

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA INSTALACIÓN PARA EL ESTUDIO DE LAS  
TRANSMISIONES DE POTENCIA MECÁNICA**

**KEVIN GRAJALES OCHOA**

**CÓDIGO: 1.088.312.380**

**PAOLA ANDREA GARCIA MESA**

**CÓDIGO: 1.088.016.086**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA**

**FACULTAD DE TECNOLOGÍAS**

**ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA**

**PEREIRA**

**2015**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA INSTALACIÓN PARA EL ESTUDIO DE LAS  
TRANSMISIONES DE POTENCIA MECÁNICA**

**KEVIN GRAJALES OCHOA**

**CÓDIGO: 1.088.312.380**

**PAOLA ANDREA GARCIA MESA**

**CÓDIGO: 1.088.016.086**

**PROYECTO**

**CARLOS ALBERTO ROMERO PIEDRAHITA**

**DIRECTOR**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA**

**FACULTAD DE TECNOLOGÍAS**

**ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA**

**PEREIRA**

**2015**

**Nota de aceptación:**

---

---

---

---

---

**Firma del jurado**

**Pereira, Junio de 2015**

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a mis padres, quienes finalmente hicieron posible con su esfuerzo y amor que lograra estudiar mi carrera en una buena universidad. Papá, Mamá muchas gracias; a mis hermanos por ser mi ejemplo a seguir y mi apoyo incondicional y todos mis compañeros que me han brindado su colaboración y afecto a lo largo de mi carrera

**Paola Andrea García**

Dedico este trabajo de grado con mucho cariño a mis padres quienes han sido la base fundamental en mi formación personal gracias a sus valores, ejemplos y sacrificios han hecho de mí una persona íntegra; a mi tío a quien quiero, respeto y estimo mucho; y a todas las persona que me han apoyado incondicionalmente.

**Kevin Grajales Ochoa**

## AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestros agradecimientos a la Universidad Tecnológica de Pereira, a la facultad tecnologías especialmente a la escuela de tecnología mecánica en donde nos hemos formado como profesionales competitivos y así aportar al desarrollo social y económico de nuestro país.

Al Ingeniero Carlos Alberto Romero Piedrahita por ser quien ha dirigido el proyecto.

A los señores Álvaro Rodríguez, Edgar Romero, Duban Grajales, Robinson Lopez Juan Miguel Aricapa, Andrés Felipe López y Olmedo Arias quienes con sus conocimientos, experiencia y apoyo económico aportaron a **“LA CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN PARA EL ESTUDIO DE LAS TRANSMISIONES DE POTENCIA MECÁNICA”**, y así poder alcanzar los objetivos trazados en este proyecto.

Agradecemos a nuestros amigos, compañeros y docentes quienes han sido parte fundamental en el desarrollo académico y personal durante nuestra estancia en la universidad.

## CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS.....	9
LISTA DE TABLAS.....	12
RESUMEN.....	13
INTRODUCCIÓN.....	14
<b>CAPITULO 1. GENERALIDADES DE LAS TRASMISIONES MECÁNICAS.....</b>	<b>17</b>
1.1 TRANSMISIONES MECÁNICAS.....	17
1.2 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO .....	18
1.2.1 Transmisiones por fricción .....	18
1.2.2 Transmisiones por correa .....	20
1.3 TRANSMISIONES POR ENGRANE.....	21
1.3.1 Transmisión por ruedas dentadas.....	21
1.3.2 Transmisión por cadena .....	23
1.4 REDUCTORES DE VELOCIDAD.....	24
1.5 FRENOS DE DISCO.....	25
<b>CAPITULO 2. DISEÑO DEL BANCO DE TRANSMISIONES DE POTENCIA .....</b>	<b>26</b>
2.1 COMPONENTES DEL BANCO CONSIDERACIONES Y LIMITACIONES .....	26
2.1.1 Componentes .....	26
2.1.2 Limitaciones.....	27
2.1.3 Consideraciones.....	27
2.2 CÁLCULOS PERTINENTES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO.....	29
2.3 SELECCIÓN DEL MOTOR Y CALCULO CINEMÁTICO .....	29
2.3.1 Calculo de potencia del motor.....	29
2.3.2 Cálculo de la distribución de la relación de la transmisión.....	31
2.3.3 Cálculos de las velocidades y los pares de torsión de los ejes .....	31
2.4 CALCULO DE LAS TRANSMISIÓN POR CORREA .....	36
2.4.1 Selección perfil de la correa.....	36
2.4.2 Comprobación de la velocidad de la correa .....	37
2.4.3 Elección de la distancia entre centros.....	37
2.4.4 Determinación de la longitud de la correa .....	38
2.4.5 Rectificación de la distancia entre centros .....	40

2.4.6	Calculo de relaciones geométricas .....	40
2.4.7	Potencia transmitida por la correa.....	41
2.4.8	Determinación del número de correas requeridas.....	42
2.4.9	Determinación de la fuerza que actúa sobre los arboles .....	43
2.4.10	Método de tensionamiento para las transmisiones por correa .....	43
2.5	DISEÑO DE LAS TRANSMISIONES POR ENGRANAJES HELICOIDALES .....	45
2.5.1	Selección previa del material de las ruedas .....	45
2.5.2	cálculo del límite de resistencia al contacto del material de las ruedas. ....	47
2.5.3	cálculo del límite de resistencia al contacto del material de los piñones.....	47
2.5.4	Cálculo del límite de fatiga del material de las ruedas y piñones.....	47
2.5.5	Calculo de la resistencia de los dientes al contacto .....	49
2.5.6	Cálculo de la resistencia del diente a la rotura .....	53
2.5.7	Cálculo de la resistencia de los dientes a las sobrecargas.....	55
2.5.8	Fuerzas.....	56
3.4.9	Cálculos reductores FAMA y SEW.....	56
2.6	CALCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA .....	81
2.6.1	Cálculo del paso .....	82
2.6.2	Cálculo del número de dientes de la rueda conductora $Z_1$ y la rueda conducida $Z_2$ .....	82
2.6.3	Coefficiente de explotación .....	82
2.6.4	Determinación del diámetro primitivo de la rueda .....	83
2.6.5	Determinación de la fuerza circular en las ruedas.....	83
2.6.6	Determinación de la presión convencional en las articulaciones de la cadena	83
2.6.7	Determinación de los diámetros de las circunferencias externas y ancho del diente de las ruedas .....	84
2.6.8	Número de eslabones de la cadena.....	84
2.6.9	Distancias entre centros .....	85
2.6.10	Fuerza que actúa sobre los árboles .....	85
2.7	DISEÑO DE LOS ÁRBOLES Y APOYOS .....	86
2.7.1	Análisis de fuerzas en los ejes.....	86
2.7.2	Cálculo de coeficiente de longevidad en horas (LH) .....	105
2.7.3	Cálculo del número de ciclos de carga.....	105
2.7.4	Cálculo de número equivalente de ciclos (NE).....	106
2.7.5	Cálculo del coeficiente de longevidad KL.....	106

2.7.6 Selección del material.....	107
2.7.7 Se determina el esfuerzo permisible para el material del árbol .....	109
2.7.8 Diámetros de los árboles en las secciones peligrosas .....	112
2.7.9 Deformaciones de flexión.....	113
2.8 FRENOS DE DISCO .....	124
<b>CAPITULO 3. CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO .....</b>	<b>125</b>
3.1 PLANOS TECNOLÓGICOS Y DE ENSAMBLE .....	125
3.2 ESTIMACIÓN DE COSTO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO .....	126
3.2.1 Estimación del costo .....	126
3.2.2 Construcción del banco .....	127
3.3 PRACTICAS.....	131
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>134</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>135</b>
ANEXO 1. Descripción del Motor .....	136
ANEXO 2. Calculo Correa (Optibelt) .....	138
ANEXO 3. Descripción correas trapeciales (Optibel) .....	139
ANEXO 4. Poleas acanaladas (Optibelt).....	140
ANEXO 5. Planos tecnológicos.....	141
ANEXO 6. Planos de ensamble .....	142
ANEXO 7. Ficha técnica .....	143



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Función de las transmisiones de potencia .....	17
Figura 2. Mapa conceptual trasmisiones mecánicas .....	18
Figura 3. Variadores .....	19
Figura 4. Secciones de las correas .....	20
Figura 5. Tipos de transmisiones dentadas.....	22
Figura 6. Elementos de la transmisión por cadena .....	23
Figura 7. Reductor helicoidal .....	25
Figura 8. Reductor de tornillo sin fin.....	25
Figura 9. Partes del freno de disco .....	26
Figura 10. Arreglo N°1 .....	27
Figura 11. Arreglo N° 2 .....	28
Figura 12. Arreglo N° 3 .....	28
Figura 13. Arreglo N° 4 .....	28
Figura 14. Caso 2 (esquema cinemático) .....	34
Figura 15. Caso 3 (esquema cinemático) .....	35
Figura 16. Parámetros geométricos de la transmisión por correa. ....	40
Figura 17. Diferentes montajes de rueda .....	51
Figura 18. Gráficos para la selección de los coeficientes de concentración de carga .....	53
Figura 19. Gráfico para la determinación de $Y_f$ .....	55
Figura 20. Esquema de acción de las fuerzas sobre las ruedas .....	56
Figura 21. Primer escalón Reductor 1.....	57
Figura 22. Segundo escalón Reductor 1.....	64
Figura 23. Primer escalón Reductor 2.....	70
Figura 24. Segundo escalón Reductor 2.....	75
Figura 25. Transmisión por cadena (esquema cinemático).....	81
Figura 26. Esquema cinemático eje entrada FAMA .....	86
Figura 27. Diagrama de fuerzas eje 2 (XY) .....	87
Figura 28. Diagrama de fuerzas cortantes eje 2 (XY) .....	87
Figura 29. Diagrama de momento flector eje 2 (XY) .....	87
Figura 30. Diagrama de fuerzas eje 2 (XZ) .....	87
Figura 31. Diagrama de fuerzas cortantes eje 2 (XZ).....	88
Figura 32. Diagrama de momento flector eje 2 (XZ) .....	88
Figura 33. Momento flector total eje 2 (XY, XZ) .....	88
Figura 34. Momento torsor total eje 2 .....	88
Figura 35. Momento equivalente eje 2 .....	89
Figura 36. Esquema cinemático eje intermedio FAMA.....	89
Figura 37. Diagrama de fuerzas eje 3 (XY) .....	89
Figura 38. Diagrama de fuerzas cortantes eje 3 (XY) .....	90
Figura 39. Diagrama de momento flector eje 3 (XY) .....	90
Figura 40. Diagrama de fuerzas eje 3 (XZ) .....	90
Figura 41. Diagrama de fuerzas cortantes eje 3 (XZ).....	91
Figura 42. Diagrama de momento flector eje 3 (XZ) .....	91
Figura 43. Momento flector total eje 3 (XY, XZ) .....	91
Figura 44. Momento torsor total eje 3 .....	91
Figura 45. Momento equivalente eje 3.....	92
Figura 46. Esquema cinemático eje salida FAMA .....	92
Figura 47. Diagrama de fuerzas eje 4 (XY) .....	92

Figura 48. Diagrama de fuerzas cortantes eje 4 (XY) .....	93
Figura 49. Diagrama de momento flector eje 4 (XY) .....	93
Figura 50. Diagrama de fuerzas eje 4 (XZ) .....	93
Figura 51. Diagrama de fuerzas cortantes eje 4 (XZ).....	94
Figura 52. Diagrama de momento flector eje 4 (XZ) .....	94
Figura 53. Momento flector total eje 4 (XY, XZ) .....	94
Figura 54. Momento torsor total eje 4 .....	94
Figura 55. Momento equivalente eje 4 .....	95
Figura 56. Esquema cinemático eje 5 .....	95
Figura 57. Diagrama de fuerzas eje 5 (XY) .....	95
Figura 58. Diagrama de fuerzas cortantes eje 5 (XY) .....	96
Figura 59. Diagrama de momento flector eje 5 (XY) .....	96
Figura 60. Momento torsor total eje 5 .....	96
Figura 61. Momento equivalente eje 5 .....	96
Figura 62. Esquema cinemático eje entrada SEW .....	97
Figura 63. Diagrama de fuerzas eje 6 (XY) .....	97
Figura 64. Diagrama de fuerzas cortantes eje 6 (XY) .....	97
Figura 65. Diagrama de momento flector eje 6 (XY) .....	98
Figura 66. Diagrama de fuerzas eje 6 (XZ) .....	98
Figura 67. Diagrama de fuerzas cortantes eje 6 (XZ).....	98
Figura 68. Diagrama de momento flector eje 6 (XZ) .....	99
Figura 69. Momento flector total eje 6 (XY, XZ) .....	99
Figura 70. Momento torsor total eje 6 .....	99
Figura 71. Momento equivalente eje 6 .....	99
Figura 72. Esquema cinemático eje intermedio SEW .....	100
Figura 73. Diagrama de fuerzas eje 7 (XY) .....	100
Figura 74. Diagrama de fuerzas cortantes eje 7 (XY) .....	100
Figura 75. Diagrama de momento flector eje 7 (XY) .....	100
Figura 76. Diagrama de fuerzas eje 7 (XZ) .....	101
Figura 77. Diagrama de fuerzas cortantes eje 7 (XZ).....	101
Figura 78. Diagrama de momento flector eje 7 (XZ) .....	101
Figura 79. Momento flector total eje 7 (XY, XZ) .....	101
Figura 80. Momento torsor total eje 7 .....	102
Figura 81. Momento equivalente eje 7 .....	102
Figura 82. Esquema cinemático eje salida SEW .....	102
Figura 83. Diagrama de fuerzas eje 8 (XY) .....	103
Figura 84. Diagrama de fuerzas cortantes eje 8 (XY) .....	103
Figura 85. Diagrama de momento flector eje 8 (XY) .....	103
Figura 86. Diagrama de fuerzas eje 8 (XZ) .....	103
Figura 87. Diagrama de fuerzas cortantes eje 8 (XZ).....	104
Figura 88. Diagrama de momento flector eje 8 (XZ) .....	104
Figura 89. Momento flector total eje 8 (XY, XZ) .....	104
Figura 90. Momento torsor total eje 8 .....	104
Figura 91. Momento equivalente eje 8 .....	105
Figura 92. Coeficientes efectivos de concentración de esfuerzos .....	109
Figura 93. Factor de escala .....	110
Figura 94. Eje 2 .....	110
Figura 95. Eje 3 .....	111
Figura 96. Eje 4 .....	111

Figura 97. Eje 5 .....	111
Figura 98. Eje 6 .....	111
Figura 99. Eje 7 .....	112
Figura 100. Eje 8 .....	112
Figura 101. Diagrama de pendiente eje 2 (XY) .....	114
Figura 102. Diagrama deflexión eje 2 (XY) .....	114
Figura 103. Diagrama de pendiente eje 2 (XZ) .....	114
Figura 104. Diagrama deflexión eje 2 (XZ).....	115
Figura 105. Deflexión total eje 2 .....	115
Figura 106. Diagrama de pendiente eje 3 (XY) .....	115
Figura 107. Diagrama deflexión eje 3 (XY) .....	116
Figura 108. Diagrama de pendiente eje 3 (XZ) .....	116
Figura 109. Diagrama deflexión eje 3 (XZ).....	116
Figura 110. Deflexión total eje 3 .....	117
Figura 111. Diagrama de pendiente eje 4 (XY) .....	117
Figura 112. Diagrama deflexión eje 4 (XY) .....	117
Figura 113. Diagrama de pendiente eje 4 (XZ) .....	118
Figura 114. Diagrama deflexión eje 4 (XZ).....	118
Figura 115. Deflexión total eje 4 .....	118
Figura 116. Diagrama de pendiente eje 5 (XY) .....	119
Figura 117. Diagrama deflexión eje 5 (XY) .....	119
Figura 118. Diagrama de pendiente eje 6 (XY) .....	119
Figura 119. Diagrama deflexión eje 6 (XY) .....	120
Figura 120. Diagrama de pendiente eje 6 (XZ) .....	120
Figura 121. Diagrama deflexión eje 6 (XZ).....	120
Figura 122. Deflexión total eje 6 .....	121
Figura 123. Diagrama de pendiente eje 7 (XY) .....	121
Figura 124. Diagrama deflexión eje 7 (XY) .....	121
Figura 125. Diagrama de pendiente eje 7 (XZ) .....	122
Figura 126. Diagrama deflexión eje 7 (XZ).....	122
Figura 127. Deflexión total eje 7 .....	122
Figura 128. Diagrama de pendiente eje 8 (XY) .....	123
Figura 129. Diagrama deflexión eje 8 (XY) .....	123
Figura 130. Diagrama de pendiente eje 8 (XZ) .....	123
Figura 131. Diagrama deflexión eje 8 (XZ).....	124
Figura 132. Deflexión total eje 8 .....	124
Figura 133. Diagrama de freno de disco .....	124
Figura 134. Construcción de la estructura.....	127
Figura 135. Maquinado de piezas .....	127
Figura 136. Ensamble de reductores y transmisión por correa .....	128
Figura 137. Ensamble de disco y mordaza .....	128
Figura 138. Ensamble eje de salida .....	129
Figura 139. Ensamble de sistema de frenado.....	129
Figura 140. Ensamble final .....	130

## LISTA DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Valores medios del rendimiento de diferentes transmisiones sin tener en cuenta las pérdidas en los apoyos .....	30
<b>Tabla 2</b> Distancia entre centros recomendada según la relación de transmisión .....	37
<b>Tabla 3.</b> Correas trapeciales clásicas DIN 2215/ ISO 4184 .....	39
<b>Tabla 4.</b> Valores del coeficiente corrector de potencia por la relación de transmisión .....	41
<b>Tabla 5.</b> Valores del coeficiente corrector de potencia por la relación de transmisión .....	42
<b>Tabla 6.</b> Descripción de correas trapeciales clásicas DIN 2215.....	43
<b>Tabla 7.</b> Propiedades mecánicas de los aceros para engranajes .....	46
<b>Tabla 8.</b> Límites de resistencia y coeficientes de seguridad según el material y el tratamiento térmico. ....	48
<b>Tabla 9.</b> Coeficientes $K_{H\alpha}$ .....	50
<b>Tabla 10.</b> Valores recomendados para la relación $\psi_{ba}$ .....	50
<b>Tabla 11.</b> Valores recomendados para los coeficientes de carga dinámica.....	52
<b>Tabla 12.</b> Algunos parámetros principales de los engranajes helicoidales (escalón de entrada).....	57
<b>Tabla 13.</b> Algunos parámetros principales de los engranajes helicoidales (escalón de salida).....	64
<b>Tabla 14.</b> Algunos parámetros principales de los engranajes helicoidales (escalón de entrada).....	70
<b>Tabla 15.</b> Algunos parámetros principales de los engranajes helicoidales (escalón de salida).....	76
<b>Tabla 16.</b> Valores normalizados del coeficiente de seguridad $[N]$ para las cadenas estandarizadas de rodillos. ....	81
<b>Tabla 17.</b> Características de las cadenas de rodillos estándar alternativas, según el estándar ASME B29.1 .....	84
<b>Tabla 18.</b> Estimación de costos.....	126

## RESUMEN

El objetivo del proyecto que se presenta a continuación es diseñar y construir un banco para estudiar los diferentes tipos de transmisiones de potencia mecánica. Esta tarea se realiza partiendo de los elementos de transmisión con que cuenta el Laboratorio de Motores de Combustión Interna de la Universidad Tecnológica de Pereira. Para este proyecto se construye un banco didáctico para estudiar e interactuar con el arreglo que se presenta, teniendo en cuenta que estos elementos son de gran utilidad en la industria.

Este trabajo forma parte de un proyecto del diseño de máquinas que se desarrolla en la Escuela de Tecnología Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira, el desarrollo de este proyecto contiene el cálculo y comprobación de reductores de velocidad, transmisiones flexibles como lo son las transmisiones por correa y cadena, frenos de disco. Para conducir por buen camino el diseño del banco de transmisiones de potencia mecánica se ha procurado por la consecución de documentación importante como recomendaciones, referencias de trabajos anteriores, notas de clase y conocimientos adquiridos durante la etapa de estudio, para llevar a buen término su construcción y disposición final.

La mayoría de elementos que serán parte del banco de transmisiones de potencia mecánica ya están contruidos es por esto que el cálculo de estos está enfocado en la comprobación del funcionamiento de estos elementos a las cargas obtenidas.

El docente vinculado con el proyecto ha desarrollado un libro de diseño de elementos de máquinas el cual ha servido como base fundamental para la obtención de información y teoría necesaria a cerca de las transmisiones de potencia mecánica.

## INTRODUCCIÓN

### IMPORTANCIA

En la Universidad Tecnológica de Pereira, en especial la Escuela de Tecnología Mecánica requiere un mecanismo de transmisión de potencia mecánica, que tanto sus distancias como componentes puedan ser modificables o reemplazables por los estudiantes con el fin de calcular estos elementos y relaciones de transmisión que componen el arreglo.

El diseño y construcción de la instalación para el estudio de las transmisiones de potencia se justifica a partir de la necesidad de afianzar y ver reflejados los conocimientos teóricos adquiridos por los autores en asignaturas como diseño de máquinas y mecánica de maquinaria, y además llevarlos a la práctica. Asimismo se ve como la oportunidad de adentrarse al campo del diseño y comprobación de los diferentes mecanismos utilizados en el proyecto, además de la posibilidad de dotar a la universidad de un instalación donde los estudiantes de diferentes asignaturas tengan la oportunidad de conocer e identificar los diferentes mecanismos y accesorios que son utilizados en las transmisiones de potencia, igualmente armar, desarmar y hacer diferentes combinaciones de estas transmisiones incluso podrán variar algunos parámetros de las transmisiones.

El objetivo de diseñar este banco es satisfacer las necesidades que presenta la asignatura de diseño de elementos de máquinas que imparte la escuela y por consecuencia satisfacer también las necesidades prácticas de los estudiantes, ya que como se exponía antes este tipo de elementos son muy comunes en el área de la mecánica industrial, es por esto que los estudiantes de la escuela de tecnología mecánica deben tener experiencias con este tipo de elementos.

## **ORIGEN**

Las transmisiones de potencia son ampliamente estudiadas ya que son mecanismos muy importantes en la industria, por esta razón en la Universidad Tecnológica de Pereira se han hecho algunos estudios acerca de estas transmisiones como lo fueron algunos trabajos de grado titulados “**DISEÑO DE UN BANCO DIDACTICO PARA LA ENSEÑANZA DE TRANSMISIONES POR CORREAS**”, “**CONSTRUCCIÓN DE BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DEL RENDIMIENTO DE REDUCTORES Y CAJAS DE VELOCIDADES**”, entre otros.

Actualmente la Escuela de Tecnología Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira cuenta con dos reductores de velocidad, de engranajes cilíndricos helicoidales, uno de ellos es de industrias FAMA y el otro es de marca SEW, también cuenta con un motor SIEMENS con una potencia nominal de 0,5 HP o 375 KW, y algunas limitaciones como los son el espacio dentro del laboratorio, la flexibilidad para prácticas, montaje y desmontaje de componentes, alineación entre otros, con estos elementos y limitaciones se dará inicio al cálculo y comprobación de los elementos que componen el banco. Los demás componentes que complementaran el banco se compraran o construirán con medidas estándar o comerciales para así garantizar su intercambiabilidad.

## **OBJETIVOS**

**Objetivo general** del proyecto es diseñar y construir una ayuda didáctica para la enseñanza de la operación, ensamble y mantenimiento de las transmisiones de potencia mecánica.

**Objetivos específicos del proyecto son:**

- Diseñar un arreglo de elementos utilizados en las transmisiones de potencia mecánica, integrando en lo posible elementos comunes objeto de mantenimiento encontrados en la industria.
- Adquirir o construir los elementos utilizados en el arreglo de las transmisiones de potencia mecánica.
- Poner a punto la instalación para el estudio de las transmisiones de potencia.

- garantizar la intercambiabilidad de los elementos que componen el arreglo de las transmisiones de potencia mecánica.

## **METODOLOGÍA EMPLEADA**

El proyecto se inició a partir de los elementos aportados por el laboratorio de Máquinas de Combustión Interna. A partir de los datos técnicos de dichos elementos, se procedió a investigar el estado del arte de las transmisiones de potencia mecánica, incluyendo la consulta de trabajos de grado previos realizados en el tema, la revisión de catálogos para la selección de los elementos.

A partir de la información recopilada se procedió a elaborar los cálculos, el diseño y modelado del banco, bajo las limitaciones impuestas por la disponibilidad de materiales, espacio y maquinaria con que cuenta el taller de Máquinas.

Culminado esto se empieza con la realización de los planos de ensamble, para continuar con la construcción del banco y la adquisición de los materiales necesarios para este.



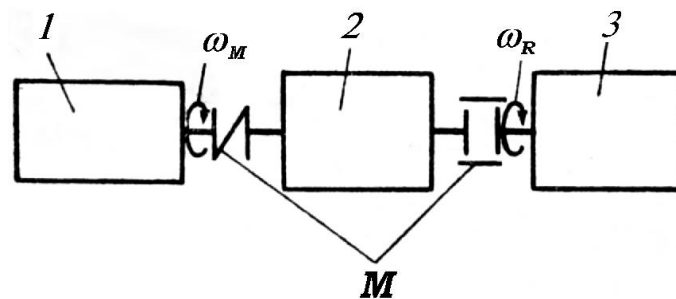
## CAPITULO 1. GENERALIDADES DE LAS TRASMISIONES MECÁNICAS

### 1.1 TRANSMISIONES MECÁNICAS

“Se denomina transmisión mecánica al mecanismo que transforma los parámetros de movimiento de un motor durante su transmisión de potencia a otro mecanismo o máquina. Las transmisiones se necesitan como elementos intermedios cuando la revoluciones, o el momento torsor, o el sentido de giro son diferentes a los demandados por la aplicación” [1].

La figura 1 nos muestra la función de las transmisiones de potencia donde un motor (1), entrega potencia a los actuadores (2) y (3) por medio de elementos intermedios, en este caso acople flexible y acople dentado.

Figura 1. Función de las transmisiones de potencia

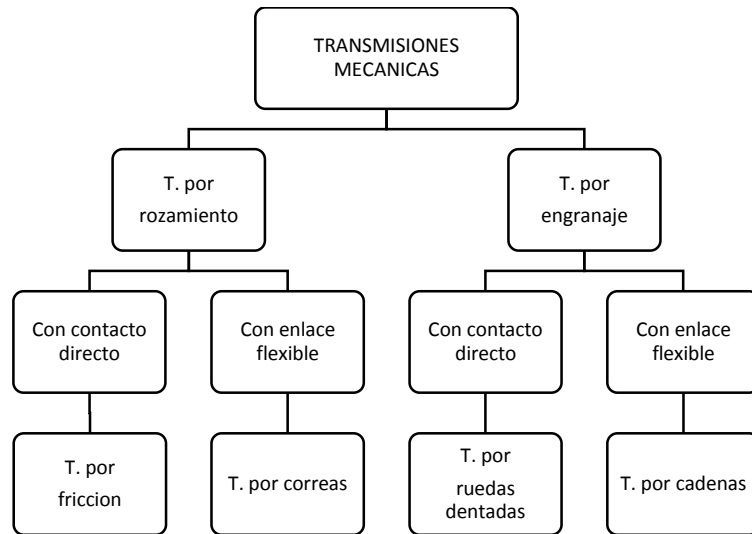


Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

Se utilizan las transmisiones de potencia cuando:

- La velocidad del motor no coincide con la exigida por la máquina.
- Se necesita variar la velocidad en la máquina mientras esta en servicio.
- Se necesita cambiar el sentido de giro.
- Se requiere cambiar el momento torsor, que muchas veces son menores los del motor a los requeridos por la máquina.
- Se accionan varios mecanismos con el mismo motor.

Figura 2. Mapa conceptual transmisiones mecánicas



Fuente: Diseño de accionamientos y trasmisiones de máquinas [2].

## 1.2 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO

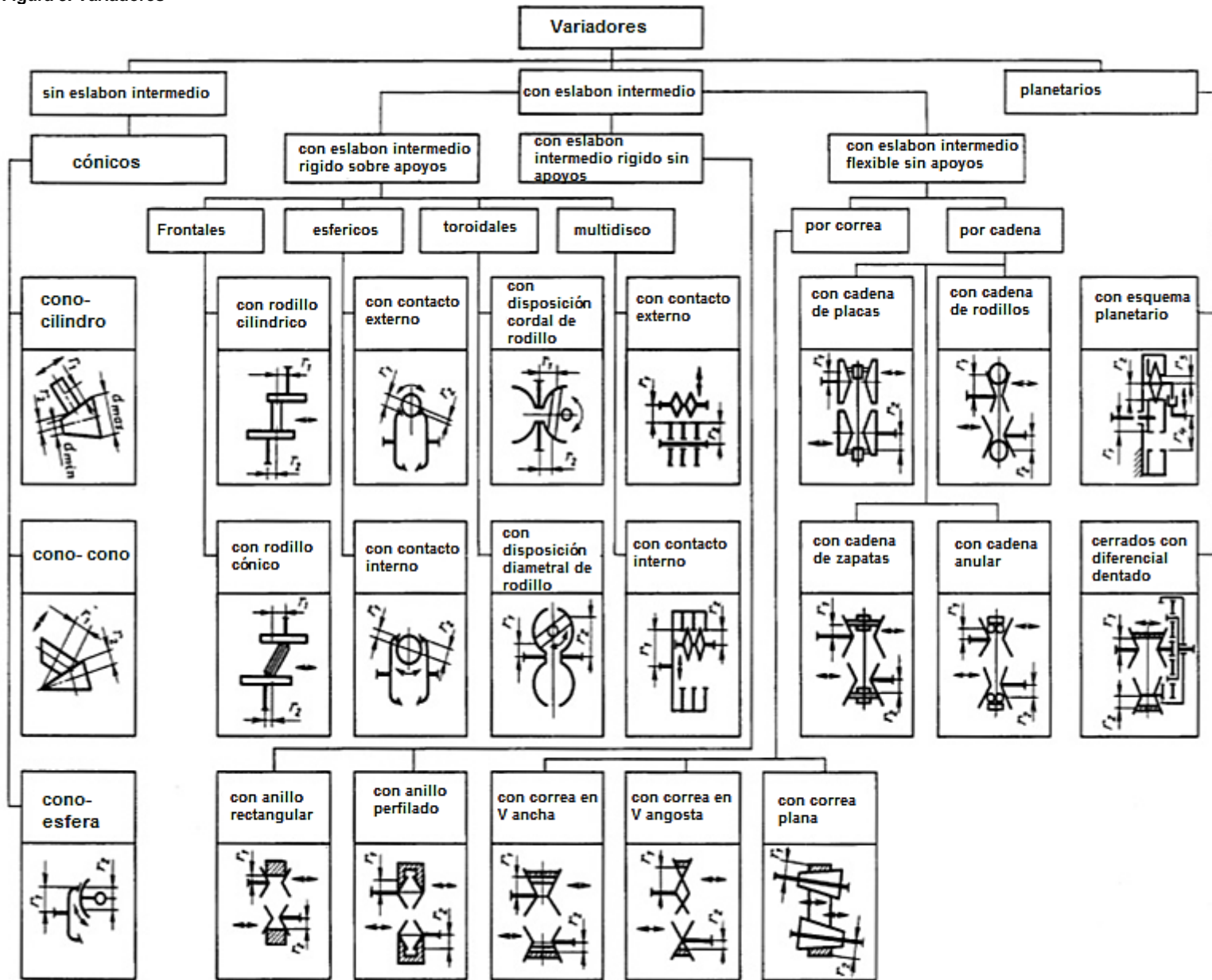
Como nos muestra la Figura 2 las transmisiones por rozamiento se dividen en transmisiones con contacto directo y con enlace flexible y estas a su vez en transmisiones por fricción y por correa.

### 1.2.1 Transmisiones por fricción

Aquella en la que el movimiento se efectúa mediante la fuerza de fricción, se utilizan más ampliamente cuando se desea transmitir bajas potencias, sin embargo una desventaja de esta es que su relación de transmisión no es constante así su instalación y construcción sean buenas, en esta transmisión se presentan grandes esfuerzos por el contacto que actúa y se transmiten sobre las ruedas, los árboles y sus apoyos, lo que representa una desventaja más.

La Figura 3 nos muestra un mapa conceptual sobre la clasificación de los variadores de fricción.

Figura 3. Variadores



Fuente: Atlas de elementos de máquinas y mecanismos [9]

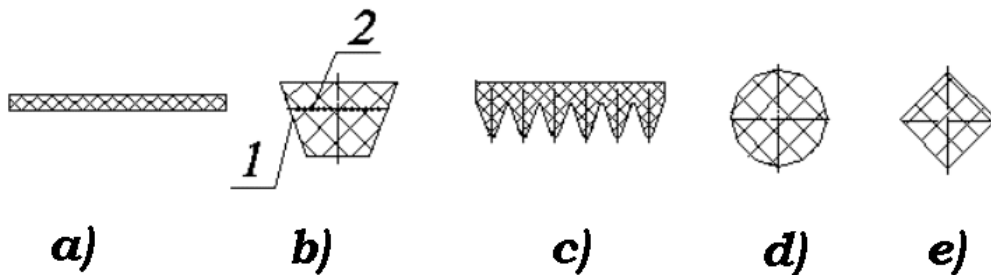
## 1.2.2 Transmisiones por correa

Las transmisiones por correa pertenecen a las transmisiones de potencia con enlace flexible como nos muestra la Figura 2, y se utilizan para distancias relativamente grandes, esta consta por lo menos de una polea conductora, una polea conducida y una correa que las une.

Se usan principalmente para reducir velocidades, según su principio de operación las transmisiones por correa pueden ser de fricción y dentadas.

Para que la transmisión de fricción pueda operar es necesario que la correa este tensionada y para esto se pueden utilizar diferentes métodos como el rodillo tensor, desplazamiento de una polea con respecto a la otra, entre otras. Las transmisiones por fricción pueden ser por correa plana, en V, multiranuradas, de sección redonda y de sección cuadrada, como se muestra en la Figura 4.

Figura 4. Secciones de las correas



Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

### Ventajas de las transmisiones por correa:

- Se emplean cuando las distancias entre centros son grandes.
- Trabajan silenciosamente.
- Absorbe y amortigua mejor los choques y vibraciones.
- No requieren lubricación.
- Costo relativamente bajo.
- Pueden transmitir movimiento a ejes en el mismo sentido de giro, en sentido contrario, para posiciones cruzadas de los ejes y simultáneamente a varios ejes.
- Tienen rendimiento del 95 al 98%.

### **Desventajas de las transmisiones por correa:**

- Las fuerzas transmitidas a los árboles y lo apoyos son muy grandes.
- No es constante la relación de transmisión, ya que siempre existe deslizamiento entre la polea y la correa.
- La vida útil de la correa es limitada.
- Deben protegerse de la caída de lubricante.
- Durante el trabajo va disminuyendo la tensión inicial.

Las correas en V surgieron por la necesidad de transmitir potencia a altas velocidades y a distancias entre centros relativamente cortas.

*“El primer paso importante para el éxito de una transmisión por correa en V es un buen diseño, ya que el diseñador debe seleccionar correctamente las correas y las poleas que faciliten la transmisión de la potencia necesaria, a la velocidad necesaria, a la velocidad deseada y una duración satisfactoria” [2].*

### **Recomendaciones para el montaje:**

- Los ejes y las poleas deben estar alineados correctamente
- La distancia entre centros debe variar para garantizar un tensado
- Las poleas y correas deben limpiarse y quitarse las asperezas con el fin de garantizar mayor vida útil.
- Tener una tensión óptima, tener cuidado de no ser muy tensionado ya que puede disminuir la vida útil y crear mayores esfuerzos en los ejes.

## **1.3 TRANSMISIONES POR ENGRANE**

Como nos muestra la Figura 2 las transmisiones por engrane se dividen en transmisiones con contacto directo y con enlace flexible y estas a su vez en transmisiones por ruedas dentadas y por cadena.

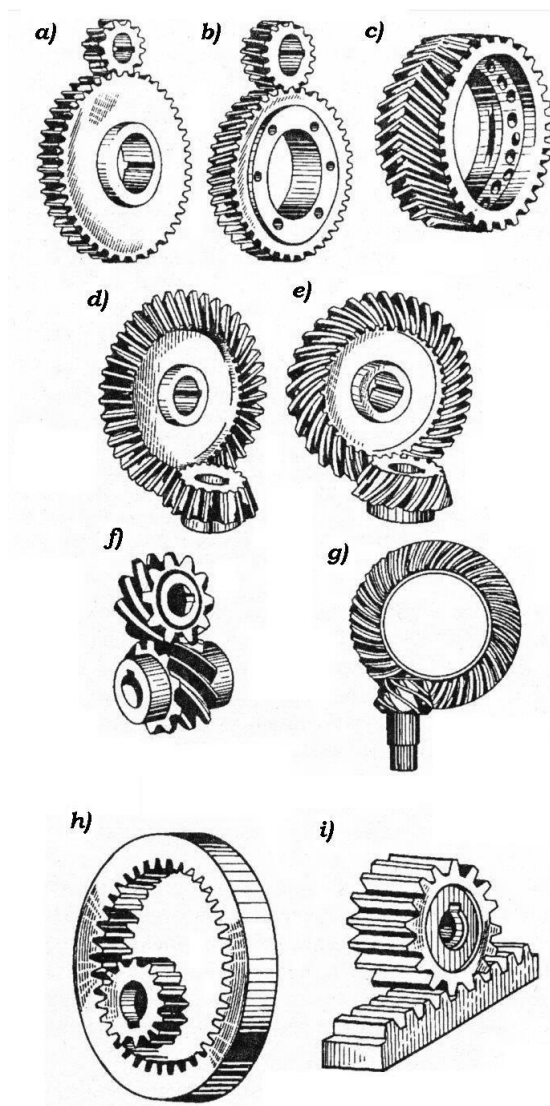
### **1.3.1 Transmisión por ruedas dentadas**

*“En las transmisiones dentadas la potencia se transmite de un árbol conductor al conducido por la presión de los dientes del piñón sobre los de la rueda. La resistencia de contacto en las superficies de los dientes conjugados deben ser la suficiente para hacer pasar la potencia, a través de la raíz de los dientes, los núcleos y los cubos a los elementos de acople con los ejes. La transmisión continua de la potencia es por engrane y para conservar constante la relación de transmisión, los dientes del piñón y la rueda deben tener los perfiles conjugados” [1].*

Existen diferentes tipos de transmisiones dentadas según los requerimientos Figura 5:

- Cilíndrica de dientes rectos
- Cilíndrica de dientes helicoidales
- Cilíndricas de dientes chevron o bihelicoidales
- Cónica con dientes rectos
- Cónica de dientes circulares
- Helicoidales de ejes cruzados
- Cónica hipoidal
- Cilíndrica interna
- Piñón cremallera

Figura 5. Tipos de transmisiones dentadas



Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

### Ventajas de las transmisiones dentadas:

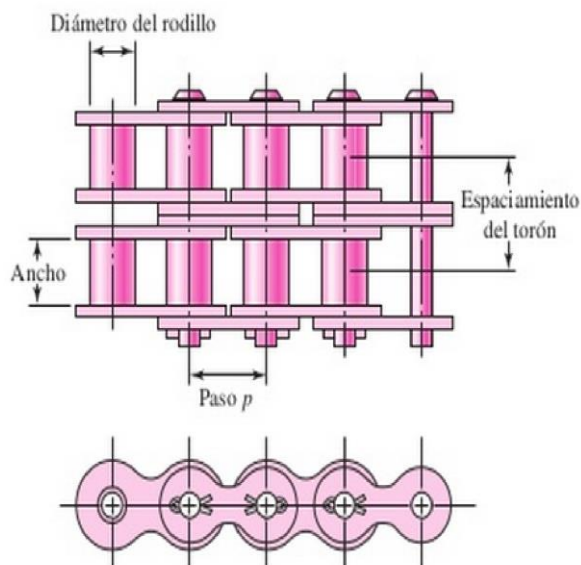
- Posibilidad de transmitir grandes potencias
- Relación de transmisión constante
- Ausencia de deslizamiento
- Elevada vida útil y fiabilidad
- Alto coeficiente de rendimiento
- Capacidad para transmitir potencia

### 1.3.2 Transmisión por cadena

Las transmisiones por cadena son transmisiones por engranaje con enlace flexible y consta de una cadena sin fin y dos ruedas dentadas o estrellas, una conductora y otra conducida, esta se compone de elementos articulados, gracias a lo cual se obtiene la flexibilidad. Generalmente las transmisiones por cadena se emplean en los casos, donde se requiere una relación de transmisión constante y la distancia entre centros es relativamente grande.

*“La ANSI estandarizo las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños. En la Figura 6 se muestra la nomenclatura. El paso es la distancia lineal entre los centros de rodillos. El ancho es el espacio entre las placas de eslabón interiores. Estas cadenas se fabrican con torón sencillos, dobles triples y cuádruples”[3].*

Figura 6. Elementos de la transmisión por cadena



Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley[3]

### **Ventajas de las transmisiones por cadena**

- No presentan deslizamiento
- El montaje es relativamente sencillo
- Su vida útil es muy grande
- La distancia entre centros puede variar en un rango amplio ( 30 a 80 veces el paso de la cadena)
- Pueden trabajar en ambientes de alta temperatura o de elevada humedad
- Las fuerzas que transmiten a los ejes y apoyos son relativamente pequeñas

### **Desventajas de las transmisiones por cadena**

- Elevado costo
- Desgaste de las articulaciones de la cadena
- Requieren lubricación y regulación
- La velocidad de movimiento de la cadena no es constante
- Mayor exactitud de montaje de los arboles

## **1.4 REDUCTORES DE VELOCIDAD**

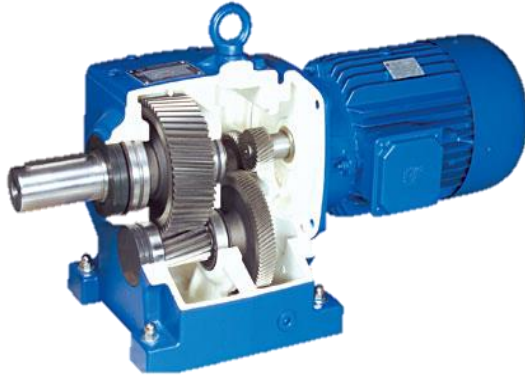
Los reductores de velocidad son sistemas de transmisión que permiten regular la velocidad del motor a la necesaria para el buen funcionamiento de la máquina.

Aunque se pueden utilizar transmisiones de cadena y correa con el fin de regular velocidades los reductores nos ofrecen beneficios como los son: Una regulación perfecta de la velocidad transmitida, mayor eficiencia, una vida útil larga, mayor rigidez en el montaje y facilidad en el montaje, se debe tener en cuenta que sin su correcta fabricación las maquinas pueden presentar fallas y deficiencias en su funcionamiento , ruido, recalentamiento, entre otras cosas si no se emplea el reductor de velocidad correcto.

Los reductores se caracterizan por la potencia y la velocidad de entrada y salida, por el par que entregan a la salida y por la relación de reducción. Su clasificación se realiza por la tipología de sus engranajes en: Engranajes rectos, cremallera recta, Engranajes helicoidales, engranes con dientes helicoidales angulares, engranes con hélices cruzadas, engranes de tornillo sin fin, Engranajes con tornillo sin fin cilíndrico, engranes de tornillo sin fin doble envolvente, engranes cónicos, engranes cónicos rectos, engranes cónico helicoidales, engranes hipoides. La Figuras 7 y 8 podemos apreciar dos ejemplos de reductores de tipo engrane helicoidal y de tornillo sin fin.



Figura 7. Reductor helicoidal



Fuente: [www.catalogodebombasdeagua.com](http://www.catalogodebombasdeagua.com) [4]

Figura 8. Reductor de tornillo sin fin



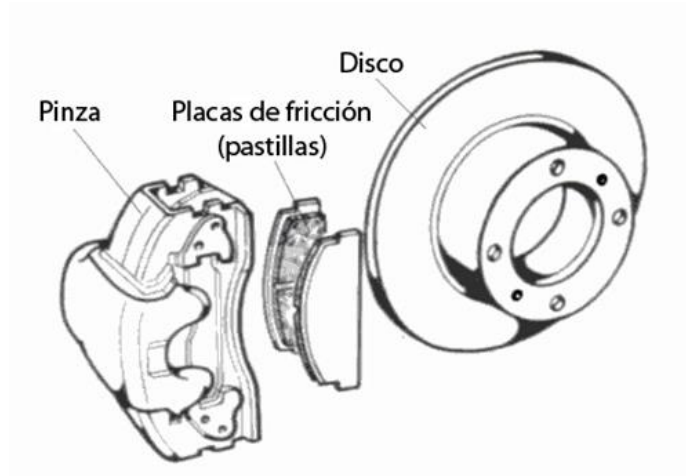
Fuente: [www.erhsa.com](http://www.erhsa.com) [5]

## 1.5 FRENOS DE DISCO

Son dispositivos de fricción que se usan para detener, disminuir y controlar la velocidad de un sistema en movimiento. Altamente utilizados en automóviles, motocicletas y bicicletas.

Sistema de frenado el cual consta de un disco y unas mordazas con pastillas, como nos muestra la Figura 9. El disco gira a las revoluciones del eje y la mordaza cuenta con pastillas las cuales ejercen fuerza suficiente para transformas toda la energía cinética del disco en calor para detenerlo o reducir su velocidad.

Figura 9. Partes del freno de disco



Fuente: [www.taringa.net](http://www.taringa.net) [6]

## CAPITULO 2. DISEÑO DEL BANCO DE TRANSMISIONES DE POTENCIA

### 2.1 COMPONENTES DEL BANCO CONSIDERACIONES Y LIMITACIONES

#### 2.1.1 Componentes

- **MOTOR TRIFÁSICO** de inducción marca SIEMENS® de ejecución básica y fabricación nacional.  
Designación: 1LA7070-4YA60  
Potencia Nominal: 0,5 hp = 0,37 Kw  
Frecuencia de giro a potencia nominal: 1590 rpm  
Torque nominal: 2,24N.m
- **REDUCTOR FAMA**  
Tipo: Ph220  
Potencia: 1.2 Cv  
Relacion de transmisión: 23,73 a 1
- **REDUCTOR SEW**  
Tipo: R37AD2  
Frecuencia de giro: 142 rpm  
Lubricante: mobil  
Relación de transmisión: 11,83

- TRANSMISIÓN POR CORREAS TIPO V
- TRANSMISIÓN POR CADENA DE RODILLOS
- FRENOS DE DISCO

### 2.1.2 Limitaciones

El banco se ubicara en el laboratorio de Motores de combustión interna de la Universidad Tecnológica de Pereira, donde el espacio es reducido. Por esto el banco fue diseñado de tal manera que no ocupara mucho espacio de forma horizontal, teniendo en cuenta que el objetivo del banco es que sea utilizado por los estudiantes y que sea fácilmente ensamblable y configurable, se ubicó en un lugar que fuera accesible de manera cómoda.

### 2.1.3 Consideraciones

Se tuvieron en cuenta algunas disposiciones como nos muestran las siguientes figuras, donde se eligió el arreglo N° 2 (Figura 11)

Figura 10. Arreglo N°1

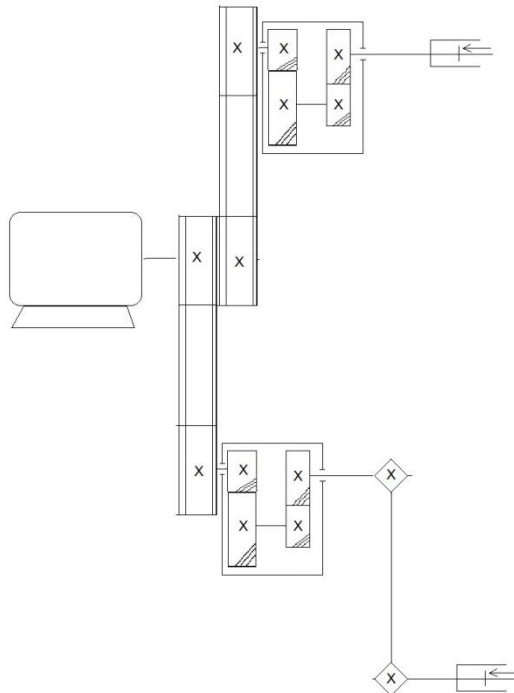


Figura 11. Arreglo N° 2

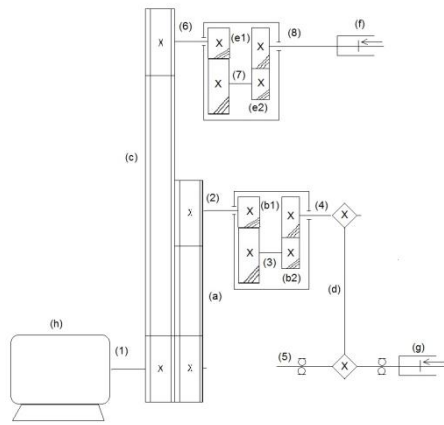


Figura 12. Arreglo N° 3

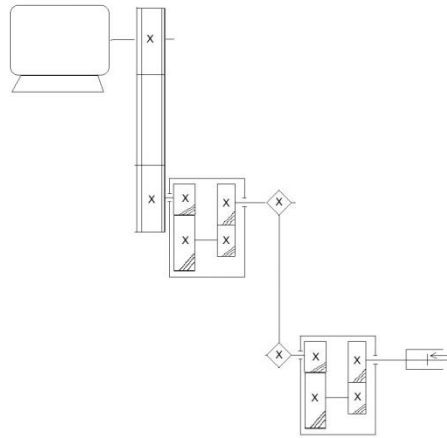
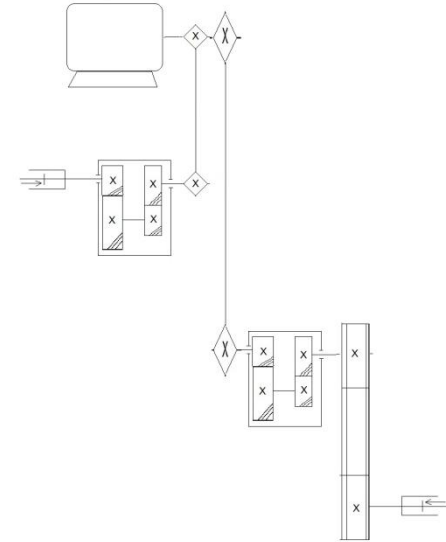


Figura 13. Arreglo N° 4



## 2.2 CÁLCULOS PERTINENTES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO

Se realizan los cálculos para las diferentes transmisiones de potencia que se utilizaran en el banco como lo son transmisiones por cadena por correa y la comprobación de los reductores de velocidad donde se tendrán en cuenta los esfuerzos a los que están sometidos los engranajes, factores de seguridad y algunos.

De acuerdo con la Figura 11 que fue el esquema elegido, tenemos:

- (a) Una transmisión por correa en V, que se colocará justo después del motor.
- (b1) y (b2) Reductor de engranes cilíndricos helicoidales
- (c) Una transmisión por cadena.
- (d) Una transmisión por correa en V, que se colocará justo después del motor.
- (e1) y (e2) Reductor de engranes cilíndricos helicoidales
- (f) y (g) Frenos.
- (h) Motor eléctrico

## 2.3 SELECCIÓN DEL MOTOR Y CALCULO CINEMÁTICO

### 2.3.1 Calculo de potencia del motor

La potencia del motor  $P_M$ , de un accionamiento es igual a la potencia de la máquina a accionar,  $P$ , dividida por la eficiencia de la transmisión  $\eta_{total}$ .

$$P_M = \frac{P}{\eta_{total}}$$

Utilizando esta ecuación para cada máquina movida, con el principio de superposición tenemos:

$$P_M = \frac{P_1}{\eta_{total 1}} + \frac{P_2}{\eta_{total 2}}$$

Donde:

$P_M$ : Potencia del motor

$P_1$ : Potencia del eje de salida 4

$P_2$ : Potencia del eje de salida 6

$\eta_{total 1}$ : Eficiencia de la transmisión 1

$\eta_{total 2}$ : Eficiencia de la transmisión 2

La eficiencia total de las transmisiones es el producto de las eficiencias de los diferentes pares cinemáticos (escalones) y de los pares de rodamientos:

$$\eta_1: \eta_a * \eta_b * \eta_c * \eta_r^n$$

$$\eta_2: \eta_d * \eta_e * \eta_r^n$$

Donde las letras a, b, c, d y e corresponden a los diferentes escalones de la transmisión respectiva y  $\eta_r$  es la eficiencia de cada par de rodamientos.

De acuerdo con los valores medios de rendimiento de diferentes transmisiones encontrados en la Tabla 1, hallamos los valores para los diferentes escalones.

**Tabla 1. Valores medios del rendimiento de diferentes transmisiones sin tener en cuenta las pérdidas en los apoyos**

Tipo de transmisión	En baño de aceite	Abierta
Dentada con ruedas cilíndricas	0,95 - 0,98	0,92 - 0,94
Dentadas con ruedas cónicas	0,94 - 0,97	0,91 - 0,93
Por cadena	0,95 - 0,97	0,90 - 0,93
Por correa	-----	0,95 - 0,96
Por fricción	0,90 - 0,96	0,75 - 0,88

Fuente: Diseño de accionamientos y transmisiones de máquinas [2]

$\eta_a$ : 0,95 (Transmisión por correa)

$\eta_b$ : 0,96 (Reductor 1)

$\eta_c$ : 0,91 (Transmisión por cadena)

$\eta_d$ : 0,95 (Transmisión por correa)

$\eta_e$ : 0,96 (Reductor 2)

$\eta_r$ : 0,99 (Rodamientos)

Reemplazando estos valores en la ecuación de  $\eta_1$  y  $\eta_2$  obtenemos:

$$\eta_1 = (0,95) \cdot (0,96) \cdot (0,91) \cdot (0,99)^4$$

$$\eta_2 = (0,95) \cdot (0,96) \cdot (0,99)^3$$

Entonces:

$$\eta_1 = 0,79$$

$$\eta_2 = 0,88$$

La potencia del motor es, entonces:

$$P_M = \frac{0,2025 \text{ hp}}{0,79} + \frac{0,225 \text{ hp}}{0,88} = 0,5 \text{ hp}$$

### 2.3.2 Cálculo de la distribución de la relación de la transmisión

Como es sabido, estamos realizando el diseño de un banco didáctico de transmisiones mecánicas, ya hemos adquirido muchos de los componentes de este banco, por esta razón, la relación de transmisión de las partes las calculamos con base en lo que tenemos.

Las relaciones de transmisión que se van a utilizar son las siguientes:

$i_a$ : 1 (*Transmisión por correa*)  
 $i_{b1}$ : 6,7143 (*Primer escalón Reductor 1*)  
 $i_{b2}$ : 3,529 (*Segundo escalón Reductor 1*)  
 $i_c$ : 1 (*Transmisión por cadena*)  
 $i_d$ : 2 (*Transmisión por correa*)  
 $i_{e1}$ : 5,9166 (*Primer escalón Reductor 2*)  
 $i_{e2}$ : 2 (*Segundo escalón Reductor 2*)  
 $i_{total}$ : 23,69 (*primer ramal*)  
 $i_{total}$ : 23,66 (*segundo ramal*)

### 2.3.3 Cálculos de las velocidades y los pares de torsión de los ejes

#### CASO 1

Tomando como Caso 1 la potencia del motor repartida en los dos ramales (Figura 11)

- **Cálculo de las velocidades de los ejes**

Partiendo de la velocidad del motor, se calcula la velocidad de cada eje dividiendo la velocidad del eje anterior entre la relación de transmisión correspondiente. (Tomemos en cuenta que para el caso 1 estamos suponiendo que la potencia del motor se reparte de forma distribuida por los dos ramales).

$n_1 = 1590 \text{ rpm}$  (*Eje del motor*)

$$n_2 = \frac{\omega_1}{i_a} = \frac{1590 \text{ rpm}}{1} = 1590 \text{ rpm} \quad (\text{Eje polea conducida 1})$$

$$n_3 = \frac{\omega_2}{i_{b1}} = \frac{1590 \text{ rpm}}{6,7143} = 236,81 \text{ rpm} \quad (\text{Eje intermedio reductor 1})$$

$$n_4 = \frac{\omega_3}{i_{b2}} = \frac{236,81 \text{ rpm}}{3,529} = 67,10 \text{ rpm} \quad (\text{Eje salida reductor 1})$$

$$n_5 = \frac{\omega_4}{i_c} = \frac{67,1034 \text{ rpm}}{1} = 67,10 \text{ rpm} \quad (\text{Eje estrella conducida})$$

$$n_6 = \frac{\omega_1}{i_d} = \frac{1590 \text{ rpm}}{2} = 795 \text{ rpm} \quad (\text{Eje polea conducida 2})$$

$$n_7 = \frac{\omega_6}{i_{e1}} = \frac{795 \text{ rpm}}{5,9166} = 134,37 \text{ rpm} \quad (\text{Eje intermedio reductor 2})$$

$$n_8 = \frac{\omega_7}{i_{e2}} = \frac{134,37 \text{ rpm}}{2} = 67,18 \text{ rpm} \quad (\text{Eje salida reductor 2})$$

- **Cálculo de los pares de torsión de los árboles**

La potencia en cada árbol es igual al producto entre el par de torsión que soporta y su velocidad angular:

$$P = T \cdot n = T \cdot (2\pi f), \quad \text{de donde} \quad T = \frac{P}{n} = \frac{P}{(2\pi f)}$$

Donde:

$T$ : Par torsor (N.m)

$P$ : Potencia (W)  $\left(N \cdot \frac{m}{s}\right)$

$n$ : Velocidad de rotación

Si, por ejemplo,  $i$  está en revoluciones por segundo ( $1 \text{ s}^{-1} = 60 \text{ r/min}$ ) y  $P$  en W (Vatio),  $T$  estará en N-m. El par de torsión de un eje también se puede definir como el par de torsión del eje inmediatamente anterior dividido por la relación de transmisión correspondiente.



$$T_{n-1} = \frac{T_n}{i_{n-1}}$$

A la salida del motor  $T_m = \frac{370W}{1590 \cdot (\frac{2\pi}{60})} = 2,22 \text{ N.m}$

Para el caso 1, en donde la potencia del motor es repartida por los dos ramales, los pares de torsión de los ejes son los siguientes:

$$T_5 = \frac{P_5}{n_5} = \frac{151,065W}{7,027 \text{ rad/s}} = 21,50 \text{ N.m}$$

$$T_4 = \frac{T_5}{i_5} = \frac{21,505 \text{ N.m}}{1} = 21,50 \text{ N.m}$$

$$T_3 = \frac{T_4}{i_{b2}} = \frac{21,505 \text{ N.m}}{3,529} = 6,09 \text{ N.m}$$

$$T_2 = \frac{T_3}{i_{b1}} = \frac{6,0938 \text{ N.m}}{6,7143} = 0,90 \text{ N.m}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{i_a} = \frac{0,90758 \text{ N.m}}{1} = 0,90 \text{ N.m}$$

$$T_8 = \frac{P_8}{n_8} = \frac{167,85W}{7,0354 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 23,85 \text{ N.m}$$

$$T_7 = \frac{T_8}{i_{e2}} = \frac{23,8576 \text{ N.m}}{2} = 11,92 \text{ N.m}$$

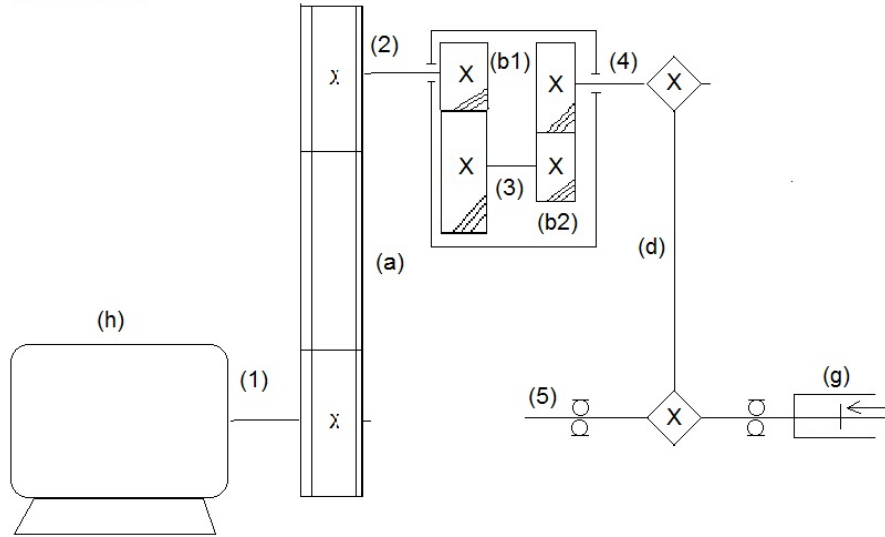
$$T_6 = \frac{T_7}{i_{e1}} = \frac{11,92898 \text{ N.m}}{5,9166} = 2,01 \text{ N.m}$$

$$T_1 = \frac{T_6}{i_d} = \frac{2,01617 \text{ N.m}}{2} = 1,00 \text{ N.m}$$

## CASO 2

Tomando como Caso 2, Figura 16 la potencia del motor entregada por el primer ramal.  
(Eje 5 – 0,405 HP) (Eje 8 – 0 HP)

Figura 14. Caso 2 (esquema cinemático)



- **Cálculo de los pares de torsión de los árboles**

A la salida del motor  $T_m = \frac{370W}{1590 \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)} = 2,22 \text{ N.m}$

Para el caso 2, en donde la potencia del motor es entregada por el primer ramal, los pares de torsión de los ejes son los siguientes:

$$T_5 = \frac{P_5}{n_5} = \frac{302,16W}{7,027 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 43 \text{ N.m}$$

$$T_4 = \frac{T_5}{i_5} = \frac{43 \text{ N.m}}{1} = 43 \text{ N.m}$$

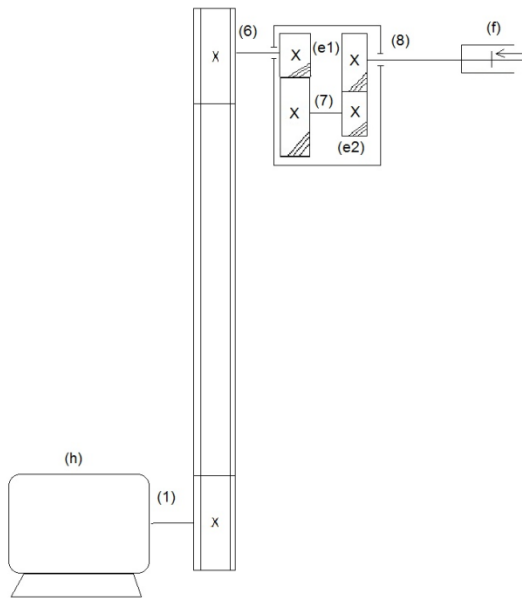
$$T_3 = \frac{T_4}{i_{b2}} = \frac{43 \text{ N.m}}{3,529} = 12,18 \text{ N.m}$$

$$T_2 = \frac{T_3}{i_{b1}} = \frac{12,184 \text{ N.m}}{6,7143} = 1,81 \text{ N.m}$$

### CASO 3

Tomando como Caso 3, Figura 17 la potencia del motor entregada por el segundo ramal.  
(Eje 5 – 0 HP) (Eje 8 – 0,45 HP)

Figura 15. Caso 3 (esquema cinemático)



- **Cálculo de los pares de torsión de los árboles**

A la salida del motor  $T_m = \frac{370W}{1590 \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)} = 2,22 \text{ N.m}$

Para el caso 3, en donde la potencia del motor es entregada por el segundo ramal, los pares de torsión de los ejes son los siguientes:

$$T_8 = \frac{P_8}{n_8} = \frac{335,7 \text{ W}}{7,036 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 47,71 \text{ N.m}$$

$$T_7 = \frac{T_8}{i_{e2}} = \frac{47,718 \text{ N.m}}{2} = 23,85 \text{ N.m}$$

$$T_6 = \frac{T_7}{i_{e1}} = \frac{23,859 \text{ N.m}}{5,9166} = 4,03 \text{ N.m}$$

## 2.4 CALCULO DE LAS TRANSMISIÓN POR CORREA

**Las formulas y teorías de estos cálculos fueron tomadas del Libro Diseño de elementos de máquinas [1].**

La transmisión por correa corresponde a los escalones (a) y (c) del accionamiento; la polea conductora está acoplada directamente al árbol del motor (árbol 1) (esta polea es de doble hilera), siempre y cuando las exigencias de carga lo permitan, y las poleas conducidas van acopladas directamente a los ejes 2 y 6 (ver Figura 11).

Los datos iniciales para el cálculo de la transmisión por correa son:

- Transmisión vertical con una relación de  $i_a = 1$  para el primer ramal.
- Transmisión vertical con una relación de  $i_d = 2$  para el segundo ramal.
- Motor eléctrico  $P_M = 0,5 \text{ hp}$ ,  $n_M = 1590 \text{ RPM}$
- Diámetro polea conductora  $d_1=100\text{mm}$ .
- Diámetro polea conducida  $d_2=100\text{mm}$ .
- Diámetro polea conducida  $d_3=200\text{mm}$ .

### 2.4.1 Selección perfil de la correa

Con ayuda de los diagramas que facilita Optibelt® en su manual de correas trapeciales, es posible seleccionar el perfil de correa más adecuado, esta selección se realiza siguiendo las recomendaciones del manual y teniendo en cuenta la economía y las dimensiones constructivas.

Sacado de (Optibelt, Power Transmission) (Anexo 2).

Recordando que la potencia teórica es:

$$P_B = P \cdot C_2 = 0,375 \text{ kW} \cdot 1,1 = 0,41 \text{ kW}$$

Y que la velocidad de giro de la polea pequeña es: 1590rpm.

Se toma la menor potencia mostrada en la tabla (2kW) y conociendo las RPM de la polea pequeña, el perfil de correa que se ha asignado a nuestro diseño es Z10.

### 2.4.2 Comprobación de la velocidad de la correa

Conociendo los diámetros  $d_0, d_1$  y  $d_2$  de las poleas y sus revoluciones en  $min^{-1}$ , las velocidades circulares (en m/s) están dadas por:

$$v_n = \frac{\pi \cdot d_n \cdot n_n}{60 \cdot 1000}$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 100mm \cdot 1590RPM}{60 \cdot 1000} = 8,32 \frac{m}{s}$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 100mm \cdot 1590RPM}{60 \cdot 1000} = 8,32 \frac{m}{s}$$

$$v_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 200mm \cdot 795RPM}{60 \cdot 1000} = 8,32 \frac{m}{s}$$

### 2.4.3 Elección de la distancia entre centros

Para las correas sinfín la distancia entre centros óptima se determina por la tabla 2, con  $u=1$  y  $u=2$ .

Tabla 2 Distancia entre centros recomendada según la relación de transmisión

$u$	1	2	3	4	5	$\geq 6$
$a/d_2$	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

$$a_1 = 1,5d_2 = 1,5 \cdot 100mm = 150mm$$

$$a_2 = 1,2d_3 = 1,2 \cdot 200mm = 240mm$$

Para fines constructivos, las distancias entre ejes las determinamos como:

$$a_1 = 300mm$$

$$a_2 = 700mm$$

Ya que los elementos de transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales son voluminosos y es necesario dejar espacio para su manipulación.

#### 2.4.4 Determinación de la longitud de la correa

La longitud de la correa (sin tener en cuenta su deformación en las poleas) se halla como la suma de las longitudes de los tramos rectos y las longitudes de los arcos de abrazamiento de la correa en las poleas:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}$$

Aproximando la función  $\cos \gamma/2$  a los dos primeros términos de su descomposición en una serie de Maclaurin,  $\cos \frac{\gamma}{2} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2$  y, denotando  $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ , se obtiene una expresión para la longitud de la correa:

$$L = 2a + \pi d_m + \frac{\Delta^2}{a}$$

Entonces, para nuestro caso, las longitudes de las correas son las siguientes:

$$L_1 = 2 \cdot (300mm) + \pi \frac{(100mm + 100mm)}{2} + \frac{(100 - 100)^2}{300mm \cdot 4}$$

$$L_1 = 914,16 \text{ mm}$$

$$L_2 = 2 \cdot (700mm) + \pi \frac{(100mm + 200mm)}{2} + \frac{(200mm - 100mm)^2}{700mm \cdot 4}$$

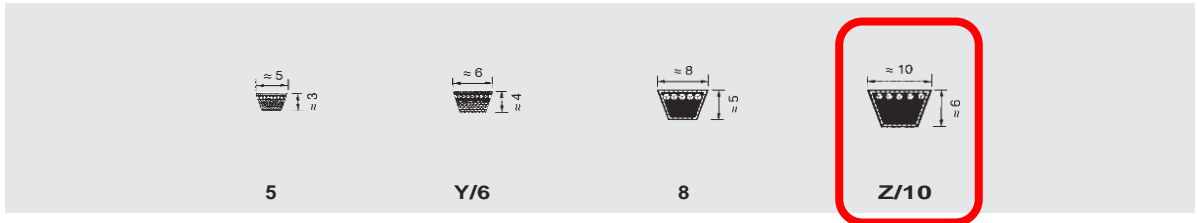
$$L_2 = 1874,81mm$$

Por catálogo, se escogen longitudes estandarizadas (Desarrollo de referencia ISO) de correas (Tabla 3). Teniendo en cuenta que la correa tiene un perfil previamente escogido (Z10). Entonces:

$$L_1 = 922 \text{ mm}$$

$$L_2 = 1872mm$$

Tabla 3. Correas trapeciales clásicas DIN 2215/ ISO 4184



Perfil 5*		Perfil Y/6*		Perfil 8		Perfil Z/10								
Desarr. de refer. ISO L <sub>d</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)	Desarr. de refer. ISO L <sub>d</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)	Desarr. de refer. ISO L <sub>d</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L <sub>d</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L <sub>d</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)	No. correa	Desarr. de refer. ISO L <sub>d</sub> (mm)	Desarrollo interior L <sub>i</sub> (mm)
200	190	295	280	335	315	Z 11	312	290	Z 38 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	997	975	Z 68	1747	1725
239	229	315	300	375	355	Z 12 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	337	315	Z 39	1022	1000	Z 69	1772	1750
270	260	350	335	420	400	Z 14	397	375	Z 40	1038	1016	Z 70	1797	1775
290	280	415	400	445	425	Z 15	422	400	Z 40 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1052	1030	Z 71	1822	1800
310	300	440	425	470	450	Z 16	447	425	Z 41	1063	1041	Z 73	1872	1850
325	315	465	450	495	475	Z 17	472	450	Z 41 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1072	1050	Z 75	1922	1900
332	322	515	500	510	490	Z 18	497	475	Z 42	1082	1060	Z 78	1997	1975
345	335	555	540	550	530	Z 19	502	480	Z 43	1102	1080	Z 79	2022	2000
385	375	615	600	580	560	Z 19 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	522	500	Z 43 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1122	1100	Z 83 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2142	2120
435	425	865	850	595	575	Z 20	537	515	Z 44	1142	1120	Z 88	2262	2240
485	475			620	600	Z 20 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	547	525	Z 45	1172	1150	Z 93	2382	2360
510	500			650	630	Z 21	552	530	Z 46	1187	1165	Z 98	2522	2500
540	530			690	670	Z 21 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	562	540	Z 46 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1202	1180			
564	554			720	700	Z 22	582	560	Z 47	1216	1194			
610	600			730	710	Z 23	597	575	Z 48	1237	1215			
				770	750	Z 24	622	600	Z 48 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1247	1225			
				795	775	Z 25	652	630	Z 49	1272	1250			
				820	800	Z 26	672	650	Z 50	1292	1270			
				845	825	Z 27	692	670	Z 51	1317	1295			
				870	850	Z 27 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	722	700	Z 52	1342	1320			
				895	875	Z 28	732	710	Z 53	1368	1346			
				920	900	Z 28 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	747	725	Z 54	1393	1371			
				970	950	Z 29	752	730	Z 55	1422	1400			
				1020	1000	Z 29 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	772	750	Z 56	1444	1422			
				1040	1020	Z 30	787	765	Z 57	1472	1450			
				1070	1050	Z 31	797	775	Z 58	1497	1475			
				1095	1075	Z 31 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	822	800	Z 59	1522	1500			
				1140	1120	Z 32	842	820	Z 60	1546	1524			
				1220	1200	Z 33	847	825	Z 61	1572	1550			
				1270	1250	Z 33 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	872	850	Z 62	1597	1575			
						Z 34	887	865	Z 63	1622	1600			
						Z 35	897	875	Z 64	1648	1626			
						Z 36	922	900	Z 65	1673	1651			
						Z 37	947	925	Z 66	1697	1675			
						Z 38	972	950	Z 67	1722	1700			
Otras dimensiones bajo consulta Peso: H 0,018 kg/m		Otras dimensiones bajo consulta Peso: H 0,026 kg/m		Peso: H 0,042 kg/m		Desarrollo máximo de fabricación: 4500 mm Cantidad mínima a pedir: Más de 1800 mm = 20 unidades para desarrollos intermedios 60 unidades para determinadas ejecuciones especiales Peso: H 0,064 kg/m								

Desarrollo de referencia desarrollo primitivo. □ de flancos abiertos, dentadas. Otras dimensiones bajo consulta.

Fuente: Catálogo (Optibelt, Power Transmission)

### 2.4.5 Rectificación de la distancia entre centros

$$a = \frac{L - \pi d_m}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(L - \pi d_m)^2 - 8\Delta^2}$$

$$a_1 = \frac{922\text{mm} - \pi(100\text{mm})}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(922\text{mm} - \pi \cdot 100\text{mm})^2 - 8(0\text{mm})^2}$$

$$a_1 = 304\text{mm}$$

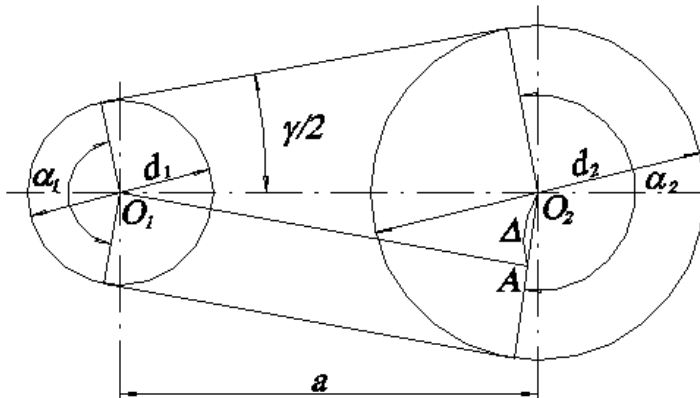
$$a_2 = \frac{1872\text{mm} - \pi(150\text{mm})}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1872\text{mm} - \pi \cdot 150\text{mm})^2 - 8(50\text{mm})^2}$$

$$a_2 = 698,59\text{mm}$$

### 2.4.6 Cálculo de relaciones geométricas

Al diseñar las transmisiones por correa se determina el ángulo  $\gamma$  entre las ramas de la correa, el ángulo  $\alpha$  de abrazamiento de la correa en la polea menor, la longitud de la correa  $L$  y, en los casos de utilización de correas sinfín, la distancia entre centros  $a$ . La longitud de la correa  $L$  y la distancia entre centros  $a$  has sido calculada anteriormente.

Figura 16. Parámetros geométricos de la transmisión por correa.



Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

El ángulo entre las ramas de la correa se halla a partir del análisis del triángulo  $O_1AO_2$ .  
 Figura 19  $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}$ , donde  $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$ . Entonces, el ángulo entre las ramas de la correa, en radianes, es:

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{\Delta}{a} \cong \frac{2\Delta}{a}$$



$$\gamma_1 = \frac{2 \times \frac{100\text{mm} - 100\text{mm}}{2}}{304\text{mm}} = 0$$

$$\gamma_2 = \frac{2 \times \frac{100\text{mm} - 200\text{mm}}{2}}{510\text{mm}} = 0,2$$

El ángulo de abrazamiento en la polea menor, en grados, es:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{2\Delta}{a} 57,3^\circ$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 0 \cdot 57,3^\circ = 180^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - 0,143 \cdot 57,3^\circ = 171,80^\circ$$

El valor mínimo del ángulo de abrazamiento para las transmisiones con correas en V, el ángulo  $\alpha_{1\min} = 120^\circ$ .

#### 2.4.7 Potencia transmitida por la correa

Se determina la potencia transmitida por una correa en condiciones reales.

$$[N_1] = N_0 \cdot C_\alpha \cdot C_{r\acute{e}g} \cdot C_L \cdot C_u$$

Como el régimen de operación es de una sola jornada,  $C_{r\acute{e}g} = 1$

El coeficiente de longitud de la correa  $C_L = \sqrt{\frac{L}{L_0}}$

Tomando  $L_0=1600$  (Este valor es un valor medio, perteneciente al perfil de correa Z, tomado de la tabla 4).

Tabla 4. Valores del coeficiente corrector de potencia por la relación de transmisión

Tipo de correa	Nomenclatura de la sección	A, mm <sup>2</sup>	Longitudes límite de cálculo, mm	$d_{\min}$ , mm	$M_{TI}$ , N·m
Angostas en V	Z	56	630...3550	63	<150
	A	93	800...4500	90	90...400
	B	159	1250...8000	140	300...2000
	C	278	2000...8000	224	>1500

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

Entonces:

$$C_{L1} = \sqrt{\frac{922mm}{1600mm}} = 0,75$$

$$C_{L2} = \sqrt{\frac{1497mm}{1600mm}} = 0,96$$

El coeficiente de la relación de transmisión  $C_u$  se determina por la tabla 5

**Tabla 5. Valores del coeficiente corrector de potencia por la relación de transmisión**

u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	>2,5
$C_u$	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

$$C_{u1} = 1$$

$$C_{u2} = 1,12$$

$$C_{\alpha1} = 1,24(1 - e^{-\alpha/110}) = 1,24(1 - e^{-180/110}) = 0,99$$

$$C_{\alpha2} = 1,24(1 - e^{-\alpha/110}) = 1,24(1 - e^{-168,54/110}) = 0,97$$

Teniendo en cuenta que  $N_0 = 1$  ya que es la potencia transmitida de una correa bajo condiciones de prueba.

Reemplazando en la ecuación:

$$[N_1]_1 = 1 \cdot 0,998 \cdot 1 \cdot 0,759 \cdot 1 = 0,75kW$$

$$[N_1]_2 = 1 \cdot 0,972 \cdot 1 \cdot 0,967 \cdot 1,125 = 1,06kW$$

#### 2.4.8 Determinación del número de correas requeridas

$$z = \frac{N_M}{[N_1] \cdot C_z}$$

Donde  $C_z$  es un coeficiente que valora la falta de uniformidad en la distribución de la carga entre las correas. Se toma  $C_z = 0,95$  para un número de correas  $z=2\dots3$ .

$$z_1 = \frac{0,37kW}{0,757kW \cdot 0,95} = 0,51$$

$$z_2 = \frac{0,37kW}{1,06kW \cdot 0,95} = 0,37$$

El número de correas se redondea entonces a  $z=1$

### 2.4.9 Determinación de la fuerza que actúa sobre los árboles

El esfuerzo debido a la tensión inicial ( $\sigma_0$ ) para las correas angostas en V se puede tomar  $\sigma_0 = 3MPa$ , el área de la sección de la correa (A), determinada por la tabla 6 del manual de Optibelt®

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A$$

$$F_0 = 3MPa \cdot 51mm^2$$

$$F_0 = 153N$$

Las fuerzas que actúan sobre los árboles:

$$F_{\Sigma} = 2F_0 \cdot z \cdot \cos^{\gamma}/2$$

$$[F_{\Sigma}]_1 = 2(153N) \cdot 1 \cdot \cos^{0}/2 = 306N$$

$$[F_{\Sigma}]_2 = 2(153N) \cdot 1 \cdot \cos^{0,2}/2 = 305,99N$$

Tabla 6. Descripción de correas trapeciales clásicas DIN 2215

Perfil	DIN 2215	(5)	6	(8)	10	13	17	(20)	22	(25)	32	40
	ISO 4184	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E
Ancho superior de la correa (mm)	$b_o$ H	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
Ancho estándar (mm)	$b_d$	4,2	5,3	6,7	8,5	11	14	17	19	21	27	32
Altura de la correa (mm)	$h$ H	3	4	5	6	8	11	12,5	14	16	20	25
Distancia (mm)	$h_d$ H	1,3	1,6	2,0	2,5	3,3	4,2	4,8	5,7	6,3	8,1	12
Diámetro de polea mín. recomendado (mm)	$d_{d \min}$	20	28	40	50	71	112	160	180	250	355	500
Peso por metro (kg/m)	H	0,018	0,026	0,042	0,064	0,109	0,196	0,266	0,324	0,420	0,668	0,958
Max. Frecuencia de flexión ( $s^{-1}$ )	$f_{B \max}$ H						80					
Velocidad max. de la correa (m/s)	$v_{\max}$ H						30					

Fuente: Catálogo (Optibelt, Power Transmission)

### 2.4.10 Método de tensionamiento para las transmisiones por correa

El tensionamiento de las correas es un factor muy importante a la hora de transmitir eficientemente la potencia ya que se reduce el deslizamiento y latigazos que pueda tener la correa, además de posibles descarrilamientos, es por esto que en este trabajo se realizará el tensionamiento de la transmisión por medio de varillas roscadas que estarán ubicadas en la base de cada reductor con el fin de desplazar verticalmente hacia arriba

los reductores y así conseguir la tensión deseada, a partir de lo anteriormente dicho se realizará el cálculo de cuanto fuerza y/o peso soporta cada una de las varillas roscadas. Para este cálculo tomamos el caso más crítico que es la tensión de la transmisión por correa que lleva al reductor número 1 que es donde actúan mayor número de fuerzas, dicho lo anterior se comprenderá que si la varilla soporta las cargas de esta transmisión, para el reductor numero 2 soportará ampliamente las cargas aplicadas.

- Diámetro varilla: 8mm
- Área de la varilla:  $\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} 8mm^2$
- Material varilla: acero 1020
- $\sigma_y = 205Mpa$
- $N = 3$  (Factor de seguridad)

Teniendo en cuenta que la fuerza total a la que estará sometida la varilla es de:

$$F_{1T} = F_{\Sigma} + F_{cadena} + W$$

$$F_{2T} = F_{\Sigma} + W$$

Donde:

$F_{\Sigma}$ : Fuerza que actúa en la transmisión por polea

$F_{cadena}$ : Fuerza que actúa en la transmisión por cadena

W: peso del reductor

$$F_{1T} = 306N + 1173,753N + 196,2N = 1675,953N \text{ ó } 170 \text{ Kgf}$$

$$F_{2T} = 306N + 196,2 = 502,2N \text{ ó } 51,19 \text{ Kgf}$$

El esfuerzo admisible que tendrá nuestra varilla roscada está dado por la siguiente ecuación

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{N} = \frac{205 \text{ Mpa}}{3} = 60,33 \text{ Mpa}$$

Sabiendo que

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{N} = \frac{F}{A}$$

Despejo F que será la fuerza que soportara la varilla roscada

$$F = \sigma_{adm} * A = 60,33 \text{ Mpa} * \frac{\pi}{4} 8\text{mm}^2 = 3032,51 \text{ N}$$

Esta sería la fuerza que soportaría cada varilla roscada, 3032,51 N ó 309 Kg.

Quedando comprobado entonces que la varilla roscada soportara el peso del reductor además de las fuerzas que actúan en las transmisiones.

Teniendo en cuenta también que este peso será distribuido no solo en una varilla roscada sino en 4 de ellas.

## **2.5 DISEÑO DE LAS TRANSMISIONES POR ENGRANAJES HELICOIDALES**

*Las formulas y teorías de estos cálculos fueron tomadas del Libro Diseño de elementos de máquinas [1]*

### **Datos iniciales de las transmisiones por ruedas dentadas (reductores de velocidad)**

Antes de comenzar el cálculo de las ruedas helicoidales, se presentan aquí algunos datos iniciales para la comprobación del diseño de los dos reductores de velocidades de dos escalones. La transmisión por ruedas dentadas del primer reductor recibe la potencia de la transmisión por correa(a) y la entrega al eje el cual conduce a una transmisión por cadena(c). La transmisión por ruedas dentadas del segundo reductor recibe la potencia de la transmisión por correa (d) y la entrega al eje, el cual conduce a un freno (g).

#### **2.5.1 Selección previa del material de las ruedas**

Los materiales más usados en engranajes son los aceros, hierro fundido, bronce y materiales termoplásticos. Los bronce se usan principalmente en transmisiones de tornillo sinfín al igual que el hierro fundido, el cual se usa también para fabricar ruedas dentadas de gran tamaño; los materiales termoplásticos se usan mucho en transmisiones de muy baja potencia. Los aceros son los más utilizados en reductores de velocidades.

La selección de los aceros y de sus durezas depende de las velocidades de las ruedas. Para velocidades bajas se requieren durezas del orden de 350 HB o menores, mientras que para velocidades altas se prefieren durezas mayores a 350 HB, ya que se requiere mayor resistencia superficial.

Se recomienda que la dureza de la rueda sea menor que la dureza del piñón, entre 20HB y 40HB, con el fin de procurar un desgaste más uniforme (la rueda opera menos ciclos durante su vida útil, por girar más lentamente y por tener menores esfuerzos superficiales).

La selección del material tiene que ver con las dimensiones de las ruedas, puesto que de ellas depende la profundidad de temple. Con aceros de baja templabilidad, en piezas de secciones grandes, no se pueden lograr números de dureza elevados. En la tabla 7 se referencian las propiedades mecánicas de algunos de los aceros más usados para ruedas dentadas, tomando en consideración las dimensiones de éstas.

De acuerdo con lo anterior, para los piñones y las ruedas de los reductores se elige Acero 1045 Mejorado. El material de las ruedas recibe un tratamiento térmico diferente al material de los piñones.

**Tabla 7. Propiedades mecánicas de los aceros**

Marca del acero	Diámetro $D$ , mm	Ancho $S$ , mm*	HB en el núcleo	HRC en la superficie	$\sigma_u$	$\sigma_y$	Tratamiento térmico
					MPa		
1035	Cual-	Cual-	163-192	--	550	270	Normalizado
1045	Cual-	Cual-	179-207	--	600	320	Normalizado
1045	125	80	235-262		780	540	Mejorado
1045	80	50	269-302		890	650	Mejorado
3140	200	125	235-262		790	640	Mejorado
3140 (40J)	125	80	269-302		900	750	Mejorado
3140	125	80	269-302	45-50	900	750	Mejorado +
35JM	315	200	235-362		800	670	Mejorado
35JM	200	125	269-302		920	790	Mejorado
35JM	200	125	269-302	48-53	920	790	Mejorado+
4340	315	200	235-262		800	630	Mejorado
4340	200	125	269-302		920	750	Mejorado
4340 (40JN)	200	125	269-302	48-53	920	750	Mejorado+
18JGT		125	300-400	56-63	100	800	Mejorado+
25JGM		125	300-400	56-63	100	800	Mejorado+

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

### Esfuerzos admisibles para cada material

De la tabla 7 se obtienen los esfuerzos admisibles para el material que se eligió.

Rueda:

$$\sigma_u = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 540 \text{ MPa}$$

$$HB = 235 - 262$$

Piñón:

$$\sigma_u = 890 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 650 \text{ MPa}$$

$$HB = 269 - 302$$

El material tiene un tratamiento térmico de normalizado y bonificado.

### 2.5.2 cálculo del límite de resistencia al contacto del material de las ruedas.

$\sigma_{HLim}$ : Límite de resistencia del material

$$\sigma_{HLim} = 17(HRC) + 200 = 2HB + 70 > \sigma_y$$

HB (Hardness Brinell) según el material que se eligió, se toma un valor aproximado al valor medio de los valores expresados en la Tabla 7.

$$HB = 255$$

Entonces:

$$\sigma_{HLim} = 2 \cdot (255) + 70$$

$$\sigma_{HLim} = 580 \text{ MPa}$$

$$580 \text{ MPa} > 540 \text{ MPa} \quad \text{Eso significa} \quad \sigma_{HLim} > \sigma_y$$

### 2.5.3 cálculo del límite de resistencia al contacto del material de los piñones.

$\sigma_{HLim}$ : Límite de resistencia del material

$$\sigma_{HLim} = 17(HRC) + 200 = 2HB + 70 > \sigma_y$$

HB (Hardness Brinell) según el material que se eligió, se toma un valor aproximado al valor medio de los valores expresados en la Tabla 7.

$$HB = 295$$

Entonces:

$$\sigma_{HLim} = 2 \cdot (295) + 70$$

$$\sigma_{HLim} = 660 \text{ MPa}$$

$$660 \text{ MPa} > 540 \text{ MPa} \quad \text{Eso significa} \quad \sigma_{HLim} > \sigma_y$$

### 2.5.4 Cálculo del límite de fatiga del material de las ruedas y piñones

#### Ruedas

$$\sigma_{FLim} = 1,8 \cdot HB \quad \text{Tomado de la tabla 8}$$

$$\sigma_{FLim} = 1,8 \cdot 255 = 459 \text{ MPa}$$

#### Piñones

$$\sigma_{FLim} = 1,8 \cdot HB \quad \text{Tomado de la tabla 8}$$

$$\sigma_{FLim} = 1,8 \cdot 295 = 531 \text{ MPa}$$

Tabla 8. Límites de resistencia y coeficientes de seguridad según el material y el tratamiento térmico.

Tratamiento térmico	Dureza de los dientes HRC		Aceros	$\sigma_{Hlim}^0$ **, MPa	$S_H$	$\sigma_{Flim}^0$ **, MPa	$S_F$	$[\sigma_{Hmax}]^{**}$ , MPa	$[\sigma_{Fmax}]^{**}$ , Mpa
	En la superficie	En el núcleo							
Normalizado, bonificado	HB 180-350		1040; 1045; 40J; 40JN; 35JM y otros.	$2 \overline{HB} + 70$		$1,8 \overline{HB}$			$2,7 \overline{HB}$
Temple volumétrico	45 – 55		40J; 40JN; 35JM y otros.	$18 \overline{HRC} + 150$	1,10	500	1,75	$2,8 \sigma_y$	1400
Temple por inducción a lo largo de todo el perfil (módulo $m_n \geq 3$ )	56-63 42-50	25-35	58 40J; 35JM; 40JN y otros	$17 \overline{HRC}^{sup} + 200$	1,2	630 420	1,75	$40 \overline{HRC}^{sup}$	1260
Temple por inducción a profundidad hasta la raíz (módulo $m_n < 3$ )*	42-50	42-50	40J; 35JM; 40JN y otros.			375			1430
Nitrurado	HV 550-750	24-40	40J; 40JFA; 40JN2MA y otros.			1050			$10 \overline{HRC}^{nucl} + 240$
Cementación con temple	56-63	30-43	Todos los aceros de cementación 20JN2M; 12JN3A	$23 \overline{HRC}^{sup}$		600 710		$40 \overline{HRC}^{sup}$	1200
Nitrocementación y temple	56-63	30-43	25JGM	$23 \overline{HRC}^{sup}$	1,2	750	1,55	$40 \overline{HRC}^{sup}$	1520

\*se extiende a toda la sección del diente y parte del cuerpo de la rueda dentada bajo la raíz del diente; \*\* los valores se calculan a partir de la dureza media de los dientes.  $HRC^{sup}$  es la dureza en la superficie del diente,  $HRC^{nucl}$  es la dureza en el núcleo del diente.

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]



### 2.5.5 Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto

La superficie de engrane que tiene la menor resistencia a los esfuerzos de contacto es la zona cercana al polo de la transmisión o punto primitivo, donde la transmisión de potencia se realiza mediante un solo par de dientes.

Los esfuerzos se calculan partiendo de la ecuación de Hertz:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{ref}}{\rho_{ref}}}$$

La fórmula anterior adaptada a la transmisión de engranajes de involuta tiene la forma:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Para engranajes helicoidales, la expresión anterior se modifica, multiplicando los esfuerzos por un coeficiente de aumento de la resistencia de contacto  $Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}}$ :

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Donde:

$\varepsilon_{\alpha}$ : Coeficiente de recubrimiento o relación de contacto.

$$\text{Para dientes no corregidos y sin desplazamiento } \varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta$$

$M_{T1}$ : Momento torsor en el eje de entrada (Eje del piñón).

$K_{H\alpha}$ : Coeficiente que toma en cuenta los errores en el tallado de los dientes. Estos errores pueden hacer que en la transmisión helicoidal se pierda el engrane simultáneo de dos pares de dientes. En la tabla 9 se puede tomar los valores del coeficiente ( $K_{H\alpha}$ ).

$n$ : Relación de transmisión.

$$b_{\omega}: \text{Ancho del diente } b_{\omega} = \psi_m \cdot m \quad b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a$$

**Tabla 9. Coeficientes  $K_{H\alpha}$**

Velocidad circular, m/s	Grado de exactitud	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
	7	1,03	1,07
<5	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
5 a 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
$\geq 10 \geq 15$	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

Las relaciones ancho del diente sobre el módulo pueden elegirse de las recomendaciones:

- Transmisiones exactas para cargas elevadas, con árboles, apoyos y carcasa de elevada rigidez:

$$HB \leq 350; \quad b_w = \psi_m \cdot m = 45 \dots 30$$

$$HB > 350; \quad b_w = \psi_m \cdot m = 30 \dots 20$$

- Transmisiones comunes del tipo para reductores en carcasas separadas con árboles y apoyos suficientemente rígidos (y otras semejantes):

$$HB \leq 350; \quad b_w = \psi_m \cdot m = 30 \dots 20$$

$$HB > 350; \quad b_w = \psi_m \cdot m = 20 \dots 15$$

- Transmisiones bastas, por ejemplo con apoyos sobre estructuras metálicas o engranajes fundidos y también las transmisiones abiertas; transmisiones con árboles en voladizo (cónicas), ruedas deslizantes en las cajas de velocidades:

$$b_w = \psi_m \cdot m = 15 \dots 10.$$

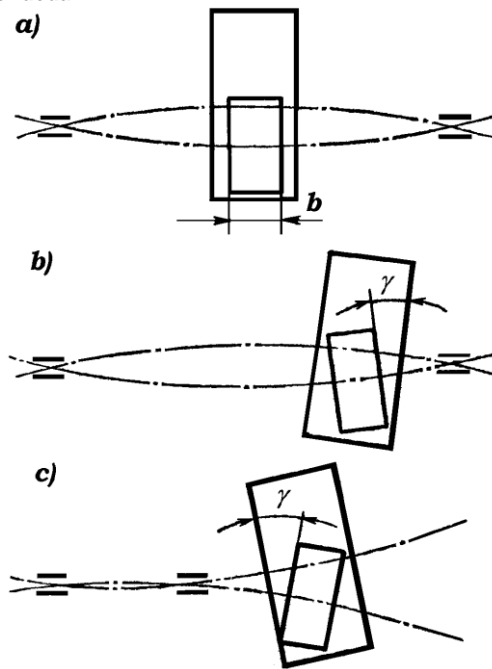
Siendo  $\psi_{ba}$  la relación entre el ancho del engranaje y la distancia entre centros. La cual se escoge de la tabla 10

**Tabla 10. Valores recomendados para la relación  $\psi_{ba}$**

Reductores con montaje de ruedas (figura 20):	Valores recomendados	Dureza de las superficies de trabajo de los dientes.	
		$H_2 \leq HB \ 350$ ó	$H_1$ y $H_2$
Simétrico	$\psi_{ba}$	0,3 ... 0,5	0,25 ... 0,3
	$\psi_{bd \ max}$	1,2 ... 1,6	0,9 ... 1,0
No simétrico	$\psi_{ba}$	0,25 ... 0,4	0,2 ... 0,25
	$\psi_{bd \ max}$	1,0 ... 1,25	0,65 ... 0,8
En voladizo	$\psi_{ba}$	0,2 ... 0,25	0,15 ... 0,2
	$\psi_{bd \ max}$	0,6 ... 0,7	0,45 ... 0,55

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

Figura 17. Diferentes montajes de rueda



Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

$d_{\omega 1}$ : Diámetro de paso  $d_{\omega 1} = \frac{2a_{\omega}}{u + 1}$  siendo  $a_{\omega}$  la distancia entre centros.

$\alpha$ : Ángulo de presión. A.L Casillas en su libro Cálculos de taller [8], recomienda los ángulos siguientes:  $\alpha = 10^{\circ}$  para ruedas de pequeña velocidad,  $\alpha = 30^{\circ}$  para ruedas de elevada velocidad,  $\alpha = 45^{\circ}$  para ruedas de gran velocidad.

$\beta$ : Ángulo de inclinación de los dientes. Para engranajes helicoidales, el ángulo está entre  $7^{\circ}$  y  $35^{\circ}$ .

$K$  (Coeficiente de carga para los cálculos de contacto)  $= K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$

$K_{H\beta}$ : Coeficiente de concentración de carga

$K_{HV}$ : Coeficiente de carga dinámica

Para los cálculos de las transmisiones cuya rigidez y cuya exactitud de fabricación satisfacen las normas de los fabricantes de reductores, los coeficientes o factores de concentración de carga ( $K_{H\beta}$ ) se pueden tomar, según la ubicación de la transmisión, por los esquemas de la figura 21, Las curvas del lado izquierdo se aplican cuando se utilizan rodamientos de bolas, las curvas del lado derecho, cuando los rodamientos son de rodillos.

Los valores recomendados para los coeficientes de carga dinámica ( $K_{HV}$ ) se presentan en la tabla 11.

Tabla 11. Valores recomendados para los coeficientes de carga dinámica

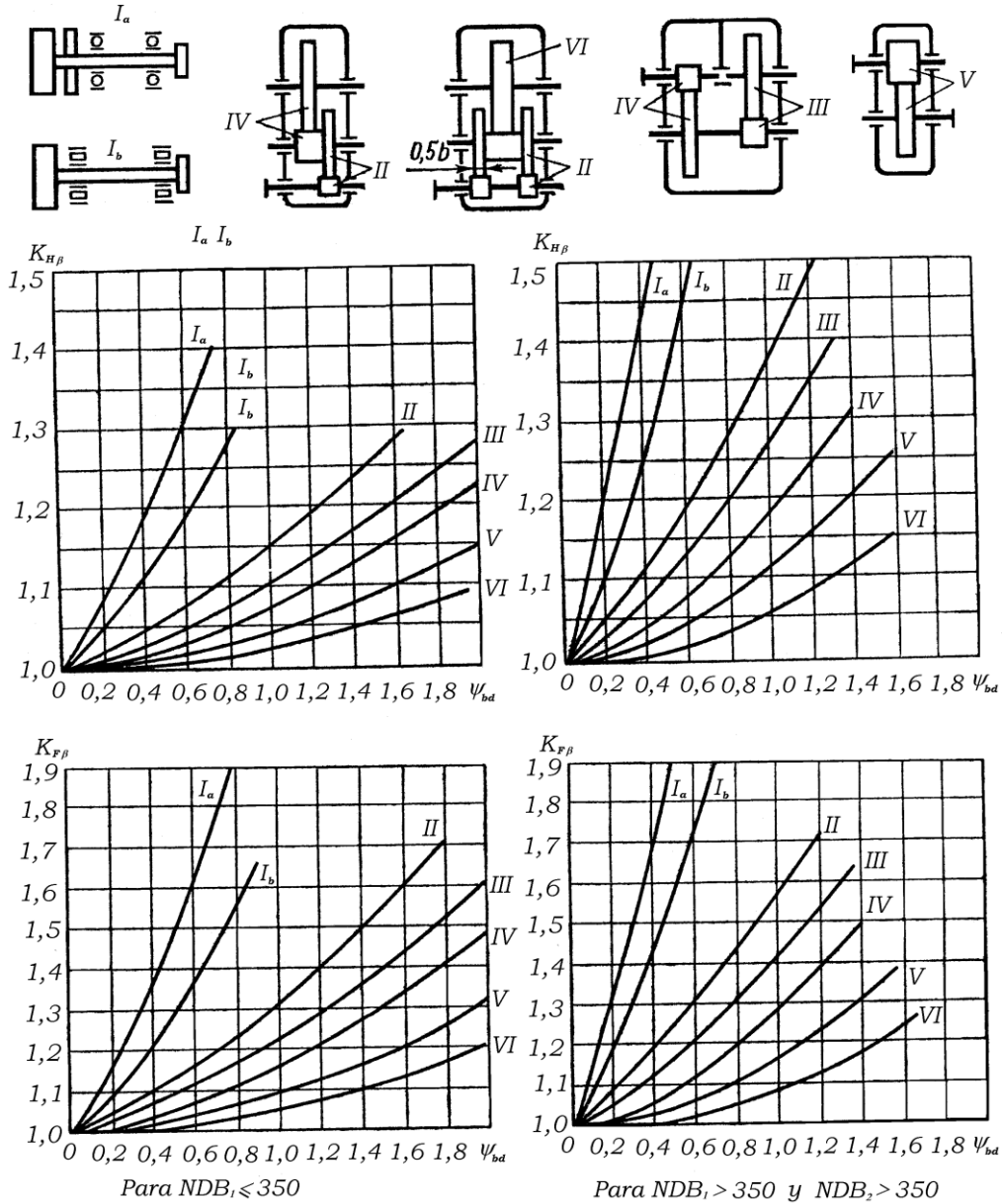
Grado de exactitud	Dureza de las superficies de los dientes	Coeficientes	$v, \text{ m/s}$					
			1	2	4	6	8	10
6	a	$K_{Hv}$	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
			1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
		$K_{Fv}$	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
	1,02		1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	
	b	$K_{Hv}$	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
			1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
$K_{Fv}$		1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17	
	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07		
7	a	$K_{Hv}$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
			1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
		$K_{Fv}$	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
	1,03		1,06	1,11	1,16	1,22	1,27	
	b	$K_{Hv}$	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
			1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
$K_{Fv}$		1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22	
	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08		
8	a	$K_{Hv}$	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
		$K_{Fv}$	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
	1,03		1,06	1,11	1,17	1,23	1,29	
	b	$K_{Hv}$	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
$K_{Fv}$		1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26	
	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08		
9	a	$K_{Hv}$	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
			1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
		$K_{Fv}$	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
	1,04		1,07	1,14	1,21	1,28	1,35	
	b	$K_{Hv}$	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
$K_{Fv}$		1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34	
	1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09		

Observaciones:

1. Dureza de la superficie de los dientes: a-  $H1 \leq HB350, H2 \leq HB350$  ;  
 $H1 \geq HRC45, H2 \leq HB350$   
b-  $H1 \geq HRC45, H2 \geq HRC45$
2. Los valores superiores son para engranajes rectos y los inferiores para engranajes helicoidales.

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

Figura 18. Gráficos para la selección de los coeficientes de concentración de carga



Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

## 2.5.6 Cálculo de la resistencia del diente a la rotura

Para esta metodología la comprobación de los esfuerzos de flexión se realizan mediante la expresión:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_\omega \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Donde:

$m_n$ : M3dulo del diente

$b_w$ : Ancho del diente

$K$  (Coeficiente de carga para los c3lculos de flexi3n) =  $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$

$K_{F\beta}$ : Coeficiente de concentraci3n de carga

$K_{FV}$ : Coeficiente de carga din3mica

Para los c3lculos de las transmisiones cuya rigidez y cuya exactitud de fabricaci3n satisfacen las normas de los fabricantes de reductores, los coeficientes o factores de concentraci3n de carga ( $K_{F\beta}$ ) se pueden tomar, seg3n la ubicaci3n de la transmisi3n, por los esquemas de la figura 21. Las curvas del lado izquierdo se aplican cuando se utilizan rodamientos de bolas, las curvas del lado derecho, cuando los rodamientos son de rodillos.

Los valores recomendados para los coeficientes de carga din3mica ( $K_{FV}$ ) se presentan en la tabla 11.

$Y_F$ : Coeficiente de forma del diente. Dependiente del n3mero equivalente de dientes y del desplazamiento o la correcci3n de adendum. En la figura 22 se presenta un gr3fico para la determinaci3n del factor de forma para reemplazar en la expresi3n.

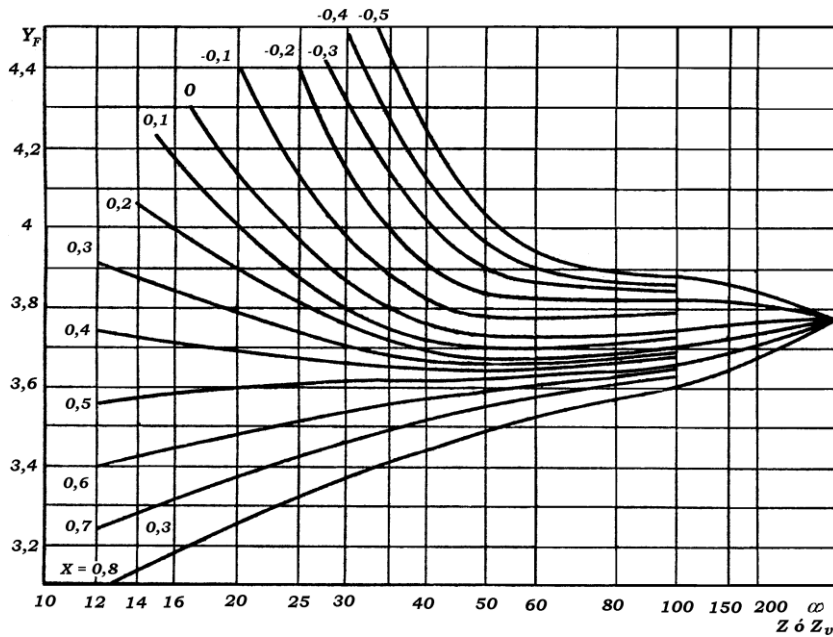
$Z_{F\beta}$ : Es el coeficiente de aumento de la resistencia de los dientes de los engranajes helicoidales

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \epsilon_\alpha}$$

$K_{F\alpha}$ : Coeficiente que toma en cuenta los errores en el tallado de los dientes. Estos errores pueden hacer que en la transmisi3n helicoidal se pierda el engrane simult3neo de dos pares de dientes. En la tabla 9 se puede tomar los valores del coeficiente ( $K_{F\alpha}$ ).

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1}$$

Figura 19. Gráfico para la determinación de  $Y_f$



Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

### 2.5.7 Cálculo de la resistencia de los dientes a las sobrecargas

La transmisión diseñada debe probarse a las sobrecargas que pueden surgir al arrancar los accionamientos y también a las eventualidades de impactos por mala operación o averías de otros sistemas. La comprobación se verifica para los esfuerzos de contacto y los de flexión, considerando, usualmente, una duplicación de la potencia nominal transmitida, por las fórmulas:

Para los esfuerzos de contacto:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{pico}}{T_{nom}}} \leq [\sigma_F]_{max}$$

Para los esfuerzos de flexión:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{pico}}{T_{nom}} \leq [\sigma_F]_{nom}$$





## REDUCTOR 1 (FAMA)

### PRIMER ESCALÓN

Figura 21. Primer escalón Reductor 1

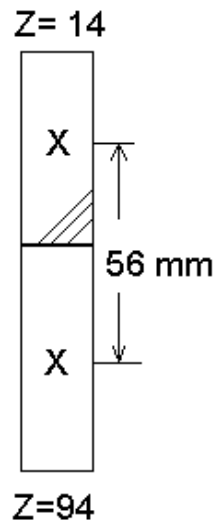


Tabla 12. Algunos parámetros principales de los engranajes helicoidales (escalón de entrada).

Parámetro	Valor	Fórmula
Relación de transmisión	$i = 6,7143$	$i = \frac{Z_2}{Z_1}$
Números de dientes	$Z_1 = 14$ y $Z_2 = 94$	
Ángulo de inclinación	$\beta = 20^\circ$	$7^\circ < \beta < 35^\circ$
Módulo circunferencial	$m = 1$ mm	
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	$20^\circ, 22,5^\circ$ o $25^\circ$
Diámetro exterior	$d_{e1} = 16$ mm $d_{e2} = 96$ mm	$d_e = m(Z + 2)$
Diámetro primitivo	$d_1 = 14$ mm $d_2 = 94$ mm	$D = mZ$
Distancia entre centros	56 mm	$a = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot m$

### ENGRANAJE 1 (PIÑÓN ESCALÓN DE ENTRADA)

Tomando como grado de exactitud del engranaje=8 (Característica de las transmisiones industriales de propósito general, que no demanden gran exactitud).

Sabiendo que:

$$V = \frac{d \cdot \pi \cdot N}{60}$$
$$V = \frac{0,014m \cdot \pi \cdot 1590RPM}{60}$$
$$V = 1,165 \text{ m/s}$$

$$K_{FV} = 1,065$$

$$K_{HV} = 1,025$$

$$K_{H\alpha} = 1,07$$

$$K_{F\alpha} = 1,22$$

Y que el engranaje se encuentra en voladizo ( $\psi_{ba} = 0,65$  Promedio) ( $\psi_{ba} = 0,225$ ). La configuración del engranaje es la IV. (Recordamos que los rodamientos son de bolas)

$$K_{F\beta} = 1,08$$

$$K_{H\beta} = 1,03$$

$Y_F$ , cuando  $x = 0$ , es igual a 4,5

#### A. Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Siendo:

$$\beta = 20^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$E_{red} = 200 \text{ GPa}$$

$$M_{t1} = 1,814 \text{ N.m}$$

$$u = 6,7143$$

$$K_H = 1,055$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{14} \pm \frac{1}{94} \right) \right] \cdot \cos 20 = 1,55$$

$$a \text{ (Distancia entre centros)} = 56\text{mm}$$

$$b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a = 12,6\text{mm}$$

$$d_{\omega 1} = \frac{2 \cdot 56 \text{ mm}}{6,7143 + 1} = 14,52 \text{ mm}$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(20)}{1,55}} = 0,78$$

Reemplazando:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,78 \sqrt{\left\{ \frac{200 \text{ GPa} \cdot 1,814 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 1,055}{14,52^2 \cdot 12,6 \text{ mm} \cdot 0,643} \right\} \cdot \left\{ \frac{6,7143 + 1}{6,7143} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = 467,06 \text{ MPa}$$

### **Coeficiente de seguridad para la resistencia al contacto en las sobrecargas (SH)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SH = 1,10$$

### **B. Cálculo de la resistencia de los dientes a la rotura.**

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_{\omega} \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Siendo:

$$b_{\omega} = 12,6 \text{ mm}$$

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,22 \cdot \cos^2(20)}{1,55}} = 0,83$$

$$K_F = 1,1502$$

$$m_n = 1$$

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,814 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,014 \text{ m}} = 259,14 \text{ N}$$

$$\sigma_F = \frac{4,5 \cdot 0,83 \cdot 259,14 \text{ N} \cdot 1,1502}{12,6 \text{ mm} \cdot 1 \text{ mm}} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_F = 88,35 \text{ MPa}$$

### **Coeficiente de seguridad para la resistencia a la rotura en las sobrecargas (SF)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SF = 1,75$$

### C. Cálculo de la resistencia de los dientes a la sobrecarga

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{pico}}{T_{nom}}} \leq [\sigma_H]_{max}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{pico}}{T_{nom}} \leq [\sigma_F]_{nom}$$

Siendo:

$$T_{pico} = 4,48 \text{ N.m.}$$

$$T_{nom} = 2,24 \text{ N.m}$$

$$[\sigma_{HM\acute{a}x}]^{**} = 2,8 \cdot \sigma_y = 2,8 \cdot 650 \text{ MPa} = 1820 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{FM\acute{a}x}]^{**} = 2,7 \cdot \sigma_H = 2,7 \cdot 467,06 \text{ MPa} = 1260,927 \text{ MPa}$$

Entonces:

$$\sigma_{Hmax} = 467,06 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\frac{4,48}{2,24}} \leq [\sigma_H]_{max}$$
$$\sigma_{Hmax} = 660,52 \leq 1820 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = 88,35 \text{ MPa} \cdot \frac{4,48}{2,24} \leq [\sigma_F]_{max}$$

$$\sigma_{Fmax} = 176,7 \text{ MPa} \leq 1660,4 \text{ MPa}$$

### CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANAJE

FN: Se compone de 3 fuerzas:  $F_T, F_a, F_r$

$$F_T, \text{ Fuerza tangencial: } \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,814 \text{ N.m}}{0,014 \text{ m}} = 259,14 \text{ N}$$

$$F_a, \text{ Fuerza axial: } F_T \cdot \tan\beta = 259,14 \text{ N} \cdot \tan(20) = 94,32 \text{ N}$$

$$F_r, \text{ Fuerza radial: } F_T \cdot \frac{\tan\alpha\omega}{\cos\beta} = 259,14 \text{ N} \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 100,37 \text{ N}$$

## ENGRANAJE 2 (RUEDA ESCALÓN DE ENTRADA)

Tomando como grado de exactitud del engranaje=8 (Característica de las transmisiones industriales de propósito general, que no demanden gran exactitud).

Sabiendo que:

$$V = \frac{d \cdot \pi \cdot N}{60}$$
$$V = \frac{0,094m \cdot \pi \cdot 236,81RPM}{60}$$

$$V = 1,16 \text{ m/s}$$

$$K_{FV} = 1,065$$

$$K_{HV} = 1,025$$

$$K_{H\alpha} = 1,07$$

$$K_{F\alpha} = 1,22$$

Y que el engranaje se encuentra con montaje simétrico ( $\psi_{bd} = 1,4$  Promedio) ( $\psi_{ba} = 0,4$ ). La configuración del engranaje es la IV. (Recordamos que los rodamientos son de bolas).

$$K_{F\beta} = 1,27$$

$$K_{H\beta} = 1,13$$

$Y_F$ , cuando  $x = 0$ , es igual a 3,73

### A. Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Siendo:

$$\beta = 20^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$E_{red} = 200 \text{ GPa}$$

$$M_{t1} = 12,184 \text{ N.m}$$

$$u = 6,7143$$

$$K_H = 1,158$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{14} \pm \frac{1}{94} \right) \right] \cdot \cos 20 = 1,55$$

$$a \text{ (Distancia entre centros)} = 56\text{mm}$$

$$b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 56\text{mm} = 22,4\text{mm}$$

$$d_{\omega 1} = \frac{2 \cdot 56 \text{ mm}}{6,7143 + 1} = 14,52 \text{ mm}$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(20)}{1,55}} = 0,78$$

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,78 \sqrt{\left\{ \frac{200 \text{ GPa} \cdot 12,184 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 1,158}{14,52^2 \cdot 22,4 \text{ mm} \cdot 0,6428} \right\} \cdot \left\{ \frac{6,7143 + 1}{6,7143} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = 951,17 \text{ MPa}$$

### **Coeficiente de seguridad para la resistencia al contacto en las sobrecargas (SH)**

Partiendo de la fórmula:

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SH = 1,10$$

### **B. Cálculo de la resistencia de los dientes a la rotura.**

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_{\omega} \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Siendo:

$$b_{\omega} = 22,4 \text{ mm}$$

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,22 \cdot \cos^2(20)}{1,55}} = 0,83$$

$$K_F = 1,35255$$

$$m_n = 1$$

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 12,184 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,094 \text{ m}} = 259,23 \text{ N}$$

$$\sigma_F = \frac{3,73 \cdot 0,83 \cdot 259,23 \text{ N} \cdot 1,35255}{22,4 \text{ mm} \cdot 1 \text{ mm}} = 48,46 \text{ MPa}$$

### **Coeficiente de seguridad para la resistencia a la rotura en las sobrecargas (SF)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SF = 1,75$$

### C. Cálculo de la resistencia de los dientes a la sobrecarga

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{pico}}{T_{nom}}} \leq [\sigma_H]_{max}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{pico}}{T_{nom}} \leq [\sigma_F]_{nom}$$

Siendo:

$$T_{pico} = 4,48 \text{ N.m.}$$

$$T_{nom} = 2,24 \text{ N.m}$$

$$[\sigma_{HMáx}]^{**} = 2,8 \cdot \sigma_y = 2,8 \cdot 540 \text{ MPa} = 1512 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{FMáx}]^{**} = 2,7 \cdot \sigma_H = 2,7 \cdot 951,17 \text{ MPa} = 2568,16 \text{ MPa}$$

Entonces:

$$\sigma_{Hmax} = 1260,927 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\frac{4,48}{2,24}} \leq [\sigma_H]_{max}$$

$$\sigma_{Hmax} = 1783,22 \leq 1820 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = 48,46 \text{ MPa} \cdot \frac{4,48}{2,24} \leq [\sigma_F]_{max}$$

$$\sigma_{Fmax} = 96,92 \text{ MPa} \leq 2568,16 \text{ MPa}$$

### CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANAJE

FN: Se compone de 3 fuerzas:  $F_T, F_a, F_r$

$$F_T, \text{ Fuerza tangencial: } \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 12,184 \text{ N.m}}{0,094 \text{ m}} = 259,23 \text{ N}$$

$$F_a, \text{ Fuerza axial: } F_T \cdot \tan \beta = 259,23 \text{ N} \cdot \tan(20) = 94,35 \text{ N}$$

$$F_r, \text{ Fuerza radial: } F_T \cdot \frac{\tan \alpha \omega}{\cos \beta} = 259,23 \text{ N} \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 100,41 \text{ N}$$

## SEGUNDO ESCALÓN

Figura 22. Segundo escalón Reductor 1.

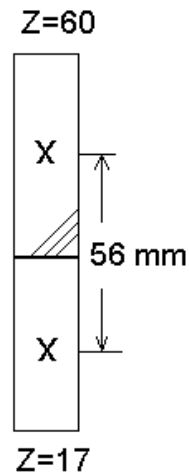


Tabla 13. Algunos parámetros principales de los engranajes helicoidales (escalón de salida).

Parámetro	Valor	Fórmula
Relación de transmisión	$i = 3,529$	$i = \frac{Z_2}{Z_1}$
Números de dientes	$Z_1 = 17$ y $Z_2 = 60$	
Ángulo de inclinación	$\beta = 20^\circ$	$7^\circ < \beta < 35^\circ$
Módulo circunferencial	$m = 1,5$ mm	
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	$20^\circ, 22,5^\circ$ o $25^\circ$
Diámetro exterior	$d_{e1} = 28,5$ mm $d_{e2} = 93$ mm	$d_e = m(Z + 2)$
Diámetro primitivo	$d_1 = 25,5$ mm $d_2 = 90$ mm	$d = mZ$
Distancia entre centros	$56$ mm	$a = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot m$

### ENGRANAJE 3 (PIÑÓN ESCALÓN DE SALIDA)

Tomando como grado de exactitud del engranaje=8 (Característica de las transmisiones industriales de propósito general, que no demanden gran exactitud.

Sabiendo que:



$$V = \frac{d \cdot \pi \cdot N}{60}$$

$$V = \frac{0,0255m \cdot \pi \cdot 236,81RPM}{60}$$

$$V = 0,32 \text{ m/s}$$

$$K_{FV} = 1,065$$

$$K_{HV} = 1,025$$

$$K_{H\alpha} = 1,07$$

$$K_{F\alpha} = 1,22$$

Y que el engranaje se encuentra con montaje simétrico ( $\psi_{bd} = 1,4$  Promedio) ( $\psi_{ba} = 0,4$ ). La configuración del engranaje es la III. (Recordamos que los rodamientos son de bolas)

$$K_{F\beta} = 1,35$$

$$K_{H\beta} = 1,17$$

$Y_F$ , cuando  $x = 0$ , es igual a 4,25

#### A. Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Siendo:

$$\beta = 20^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$E_{red} = 200 \text{ GPa}$$

$$M_{t1} = 12,184 \text{ N.m}$$

$$u = 3,529$$

$$K_H = 1,2$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{17} \pm \frac{1}{60} \right) \right] \cdot \cos 20 = 1,59$$

$$a \text{ (Distancia entre centros)} = 56 \text{ mm}$$

$$b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a = 22,4 \text{ mm}$$

$$d_{\omega 1} = \frac{2 \cdot 56 \text{ mm}}{3,529 + 1} = 24,73 \text{ mm}$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2\beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(20)}{1,59}} = 0,77$$

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,77 \sqrt{\left\{ \frac{200GPa \cdot 12,184N \cdot m \cdot 1,2}{24,73^2 \cdot 22,4 \cdot 0,6427} \right\} \cdot \left\{ \frac{3,529 + 1}{3,529} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = 593,2MPa$$

### **Coeficiente de seguridad para la resistencia al contacto en las sobrecargas (SH)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SH = 1,10$$

### **B. Cálculo de la resistencia de los dientes a la rotura.**

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_\omega \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Siendo:

$$b_\omega = 22,4mm$$

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha} = \sqrt{\frac{1,22 \cdot \cos^2(20)}{1,59}} = 0,82$$

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 1,438$$

$$m_n = 1,5$$

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 12,184N \cdot m}{0,0255m} = 955,61N$$

$$\sigma_F = \frac{4,25 \cdot 0,82 \cdot 955,61N \cdot 1,438}{22,4mm \cdot 1,5mm}$$

$$\sigma_F = 140,28MPa$$

### **Coeficiente de seguridad para la resistencia a la rotura en las sobrecargas (SF)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SF = 1,75$$

### C. Cálculo de la resistencia de los dientes a la sobrecarga

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{pico}}{T_{nom}}} \leq [\sigma_H]_{max}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{pico}}{T_{nom}} \leq [\sigma_F]_{nom}$$

Siendo:

$$T_{pico} = 4,48 \text{ N.m}$$

$$T_{nom} = 2,24 \text{ N.m}$$

$$[\sigma_{HM\acute{a}x}]^{**} = 2,8 \cdot \sigma_y = 2,8 \cdot 650 \text{ MPa} = 1820 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{FM\acute{a}x}]^{**} = 2,7 \cdot \sigma_H = 2,7 \cdot 593,2 \text{ MPa} = 1601,64 \text{ MPa}$$

Entonces:

$$\sigma_{Hmax} = 593,2 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\frac{4,48}{2,24}} \leq [\sigma_H]_{max}$$
$$\sigma_{Hmax} = 838,91 \leq 1820 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = 140,28 \text{ MPa} \cdot \frac{4,48}{2,24} \leq [\sigma_F]_{max}$$

$$\sigma_{Fmax} = 280,56 \text{ MPa} \leq 1601,64 \text{ MPa}$$

### CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANAJE

FN: Se compone de 3 fuerzas:  $F_T, F_a, F_r$

$$F_T, \text{ Fuerza tangencial: } \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 12,184 \text{ N.m}}{0,0255 \text{ m}} = 955,61 \text{ N}$$

$$F_a, \text{ Fuerza axial: } F_T \cdot \tan\beta = 955,61 \text{ N} \cdot \tan(20) = 347,81 \text{ N}$$

$$F_r, \text{ Fuerza radial: } F_T \cdot \frac{\tan\alpha\omega}{\cos\beta} = 955,61 \text{ N} \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 370,13 \text{ N}$$

#### ENGRANAJE 4 (RUEDA ESCALÓN DE SALIDA)

Tomando como grado de exactitud del engranaje=8 (Característica de las transmisiones industriales de propósito general, que no demanden gran exactitud).

Sabiendo que:

$$V = \frac{d \cdot \pi \cdot N}{60}$$
$$V = \frac{0,090mm \cdot \pi \cdot 67,10RPM}{60}$$
$$V = 0,32m/s$$

$$K_{FV} = 1,065$$

$$K_{HV} = 1,025$$

$$K_{H\alpha} = 1,07$$

$$K_{F\alpha} = 1,22$$

Y que el engranaje se encuentra en voladizo ( $\psi_{ba} = 0,65$  Promedio) ( $\psi_{ba} = 0,225$ ). La configuración del engranaje es la III. (Recordamos que los rodamientos son de bolas)

$$K_{F\beta} = 1,13$$

$$K_{H\beta} = 1,05$$

$Y_F$ , cuando  $x = 0$ , es igual a 3,75

#### A. Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Siendo:

$$\beta = 20^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$E_{red} = 200 \text{ GPa}$$

$$M_{t1} = 43 \text{ N.m}$$

$$u = 3,529$$

$$K_H = 1,076$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{17} \pm \frac{1}{60} \right) \right] \cdot \cos 20 = 1,59$$

$$a \text{ (Distancia entre centros)} = 56\text{mm}$$

$$b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a = 12,6\text{mm}$$

$$d_{\omega 1} = \frac{2 \cdot 56\text{mm}}{3,529 + 1} = 24,73\text{mm}$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(20)}{1,59}} = 0,77$$

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,77 \sqrt{\left\{ \frac{200 \text{GPa} \cdot 43 \text{N} \cdot \text{m} \cdot 1,076}{24,73^2 \cdot 12,6 \cdot 0,6427} \right\} \cdot \left\{ \frac{3,529 + 1}{3,529} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = 1406,99 \text{MPa}$$

### **Coefficiente de seguridad para la resistencia al contacto en las sobrecargas (SH)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SH = 1,10$$

### **B. Cálculo de la resistencia de los dientes a la rotura.**

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_{\omega} \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Siendo:

$$b_{\omega} = 12,6 \text{mm}$$

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,22 \cdot \cos^2(20)}{1,59}} = 0,82$$

$$K_F = 1,20345$$

$$m_n = 1,5$$

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 43 \text{N} \cdot \text{m}}{0,09 \text{m}} = 955,55 \text{N}$$

$$\sigma_F = \frac{3,75 \cdot 0,82 \cdot 955,55 \text{N} \cdot 1,20345}{12,6 \text{mm} \cdot 1,5 \text{mm}}$$

$$\sigma_F = 181,7 \text{MPa}$$

### **Coefficiente de seguridad para la resistencia a la rotura en las sobrecargas (SF)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SF = 1,75$$

## CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANAJE

FN: Se compone de 3 fuerzas:  $F_T, F_a, F_r$

$$F_T, \text{ Fuerza tangencial: } \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 43 \text{ N}\cdot\text{m}}{0,090 \text{ m}} = 955,55 \text{ N}$$

$$F_a, \text{ Fuerza axial: } F_T \cdot \tan\beta = 955,55 \text{ N} \cdot \tan(20) = 347,79 \text{ N}$$

$$F_r, \text{ Fuerza radial: } F_T \cdot \frac{\tan\alpha\omega}{\cos\beta} = 955,55 \text{ N} \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 370,11 \text{ N}$$

## REDUCTOR 2 SEW

### PRIMER ESCALÓN

Figura 23. Primer escalón Reductor 2

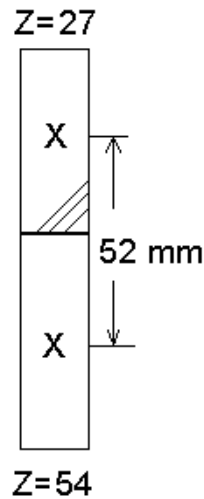


Tabla 14. Algunos parámetros principales de los engranajes helicoidales (escalón de entrada).

Parámetro	Valor	Fórmula
Relación de transmisión	$i = 2$	$i = \frac{Z_2}{Z_1}$
Números de dientes	$Z_1 = 27$ y $Z_2 = 54$	
Ángulo de inclinación	$\beta = 20^\circ$	$7^\circ < \beta < 35^\circ$
Módulo circunferencial	$m = 1,25 \text{ mm}$	

Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	$20^\circ, 22,5^\circ$ o $25^\circ$
Diámetro exterior	$d_{e1} = 36,25mm$ $d_{e2} = 70mm$	$d_e = m(Z + 2)$
Diámetro primitivo	$d_1 = 33,75mm$ $d_2 = 67,5mm$	$d = mZ$
Distancia entre centros	$52mm$	$a = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot M$

## PRIMER ESCALÓN

### ENGRANAJE (PIÑÓN 1 ESCALÓN DE ENTRADA)

Tomando como grado de exactitud del engranaje=8 (Característica de las transmisiones industriales de propósito general, que no demanden gran exactitud).

Sabiendo que:

$$V = \frac{d \cdot \pi \cdot N}{60}$$

$$V = \frac{0,03375m \cdot \pi \cdot 134,37RPM}{60}$$

$$V = 0,237m/s$$

$$K_{FV} = 1,065$$

$$K_{HV} = 1,025$$

$$K_{H\alpha} = 1,07$$

$$K_{F\alpha} = 1,22$$

Y que el engranaje se encuentra con montaje simétrico ( $\psi_{bd} = 1,4$  Promedio) ( $\psi_{ba} = 0,4$ ). La configuración del engranaje es la III. (Recordamos que los rodamientos son de bolas)

$$K_{F\beta} = 1,35$$

$$K_{H\beta} = 1,17$$

$Y_F$ , cuando  $x = 0$ , es igual a 3,9

#### A. Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Siendo:

$$\beta = 20^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$E_{red} = 200 \text{ GPa}$$

$$M_{t1} = 23,859 \text{ N.m}$$

$$u = 2$$

$$K_H = 1,2$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{27} \pm \frac{1}{54} \right) \right] \cdot \cos 20 = 1,65$$

$$a \text{ (Distancia entre centros)} = 52 \text{ mm}$$

$$b_\omega = \psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 52 \text{ mm} = 20,8 \text{ mm}$$

$$d_{\omega 1} = \frac{2 \cdot 52 \text{ mm}}{2 + 1} = 34,7$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(20)}{1,65}} = 0,76$$

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 1,01 \sqrt{\left\{ \frac{200 \text{ GPa} \cdot 23,859 \text{ N.m} \cdot 1,2}{34,7^2 \cdot 20,8 \cdot 0,6427} \right\} \cdot \left\{ \frac{2 + 1}{2} \right\}}$$

$$\sigma_H = 655,1 \text{ MPa}$$

### **Coefficiente de seguridad para la resistencia al contacto en las sobrecargas (SH)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SH = 1,10$$

### **B. Cálculo de la resistencia de los dientes a la rotura.**

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_\omega \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Siendo:

$$b_\omega = 20,8 \text{ mm}$$

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha} = 0,8$$

$$K_F = 1,44$$

$$m_n = 1,25$$

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1} = 1413,82 \text{ N}$$



$$\sigma_F = \frac{3,9 \cdot 0,8 \cdot 1413,82 \cdot 1,44}{20,8 \cdot 1,25} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_F = 244,3 \text{ MPa}$$

### **Coeficiente de seguridad para la resistencia a la rotura en las sobrecargas (SF)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SF = 1,75$$

### **CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANAJE**

FN: Se compone de 3 fuerzas:  $F_T, F_a, F_r$

$$F_T, \text{ Fuerza tangencial: } \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 23,859 \text{ N.m}}{0,03375 \text{ m}} = 1413,87 \text{ N}$$

$$F_a, \text{ Fuerza axial: } F_T \cdot \tan\beta = 1413,87 \text{ N} \cdot \tan(20) = 514,61 \text{ N}$$

$$F_r, \text{ Fuerza radial: } F_T \cdot \frac{\tan\alpha\omega}{\cos\beta} = 1413,87 \text{ N} \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 547,63 \text{ N}$$

### **ENGRANAJE 2 (RUEDA ESCALÓN DE ENTRADA)**

Tomando como grado de exactitud del engranaje=8 (Característica de las transmisiones industriales de propósito general, que no demanden gran exactitud).

Sabiendo que:

$$V = \frac{d \cdot \pi \cdot N}{60}$$

$$V = \frac{0,0675 \text{ m} \cdot \pi \cdot 67,18 \text{ RPM}}{60}$$

$$V = 0,24 \text{ m/s}$$

$$K_{FV} = 1,065$$

$$K_{HV} = 1,025$$

$$K_{H\alpha} = 1,07$$

$$K_{F\alpha} = 1,22$$

Y que el engranaje se encuentra en voladizo ( $\psi_{bd} = 0,65$  Promedio) ( $\psi_{ba} = 0,225$ ). La configuración del engranaje es la III. (Recordamos que los rodamientos son de bolas)

$$K_{F\beta} = 1,13$$

$$K_{H\beta} = 1,05$$

$Y_F$ , cuando  $x = 0$ , es igual a 3,75

### A. Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Siendo:

$$\beta = 20^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$E_{red} = 200 \text{ GPa}$$

$$M_{t1} = 47,718 \text{ N.m}$$

$$u = 2$$

$$K_H = 1,07$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{27} \pm \frac{1}{54} \right) \right] \cdot \cos 20 = 1,65$$

$$a \text{ (Distancia entre centros)} = 52 \text{ mm}$$

$$b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a = 11,7 \text{ mm}$$

$$d_{\omega 1} = \frac{2 \cdot 52 \text{ mm}}{6,7143 + 1} = 34,67 \text{ mm}$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = 0,76$$

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,76 \sqrt{\left\{ \frac{200 \text{ GPa} \cdot 47,718 \text{ N.m} \cdot 1,07}{34,67^2 \cdot 11,7 \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{2+1}{2} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = 1167,4 \text{ MPa}$$

### Coficiente de seguridad para la resistencia al contacto en las sobrecargas (SH)

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SH = 1,10$$

### B. Cálculo de la resistencia de los dientes a la rotura.

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_{\omega} \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Siendo:

$$b_{\omega} = 11,7 \text{ mm}$$

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = 0,8$$

$$K_F = 1,20345$$

$$m_n = 1,25$$

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 47,718 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,0675 \text{ m}} = 1413,87 \text{ N}$$

$$\sigma_F = \frac{3,75 \cdot 0,8 \cdot 1413,87 \cdot 1,20345}{11,7 \cdot 1,25}$$

$$\sigma_F = 349,03 \text{ MPa}$$

### **Coeficiente de seguridad para la resistencia a la rotura en las sobrecargas (SF)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SF = 1,75$$

### **CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANAJE**

FN: Se compone de 3 fuerzas:  $F_T, F_a, F_r$

$$F_T, \text{ Fuerza tangencial: } \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 44,718 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,0675 \text{ m}} = 1324,98 \text{ N}$$

$$F_a, \text{ Fuerza axial: } F_T \cdot \tan\beta = 1324,98 \text{ N} \cdot \tan(20) = 482,25 \text{ N}$$

$$F_r, \text{ Fuerza radial: } F_T \cdot \frac{\tan\alpha\omega}{\cos\beta} = 1324,98 \text{ N} \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 513,20 \text{ N}$$

### **SEGUNDO ESCALÓN**

Figura 24. Segundo escalón Reductor 2.

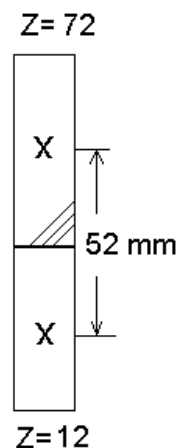


Tabla 15. Algunos parámetros principales de los engranajes helicoidales (escalón de salida).

Parámetro	Valor	Fórmula
Relación de transmisión	$i = 5,9166$	$i = \frac{Z_2}{Z_1}$
Números de dientes	$Z_1 = 12$ y $Z_2 = 71$	
Ángulo de inclinación	$\beta = 20^\circ$	$7^\circ < \beta < 35^\circ$
Módulo circunferencial	$m = 1,25$ mm	
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	$20^\circ, 22,5^\circ$ o $25^\circ$
Diámetro exterior	$d_{e1} = 17,5$ mm $d_{e2} = 91,25$ mm	$d_e = m(Z + 2)$
Diámetro primitivo	$d = 15$ mm $d = 88,75$ mm	$d = mZ$
Distancia entre centros	$52$ mm	$a = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot M$

### ENGRANAJE 3 (PIÑÓN ESCALÓN DE SALIDA)

Tomando como grado de exactitud del engranaje=8 (Característica de las transmisiones industriales de propósito general, que no demanden gran exactitud).

Sabiendo que:

$$V = \frac{d \cdot \pi \cdot N}{60}$$

$$V = \frac{0,015m \cdot \pi \cdot 795RPM}{60}$$

$$V = 0,62m/s$$

$$K_{FV} = 1,06$$

$$K_{HV} = 1,02$$

$$K_{H\alpha} = 1,07$$

$$K_{F\alpha} = 1,22$$

Y que el engranaje se encuentra en voladizo ( $\psi_{bd} = 0,65$  Promedio) ( $\psi_{ba} = 0,225$ ). La configuración del engranaje es la IV. (Recordamos que los rodamientos son de bolas)

$$K_{F\beta} = 1,08$$

$$K_{H\beta} = 1,03$$

$Y_F$ , cuando  $x = 0$ , es igual a 5

### A. Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Siendo:

$$\beta = 20^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$E_{red} = 200 \text{ GPa}$$

$$M_{t1} = 4,03 \text{ N.m}$$

$$u = 5,91$$

$$K_H = 1,055$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{71} \pm \frac{1}{12} \right) \right] \cdot \cos 20 = 1,72$$

$$a \text{ (Distancia entre centros)} = 52 \text{ mm}$$

$$b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a = 11,7 \text{ mm}$$

$$d_{\omega 1} = \frac{2 \cdot a}{u+1} = 15,04 \text{ mm}$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(20)}{1,72}} = 0,74$$

Reemplazando:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,74 \sqrt{\left\{ \frac{200 \text{ GPa} \cdot 4,0325 \text{ N.m} \cdot 1,055}{15,04^2 \cdot 11,7 \text{ mm} \cdot 0,643} \right\} \cdot \left\{ \frac{5,9166 + 1}{5,9166} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = 667,59 \text{ MPa}$$

### Coeficiente de seguridad para la resistencia al contacto en las sobrecargas (SH)

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SH = 1,10$$

### B. Cálculo de la resistencia de los dientes a la rotura.

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_{\omega} \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Siendo:

$$b_\omega = 11,7\text{mm}$$

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha} = \sqrt{\frac{1,22 \cdot \cos^2(20)}{1,72}} = 0,79$$

$$K_F = 1,1502$$

$$m_n = 1,25$$

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 4,0325\text{N} \cdot \text{m}}{0,015\text{m}} = 537,7\text{ N}$$

$$\sigma_F = \frac{5 \cdot 0,79 \cdot 537,7\text{N} \cdot 1,1502}{11,7\text{mm} \cdot 1,25\text{mm}} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_F = 167,04\text{MPa}$$

### **Coefficiente de seguridad para la resistencia a la rotura en las sobrecargas (SF)**

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SF = 1,75$$

### **CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANAJE**

FN: Se compone de 3 fuerzas:  $F_T, F_a, F_r$

$$F_T, \text{ Fuerza tangencial: } \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 4,0325\text{N} \cdot \text{m}}{0,015\text{m}} = 537,67\text{ N}$$

$$F_a, \text{ Fuerza axial: } F_T \cdot \tan \beta = 537,67\text{N} \cdot \tan(20) = 195,69\text{N}$$

$$F_r, \text{ Fuerza radial: } F_T \cdot \frac{\tan \alpha_\omega}{\cos \beta} = 537,67\text{N} \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 208,25\text{N}$$

### **ENGRANAJE 4 (RUEDA ESCALÓN DE SALIDA)**

Tomando como grado de exactitud del engranaje=8 (Característica de las transmisiones industriales de propósito general, que no demanden gran exactitud).

Sabiendo que:

$$V = \frac{d \cdot \pi \cdot N}{60}$$

$$V = \frac{0,08875\text{m} \cdot \pi \cdot 134,37\text{RPM}}{60}$$

$$V = 1,1\text{m/s}$$

$$K_{FV} = 1,065$$

$$K_{HV} = 1,025$$

$$K_{H\alpha} = 1,07$$

$$K_{F\alpha} = 1,22$$

Y que el engranaje se encuentra con montaje simétrico ( $\psi_{bd} = 1,4$  Promedio) ( $\psi_{ba} = 0,4$ ). La configuración del engranaje es la IV. (Recordamos que los rodamientos son de bolas).

$$K_{F\beta} = 1,27$$

$$K_{H\beta} = 1,13$$

$Y_F$ , cuando  $x = 0$ , es igual a 3,75

### A. Cálculo de la resistencia de los dientes al contacto.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\left\{ \frac{E_{red} \cdot M_{t1} \cdot K_H}{d_{\omega 1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \text{sen}(2\alpha_{\omega})} \right\} \cdot \left\{ \frac{u+1}{u} \right\}} \leq [\sigma_H]$$

Siendo:

$$\beta = 20^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$E_{red} = 200 \text{ GPa}$$

$$M_{t1} = 23,85 \text{ N.m}$$

$$u = 5,9166$$

$$K_H = 1,16$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{12} \pm \frac{1}{71} \right) \right] \cdot \cos 20 = 1,72$$

$$a \text{ (Distancia entre centros)} = 52 \text{ mm}$$

$$b_{\omega} = \psi_{ba} \cdot a = 20,8 \text{ mm}$$

$$d_{\omega 1} = \frac{2 \cdot 52 \text{ mm}}{5,9166 + 1} = 15,04$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(20)}{1,72}} = 0,76$$

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,74 \sqrt{\left\{ \frac{200 \text{ GPa} \cdot 23,859 \text{ N.m} \cdot 1,16}{15,04^2 \cdot 20,8 \cdot 0,643} \right\} \cdot \left\{ \frac{5,9166 + 1}{5,9166} \right\}}$$

$$\sigma_H = 1227,05 \text{ MPa}$$

### Coeficiente de seguridad para la resistencia al contacto en las sobrecargas (SH)

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SH = 1,10$$

## B. Cálculo de la resistencia de los dientes a la rotura.

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_\omega \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Siendo:

$$b_\omega = 20,8\text{mm}$$

$$Z_{F\beta} = \sqrt{K_{F\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha} = \sqrt{\frac{1,22 \cdot \cos^2(20)}{1,72}} = 0,79$$

$$K_F = 1,35$$

$$m_n = 1,25$$

$$F_t = \frac{2M_{T1}}{d_1} = 537,67\text{N}$$

$$\sigma_F = \frac{3,75 \cdot 0,79 \cdot 537,67 \cdot 1,35}{20,8 \cdot 1,25} = 82,7\text{MPa}$$

### Coeficiente de seguridad para la resistencia a la rotura en las sobrecargas (SF)

De la tabla 8 Acero 1045 (Normalizado, Bonificado)

$$SF = 1,75$$

### CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANAJE

FN: Se compone de 3 fuerzas:  $F_T, F_a, F_r$

$$F_T, \text{ Fuerza tangencial: } \frac{2M_{T1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 23,859\text{N}\cdot\text{m}}{0,08875\text{m}} = 537,67\text{ N}$$

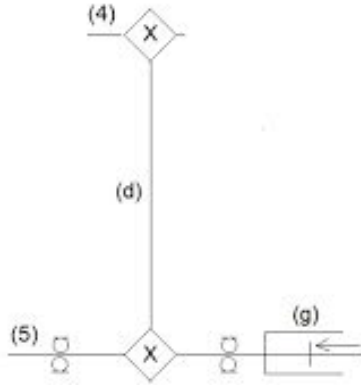
$$F_a, \text{ Fuerza axial: } F_T \cdot \tan \beta = 537,67\text{N} \cdot \tan(20) = 195,69\text{N}$$

$$F_r, \text{ Fuerza radial: } F_T \cdot \frac{\tan \alpha_\omega}{\cos \beta} = 537,67\text{N} \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 208,25\text{N}$$



## 2.6 CALCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA

Figura 25. Transmisión por cadena (esquema cinemático)



La transmisión por cadena es la encargada de llevar la potencia al freno.

Tenemos que:

- $n = 67,10$  r/min (velocidad de la estrella conductora, la cual está montada sobre el árbol 4)
- $i = 1$  (relación de transmisión)

En la tabla 16 se dan los coeficientes de seguridad para cadenas de pasos comprendidos entre media pulgada y dos pulgadas, para diferentes valores de revoluciones de la rueda conductora.

Tabla 16. Valores normalizados del coeficiente de seguridad  $[M]$  para las cadenas estandarizadas de rodillos.

Paso $P$ , mm	Frecuencia de rotación de la rueda menor, $n_1$ , $\text{min}^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,6	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	-	-	-	-

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

Para el diseño de la transmisión por cadena se estudia el caso más crítico (Caso 2), donde se va toda la potencia por un solo ramal.

### 2.6.1 Cálculo del paso

La selección previa del paso de la cadena (de una hilera) de la transmisión se inicia tras calcular el paso por la expresión:

$$P = 4,5 \sqrt[3]{M_{T3}}$$

P: paso de la cadena

$M_{T3}$ : momento torsor del eje 3

$$P = 4,5 \sqrt[3]{43,06}$$

$$P = 15,77 \text{ mm}$$

El valor del paso más cercano (ver tabla 16) es  $P = 15,875 \text{ mm}$

Para fines constructivos y/o de disponibilidad de ruedas dentadas se trabajara con un paso ( $P = 31,75 \text{ mm}$ ).

### 2.6.2 Cálculo del número de dientes de la rueda conductora $Z_1$ y la rueda conducida $Z_2$

Se determinan los números de dientes de las ruedas conductora,  $z_1$  y conducida,  $z_2$ :

$$Z_1 = 22 - 2U$$

$$Z_1 = 22 - 2(1)$$

$$Z_1 = 20$$

$Z_1$ : Numero de dientes de la rueda conductora

U: Relación de transmisión de la cadena

$$Z_2 = Z_1 * U$$

$$Z_2 = 20 * 1$$

$$Z_2 = 20$$

### 2.6.3 Coeficiente de explotación

El coeficiente  $K_d$  tiene en cuenta el carácter dinámico de la carga, si la carga es suave  $K_d = 1$ ; para una distancia  $a = (30 \dots 50)P$   $K_a = 1$ ; para un ángulo de inclinación de la transmisión  $\psi \leq 45^\circ$   $K_{in} = 1$ ; para las transmisiones sin regulación de la posición de las ruedas  $K_{reg} = 1,25$ ; para una lubricación que no es regular  $K_{lub} = 1,5$ ; para operación en una sola jornada diaria  $K_{rég} = 1$ ; para trabajar bajo condiciones de temperatura de  $-25^\circ < T < 150^\circ$  se toma  $K_T = 1$

$$K_E = K_d * K_a * K_{in} * K_{reg} * K_{lub} * K_{rég} * K_T$$

$$K_E = 1 * 1 * 1 * 1,25 * 1,5 * 1 * 1$$

$$K_E = 1,87$$

Por cálculo, el coeficiente  $K_E < 3$ , entonces esto indica que las potencialidades de la transmisión se aprovechan suficientemente.

#### 2.6.4 Determinación del diámetro primitivo de la rueda

Se determina el diámetro primitivo de la rueda:

$$d_1 = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_1}\right)}$$

$$d_1 = \frac{31,75}{\text{sen}\frac{180}{20}} = 77,04\text{mm}$$

#### 2.6.5 Determinación de la fuerza circular en las ruedas

Se determina la fuerza circular en las ruedas:

$$F_T = \frac{M_{T3}}{d_1}$$

$$F_T = \frac{43,06 * 2 * 10^3}{77,04} = 1117,86 \text{ N}$$

#### 2.6.6 Determinación de la presión convencional en las articulaciones de la cadena

Se determina la presión convencional en las articulaciones de la cadena:

$$P = \frac{K_E * F_T}{A}$$

$$P = \frac{1,875 * 1117,86}{261\text{mm}^2} = 8,03 < [P]$$

$$[P] = 8,03$$

P: presión convencional

$K_E$ : coeficiente de explotación

A: área proyectada de la articulación  
( $A = 261\text{mm}^2$ )

$F_T$ : Fuerza circular en las ruedas

[P]: presión permisible

El área proyectada de la articulación se determina de la Tabla 17.

Tabla 17. Características de las cadenas de rodillos estándar alternativas, según el estándar ASME B29.1

Número de cadena	Paso $P$ , mm	Número de hileras	Carga de rotura $Q$ , N	Masa por unidad de longitud de la cadena $q$ , kg/m	Área de cálculo $A$ , mm <sup>2</sup>	Distancia entre placas internas $B_{in}$ , mm
25 - 1	6.35	1	3537	0.13	11	3.18
35 - 1	9.525	1	7982	0.31	27	4.78
41 - 1	12.70	1	6803	0.40	32	6.35
40 - 1	12.70	1	14172	0.64	44	7.92
50 - 1	15.88	1	22131	1.07	70	9.53
40 - 2	12.70	2	28344	1.28	88	7,92
60 - 1	19.05	1	31881	1.52	105	12.70
80 - 1	25.40	1	56688	2.68	178	15.88
100 - 1	31.75	1	88569	3.94	261	19.05
120 - 1	38.10	1	127547	5.95	392	25.40
140 - 1	44.45	1	173600	7.44	470	25.40
160 - 1	50.80	1	226750	10.12	642	31.75
180 - 1	57.15	1	286975	13.32	862	35.71
200 - 1	63.50	1	354297	16.44	1085	38.10
120 - 2	38.10	2	255094	11.79	784	25,40

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

### 2.6.7 Determinación de los diámetros de las circunferencias externas y ancho del diente de las ruedas

- Se determinan los diámetros de las circunferencias externas de las ruedas:

$$d_{a1} = P \cdot (0,5 + \text{ctg}180^\circ / z_1) = 31,75 \cdot (0,5 + \text{ctg}180^\circ / 20) = 80,07 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = P \cdot (0,5 + \text{ctg}180^\circ / z_2) = 31,75 \cdot (0,5 + \text{ctg}180^\circ / 20) = 80,07 \text{ mm}$$

- Se determina el ancho del diente de la rueda:

$$b_1 = 0,9 \cdot B_{in} - 0,15 = 0,9 \cdot 9,53 - 0,15 = 8,44 \text{ mm.}$$

$B_{in}$  Sacada de la tabla 17

### 2.6.8 Número de eslabones de la cadena

El número de eslabones se obtiene dividiendo la longitud de la cadena entre el paso. El número de eslabones  $W$  de la cadena depende de la distancia entre centros  $a$ , el paso  $P$  y el número de dientes de las ruedas  $z_1$  y  $z_2$ :

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{a}$$

Se calcula el número de eslabones de la cadena:

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a}{P} + \left[ \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right] \cdot \frac{P}{a} = \frac{20 + 20}{2} + \frac{2 \cdot 635}{31,75} + \left[ \frac{20 - 20}{2 \cdot \pi} \right] \cdot \frac{31,75}{635} = 60$$

El valor obtenido  $W$  se redondea hasta el número par cercano mayor. Un número par de eslabones de la cadena permite obviar los eslabones de transición al unir los extremos de la cadena.

Se puede tomar  $W = 60$

### 2.6.9 Distancias entre centros

La distancia entre centros (sin tener en cuenta la colgadura de la cadena) se determina a partir de la siguiente expresión, como la raíz mayor de la ecuación cuadrática:

$$a = \frac{P}{4} \cdot \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

La cadena debe tener cierta colgadura (flecha) para evitar las sobrecargas sobre la cadena y los ejes producidas por la fuerza de tensión y la fluctuación (batimiento) radial de las ruedas. Para esto la distancia entre centros se reduce en  $(0,002... 0,004)a$ .

Se corrige la distancia entre centros:

$$\begin{aligned} a^* &= \frac{P}{4} \cdot \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{31,75}{4} \cdot \left[ 60 - \frac{20 + 20}{2} + \sqrt{\left( 60 - \frac{20 + 20}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{20 - 20}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 635 \text{ mm} \end{aligned}$$

El valor obtenido lo reducimos en  $\Delta = 0,003 \cdot a^* = 1,905 \text{ mm}$ .

El valor definitivo de la distancia entre centros es:

$$a = a^* - \Delta = 636,905 \text{ mm}$$

### 2.6.10 Fuerza que actúa sobre los árboles

La fuerza que actúa sobre los árboles de la transmisión está dada por:

$$F_\Sigma = k_e \cdot F_t$$

Donde  $k_e$  es un coeficiente que depende del peso de la cadena; para la posición horizontal se toma  $k_e = 1,15$ ; para transmisiones verticales  $k_e = 1,05$ .

Entonces:

$$F_{\Sigma} = k_e \cdot F_t = 1,05 \cdot 1117,86 \text{ N} = 1173,75 \text{ N}.$$

## 2.7 DISEÑO DE LOS ÁRBOLES Y APOYOS

*Las formulas y teorías de estos cálculos fueron tomadas del Libro Diseño de elementos de máquinas [1] y las gráficas de Fuerza cortante, Momento flector y Deformaciones de deflexión se hicieron con ayuda del programa MD Solids.*

### 2.7.1 Análisis de fuerzas en los ejes

Se analizan los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores, momento flector total, momento torsor total y momento flector equivalente, con el fin de conocer los esfuerzos a los cuales está sometido el eje y con el esfuerzo mayor equivalente calculamos los diámetros de cada eje para evitar fallas.

## Reductor 1 (FAMA)

### EJE DE ENTRADA FAMA (EJE 2)

$$F_{\Sigma} = 306 \text{ N}$$

$$F_t = 259,14 \text{ N}$$

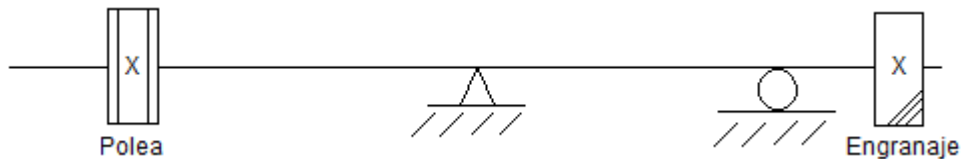
$$F_r = 100,37 \text{ N}$$

$$F_{\alpha} = 94,32 \text{ N}$$

$$r = 8 \text{ mm}$$

$$M_{\alpha} = 94,32 \text{ N} \times 8 \text{ mm} = 754,56 \text{ Nmm}$$

Figura 26. Esquema cinemático eje entrada FAMA



Donde:

$$P_1 = 306 \text{ N}$$

$$P_2 = 100,37 \text{ N}$$

$$M_1 = 754,56 \text{ Nmm}$$

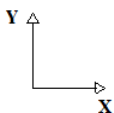


Figura 27. Diagrama de fuerzas eje 2 (XY)

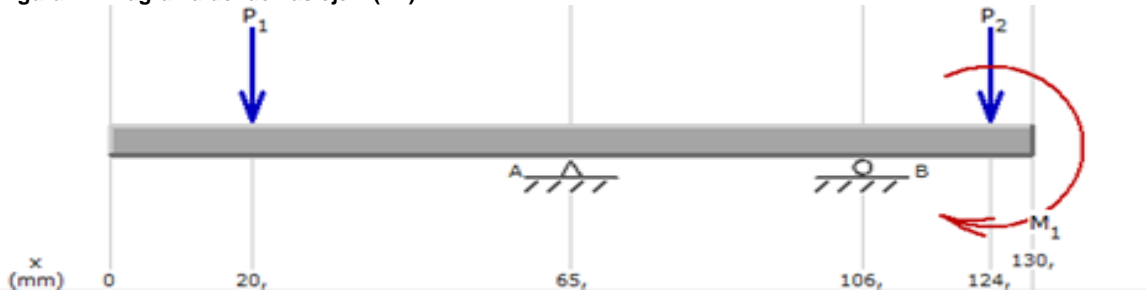


Figura 28. Diagrama de fuerzas cortantes eje 2 (XY)

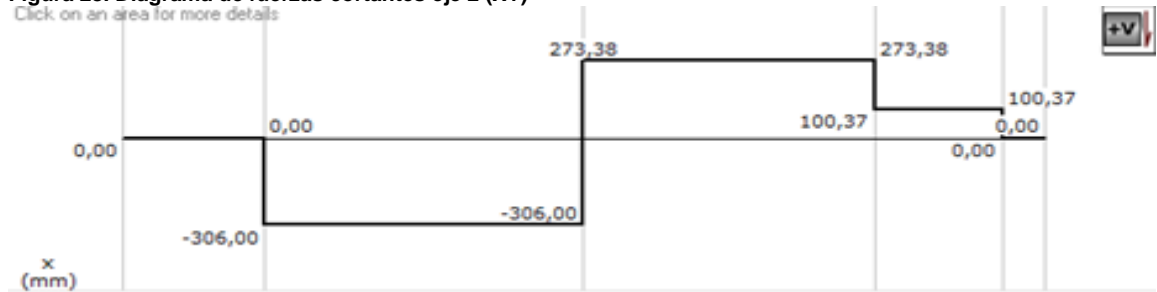
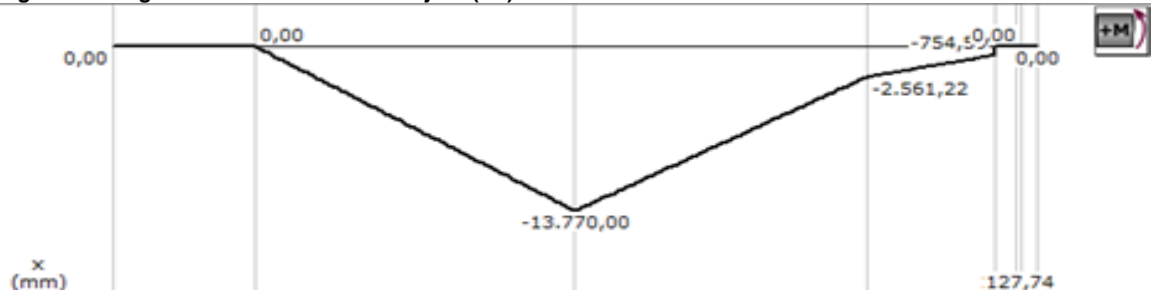


Figura 29. Diagrama de momento flector eje 2 (XY)



Donde:  $P_1 = 259,14$  N

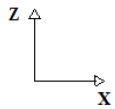


Figura 30. Diagrama de fuerzas eje 2 (XZ)

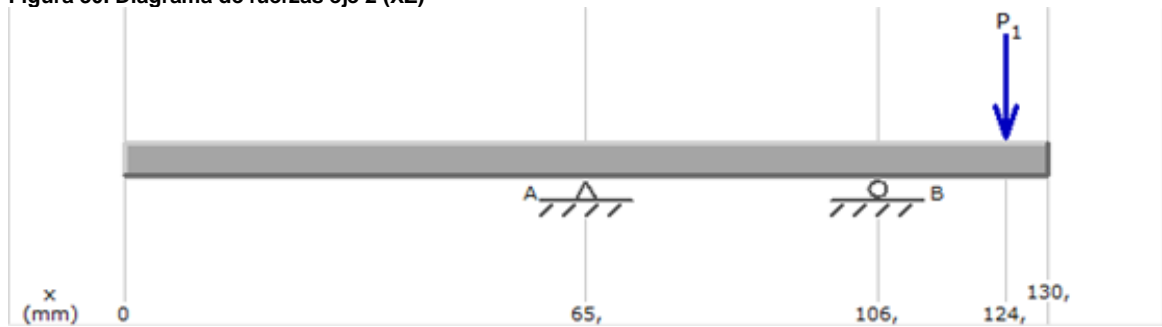


Figura 31. Diagrama de fuerzas cortantes eje 2 (XZ)

Click on an area for more details

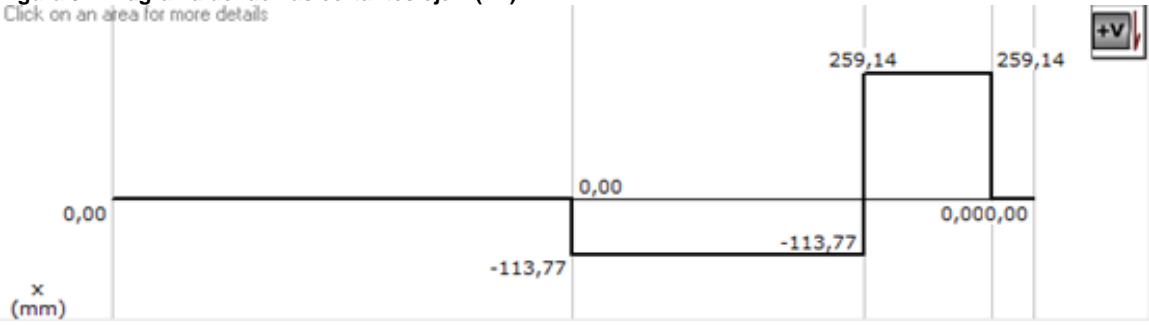


Figura 32. Diagrama de momento flector eje 2 (XZ)

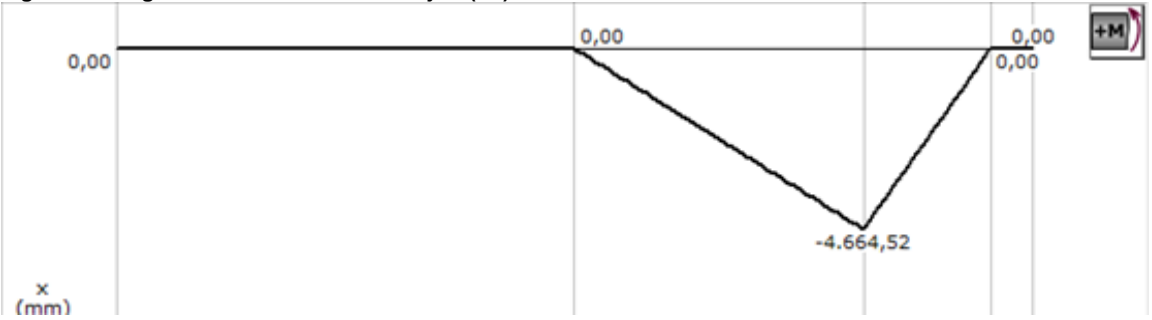


Figura 33. Momento flector total eje 2 (XY, XZ)

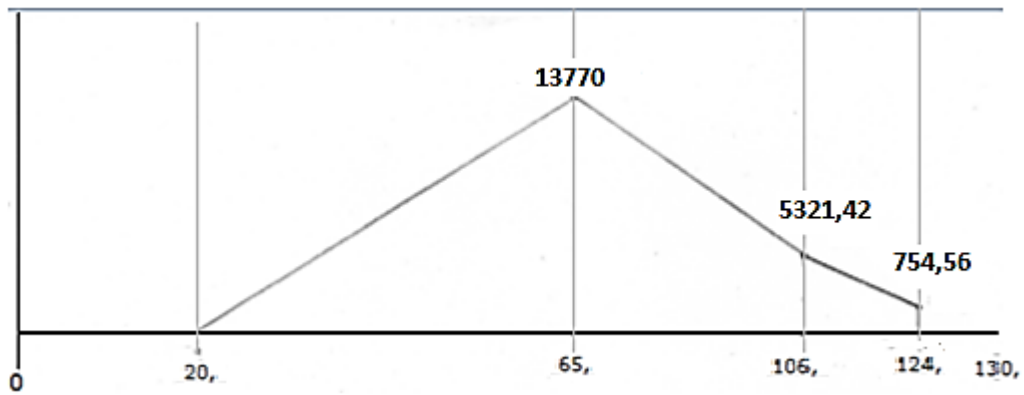


Figura 34. Momento torsor total eje 2

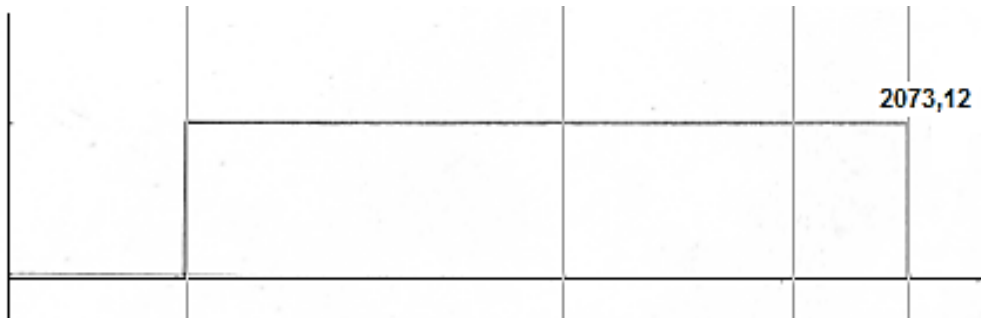
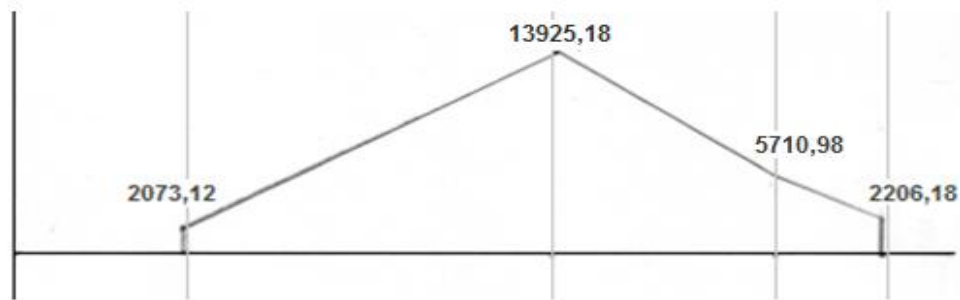




Figura 35. Momento equivalente eje 2



**EJE DE INTERMEDIO FAMA (EJE 3)**

$F_{aa} = 94,35 \text{ N}$

$F_{ra} = 100,41 \text{ N}$

$F_{ta} = 259,23 \text{ N}$

$r = 48 \text{ mm}$

$M_{aa} = 94,35 \times 48 = 4528,8 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$F_{rb} = 370,13 \text{ N}$

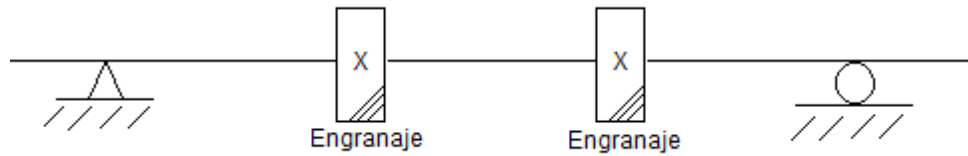
$F_{ab} = 347,81 \text{ N}$

$F_{tb} = 955,61 \text{ N}$

$r = 14,25 \text{ mm}$

$M_{ab} = 347,81 \times 14,25 = 4956,29 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Figura 36. Esquema cinemático eje intermedio FAMA



Donde:

$P_1 = 100,44 \text{ N}$

$P_2 = 370,13 \text{ N}$

$M_1 = 4528,8 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$M_2 = 4956,29 \text{ N}\cdot\text{mm}$

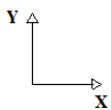


Figura 37. Diagrama de fuerzas eje 3 (XY)

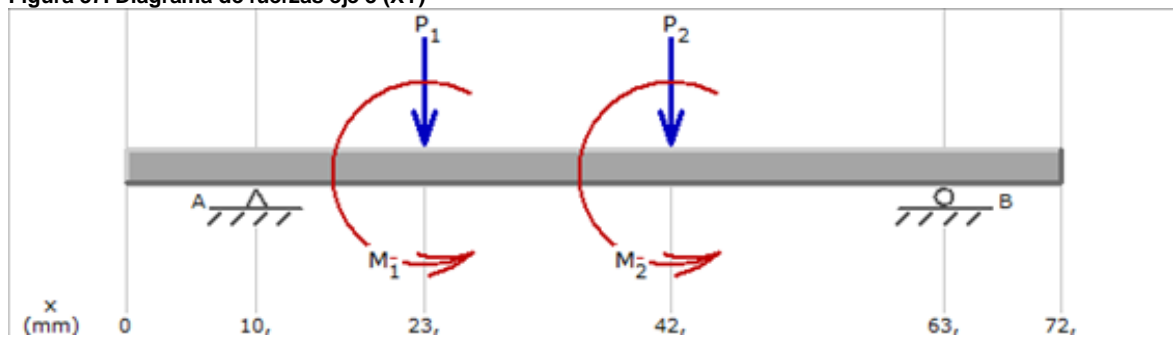


Figura 38. Diagrama de fuerzas cortantes eje 3 (XY)

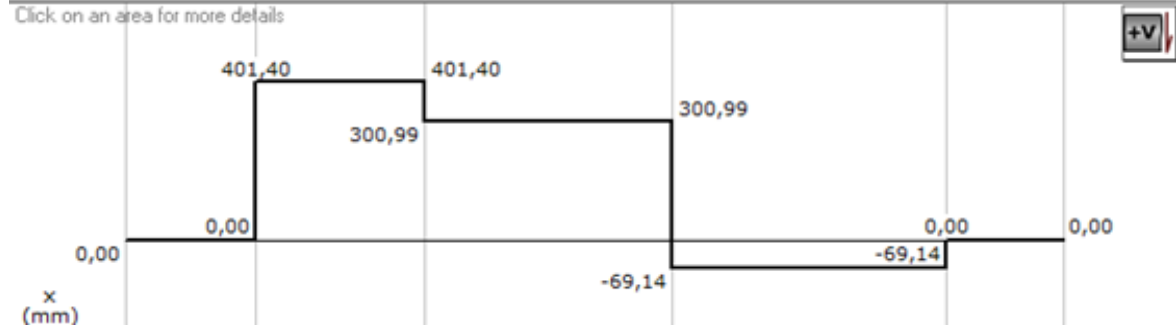
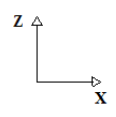
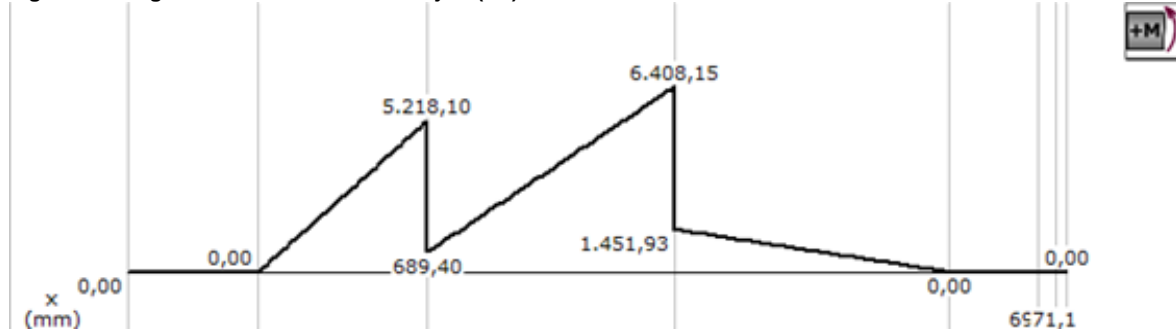


Figura 39. Diagrama de momento flector eje 3 (XY)



Donde:  $P_1 = 259,23\text{N}$        $P_2 = 955,61\text{N}$

Figura 40. Diagrama de fuerzas eje 3 (XZ)

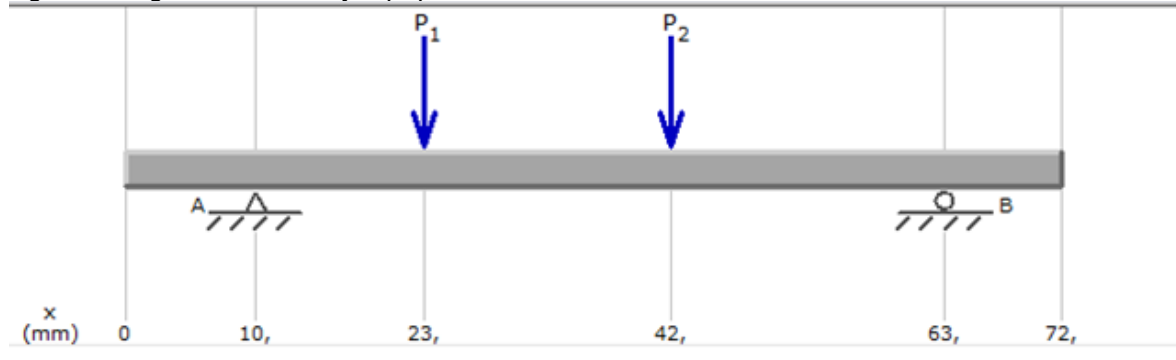


Figura 41. Diagrama de fuerzas cortantes eje 3 (XZ)

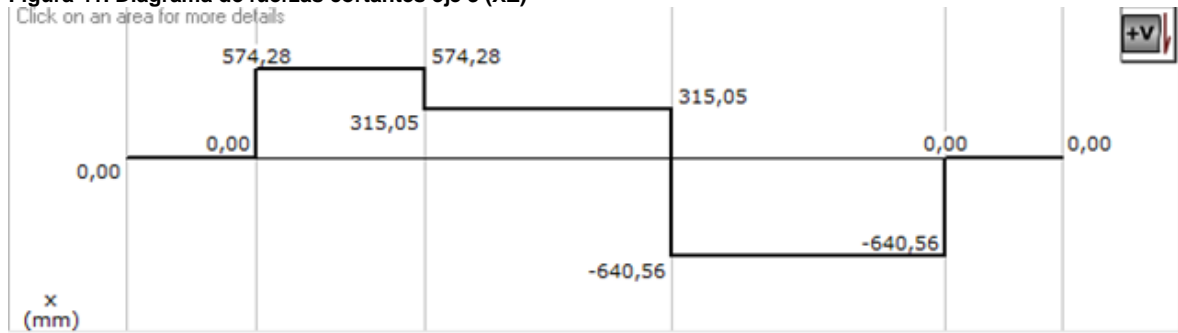


Figura 42. Diagrama de momento flector eje 3 (XZ)

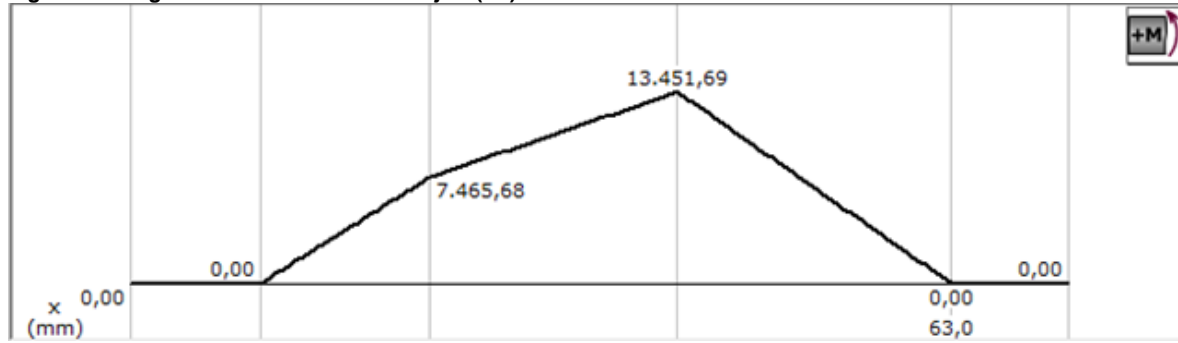


Figura 43. Momento flector total eje 3 (XY, XZ)

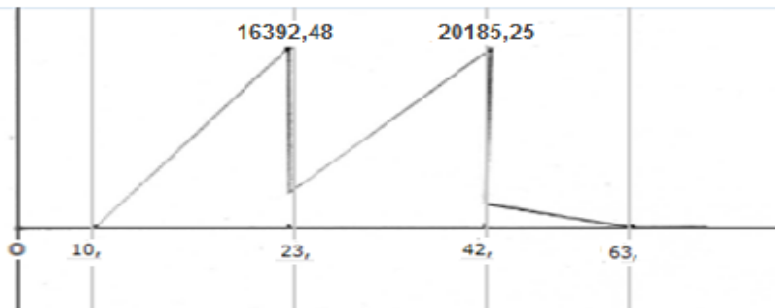


Figura 44. Momento torsor total eje 3

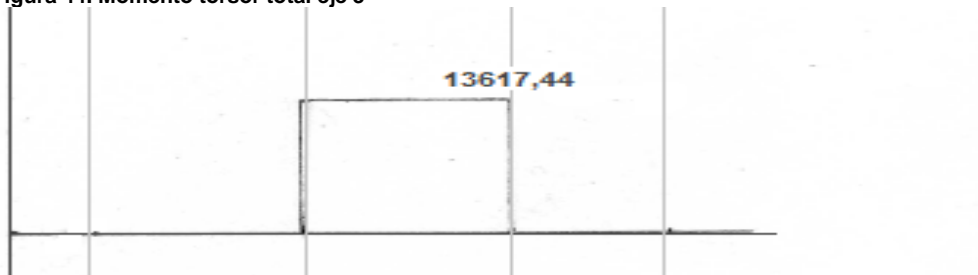


Figura 45. Momento equivalente eje 3



**EJE DE SALIDA FAMA (EJE 4)**

$F_t = 955,55 \text{ N}$

$F_{\Sigma} = 1173,753 \text{ N}$

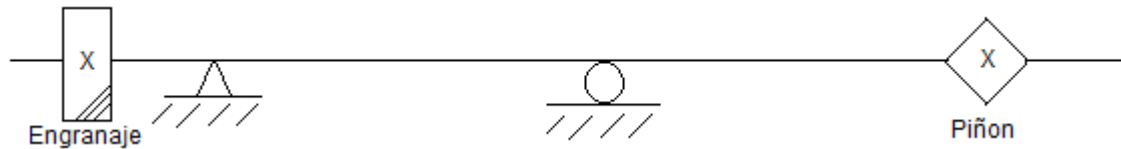
$F_a = 347,79 \text{ N}$

$F_r = 370,11 \text{ N}$

$r = 46,5 \text{ mm}$

$M_a = 347,79 \times 46,5 = 16172,75 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Figura 46. Esquema cinámico eje salida FAMA



Donde:

$P_1 = 370,11 \text{ N}$      $P_2 = 1173,75 \text{ N}$      $M_1 = 16172,75 \text{ Nmm}$

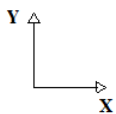


Figura 47. Diagrama de fuerzas eje 4 (XY)

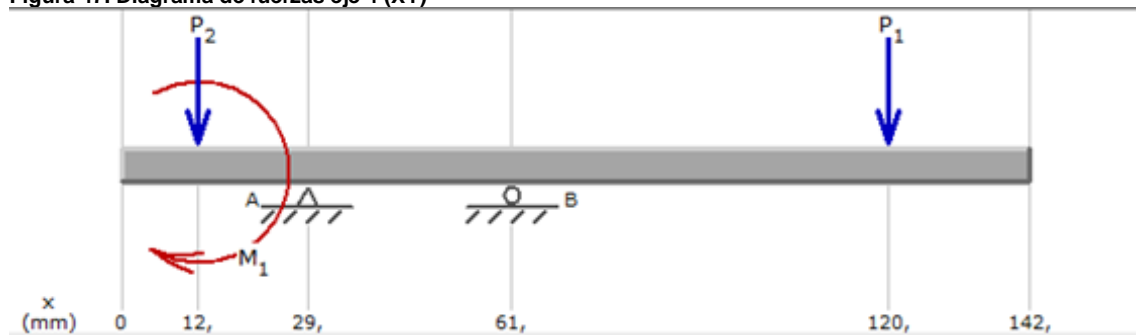


Figura 48. Diagrama de fuerzas cortantes eje 4 (XY)

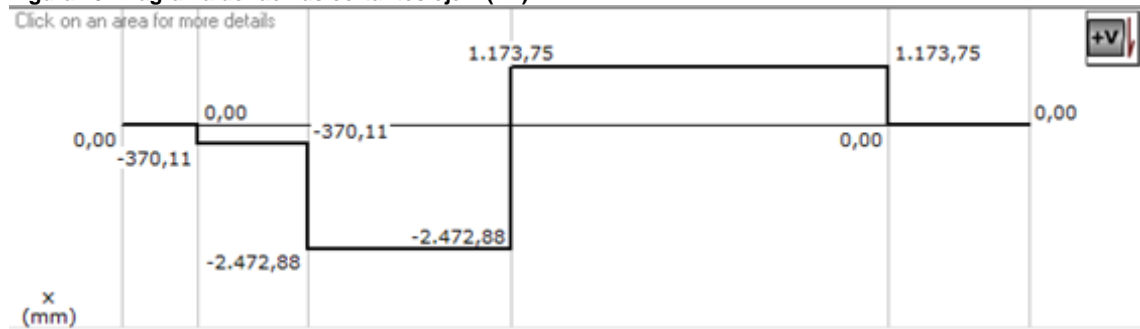
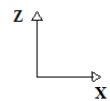
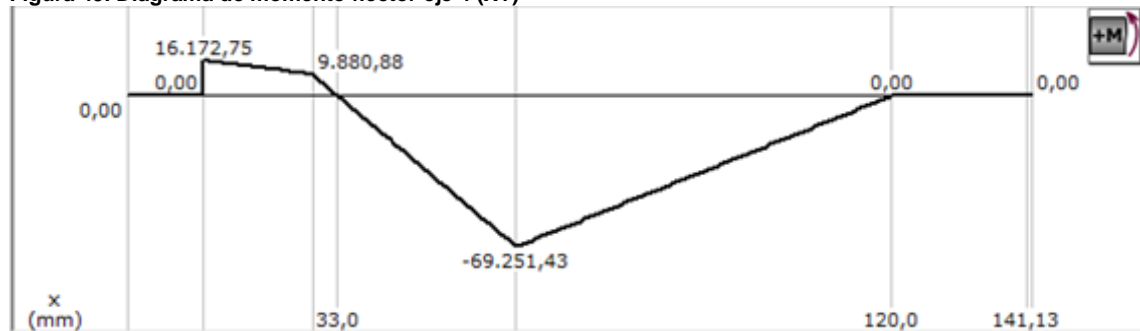


Figura 49. Diagrama de momento flector eje 4 (XY)



Donde:  $P_1=955,55\text{N}$

Figura 50. Diagrama de fuerzas eje 4 (XZ)

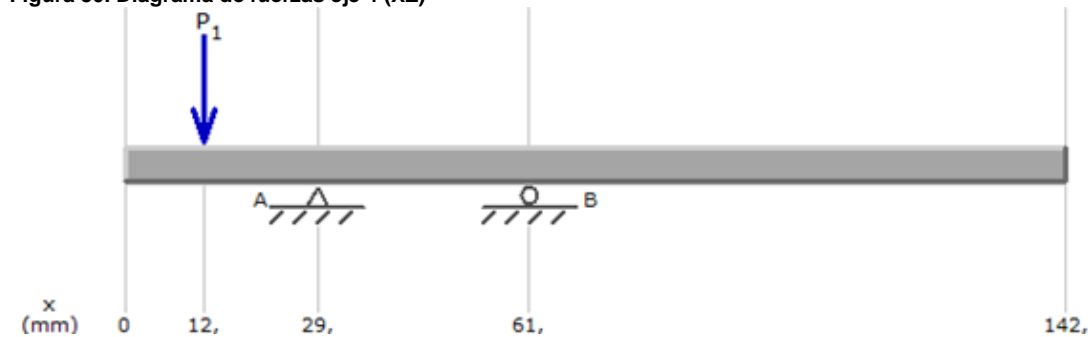


Figura 51. Diagrama de fuerzas cortantes eje 4 (XZ)

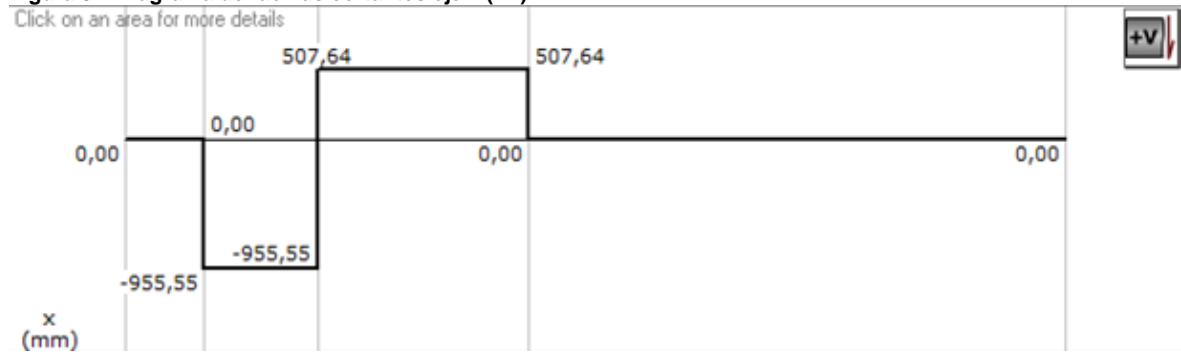


Figura 52. Diagrama de momento flector eje 4 (XZ)

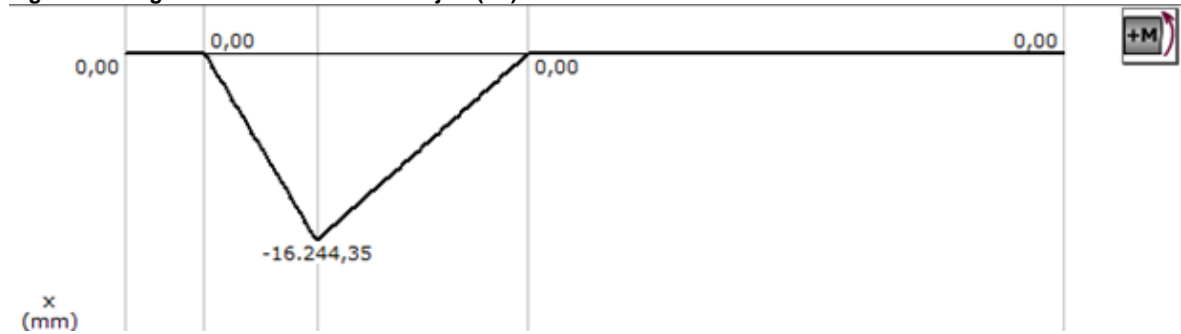


Figura 53. Momento flector total eje 4 (XY, XZ)

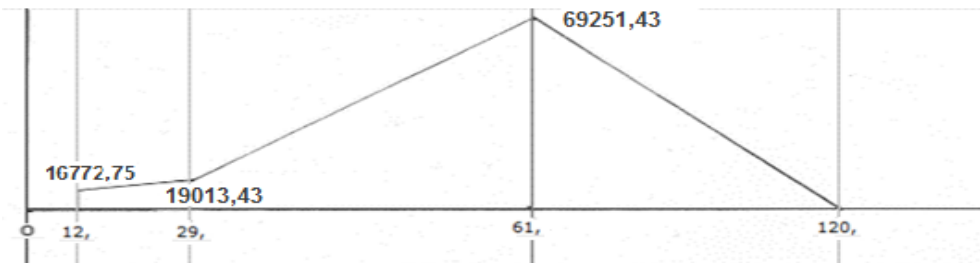


Figura 54. Momento torsor total eje 4

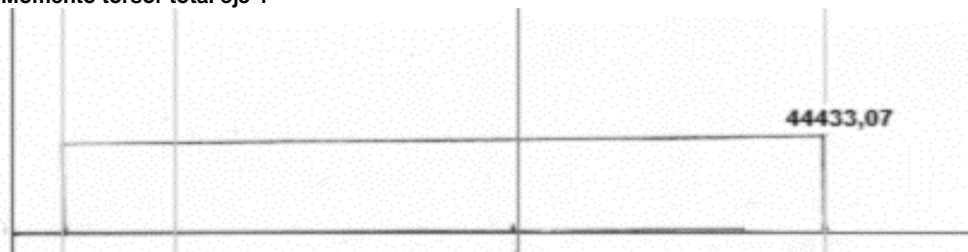
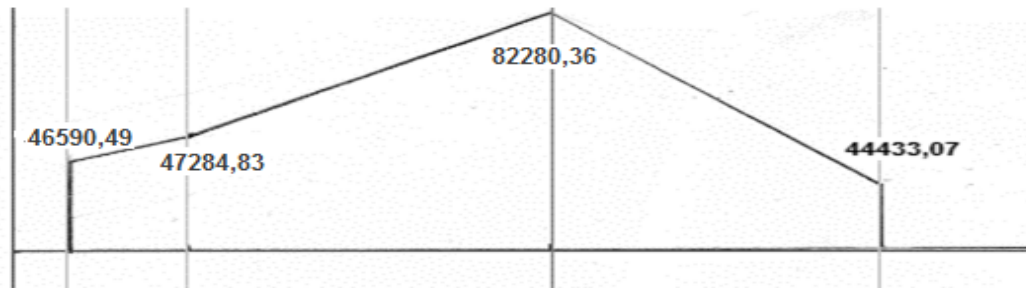


Figura 55. Momento equivalente eje 4

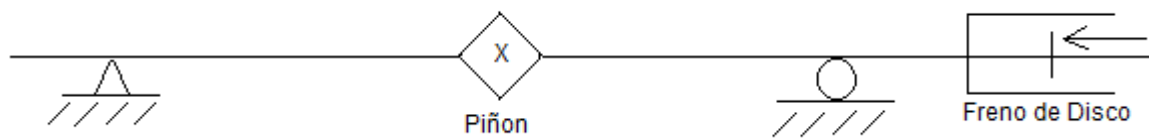


Eje 5

EJE FABRICADO (EJE 5)

$F\Sigma = 1173,75N$

Figura 56. Esquema cinemático eje 5



Donde=

$P_1 = 1173,75N$

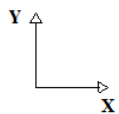


Figura 57. Diagrama de fuerzas eje 5 (XY)

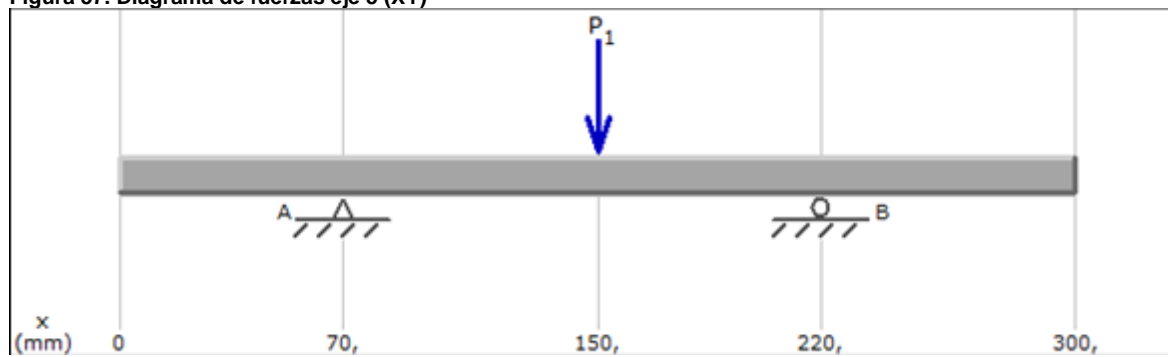


Figura 58. Diagrama de fuerzas cortantes eje 5 (XY)

Click on an area for more details

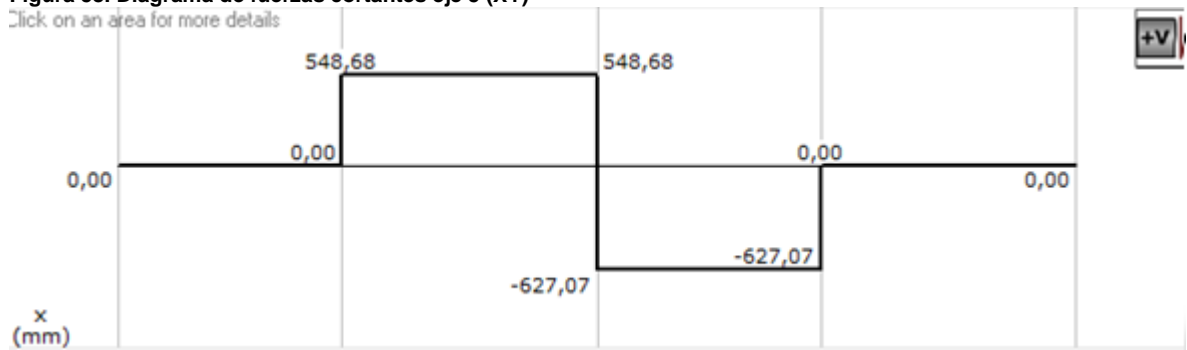


Figura 59. Diagrama de momento flector eje 5 (XY)

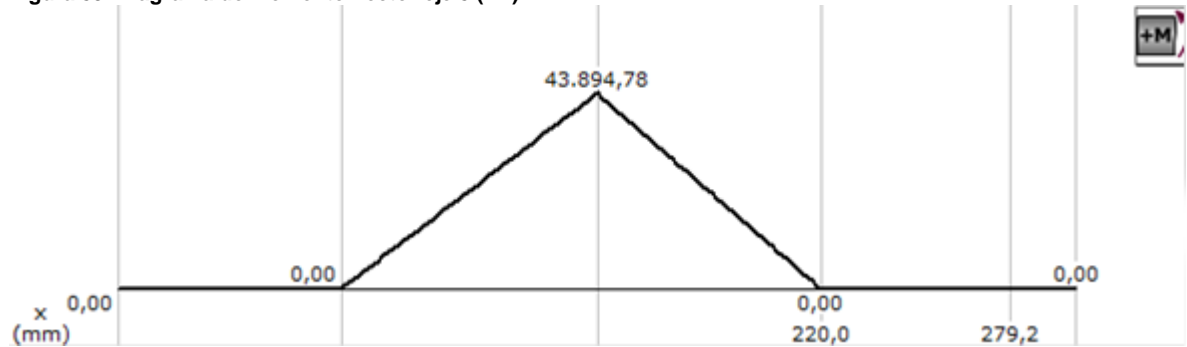
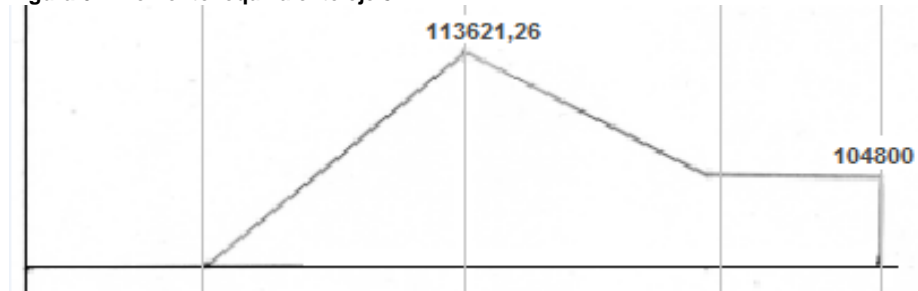


Figura 60. Momento torsor total eje 5



Figura 61. Momento equivalente eje 5



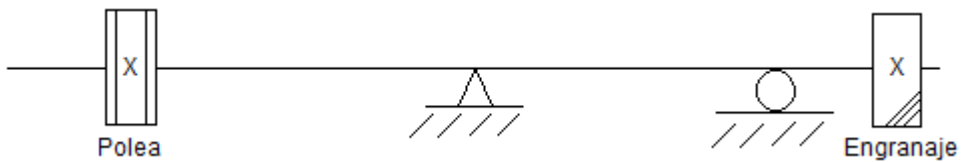


## Reductor 2 (SEW)

### EJE DE ENTRADA SEW (EJE 6)

$$\begin{aligned}
 F_a &= 514,61N & F_t &= 537,67N \\
 F_r &= 547,63N & r &= 18,125mm \\
 F_{\Sigma} &= 306N & M_a &= 514,61N \times 18,125mm = 9327,30Nmm
 \end{aligned}$$

Figura 62. Esquema cinemático eje entrada SEW



Donde=  $P_1 = 306N$                        $P_2 = 547,63N$                        $M_1 = 9327,3Nmm$

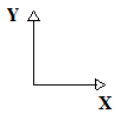


Figura 63. Diagrama de fuerzas eje 6 (XY)

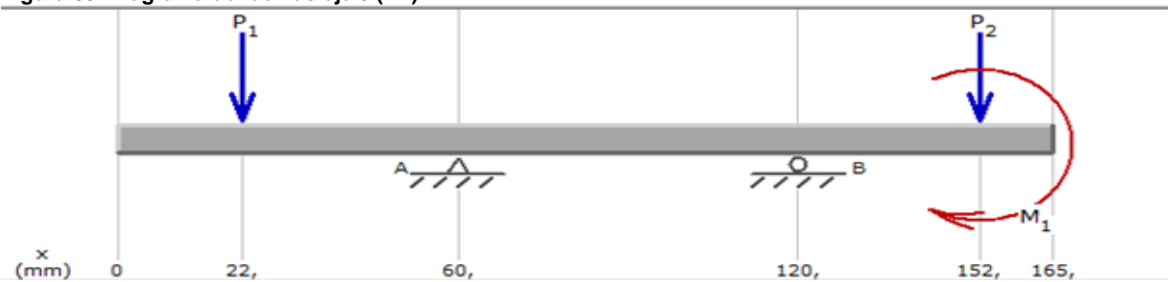


Figura 64. Diagrama de fuerzas cortantes eje 6 (XY)

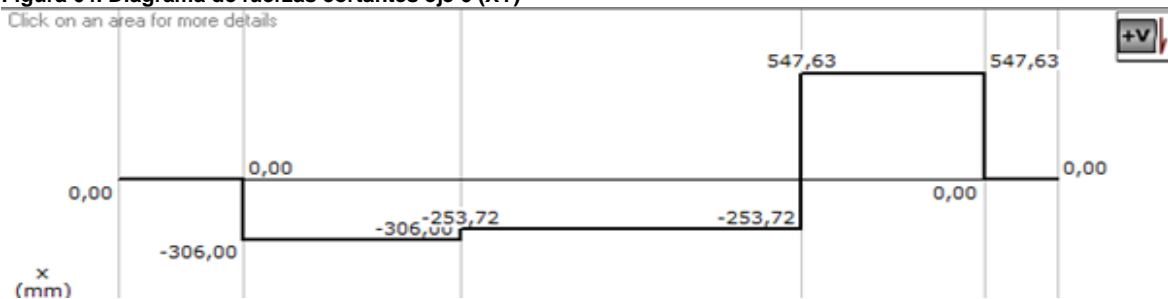
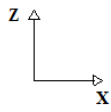
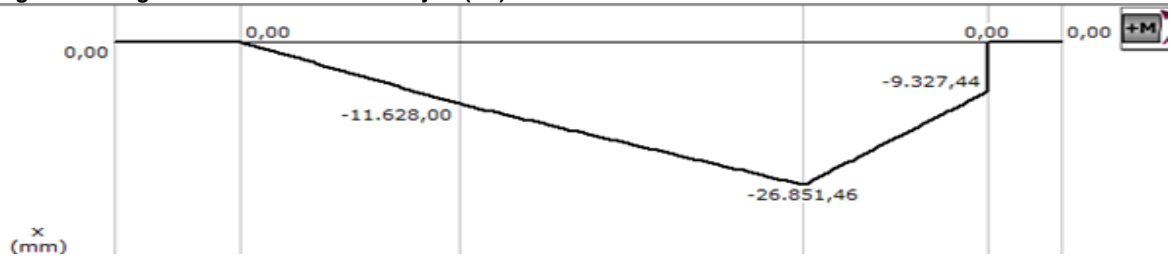


Figura 65. Diagrama de momento flector eje 6 (XY)



Donde:  $P_1 = 1413,87$

Figura 66. Diagrama de fuerzas eje 6 (XZ)

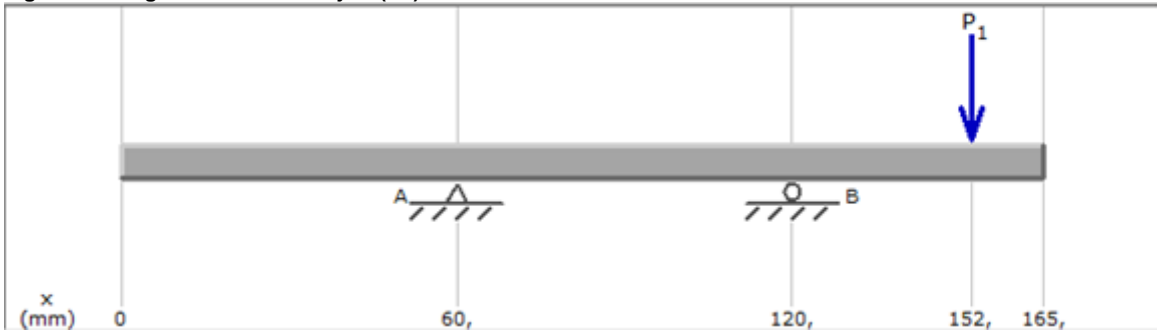


Figura 67. Diagrama de fuerzas cortantes eje 6 (XZ)

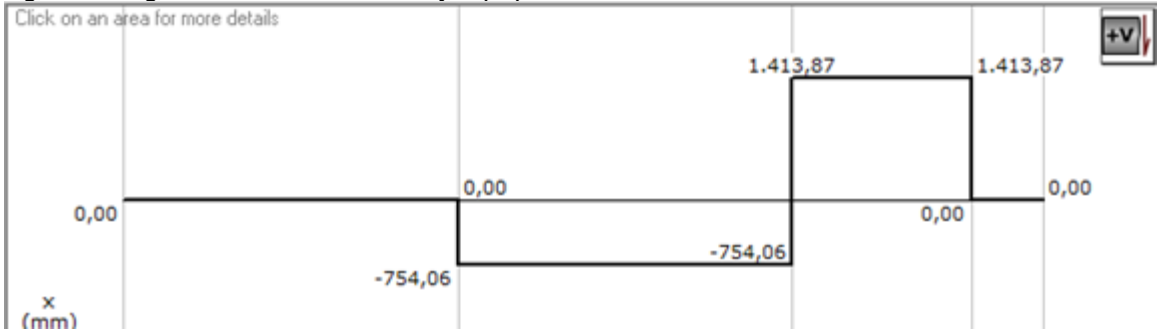


Figura 68. Diagrama de momento flector eje 6 (XZ)

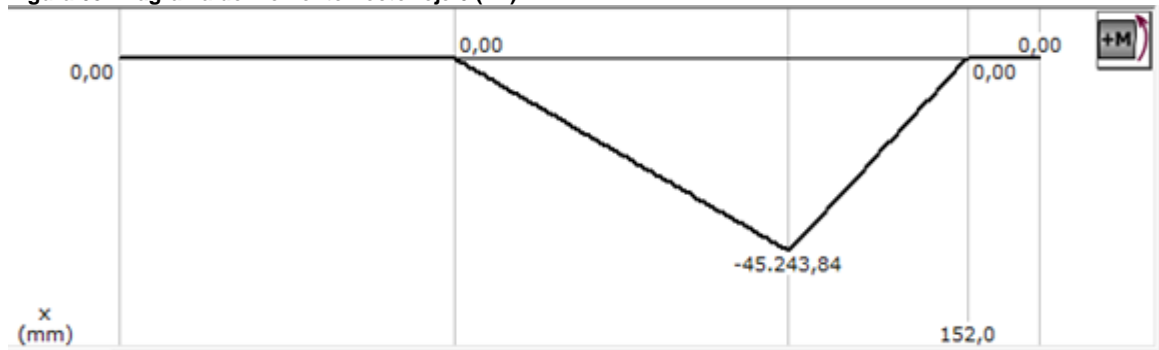


Figura 69. Momento flector total eje 6 (XY, XZ)

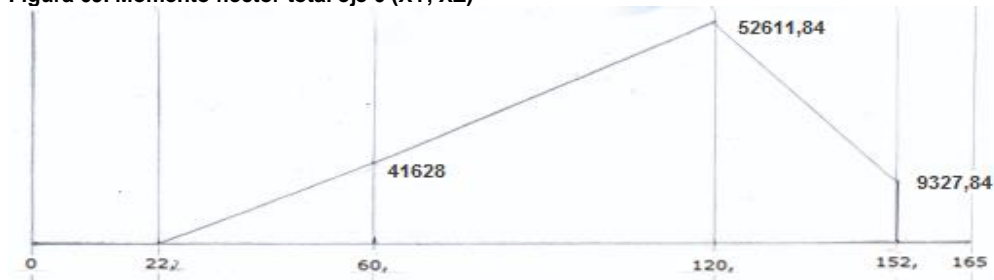


Figura 70. Momento torsor total eje 6

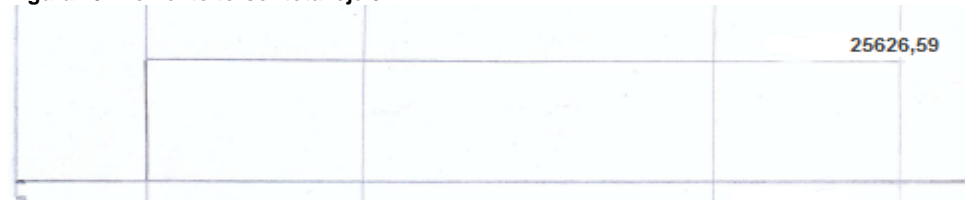
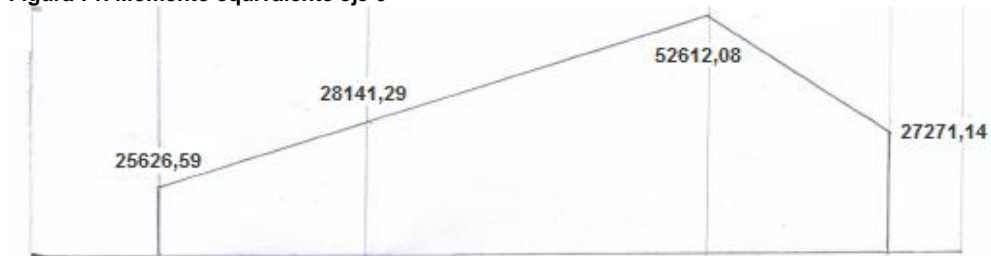


Figura 71. Momento equivalente eje 6



### EJE DE INTERMEDIO SEW (EJE 7)

$$F_{ta} = 1324,98N$$

$$F_{aa} = 482,25N$$

$$F_{ra} = 513,20N$$

$$r_a = 35mm$$

$$M_{aa} = 16878,75Nmm$$

$$F_{tb} = 537,67N$$

$$F_{ab} = 195,60N$$

$$F_{rb} = 208,25N$$

$$r_b = 8,75mm$$

$$M_{ab} = 1711,5Nmm$$

Figura 72. Esquema cinemático eje intermedio SEW



Donde:  $P_1=513,20\text{N}$        $P_2=208,25\text{N}$        $M_1=16878,75\text{Nmm}$        $M_2=1711,5\text{Nmm}$

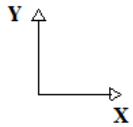


Figura 73. Diagrama de fuerzas eje 7 (XY)

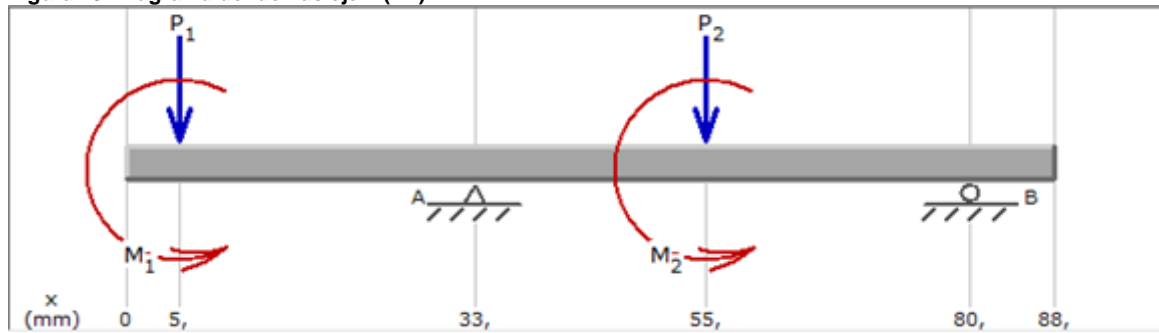


Figura 74. Diagrama de fuerzas cortantes eje 7 (XY)

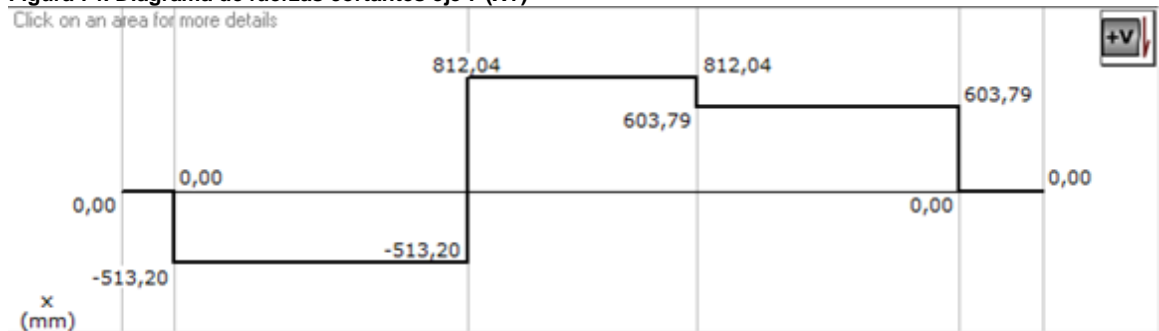
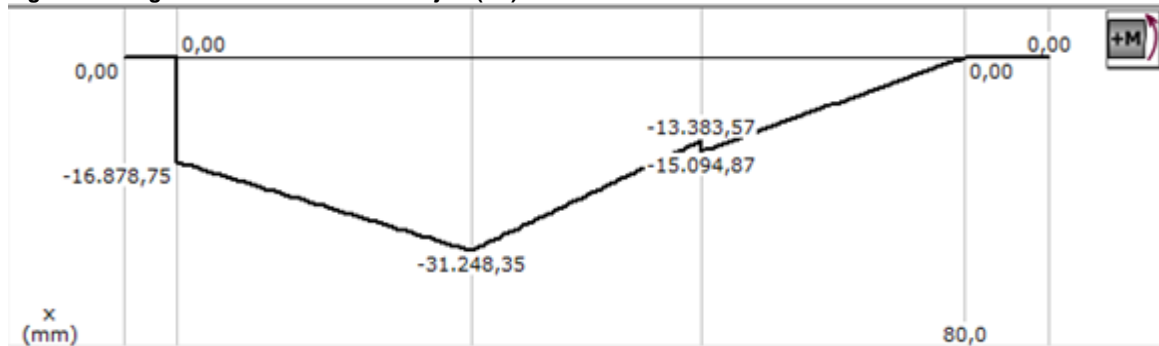


Figura 75. Diagrama de momento flector eje 7 (XY)



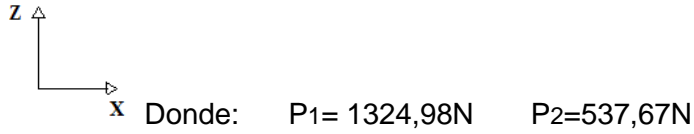


Figura 76. Diagrama de fuerzas eje 7 (XZ)

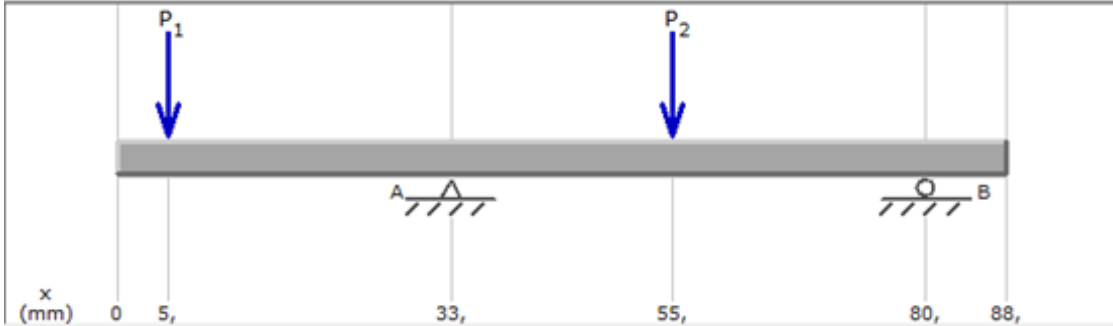


Figura 77. Diagrama de fuerzas cortantes eje 7 (XZ)

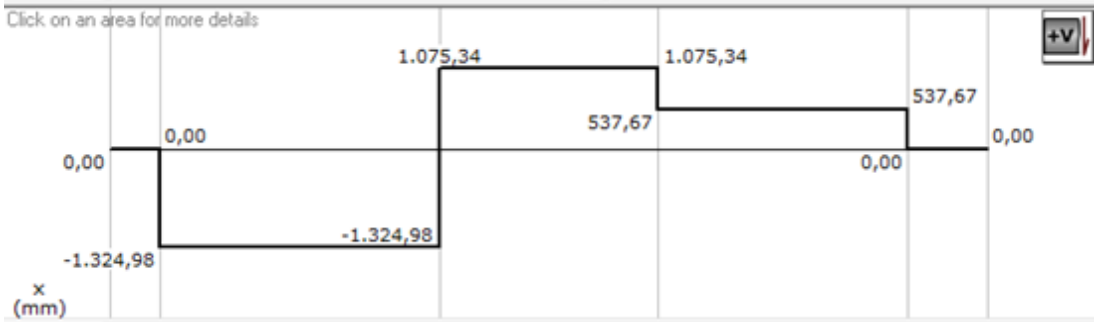


Figura 78. Diagrama de momento flector eje 7 (XZ)

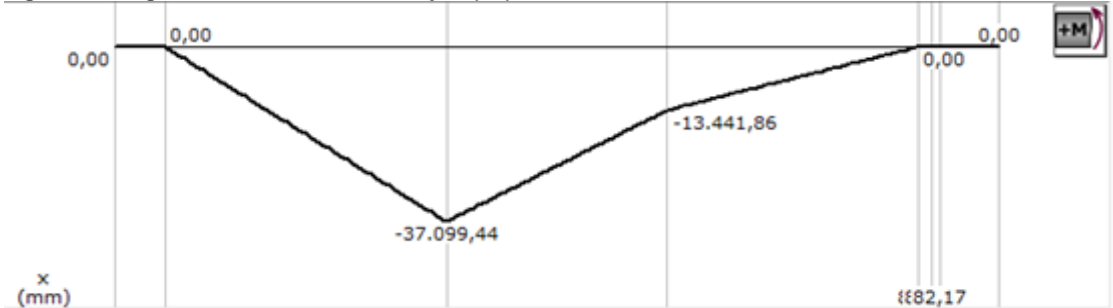


Figura 79. Momento flector total eje 7 (XY, XZ)

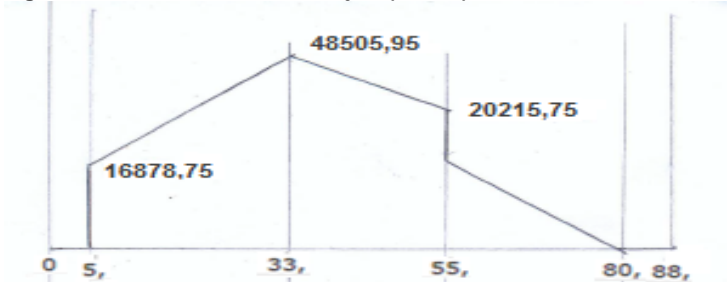
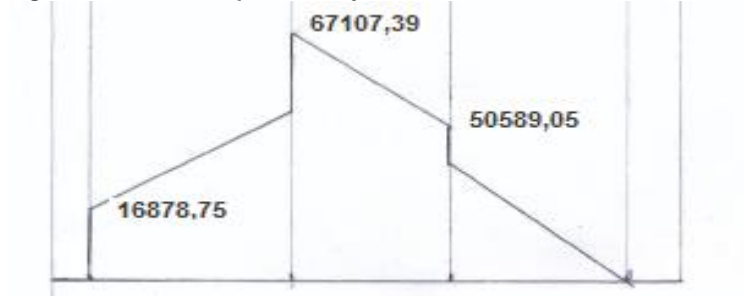


Figura 80. Momento torsor total eje 7



Figura 81. Momento equivalente eje 7



### EJE DE SALIDA SEW (EJE 8)

$$F_t = 537,67 \text{ N}$$

$$F_a = 195,69 \text{ N}$$

$$F_r = 208,25 \text{ N}$$

$$r = 45,62 \text{ mm}$$

$$M_a = 8928,35 \text{ Nmm}$$

Figura 82. Esquema cinemático eje salida SEW

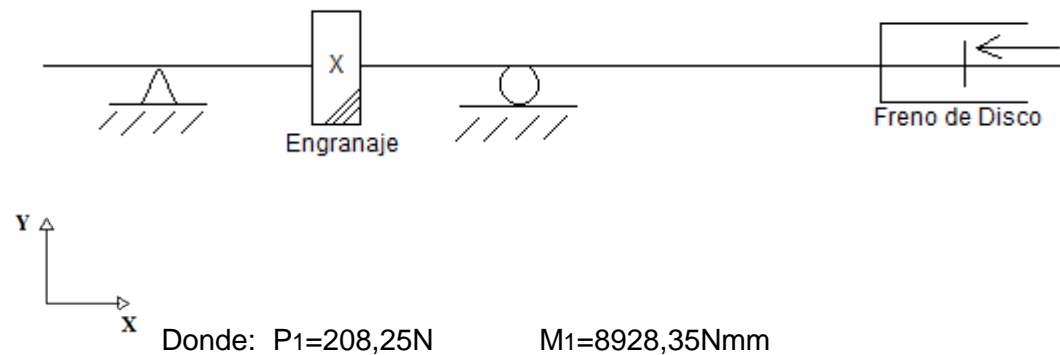


Figura 83. Diagrama de fuerzas eje 8 (XY)

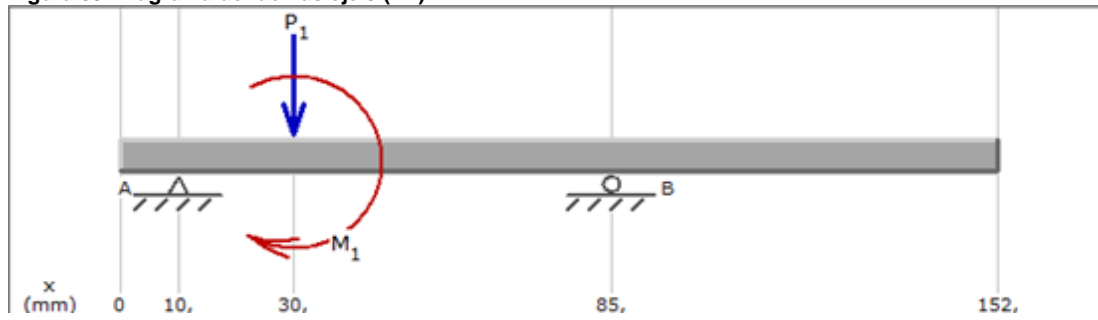


Figura 84. Diagrama de fuerzas cortantes eje 8 (XY)

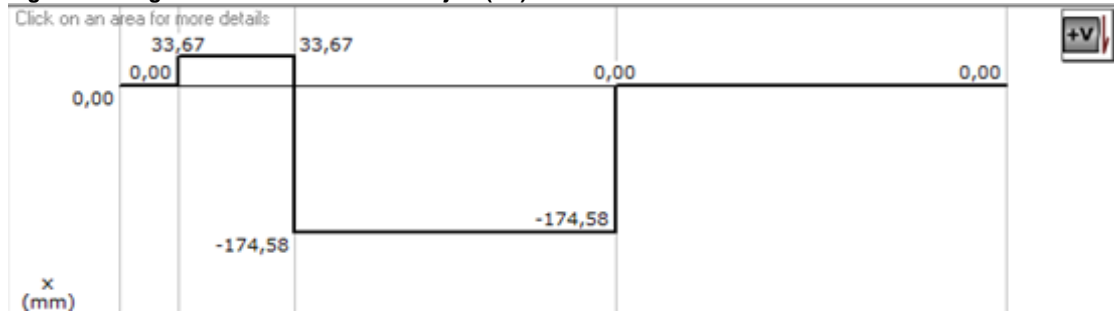
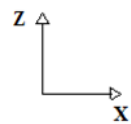
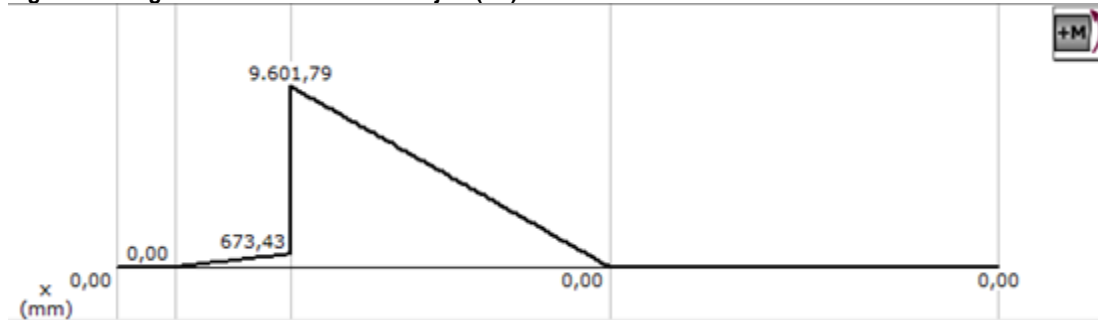


Figura 85. Diagrama de momento flector eje 8 (XY)



Donde:  $P_1=537,67\text{N}$

Figura 86. Diagrama de fuerzas eje 8 (XZ)

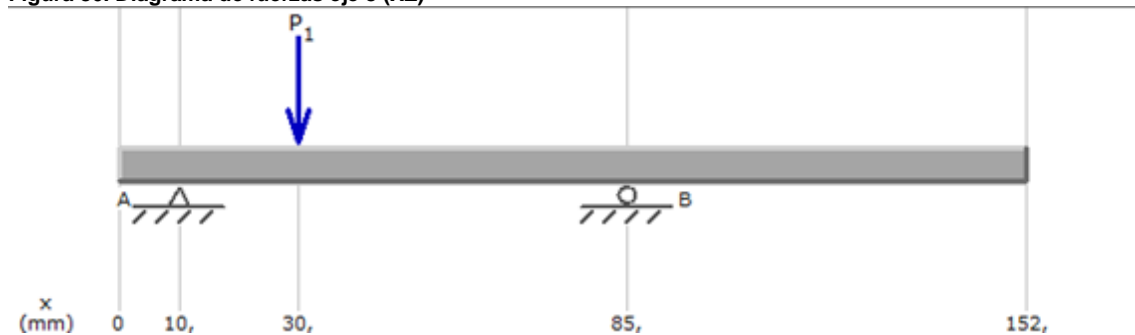


Figura 87. Diagrama de fuerzas cortantes eje 8 (XZ)

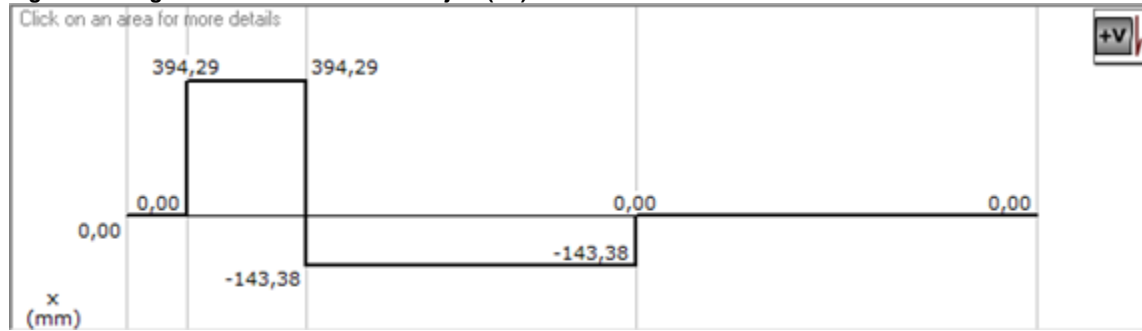


Figura 88. Diagrama de momento flector eje 8 (XZ)

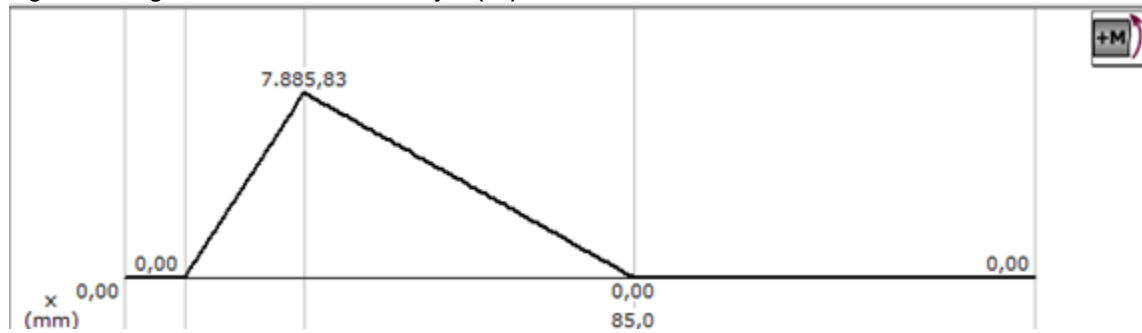


Figura 89. Momento flector total eje 8 (XY, XZ)

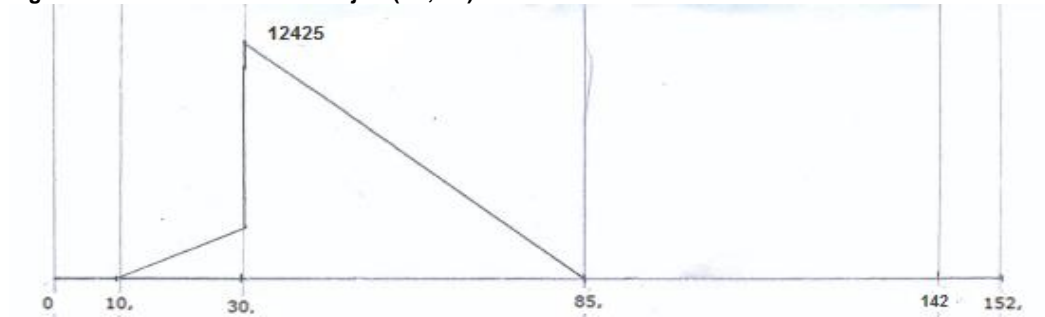


Figura 90. Momento torsor total eje 8

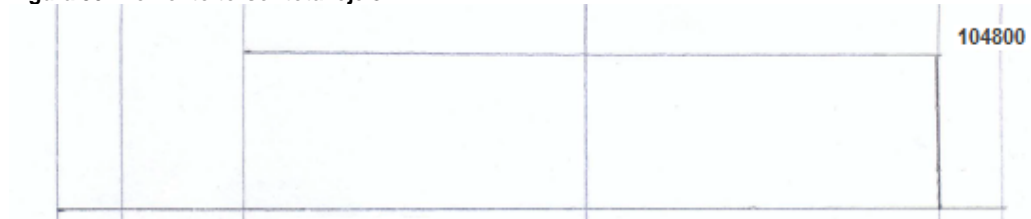
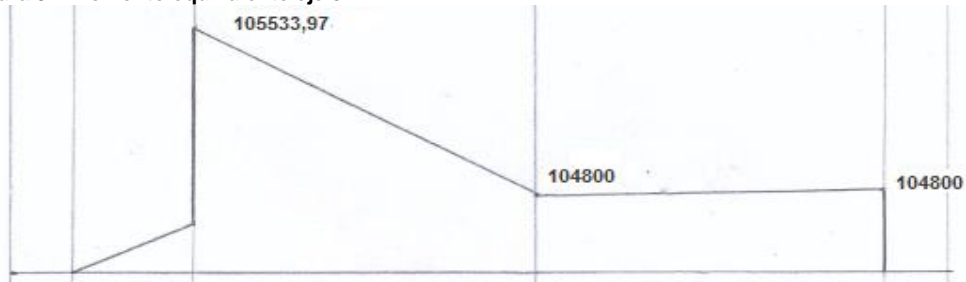




Figura 91. Momento equivalente eje 8



### 2.7.2 Cálculo de coeficiente de longevidad en horas (LH)

$$L_h = 365 * 8 * L_a * K_a * K_d$$

SIENDO

$$L_a = 10 \text{ años}$$

$$K_a = \frac{\text{días}}{365} = \frac{25 * 12}{365} = 0,82$$

$$K_d = \frac{5}{8} = 0,62$$

$$L_h = 365 * 8 * 10 * 0,82 * 0,625$$

$$L_h = 14965$$

### 2.7.3 Cálculo del número de ciclos de carga

$$N_{\Sigma} = 60 * L_h * \eta$$

$$\eta = RPM$$

#### REDUCTOR 1

$$N_{\Sigma 2} = 60 * 14965 * 1590 = 1427,66 * 10^6$$

$$N_{\Sigma 3} = 60 * 14965 * 236,80 = 212,62 * 10^6$$

$$N_{\Sigma 4} = 60 * 14965 * 67,10 = 60,24 * 10^6$$

$$N_{\Sigma 5} = 60 * 14965 * 67,10 = 60,24 * 10^6$$

## REDUCTOR 2

$$N_{\Sigma 6} = 60 * 14965 * 795 = 713,83 * 10^6$$

$$N_{\Sigma 7} = 60 * 14965 * 134,367 = 120,64 * 10^6$$

$$N_{\Sigma 8} = 60 * 14965 * 67,18 = 60,32 * 10^6$$

### 2.7.4 Cálculo de número equivalente de ciclos (NE)

$$N_E = N_{\Sigma} * (1^m * 0,2 + 0,75^m * 0,5 + 0,2^m * 0,3)$$

m = Exponente a la curva de fatiga (m=9)

$$N_{E2} = 1427,66 * 10^6 [(1^9 * 0,2) + (0,75^9 * 0,5) + (0,2^9 * 0,3)] = 339,12 * 10^6$$

$$N_{E3} = 212,62 * 10^6 [(1^9 * 0,2) + (0,75^9 * 0,5) + (0,2^9 * 0,3)] = 50,50 * 10^6$$

$$N_{E4} = 60,24 * 10^6 [(1^9 * 0,2) + (0,75^9 * 0,5) + (0,2^9 * 0,3)] = 14,30 * 10^6$$

$$N_{E5} = 60,24 * 10^6 [(1^9 * 0,2) + (0,75^9 * 0,5) + (0,2^9 * 0,3)] = 14,30 * 10^6$$

$$N_{E6} = 713,83 * 10^6 [(1^9 * 0,2) + (0,75^9 * 0,5) + (0,2^9 * 0,3)] = 169,56 * 10^6$$

$$N_{E7} = 120,648 * 10^6 [(1^9 * 0,2) + (0,75^9 * 0,5) + (0,2^9 * 0,3)] = 28,65 * 10^6$$

$$N_{E8} = 60,32 * 10^6 [(1^9 * 0,2) + (0,75^9 * 0,5) + (0,2^9 * 0,3)] = 14,32 * 10^6$$

### 2.7.5 Cálculo del coeficiente de longevidad KL

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_O}{N_E}}$$

$N_O = 5 * 10^7$  Para diámetros D > 50mm

$5 * 10^6$  Para diámetros D < 40... 50mm

$$K_{L2} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{339,12 * 10^6}} = 0,62$$

$$K_{L3} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{50,50 * 10^6}} = 0,77$$

$$K_{L4} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{14,30 * 10^6}} = 0,88$$

$$K_{L5} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{14,30 * 10^6}} = 0,88$$

$$K_{L6} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{169,56 * 10^6}} = 0,67$$

$$K_{L7} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{28,65 * 10^6}} = 0,82$$

$$K_{L8} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{14,32 * 10^6}} = 0,88$$

### 2.7.6 Selección del material

Acero 1045 tomado de la tabla 18

$$\sigma_u = 640 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_Y = 360 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{-1} = 270 \text{ Mpa}$$

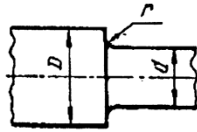
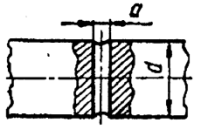
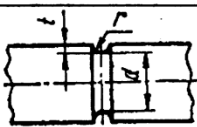
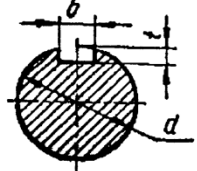
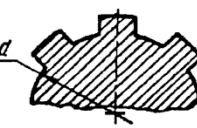
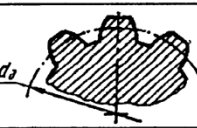

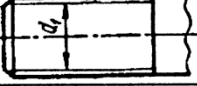
$$\tau_{-1} = 160 \text{ Mpa}$$

Tabla 18. Propiedades de algunos aceros

MARCA DEL ACERO	$\sigma_u$	$\sigma_y$	$\sigma_{IF} (S'_n)$	$\tau_{-1}$	$\delta_s, \%$	Tratamiento térmico (°C) y medio de enfriamiento	
	MPa					Temple	Revenido
1008	340 ... 420	210	--	--	34	--	--
1010	360 ... 450	220	--	--	32	--	--
1015	400 ... 490	240	170 ... 220	100 ... 130	29	--	--
1020	440 ... 540	260	--	--	26	--	--
1030	520 ... 620	300	220 ... 300	130 ... 180	22	--	--
1035	560 ... 660	320	230 ... 320	140 ... 190	21	--	--
1040	600 ... 720	340	250 ... 310	150 ... 200	19		
1040	680 ... 800	420	--	--	16	830 - 850, agua, aceite	530 - 620, aire
1045	640 ... 760	360	270 ... 350	160 ... 210	17	--	--
1045	700 ... 850	440	--	--	16	830 - 850, agua, aceite	530 - 620, aire
5160 (DIN 60Cr4)	1170	1040	--	--	12	850, aceite	550, aceite
3415, super-impacto (DIN 14NiCr10)	1230	950	--	--	16	Temple de la capa cementada 898 - 926 °C, enfriar en aceite directamente después de cementar. Revnido a 200 °C	
8620 (DIN 20CrNiMo2)	800 ... 1050	600	--	--	11	820 - 850, aceite	150 - 200, aire
4140 (DIN 42CrMo4)	900 ... 1100	780	--	--	22	850, aceite	600, aire, aceite
4340 (DIN 40CrNiMo6)	1000 ... 1200	850	--	--	13	850, aceite	600, aire, agua
9840 (DIN 36CrNiMo4)	1200 ... 1400	110 ... 1200	--	--	10	840, aceite	400 - 450

## 2.7.7 Se determina el esfuerzo permisible para el material del árbol

Figura 92. Coeficientes efectivos de concentración de esfuerzos

Concentrador	$K_\sigma$		$K_\tau$		Bosquejo	Momentos de resistencia	
	$\sigma_u$ MPa					$W, \text{mm}^3$	$W_p, \text{mm}^3$
	$\leq 700$	$\geq 1000$	$\leq 700$	$\geq 1000$			
1	2	3	4	5	6	7	8
Entalla ( $D/d=1,25\dots 2$ ): para $r/d=0,02$ para $r/d=0,06$ para $r/d=0,10$	2,50 1,85 1,60	3,50 2,00 1,64	1,80 1,40 1,25	2,10 1,53 1,35		$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Orificio transversal : para $a/d=0,05\dots 0,0025$	1,90	2,00	1,75	2,00		$\frac{\pi d^3}{32} (1 - 1,54 \frac{a}{d})$	$\frac{\pi d^3}{16} (1 - \frac{a}{d})$
Entrada ( $t = r$ ): para $r/d=0,02$ para $r/d=0,06$ para $r/d=0,10$	1,90 1,80 1,70	2,35 2,00 1,85	1,40 1,35 1,25	1,70 1,65 1,50		$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Ranuras para chavetas	1,75	2,00	1,50	1,90		$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
Estrías rectangulares	1,60	1,75	2,45	2,80		$\xi \frac{\pi d^3}{32}$	$\xi \frac{\pi d^3}{16}$
Estrías de evolvente y árboles - piñón	1,60	1,75	1,50	1,60		$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Corte de hilos de tornillos sinfin	2,30	2,50	1,70	1,90		$\frac{\pi d_1^3}{32}$	$\frac{\pi d_1^3}{16}$
Rosca	1,8	2,4	1,2	1,5		$\frac{\pi d_1^3}{32}$	$\frac{\pi d_1^3}{16}$
Unión con apriete a presión no menor de 20 MPa	2,4	3,6	1,8	2,5			

Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} * \varepsilon * \beta * K_L}{[N] * K_\sigma}$$

Tenemos un coeficiente efectivo de concentración de esfuerzos  $K_\sigma$  la figura 97.

$\varepsilon = \text{figura 98}$

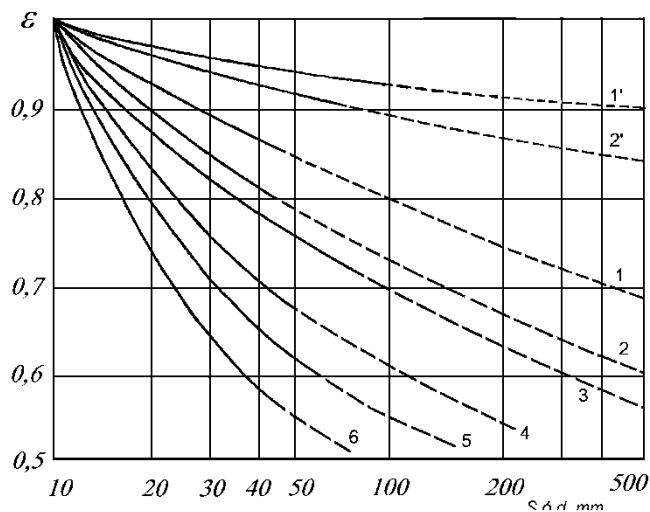
$\beta = \text{figura 98}$

$\varepsilon = 0,88$

$\beta = 0,96$

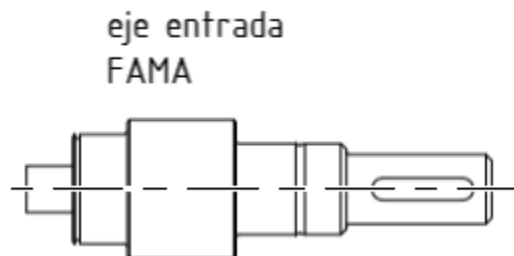
$[N]$  = Coeficiente de seguridad exigido, se toma 2,5... 3 con el fin de garantizar la rigidez, tomamos 3.

Figura 93. Factor de escala



Fuente: Diseño de elementos de máquinas [1]

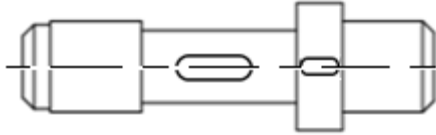
Figura 94. Eje 2



$$[\sigma - 1]_2 = \frac{220 \text{ Mpa} * 0,88 * 0,96 * 0,62}{3 * 2,50} = 15,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Figura 95. Eje 3

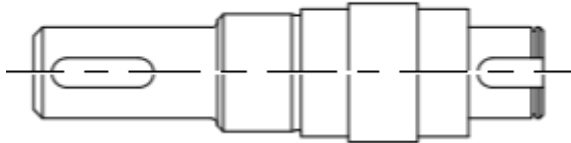
eje intermedio  
FAMA



$$[\sigma - 1]_3 = \frac{220 \text{ Mpa} * 0,88 * 0,96 * 0,77}{3 * 1,75} = 27,25 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Figura 96. Eje 4

Eje salida FAMA



$$[\sigma - 1]_4 = \frac{220 \text{ Mpa} * 0,88 * 0,96 * 0,88}{3 * 1,85} = 29,46 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Figura 97. Eje 5

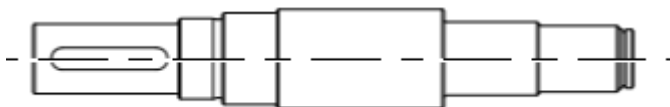
eje salida



$$[\sigma - 1]_5 = \frac{220 \text{ Mpa} * 0,88 * 0,96 * 0,88}{3 * 1,75} = 31,15 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

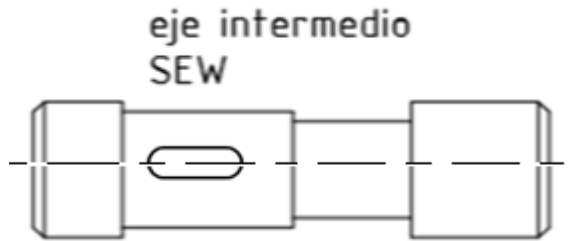
Figura 98. Eje 6

eje entrada SEW



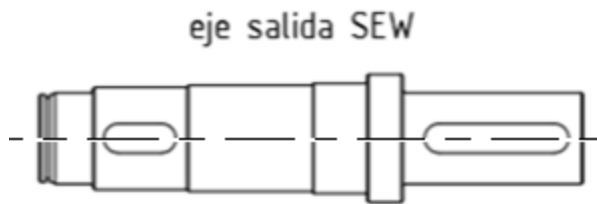
$$[\sigma - 1]_6 = \frac{220 \text{ Mpa} * 0,88 * 0,96 * 0,67}{3 * 1,80} = 23,05 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Figura 99. Eje 7



$$[\sigma - 1]_7 = \frac{220 \text{ Mpa} * 0,88 * 0,96 * 0,82}{3 * 1,75} = 29,02 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Figura 100. Eje 8



$$[\sigma - 1]_8 = \frac{220 \text{ Mpa} * 0,88 * 0,96 * 0,88}{3 * 1,75} = 31,15 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

### 2.7.8 Diámetros de los árboles en las secciones peligrosas

Se determinan los diámetros de los árboles en las secciones peligrosas, por medio de la siguiente expresión:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 * [\sigma - 1]}}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{13925,18 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 * \left[15,36 \frac{N}{\text{mm}^2}\right]}} = 20,85 \text{ mm} \rightarrow \text{estandarizado} \rightarrow \mathbf{20 \text{ mm}}$$



$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{20185,25 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 \left[ 27,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}} = 19,49 \text{mm} \rightarrow \text{estandarizando} \rightarrow \mathbf{20 \text{mm}}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{82280,36 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 * \left[ 29,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}} = 30,34 \text{mm} \rightarrow \text{estandarizado} \rightarrow \mathbf{30 \text{mm}}$$

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{113621,26 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 * \left[ 31,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}} = 33,16 \text{ mm} \rightarrow \text{estandarizado} \rightarrow \mathbf{35 \text{mm}}$$

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{52612,08 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 * \left[ 23,05 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}} = 28,36 \text{mm} \rightarrow \text{estandarizado} \rightarrow \mathbf{30 \text{mm}}$$

$$d_7 = \sqrt[3]{\frac{67107,39 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 * \left[ 29,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}} = 28,48 \text{mm} \rightarrow \text{estandarizando} \rightarrow \mathbf{30 \text{mm}}$$

$$d_8 = \sqrt[3]{\frac{105533,97 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 * \left[ 31,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]}} = 32,35 \text{ mm} \rightarrow \text{estandarizado} \rightarrow \mathbf{35 \text{mm}}$$

### 2.7.9 Deformaciones de flexión

Con el dato del diámetro y las fuerzas dadas anteriormente hayamos las gráficas de deflexión en los ejes xy-xz y una total.

#### EJE DE ENTRADA FAMA (EJE 2)

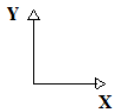


Figura 101. Diagrama de pendiente eje 2 (XY)

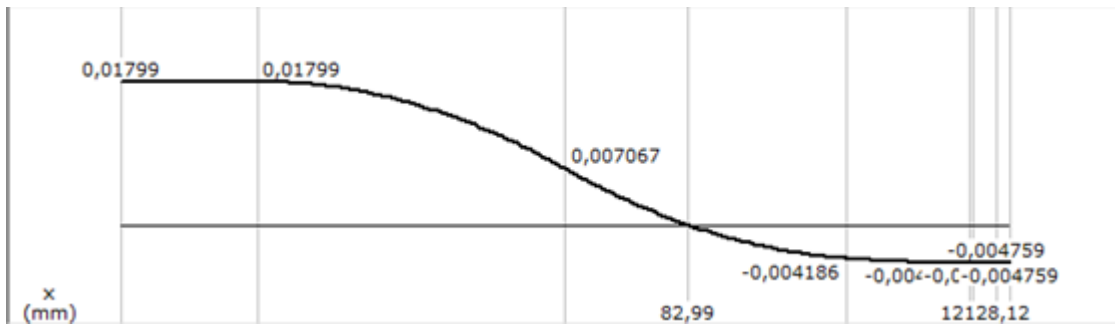


Figura 102. Diagrama deflexión eje 2 (XY)

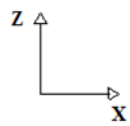
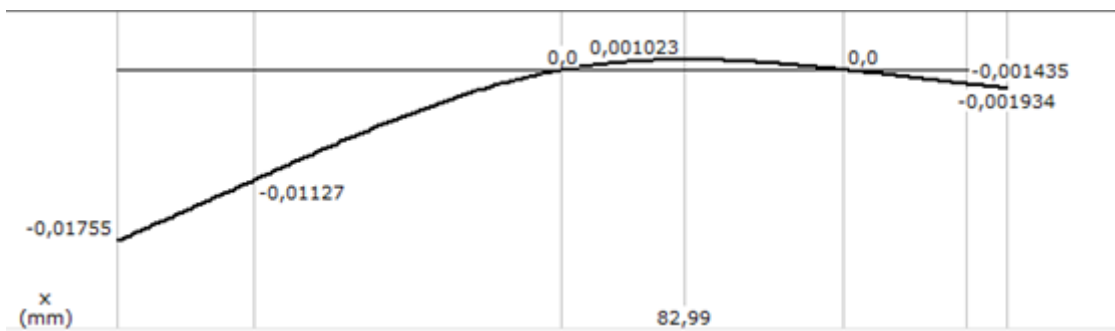


Figura 103. Diagrama de pendiente eje 2 (XZ)

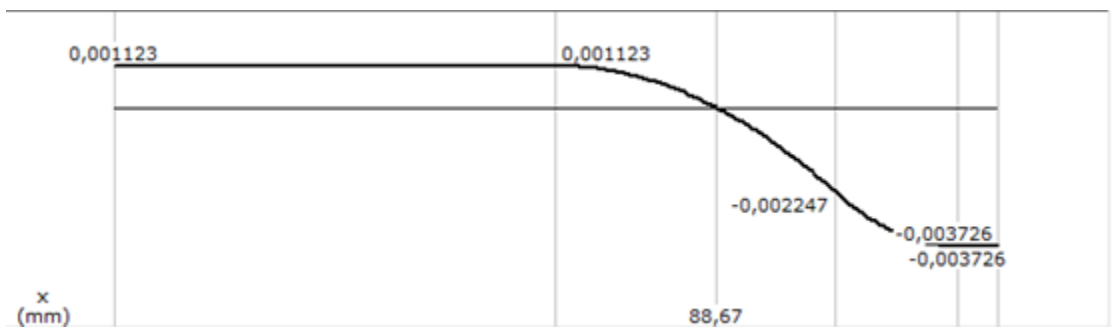


Figura 104. Diagrama deflexión eje 2 (XZ)

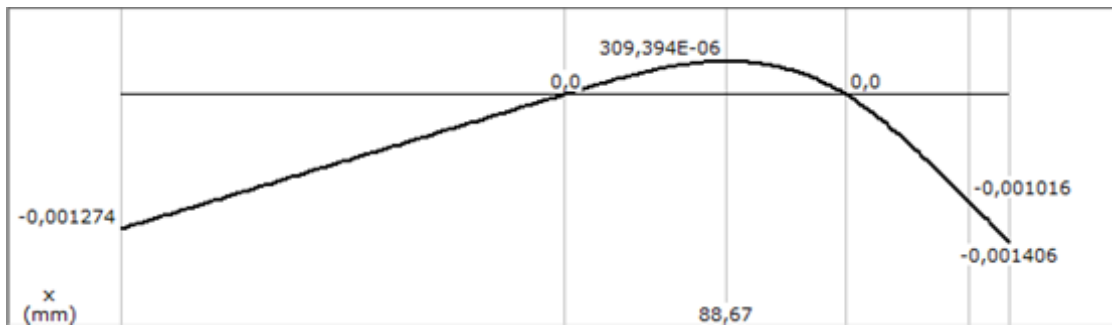
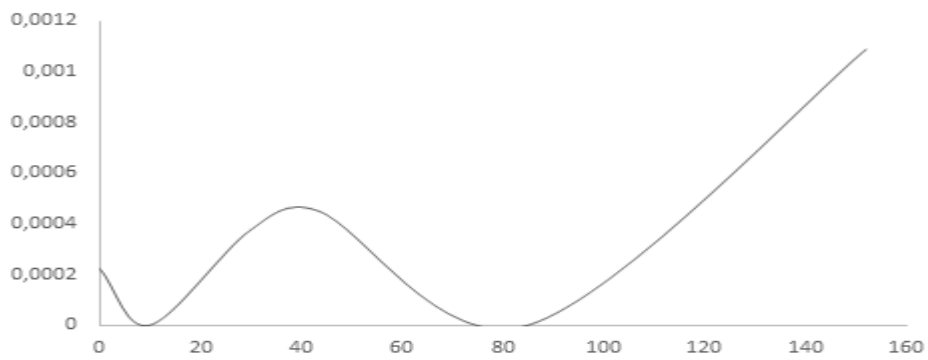


Figura 105. Deflexión total eje 2



### EJE DE INTERMEDIO FAMA (EJE 3)

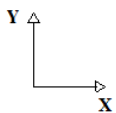


Figura 106. Diagrama de pendiente eje 3 (XY)

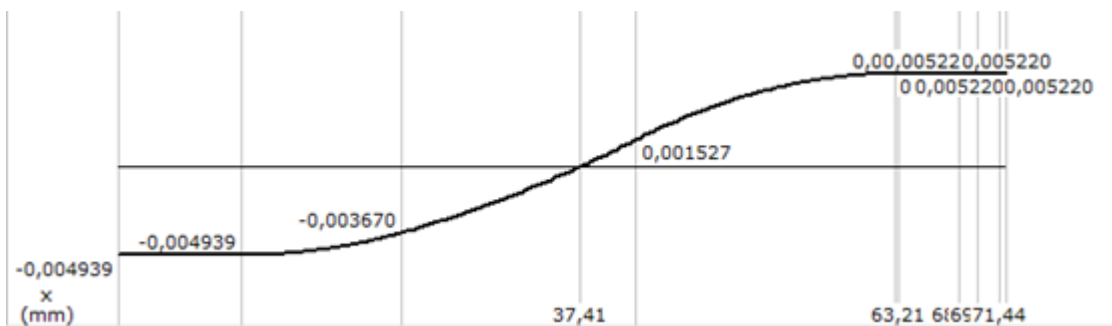


Figura 107. Diagrama deflexión eje 3 (XY)

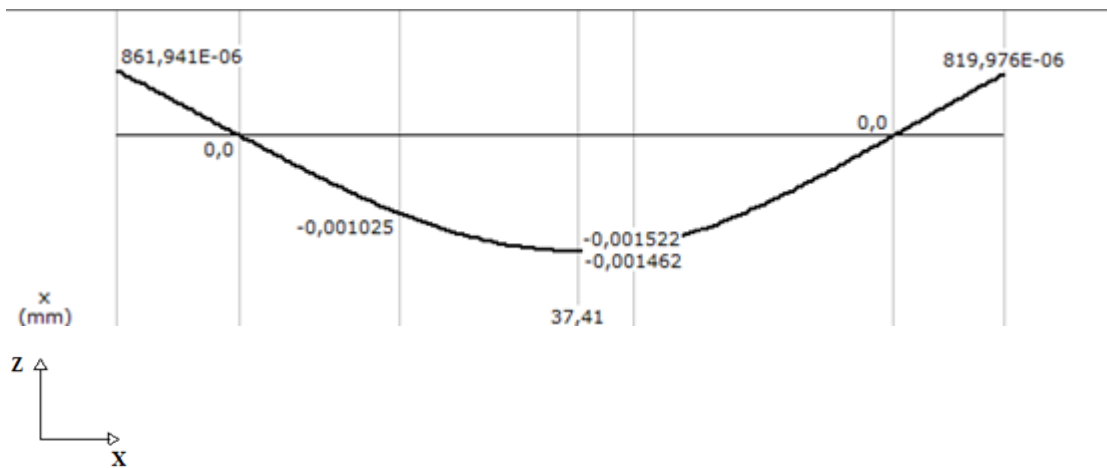


Figura 108. Diagrama de pendiente eje 3 (XZ)

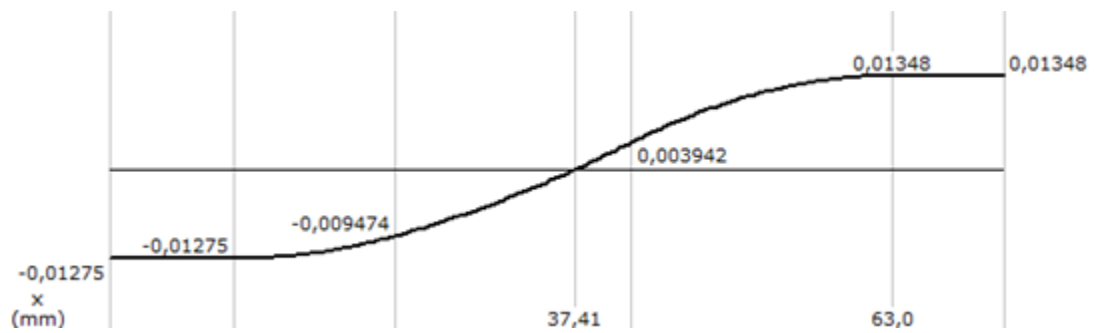


Figura 109. Diagrama deflexión eje 3 (XZ)

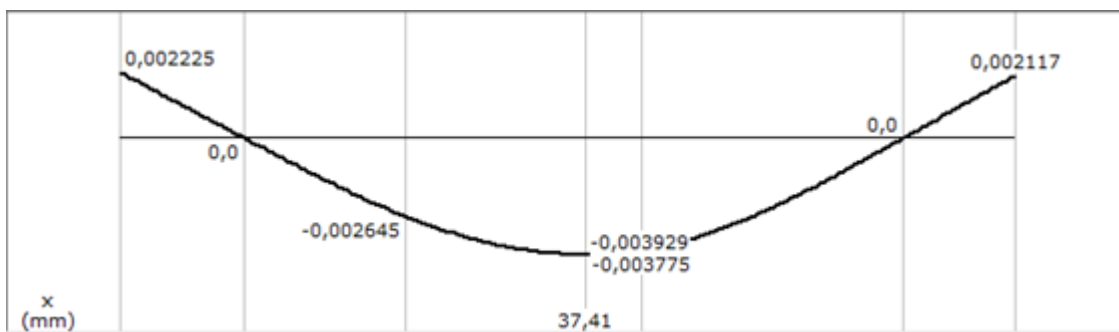
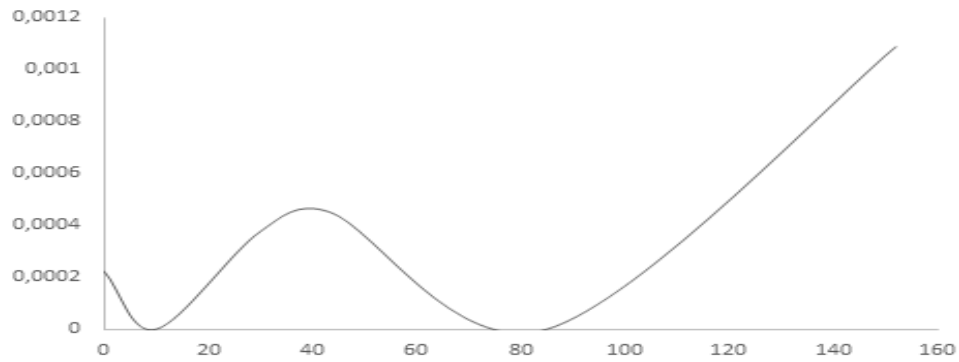


Figura 110. Deflexión total eje 3



**EJE DE SALIDA FAMA (EJE 4)**

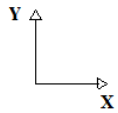


Figura 111. Diagrama de pendiente eje 4 (XY)

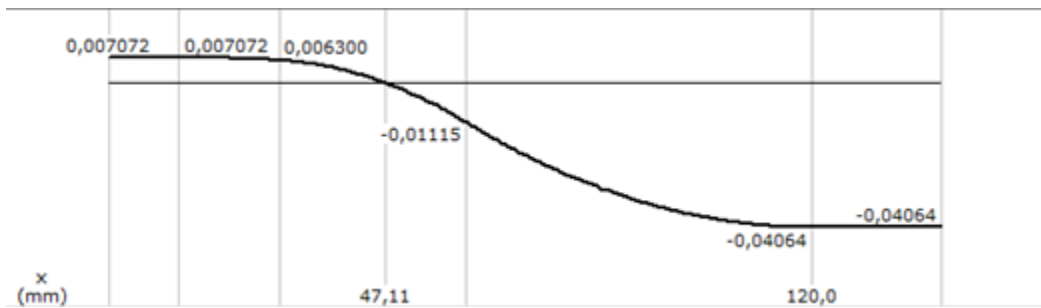


Figura 112. Diagrama deflexión eje 4 (XY)

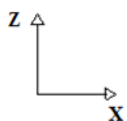
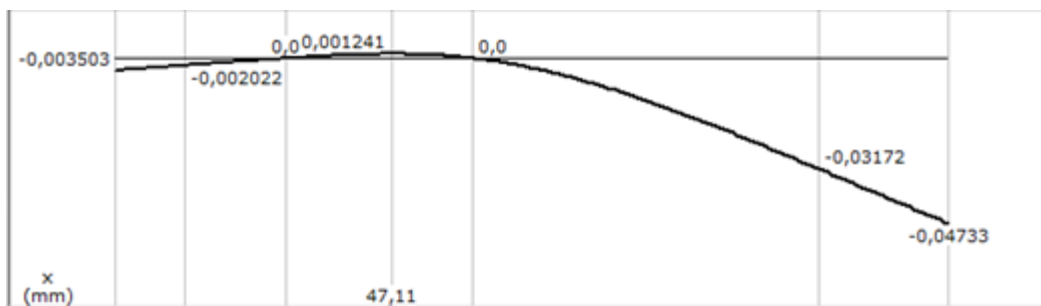


Figura 113. Diagrama de pendiente eje 4 (XZ)

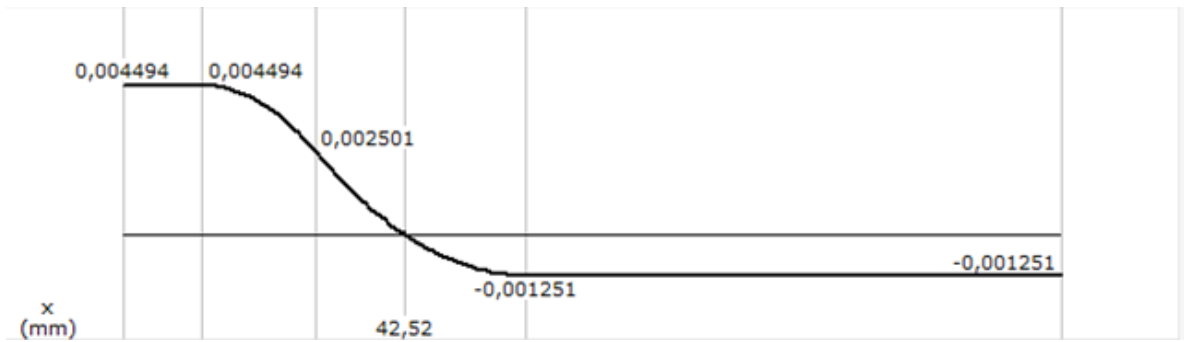


Figura 114. Diagrama deflexión eje 4 (XZ)

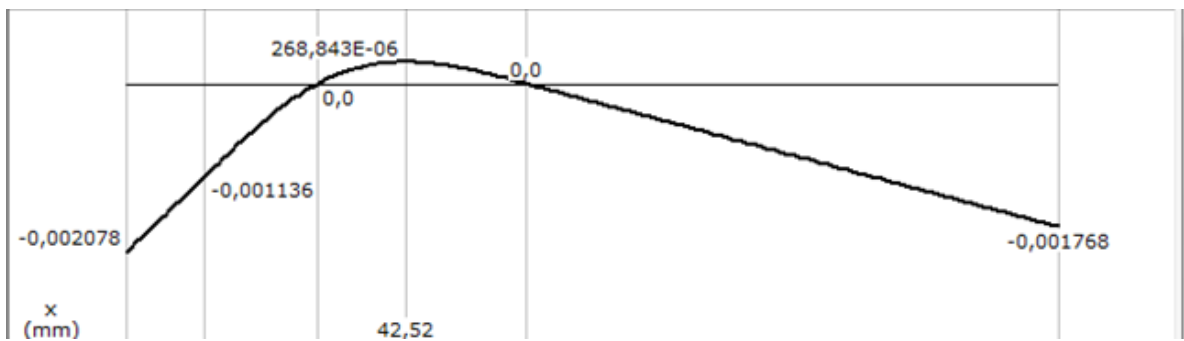
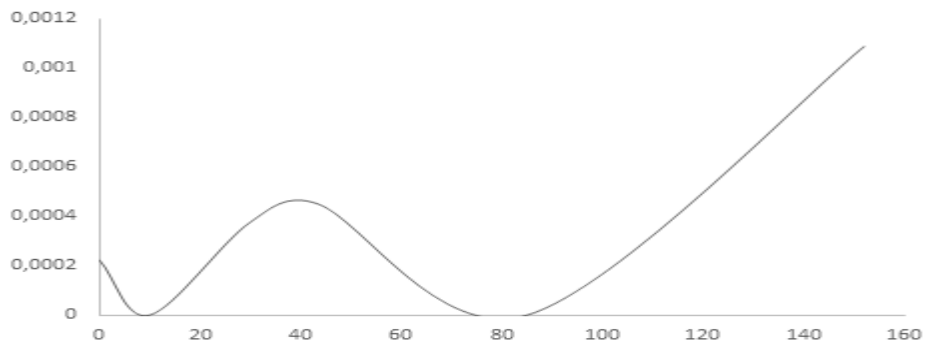


Figura 115. Deflexión total eje 4



### EJE DE SALIDA (EJE 5)

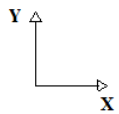


Figura 116. Diagrama de pendiente eje 5 (XY)

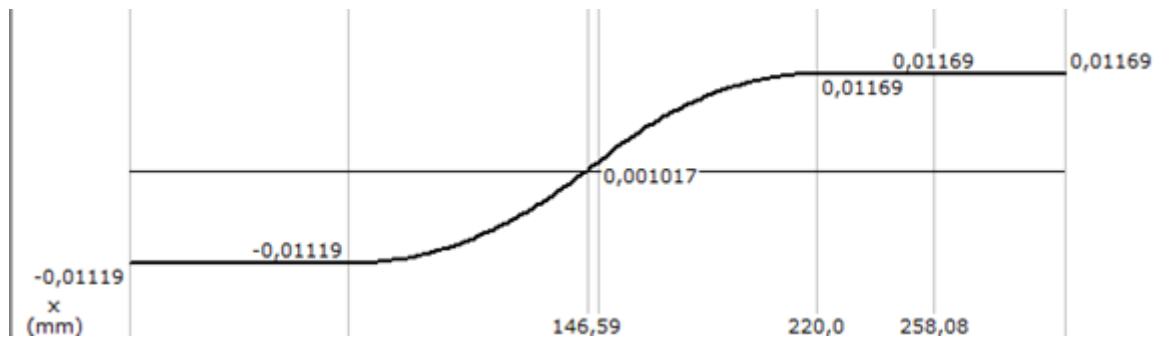
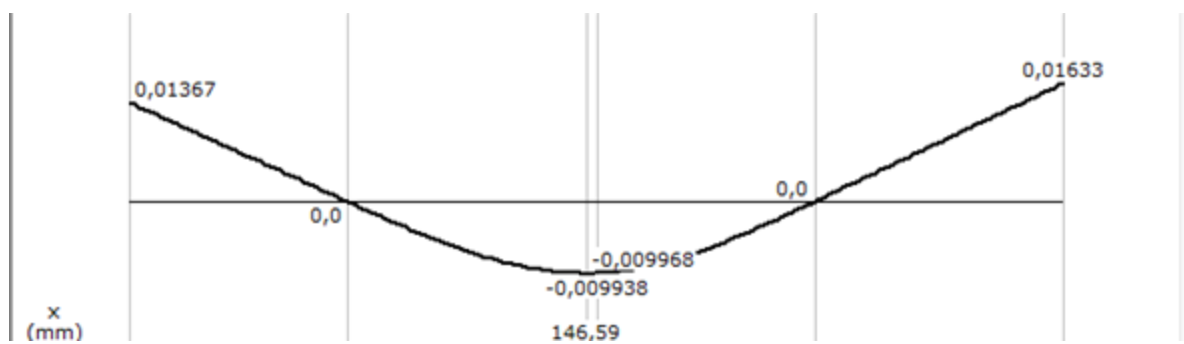


Figura 117. Diagrama deflexión eje 5 (XY)



### EJE DE ENTRADA SEW (EJE 6)

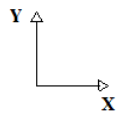


Figura 118. Diagrama de pendiente eje 6 (XY)

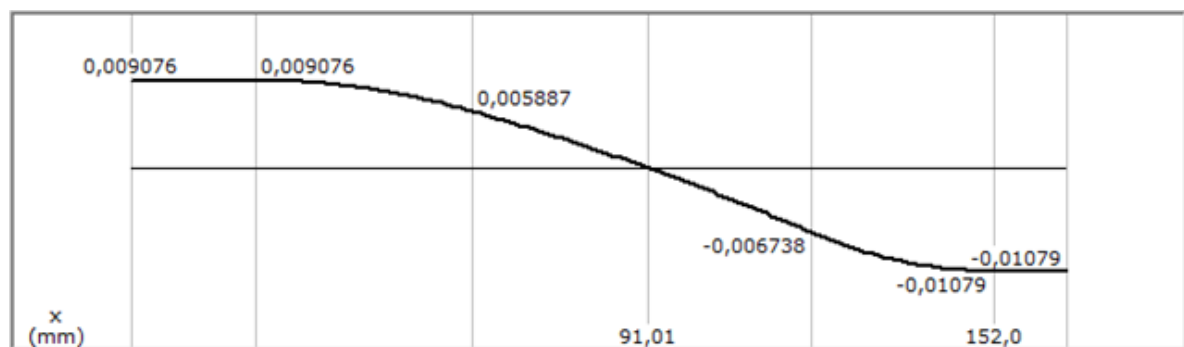


Figura 119. Diagrama deflexión eje 6 (XY)

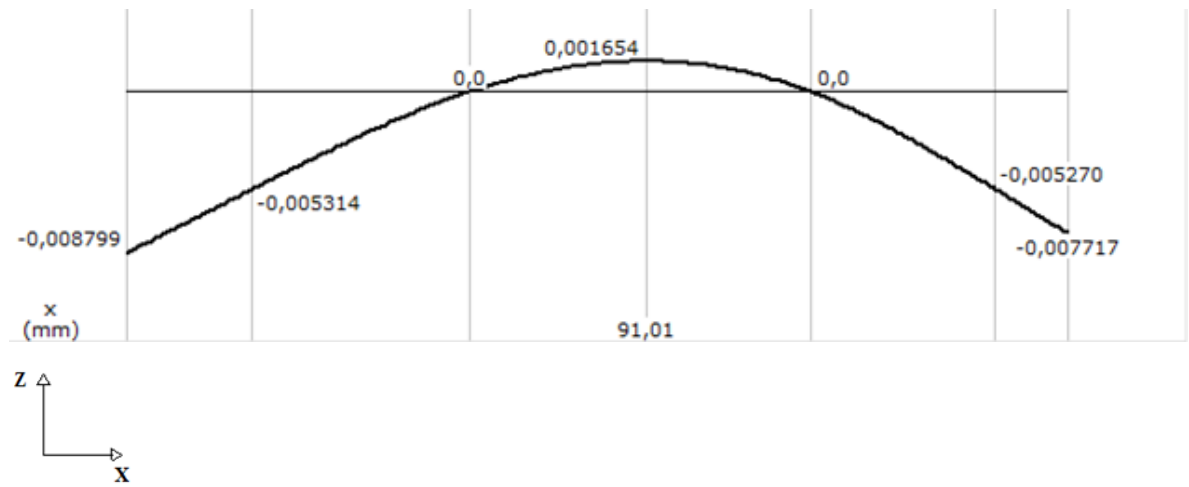


Figura 120. Diagrama de pendiente eje 6 (XZ)

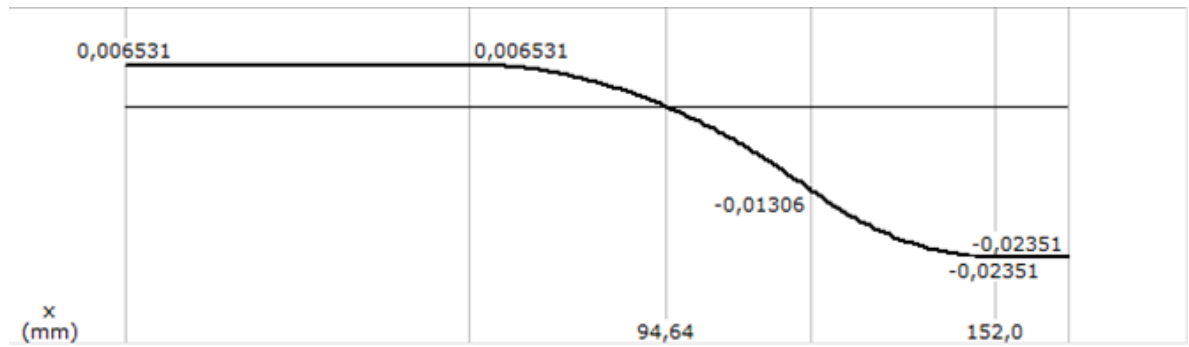


Figura 121. Diagrama deflexión eje 6 (XZ)

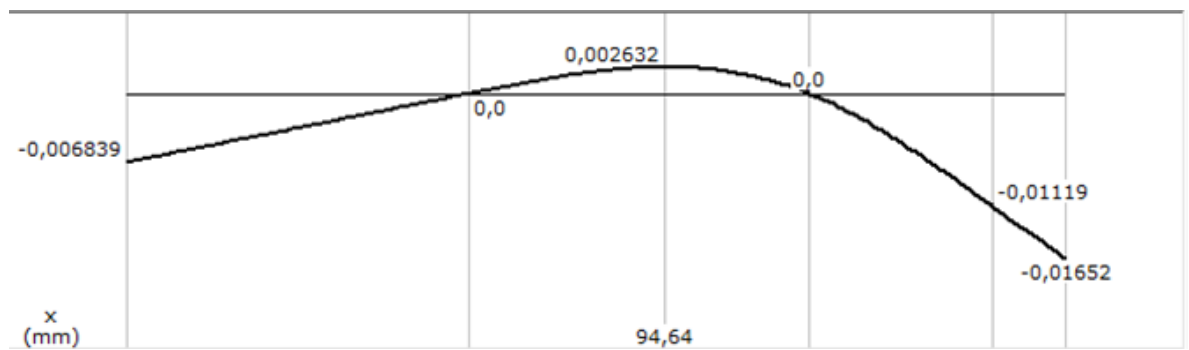
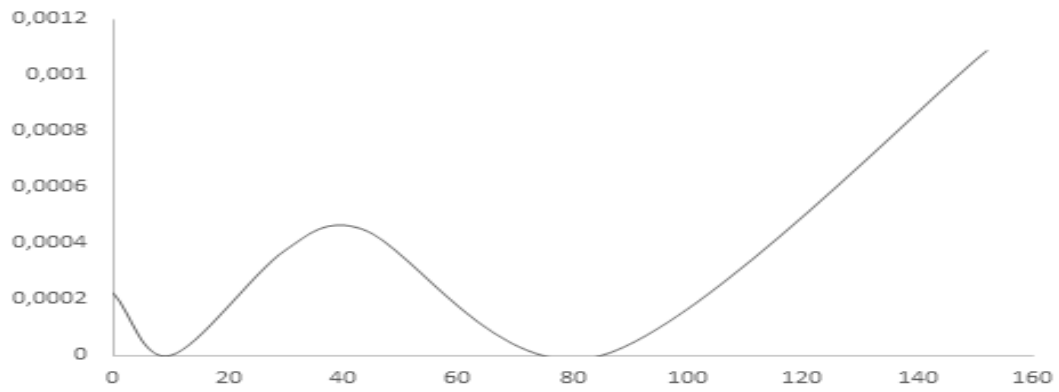




Figura 122. Deflexión total eje 6



**EJE INTERMEDIO SEW (EJE 7)**

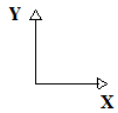


Figura 123. Diagrama de pendiente eje 7 (XY)

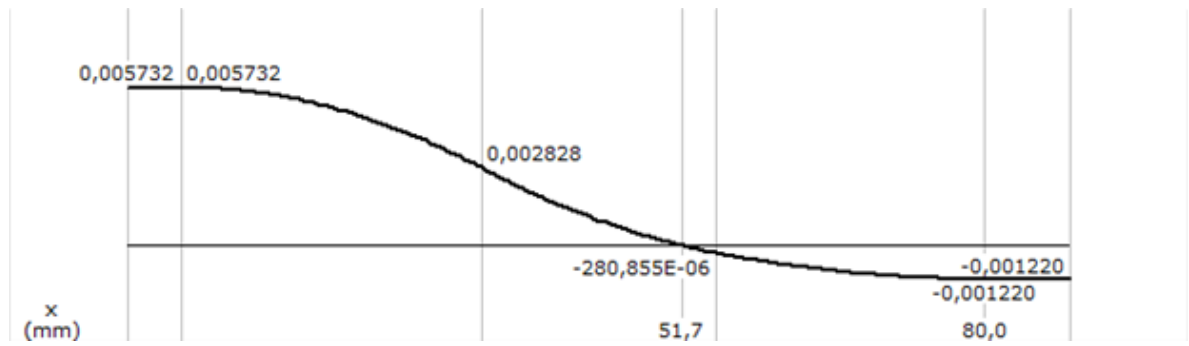
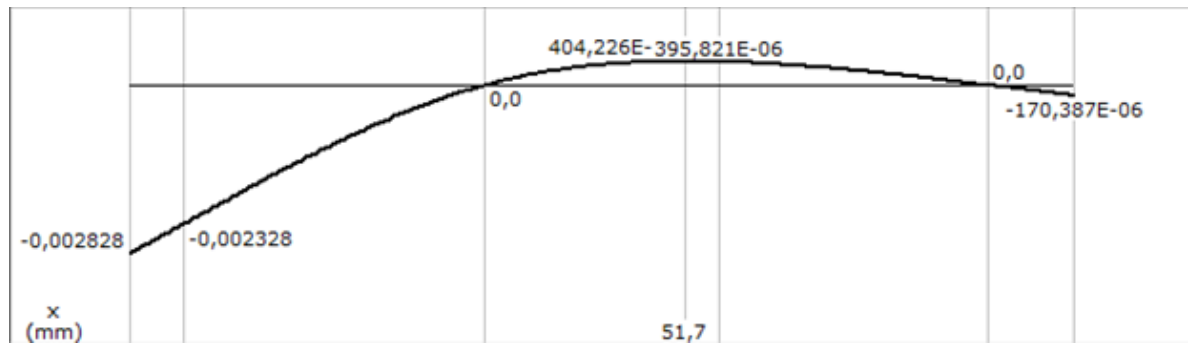


Figura 124. Diagrama deflexión eje 7 (XY)



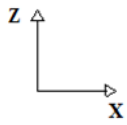


Figura 125. Diagrama de pendiente eje 7 (XZ)

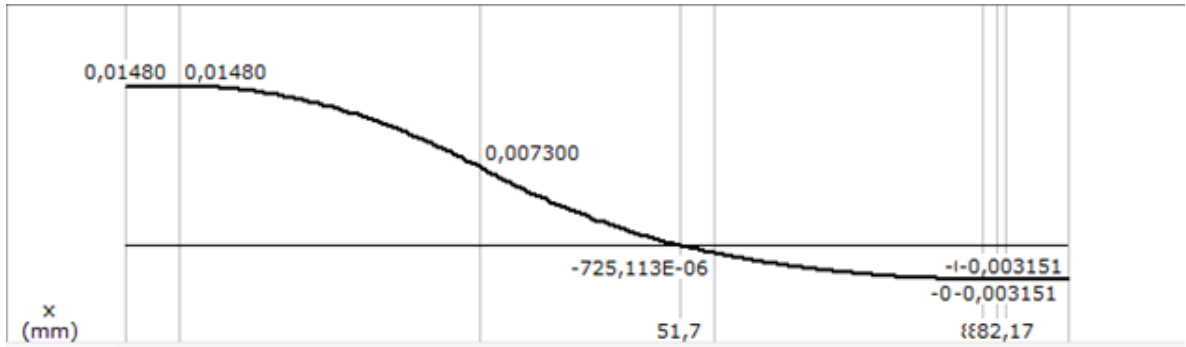


Figura 126. Diagrama deflexión eje 7 (XZ)

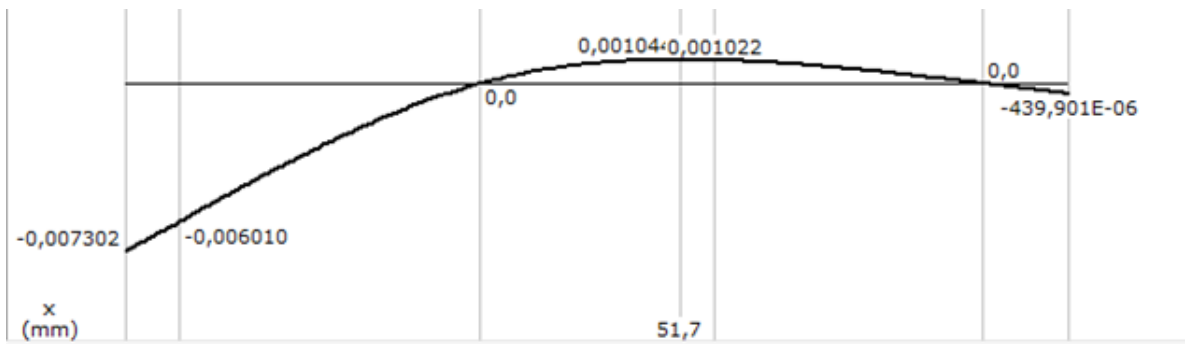
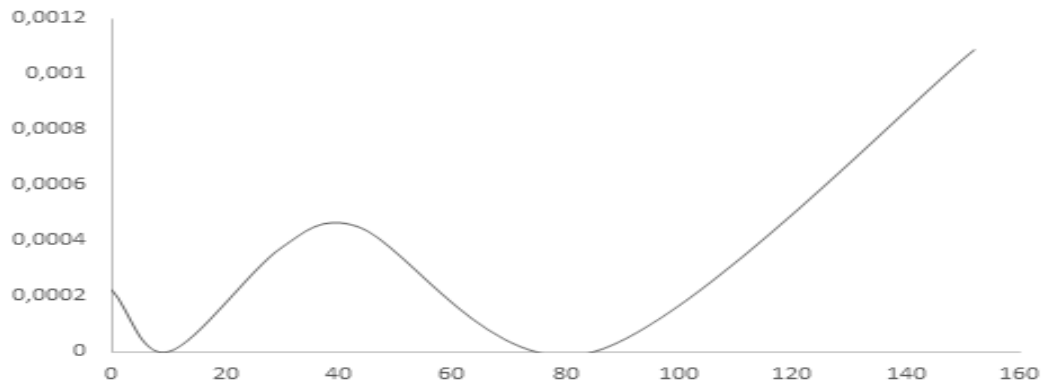


Figura 127. Deflexión total eje 7



## EJE DE SALIDA SEW (EJE 8)

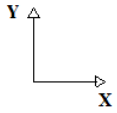


Figura 128. Diagrama de pendiente eje 8 (XY)

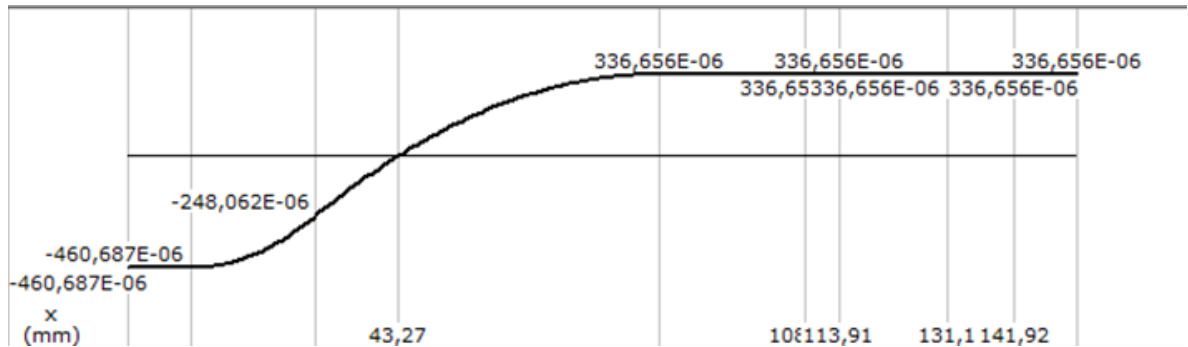


Figura 129. Diagrama deflexión eje 8 (XY)

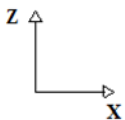
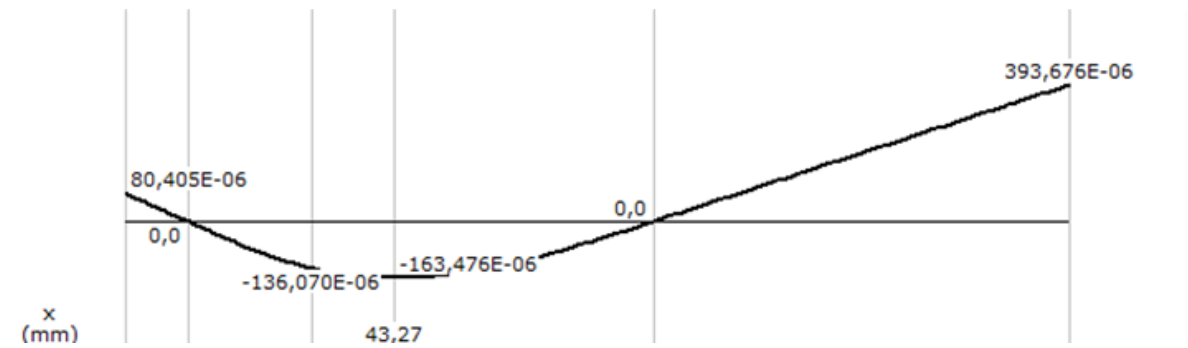


Figura 130. Diagrama de pendiente eje 8 (XZ)

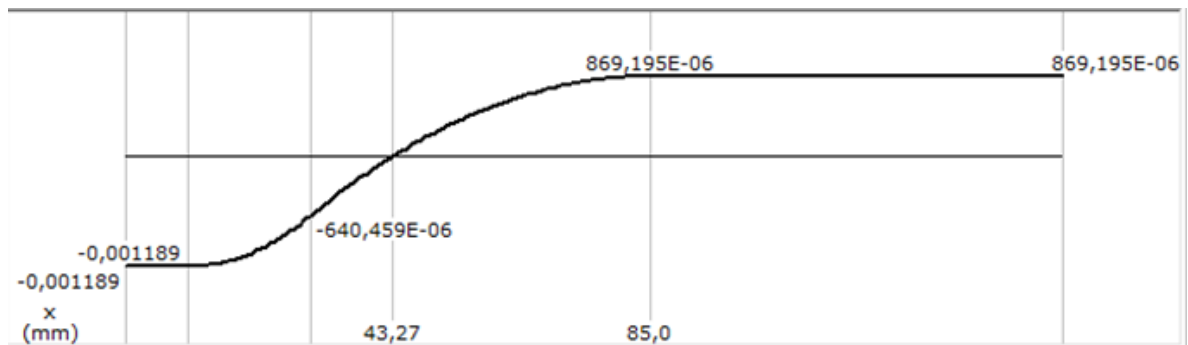


Figura 131. Diagrama deflexión eje 8 (XZ)

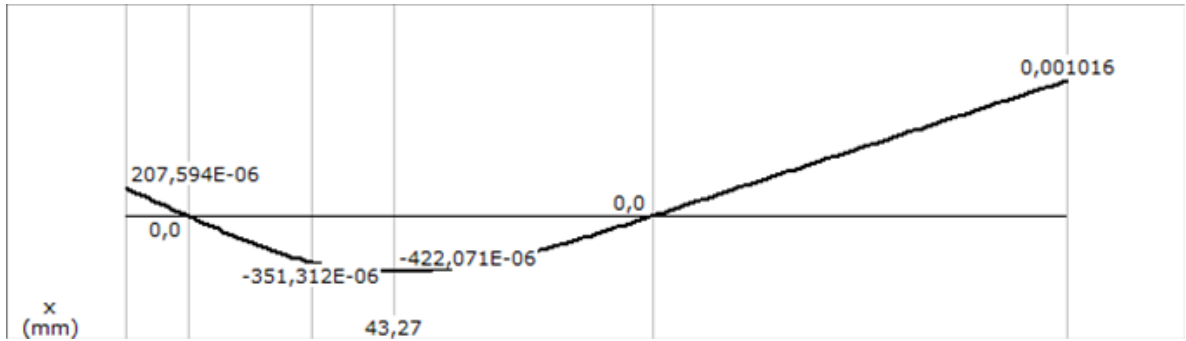
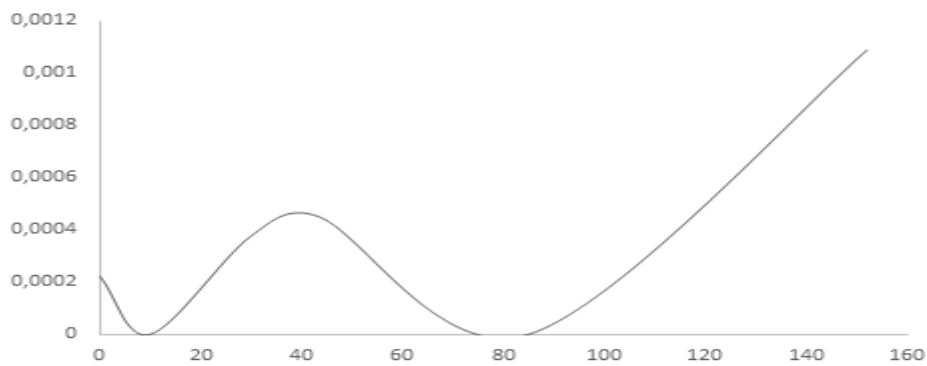
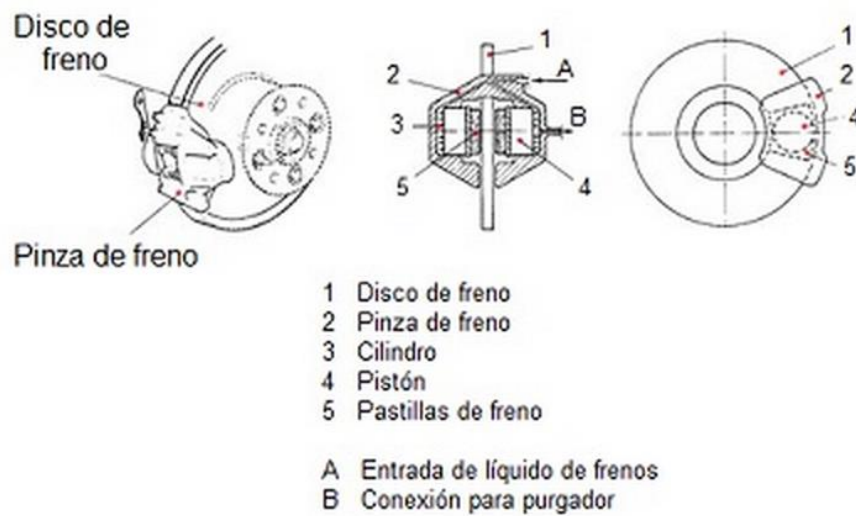


Figura 132. Deflexión total eje 8



## 2.8 FRENOS DE DISCO

Figura 133. Diagrama de freno de disco



Fuente: Ingemecanica.com [10]

Para el análisis de nuestro diseño seleccionamos los frenos de disco en donde asumiremos la fuerza normal que actúa en las pastillas del freno como 950 N y tomaremos el coeficiente del material de las pastillas será de 0,35.

### **Eje N° 5 Y EJE N° 6**

$$F_f = 2 \cdot \mu \cdot F_N$$

En donde:

$F_f$  = Fuerza de frenado.

$F_N$  = Fuerza que actúa en las pastillas del freno.

$\mu$  = coeficiente de rozamiento.

$$M_T = F_f \cdot R_F$$

$M_T$  = Momento torsor producido en el eje.

La fuerza de rozamiento que actúa sobre el disco es de:

$$F_f = 2 \cdot 0,35 \cdot 959N = 665N$$

El momento torsor que actúa sobre los ejes es de:

$$M_T = 665N \cdot 160mm = 104800Nmm$$

## **CAPITULO 3. CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO**

### **3.1 PLANOS TECNOLÓGICOS Y DE ENSAMBLE**

- Planos tecnológicos ( Anexo 5)
- Planos de ensamble (Anexo 6)

### 3.2 ESTIMACIÓN DE COSTO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO

#### 3.2.1 Estimación del costo

Tabla 19. Estimación de costos

<i>Descripción del material</i>	<i>cantidad</i>	<i>Valor unitario en pesos</i>	<i>total en pesos</i>
Reductor FAMA	1	1200000	1200000
Reductor SEW	1	1500000	1500000
Polea 100mm doble canal	2	25000	50000
Polea 200mm sencilla	1	35000	35000
Cadenas	1	30000	30000
Motor SIEMENS	1	300000	300000
Correa en V 71"	1	9000	9000
Correa en V 35"	1	5000	5000
Estructura	1	200000	200000
Mecanizado Eje	1	40000	40000
Acero	1	20000	20000
Mecanizado Cuñeros	6	10000	60000
Mecanizado Agujeros	6	10000	60000
Cuñas	2	2000	2000
Aceite Omala 220	1	50000	50000
Chumaceras	2	11000	22000
Disco con mordaza	2	100000	200000
Manzanas	2	80000	160000
Trapezio de freno	1	200000	200000
Bomba de freno	1	100000	100000
Tubería y racores de freno			80000
Líquido de freno	1	8000	8000
Piñones	2	24000	48000
Pintura	1/4	12000	12000
Tornillería	No Aplica	No Aplica	35000
<b>TOTAL</b>			<b>4426000</b>

### 3.2.2 Construcción del banco

Se empieza por la construcción de la estructura, la cual cuenta con 24 metros de perfil angular de  $1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$  de pulgada, la parte exterior de la estructura se une por medio de soldadura y los travesaños se unen por medio de tornillos y tuercas, Figura 134.

Figura 134. Construcción de la estructura



Después se adquieren las poleas y piñones los cuales estaban maquinados de manera estandarizada, por lo cual se maquina los agujeros con chaveteros a la medida de cada eje. Figura 135

Figura 135. Maquinado de piezas



Las poleas y los piñones son ensamblados en los respectivos ejes y después de esto se colocan los reductores de velocidad y el motor en su posición final para comenzar a hacer la alineación y el tensionamiento de la transmisión por correa y cadena. Figura 136.

**Figura 136. Ensamble de reductores y transmisión por correa**



Se hacen perforaciones a la estructura para ubicar varillas roscadas en la cuales se coloca una perfil angular con la mordaza del freno, para así garantizar el desplazamiento vertical de la mordaza, este ensamble se realiza en el eje de salida del reductor SEW Figura 142 y en el eje de salida de la transmisión por cadena Figura 137.

**Figura 137. Ensamble de disco y mordaza**





El montaje del eje de salida de la transmisión por cadena se realiza con chumaceras las cuales van en varillas roscadas para asegurar el tensionamiento de la transmisión, Figura 138.

**Figura 138. Ensamble eje de salida**



El sistema de frenado está accionado por un trapecio de clutch y una bomba de freno que se instalan a un costado de la estructura, la tubería por donde circula el líquido de freno es de cobre, y el líquido de freno es DOT3, Figura 139.

**Figura 139. Ensamble de sistema de frenado**



El banco totalmente terminado se puede ver en la Figura 140 donde se aprecia el método de tensionamiento de las transmisiones, el desplazamiento vertical de las mordazas, y todo el sistema hidráulico del freno.

Figura 140. Ensamble final



### 3.3 PRACTICAS

#### **PRACTICA DE TENSIONAMIENTO DE CORREAS Y CADENA.**

Como es sabido la eficiencia y el correcto funcionamiento de las transmisiones flexibles y por elemento intermedio como lo son las transmisiones por correa y por cadena depende del correcto tensionamiento de estas. Por esta razón los estudiantes deben saber de algunos métodos para realizar esta tarea. En el banco se tensionan estas transmisiones por medio de varillas roscadas ubicadas en la base de los elementos unidos por estas.

#### **PROCEDIMIENTO:**

- **Alistamiento de herramienta necesaria.**  
Para esta tarea solo se necesitara dos llaves mixtas de 14 mm y un calibrador pie de rey de 150 mm.
- **Identificación de transmisión que requiere tensión.**  
Por medio de una inspección visual se puede identificar el requerimiento de tensión ya que la correa o cadena tiende a patinar y a oscilar frecuentemente, además de agregar vibraciones a la máquina.
- **Tensión de la transmisión**  
Los reductores de velocidad que están unidos al motor por medio de poleas y correas y uno de los reductores está unido a un eje de salida que está ubicado en chumaceras por medio de piñones y cadena, en la base de los reductores de velocidad y en las chumaceras hay varillas roscadas con tuercas para así graduar el desplazamiento de estos elementos verticalmente, con las llaves mixtas de 14 mm se realiza el desplazamiento de las tuercas ubicadas en las respectivas bases y con el calibrador se garantiza que en las cuatro posiciones se hace igual desplazamiento para una tensión a nivel.

#### **PRACTICA MONTAJE Y DESMONTAJE DE POLEAS Y SPROKET PARA VARIACION DE RELACION DE TRANSMISION.**

Las máquinas requieren aumento de revoluciones o aumento de momento torsor, este se realiza por medio de la variación de las relaciones de transmisión, los únicos elementos del banco que podemos variar sus dimensiones y así variar esta relación son las poleas y los sproket.

## **PROCEDIMIENTO:**

- **Alistamiento de herramienta necesaria**  
Para esta tarea se necesita una llave Allen de 4mm, un extractor y un hombre-solo.
- **Variación transmisión**  
Se identifica la relación de transmisión que se desea variar para entregar así mayor torque o mayores revoluciones.
- **Montaje y desmontaje de poleas y sproket**  
Con la llave Allen de 4mm se retiran los tornillos prisioneros, para posteriormente con ayuda del extractor retirar la polea o el sproket, para el montaje de la polea se hace una limpieza al eje y al agujero para asegurar superficies limpias y evitar rayar estos elementos, se lubrica con aceite el eje y con ayuda de un buje y un martillo se hace encajar el eje y el agujero, con ayuda también de la chaveta, después de esto se asegura con el tornillo prisionero.

## **PRACTICA VARIACION DE LOS DIAMETROS DE DISCOS DE FRENO PARA EL CONSUMO DE MOMENTO TORSOR**

Los frenos de disco se instalaron como aplicación de carga para el motor, por esta razón se quiere variar la carga aplicada al motor para posiblemente caracterizar la eficiencia y potencia del motor que accione el banco.

## **PROCEDIMIENTO:**

- **Alistamiento de herramienta necesaria**  
Para esta tarea se necesita llave Allen de 6mm, extractor, hombre-solo, llave mixta 10 mm
- **Montaje y desmontaje del disco de freno**  
Con la llave Allen se desatornilla el tornillo prisionero de la manzana que une el disco al eje, con el extractor se retira la manzana y con la llave mixta se retiran los 5 tornillos que unen el disco a la manzana, para el montaje se sigue este mismo procedimiento de forma inversa.

## **PRACTICA DE INSTALACION DE SISTEMA HODRAULICO PARA FRENOS DE DISCO**

La instalación del sistema hidráulico del freno es una de las experiencias nuevas que vivimos con la construcción del banco de transmisiones ya que en la formación académica como tecnólogo mecánico esta es un área en la que no se profundiza.

## PROCEDIMIENTO:

- **Alistamiento de herramienta necesaria**  
Juego de llaves mixtas, cortador de tubo, boquillador, recipiente y tubería de cobre de ¼”.
- **Instalación de tubería**  
Se corta la tubería de cobre a la longitud requerida, los racores se colocan en la tubería y después con el aboquillador se aumenta el diámetro de las terminales de la tubería para asegurar los racores, después de esto se ajustan los racores a la mordaza del freno y a la salida de la bomba.
- **Cebado del sistema hidráulico del freno**  
El sistema hidráulico se llena con líquido para frenos DOT 3 ó DOT4, se llena el depósito de líquido de frenos que tiene la bomba y se comienza a accionar el pedal para que bombee el líquido y desplace el aire que contiene el sistema, la mordaza cuenta con un desaireador que se abre y se cierra para eliminar el aire, cuando por este desaireador comience a salir constantemente líquido para freno se mantiene presionado el pedal del freno y se cierra completamente el desaireador para así dejar completamente cebado el sistema y posteriormente se prueba el sistema

## CONCLUSIONES

- Los elementos que se utilizaron en el arreglo están trabajando por debajo de su capacidad máxima de potencia ya que estos se construyeron o adquirieron con materiales que tienen características mecánicas superiores a las mínimas requeridas por los esfuerzos a los cuales están sometidos.
- El trabajo de construcción del banco es acertado en términos de espacio ocupado, pero es necesario reforzar algunas partes como el sistema de posicionamiento de las mordazas ya que este trata de flectarse cuando se acciona el freno, también se recomienda colocar aditamentos para reducir las vibraciones del banco.
- Uno de los mayores retos de la construcción del banco fue dar flexibilidad en las distancias entre los componentes, pero por medio de varillas y uniones roscadas, además de perforaciones en la estructura se logra dar flexibilidad a los elementos y sus ubicaciones sobretodo en un plano perpendicular al suelo.
- El arreglo escogido es un acierto ya que reúne las transmisiones de potencia más utilizadas en la industria, es por esta razón que al interactuar con el banco se puede complementar perfectamente la formación teórica con una práctica que asiente los conocimientos adquiridos y los lleve a un entorno industrial y muestre mecanismos y métodos de puesta a punto de maquinaria.
- El diseño es la etapa más crítica del proyecto ya que es esta etapa la que requiere de todos los conocimientos teóricos adquiridos durante la carrera, pero es la construcción la que conlleva mayor esfuerzo y muchos contratiempos ya que son pocos los espacios de desarrollo práctico y de manejo de herramienta, además de resolución de problemas a la hora de colocar a punto el banco.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Romero Piedrahita, C. A., & Calle Trujillo, G. (2005). *Diseño de elementos de máquinas*. Pereira.
- [2] Ocampo Gil, L. H. (1979). *Diseno de accionamientos y transmisiones de máquinas*. Pereira.
- [3] Budynas, R. G., & Keith Nisbelt, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*.
- [4] (s.f.). Obtenido de [www.catalogodebombasdeagua.com](http://www.catalogodebombasdeagua.com)
- [5] (s.f.). Obtenido de [www.erhsa.com](http://www.erhsa.com)
- [6] (s.f.). Obtenido de [www.taringa.net](http://www.taringa.net)
- [7] Optibelt, Power Transmission. (s.f.). Manual Técnico para transmisiones con correas trapeciales.
- [8] Casillas, A.L (1958). *Calculos de taller*. España.
- [9] Reshétov, D. (1981). *Atlas de elementos de máquinas y mecanismos*. España.
- [10] (s.f.). Obtenido de [www.ingemecanica.com](http://www.ingemecanica.com)
- [11] Catálogo Motores trifásicos siemens

## ANEXO 1. Descripción del Motor

Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia Cos $\phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001108	1LA7 070-4YC60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	66	0,77	1640	1,74	1,8	2,8	0,0006	4,7
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	112M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	112M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	112M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132SM	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132SM	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132SM	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA5 164-4YB70	160 MIL	20	14,92	1,15	53	26,50	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA5 167-4YC70	160 MIL	25	18,65	1,15	64	32,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA4 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA4 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA4 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA4 207-4YC80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	91,3	0,84	1760	202,38	2,7	6,8	0,24	250
25000001133	1LA6 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	148	74,00	96,2	0,86	1765	242,17	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA6 224-4YC80	225M	75	55,95	1,15	188	94,00	92,7	0,86	1780	300,16	2	5,1	0,52	321
26697 <sup>1)</sup>	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698 <sup>1)</sup>	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520
26699 <sup>1)</sup>	1LG4 283-4AA60	280M	150	111,90	1,00		177,50	94,6	0,86	1785	579	2,5	7,4	1,47	565
26700 <sup>1)2)</sup>	1LG4 310-4AA60	315S	200	150	1,00		240,00	94,5	0,84	1783	707	2,6	6,5	2	700
26701 <sup>1)3)</sup>	1LG4 313-4AA60	315M	225	168	1,00		265,20	94,8	0,85	1783	848	2,8	6,9	2,46	775
26702 <sup>1)3)</sup>	1LG4 316-4AA90-Z	315L	275	205	1,10		323,10	95,4	0,86	1783	1.028	2,8	6,9	3,01	955
26703 <sup>1)3)</sup>	1LG4 317-4AA90-Z	315L	350	261	1,10		409,50	95,7	0,88	1785	1.285	2,8	7	3,91	1050

- 1) Para tensión de servicio a 220V, favor consultar.
- 2) Motores de fabricación bajo pedido.
- 3) Consultar tiempo de entrega.

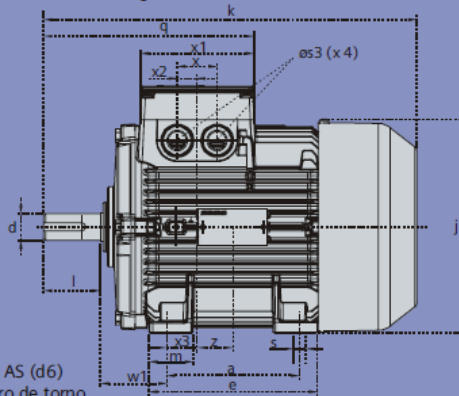
Medidas para montaje (dimensiones en mm)																						
Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						medidas de la forma constructiva IM B3								Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35							
	l	d	t	u	g	g <sub>1</sub>	p/p <sub>2</sub>	k	a	b	h	w <sub>1</sub>	s	e	f	a1	b1	c1	e1	f1	s1	k
071	30	14	16,1	5	148	-	178,5	240	90	112	71	45	7	107,5	132	160	110	5,5	130	3,5	10,5	231
080	40	19	21,5	6	163	-	193,5	273,5	100	125	80	50	9,5	119,5	150	200	130	8	165	3,5	13	283
090 S	50	24	26,9	8	181	-	211,5	331	100	140	90	56	10	114,5	165	200	130	7	165	3,5	13	324
090 L	50	24	26,9	8	181	-	211,5	331	125	140	90	56	10	144,5	165	200	130	7	165	3,5	13	324
112 M	60	28	31,0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14,5	388
132 S	80	38	41,3	10	264,5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481
132 M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	4,5	491
160 M	110	42	45,0	12	320	-	365,5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
160 L	110	42	45,0	12	320	-	365,5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
180 M	110	48	51,5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653
180 L	110	48	51,5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	250	13	300	5	18	691
200 L	110	55	59,0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225 S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17,5	*830
225 M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17,5	*830
250 M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17,5	930
280 S	140	*75	*79,5	*20	575	-	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17,5	1005
280 M	140	*75	*79,5	*20	575	-	735	1005	419	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17,5	1005
315 S <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 S <sup>2)</sup>	170	85	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 M <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 M <sup>2)</sup>	170	80	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 L <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1250	508	508	315	216	28	578	628	660	550	22	600	6	22	1250
315 L <sup>2)</sup>	170	80	85	22	-	-	-	1280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1280

- 1) Motores de dos polos      \* Para motores de dos polos cambian las siguientes medidas:      - Tamaño constructivo 225 M: l=110; d=55; t=59; u=16 mm.; k=800.....  
2) Motores de 4 a 8 polos      - Tamaño constructivo 250 M: d=60; t=64.....      - Tamaño constructivo 280 S: d=65; t=69; u=18 mm.

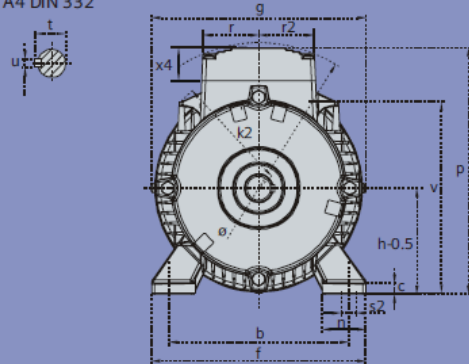


Tamaños 71 a 160

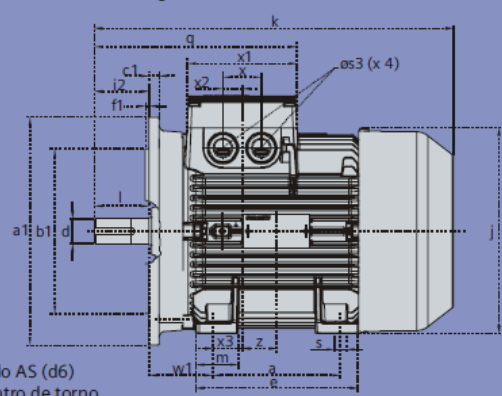
Ejecución IM B3



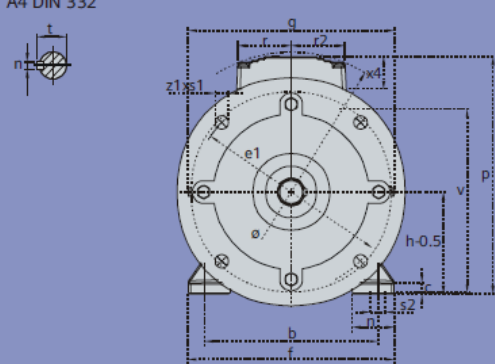
Lado AS (d6)  
Centro de torno  
A4 DIN 332



Ejecución IM B35



Lado AS (d6)  
Centro de torno  
A4 DIN 332



## ANEXO 2. Calculo Correa (Optibelt)



### Cálculo

#### Recomendaciones para la elección de los perfiles de correas trapeciales y correas múltiples Kraftband

Con los siguientes diagramas es posible seleccionar el perfil de correa más adecuado teniendo en cuenta la economía y las dimensiones constructivas. El aprovechamiento máximo de potencia se obtiene utilizando el mayor diámetro de polea posible en función del perfil que se trate. El límite a tener en cuenta es la velocidad lineal máxima permitida, que son  $V_{max} \approx 42$  m/s para correas trapeciales estrechas de alto rendimiento y  $V_{max} \approx 30$  m/s para correas trapeciales clásicas.

La experiencia ha demostrado que deben evitarse los diámetros mínimos de polea. Estos accionamientos requieren un gran número de correas y con ello poleas más anchas, y consecuentemente, más caras.

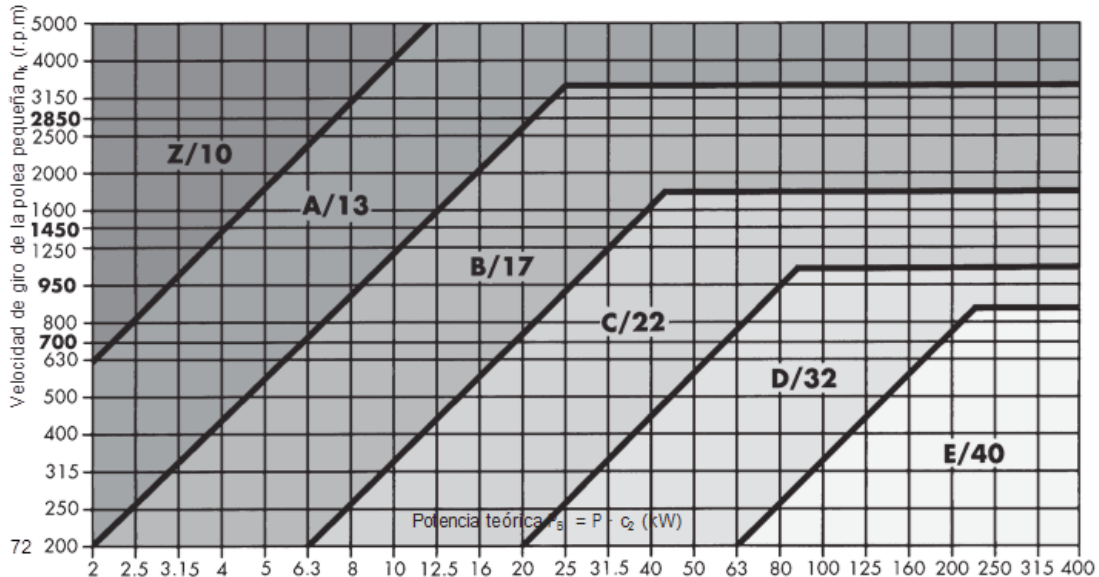
En estas zonas límites se recomienda el perfil de correa inmediatamente más estrecha para el mismo diámetro de polea, ya que el perfil menor ahorrará frecuentemente tanto costes como espacio.

Otra solución recomendable es el uso de correas trapeciales de flancos abiertos Optibelt Super TX M=S.

Igualmente es aconsejable comprobar la transmisión con ambos perfiles cuyo el punto de corte en el diagrama de selección utilizado quede en una zona límite con dos perfiles.

Comparo las necesidades de espacio y costes, las correas trapeciales estrechas de alto rendimiento demuestran ser muy superiores a las correas trapeciales clásicas para casi todos los accionamientos de maquinaria industrial. Por esta razón se diseñan las nuevas transmisiones, casi exclusivamente, con correas trapeciales estrechas de alto rendimiento. Solamente en casos especiales, en reposición de correas o con accionamientos planos trapeciales, podría ser necesario usar los perfiles clásicos de las correas trapeciales.

Diagrama 3: Correas trapeciales clásicas Optibelt VB según DIN 22 15



## ANEXO 3. Descripción correas trapeciales (Optibelt)



Power Transmision

### Descripción del producto optibelt VB Correas trapeciales clásicas DIN 2215

#### Estructura/características

Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB se fabrican con el mismo proceso de producción que las correas trapeciales estrechas Optibelt SK de alto rendimiento.



Soporte de caucho  
Cuerda de tracción  
Núcleo de caucho  
Tejido de recubrimiento

Los componentes utilizados están adaptados a las potencias nominales Optibelt  $P_N$ . Estos valores son significativamente superiores a los indicados en la norma DIN 2218. Ello permite transmisiones con una seguridad de servicio mayor, especialmente en situaciones críticas y se evitan sobrecargas en los accionamientos existentes.

- Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB tienen una relación altura/anchura de aprox. 1:1,6.
- No debe superarse la velocidad de la correa  $v_{max} \approx 30$  m/s.
- La frecuencia de flexión admisible es considerablemente menor en comparación con las correas trapeciales estrechas. El valor máximo es  $f_{B\ max} \approx 80$  s<sup>-1</sup>.

#### Aplicaciones

Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB se emplean preferentemente como recambio en la industria de construcción de maquinaria. Para accionamientos nuevos se recomienda casi siempre, por razones de espacio y coste, las correas trapeciales estrechas de alto rendimiento. Únicamente se utilizan en los accionamientos especiales de la industria de construcción de maquinaria como, por ejemplo, en los accionamientos trapecial-planos. Con las

ejecuciones especiales se pueden resolver transmisiones problemáticas, sobre todo en el sector de maquinaria para jardinería y en maquinaria agrícola. En los sectores mencionados se aplican unos métodos de construcción y cálculo especiales no contemplados en este manual. En estos casos le rogamos nos comuniquen las especificaciones técnicas.

#### Estandarización/dimensiones

Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB con los perfiles Y/6, Z/10, A/13, B/17, C/22, D/32 y E/40 están normalizadas según DIN 2215 e ISO 4184.

Pueden suministrarse otros perfiles no normalizados ISO 5, 8, 20 y 25. Estos perfiles deberán evitarse en lo posible por razones de intercambio y racionalización.

La norma ISO 4184 especifica los desarrollos de referencia para las longitudes de la correa. La denominación de la correa trapecial por desarrollo interior  $L_i$  será sustituida por el desarrollo de referencia  $L_d$ . Para los factores de conversión de desarrollo de referencia a desarrollo interior véase la página 141.

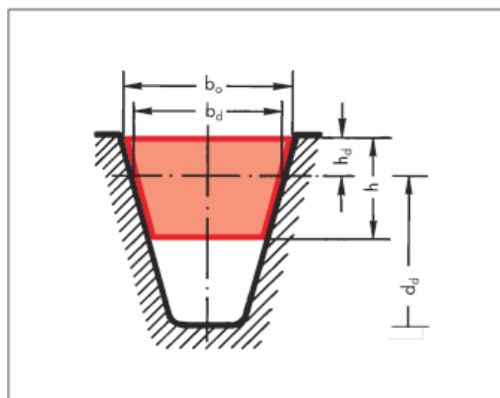


Tabla 3

Perfil	DIN 2215	(5)	6	(8)	10	13	17	(20)	22	(25)	32	40
	ISO 4184	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E
Ancho superior de la correa (mm)	$b_o$ H	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
Ancho estándar (mm)	$b_d$	4,2	5,3	6,7	8,5	11	14	17	19	21	27	32
Altura de la correa (mm)	$h$ H	3	4	5	6	8	11	12,5	14	16	20	25
Distancia (mm)	$h_d$ H	1,3	1,6	2,0	2,5	3,3	4,2	4,8	5,7	6,3	8,1	12
Diámetro de polea mín. recomendado (mm)	$d_{min}$	20	28	40	50	71	112	160	180	250	355	500
Peso por metro (kg/m)	H	0,018	0,026	0,042	0,064	0,109	0,196	0,266	0,324	0,420	0,668	0,958
Máx. Frecuencia de flexión (s <sup>-1</sup> )	$f_{B\ max}$ H											80
Velocidad max. de la correa (m/s)	$v_{max}$ H											30

## ANEXO 4. Poleas acanaladas (Optibelt)



### Poleas acanaladas trapeziales

Poleas acanaladas trapeziales DIN 2211 página 1 para correas trapeziales estrechas y  
DIN 2217 página 1 para correas trapeziales clásicas

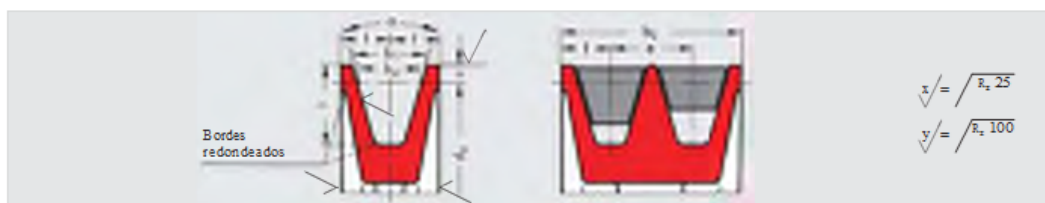


Tabla 8

Perfil de la correa trapezoidal	Denominación ISO	-	Y*	-	Z*	A*	B*	-	C*	-	D	E
Perfil correa trapezoidal estrecha	Denominación DIN 2215	-	-	-	SPZ*	SPA*	SPB*	-	SPC*	-	-	-
b <sub>0</sub>		4,2	5,3	6,7	8,5	11,0	14,0	17,0	19,0	21,0	27,0	32,0
b <sub>1</sub> H		5,0	6,3	8,0	9,7	12,7	16,3	20,0	22,0	25,0	32,0	40,0
c		1,3	1,6	2,0	2,0	2,8	3,5	5,1	4,8	6,3	8,1	12,0
e		6 ± 0,3	8 ± 0,3	10 ± 0,3	12 ± 0,3	15 ± 0,3	19 ± 0,4	23 ± 0,4	25,5 ± 0,5	29 ± 0,5	37 ± 0,6	44,5 ± 0,7
f		5 ± 0,5	6 ± 0,5	7 ± 0,6	8 ± 0,6	10 ± 0,6	12,5 ± 0,8	15 ± 0,8	17 ± 1,0	19 ± 1,0	24 ± 2,0	29 ± 2,0
t	Correas sin fin	6 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	7 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	9 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	11 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	14 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	18 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	18 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	24 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	22 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	28 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	33 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>
	Correas sin fin DIN 2216	6 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	7 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	9 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	11 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	14 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	18 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	21 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	24 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	26 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	33 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>	38 + <sup>0,6</sup> / <sub>0</sub>
d <sub>0</sub> min	Correas trapeziales	20	28	40	50	71	112	160	180	250	355	500
	Correas trapeziales	-	-	-	63	90	140	-	224	-	-	-
α		32° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 50	32° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 63	32° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 75	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	34° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 80	34° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 118	34° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 190	34° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 250	34° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 315	34° ± 1° d <sub>0</sub> ≤ 355	-	-
		36° ± 1° d <sub>0</sub> > 50	36° ± 1° d <sub>0</sub> > 63	36° ± 1° d <sub>0</sub> > 75	-	-	-	-	-	-	36° ± 30' d <sub>0</sub> ≤ 500	36° ± 30' d <sub>0</sub> ≤ 630
		-	-	-	38° ± 1° d <sub>0</sub> > 80	38° ± 1° d <sub>0</sub> > 118	38° ± 1° d <sub>0</sub> > 190	38° ± 1° d <sub>0</sub> > 250	38° ± 30' d <sub>0</sub> > 315	38° ± 30' d <sub>0</sub> > 355	38° ± 30' d <sub>0</sub> > 500	38° ± 30' d <sub>0</sub> > 630
Ancho y corona para número de canales z b <sub>2</sub> = (z - 1) e + 2 f	1	10,0	12,0	14,0	16,0	20,0	25,0	30,0	34,0	38,0	48,0	58,0
	2	16,0	20,0	24,0	28,0	35,0	44,0	53,0	59,5	67,0	85,0	102,5
	3	22,0	28,0	34,0	40,0	50,0	63,0	76,0	85,0	96,0	122,0	147,0
	4	28,0	36,0	44,0	52,0	65,0	82,0	99,0	110,5	125,0	159,0	191,5
	5	34,0	44,0	54,0	64,0	80,0	101,0	122,0	136,0	154,0	196,0	236,0
	6	40,0	52,0	64,0	76,0	95,0	120,0	145,0	161,5	183,0	233,0	280,5
	7		60,0	74,0	88,0	110,0	139,0	168,0	187,0	212,0	270,0	325,0
	8			84,0	100,0	125,0	158,0	191,0	212,5	241,0	307,0	369,5
	9				112,0	140,0	177,0	214,0	238,0	270,0	344,0	414,0
	10					155,0	196,0	237,0	263,5	299,0	381,0	458,5
	11						215,0	260,0	289,0	328,0	418,0	503,0
	12							283,0	314,5	357,0	455,0	547,5

\* Para poleas acanaladas trapeziales usen estas también para las correas trapeziales Optibelt Sinar TX MeS

## **ANEXO 5. Planos tecnológicos**

## **ANEXO 6. Planos de ensamble**

## ANEXO 7. Ficha técnica

FICHA TÉCNICA					
REALIZADO POR:	Paola García- Kevin Grajales		FECHA:	02/06/2015	
MÁQUINA:	Banco de Transmisiones de potencia	UBICACIÓN:	Laboratoria de Motores		
DESCRIPCIÓN FÍSICA:	Banco de transmisiones de potencia mecánica, estructura construida con angulos de 1 1/2" x 1 1/2" x 1/8", de acero 1045. Este cuenta con un motor marca SIEMENS, dos reductores de engranajes helicoidales marca FAMA y SEW, dos transmisiones por correa tipo V, una transmisión por cadena de rodillos y dos frenos de disco con mordaza.				
CARACTERISTICAS GENERALES					
PESO:	150 Kg	ALTURA:	1,5 m	ANCHO:	0,4 m
		LARGO:	0,7 m		
CARACTERISTICAS TECNICAS			BANCO DE TRANSMISIONES DE POTENCIA		
Voltaje: 220 Potencia del motor: 0,5 hp = 0,37 Kw Frecuencia de giro a potencia nominal= 1590 rpm Frecuencia de giro salida 1 = 67,18 rpm Frecuencia de giro salida 2 = 67,10 rpm Relacion de transmisión correa A= 2 a 1 Relacion de transmisión correa B= 1 a 1 Relacion de transmisión cadena C= 1 a 1 Lubricante de reductores= OMALA 220 Líquido de frenos= DOT3					
FUNCIÓN:	Academica				
PRECAUCIONES DE USO					
Uso de elementos de protección personal Verificar que la conexión sea de 220V Verificar nivel de líquido de frenos					