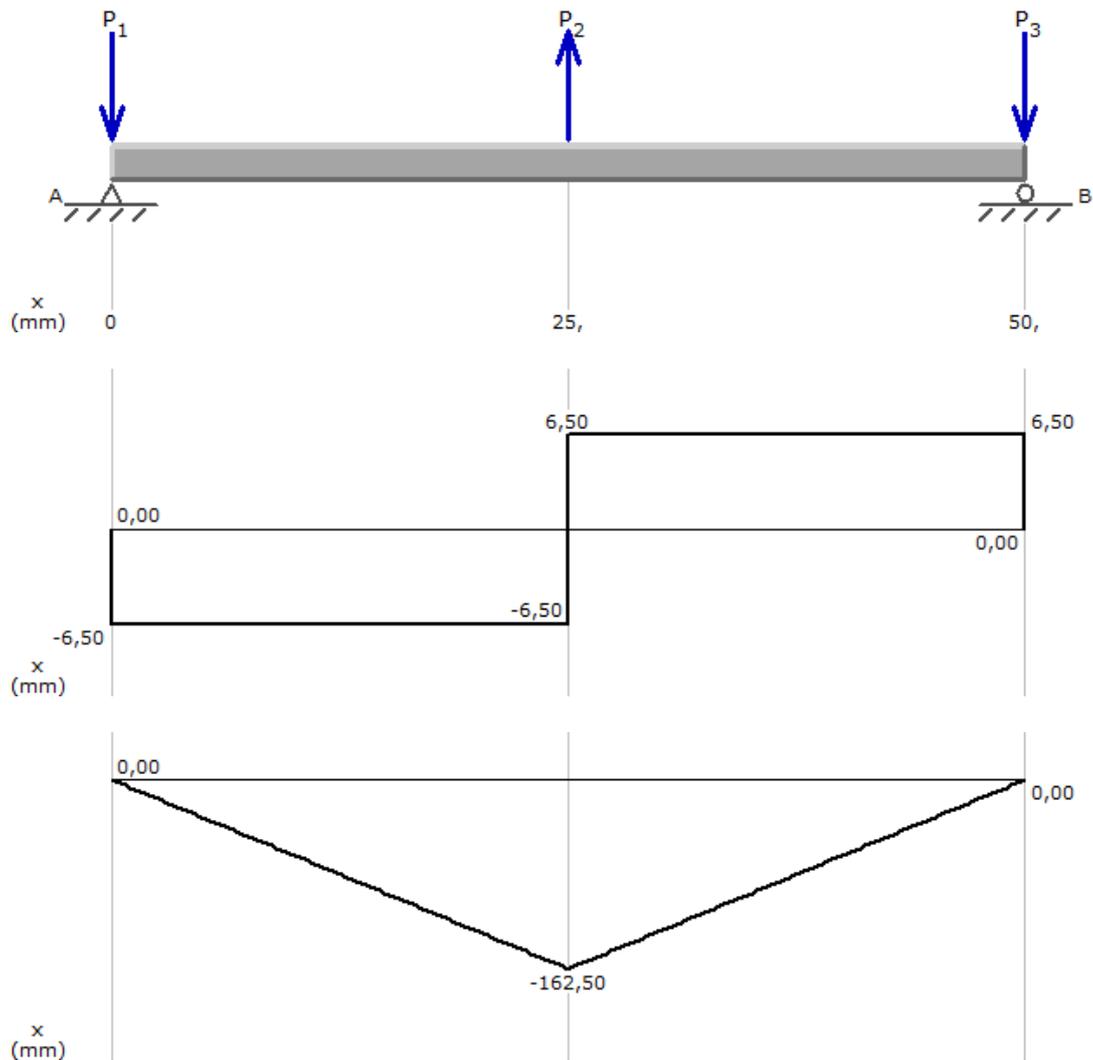


Figura 3.26 Diagrama Momento cortante y flector.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

En el punto medio se considera como el más crítico debido a que se tiene un valor máximo de 162,50 KN-mm.

Para obtener el diámetro requerido se utiliza la siguiente expresión:

Acero 1045.

$$S_y = 340 \frac{N}{mm^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32Mn}{\pi S_y}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(162,50)(1000)2}{\pi(340)}}$$

$$d = 21 \text{ mm} \leq 30 \text{ mm} .$$

Para los tornillos que componen los rodillos de apoyo se toma en cuenta el estudio hecho por lo cual se simplifica el cálculo (el diámetro igual a 30mm, de paso 5, ángulo de inclinación 14,5° y de longitud igual a 500mm).

3.8 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO – MATRIZ FIJA.

Para la fabricación de la matriz se optó por un acero de alta resistencia esto se debe a que la matriz está sometida a grandes esfuerzos debido al proceso de rebordeado de la chapa, cabe señalar que el área crítica de la matriz es el área de corte A_c

El esquema del sistema mecánico – matriz fija se representa en la figura 3.27.

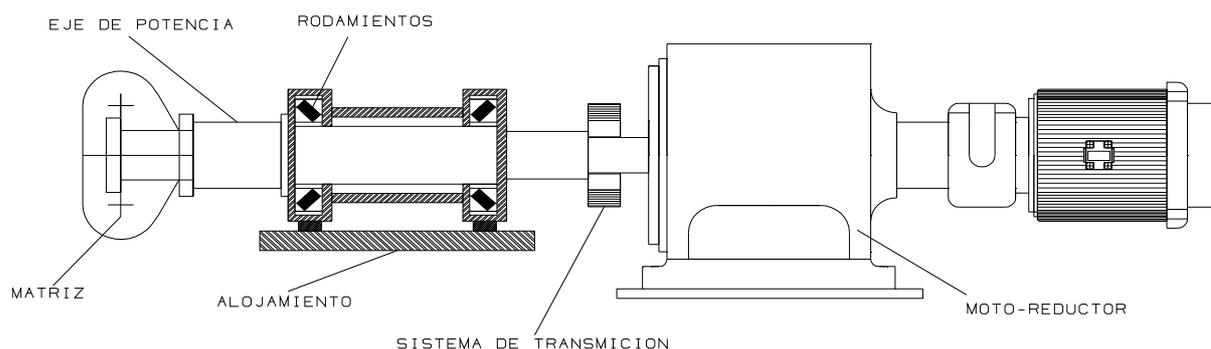


Figura 3.27: Elementos del sistema de potencia.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

El sistema mecánico esta compuesto por los siguientes elementos: matriz fija, eje de potencia, alojamientos, sistema de transmisión, motor reductor.

La matriz fija es un elemento de alta resistencia mecánica ya que esta en contacto directo con la chapa.

El eje de potencia se acopla la matriz fija estos dos elementos están unidos mediante pernos para su fácil desmontaje debido a que hay distintas formas de bordes para diferentes fondos.

Los alojamientos, en este elemento se montan los rodamientos, esta compuesto por dos placas y un cilindro (barra perforada).

Sistema de transmisión, este se encarga de transmitir la potencia generada por el motorreductor, además está compuesto por 2 catarinas y una cadena de rodillos.

El Motorreductor es seleccionado, de acuerdo a las exigencias funcionales de potencia, número de revoluciones, condiciones físicas y ambientales de trabajo.

3.8.1 DISEÑO DE LA MATRIZ FIJA.

Este elemento esta sometido en forma directa a la carga que genera el proceso de rebordado, es fabricado de un acero de alta resistencia mecánica como es el acero 4340 bonificado¹⁵ (ANEXO E) este tipo de acero tiene excelentes propiedades mecánicas.

Debido a las necesidades funcionales de la matriz este elemento se diseña en base a su resistencia mecánica y geometría tal como se muestra en la figura 3.28.

¹⁵Manual de aceros especiales BOHLER, pág. 63

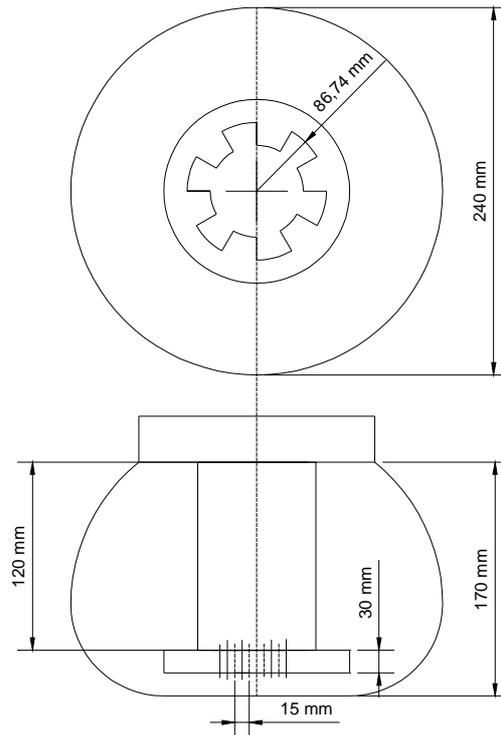


Figura 3.28. Dimensiones de la matriz.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

La zona crítica de la matriz fija es el área de corte A_c el cual involucra al espesor e y se encuentra sometida a cortadura.

Para diseñar se elije el peor de los casos, que la fuerza del proceso de rebordeado actúa en la dirección axial.

Ancho= 170mm

Radio= 120mm

$$\sigma_{\text{cizallamiento}} = \frac{F}{A_c} f_s$$

$$A_c = 2\pi r e$$

$$\sigma_{\text{cizallamiento}} = 0.75 * S_{ut}$$

$$S_{ut} = 78.87 \frac{kg}{mm^2}$$

$$f_s = 2$$

$$F = 8000 \text{ kg}$$

$$r = 45 \text{ mm}$$

De:

$$\sigma_{\text{cizallamiento}} = \frac{F}{2\pi r e} f_s$$

Despejando e:

$$e = \frac{F}{2\pi r 0.75 \cdot S_{ut}} f_s$$

$$e = \frac{800 * 2}{2\pi(45)78.87}$$

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

3.8.2 DISEÑO DEL EJE DE POTENCIA.

Para este caso el material más adecuado para la fabricación del eje es el acero 1045 debido a que este material tiene excelentes propiedades mecánicas.

Para realizar un diseño óptimo del eje se hace referencia al estado más crítico del eje en el presente caso será cuando la matriz fija alcance un ángulo de $\pm 120^\circ$, debido a esto el eje está sometido a cargas combinadas. Ver figura 3.30.

$$f = 0.5$$

3.8.3 ANÁLISIS DE CARGAS EN EL EJE.

El diagrama de cuerpo libre se muestra en las figuras 3.29.

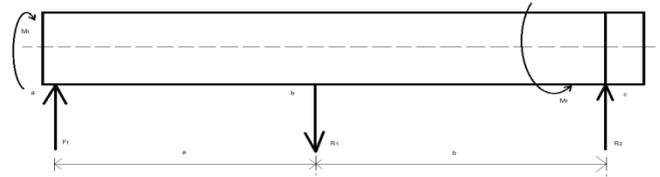


Figura 3.29. Diagrama de cuerpo libre de eje.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

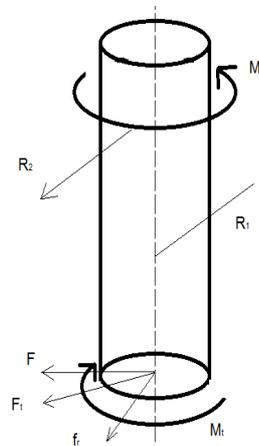


Figura 3.30 Diagrama de cuerpo libre (Torsión).

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

$$\sum M_c = 0$$

$$-F_t l + R_1 b = 0$$

$$R_1 = \frac{F_t l}{b}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_t - R_1 + R_2 = 0$$

$$R_2 = R_1 - F_t$$

$$F_t = \sqrt{F^2 + F_R^2}$$

$$F_R = f * F$$

$$F_R = 0.5 * 8000$$

$$F_R = 4000 \text{ kg}$$

$$F_t = \sqrt{8000^2 + 4000^2}$$

$$F_t = 8944.27 \text{ kg}$$

$$F_t = 87.65 \text{ kN}$$

Del diagrama de fuerzas se obtienen los siguientes resultados:

$$a = 240mm$$

$$b = 260mm$$

$$l = 500mm$$

$$R_1 = \frac{8944kg * (500mm)}{260mm}$$

$$R_2 = 17200kg$$

$$R_1 = 17200kg * \frac{9,8N}{1kgf} = 168,56 KN$$

$$R_2 = R_1 - F_t$$

$$R_2 = 17200kg - 8944kg$$

$$R_2 = 8256 kg$$

$$R_2 = 8256kg * \frac{9,8N}{1kgf} = 80,90KN$$

Para obtener el valor del momento máximo se realiza el siguiente diagrama.

Tal como se muestra en la figura 3.31.

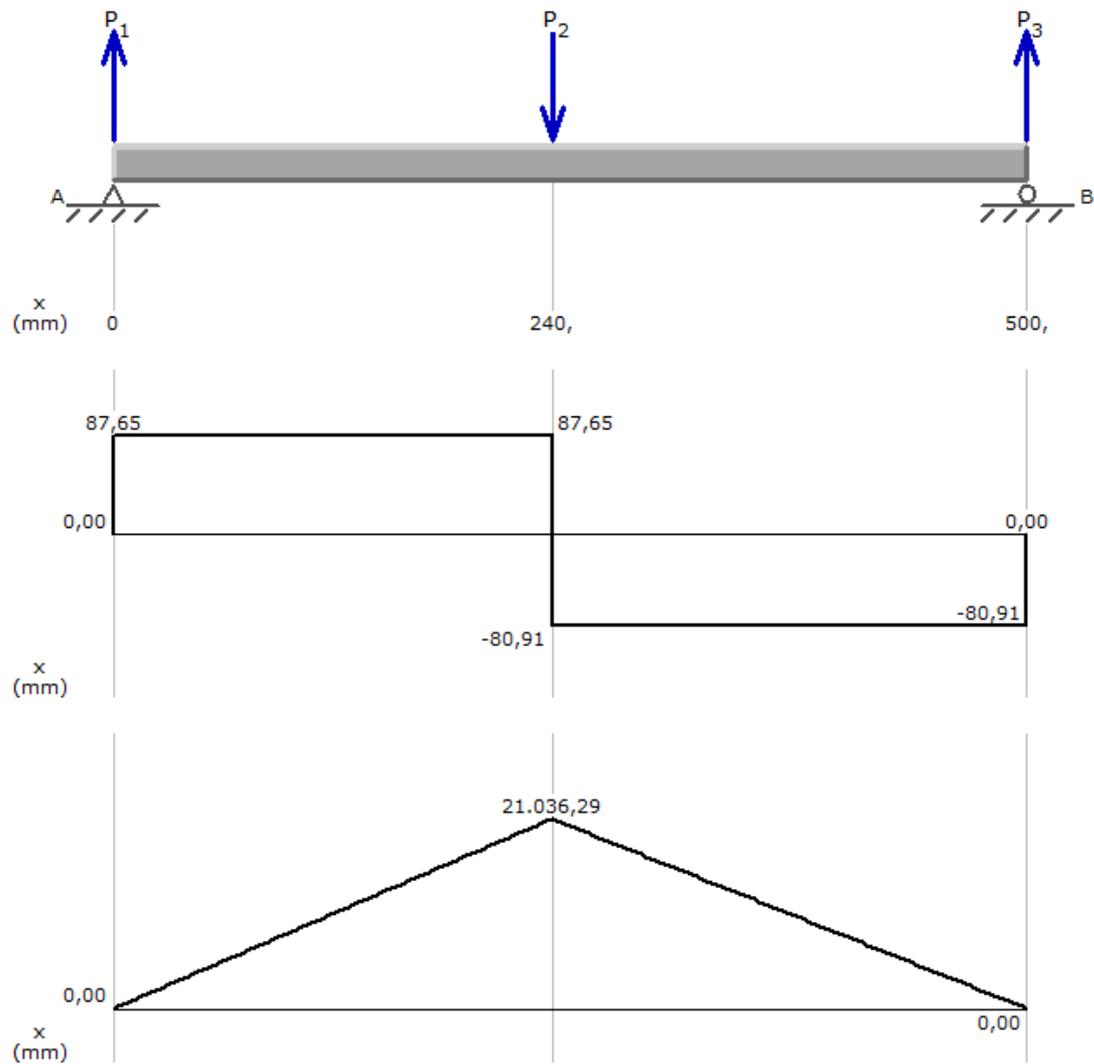


Figura 3.31. Diagrama Momento cortante y flector.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Al analizar la gráfica del momento flector y cortante se obtiene el valor del momento máximo.

$$M_{max} = 21036,29 \text{ KN} - \text{mm}.$$

De igual forma se obtiene el momento torsor:

$$T_{max} = \frac{FR * l}{\text{cargas presentes en el eje}}$$

$$T_{max} = \frac{4000kg * l}{3}$$

$$T_{max} = \frac{4000kg * 500mm}{3} * \frac{9,8N}{1kgf} = 6533333,37 N * mm$$

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

$$\sigma_{ad} = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^2}\right)^2}^{16}$$

$$\sigma = \frac{1}{\pi d^3} \sqrt{(32M)^2 + 3(16T)^2}$$

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{n} \text{ admisible}$$

$$\frac{S_y}{n} = \frac{1}{\pi d^3} \sqrt{(32M)^2 + 3(16T)^2}$$

$$d^3 = \frac{2n}{\pi S_y} \sqrt{64M^2 + 48T^2}$$

$$d^3 = \frac{2 * 2}{\pi * 340} \sqrt{64(21036290)^2 + 48(6533333,37)^2}$$

$$d^3 = 652634,27 \text{ mm}$$

$$d = 86,74 \text{ mm.}$$

Para este caso el eje esta sometido a torsión donde el factor de seguridad seleccionado es $n = 2$.

¹⁶Shigley; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; 4^{ta} Edición; México, 1983; pág. 729.

$$\tau_d = \frac{S_y}{2n}$$

$$\tau_d = \frac{340 \frac{N}{mm^2}}{4}$$

$$\tau_d = 85 \frac{N}{mm^2}$$

De igual forma se obtiene el módulo de sección polar:

$$Z_p = \frac{T}{\tau_d}$$

$$Z_p = \frac{666666,67 kg * mm}{8,67 \frac{kg}{mm^2}}$$

$$Z_p = 76893,50 mm$$

Donde:

$$D_r = \sqrt[3]{\frac{16 * Z_p}{\pi}}$$

$$D_r = \sqrt[3]{\frac{16 * 7689,50 mm}{\pi}}$$

$$D_r = 73,16 mm$$

Debido a que el eje esta sometido a torsión pura¹⁷ se considera lo siguiente:

¹⁷ Robert Mott; Resistencia de Materiales; Edit. Pearson Educación; 3^{ra} Edición; México, 2006; pág. 148.

$$\theta = \frac{1^{\circ} * l}{20 * D}$$

$$\theta = \frac{1^{\circ} * 700 \text{ mm}}{20 * 85,74 \text{ mm}}$$

$$\theta = 0,41^{\circ} * \frac{\pi * \text{rad}}{180 \text{ grados}} = 0,00715 \text{ rad}$$

$$\theta = \frac{T * l}{J * G}$$

$$G = 8 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} * \frac{1 \text{ cm}}{10 \text{ mm}} = 80000 \frac{\text{kg}}{\text{mm}}$$

$$J = \frac{T * L}{\theta * G} = \frac{666666,67 \text{ kg} - \text{mm} * 700 \text{ mm}}{0,00715 \text{ rad} * 80000 \frac{\text{kg}}{\text{mm}}} = 815850,82 \text{ mm}$$

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = D^4 = \frac{32 * J}{\pi}$$

$$D^4 = \frac{32 * J}{\pi} = \frac{32 * 815850,82 \text{ mm}}{\pi} = 53,69 \text{ mm}$$

Mediante la teoría de esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \frac{2}{\pi d^3} \sqrt{(8M)^2 + (8T)^2}$$

$$\tau_{ad} = \frac{S_{Sy}}{n} = \frac{S_y}{2n} \text{ admisible}$$

$$\frac{S_y}{2 * n} = \frac{2}{\pi d^3} \sqrt{64M^2 + 64T^2}$$

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$d^3 = \frac{32n}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$d^3 = \frac{32 * 2}{\pi * 340} \sqrt{(21036290)^2 + (653333,37)^2}$$

$$d = 109,69 \text{ mm.}$$

Para facilitar el cálculo del factor de seguridad del eje de potencia se utiliza tablas dinámicas elaboradas en Excel. Tal como se muestran en las tablas 3.3.

Se analiza los puntos más críticos presentes en el eje tal como se muestra en la figura 3.32.

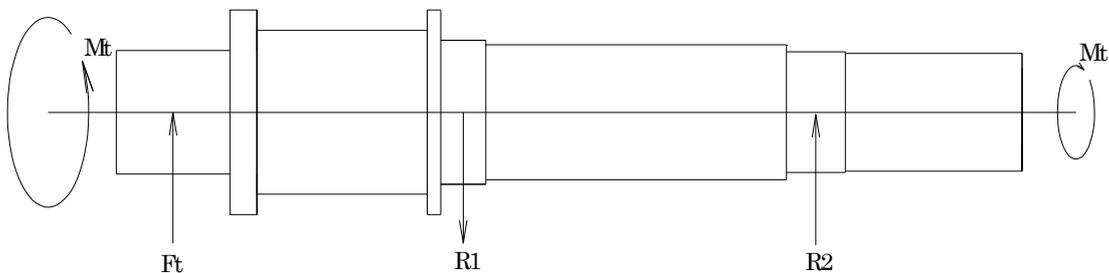


Figura 3.32 Diagrama de cuerpo libre eje de potencia.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Tabla 3.3: Diseño por Resistencia Estática y Fatiga.

DISEÑO POR RESISTENCIA ESTÁTICA

ANÁLISIS DE CARGA ESTÁTICA

Los esfuerzos en un punto de la superficie de un eje redondo macizo de diametro d , que se someten a cargas de **flexión, axiales y de torsión** son:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

n	2	
τ_{adm}	85,00	
s'adm	170,00	diámetro en cm
d=? [mm]	109,49	109,49
Sy [N/mm ²]	340,00	
M [Nmm]	21036290,00	
T [Nmm]	6533333,37	
F	29400 N	

donde, σ_x = esfuerzo de flexión

τ_{xy} = esfuerzo de torsión

d = diametro del eje

M = momento flexionante en la sección crítica

T = momento torsionante en la sección crítica

F = carga axial

TEORIA DE FALLO ADOPTADA PARA DISEÑO ESTÁTICO: TEORIA DEL ESFUERZO COR Limite de Fluencia a Cortante: $S_{sy} = 0,5 S_y$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi d^3} \left[(8M + Fd)^2 + 8T^2 \right]^{1/2}$$

$$\tau_{adm} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{S_y}{2n}$$

n	2	valor asignado
τ_{adm}	85,00	
d=? [mm]	109,69	valor en mm 110
Sy [N/mm ²]	340,00	
M [N-mm]	21036290,00	
T [Nmm]	6533333,37	
F	29400 N	

Para tener el valor de d se asigna
DETERMINO $n=?$, CONOCIENDO

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{2}{\pi d^3} \left[(8M + Fd)^2 + 8T^2 \right]^{1/2}$$

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{3/2}$$

TEORIA DE FALLO ADOPTADA PARA DISEÑO ESTÁTICO: TEORIA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN

$$\sigma' = \frac{4}{\pi d^3} \left[(8M + Fd)^2 + 48T^2 \right]^{1/2}$$

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

n	2	valor asignado
s'adm	170,00	diámetro en mm
d=? [mm]	109,29	109
Sy [N/mm ²]	340,00	
M [N-mm]	21036290,00	
T [N-mm]	6533333,37	
F	29400 N	

$$\frac{S_y}{n} = \frac{4}{\pi d^3} \left[(8M + Fd)^2 + 48T^2 \right]^{1/2}$$

$$d = \left[\frac{16n}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{3/2}$$

Continuación.

DISEÑO A FATIGA: DIAGRAMA DE SODERBERG,

LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL ELEMENTO

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$$

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la probeta

k_a = factor de superficie

k_b = factor de tamaño

k_c = factor de confiabilidad

k_d = factor de temperatura

k_e = factor de modificación por concentración de esfuerzos

k_f = factor de efectos diversos

diámetro [cm]	radio de acuerdo	factor de acabado suprficial	factor de corrección por tamaño	factor de Confiabili- dad	factor de corrección por temperat- ura	relación entre los diámetro s de la sección	relación radio de acuerdo - diámetro	factor teóricos de concentra- ción de esfuerzos	factor de reducción de S_e	sensibilid- ad a la ranura	factor de concentra- ción de esfuerzos	factor de efectos diversos	límite de resistenci- a a la fatiga del elemento	límite de resistencia a la fatiga del elemento
		FIG. 7-10 (pág. 309 shigley)		Tabla 7-7 (pág 319)				Tabla A- 26		FIG. 7-18 (pág. 323 shigley)				[N/mm ²]
\emptyset	r	k_a	k_b	k_c ; $K_c=1$ si $R=50\%$	k_d	D/d	r/d	k_t	k_f	q	k_e	k_f	S_e'	S_e
8,50	0,125	0,75	0,71	1	1	1,06	0,01	1,2	1,17	0,82	0,86	1	48,86	22,26
9,00	0,125	0,75	0,70	1	1	1,00	0,01	1,2	1,17	0,82	0,86	1	48,86	22,13
9,00	0,125	0,75	0,70	1	1	1,17	0,01	1,5	1,41	0,82	0,71	1	48,86	18,27
10,50	0,125	0,75	0,69	1	1	1,17	0,01	1,6	1,5	0,82	0,67	1	48,86	16,99
9,00	0,125	0,75	0,70	1	1	1,17	0,01	1,2	1,17	0,82	0,86	1	48,86	22,13
9,00	0,125	0,75	0,70	1	1	1,00	0,01	1,6	1,5	0,82	0,67	1	48,86	17,24
9,00	0,125	0,75	0,70	1	1	1,00	0,01	1,3	1,25	0,82	0,8	1	48,86	20,59

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Continuación.

DISTANCIA	MODULO DE SECCIÓN	MOMENTO TORSOR RESULTANTE	MOMENTO FLECTOR RESULTANTE	esfuerzo de torsión	esfuerzo de flexión	factor de seguridad
X [cm]	$I/c = [\pi d^3]/32$	T [N-m]	MR [N-mm]	τ_m [N-mm]	s_a [N-mm] $s = M/I/c$	n
0	60,29	6533333,37	0,00	54181,14	0,00	1,57
20	71,57	6533333,37	0,00	45643,34	0,00	1,87
40	71,57	6533333,37	142,77	45643,34	1,99	1,87
50	113,65	6533333,37	78,58	28743,33	0,69	1,48
60	71,57	6533333,37	28,24	45643,34	0,39	1,87
65	71,57	6533333,37	-3,27	45643,34	-0,05	1,87
700	71,57	6533333,37	-34,81	45643,34	-0,49	1,87

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte

El factor de seguridad esta dentro de los requerimientos aceptables con esto se garantiza que el diseño del eje tiene una vida infinita. Ver tablas para los distintos factores en el ANEXO H.

3.8.4 DISEÑO DE LAS RANURAS PARA EL EJE.

El objetivo principal de fabricar ranuras en el eje de potencia es evitar posibles movimientos relativos entre el eje y la matriz fija.

Debido a que no se conoce la posición de las fuerzas reactivas F_i que actúan sobre el diente, se consideran que estas se ubican en el centro del diente.

El torque capaz de transmitir en las ranuras es.

$$T = F_i \left(\frac{Dm}{2} \right)$$

Donde la fuerza F_i se distribuye uniformemente en todos los dientes (N =numero de dientes) por lo tanto la fuerza capaz de soportar cada diente es:

$$F_t = \frac{F_i}{N}$$

Tal como se muestran en la figura 3.33.

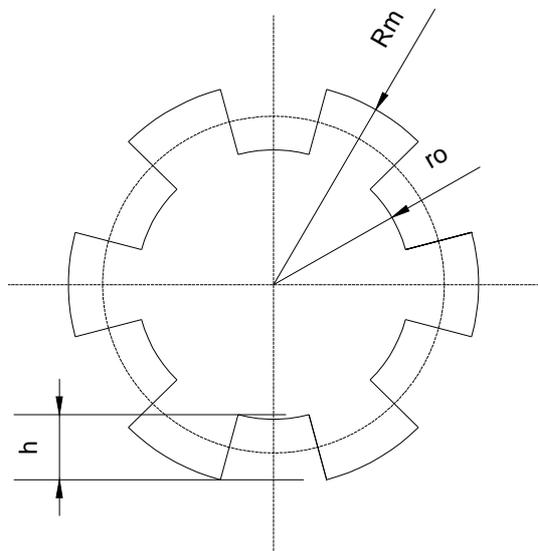


Figura 3.33. Dientes en el eje.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Al suponer que el esfuerzo actúa sobre el plano del diente, este es tangente al diámetro del eje por lo tanto se tiene lo siguiente:

$$s_c = \frac{F_t}{A}$$

$$A = w * L$$

Entonces:

$$T = S_c * w * l * N * \left(\frac{D_m}{2}\right)$$

Dado que:

$$D_m = \frac{D + d}{2}$$

$$S_c = \frac{\sigma_{fluencia} * 0,58}{f_s}$$

Por lo tanto:

$$T = \frac{\sigma_{fluencia} * 0,58}{f_s} * w * l * N * \left(\frac{D + d}{4}\right)$$

Donde:

Sc: Esfuerzo de diseño de corte

A: Área de la sección transversal del diente.

W: Ancho de diente de la ranura

L: Longitud del diente de las ranuras.

El esfuerzo de compresión en el lado del diente y en el lado del alojamiento esta dado por:

$$S_c = \frac{F_t}{A}$$

$$A = h * l$$

$$S_c = \frac{\sigma_{fluencia}}{f_s}$$

Por tanto:

$$T = \frac{\sigma_{fluencia}}{f_s} * h * l * N * \left(\frac{D + d}{4} \right)$$

Donde:

S_c : esfuerzo de diseño a compresión.

h : Altura o profundidad de la ranura.

La longitud de contacto de la ranura con la matriz se elige de acuerdo a una mínima longitud del 25% mayor que el diámetro del eje, para evitar fractura en el diente del eje. Por lo tanto:

$$L = D + 25\%$$

Entonces la longitud de los dientes ranurados para un diámetro de 174mm será de 217,5mm por lo que se opta por 218mm.

Con las consideraciones realizadas se verifica que las torques permisibles para las condiciones geométricas que presenta el eje de potencia son mayores al torque al cual está funcionando el eje es decir 350000 kg – mm.

Mediante los siguientes datos:

Se toma un factor de seguridad de 3,5.

$$L = 218 \text{ mm.}$$

$$D = 174mm$$

$$d = 152mm.$$

$$w = 10$$

$$h = 10$$

$$\sigma_{fluencia} = 37 \frac{kg}{mm^2} (\text{acero AISI 1045})$$

Se obtiene los siguientes resultados:

Para el corte:

$$T = \frac{37kg \text{ mm}}{3} * 10mm * 218mm * 6 * \left(\frac{174mm + 152mm}{4} \right)$$

Al reemplazar los datos se obtiene un resultado:

$$7625596,4 \text{ kg mm} > 350000kg \text{ mm}$$

Por lo tanto cumple con la primera condición.

Para la compresión:

$$T = \frac{37kg \text{ mm}}{3} * 10mm * 218 \text{ mm} * 6 * \left(\frac{174 + 152}{4} \right)$$

Al reemplazar los datos se obtiene el siguiente resultado:

$$13147580 \text{ kg mm} > 350000 \text{ kg mm}$$

Por lo tanto cumple con la segunda condición.

Para el acople de la matriz fija al eje de potencia se usan pernos estos están sometidos a tensión, este fenómeno sucede cuando la mayor parte de la fuerza que genera el proceso de rebordeado se encuentra en la dirección axial al eje, para esto se realiza una comparación entre la fuerza máxima que puede soportar una junta sometida a tracción junto con los pernos y la fuerza máxima a la cual están sometidos los pernos. Tal como se muestran en la figura 3.34.

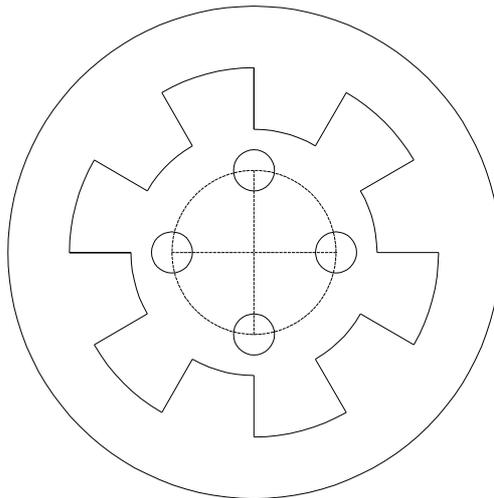


Figura 3.34. Pernos de acople matriz – eje de potencia.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Las ecuaciones permiten determinar la constante de rigidez de la junta y la constante de rigidez de los pernos, con los cual se evalúa la fuerza máxima de tensión que soportan los pernos.

$$K_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}; A_d = \frac{\pi * d^2}{4}; \text{Constante de rigidez del perno.}$$

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_a} + \frac{1}{K_M} + \frac{1}{K_c}; \text{Constante de rigidez de la junta.}$$

$$k = \frac{0,57 * \pi * E * d}{\ln\left(5 \frac{1,15t+0,5d}{1,15t+2,5d}\right)}; \text{Constante de rigidez de los elementos de la junta.}$$

$$F = \frac{N(0,25 * A_t * S_p)}{C * n}; \text{fuerza de tension de los pernos}$$

Reemplazando algunos valores en las ecuaciones se tiene:

Para la arandela:

$$t = 3mm$$

$$d = 16mm$$

$$E = 21000 \frac{kg}{mm^2}$$

Para la matriz:

$$t = 16mm$$

$$d = 16mm$$

$$E = 19380 \frac{kg}{mm^2}$$

Para el eje=

$$t = 31mm$$

$$d = 16mm$$

$$E = 20000 \frac{kg}{mm^2}$$

Usando cuatro pernos M16 con resistencia 8,8 (Sp = 61,2 kg/mm) y con un factor de seguridad de 2 se obtiene un fuerza máxima de tensión de 6034 kg, por lo tanto se considera que la fuerza máxima que va actuar en la junta con los pernos

es de 7000 kg y cada perno absorbe una fuerza máxima de 2000 kg por lo tanto los pernos resisten la carga generada por el proceso de rebordeado.

3.8.5 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para este caso se utiliza rodamientos cónicos de una sola hilera que son capaces de soportar cargas combinadas, para casos extremos los rodamientos son dispuestos en espalda con espalda. Tal como se muestran en la figura 3.35.

Como el eje donde están montados los rodamientos giran ha 60 rpm se determina la carga estática equivalente.

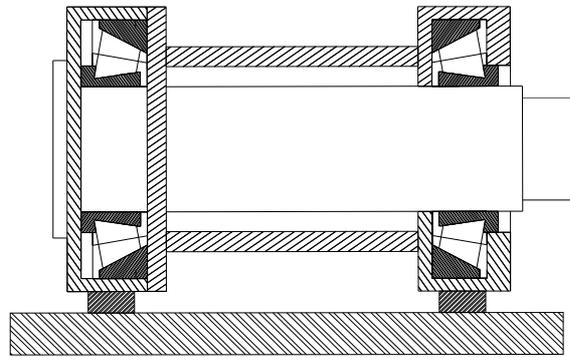


Figura 3.35. Montaje de rodamientos espalda con espalda.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Para la selección de los rodamientos se deben considerar restricciones geométricas de acuerdo a la dimensiones del alojamiento.

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre del eje de potencia (ver figura 3.32).

$$R_1 = 17200kg * \frac{9,8N}{1kgf} = 168560 N; F_{axial} 1$$

$$R_2 = 8256kg * \frac{9,8N}{1kgf} = 80908,8 N; F_{axial} 2$$

Para los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos, se tiene la carga estática combinada de:

$$P_0 = 0,5F_r + Y_0 * F_a^{18}$$

$$\text{y si } P_0 < F_r \text{ por lo tanto } P_0 = F_r$$

Entonces:

$$C_0 = fs * P_0, \text{ con } 0,8 < fs < 1,2$$

$$\text{Sea } fs = 1,2 \text{ por tanto: } C_0 = 1,2 * P_0 = 1,2 Fr$$

Reemplazando los valores se tienen los siguientes rodamientos¹⁹:

Rodamiento 1: 32018XA con $C_0 = 255 \text{ KN}$

Rodamiento 2: 32016X con $C_0 = 212 \text{ KN}$.

3.8.6 DISEÑO DEL ALOJAMIENTO.

Para alojar los rodamientos se utiliza una barra cuadrada SAE 1024, la misma que esta soldada en conjunto con una barra perforada, las placas cuadradas están unidas a la base de 20mm de espesor de acero A-36.

La base esta unida a la estructura principal por medio de pernos M12 tal como se muestra en la figura 3.36.

¹⁸Catalogo de Rodamientos FAG, pag.166.

¹⁹Catalogo de Rodamientos FAG, pag.337.

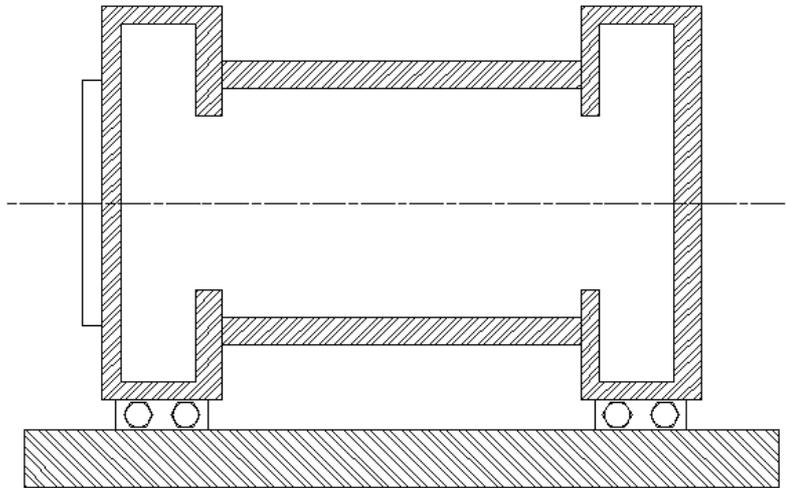


Figura 3.36. Estructura para alojar los rodamientos.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

En este punto el espesor de los alojamientos es de vital importancia ya que existe la aplicación de presión por parte de los rodamientos, esto quiere decir que tanto los rodamientos como el alojamiento están en contacto real por la existencia de la carga radial.

Las fuerzas que absorben los rodillos se determinan en forma empírica:

$$P_0 = (KxF)/z$$

$$P_1 = P_0(\cos * \alpha)$$

Donde F es la fuerza radial que actúa sobre los rodamientos P_0 y P_1 son las fuerzas que absorben los rodillos, z el número de cuerpos rodantes y α el ángulo de separación entre los rodillos, tomando como base algunos datos como es el caso del diámetro del rodillo de 20mm, además mediante la siguiente formula empírica se obtiene el número de rodillos y de igual forma el ángulo ϕ .

$$\text{numero de rodillos} = \frac{360^\circ}{(\beta + \gamma)}$$

$$\varphi = 60^\circ \left(\frac{\pi}{3} \right)$$

Al reemplazar los valores de la fuerza que actúa sobre el rodamiento 1, se tiene que son tres rodillos que están en constante trabajo, estos rodillos son los que absorben la mayor cantidad de carga que genera el proceso.

Se llega a la conclusión que el área de contacto esta dada por el arco que forman los tres rodillos y por el ancho de cara del rodamiento.

Para calcular el espesor necesario de la placa, se calcula en primera instancia la presión aplicada por el rodamiento en la placa.

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

$$A = \varphi * r * c$$

Donde:

P = Presión que soporta la placa

F = Fuerza máxima generada por el proceso de rebordeado

A = Área de presión

φ = Ángulo de contacto de los rodillos.

C = Ancho de cara del rodamiento

r = Radio externo del rodamiento

Reemplazando los valores de fuerza y dimensiones del rodamiento1, en las ecuaciones se obtiene la presión que soporta la placa:

$$F = 17200 \text{ kg}, \varphi = \frac{\pi}{3}, r = 70\text{mm} \text{ y } C = 32;$$

Entonces la presión es:

$$P = \frac{17200 \text{ kg}}{2345,65\text{mm}^2}$$

$$P = 7,33 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Mediante la siguiente ecuación para un cilindro sujeto a presión interna:

$$\frac{2 * pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \leq \sigma_a = \frac{\sigma_{fluencia}}{fs}$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{\sigma_a}{\sigma_a - 2 * p} r_1^2}$$

Donde:

r_1 = Radio interno del alojamiento

r_2 = radio externo de la placa

σ_a = Esfuerzo admisible

$\sigma_{fluencia}$ = Esfuerzo admisible

fs = Factor de seguridad

e = Espesor de la placa

Se obtiene un espesor igual a 30mm este valor se genera debido a la presión aplicada por el rodamiento 1.

3.9 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR

Con el objetivo de suministrar la potencia requerida para el proceso de rebordeado, siendo este un proceso que requiere baja velocidad y alta potencia se opta por un motorreductor.

Para la velocidad de salida del reductor, primero se calcula la velocidad angular necesaria para el proceso de repujado se hace referencia a datos de velocidad lineal para el conformado de metales en el rolado continuo ya que este proceso se asemeja al proceso de rebordeado. Dicha velocidad lineal esta dentro del rango de 24000 – 36000 cm/h para aceros de mediano calibre y 54800 – 66000 cm/h para aceros de gran calibre, se opta por un valor intermedio entre estos dos rangos dando como resultado 0,14 m/s.

Si el diámetro de la matriz es de tamaño grande es decir 0,10m, por lo tanto la velocidad angular del eje es de:

$$\alpha = \frac{0,14 \frac{m}{s}}{0,10m}$$

$$\alpha = 1,4 \text{ rad}$$

Con el fin de garantizar la existencia en el mercado de este reductor se opta por una velocidad de 20 rpm.

3.9.1 POTENCIA DEL MOTOR

La potencia requerida del motor esta dada por algunos factores determinantes con es, el torque necesario que debe desarrollar el eje de potencia para realizar el repujado y la velocidad angular del mismo.

Por lo tanto la potencia es:

$$P = T \alpha$$

$$T = F_r \alpha r_{matriz}$$

$$F_r = F * f$$

Donde:

P = potencia

T = Torque

F_r = fuerza de rozamiento

f = coeficiente de rozamiento

r_{matriz} = Radio maximo de la matriz

α = Velocidad angular

Entonces la potencia del motor es:

$$P = 350 \text{ kg mm} * 1,4 = 6,64 \text{ HP}$$

Por lo tanto es requiere, un motorreductor que tenga las siguientes características:

Potencia: 7HP

Numero de revoluciones de salida: 20rpm

Tipo. Motor eléctrico trifásico, 60 Hz.

3.9.2 TRANSMISION POR MEDIO DE CADENA DE RODILLOS

Debido a la necesidad de obtener una velocidad constante se hace uso de una cadena de rodillos ya que posee características indispensables como son la velocidad constante debido ha que no hay resbalamiento o estirado; larga vida o duración y la capacidad para impulsar cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz²⁰.

²⁰ Shigley; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; 4^{ta} Edición; México, 1985; pág. 815.

3.9.2.1 Cálculo del diámetro exterior de la rueda dentada

Para la selección de la rueda dentada se considera la relación de transmisión esto quiere decir que para el proceso de rebordeado el número de revoluciones debe ser relativamente baja.

Esto quiere decir que la rueda tenga por lo menos 17 dientes; 19, 21 para tener menos ruido en la cadena.

Selección de la rueda dentada según la tabla 17-10 Pág. 816 Diseño de Elementos Mecánicos Shigley²¹:

Rueda dentada 35 – 25

Paso: $p = 9,52$

Número de dientes: $N = 25$.

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)}$$

$$D = \frac{9.52}{\text{sen}\left(\frac{180}{25}\right)}$$

$$D = 75,95 \text{ mm}$$

3.9.2.2 Cálculo de la velocidad de transmisión

La velocidad de transmisión que genera la cadena esta directamente relacionada con la cantidad de revoluciones por minuto generada por el motor reductor de esta manera se obtiene la velocidad de la matriz fija la cual debe ser relativamente baja.

$$V = \frac{N * p * \eta}{12}$$

$$V = \frac{25 * 0,375 * 74}{12}$$

²¹ Shigley; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; 4^{ta} Edición; México, 1985; pág. 816

$$V = 57,81 \text{ rpm}$$

Donde:

N: Numero de dientes

p: Paso de la cadena

η : Velocidad generada por el motorreductor

3.9.2.3 Cálculo de la longitud de la cadena

La formula para el largo de la cadena “L” es:

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_1 - N_2)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p}\right)^2}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * 600}{9.52} + \frac{25 + 19}{2} + \frac{(25 - 19)^2}{4\pi^2 \left(\frac{600}{9.52}\right)^2}$$

$$\frac{L}{p} = 148$$

$$L = 148 [\text{Pasos}].$$

3.9.3 BASE DEL MOTORREDUCTOR

El motorreductor descansa sobre una placa metálica cuyo espesor es de 20mm, esta base tendrá las siguientes dimensiones según los datos geométricos que posee la base del motor – reductor incluyendo las ranuras de los pernos para su acople. Tal como se muestran en la figura 3.37.

Dado que es de vital importancia el acople del motor – reductor a la placa metálica por medio de pernos.

Para simplificar el cálculo los pernos se selecciona en base al peso del motor – reductor el cual genera una componente normal, es decir:

²²Shigley; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill; 4^{ta} Edición; México, 1983; pág. 822

$$N = \frac{F_r}{f}$$

Donde la fuerza de rozamiento F_r es igual a la componente del peso en la dirección x:

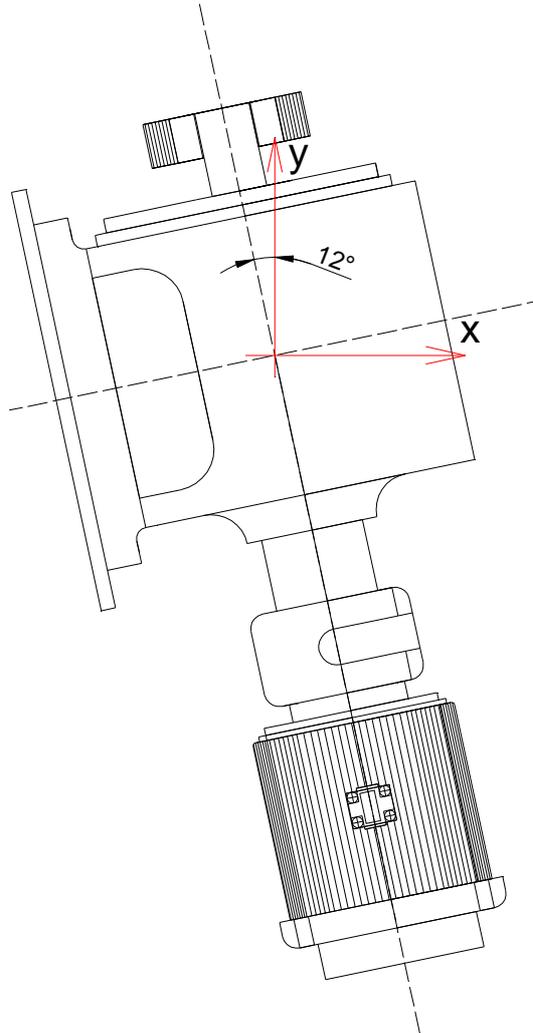


Figura 3.37. Angulo de inclinación del motor – reductor.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Donde:

$$W_x = W * \text{sen}12^\circ$$

Considerando que la presión es uniforme en cada uno de los pernos.

$$F_t = \frac{N}{n} = \frac{W * \text{sen} 12^\circ}{fn}$$

Donde:

n = numero de pernos

F_t = Fuerza de tensión de los pernos

f = coeficiente de fricción.

W = peso del moto reductor

Si se tiene un peso aproximadamente de 500kg para el motor – reductor, el coeficiente de fricción entre acero y acero es de 0,3.

Al acoplar el motor –reductor a la placa soporte se genera una fuerza de tensión en cada perno igual a 86,82 kg.

Los pernos soportan una carga máxima, esto sucede cuando el motor-reductor trabaja a máxima capacidad, es decir genera un momento torsor máximo igual a 350 kg m.

Los pernos laterales soportan el movimiento de rotación del eje de potencia, es decir existe una fuerza de tensión.

$$F_t'' = \frac{M_t}{r}$$

Si el $M_t = 350 \text{ kg m}$ y $r = 0,255\text{m}$, entonces:

$$F_t'' = 1372,55 \text{ kg}$$

$$F = F_t'' + F_t$$

$$F = 86,82 + 1372,55$$

$$F = 1459,37 \text{ kg}$$

El diámetro del núcleo de los pernos (la resistencia $S_y = 40 \text{ kg/mm}^2$) sometidos a tensión se evalúan por la siguiente ecuación:

$$d^p = \sqrt{\frac{1,681 * F}{S_y}}$$

$$d^p = \sqrt{\frac{1,681 * 1459,37}{40 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}}$$

$$d^p = 7,38 \text{ mm}$$

3.9.4 ESPESOR DE LA BASE

Se considera que la placa esta sometida a flexión y torsión debido a que está empotrada en ambos lados.

En base a la resistencia de los materiales se obtiene el espesor requerido mediante la siguiente ecuación:

$$e = \sqrt{\frac{6M}{b[\sigma]}}, [\sigma] = \frac{\sigma_{fluencia}}{fs}$$

Al reemplazar los valores en la ecuación:

Para una placa de acero A 36, un factor de seguridad de 2:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{fluencia}}{f_s}$$

$$[\sigma] = 12,7 \frac{kg}{mm^2}$$

Otro de los datos necesarios es el ancho de la placa y el valor del momento máximo:

Ancho = 500 mm.

Mmax = 3944,33 KN mm.

$$M_{max} = 3944,33 \text{ KN mm} * \frac{1000N}{1KN} * \frac{1kgf}{9.8N} = 402482,65 \text{ kg mm}$$

Donde:

$$[e] = \sqrt{\frac{6M}{b[\sigma]}}$$

$$[e] = \sqrt{\frac{6(402482,65kg \text{ mm})}{500mm[12,7kg \text{ mm}^2]}}$$

$$[e] = 19,50mm$$

Por lo tanto el espesor recomendado para la placa es de 20mm

3.10 DISEÑO DEL SISTEMA DE POSICIONAMIENTO PARA LOS FONDOS.

En el caso del proceso de rebordeado de fondos planos el sistema de posicionamiento absorbe toda la fuerza horizontal e igual a 2,68 Ton y de igual forma para que el sistema tenga libertad de movimiento horizontal esto quiere decir para distintos diámetros de fondos. Tal como se muestran en la figura 3.38.

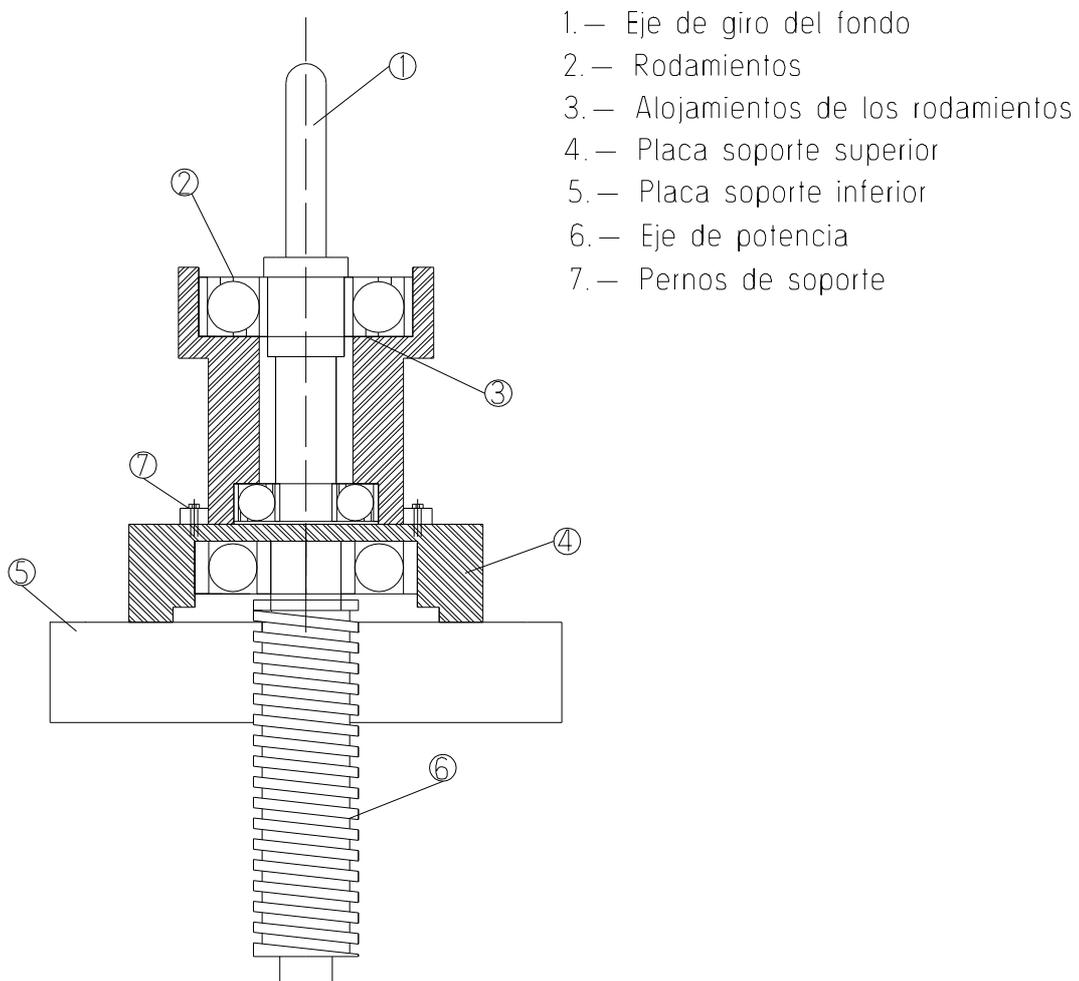


Figura 3.38. Distribución de elementos en el sistema de posicionamiento.

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte.

3.10.1 DISEÑO DEL EJE

En primera instancia este eje soporta 2,68 Ton de carga que se genera por la fuerza de rozamiento presente en el proceso de rebordeado tal como lo muestra en la figura 3.39.

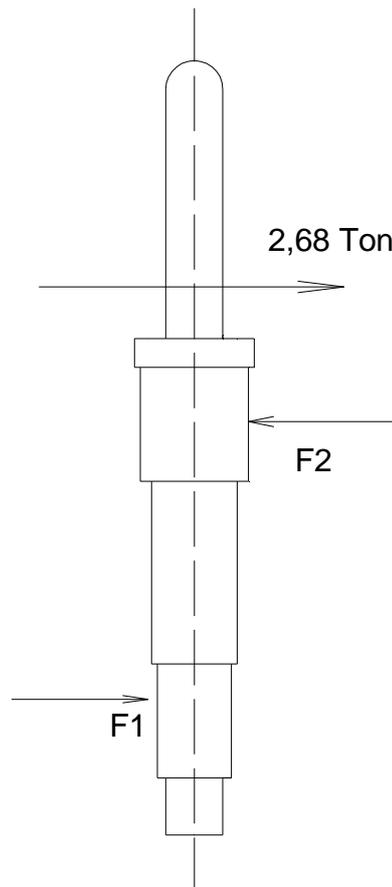


Figura 3.39. Esfuerzos en el eje.

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Según el diseño, la disposición de las fuerzas que soporta el sistema es:

$$\Sigma M_0 = 0$$

$$2,68 \text{ Ton} * 60\text{mm} = F_1 * (80\text{mm})$$

$$F_1 = 2,01 \text{ Ton}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_2 = F_1 + 2,68$$

$$F_2 = 4,69 \text{ Ton}$$

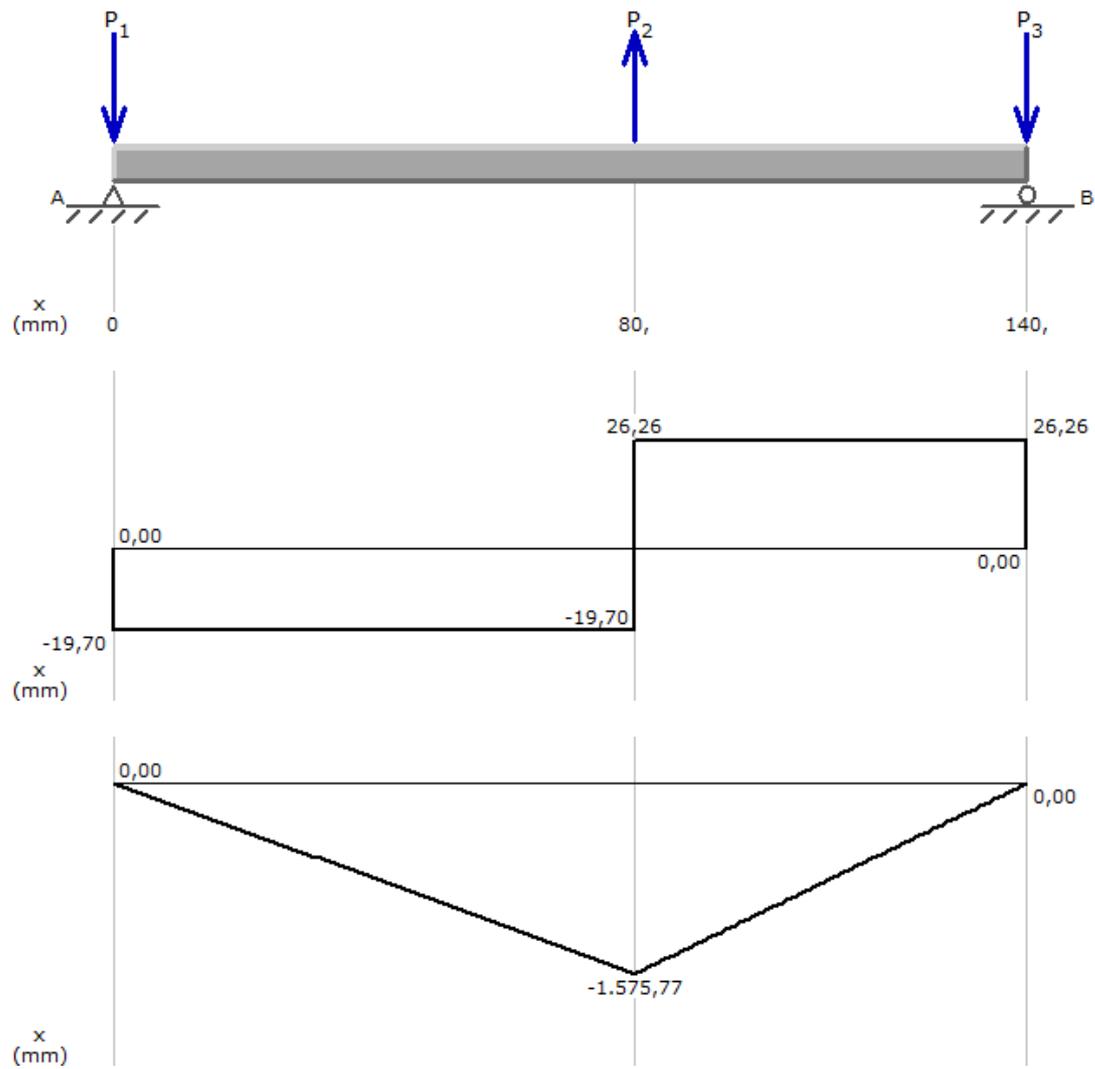


Figura 3.40. Diagrama Momento cortante y flector.

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Para una buena disposición se utiliza el acero 1040 (transmisión).

Dimensionamiento a corte puro:

$$S_y = 60 \frac{kg}{mm^2}$$

Debido a que el eje esta sometido a flexión y torsión se tiene:

Par torsor:

$$T = \frac{4690 * 140mm}{3} = 218866,67 \text{ kg mm}$$

$$M_{maximo} = 160792,85 \text{ kg mm}$$

3.10.1.1 Diseño por cargas estáticas

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}; \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Por medio de Teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla estática y utilizando un factor de seguridad de 2 se tiene:

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 45,18mm$$

De igual forma para la teoría de la energía de distorsión se tiene lo siguiente:

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_y} \right) \left(M^2 + \frac{3T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 43,86 \text{ mm}$$

De igual forma para el diseño por fatiga:

$$d = \left(\frac{32M}{\pi S_y} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 30,11 \text{ mm}$$

De igual forma para hacer el cálculo del factor de seguridad más sencillo se utiliza tablas dinámicas Excel tal como se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3.4: Diseño por Resistencia Estática y Fatiga (eje de posicionamiento)

diámetro	radio de acuerdo	factor de acabado superficial	factor de corrección por tamaño	factor de Confabilidad	factor de corrección por temperatura	relación entre los diámetros de la sección	relación radio de acuerdo - diámetro	factor teóricos de concentración de esfuerzos	factor de reducción de Se	sensibilidad a la ranura	factor de concentración de esfuerzos	factor de efectos diversos	limite de resistencia a la fatiga del elemento	limite de resistencia a la fatiga del elemento
		FIG. 7-10 (pág. 309 shigley)		Tabla 7-7 (pág 319)				Tabla A-26		FIG. 7-18 (pág. 323 shigley)			[N/mm2]	[N/mm2]
\emptyset	r	ka	kb	kc; Kc=1 si R=50%	kd	D/d	r/d	kt	kf	q	ke	kf	Se'	Se
4,75	0,125	0,75	0,75	1	1	1,00	0,03	1,2	1,17	0,82	0,86	1	48,86	23,55
4,75	0,125	0,75	0,75	1	1	1,00	0,03	1,2	1,17	0,82	0,86	1	48,86	23,55
4,75	0,125	0,75	0,75	1	1	1,23	0,03	1,5	1,41	0,82	0,71	1	48,86	19,44
5,85	0,125	0,75	0,73	1	1	1,23	0,02	1,6	1,5	0,82	0,67	1	48,86	17,98
4,75	0,125	0,75	0,75	1	1	1,23	0,03	1,2	1,17	0,82	0,86	1	48,86	23,55
4,75	0,125	0,75	0,75	1	1	1,00	0,03	1,6	1,5	0,82	0,67	1	48,86	18,35
4,75	0,125	0,75	0,75	1	1	1,00	0,03	1,3	1,25	0,82	0,8	1	48,86	21,91

Continuación:

MODULO DE SECCIÓN	MOMENTO TORSOR RESULTANTE	MOMENTO FLECTOR RESULTANTE	esfuerzo de torsión	esfuerzo de flexión	factor de seguridad
$I/c = [\pi d^3]/32$	$T [N\cdot m]$	$MR [N\cdot mm]$	$\tau_m [N\cdot mm]$	$s_a [N\cdot mm]$ $s = M/[I/c]$	n
10,52	2144893,37	0,00	101928,35	0,00	1,45
10,52	2144893,37	0,00	101928,35	0,00	1,45
10,52	2144893,37	142,77	101928,35	13,57	1,45
19,65	2144893,37	78,58	54564,25	4,00	1,35
10,52	2144893,37	28,24	101928,35	2,68	1,45
10,52	2144893,37	-3,27	101928,35	-0,31	1,45
10,52	2144893,37	-34,81	101928,35	-3,31	1,45

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Del análisis se obtiene un diámetro igual a:

$$d = 50mm$$

Este valor garantiza vida infinita para el eje.

Para la selección de los rodamientos se utiliza las cargas aplicadas al eje.

Los rodamientos seleccionados son:

Rodamiento 1: 32309BA

Rodamiento 2: 32310B.

La disposición de igual forma espalda con espalda

3.10.2 DISEÑO DEL ALOJAMIENTO DEL EJE

Los elementos dimensionados se encuentran montados en el alojamiento y de acuerdo con los dos elementos anteriores las características geométricas del alojamiento son las mostradas en la figura 3.41.

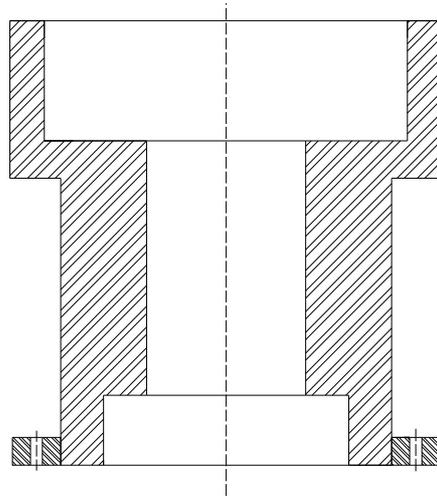


Figura 3.41. Características geométricas del alojamiento

Fuente: Propia

Elaborado por: Cuichán, Malte.

En los rodamientos:

$$P_o = \frac{K * F}{Z} = \frac{\text{Constante} * F}{\#\text{cuerpos rodantes}}$$

Al igual que los alojamientos para los rodamientos del eje de potencia se toma en consideración el siguiente dato $Z = 6$.

Entonces:

$$P_0 = \frac{4 * 4690}{6}$$

$$P_0 = 3126 \text{ kg}$$

En base a este resultado se toma como la presión interna ejercida a lo largo del arco de 60°, entonces la presión ejercida en todo en todo el alojamiento es:

$$P_{\text{alojamiento}} = \frac{3126 \text{ kg}}{\frac{\pi * (140\text{mm})}{3 * 2}}$$

$$P_{\text{alojamiento}} = 1,12 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Se considera que el alojamiento se asemeja a un tubo sometido ha presión interna, con lo cual se determina un espesor mínimo en este caso. Se toma en consideración el acero 1015 para su fabricación.

$$P = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_0 * \ln \frac{b}{a}$$

$$1,12 * 1,5 = \frac{2}{\sqrt{3}} 19,38 * \ln \frac{b}{140}$$

$$b = 150,91\text{mm}$$

3.10.2.1 Diseño por corte puro se tiene

$$\tau = \frac{F}{A}; A = \frac{\pi * d_{\text{exter}}^2}{4} - \frac{\pi * d_{\text{interno}}^2}{4} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{externo}}^2 - 140^2)$$

$$\tau = 0,5(19,38 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})$$

$$F = 4690 \text{ kg}$$

$$d_{\text{externo}}^2 = 140^2 + \frac{4690 \text{ kg}}{0,5(19,38 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}$$

$$d_{\text{externo}} = 141,71 \text{ mm.}$$

Entonces para el espesor mínimo de acuerdo con el análisis de presión interna es de 7mm, para la sujeción de todo el sistema se utiliza 4 pernos, para simplificar el cálculo se lo hace aplicando la siguiente expresión:

$$S_y = 1,32 \frac{4P}{\pi * d_n^2}$$

$$d_n^2 = 1,32 \frac{4 * P}{\pi * S_y}$$

Se selecciona un perno 8:4 resistencia (32 kg/mm²)

$$d_n = 1,32 \frac{4(2000 \text{ kg } \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{\pi (32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}$$

$$d_n = 10,24 \text{ mm.}$$

Se toma en consideración el acero 1015 para la fabricación de la placa soporte esta posee un espesor de 25mm pero no menor ha este valor debido a que la placa esta sometida ha cargas combinadas tanto la carga que genera el proceso de rebordado y la carga muerta.

3.11 DISEÑO DEL BASTIDOR

El bastidor principal es el encargado de alojar todos los subconjuntos de la máquina, esta constituido por los siguientes elementos principales: Bastidor principal, soporte de carro.

3.11.1 DISEÑO BASTIDOR PRINCIPAL

El bastidor principal se encuentra constituido por dos placas laterales, las cuales se encuentran sometidas a las fuerzas que se detallan en la figura 3.42, el objetivo principal es facilitar el análisis de la placa en este caso se considera como un elemento sometido a flexión.

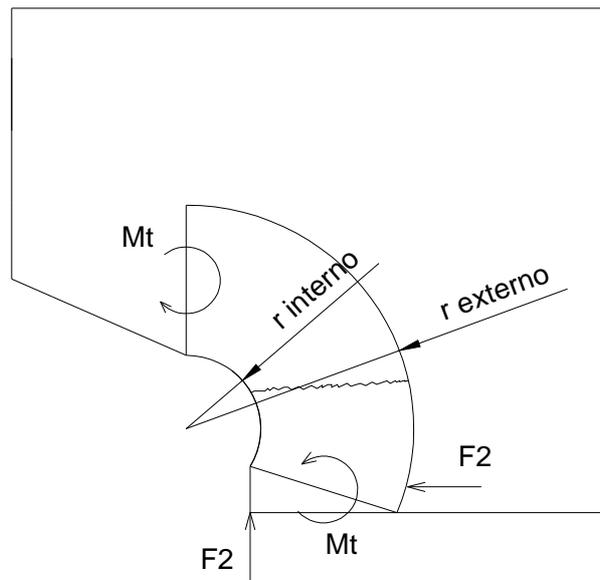


Figura 3.42. Diagrama de cuerpo libre Bastidor.

Fuente: Propia.

Elaborado por: Cuichán, Malte.

Entonces en el análisis de elementos curvos sometidos a flexión se tiene:

$$r_n = \frac{h}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{M * y}{A * e * (r_n - y)}$$

$$y = r_{\text{exterior}} - r_n$$

$$M_{\text{Total}} = 4000 \text{ kg}(250\text{mm}) + 1000\text{kg}(150\text{mm})$$

$$M_{Total} = 1150000 \text{ kg mm.}$$

De acuerdo con las dimensiones establecidas se obtiene las siguientes medidas:

$$r_{exterior} = 700mm$$

$$r_{interno} = 150mm$$

$$h = r_{exterior} - r_{interno}$$

$$h = 700 - 150$$

$$h = 550mm$$

$$\sigma = \frac{4000kg + 1000kg}{25,4mm * 550mm} + \frac{1150000kg \text{ mm} * 425mm}{(550mm * 25,4mm) * 25.4 * (550mm - 425mm)}$$

$$\sigma = 11,01 \frac{kg}{mm}$$

Este valor es menor que el limite de fluencia del acero A36 (19,38 kg/mm).

El bastidor del carro guía este se encarga de soportar las fuerzas que transmiten el sistema de posicionamiento, esta constituido por dos placas paralelas de acerco A36 de 12mm de espesor.

3.11.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS SUJETADORES DEL BASTIDOR

Estos elementos se encargan de la sujeción de las partes principales como son el bastidor principal y el soporte del carro guía para, lo cual se toma en cuenta lo siguiente:

$$\frac{S_y}{fs} = \frac{1.32 * 4P}{\pi d^2}$$

De lo cual se obtiene lo siguiente:

Perno M20x 60 para el bastidor principal.

Perno M12 para el soporte del sistema.

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA PROTOTIPO

4.1 INTRODUCCIÓN

El presente capítulo indica el procedimiento realizado en la construcción, montaje de la máquina prototipo.

4.2 CONSTRUCCIÓN

La construcción de la máquina prototipo se realiza en las instalaciones de Mecánica Industrial Luna, las instalaciones presentan las siguientes condiciones:

- Máquinas herramientas adecuadas
- Materia prima suficiente
- Adecuado espacio de trabajo
- Personal capacitado

Bajo estos parámetros y un buen criterio de diseño, se consigue el resultado esperado.

Con los respectivos planos de taller (ver Anexo J), se procede a la construcción de los elementos constitutivos de la máquina.

Las instalaciones se pueden observar en la fotografía 4.1.



Fotografía 4.1. Instalaciones de la empresa.

Fuente: Propia.

4.2.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN

Los requerimientos (herramientas, instrumentos de medición, materiales, máquinas, etc.) necesarios para la construcción de la máquina prototipo se detallan a continuación:

4.2.1.1 Máquinas y Equipos

- Amoladora
- Fresadora
- Soldadora eléctrica
- Soldadora MIG
- Taladro vertical
- Torno horizontal
- Torno de precisión

4.2.1.2 Herramientas

- Brocas
- Compás

- Cuchilla de acero rápido
- Discos de desbaste
- Escuadras
- Limas
- Martillo
- Rayador
- Sierra de arco

4.2.1.3 Instrumentos de medición y verificación

- Calibrador pie de rey
- Flexometro
- Nivel

4.2.1.4 Materia prima

- Ejes de acero DF2
- Ejes de acero 1045
- Perfiles tipo U
- Plancha de acero de 15mm de espesor
- Pletina de acero 10mm x 10mm

4.2.1.5 Elementos normalizados

- Rodamientos
- Tornillos, pernos
- Tuercas

4.2.1.6 Elementos adicionales

- Motor eléctrico

4.2.2 HOJA DE PROCESOS

La construcción del prototipo, debe tener una guía de procedimientos, por lo tanto, se realizan hojas de procesos para el maquinado de los elementos que presentan dificultad en su manufactura, estas y los planos de taller serán de gran ayuda para el obrero encargado de la fabricación.

A continuación se detallan las hojas de procesos necesarias para la fabricación de los elementos constitutivos de la máquina prototipo:

Hoja de procesos de construcción de los ejes del carro móvil.

Hoja de procesos de construcción del eje motriz.

Hoja de procesos de construcción de la matriz fija.

Hoja de procesos de construcción de la matriz móvil.

Hoja de procesos de construcción del tornillo sin fin.

Ver Anexo J.

4.2.3 ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA

La construcción de la estructura principal se realiza de la siguiente manera:

- Trazado sobre perfiles.
- Corte a dimensiones establecidas.
- Armado de la estructura (puntos de suelda).
- Comprobación de las dimensiones, perpendicularidad, paralelismo y estabilidad.
- Soldadura de cordón definitivo.



Fotografía 4.2. Armado de la estructura.

Fuente: Propia.

4.2.4 ELEMENTOS A CONSTRUIR

El prototipo tiene varios elementos a construir que son detallados en la Tabla 4.1 a continuación:

Tabla 4.1.Elementos a construir

ELEMENTO	CANTIDAD	PLANO
Carro porta matriz móvil	1	1.2874.003
Estructura	1	1.2874.004
Guía compás móvil	1	1.2874.005
Guía tornillo sin fin	1	1.2874.006
Matriz fija	1	1.2874.007
Matriz móvil	1	1.2874.008
Placas Guía	2	1.2874.009
Sistema matriz fija	1	1.2874.010

Fuente: Propia.

4.3 MONTAJE DE LA MÁQUINA

El montaje se realiza en el siguiente orden:

- Armado y ubicación de la estructura
- Armado y ubicación de carro porta – matriz en placas.
- Ubicación de placas guía en la estructura
- Ubicación del motor en la estructura.
- Ubicación matriz fija en la estructura principal
- Acople de la banda de transmisión.

4.3.1 FOTOGRAFÍAS DE MONTAJE

Las fotografías siguientes muestran algunos momentos del montaje de la máquina prototipo:



Fotografía 4.3. Montaje del motor a la estructura.

Fuente: Propia.



Fotografía4.4. Montaje carro-guía a placas.

Fuente: Propia.



Fotografía 4.5. Máquina terminada.

Fuente: Propia.

4.4 PRUEBAS DE CAMPO

Las pruebas de campo se realizan según el correspondiente protocolo de pruebas que se detalla en el capítulo 2 en la tabla 2.2, estas verifican el cumplimiento de las condiciones de diseño.

En la tabla 4.2 se detallan los resultados del protocolo de pruebas.

Tabla 4.2. Resultados obtenidos durante las pruebas de campo.

PROTOCOLO DE PRUEBAS		
MÁQUINA PROTOTIPO PARA REBORDEAR FONDOS TORIESFÉRICOS DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.		
EMPRESA: MIALCA C.A	NOMBRE DEL VERIFICADOR: Javier Malte	
FECHA: 03/01/2012	NUMERO DE HOJA: ½	
PRUEBA A REALIZARSE	CUMPLE	NO CUMPLE
Verificación del Montaje		
1. Ubicación correcta de elementos.	x	
2. Verificar las dimensiones.	x	
3. Asegurar lubricación elementos.	x	
4. Comprobar montaje del motor.	x	
5. Verificar templado de la cadena.	x	
Verificación de alineación y paralelismo		
1. Comprobar que ejes, rodamientos y placas estén paralelos y alineados.	x	
2. Verificar el paralelismo entre la matriz fija y el motor.	x	
3. Verificar el paralelismo entre la estructura principal y secundaria.	x	
4. Verificar el paralelismo entre la estructura secundaria y las placas guía.	x	
5. Verificar el paralelismo entre los ejes del carro portaherramientas.	x	
Pruebas en vacío		
1. Comprobar que las catalinas transmitan el movimiento.	x	
2. Comprobar el movimiento del carro portaherramienta en las placas guía.	x	
NOTAS:		
<ul style="list-style-type: none"> • La ubicación de los elementos es adecuada. • Las dimensiones son las solicitadas. • Los elementos del prototipo están funcionando correctamente. 		

Continuación.

PROTOCOLO DE PRUEBAS			
MÁQUINA PROTOTIPO PARA REBORDEAR FONDOS TORIESFÉRICOS DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.			
EMPRESA: MIALCA		NOMBRE DEL VERIFICADOR: Javier Malte	
FECHA: 03/01/2012		NUMERO DE HOJA: 2/2	
PRUEBA A REALIZARSE	CUMPLE	NO CUMPLE	
Pruebas con carga			
1. Comprobar si el prototipo produce el rebordeado en el fondo.	x		
Comprobación del rebordeado			
1. Observar el rebordeado del fondo.	X		
2. Observar el estado del fondo.	X		
Pruebas con diferentes materiales			
MATERIAL	DIAMETRO (mm)	REBORDEADO	
		CUMPLE	NO CUMPLE
Acero Galvanizado	30	X	
Acero A-36, 2mm	60	X	
Acero A-36, 4mm	80	X	
NOTAS:			
El prototipo realiza el rebordeado.			
El rebordeado obtenido es el adecuado.			
El fondo realizado es del tipo toriesférico.			

4.4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Dentro de la verificación de las dimensiones del prototipo construido, se aprecia que las medidas reales y las de diseño son casi las mismas, con un pequeño margen de error el cual es imperceptible.

Los elementos principales de la maquina prototipo se encuentran en buen estado y no fallan durante las pruebas realizadas. En las pruebas realizadas a la máquina prototipo se obtiene un rebordeado de buena calidad.

El rebordeado obtenido es del tipo toriesférico.

El prototipo actualmente esta funcionando en perfectas condiciones.

En las siguientes fotografías se puede ver algunos fondos obtenidos en el prototipo con diferentes materiales y espesores:



Fotografía 4.6.Fondo Toriesférico (Acero galvanizado de 4mm de espesor).

Fuente: Propia



Fotografía 4.7.Fondo Toriesférico (Tol negro de 5mm de espesor).

Fuente: Propia.



Fotografía 4.8.Fondo Toriesférico (Acero Inoxidable de 3mm de espesor).

Fuente: Propia

CAPITULO V

COSTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA REBORDEADORA

5.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se hace una descripción de todos los costos necesarios para el diseño, construcción y puesta en funcionamiento de la máquina prototipo para rebordear fondos toriesféricos de tanques de almacenamiento.

5.2 COSTOS DE LA MÁQUINA PROTOTIPO

En los costos de la máquina prototipo se tienen:

Costos directos son los gastos realizados por concepto de compra de materiales, elementos normalizados y maquinado.

Costos indirectos son los gastos realizados por concepto de diseño y planificación, gastos imprevistos.

5.2.1 COSTOS DIRECTOS

5.2.1.1 Costo de materiales

Los materiales o materia prima necesaria para la construcción de los elementos de la máquina prototipo, se detallan a continuación en la Tabla 5.1:

Tabla 5.1. Costo de materiales.

COSTOS DE MATERIALES				
MATERIAL	DIMENSIONES (mm)	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
CANAL C	UPN50X38X6X6	2	90,76	181,52
CANAL C	UPN80X45X6X6	1	95,45	95,45
ACERO ASTM A 36	20x500x500	3	47,5	142,50
EJE ACERO 1045	40X150	2	12	1,60
EJE ACERO 1045	30X150	2	11,75	23,50
EJE ACERO 1045	50 X 500	3	16,45	49,35
ACERO k110	100 X115	3	209,03	627,09
ACERO ASTM A 36	20X150X150	2	30,24	60,48
			SUBTOTAL 1	1181,49

Fuente: Propia.

5.2.1.2 Costo de Elementos Normalizados.

Para la ejecución de este proyecto se necesitan algunos elementos terminados o mas conocidos como elementos normalizados, los cuales se pueden conseguir fácilmente en el mercado nacional. En la tabla 5.2 se detallan estos costos.

Tabla 5.2. Costo elementos Normalizados.

COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS			
ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
MOTOREDUCTOR	1	1270	1270
VINCHAS	4	0,3	1,2
RODAMIENTOS 6207	4	13,44	53,76
RODAMIENTOS 7307	2	35,34	70,68
RODAMIENTOS 7307B	2	38,64	77,28
PERNOS ANCLAJES	4	0,25	1
CATARINA MOTRIZ	1	43,74	43,74
CATARINA CONDUCTIDA	1	49,1	49,1
CADENA	1	45,24	45,24
ELECTRODOS E-6013 (kg)	0,5	4,93	2,47
ELECTRODOS E- 7018 (kg)	0,5	5,35	2,68
		SUBTOTAL	1617,14

Fuente: Propia

5.2.1.3 Costo de maquinado

Este costo se establece de acuerdo al tiempo utilizado en realizar el proceso de maquinado requerido, este costo incluye la mano de obra del operario encargado de realizar el proceso solicitado.

En la tabla 5.3 se detallan estos costos:

Tabla 5.3. Costo de maquinado.

COSTO DE MAQUINADO Y MANO DE OBRA				
OPERACIÓN DE MAQUINADO	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO U. (USD)	COSTO T. (USD)
TORNEADO	costo/h	15	12	180
FRESADO	costo/h	4	6	24
TORNEADO ESPECIAL	costo U.	1	291,2	291,2
SOLDADURA ELEC	cm	550	0,17	93,5
SOLDADURA MIG	cm	150	0,25	37,5
CORTE PLASMA	cm	480	0,08	38,4
CORTES DISCO	GLOB	30	0,15	4,5
PULIDO	GLOB	6	20	120
CORTES	U	15	0,47	7,05
PERFORACIONES	U	4	0,7	2,8
			SUBTOTAL	798,95

Fuente: Propia

5.2.1.4 Costo de Montaje

Estos costos están relacionados con el costo de la mano de obra utilizada para el armado y ensamblaje de los elementos constitutivos de la máquina prototipo.

Para el armado y ensamblaje de la máquina prototipo se necesitaron dos operarios, los costos ocasionados se detallan a continuación en la tabla 5.4:

Tabla 5.4. Costo de montaje.

COSTO DE MONTAJE			
NUMERO DE OPERARIOS	TIEMPO (h)	HORA (USD/h)	TOTAL (USD)
2	250	2	1000
SUBTOTAL			1000

Fuente: Propia

5.2.1.5 Costo directo total

Para determinar el costo directo total se suman los costos anteriores, este costo se detalla a continuación en la tabla 5.5:

Tabla 5.5. Costo Directo Total.

COSTO DIRECTO TOTAL	
TIPO DE COSTO	SUBTOTAL (USD)
COSTO DE MATERIALES	1181,49
COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADO	1617,14
COSTO DE MAQUINADO	798,95
COSTO DE MONTAJE	1000
SUBTOTAL	4598
TOTAL	4598

Fuente: Propia

5.2.2 COSTOS INDIRECTOS

5.2.2.1 Costo de material imprevisto

Este costo tiene que ver con aquellos materiales que se necesitan de manera inmediata para continuar con el montaje y armado de la máquina prototipo, este costo se detalla a continuación en la tabla 5.6:

Tabla 5.6. Costo de material imprevisto.

COSTO MATERIAL IMPREVISTO			
MATERIAL IMPREVISTO	CANTIDAD	COSTO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
GUAYPES	20	0,3	6
GRASA	1	3	3
OTROS	2	20	40
		SUBTOTAL	49
		IVA	4,9
		TOTAL	53,9

Fuente: Propia.

5.2.2.2 Costo de diseño

Es el precio que ponen los diseñadores o ingenieros por realizar el análisis del diseño de una máquina prototipo. El estudio se hace en base a la referencia proporcionada por el Colegio de Ingenieros Mecánicos.

Este costo se detalla en la tabla 5.7.

Tabla 5.7. Costo de diseño.

COSTOS DE DISEÑO			
Personal	Tiempo de trabajo (hr)	Valor/ hora (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Diseñador	200	9	1800
Ayudante	160	6	960
		TOTAL	2760

Fuente: Propia

Además del costo por diseño el Ingeniero tiene un porcentaje de utilidad el cual, por lo general este valor es el 25 % del costo total de la máquina construida. Este costo se detalla en la tabla 5.8.

Tabla 5.8. Costos de acuerdo al colegio Ingenieros Mecánicos.

Porcentaje de utilidad por el diseño	
25 por ciento del costo directo	
TIPO DE COSTO	SUBTOTAL (USD)
COSTO DE MATERIAL IMPREVISTO	53,9
COSTO DIRECTO	4597,6
SUBTOTAL	4651,5
TOTAL (25%)	1162,9

Fuente: Propia

5.2.2.3 Costo total indirecto

El costo total indirecto se determina sumando los subtotales anteriores, este costo se detalla en la tabla 5.9:

Tabla 5.9. Costo total indirecto.

COSTOS INDIRECTOS	
TIPO DE COSTO	SUBTOTAL (USD)
MATERIAL IMPROVISTO	53,9
COSTOS DE DISEÑO	2760
TOTAL	2814

Fuente: Propia

5.2.3 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA PROTOTIPO

El costo total de la máquina prototipo se determina sumando los subtotales de los costos totales directos e indirectos, este costo se detalla a continuación en la tabla 5.10:

Tabla 5.10. Costo total de la máquina prototipo.

COSTO TOTAL	
TIPO DE COSTO	SUBTOTAL (USD)
COSTO DIRECTO	4598
COSTO INDIRECTO	2814
TOTAL	7411,5

Fuente: Propia

El costo total de la máquina prototipo es de 7411,5 USD.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- El objetivo principal se ha cumplido al diseñar y construir la máquina prototipo para rebordear fondos toriesféricos de tanques de almacenamiento.
- El diseño de la máquina se realiza tomando en cuenta la facilidad de construcción, facilidad de montaje y facilidad de adquisición de materiales en el mercado nacional, de modo que se pueda construir una máquina económica.
- El diseño de la máquina prototipo permite que el espacio físico hacer utilizado en su ubicación sea el mínimo.
- El funcionamiento de la máquina es controlado por un operador y para el manejo no se requiere personal calificado.
- Después de realizar las pruebas de funcionamiento de la máquina prototipo se garantiza la seguridad, utilidad y confiabilidad en el trabajo.
- La máquina trabajo sin ningún problema con espesores de hasta 6 mm.
- El proceso de rebordeado obtenido en los fondos es de buena calidad esto quiere decir que la chapa no sufrió ningún daño al momento del proceso.
- Del precio total de la máquina cabe señalar que la mayoría de los elementos mecánicos utilizados para la construcción del prototipo habían en la empresa por lo cual la inversión de la empresa es relativamente menor en un porcentaje del 30% al precio total calculado en el capitulo 5

6.2 RECOMENDACIONES

- Se deben seguir las recomendaciones de seguridad industrial para realizar todas las operaciones de maquinado en las maquinas herramientas utilizadas.
- Las dimensiones de los elementos a construirse deben tener una alta precisión debido a que de ellos depende su funcionamiento, especialmente de los elementos de acople.
- Es recomendable que la máquina prototipo este libre de limallas ya que estas afectan el mecanismo principal de la misma por esta razón la limpieza se lo debe hacer al término de cada operación.
- Para el mantenimiento de la máquina prototipo se recomienda una adecuada lubricación de los elementos y piezas que la conforman.
- Es recomendable que la máquina prototipo se encuentra bajo una cubierta para evitar la corrosión por contacto con la lluvia.
- Para garantizar el trabajo de la maquina prototipo sin ningún contratiempo se recomienda que el espacio entre la matriz móvil y la matriz fija debe ser mayor o igual al espesor de los fondos a ser rebordeados.
- Se recomienda bajar la matriz móvil a una velocidad lenta y constante para garantizar un rebordeado uniforme.

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw-Hill; Cuarta Edición; México; 2002.
- ROBERT L. MOTT; Resistencia de Materiales; Editorial Pearson Educación; Tercera Edición; México; 2003.
- ROBERT L. MOTT; Diseño de Elementos de Maquinas; Editorial Pearson Educación; Cuarta Edición; México; 2006.
- EUGENE F. MEGYESY; Manual de Recipientes a Presión; Editorial Limusa; Primera Edición; México; 1992.
- CÁRDENAS V.; Introducción al conformado mecánico; E.P.N.; 1985.
- LAURA MAURIZI, PATRICIO A.; Introducción a la Mecánica de Sólidos, Editorial Limusa; Tercera Edición; Argentina; 1985.
- SCHEY JOHN A.; Procesos de manufactura; Editorial McGraw- Hill; Tercera Edición; México; 2002.
- EGOR P. POPOV; Introducción a la Mecánica de Sólidos, Limusa; Primera Edición; México; 1992.
- PISARENKO, YÁKOVLEV; Manual de Resistencia de materiales; Editorial Mir Moscú; 1^{ra} Edición; URRS, 1979.
- CATALOGO DE RODAMIENTOS FAG.
- VARGAS, J; Fundamentos de Dibujo Mecánico; E.P.N; Quito-Ecuador; 2005.
- VARGAS, J; Producción por Virutaje; E.P.N; Quito-Ecuador; 2003.
- INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito-Ecuador; 1987.

ANEXOS

ANEXO A
CATALOGO DE RODAMIENTOS FAG

Rodamientos FAG de bolas de contacto angular de una hilera

Los rodamientos pueden elevarse una dirección de vida eliminada, si C_{a0}/β_{0a8} , ver Pág.41.



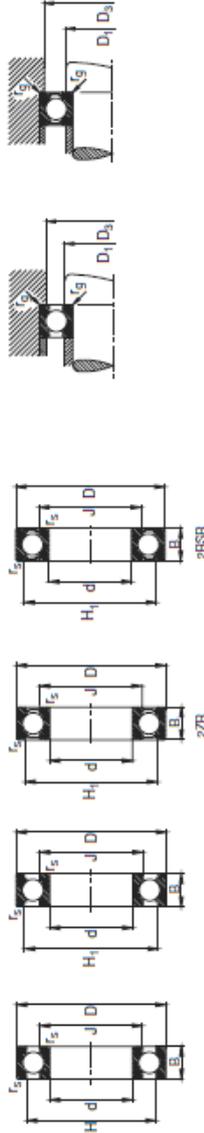
B Ángulo de contacto $\alpha = 40^\circ$

Eje	Dimensiones		B	B	f _{ts} min	f _{ts} min	a	H	J	Peso kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares			
	d mm	D									C _{dyn} kN	C _{stat}				D ₁ max mm	D ₂ max	D ₃ max	f _s max
10	10	30	9	0,6	0,3	13	22,1	18,2	0,032	5	2,5	32000	20000	7200B.TVP	14,2	25,8	27,6	0,6	0,3
12	12	37	10	0,6	0,3	14	24,6	19,7	0,035	6,95	3,4	24000	20000	7201B.TVP	16,5	31,8	33,6	0,6	0,3
15	15	42	11	0,6	0,3	16	27,2	22,3	0,038	10,5	4,3	20000	18000	7201B.TVP	17,6	31,4	32,5	0,6	0,3
17	17	47	12	0,6	0,3	18	31,2	25,4	0,041	12,9	4,3	20000	17000	7202B.TVP	19,2	30,8	32,5	0,6	0,3
20	20	52	14	1,1	0,6	21	36,6	30,6	0,104	19	10,4	18000	13000	7204B.TVP	25,6	41,4	42,8	1	0,6
25	25	62	17	1,1	0,6	24	41,6	36,4	0,127	14,6	9,3	16000	10000	7205B.TVP	30,6	46,4	47,8	1	0,6
30	30	72	19	1,1	0,6	27	49,8	43,1	0,190	20,4	13,4	13000	8000	7206B.TVP	35,6	50,4	51,8	1	0,6
35	35	82	21	1,5	0,8	31	57,8	49,8	0,282	32,5	20	11000	6500	7207B.TVP	42	65	67,8	1	0,6
40	40	92	23	1,5	0,8	34	64,6	56	0,307	32	23,2	9500	5500	7208B.TVP	47	73	75,8	1	0,6
45	45	100	25	1,5	0,8	37	71,3	59,5	0,409	50	32,5	8500	5000	7209B.TVP	49	81	84,4	1,5	1
50	50	110	27	2	1,1	43	79,5	66,2	0,612	60	40	7500	4500	7210B.TVP	54	91	94,4	1,5	1
55	55	120	29	2	1,1	47	87,8	73,1	0,808	37,5	28,5	6000	3500	7211B.TVP	61	99	102,4	2	1
60	60	130	31	2,1	1,1	51	95,3	80,3	1,08	40,5	30	5000	3000	7212B.TVP	64	91	94,4	1,5	1
65	65	140	33	2,1	1,1	55	103,4	87,3	1,42	78	50	4000	2500	7213B.TVP	69	101	104,4	1,5	1
70	70	150	35	2,1	1,1	60	111,9	94,3	1,92	80	55,5	3500	2000	7214B.TVP	72	118	123	2,1	1
75	75	160	37	2,1	1,1	65	120,4	101,3	2,52	64	64	3000	1800	7215B.TVP	74	111	114,4	1,5	1
80	80	170	39	2,1	1,1	70	129,4	108,3	3,22	102	75	2500	1500	7216B.TVP	77	128	133	2,1	1

Bajo demanda también son suministrables estas especificaciones no dadas en contracarras.

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida limitada, s. Consultar, ver Pág. 41.



Eje	Dimensiones		B	B ₁	B ₂	H	H ₁	H ₂	H ₃	J	J ₁	J ₂	J ₃	Peso m	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares	
	d	D													d _{1m}	stat. C ₀				D ₁	D ₂
30	30	62	10	1	52,1	54,9	40	0,190	19,3	11,2	14000	14000	6206	35,0	50,4	1					
	30	62	10	1	52,1	54,9	40	0,205	19,3	11,2	14000	14000	6206 W2X0B	35,0	50,4	1					
	30	62	10	1	52,1	54,9	40	0,201	19,3	11,2	14000	14000	6206 ZHR	35,0	50,4	1					
	30	62	10	1	52,1	54,9	40	0,201	19,3	11,2	7500	7500	6206 ZHSR	35,0	50,4	1					
	30	62	10	1	52,1	54,9	40	0,211	19,3	11,2	7500	7500	6206 ZHSR W2X0B	35,0	50,4	1					
	30	62	20	1	52,1	54,9	40	0,245	19,3	11,2	7500	7500	6206 ZHSR	35,0	50,4	1					
	30	72	19	1,1	59,0	61,6	44,0	0,265	29	16,3	24000	19000	6306	37	65	1					
	30	72	19	1,1	59,0	61,6	44,0	0,265	29	16,3	24000	19000	6306 W2X0B	37	65	1					
	30	72	19	1,1	59,0	61,6	44,0	0,265	29	16,3	6500	6500	6306 ZHR	37	65	1					
	30	72	19	1,1	59,0	61,6	44,0	0,265	29	16,3	6500	6500	6306 ZHSR	37	65	1					
35	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,291	25,5	15,3	24000	19000	6207	42	65	1					
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,291	25,5	15,3	24000	19000	6207 W2X0B	42	65	1					
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,299	25,5	15,3	9500	9500	6207 ZHR	42	65	1					
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,299	25,5	15,3	9500	9500	6207 ZHSR	42	65	1					
	35	72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,303	25,5	15,3	6500	6500	6207 ZHSR W2X0B	42	65	1					
	35	72	23	1,1	60,7	63,3	47,2	0,393	25,5	15,3	6500	6500	6207 ZHSR	42	65	1					
	35	80	21	1,5	65,5	67,9	49,3	0,471	33,5	19	20000	12000	6307	44	71	1,5					
	35	80	21	1,5	65,5	67,9	49,3	0,471	33,5	19	20000	12000	6307 W2X0B	44	71	1,5					
	35	80	21	1,5	65,5	67,9	49,3	0,481	33,5	19	6000	6000	6307 ZHR	44	71	1,5					
	35	80	21	1,5	65,5	67,9	49,3	0,483	33,5	19	5000	5000	6307 ZHSR	44	71	1,5					
40	40	80	31	1,5	65,5	67,9	49,3	0,487	33,5	19	5000	5000	6307 ZHSR	44	71	1,5					
	40	80	31	1,5	65,5	67,9	49,3	0,487	33,5	19	5000	5000	6307 ZHSR W2X0B	44	71	1,5					
	40	100	25	1,5	83,3	85,0	62	0,571	53	31,5	10000	11000	6407	46	89	1,5					
	40	100	25	1,5	83,3	85,0	62	0,571	53	31,5	10000	11000	6407 ZHSR	46	89	1,5					
	40	68	9	0,3	59,3	59,3	49,4	0,12	13,2	10,2	13000	9000	1808B	42	60	0,3					
	40	68	15	1	59,1	61,0	49,3	0,184	10,0	11,0	20000	20000	6008	44,0	63,4	1					
	40	68	15	1	59,1	61,0	49,3	0,196	10,0	11,0	20000	20000	6008 W2X0B	44,0	63,4	1					
	40	68	15	1	59,1	61,0	49,3	0,206	10,0	11,0	10000	10000	6008 ZHR	44,0	63,4	1					
	40	68	15	1	59,1	61,0	49,3	0,206	10,0	11,0	7000	7000	6008 ZHSR	44,0	63,4	1					
	40	68	15	1	59,1	61,0	49,3	0,206	10,0	11,0	7000	7000	6008 ZHSR	44,0	63,4	1					

Bajo demanda también son suministrables otras especificaciones: no dadas en el catálogo.

ANEXO B

CATALOGO DE ACEROS BOHLER (ACEROS ESPECIALES)

BÖHLER K 110

Tipo de aleación: C 1.55 Si 0.30 Mn 0.30 Cr 11.00 Mo 0.75 V 0,75 %

Color de identificación: Amarillo - Azul
 Estado de suministro: Recocido 250 HB (máx.)
 Acabado: IBO ECOMAX

Equivalencia	AISI: D2
	DIN: X153CrMoV12
	No. Mat. 1.2379

PROPIEDADES:

Acero ledeburítico de alta estabilidad dimensional, de alto porcentaje de cromo y carbono, particularmente susceptible de ser templado al aire, buena tenacidad.

EMPLEO:

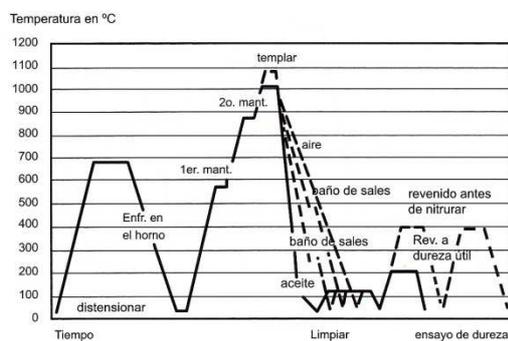
Para la fabricación de matrices y punzones para corte de lámina de hasta 5 mm, herramientas para trabajar en madera, cuchillas para corte de madera, metal, plástico, papel y cartón. Rodillos para conformado en frío, herramientas para prensado de cerámicos y farmacéuticos, instrumentos de medición, pequeños moldes plásticos donde alta resistencia al desgaste es requerida.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Forjado:	1050 – 850 °C
Recocido:	800 – 850 °C
enfriamiento lento en el horno	
Distensionado:	650 – 700 °C
Temple:	1020 – 1040 °C
enfriamiento en: aceite, baño de sales (220 – 250 °C / 500 – 550 °C), aire y aire comprimido (espesores menores a 25 mm).	
Dureza obtenible:	63 – 65 HRC

Revenido: ver en el diagrama de revenido las durezas obtenibles después del temple.

Nitruración: Si se requiere una nitruración en baño de sales (tenifer), se recomienda una temperatura de temple más elevada, seguida por dos procesos de revenido (520 °C y 480 °C), para luego realizar la nitruración.

Esquema de tratamiento térmico

BÖHLER V 155

Tipo de aleación: C 0.34 Si 0.30 Mn 0.50 Cr 1.50 Mo 0.20 Ni 1.50 %

Color de identificación: Blanco - verde
 Estado de suministro: Bonificado 800 - 1300 N/mm² (240 - 380 HB)
 Acabado: Laminado en caliente

Equivalencia	AISI: ~ 4340
	DIN: 34CrNiMo6
	No. Mat. 1.6582

PROPIEDADES:

Acero especial bonificado aleado al cromo - níquel - molibdeno especialmente apto para altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes, como tracción, torsión y flexión. Gracias a su contenido de molibdeno es insensible a la fragilidad del revenido. Su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación sin necesidad de un tratamiento térmico adicional.

EMPLEO:

Para la fabricación de partes y piezas de mayores dimensiones como: aviones, maquinaria pesada, ejes para hélices, cigüeñales, barras de torsión, ejes de leva, ejes de bombas, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos para transportadoras, vástagos y pines, brazos de dirección, ciertos engranajes sometidos a grandes esfuerzos, discos de embrague.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Forjado:	1050 - 850 °C
Recocido:	650 - 700 °C
enfriamiento lento en el horno (248 HB máx.)	
Normalizado:	850 - 880 °C
Distensionado:	500 °C
Temple:	830 - 860 °C
enfriamiento al aceite, baño de sal (180 - 220 °C)	
Dureza obtenible:	54 - 56 HRC
Revenido: ver en el diagrama de revenido las durezas obtenibles	540 - 680 °C
Nitruración: en baño de sal (tenifer)	580 °C

PROPIEDADES MECÁNICAS

Diámetro mm	Límite de fluencia N/mm ² min	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación N/mm ² min.			Reducción de área N/mm ²			Resistencia al impacto (ISO-V) J min.		
			L	Q	T	L	Q	T	L	Q	T
≤ 16	1000	1200 - 1400	9	--	--	40	--	--	35	--	--
≤ 16 ≤ 40	900	1100 - 1300	10	--	--	45	--	--	45	--	--
≤ 40 ≤ 100	800	1000 - 1200	11	--	--	50	--	--	45	--	--
≤ 100 ≤ 160	700	900 - 1100	12	--	--	55	--	--	45	--	--
≤ 160 ≤ 250	600	800 - 950	13	--	--	55	--	--	45	--	--

L: longitudinal
 Q: transversal
 T: tangencial

Los valores para otras dimensiones pueden ser establecidos por relación.

BÖHLER V 945**Tipo de aleación:** C 0.45 Si 0.25 Mn 0.65 %Color de Identificación: Blanco
Estado de suministro: Recocido 180 HB

Equivalencia	AISI: ~ 1045
	DIN: C45
	No. Mat. 1.1191

PROPIEDADES:

Acero al carbono de alta calidad, de mayores propiedades mecánicas que el acero de transmisión, puede mejorar sus propiedades mecánicas si es bonificado.

EMPLEO:

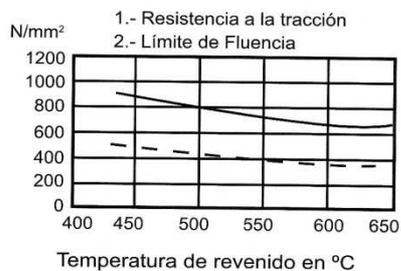
Para la fabricación de partes de maquinaria sometida a esfuerzos normales, como: árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, portamatrices.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Forjado:	1100 – 850 °C
Recocido:	650 – 700 °C
enfriamiento lento en el horno	
Normalizado:	840 – 870 °C
Distensionado:	500 °C
Temple:	790 – 850 °C
enfriamiento en: agua, aceite (piezas pequeñas), sales	
Dureza obtenible:	54 – 56 HRC
Revenido:	ver en el diagrama de bonificación la resistencia requerida.
Nitruración:	en baño de sales 580 °C

PROPIEDADES MECÁNICAS

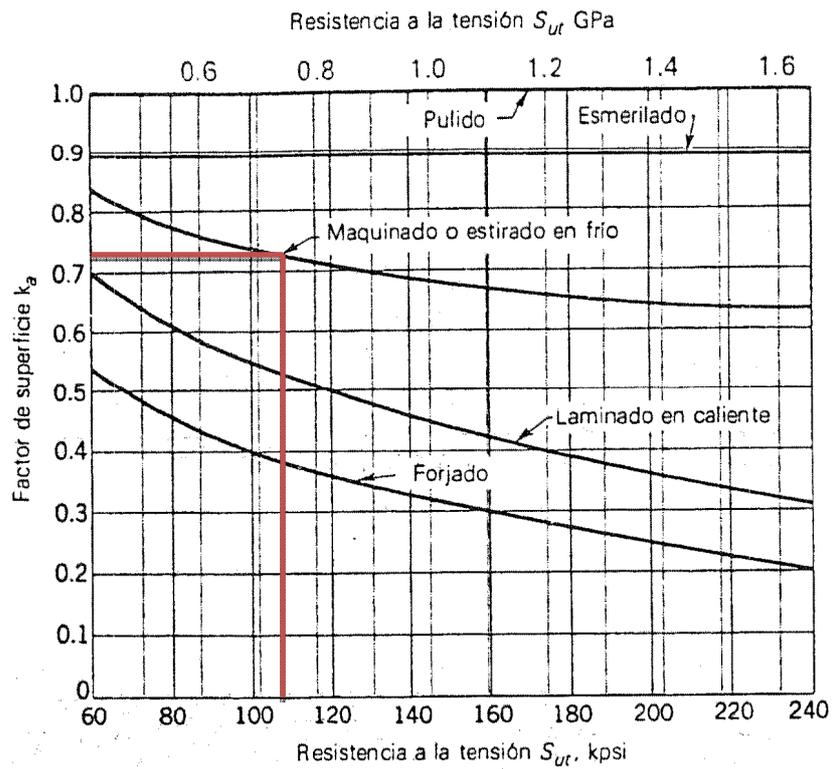
Estado	Diámetro mm	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo=5d) min %	Contracción min. %
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	---

DIAGRAMA DE BONIFICACIÓN

ANEXO C
FACTORES DE DISEÑO

Nominal Major Diameter d mm	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch p mm	Tensile- Stress Area A_t mm ²	Minor- Diameter Area A_r mm ²	Pitch p mm	Tensile- Stress Area A_t mm ²	Minor- Diameter Area A_r mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

* The equations and data used to develop this table have been obtained from ANSI B1.1-1974 and B18.3.1-1978. The minor diameter was found from the equation $d_r = d - 1.226869p$, and the pitch diameter from $d_p = d - 0.649519p$. The mean of the pitch diameter and the minor diameter was used to compute the tensile-stress area.



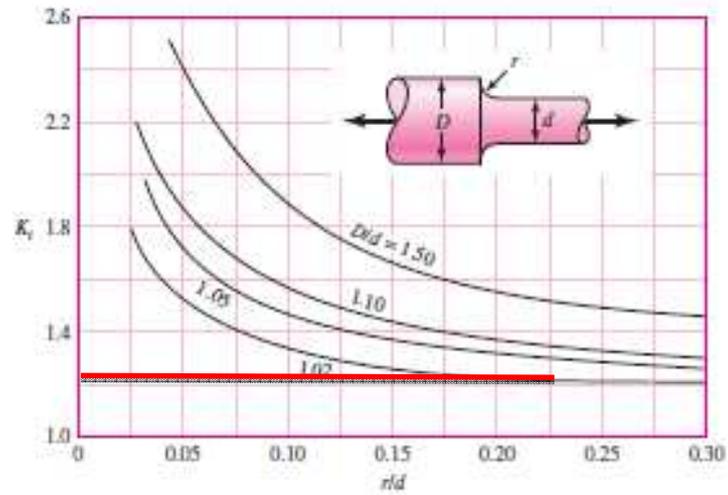
Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hotrolled	14.4	57.7	-0.718
Asforged	39.9	272	-0.995

From C.I. Noll and C. Lipson, "Allowable Working Stresses," Society for Experimental Stress Analysis, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by D.L. Horger (ed.) Metals Engineering Design ASME Handbook, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

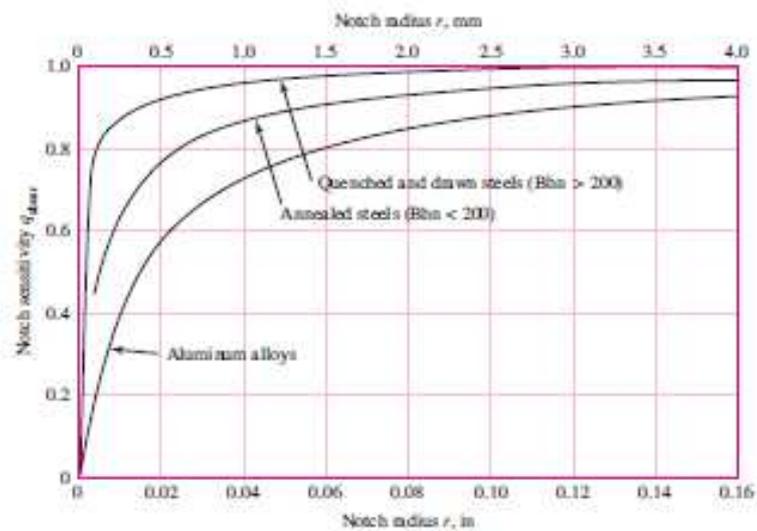
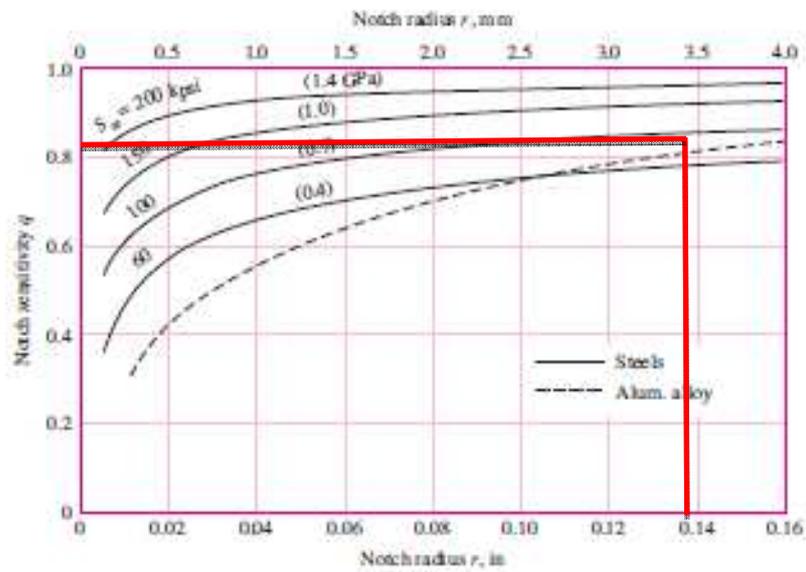
Factor de confiabilidad

Reliability, %	Transformation Variate z_α	Reliability Factor k_α
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Factor de concentracion de esfuerzos



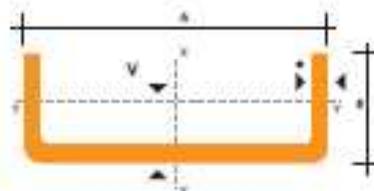
Factor de sensibilidad en las ranuras



ANEXO D
CATALOGO DE PERFILES DIPAC


PERFILES ESTRUCTURALES
CANALES "U"
Especificaciones Generales

Norma	INCH 1 621: 2000
Otros estándares	Previa consulta
Logo normal	Ants
Otros logos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.5mm hasta 12mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



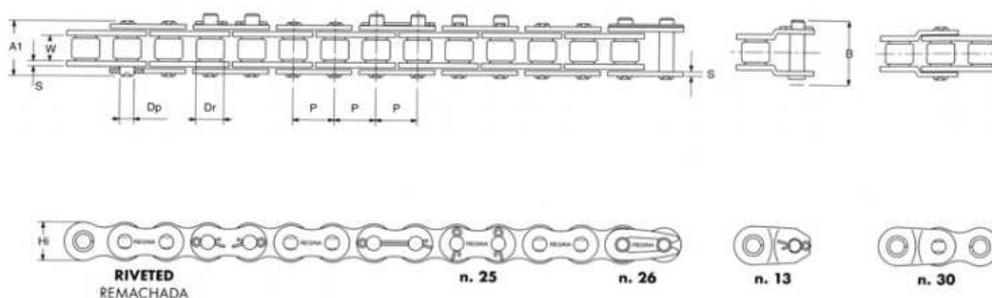
DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	a	5 metros	6 metros	seccion	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	T	I	W	T	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.87	4.20	2.50	1.59	1.06	0.62	0.60	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.08	2.82	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	8.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.18	2.32	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.20	17.50	5.80	2.31	2.94	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.00	2.34	3.51	1.72	0.91	0.90
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.88	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.40	1.23	1.14
80	40	4	27.66	4.81	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.03	1.21	1.22
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.34	2.95	12.10	4.44	1.19	1.26
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	8.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.45	5.70	86.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.00	3.79	25.14	7.24	1.52	1.52
100	60	4	38.28	6.28	8.12	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	45.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	12.32	1.83	2.06
125	50	2	20.50	3.42	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	3.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.52	1.24
125	50	4	39.90	6.62	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	58.16	9.86	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.36
125	60	2	32.82	8.97	11.42	206.98	42.71	4.82	29.26	9.12	1.86	1.70
125	60	3	44.92	10.82	13.52	269.25	49.48	4.78	43.82	10.78	1.84	1.75
125	60	4	54.00	14.00	17.50	382.24	61.22	4.68	57.20	12.94	1.80	1.81
125	60	5	66.44	17.74	21.92	494.28	73.08	4.67	70.94	15.10	2.54	2.61
125	60	6	79.20	21.96	26.68	623.02	85.88	4.68	84.27	17.26	2.50	2.64
125	60	8	105.96	29.16	35.21	876.62	112.25	4.78	104.19	21.31	2.47	2.78
150	50	2	22.82	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	32.96	5.66	7.20	220.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.48	1.12
150	50	4	44.84	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.90	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.26	11.06	13.82	416.68	55.02	5.49	29.00	7.70	1.44	1.26
150	60	2	29.70	8.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.26
150	60	3	40.12	12.02	15.02	478.92	63.80	5.64	48.70	11.07	1.80	1.60
150	60	4	52.80	15.80	19.50	598.74	78.82	5.54	61.22	14.25	1.77	1.74
150	60	5	65.64	19.94	27.42	803.42	90.45	5.58	74.91	17.73	2.51	2.42
150	60	6	80.90	24.12	32.89	760.22	101.26	5.78	89.23	21.09	2.47	2.44
150	60	8	122.84	32.18	37.71	996.29	119.50	5.68	165.82	30.27	2.44	2.54

También en galvanizado e inoxidable.

ANEXO E
SELECCIÓN DE CADENAS

Gráfico:

CADENAS DE RODILLO - SIMPLES



12

Tablas:

SERIE EUROPEA (ISO)

Código	Dimensiones Nominales				Otras Dimensiones				Superficie de Trabajo	Carga Mínima de Rotura	Partes de Cadena		
	Paso	Diam. Rodillo	Ancho Interno	Diam. Max. Perno	Altura Max. de Placa	Centro de Calibre	Ancho Max. Perno Remach.	Max. Largo Total Perno			Peso Neto por Metro	Unión	Media Malla
	P	Dr	W	DP	Hi	Tp	A1	B					
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm					
05 B-1	8	5	3	2,29	7,11	-	7,8	14	11	500	0,16	26	30
06 B1	9,525	6,35	5,72	3,28	8,26	-	12,6	19,2	28	1000	0,39	26	13-30
08 B-1	12,7	8,51	7,75	4,44	11,81	-	16,5	24,3	50	1900	0,69	26	13-30
10 B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	14,73	-	19,3	27,5	69	2500	0,88	26	13-30
12 B-1	19,05	12,07	11,68	5,72	16,13	-	22,5	31,7	89	3000	1,21	26	13
16 B-1	25,4	15,88	17,02	8,28	21,08	-	36	46,8	210	6000	2,62	26	13
20 B-1	31,75	19,05	19,56	10,15	26,42	-	42	54,2	295	8300	3,39	25	13
24 B-1	38,1	25,4	25,4	14,55	33,4	-	53,4	66,6	550	14500	6,62	25	13
28 B-1	44,45	27,94	30,99	15,85	37,08	-	65,1	79,9	740	19000	8,4	25	13
32 B-1	50,8	29,21	30,99	17,75	42,29	-	66	81,8	810	23000	9	25	13
40 B-1	63,5	39,37	38,1	22,89	52,96	-	81	1101,4	1290	39000	15,15	25	13
48 B-1	76,2	48,26	45,72	29,24	63,88	-	99	1120	2050	60000	24,65	25	13

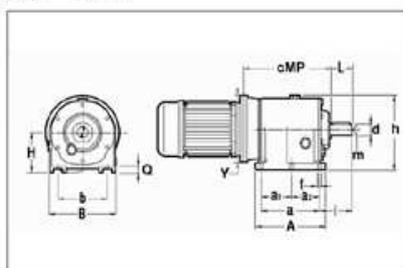
ANEXO F
SELECCIÓN DE MOTOREDUCTORES

AR 80/2

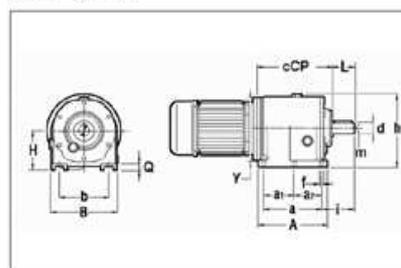
ir	IEC	1400			
		N2 min-1	T2M Nm	P kW	RD %
2.6	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	541	529	32	95
3.7	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	379	553	23	95
4.2	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	333	595	22	95
4.5	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	310	629	22	95
6.7	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	208	658	15.1	95
7.4	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	189	684	14.3	95
7.8	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	179	707	14	95
8.7	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	161	728	12.9	95
10	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	141	748	11.6	95
11.1	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	126	766	10.7	95
12.4	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	113	782	9.7	95
14.2	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	99	813	8.9	95
15.2	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	92	841	8.5	95
18.1	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	78	866	7.4	95
19.4	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	72	889	7.1	95
22.7	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	62	910	6.2	95
24.9	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	56	940	5.8	95
28.9	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	48	940	5	95
31.8	160 (B5) - 132 (B5) - 112 (B5) - 100 (B5)	44	940	4.6	95

AR 80/3**AMP (32-100) / ARP (32-100) / ACP (25-100) / AMP (25)**Gráficos:

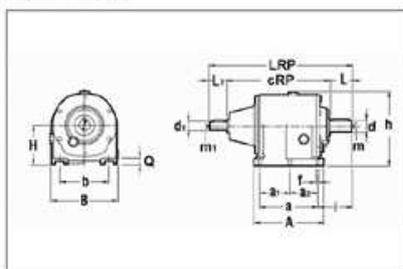
AMP 32 - 100



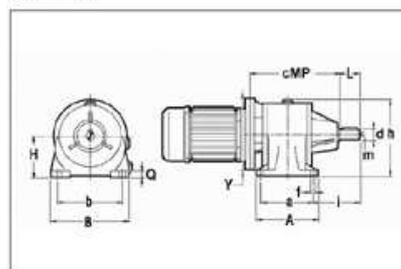
ACP 25 - 100



ARP 32 - 100



AMP 25



ANEXO G
AJUSTE ISO PARA EJE ÚNICO

ANEXO H
AJUSTE ISO PARA AGUJERO ÚNICO

ANEXO I
FOTOS DE ALGUNOS MOMENTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL
PROTOTIPO



Fotografía. Montaje de rodamientos en matriz móvil.



Fotografía. Construcción carro porta-matriz móvil.



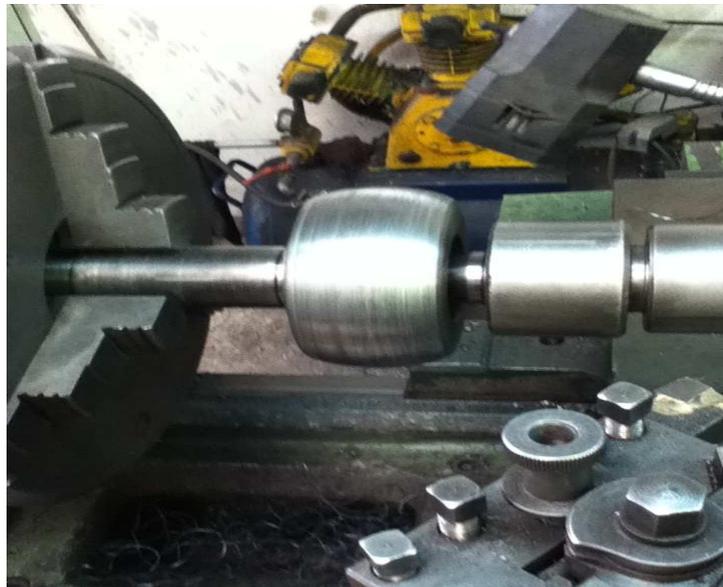
Fotografía. Matriz móvil.



Fotografía. Placas guía.



Fotografía. Maquinado eje motriz.



Fotografía. Maquinado matriz fija.



Fotografía. Proceso de rebordeado (acero de 4mm).



Fotografía. Fondo terminado.

ANEXO J
HOJAS DE PROCESOS

ANEXO K
PLANOS DE TALLER