

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA**  
**ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECAÁNICA**  
**CARRERA: INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL**



**PRÁCTICA DE ESPECIALIDAD PARA OPTAR POR EL**  
**TÍTULO DE LICENCIATURA EN INGENIERÍA EN**  
**MANTENIMIENTO INDUSTRIAL**

**PROYECTO: DISEÑO DE MÁQUINA DE**  
**EMBOBINADO PARA CABLE Y MÁQUINA**  
**AUXILIAR DE FRENADO**

**ESTUDIANTE:**

**EDUARDO TREJOS CORDERO**

**200429088**

**II SEMESTRE 2014**



- Canadian Engineering Accreditation Board
- Bureau canadien d'accréditation des programmes d'ingénierie

Carrera evaluada y acreditada  
por:

**CEAB**

**Profesor Guía**

Ing. Christopher Vega Sánchez

**Asesor Industrial**

Ing. José Herrera.

**Tribunal Examinador**

Ing. Manuel Mata

Ing. Carlos Otárola

**Información del estudiante y de la empresa**

- Nombre: Eduardo Trejos Cordero.
- Cédula: 2-0612-0159.
- Carné TEC: 200429088.
- Dirección de su residencia en época lectiva: San Francisco - Heredia, Costa Rica, 150 metros oeste de la escuela de San Francisco de Heredia.
- Teléfono en época lectiva: 6067-8660.
- Email: [eduardo.trejos@hotmail.com](mailto:eduardo.trejos@hotmail.com)

**Información del proyecto**

- Nombre: Diseño de una máquina de embobinado con capacidad del almacenar 1 km de cable AAAC y diseño de una máquina auxiliar con freno incorporado.
- Profesor asesor: Ing. Christopher Vega Sánchez.
- Horario de trabajo del estudiante: de lunes a jueves de 8.00 a.m. a 5.00 p.m.

**Información de la empresa**

- Nombre: ESPH.
- Zona: Fátima, Heredia.
- Dirección: Diagonal a la plaza de deportes de Fátima Heredia – Cantón Central.
- Teléfono: 2562-3774.
- Actividad principal: Alumbrado público y reconstrucción de la red eléctrica.

## **Dedicatoria**

A mis padres, Eduardo Trejos Benavides y Anabelle Cordero Salas, por sus innumerables sacrificios, su incondicional apoyo y por guiarme siempre con un ejemplo de trabajo duro y dedicación.

A mi hermano, Esteban Trejos Cordero, por su apoyo y camaradería durante todos estos años. A mi familia en general por siempre tener fe en mis capacidades y brindarme palabras de aliento.

Apoyo incondicional por parte de Viveka Retana Navas, para ella toda mi admiración y respeto.

## Tabla de contenido

Índice de figuras .....	9
Índice de tablas .....	11
<b>1 Reseña de la empresa .....</b>	<b>14</b>
<b>2 Antecedentes y situación actual.....</b>	<b>14</b>
<b>3 Justificación del proyecto .....</b>	<b>15</b>
<b>4 Objetivos.....</b>	<b>16</b>
4.1 Objetivos generales .....	16
4.2 Objetivos específicos .....	17
<b>5 Alcance del proyecto .....</b>	<b>17</b>
<b>6 Limitaciones del proyecto .....</b>	<b>18</b>
<b>7 Desarrollo del diseño de la máquina de embobinado .....</b>	<b>19</b>
7.1 Flujograma del diseño.....	19
7.2 Requerimientos del proyecto .....	20
7.2.1 Requerimientos funcionales.....	20
7.2.2 Requerimientos de seguridad.....	20
7.2.3 Requerimientos de diseño.....	21
7.2.4 Requerimientos económicos.....	21
7.3 Propuestas de diseño.....	21
7.3.1 Valoración de propuestas.....	22
7.3.2 Selección de la propuesta de diseño .....	23
7.4 Diseño de la máquina de embobinado de cable .....	24
7.4.1 Investigación previa para determinar los parámetros de la máquina .....	28
7.4.2 Características mecánicas del conductor “Canton” tipo AAAC .....	29
7.4.3 Cálculo mecánico de flechas y tensiones .....	30
7.4.4 Cálculos correspondientes a un cable conductor “Canton” tamaño AAAC .....	32
7.4.5 Diseño del tambor .....	37

7.4.6	Determinación de potencia requerida del equipo .....	45
7.4.7	Diseño del sistema de transmisión de potencia .....	46
7.4.8	Diseño del eje principal .....	55
7.4.9	Diseño de la cuña.....	70
7.4.10	Diseño del anillo de retención.....	74
7.4.11	Diseño del rodamiento .....	76
7.4.12	Fijación del cable al tambor .....	76
7.4.13	Sistema hidráulico .....	79
7.4.14	Diseño final de la máquina de embobinado.....	87
<b>8</b>	<b>Desarrollo del diseño de la máquina de auxiliar de frenado.....</b>	<b>87</b>
<b>8.1</b>	<b>Flujograma del diseño.....</b>	<b>87</b>
<b>8.2</b>	<b>Requerimientos del proyecto .....</b>	<b>88</b>
8.2.1	Requerimientos funcionales .....	88
8.2.2	Requerimientos de seguridad.....	89
8.2.3	Requerimientos de diseño.....	89
8.2.4	Requerimientos económicos .....	90
<b>8.3</b>	<b>Propuestas de diseño.....</b>	<b>90</b>
8.3.1	Valoración de propuestas.....	91
8.3.2	Selección de la propuesta de diseño .....	91
<b>8.4</b>	<b>Diseño de la máquina auxiliar de frenado.....</b>	<b>92</b>
8.4.1	Diagramas de cuerpo libre y análisis estático del eje.....	95
8.4.2	Análisis de las cargas y de las fuerzas presentes .....	96
8.4.3	Diseño del eje principal de la máquina auxiliar .....	99
8.4.4	Torque máximo.....	100
8.4.5	Diseño de la cuña para la sección del freno .....	102
8.4.6	Diseño del anillo de retención en la sección del freno.....	105
8.4.7	Diseño del brazo de impulso .....	107
8.4.8	Diseño de un sistema de freno de zapatas.....	109
8.4.9	Diseño final de la máquina auxiliar de frenado .....	115
<b>9</b>	<b>Presupuesto .....</b>	<b>115</b>
<b>9.1</b>	<b>Desglose de costos.....</b>	<b>116</b>

9.1.1	Diseño de la máquina .....	116
9.1.2	Sistema hidráulico .....	117
9.1.3	Materiales de la máquina .....	118
9.1.4	Costo de fabricación .....	118
9.1.5	Costo total .....	118
<b>10</b>	<b>Retorno a la Inversión .....</b>	<b>119</b>
<b>11</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>120</b>
<b>12</b>	<b>Recomendaciones .....</b>	<b>120</b>
<b>13</b>	<b>Bibliografía.....</b>	<b>121</b>
<b>14</b>	<b>Apéndices .....</b>	<b>122</b>
Apéndice 1	Máquina de embobinado. Comprobación del diámetro escogido para la sección del rodamiento.....	122
Apéndice 2	Máquina de embobinado. Estimación del número de ciclos hasta la falla del eje por fatiga	126
Apéndice 3	Máquina de embobinado. Análisis de la concentración de esfuerzos en el surco del anillo	128
Apéndice 4	Máquina de embobinado. Cálculo de la carga dinámica para la escogencia del rodamiento	130
Apéndice 5	Máquina de embobinado. Diseño del tambor y análisis de la soldadura.....	132
Apéndice 6	Máquina de embobinado. Dimensionamiento del tambor, y análisis de la presión que ejerce el cable sobre su superficie .....	138
Apéndice 7	Máquina auxiliar de frenado. Comprobación del diámetro y del factor de seguridad	150
Apéndice 8	Máquina auxiliar de frenado. Análisis de la concentración de esfuerzos en el surco del anillo .....	151
Apéndice 9	Máquina auxiliar de frenado. Cálculos del sistema de freno de zapatas .....	153
Apéndice 10	Máquina auxiliar de frenado. Análisis de las soldaduras críticas del sistema de frenado	162
Apéndice 11	Tabla A1. Efecto de la temperatura en la tensión del conductor .....	167
Apéndice 12	Tabla A2. Valor de la flecha máxima para distintas temperaturas y vanos...	168

Apéndice 13	Gráfico Caso 1, análisis realizado con <i>software Beam Design</i> , plano XY.....	169
Apéndice 14	Gráfico Caso 1, análisis realizado con <i>software Beam Design</i> , plano XZ.....	169
Apéndice 15	Gráfico Caso 2, análisis realizado con <i>software Beam Design</i> , plano XY.....	170
Apéndice 16	Gráfico Caso 2, análisis realizado con <i>software Beam Design</i> , plano XZ.....	170
Apéndice 17	Máquina Auxiliar, Diagrama de Momento Flector para el primer caso de estudio, correspondiente al plano XY .....	171
Apéndice 18	Máquina Auxiliar, Diagrama de Momento Flector para el primer caso de estudio, correspondiente al plano XZ .....	172
<b>15</b>	<b>Anexos .....</b>	<b>173</b>
15.1	Anexo: Rendimiento del motor <i>Eaton</i> serie 2000, desplazamiento 80cm <sup>3</sup> r.....	173
15.2	Anexo: Tabla A6. Rendimiento del motor <i>Parker</i> serie TF0080, desplazamiento 80cm <sup>3</sup> r .....	174
15.3	Anexo: Tabla A7. Monograma de capacidad de caudal.....	175
15.4	Anexo: Tabla A8. Dimensiones generales del filtro serie 15P .....	176
15.5	Anexo: Figura A9. Características de la válvula de alivio RAH 081 .....	177
15.6	Anexo: Tabla A10. Curvas de desempeño de la válvula de alivio RAH081.....	178
15.7	Anexo: Especificaciones de la chumacera RSAO .....	179
15.8	Anexo: Especificaciones de la chumacera 3716in .....	179
15.9	Anexo: Especificaciones del rodamiento <i>Timken</i> con diámetro interno 3716in .....	180
15.10	Detalle del anillo retenedor .....	181
15.11	Anexo: Detalle de la fuerza de cizalla anular en el anillo de retención .....	181
15.12	Anexo: Detalle del <i>chafan</i> máximo que deben llevar las ruedas dentadas .....	182
15.13	Anexo: Especificación de la rueda dentada de 17 y 34 dientes, para una cadena N° 80 según el fabricante <i>Martin Sprockets</i> .....	183
15.14	Anexo: Especificaciones del anillo de retención según el fabricante <i>Smalley</i> .....	184
15.15	Anexo: Especificaciones de la cadena N° 80 según el fabricante <i>Timken</i> .....	184
15.16	Anexo: Especificación de la potencia permisible de la cadena N° 80 dependiendo de la cantidad de dientes de la rueda dentada.....	185
15.17	Anexo: Dimensiones de las carruchas permitidas en la máquina auxiliar, según catálogo <i>Phelps Dodge</i> .....	186
15.18	Anexo: Dimensiones de las carruchas permitidas en la máquina auxiliar, según catálogo <i>Phelps Dodge</i> .....	187



<b>15.19</b>	<b>Anexo: Desempeño del motor Parker seleccionado para la máquina de embobinado</b>	
	<b>188</b>	
<b>15.20</b>	<b>Anexo: Tabla de especificaciones Sae</b>	<b>189</b>

## Índice de figuras

Figura 1. Flujograma del desarrollo del proyecto .....	19
Figura 2. Esquema general de la propuesta III .....	25
Figura 3. Lubricación manual en una cadena de rodillos .....	27
Figura 4. Esquema de las fuerzas de tensión presentes en dos apoyos .....	31
Figura 5. Esquema general de una flecha entre dos apoyos.....	32
Figura 6. Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable único.....	39
Figura 7 Ubicación de los parámetros del tambor .....	41
Figura 8. Distintos valores de PCD, dependiendo del número de capa .....	42
Figura 9. Geometría de una rueda dentada.....	51
Figura 10. Esquema básico de la relación 2:1 utilizada en el diseño, con un R2 de 34 dientes y un R1 de 17 dientes .....	52
Figura 11. Vista lateral de la rueda dentada R2 seleccionada, tipo B.....	53
Figura 12. Rueda dentada R1, con 17 dientes, tipo B .....	54
Figura 13. Esquema básico de la fuerza aplicada en el extremo del tambor y la fuerza aplicada en la rueda dentada R2.....	57
Figura 14. Diagrama de cuerpo libre del eje .....	59
Figura 15. Caso 1, esquema de fuerzas plano XY .....	60
Figura 16. Diagrama de cuerpo libre para el primer caso de estudio, correspondiente a las reacciones en el plano XY .....	61
Figura 17. Caso 1, esquema de fuerzas plano XZ .....	61
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre para el primer caso de estudio, correspondiente a las reacciones en el plano XZ.....	62
Figura 19. Caso 2, esquema de fuerzas plano XY .....	63
Figura 20. Diagrama de cuerpo libre, para el plano XY .....	63

Figura 21. Figura 16. Esquema de fuerzas, plano XZ .....	64
Figura 22. Diagrama de cuerpo libre, para el plano XZ .....	64
Figura 23. Dimensiones generales de la cuña .....	73
Figura 24. Sistema de sujeción de cable al tambor .....	77
Figura 25. Detalle de sistema de sujeción .....	77
Figura 26 Diagrama unifilar para un circuito impulsor cerrado .....	86
Figura N° 27. Flujograma del desarrollo del proyecto .....	86
Figura 28. Esquema general de la propuesta I .....	93
Figura 29. Esquema general de la máquina auxiliar.....	95
Figura 30. Componentes de las fuerzas mostradas, para el análisis del eje .....	96
Figura 31. Diagrama de cuerpo libre para el primer caso de estudio, correspondiente a la reacciones en el plano xy.....	97
Figura 32. Diagrama de cuerpo libre para el primer caso de estudio, correspondiente a las reacciones del plano xz.....	98
Figura 33. Parámetros de las dimensiones reales de la carrucha según el fabricante .....	101
Figura 34. Dimensión general del freno .....	103
Figura 35. Dimensiones generales de la cuña .....	104
Figura 36. Dibujo representativo de las dimensiones del surco .....	106
Figura 37. Dimensiones generales de la manivela y su cordón de soldadura.....	107
Figura 38. Esquema de las fuerzas normales y las de fricción que actúan sobre las zapatas.....	111
Figura 39. Esquema general freno de zapatas para este diseño.....	112
Figura 40. Modelo esquemático del sistema de frenos seleccionado .....	113
Figura 41. Concentración de esfuerzo para eje redondo con filete en el hombro en tensión .....	122
Figura 42. Concentración de esfuerzos para eje redondo con filete en el hombro en torsión .....	123
Figura 43. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado .....	124
Figura 44. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa .....	124
Figura 45. Fracción de resistencia a la fatiga.....	127
Figura 46. Eje redondo con surco de fondo plano en flexión .....	129
Figura 47. Muestra el cordón de soldadura adherido en el extremo del tambor .....	133
Figura 48. Dimensiones de eje en el análisis de soldadura .....	135
Figura 49. Fuerzas que actúan sobre la soldadura .....	136
Figura 50. Fuerza de compresión sobre el tambor. ....	139

Figura 51. Cable bajo tensión. Tambor ofrece resistencia a la presión (p) .....	140
Figura 52. Diagrama de la fuerza radial hacia el interior del cable. Las unidades de las dimensiones están en pulgadas .....	144
Figura 53. Fuerzas aplicadas en el disco lateral del tambor. Unidades en pulgadas .....	145
Figura 54. Fuerza aplicada a 20° del centro .....	147
Figura 55. Reacción de someter toda la fuerza en solo un disco del tambor .....	148
Figura 56. Indicadores de la soldadura del tambor y dimensiones generales .....	150
Figura 57. Dimensiones del sistema propuesto de frenado.....	153
Figura 58. Elemento 1 del sistema de freno.....	154
Figura 59. Diagrama de cuerpo libre del elemento 1.....	155
Figura 60. Diagrama de cuerpo libre del elemento 2.....	155
Figura 61. Elemento 3, donde se ubica la zapata izquierda .....	156
Figura 62. Elemento 4, Reacciones en la Zapata derecha .....	158
Figura 63. Fuerzas de fricción y fuerzas normales .....	161
Figura 64. Soldadura del soporte inferior del freno.....	163
Figura 65. Sección soldada de la palanca superior.....	165

## Índice de tablas

Tabla 1. Valoración de las propuestas de diseño .....	22
Tabla 2. Elementos mecánicos representados en la Figura 2 .....	26
Tabla 3. Características mecánicas del conductor “Canton” tipo AAAC .....	30
Tabla 4. Parámetros a utilizar en la resolución de la siguiente ecuación.....	33
Tabla 5. Componentes y parámetros generales utilizados en la elaboración del diseño del tambor	40
Tabla 6. Resultados obtenidos de PCD y el Torque máximo .....	43
Tabla 7. Longitud total correspondiente a cada capa de cable almacenada .....	44
Tabla 8. Factores de servicio para cargas (Kf).....	47
Tabla 9. Factores para cadenas de cordones múltiples (K2). .....	47
Tabla 10. Parámetros generales del sistema de transmisión por cadena .....	48
Tabla 11. Factores de corrección para los dientes (K1).....	49

Tabla 12. Capacidad o potencia nominal (Hp), de cadenas de rodillos de paso simple y un solo cordón con rueda dentada impulsora de 17 dientes.....	50
Tabla 13. Dimensiones de cadenas de rodillos estándares de un solo cordón .....	51
Tabla 14. Resultados del procedimiento anterior para una cadena N° 80 .....	52
Tabla 15. Datos del catálogo de fabricante para la rueda dentada R2 .....	53
Tabla 16. Datos del catálogo de fabricante para la rueda dentada R1 .....	54
Tabla 17. Valores de las fuerzas involucradas en el esquema básico del diagrama del eje. ....	58
Tabla 18. Componentes de las fuerzas mostradas en la Figura 13.....	58
Tabla 19. Resultados de los puntos críticos del primer caso de análisis. Caso en donde se aplica la carga máxima al lado derecho del tambor.....	65
Tabla 20. Resultados de los puntos críticos del segundo caso de análisis. Caso en donde se aplica la carga máxima al lado izquierdo del tambor.....	66
Tabla 21. Resistencia mínima determinada a la tensión y a la fluencia ASTM del acero 1060 HR (laminado en caliente) .....	66
Tabla 22. Estimaciones de la primera iteración de los factores de concentración de esfuerzos .....	67
Tabla 23. Diámetro definitivo para la dimensión del eje .....	68
Tabla 24. Límites de tolerancia para el tamaño máximo y mínimo de las piezas según norma ANSI B4. I.....	69
Tabla 25. Dimensiones en pulgadas de cuñas de sección cuadrada.....	72
Tabla 26. Dimensiones finales de la cuña cuadrada (ver Figura 25).....	73
Tabla 27. Tolerancias para la cuña y el cuñero de la máquina de embobinado .....	74
Tabla 28. Propiedades y dimensiones para anillos de retención.....	75
Tabla 29. Tolerancias para el anillo de retención según norma ANSI B27.8M .....	75
Tabla 30. Datos generales del rodamiento escogido marca “Timken” .....	76
Tabla 31. Factores de par de torsión k.....	78
Tabla 32. Propiedades de motores homólogos con desplazamiento 80cm <sup>3</sup> rev.....	81
Tabla 33. Parámetros generales del sistema hidráulico .....	83
Tabla 34. Especificaciones de la manguera.....	84
Tabla 35. Características de la válvula de alivio RAH081 .....	85
Tabla 36. Valoración de las propuestas de diseño.....	91
Tabla 37. Elementos mecánicos representados en la Figura 41 .....	93
Tabla 38. Fuerzas involucradas en el esquema básico del diagrama del eje.....	95

Tabla 39. Componentes de las fuerzas mostradas en la Figura 33 .....	96
Tabla 40. Resultados del punto crítico .....	99
Tabla 41. Resistencia mínima determinada a la tensión y a la fluencia ASTM del acero 1060 HR (laminado en caliente) .....	99
Tabla 42. Datos de la primera iteración para posibles concentraciones de esfuerzos.....	100
Tabla 43. Dimensiones de la carrucha de mayor tamaño que se puede manipular.....	101
Tabla 44. Valor de torque máximo.....	101
Tabla 45. Diámetros definitivos en el eje de la máquina auxiliar .....	102
Tabla 46. Tamaño de la cuña correspondiente a un diámetro igual 2.75 pulg.....	102
Tabla 47. Dimensiones finales de la cuña (ver Figura 46).....	104
Tabla 48. Tolerancias para la cuña y del cuñero del eje de la máquina auxiliar según norma AISI B17.1 .....	105
Tabla 49. Datos generales de del anillo de retención de la máquina auxiliar de frenado .....	105
Tabla 50. Criterio del fabricante con respecto al radio máximo .....	106
Tabla 51. Tolerancias del anillo de retención según norma ANSI B27.7.....	107
Tabla 52. Costos de adquisición de los elementos del sistema hidráulico .....	117
Tabla 53. Costo de adquisición de los materiales para el diseño de las máquinas.....	118
Tabla 54. Costo total de la implementación .....	118
Tabla 55. Reacciones en el primer caso .....	131
Tabla 56. Reacciones en el segundo caso .....	131
Tabla 57. Factores de carga para distintas aplicaciones .....	132
Tabla 58. Fuerzas sobre el eje a la soldadura de disco .....	134
Tabla 59. Esfuerzos de fatiga permitidos para aceros A7, A36 y A373 .....	137
Tabla 60. Parámetros para la determinación de la fuerza en contra del tambor.....	139
Tabla 61. Parámetros de la ecuación anterior .....	148
Tabla 62. Valores típicos de presión veces velocidad del frotamiento, usados en frenos de zapata industriales.....	159

## 1 Reseña de la empresa

Fundada un 8 de marzo de 1976, más de 36 años después la ESPH brinda los servicios de alumbrado público, telecomunicaciones, alcantarillado sanitario, agua potable y suministro de energía eléctrica. Actualmente alberga el suministro de agua potable a los cantones del área central de Heredia y alrededores. Además, se encuentra en uso más de 500 kilómetros de cableado primario que transporta energía eléctrica suministrada para las actividades de más de 264.000 usuarios.

## 2 Antecedentes y situación actual

Actualmente el departamento de Construcción y Mejoras en la Red de la ESPH está a cargo de realizar dos labores:

- La primera consiste en realizar ampliaciones de la red de distribución eléctrica, mediante la instalación de un nuevo cable conductor.
- La segunda labor es brindar el mantenimiento de la red de suministro actual, realizando cambios de cable conductor viejo en tramos de más de cuatrocientos metros en zonas residenciales y subestaciones.

Para llevar a cabo estas dos labores el departamento cuenta primordialmente con el siguiente equipo:

- Una máquina para embobinar el cable.
- Una máquina auxiliar a distancia, con un freno mecánico.

Para generalizar la labor de ampliación de la red, se explica como un proceso en el que se instalan los postes y se hace pasar una soga o mecate de nylon entre ellos. Los operarios toman uno de los extremos y lo unen a una carrucha con nuevo cable conductor, ubicado en la máquina auxiliar a distancia (sistema que posee un freno mecánico). El otro extremo de soga sobrante se sujeta a la máquina de embobinado de cable, para que de esta manera pueda ser halado hacia la parte superior de los postes.

El procedimiento para realizar la labor de mantenimiento de red de suministro eléctrico es un poco diferente al anterior, pero se utiliza el mismo equipo. Durante la labor se cortan los dos extremos del cable conductor viejo, uno de ellos se une a la máquina de embobinado y el otro extremo se une al carrete de cable conductor nuevo ubicado en la máquina auxiliar a distancia.

Existen dificultades con las dos máquinas anteriores, ninguna cumple con los requerimientos necesarios para poder llevar a cabo la labor sin contar con la intervención directa de los integrantes de la cuadrilla, exponiendo su integridad física a peligros latentes. Entre las principales dificultades están:

- Falta de fuerza generada por la máquina de embobinado de cable, lo cual genera que los operarios deban aplicar un impulso manual, ya que esta no genera el arrastre necesario para completar la labor.
- Poca capacidad de almacenamiento de cable, ya que la máquina actual solo permite almacenar un aproximado de quinientos metros de longitud de cable conductor.
- No existe ningún dispositivo de control en el sistema hidráulico que cuente con un límite de operación, para no exigir a la máquina de embobinado.
- El freno mecánico de la máquina auxiliar es incapaz de detener el sistema si ocurriera una emergencia durante la labor.
- No existe un mecanismo que permita la sujeción del cable por embobinar, lo que hace que los operarios deban reacomodar el cable al inicio de la operación.

### **3 Justificación del proyecto**

En nuestro país el diseño de líneas de tendido eléctrico ha sido limitado solamente al enfoque eléctrico, subestimando o dejando de lado la importancia que tiene el diseño mecánico. Esto genera consecuencias negativas, comprometiendo la confiabilidad del sistema eléctrico nacional, así como la seguridad de los usuarios. Además, se sabe que estas eventualidades aumentan los costos de operación, por esta razón el proyecto acude a solventar la necesidad del departamento, de optimizar las dos labores que se realizan actualmente. La justificación de este proyecto se resume en cuatro puntos principales:

- La seguridad de los operarios, este es el punto clave del proyecto porque se busca crear un diseño que garantice el bienestar de los operarios. Para ello se presentan dos propuestas: la primera es el diseño de un freno hidráulico, para que se le permita al operario poder interrumpir la labor cuando se necesite. La segunda es incluir un dispositivo de control, para que cuando el cable conductor sea halado no alcance su punto de rotura y no atente contra la seguridad de las personas presentes en el área de trabajo.
- Disponer de un equipo adecuado para realizar las labores, sin que se requiera la intervención directa de los operarios.
- Disponer de equipo propio, que sea para uso exclusivo del departamento.
- Aumentar la eficiencia de la cuadrilla, ya que se necesitará una menor cantidad de operarios al momento de operar las máquinas, para que así estos den apoyo en otros sectores de la operación que se está llevando a cabo.
- Se pretende reducir el costo de la cuadrilla en al menos dos horas diarias por cada día de labor. Como el costo de la cuadrilla es de ₡22.482,00 la hora, se presume que en una semana de labor será de ₡224.820,00.

## 4 Objetivos

### 4.1 Objetivos generales

- Diseñar una máquina de embobinado para cable conductor aéreo, para utilizarse en el mantenimiento de líneas aéreas y en la instalación de nuevo cable para líneas monofásicas y trifásicas, la cual pueda almacenar una longitud máxima de un kilómetro de cable tamaño AAAC y pueda desarrollar una velocidad máxima de 30 *m/min*.
- Diseñar una máquina auxiliar que incluya un freno hidráulico y pueda contener una carrucha de abastecimiento de cable conductor, con capacidad de una tonelada de cable tamaño AAAC.
- Realizar un análisis económico y determinar la rentabilidad de implementar el proyecto a futuro.



## 4.2 Objetivos específicos

- Comprender el sistema actual y su funcionamiento.
- Recopilar información sobre el proceso y las necesidades de los operarios, con el fin de definir los parámetros de diseño.
- Seleccionar y dimensionar todos los elementos mecánicos que forman el sistema de embobinado aéreo.
- Determinar el costo de fabricación del sistema.
- Determinar el ahorro monetario que se logrará con la implementación del sistema.
- Determinar el retorno de la inversión.

## 5 Alcance del proyecto

A continuación se detallan los entregables de la empresa al concluir el periodo de la práctica profesional, se menciona la capacidad del equipo diseñado.

Como el proyecto involucra el diseño de un sistema de embobinado, que incluye una máquina para embobinar cable y una máquina auxiliar, se hará entrega al departamento de los siguientes documentos:

- El documento completo del proyecto.
- Los planos respectivos de los elementos mecánicos del sistema.
- Un disco compacto que contenga, en formato digital, los entregables mencionados anteriormente.

Se aclara que bajo ninguna circunstancia se incluirán los manuales de mantenimiento preventivo o correctivo de las dos máquinas que conforman el sistema de embobinado. Además, se debe mencionar que bajo ninguna circunstancia se procederá a implementar este diseño durante el periodo de práctica profesional.

Se estipula que el diseño de la máquina de embobinado brinde una tensión máxima de  $12\text{ kN}$  a una velocidad máxima de  $30\text{ m/min}$  y pueda contener una longitud de cable aproximada

de mil metros de cable conductor. Por razones de seguridad se decide no otorgar una tensión máxima mayor a  $12kN$ , ya que cuando se requiere más tensión en las líneas de cableado eléctrico, los operarios la adicionan manualmente mediante el uso de un *Winch* mecánico.

El rol principal del diseñador de este proyecto involucra la recolección de datos mediante una investigación previa sobre las propiedades y características del cable conductor, para así lograr elaborar el diseño lo más ergonómico posible, además seleccionar las partes y realizar una cotización general de los costos de las piezas, aunque no haya disponible un presupuesto actual.

## 6 Limitaciones del proyecto

El motivo principal de la no implementación del proyecto es por el reducido presupuesto actual con el que cuenta el departamento, por eso solo se evaluará el diseño de la máquina y la elaboración de los respectivos planos y dimensionamiento del equipo.

Además, para realizar la selección de los equipos se utilizarán catálogos de fabricantes foráneos, esto implica un menor margen de tiempo para que los equipos puedan ingresar al país durante los próximos seis meses.

El equipo hidráulico de las grúas que posee el departamento cumple su función, pero se debe señalar que ya poseen años de uso y el mantenimiento que se les ha dado es poco, esto ha generado presencia de fugas en el sistema, haciendo que el equipo no sea tan eficiente en caso de que se requiera.

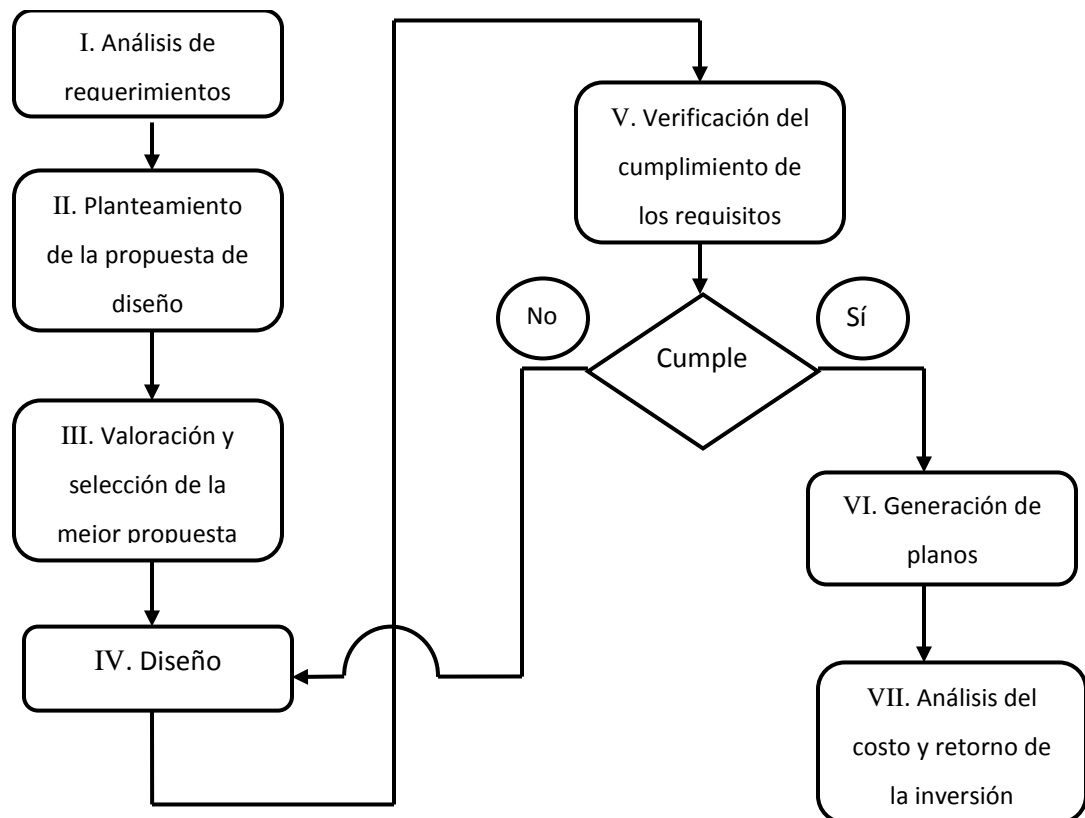
La limitación más importante es que por ser un diseño para una máquina de uso industrial, la empresa no cuenta con un taller mecánico que posea la herramienta pesada necesaria para construir un equipo de estas dimensiones y garantizar buenas prácticas y un buen procedimiento del armado de las partes. Esto significa que la empresa debe realizar un concurso o adjudicación para la implementación del proyecto a un taller externo que cumpla con los requerimientos de fabricación y armado.

## 7 Desarrollo del diseño de la máquina de embobinado

### 7.1 Flujograma del diseño

El siguiente flujograma pretende hacer una descripción de las etapas generales del diseño y del orden en que se va desarrollar el proyecto, este esquema será utilizado en el diseño de la máquina de embobinado y también en el de la máquina auxiliar de frenado.

Figura 1. Flujograma del desarrollo del proyecto



Fuente: Propia.

## 7.2 Requerimientos del proyecto

### 7.2.1 Requerimientos funcionales

- La máquina debe desarrollar una velocidad de máxima de  $30\text{ m/min}$ .
- La máquina debe tener la capacidad de almacenar mil metros de longitud de cable.
- La máquina debe desarrollar una tensión máxima de  $12\text{ kN}$ .
- La máquina debe poseer la capacidad máxima de halar el cable conductor, en un tramo total de mil metros, conformado por cuatro vanos de doscientos cincuenta metros. Para esto se realiza el cálculo de tensiones y el uso de la ecuación de estado, para hallar la fuerza de arrastre que se necesita.
- Las medidas máximas del largo y el ancho que debe poseer la máquina son  $2.20 \times 2.50$  metros respectivamente, ya que son las máximas del área disponible en la plataforma, donde se ubica la grúa HIAB 090.
- La máquina debe ser accionada a distancia, por medio de las palancas del sistema hidráulico de la grúa HIAB 090.
- La máquina debe poseer un sistema de sujeción que permita que el cable no se desprenda de la máquina cuando se está realizando la operación de embobinado.
- El diseño de la máquina requiere de una estructura metálica que sea resistente a la corrosión, al desgaste, que sea de bajo costo de fabricación y que los materiales que la conformen sean de fácil adquisición. Por estas razones se debe procurar utilizar metales considerados como estructurales, ya que estos ofrecen una resistencia mecánica necesaria.

### 7.2.2 Requerimientos de seguridad

- Se incluirá una válvula como protección en caso de sobrecargas de presión.
- Se incluirá un guarda protección, localizado alrededor del sistema de transmisión, para evitar que los operarios estén en contacto directo con partes móviles de la máquina de embobinado.
- Es correcto ubicar una válvula *Shut Off* para el movimiento de la máquina en caso de existir una emergencia.

### 7.2.3 Requerimientos de diseño

Se debe iniciar atendiendo una necesidad, donde por medio de un simple bosquejo de ideas, se visualiza el diseño y se especifican los parámetros generales que debe manejar el equipo. Para eso definimos propiamente a una máquina de embobinado como un equipo de propulsión mecánica que posee la capacidad de elevar o bajar cargas. Este diseño establece que el equipo ofrezca una característica práctica y que permita que permita una facilidad de uso a los operarios, para ello se estipulan los siguientes parámetros:

- La eficiencia energética.
- El ensamble fácil.
- Mantener los principios de mantenimiento y seguridad laboral.

Es importante estar consciente de que en este tipo de diseños siempre estará presente la incertidumbre. Entre sus aspectos principales se encuentran las propiedades de los materiales, la resistencia al desgaste, la variabilidad de la carga, la fiabilidad de la fabricación y la validez de los modelos matemáticos. Es por esto que introducir buenas estimaciones y factores de seguridad apropiados, puede propiciar una confiabilidad aceptable en el diseño de este equipo.

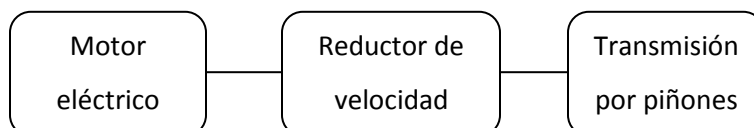
### 7.2.4 Requerimientos económicos

- El diseño de todo el sistema de embobinado, incluyendo la máquina auxiliar de frenado, no debe costar más de ₡8.000.000,00.
- El retorno de la inversión debe ser en un plazo menor a 6 años.

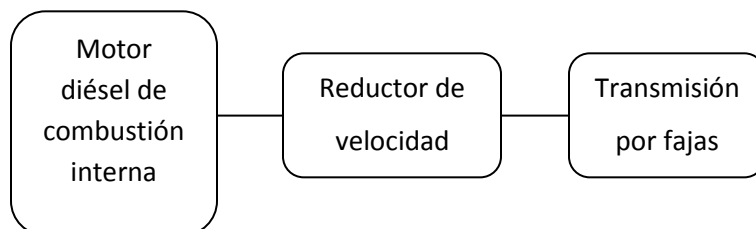
## 7.3 Propuestas de diseño

A continuación se presentan tres propuestas de diseño para la máquina de embobinado.

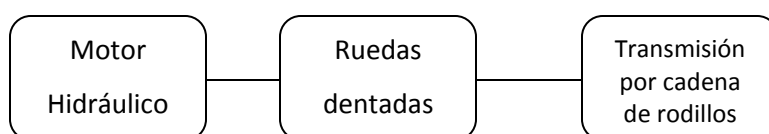
- **Propuesta I**



- **Propuesta II**



- **Propuesta III**



### 7.3.1 Valoración de propuestas

En esta sección se hace una comparación de las propuestas anteriores, para así lograr evaluar, mediante cuatro rubros, las principales características.

**Tabla 1. Valoración de las propuestas de diseño**

Rubros por evaluar	Propuesta I	Propuesta II	Propuesta III
Capacidad de Fuerza	3	5	3
Facilidad de Implementación	4	2	4
Costo y Economía	4	2	5
Seguridad y Confiabilidad	3	3	4
<b>Totales</b>	<b>14</b>	<b>12</b>	<b>16</b>
<i>Escalas numéricas:</i>			
<i>1: muy malo      2: malo      3: regular      4: bueno      5: muy bueno</i>			

Fuente: Propia.

### 7.3.2 Selección de la propuesta de diseño

Existen tres factores que se deben considerar para garantizar una correcta selección del motor, a saber:

- La seguridad laboral.
- La contaminación ambiental.
- El recurso energético.

Mediante la Tabla 1, correspondiente a la valoración de las tres propuestas de diseño, se podrá determinar cuál posee el mejor requerimiento para realizar un adecuado diseño de la máquina de embobinado.

El factor de la seguridad laboral en el área de trabajo fue un fuerte motivo por el cual no se seleccionó la propuesta I, este centra la prioridad por mantener un espacio de trabajo con las líneas eléctricas desenergizadas, ya que -por obvias razones- el personal estará en contacto directo con los conductores. Debido a esto se necesita otra fuente energética para poder movilizar el motor de la máquina de embobinado y así eliminar posibles peligros latentes a los que se encuentren expuestos los operarios de la cuadrilla. Por ende, no se puede poner en marcha ningún motor eléctrico presente en el área de trabajo.

La propuesta II es atractiva por la capacidad de potencia que entrega un motor diésel, pero su costo económico elevado, la dificultad de adquisición y el incremento del factor peso en el diseño de la máquina, son las principales desventajas que posee esta propuesta. Además, si se hiciera uso de un motor de combustión interna, se estaría contribuyendo con la emisión de gases nocivos y se incrementaría la cantidad de ruido, que puede llegar a perjudicar la capacidad auditiva de los operarios al momento de delegar órdenes o tareas.

Por ende, la propuesta III presenta mayor importancia, ya que utiliza el recurso energético viable, haciendo uso de la energía oleo hidráulica, ya que las grúas del departamento poseen una salida de un flujo continuo de líquido hidráulico, el cual se aprovecha para ser convertido en

potencia motriz. Además con esto nos evitamos tener que adquirir costosos equipos y generadores para realizar la misma tarea.

Ya estando en conocimiento de cuáles son las prioridades en el área de trabajo, se llega a la conclusión de que el tipo de motor que más se adecua a las necesidades actuales es el motor hidráulico. Estos pueden clasificarse según su aplicación, en tres categorías:

- Motores de velocidad elevada y par bajo (HSLT).
- Motores de baja velocidad y par elevado (LSHT).
- Motores de rotación limitada (Generadores de par).

Para esta aplicación la categoría más conveniente son los motores LSHT (*Low Speed, High Torque*). Esto significa, motores de baja velocidad y alto torque, y pueden utilizarse en algunas aplicaciones, cuando el motor debe mover cargas relativamente elevadas a velocidades bajas y a un par sensiblemente constante.

Un buen argumento de porqué se elige la propuesta III, método de transmisión de potencia por cadena de rodillos, en lugar de escoger un sistema de engranajes o mediante fajas flexibles, es debido a que la transmisión por cadena incluye una relación constante de velocidad, ya que no se ejerce en ningún momento un resbalamiento o estirado, además cuentan con una larga vida y son consideradas más accesibles económicamente en vez de utilizar o de fabricar engranes.

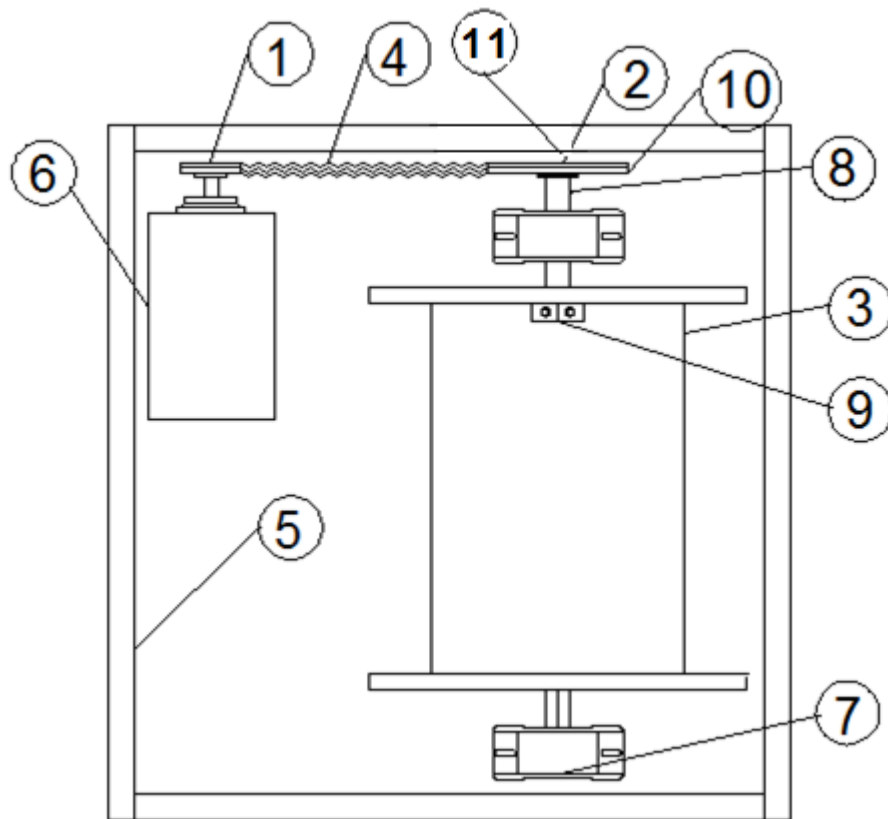
Otra de las razones importantes de por qué es conveniente una transmisión a cadena de rodillo es que estas rara vez fallan por deficiencia a la resistencia a la tensión, Más bien una posible falla es someterla a un alto número de horas de servicio.

## **7.4 Diseño de la máquina de embobinado de cable**

En esta sección se explica más a fondo cuáles son las características principales de los elementos que conforman la máquina de embobinado, para que así el lector se familiarice más con los cálculos y el funcionamiento mecánico respectivo. A continuación se presenta un esquema general de la idea de diseño, basado en la propuesta III, la cual fue seleccionada como la mejor opción. Este esquema será más detallado que el anterior.



Figura 2. Esquema general de la propuesta III



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

El siguiente cuadro contiene los elementos mecánicos representados en la figura anterior, que conforman el diseño para la máquina de embobinado.

Tabla 2. Elementos mecánicos representados en la Figura N° 2

Número	Nombre	Cantidad
1	Rueda dentada 17 dientes	1
2	Cuña del eje	1
3	Tambor	1
4	Cadena de rodillos	1
5	Estructura o armazón	1
6	Motor hidráulico	1
7	Rodamiento	2
8	Eje	1
9	Sistema de sujeción del cable	1
10	Rueda dentada 34 dientes	1
11	Anillo de retención del eje	1

Fuente: Propia.

El sistema motriz oleo-hidráulico impulsador del diseño seleccionado debe poseer un sistema de transmisión de potencia que no necesite un diseño elaborado que involucre un proceso de manufactura y ensamble costoso. Además, debe garantizar una fácil adquisición y asegurar que las pérdidas por potencia debido al deslizamiento sean mínimas, por estas razones se decide utilizar una transmisión por cadena de rodillos, la cual es el medio principal que logra transmitir la fuerza, reflejada en las ruedas dentadas.

El sistema de transmisión a cadena depende del tipo aplicación para el que sea diseñado. En el alcance del proyecto se menciona que la característica principal para este diseño es obtener una máquina que ofrezca un alto torque y una baja velocidad. Para esta característica, en el catálogo del fabricante de cadenas *Timken* se recomienda aplicar una lubricación adecuada cada ocho horas o tan a menudo como sea necesario para evitar que el área de contacto de la cadena se convierta en seco, haciendo que el sistema a cadena propuesto requiera una cantidad pequeña de grasa o aceite durante su operación. Esto es positivo para el diseño de esta máquina de embobinado, haciendo que la aplicación del lubricante sea relativamente poca. También se menciona que la labor de lubricación se pueda aplicar por medio de una brocha, contribuyendo a reducir los costos en el mantenimiento (ver Figura N° 3).

Figura 3. Lubricación manual en una cadena de rodillos



Fuente: catálogo fabricante *Timken*.

Cada una de las dos ruedas dentadas que conforman el sistema de transmisión por cadena son sujetadas por medio de una cuña, para este caso se pretende utilizar una cuña de sección cuadrada. Esta es la versión más estandarizada de cuñas que se utilizan actualmente en todas las aplicaciones, cuyo tamaño se selecciona basándose en el tamaño del eje.

El eje es un elemento clave para soportar las fuerzas presentes durante el arrastre de la carga. Su sollicitación no solo debe soportar esfuerzos por tensión y flexión, sino también poder soportar falla por fatiga, por lo cual es recomendado hacer uso de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de elemento, ya que estos cuantifican los efectos de la condición superficie, tamaño, carga, temperatura y el factor de efectos varios, donde se tiene en cuenta la corrosión, el recubrimiento electrolítico y la frecuencia cíclica, entre otros aspectos.

El tambor que se indica en el esquema de la propuesta de diseño seleccionada debe ser dimensionado de acuerdo al diámetro del cable que se desea embobinar, por esta razón es importante mencionar que el diámetro central del tambor no debe ser muy pequeño, ya que puede causar cizallamiento prematuro en el cable.

Toda la carga dinámica que se presenta en la máquina durante su operación debe ser utilizada en la selección adecuada de los rodamientos, ya que estos no solo deben ser seleccionados por el diámetro, también se debe considerar el número de revoluciones por minutos al que serán expuestos y un número de horas de servicio específico.

Se incluye un sistema de sujeción que permita asegurar el cable al tambor, este sistema va a contar con la presencia de dos tornillos, cuya dureza debe ser solicitada para soportar al menos dos veces la carga máxima de arrastre.

#### 7.4.1 Investigación previa para determinar los parámetros de la máquina

Los sistemas de suministro eléctrico cuentan con una etapa de diseño, la cual consiste en dos fases básicas: el cálculo eléctrico y el cálculo mecánico. Primeramente se realiza siempre el diseño eléctrico. Esto refleja que la etapa de diseño mecánico dependerá en gran parte de las características físicas de los conductores y de los elementos utilizados en la construcción del sistema de red eléctrica.

Durante la elaboración del diseño de la máquina de embobinado es claro que se debe realizar un análisis del sistema de distribución de eléctrica para encontrar cuáles son los requerimientos que debe poseer el sistema, entre ellos están estimar la fuerza de tensión necesaria para lograr embobinar un cable y garantizar, durante futuras labores de mantenimiento, un nivel de seguridad óptimo para las personas que conforman el equipo de trabajo.

Por esto se expone un caso de estudio para obtener las tensiones presentes en distintos longitudes de cable conductor aéreo. Para esto se debe considerar la presencia de un conductor poco flexible entre dos apoyos *A* y *B*, según se muestra en la Figura 4, situados a una misma altura y separados por una distancia a la cual denominaremos “vano”.

El conductor bajo la acción de la gravedad formará una curva conocida como “parábola”, tal inclinación se encuentra definida por la resultante que ejerce el peso sobre el cable conductor. A continuación se explicará la fórmula para determinar el peso del conductor, el cual es importante para el caso de estudio.

$$P = \delta(s * l * g)$$

Ecuación  
( 1)

Donde :

*s* : sección del cable,  $m^2$

$l$ : longitud total,  $m$

$g$ : gravedad,  $\frac{m}{s^2}$

$\delta$ : densidad lineal,  $\frac{kgf}{m^3}$

Se deben analizar las condiciones a las que se somete el cable conductor, para determinar cuál es la carga que se debe manipular, solo así se podrá saber con certeza qué tan complejo debe ser el diseño de la máquina y a qué situaciones se expondrá durante su futuro uso. Por este motivo se analiza las propiedades mecánicas del conductor.

#### **7.4.2 Características mecánicas del conductor “Canton” tipo AAAC**

En esta sección se expondrá la tabla que resume las características del cable conductor por analizar, para así poder realizar el estudio de los esfuerzos a los que se somete el conductor durante su operación, los cuales son necesarios para el diseño de la máquina. Se debe aclarar que estos datos son tomados del catálogo de productos de la compañía *Phelps Dodge*.

Específicamente el material empleado es un conductor tipo AAAC, construido con hilos de aluminio (aleación aluminio 6201), cuyo proceso de cableado es de forma concéntrica. Este cable por sus características mecánicas de flecha/tracción, lo hace atractivo para que sea empleado en tramos con longitudes normalmente empleadas en sitios urbanos.

Además, como presentan una gran resistencia mecánica a la tracción, aumenta su versatilidad, ya que pueden ser utilizados en tramos de hasta 400 metros promedio y pueden ser sometidos a altas cargas mecánicas en tramos cortos.

**Tabla 3. Características mecánicas del conductor “Canton” tipo AAAC**

Descripción	Unidades	Valor
Calibre del cable de aleación 6201	MCM	394.5
Sección	$mm^2$	200
Diámetro total	$mm$	18.30
Peso unitario	$\frac{kg}{m}$	0.551
Carga de rotura	$kg$	6013
Modulo elasticidad	E	6500
Coefficiente dilatación	$\frac{\mu}{^{\circ}C}$	23

Fuente: Propia.

### 7.4.3 Cálculo mecánico de flechas y tensiones

#### 7.4.3.1 El método de la parábola y ecuación de cambio de estado

Los conductores de las líneas eléctricas generalmente son cable en su mayor parte heterogéneo, es decir, están formados por grupos de conductores de diferentes materiales (combinaciones de aluminio y acero, cobre y acero, etc.). Por lo tanto, el cálculo mecánico de estos conductores debe hacerse en función del módulo de elasticidad y del coeficiente de dilatación, correspondiente a la proporción en que se encuentren (estos valores son proporcionados por el fabricante).

Existen influencias atmosféricas que determinan el comportamiento mecánico de los cables, cuyo efecto principal es modificar la tensión que se le dio cuando fue instalado, principalmente deben considerarse:

- Las variaciones de temperatura ambiente, que por efecto de contracción o dilatación alteran la longitud de estos, haciéndola mayor o menor.
- La fuerza que ejerce el viento sobre los conductores, que actúa como una sobrecarga, ya que al sumarse con el propio peso del cable hace que el efecto sea el de un aumento de la carga aplicada al conductor.

- También se podría contar con la fuerza que ejerce el hielo sobre conductores, ya que esta supone otra sobrecarga de acción vertical, pero por las condiciones de zona geográfica y las temperaturas de este país, no se tomará en cuenta para el cálculo.

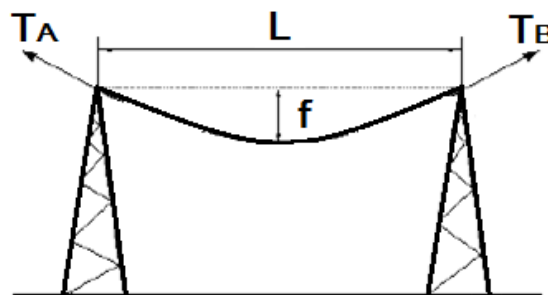
Todas las modificaciones que se deban prever en el funcionamiento mecánico de las líneas se reflejan en una relación llamada “ecuación de cambio de estado (*SAG AND TENSION, Alliant Energy*).

Además, se debe cumplir con un criterio general para el cálculo de tensiones y flechas, donde la curva de la parábola permite asumir que la masa del cable conductor esté uniformemente distribuida a lo largo de una línea horizontal que depende de los puntos de soporte del cable  $A$  y  $B$  (ver Figura 4).

#### 7.4.3.2 Planteamiento de la ecuación de la flecha

Un conductor de peso uniforme, sujeto entre dos apoyos por los puntos  $A$  y  $B$  situados a la misma altura, forma una curva llamada “catenaria” o “parábola”. La distancia  $f$  entre el punto más bajo situado en el centro de la curva y la recta  $AB$ , que une los apoyos, recibe el nombre de flecha. Se llama vano a la distancia  $L$  entre los dos puntos de amarre  $A$  y  $B$ .

Figura 4. Esquema de las fuerzas de tensión presentes en dos apoyos

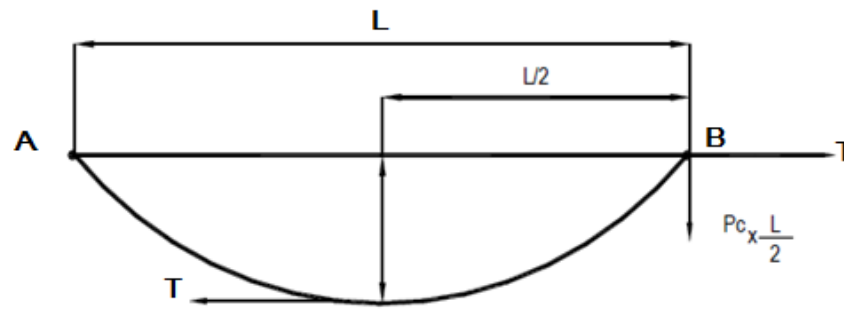


Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

Los postes deberán soportar las tensiones  $T_A$  y  $T_B$  que ejerce el conductor en los puntos de amarre.

La tensión  $T = T_A = T_B$  dependerá de la longitud del vano, del peso del conductor, de la temperatura y de las condiciones atmosféricas.

Figura 5. Esquema general de una flecha entre dos apoyos



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

La ecuación de la flecha con vanos a nivel:

$$f = \frac{P_c * L^2}{8 * T} \quad \text{Ecuación (2)}$$

Donde:

$f$ : Flecha,  $m$

$P_c$ : Peso por unidad de longitud,  $\frac{kg}{m}$

$L$ : Longitud del vano,  $m$

$T$ : Componente horizontal de la tensión en el conductor,  $kg$

Como primera opción es adecuado analizar el diseño mecánico de los cables que conforman el sistema de distribución, ya que esta fórmula presenta una aproximación suficiente en el cálculo de flechas y tensiones en vanos de longitud inferiores a  $300 m$ . Por ende, este método es apto para desarrollar el caso de análisis.

#### 7.4.4 Cálculos correspondientes a un cable conductor "Canton" tamaño AAAC

En esta sección se analizarán los cálculos referidos a varios vanos sometidos a distintas temperaturas de funcionamiento. A continuación se exponen los parámetros utilizados en esta sección.



**Tabla 4. Parámetros por utilizar en la resolución de la siguiente ecuación**

Descripción	Parámetro	Valor	Unidades
Flecha Final	$f$	incógnita	$m$
Flecha inicial	$f_i$		$m$
Longitud del vano máxima	$L$	250	$m$
Temperatura final	$t_f$		$^{\circ}C$
Temperatura inicial	$t_i$		$^{\circ}C$
Coefficiente de dilatación	$\alpha$	23	$mm$
Efecto del viento y peso	$f_c$		
Sección de cable conductor	$s$		
Módulo de elasticidad	$E$	6500	
Diámetro del conductor	$d_w$	18.3	$mm$
Velocidad del viento	$v$	60	$\frac{km}{h}$

Fuente: Propia.

El efecto que se presenta cuando los valores de temperatura cambian, en el caso determinado en que se sometan a temperaturas ambientes extremas, genera una disminución en la tensión de los conductores, ya que se presenta un aumento en la longitud del conductor y un consecuente aumento de flecha del tendido.

Como la longitud del conductor influye enormemente en la flecha, el cambio de la tensión puede llegar a ser muy amplio debido al efecto de la temperatura. Las bases del método que se utilizará para analizar los esfuerzos del conductor se basan en la dilatación del material cuando pasa de una temperatura inicial ( $t_i$ ) a una temperatura final ( $t_f$ ), creando un cambio en la longitud conocido como:

$$\Delta L = L_F - L_0 \quad \text{Ecuación (3)}$$

Donde:  $L_0$  = longitud inicial del conductor al momento en que esta a la temperatura inicial ( $t_i$ )

$L_F$  = longitud final del conductor al momento en que esta a la temperatura final ( $t_f$ )

Para realizar el estudio de las propiedades del conductor y poder determinar y graficar las curvas paramétricas en función del cambio de distintas temperaturas, se debe estipular la

magnitud de la carga máxima a la que se somete el cable durante su operación. Al efectuar la verificación de los esfuerzos mecánicos en los conductores se deben observar los siguientes requisitos:

- La tensión a la temperatura promedio de operación no deberá ser mayor al 25% del esfuerzo de rotura del conductor para calibres inferiores a 266.8 y de 20% para superiores a este referencia.
- Se debe analizar en condiciones ambientes extremas, donde la velocidad del viento será de  $60 \frac{km}{h}$  para todos los casos y el rango de temperatura irá desde los  $-10^{\circ}C$  hasta los  $50^{\circ}C$ , deben de elaborarse tablas para vanos con intervalos de 10 m.
- Se debe tener en cuenta que la tensión de trabajo a temperatura extrema de diseño no deberá ser superior al 50% del esfuerzo de rotura, esto como medida de seguridad para el personal de operación.

Lo anterior, aplicado al caso de estudio, es de gran ayuda ya que el calibre del conductor utilizado para el diseño de este equipo es de 394.5 MCM. Por esta razón se utiliza una tensión máxima de operación para cualquier vano de estudio.

$$T_{ope} = 6\ 013 * 20\% = 1\ 202.6\ kg \text{ (este valor es el mismo para todos los vanos)} \quad \text{Ecuación (4)}$$

$$t_1 = \frac{1\ 202.6}{V} \quad \text{Ecuación (5)}$$

$$\text{fuerza del viento} = f_v = (0.0042)(v^2)(d_w) = 0.6162 \quad \text{Ecuación (6)}$$

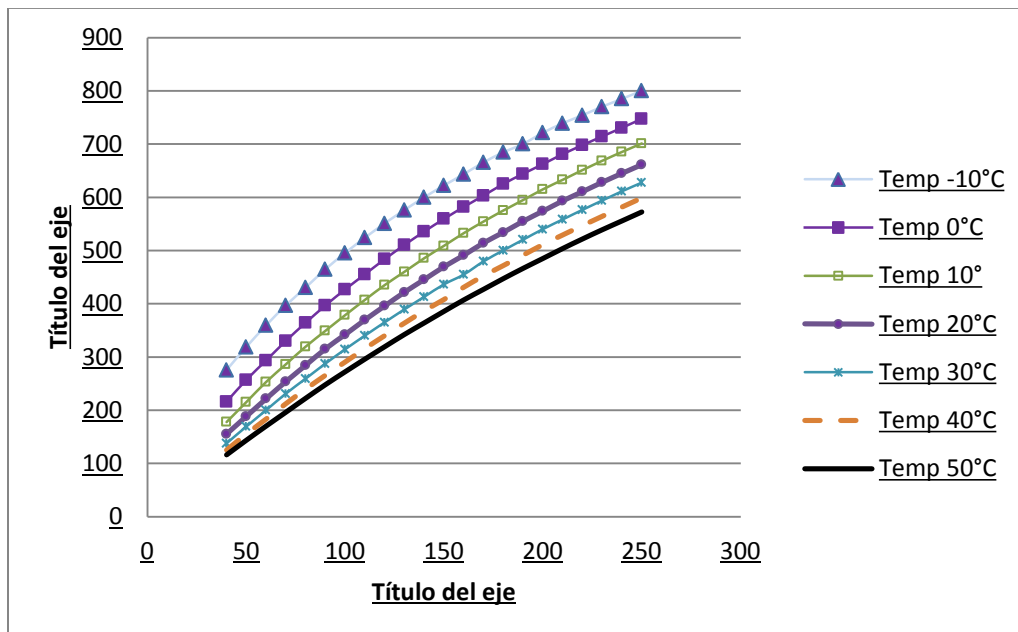
$$f_c = \sqrt{P_c^2 + f_v^2} \quad \text{Ecuación (7)}$$

Teniendo claros los resultados anteriores, a continuación se procede a utilizar la ecuación de cambio de estado.

$$F_3 - F \left( f^2 + \frac{3 * V^2 * \alpha * (t_f - t_i)}{8} + \frac{3 * V^2 * t_1}{8 * s * E} \right) = \frac{3 * V^4 * f_c}{64 * s * E} \quad \text{Ecuación (8)}$$

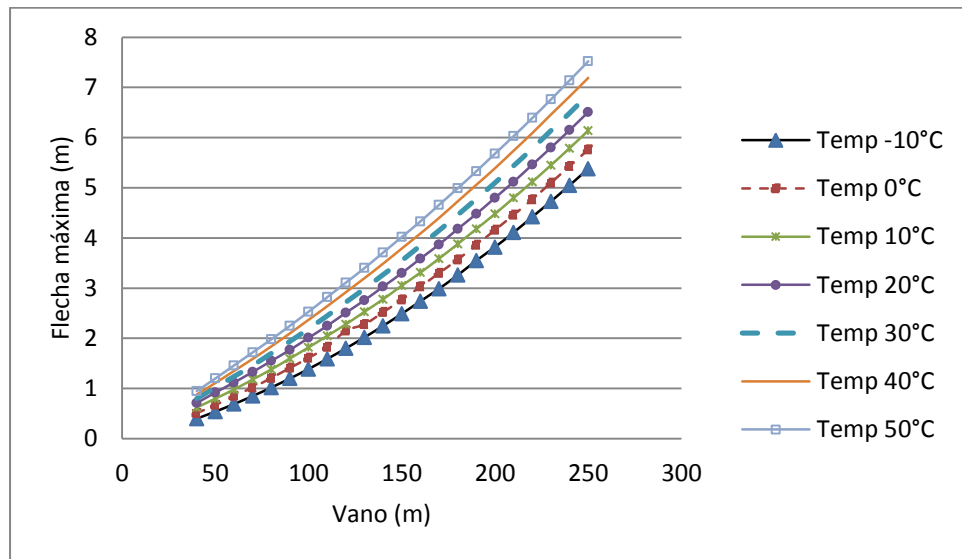
A continuación se expone un caso de estudio a temperaturas de funcionamiento de  $-10^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $10^{\circ}\text{C}$ ,  $20^{\circ}\text{C}$ ,  $30^{\circ}\text{C}$ ,  $40^{\circ}\text{C}$ ,  $50^{\circ}\text{C}$ , para poder establecer el comportamiento de la tensión del conductor en operaciones extremas (se adjunta en la sección de apéndice la tabla con todos los valores referentes al cálculo del siguiente gráfico, también se obtiene el cálculo del basado en el análisis de un rango de  $40\text{ m}$  a  $250\text{ m}$  de longitud de vano total).

**Gráfico 1. Efecto de la temperatura en la tensión del conductor a distintas distancias de vano**



Fuente: Propia.

**Gráfico 2. Flecha máxima obtenida para distintas temperaturas de operación (vano vs flecha máxima)**



Fuente: Propia.

Como se demuestra con los gráficos anteriores y conforme a los datos obtenidos mediante el uso de la ecuación de cambio de estado, se comprueba que a menor temperatura ambiente sea sometido el cable conductor, la fuerza de tensión entre los apoyos será mayor.

También se concluye que cuanto mayor sea la tensión entre los dos apoyos del cable, la distancia de la flecha será menor (refiérase a la sección del apéndice, específicamente las tablas A1 y A2).

#### 7.4.4.1 Análisis de resultados y determinación de la tensión máxima de la carga

Para no realizar un sobredimensionamiento del equipo se decide efectuar el análisis con una tensión de 701.09 kg en cada uno de los apoyos, a una temperatura correspondiente a los 10 °C, esta tensión es la que se presenta en un vano máximo de 250 metros.

Como uno de los requerimientos funcionales de la máquina es tener la capacidad de embobinar un total de mil metros de cable, se realiza el análisis respectivo de las fuerzas en una longitud total de un kilómetro de cable, con la fuerza de tensión anterior que está presente cada 250 metros y tomando en cuenta la fuerza de fricción necesaria para vencer el arrastre del cable conductor, se encuentra que se necesita de una tensión total de 803.16 kg para embobinar el conductor.

Utilizando un factor de seguridad  $N_f = 1.5$ , se determina cuál será la tracción total que actúa directamente sobre el tambor. También se le puede llamar carga máxima de arrastre ( $F_c$ ).

$$F_c = (803.16)(1.5)(9.8) = 1\,204.74 \text{ kg} \quad \text{Ecuación (9)}$$

Todo el dimensionamiento de la máquina de embobinado gira en torno a este valor de tracción.

#### 7.4.5 Diseño del tambor

Se cataloga el diseño del tambor como el elemento más crítico, ya que es el elemento que soporta directamente todas las cargas extremas, ya sean ambientales o cargas de tracción mecánica. Esto no significa que su costo de fabricación deba ser alto, pero sí se debe garantizar que su construcción debe ser lo más robusta posible. Es válido contemplar distintos cambios superficiales de temperatura, ya que pueden generar cambios de presión internos. El factor peso del cable y el tambor es una de las variantes importantes en su diseño, ya que menos peso permite al diseñador dimensionar un equipo más ergonómico y eficiente, que se ajuste mejor a los requerimientos finales.

Los tambores de cable deben ser lo suficientemente grandes para permitir el arrollamiento del cable en varias capas, pero según la necesidad, estos pueden ser dos tipos:

- Los utilizados para almacenamiento, que por lo general presentan una superficie lisa.
- Los de superficie acanalada para soportar grandes cargas de arrastre.

Las primeras dos consideraciones en el diseño de la máquina son garantizar que el tambor estará sometido a una tensión máxima en el cable al momento de ser enrollado, y cuánto será la máxima cantidad de cable que podrá almacenar, estas son las consideraciones claves para determinar el diámetro nominal y la longitud específica del tambor.

El tambor, al ser un elemento que está en contacto con la carga mecánica extrema, debe contar con un mecanismo apropiado para la sujeción del cable, ya sea por medio de sujeción por

tornillos o por medio de una cuña de apriete. Según la norma UNE 58-915-3:1992, se estipula que este mecanismo debe poder soportar al menos el doble de la carga máxima de arrastre (ver ecuación 9), así se garantiza que este mecanismo contará con un apropiado factor de seguridad.

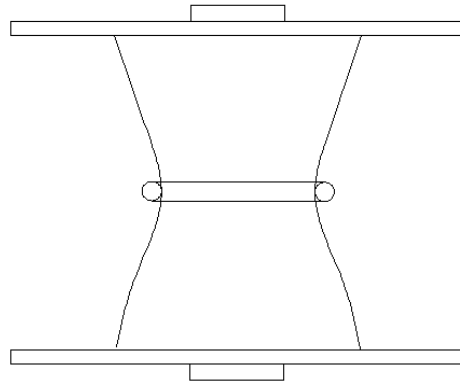
Sin embargo, aunque se tomen en cuenta buenos factores de diseño, se recomienda que no se someta al tambor a una condición extrema de no tener ninguna espira de cable alrededor de su superficie, ya que se estará sometiendo a su estructura interna a un esfuerzo extremo. Si una situación como la anterior se presenta, la sollicitación del tambor estará compuesta, primero de un esfuerzo a torsión, segundo de una flexión por la fracción del cable y tercero de una compresión causada por el apriete del cable. Si se decide utilizar un tambor de longitud no mayor a un metro, se podrá determinar que los esfuerzos de torsión y flexión serán pequeños, por ende se podrán despreciar.

El caso extremo de carga mencionado anteriormente se pone en evidencia imaginando un tambor que soporta una única espira de cable (ver Figura 6), ya que bajo la influencia de la tracción máxima del cable, el tambor se comprime presentando deformación debida al arrollamiento. Caso importante y particular es que a medida que se aleja de la espira de eje del tambor, por el crecimiento de las capas de cable, la deformación y consecuentemente el esfuerzo debido a la compresión, disminuyen. El perfil del tambor deformado es el que se presenta en la Figura 6, donde se muestra que existe una sollicitación a flexión en sentido paralelo al eje del tambor. Los esfuerzos máximos debidos a una sola espira son los siguientes:

$$\sigma = 0.93 F \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 h^6}} \quad \text{esfuerzo a compresión} \quad \text{Ecuación (10)}$$

$$\sigma_f = 1.61 F \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 h^6}} \quad \text{esfuerzo a flexión} \quad \text{Ecuación (11)}$$

**Figura 6. Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable único**



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

En servicio normal el tambor nunca será cargado por una sola espira aislada. Siendo corriente que el arrollamiento del cable bajo la tensión se empiece desde un extremo del tambor, se podrá obtener el esfuerzo total soportado por este recubierto totalmente de espiras, calculando los esfuerzos causados por cada espira aisladamente y superponiéndolos. En este caso, la sollicitación de la flexión local será nula, ya que si la tracción no varía, la deformación por compresión es constante.

Se debe proponer también consideraciones necesarias para el debido dimensionamiento del diámetro nominal del tambor, dependiendo del tipo de sollicitud de su diseño y del tipo de elemento que vaya ser enrollado en él, ya sean cadenas o cables. Se puede establecer una ecuación que relacione su diámetro primitivo, dependiendo del radio de cable que se desee arrollar, esta aseveración la estipula el fabricante de equipo industrial *Ingersoll Rand* y se expresa a continuación.

$$D \geq 20 \text{ a } 30d$$

Ecuación  
( 12)

Al inicio de este diseño no se cuenta con la información adecuada para establecer los requerimientos principales, por esta razón se desarrolla una investigación previa para lograr establecer las fuerzas de carga presentes y necesarias. A continuación se determinan los parámetros faltantes, como la velocidad, su potencia y su capacidad de almacenamiento de cable.

#### 7.4.5.1 Cantidad de cable que contendrá el tambor de la máquina de embobinado

Esta sección es quizás la más importante de todos los procedimientos de cálculo de la máquina, ya que se especifica cuánto de cable conductor se desea almacenar en el tambor. Estos datos no son las medidas definitivas ya que en la sección referente a la soldadura del tambor se especificará el grosor de sus paredes y el análisis respectivo.

Es importante analizar el estudio realizado sobre el comportamiento del conductor a distintas temperaturas y distancias, para así poder determinar una correcta carga de arrastre.

En la siguiente tabla se especifica cuáles serán los parámetros y la descripción de cada uno de los componentes en esta sección de diseño.

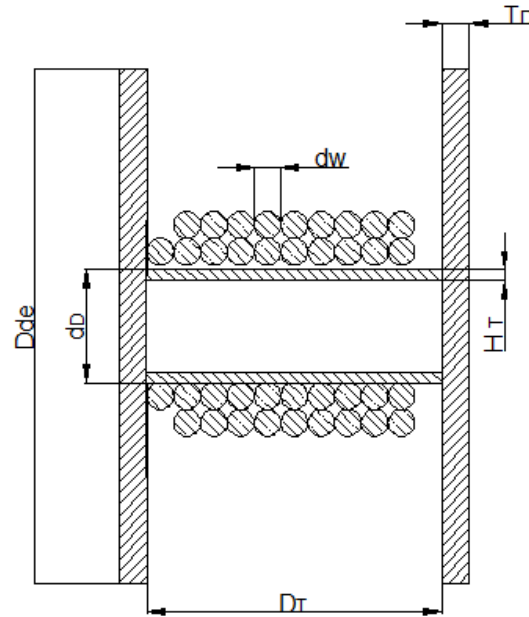
**Tabla 5. Componentes y parámetros generales utilizados en la elaboración del diseño del tambor**

Componente	Descripción	Parámetro
Tambor	Diámetro del tambor	$dD$
Tambor	Ancho del tambor	$Dt$
Tambor	Grosor del tambor	$ht$
Tambor	Diámetro del disco de tope	$D_{de}$
Tambor	Grosor del disco de tope	$TD$
Cable	Diámetro del cable	$d_w$
Carga de arrastre	Fuerza de arrastre	$F$

Fuente: Propia.



Figura 7 Ubicación de los parámetros del tambor



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

Antes de empezar a dimensionar el tambor debemos primero tomarse en cuenta cuál será el diámetro nominal del cable que se va embobinar. Según el catálogo del fabricante *Phelps Dodge*, para un conductor de aleación de aluminio 6201 (AAAC) tipo “Canton”, el diámetro nominal ( $d_w$ ) es de 18.3 mm. Seguidamente se determina cuáles serán las dimensiones generales del tambor.

Según las necesidades y los requerimientos, se toma la decisión de dimensionar un tambor que pueda almacenar alrededor de mil metros de cable conductor. Para ello se debe hacer uso del siguiente procedimiento.

Se define PCD (según el fabricante, *Maxpull Machinery and Engineering*) como una capa estándar de cable alrededor del tambor, cuyo valor tiende a aumentar conforme se vaya aumentando el número de capas de cable sobre el tambor (ver Figura 8).

En la primera fase se determina el PCD (*Paso del Diámetro del Círculo*), el cual depende de la cantidad de “ $n$ ” capas sobre el tambor, partiendo de un  $n = 1$ , hasta ejecutar la cantidad necesaria de capas para obtener los mil metros de cable que se quieren almacenar en el tambor. Esto se logra mediante esta fórmula sugerida por el fabricante de tambores *Maxpull Machinery and Engineering*.

$$PCD = d_D + d_w + 2(n - 1)(0.8)(d_w)$$

Ecuación  
( 13)

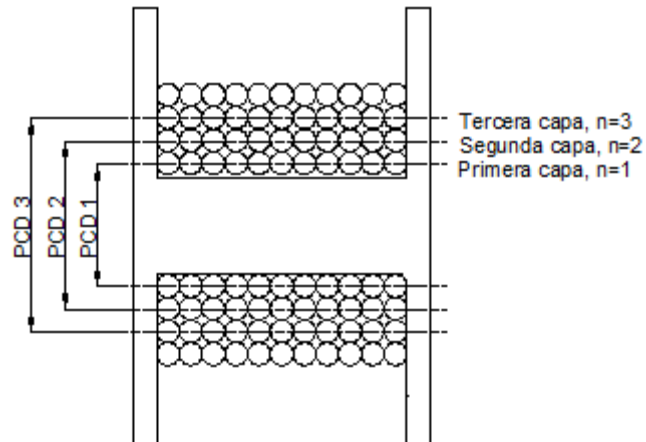
Donde:

$d_w$ : 18.3 mm

$d_D$ : 400 mm

$n$ : cantidad de capas de cable

Figura 8. Distintos valores de PCD, dependiendo del número de capa



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

Luego debe estimarse cuál será el torque máximo ( $T_{max}$ ) correspondiente al PCD presente en el momento de arrastre de la máquina, para esto se necesita la fuerza de arrastre especificada en el cuadro anterior y se logra mediante la fórmula siguiente:

$$T_{max} = F * \left(\frac{PCD}{2}\right)$$

Ecuación  
( 14)

Tabla 6. Resultados obtenidos de PCD y el torque máximo

Capas (n)	PCD (m)	PCD (in)	Tmax (Nm)	Tmax(Lb in)
Capa 1 (n=1)	0.4183	16.47	2469.32	21865.96
Capa 2 (n=2)	0.4476	17.62	2642.28	23392.73
Capa 3 (n=3)	0.4766	18.76	2813.48	24906.21
Capa 4 (n=4)	0.5061	19.92	2987.62	26446.26
Capa 5 (n=5)	0.5350	21.06	3158.22	27959.75
Capa 6 (n=6)	0.5640	22.20	3329.42	29473.24
Capa 7 (n=7)	0.5939	23.38	3505.93	31039.83
Capa 8 (n=8)	0.6233	24.53	3679.43	32566.60
Capa 9 (n=9)	0.6525	25.69	3851.18	34106.65
Capa 10 (n=10)	0.6818	26.84	4024.82	35633.41
Capa 11 (n=11)	0.7111	28.00	4197.78	37173.46

Fuente: Propia.

En esta segunda fase, para este caso de aplicación y por ciertas restricciones de espacio se opta por dimensionar el ancho del tambor ( $D_t$ ), no mayor a un metro de ancho. Es así como se determina la cantidad de espiras que habrá en tan solo una capa de cable completa en el tambor.

$$N_{esp} = \left( \frac{D_t}{d_w} \right) \quad \text{Ecuación (15)}$$

Para nuestro caso se determina que el número de espiras para el tambor será de  $N_{esp} = 54.6$ . Consecuentemente se evaluará cuál es la longitud de cable real almacenado dependiendo de las capas estimadas en la tabla anterior, para ello se hará uso de la siguiente ecuación tomada del catálogo del fabricante *Maxpull Machinery and Engineering*.

$$L_w = (\pi)(PCD)(N_{esp}) \quad \text{Ecuación (16)}$$

**Tabla 7. Longitud total correspondiente a cada capa de cable almacenada**

Capa (n)	$L_w$ (m)	$L_t$ (m)
Capa (n=1)	71.77	71.77
Capa (n=2)	76.79	148.57
Capa (n=3)	81.82	230.39
Capa (n=4)	86.86	317.24
Capa (n=5)	91.87	409.11
Capa (n=6)	96.89	506.00
Capa (n=7)	101.92	607.92
Capa (n=8)	106.94	714.86
Capa (n=9)	111.97	826.83
Capa (n=10)	116.98	943.82
Capa (n=11)	122.01	1065.83

Fuente: Propia.

Donde:

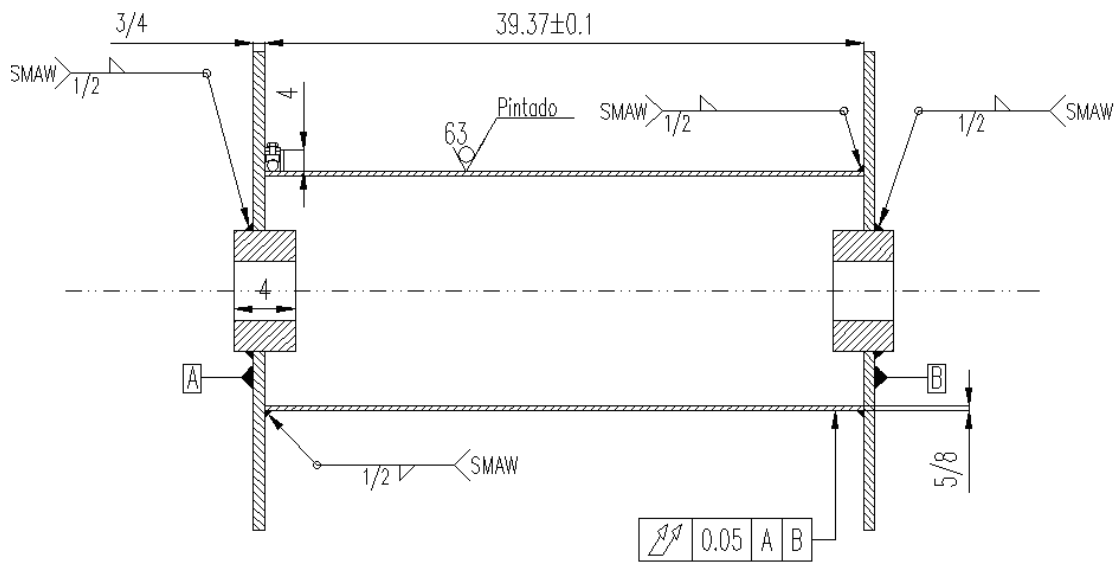
 $L_w$ : Longitud de cable en cada capa de cable $L_t$ : Longitud total de cable, dependiendo de la cantidad de capas alrededor del tambor**7.4.5.2 Diseño final del Tambor**

Características finales:

Parte	Dimensión	
	(mm)	(pulg)
Diámetro interno	400	15. $\frac{3}{4}$
Diámetro externo	800	31. $\frac{1}{2}$
Grosor disco lateral	19.05	$\frac{3}{4}$
Grosor diámetro interno	15.88	$\frac{5}{8}$
Diámetro cubo central	203.2	8
Ancho cubo central	101.6	4

Fuente: Propia.

Diagrama Final:



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

#### 7.4.6 Determinación de potencia requerida del equipo

El diseño de la máquina de embobinado cuenta con tan solo una entrada y una salida de potencia, lo cual requiere calcular un solo par de torsión ( $T_{max}$ ), que depende de la potencia ( $P$ ) y de la frecuencia de giro ( $n$ ).

Para poder determinar la frecuencia de giro del equipo, se estableció cuál es la velocidad tangencial de enrollamiento de cable adecuada para garantizar una seguridad óptima para el usuario al momento de utilizar la máquina. Es así como se elige una velocidad tangencial máxima del tambor correspondiente a  $30\text{ m/min}$  o  $0.5\text{ m/s}$ , ya que lo importante de este diseño es garantizar un alto torque y una velocidad de operación baja.

Debe tomarse en cuenta el PCD del tambor durante su carga de operación máxima, este dato del diámetro será el mismo calculado en la Tabla 6.

Por medio del dato de la carga máxima de arrastre (calculado en la ecuación 9), se puede realizar el cálculo de la potencia óptima del equipo de la siguiente manera, con base en el  $T_{max}$ .

Sabiendo que:

$$w = v/r$$

Ecuación  
( 17)

En este procedimiento lo correcto es determinar el radio, haciendo uso del PCD que corresponde a la capa 11(n=11), tomado de la tabla 6.

$$T_{max} = (F_c) \left( \frac{PCD}{2} \right) (g) = 4197.78 \text{ Nm} \quad \text{Ecuación (18)}$$

$$w = \frac{0.5}{\left( \frac{0.7111m}{2} \right)} = 1.40 \frac{rad}{s} \quad \text{Ecuación (19)}$$

$$P = \frac{T * w}{746} = 7.88 \text{ Hp} \quad \text{Ecuación (20)}$$

#### 7.4.7 Diseño del sistema de transmisión de potencia

La manera en que se transmite la fuerza en un máquina de embobinado es un factor de cuidado, ya que existen pocos métodos para lograr la menor pérdida de potencia, sea el caso si se usan engranajes, ruedas dentadas o de sistemas a poleas. Siempre lo más adecuado es elegir un sistema que pueda compensar un cambio brusco de velocidad sin que se presente pérdida de potencia por deslizamientos mecánicos o por ineficiencia del sistema. También deben ser tomados en cuenta los requerimientos sobre el mantenimiento de la máquina, puesto que en ocasiones es mejor elegir un sistema que necesite poca lubricación y pocos cuidados durante su operación

Básicamente se deben establecer ciertos parámetros antes de realizar una adecuada elección de la cadena. Los más importantes son la distancia entre los centros de las dos ruedas dentadas, el tipo de relación de transmisión deseada y la cantidad de cordones presentes en la cadena.

Para este caso se hará un estudio de la potencia mínima que puede transmitir la cadena de rodillos según el factor de servicio elegido. Para ello se utiliza el método estandarizado por el ANSI según los tamaños y sus características, explicados en el libro *Diseño en Ingeniería Mecánica* del autor J.E. Shigley.

Como se mencionó, se debe determinar el factor de servicio dependiendo del tipo de carga, este factor lo escogemos de la siguiente tabla:

**Tabla 8. Factores de servicio para cargas ( $K_f$ )**

Tipo de cargas	Tipo de motor		
	Motor combustión interna transmisión hidráulica	Motor eléctrico o motor hidráulico	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Sin choques	1.0	1.0	1.2
Choques moderados	1.2	1.3	1.4
Choques fuertes	1.4	1.5	1.7

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Para nuestro caso escogeremos un factor de carga para una aplicación correspondiente a choques moderados igual a  $K_c = 1.3$ .

Ahora, tomando el valor de potencia del motor seleccionado en la sección anterior determinamos la potencia mínima de diseño de la cadena, que será de:

$$P_{min} = (k_c)(P) = (1.3)(7.88) = 10.24 \text{ Hp}$$

Ecuación  
( 21)

El dato obtenido significa que la potencia mínima con la que debe cumplir la cadena es de 10.24 hp. Lo siguiente es determinar qué cantidad de cordones se quiere que maneje la cadena, para esto se presenta la tabla siguiente:

**Tabla 9. Factores para cadenas de cordones múltiples ( $K_2$ )**

Número de cordones	$K_2$
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J.E. Shigley.

Para este diseño será más fácil poder adquirir, o si fuera el caso poder fabricar, un elemento que posea una geometría más sencilla, además teniendo siempre presente no

sobredimensionar la aplicación. Por esto se determina utilizar una cadena de rodillos que posea un factor  $K_2$  cuyo valor sea de 1, que corresponde a un solo cordón en la cadena.

Al principio de esta sección se aclaró que existen parámetros importantes en el diseño de sistemas a cadena, tal vez uno de los más importantes es la relación del sistema de transmisión que queremos utilizar, las relaciones de transmisión son empleadas dependiendo del tipo de tarea que vamos a desarrollar, como nuestra necesidad no es una aplicación de precisión sino más bien de acarreo de fuerza, se debe dimensionar correctamente el número de dientes que albergará la rueda dentada impulsora. Se especifica una relación 2:1, donde la rueda dentada impulsora ( $R_1$ ) será la de menor diámetro, contará con 17 dientes. Esta decisión es correcta sabiendo que para una operación suave a una velocidad moderada, se considera contar con una mayor esperanza de vida, y también no generar tanto ruido. Es así como se definen los parámetros básicos del sistema de cadena, donde se debe tomar como referencia la velocidad máxima del motor hidráulico que será de  $472 \text{ rev/min}$ , la cual se utilizará para referir a la velocidad de giro de la rueda dentada.

**Tabla 10. Parámetros generales del sistema de transmisión por cadena**

Parámetros	Designación	Valor	Unidades
Relación de transmisión		2:1	
Distancia entre centros	$C$	500	$mm$
Rueda impulsora	$R_1$	17	Dientes
Rueda motriz	$R_2$	34	Dientes
Velocidad máxima de la rueda dentada	$n$	472	$Rpm$

Fuente: Propia.

Habiendo determinado cuál será la cantidad de dientes, se debe escoger un factor de corrección para el número de dientes.



**Tabla 11. Factores de corrección para los dientes ( $K_1$ )**

Número de dientes en la rueda dentada impulsora	Factor de corrección de los dientes $k_1$
11	0.53
12	0.62
13	0.70
14	0.78
15	0.85
16	0.92
17	1.00
18	1.05
19	1.11
20	1.18
21	1.26

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

El objetivo de haber encontrado todos los parámetros anteriores y los factores de corrección para el número de dientes y para el número de cordones de la cadena por utilizar, es poder obtener una nueva potencia que sea igual o superior al valor de  $P_{min}$  calculado anteriormente, este nuevo valor debe incluir la potencia nominal del número de cadena elegido, para eso nos basamos en la tabla estandarizada del ANSI, ubicándonos con el valor respectivo de velocidad máxima al que será sometida la cadena.

**Tabla 12. Capacidad o potencia nominal (Hp), de cadenas de rodillos de paso simple y un solo cordón con rueda dentada impulsora de 17 dientes**

Velocidad de la rueda (rpm)	Número ANSI de cadena			
	N° 50	N° 60	N° 80	N° 100
100	1.34	2.31	5.38	10.3
150	1.92	3.32	7.75	14.8
200	2.50	4.30	10.0	19.2
300	3.61	6.20	14.5	27.7
400	4.67	8.03	18.7	35.9
500	5.71	9.81	22.9	43.9

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J.E. Shigley.

#### 7.4.7.1 Selección del número de la cadena de rodillos

Utilizando la tabla anterior e interpolando para un valor de  $472 \text{ rev/min}$ , hallamos que la potencia nominal ( $P_n$ ) -según ANSI- que puede manejar una cadena N° 80, será de  $10.24 \text{ Hp}$ . De esta manera se puede ubicar cuál será la nueva potencia de trabajo ( $P_T$ ) de la cadena:

$$P_T = (K_1)(K_2)(P_n) = (1)(1)(10.24) = 10.24 \text{ Hp} \quad \text{Ecuación (22)}$$

Con el cálculo anterior se concluye que la nueva potencia de trabajo ( $P_t$ ) es un valor mayor a la potencia mínima ( $P_{min}$ ) de la cadena, lo cual cumple con la especificación de diseño según el factor de servicio elegido durante su operación.

Para la elección final del producto se selecciona al fabricante y se elige la marca *Timken*, especializada en rodamientos y métodos de transmisión de potencia, se debe aclarar que la cadena está compuesta por un solo cordón. Al ser una cadena con un paso de una pulgada entre rodillos, se incrementaría el factor de ruido, pero como la aplicación que se le dará a la máquina de embobinado es para baja velocidad, la cantidad de decibeles generados se mantiene abajo del límite de 85 dBA según la norma IEC 804-1985. En la siguiente tabla se ilustran los parámetros de geometría de la cadena escogida.

Tabla 13. Dimensiones de cadenas de rodillos estándares de un solo cordón

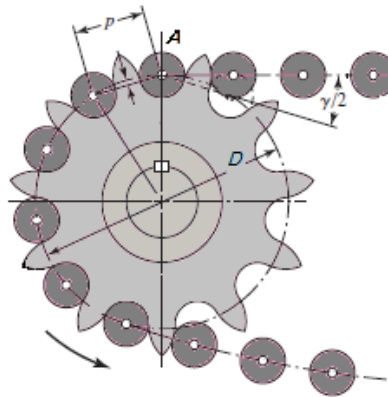
Número ANSI de cadena	Paso (pulg)	Anchura (mm)	Resistencia mínima a la tensión (lbf)	Peso medio ( $\frac{lbf}{pie}$ )	Diámetro del rodillo (pulg)	Espaciamiento de cordones múltiples
N° 80	1.0	0.625	12 500	1.71	0.625	1.153

Fuente: catálogo *Timken*.

#### 7.4.7.2 Dimensionamiento de las ruedas dentadas $R_1$ y $R_2$

La siguiente figura será de gran importancia para dimensionar las dos ruedas dentadas en esta sección.

Figura 9. Geometría de una rueda dentada



Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Para esto es necesario tener presente el paso de la cadena de rodillos N° 80 seleccionada en la sección anterior, con este parámetro y con el número de dientes por cadena se puede dimensionar el ángulo de paso ( $\gamma$ ) y el diámetro nominal ( $D$ ) de las ruedas dentadas, esto se logra mediante las siguientes dos ecuaciones:

$$\gamma = (360^\circ/N) \quad \text{Ecuación (23)}$$

$$D = p / \text{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right) \quad \text{Ecuación (24)}$$

Dependiendo del número de dientes, el cual ya fue definido en la sección anterior, se obtiene el siguiente cuadro de resultados:

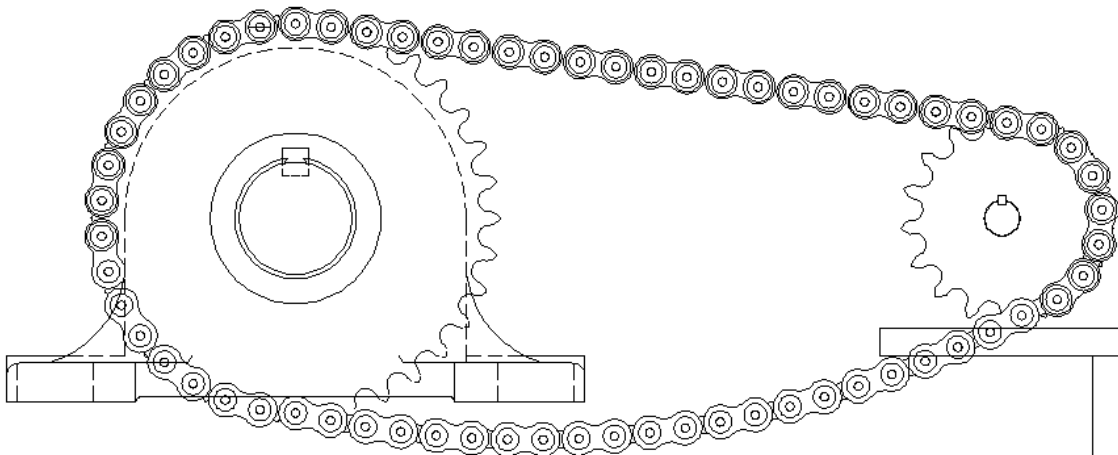
**Tabla 14. Resultados del procedimiento anterior para una cadena N° 80**  
**Cadena N° 80\_Paso 1 pulgada**

Número de dientes	Ángulo de paso, $\gamma$	Diámetro (pulg)	Diámetro exterior (pulg)
17	21.17°	5.442	5.95
34	10.58°	10.838	11.39

Fuente: Propia.

Los resultados anteriores serán las medidas definitivas para crear los planos de las dos ruedas dentadas, uno de los puntos de suma importancia es el mantenimiento que se le debe realizar a esta cadena, porque aunque esta aplicación sea sometida a baja carga, siempre existe la posibilidad de que la rotación del eslabón durante el ángulo de paso ocasione un impacto entre los rodillos y dientes de la rueda. Por esta razón, se eligió esta relación de transmisión y la cantidad de dientes en las ruedas, ya que lo que se quiere es reducir como sea posible el ángulo de articulación.

**Figura 10. Esquema básico de la relación 2:1 utilizada en el diseño, con un  $R_2$  de 34 dientes y un  $R_1$  de 17 dientes**



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

### 7.4.7.3 Selección de la rueda dentada $R_2$

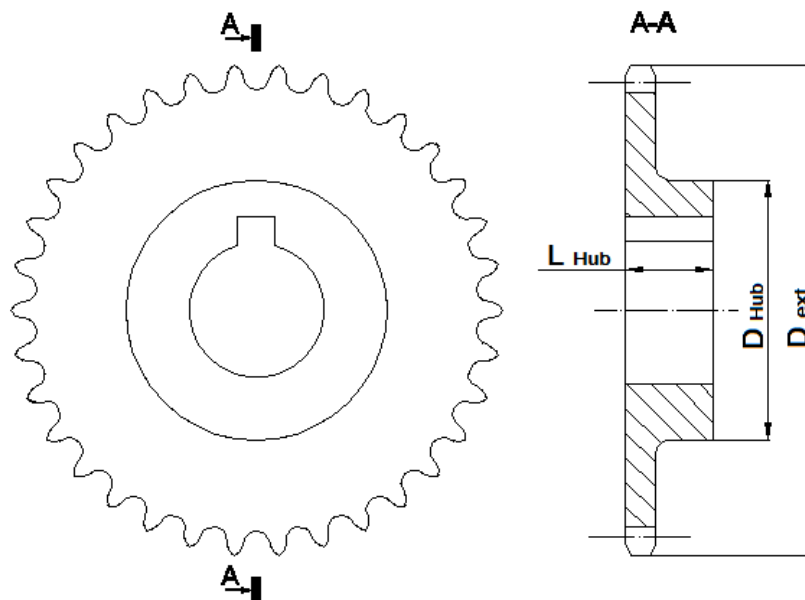
Esta selección en la rueda dentada se realizó de acuerdo con la cantidad de dientes determinada para el sistema de transmisión de potencia. En este caso, el eje lleva una rueda dentada de 34 dientes y maneja una cadena N° 80 con un paso de una pulgada. Por ello se elige al fabricante *Martin* y se obtienen los siguientes datos del catálogo.

Tabla 15. Datos del catálogo de fabricante para la rueda dentada  $R_2$

Número de dientes	Número de catálogo	Tipo	Diámetro exterior, $D_{ext}$ (pulg)	Agujero central		Hub (Cubo Central)		Peso aproximado (Lbf)
				Stock (pulg)	Máximo (pulg)	Diámetro $D_{Hub}$ (pulg)	Longitud $L_{Hub}$ (pulg)	
34	80B34	B	11.390	$1\frac{3}{16}$	$3\frac{1}{4}$	$4\frac{3}{4}$	2	21.3

Fuente: catálogo *Martin Sprockets*.

Figura 11. Vista lateral de la rueda dentada  $R_2$  seleccionada, tipo B



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

#### 7.4.7.4 Selección de la rueda dentada $R_1$

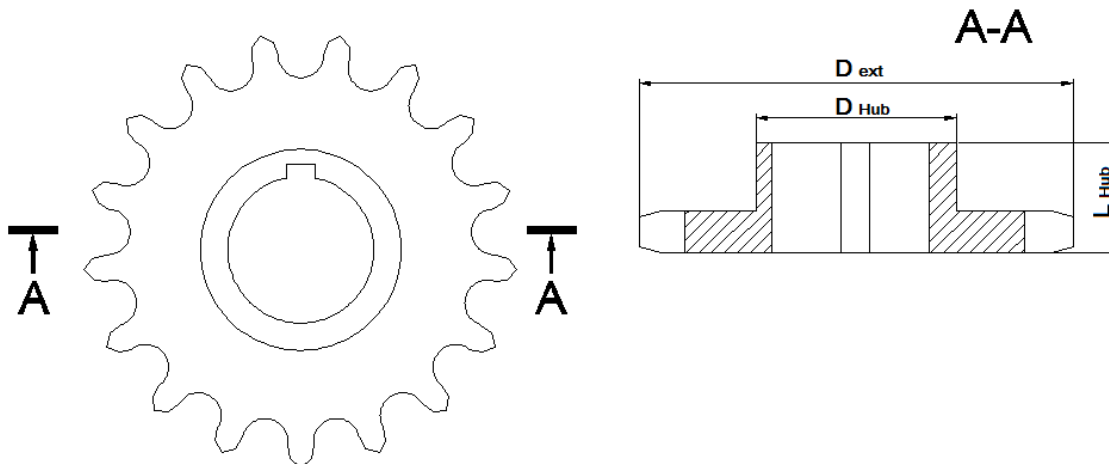
Como en la sección referente al diseño del sistema de transmisión ubicado en la sección, se estipula que el sistema posee una relación 2:1, y por haber seleccionado un rueda dentada de 34 dientes ( $R_2$ ) ubicada en el extremo principal del eje de la máquina de embobinado, la rueda dentada faltante que se localiza en el extremo del eje del motor hidráulico debe poseer 17 dientes. A continuación se presentan sus detalles principales.

Tabla 16. Datos del catálogo de fabricante para la rueda dentada  $R_1$

Número de dientes	Número de catálogo	Tipo	Diámetro exterior, $D_{ext}$ (pulg)	Agujero central		Hub (Cubo Central)		Peso aproximado (Lb)
				Stock (pulg)	Máximo (pulg)	Diámetro $D_{Hub}$ (pulg)	Longitud $L_{Hub}$ (pulg)	
17	80B17	B	5.950	1	$2\frac{3}{4}$	4	$1\frac{1}{2}$	6.6

Fuente: catálogo *Martin Sprockets*.

Figura 12. Rueda dentada R1, con 17 dientes, tipo B



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

### 7.4.8 Diseño del eje principal

Las fuerzas a las que somete el tambor serán directamente referidas al diseño del eje, el cual es segundo elemento crítico en el diseño de esta máquina. Para realizar un correcto análisis de la distribución de las cargas no es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje, se cree que es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones catalogadas como críticas, donde el momento flexionante es grande, se encuentre presente un par de torsión y donde se localicen concentraciones de esfuerzos. Por ello se debe realizar al menos dos casos de estudio, para lograr una correcta suposición de fuerzas mediante los diagramas de cuerpo libre y así poder solicitar un buen diseño del eje.

En el primer caso de estudio se debe colocar la carga de tracción máxima en el extremo izquierdo del tambor, luego en el segundo caso se posiciona en su extremo derecho. Este procedimiento se debe hacer, ya que la mayoría de los ejes transmiten el par de torsión solo a través de una parte de ellos, una vez determinadas las reacciones en los puntos críticos. Como se especifica en el capítulo 7 del libro *Diseño en Ingeniería Mecánica* de J. E. Shigley, los momentos sobre un eje pueden determinarse mediante los diagramas de cortante y momento flexionante. Como en el diseño de este eje se incorpora una rueda dentada para poder transmitir la potencia, esta misma introducirá fuerzas en los planos, por lo que los diagramas de momento cortante y flexionante deberán ser en dos planos. Los momentos resultantes se obtienen al sumar momentos como vectores en los puntos de interés a lo largo del eje. El ángulo de fase de los momentos será de importancia ya que el eje gira.

Aparte de la presencia de ruedas dentadas en el eje se encuentran también los rodamientos, si este cojinete se localiza en el extremo del eje, con frecuencia los esfuerzos cerca del cojinete no son críticos puesto que el momento flexionante será pequeño.

Se debe recordar que los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como alternantes. Para el análisis lo más recomendable es encontrar la combinación de esfuerzos, en esfuerzos de von Mises, alternantes y medios. Para este caso de diseño en particular y por el hecho de ser un eje sólido de sección transversal redonda, los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación ( 25)}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación ( 26)}$$

Donde  $M_a$  y  $M_m$  serán los momentos flexionantes medio y alternante. Y los factores de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión y la torsión respectivamente serán  $K_f$  y  $K_{fs}$ .

Algo positivo de haber podido encontrar los esfuerzos medios y alternantes es que pueden ser evaluados utilizando una curva de falla por fatiga apropiada, sobre el diagrama de Goodman o Gerber.

Para la estimación de los concentradores de esfuerzos en los hombros para el apoyo de los cojinetes o ruedas dentadas, se deben obedecer las recomendaciones del fabricante, ya que en los catálogos se indica cuál es la medida máxima que debe llevar el radio o cual es la relación  $\frac{D}{d}$  apropiada. Como este será un caso particular de diseño, se pueden presentar varios escenarios críticos, donde se debe planear la elección de un cojinete con un radio de filete generoso o se puede sugerir una ranura rebajada en la sección del hombro para solucionar un problema de diseño. Debido a las implicaciones anteriores se recomienda que primero se estime una primera iteración de los factores de concentración de esfuerzos. En retrospectiva, las concentraciones de esfuerzo dependen de las características geométricas del elemento.

Una etapa del diseño que no se debe dejar de lado son los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, específicamente llamados factores de Marín, entre estos factores se encuentran el tamaño, la temperatura, la superficie y los efectos varios. Estos son utilizados cuando no se dispone de ensayos de resistencia a la fatiga, ya que las estimaciones se deben hacer aplicando los factores de Marín al límite de resistencia a la fatiga.

Si se ha realizado un buen dimensionamiento de las partes del eje es posible estimar el número de ciclos de esfuerzo hasta llegar a una posible falla por fatiga. Esto se realiza para



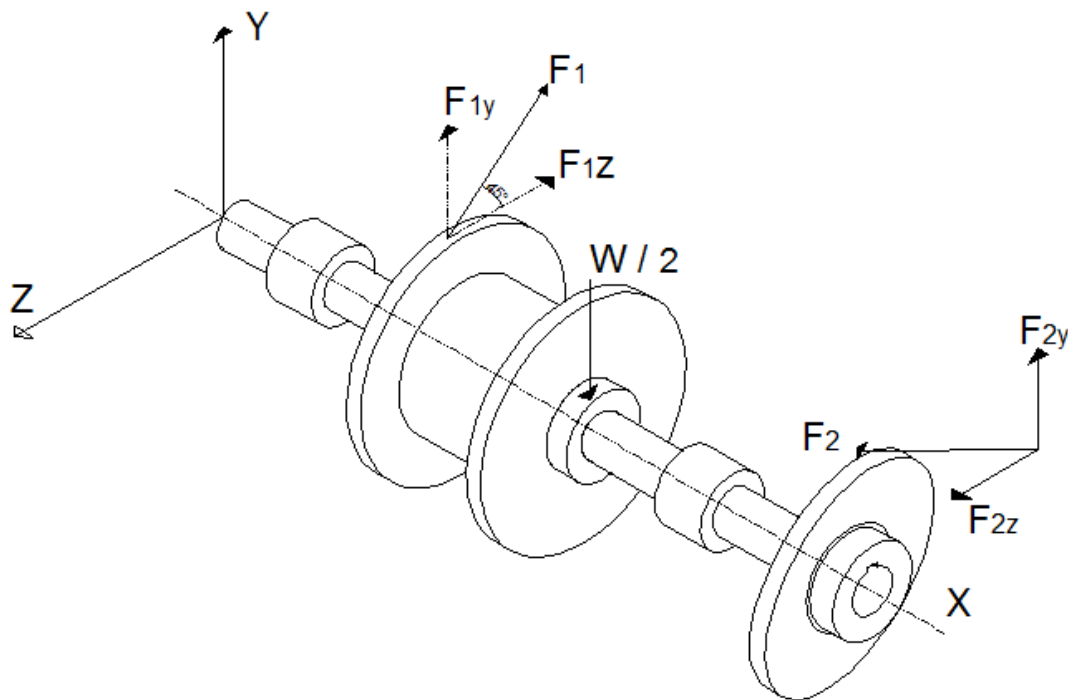
categorizar la vida del elemento como infinita o no, ya que la barra de acero debe estar soportando una carga cíclica durante la operación de la máquina.

#### 7.4.8.1 Determinación de las fuerzas en el eje

El diagrama siguiente muestra cuáles son las principales fuerzas que se aplican en el eje:

- La fuerza de la carga máxima  $F_c$  (calculada por la ecuación 9), ubicada en el extremo tambor.
- La fuerza de impulso  $F_2$  en la rueda dentada ( $R_2$ ).
- El peso del tambor más un kilómetro de cable conductor ( $W$ ).

Figura 13. Esquema básico de la fuerza aplicada en el extremo del tambor y la fuerza aplicada en la rueda dentada  $R_2$



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

Es fácil determinar cuál será la fuerza de impulso  $F_2$  ubicada en la rueda dentada, esto debido a que la máquina de embobinado solo tendrá una entrada y una salida de potencia, las cuales están sometidas al mismo torque para ambos lados del eje. Es así como se genera la siguiente tabla, que posee los valores de las fuerzas involucradas.

**Tabla 17. Valores de las fuerzas involucradas en el esquema básico del diagrama del eje**

Descripción	Parámetro	Valor (kg)	Valor (N)
Fuerza máxima de arrastre	$F_c$	1204.74	11806.45
Fuerza en la rueda dentada $R_2$	$F_2$	3112.52	30502.72
Peso total de la carrucha, con el adicional, de 1 km de cable	$W_t$	700.00	6860

Fuente: Propia.

#### 7.4.8.2 Diagramas de cuerpo libre y análisis estático del eje

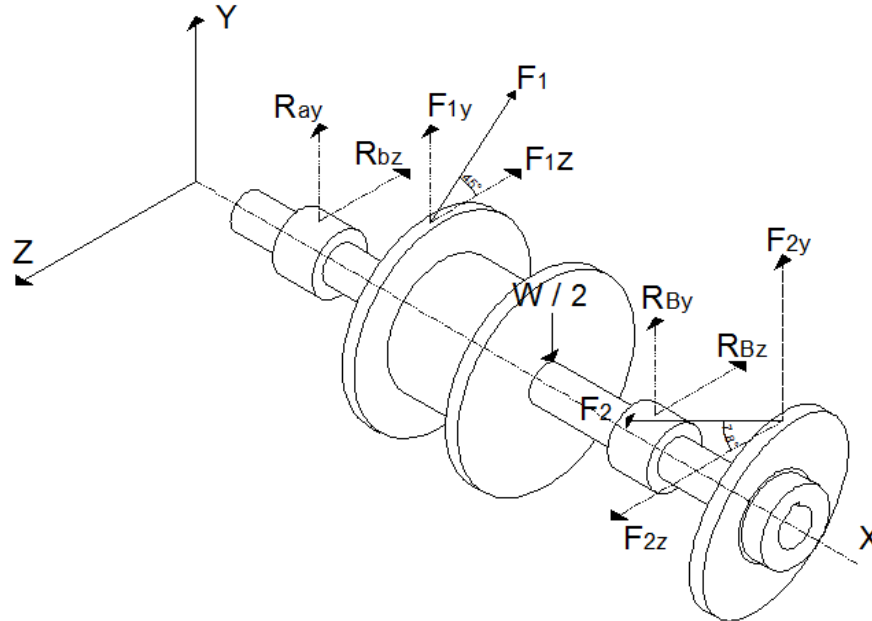
Este diagrama consiste en mostrar las dos fuerzas  $F_c$  y  $F_2$  con sus respectivos componentes en el eje  $z$  y en el eje  $y$ . Para realizar el respectivo análisis se supone que la fuerza ejercida en el tambor  $F_c$  forma un ángulo de  $45^\circ$  con la horizontal y la fuerza ejercida en la rueda dentada  $R_2$  forma un ángulo de  $7.80^\circ$  respecto del eje  $z$  (ver Figura 13). Sus componentes serán los siguientes:

**Tabla 18. Componentes de las fuerzas mostradas en la Figura 13**

Componentes	Fuerza $F_c$ (N)	Fuerza $F_2$ (N)
	Ángulo $45^\circ$	Ángulo $7.80^\circ$
Componentes eje $z$	8 348.42	30 220.50
Componentes eje $y$	8 348.42	4 139.69

Fuente: Propia.

Figura 14. Diagrama de cuerpo libre del eje



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

### 7.4.8.3 Análisis de cargas

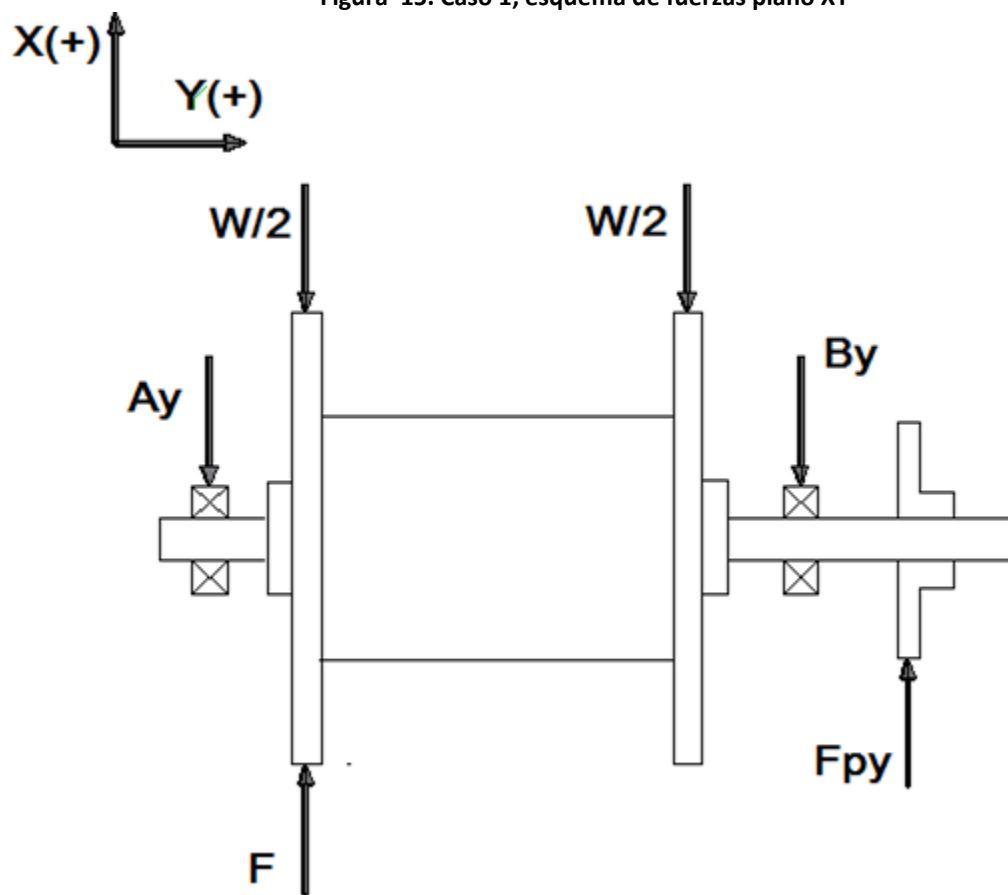
Utilizando *Beam Design* se procedió a estimar las cargas internas en el eje.

Los siguientes casos de análisis se efectuaron para dos escenarios distintos, de esta manera se podrá encontrar con mayor exactitud cuál es el punto crítico para la determinación del diámetro mínimo. El primer escenario muestra el análisis del eje cuando la fuerza de arrastre se somete al lado izquierdo del tambor, y el segundo muestra el momento flector resultante al colocar la misma fuerza de arrastre de la carga al lado derecho de la estructura del tambor.

#### 7.4.8.3.1 Primer caso de estudio

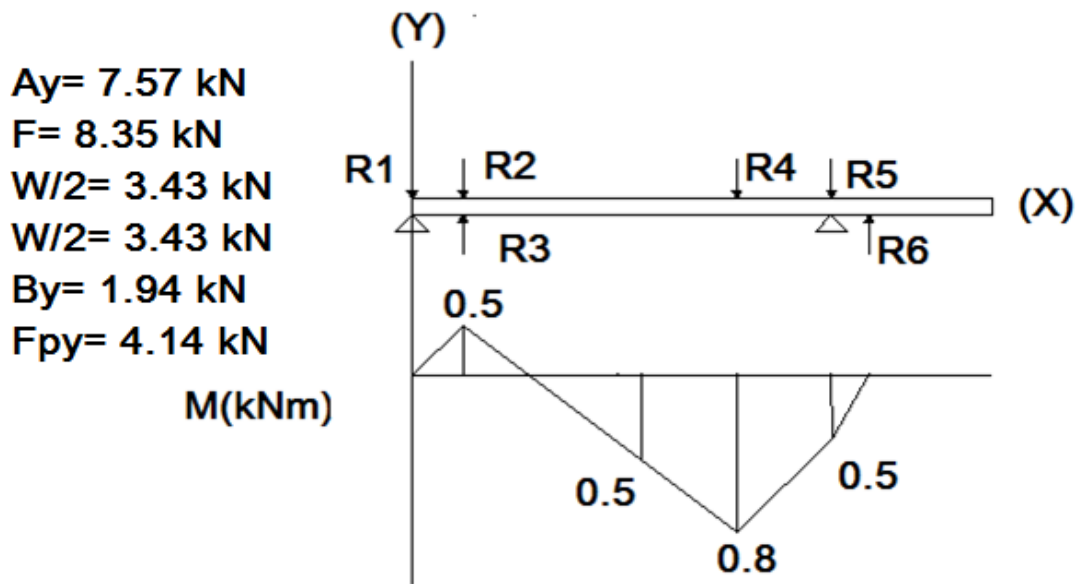
Como se acaba de mencionar, en este caso la fuerza de arrastre se ubicó en el extremo izquierdo del tambor de la máquina. El siguiente diagrama de momento flector y su respectivo diagrama de cuerpo libre corresponden a las coordenadas  $xy$ .

Figura 15. Caso 1, esquema de fuerzas plano XY



Fuente: Propia.

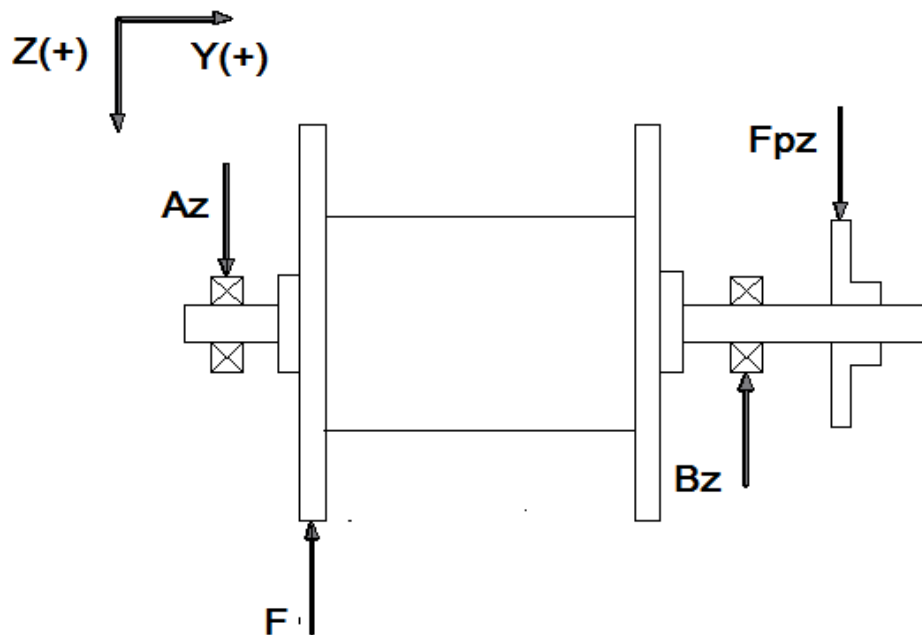
Figura 16. Diagrama de cuerpo libre para el primer caso de estudio, correspondiente a las reacciones en el plano  $XY$



Fuente: Propia.

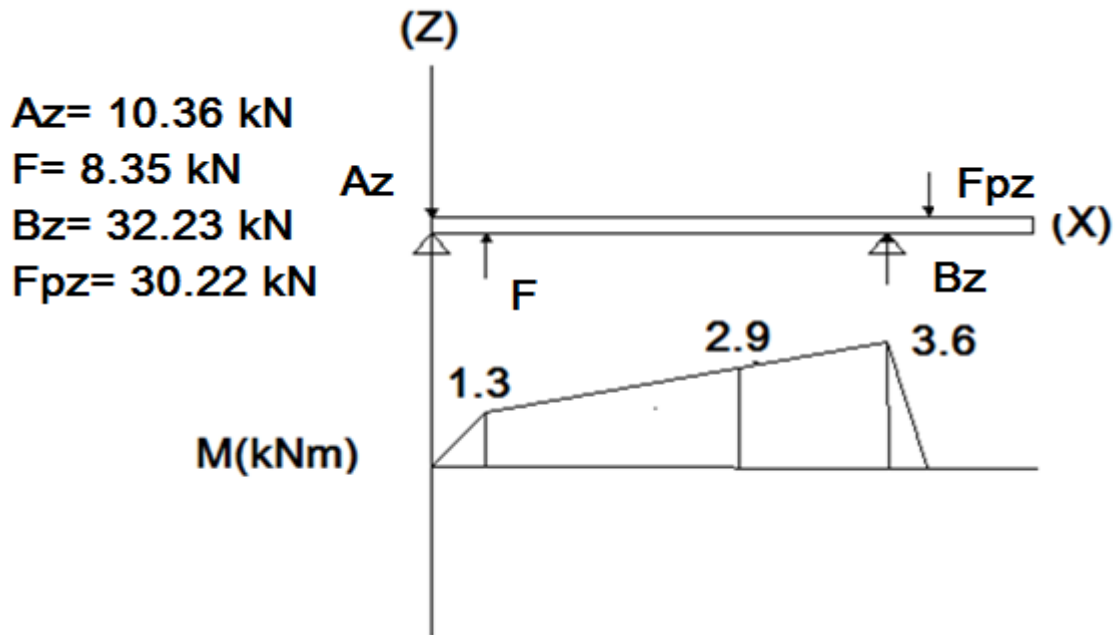
Ahora corresponde el diagrama de cuerpo libre de las coordenadas  $xz$ , donde se mantiene aplicada la fuerza de arrastre al lado izquierdo del tambor de la máquina.

Figura 17. Caso 1, esquema de fuerzas plano  $XZ$



Fuente: Propia.

Figura 18. Diagrama de cuerpo libre para el primer caso de estudio, correspondiente a las reacciones en el plano XZ

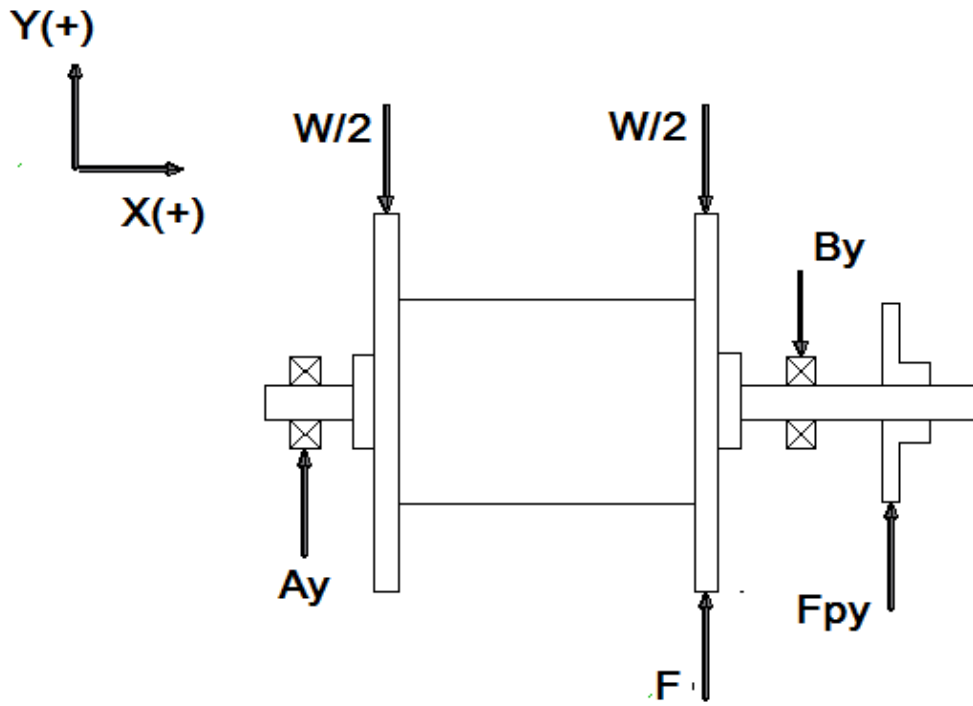


Fuente: Propia.

#### 7.4.8.3.2 Segundo caso de estudio

Los siguientes dos diagramas son relativamente similares a los anteriores, lo único que cambia es que la fuerza de arrastre máxima se coloca al extremo derecho del tambor, esta decisión permite corroborar en cuál de los dos casos de estudio es más crítica la concentración de esfuerzos. De la misma manera el primero representa al eje coordenado  $XY$ .

Figura 19. Caso 2, esquema de fuerzas plano XY

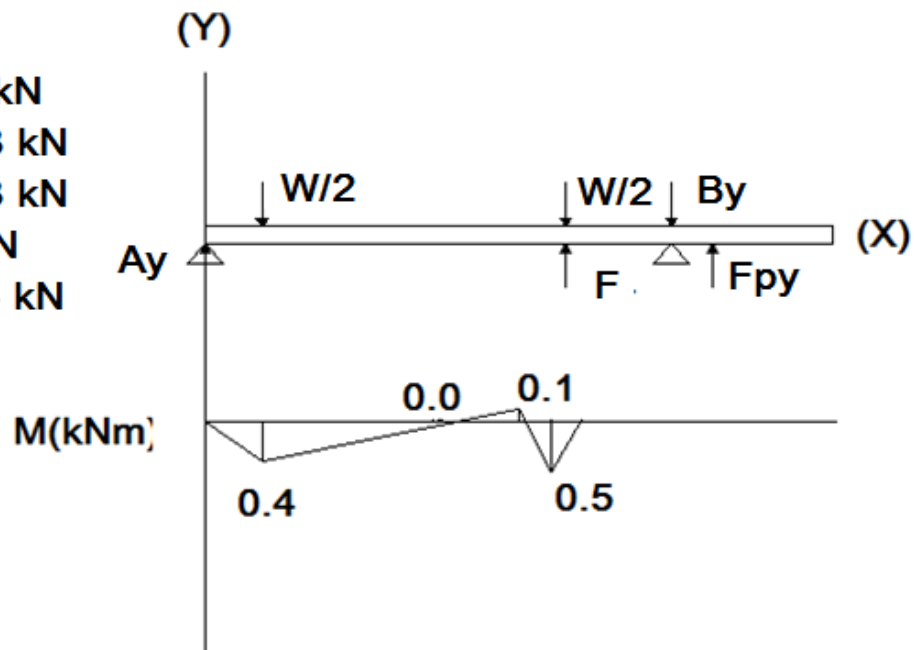


Fuente: Propia.

Figura 20. Diagrama de cuerpo libre, para el plano XY

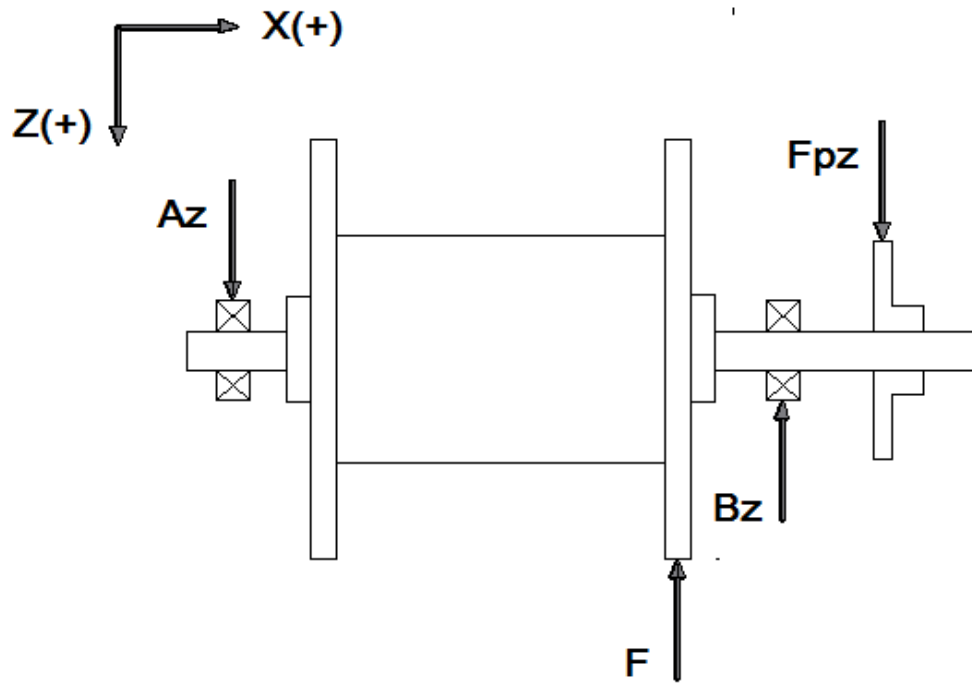
Plano XY

$A_y = 2.98 \text{ kN}$   
 $W/2 = 3.43 \text{ kN}$   
 $W/2 = 3.43 \text{ kN}$   
 $F = 8.35 \text{ kN}$   
 $F_{py} = 4.14 \text{ kN}$



Fuente: Propia.

Figura 21. Figura 16. Esquema de fuerzas, plano XZ



Fuente: Propia.

Figura 22. Diagrama de cuerpo libre, para el plano XZ

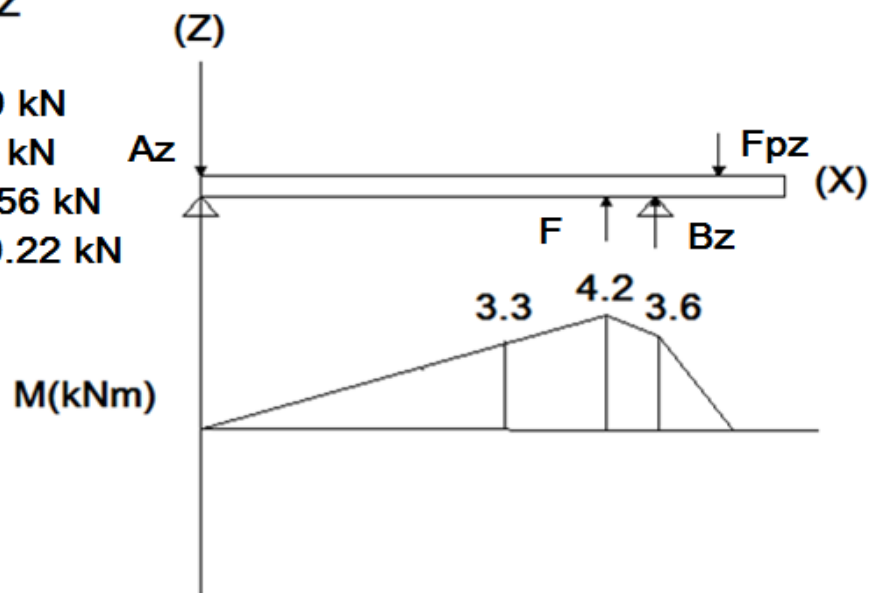
Plano XZ

$A_z = 3.69 \text{ kN}$

$F = 8.35 \text{ kN}$

$B_z = 25.56 \text{ kN}$

$F_{pz} = 30.22 \text{ kN}$



Fuente: Propia.



Para una mejor referencia del análisis del momento flector refiérase a los apéndices 13 “Gráfico Caso 1, análisis realizado con software Beam Design, plano XY”, 14 “Gráfico Caso 1, análisis realizado con software Beam Design, plano XZ”, 15 “Gráfico Caso 2, análisis realizado con software Beam Design, plano XY” y 16 “Gráfico Caso 2, análisis realizado con software Beam Design, plano XZ”, los cuales muestran las imágenes generadas con el software *Beam Design*.

#### 7.4.8.3.3 Análisis de los casos de estudio

Para el primer caso de estudio, los puntos críticos de análisis corresponden al punto B, que corresponde al extremo izquierdo del tambor, y al punto D, ubicado en posición donde se encuentra el rodamiento en el lado derecho. Se toman los planos ortogonales en esos dos puntos críticos como si fueran vectores, para obtener los momentos totales mediante la siguiente ecuación y se hallan los resultados, para luego concluir cuál es nuestra primera opción para el diseño del diámetro mínimo.

$$M_t = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad \text{Ecuación (27)}$$

**Tabla 19. Resultados de los puntos críticos del primer caso de análisis. Caso donde se aplica la carga máxima al lado derecho del tambor**

Puntos críticos	Momento flector resultante (kNm)	Momento flector resultante (Lbf pul)
Punto D (extremo izquierdo del tambor)	1.39	12 307.41
Punto B (rodamiento derecho)	3.64	32 229.47

Fuente: Propia.

Seguidamente repetimos el mismo procedimiento de cálculo de momento flector resultante, pero esta vez para los puntos críticos del segundo caso de estudio. Se debe aclarar que los puntos críticos serán el rodamiento del lado derecho del diagrama y el lado derecho del tambor donde se aplica la fuerza de carga máxima.

**Tabla 20. Resultados de los puntos críticos del segundo caso de análisis. Caso donde se aplica la carga máxima al lado izquierdo del tambor**

Puntos críticos	Momento flector resultante (kNm)	Momento flector resultante (Lbf pulg)
Punto D (extremo derecho del tambor)	4.200	37 198.39
Punto B (rodamiento derecho)	3.635	32 181.27

Fuente: Propia.

De las dos tablas anteriores concluimos que el mayor momento flector se encuentra ubicado en la Tabla 20, que corresponde a los resultados del segundo caso de estudio, este valor será confiable para poder aplicar el método de Goodman en la siguiente sección y así poder determinar el valor del diámetro del eje en la primera máquina.

#### 7.4.8.4 Cálculo de los diámetros mínimos del eje principal

Comenzaremos analizando el punto D del segundo caso de estudio, debido a que el momento flector en ese punto es alto, pues existe una concentración de esfuerzos en el hombro y además hay un par de torsión presente. Como este procedimiento será la primera iteración se deben tomar en cuenta ciertas suposiciones. La primera de ella es utilizar un acero 1060 HR, cuyas propiedades se expresan a continuación.

**Tabla 21. Resistencia mínima determinada a la tensión y a la fluencia ASTM del acero 1060 HR (laminado en caliente)**

UNS número	SAE/AISI	Procesamiento	Resistencia la tensión MPa (Kpsi)	Resistencia a la fluencia MPa (kpsi)	Elongación 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
			$S_{ul}$	$S_{fl}$			
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Luego de esta elección, debemos considerar unos valores para los coeficientes de Marin. Usaremos un valor de  $K_b = 0,9$  y como se decidió que el valor de  $K_c = K_d = K_e = K_f = 1$ , para

calcular el valor  $K_a$  nos basamos en las características de nuestro acero, la ecuación utilizada es la siguiente:

$$K_a = aS_{ul}^b \quad \text{Ecuación (28)}$$

$$K_a = 2.7(98\,000)^{-0.265} = 0.8011 \quad \text{Ecuación (29)}$$

Estos valores son de gran importancia para poder determinar el valor de  $S_e$ , de la siguiente manera:

$$S_e = (K_a)(K_b)(K_c)(K_d)(K_e)(K_f)(0,5)(S_{ul}) \quad \text{Ecuación (30)}$$

$$S_e = (K_a)(K_b)(0,5)(98\,000) = 35\,328.51 \text{ psi} \quad \text{Ecuación (31)}$$

En la tabla siguiente se resumen algunos factores de la concentración de esfuerzos típicos de la primera iteración en el diseño de un eje. Se pueden hacer estimaciones similares para otras características. Estos valores se usan para el diseño inicial y después se insertan los valores reales una vez que los diámetros se hayan determinado.

**Tabla 22. Estimaciones de la primera iteración de los factores de concentración de esfuerzos**

Filete de Hombro: agudo ( $\frac{r}{d} = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de Hombro: bien redondo ( $\frac{r}{d} = 0.01$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $\frac{r}{d} = 0.02$ )	2.2	3.0	--
Cuñero o patín trapezoidal	1.7	--	--
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Fuente: Propia.

Es así como por medio de la ecuación de Goodman se puede encontrar los valores del diámetro del eje haciendo uso de un factor de seguridad  $n = 1.5$ .

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left( \left( \frac{2K_f M_a}{S_e} \right) + \frac{\sqrt[3]{3}(K_{fs} T_{max})}{S_{ul}} \right) \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación (32)}$$

$$d = \left( \frac{16 * 1.5}{\pi} \left( \left( \frac{2 * 1.7 * 37\,198.39}{35\,328.51} \right) + \frac{\sqrt[3]{3}(1.5 * 37\,173.46)}{98\,000} \right) \right)^{1/3}$$

$$d = 3.26 \text{ pulg}$$

De la misma manera se usa el valor del momento flector  $M_a = 32\,181.27 \text{ lbf pulg}$  en la fórmula anterior, pero esta vez para establecer cuál debe ser el diámetro mínimo en la sección del eje correspondiente al rodamiento. Se obtiene lo siguiente:

$$d_{\text{rodamiento}} = \left( \frac{16 * 1.5}{\pi} \left( \left( \frac{2 * 1.7 * 32\,181.27}{35\,328.51} \right) + \frac{\sqrt[3]{3}(1.5 * 37\,173.46)}{98\,000} \right) \right)^{1/3}$$

$$d_{\text{rodamiento}} = 3.14 \text{ pulg}$$

**Tabla 23. Diámetro definitivo para la dimensión del eje**

Sección del eje	Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)
Sección central, tambor	100.01	3.94
Sección del rodamiento	87.31	3.44

Fuente: Propia.

En la tabla anterior se encuentra el valor de los diámetros establecidos, los cuales serán las medidas definitivas para las dimensiones del eje. También se debe establecer una relación para

determinar los valores de  $K_f$  y  $K_{fS}$ , mediante el uso de las gráficas de los factores teóricos de concentración de esfuerzos esta relación será  $\frac{r}{d} = 0.1$  y se establece un criterio de  $\frac{D}{d} = 1.15$ .

Todo lo anterior es necesario para corroborar y saber si los diámetros escogidos cumplen con el factor de seguridad de 1.5, se procurará que el nuevo valor no sea inferior a 1.5, ya que se pierde confiabilidad en el diseño de esta máquina.

En la sección de apéndices se adjunta el procedimiento correspondiente para la comprobación del diámetro escogido para la sección del rodamiento.

#### 7.4.8.5 Tolerancias del eje

En la selección de límites de tamaño para cualquier aplicación, el tipo de ajuste se determina, primero, basado en el uso o servicio requerido desde el equipo que está diseñado. Entonces se establecen, los límites de tamaño de las piezas de acoplamiento para asegurar que el ajuste deseado se producirá.

Cabe mencionar que existen factores que afectan la forma de selección, como lo son:

**Tabla 24. Límites de tolerancia para el tamaño máximo y mínimo de las piezas según norma ANSI B4. I**

Rango de Tamaño nominal ( <i>pulg</i> )		Clase RC 1		
		Holgura	Límites de tolerancia estándar	
			Agujero	Eje
Mayor	Hasta			
		$\mu$ <i>pulg</i>		
3.15	4.73	0.5	+0.6	-0.003

Fuente: *norma ANSI B4.I 1967. R 1979.*

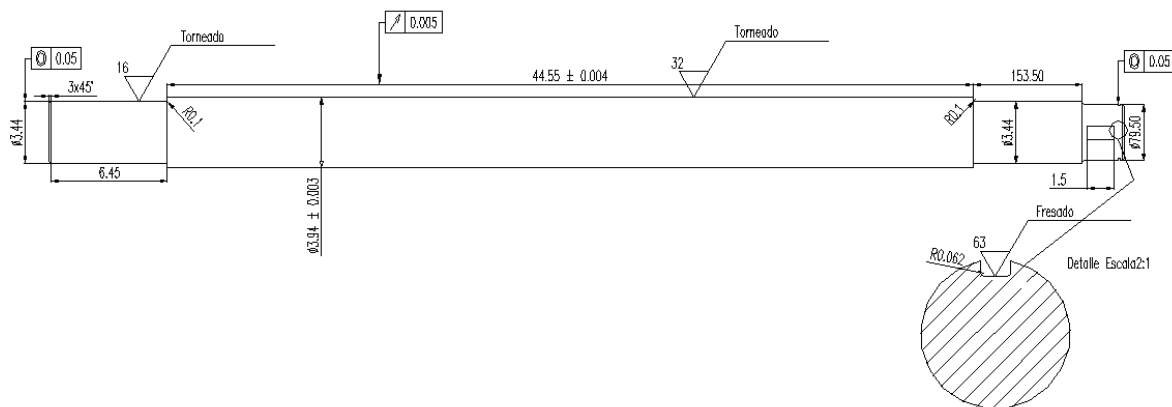
### 7.4.8.6 Diseño final del Eje

Características finales:

Sección	Dimensión	
	(mm)	(pulg)
Diámetro sección central	100.0125	3 15/16
Diámetro sección rodamiento	87.3125	3 7/16
Diámetro sección rueda dentada	79.3750	3 1/8
Largo total	1510	55.45

Fuente: Propio.

Diagrama final:



Fuente: Planos AutoCAD, Propio.

### 7.4.9 Diseño de la cuña

Las cuñas longitudinales se utilizan para transmitir un momento de giro entre las dos piezas que se unen. Sean en forma cuadrada o rectangular con cabeza o sin ella, las chavetas presentan dimensiones normalizadas según el diámetro del eje al que serán montadas. Su material se hace generalmente un poco más duro que el del eje al que van montadas.

El propósito de la cuña es transmitir toda la potencia que genera el motor, su cálculo se realiza tomando en cuenta la carga máxima a la que se somete el tambor de la máquina de embobinado, para esto se vuelve a reutilizar el valor de torque máximo calculado en la Tabla 6. El

valor respectivo es el  $T_{max} = 37\,173.46 \text{ lbf pulg}$ , es de esta manera y utilizando la fórmula general de torque que encontramos la fuerza aplicada en la sección de la cuña.

$$F = \frac{T_{max}}{r} = \frac{37\,173.46}{1.625} = 22\,875.98 \text{ lbf}$$

**Ecuación (33)**

Ahora debemos definir cuál será el acero para la cuña. Como se mencionó al inicio, normalmente el acero para la cuña se escoge un poco más duro que el del eje donde se monta. Por eso se usa un acero 1080 HR cuya resistencia  $S_{sy} = (0.577)(61\,500 \text{ psi}) = 35\,485.5 \text{ psi}$  y su dureza Brinell es de 229.

Para determinar el parámetro  $w$ , correspondiente al ancho de la cuña, hacemos uso de la siguiente tabla y nos ubicamos con el valor del diámetro nominal  $d = 3.25 \text{ pulg}$ . De esta manera se obtiene que la dimensión recomendada para la cuña es  $w = 3/4 \text{ pulg}$ . Ahora se debe especificar el criterio de seguridad, se usa en este caso un factor de seguridad de,  $N_f = 2.0$  y se hace uso de la siguiente ecuación:

Tabla 25. Dimensiones en pulgadas de cuñas de sección cuadrada

Diámetro del eje ( <i>pulg</i> )	Anchura de la cuña, <i>w</i> ( <i>pulg</i> )	Altura de la cuña, <i>h</i> ( <i>pulg</i> )
1/2 5/8	1/8	1/16
5/8 7/8	3/16	3/32
7/8 1 1/4	1/4	1/8
1 1/4 1 3/8	5/16	5/32
1 3/8 1 3/4	3/8	3/16
1 3/4 2 1/4	1/2	1/4
2 1/4 2 3/4	5/8	5/16
2 3/4 3 1/4	3/4	3/8
3 1/4 3 3/4	7/8	7/16
3 3/4 4 1/2	1	1/2
4 1/2 5 1/2	1 1/4	5/8
5 1/2 6 1/2	1 1/2	3/4
6 1/2 7 1/2	1 3/4	7/8
7 1/2 9	2	1
9 11	2 1/2	1 1/4

Fuente: *Diseño de Elementos de Máquinas*, J. E. Shigley.

$$\frac{S_{sy}}{N_f} = \frac{F}{wl}$$

Ecuación  
( 34)

$$\frac{35\,485.5\text{ psi}}{2.0} = \frac{22\,875.98\text{ lbf}}{7/8 * l}$$

$$l = 1.47 = 1.5\text{ pulg}$$

El valor de 1.5 *pulg* para el largo de la cuña es aceptable, ya que la rueda dentada impulsada por medio de la cadena, tiene un ancho total de 2 *pulg*. Pero para este caso se toma la decisión de dimensionarla un poco más del valor obtenido, por ende las dimensiones finales de la cuña serán las siguientes:

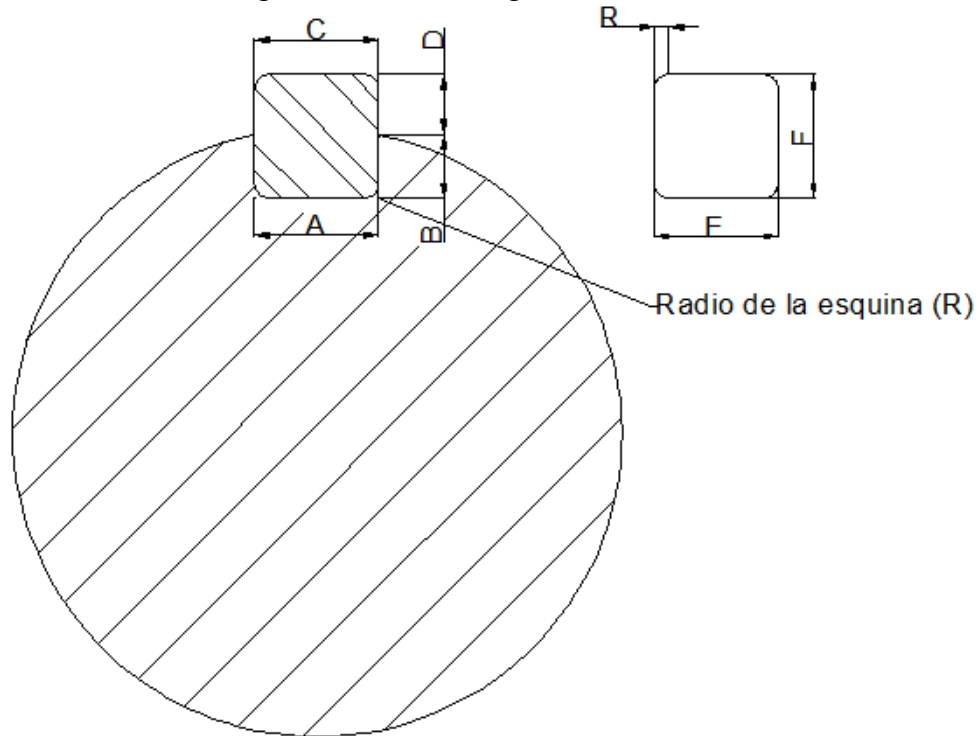


Tabla 26. Dimensiones finales de la cuña cuadrada (ver Figura 25)

Diámetro nominal del eje	Tamaño de la cuña $w \times h$	A	B	C	D	E - F	R (radio de la esquina )
<i>pulg</i>	<i>pulg</i>	<i>pulg</i>	<i>pulg</i>	<i>pulg</i>	<i>pulg</i>	<i>pulg</i>	<i>pulg</i>
$3 \frac{1}{8}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	0.875	0.501	0.876	0.393	0.875	0.062

Fuente: Propia.

Figura 23. Dimensiones generales de la cuña



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

La norma ANSI B17.1, para las cuñas y cuñeros estándar, establece una relación uniforme entre los tamaños del eje y los tamaños de la cuña.

**Tabla 27. Tolerancias para la cuña y el cuñero de la máquina de embobinado**

Tipo de cuña	Ancho de cuña		Tolerancia del ancho			Ajuste superior e inferior			
			Tolerancia del ancho			Tolerancia profundidad			
	Más de (pulg)	Hasta Inclusive (pulg)	Cuña (pulg)	Cuñero (pulg)	Rango del ajuste lateral	Cuña (pulg)	Asiento de la chaveta del eje (pulg)	Asiento de la chaveta del cubo (pulg)	Rango de ajuste
Cuadrada	3/4	1	+0.000	+0.003	0.006 CL	+0.000	+0.000	+0.010	0.033 CL
			-0.003	-0.000	0.000 CL	-0.003	-0.015	-0.000	0.005 CL

Fuente: norma ANSI B17.1-1967(R1998).

#### 7.4.10 Diseño del anillo de retención

Para seleccionar el anillo de retención nos basamos en el catálogo del fabricante con el valor del diámetro nominal del eje, correspondiente  $d = 3,25$  pulg, de esta manera y con las medidas que debe tener el surco donde se instala el anillo, se dimensiona esta sección del eje.

De esta manera se podrá efectuar un correcto análisis de la concentración de esfuerzos para el surco del elemento.

Tabla 28. Propiedades y dimensiones para anillos de retención

Diámetro del eje (pulg)	Diámetro Interior del anillo (pulg)	Pared radial del anillo (pulg)	Grosor del anillo (pulg)	Diámetro del surco (pulg)	Ancho del surco (pulg)	Fluencia del surco ( $lbf^2$ )	Resistencia al cortante ( $lbf^3$ )
2.559	2.413	0.187	0.078	2.443	0.086	10491	21706
2.625	2.475	0.187	0.078	2.505	0.086	11133	22266
2.687	2.535	0.187	0.078	2.565	0.086	11586	22792
2.750	2.594	0.187	0.093	2.624	0.103	12246	27992
2.875	2.713	0.187	0.093	2.743	0.103	13413	29264
2.937	2.771	0.187	0.093	2.801	0.103	14117	29395
3.000	2.830	0.218	0.093	2.860	0.103	14844	30536
3.062	2.890	0.218	0.093	2.920	0.103	15367	31167
3.125	2.951	0.218	0.093	2.981	0.103	15904	31809
3.156	2.980	0.218	0.093	3.010	0.103	16285	32124
3.250	3.070	0.250	0.093	3.100	0.103	17230	33081
3.344	3.160	0.250	0.093	3.190	0.103	18201	34038
3.437	3.251	0.250	0.093	3.281	0.103	18950	34984
3.500	3.305	0.250	0.109	3.340	0.120	19792	40017
3.543	3.346	0.250	0.109	3.381	0.120	20286	40508

Fuente: catálogo del fabricante *Smalley*.

Tabla 29. Tolerancias para el anillo de retención según norma ANSI B27.8M

Diámetro del eje (pulg)	Tolerancias del anillo			Tolerancia de la ranura	
	Diámetro interno (pulg)	Pared radial (pulg)	Grosor del anillo (pulg)	Diámetro (pulg)	Grosor (pulg)
3.250	+0.000	+0.005	+0.002	+0.006	+0.005
	-0.062	-0.005	-0.002	-0.006	-0.000

Fuente: norma ANSI B27.8M.

### 7.4.11 Diseño del rodamiento

La carga cíclica que soporta el eje es sin duda reflejada en los rodamientos. Dependiendo del tipo de solicitud que tenga en la máquina, estos pueden ser diseñados para soportar cargas axiales y grandes cargas radiales o una combinación de ellas. Con los rodamientos se debe tener un cuidado extra al momento de su montaje y de su lubricación, ya que estos dos factores pueden incidir en su calidad de vida. Si el factor lubricación, el factor montaje y la temperatura de operación se mantienen en el rango correcto, la fatiga del metal será la única causa de falla.

El efecto de carga vida del cojinete depende directamente del valor nominal de ciclos que el fabricante determine para el rodamiento. Por ejemplo, en el caso del fabricante *Timken*, determina un valor nominal de ciclos de  $90 \times 10^6$  revoluciones. Este y otros datos, como la cantidad de horas de servicio y la velocidad nominal a la que debe de ser sometido el rodamiento, son claves para lograr una adecuada selección, ya que no se recomienda por ningún motivo seleccionar un rodamiento solamente según su diámetro, también debe ser elegido por su capacidad de soportar tanto carga estática como carga dinámica. El cálculo de la carga dinámica que debe soportar el rodamiento se encuentra en la sección de apéndices. A continuación se dan los datos generales del rodamiento seleccionado.

**Tabla 30. Datos generales del rodamiento escogido marca *Timken***

Número de rodamiento	Diámetro interior $d$ (pulg)	Diámetro exterior (pulg)	Carga dinámica (N)
GN307KRRB	$3\frac{7}{16}$	7.4803	156000

Fuente: catálogo fabricante *Timken*.

### 7.4.12 Fijación del cable al tambor

Según la norma UNE 58-915-3: 1992, el conjunto de fijación del cable al tambor deberá resistir 2.0 veces la carga nominal del cable. Por esto se empieza calculando la carga máxima " $F_c$ " a la que será solicitada la máquina de embobinado, cuyo valor corresponde al cálculo de la ecuación (9).

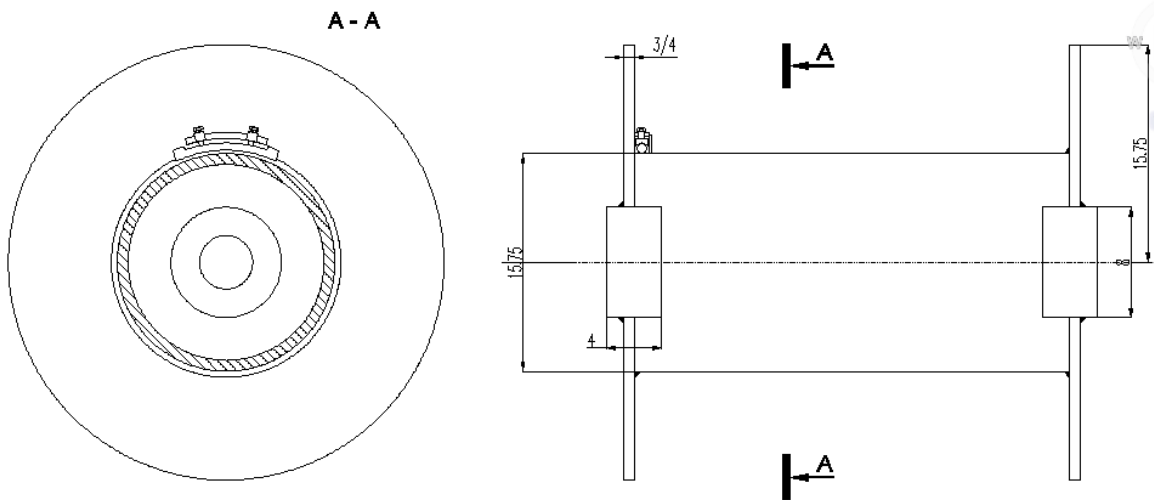
$$F_c = (803.16)(1.5)(9.8) = 11\,806.452\,N = 2\,655.25\,lbf$$

$$F_R = (F_c)(2.0) = (11\,806.452)(2.0) = 23\,612.91\,N = 5\,310.50\,lbf$$

Esta fuerza es consecuencia del rozamiento entre el cable y el tambor. El coeficiente de fricción entre el cable y el tambor se toma  $\mu = 0,15$  como son 2 tornillos (ver Figura 24).

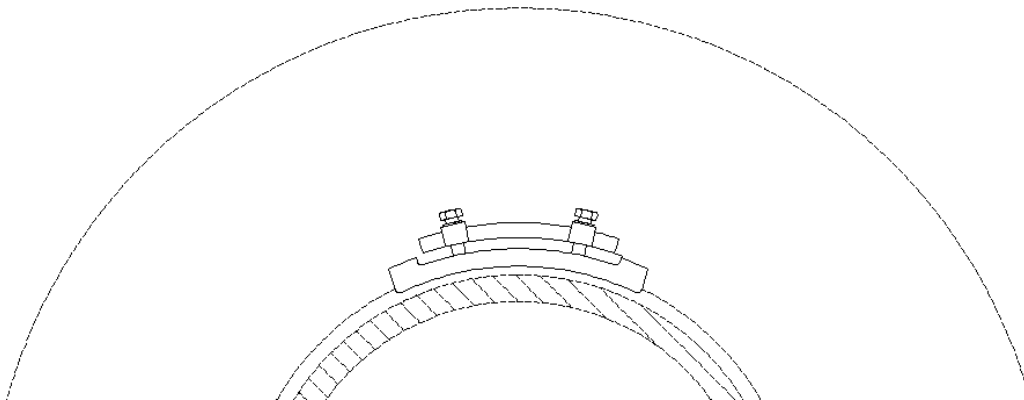
Esta fijación es fácilmente accesible y permite cambiar rápidamente el cable. En la Figura 24 y en la Figura 25 se muestran más detalles del método de sujeción.

**Figura 24. Sistema de sujeción de cable al tambor**



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

**Figura 25. Detalle de sistema de sujeción**



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

**Fuerza de rozamiento por cada tornillo**

$$F_{fr} = \frac{5\,310.50\text{ lbf}}{2\text{ tornillos}} = 2\,655.25\text{ lbf} = 11\,806.452\text{ N}$$
Ecuación (35)

$$F_{fr} = \mu N$$
Ecuación (36)

$$N = 17\,701.67\text{ lbf}$$
Ecuación (37)

Para esta aplicación se utiliza tornillo grado SAE 8 de tamaño  $\frac{7}{8}$  pulg, rosca ordinaria, cuyo diámetro mayor nominal es  $d_i = 0.875$  pulg y su diámetro menor sea  $d_m = 0.7304$  pulg. Para este tornillo se cuenta con el área al diámetro menor de  $A = 0.419$  pulg<sup>2</sup>.

En el apéndice 15.20 “Tabla de especificaciones Sae” se encuentran las especificaciones SAE para pernos de acero de donde se saca el valor de la resistencia mínima a la tensión y la resistencia mínima a la fluencia.

$$\sigma_t = 150\text{ ksi}$$

$$\sigma_f = 130\text{ ksi}$$

Para hallar el par de torsión, se debe hacer uso de la ecuación  $T = kFd$ , tomada del libro *Diseño de Ingeniería Mecánica* de J. E. Shigley (Capítulo 8, pág. 423). En esta ecuación el factor de par de torsión  $k$ , se toma de la siguiente tabla:

**Tabla 31. Factores de par de torsión k**

Condición del perno	$k$
Sin recubrimiento acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Fuente: *Diseño de Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Par de apriete para una rosca galvanizada

$$T = kFd = (0.20)(17\,701.67)(0,8750) = 3\,097.79 \text{ lbf pulg}$$

Ecuación (38)

Ahora se debe calcular la tensión que soporta el tornillo mediante la siguiente ecuación de esfuerzos combinados:

$$\sigma_{comb} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Ecuación (39)

Donde:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{17701.67}{0.419} = 42247.42 \text{ lbf/pulg}^2$$

Ecuación (40)

$$\tau = \frac{T}{0.2(d_m)^3} = \frac{2212.71}{(0.2)(0.7304)^3} = 39\,750.23 \text{ lbf/pulg}^2$$

Ecuación (41)

$$\sigma_{comb} = \sqrt{(87\,632.03)^2 + 3(39\,750.23)^2} = 80\,778.01 \text{ lbf/pulg}^2$$

Ecuación (42)

El tornillo es apto para la aplicación ya que el valor de  $\sigma_{comb}$  no supera al valor de resistencia de fluencia del tornillo grado SAE 8.

## 7.4.13 Sistema hidráulico

### 7.4.13.1 Escogencia del motor

El propósito principal de cualquier fluido hidráulico es transferir la potencia hidráulica para asegurar el funcionamiento estable de los componentes internos, el líquido debe fluir fácilmente. El funcionamiento óptimo de un motor varía en cada tipo de diseño por la capacidad de soportar

la presión y grandes fuerzas. Los motores hidráulicos se clasifican según sus características nominales, como lo son:

- El desplazamiento (tamaño).
- La capacidad de par.
- La velocidad y limitaciones de la presión máxima.

El desplazamiento es la cantidad de fluido requerida por el motor para que su eje gire una revolución, además se debe mencionar que el desplazamiento puede ser fijo o variable para un mismo caudal de entrada y presión de trabajo constantes.

Una de las características más importantes es el par, que se define como un esfuerzo giratorio o de torsión, los valores del par de un motor se dan generalmente para una diferencia específica de presiones, o caída de presión a través de él. Se puede expresar en Newton metro ( $Nm$ ), en libras – pulgadas ( $lbf\ pulg$ ) o en libras – pie ( $lbf\ pie$ ).

La velocidad en un motor depende de su desplazamiento y del volumen de fluido que se le suministra. La velocidad máxima se da a una presión de entrada específica que el motor puede mantener durante un tiempo limitado sin dañarse. El sistema hidráulico puede sufrir daños si el motor es sobre revolucionado o provoca un desgaste prematuro, por eso idealmente se debe utilizar para este diseño motores hidráulicos LSHT, ya que ofrecen un rendimiento elevado en relación con sus pares de arranque y funcionamiento, sin dejar de lado los buenos rendimientos volumétricos y mecánicos. Deben arrancar suavemente bajo carga total y suministrar el par total en todo el intervalo de funcionamiento. Esto hace que se generen pocas vibraciones en el equipo.

Con la potencia necesaria calculada en la sección 9.4.2, se puede ubicar dos posibles candidatos para el motor hidráulico. Se selecciona a los fabricantes *Parker* y *Eaton*, específicamente en la sección de motores que ofrecen la característica deseada de alto torque y una baja velocidad. A continuación se presenta los principales datos técnicos de cada motor.



Tabla 32. Propiedades de motores homólogos con desplazamiento  $80 \text{ cm}^3/\text{rev}$ 

Marca	Serie	Desplazamiento	Velocidad máxima a caudal intermitente	Caudal máximo de aceite	Presión diferencial máxima	Presión máxima de alimentación	Torque máximo
		$(\text{cm}^3/\text{rev})$	$(\text{rpm})$	Cont /Int $(\text{gal}/\text{min})$	$\Delta p$ $(\text{lb}/\text{pulg}^2)$	$(\text{lb}/\text{pulg}^2)$	$(\text{Nm}/$ $(\text{lb}/\text{pulg})$ $)$
Eaton	2000	80	908	20/20	3000/4500	4500	235/345 2065/303 5
Parke r	TF 0080	81	693	12/15	3000/4000	4350	220/296 1948/262 1

Fuente: Propia.

Como se mencionó en la sección 6, una de las limitantes del proyecto es que actualmente el equipo hidráulico no se encuentra en su estado óptimo. Por ello esta selección debe basarse en la existencia de ciertas condiciones de deterioro que ya posee la grúa HIAB-090W, como fugas y las pérdidas de presión, donde la mejor opción es buscar un motor cuya potencia máxima no se desarrolle con la máxima salida de flujo de  $8 \text{ gal}/\text{min}$  del equipo hidráulico actual.

Se hace uso de este criterio para que en un futuro se adecue esta máquina a un sistema hidráulico con mayor caudal de salida o se cambie el equipo actual por uno de mayor capacidad. Es por eso que la configuración del flujo de aceite que alimente al motor debe ser específico, para así garantizar que esta máquina vaya a generar la potencia adecuada, la cual fue calculada en la sección 9.4.2.

Analizando los datos de rendimiento de los motores, específicamente el anexo 15.1 “Rendimiento del motor Eaton serie 2000” y el anexo 15.19 “Desempeño del motor Parker seleccionado para la máquina de embobinado”, se encuentra que configurados a un mismo flujo continuo de alimentación de  $8 \text{ gal}/\text{min}$  (flujo máximo entregado por la grúa HIAB-090w) con una presión  $\Delta p = 3000 \text{ psi}$ , el motor Eaton y el motor Parker generaran respectivamente  $10.50 \text{ Hp}$  y  $9.75 \text{ Hp}$ . Estos valores de potencia son suficientes para garantizar una correcta operación de la

máquina, ya que la potencia necesaria para mover el equipo a carga máxima es de 7.88 Hp. El criterio para poder definir cuál de los dos motores es el óptimo es el factor precio y el factor respaldo en mantenimiento, por esta razón se escoge el motor *Parker* serie TF0080, ya que su costo monetario es menor.

En la sección de anexos se expondrán con más detalle las características técnicas de los motores analizados y su comportamiento dependiendo del flujo suministrado en la línea de entrada, además de las dimensiones del motor, su carcasa y demás elementos de su diseño estructural.

#### 7.4.13.2 Mangueras hidráulicas y accesorios

Los componentes del sistema hidráulico están conectados por medio de líneas de mangueras, esto hace que el flujo de aceite a través de estos componentes genere pérdidas de energía debido a la fricción interna del fluido y la fricción contra las paredes de la manguera. A esta fricción interna del fluido se le conoce como viscosidad, y es una medida de la resistencia al movimiento del fluido.

Un fluido de baja viscosidad corresponde a un fluido "delgado", mientras que un fluido de alta viscosidad corresponde a un fluido "grueso". Sabiendo que la viscosidad cambia con la temperatura, esto hace que al estar más frío un fluido no fluya con tanta facilidad, por ende la manguera debe ser seleccionada para proporcionar un diámetro lo suficientemente grande como para dar una caída de presión permisible a lo largo del tramo. Un tamaño pequeño de una manguera puede provocar un flujo turbulento y una presión excesiva. Si se sobredimensiona el tamaño de una manguera se incrementan los costos, tamaño y el peso en el sistema, además de darse un descenso de la tasa de flujo.

El tamaño de una manguera hidráulica se basa en su diámetro interior. Una manguera se puede dimensionar por la siguiente fórmula, donde  $d_{manguera}$  es el diámetro interior de una manguera,  $Q$  es el flujo de fluido y  $V_{avg}$  es la velocidad promedio del fluido:

$$d_{manguera} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_{avg}}} \quad \text{Ecuación (43)}$$

Aparte del diámetro existen otros parámetros de importancia como la curvatura, la presión y la temperatura. Tener control de la presión que puede soportar una manguera ofrece una condición de operación segura y se debe evitar cualquier variación, porque puede representar un

peligro para el sistema. Hay que recordar que la presión de trabajo del sistema es fundamental cuando se selecciona una manguera hidráulica porque esta debe ser capaz de soportar las variaciones de presión.

El radio de curvatura de la manguera es el menor radio al que puede flexionarse una manguera antes de ejercer una fuerza excesiva que pueda distorsionarla o dañarla.

Para el diseño de esta máquina se cree que la temperatura de operación del líquido no va a alcanzar valores altos, pero de todas maneras se recomienda que se le esté monitoreando periódicamente, ya que su elevación descontrolada puede provocar la degradación de los compuestos del sello y puede afectar al tubo interno de la manguera.

Tomando en cuenta los criterios anteriores, el fabricante de equipo hidráulico *Parker*, en el catálogo de mangueras y accesorios, recomienda que para una línea de alta presión la velocidad máxima deberá ser de  $25 \text{ pie/s}$ , pero para la escogencia de esta manguera se determina una velocidad de  $20 \text{ pie/s}$ . En la siguiente tabla se presenta la especificación de los parámetros del sistema hidráulico, para poder seleccionar de manera adecuada el diámetro de la manguera.

**Tabla 33. Parámetros generales del sistema hidráulico**

Caudal ( $\frac{\text{gal}}{\text{min}}$ )	Presión máx. ( $\text{lb}/\text{pulg}^2$ )	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Velocidad máx. ( $\frac{\text{pie}}{\text{s}}$ )
8	3000	38	20

Fuente: Propia.

Ahora, utilizando el monograma de capacidad del caudal sugerido en el manual técnico de mangueras *Parker*, el cual se muestra en el anexo 15.3 “Monograma de capacidad de caudal”, se logra determinar que el diámetro interno necesario para la línea de presión es  $d_{\text{manguera}} = \frac{1}{2} \text{ pulg}$ . Haciendo uso de este método para determinar el diámetro, se garantiza que las líneas no se sobredimensionan y no se incrementarán los gastos en el diseño.

La serie de manguera seleccionada es la serie 7258 Hurricane del fabricante *Parker*. La construcción de esta manguera incorpora un refuerzo trenzado de alambre de alta resistencia que proporciona durabilidad. Además su aplicación es para varios campos ya que puede transferir químicos medios y agua caliente, entre otros. La tabla siguiente muestra los atributos principales de la manguera seleccionada.

Tabla 34. Especificaciones de la manguera

Numero de parte	Diámetro interno (pulg)	Diámetro externo (pulg)	Malla de refuerzo	Peso aproximado (l/ftb)	Radio curvatura min (pulg)	Presión Máx. (psi)
7258-501BK	½	0.745	1	0.23	3	3000

Fuente: Propia.

Los accesorios como fitinería, los codos, los acoples, las reducciones, etc., deben ser seleccionados a la misma presión de operación máxima determinada para la selección de la manguera o si no cabe la posibilidad de que el equipo no quede bien dimensionado y se presentes futuras pérdidas de presión y fugas en las líneas de alta presión.

#### 7.4.13.3 Filtro

El elemento filtrante debe proveer al sistema flexibilidad en la remoción de contaminantes del fluido hidráulico, ya sean sedimentos sólidos o agua depositada en las líneas. El mantener una calidad de limpieza en el aceite garantiza una vida prolongada del motor y del equipo en general.

El filtro seleccionado es el modelo 15P, que pertenece a los filtros para alta presión, su presión máxima de operación será de  $p_{max} = 3000 \text{ psi}$  y su máximo caudal de trabajo es  $Q = 20 \text{ gal/min}$ . También posee la característica de soportar altas temperaturas, entre los  $-26^{\circ}\text{C}$  y  $135^{\circ}\text{C}$ . Su peso aproximado es de  $2.1 \text{ kg}$ . En el anexo 15.4 "Dimensiones generales del filtro serie 15P" se especifican las dimensiones generales del filtro.

#### 7.4.13.4 Válvula de alivio

Todo sistema de potencia hidráulica debe poseer un sistema de seguridad en caso de existir una sobre presión en el sistema de alimentación. Por ello las válvulas de alivio son elementos sumamente importantes para garantizar una condición óptima de trabajo en los distintos equipos.

La válvula de alivio se encuentra virtualmente en todos los sistemas hidráulicos. Esta es una válvula normalmente cerrada conectada entre la línea de presión y el depósito, su propósito

es limitar la presión en el sistema a un pre ajuste máximo, al desviar parte o toda la salida de la bomba al tanque cuando se llega al ajuste de presión.

En la mayoría de estas válvulas hay un tornillo de ajuste para variar la fuerza del resorte. Así es como se puede ajustar la válvula para abrirse a un porcentaje de presión requerida.

La tabla siguiente muestra las propiedades de la válvula de alivio seleccionada para este diseño. Si se desea mayor información, en el apéndice A9, se explica con más detalle el gráfico de funcionamiento de esta válvula.

**Tabla 35. Características de la válvula de alivio RAH081**

<b>Flujo</b>	<b>Presión máxima de entrada</b>	<b>Presión máxima de ajuste</b>	<b>Presión máxima del tanque</b>	<b>Temperatura de operación</b>
<i>gal/min</i>	<i>(lbf/pulg<sup>2</sup>)</i>	<i>(lbf/pulg<sup>2</sup>)</i>	<i>(lbf/pulg<sup>2</sup>)</i>	°C
20	5500	5000	5000	-45/93.3

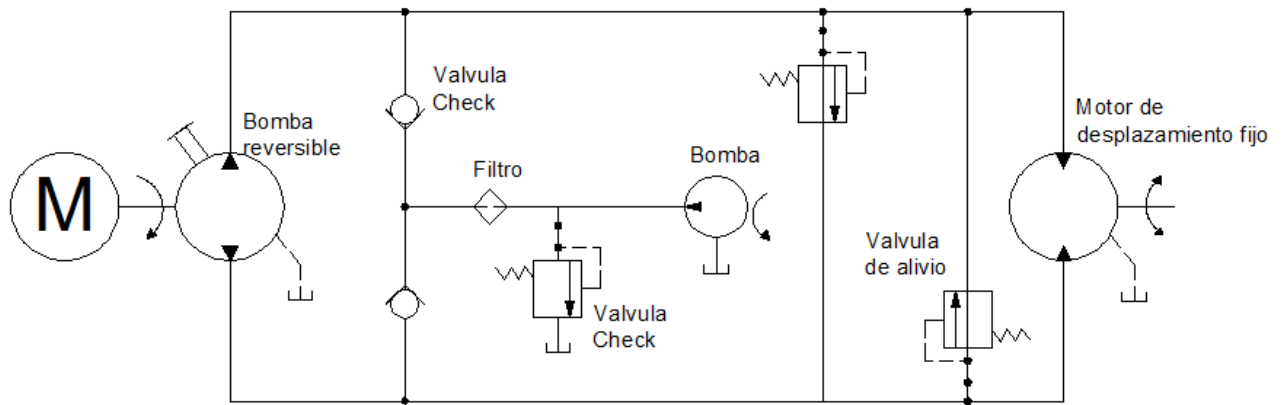
Fuente: Propia.

#### **7.4.13.5 Diagrama unifilar del sistema hidráulico de la máquina de embobinado**

Este diagrama unifilar propuesto es para manejar una bomba reversible y un motor de desplazamiento fijo variable, debido a que el diseño de la máquina de embobinado requiere de diversas combinaciones de torsión y potencia. Esto se debe a que el motor hidráulico utilizado la potencia que entrega es siempre proporcional a la presión.

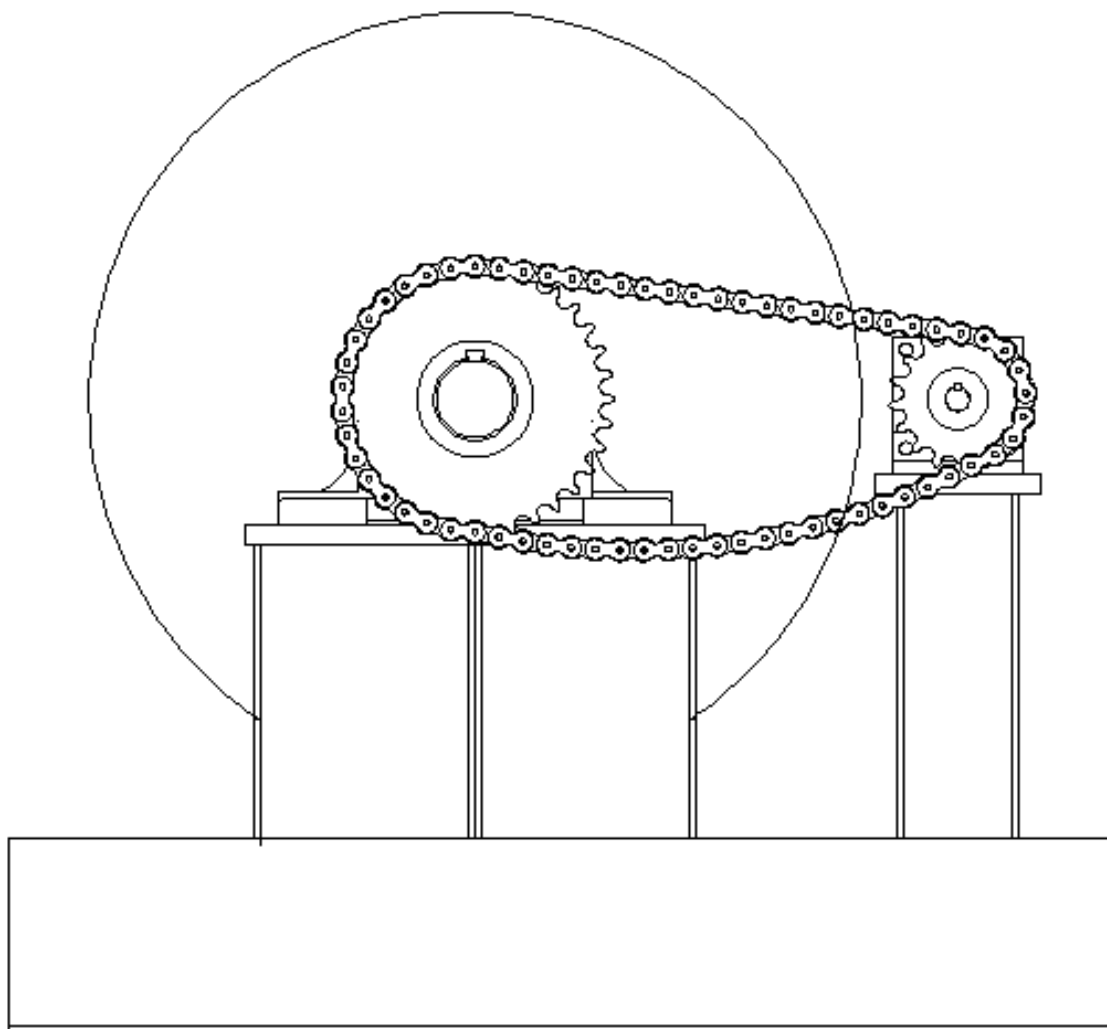
El siguiente diagrama unifilar representa un circuito impulsor cerrado, donde la bomba se abastece del depósito hidráulico del camión grúa.

Figura 26 Diagrama unifilar para un circuito impulsor cerrado



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

#### 7.4.14 Diseño final de la máquina de embobinado



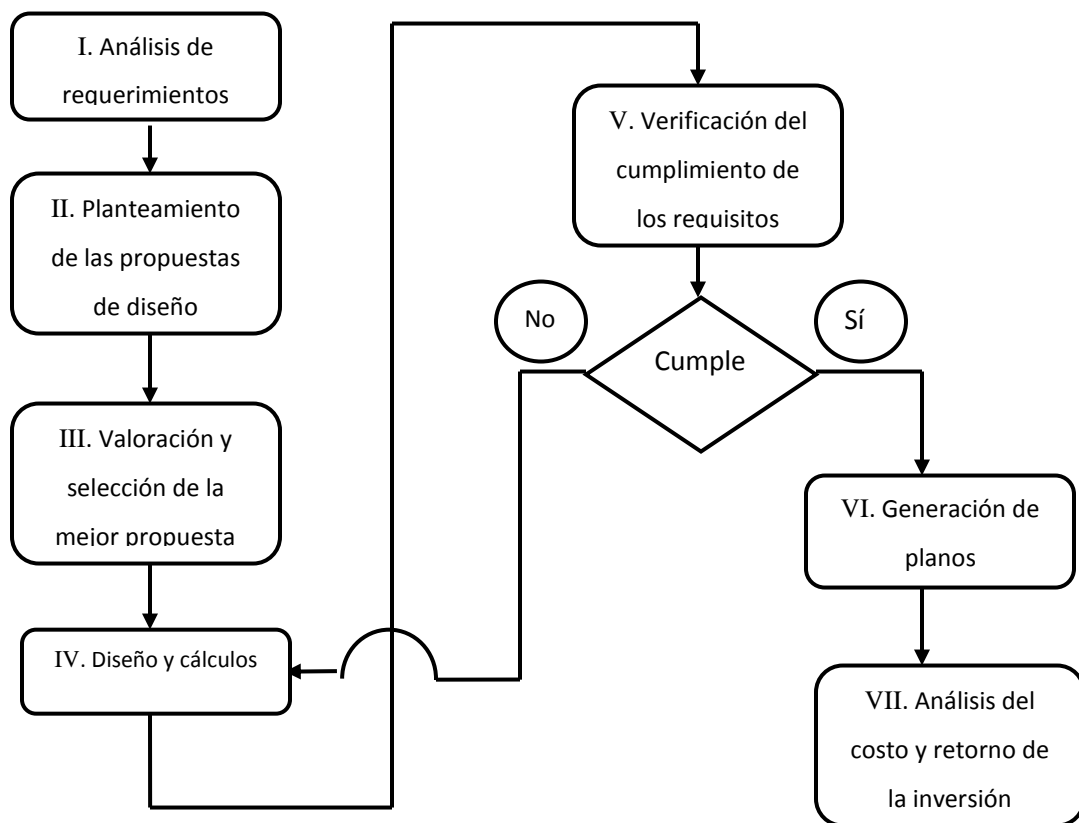
Fuente: AutoCAD, Propia.

## 8 Desarrollo del diseño de la máquina de auxiliar de frenado

### 8.1 Flujograma del diseño

A continuación se vuelve hacer uso del flujograma general para el diseño del proyecto. Pero en esta ocasión se utiliza para elaborar el diseño de la máquina auxiliar de frenado.

Figura N° 27. Flujograma del desarrollo del proyecto



Fuente: Propia.

## 8.2 Requerimientos del proyecto

### 8.2.1 Requerimientos funcionales

- La máquina auxiliar de frenado debe tener la capacidad de contener una carrucha código 60-120-80-A, con capacidad de almacenar hasta dos mil metros de cable conductor "Canton" tamaño AAAC.
- La máquina auxiliar debe contar con la presencia de un freno, que permita realizar paros de emergencia. Este debe desarrollar un torque de frenado capaz de detener en su totalidad el avance de la máquina de frenado.



- El diseño de la máquina auxiliar requiere de una estructura metálica que permita el desarme de la carrucha y del eje, para que así los operarios no presenten dificultad con el ensamble de la máquina. El freno debe poseer un diseño capaz de ser desarmado con facilidad, ya sea para llevar a cabo algún mantenimiento correctivo o para desarmar la estructura y extraer la carrucha de cable conductor nuevo.
- El sistema de freno no debe requerir la acción física de ningún operario para lograr su correcta operación.
- Las medidas máximas del largo y el ancho que debe poseer la máquina de embobinado son 2.50 x 2.70 metros respectivamente.
- La máquina debe ser accionada a distancia, por medio de la energía oleo – hidráulica que suministra la grúa HIAB 090.
- La máquina de frenado debe poseer un sistema de brazo de sujeción, que permita que la carrucha se mantenga unida al eje.

### 8.2.2 Requerimientos de seguridad

- El sistema hidráulico que acciona el freno de la máquina debe contar con una protección contra sobrecargas, como una válvula de alivio, para asegurar que el sistema no va a alcanzar presiones críticas que puedan perjudicar la vida útil de los elementos que conforman el sistema.
- El sistema del freno deberá contar con una válvula *Shut Off* para deshabilitar por completo el sistema, en caso de existir una fuga que atente contra los operarios.

### 8.2.3 Requerimientos de diseño

Como las dos principales funciones de esta máquina auxiliar son soportar una carrucha de cable conductor nuevo y realizar paros de emergencia o paulatinos durante la labor de embobinado de cable, se busca conseguir:

- La eficiencia energética.
- El ensamble fácil y desarme.

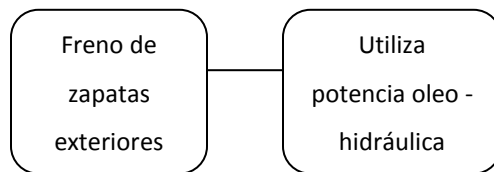
### 8.2.4 Requerimientos económicos

- El diseño de la máquina de auxiliar de frenado no debe costar más de \$3.500.000,00.
- El retorno de la inversión debe ser en un plazo menor a 5 años.

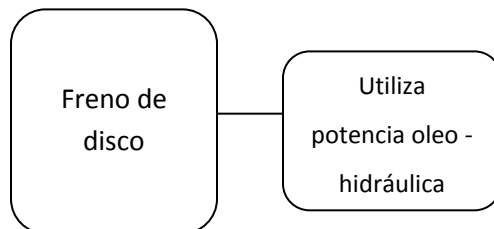
### 8.3 Propuestas de diseño

A continuación, se presentan tres propuestas de diseño para la máquina auxiliar. Las propuestas giran en torno al mecanismo de frenado, porque este será nuestro elemento crítico de diseño en esta máquina auxiliar.

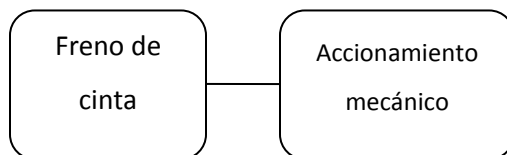
- **Propuesta I**



- **Propuesta II**



- **Propuesta III**



### 8.3.1 Valoración de propuestas

A continuación, se realiza la valoración de las propuestas, para así lograr determinar, mediante cuatro rubros, cuál de las tres es la más apta para el diseño de esta máquina.

**Tabla 36. Valoración de las propuestas de diseño**

Rubros por evaluar	Propuesta I	Propuesta II	Propuesta III
Capacidad de Fuerza	5	5	3
Facilidad de Implementación	4	3	4
Costo y Economía	4	3	4
Seguridad y Confiabilidad	4	4	2
<b>Totales</b>	<b>17</b>	<b>15</b>	<b>13</b>
<i>Escalas numéricas:</i>			
<i>1: muy malo      2: malo      3: regular      4: bueno      5: muy bueno</i>			

Fuente: Propia.

### 8.3.2 Selección de la propuesta de diseño

Al igual que la selección realizada para la máquina de embobinado, siempre se debe incluir en un diseño mecánico los factores responsables de garantizar el buen funcionamiento del equipo. Para ello se evalúan los tres factores primordiales que se deben considerar para garantizar que la propuesta seleccionada sea la adecuada para el diseño de la máquina. Estos factores son:

- La seguridad laboral.
- Factor económico.
- El recurso energético.
- Ergonomía.

Analizando la razón por la cual la propuesta I obtuvo la mayor calificación y por qué es la seleccionada para el diseño de la máquina auxiliar, se llegó a la conclusión de que este tipo de mecanismo promueve el uso de la energía oleo-hidráulica, esto crea un correcto

aprovechamiento del recurso energético suministrado por la grúa HIAB 090, contribuyendo a un ahorro monetario para el departamento ya que no se necesitará de equipo extra que suministre fuentes de energía para accionar el freno.

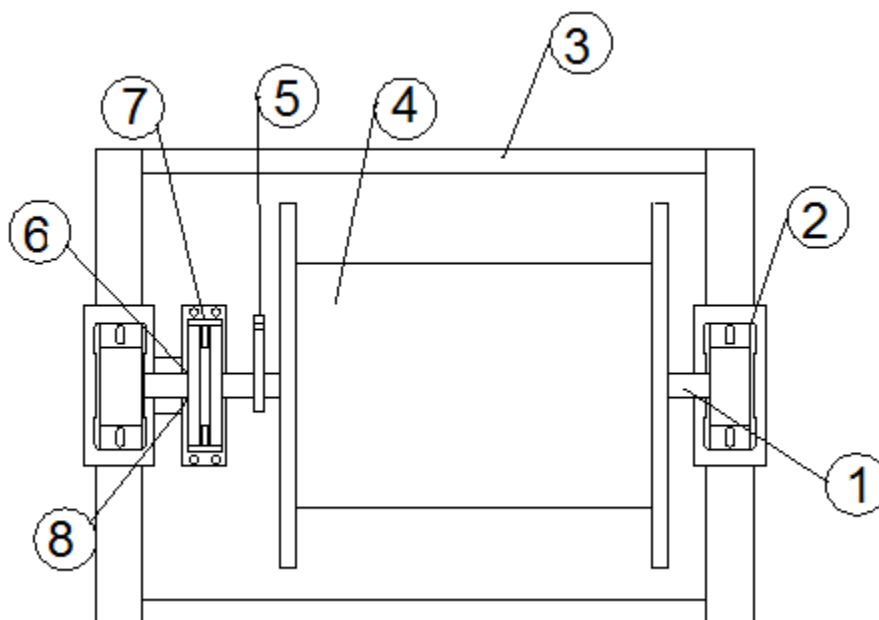
A su vez, un freno de zapatas exteriores presenta una ergonomía adecuada para la finalidad de la máquina, la cual debe permitir un desarme fácil y sencillo, para realizar un intercambio de carruchas cuando los operarios lo requieran.

La propuesta III presenta un sistema de freno de cinta que posee un accionamiento mecánico, lo cual es conveniente para no incrementar el costo de un proyecto. Pero el hecho de que un operario deba exponer su integridad física para accionar el mecanismo, expone a la persona no solo a potenciales accidentes sino también a la presencia de ruido excesivo y agotamiento.

#### **8.4 Diseño de la máquina auxiliar de frenado**

A continuación, basados en la propuesta I que fue seleccionada como la más apta para el diseño de la máquina auxiliar, se elabora la siguiente representación que contiene los principales elementos que la conforman.

Figura 28. Esquema general de la propuesta I



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

La siguiente tabla contiene los elementos mecánicos, representados en la figura anterior, que conforman el diseño para la máquina de frenado.

Tabla 37. Elementos mecánicos representados en la Figura 41

Número	Nombre	Cantidad
1	Eje	1
2	Apoyo del eje	2
3	Carrucha	1
4	Brazo	1
5	Estructura o armazón	1
6	Cuña	1
7	Freno de zapatas	1
8	Anillo de retención	1

Fuente: Propia.

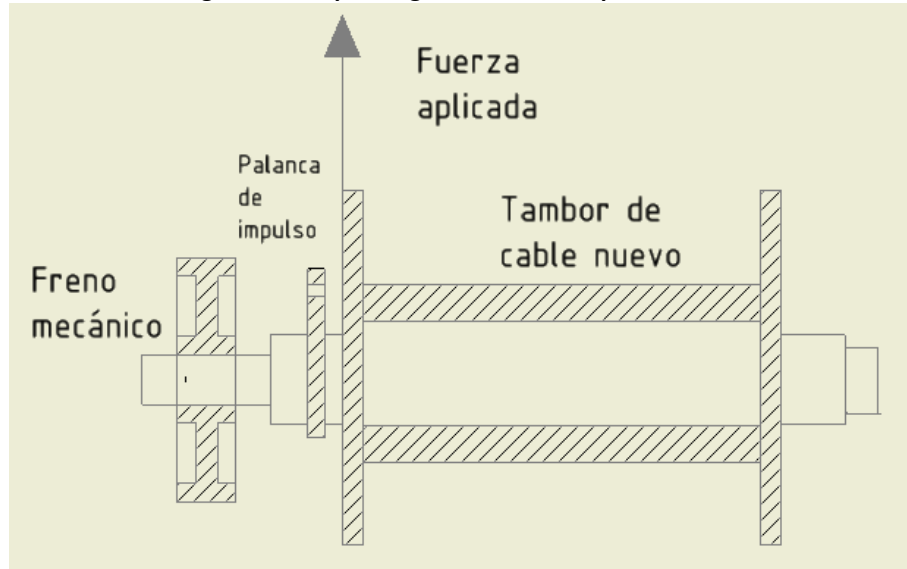
En esta sección se explicarán los criterios estudiados para el dimensionamiento de una máquina auxiliar de frenado que opere a distancia y que tenga la capacidad de contener una carrucha de cable conductor nuevo. Para ampliar más el funcionamiento de este equipo, se aclara que la máquina no posee un motor de ningún tipo y el único impulso que recibe es el de la máquina de embobinado de cable que obedece al diseño anterior.

No se dispone del cálculo de rodamientos en esta sección, ya que la funcionalidad de la máquina debe permitir un rápido desarme y armado de los elementos para que los operarios puedan cambiar la carrucha de cable cuando lo necesiten.

El elemento crítico es sin duda alguna el freno de zapatas hidráulico. Se decide utilizar este sistema ya que la máquina de embobinado posee un motor hidráulico que requiere de un buen mecanismo de parada, por ello se necesita diseñar esta máquina auxiliar de frenado que pueda generar un torque de frenado suficiente para poder detener por completo el sistema. Dependiendo de los requerimientos de espacios, existen varios tipos de frenos: los frenos de cinta, los frenos de zapata y los frenos de disco. Cualquiera que sea el estilo de freno elegido, para lograr un adecuado diseño de un sistema de frenado se debe empezar por realizar un modelado para poder medir la distribución de la presión en las superficies de fricción, y luego emplear las condiciones del equilibrio estático, para obtener la fuerza de frenado o el par de torsión y las reacciones en los apoyos.

La siguiente figura describe brevemente cuáles son los principales elementos mecánicos en esta máquina auxiliar. Principalmente contará con un brazo que permanece unido fijamente al eje con soldadura. También posee un freno de zapatas para garantizar mayor seguridad al momento de realizar la tarea y ayuda a dar la tensión adecuada al cable. El tambor que se muestra en la figura es el mismo tambor de madera que se adquiere al momento de comprar carruchas con cable nuevo, por ende no hace falta dimensionar un nuevo tambor para esta máquina auxiliar.

Figura 29. Esquema general de la máquina auxiliar



Fuente: Inventor, Propia.

Sabemos cuál es la fuerza de arrastre máxima a la que se somete la carrucha de cable, para este diseño llamaremos a esa fuerza  $F_3$  esta es la misma fuerza utilizada en el cálculo de la máquina de embobinado. Este diseño solo tiene una entrada de fuerza, y el torque será utilizado al dimensionamiento del freno de zapatas.

Tabla 38. Fuerzas involucradas en el esquema básico del diagrama del eje

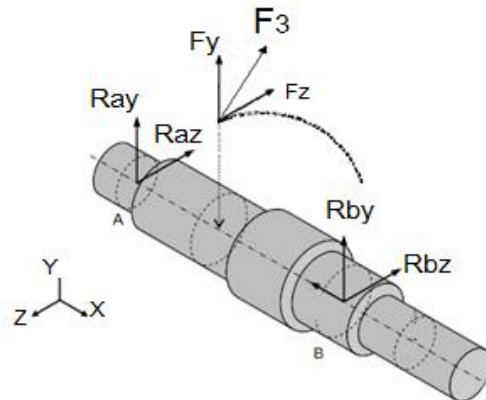
Descripción	Parámetro	Valor (kg)	Valor (lbf)	Valor (N)
Fuerza máxima de arrastre	$F_3$	1204.74	2655.25	11806.45
Peso máximo de la carrucha de cable	$W_{max}$	1743.30	3842.23	17084.34

Fuente: Propia.

#### 8.4.1 Diagramas de cuerpo libre y análisis estático del eje

El siguiente diagrama muestra la fuerza  $F_3$  con sus respectivos componentes en el eje  $z$  y en el eje  $y$ . Para realizar el respectivo análisis se supone que la fuerza ejercida sobre el tambor  $F_3$  se encuentre formando un ángulo de  $45^\circ$  con la horizontal, de esta manera se obtienen momentos ortogonales en los planos  $xy$  y  $xz$ . Sus componentes serán los siguientes:

Figura 30. Componentes de las fuerzas mostradas, para el análisis del eje



Fuente: Inventor, Propia.

Tabla 39. Componentes de las fuerzas mostradas en la Figura 33

Componentes	Fuerza $F_3$ (N)	Peso de la carrucha en extremo derecho de la carrucha (N)	Peso de la carrucha en extremo izquierdo de la carrucha (N)
	Ángulo 45°	$\frac{W_{max}}{2}$	$\frac{W_{max}}{2}$
Componentes eje $z$	8348.42	8542.17	8542.17
Componentes eje $y$	8348.42	--	--

Fuente: Propia.

#### 8.4.2 Análisis de las cargas y de las fuerzas presentes

Al igual que para el diseño de la máquina de embobinado, se utilizó *Beam Design* y se procedió a estimar las cargas internas en el eje.

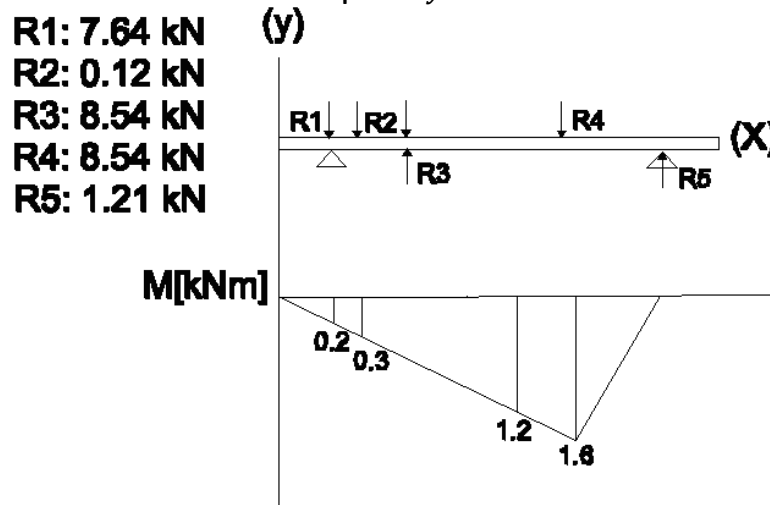
Como el diseño de esta máquina auxiliar de frenado no es tan crítico se efectuó solamente un escenario, este será suficiente para encontrar con exactitud cuál es el punto crítico y así determinar qué medida mínima debe tener el diámetro del eje. Como se muestra en la figura anterior referente al esquema general de esta máquina auxiliar, la fuerza de arrastre se somete al lado izquierdo de la estructura de la carrucha.



### 8.4.2.1 Caso de análisis

Como se acaba de mencionar, en este caso la fuerza de arrastre se ubicó en el extremo izquierdo de la carrucha de la máquina. El siguiente diagrama de momento flector y su respectivo diagrama de cuerpo libre corresponde a las coordenadas  $xy$ .

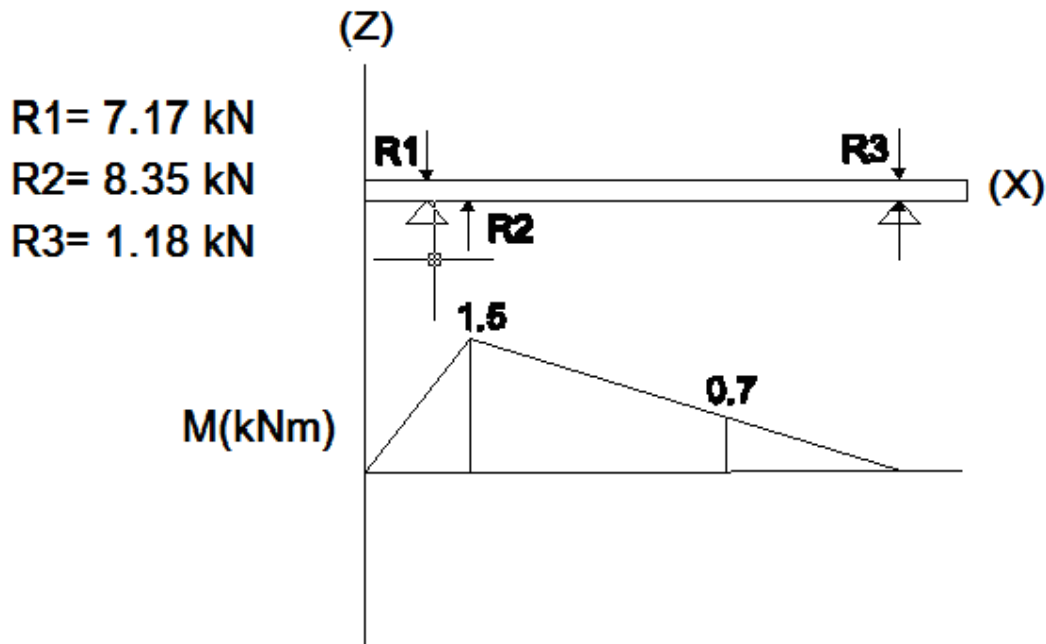
Figura 31. Diagrama de cuerpo libre para el primer caso de estudio, correspondiente a las reacciones en el plano  $xy$



Fuente: Propia.

Ahora corresponde el diagrama de cuerpo libre de las coordenadas  $xz$ , donde se mantiene aplicada la fuerza de arrastre al lado izquierdo del tambor de la máquina, pero en este caso ya no se incluye el peso de la carrucha.

Figura 32. Diagrama de cuerpo libre para el primer caso de estudio, correspondiente a las reacciones del plano  $xz$ .



Fuente: Propia.

Para una mejor referencia del análisis del momento flector refiérase a los apéndices 17 “Máquina Auxiliar, Diagrama de Momento Flector para el primer caso de estudio, correspondiente al plano XY” y 18 “Máquina Auxiliar, Diagrama de Momento Flector para el primer caso de estudio, correspondiente al plano XZ”, los cuales muestran las imágenes generadas con el software *Beam Design*.

#### 8.4.2.2 Análisis de los casos de estudio

Como el punto crítico se ubica al lado izquierdo de la carrucha donde se aplica la carga de arrastre, se toman los planos ortogonales en este punto como si fueran vectores, para obtener los momentos totales mediante la siguiente ecuación. De esta manera se encuentra el resultado:

$$M_t = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

Ecuación  
( 44)

Tabla 40. Resultados del punto crítico

Punto Crítico	Momento flector resultante (kNm)	Momento flector resultante (lbf pulg)
$M_t = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{1.5^2 + 0.3^2} = 1.53 \text{ kNm}$		
Punto izquierdo de la carrucha	1.53	13 541.64

Fuente: Propia.

### 8.4.3 Diseño del eje principal de la máquina auxiliar

Se debe analizar cuál es el punto del esquema del eje que contiene la mayor carga de reacción, para así poner dentro del eje con ese valor el diámetro mínimo requerido. Como resultado de los diagramas de momento flector anteriores se determina que el punto más alto se encuentra aplicado en el extremo izquierdo de la carrucha donde se halla la fuerza de arrastre.

Tabla 41. Resistencia mínima determinada a la tensión y a la fluencia ASTM del acero 1060 HR (laminado en caliente)

UNS número	SAE/AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión MPa (psi)	Resistencia a la fluencia MPa (psi)	Elongación 2 pulg %	Reducción en área %	Dureza Brinell
			$S_{ul}$	$S_{fl}$			
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201

Fuente: Diseño de Ingeniería Mecánica, J. E. Shigley.

También vuelven a considerar los valores para los coeficientes de Marín, teniendo en cuenta un  $K_b = 0.9$  como dato para esta primera iteración. Para encontrar el valor de  $K_a$  nos basamos en las características del acero seleccionado, la ecuación utilizada es la siguiente:

$$K_a = aS_{ul}^b \quad \text{Ecuación (45)}$$

$$K_a = 2.7(98\,000)^{-0.265} = 0.8011 \quad \text{Ecuación (46)}$$

El valor de  $S_e$  se calcula con la ecuación siguiente:

$$S_e = (K_a)(K_b)(K_c)(K_d)(K_e)(K_f)(0.5)(S_{ul})$$

Ecuación  
(47)

$$S_e = (K_a)(K_b)(0.5)(98\ 000) = 35\ 328.51\ \text{psi}$$

Ecuación  
(48)

Ahora se expone algunos factores de la concentración de esfuerzos típicos de la primera iteración en el diseño de un eje. Estos valores no deben de ser usados si se conocen las dimensiones reales del eje.

**Tabla 42. Datos de la primera iteración para posibles concentraciones de esfuerzos**

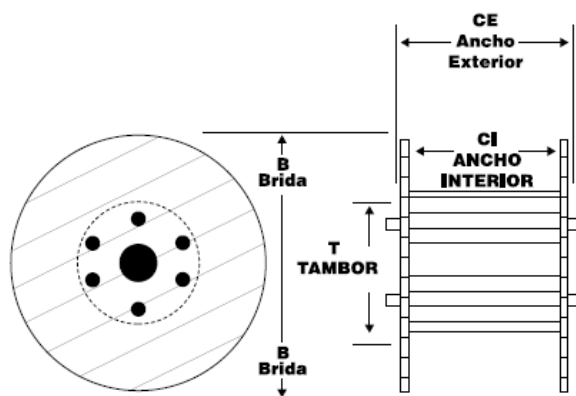
	<b>Flexión</b>	<b>Torsión</b>	<b>Axial</b>
Filete de Hombro, agudo $\frac{r}{d} = 0.02$	2.7	2.2	3.0
Filete de Hombro, bien redondo  $\frac{r}{d} = 0.01$	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado  $\frac{r}{d} = 0.02$	2.2	3.0	--
Cuñero o patín trapezoidal	1.7	--	--
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Fuente: *Diseño de Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

#### 8.4.4 Torque máximo

El torque máximo al que será sometida esta máquina auxiliar depende de las dimensiones originales que el fabricante establece para las carruchas de almacenaje de cable conductor. La siguiente figura muestra las dimensiones por tomar en cuenta y que las carruchas deben tener y que el equipo sin ningún problema puede manejar.

Figura 33. Parámetros de las dimensiones reales de la carrucha según el fabricante



Fuente: catálogo *Phelps Dodge*.

A continuación se exponen las dimensiones de la carrucha de mayor tamaño, la cual se podrá montar en la máquina auxiliar. Las dimensiones de las demás carruchas con las que se puede trabajar serán especificadas en el apéndice.

Tabla 43. Dimensiones de la carrucha de mayor tamaño que se puede manipular

Carrete	T	B	C	CE
60-120-80-A	60	120	80	85.1

Fuente: catálogo *Phelps Dodge*.

Tomando el diámetro de brida ubicado en la tabla 43 se procede a calcular el torque máximo. En este caso la misma fuerza máxima, que se menciona en la primera sección de investigación, es a la que se verá sometida esta carrucha.

$$T_{max} = (1204.74) \left( \frac{D_B}{2} \right) = (1204.74)(0.60) \left( 9.8 \frac{m}{s^2} \right) = 7\,083.87 \text{ Nm}$$

Ecuación  
(49)

Tabla 44. Valor de torque máximo

	(Nm)	(lbf pulg)
Torque máximo ( $T_{max}$ )	7 083.87	62 722.37

Fuente: Propia.

Se vuelve a hacer uso de la ecuación de Goodman y se puede encontrar los valores del diámetro del eje haciendo uso de un factor de seguridad  $N_f = 1.5$ .

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left( \left( \frac{2K_f M_a}{S_e} \right) + \frac{\sqrt[3]{3}(K_{fs} T_{max})}{S_{ul}} \right) \right)^{1/3}$$

Ecuación (50)

$$d = \left( \frac{16 * 1.5}{\pi} \left( \left( \frac{2 * 1.7 * 13\,541.64}{35\,328.51} \right) + \frac{\sqrt[3]{3}(1.5 * 62\,722.37)}{98\,000} \right) \right)^{1/3}$$

Ecuación (51)

$$d = 2.68 \text{ pulg}$$

Utilizando un factor de seguridad de  $N_f = 1.5$  se obtiene el valor del diámetro mínimo del eje  $d = 2.68 \text{ pulg}$ , pero para mayor facilidad elevamos el valor a  $d = 2\frac{3}{4} \text{ pulg}$ . Este nuevo diámetro corresponde a la medida en la parte más pequeña del eje, ya que se ubicará un hombro agudo cuya relación es  $\frac{r}{d} = 0.05$ . Es así como el diámetro de mayor valor en este elemento corresponde a  $D = 3.025 \text{ pulg}$ .

**Tabla 45. Diámetros definitivos en el eje de la máquina auxiliar**

	Diámetro mayor ( $D$ )	Diámetro menor ( $d$ )
Valor en <i>pulg</i>	3.025	2.75
Valor en <i>mm</i>	76.84	70

Fuente: Propia.

#### 8.4.5 Diseño de la cuña para la sección del freno

Se sabe que el diámetro en la sección del freno corresponde al valor  $d = 2.75 \text{ pulg}$ , haciendo uso de la Tabla 25 de la sección 9.62, donde se especifica el grosor que debe poseer la cuña para este diámetro específico.

**Tabla 46. Tamaño de la cuña correspondiente a un diámetro igual 2.75 pulg**

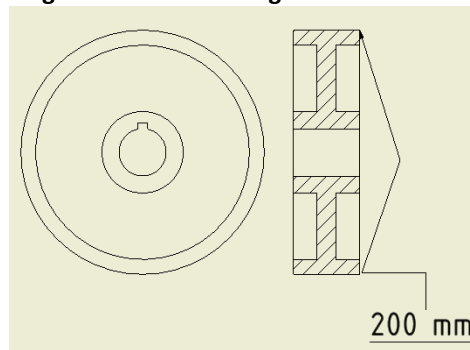
Diámetro del eje ( <i>pulg</i> )	$w$ ( <i>pulg</i> )	$h$ ( <i>pulg</i> )
$2\frac{1}{4}$ a $2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$

Fuente: *Diseño de Elementos de Máquinas*, J. E. Shigley.

Para este cálculo se toma en cuenta el valor máximo de torque ejercido por el freno de zapatas diseñado para esta aplicación, y no se debe considerar el torque máximo al que se verá sometida la carrucha.  $T_{max} = 66\,631.25 \text{ lbf pulg}$  (el cálculo de este valor se explica con más detenimiento en la sección de diseño de los frenos de zapatas).

Es de esta manera y utilizando la fórmula general de torque, que encontramos la fuerza aplicada en la sección de la cuña. Debe recordarse que el torque en esta sección se ve afectado por el diámetro del freno, indicado en la siguiente figura. Para este diseño se usa un diámetro nominal de  $d_n = 200 \text{ mm}$  ó  $7.87 \text{ pulg}$ .

**Figura 34. Dimensión general del freno**



Fuente: Inventor, Propia.

$$F = \frac{T}{\frac{d_n}{2}} = \frac{66631.25}{3.94 \text{ pulg}} = 16\,911.48 \text{ lbf} \quad \text{Ecuación (52)}$$

Al igual que para el diseño de la cuña anterior se utiliza un acero 1080 HR, cuya resistencia  $S_{sy} = (0.577)(61\,500 \text{ psi}) = 35\,485.5 \text{ psi}$ . Utilizando un  $N_f = 2.0$ , lo que falta es determinar el largo de la cuña para esta sección.

$$\frac{S_{sy}}{N_f} = \frac{F}{wl} \quad \text{Ecuación (53)}$$

$$\frac{35\,485.5\text{ psi}}{2.0} = \frac{16\,911.48\text{ lbf}}{\frac{5}{8} * l}$$

Ecuación  
( 54)

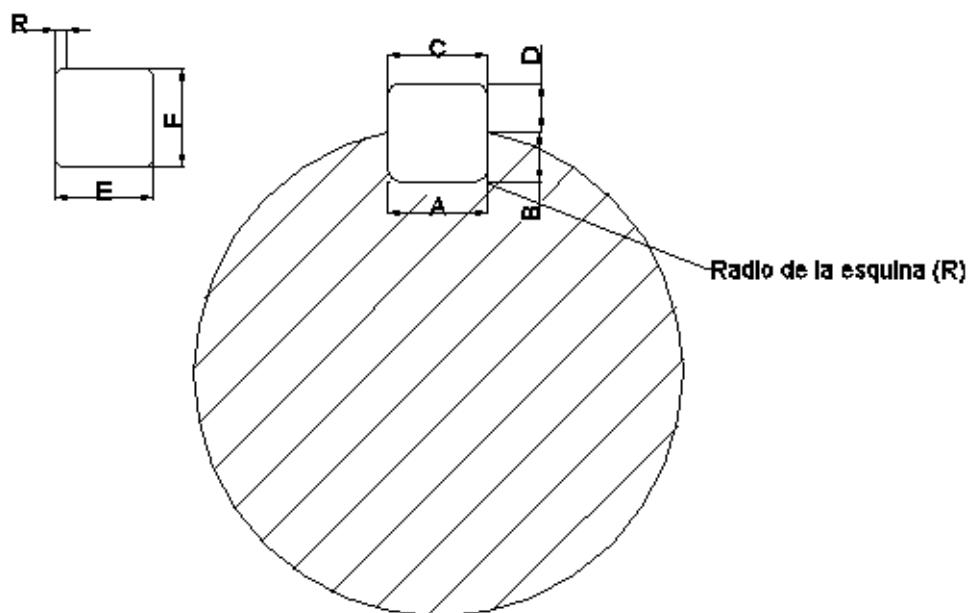
$$l = 1.52\text{ pulg} = 1.50\text{ pulg}$$

Tabla 47. Dimensiones finales de la cuña (ver Figura 46)

Díámetro nominal del eje	Tamaño de la Cuña, $w \times h$	A	B	C	D	E - F	R (Radio de esquina)
(pulg)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(pulg)
$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$	0.625	0.360	0.626	0.284	0.625	0.020

Fuente: Propia.

Figura 35. Dimensiones generales de la cuña



Fuente: Propia.



**Tabla 48. Tolerancias para la cuña y del cuñero del eje de la máquina auxiliar según norma AISI B17.1**

Tipo de cuña	Ancho de cuña (Rango)		Tolerancia del ancho			Ajuste superior e inferior			
			Tolerancia del ancho			Tolerancia profundidad			
	Mas de (pulg)	Hasta Inclusive (pulg)	Cuña (pulg)	Cuñero (pulg)	Rango del ajuste lateral	Cuña (pulg)	Asiento de la chaveta del eje (pulg)	Asiento de la chaveta del cubo (pulg)	Rango de ajuste
Cuadrada	1/2	3/4	+0.000	+0.003	0.005 CL	+0.000	+0.000	+0.010	0.032 CL
			-0.002	-0.000	0.000 CL	-0.002	-0.015	-0.000	0.005 CL

Fuente: norma ANSI B17.1-1967 (R1998).

#### 8.4.6 Diseño del anillo de retención en la sección del freno

Para la selección del anillo de retención se toma en cuenta el valor de diámetro nominal del eje correspondiente  $d = 2.75$  pulg, es así como se selecciona las dimensiones del anillo que deberán ser adecuadas al eje. El procedimiento es similar al de la sección 9.7.

De la tabla 28 se toma las dimensiones generales del anillo según el fabricante, esa información se expone a continuación:

**Tabla 49. Datos generales de del anillo de retención de la máquina auxiliar de frenado**

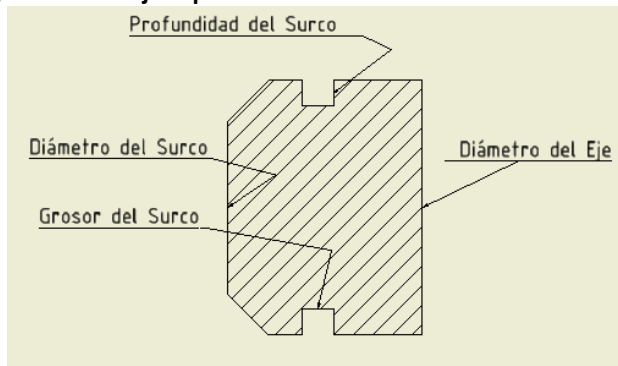
Diámetro del eje (pulg)	Diámetro Interior del anillo (pulg)	Pared Radial del anillo (pulg)	Grosor del anillo (pulg)	Diámetro del surco (pulg)	Ancho del surco (pulg)	Fluencia del surco ( $lbf^2$ )	Resistencia al cortante ( $lbf^3$ )
2.750	2.594	0.187	0.093	2.624	0.103	12 246	27 992

Fuente: catálogo fabricante Smalley.

La información en el cuadro anterior es vital para lograr dimensionar de manera correcta la sección del eje que corresponde al anillo de retención.

El propósito de la siguiente figura es proporcionar las dimensiones generales del espacio del eje que albergará el anillo de retención.

**Figura 36. Dibujo representativo de las dimensiones del surco**



Fuente: Inventor, Propia.

Un dato importante es aclarar cuál debe ser el máximo radio en el fondo del surco, para ello se utiliza el siguiente criterio del fabricante del anillo:

**Tabla 50. Criterio del fabricante con respecto al radio máximo**

Diámetro del eje	Radio máximo en el fondo del surco
Menos de 1 <i>pulg</i>	0.005 <i>pulg</i> max
Más de 1 <i>pulg</i>	0.010 <i>pulg</i> max

Fuente: catálogo de fabricante *Smalley*.

Utilizando la tabla anterior, se sabe que el radio máximo para el surco es de 0.010 *pulg*. El fabricante también detalla que es clave realizar el cálculo de ciertas dimensiones específicas, como es el caso del radio máximo que debe llevar un componente. También es clave definir cuáles serán las tolerancias que debe llevar el anillo, para esto se hace uso de la norma ANSI B27.7.

Tabla 51. Tolerancias del anillo de retención según norma ANSI B27.7

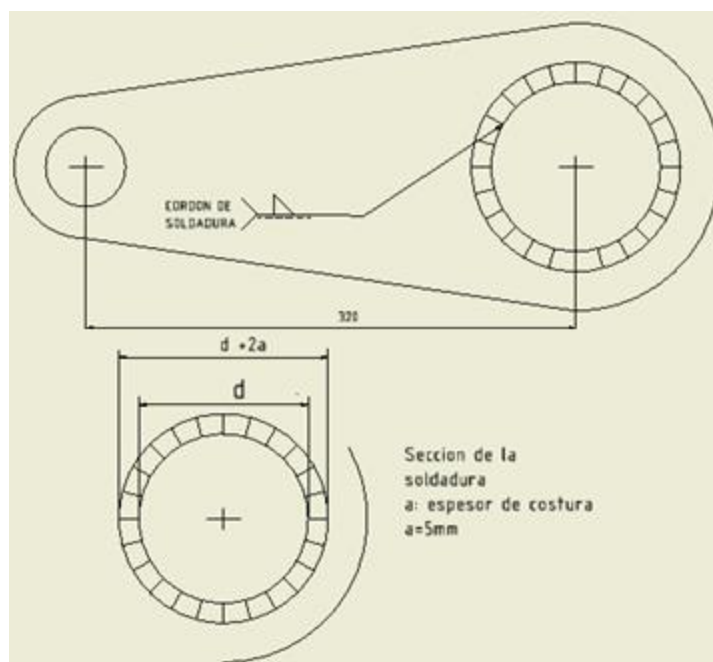
Diámetro del eje	Tolerancias del anillo			Tolerancia de la ranura	
	Diámetro interno (pulg)	Pared radial (pulg)	Grosor del anillo (pulg)	Diámetro (pulg)	Grosor (pulg)
2.750	+0.000	+0.005	+0.002	+0.006	+0.005
	-0.062	-0.005	-0.002	-0.006	-0.000

Fuente: norma ANSI B27.7.

### 8.4.7 Diseño del brazo de impulso

A manera de explicación, para tener mayor facilidad de acople rápido, esta máquina auxiliar de frenado consta de un brazo, el cual se suelda al eje y permite mantener la unión de la carrucha de cable nuevo con el eje principal de la máquina, la función de esta brazo es impulsar y brindar el movimiento giratorio de este equipo.

Figura 37. Dimensiones generales de la manivela y su cordón de soldadura



Fuente: Inventor, Propia.

La metodología para la creación de este elemento se da en tres etapas. En la primera se determina cuáles son las dimensiones generales del brazo y de la costura del cordón de soldadura. En la segunda etapa se realiza un análisis dependiendo del tipo de esfuerzo crítico presente en este diseño de brazo, se determina que ese esfuerzo es la torsión. Y en la última etapa se verifica si el factor de seguridad obtenido es apto para este diseño.

### Primera etapa

Primero se debe retomar el torque máximo que soporta la carrucha, este es:

$$T_m = (803.16)(1.5)(9.8)(0.60m) = 7\,083.87\,Nm = 62\,722.37\,lbf\,pulg \quad \text{Ecuación (55)}$$

Esto es de gran ayuda, ya que se puede calcular la fuerza a la que será sometida la palanca cuya distancia entre centros es de  $d_c = 0.32\,m = 12.59\,pulg$

$$F = \frac{T_m}{d_c} = \frac{62\,722.37}{12.79\,pulg} = 4\,904.02\,lbf \quad \text{Ecuación (56)}$$

### Segunda etapa

Se debe calcular el momento polar de inercia de la sección de las costuras, de la siguiente manera:

$$I_t = (d + 2a)^4 \frac{\pi}{32} - d^4 \frac{\pi}{32} = 216.02\,cm^4 = 5.19\,pulg^4 \quad \text{Ecuación (57)}$$

Ahora se calcula el momento resistente de la costura de soldadura:

$$W_t = \frac{I_t}{\left(\frac{7.6835}{2}\right) + (0.5)} = 49.75\,cm^3 = 3.04\,pulg^3 \quad \text{Ecuación (58)}$$

Hacemos el cálculo del esfuerzo en la costura y se obtiene:

$$\sigma = \frac{T_m}{2W_t} = \frac{62\,722.37}{2 * 3.04} = 10\,316.18 \text{ psi}$$

Ecuación  
( 59)

### Tercera etapa

El material con el cual se va a elaborar la manivela es acero 1060 HR cuyo  $S_y = 54\,000 \text{ psi.}$ , de esta manera hallamos el factor de seguridad presente en la soldadura del brazo

$$N_f = \frac{S_y}{10316.18} = \frac{54\,000}{10316.18} = 5.23$$

Ecuación  
( 60)

## 8.4.8 Diseño de un sistema de freno de zapatas

Un sistema de freno consiste en presionar una o más superficies rozantes sobre un tambor unido al eje que se desea detener, de modo que el trabajo de rozamiento es el absorber toda la energía del cuerpo que se frena, y que la presión produzca una fuerza de rozamiento cuyo momento respecto al eje es superior al momento de giro.

Específicamente el diseño de frenos de zapatas se basa en una o más placas que tienen un extremo articulado en un punto fijo a la estructura y una zapata adaptable al tambor de freno articulado.

Las zapatas propuestas para este caso se diseñan para hacerse de una longitud tal que la superficie de contacto abrace un ángulo de  $60^\circ$  en cada zapata (ver figura 39).

En la Figura 38 se ejemplifica con más detalle las fuerzas principales presentes en las zapatas freno cuando el sentido es horario, en donde la fuerza de frenado provoca una reacción  $P_1$  y  $F_1$  en una palanca y  $P_2$  y  $F_2$  en la otra, como se muestra en la Figura 38, siendo  $F_1 = \mu P_1$  y  $F_2 = \mu P_2$ . Cuando las direcciones de las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  pasan por los momentos de giro de sus respectivas palancas se tiene que  $F_1 = F_2 = F/2$  y  $P_1 = P_2 = P/2$ .

Las palancas de las zapatas están sometidas a las flexiones producidas por las fuerzas  $P_1$  y  $P_2$  y también sufren la tracción producida por la fuerza  $F_1$  o la compresión debida a  $F_2$ .

El centro de giro de cada palanca debe resistir a la acción correspondiente a la fuerza  $P_1$  o  $P_2$  y toda la  $F_1$  o  $F_2$ .

Para un sistema de zapatas externas los momentos de las fuerzas de fricción y normales, respecto al punto de articulación, serán los mismos que para un sistema de zapatas internas según menciona en el libro *Diseño Ingeniería Mecánica* de J.E. Shigley (Pág. 768). Estas ecuaciones se aplican según conveniencia y se mencionan a continuación.

$$M_f = \frac{fp_a br}{\text{sen}\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}\theta(r - a\cos\theta) d\theta \quad \text{Ecuación (61)}$$

$$M_n = \frac{p_a bra}{\text{sen}\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta \quad \text{Ecuación (62)}$$

Ambas ecuaciones dan valores positivos para momentos en sentido horario, por ende la fuerza de trabajo debe ser lo más grande para equilibrar ambos momentos:

$$F = \frac{M_c + M_f}{c} \quad \text{Ecuación (63)}$$

Las reacciones horizontal y vertical en el punto de articulación se hallan de la siguiente manera:

$$R_x = \frac{p_a br}{\text{sen}\theta_a} (A + fB) - F_x \quad \text{Ecuación (64)}$$

$$R_y = \frac{p_a br}{\text{sen}\theta_a} (fA - B) + F_y \quad \text{Ecuación (65)}$$

Donde:

$$A = \frac{1}{2} \text{sen}^2 \theta_2 \quad \text{Ecuación (66)}$$

$$B = \frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} \text{sen}2\theta_2$$

Ecuación  
(67)

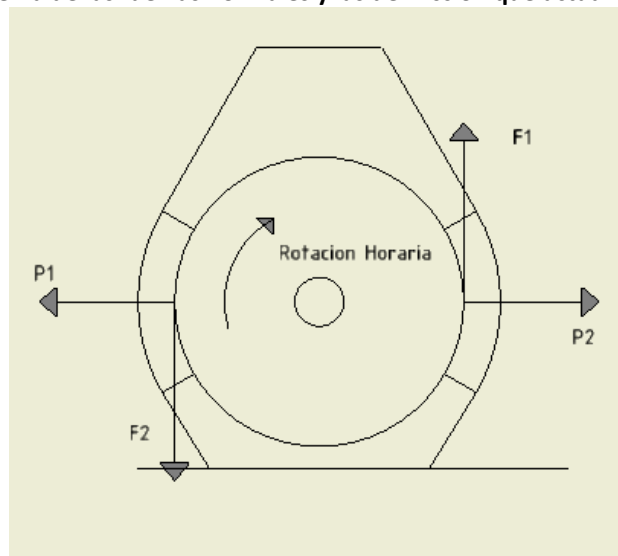
Si fuera el caso que la rotación es en sentido contrario al del reloj, se debe invertir el signo del término de fricción en cada ecuación.

Es bueno indicar que el efecto de la fuerza centrífuga será reducir la fuerza normal. De esta manera a medida que aumenta la velocidad se requiere un valor mayor de la fuerza de aplicación  $F$ .

Para el diseño de este sistema se presenta un caso especial cuando el pivote se haya situado simétricamente, de modo que es nulo el momento de las fuerzas de fricción respecto al punto de articulación. El esquema básico será similar a lo indicada en la Figura 39.

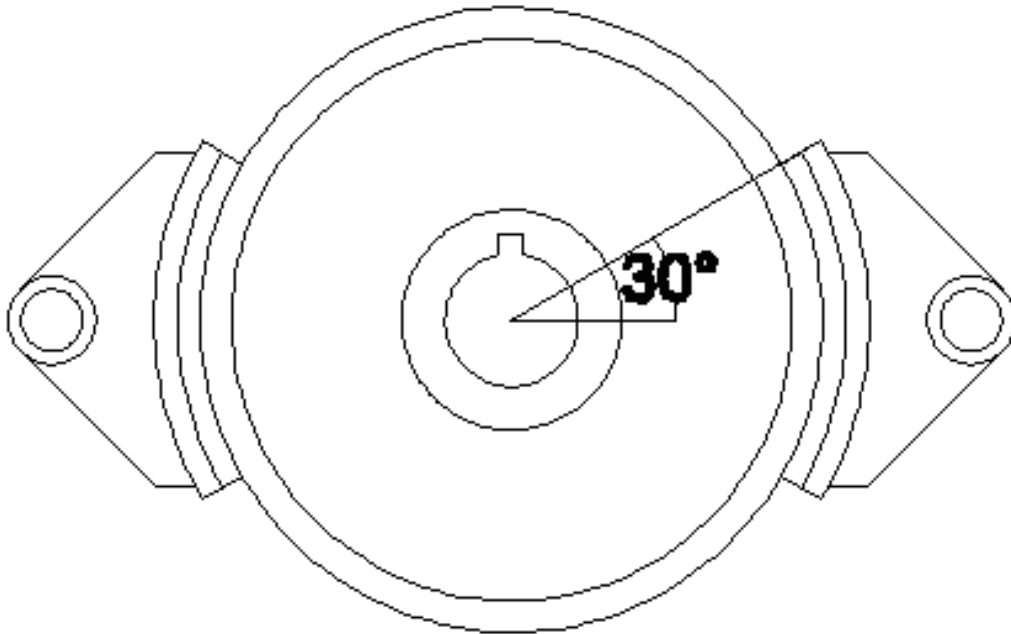
Para realizar el análisis del sistema se emplea un procedimiento general. En la primera etapa se debe suponer la distribución de la presión sobre la superficie de fricción. La segunda etapa establecer la relación entre la presión máxima y la presión en un punto cualquiera. Tercera y última etapa, aplicar las ecuaciones de equilibrio estático para determinar la fuerza actuante, el par de torsión y las reacciones en los apoyos.

**Figura 38. Esquema de las fuerzas normales y las de fricción que actúan sobre las zapatas**



Fuente: Inventor, Propia.

Figura 39. Esquema general freno de zapatas para este diseño

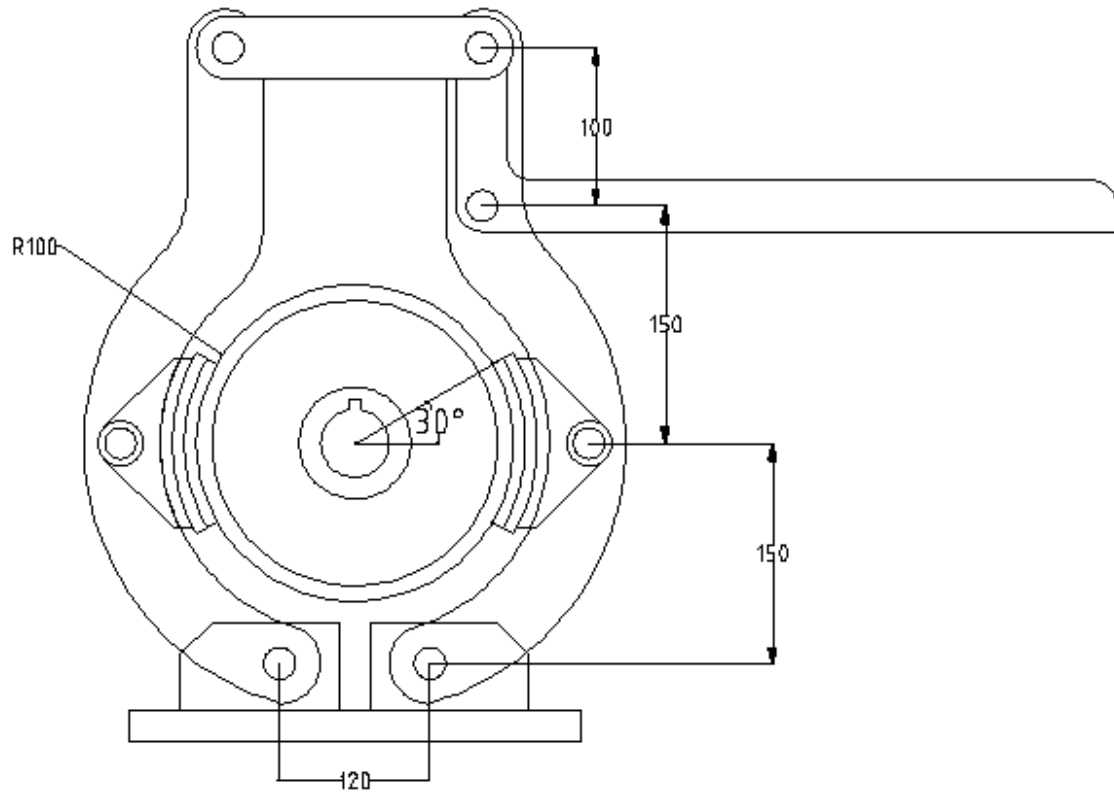


Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

En la sección de apéndices se explica todo el procedimiento realizado para determinar el torque de frenado. También se presenta el análisis de los elementos que conforman el freno de zapatas. La siguiente figura es el modelo esquemático del sistema de frenado estudiado.



Figura 40. Modelo esquemático del sistema de frenos seleccionado



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

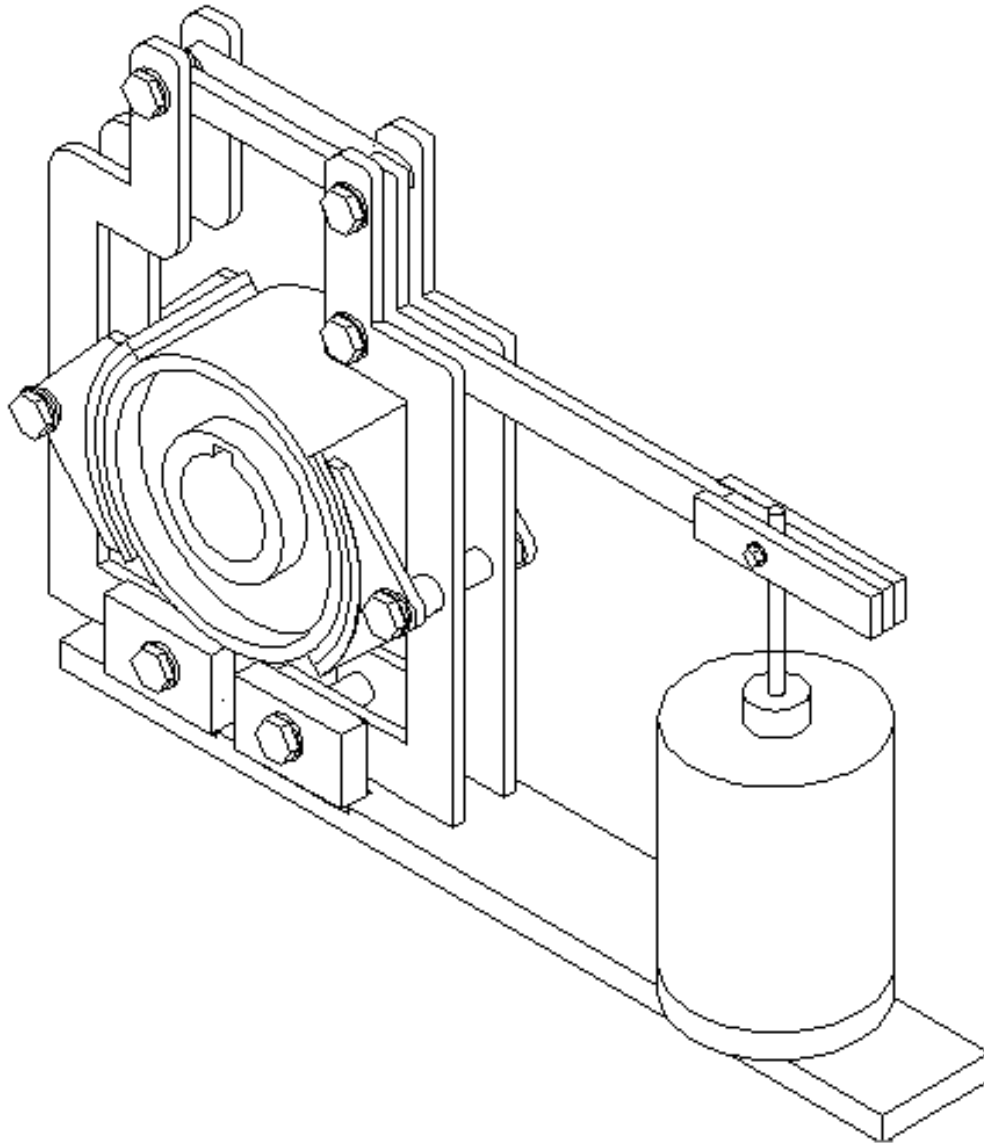
#### 8.4.8.1 Diseño final del freno de zapatas

Características finales:

Sección	Dimensión	
	(mm)	(pulg)
Diámetro del Tambor	200	7.87
Ancho del Tambor	100	3.94
Largo total	723	28.46
Alto total	490	19.29

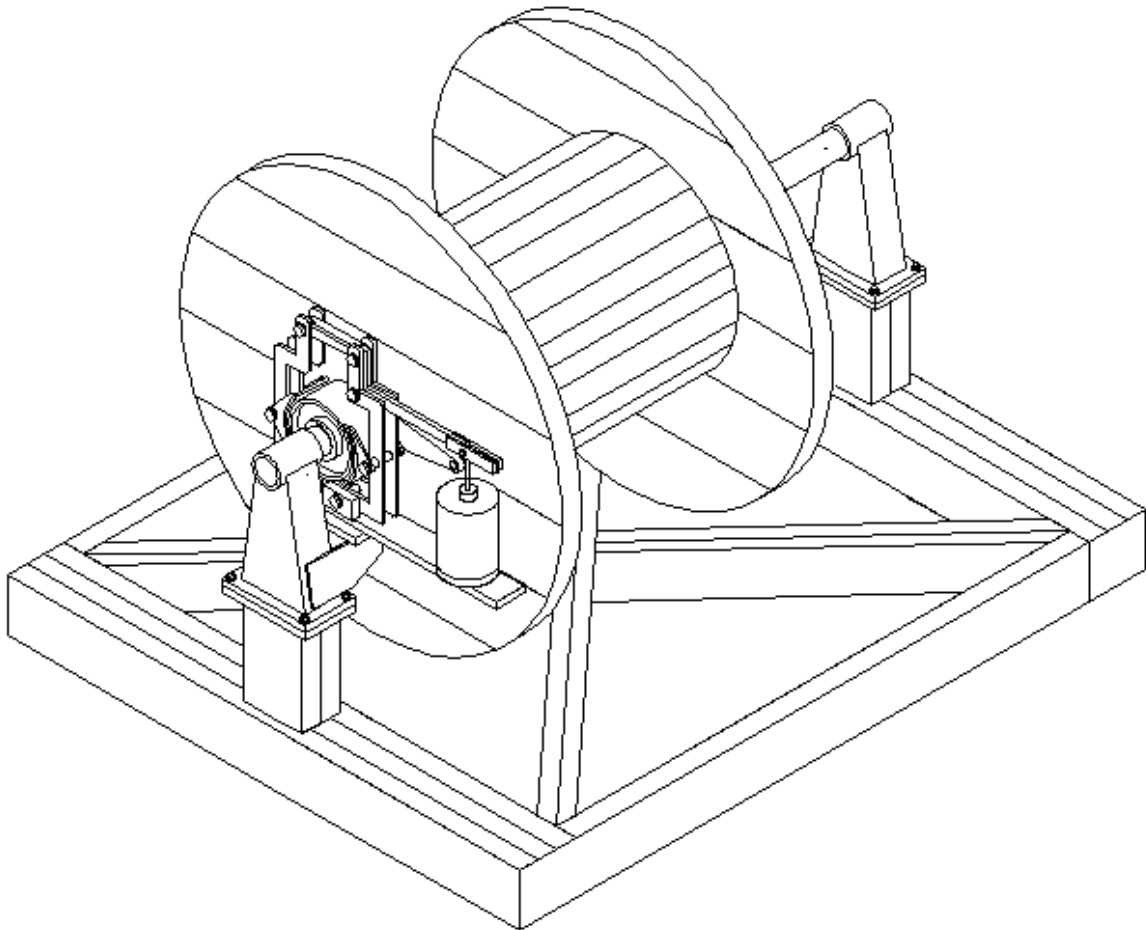
Fuente: Propio.

Diagrama final:



Fuente: Planos AutoCAD, Propio.

#### 8.4.9 Diseño final de la máquina auxiliar de frenado



Fuente: AutoCAD, Propia.

## 9 Presupuesto

El factor económico es trascendental para facilitar el alcance del proyecto, pero la fluctuación del mercado, en gran parte por los incrementos anuales en mano de obra y materiales, genera que el costo de fabricación y de diseño de un conjunto mecánico pueda variar su costo de un taller al otro. Para tratar de no perjudicar la futura implementación del equipo, se pretende utilizar tamaños estándar, para ello se verificó con anterioridad la disponibilidad de los aceros seleccionados, ya que en ocasiones existen ciertas medidas y tamaños que las empresas no

emplean frecuencia, esto hace que las empresas no tiendan a almacenar este tipo de productos y solo son manejados por pedido especial.

No se debe dejar de lado que las tolerancias y los acabados de los elementos de la máquina son factores que pueden imposibilitar la implementación del proyecto. Es por esto que se omitió el uso de tolerancias estrictas y de acabados que necesiten de procedimientos extras y de difícil manufactura. Lo que se buscó fue involucrar procesos con metodologías que estén más al alcance del taller de fabricación.

La selección general de los equipos que conforman el sistema hidráulico, ya sean el motor, el filtro o las mangueras, se realizó analizando la capacidad de manutención, el *stock* de repuestos y la garantía ofrecida por el proveedor, para así garantizar una buena selección del equipo y que la inversión monetaria tenga un respaldo confiable, en caso que se presente un fallo o defecto de fábrica.

## 9.1 Desglose de costos

A continuación se presenta el detalle de los costos, explicando por separado el costo de implementación y de fabricación, y el de los materiales y el sistema hidráulico.

### 9.1.1 Diseño de la máquina

	Precio por hora	Semanas trabajadas	Horas por semana	Costo total
Ingeniero	₡0,00	6	4	₡0,00
Viáticos				₡0,00
<b>Sumatoria</b>				<b>₡0,00</b>

Fuente: Propia.

## 9.1.2 Sistema hidráulico

Tabla 52. Costos de adquisición de los elementos del sistema hidráulico

	Precio Unitario	Cantidad	Subtotal ( <i>Precio Unitario x Cantidad</i> )	Impuestos (13%)	Costo total
Motor Parker, serie TJ/ 80 CC	₡375.000,00	1 unidad	₡375.000,00	₡48.750,00	₡423.750,00
Manguera hidráulica/ $\frac{1}{2}$ in	₡9.380,00	4 metros	₡37.520,00	₡4.877,60	₡42.397,60
Filtro hidráulico, rosca sae/ $\frac{1}{2}$ in/ 3000 psi	₡197.746,00	1 unidad	₡197.746,00	₡25.706,98	₡223.452,98
Fitinería, rosca O-ring a hembra	₡11.672,00	10 unidad	₡116.720,00	₡15.173,60	₡13.893,00
Fitinería, terminal de manguera para alta presión, codo adaptador de filtro a manguera	₡7.078,00	10 unidad	₡70.780,00	₡9.201,40	₡79.981,40
<b>Sumatoria</b>					<b>₡901.475,58</b>

Fuente: Propia.

### 9.1.3 Materiales de la máquina

Tabla 53. Costo de adquisición de los materiales para el diseño de las máquinas

	Precio Unitario	Cantidad	Subtotal (Precio Unitario x Cantidad)	Impuestos (13%)	Costo total
Barra redonda 1045 HR, 4 pulgadas	¢62.000,00	4 metros	¢248.000,00	¢32,240.00	¢280,240.00
Placa acero 1045 HR 16mm	¢218.375,00	1 lámina de metro cuadrado	¢218.375,00	¢28,388.75	¢246,763.75
Placa acero 1045 HR 20mm	¢273.337,00	2 láminas de metro cuadrado	¢546.674,00	¢71.067,62	¢617.74,62
Angular Platina A36 9.52 x 203.2mm x 6m (3/8" x 8")	¢12.815,00	6 metros	¢76.890,00	¢9,995.70	¢86,885,70
Acero estructural perfil C, 12 in	¢13.666,67	6 metros	¢82.000,00	¢10,660.00	¢92,660,00
Roles Timken	¢225.352,00	2 unidades	¢450.704	¢58.591,50	¢509.295,50
Cadena N° 80	85.000,00	1 unidad	¢85.000,00	¢0.00	¢85.000,00
Ruedas dentadas/34 <i>dientes</i>	¢75.000,00	1 unidad	¢75.000,00	¢9,750.00	¢84.750,00
Rueda dentada/17 <i>dientes</i>	¢38.000,00	1 unidad	¢38.000,00	¢4,940.00	¢42.940,00
<b>Sumatoria</b>					<b>¢2.046.276,57</b>

Fuente: Propia.

### 9.1.4 Costo de fabricación

El estimado es de ¢2.500.000,00.

### 9.1.5 Costo total

Tabla 54. Costo total de la implementación

Descripción	Costo
Diseño de la máquina	¢0,00
Sistema Hidráulico	¢901.475,58
Materiales de la máquina	¢2.046.276,57
Fabricación	¢2.500.000,00
Contingencia (25%)	¢1.361.938,04
<b>Costo Total</b>	<b>¢6.809.690,19</b>

Fuente: Propia.

## 10 Retorno a la Inversión

El costo actual anual de operaciones es de ₡9.655.200,00.

Días Por Semana	Cantidad de Operarios	Horas por Día	Horas Por Mes	Costo por Hora	Costo Mensual	Costo Total Anual
4	6	9	216	₡3.725,00	₡804.600,00	<b>₡9.655.200,00</b>

Fuente: Propia.

La proyección del costo anual posterior a la implementación del proyecto propuesto es de ₡6.636.800,00.

Días Por Semana	Cantidad de Operarios	Horas por Día	Horas Por Mes	Costo por Hora	Costo Mensual	Costo Anual
4	4	9	144	₡3.725,00	₡536.400,00	₡6.436.800,00

Fuente: Propia.

A esto se le suma un mantenimiento anual a las máquinas.

Costo Anual	Mantenimiento Anual	Costo Total Anual
₡6.436.800,00	₡200.000,00	<b>₡6.636.800,00</b>

Fuente: Propia.

El ahorro anual posterior a la implementación del proyecto propuesto es de ₡3.018.400,00.

Costo Anual Actual de Operaciones	Costo Anual Proyectado posterior implementación del proyecto	Ahorro Anual = Costo Anual Actual de Operaciones - Costo Anual Proyectado
₡9.655.200,00	₡6.636.800,00	<b>₡3.018.400,00</b>

Fuente: Propia.

El ahorro anual posterior a la implementación del proyecto propuesto durante 2,3 años es de ₡6.942.320,00. Por lo que la inversión del proyecto se recupera en menos de 2 años y medio.

Costo del Proyecto	Ahorro Anual	Años	La inversión se cubre en 2,3 años
₡6.809.690,19	₡3.018.400,00	2,3	<b>₡6.942.320,00</b>

Fuente: Propia.

## 11 Conclusiones

- Se diseñó un equipo que cumple con los parámetros establecidos por la empresa, y que cuenta con la facilidad de aprovechar la capacidad energética del sistema hidráulico de la grúa HIAB 090.
- Se logró que la máquina de embobinado fuera operada a distancia para garantizar aún más la seguridad de los operarios.
- La máquina cuenta con un diseño robusto, esto hace que la necesidad de lubricación sea poca, la cual reduce la necesidad de un exceso de mantenimiento constante.
- Por su facilidad de operación y procedimiento de uso, se garantiza que este equipo acorte los tiempos laborales durante la tarea de cambio de cable conductor.
- La cantidad de pruebas a las que se sometió el cable conductor, bajo los efectos de distintas temperaturas, es suficiente para realizar un análisis de comportamiento confiable.
- Se demostró que la inversión del proyecto se va a recuperar en 2,3 años.

## 12 Recomendaciones

- Al tener un diseño robusto se evita la intervención excesiva para brindarle mantenimiento al equipo. Por ello se recomienda brindarle un mantenimiento autónomo cada vez que el equipo sea utilizado, y crear un plan de mantenimiento preventivo para cubrir posibles fallos latentes.
- Las inclemencias del clima son un factor de sumo cuidado, ya que pueden contribuir a la formación de desgaste por la humedad y el sol. Por esto se aconseja dar un recubrimiento



adecuado de pintura, para formar una capa protectora y así garantizar una vida óptima de los equipos.

- Se puede considerar la idea de aplicar ciertos tipos de tratamientos térmicos, como lo es el normalizado, para aliviar las tensiones producidas internamente en el material durante el maquinado y hacerlo más tenaz. También se puede considerar un tratamiento termoquímico que ayude a incrementar la resistencia a la corrosión del material.
- Evitar todo tipo de sobrecarga en el equipo, procurar no llevar la máquina a sus límites establecidos. Además, procurar un buen lugar de almacenamiento para las dos máquinas, de preferencia un cuarto o bodega cerrado y con pocos depósitos de humedad.
- Verificar el sistema hidráulico, que tanto la Grúa HIAB 090 como el sistema hidráulico del motor se encuentren en óptimas condiciones y no posean fugas de aceite hidráulico, eliminar al 100% la presencia de agua en el tanque de depósito del aceite, y utilizar un aceite que no posea tanta viscosidad para que no se generen tantas pérdidas energéticas por fricción en las líneas.
- Seguir todas las especificaciones técnicas

## 13 Bibliografía

Blodgett Omer, W. (1963). Design of welments. James F. Lincoln Arc Welding Foundation.

Brenes, A. (2002). Los trabajos finales de graduación: su elaboración y presentación en las ciencias sociales. Costa Rica: Editorial UNED (2002).

Hellmut, Ernst. (1972). Aparatos de elevación y transporte. Cuarta edición. Bogotá: Editorial Blume.

Juvinall, R.C. (2006). Fundamentals of Machine Component Design. Forth Edition. Estados Unidos: John Wiley & Sons.

Shigley, J. E. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica. Octava edición. México: McGraw Hill.

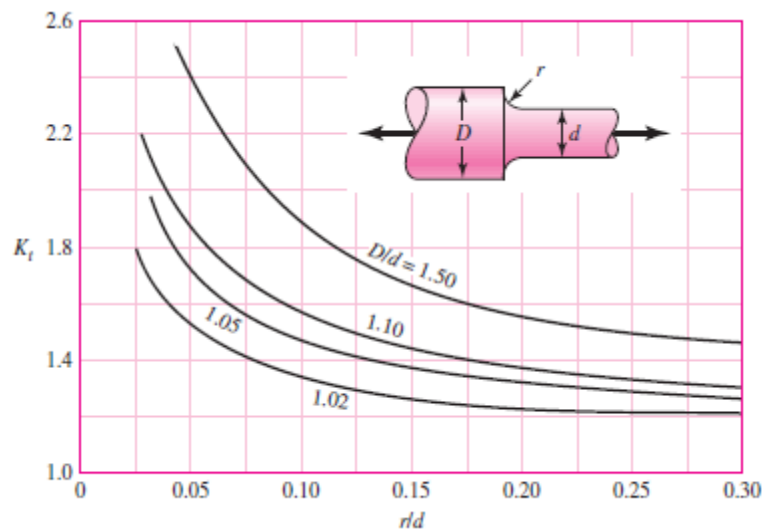
Vickers. (1984). Manual de Hidráulica Industrial. Segunda edición. Bogotá: Editorial Blume.

## 14 Apéndices

### Apéndice 1 Máquina de embobinado. Comprobación del diámetro escogido para la sección del rodamiento

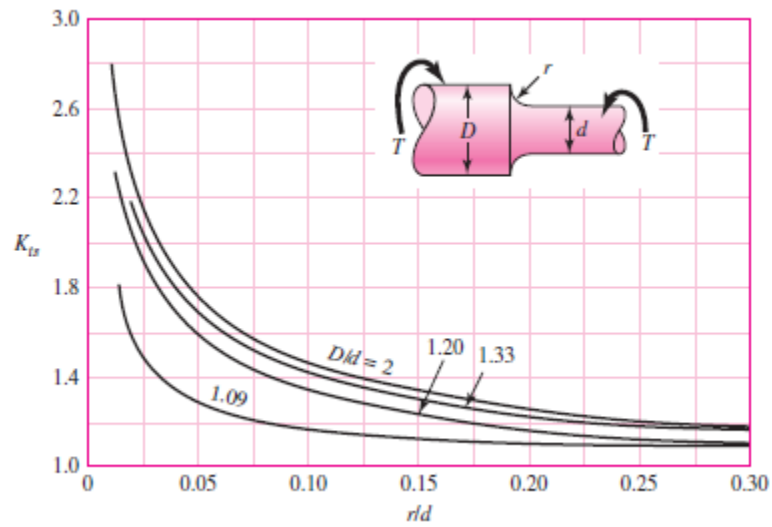
Usando las siguientes gráficas y la curva con la relación  $\frac{D}{d} = 1.15$ , se obtiene un  $K_t = 1.65$  y  $K_{ts} = 1.30$ , ya se puede montar las ecuaciones para obtener el valor de  $K_f$  y  $K_{fs}$  como se ejemplifica a continuación, estas ecuaciones dependen a su vez del coeficiente  $q$  y  $q_c$ , el cual se toma de las siguientes gráficas.

Figura 41. Concentración de esfuerzo para eje redondo con filete en el hombro en tensión



Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Figura 42. Concentración de esfuerzos para eje redondo con filete en el hombro en torsión



Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

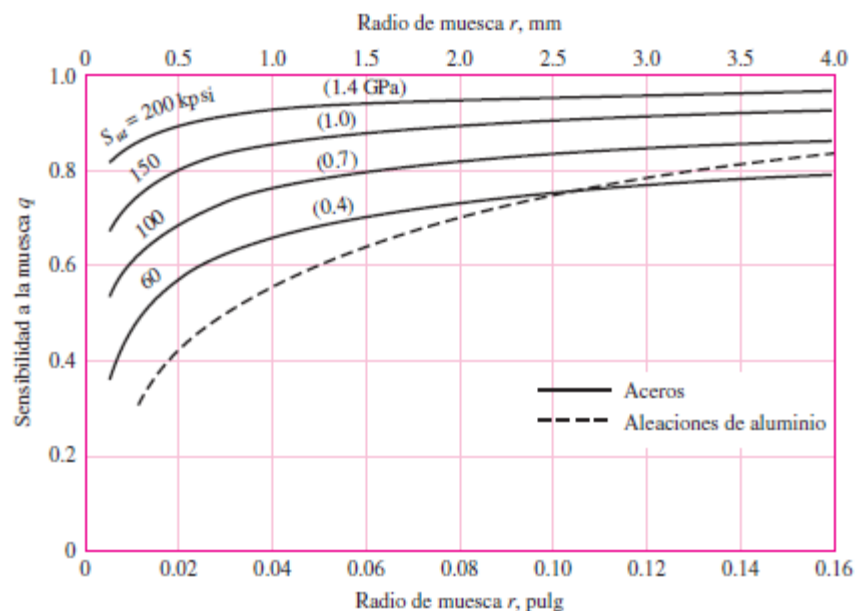
$$K_f = (1 + q(k_t - 1)) = (1 + 0.85(1.65 - 1)) = 1.55$$

Ecuación  
( 68)

$$K_{fs} = (1 + q_c(K_{ts} - 1)) = (1 + 0.95(1.30 - 1)) = 1.26$$

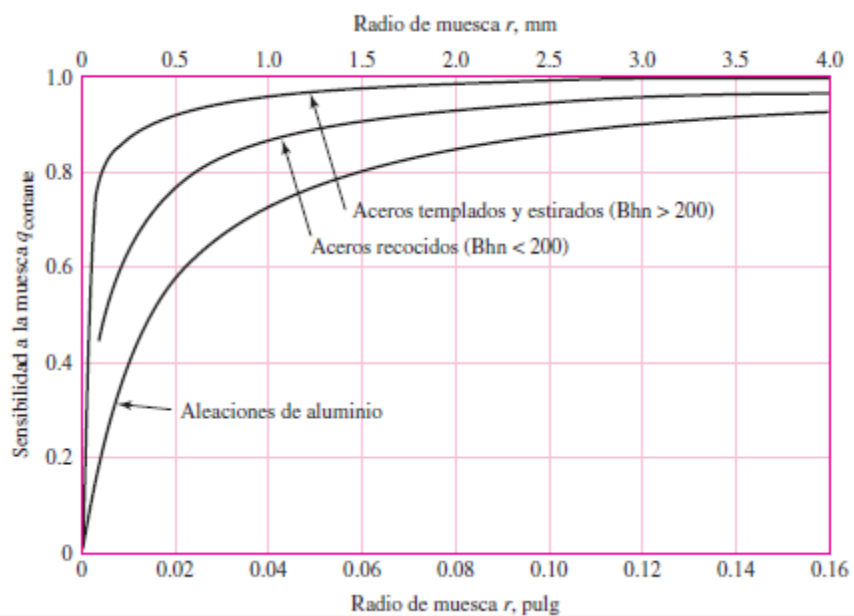
Ecuación  
( 69)

Figura 43. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado



Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Figura 44. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa



Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Ahora corresponde a encontrar los nuevos factores de Marin para un  $d = 3.4375$  pulg

$$K_a = 0.8011 \text{ (Sera el mismo ya que no se cambia el material elegido para el eje)} \quad \text{Ecuación (70)}$$

$$K_b = (0.91)(d^{-0.157}) = (0.91)(3.4375^{-0.157}) = 0.75 \quad \text{Ecuación (71)}$$

$$K_f = 0.90 \text{ (Factor de efectos varios)} \quad \text{Ecuación (72)}$$

El factor anterior  $K_f$  se agrega para contrarrestar los efectos ambientales tales como la corrosión, ya que se espera que las partes expuestas a una atmósfera corrosiva tengan una menor resistencia a la fatiga. Se debe calcular el nuevo valor de  $S_e$ :

$$\begin{aligned} S_e &= (K_a)(K_b)(K_f)(0.5)(S_{ul}) = (0.8011)(0.75)(0.90)(0.5)(98\,000) \\ &= 26\,496.38 \text{ lbf/pulg}^2 \end{aligned} \quad \text{Ecuación (73)}$$

El último paso es calcular el esfuerzo alternante y el esfuerzo medio con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{(32)(K_t)(M_a)}{(\pi)(d^3)} = 14\,458.65 \text{ lbf/pulg}^2 \quad \text{Ecuación (74)}$$

$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3}(13)(K_{ts})(T_{max})}{(\pi)(d^3)} = 10\,171.99 \text{ lbf/pulg}^2 \quad \text{Ecuación (75)}$$

El nuevo factor de seguridad con un  $d = 3.4375$  pulg, usando el criterio de Goodman es:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ul}} = 0.65$$

Ecuación  
( 76)

$$N_f = 1.54$$

Este resultado indica que el nuevo factor de seguridad sí está en el rango propuesto para este diseño ya que es superior y se aproxima mucho al dato deseado.

## Apéndice 2 Máquina de embobinado. Estimación del número de ciclos hasta la falla del eje por fatiga

A partir de los esfuerzos anteriores  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  y por medio de la línea de Goodman, la cual está dada por la ecuación 6.46, Shigley (pág. 298). Es posible calcular el  $S_f$  para poder hallar en esta sección el número de ciclos de vida antes de una futura falla por fatiga. A continuación se vuelven a mencionar el esfuerzo alternante y medio, ya calculados en el apartado anterior.

$$\sigma_a = 14\,458.65 \text{ lbf/pulg}^2$$

Ecuación  
( 77)

$$\sigma_m = 10\,171.99 \text{ lbf/pulg}^2$$

Ecuación  
( 78)

$$S_{ul} = 98\,000 \text{ lbf/pulg}^2$$

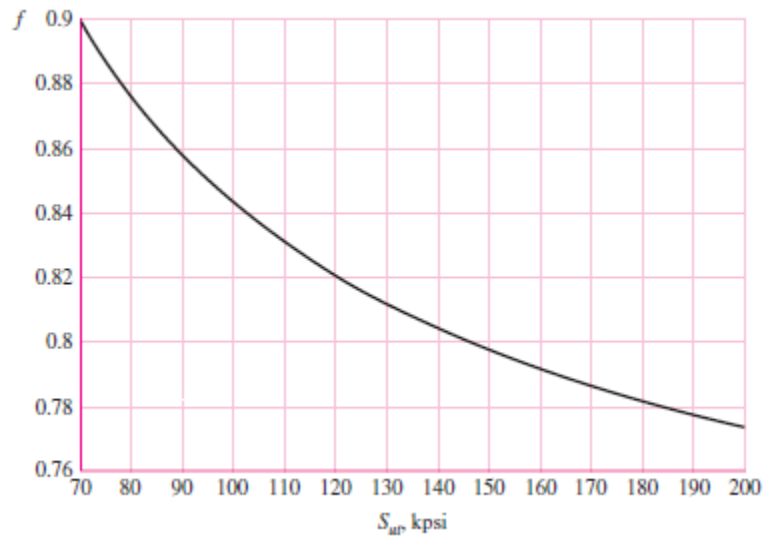
Ecuación  
( 79)

$$S_e = 26\,496.38 \text{ lbf/pulg}^2$$

Ecuación  
( 80)

Se debe realizar el uso de la Figura 45, para encontrar el  $f$  correspondiente a la resistencia última del acero seleccionado para la fabricación del eje. Este valor será de  $f = 0.84$ , para luego poder hacer uso de la ecuación del componente mecánico real, la cual se expone a continuación:

Figura 45. Fracción de resistencia a la fatiga.



Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, J. E. Shigley.

$$a = \frac{(fS_{ul})^2}{S_e} = 25\,5755.03 \quad \text{Ecuación (81)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(fS_{ul})}{S_e} = -0.164 \quad \text{Ecuación (82)}$$

Se debe aclarar que en la ecuación siguiente el límite de la resistencia a la fatiga  $S_e$  se usa para la vida infinita, pero para la vida finita  $S_f > S_e$ , se debe reemplazar  $S_e$  por  $S_f$ , y reordenar los términos de la ecuación para obtener lo siguiente:

$$S_f = \frac{\sigma_a}{\left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{ul}}\right)^2} = 16\,133.21 \text{ psi} \quad \text{Ecuación (83)}$$

Lo único que queda por aplicar es la resolución de la ecuación siguiente para obtener la cantidad del ciclo, mediante el despeje del parámetro  $N$ .

$$S_f = aN^b \quad \text{Ecuación (84)}$$

$$N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = 20.78 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Ecuación  
( 85)

### Apéndice 3 Máquina de embobinado. Análisis de la concentración de esfuerzos en el surco del anillo

Para iniciar el análisis de la concentración de esfuerzos en el surco que contendrá el anillo de retención, primero debemos iniciar con el cálculo del radio máximo en el surco, se especifica que para un eje que posea más de una pulgada de diámetro se debe seguir el siguiente criterio:

$$r_{max} = 0.010 \text{ pulg}$$

Haciendo uso del grosor del anillo que corresponde a  $t = 0.093 \text{ pulg}$ , y con el dato de la profundidad del surco,  $a = 0.075 \text{ pulg}$  hallamos las relaciones  $\frac{r}{t}$  y  $\frac{a}{t}$ , para así poder determinar el valor de  $K_t$  del siguiente gráfico.

$$\frac{r}{t} = \frac{0.010}{0.093} = 0.11$$

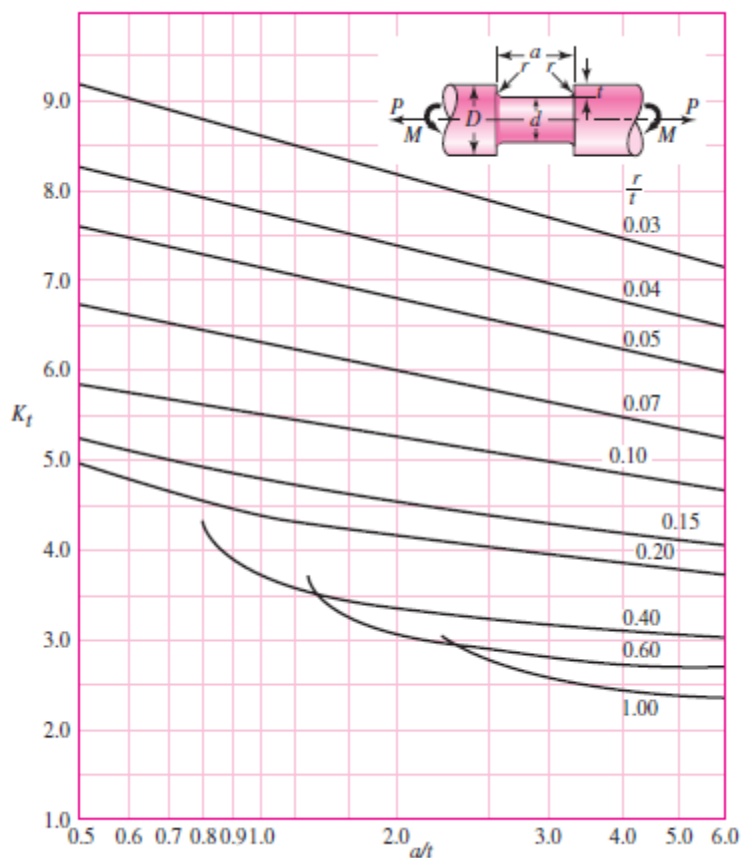
Ecuación  
( 86)

$$\frac{a}{t} = \frac{0.075}{0.093} = 0.81$$

Ecuación  
( 87)



Figura 46. Eje redondo con surco de fondo plano en flexión



Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Se saca el valor  $K_t = 5.5$  y usando la Figura 43, descrita en la sección anterior, se obtiene el correspondiente valor de  $q = 0.65$ , es así como de la siguiente manera se obtiene el valor de  $K_f$ :

$$K_f = (1 + q(K_t - 1)) = (1 + 0.65(5.5 - 1)) = 3.93$$

Ecuación  
(88)

Utilizando el mismo  $S_e = 26\,496.38 \text{ psi}$  y analizando los momentos flectores en las proyecciones ortogonales en los planos  $xy$  y  $xz$ , correspondientes a las figuras presentes en los apéndices 15 "Gráfico Caso 2, análisis realizado con software Beam Design, plano XY" y 16 "Gráfico Caso 2, análisis realizado con software Beam Design, plano XZ", se obtiene un momento resultante correspondiente a la sección del anillo de retención.

$$M_t = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{0.1^2 + 0.8^2} = 0.81 \text{ kNm} = 7\,171.94 \text{ lbf pulg}$$

Ecuación  
( 89)

Es por medio de la siguiente fórmula que podemos establecer si se respeta el factor de seguridad, por medio del criterio de Goodman.

$$\sigma_a = \frac{(32)(K_f)(M_t)}{(\pi)(d^3)} = \frac{(32)(3.93)(7\,171.94)}{(\pi)(3.25^3)} = 8\,363.33 \text{ psi}$$

Ecuación  
( 90)

$$N_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{26\,496.38}{8\,363.33} = 3.16$$

Ecuación  
( 91)

#### **Apéndice 4 Máquina de embobinado. Cálculo de la carga dinámica para la escogencia del rodamiento**

Se había mencionado en el diámetro en la sección del rol es de  $d = 3 \frac{7}{16} \text{ pulg}$ , pero tal vez el paso más importante es tomar en cuenta las reacciones en la sección del rodamiento, las cuales fueron obtenidas en los dos casos de análisis utilizados para determinar los momentos flectores ortogonales.

Se aclara que en los dos casos expuestos a continuación, las reacciones donde se encuentra mayor carga serán las tomadas en cuenta para la debida selección del rodamiento.

Tabla 55. Reacciones en el primer caso

	Reacciones eje y; $R_y$ (N)	Reacciones eje z; $R_z$ (N)	Reacción resultante $R_t = \sqrt{R_y + R_z}$ (N)
Apoyo A	7 568.43	10 359.32	12 829.52
Apoyo B	1 940.32	32 231.40	32 289.75

Fuente: Propia.

Tabla 56. Reacciones en el segundo caso

	Reacciones eje y; $R_y$ (N)	Reacciones eje z; $R_z$ (N)	Reacción resultante $R_t = \sqrt{R_y + R_z}$ (N)
Apoyo A	2 980.44	3 691.08	4 744.16
Apoyo B	8 608.55	25 563.16	26 973.73

Fuente: Propia.

De las dos tablas anteriores se hará uso de la reacción correspondiente a la mayor reacción resultante, la cual corresponde al apoyo B, en el primer caso. Esta fuerza de  $R_t = 32289.75 \text{ N}$ , la tomamos como la fuerza radial a la que estará expuesto el rodamiento.

Se debe calcular cuál será la vida de diseño del rodamiento basado en una vida nominal de  $90 \times 10^6$  revoluciones, este dato es referente al fabricante de rodamientos *Timken*. Y se calcula de la siguiente manera, tomado en cuenta la velocidad máxima de la máquina,  $n = 15 \text{ rev/min}$ .

$$X_D = \frac{(L_D)(n)(60)}{90 \times 10^6} = \frac{(5000 \text{ h})(15)(60)}{90 \times 10^6} = 0.05 \quad \text{Ecuación (92)}$$

Se ha mencionado en el capítulo 11, "Cojinetes de contacto rodante" (Shigley, pág. 554). El coeficiente  $a = 3$ , será utilizado para los cojinetes de bolas, esto es importante para determinar la carga dinámica del rodamiento.

También es importante establecer el factor de aplicación de carga de la siguiente tabla:

**Tabla 57. Factores de carga para distintas aplicaciones**

Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1.0 – 1.1
Engranajes comerciales	1.1 – 1.3
Aplicaciones con sello deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0 – 1.2
Maquinaria con impacto ligero	1.2 – 1.3
Maquinaria con impacto moderado	1.3 – 1.5

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica*, J. E. Shigley.

Eligiendo un factor de carga de 1.2, y una confiabilidad del 99%, se calcula de la siguiente manera:

$$C_{10} = (1.2)(32289.75) \left[ \frac{X_D}{(0.02) + 4.439(1 - 0.99)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{a}} = 23646.22 \text{ N} \quad \text{Ecuación (93)}$$

Por ende el cojinete escogido para este diseño será un rodamiento de bolas, el cual debe tener una carga dinámica mayor o igual al valor obtenido. A continuación se exponen algunos datos del rodamiento elegido del fabricante *Timken*, se darán más detalles de la chumacera del rodamiento y sus dimensiones en la sección de anexos. La carga axial para esta aplicación es muy pequeña, y por ende afecta de poca manera la vida útil del rodamiento.

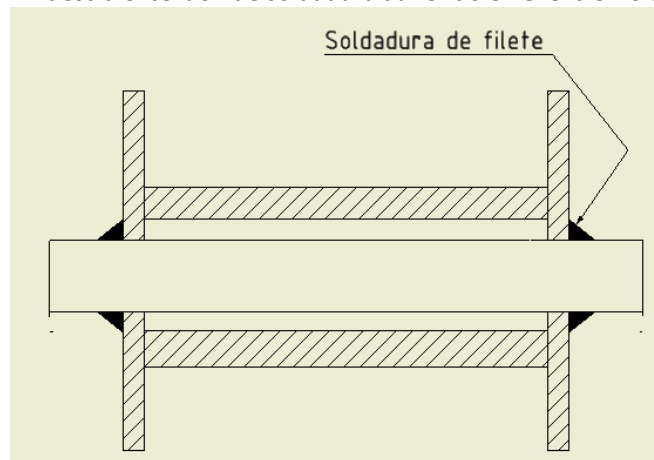
## **Apéndice 5 Máquina de embobinado. Diseño del tambor y análisis de la soldadura**

Se debe aclarar que existen tres maneras en que se puede aplicar la carga en una estructura metálica. Estas son la carga estática, la carga por impacto y la carga variable. Para nuestro caso de aplicación se comporta de manera constante o se aplican de manera lenta e intermitente.

## La rigidez de tambor

Para cuando sean necesarias la fuerza y la rigidez adicional, pueden soportes ser soldados en el disco, que irradia hacia el exterior desde el talón de eje. Para cargas pesadas, requeriría excesivamente discos gruesos, dos discos delgados se pueden utilizar espaciadas una distancia dada de separación.

**Figura 47. Muestra el cordón de soldadura adherido en el extremo del tambor**



Fuente: Inventor, Propia.

## Soldadura de talón de eje a disco y de disco al tambor

La soldadura en el eje es más crítica debido a que el pequeño radio aumenta la fuerza de la carga (la fuerza de flexión de la carga del rodamiento, y fuerza de torsión si no se transmite ningún par) y también disminuye la longitud de la soldadura. La fuerza resultante por pulgada lineal varía inversamente con el cuadrado del radio.

Esto explica por qué para las cargas críticas, soldaduras de filete individuales o de doble filete pueden ser necesarios en el *Hub* (cubos laterales, en donde se apoya el eje, Figura N °47).

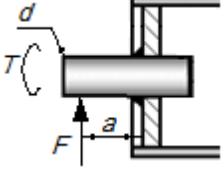
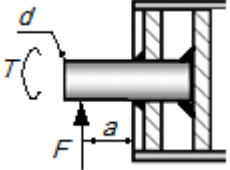
El método más sencillo para determinar la soldadura es:

- Imaginarse la soldadura como una línea y el uso de fórmulas de flexión y torsión estándar para encontrar las fuerzas unitarias resultantes de la soldadura.
- Añadir vectorialmente estas fuerzas que se producen en la misma parte de la unión soldada, para encontrar la fuerza resultante sobre la soldadura.

• Tamaño de la soldadura se encuentra a continuación, dividiendo este valor resultante por la fuerza admisible para el tipo particular de soldadura.

La Tabla siguiente muestra las fuerzas en soldadura de eje a disco:

**Tabla 58. Fuerzas sobre el eje a la soldadura de disco**

Condición de carga	Formula diseñada para aplicar fuerza en la soldadura (lb/in de soldadura)	Disco simple	Doble disco
			
Flexión	$f_b = \left(\frac{M}{S_w}\right) = \left(F \frac{a}{S_w}\right)$	$S_w = \pi d^2 / 4$	$S_w = \left(\frac{\pi d^2}{2}\right) + \pi D^2$
Torsión $T =$ (63000 $\frac{Hp}{(rpm)}$ )	$f_t = T(C/J_w)$	$\frac{J_w}{C} = \pi d^2 / 2$	$\frac{J_w}{C} = \pi d^2$
Fuerza cortante	$f_v = F/A_w$	$A_w = \pi d$	$A_w = 2\pi d$

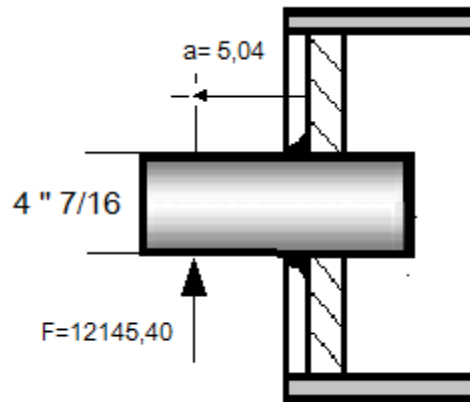
Fuente: *Design of Weldments*

Recuerde que cada vez que el rodillo gira media revolución, las fuerzas de flexión en la soldadura se revierten por completo. Esto se convierte en una situación de fatiga donde  $K = -1$ ; que es la fuerza mínima, o una inversión completa de la fuerza.

### Encontrar el tamaño de la soldadura de filete

Para determinar la soldadura de filete que se utilizará en la unión del eje y el disco, dada una carga de apoyo en el muñón de  $F = 12\,145.40$  (se considera la mayor fuerza de reacción en el cojinete B) y el par transmitido = 15.70 Hp a 472 rpm, la siguiente figura muestra las dimensiones del eje en la unión ( $a = 0.128\,m$  ó  $5.04\,pulg$ ).

Figura 48. Dimensiones de eje en el análisis de soldadura



Fuente: *Design of Weldments*.

El torque transmitido a través de la soldadura será de:

$$T = \frac{(63\,000)(15.70)}{472} = 2095.55 \text{ lbf pulg}$$

Ecuación  
(94)

**Paso 1.** Determinar las propiedades de la soldadura.

Si tratamos la soldadura como una línea, podemos encontrar sus propiedades de acuerdo con la tabla anterior.

Módulo de sección polar

$$\frac{J}{C} = \frac{\pi d^2}{2} = 30.93 \text{ pulg}^2$$

Ecuación  
(95)

Módulo resistente:

$$S_w = \frac{\pi d^2}{4} = 15.46 \text{ pulg}^2$$

Ecuación  
(96)

Área de soldado:

$$A_w = \pi d = 13.94 \text{ pulg}$$

Ecuación  
( 97)

**Paso 2.** Determinar las principales fuerzas en la soldadura.

Flexión:

$$f_b = \frac{M}{S_w} = \frac{12145.4 * 5.04}{15.46} = 3959.43 \text{ lbf/pulg}$$

Ecuación  
( 98)

Torsión:

$$f_t = \frac{TC}{J_w} = 67.75 \text{ lbf/pulg}$$

Ecuación  
( 99)

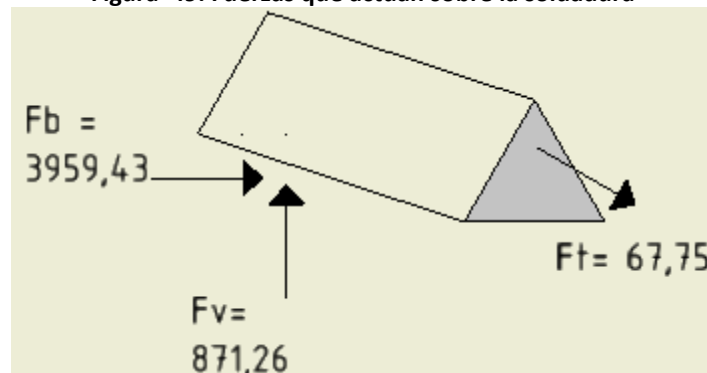
Fuerza cortante:

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{12145.40}{13.94} = 871.26 \text{ lbf/pulg}$$

Ecuación  
( 100)

**Paso 3.** Encontrar la fuerza resultante en la soldadura.

**Figura 49.** Fuerzas que actúan sobre la soldadura



Fuente: Inventor, Propia.



$$F_r = \sqrt{f_b^2 + f_t^2 + f_v^2} = 4054,72 \text{ lbf/pulg}$$

Ecuación  
(101)

Como se trata de una carga por fatiga (tratando la soldadura como una línea,  $f = \frac{M}{S_w} = \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}}$ ), se escoge la cantidad de ciclos  $N = 2000\ 000$  ciclos y se utiliza la fórmula mencionada en la siguiente tabla:

Tabla 59. Esfuerzos de fatiga permitidos para aceros A7, A36 y A373

	2 000 000 ciclos	6 000 000 ciclos	100 000 ciclos	No exceder
Soldadura de filete; w: Tamaño del cordón	$f_a = 5100w / (1 - \frac{k}{2})$ $(\frac{\text{lbf}}{\text{pulg}})$	$f_a = \frac{7100w}{1 - \frac{k}{2}}$ $(\frac{\text{lbf}}{\text{pulg}})$	$f_a = \frac{8800w}{1 - \frac{k}{2}}$ $(\frac{\text{lbf}}{\text{pulg}})$	8800w $(\frac{\text{lbf}}{\text{pulg}})$

Fuente: *Design of Weldments*.

Supongamos en este caso una inversión completa de la carga, por tanto,  $k = -1$  y la fuerza permisible sería:

$$f_a = \frac{5100w}{1 - \frac{k}{2}} = 3393.33 w \text{ lbf/pulg (Valor permitido)}$$

Ecuación  
(102)

**Paso 4.** Determine el tamaño del cordón de soldadura.

El tamaño de las longitudes de soldadura que une el *Hub* (cubo central) con el disco lateral del tambor es de:

$$w = \frac{F_r}{f_a} = \frac{4\ 054.72}{3\ 393.33} = 1.19 \text{ pulg}$$

Ecuación  
(103)

$$w = 1.19 \text{ pulg}$$



## Apéndice 6 Máquina de embobinado. Dimensionamiento del tambor, y análisis de la presión que ejerce el cable sobre su superficie

Para el diseño del tambor de una máquina de embobinado donde se maneja un cable de  $18.3\text{ mm}$  o  $0.72\text{ pulg}$  de diámetro, que estará sometido a una fuerza de tracción neta en el cable " $F$ " es  $1204.74\text{ kg}$  ( $2655.25\text{ lbf}$ ).

### Antecedentes sobre la construcción del tambor

La construcción del tambor en acero soldado tiene la ventaja de obtener una estructura más fuerte y más rígida. Un cascarón del tambor más delgado, puede ser de buen uso, reduciendo así la inercia del tambor giratorio que ayudaría cuando la carga se debe acelerar o desacelerar.

Debido a que el acero se puede colocar y soldar exactamente donde más se necesita, con buenos métodos de fabricación, es posible obtener un tambor más balanceado y equilibrado.

Si se somete a cargas pesadas, es bueno dimensionar el tamaño del tambor para que el cable se ajuste lo más posible y se pueda mantener su forma redonda sin aplastar, esto para evitar una futura forma oval. Un tambor de gran diámetro aumentará la vida útil del cable de alambre, así como su fuerza utilizable, pero hay un límite práctico para el tamaño, debido a las limitaciones de peso y coste del cabrestante.

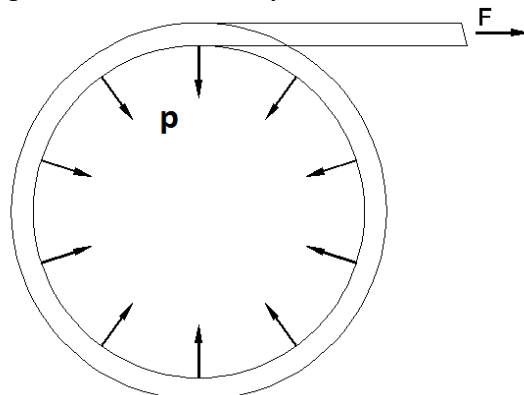
El fabricante del cable puede suministrar diámetros de tambor recomendados para un diámetro de cable dado. El fabricante de equipo industrial *Ingersoll Rand* sugiere que el diámetro del tambor sea al menos de 20 o 30 veces el diámetro del cable que se desea embobinar.

En este diseño el radio exterior de la cáscara será de  $400\text{ mm}$  ( $15.75\text{ pulg}$ ).

**Paso 1.** Determinar la fuerza radial en contra del tambor.

En este análisis del efecto que causa las espiras del cable sobre el tambor, se debe tratar este elemento como un cascarón cilíndrico. La fuerza de tracción en el cable ( $F$ ), siendo igual a  $\sigma_{bt}$ , crea una presión radial hacia el interior uniforme ( $p$ ). Observe la Figura 31 para comprender la aplicación de la fuerza en la superficie del tambor.

Figura 50. Fuerza de compresión sobre el tambor.



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

A continuación se indica cuáles son los parámetros involucrados en este procedimiento.

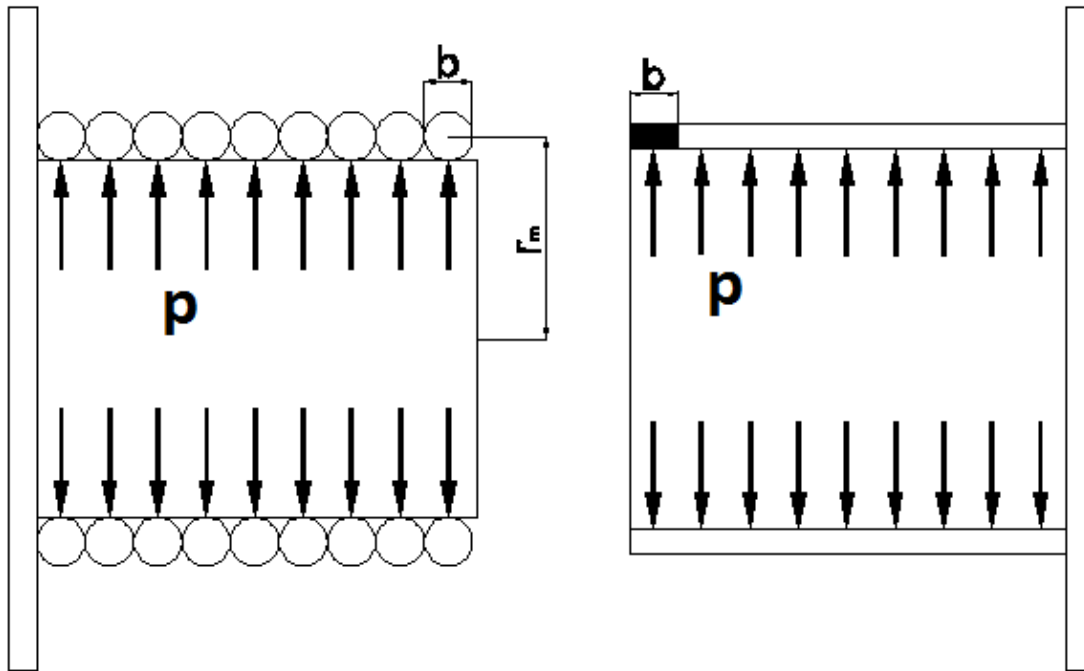
Tabla 60. Parámetros para la determinación de la fuerza en contra del tambor

Parámetros	Simbología	Unidades
Esfuerzo de tensión (compresión)	$\sigma$	$lbf/pulg^2$
Diámetro del cable	B	$pulg$
Presión radial interna uniforme	P	$lbf/pulg^2$
Fuerza de tracción en el cable	F	$lbf$
Radio de la espira del cable del tambor	$r_m$	$pulg$
Grosor del cascarón comparativo con la misma área que el cable	$t$	$pulg$

Fuente: Propia.

En este particular diseño la presión radial externa uniforme ( $p$ ) que actúa hacia dentro en contra de la superficie del tambor, es similar al esfuerzo debido a la tensión ( $\sigma$ ) en un recipiente de pared delgada similar a un cascarón cilíndrico. La analogía se ejemplifica con la siguiente figura.

Figura 51. Cable bajo tensión. Tambor ofrece resistencia a la presión (p)



Fuente: Propia.

Se sabe que el cascarón cilíndrico del tambor se someterá bajo el siguiente esfuerzo:

$$\sigma = \frac{(p)(r_m)}{t} \quad \text{Ecuación (104)}$$

Sabiendo que:

$$F = \sigma bt \quad \text{Ecuación (105)}$$

De debe tomar en cuenta el grosor del cable que será a embobinado, cuyo valor es  $b = 18.3 \text{ mm} = 0.72 \text{ pulg}$ , y el valor de  $r_m$  que aumenta según la acumulación de las capas de cable en el tambor. El valor de  $r_m$  se obtiene de dividir entre dos el PCD de la Tabla 6, correspondiente a cada capa de cable.

Tenemos que:

$$p = F/r_m b \quad \text{Ecuación (106)}$$

En este diseño particular la presión radial externa que actúa hacia adentro en contra de la superficie del tambor, se calcula dependiendo de la cantidad de capas de cable embobinadas, por esta razón se determina cuál es la presión que se ejerce con las primeras tres capas de cable.

#### Primera capa de cable

$$p_1 = \frac{F}{r_m b} = \frac{2655.25}{(8.23)(0.72)} = 448.10 \text{ lbf/pulg}^2 \quad \text{Ecuación (106)}$$

#### Segunda capa de cable

$$p_2 = \frac{F}{r_m b} = \frac{2655.25}{(8.95)(0.72)} = 412.05 \text{ lbf/pulg}^2 \quad \text{Ecuación (107)}$$

#### Tercera capa de cable

$$p_3 = \frac{F}{r_m b} = \frac{2655.25}{(9.675)(0.72)} = 381.17 \text{ lbf/pulg}^2 \quad \text{Ecuación (108)}$$

Aunque cada capa sucesiva de cable debe añadir presión en contra del tambor, las capas exteriores tenderán a forzar a las capas anteriores en un diámetro más pequeño, reduciendo su tensión; de igual manera, se reducirá su presión contra el tambor. Por esta razón, solo se considerará el efecto de solo dos capas exteriores.

$$p = p_2 + p_3 = 412.05 + 381.17 = 793.22 \text{ lbf/pulg}^2 \quad \text{Ecuación (109)}$$

**Paso 2.** Determinar el grosor del tambor.

El tambor se considera como un cascarón que es sometido a una presión externa “p” (793.22 Lb/pulg<sup>2</sup>). Si este tambor es relativamente corto, los discos ubicados en los extremos del tambor dan apoyo adicional contra el pandeo, por ende la presión crítica de pandeo ( $p_{cr}$ ) será mucho mayor. El método más conservador sería tratar este elemento como un cascarón cilíndrico largo, sin margen para el efecto de rigidez de los extremos. De acuerdo con la *Resistencia de Materiales*, Parte 2 (Timoshenko, pág. 602) y *Fórmulas para tensión y la deformación* (Roark, pág. 306), se utiliza la siguiente ecuación:

$$p_{cr} = \frac{Et^3}{4(1 - \nu^2)r^3} \quad \text{Ecuación (111)}$$

Para aceros se utiliza la siguiente ecuación:

$$p_{cr} = 8.24 \times 10^6 (t/r)^3 \quad \text{Ecuación (112)}$$

Esta es la presión externa crítica en el cascarón del tambor, en el que podría producirse el pandeo. A partir de esto, el grosor del tambor requerido será de:

$$t = 0.00495r \sqrt[3]{p_{cr}} \quad \text{Ecuación (113)}$$

La carga resultante sobre el cascarón cilíndrico del tambor bajo la acción de la presión no debe superar el límite elástico del acero. Según el capítulo 5 del libro *Design of Weldments*, el espesor mínimo del cascarón cilíndrico (t) necesario para una presión crítica de pandeo ( $p_{cr}$ ) debe ser capaz de soportar 2,5 veces la presión de trabajo (715.43 lbf/pulg<sup>2</sup>), de esta manera se determina la presión crítica:

$$p_{cr} = (2.5)(793.22) = 1983.05 \text{ lbf/pulg}^2 \quad \text{Ecuación (114)}$$

Haciendo uso del valor de la presión crítica, se determina el espesor mínimo del cascarón del tambor, donde  $r$  corresponde al diámetro del tambor:

$$r = 200\text{mm} = 7.874 \text{ pulg} \quad \text{Ecuación (115)}$$

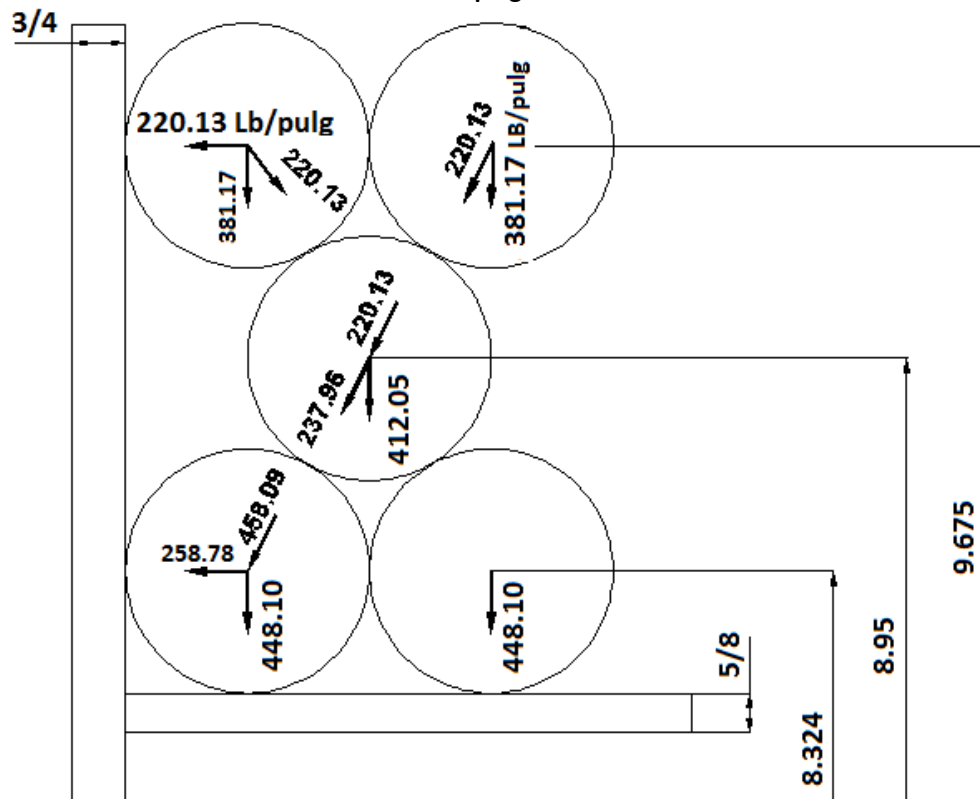
$$t = 0.00495(7.874)(\sqrt[3]{1983.05}) = 0.489 \text{ pulg} \quad \text{Ecuación (116)}$$

$$t = \frac{5}{8} \text{ pulg}$$

**Paso 3.** Determinar el grosor de los discos laterales del tambor.

Los discos en los extremos del tambor son utilizados para servir como un borde que evite el esparcimiento del cable hacia los lados (ver Figura 51). Estos discos deben soportar las componentes horizontales de las fuerzas hacia el interior de los cables. Por ello se asume que el grosor en cada uno de los discos del tambor es de  $\frac{3}{4}$  pulg.

Figura 52. Diagrama de la fuerza radial hacia el interior del cable. Las unidades de las dimensiones están en pulgadas



Fuente: Propia.

La fuerza radial hacia el interior del cable es:

$$R = \frac{F}{r} \text{ lbf/pulg} \quad \text{Ecuación (117)}$$

Por lo tanto, las fuerzas se calculan de la siguiente manera:

$$R_1 = \frac{F}{r_m} = \frac{2655.25}{(8.23)} = 322.63 \text{ lbf/pulg} \quad \text{Ecuación (118)}$$

$$R_2 = \frac{F}{r_m} = \frac{2655.25}{(8.95)} = 296.68 \text{ lbf/pulg} \quad \text{Ecuación (119)}$$

$$R_3 = \frac{F}{r_m} = \frac{2655.25}{(9.675)} = 274.44 \text{ lbf/pulg} \quad \text{Ecuación (120)}$$



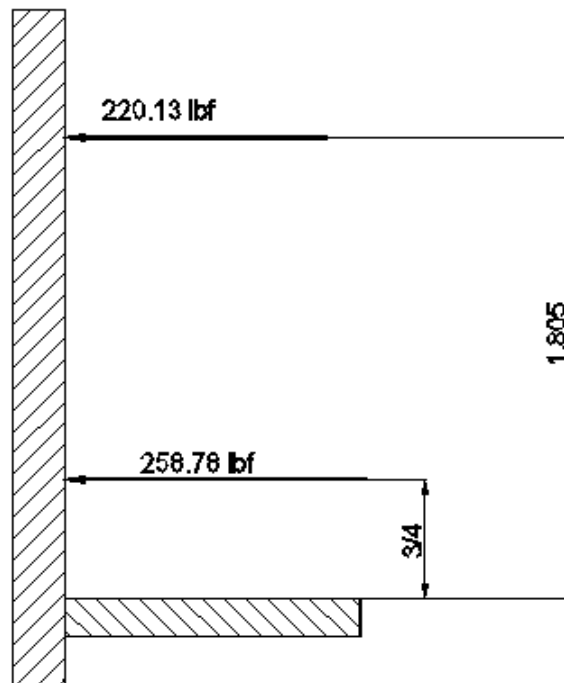
Considere una amplia tira radial de borde de 1 *pulg*, como una viga en voladizo apoyado en el cascarón cilíndrico del tambor, donde los componentes de fuerza horizontal detectados en el análisis vectorial, se toman como cargas en la viga.

Aquí, el momento de flexión máximo debido a estos componentes de fuerza horizontales es:

$$M = (220.13)(1.805) + (258.78)(0.364) = 491.53 \text{ lbf pulg}$$

Ecuación  
(121)

Figura 53. Fuerzas aplicadas en el disco lateral del tambor. Unidades en pulgadas



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

Sabiendo que el momento de inercia de la sección transversal es:

$$I = \frac{(1 \text{ pulg})((3/4)^3)}{12} = 0.035 \text{ pulg}^4$$

Ecuación  
(122)

Por lo tanto, se calcula lo siguiente:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{(491.53)(0.375)}{0.035} = 5266.39 \text{ lbf/pulg}^2$$

Ecuación  
(123)

Esto indica que el espesor de  $\frac{3}{4}$  pulg en los discos de los extremos del tambor será un grosor suficiente como para no requerir refuerzo adicional en el borde. Si este espesor se reduce a  $\frac{1}{2}$  pulg, en la tensión resultante aumentaría, lo que sería excesivo y sería necesario reforzar los bordes del disco en los extremos del tambor.

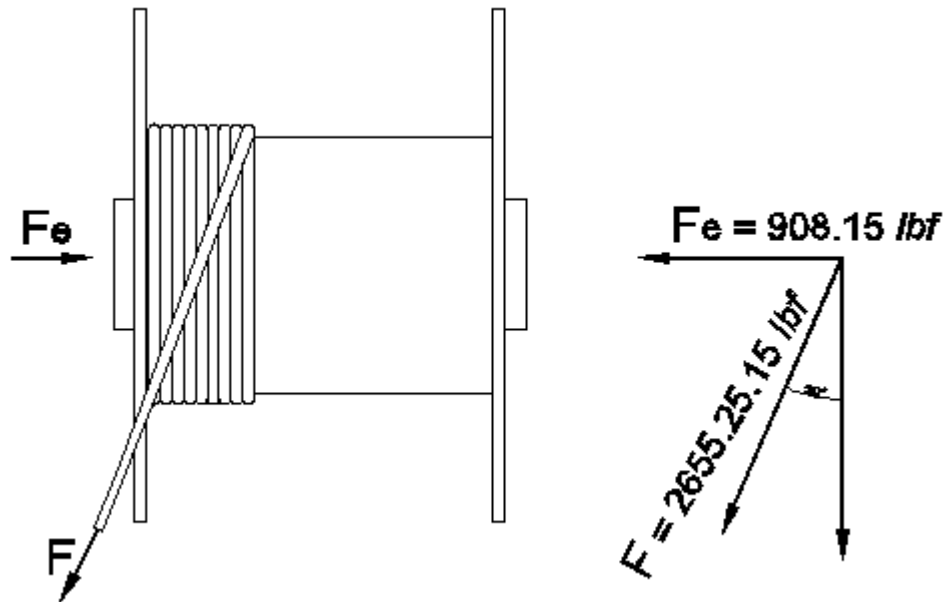
**Paso 4.** Chequear el grosor del disco lateral.

Para este paso asumiremos que el cable es jalado con un ángulo de  $20^\circ$  hacia afuera del centro. Y como resultado final se confía en someter la fuerza a un solo disco en el extremo del tambor (ver figuras 54 y 55).

$$F_e = (\text{sen}20^\circ)(2655.25) = 908.15 \text{ lbf}$$

Ecuación  
(124)

Figura 54. Fuerza aplicada a 20° del centro



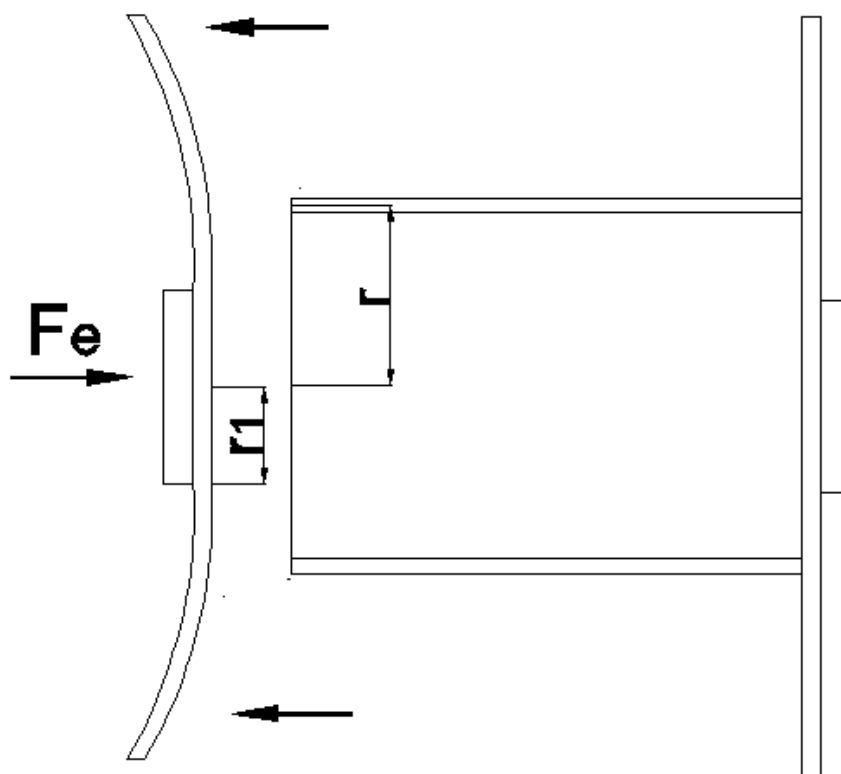
Fuente: Propia.

Considere el disco como una placa plana circular, el borde interior está fijado y son compatibles, con una carga uniforme aplicada alrededor del borde exterior. El esfuerzo de tracción radial ( $\sigma_r$ ) en el borde interior se determina por medio de la siguiente ecuación, adaptada del libro *Fórmulas para Tensiones*, Roark, p. 195, caso 22.

$$\sigma_r = \frac{\left(0.4774 \left(\frac{F_e}{t^2}\right)\right) \left[26r^2 \left(\log \frac{r}{r_1}\right) + (7(r^2 - r_1^2))\right]}{[13r^2 + 7r_1^2]} = 630.04 \text{ lbf/pulg}^2$$

Ecuación  
(125)

Figura 55. Reacción de someter toda la fuerza en solo un disco del tambor



Fuente: Propia.

Tabla 61. Parámetros de la ecuación anterior

Parámetros	Definición	Valor	Unidades
$r$	Radio del tambor	7.56	<i>pulg</i>
$r_1$	Radio del cubo central del Tambor (radio de <i>Hub</i> )	4.00	<i>pulg</i>
$t$	Grosor del cascarón cilíndrico del tambor	0.75	<i>pulg</i>
$F_e$	Fuerza aplicada	908.15	<i>lbf</i>
$\log \frac{r}{r_1}$	Relación logarítmica entre el radio del tambor y el del <i>hub</i> (cubo central)	0.276	--

Fuente: Propia.

Esto indica que el esfuerzo de tracción radial resultante en el borde interior y en el centro del cubo (*Hub*), será de  $630.04 \text{ lbf/pulg}^2$ , que es razonablemente bajo, en comparación con utilizar discos en los extremos de  $\frac{1}{2} \text{ pulg}$ , ya que con un disco de este grosor se podría incrementar el esfuerzo de tracción en un 55.8%. De esta manera no se requiere colocar refuerzos en los extremos del tambor.

**Paso 5.** Determinar el tamaño de la soldadura.

En general, para las soldaduras de fuerza, un tamaño de alrededor de  $\frac{3}{4} \text{ pulg}$  del espesor de la placa más delgada debe ser de uso frecuente.

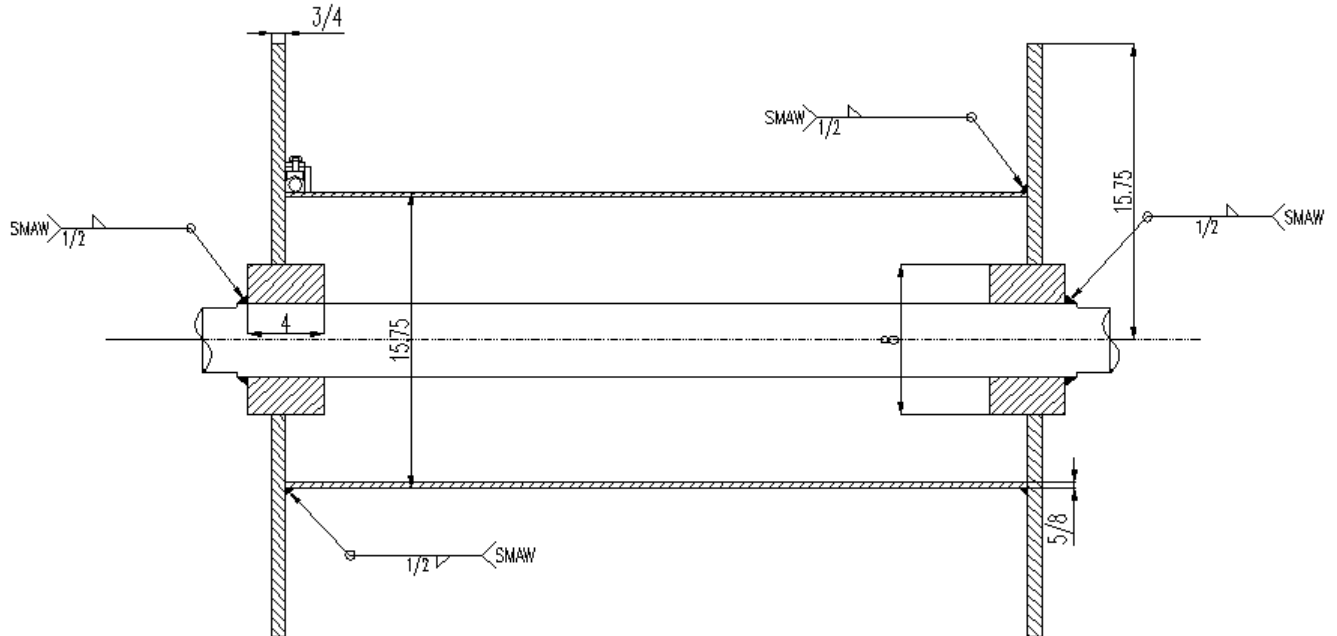
Para los diseños de rigidez, donde no se requieren soldaduras con toda su fuerza, para la fijación de los refuerzos, por ejemplo, por lo general alrededor de medio a un tercio del que la soldadura usual requiere. Esta reducción en la cantidad de soldaduras en ángulo puede ser el tamaño de la pierna, longitud o ambos.

**Paso 6.** Completar el diseño.

El diseño final se muestra en la siguiente figura, donde se utiliza  $\frac{5}{8} \text{ pulg}$  de espesor para el cascarón cilíndrico del tambor y  $\frac{3}{4} \text{ pulg}$  para el grosor de los discos en los extremos del tambor. Debido a esto, no se debe agregar ningún refuerzo adicional. Cada *Hub* (cubo central) donde va apoyado y soldado el eje, puede ser cortado de una chapa gruesa de acero para su manufactura y construcción.

Es de suma importancia que las partes sean soldadas con precisión y sean balanceadas para garantizar una correcta distribución de peso y así no contribuir con futuros concentradores de esfuerzos, ya que esta pieza es clave para el buen desempeño de la máquina de embobinado.

Figura 56. Indicadores de la soldadura del tambor y dimensiones generales



Fuente: Planos AutoCAD, Propia.

## Apéndice 7 Máquina auxiliar de frenado. Comprobación del diámetro y del factor de seguridad

A continuación se realiza el procedimiento para asegurar que el diámetro escogido conserve el factor de seguridad que se estipula para la ecuación de Goodman. El procedimiento empleado es muy similar al utilizado en el apéndice 1 "Máquina de embobinado. Comprobación del diámetro escogido para la sección del rodamiento". Como resultado del uso de las figuras para los concentradores de esfuerzos a tensión y flexión se obtiene:

$$K_f = (1 + 0.85(1.5 - 1)) = 1.425 \quad \text{Ecuación (126)}$$

$$K_{fs} = (1 + 0.95(1.18 - 1)) = 1.171 \quad \text{Ecuación (127)}$$

$$S_e = (0.7763)(0.8011)(0.90)(0.5)(98\ 000) = 27\ 425.52 \text{ psi} \quad \text{Ecuación (128)}$$

$$\sigma_a = \frac{(32)(K_f)(M_a)}{\pi d^3} = \frac{(32)(1.425)(9025.99)}{(\pi 2.75^3)} = 6\,299.58 \text{ psi}$$

Ecuación (129)

$$\sigma_a = \frac{(32)(K_f)(M_a)}{\pi d^3} = \frac{(32)(1.425)(9025.99)}{(\pi 2.75^3)} = 6\,299.58 \text{ psi}$$

Ecuación (130)

$$\sigma_m = \frac{(16)(\sqrt{3})(K_{fs})(Tmax)}{(\pi d^3)} = \frac{(16)\sqrt{3}(1.171)(62\,722.37)}{(\pi 2.75^3)} = 31\,141.53 \text{ psi}$$

Ecuación (131)

El nuevo factor de seguridad con un diámetro de  $d = 2.75 \text{ pulg}$  será de:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_E} + \frac{\sigma_m}{98\,000} = \frac{1}{1.85}$$

Ecuación (132)

$$N_f = 1.85$$

Como conclusión, este nuevo factor de seguridad obtenido despeja toda duda sobre la elección del diámetro de menor valor, esto garantiza que el elemento de mayor criticidad se encuentre en un rango de confiabilidad más alto.

## **Apéndice 8 Máquina auxiliar de frenado. Análisis de la concentración de esfuerzos en el surco del anillo**

Para iniciar el análisis de la concentración de esfuerzos en el surco, se debe recordar el dato del radio máximo en el fondo del surco, este se especifica en el apéndice 3 “Máquina auxiliar de frenado. Análisis de la concentración de esfuerzos en el surco del anillo”, donde para un diámetro de más de una pulgada de diámetro. Según el criterio del fabricante “Smalley” se recomienda el siguiente radio:

$$r_{max} = 0.010 \text{ pulg}$$

Siguiendo parte del procedimiento expuesto en el apéndice 3 “Máquina auxiliar de frenado. Análisis de la concentración de esfuerzos en el surco del anillo”, se vuelve aplicar para este cálculo. Se hace uso de los datos en la Tabla 28 “Propiedades y dimensiones para anillos de retención”, donde se menciona que para este anillo corresponde un grosor,  $t = 0.093 \text{ pulg}$ , y con el dato de la profundidad del surco,  $d_s = 0.063 \text{ pulg}$  hallamos las relaciones  $\frac{r}{t}$  y  $\frac{a}{t}$ , para así poder determinar el valor de  $K_t$  del siguiente gráfico expuesto en la Figura 46 “Eje Redondo con surco de fondo plano en flexión”.

$$\frac{r}{t} = \frac{0.010}{0.093} = 0.11 \quad \text{Ecuación (133)}$$

$$\frac{a}{t} = \frac{0.063}{0.093} = 0.68 \quad \text{Ecuación (134)}$$

El valor del factor teórico de concentración de esfuerzos es  $K_t = 5.8$  y usando la Figura 43 “Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado”, obtenemos el correspondiente valor de  $q = 0.65$ , es así como podemos determinar el valor de  $K_f$ .

$$K_f = (1 + q(K_t - 1)) = (1 + 0.65(5.8 - 1)) = 4.12 \quad \text{Ecuación (135)}$$

Utilizando el mismo  $S_e = 27\,425.52 \text{ psi}$  calculado en el apéndice 7 “Máquina Auxiliar de frenado. Comprobación del diámetro y del factor de seguridad” y analizando los momentos flectores en las proyecciones ortogonales en el eje  $xy$  y  $xz$ , obtenemos un momento resultante correspondiente a la sección del anillo de retención.

$$M_t = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{0.2^2 + 0.6^2} = 0.63 \text{ KNm} = 5\,599.37 \text{ lbf pulg} \quad \text{Ecuación (136)}$$

Es por medio de la siguiente fórmula que podemos establecer si se respeta el factor de seguridad, por medio del criterio de Goodman.



$$\sigma_a = \frac{(32)(K_f)(M_t)}{(\pi)(d^3)} = \frac{(32)(4.12)(5\,599.37)}{(\pi)(2.75^3)} = 9\,338.095 \text{ psi}$$

Ecuación  
(137)

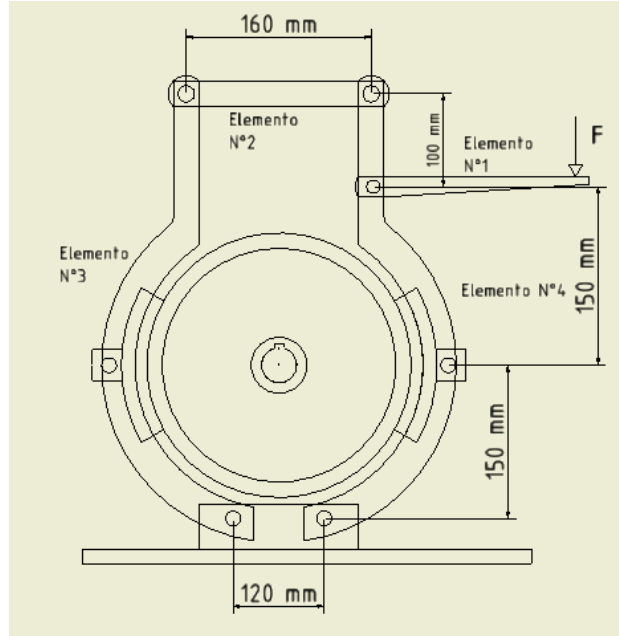
$$N_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{27\,425.52}{9\,338.095} = 2.94$$

Ecuación  
(138)

## Apéndice 9 Máquina auxiliar de frenado. Cálculos del sistema de freno de zapatas

Como se mencionó en un apartado anterior, el diseño de un sistema de frenos obedece a un procedimiento de tres etapas, de manera sistemática se dimensiona un esquema general para poder determinar las reacciones en todos los puntos de articulación y en cada elemento del mecanismo de frenado. La siguiente figura muestra las dimensiones que se le da al mecanismo.

Figura 57. Dimensiones del sistema propuesto de frenado



Fuente: Inventor, Propia.

## Análisis de fuerzas en cada elemento del sistema

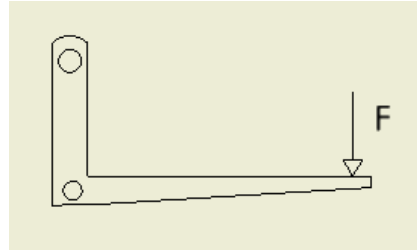
Primero se realiza el análisis para obtener la fuerza normal resultante en la zapata izquierda, de esta manera también se podrá determinar la fuerza de fricción necesaria.

### Análisis de fuerzas en la zapata izquierda

#### Elemento 1

Empezamos por analizar el elemento número del sistema, este es el pedal o palanca de accionamiento principal, donde se aplica la fuerza principal  $F$ .

Figura 58. Elemento 1 del sistema de freno



Fuente: Inventor, Propia.

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ecuación (139)}$$

$$-F(0.400) + R_{x1}(0.100) = 0 \quad \text{Ecuación (140)}$$

$$R_{x1} = 4F \quad \text{Ecuación (141)}$$

Realizando la sumatorias de fuerzas en los ejes coordenados  $x$  y  $y$ , tenemos:

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ecuación (142)}$$

$$R_{x2} - R_{x1} = 0 \quad \text{Ecuación (143)}$$

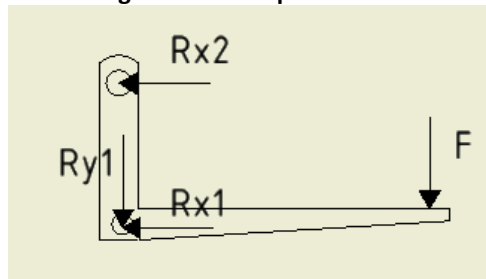
$$R_{x2} = 4F \quad \text{Ecuación (144)}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ecuación (145)}$$

$$R_{y1} - F = 0 \quad \text{Ecuación (146)}$$

$$R_{y1} = F \quad \text{Ecuación (147)}$$

Figura 59. Diagrama de cuerpo libre del elemento 1

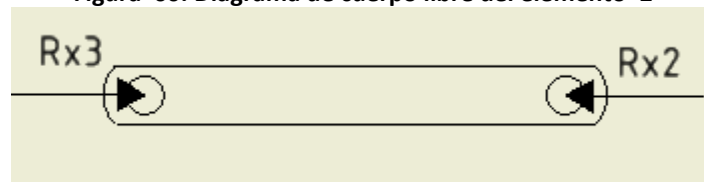


Fuente: Inventor, Propia.

### Elemento 2

Este elemento mecánico lo que hace es transmitir la fuerza de reacción  $R_{x2}$ , donde por medio de una  $\sum F_x = 0$ , se logra concluir que la fuerza  $R_{x3} = 4F$ .

Figura 60. Diagrama de cuerpo libre del elemento 2

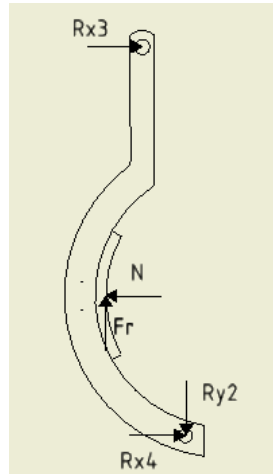


Fuente: Inventor, Propia.

### Elemento 3

El siguiente elemento muestra la ubicación de la fuerza normal  $N$ , mediante el análisis de este elemento podemos dar por sentado cuál será el torque y la fricción ejercida por la zapata izquierda del sistema.

Figura 61. Elemento 3, donde se ubica la zapata izquierda



Fuente: Propia.

Primero se analiza la sumatoria de momento en el punto central en donde se ubica la fuerza de fricción y la fuerza normal:

$$\sum M = 0 \quad \text{Ecuación (148)}$$

$$-R_{x3}(0.250) + R_{x4}(0.150) - R_{y2}(0.040) = 0 \quad \text{Ecuación (149)}$$

$$R_{x4} = \frac{R_{x3}(0.250) + R_{y2}(0.040)}{0.150} \quad \text{Ecuación (150)}$$

Ahora corresponde a realizar las respectivas sumatorias de fuerzas en el eje \$x\$ y \$y\$, sabiendo que el coeficiente de fricción es de \$\mu = 0.2\$:

$$\sum F_x = 0$$

Ecuación  
( 151)

$$R_{x4} + R_{x3} - N = 0$$

Ecuación  
( 152)

$$R_{x4} = N - 4F$$

Ecuación  
( 153)

$$\sum F_y = 0$$

Ecuación  
( 154)

$$F_r - R_{y2} = 0$$

Ecuación  
( 155)

$$R_{y2} = 0.2 N$$

Ecuación  
( 156)

Si se realizan siguientes sustituciones, ecuación 156 en la ecuación 150, se obtiene una ecuación 157, como la que se ilustra a continuación:

$$R_{x4} = 6.67F + 0.2N(0.040) \left( \frac{1}{0.150} \right)$$

Ecuación  
( 157)

Si se sustituye la ecuación (157) en la ecuación (153) obtenemos que:

$$N - 4F = 6.67F + 0.0533N$$

Ecuación  
( 158)

$$N = 11.27F$$

Ecuación  
( 159)

Esta será la fuerza normal en la zapata izquierda en términos de la fuerza  $F$ , que se le vaya aplicar al sistema.

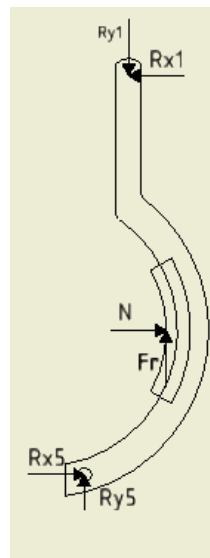
#### Análisis de fuerzas en la zapata derecha

Se debe realizar el mismo análisis, para poder averiguar cuál es la fuerza normal y la fuerza fricción que ejerce la zapata derecha en términos de la fuerza aplicada  $F$ .

#### Elemento 4

La siguiente figura ilustra las reacciones en el brazo que corresponde al elemento 4, el propósito de análisis de esta estructura es determinar la fuerza normal y por ende la fuerza de fricción ejercida por la zapata, cuyo coeficiente de fricción es de  $\mu = 0.20$ .

Figura 62. Elemento 4, Reacciones en la Zapata derecha



Fuente: Inventor, Propia.

Se obtiene que las fuerzas de reacción  $R_{x5}$  y  $R_{y5}$  y la fuerza normal en este elemento serán respectivamente:

$$R_{x5} = 3.7927F$$

Ecuación  
( 160)

$$R_{y5} = 2.5586F$$

Ecuación  
(161)

$$N = 7.793F$$

Ecuación  
(162)

### Valor de la fuerza presente según la operación y su capacidad de transferir calor

De la siguiente tabla obtenemos cuál es el valor de operación, dependiendo de la capacidad de transferencia de calor del sistema de frenado. Para este diseño se contempla una transferencia pobre del calor generado es por eso que el valor será de  $pV = 2.1 \text{ Mpa}(\frac{m}{s})$ .

**Tabla 62. Valores típicos de presión veces velocidad del frotamiento, usados en frenos de zapata industriales**

Condición de operación	$pV$	
	$(psi)(pie/min)$	$(kPa)(m/s)$
Operación continua, pobre disipación de calor	30,000	1050
Operación ocasional, pobre disipación de calor	60,000	2100
Operación continua, buena disipación de calor, como si estuviera en baño de aceite	85,000	3000

Fuente: *Fundamentos de diseño de componentes de máquina*, R. C. Juvinall.

Suponiendo una velocidad máxima de la carrucha de cable nuevo igual a  $v = 5.40 \text{ rev/min}$  ó  $v = 0.398 \text{ m/s}$ . Es así como la presión máxima será de:

$$P_{max} = \frac{2.1}{0.398} = 5.276 \text{ Mpa}$$

Ecuación  
(163)

### Cálculo de los momentos de las fuerzas normales y la fuerza total ejercida

Conociendo cuál es la presión máxima en el sistema y sabiendo que cuando la presión es máxima, el  $\text{sen } \theta = 1$ , osea el  $\theta = 90^\circ$ , se tiene que:

$$M_N = \frac{P_{\max}(b)(r)(a)}{\text{sen}\theta} = P_{\max}(0.05)(0.100)(0.11705) \left( \frac{\pi}{2} \frac{60^\circ}{180^\circ} - \frac{1}{4} \text{sen } 120^\circ \right) \quad \text{Ecuación (164)}$$

$$M_N = 2\,964.06 \text{ Nm} \quad \text{Ecuación (165)}$$

Como en este diseño la articulación de la zapata se encuentra simétricamente al eje de rotación, se debe recordar que el momento de fricción será nulo.

$$F_c = M_n + 0 \quad \text{Ecuación (166)}$$

$$F(0.150) = 2\,964.06 \text{ Nm} \quad \text{Ecuación (167)}$$

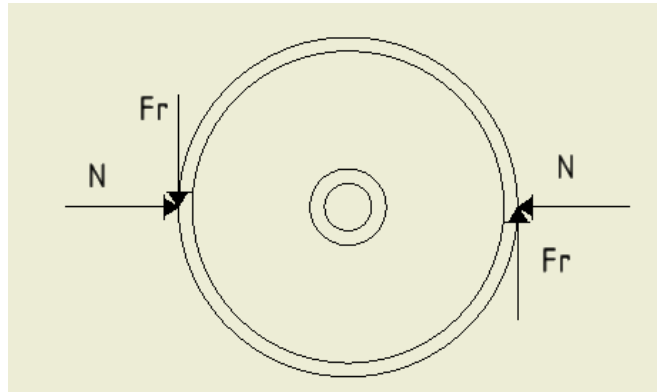
$$F = 19\,760.4 \text{ N} = 4\,444.07 \text{ lbf} \quad \text{Ecuación (168)}$$

### Cálculo del torque de frenado y la fuerza de fricción total del sistema

Se debe tener en cuenta el sentido de giro del sistema, como ya se había especificado el giro es horario, se establece la siguiente figura donde se muestran las fuerzas de fricción y fuerzas normales de cada una de las dos zapatas.



**Figura 63. Fuerzas de fricción y fuerzas normales**



Fuente: Propia.

Recordando la fuerza normal y la de fricción en la zapata izquierda, se tiene que:

$$N = 11.256 F \quad \text{Ecuación (169)}$$

$$F_{r_{izquierda}} = 0.2(11.256 F) = 2.2512 F \quad \text{Ecuación (170)}$$

Y también las fuerzas en la zapata del lado derecho:

$$N = 7.793 F \quad \text{Ecuación (171)}$$

$$F_{r_{derecha}} = 0.2(7.793 F) = 1.5586 F \quad \text{Ecuación (172)}$$

De esta manera se puede obtener el valor del torque total, recordando que el radio del tambor de freno es de  $0.100 \text{ m}$ .

$$T_t = ((1.5586 F) + (2.2512 F))(0.100) = 0.38098 F \quad \text{Ecuación (173)}$$

Ahora se utiliza la fuerza averiguada en el apartado anterior, la cual es equivalente a  $F = 19\,760.4\text{ N}$

$$T = 0.38098 (19\,760.4\text{ N}) = 7\,528.32\text{ Nm} \quad \text{Ecuación (174)}$$

### Cálculo de las reacciones en el punto de articulación

Las fórmulas que se utilizan en esta sección son tomadas del libro *Diseño de Elementos de Maquinas* de J.E. Shigley (Pág 771). Primero se averigua el valor de la reacción en  $R_x$  y luego  $R_y$ .

$$R_x = \frac{P_a br}{2} (2\theta_2 + \text{sen}2\theta_2) \quad \text{Ecuación (175)}$$

$$R_x = \frac{(5.27 \times 10^6)(0.050)(0.100)}{2} \left( \frac{2\pi 60^\circ}{180^\circ} + \text{sen} 120^\circ \right) = 39\,047.95\text{ N} \quad \text{Ecuación (176)}$$

$$R_y = \frac{P_a br f}{2} (2\theta_2 + \text{sen}2\theta_2) \quad \text{Ecuación (177)}$$

$$R_y = 7\,808.48\text{ N} \quad \text{Ecuación (178)}$$

$$R_t = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 39\,815.59\text{ N} \quad \text{Ecuación (179)}$$

Esta será la reacción en cada uno de los tornillos de la articulación.

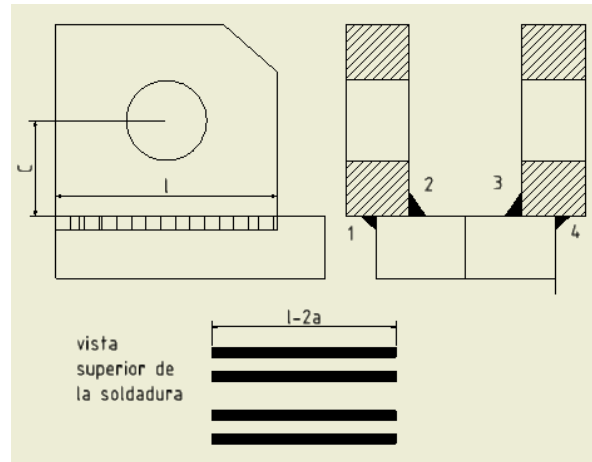
## Apéndice 10 Máquina auxiliar de frenado. Análisis de las soldaduras críticas del sistema de frenado

En este apartado el análisis de soldadura no se realiza en todos los cordones. Solo se tomarán en cuenta las soldaduras críticas, como lo son el soporte y brazo superior de la estructura.

### Análisis del soporte

Empezamos analizando el soporte inferior, algunas características de la soldadura  $c = 0.27 \text{ m}$  y el  $a = 0.01 \text{ m}$  y la longitud de la costura es de  $l = 0.1$ . También se determina que el acero para el soporte será el 1045 HR, que posee un esfuerzo de fluencia equivalente a  $S_y = 310 \text{ MPa}$ .

**Figura 64. Soldadura del soporte inferior del freno**



Fuente: Inventor, Propia.

En la primera etapa se realiza el análisis considerando solo el elemento 3, el cual corresponde al brazo donde se ubica la zapata izquierda. Para el diseño se debe averiguar la fuerza resultante en el punto de soldadura, es por ello que se hace uso de las fuerzas de reacciones  $R_{x4}$  y  $R_{y2}$ .

$$R_{y2} = 2.254(19\ 760.4 \text{ N}) = 44\ 539.94 \text{ N}$$

Ecuación  
(180)

$$R_{x4} = 7.27(19\ 760.4 \text{ N}) = 143\ 658.11 \text{ N}$$

Ecuación  
(181)

$$R_t = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{x4}^2} = 150\ 404.32 \text{ N}$$

Ecuación  
(182)

Esta segunda etapa se debe hallar el momento flector y luego realizar el análisis de cortante en la soldadura.

Momento flector:

$$M_f = R_t(c) \quad \text{Ecuación (183)}$$

$$M_f = (150\,404.32)(0.027) = 4\,060.92 \text{ Nm} \quad \text{Ecuación (184)}$$

El esfuerzo cortante, en este punto es igual al valor de  $R_t$ .

Tensiones nominales:

$$W_{sold} = 4a \frac{(l - 2a)^2}{6} = 4(0.01) \frac{(0.1 - 2 * 0.01)^2}{6} = 4.266 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad \text{Ecuación (185)}$$

Tensión de flexión:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_{sold}} = 95,19 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación (186)}$$

$$F_{sold} = 4a(l - 2a) = 4(0.01)(0.1 - 2 * 0.01) = 3.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad \text{Ecuación (187)}$$

Esfuerzo producido por la fuerza cortante:

$$\tau = \frac{150\,404.32 \text{ N}}{3.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 47 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación (188)}$$

Ahora con los dos esfuerzos calculados, el de flexión y el cortante, se puede hacer uso del método de combinación de esfuerzos de Von Misses:

$$\sigma_v = \sqrt{\tau^2 + \sigma_f^2} = 125.24 \text{ MPa}$$

Ecuación (189)

Como se eligió un acero 1045 HR para el diseño de este soporte, ahora se comprueba cuál es el factor de seguridad presente en esta soldadura:

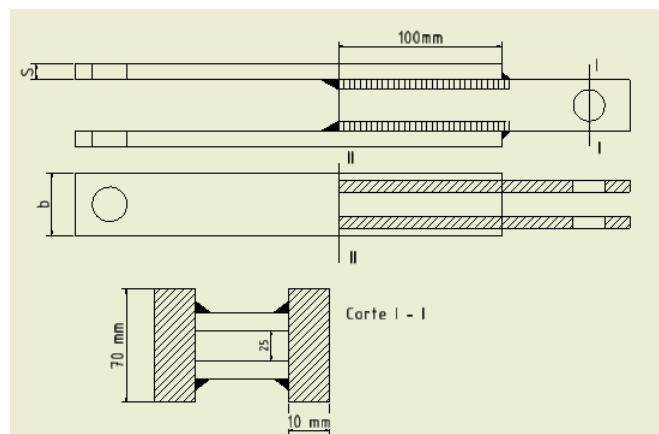
$$N_f = \frac{S_y}{\sigma_v} = \frac{310 \text{ MPa}}{125.54 \text{ MPa}} = 2.47$$

Ecuación (190)

#### Análisis de la soldadura del brazo superior

Este elemento estará sometido a una fuerza de tracción en sus dos extremos. Entre las suposiciones generales que se toman para las dimensiones de este brazo superior, tenemos  $b = 70 \text{ mm}$ ,  $S = 10 \text{ mm}$ ,  $l = 100 \text{ mm}$ , el diámetro del agujero  $d = 25 \text{ mm}$ , y el espesor de la soldadura  $a = 5 \text{ mm}$ . Para este elemento también se escoge un acero 1045 HR.

Figura 65. Sección soldada de la palanca superior



Fuente: Propia.

Estimando una fuerza de aproximadamente  $F_t = 1\,500\text{ kg} = 3\,306\text{ lbf}$ , se calcula el esfuerzo a tracción en la sección soldada:

$$F_{sold} = (b - d)(2)(l) = (0.07 - 0.0254)(2)(0.1) = 8.92 \times 10^{-3} m^2 = 1.38\text{ pulg}^2 \quad \text{Ecuación (191)}$$

$$\sigma_t = \frac{3\,306}{1.38} = 2389.25\text{ psi} \quad \text{Ecuación (192)}$$

Según el coeficiente de entallado, el cual es igual a 2, seguidamente se determina el factor de seguridad presente en la soldadura:

$$N_f = \frac{45\text{ Kpsi}}{(2389.25\text{ psi})(2)} = 9.5 \quad \text{Ecuación (193)}$$

**Apéndice 11 Tabla A1. Efecto de la temperatura en la tensión del conductor**

Vano	Tensión	Tensión	Tensión	Tensión	Tensión	Tensión	Tensión
	-10°C	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C
(m)	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(kgf)	(kgf)
40	275,50	216,07	177,74	155,21	137,75	125,22	116,10
50	318,86	256,99	215,23	188,38	169,31	155,12	143,49
60	359,35	293,43	253,01	221,58	200,12	183,39	170,178
70	397,04	330,22	286,24	253,75	231,15	212,25	196,21
80	430,46	364,29	319,42	284,38	259,29	239,56	222,40
90	464,90	396,79	349,11	315,25	287,57	265,66	247,95
100	495,50	426,99	378,64	342,15	314,49	290,61	272,23
110	524,14	455,40	407,32	369,73	340,16	315,92	296,05
120	551,00	483,80	435,10	395,93	365,18	340,12	319,32
130	576,23	510,52	460,07	421,73	389,55	363,74	342,35
140	599,97	535,69	485,60	445,52	413,08	386,81	364,06
150	622,36	559,45	508,93	469,60	436,5	408,10	385,78
160	643,50	581,91	532,68	491,14	454,97	431,10	407,20
170	665,71	603,18	554,45	514,34	479,63	452,38	427,14
180	684,52	625,08	575,14	534,11	500,34	471,78	447,20
190	700,39	644,14	594,83	554,99	520,38	491,38	466,48
200	721,20	662,25	614,96	573,96	540,19	511,13	485,03
210	739,02	681,03	632,79	593,24	558,34	529,16	503,71
220	754,19	697,89	651,08	610,54	576,44	546,93	521,68
230	770,29	714,41	668,53	628,18	593,88	564,24	538,97
240	784,96	730,60	685,18	644,96	611,27	581,70	555,63
250	800,13	747,34	701,09	661,24	627,50	598,70	572,43

Fuente: Propia

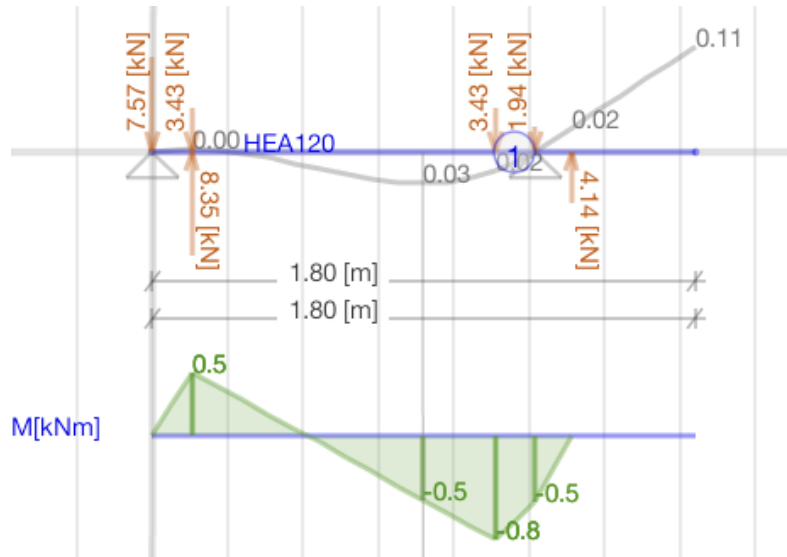
**Apéndice 12 Tabla A2. Valor de la flecha máxima para distintas temperaturas y vanos**

Vano	Flecha	Flecha	Flecha	Flecha	Flecha	Flecha	Flecha
	-10°C	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C
(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)
40	0,40	0,51	0,62	0,71	0,80	0,88	0,95
50	0,54	0,67	0,80	0,92	1,02	1,11	1,20
60	0,69	0,85	0,98	1,12	1,24	1,35	1,46
70	0,85	1,02	1,18	1,33	1,46	1,59	1,72
80	1,02	1,21	1,38	1,55	1,70	1,84	1,98
90	1,20	1,41	1,60	1,77	1,94	2,10	2,25
100	1,39	1,61	1,82	2,01	2,19	2,37	2,53
110	1,59	1,83	2,05	2,25	2,45	2,64	2,82
120	1,80	2,15	2,28	2,51	2,72	2,92	3,11
130	2,02	2,28	2,53	2,76	2,99	3,20	3,40
140	2,25	2,52	2,78	3,03	3,27	3,49	3,71
150	2,49	2,77	3,05	3,30	3,55	3,79	4,02
160	2,74	3,03	3,31	3,59	3,85	4,09	4,33
170	2,99	3,30	3,59	3,87	4,15	4,40	4,66
180	3,26	3,57	3,88	4,18	4,46	4,73	4,99
190	3,55	3,86	4,18	4,48	4,78	5,06	5,33
200	3,82	4,16	4,48	4,80	5,10	5,39	5,68
210	4,11	4,46	4,80	5,12	5,44	5,74	6,03
220	4,42	4,77	5,12	5,46	5,78	6,09	6,39
230	4,73	5,10	5,45	5,80	6,14	6,46	6,76
240	5,05	5,43	5,79	6,15	6,49	6,82	7,14
250	5,38	5,76	6,14	6,51	6,86	7,19	7,52

Fuente: Propia.

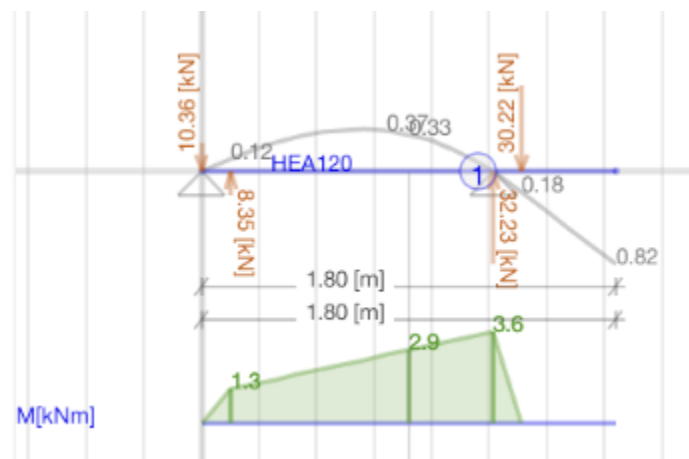


**Apéndice 13 Gráfico Caso 1, análisis realizado con *software Beam Design*, plano XY**



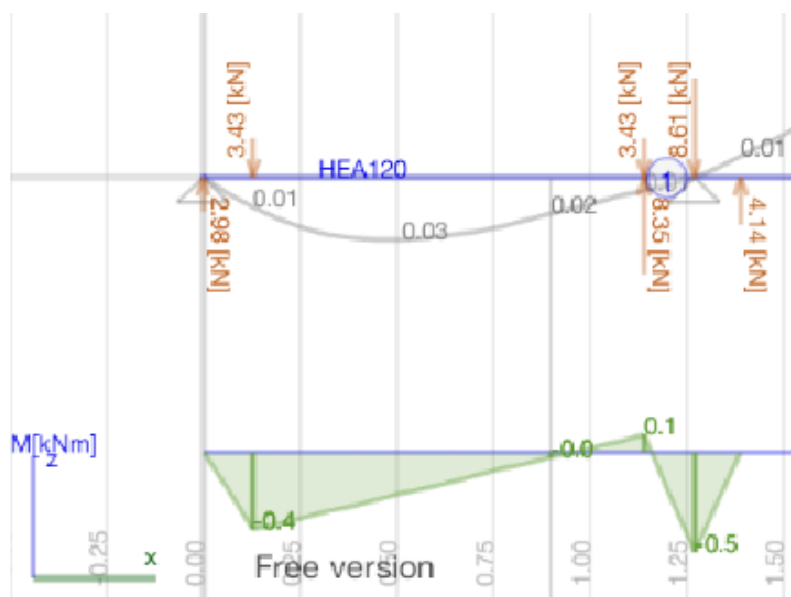
Fuente: *Beam Design*.

**Apéndice 14 Gráfico Caso 1, análisis realizado con *software Beam Design*, plano XZ**



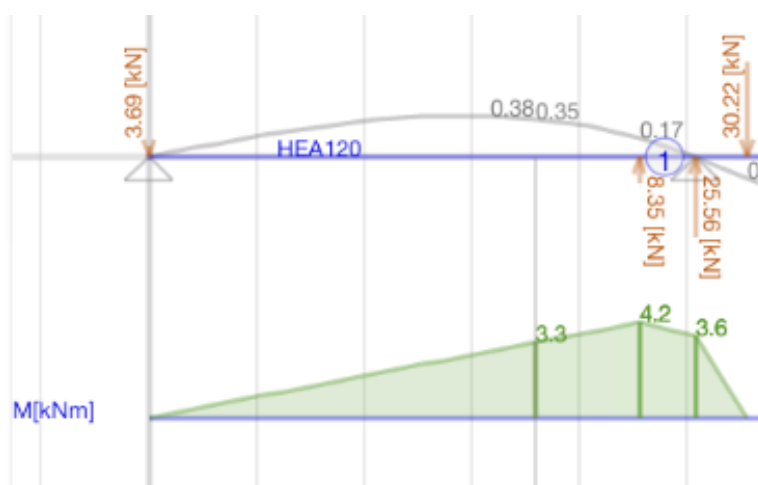
Fuente: *Beam Design*.

**Apéndice 15 Gráfico Caso 2, análisis realizado con *software Beam Design*, plano XY**



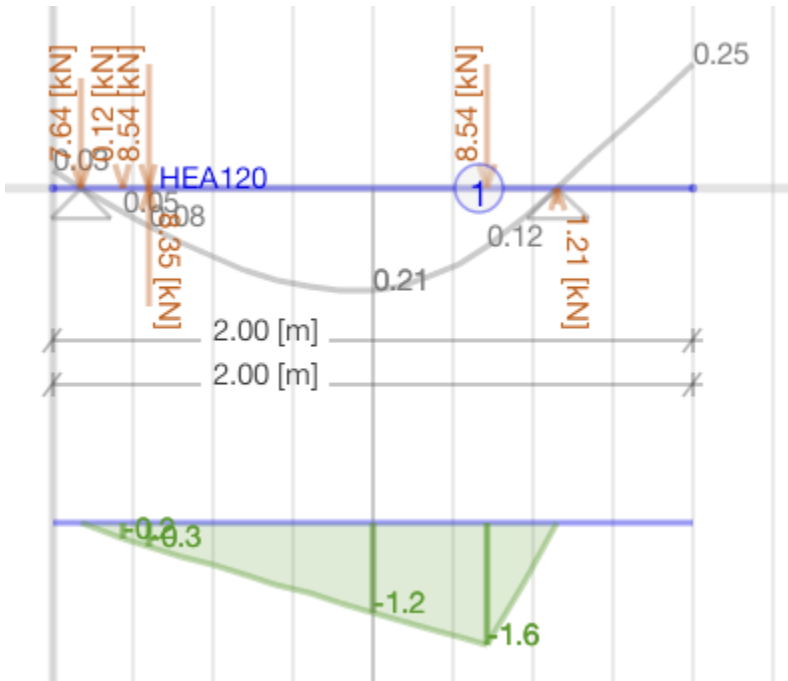
Fuente: *Beam Design*.

**Apéndice 16 Gráfico Caso 2, análisis realizado con *software Beam Design*, plano XZ**



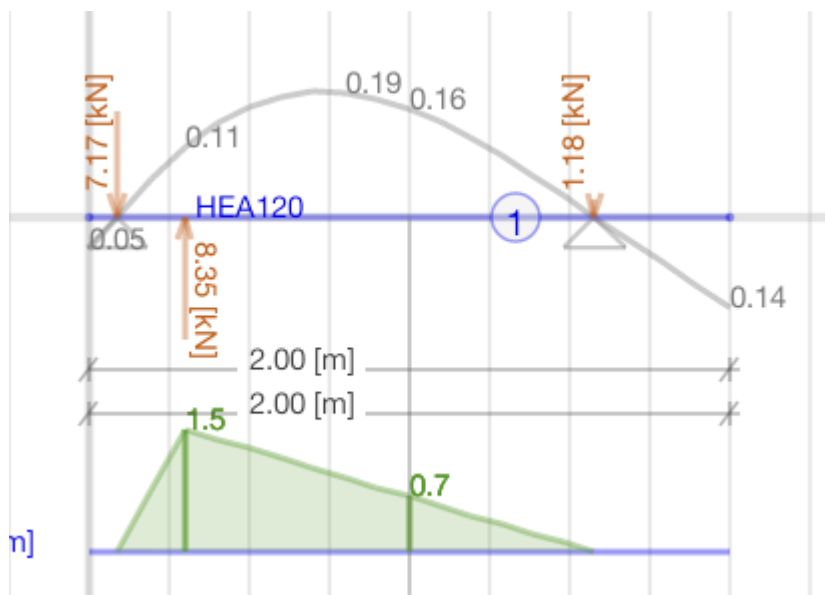
Fuente: *Beam Design*.

**Apéndice 17 Máquina Auxiliar, Diagrama de Momento Flector para el primer caso de estudio, correspondiente al plano XY**



Fuente: *Beam Design*.

**Apéndice 18 Máquina Auxiliar, Diagrama de Momento Flector para el primer caso de estudio, correspondiente al plano XZ**



Fuente: *Beam Design*.

## 15 Anexos

### 15.1 Anexo: Rendimiento del motor Eaton serie 2000, desplazamiento

$$80 \frac{cm^3}{r}$$

		ΔPressure Bar (PSI)								
		[500] 35	[1000] 70	[1500] 105	[2000] 140	[2500] 170	[3000] 205	[3500] 240	[4000] 275	[4500] 310
Flow LPM (GPM)	[.25] .95	[210] 25 3	[420] 45 1							
	[.5] 1.9	[250] 30 17	[500] 50 8	[740] 85 3						
	[1] 3.8	[330] 35 44	[670] 75 40	[990] 110 37	[1300] 145 34	[1550] 175 28	[1800] 205 22	[1950] 220 14	[2110] 240 2	
	[2] 7.5	[330] 35 90	[670] 75 85	[995] 110 81	[1310] 150 78	[1580] 180 72	[1840] 210 65	[2100] 235 57	[2365] 265 49	[2630] 295 42
	[4] 15	[325] 35 182	[670] 75 176	[1005] 115 170	[1330] 150 166	[1620] 185 159	[1920] 215 152	[2200] 250 140	[2480] 280 128	[2765] 310 117
	[6] 23	[320] 35 273	[665] 75 267	[1010] 115 259	[1340] 150 254	[1655] 185 246	[1975] 225 238	[2270] 255 223	[2570] 290 207	[2880] 325 192
	[8] 30	[310] 35 365	[660] 75 375	[1015] 115 349	[1345] 150 341	[1685] 190 333	[2020] 230 325	[2330] 265 306	[2640] 300 286	[2960] 335 266
	[10] 38	[300] 35 456	[650] 75 448	[1010] 115 439	[1350] 155 429	[1700] 190 420	[2050] 230 411	[2370] 270 388	[2690] 305 364	[3010] 340 341
	[12] 45	[285] 30 547	[640] 70 537	[1005] 115 530	[1350] 155 516	[1705] 195 507	[2065] 235 497	[2390] 270 470	[2715] 305 442	[3035] 345 415
	[14] 53	[270] 30 638	[625] 70 629	[990] 110 622	[1340] 150 603	[1705] 195 593	[2065] 235 584	[2395] 270 553	[2720] 305 521	[3030] 340 490
	[16] 61	[255] 30 729	[610] 70 720	[975] 110 714	[1330] 150 689	[1690] 190 679	[2055] 230 670	[2385] 270 635	[2700] 305 599	[2995] 340 564
	[18] 68	[230] 25 818	[590] 65 810	[955] 110 795	[1310] 150 775	[1680] 190 765	[2025] 230 756	[2355] 265 717	[2660] 300 677	[2935] 330 638
	[20] 76	[210] 25 908	[570] 65 901	[930] 105 880	[1290] 145 861	[1645] 185 851	[1985] 225 842	[2305] 260 799	[2600] 295 755	[2845] 320 712

[570] Torque (lb-in)  
65 Nm  
901 Speed RPM

Fuente: Fabricante Eaton.

15.2 Anexo: Tabla A6. Rendimiento del motor *Parker* serie TF0080,  
desplazamiento  $80 \frac{cm^3}{r}$

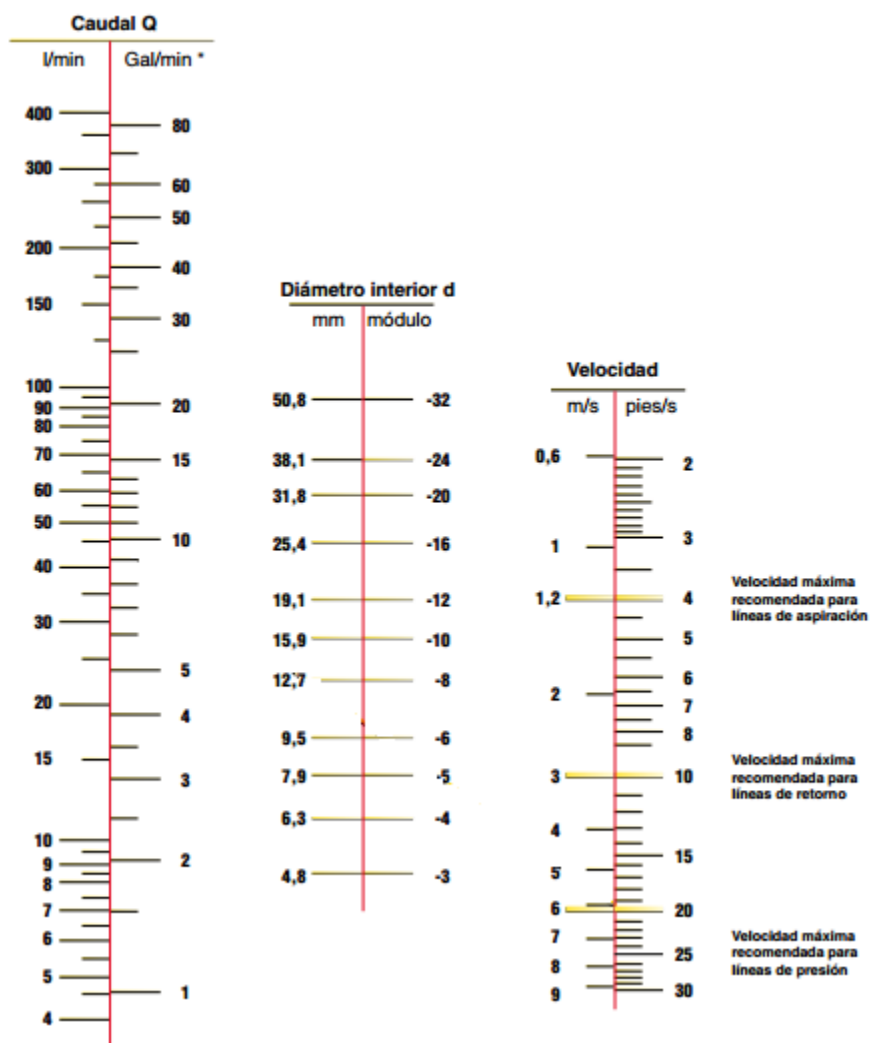
	PRESSURE (PSID)								
	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	
<b>.5</b>	256 19	546 14	835 8	1118 1					
<b>1</b>	270 42	575 37	867 31	1151 24	1434 17	1713 13	2002 12	2289 13	
<b>2</b>	281 89	598 83	917 76	1233 68	1537 60	1821 53	2090 46	2352 40	
<b>3</b>	282 135	601 128	922 121	1238 113	1547 104	1845 96	2138 86	2428 78	
<b>4</b>	284 182	610 174	938 166	1264 158	1586 149	1899 139	2202 129	2491 120	
<b>5</b>	282 228	612 219	944 211	1278 202	1607 193	1932 183	2250 172	2560 163	
<b>7</b>	274 321	607 311	945 301	1285 291	1622 281	1957 270	2288 258	2612 247	
<b>9</b>	262 414	597 402	937 391	1279 380	1622 369	1960 357	2295 344	2628 331	
<b>12</b>	239 553	574 540	916 526	1260 514	1605 501	1948 488	2287 472	2621 456	
<b>15</b>	215 693	546 677	886 661	1231 646	1579 633	1927 619	2269 601	2605 582	

Flow (GPM)

TORQUE (LB IN) 2605  
SPEED (RPM) 582

Fuente: Fabricante Eaton.

### 15.3 Anexo: Tabla A7. Monograma de capacidad de caudal

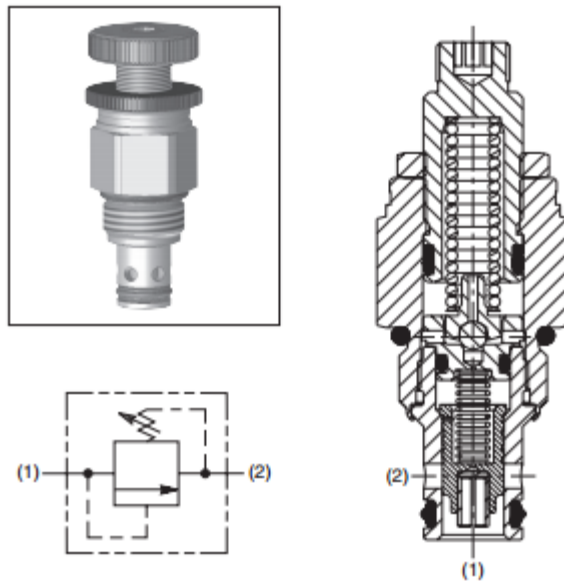


Fuente: Fabricante Parker.



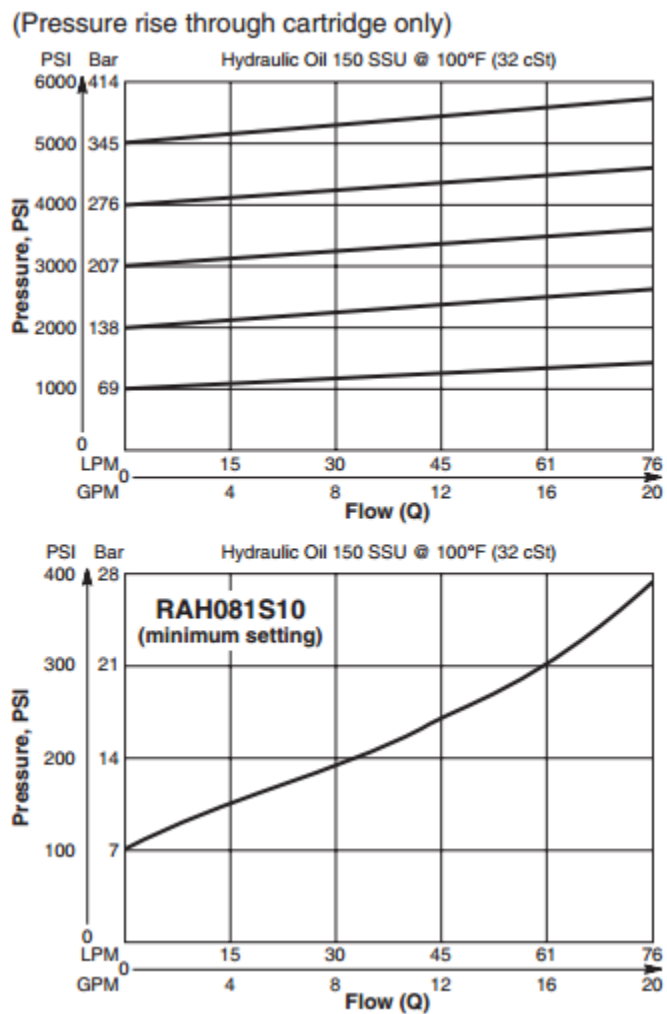


### 15.5 Anexo: Figura A9. Características del la válvula de alivio RAH 081



Fuente: Fabricante Parker.

## 15.6 Anexo: Tabla A10. Curvas de desempeño de la válvula de alivio RAH081

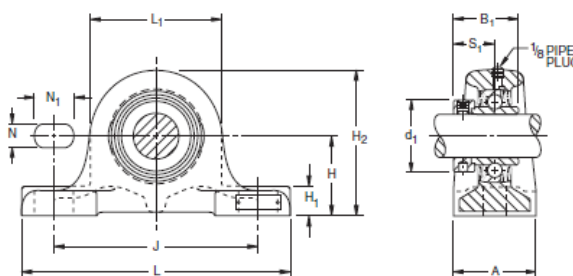


Fuente: Fabricante Parker.

## 15.7 Anexo: Especificaciones de la chumacera RSAO

### RSAO, LSAO HEAVY SERIES

- RSAO pillow blocks are equipped with GN-KRRB wide inner ring ball bearings.
- LSAO pillow blocks are equipped with GN-KLLB wide inner ring ball bearings.
- Suited for installations where the load is heavy in proportion to the shaft diameter or where considerable shock loads exist.
- For use in wet or extremely dirty conditions.
- Prelubricated and ready for immediate use and a grease fitting is provided for relubrication if required.
- All units are supplied with a self-locking collar.



BEARING DATA

Unit	Bearing Number	Dimensions and Load Ratings
RSAO	GN-KRRB	Page D55
LSAO	GN-KLLB	Page D64

Suggested shaft tolerances:  $1 \frac{1}{16}''$ , nominal to  $-.013 \text{ mm}$ ,  $-.0005''$ ;  
 $2'' - 3 \frac{15}{16}''$ , nominal to  $-.025 \text{ mm}$ ,  $-.0010''$ .

Fuente: catálogo fabricante *Timken*.

## 15.8 Anexo: Especificaciones de la chumacera $3 \frac{7}{16} \text{ in}$

TO ORDER, SPECIFY UNIT AND SHAFT DIAMETER. Example: RSAO  $1 \frac{7}{16}''$ .

Unit	Shaft Dia.		H $\pm .010''$		H <sub>2</sub> ref.		B <sub>1</sub>		L <sub>1</sub>		J $\pm .010''$		L ref.		A ref.		H <sub>1</sub> ref.		N $\pm .010''$		N <sub>1</sub> $\pm .010''$		d <sub>1</sub> $\pm .005''$		S <sub>1</sub> ref.		Bolt Size		Bearing Number		Collar Number		Housing Number		Unit Wt.				
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	kg	lbs.	
RSAO, LSAO	$1 \frac{3}{16}$	60.33 2 3/8	108 4 1/4	50 1 31/32	95.2 3 3/4	168.3 6 5/8	209.6 8 1/4	60.3 2 3/8	22.2 7/8	15.9 5/8	25.4 1	48.7 1.918	32.5 1.280	12.7 1/2	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	2.937 6.47		
RSAO, LSAO	$1 \frac{7}{16}$	69.85 2 3/4	122.2 4 13/16	51.6 2 1/2	104.8 4 1/8	209.6 8 1/4	69.8 2 3/8	23.8 15/16	19 3/4	28.6 1 1/8	55.1 2.168	33.3 1 5/16	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	4.154 9.15		
RSAO, LSAO	$1 \frac{1}{2}$	79.38 3 1/8	136.6 5 3/8	57.2 2 1/4	114.3 4 1/2	228.6 9	79.4 11 3/8	27 1 1/16	19 3/4	28.6 1 1/8	63.0 2.480	37.3 1 11/32	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	5.857 12.90		
RSAO, LSAO	$1 \frac{11}{16}$	79.38 3 1/8	142.9 5 5/8	58.7 2 5/16	127.0 5	228.6 9	79.4 11 3/8	30.2 1 3/16	19 3/4	28.6 1 1/8	69.3 2.730	38.9 1 17/32	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	6.56 14.45		
RSAO, LSAO	$1 \frac{15}{16}$	79.38 3 1/8	148.4 5 27/32	66.7 2 5/8	138.1 5 7/16	228.6 9	79.4 11 3/8	33.3 1 5/16	19 3/4	28.6 1 1/8	75.7 2.980	42.1 1 21/32	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	15.9 5/8	7.246 15.96		
RSAO	2	95.25 3 3/4	170.7 6 23/32	73 2 7/8	150.8 5 15/16	260.4 10 1/4	320.7 12 5/8	88.9 3 1/2	36.5 1 7/16	22.2 7/8	34.9 1 3/8	82.0 3.230	46.2 1 23/32	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	10.192 22.45	
RSAO, LSAO	$2 \frac{1}{16}$	104.78 4 1/8	186.5 7 11/32	79.4 3 1/8	163.5 6 7/16	285.8 11 1/4	349.2 13 3/4	101.6 4	38.1 1 1/2	22.2 7/8	34.9 1 3/8	88.4 3.480	48.4 1 23/32	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	16.144 35.56		
RSAO, LSAO	$2 \frac{1}{8}$	115.89 4 9/16	210.3 8 9/32	88.9 3 1/2	188.9 7 7/16	304.8 12	390.5 15 3/8	111.1 4 3/8	44.4 1 3/4	25.4 1	34.9 1 3/8	101.1 3.980	54.8 2 1/2	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	19.295 42.50		
RSAO, LSAO	$2 \frac{1}{4}$	115.89 4 9/16	217.5 8 9/16	100 3 15/16	203.2 8	314.3 12 3/8	390.5 15 3/8	111.1 4 3/8	47.6 1 7/8	25.4 1	34.9 1 3/8	112.2 4.418	62.7 2 13/32	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	20.09 44.25	
RSAO	$3 \frac{1}{16}$	115.89 4 9/16	223 8 25/32	106.4 4 9/16	214.3 8 7/16	314.3 12 3/8	390.5 15 3/8	111.1 4 3/8	49.2 1 15/16	25.4 1	44.4 1 3/4	119.1 4.688	65.9 2 13/32	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.2 7/8	22.814 50.25	
RSAO	$3 \frac{1}{8}$	130.18 5 1/8	250.8 9 7/8	115.9 4 9/16	241.3 9 1/2	339.7 13 3/8	409.6 16 1/8	120.6 4 3/4	57.2 2 1/4	28.6 1 1/8	54 2 1/8	133.4 5.250	73.8 2 23/32	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	30.986 68.25		
RSAO	$3 \frac{15}{16}$	144.46 5 11/16	281 11 1/16	128.6 5 1/16	273 10 3/4	374.6 14 3/4	439.7 17 9/16	130.2 5 1/8	65.1 2 9/16	28.6 1 1/8	44.4 1 3/4	146 5.750	78.6 3 3/32	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	25.4 1	40.633 89.50		

Fuente: catálogo fabricante *Timken*.

### 15.9 Anexo: Especificaciones del rodamiento *Timken* con diámetro interno

$3 \frac{7}{16} in$

TO ORDER, SPECIFY BEARING NUMBER FOLLOWED BY "+ COL". Example: GN303KRRB + COL

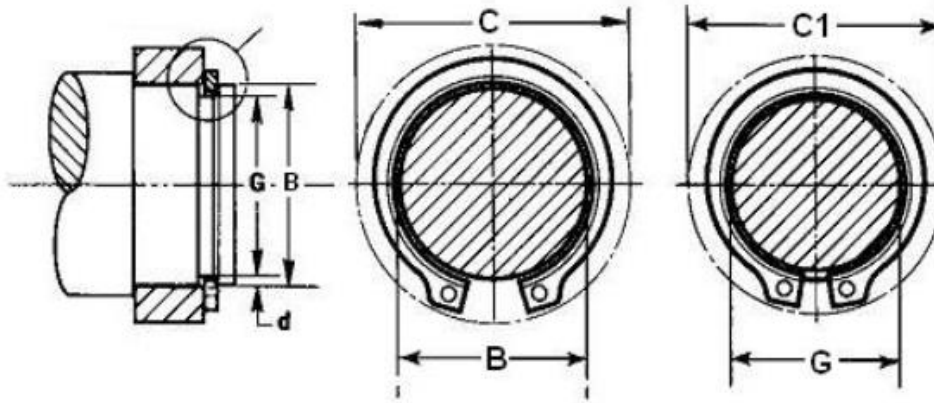
Bearing Number	Collar Number	Basic Outer Ring Size	Bore <sup>(1)</sup> d	O.D. D	Ring Widths		S	G	L	d <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	M	B <sub>1</sub>	F <sub>1</sub>	O	Brg. & Collar Wt.		Static Load Rating C <sub>s</sub>	Extended Dynamic Load Rating C <sub>e</sub>	
					B Inner	C Outer										kg	lbs.			N lbs.
			in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	kg	lbs.	N lbs.	N lbs.	
GN103KRRB	SN103K	306	1 3/16	72 2.8346	36.51 1 7/16	20 0.787	17.5 11/16	19.1 3/4	4 5/32	49.2 1 15/16	17.5 11/16	3.61 0.142	50 1 31/32	60.17 2.369	23.5 0.925	0.553 0.762	1.22 1.68	15600 3550	33500 7500	
GN104KRRB	SN104K	307	1 1/4	80 3.1496	38.10 1 1/2	22 0.866	18.3 23/32	19.8 25/32	4 5/32	55.6 2 3/16	17.5 11/16	3.96 0.156	51.6 2 1/2	67.01 2.638	27 1.063	0.744 0.726	1.64 1.6	20000 4500	40500 9150	
GN105KRRB	SN105K																			
GN106KRRB	SN106K																			
GN107KRRB	SN107K																			
GN108KRRB <sup>(2)</sup>	SN108K	308	1 1/2	90 3.5433	41.28 1 5/8	25 0.984	19.8 25/32	21.4 21/32	4.8 3/16	63.5 2 1/2	20.6 0.182	4.62 2 1/4	57.2 2.955	75.06 1.05	26.67 1.152	2.54 2.54	24500 5500	49000 11000		
GN110KRRB	SN110K	309	1 5/8	100 3.9370	42.86 1 11/16	27 1.063	19.8 25/32	23 29/32	4.8 3/16	69.9 2 3/4	20.6 13/16	5 0.197	58.7 2 5/16	82.58 3.251	28.52 1.123	1.656 1.456	3.65 3.21	30000 6700	58500 13200	
GN111KRRB	SN111K																			
GN112KRRB	SN112K																			
GN114KRRB	SN114K	310	1 7/8	110 4.3307	49.21 1 15/16	29 1.142	24.6 23/32	24.6 23/32	4.8 3/16	75.8 2 31/64	22.2 7/8	5.36 0.211	66.7 2 5/8	82.87 3.654	30.86 1.215	1.973 1.905	4.35 4.2	35500 8000	68000 15300	
GN115KRRB	SN115K																			
GN200KRRB	SN200K	311	2	120 4.7244	55.56 2 3/16	31 1.22	27.8 1 3/32	27.8 1 3/32	4.8 3/16	82.6 3 1/4	22.2 7/8	5.49 0.216	73 4.007	101.78 4.007	37.47 1.475	2.132 2.368	4.7 5.22	41500 9300	80000 18000	
GN203KRRB	SN203K																			
GN207KRRB	SN207K	312	2 7/16	130 5.1181	61.91 2 7/16	33 1.299	31 1 7/32	31 1 7/32	6.4 1/4	88.9 3 1/2	23.8 15/16	5.84 0.23	79.4 3 1/8	108.52 4.312	38.99 1.535	2.839 1.77	6.26	48000 10800	90000 20400	
GN211KRRB	SD211K	314	2 11/16	150 5.9055	68.26 2 11/16	37 1.457	34.1 1 11/32	34.1 1 11/32	6.4 1/4	101.6 4	101.6 1 1/16	27 0.285	6.73 3 1/2	88.9 4.973	126.31 4.973	44.96 1.77	4.509	9.94	63000 14300	116000 26000
GN215KRRB	SN215K																			
GN303KRRB	SN303K	316	3 3/16	170 6.6929	80.96 3 3/16	41 1.614	40.5 1 15/32	40.5 1 15/32	6.4 1/4	119.1 4 11/16	31.8 1 1/4	7.26 0.286	106.4 4 3/16	142.82 5.623	51.05 2.010	7.126	15.71	80000 18000	137000 30500	
GN307KRRB	SN307K																			
GN315KRRB	SN315K	320	3 15/16	215 8.4646	100.01 3 15/16	49 1.929	50 1 31/32	50 1 31/32	7.9 5/16	146.1 5 3/4	36.5 1 7/16	7.82 0.308	129.6 5 1/16	182.85 7.199	59.36 2.337	12.233	26.97	132000 22900	193000 43000	

Fuente: catálogo fabricante *Timken*.

D

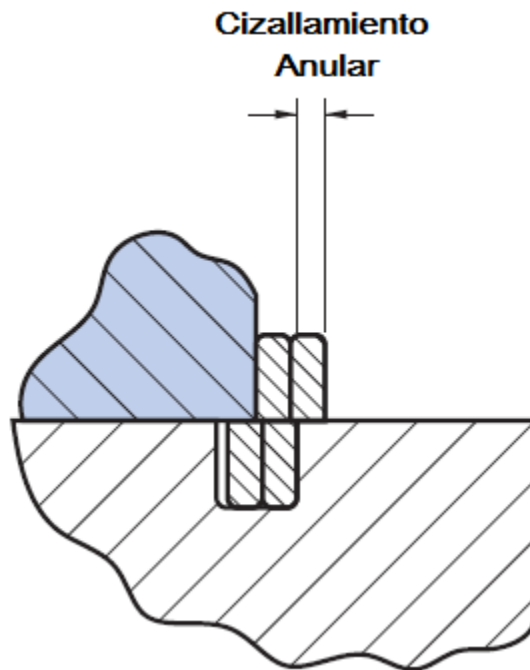


### 15.10 Detalle del anillo retenedor



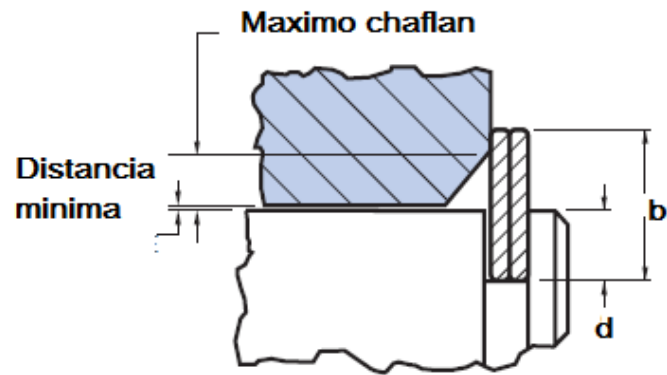
Fuente: Fabricante *Smalley*.

### 15.11 Anexo: Detalle de la fuerza de cizalla anular en el anillo de retención



Fuente: Fabricante *Smalley*.

### 15.12 Anexo: Detalle del *chaflan* máximo que deben llevar las ruedas dentadas



Fuente: Fabricante *Smalley*.

**15.13 Anexo: Especificación de la rueda dentada de 17 y 34 dientes, para una cadena N° 80 según el fabricante *Martin Sprockets***

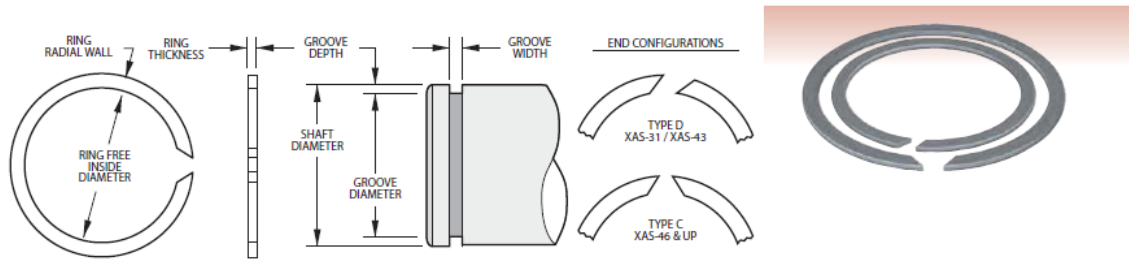
Tipo B									Tipo A			
Número de Dientes	Número de Catálogo	Diámetro Exterior	Tipo	Agujero (pulgadas)		Cubo (pulgadas)		Peso Lbs (Aprox)	Tipo	Número de Catálogo	Agujero Base	Peso Lbs (Aprox)
				Existencia	Versión Máxima	Diámetro	Longitud a través de					
10	80B10SS	3.680	B	1	1 1/2	2 3/16 *	1 5/8	2.140	-	-	-	-
11	80B11SS	4.010	8	1	1 5/3	2 13/16 *	1 5/8	2.720	-	-	-	-
12	80B12SS	4.330	B	1	1 1/8	3 1/2 *	1 5/8	3.420	A	80A12SS	15/16	1.50
13	80B13SS	4.660	B	1	2	3	1 1/2	3.530	A	80A13SS	15/16	1.80
14	80B14SS	4.980	B	1	2 1/4	3 ¼	1 1/2	4.100	A	80A14SS	15/16	2.20
15	80B15SS	5.300	B	1	2 1/2	3 13/16	1 1/2	5.380	A	80A15SS	15/16	2.50
16	80B16SS	5.630	B	1	2 3/4	4	1 1/2	6.070	A	80A16SS	15/16	2.90
17	80B17SS	5.950	B	1	2 3/4	4	1 1/2	6.450	A	80A17SS	15/16	3.30
18	80B18SS	6.270	B	1	2 3/4	4 ¼	1 1/2	7.340	A	80A18SS	15/16	3.70
19	80B19SS	6.590	B	1	2 3/4	4 ¼	1 1/2	7.800	A	80A19SS	15/16	4.10
20	80B20SS	6.910	0	1	2 3/4	4 ¼	1 1/2	8.220	A	80A20SS	15/16	4.70
21	80B21SS	7.240	B	1	2 3/4	4 ¼	1 3/4	9.400	A	80A21SS	15/16	5.10
22	80B22SS	7.560	B	1	2 3/4	4 ¼	1 3/4	10.000	A	80A22SS	15/16	5.61
23	80B23SS	7.880	B	1	2 3/4	4 ¼	1 3/4	10.700	A	80A23SS	15/16	6.10
24	80B24SS	8.200	B	1	2 3/4	4 ¼	1 3/4	11.360	A	80A24SS	15/16	6.73
25	80B25SS	8.520	B	1	2 3/4	4 ¼	1 3/4	11.900	A	80A25SS	15/16	7.26
26	80B26SS	8.840	B	1 1/4	3 1/4	4 ¼	2	14.570	A	80A26SS	1 3/16	6.73
30	80B30SS	10.100		1 1/4	3 1/4	4 ¼	2	17.500	A	80A30SS	1 3/16	10.53
35	80B35SS	1.000		1 1/4	3 1/4	4 ¼	2	21.480	A	80A35SS	1 3/16	13.07
40	80B40SS	13.310	0	1 1/4	3 1/4	4 ¼	2	26.000	A	80A40SS	1 3/16	19.22

Fuente: Propia.

### 15.14 Anexo: Especificaciones del anillo de retención según el fabricante *Smalley*

## XAS Series Constant Section Rings

Stock Items available in carbon steel and 302 stainless steel.



Product Dimensions All dimensions in inches unless otherwise specified.

Fuente: Fabricante *Smalley*.

### 15.15 Anexo: Especificaciones de la cadena N° 80 según el fabricante *Timken*

TABLE 42. 80 – 1.000 IN. PITCH CHAIN DIMENSIONS

Chain No.	Pitch P	Min. Roller Link Inside Width W	Roller Dia. D	Link Plate		Pin Dia. d	Transverse Pitch E	Pin					Average Tensile Strength (Case-Hardened Pin) lbs.	Average Tensile Strength (Through-Hardened Pin) lbs.	Average Weight lbs./ft.	Riveted	Cottered
				H	T			L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>					
80-1	1.000	0.627	0.625	0.943	0.125	0.313	-	1.283	0.768	0.638	0.857	0.642	14,500	21,500	1.87	STD	STD
80-2	1.000	0.627	0.625	0.943	0.125	0.313	1.155	2.439	0.768	0.638	0.857	0.642	29,000	43,000	3.74	STD	STD
80-3	1.000	0.627	0.625	0.943	0.125	0.313	1.155	3.594	0.768	0.638	0.857	0.642	43,500	64,500	5.60	STD	STD
80-4	1.000	0.627	0.625	0.943	0.125	0.313	1.155	4.749	0.768	0.638	0.857	0.642	58,000	86,000	7.44	MTO	STD
80-5	1.000	0.627	0.625	0.943	0.125	0.313	1.155	5.904	0.768	0.638	0.857	0.642	72,500	107,500	9.03	MTO	STD
80-6	1.000	0.627	0.625	0.943	0.125	0.313	1.155	7.059	0.768	0.638	0.857	0.642	87,000	129,000	10.82	MTO	STD
80-8	1.000	0.627	0.625	0.943	0.125	0.313	1.155	9.369	0.768	0.638	0.857	0.642	116,000	172,000	14.43	MTO	STD

Fuente: catálogo fabricante *Timken*.



## 15.16 Anexo: Especificación de la potencia permisible de la cadena N° 80 dependiendo de la cantidad de dientes de la rueda dentada

**TABLE 43. 80 – 1.000 IN. PITCH HORSEPOWER TABLE**

No. of Teeth	Revolutions Per Minute – Small Sprocket																															
	10	25	50	75	88	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3300	3600	4000	4500		
11	0.44	1.06	2.07	3.05	3.56	4.03	5.94	7.83	11.56	15.23	18.87	22.48	26.07	27.41	22.97	19.61	17.00	14.92	11.84	9.69	8.12	6.93	6.01	5.27	4.42	3.77	3.27	2.87	2.45	0.00		
12	0.48	1.16	2.26	3.33	3.88	4.39	6.48	8.54	12.61	16.62	20.59	24.53	28.44	31.23	26.17	22.35	19.37	17.00	13.49	11.04	9.25	7.90	6.85	6.01	5.04	4.30	3.73	3.27	2.79	0.00		
13	0.52	1.26	2.45	3.61	4.21	4.76	7.02	9.26	13.66	18.00	22.31	26.57	30.81	35.02	29.51	25.20	21.84	19.17	15.21	12.45	10.43	8.91	7.72	6.78	5.68	4.85	4.20	3.69	0.00			
14	0.56	1.35	2.63	3.89	4.53	5.12	7.56	9.97	14.71	19.39	24.02	28.62	33.18	37.72	32.98	28.16	24.41	21.42	17.00	13.91	11.66	9.96	8.63	7.57	6.35	5.42	4.70	4.12				
15	0.60	1.45	2.82	4.16	4.86	5.49	8.10	10.68	15.76	20.77	25.74	30.66	35.55	40.41	36.58	31.23	27.07	23.76	18.85	15.43	12.93	11.04	9.57	8.40	7.04	6.01	5.21	4.57				
16	0.64	1.55	3.01	4.44	5.18	5.86	8.64	11.39	16.81	22.16	27.45	32.70	37.92	43.11	40.30	34.41	29.82	26.17	20.77	17.00	14.25	12.16	10.54	9.25	7.76	6.62	5.74	0.00				
17	0.68	1.64	3.20	4.72	5.50	6.22	9.18	12.10	17.86	23.54	29.17	34.75	40.29	45.80	44.13	37.68	32.66	28.66	22.75	18.62	15.60	13.32	11.55	10.13	8.49	7.25	0.00					
18	0.72	1.74	3.39	5.00	5.83	6.59	9.72	12.81	18.91	24.93	30.88	36.79	42.66	48.49	48.08	41.05	35.59	31.23	24.78	20.29	17.00	14.51	12.58	11.04	9.25	7.90	0.00					
19	0.76	1.84	3.57	5.28	6.15	6.95	10.26	13.53	19.96	26.31	32.60	38.84	45.03	51.19	52.15	44.52	38.59	33.87	26.88	22.00	18.44	15.74	13.64	11.97	10.04	0.36	0.00					
20	0.80	1.93	3.76	5.55	6.47	7.32	10.80	14.24	21.01	27.70	34.32	40.88	47.40	53.88	56.32	48.08	41.68	36.58	29.03	23.76	19.91	17.00	14.74	12.93	10.84	0.00						
21	0.84	2.03	3.95	5.83	6.80	7.69	11.34	14.95	22.07	29.08	36.03	42.92	49.77	56.58	60.59	51.73	44.84	39.36	31.23	25.56	21.42	18.29	15.85	13.91	11.68	0.00						
22	0.88	2.13	4.14	6.11	7.12	8.05	11.88	15.66	23.12	30.47	37.75	44.97	52.14	59.27	64.97	55.47	48.08	42.20	33.49	27.41	22.97	19.61	17.00	14.92	0.00							
23	0.92	2.22	4.33	6.39	7.45	8.42	12.42	16.37	24.17	31.85	39.46	47.01	54.51	61.97	69.38	59.30	51.40	45.11	35.80	29.30	24.55	20.97	18.17	15.95	0.00							
24	0.96	2.32	4.52	6.66	7.77	8.78	12.96	17.09	25.22	33.24	41.18	49.06	56.88	64.66	72.40	63.21	54.79	48.08	38.16	31.23	26.17	22.35	19.37	17.00	0.00							
25	1.00	2.42	4.70	6.94	8.09	9.15	13.50	17.80	26.27	34.62	42.89	51.10	59.25	67.35	75.42	67.20	58.25	51.12	40.57	33.20	27.83	23.76	20.59	18.16	0.00							
26	1.04	2.51	4.89	7.22	8.42	9.52	14.04	18.51	27.32	36.01	44.61	53.14	61.62	70.05	78.43	71.27	61.78	54.22	43.02	35.22	29.51	25.20	21.84	0.00								
28	1.12	2.71	5.27	7.77	9.06	10.25	15.12	19.93	29.42	38.78	48.04	57.23	66.36	75.44	84.47	79.65	69.04	60.59	48.08	39.36	32.98	28.16	9.22	0.00								
30	1.20	2.90	5.64	8.33	9.71	10.98	16.20	21.36	31.52	41.55	51.47	61.32	71.10	80.82	90.50	88.33	76.57	67.20	53.33	43.65	36.58	31.23	0.00									
32	1.28	3.09	6.02	8.89	10.36	11.71	17.28	22.78	33.62	44.32	54.91	65.41	75.84	86.21	96.53	97.31	84.35	74.03	58.75	48.08	40.30	5.65	0.00									
35	1.40	3.38	6.58	9.72	11.33	12.81	18.90	24.92	36.78	48.47	60.05	71.54	82.95	94.29	105.58	111.31	96.49	84.68	67.20	55.00	28.15	0.00										
40	1.61	3.87	7.53	11.11	12.95	14.64	21.61	28.48	42.03	55.40	68.63	81.76	94.80	107.77	120.67	133.51	117.88	103.46	82.10	40.16	0.00											
45	1.81	4.35	8.47	12.49	14.57	16.47	24.31	32.04	47.28	62.32	77.21	91.98	106.65	121.24	135.75	150.20	140.66	123.45	72.28	0.00												
	Type I Manual or Drip Lubrication				Type II Bath or Disc Lubrication												Type III Oil Stream Lubrication															

Fuente: catálogo fabricante *Timken*.

**15.17 Anexo: Dimensiones de las carruchas permitidas en la máquina auxiliar, según catálogo *Phelps Dodge***

Carrete	T cm	B cm	Cl cm	CE cm	Capacidad cm <sup>3</sup>
35-60-30 C	35.0	60.0	30.0	32.5	42412.0
30-50-30 B	33.8	45.0	35.0	38.8	19250.0
30-50-30 B	30.0	50.0	30.0	33.8	26510.0
30-55-30 B	30.0	55.0	30.0	33.8	37700.0
35-60-40 B	35.0	60.0	40.0	43.8	56548.0
40-70-35 B	40.0	70.0	35.0	38.8	72000.0
40-80-35 B	40.0	80.0	35.0	38.8	90714.0
40-80-40 B	40.0	80.0	40.0	43.8	103670.0
40-80-40 B	40.0	80.0	42.0	45.8	108900.0
40-80-45 B	40.0	80.0	45.0	48.8	116631.0
40-80-50 B	40.0	80.0	50.0	53.8	129591.0
40-80-60 B	40.0	80.0	60.0	63.8	155509.0
35-60-30 B	35.0	60.0	30.0	33.8	42412.0
40-90-50 B	40.0	90.0	50.0	53.8	188496.0
40-95-60 B	40.0	95.0	60.0	63.8	265073.0
40-100-45 B	40.0	100.0	45.0	48.8	229730.0
40-100-65 B	40.0	100.0	65.0	68.8	331831.0
45-100-55 B	45.0	100.0	55.0	58.8	262422.0
60-120-40 B	60.0	120.0	40.0	43.8	267036.0
60-120-50 B	60.0	120.0	50.0	53.8	333795.0
60-120-65 B	60.0	120.0	65.0	68.8	433933.0
60-120-80 B	60.0	120.0	80.0	83.8	534077.0
60-120-100 B	60.0	120.0	100.0	103.8	667590.0

Fuente: Fabricante Phelps Dodge.

**15.18 Anexo: Dimensiones de las carruchas permitidas en la máquina auxiliar, según catálogo *Phelps Dodge***

**Carrete**

Carrete	T cm	B cm	C l cm	CE cm	Capacidad cm <sup>3</sup>
60-140-80 B	60.0	140.0	80.0	83.8	835665.0
40-90-50 A	40.0	90.0	50.0	55.1	188496.0
40-95-60 A	40.0	95.0	60.0	65.1	265073.0
40-100-45 A	40.0	100.0	45.0	50.1	229730.0
40-100-65 A	40.0	100.0	65.0	70.1	331831.0
45-100-55 A	45.0	100.0	55.0	60.1	262422.0
60-120-40 A	60.0	120.0	40.0	45.1	267036.0
60-120-50 A	60.0	120.0	50.0	55.1	333795.0
60-120-65 A	60.0	120.0	65.0	70.1	433953.0
60-120-80 A	60.0	120.0	80.0	85.1	534077.0

Fuente: Fabricante Phelps Dodge.

### 15.19 Anexo: Desempeño del motor Parker seleccionado para la máquina de embobinado

Performance Data / Leistungsdaten  
Puissance / Datos Tecnicos

LSHT Torqmotors™ and Nichols™ Motors  
TF Series / Serie / Série HY13-1590-009/US,EU

TF 0080  
4.9 cu in / rev

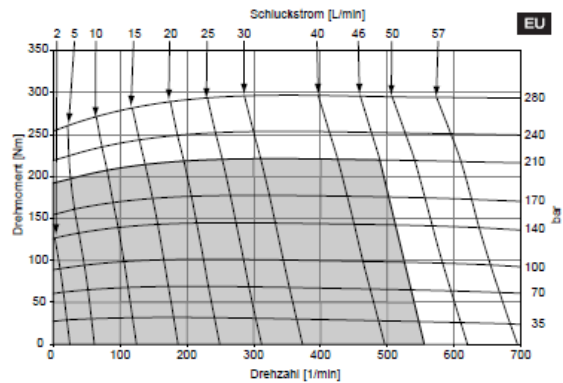
	PRESSURE (PSID)							
	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
<b>.5</b>	256 19	546 14	835 8	1118 1				
<b>1</b>	270 42	575 37	867 31	1151 24	1434 17	1713 13	2002 12	2289 13
<b>2</b>	281 89	598 83	917 76	1233 68	1537 60	1821 53	2090 46	2352 40
<b>3</b>	282 135	601 128	922 121	1238 113	1547 104	1845 96	2138 86	2428 78
<b>4</b>	284 182	610 174	938 166	1264 158	1586 149	1899 139	2202 129	2491 120
<b>5</b>	282 228	612 219	944 211	1278 202	1607 193	1932 183	2250 172	2560 163
<b>7</b>	274 321	607 311	945 301	1285 291	1622 281	1957 270	2288 258	2612 247
<b>9</b>	262 414	597 402	937 391	1279 380	1622 369	1960 357	2295 344	2628 331
<b>12</b>	239 553	574 540	916 526	1260 514	1605 501	1948 488	2287 472	2621 456
<b>15</b>	215 693	546 677	886 661	1231 646	1579 633	1927 619	2269 601	2605 582

Flow (GPM)

TORQUE (LB IN) 2605  
SPEED (RPM) 582

Fuente: Fabricante Phelps Dodge.

81 cc / rev



## 15.20 Anexo: Tabla de especificaciones Sae

SISTEMA IMPERIAL AMERICANO SAE				
GRADO SAE	ACERO	DIÁMETRO TORNILLO	FLUENCIA (N/mm <sup>2</sup> )	ROTURA (N/mm <sup>2</sup> )
1	Bajo carbono	1/4 a 1-1/2	227,6	413,8
2	Bajo carbono	1/4 a 3/4	379,3	510,3
		3/4 a 1-1/2	227,6	413,8
3	Acero al carbon trabajado en frio	1/4 a 1-1/2	586,2	758,6
		> 1-1/2	551,7	689,7
4	Acero al carbono	1/4 a 1-1/2	689,7	793,1
5	Acero al carbon templado y revenido	1/4 a 1-1/2	634,5	827,6
		> 1-1/2	558,6	724,1
5.1	Acero al carbon templado y revenido	< 3/8	724,1	917,2
5.2	Acero al carbon templado y revenido	1/4 a 1	634,5	827,6
7	Acero aleado templado y revenido -Laminado-	1/4 a 1-1/2	793,1	917,2
8	Acero al carbon templado y revenido	1/4 a 1-1/2	896,6	1034,5
8.2	Acero al carbon templado y revenido	1/4 a 1-1/3	896,6	1034,5
ALLEN	Acero aleado templado y revenido -Laminado-		965	1240

Fuente: "TGI-Industrial".