

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE
TELAR MECANICO PARA ELABORAR TEJIDOS DE
PRODUCTOS ARTESANALES**

**PEDRO FRANCISCO CADENA GONZALEZ
WUILMER ROA ESPINOSA**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE
TELAR MECANICO PARA ELABORAR TEJIDOS DE
PRODUCTOS ARTESANALES**

**PEDRO FRANCISCO CADENA GONZALEZ
WUILMER ROA ESPINOSA**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ISNARDO GONZALEZ JAIMES
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

DEDICATORIA

A Dios, y en especial a nuestros padres y hermanos todos ellos son partícipes de este logro, gracias por su colaboración y por el apoyo oportuno que nos brindaron para resolver con más facilidad los problemas que se presentaron.

Pedro Francisco Cadena González
Wuilmer Roa Espinosa

AGRADECIMIENTOS

A Isnardo González Jaimes, ingeniero mecánico, director del proyecto y amigo, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A mis padres y familiares.

A todos mis amigos.

A “Toño” quien fue ese apoyo incondicional durante la construcción de un gran sueño.

A aquellas personas que de una u otra manera nos acompañaron en el transcurso del desarrollo de este proyecto.

A quienes lean esto y sepan de quienes hablamos.

Pedro Francisco Cadena González

Wuilmer Roa Espinosa

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. CENTRO ARTESANAL URIBE FRENTE AL DESARROLLO TEXTIL EN SANTANDER	2
1.1 UBICACIÓN Y DESCRIPCION	3
1.2 PRODUCTOS	4
1.3 NECESIDAD DE LA MAQUINA	5
1.4 OBJETIVOS	7
1.4.1 Objetivos Generales	7
1.4.2 Objetivos Específicos	7
2. FUNDAMENTOS DEL TELAR Y DEL PROCESO DE TEJIDO	9
2.1 HISTORIA	9
2.2 CONCEPTOS BASICOS	10
2.3 PROCESO DE TEJIDO	10
2.4 COMPONENTES BASICOS DE UN TELAR	11
2.4.1 Estructura	12
2.4.2 Lanzadera	12
2.4.3 Lizos	12
2.4.4 Peine	13
2.4.5 Rodillo Tensor	14
2.5 TIPOS DE TEJIDOS	14
2.5.1 Tejido Liso	14
2.5.2 Tejido Cruzado	15
2.5.3 Tejido de Satén	15
2.6 CLASIFICACION DE TELARES	16
2.6.1 Telares Manuales	16
2.6.2 Telares Mecanizados	17
2.6.3 Telares Modernos	18
3. DISEÑO CONCEPTUAL DEL TELAR	19
3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCION CALIDAD (QFD)	19
3.1.1 Voz del consumidor.	19
3.1.2 Organización de requerimientos.	21

3.1.3 Matriz de calidad.	23
3.1.4 Ponderación de resultados para selección de solución	24
3.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	25
3.2.1 Alternativa 1: Telares de Pinzas Positivas	25
3.2.2 Alternativa 2: Telares de Pinzas Negativas	25
3.2.3 Alternativa 3: Telares de Chorro de Aire	26
3.2.4 Alternativa 4: Telares de Proyectil	27
3.2.5 Alternativa 5: Telares de Lanzadera	28
3.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	29
3.4. DESCRIPCION DEL TELAR MECANICO	30
3.4.1 Sistema Lanzadera	30
3.4.2 Sistema Cambio de Lizos	30
3.4.3 Sistema Peine	31
3.4.3 Sistema de Tensión Y enrollamiento de la Trama	32
4. CALCULOS DEL TELAR MECANICO	33
4.1 VELOCIDAD DE PRODUCCIÓN.	33
4.2 DISEÑO DE CORREAS Y POLEAS.	34
4.2.1 Diseño de la correa (eje del rodillo - eje simple)	35
4.2.2 Calculo del número de correas.	37
4.3 DISEÑO DEL EJE DEL RODILLO	40
4.3.1 Diagramas de torque, fuerzas y momentos en el eje del rodillo	42
4.3.1.1 Diagrama de Torque	42
4.3.1.2 Diagrama de fuerzas V_y	43
4.3.1.3 Diagrama de momentos M_x	44
4.3.1.4 Diagrama de fuerzas V_x	45
4.3.1.5 Diagrama de momentos M_y	46
4.3.2 Análisis puntos críticos para diseñar diámetros en eje del rodillo	46
4.3.2.1 Punto C	46
4.3.2.2 Punto B	48
4.3.2.3 Calculo de vida del rodamiento seleccionado	50
4.3.3 Análisis para calcular N (factor de seguridad)	51
4.3.3.1 Punto 1. (Para calcular N)	51
4.3.3.2 Punto 2. (Para calcular N)	54
4.3.4 Diseño de chavetas	57
4.4 EJE SIMPLE DE REDUCCION	62
4.4.1 Diseño de correas y poleas	62
4.4.1.1 Diseño de la correa (eje simple - eje lizos)	63
4.4.1.2 Cálculo del número de correas	65

4.5 DISEÑO DEL EJE SIMPLE	68
4.5.1 Diagramas de fuerzas y momentos	70
4.5.1.1 Diagrama de Torque	70
4.5.1.2 Diagrama de fuerzas $V_y(N)$	71
4.5.1.3 Diagrama de momentos $M_x(N*m)$	72
4.5.1.4 Diagrama de fuerzas $V_x(N)$	73
4.5.1.5 Diagrama de momento $M_y(N*m)$	74
4.5.2 Análisis de puntos críticos para diseñar diámetros en el eje simple.	74
4.5.2.1 Punto B	74
4.5.2.2 Cálculo de vida del rodamiento seleccionado	76
4.5.3 Análisis para calcular N (factor de seguridad)	77
4.5.3.1 Punto 1. (Para calcular N)	77
4.5.3.2 Punto 2. (Para calcular N)	80
4.5.4 Diseño de chavetas	83
4.6. ANALISIS DE LA ESTRUCTURA	88
4.7. SELECCIÓN DEL MOTOR	96
5. CONSTRUCCIÓN, PRESUPUESTO Y PRUEBAS	98
5.1 MATERIALES	98
5.2 PLANIFICACIÓN DEL PROCESO	99
5.3. ESTRUCTURA	100
5.4. SISTEMA LIZOS	101
5.5. SISTEMA PEINE	102
5.6 SISTEMA DE LA AGUJA	104
5.7. SISTEMA DE TRANSMISION Y EJES	105
5.7.1. Eje del sistema rodillo	106
5.7.2. Eje del sistema simple de reducción de velocidad	107
5.7.3. Eje del sistema de lizos	107
5.7.3. Eje del sistema de peine	108
5.8. PRESUPUESTO	109
5.9. PRUEBAS	110
6. CONCLUSIONES	113
BIBLIOGRAFIA	114
ANEXOS	115

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Calculo de F1 y F2 para la polea 1	34
Tabla 2. Cálculos del diseño de la correa y distancia entre centros C	36
Tabla 3. Cálculos del numero de correas para polea 1 y polea 2	38
Tabla 4. Hoja de cálculo (estática para hallar Ax y Bx)	40
Tabla 5. Tabla del diagrama de torque sobre el eje del rodillo	41
Tabla 6. Tabla del Diagrama de fuerzas Vy (N) sobre el eje del rodillo	42
Tabla 7. Tabla del Diagrama de momentos Mx(N*m) sobre el eje del rodillo	43
Tabla 8. Tabla del Diagrama de fuerzas Vx (N) sobre el eje del rodillo	44
Tabla 9. Tabla del diagrama de momento My(N*m) sobre el eje del rodillo	45
Tabla 10. Hoja de cálculo (momento resultante en C)	46
Tabla 11. Factores que afectan la resistencia a la fatiga	46
Tabla 12. Cálculos para hallar el d en el punto C según criterio de Mises Goodman	47
Tabla 13. Hoja de cálculo (momento resultante en B)	47
Tabla 14. Factores que afectan la resistencia a la fatiga	48
Tabla 15. Cálculos para hallar el d en el punto B según criterio de Mises Goodman	49
Tabla 16. Hoja de cálculo (momento resultante en 1)	50
Tabla 17. Hoja de cálculo para hallar kts ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)	51
Tabla 18. Valores para hallar q	51
Tabla 19. Factores que afectan la resistencia a la fatiga	52
Tabla 20. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto B	52
Tabla 21. Hoja de cálculo (momento resultante en 2)	54
Tabla 22. Hoja de cálculo para hallar kts ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)	55
Tabla 23. Valores para hallar q	55
Tabla 24. Factores que afectan la resistencia a la fatiga	55
Tabla 25. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto A	56
Tabla 26. Valores de diseño de la chaveta para la polea en el punto A	57
Tabla 27. Cálculos para el diseño de la chaveta para la polea en el punto A	58
Tabla 28. Valores de F1 y F2.	62
Tabla 29. Cálculos para hallar Tp2 y F1 y F2 de la polea 3.	63
Tabla 30. Cálculos del diseño de la correa y distancia entre centros C	65
Tabla 31. Cálculos del número de correas para las polea 3 y 4	67

Tabla 32. Hoja de cálculo (estática para hallar Ax, Bx, Ay y By)	69
Tabla 33. Tabla del diagrama de torque sobre el eje simple	70
Tabla 34. Tabla del Diagrama de fuerzas Vy (N) sobre el eje simple	71
Tabla 35. Tabla del Diagrama de momentos Mx sobre el eje simple	72
Tabla 36. Tabla del Diagrama de fuerzas Vx (N) sobre el eje simple	73
Tabla 37. Tabla del diagrama de momento My sobre el eje simple	74
Tabla 38. Hoja de cálculo (momento resultante en B)	75
Tabla 39. Factores que afectan la resistencia a la fatiga	75
Tabla 40. Cálculos para hallar el d en el punto B del eje simple según criterio de Mises - Goodman	76
Tabla 41. Hoja de cálculo (momento resultante en 1)	78
Tabla 42. Hoja de cálculo para hallar kt ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)	78
Tabla 43. Valores para hallar q	79
Tabla 44. Factores que afectan la resistencia a la fatiga	79
Tabla 45. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto B	80
Tabla 46. Hoja de cálculo (momento resultante en 2)	81
Tabla 47. Hoja de cálculo para hallar kts ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)	81
Tabla 48. Valores para hallar q.	82
Tabla 49. Factores que afectan la resistencia a la fatiga	82
Tabla 50. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto B	83
Tabla 51. Valores de diseño de la chaveta para la polea en el punto A	84
Tabla 52. Cálculos para el diseño chaveta para la polea en el punto A.	85
Tabla 53. Cálculo de la potencia requerida.	96
Tabla 54. Identificación de procesos de manufactura.	99
Tabla 55. Resultados de la prueba	111

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Fachada Centro Artesanal Uribe	3
Figura 2. Entrada Principal Centro Artesanal Uribe	3
Figura 3. Bolsos	4
Figura 4. Correas	4
Figura 5. Alpargatas de Nailon	4
Figura 6. Alpargatas de Algodón	4
Figura 7. Telar Manual	5
Figura 8. Telar Frontal	5
Figura 9. Almacenamiento de Productos Tejidos en Nailon	5
Figura 10. Almacenamiento de Productos Tejidos en Algodón	5
Figura 11. Tejido Plano Final 70 metros de Largo x 0,06 metros de ancho	6
Figura 12. Productos elaborados por dos Cintas	6
Figura 13. Telares Primitivos	9
Figura 14. Urdimbre y Trama	10
Figura 15. Proceso de Tejido	11
Figura 16. Componentes Basicos	11
Figura 17. Estructura	12
Figura 18. Lanzadera	12
Figura 19. Lizos	13
Figura 20. Peine	13
Figura 21. Rodillo Tensor	14
Figura 22. Tejido Liso	14
Figura 23. Tejido Cruzado	15
Figura 24. Tejido de Saten	15
Figura 25. Telar Manual	16
Figura 26. Telar Mecanico	17
Figura 27. Telar Moderno	18
Figura 28. Ponderacion de Resultados	23
Figura 29. Telar de Pinzas Positivas	24
Figura 30. Telar de Pinzas Negativas	25
Figura 31. Telar de Chorro de Aire	26
Figura 32. Telar de Proyectil	26
Figura 33. Telar de Lanzadera	27
Figura 34. Sistema de Lanzadera	29

Figura 35. Sistema Cambio de Lizos	30
Figura 36. Sistema de Peine	30
Figura 37. Rodillo	31
Figura 38. Tejido	32
Figura 39. Rodillo	33
Figura 40. Esquema de la tensión que tiene el tejido	33
Figura 41. Polea 1	34
Figura 42. Fuerzas en la polea 1	39
Figura 43. Fuerzas en el eje del rodillo	39
Figura 44. DCL del eje del rodillo	39
Figura 45. DCL completo del eje del rodillo	40
Figura 46. Puntos que analizamos sobre el eje	41
Figura 47. Diagrama de torque	41
Figura 48. Diagrama de fuerza $V_y(N)$ sobre el eje del rodillo	42
Figura 49. Diagrama de momentos $M_x(N*m)$ sobre el eje del rodillo	43
Figura 50. Diagrama de fuerzas $V_x(N)$ sobre el eje del rodillo	44
Figura 51. Diagrama de momento $M_y(N*m)$ sobre el eje del rodillo	45
Figura 52. Análisis de fuerzas en el punto C	46
Figura 53. Análisis de fuerzas en el punto B	48
Figura 54. Análisis de distancias en el punto 1	50
Figura 55. Análisis de fuerzas en el punto 1	50
Figura 56. Análisis de distancias en el punto 2	54
Figura 57. Análisis de fuerzas en el punto 2	54
Figura 58. Diseño de la chaveta	57
Figura 59. Eje del rodillo.	60
Figura 60. Factor de seguridad (ANSYS)	60
Figura 61. Análisis de deformación total en el eje del rodillo (ANSYS).	61
Figura 62. Análisis de esfuerzos en el eje del rodillo (ANSYS).	61
Figura 63. Polea 2	62
Figura 64. Polea 3	63
Figura 65. Fuerzas en la polea 2	68
Figura 66. Fuerzas en el eje simple (polea 2)	68
Figura 67. Fuerzas en la polea 3	68
Figura 68. Fuerzas en el eje simple (polea 3).	68
Figura 69. DCL del eje simple	68
Figura 70. DCL completo del eje simple.	69
Figura 71. Puntos a analizar sobre el eje simple.	70
Figura 72. Diagrama de torque	70
Figura 73. Diagrama de fuerza $V_y(N)$ sobre el eje simple	71

Figura 74. Diagrama de momentos $M_x(N \cdot m)$ sobre el eje simple	72
Figura 75. Diagrama de fuerzas $V_x(N)$ sobre el eje simple	73
Figura 76. Diagrama de momento $M_y(N \cdot m)$ sobre el eje simple	74
Figura 77. Análisis de fuerzas en el punto B	75
Figura 78. Análisis de distancias en el punto 1	77
Figura 79. Análisis de fuerzas en el punto 1	78
Figura 80. Análisis de distancias en el punto 2	80
Figura 81. Análisis de fuerzas en el punto 2	81
Figura 82. Diseño de la chaveta.	84
Figura 83. Eje simple de reducción de velocidad.	86
Figura 84. Factor de seguridad en el eje simple(ANSYS)	86
Figura 85. Análisis de deformación total en el eje simple (ANSYS).	87
Figura 86. Análisis de esfuerzos en el eje simple (ANSYS).	87
Figura 87. Fuerzas en la estructura.	88
Figura 88. Fuerza en la manivela del sistema lizos	89
Figura 89. Fuerza en la biela del sistema lizos	89
Figura 90. Fuerzas en el balancín inferior del sistema lizos	90
Figura 91. Fuerzas en los balancines del sistema lizos	90
Figura 92. Fuerzas en la estructura derecha	91
Figura 93. Fuerzas en la estructura derecha.	91
Figura 94. Factor de seguridad N en la estructura derecha (ANSYS)	92
Figura 95. Análisis de esfuerzos en la estructura derecha (ANSYS)	92
Figura 96. Análisis de deformación total en la estructura derecha	93
Figura 97. Fuerzas en la estructura izquierda.	94
Figura 98. Fuerzas en la estructura izquierda.	94
Figura 99. Factor de seguridad en la estructura izquierda (ANSYS)	95
Figura 100. Análisis de esfuerzos en la estructura izquierda (ANSYS)	95
Figura 101. Análisis de deformación total de la estructura izquierda. (ANSYS)	96
Figura 102. Selección del motoreductor por rpm de salida y potencia.	97
Figura 103. Especificaciones técnicas del motoreductor.	97
Figura 104. Estructura.	101
Figura 105. Sistema de lizos	101
Figura 106. Anillos en los lizos.	102
Figura 107. Manivela-biela de los lizos.	102
Figura 108. Sistema de peine	103
Figura 109. Riel deslizante.	103
Figura 110. Hilos verticales en el peine.	103
Figura 111. Manivela-biela-corredora del sistema peine	104

Figura 112. Aguja de arco.	104
Figura 113. Aguja de tapete.	105
Figura 114. Guías y topes sobre la aguja de tapete.	105
Figura 115. Torno	106
Figura 116. Rodillo.	106
Figura 117. Polea 1 sobre el eje del rodillo.	107
Figura 118. Eje simple de reducción de velocidad.	107
Figura 119. Eje del sistema lizos.	108
Figura 120. Manivela - biela del sistema lizos.	108
Figura 121. Eje del sistema peine	109
Figura 122. Manivela - biela del sistema peine	109

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Grafico de selección de perfil de correa	116
Anexo B. Tabla de longitudes normalizadas de correas trapezoidales	117
Anexo C. Tabla para hallar Nsf	118
Anexo D. Tabla para hallar k_d y k_θ	119
Anexo E. Factores de corrección de longitud k_L	120
Anexo F. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_L y C_d)	121
Anexo G. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_C , C_T , y C_V)	122
Anexo H. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_S)	123
Anexo I. Concentrador real de esfuerzos K_f	124
Anexo J. Grafica de valores de K_t s	125
Anexo K. Grafica para hallar q	126
Anexo L. Tabla de selección de chavetas	127
Anexo M. Grafica para hallar K_t	128
Anexo N. Factor de servicio para cadenas C_1	129
Anexo O. Grafica para hallar paso de la cadena	130
Anexo P. Tabla para hallar el factor X para la longitud de la cadena	131
Anexo Q. Eje lizos	132
Anexo R. Eje peine	161
Anexo S. Planos	191

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE TELAR MECANICO PARA ELABORAR TEJIDOS DE PRODUCTOS ARTESANALES *

AUTORES:

Pedro Francisco Cadena González
Wuilmer Roa Espinosa **

PALABRAS CLAVES:

Mecánica de Maquinas, Tejido, Telar mecánico,

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es diseñar y construir un prototipo de telar mecánico para el Centro Artesanal Uribe de San Gil, capaz de realizar tejidos artesanales de una forma eficaz y segura, implementando sistemas mecánicos que reemplacen mecanismos rudimentarios utilizados por la empresa sangileña.

El prototipo del telar está diseñado con base en ecuaciones y conceptos básicos de diseño de maquinas, donde cada mecanismo cumple su función de manera adecuada, además permite realizar los tejidos de acuerdo como lo requiere la empresa. El proyecto se realizo utilizando programas (CAD) tales como SOLID EDGE V18 para diseñar piezas y generar planos por su versatilidad y facilidad con que permite realizar graficas, además del uso de otro paquete como ANSYS 11 (CAE) que permite hacer un análisis de esfuerzos de los mecanismos, para lograr una alta confiabilidad en el diseño de la maquina.

El resultado es un prototipo de telar mecánico de fácil manejo que permite realizar tejidos artesanales de una manera más rápida al telar manual y su producto es un tejido con las características requeridas por la empresa. Este telar es muy apetecido en la industria artesanal de San Gil ya que es muy económica y permite agilizar la elaboración de productos artesanales y evita procedimientos tediosos y largos que realizaba un operario en el telar manual.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Isnardo González Jaimes

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION A PROTOTYPE OF MECHANICAL LOOM TO ELABORATE CRAFT WEAVES PRODUCTS*

AUTHORS:

Pedro Francisco Cadena González

Wuilmer Roa Espinosa**

KEY WORDS:

Mechanical of Machines, Weave, Mechanical Loom

DESCRIPTION:

The objective of this project is to design and to construct a prototype of mechanical loom for the Uribe's Craft Center from San Gil, that it can be to perform craft weaves in an effective and safe way, implementing mechanics systems that it replace rudimentary mechanisms used by this company from San Gil.

The Loom Prototype was designed in base of an equations and basic concepts of the Machine Design, that each mechanism fulfills its function in a suitable way; also it allows working out the weaves that the company wants. The project was performed using CAD programs like a SOLID EDGE to design parts and to generate drafting for its versatility and the ease from provides to create graphics, besides the use of other packages like ANSYS 11 (CAE) that allows making an effort analysis from some mechanisms to get a high reliability on the Prototype design.

The result is a Prototype of mechanical loom of easy handing that allows working out the craft weaves on the faster way than the manually loom and its product is a weave with the same request characteristics. This Prototype is highly desire in the Craft Industry form San Gil because it's very cheap and it expedites the work out the craft products and avoids some tedious and long process that it had a manually looms.

* Degree Work

** Physical-Mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Isnardo Gonzalez

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, el alto crecimiento de la industria artesanal y textil en Colombia y especialmente en la región de San Gil, exige cada vez máquinas más eficientes, sofisticadas y de mejor rendimiento, originando un requerimiento de personas capacitadas ingenierilmente que puedan desarrollar nuevas tecnologías y suplir estas necesidades.

Anteriormente los telares se diseñaban y construían rudimentariamente sin tener en cuenta la seguridad industrial ni la confortabilidad del operario. Hoy en día se observan los mismos procesos de producción y las mismas técnicas conservadas por generaciones, únicamente enriquecidas por el conocimiento popular que además de generar muy poca diversidad de productos tiene muy presente la ausencia de conocimientos ingenieriles. Por esto la industria artesanal actual requiere máquinas adecuadas con nuevas condiciones de diseño que ayuden a mejorar su rendimiento y aumenten su capacidad de producción

El presente trabajo tiene por objeto que el Centro Artesanal Uribe, cuente con un prototipo de telar mecánico que ayude a la reactivación y proyección del sector artesanal en el departamento de Santander, mediante el uso de mecanismos diseñados especialmente para garantizar un movimiento coordinado

Durante el desarrollo de este proyecto se llevo a cabo una pequeña investigación de la historia y los principios fundamentales del proceso de tejido, seguidamente se analizaron los requerimientos expuestos por la industria textil regional y finalmente se aplicaron todos los conocimientos ingenieriles para desarrollar y aplicar el mejor diseño en nuestro prototipo

Este prototipo de Telar mecánico, tiene como fin aumentar la producción de tejido, optimizar el tiempo de elaboración de productos artesanales, brindar mayor seguridad y ergonomía al operario, implementando nuevas tecnologías y conceptos más novedosos y eficaces.

1. CENTRO ARTESANAL URIBE FRENTE AL DESARROLLO TEXTIL EN SANTANDER

Durante muchos años el Departamento de Santander se ha caracterizado por elaborar productos artesanales de excelente calidad ubicándose en los primeros lugares de la actividad industrial y textil colombiana, parte de estas características nacen del encuentro de dos tradiciones: la de los indígenas guanes y la que los españoles recibieron del Oriente por medio de los árabes. Todos estos conocimientos fueron transmitidos de generación en generación tras una larga trayectoria histórica que han ayudado al progreso y solidificación del desarrollo industrial de Santander.

Las artesanías de Santander juegan un papel importante en el desarrollo de la región porque son la imagen de la cultura y laboriosidad que la caracteriza. Muestra de ello es la creciente participación de Santander en los principales eventos artesanales a nivel nacional y el incremento del número de artesanos y comunidades artesanales con productos que conservan los métodos tradicionales. Entre estas comunidades se encuentran los municipios de Girón, San Gil, Vélez, Socorro, Barbosa, Charalá, Málaga, Piedecuesta, Puerto Wilches y San Vicente de Chucuri, que constituyen los principales centros económicos y comerciales del departamento.

San Gil se ha caracterizado por elaborar de forma artesanal tejidos de alta calidad. Actualmente, cuenta con un amplio y diverso sector Industrial de Tejidos, sin embargo el rápido crecimiento en la demanda de la industria artesanal y textil en Colombia, exige cada vez que los artesanos sean más eficientes implementando herramientas y maquinas más sofisticadas y de mejor rendimiento. Para suplir la gran demanda, se requiere de la ayuda de personas capacitadas ingenierilmente que desarrollen nuevas tecnologías que permitan cumplir a cabalidad con dichos requerimientos. Es por esta razón que el Centro Artesanal Uribe muestra principal interés en obtener telares más seguros, rápidos y eficientes. Por lo que se hace necesario implementar nuevas tecnologías, procedimientos seguros y mejoras en el Proceso de Transformación de materia prima en la elaboración de productos artesanales.

1.1 UBICACIÓN Y DESCRIPCION

El Centro Artesanal Uribe es una microempresa unifamiliar que produce y comercializa a nivel local y nacional productos artesanales de alta calidad, incorporando la mano de obra calificada de expertos artesanos. Fruto de una larga tradición familiar que arrancó con don Luis Alejandro Uribe Macías, un barichara nacido en 1924 y su esposa Doña Eva Mantilla Santos que tras la llegada a la Perla del Fonce aprenderían el arte del Tejido.

Está ubicado en la carrera 11 No. 12-19 (ver figuras 1 y 2) en San Gil, municipio Santandereano reconocido nacionalmente no solo por su diversidad turística sino también por su gran capacidad de producción artesanal.

Figura 1. Fachada Centro Artesanal Uribe



Figura 2. Entrada Principal Centro Artesanal Uribe



1.2 PRODUCTOS

16 familias de las provincias santandereanas elaboraban la trenza en fique natural y de colores, la cual posteriormente era utilizada por el Centro Artesanal Uribe en la fabricación de alpargatas, bolsos y correas entre otros muchos artículos. Gracias a la aparición de materiales más resistentes para la elaboración de prendas de vestir como el nylon y más suaves como el

algodón, el Centro Artesanal Uribe elabora sus tejidos con un toque de innovación y calidad sin dejar a un lado su principal trenza de fique y por el cual es reconocido nacionalmente.

Actualmente, el Centro Artesanal Uribe produce tejidos que utiliza para fabricar artículos como bolsos, correas y alpargatas (Ver Figuras 3, 4, 5 y 6) mejorando e innovando día a día el mercado artesanal Santandereano.

Figura 3. Bolsos



Figura 4. Correas



Figura 5. Alpargatas en Nylon



Figura 6. Alpargatas en Algodón



1.3 NECESIDAD DE LA MAQUINA

Por medio de telares contruidos en materiales rudimentarios y operados manualmente por un artesano, el Centro Artesanal Uribe inicia de forma artesanal el proceso de tejido (ver figuras 7 y 8). Sin embargo, estos telares generan un alto riesgo de accidentalidad y poca seguridad al operario, ya que estas máquinas necesitan una continua supervisión y operación manual, aumentando la posibilidad de un accidente debido a las fallas humanas y a su escaso diseño en seguridad industrial.

Figura 7. Telar manual



Figura 8. Telar manual frontal



Allí se elaboran tejidos en dos tipos de fibras diferentes a la trenza de fique: Nylon y algodón (ver figuras 9 y 10), se construyen, ensamblan y almacenan los productos de manera ordenada para luego ser distribuidos a los diferentes consumidores.

Figura 9. Almacenamiento de Productos tejidos en Nylon



Figura 10. Almacenamiento de Productos tejidos en algodón



En estos momentos la empresa cuenta con una producción diaria de tejido de 70 metros de largo por 0.06 metros de ancho por cada telar manual, como se observa en la figura 11, sin embargo esta producción no cubre la demanda de elementos artesanales exigidos por el mercado nacional, es por esta razón que se debe aumentar la velocidad de producción de tejido diario en cada telar, y de esta manera eliminar los pedidos de material faltante a las diversas industrias textiles nacionales, aumentando la productividad de la empresa.

Además se desea elaborar tejidos con un mayor ancho, este ancho debe ser de 0.12 metros para evitar el inconveniente de unir dos tejidos de 0.06 metros, de esta manera se reduce el tiempo de fabricación y se elimina el tiempo de unión y cosido, para poder elaborar productos más complejos como se observa en la figura 12.

Actualmente esta empresa sangileña no ha implementado nuevas tecnologías en la industria textil y artesanal que ayuden a aumentar el rendimiento, cantidad y diversidad de productos artesanales, para mejorar la competitividad con grandes empresas textiles nacionales e internacionales.

Figura 11. Tejido plano final



Figura 12. Productos elaborados por dos cintas (70 m X 0.06m) tejidas y cosidas en algodón



Como la industria artesanal Sangileña no posee la tecnología textil requerida para acaparar la demanda artesanal nacional se debe buscar ayuda de los conocimientos ingenieriles para mejorar y tecnificar la industria textil. Por esta razón, el Centro Artesanal Uribe se ha dado cuenta de la necesidad de implementar nuevas tecnologías para mejorar el desarrollo y aumentar la producción de elementos artesanales ya que es una empresa reconocida a nivel regional con objetivo de ser totalmente reconocida a nivel nacional, para tal fin esta empresa debe involucrar apoyo ingenieril con énfasis en esta área.

Debido a las condiciones propuestas por el mercado artesanal nacional, se hace necesario el uso e implementación de nuevas máquinas (telares) y conceptos ingenieriles para aumentar la producción artesanal, disminuir riesgos laborales, y sobre todo tener un alto nivel de competencia nacional con altos estándares de calidad y fiabilidad.

El mercado artesanal está haciendo que San Gil sea reconocido como uno de los principales centros artesanales del país gracias a su mano de obra altamente calificada de expertos artesanos, es por esta razón que este municipio debe encontrar una solución adecuada y eficaz donde pueda elevar su producción y de esta manera adquirir un alto nivel de competencia frente a las grandes industrias textiles artesanales del país.

Además, la diversidad de productos Artesanales elaborados en las diferentes industrias nacionales hace que San Gil se vea comprometido a elevar sus rangos de producción sin alterar las características esenciales y primordiales del proceso de tejido que lo caracterizan como uno de los municipios con más talento artesanal del país.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivos Generales

Mejorar el proceso de producción de elementos artesanales mediante el desarrollo de un prototipo de telar mecánico que se ajuste a la reactivación y proyección del sector artesanal en el departamento de Santander, haciendo uso de la tecnología como una herramienta confortable y adecuada para el desarrollo empresarial del departamento sin alterar las características esenciales del tejido, de esta manera se logra también que la Universidad Industrial de Santander sea reconocida como ente aportante de soluciones frente a problemáticas regionales y nacionales en el mercado artesanal.

1.4.2 Objetivos Específicos

Diseñar un prototipo de telar mecánico para realizar productos artesanales elaborados en el Centro Artesanal Uribe. Las características del telar deben permitir:

-Aumentar la velocidad de producción actual a 140 m/día de trabajo que hasta ahora se encuentra en un rango de 70m/día de trabajo.

-Desarrollar un sistema mecánico de tejido que elimine el movimiento manual de la lanzadera para elaborar productos artesanales.

-Sustituir el mecanismo de accionamiento del pedal que es el que realiza el cambio de lizos y el accionamiento manual del paso por la trama y los movimientos del peine por un mecanismo accionado por un motor que pueda realizar estos trabajos sin la intervención del operario.

-Adaptar el prototipo de telar para que los lizos y el peine permitan variar el ancho del tejido de 2 cms a 12 cms de acuerdo al tipo de producto que se desee fabricar.

-Permitir que el peine sea desmontable para que el telar pueda realizar tejidos de diferentes tupidos dependiendo del producto que se requiera.

- Reducir los tiempos muertos para alcanzar más eficacia en la producción, gracias a la eliminación de los mecanismos de sistema manual de lanzadera, sistema manual de peine, el cambio de lizos por accionamiento de pedales y el sistema de tensión y enrollamiento del tejido final.
- Adecuar la máquina para la elaboración de productos textiles, artesanales e industriales, con base en el aprovechamiento de fibras naturales como el algodón y sintéticos como el nylon.
- Construir un telar mecánico con las especificaciones antes mencionadas para elaborar el tejido de productos artesanales tales como: Alpargatas, bolsos, correas.

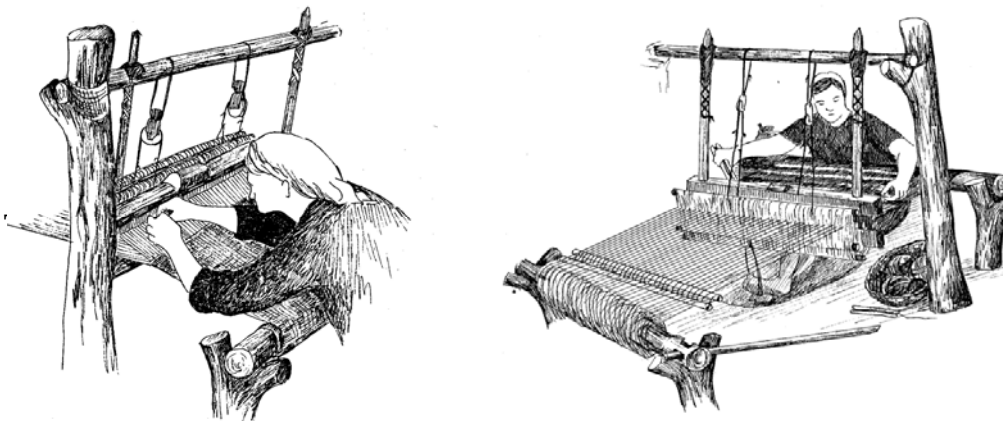
2. FUNDAMENTOS DEL TELAR Y DEL PROCESO DE TEJIDO

2.1 HISTORIA

Los inicios del telar se remontan a épocas del hombre primitivo, el cual empezó a entrecruzar hierbas largas como el mimbre en orden de fabricar cestos y esterillas para su uso. Posteriormente, se dio cuenta que al juntar y retorcer un conjunto de fibras podía obtener hilo y con él fabricar prendas de vestir.

El primer telar primitivo utilizaba las ramas de los árboles sobre las cuales se colgaban los hilos (urdimbre) amarrados a piedras con la finalidad de darles la tensión necesaria para el tejido. Años más tarde, el Indio Navajo utilizará este mismo principio con la diferencia de que ahora los hilos serán tensados no entre los árboles mas sí entre dos palos a los cuales se amarraban (ver figura 13).

Figura 13. Telares Primitivos



Fuente: http://www.cd3wd.com/cd3wd_40/vita/handloom/ES/HANDLOOM.HTM

Se estima que el telar existe desde hace unos siete mil años. En la Edad Media comienzan a realizarse tejidos de punto y mallas. El telar manual se remonta a la era antigua y se utilizó en las civilizaciones chinas y de Oriente Próximo antes de alcanzar Europa. Su uso está muy extendido en los países en vías de desarrollo y en los países industrializados se utiliza también para tejer telas artesanales que se usan en decoración.

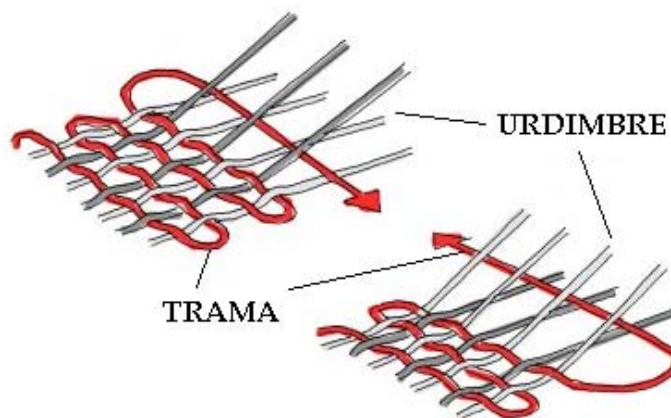
2.2 CONCEPTOS BASICOS

Los textiles, comúnmente, se componen de hilos, los cuales a su vez son una serie de fibras entrecruzadas o, como en el caso de los textiles sintéticos, de uno o más filamentos entrecruzados.

El telar es una Máquina utilizada para fabricar tejidos con hilo u otras fibras.

Un tejido fabricado con un telar se produce entrelazando dos conjuntos de hilos dispuestos en ángulo recto, está conformado por dos tipos de hilado en su estructura: Hilado que va longitudinalmente a la tela que se denomina hilado de urdimbre, el otro hilado es el que va transversalmente a la longitud, o sea a lo ancho de la tela, denominándose Hilado de trama. (Ver Figura 14)

Figura 14. Urdimbre y Trama



Fuente: <http://www.hiru.com/es/historia/ondarea/ehungintza>

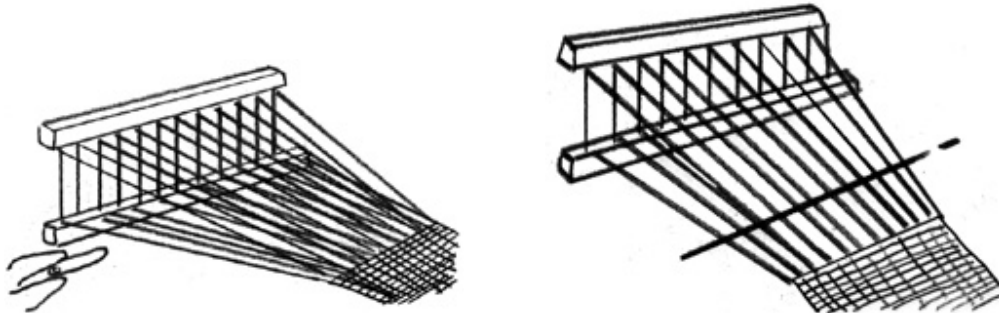
2.3 PROCESO DE TEJIDO

El proceso básico de tejido es pasar los hilos de la urdimbre alternadamente por encima y por debajo de los hilos de la trama

El proceso de tejido se inicia con el telar sobre el que se han montado previamente la urdimbre y el hilo en la lanzadera.

La acción del telar consiste en cruzar unos hilos longitudinales, que la lanzadera cruza formando la trama (Ver figura 15). Este proceso repetido miles de veces crea el tejido.

Figura 15. Proceso de Tejido

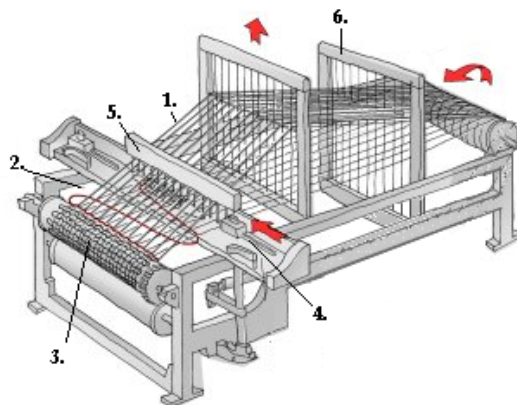


Fuente: <http://www.edym.com/CD-tex/2p/telas/cap09-5.htm>

2.4 COMPONENTES BASICOS DE UN TELAR

La fabricación de tejidos requiere varios pasos. Para prepararlo, las fibras de la urdimbre se colocan y se tensan en el telar, formando una superficie de hilos paralelos muy cercanos. Se hace la primera separación, levantando varios hilos de la urdimbre para que pueda colocarse de manera correcta el hilo de la trama. En un tejido, en el que el hilo de la trama se coloca alternadamente encima y debajo de los de la urdimbre, se levanta un hilo sí y un hilo no (Ver figura 16).

Figura 16. Componentes Básicos



1. Urdimbre
2. Trama
3. Tejido
4. Lanzadera
5. Peine
6. Lisos

Fuente: <http://www.hiru.com/es/historia/ondarea/ehungintza>

El espacio que queda entre los hilos levantados y los acostados se denomina hueco. A continuación se describen algunos componentes básicos del Telar:

2.4.1 Estructura: El telar está montado sobre una estructura que proporciona el soporte que se requiere para sostener las partes móviles, con los hilos de la urdimbre paralelos con respecto al suelo. (Ver figura 17)

Figura 17. Estructura



2.4.2 Lanzadera: Dispositivo que contiene una bobina de hilo de trama por medio de la cual se transporta la trama para elaborar el tejido, pasando por medio del urdimbre aprovechando el espacio generado por los lizos. (Ver figura 18)

Figura 18. Lanzadera



2.4.3 Lizos: Es la parte del telar en donde se instala el hilo de la trama, cada hilo de la urdimbre pasa a través de un orificio situado en la parte central de un alambre vertical llamado lizo. Los distintos lizos están unidos a un arnés de metal o de madera de forma que puedan levantarse o bajarse los lizos en un solo paso, junto con los hilos de urdimbre que los atraviesan. (Ver figura 19)

Figura 19. Lizos



2.4.4 Peine: Después de cada paso de la lanzadera, el hilo de la trama se golpea contra el hilo anterior, moviendo hacia adelante y hacia atrás un batiente, un peine con una hilera de alambres, este peine aprieta el hilo de trama contra el de la trama anterior para formar un tejido compacto. Después de apretar el tejido, el tejedor hace descender los lizos que estaban arriba y levanta los que estaban abajo para que nuevamente pueda pasar la lanzadera. (Ver figura 20)

Figura 20. Peine



2.4.5 Rodillo Tensor: En la parte posterior del telar se encuentra un cilindro alrededor del cual se enrollan los hilos de la urdimbre para mantenerlos tensos. El cilindro se gira a medida que se fabrica el tejido, para disponer de más urdimbre para tejer. (Ver figura 21)

Figura 21. Rodillo Tensor

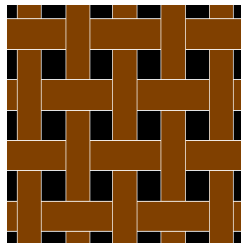


2.5 TIPOS DE TEJIDOS

Variando el método de tejido es posible producir muchas telas diferentes. Las de mayor empleo son las de tejido liso o de tafetán, las de tejido cruzado y las de tejido de satén o satín.

2.5.1 Tejido Liso: El método básico de tejido, en el que cada hilo de la urdimbre se entrelaza con el hilo de la trama (ver figura 22), se denomina tejido liso o de tafetán. (Esta palabra se deriva probablemente del persa *taftha*, que quiere decir 'vuelta'). Algunas telas tejidas con este método son la batista, la manta, el calicó, el lino, el cambray, el crespón o crepé, la estopilla o cheesecloth, el *chintz*, la muselina, el organdí, el percal, el *seersucker*, el velo, el cloqué o el *tweed*. Otras variaciones del tejido liso son el tejido reticulado o el tejido acanalado (en canalé); la tela escocesa es un ejemplo del primero y el popelín o popelina, la bengala o el piqué lo son del segundo

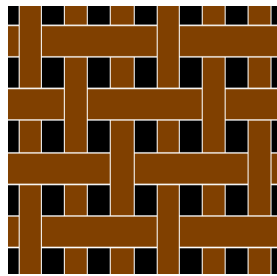
Figura 22. Tejido Liso



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos23/hilados/hilados.shtml>

2.5.2 Tejido Cruzado: El tejido cruzado se caracteriza por las líneas diagonales muy marcadas producidas por el entrelazado de dos hilos de la urdimbre con un hilo de la trama en filas alternas (ver figura 23). Este efecto puede observarse en tejidos como la espiguilla o palmeado, la sarga, el cheviot, el *foulard*, el *twill*, el *surah*, la gabardina, el cutí, la mezclilla, el *denim* o el dril. El tejido cruzado proporciona a la tela una gran resistencia, útil para prendas de trabajo.

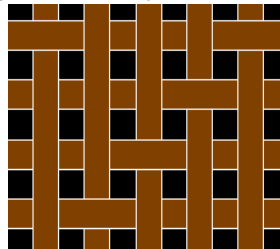
Figura 23. Tejido cruzado



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos23/hilados/hilados.shtml>

2.5.3 Tejido de Satén: Los satenes tienen una textura más densa que los tejidos cruzados, pero su principal característica es la suavidad que se consigue a expensas de la resistencia. La superficie suave del tejido de satén se logra pasando los hilos de la urdimbre encima de unos cuantos hilos de la trama, con un entrelazado mínimo (ver figura 24); la reflexión de la luz en los hilos libres produce su brillo característico. En un satén de trama, los hilos de la misma se pasan encima de unos cuantos hilos de urdimbre. Como los hilos de la trama son más débiles que los de la urdimbre, los tejidos de satén son menos resistentes a la abrasión, pero a pesar de todo son populares por su belleza. Los más conocidos son el satén de crespón o crepé satén, la piel de ángel, el raso y el damasco. La palabra *satén* se deriva del puerto chino de Chüanchow, antes llamado Zaytun, desde donde comenzó a exportarse este tipo de telas en la edad media.

Figura 24. Tejido de satén



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos23/hilados/hilados.shtml>

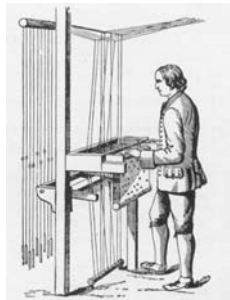
2.6. CLASIFICACION DE TELARES

2.6.1 TELARES MANUALES

El telar manual se remonta a la era antigua y se utilizó en las civilizaciones chinas y de Oriente Próximo antes de alcanzar Europa. Su uso está muy extendido en los países en vías de desarrollo y en los países industrializados se utiliza también para tejer telas artesanales que se usan en decoración. El telar manual está montado sobre un bastidor que proporciona el soporte que se requiere para sostener las partes móviles, con los hilos de la urdimbre paralelos con respecto al suelo. En la parte posterior del telar se encuentra un cilindro alrededor del cual se enrollan los hilos de la urdimbre para mantenerlos tensos. El cilindro se gira a medida que se fabrica el tejido, para disponer de más urdimbre para tejer. En la parte del telar en donde se instala el hilo de la trama cada hilo de la urdimbre pasa a través de un orificio situado en la parte central de un alambre vertical llamado lizo. Los distintos lizos están unidos a un arnés de metal o de madera de forma que puedan levantarse o bajarse los lizos en un solo paso, junto con los hilos de urdimbre que los atraviesan.

En los telares el picado se hace manualmente. El tejedor pasa a través del hueco una lanzadera que contiene una bobina de hilo de trama. Después de cada paso de la lanzadera, el hilo de la trama se golpea contra el hilo anterior, moviendo hacia adelante y hacia detrás un batiente, un peine con una hilera de alambres. Después de batir el hilo, el tejedor hace descender los lizos que estaban levantados y levanta los que estaban bajados, cambiando de esta forma el hueco. El primer paso en la mecanización del telar fue la lanzadera volante, patentada en 1733 por el inventor británico John Kay. Consistía en un mecanismo de palancas que empujaba la lanzadera por una pista. La lanzadera volante aumentó considerablemente la velocidad de tejido y permitía que una sola persona pudiera realizar el picado. (Ver figura 25.)

Figura 25. Telar manual.



Fuente: <http://www.librosmaravillosos.com/lifemaquinas/capitulo08.html>

2.6.2 TELARES MECANIZADOS

El telar mecanizado fue perfeccionado por otro inventor británico, Edmund Cartwright, quien patentó el primer telar mecánico en 1786. En los años que siguieron, él y otros ingenieros hicieron algunas mejoras y, a principios del siglo XIX, el telar mecánico se utilizaba ampliamente. Aunque es en esencia parecido al telar manual, este tipo de telar cuenta con algunos elementos adicionales, como mecanismos para detener el telar si la trama o la urdimbre se rompen o si la lanzadera no alcanza el final de su recorrido. Otros dispositivos permiten intercambiar las lanzaderas sin necesidad de detener el funcionamiento del telar. En uno de los extremos del telar se encuentra un cargador con varias bobinas llenas de hilo. El telar cuenta con un mecanismo para expulsar las bobinas vacías y tomar una nueva.

Cuando se requiere un tejido más elaborado se utilizan telares más complejos. Para crear figuras se emplean telares de lizos. La diferencia fundamental es el funcionamiento de los arneses. En un telar de dos arneses, o sea, un telar con dos conjuntos de lizos, sólo es posible fabricar tejidos simples. Las fibras de sarga requieren telares con tres o más arneses. Los arneses de los telares de lizos se controlan con un cabezal que determina el arnés que está levantado o bajado en cada pasada de la lanzadera. Un avance adicional es el telar de Jacquard, perfeccionado por el inventor francés Joseph Marie Jacquard a principios del siglo XIX. En este tipo de telares no se utilizan arneses de lizos, sino que los hilos de la urdimbre se controlan con un conjunto de alambres verticales unidos a un cabezal Jacquard que se encuentra en la parte superior del telar. El proceso de tejido se controla con una serie de tarjetas perforadas que corresponden al patrón de la trama. Se perfora o se deja sin perforar la tarjeta en los puntos que corresponden a cada hilo de la urdimbre. Se hace pasar por el cabezal Jacquard una tarjeta perforada por cada hilo de la trama. (ver figura 26.)

Figura 26. Telar mecánico.



Fuente: <http://www.telaresusart.com.ar/index.htm>

2.6.3 TELARES MODERNOS

Hoy en día el telar mecánico convencional se considera arcaico e ineficaz, por lo que se han desarrollado otros tipos de telares en los que se intenta eliminar la lanzadera. Se conocen como telares sin lanzadera. Entre ellos se encuentra un sistema suizo que reemplaza la lanzadera con un dardo. En lugar de transportar su propia carga de hilo, el dardo lo toma de un paquete de gran tamaño y lo arrastra a través del hueco. Otro tipo importante de telar sin lanzadera es el telar de chorro, que utiliza un chorro de aire o agua a alta presión para empujar el hilo de trama de un lado a otro, con lo que se evita utilizar dispositivos mecánicos. Estos telares permiten insertar hasta 1.500 hilos de trama por minuto.

Muchas fábricas de tejidos utilizan telares sin lanzadera porque suelen ser más silenciosos y más rápidos que los telares convencionales. (ver figura 27.)

Figura 27. Telar moderno



Fuente: <http://lancero5-3.blogspot.com>

3. DISEÑO CONCEPTUAL DEL TELAR

3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCION CALIDAD (QFD)

3.1.1 Voz del consumidor.

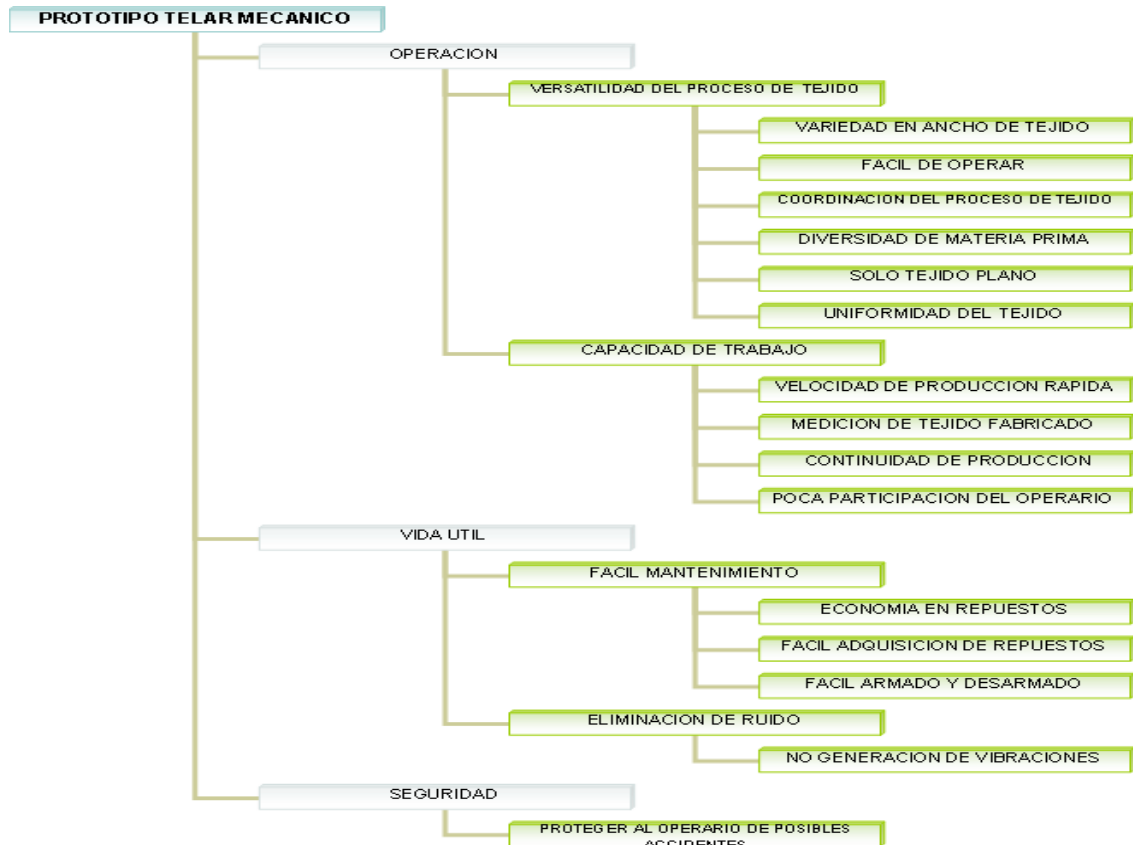
A continuación se establecen las demandas básicas de los interesados en el desarrollo del producto:

- Realizar tejidos desde 2 cm. hasta 12 cm. de ancho.
- Producir más de 70 metros de tejido por día, aproximadamente 140 metros de tejido por día.
- Habilidad para funcionar mecánicamente con la mínima participación del operario.
- Ubicar un instrumento que permita informar al operario de cuanta longitud de tejido se ha realizado
- Se requiere que la maquina ocupe el menor espacio posible.
- Evitar que la maquina sea ruidosa.
- Lograr que todos los movimientos sean coordinados adecuadamente a su respectivo tiempo para mantener la calidad del producto.
- Trabajar solo dos fibras textiles (algodón y nylon).
- Elaborar solamente productos realizados con tejido plano.
- El paso de la lanzadera por el urdimbre sea constante permitiendo que el tejido sea uniforme.

- Embobinado constante del tejido sin necesidad de parar la producción.
- Los hilos estén siempre tensionados.
- Libre de peligros durante su funcionamiento
- Operación rápida
- Fácil de operar
- Eliminación del pedal por un mecanismo que realice el movimiento de los lizos.
- Se requiere que el movimiento de la lanzadera ya no sea manual y que esta sea reemplazada por un accionamiento mecánico que logre pasar la lanzadera de un lado a otro sin necesidad de un operario.
- Cambiar el mecanismo manual del peine por un accionamiento mecánico que cumpla con su respectiva función.
- Repuestos fáciles de conseguir.
- Fácil mantenimiento

3.1.2 Organización de requerimientos.

Con el uso de un método asociativo, se organizan los requerimientos en subgrupos de criterios cualitativos de evaluación.



El resultado de esta organización constituye las necesidades y deben introducirse en la matriz de calidad en las filas. A estas necesidades se les ha asignado un valor que estima su importancia para el consumidor. Además como un paso previo, se establecieron los requisitos de proyecto como características de ingeniería medibles a través del método de la lluvia de ideas (brainstorming). Estos requisitos se introducen en la parte superior de la matriz. Es necesario relacionar las necesidades con los requerimientos de proyecto. Esta relación se hace típicamente por medio de símbolos que representan el grado de importancia de la relación. Sin embargo para efectos prácticos se introducirá dicho valor directamente en la casilla.

3.1.3 Matriz de calidad.

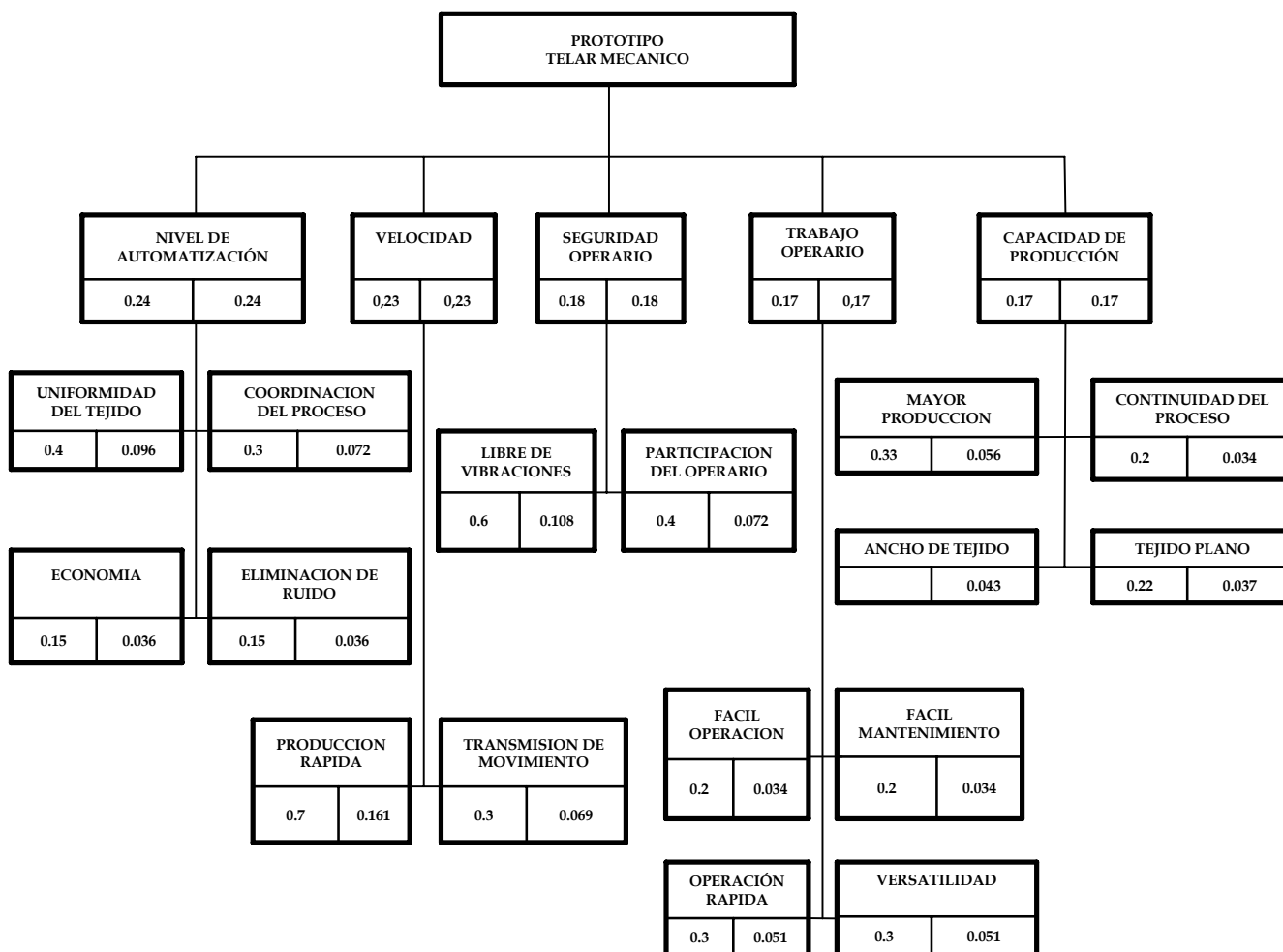
Cuadro 1. Matriz de calidad.

			Material de la estructura	Uniformidad del tejido	Dimensiones de tejido	Ergonomica	velocidad	trabajo operario	mecanismo sencillo	numero de componentes	Capacidad de Producción	medidor de producción	Nivel de automatización	Seguridad operario	mantenimiento	Dimensiones telar	Durabilidad	estética	costo de materiales	
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
importancia			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
operación	Versatilidad	Variedad en ancho de tejido	7	0	9	9	0	9	9	3	0	9	0	9	0	0	3	0	0	0
		Diversidad de materia prima	8	3	3	3	0	3	3	0	1	9	0	1	0	0	0	3	0	9
		Solo tejido plano	9	0	3	3	0	9	0	3	0	1	1	9	0	0	1	1	0	9
		uniformidad del tejido	8	0	9	9	1	9	3	3	1	3	0	3	1	0	1	0	0	9
		fácil de operar	4	1	1	1	9	1	9	9	9	1	3	9	9	3	1	9	9	1
	capacidad de trabajo	velocidad de producción rápida	9	0	9	3	1	9	1	3	1	9	9	9	9	1	0	3	0	1
		continuidad de producción	5	0	3	3	0	3	9	3	3	9	9	9	9	3	0	9	0	0
		poca participación del operario	7	1	3	3	9	1	9	9	3	0	1	9	9	1	0	0	0	0
		medición de tejido fabricado	3	0	0	3	0	3	3	1	1	9	9	3	0	0	0	0	3	1
		vida útil	eliminación de ruido	no generación de vibraciones	7	9	3	1	1	9	0	1	9	3	0	0	9	9	3	9
vida útil	fácil mantenimiento	economía en repuestos	4	9	0	0	1	0	0	9	9	0	3	1	0	9	9	9	3	9
		fácil adquisición de repuestos	4	9	0	0	0	0	0	9	9	0	3	1	0	9	9	9	3	9
		fácil armado y desarmado	3	9	0	0	3	0	9	9	9	0	1	3	9	9	9	1	9	3
Seguridad operario	protección de accidentes	6	9	0	0	9	9	9	3	1	1	0	9	9	3	9	1	0	0	
			251	328	269	190	473	354	340	268	352	208	481	377	223	216	285	96	322	

3.1.4 Ponderación de resultados para selección de solución

Después de llenar la matriz de calidad, se procede a ponderar los resultados obtenidos, a fin de definir los requerimientos de diseño que serán decisivos en el momento de escoger una alternativa. Esta ponderación se resume en la figura 28, partiendo de los requisitos de proyecto y escogiendo los más relevantes.

Figura 28. Ponderación de resultados



3.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Ahora, se procede a plantear alternativas de solución entre las cuales se escogerá la que más se acerque a las necesidades del cliente.

3.2.1 Alternativa 1: Telares de pinzas positivas.

Los telares de pinzas positivas (ver figura 29) son los más versátiles. El hilo de trama se inserta por medio de unas pinzas de metal que tiran de él hasta el centro de telar, donde se transfiere activamente a la otra pinza que lo lleva al otro lado del telar. La cabeza de la pinza va montada en una varilla. Este tipo de telares se utiliza para producciones textiles especializadas de alta calidad. Tienen unos niveles de productividad inferiores a los de pinzas negativas y su consumo de energía es comparativamente mayor, por lo que son de los más costosos, no sólo por el precio de venta sino también por el coste de funcionamiento. Con ellos se puede fabricar desde la seda pura más fina a tejidos de lana y estambre para la industria de la moda y desde tapices y telas decorativas a tejidos industriales pesados de fibra de alambre, yute y fibra de carbono.

Figura 29. Telar de pinzas positivas



Fuente: http://www.textilespanamericanos.com/Articles/2008/Enero-Febrero_2008/Articles/Optimax.html

3.2.2 Alternativa 2: Telares de pinzas negativas.

Los telares de pinzas negativas (ver figura 30) son, después de los de pinzas positivas, los más versátiles y con ellos se pueden fabricar telas de alta calidad y diseño complejo. El hilo de trama se inserta por medio de unas pinzas de metal que lo lleva hasta el centro de telar, donde se transfiere pasivamente a la otra pinza que lo lleva al otro lado del telar. El diseño y desarrollo de la cabeza de la pinza exige una compleja tecnología que implica patentes y conocimientos técnicos. La cabeza de la pinza va montada sobre

una cinta. Estas máquinas son moderadamente costosas, tienen un consumo medio de energía y son medianamente rápidas. Las fabrican principalmente Promatech, Sulzer, Picanol y, en menor medida, Panter. Tsudakoma fabrica un número limitado de telares de pinzas negativas destinados exclusivamente al mercado japonés, en el que se utilizan para fabricar productos textiles japoneses tradicionales.

Figura 30. Telar de pinzas Negativas

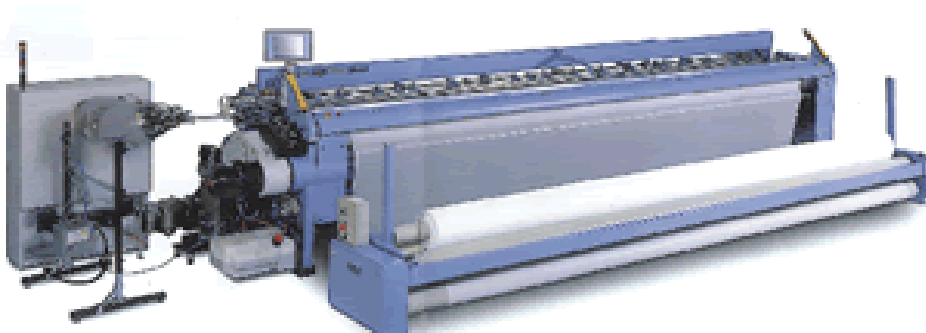


Fuente: http://www.textilespanamericanos.com/Articles/2008/Enero-Febrero_2008/Articles/Optimax.html

3.2.3 Alternativa 3: Telares de chorro de aire.

Los telares de chorro de aire se caracterizan por la inserción del hilo de trama en la urdimbre por medio de un chorro de aire comprimido (ver figura 31). Estos telares son muy productivos pero son menos versátiles que los telares de pinzas. Son idóneos para fabricar telas ligeras. Son moderadamente versátiles y pueden utilizarse para fabricar una gama bastante amplia de telas, si bien con telas pesadas, como la mezclilla de algodón, el consumo de energía aumenta considerablemente. Estos telares presentan unos niveles de consumo de energía relativamente altos (comparados con los telares de pinzas o de chorro de agua, por ejemplo), pero como tienen pocas piezas móviles, los costes en concepto de recambios son relativamente bajos. Su instalación exige unas infraestructuras considerables, como compresores y tuberías de aire comprimido. Estas infraestructuras pueden llegar a representar entre el 15 y el 25 % del valor global de la máquina. Por regla general, las utilizan empresas que satisfacen una demanda previsible y constante de un tipo concreto de tela.

Figura 31. Telar de chorro de aire



Fuente: http://www.textilespanamericanos.com/Articles/2008/Enero-Febrero_2008/Articles/Optimax.html

3.2.4 Alternativa 4: Telares de proyectil.

Los telares de proyectil se caracterizan por el uso de un proyectil para insertar el hilo de trama en la urdimbre (ver figura 32). Esta tecnología se desarrolló en los años cincuenta y puede considerarse madura. Los telares de proyectil son relativamente costosos, presentan una amplia gama de aplicaciones, tienen un consumo relativamente bajo de energía y son apropiados para la fabricación de textiles de calidad alta-media. Los telares de proyectil permiten fabricar telas de mayor anchura que los demás. También tienen una vida útil más larga que cualquier otro tipo de telar. Los telares de proyectil tienen unas características técnicas similares a las de los telares de pinzas, pero son bastante más costosos que la mayoría de los demás tipos de telares (salvo los multifase). Debido a su precio relativamente alto y a su mediana productividad, estos telares se utilizan en mercados muy especializados. Este tipo de máquina es fabricada casi exclusivamente por Sulzer.

Figura 32. Telar de Proyectil



Fuente: http://www.textilespanamericanos.com/Articles/2008/Enero-Febrero_2008/Articles/Optimax.html

3.2.5 Alternativa 5: Telar de Lanzadera.

Fue una de las aportaciones de los españoles al panorama textil de América. Si bien todos los telares trabajan bajo los mismos principios técnicos, éste se caracteriza por un cierto grado de mecanización, lo que permite hacer telas de gran dimensión y mayor rapidez, sin perder su condición de tecnología artesanal (ver figura 33). Su base consiste en un sólido marco que sostiene todos los aditamentos; los enjulos se accionan por medio de ruedas dentadas con las que se logra la tensión deseada. Puede tener de dos a cuatro lizos, y cada uno se compone de un marco con cuerdas verticales llamadas mallas; a cierta altura cada cuerda tiene un ojal por donde pasan los hilos de la urdimbre. Los lizos se suspenden del marco del telar y se conectan con el mecanismo que los accionan, lo que agiliza y facilita el cambio de calada entre los hilos de la urdimbre. El peine que aprieta las tramas es un marco de mallas y ojales por el cual pasan todos los hilos de la urdimbre; el mismo peine determina el ancho de la tela y, de acuerdo al número de ojales, la cantidad de hilos por centímetro cuadrado. Por delante tiene el cajín o caja sobre la cual corre la lanzadera llevando los hilos de la trama.

Figura 33. Telar de Lanzadera



Fuente: <http://www.mikrama.eu/catalogodemateriales/telar/telar-bajo-lizo>

3.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Se aplica una ponderación para evaluar el comportamiento de cada una de las alternativas y se llega a la conclusión, como se ve, que la alternativa 5 es la que alcanza mayor puntaje, por lo tanto cumple de manera global con los requerimientos de diseño.

Cuadro 2. Evaluación de alternativas.

CRITERIOS DE EVALUACION	Valor	Parámetros	Prom.	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3		ALTERNATIVA 4		ALTERNATIVA 5	
				Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación
NIVEL DE AUTOMATIZACION	0,24	Uniformidad del tejido	0,4	5	0,48	4	0,384	3	0,288	3	0,288	4	0,384
	0,24	Coordinación del proceso	0,3	3	0,216	3	0,216	3	0,216	2	0,144	1	0,072
	0,24	Economía	0,15	1	0,036	1	0,036	2	0,072	1	0,036	4	0,144
	0,24	Eliminación de ruido	0,15	2	0,072	2	0,072	2	0,072	2	0,072	2	0,072
VELOCIDAD	0,23	Producción Rápida	0,7	2	0,322	1	0,161	3	0,483	3	0,483	4	0,644
	0,23	Transmisión de movimiento	0,3	2	0,138	2	0,138	2	0,138	2	0,138	3	0,207
SEGURIDAD DEL OPERARIO	0,18	Libre de Vibraciones	0,6	2	0,216	2	0,216	4	0,432	2	0,216	2	0,216
	0,18	Participación del operario	0,4	5	0,36	4	0,288	3	0,216	3	0,216	2	0,144
TRABAJO OPERARIO	0,17	Fácil Operación	0,2	2	0,068	1	0,034	3	0,102	2	0,068	4	0,136
	0,17	Fácil Mantenimiento	0,2	2	0,068	1	0,034	4	0,136	4	0,136	5	0,17
	0,17	Operación Rápida	0,3	2	0,102	3	0,153	4	0,204	4	0,204	3	0,153
	0,17	Versatilidad	0,3	5	0,255	4	0,204	2	0,102	1	0,051	5	0,255
CAPACIDAD DE PRODUCCION	0,17	Mayor Producción	0,33	3	0,1683	2	0,1122	4	0,2244	2	0,1122	3	0,1683
	0,17	Continuidad del Proceso	0,2	3	0,102	2	0,068	2	0,068	2	0,068	3	0,102
	0,17	Ancho de tejido	0,25	4	0,17	3	0,1275	2	0,085	5	0,2125	5	0,2125
	0,17	Tejido plano	0,22	3	0,1122	4	0,1496	2	0,0748	3	0,1122	4	0,1496
TOTAL					2,8855		2,3933		2,9132		2,5569		3,2294

Con estos resultados puede empezarse de manera certera un proceso de diseño que entregue como resultado una máquina que cumple con las necesidades del cliente.

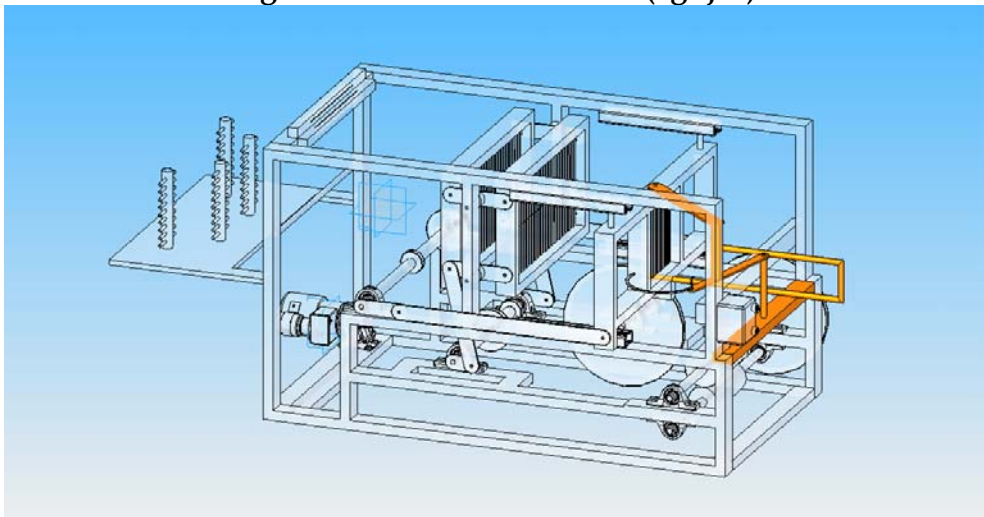
Notas	1	Deficiente
	5	Optimo

3.4 DESCRIPCION DEL TELAR MECANICO

3.4.1 Sistema Lanzadera

El sistema manual de lanzadera tradicional es reemplazado por un sistema de dos agujas, la primera aguja tiene un movimiento transversal a la urdimbre, llevando la trama de un lado a otro, posteriormente la segunda aguja recibe este hilo y con un movimiento longitudinal al tejido elabora una argolla que permite mantener la trama ajustada a la urdimbre, de esta manera la primera aguja puede devolverse sin que se presente ningún inconveniente en el tejido. Estas agujas deben estar totalmente sincronizadas para que mientras una lleva la trama, la otra la reciba y pueda generar el tejido. (Ver figura 34)

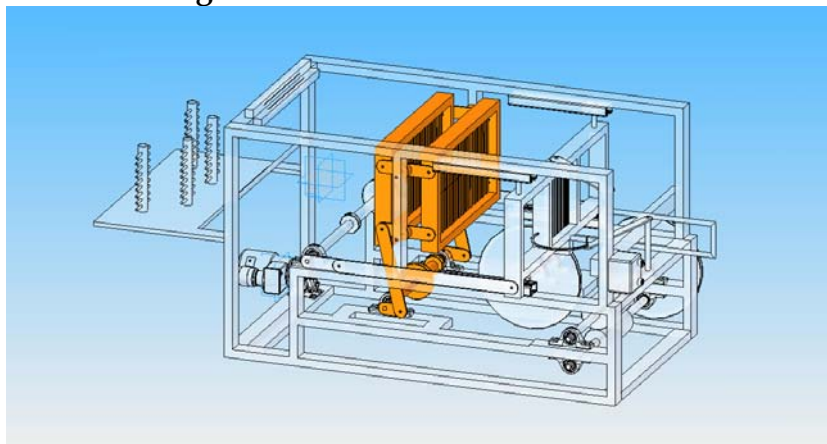
Figura 34. Sistema lanzadera (agujas)



3.4.2 Sistema Cambio de Lizos

Este sistema anteriormente era accionado por medio de pedales debido al movimiento del operario, ahora se implementa un sistema de manivela-biela-corredera accionado por un motor eléctrico que permite el movimiento natural de cada lizo, en este sistema se selecciona un mismo motor para los dos lizos, estos dos marcos tienen coordinados sus movimientos de subida y bajada gracias a un mecanismo balancín pivotado en la estructura del telar. (Ver figura 35.) El sistema de lizos es accionado como ya se dijo anteriormente por medio de un sistema manivela, biela, corredera. El movimiento es transmitido desde el eje del peine que tiene una velocidad angular w de 90rpm, y a la vez hacer una reducción de 2 : 1 por medio de poleas para lograr que el eje de lizos tenga una velocidad angular w de 45rpm. Esta reducción se logra por medio de una polea de 2" en el eje del peine y una polea de 4" en el eje lizos.

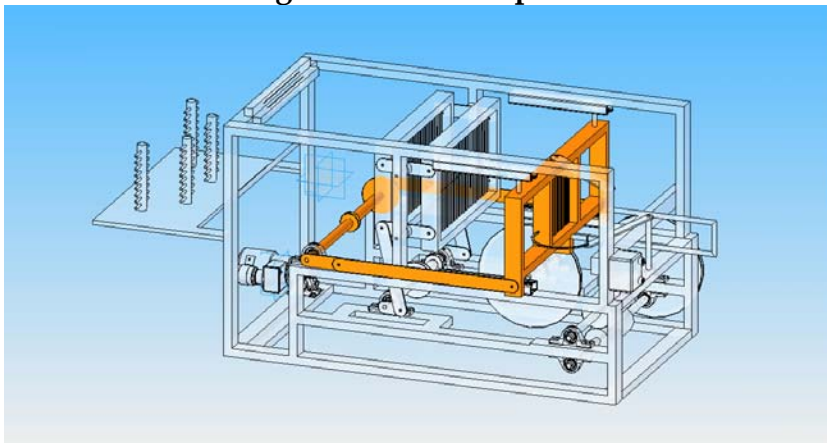
Figura 35. Sistema Cambio de Lizos



3.4.3 Sistema Peine

Este sistema consta de un marco con una hilera de alambres que después de cada paso de la lanzadera, el hilo de la trama se golpea contra el hilo anterior, este mecanismo se mueve hacia adelante y hacia atrás apretando el hilo de trama contra el de la trama anterior para formar un tejido compacto. Este sistema, como el anterior es movido por el mismo motor eléctrico, sin embargo con una velocidad angular diferente pues por cada cambio de lizos, el peine debe ir y volver a su posición inicial, es decir, mientras el mecanismo de los lizos dan media vuelta, el mecanismo del peine debe dar toda una vuelta completa. El sistema peine es un sistema manivela, biela, corredera (Ver figura 36). Su movimiento es generado por un motoreductor de 45rpm que transmite por medio de poleas en el motoreductor al eje que genera el movimiento del peine, se hace un aumento de 1 : 2 para pasar de 45rpm a 90rpm. Este aumento de rpm se produce por medio de una polea en el motor de 8" y una polea de 4" en el eje del peine

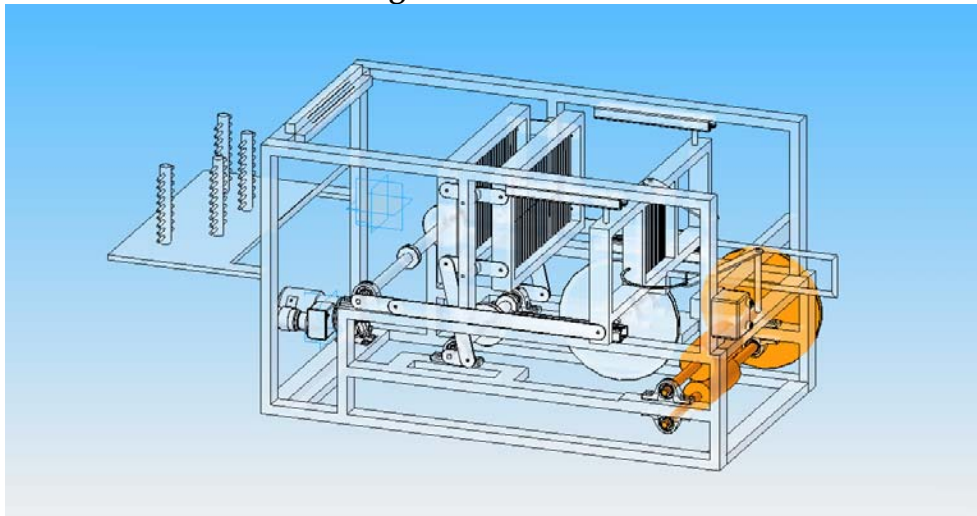
Figura 36. Sistema peine



3.4.4 Sistema de tensión y Enrollamiento de la Trama

Este sistema consta de un eje pivotado en sus extremos en el cual los hilos de urdimbre, son enrollados en el rodillo plegador y dirigidos hacia la zona de formación de tejido del telar. El tejido es enrollado por medio de la lenta rotación del rodillo plegador y son mantenidos a una tensión controlada a lo largo de su sección. (ver figura 37.) El rodillo fue diseñado para que pueda recoger el tejido a una velocidad de 6mm/seg. El rodillo gira a una velocidad angular w de 1,25rpm y para que recoja a 6mm/seg tiene un diámetro de 92mm. Para alcanzar esta velocidad de 1,25 rpm en el rodillo se tuvo que hacer una reducción de 12 : 1. Esta reducción se logra por medio de una polea de 2" en el eje lizo y una polea de 12" en el eje simple haciendo una reducción de 6 : 1, ahora del eje simple sacamos una polea de 2" que junto con una polea de 12" en eje del rodillo logramos otra reducción de 6 : 1, y así alcanzando una reducción de 12 : 1 permitiendo que el eje del rodillo gire a 1,25rpm.

Figura 37. Rodillo.



4. CALCULOS DEL TELAR MECANICO

4.1 VELOCIDAD DE PRODUCCION

Requerimiento de producción -> Producción \cong 170m/día.

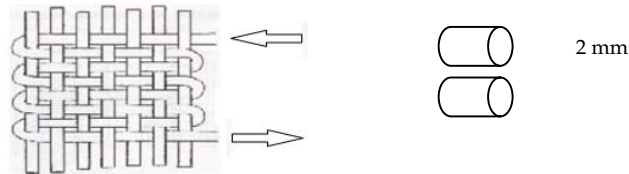
Día trabajado = 8 horas.

V_p = velocidad de producción.

$$V_p = \frac{170\text{m}}{\text{día}} * \frac{1\text{día}}{8\text{h}} = \frac{21,25\text{m}}{\text{h}} * \frac{1000\text{mm}}{\text{m}} * \frac{\text{h}}{3600\text{seg}} \cong \frac{6\text{mm}}{\text{seg}}$$

- Para obtener una velocidad de producción de $\frac{6\text{mm}}{\text{seg}}$ se debe pasar la trama 3 veces por segundo, es decir 1,5 veces la aguja en la urdimbre por segundo pues el diámetro del hilo (materia prima) es de 2 mm. (Ver figura 38.)

Figura 38. Tejido (cuando 1,5 veces ha pasado la aguja)



$W_{\text{aguja}} = (1,5) * (60\text{seg}) = 90\text{rpm}$ (velocidad angular de la aguja).

- Radio del Rodillo: R_r

W_p = velocidad angular del rodillo

$$W_p = N = 1.25\text{rpm}$$

Ahora se procede a hallar el diámetro del rodillo

$$W_p = v_p / R_r \Rightarrow R_r = v_p / W_p$$

$$W_p = \frac{v_p}{R_r} \rightarrow R_r = \frac{v_p}{W_p} = \frac{6\text{mm}}{\text{seg}} / 1.25\text{rpm} = \frac{4.8\text{mm}}{\text{rev}} * \frac{\text{min}}{\text{seg}} * \frac{1\text{rev}}{2\pi\text{rad}} * \frac{60\text{seg}}{1\text{min}} = 45.84\text{mm}.$$

$$\theta_r = 91.68 \cong 92\text{mm}$$

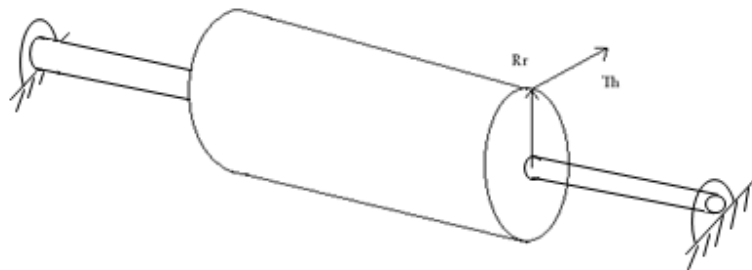
- Corrección V_p

$$V_p = \omega_p * R_r = 1.25 \text{rpm} * 46 \text{mm} = \frac{1.25 \text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{rad}}{\text{rev}} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} * 46 \text{mm} \cong 6 \text{mm/seg}$$

4.2 DISEÑO DE CORREAS Y POLEAS.

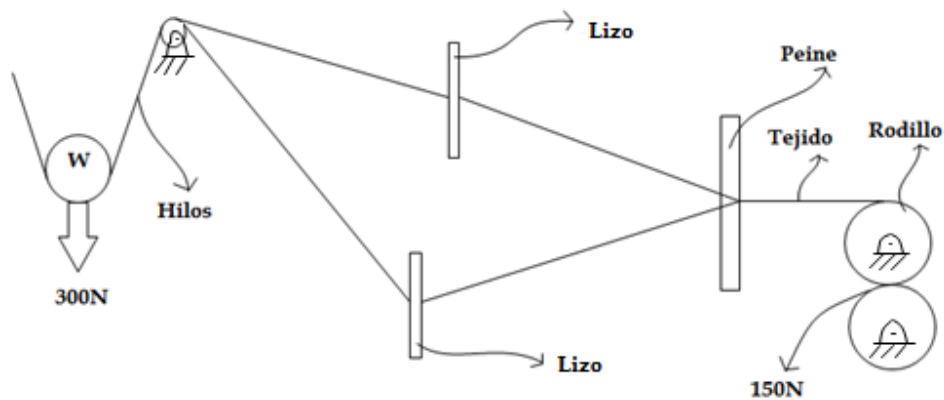
Eje del Rodillo. (Ver plano PL.SR-01 Eje del rodillo)

Figura 39. Rodillo



$R_r = \text{Radio del rodillo} = 46 \text{mm}$

Figura 40. Esquema de la tensión que tiene el tejido.

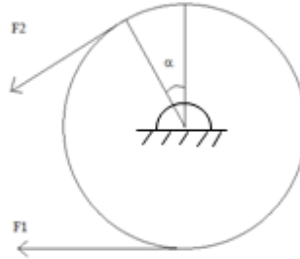


$$T_h = \text{Tension hilos} = 15 \text{kg} * \frac{10 \text{m}}{\text{seg}^2} = 150 \text{N}$$

$$T = F * d = T_h * R_r = 150 \text{N} * 0.046 = 6.9 \text{N} * m$$

1ra Polea.

Figura 41. Polea 1(Ver plano PL.SR-03 Polea Eje del Rodillo)



$rp1$ = radio de la polea 1

$Dp1$ = Diámetro de la polea 1 = 12" = 30,48cm ; $F = T/d$; $F1/F2 = 5 \Rightarrow$

$$(F1 - F2) * rp1 = T \rightarrow \left(F1 - \frac{F1}{5}\right) * rp1 = T = \frac{4F1}{5} * rp1$$

$$F1 = \frac{5T}{4rp1} ; F2 = \frac{F1}{5}$$

En la siguiente tabla se halla $F1$ y $F2$

Tabla 1. Calculo de $F1$ y $F2$ para la polea 1

$F1 = \frac{5T}{4rp1} ; F2 = \frac{F1}{5}$			
$T=6,9N*m$			
$rp1=0,1524m$			
F1	F1(N)	F2	F2(N)
$F1=(5*6,9)/(4*0,1524)$	56,594488	$F2=F1/5$	11,318898

4.2.1 Diseño de la correa (Eje del Rodillo - Eje Simple Reduccion de Velocidad)

C =distancia entre centros= 30cm

$D1$ =diámetro de la polea pequeña (conductora)= 2"=5.08cm

$D2$ =diámetro de la polea grande (conducida)= 12"=30.48cm

Con estos datos se calcula la longitud de la correa (L)

$$L = 2C + 1.57 * (D2 + D1) + \frac{(D2-D1)^2}{4C} = \text{Longitud de la correa}$$

Ahora para escoger el tipo de correa se necesita la potencia y los rpm del sistema, y de ahí se va al anexo A para seleccionar el tipo de correa indicada.

$$\text{Pot} = T * \frac{N}{K} \quad ; \quad K=9550 \rightarrow (\text{Kw})$$

Se va al anexo A para escoger el tipo de correa indicada para longitudes normalizadas de correas trapezoidales.

Según el grafico se selecciona correa tipo A. (Mirar tabla 2.)

Ahora según la longitud de la correa (L) se va al anexo B para elegir el número de la correa tipo A.

Se elige la correa A46 => Longitud normalizada $L_p = 120,1\text{cm}$ (Mirar tabla 2.)

Con este nuevo dato ahora se realiza los cálculos de la corrección de la distancia entre centros (C). (Mirar tabla 2.)

Después de tener C se puede hallar el ángulo de contacto α . (Mirar tabla 2.)

Tabla 2. Cálculos del diseño de la correa y distancia entre centros C

$L = 2C + 1.57 * (D2 + D1) + \frac{(D2-D1)^2}{4C}$	
D1(cm)	5,08
D2(cm)	30,48
C(cm)	25
L(cm)	112,2808
$Pot = T * \frac{N}{K} ; K = 9550 \rightarrow (Kw)$	
N(rpm)	1,25
T(N*m)	6,9
Pot(Kw)	0,000903141
Pot(hp)	0,001210209
Se elige la correa A46	
Longitud normalizada Lp (cm)	120,1
Calculos de la corrección de la distancia entre centros (C):	
$B = 4Lp - 2\pi * (D2 + D1)$	
B	256,969408
$C = B/16 + \frac{\sqrt{B^2 - 32(D2-D1)^2}}{16}$	
C(cm)	29,37589824
Calculo para hallar el ángulo de contacto (α)	
$\alpha = 2 \sin^{-1} \left(\frac{D2-D1}{2C} \right)$	
$\alpha(^{\circ})$	51,23056293

4.2.2 Calculo del número de correas en la polea 1.

Con la siguiente ecuación se puede averiguar el número de correas necesario para la transmisión de potencia en el eje del rodillo. (Mirar tabla 3.)

$$\text{Numero de correas} = \frac{Pot \text{ proy}}{Pot \text{ Nom Ajust}}$$

$$Pot \text{ proy.} = Nsf * Pot \text{ transm.}$$

En el anexo C se halla el valor de Nsf

Nsf = Coeficiente de servicio.

$$\Rightarrow Nsf = 1.1$$

$$\text{Pot transm.} = T * \frac{N}{K} \quad ; \quad K=9550 \rightarrow (\text{Kw})$$

Ahora se va a la siguiente ecuación para hallar la potencia nominal ajustada (Pot. Nom. Ajust.). (Mirar tabla 3.)

$$\text{Pot. Nom. Ajust.} = k_{\theta} * k_L * \text{Pot. Nom.}$$

$$\text{Pot. Nom.} = \left[2.98a * \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09} - \left(\frac{8.43c}{k_d * D_1} \right) - 35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right) \right] * \left(\frac{Vm}{10^3} \right)$$

En el anexo B se puede hallar los valores de a, c y e, para realizar los respectivos cálculos.

Ahora se va al anexo D para hallar k_d para los cálculos de la potencia nominal (Pot. Nom.).

$$\Rightarrow \frac{D_2}{D_1} = (12"/2") = 6 = k_d = 1.14$$

$$\text{Con esta ecuación se calcula } Vm. \Rightarrow Vm = \frac{\pi * D_1 * N}{100}$$

Para los cálculos de la Pot. Nom. Ajust. Se va al anexo D para hallar k_{θ}

$$(D_2 - D_1)/C = 0.865 \rightarrow k_{\theta} = 0.857$$

Ahora se procede a hallar k_L de la tabla del anexo E.

$$L = 120.1cm \rightarrow k_L = 0,928$$

Ahora con el valor de la potencia nominal ajustada, se puede hallar el número de correas necesarias para el movimiento del eje del rodillo. (Mirar tabla 3.)

Tabla 3. Cálculos del numero de correas para polea 1 y polea 2.

$\# \text{ de correas} = \frac{\text{Pot proy}}{\text{Pot Nom Ajust}}$	
Pot proy. = Nsf * Pot transm.	
Nsf	1,6
Pot(hp)	0,001210209
Pot Proy(hp)	0,001936334
$\text{Pot. Nom. Ajust.} = k_{\theta} * k_L * \text{Pot. Nom.}$	
$\text{Pot. Nom.} = \left[2.98a * \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09} - \left(\frac{8.43c}{k_d * D1} \right) - 35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right) \right] * \left(\frac{Vm}{10^5} \right)$	
a	2,684
c	5,326
e	0,0136
Kd	1,14
$Vm = \frac{\pi * D1 * N}{100}$	
D1(cm)	5,08
N(rpm)	7,5
Vm=(m/min)	1,1969496
A	$2.98a * \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09}$
A	14,65453181
B	$\frac{8.43c}{k_d * D1}$
B	7,752828429
C	$35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right)$
C	6,95989E-07
Pot Nom(cv)	(A-B-C)*Vm/1000
Pot Nom(cv)	0,00826099
Pot Nom(hp)	Pot Nom(cv)/1,014
Pot Nom(hp)	0,008146933
k_{θ}	0,857
KL	0,928
Pot Nom Ajust(hp)	0,006479223
# de correas	0,298852854

Numero de correas = 0.3 → # de correas = 1 Correa.

4.3 DISEÑO DEL EJE DEL RODILLO

$F_1=56,59\text{N}$; $F_2=11,32\text{N}$

$\alpha=51,23^\circ$

Figura 42. Fuerzas en la polea 1

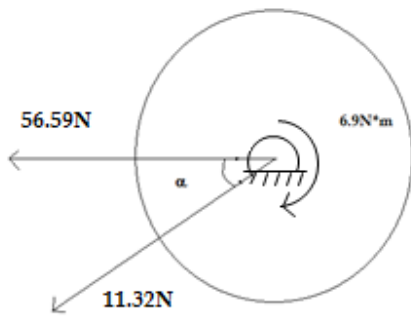
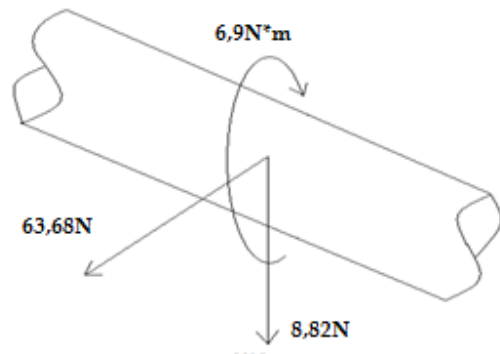
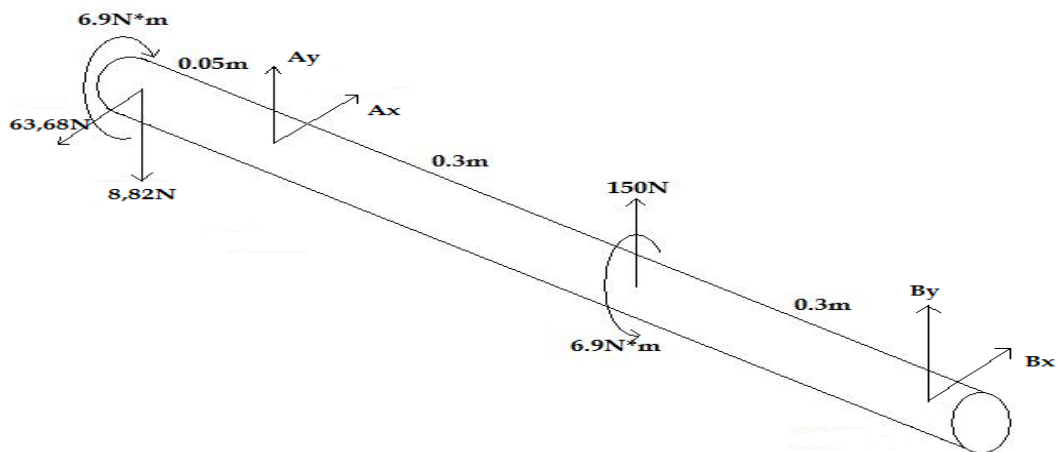


Figura 43. Fuerzas en el eje del rodillo.



❖ DCL y cálculo de fuerzas del eje del rodillo

Figura 44. DCL del eje del rodillo



Estática:

$$-\sum Fx = 0$$

$$Ax + Bx = 63,68 \text{ (ecuación 1)}$$

$$-\sum Fy = 0$$

$$Ay + By + 150 = 8,82N \text{ (ecuación 2)}$$

$$-\sum MBx = 0$$

$$0.6Ax = 0.65 * 63,68 \text{ (ecuación 3)}$$

$$-\sum MBy = 0$$

$$0.6Ay + 0.3 * 150 = 0.65 * 8,82 \text{ (ecuación 4)}$$

Tabla 4. Hoja de cálculo (estática para hallar Ax, Bx, Ay y By.) (Ecuación 1, ecuación 2, ecuación 3 y ecuación 4)

Ax	Ax(N)
$Ax = 0,65 * 63,68 / 0,6$	✓ 68,98666667
Bx	Bx(N)
$Bx = 63,68 - Ax$	✓ -5,306666667
Ay	Ay(N)
$Ay = (0,65 * 8,82 - 0,3 * 150) / 0,6$	✓ -65,445
By	By(N)
$By = 8,82 - 150 - Ay$	✓ -75,735

Figura 45. DCL completo del Eje del Rodillo

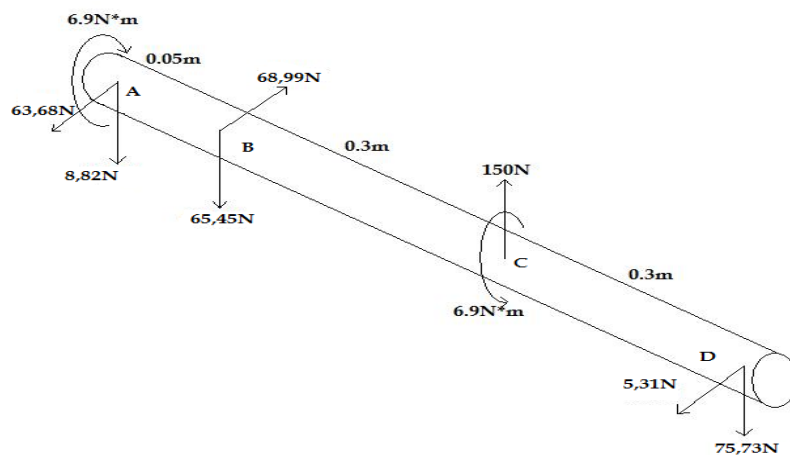
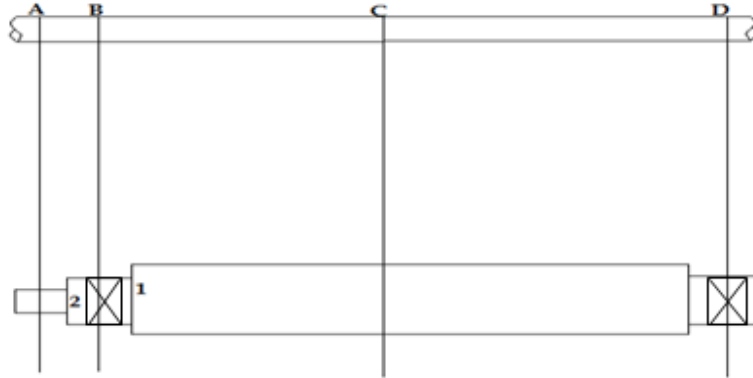


Figura 46. Puntos de análisis sobre el Eje del Rodillo.



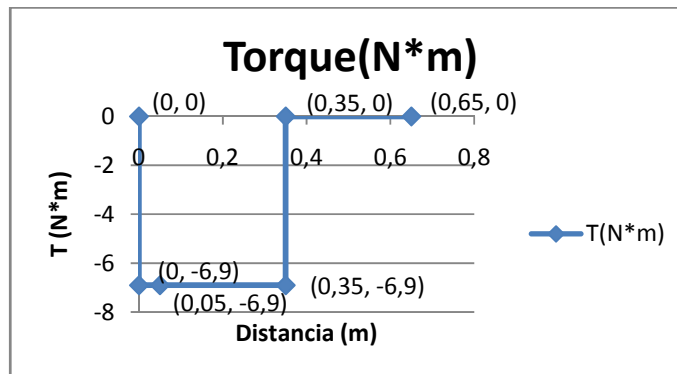
4.3.1 Diagramas de torque, fuerzas y momentos en el Eje del Rodillo.

4.3.1.1 Diagrama de Torque

Tabla 5. Tabla del diagrama de torque sobre el Eje del Rodillo

Puntos en el eje	Distancia (m)	T(N*m)
A	0	0
A	0	-6,9
B	0,05	-6,9
C	0,35	-6,9
C	0,35	0
D	0,65	0

Figura 47. Diagrama de Torque

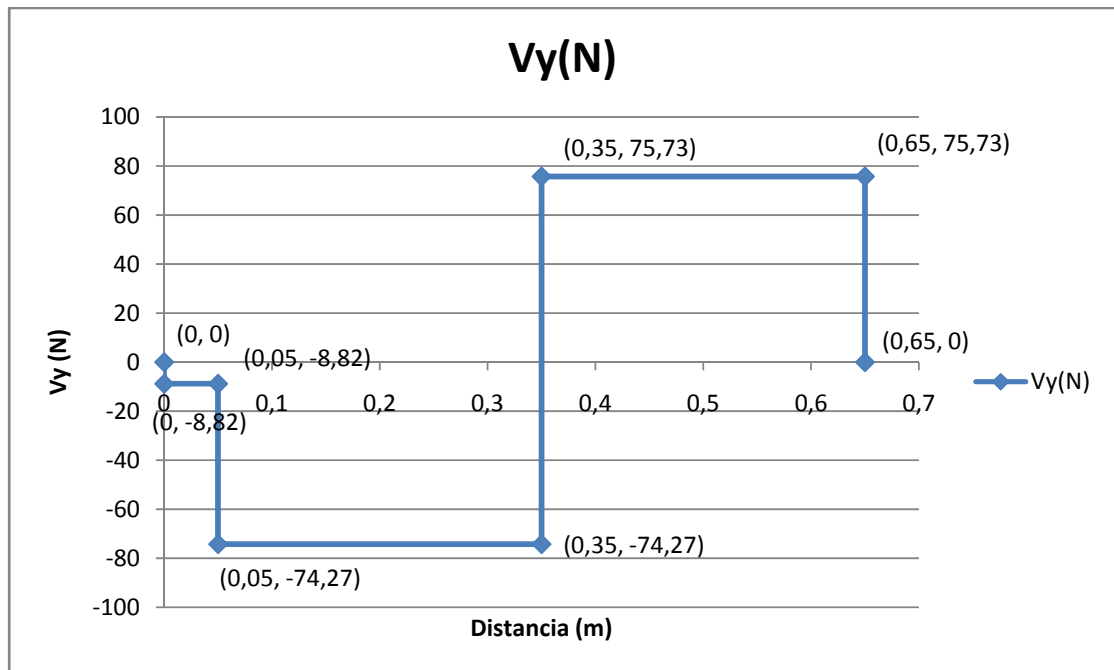


4.3.1.2 Diagrama de Fuerzas V_y

Tabla 6. Tabla del Diagrama de fuerzas V_y (N) sobre el Eje del Rodillo

Puntos en el eje	Distancia (m)	V_y (N)
A	0	0
A	0	-8,82
B	0,05	-8,82
B	0,05	-74,27
C	0,35	-74,27
C	0,35	75,73
D	0,65	75,73
D	0,65	0

Figura 48. Diagrama de Fuerza V_y (N) sobre el Eje del Rodillo

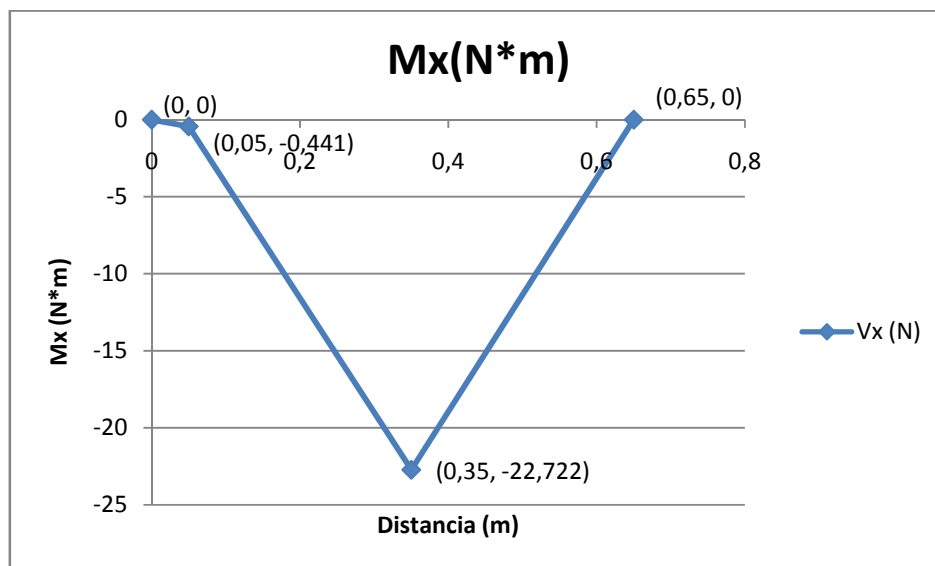


4.3.1.3 Diagrama de Momentos Mx

Tabla 7. Tabla del Diagrama de Momentos Mx (N*m) sobre el Eje del Rodillo

Puntos en el eje	Distancia (m)	Mx (N*m)
A	0	0
B	0,05	-0,441
C	0,35	-22,722
D	0,65	0

Figura 49. Diagrama de Momentos Mx(N*m) sobre el Eje del Rodillo

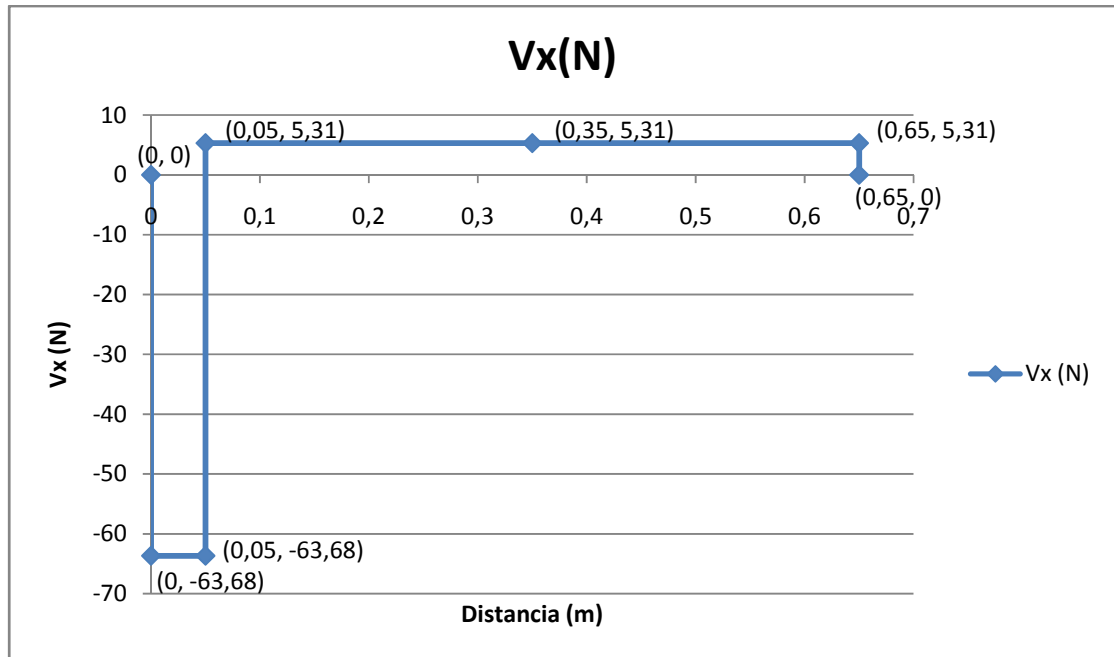


4.3.1.4 Diagrama de Fuerzas V_x

Tabla 8. Tabla del Diagrama de Fuerzas V_x (N) sobre el Eje del Rodillo

Puntos del eje	Distancia (m)	V_x (N)
A	0	0
A	0	-63,68
B	0,05	-63,68
B	0,05	5,31
C	0,35	5,31
D	0,65	5,31
D	0,65	0

Figura 50. Diagrama de Fuerzas V_x (N) sobre el Eje del Rodillo

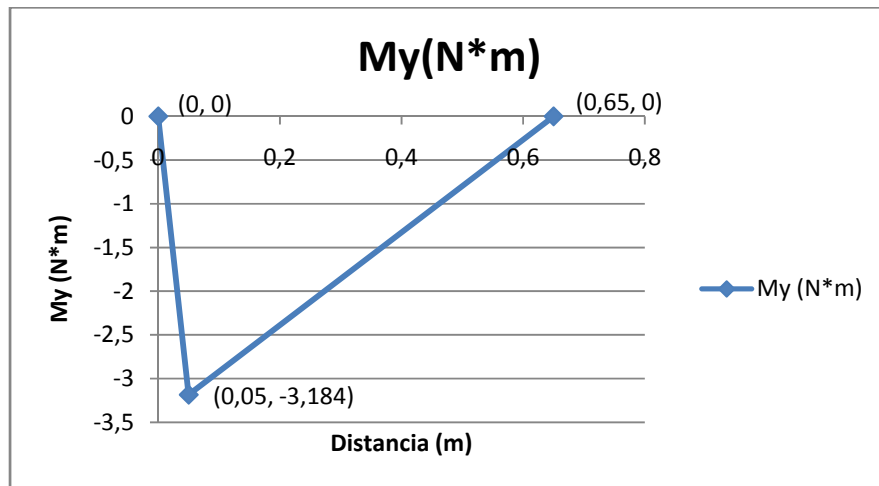


4.3.1.5 Diagrama de Momentos M_y

Tabla 9. Tabla del diagrama de momento M_y (N^*m) sobre el Eje del Rodillo

Puntos del eje	Distancia (m)	M_y (N^*m)
A	0	0
B	0,05	-3,184
D	0,65	0

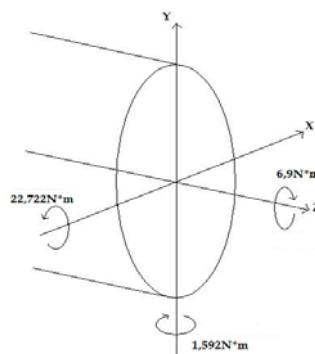
Figura 51. Diagrama de momento $M_y(N^*m)$ sobre el Eje del Rodillo



4.3.2 Análisis de puntos críticos para diseñar diámetros en el Eje del Rodillo. (Ver figura 46.)

4.3.2.1 Punto C en el Eje del Rodillo (ver figura 46)

Figura 52. Análisis de fuerzas en el punto C



Momento resultante= M_{RC}

Tabla 10. Hoja de cálculo (Momento resultante en C)

MRC	MRC (N*M)
$M=((22,722)^2+(1,592)^2)^{0,5}$	22,77770287

Se procede a diseñar el eje por medio del criterio de Mises - Goodman y con la siguiente ecuación se calcula d. (Mirar tabla 12.)

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

S_n se calcula con la ecuación dada: $S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$.

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga se hallan en el anexo F, anexo G y anexo H.

Tabla 11. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

$C_L=1$
$C_D=0,8$ (supuesta)
$C_S=0,87$
$C_C=0,814$
$C_T=1$
$C_V=1$

Se selecciona un valor de K_f (supuesto) para seguir con los cálculos del d. (Mirar el anexo I.)

$k_f=1,8$ (supuesto)

$N=2,0$ (supuesto)

$S_u=6200 \frac{kg}{cm^2} \rightarrow$ (acero 1045)

$S_n'=0,5 * S_u$

$S_n'=0,5 * 6200 = 3100 \frac{kg}{cm^2}$

Tabla 12. Cálculos para hallar el d en el punto C según criterio de Mises - Goodman

$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$	
N(supuesto)	2
MRC (Kg*cm)	227,7770287
Kf(supuesto)	1,8
Tm(Kg*cm)	69
Su(Kg/cm ²)	6200
Sn	$S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
CL	1
CD(supuesta)	0,8
Cs	0,87
Cc	0,814
Ct	1
Cv	1
Sn'(kg/cm ²)	3100
Sn(kg/cm ²)	1756,2864
d (cm)	✓ 1,682139455

d=1,68cm

4.3.2.2 Punto B en el Eje del Rodillo (ver figura 46)

Figura 53. Análisis de Fuerzas en el punto B

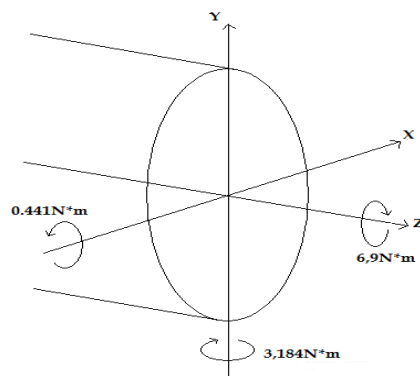


Tabla 13. Hoja de cálculo (Momento resultante en B)

M _{RB}	M _{RB} (N*m)
$M = ((3,184)^2 + (0,441)^2)^{0,5}$	3,214395277

Se procede a diseñar el eje por medio del criterio de Mises - Goodman y con la siguiente ecuación se calcula d. (Mirar tabla 15.)

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

S_n se halla con la ecuación dada: $S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$.

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga se hallan en el anexo F, anexo G y anexo H.

Tabla 14. Factores que afectan la resistencia a la Fatiga

C _L =1
C _D =0,8(supuesta)
C _S =0,87
C _C =0,814
C _T =1
C _V =1

Se selecciona un valor de K_f (supuesto) para seguir con los cálculos del d. (Mirar el anexo I.)

k_f=1,8 (supuesto)

N=2,0 (supuesto)

S_u=6200 $\frac{kg}{cm^2}$ → (acero 1045)

S_n'=0,5*S_u

S_n'=0,5*6200=3100 $\frac{kg}{cm^2}$

Tabla 15. Cálculos para hallar el d en el punto B según criterio de Mises - Goodman

$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$	
N(supuesto)	2
MRB (Kg*cm)	32,14395277
Kf(supuesto)	1,8
Tm(Kg*cm)	69
Su(Kg/cm ²)	6200
S _n	$S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
C _L	1
C _D (supuesta)	0,8
C _S	0,87
C _C	0,814
C _T	1
C _V	1
S _{n'} (kg/cm ²)	3100
S _n (kg/cm ²)	1756,2864
d (cm)	✔ 0,887590855

d=0,89cm

Se normaliza a d=5"/8=15,875mm -> Se selecciona un rodamiento (chumacera) SKF YAT 203 - 010. Datos de la chumacera (catalogo SKF).

4.3.2.3 Calculo de vida del rodamiento seleccionado:

La carga en los rodamientos de bolas es carga radial pura. Con la siguiente ecuación se puede calcular la vida del rodamiento SKF YAT 203 - 010:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} * \left(\frac{C}{P} \right)^A$$

Donde:

L_{10h} vida nominal, horas de funcionamiento

C es la capacidad de carga dinámica (kN).

P es la carga equivalente sobre el rodamiento, se calcula en función de las cargas radiales y axiales que afectan al rodamiento. Su fórmula depende del tipo de rodamiento a utilizar (kN).

A es 3 para los rodamientos de bolas y $10/3$ para los rodamientos de rodillos. La vida nominal puede expresarse en otras unidades más adecuadas al problema que se analiza.

n = velocidad de giro, rev/min

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * 1,25} * \left(\frac{9,56}{0,0951}\right)^3$$

$$L_{10h} = 13544'745.917,51 \text{ horas}$$

Trabajando a 1.25rpm la duración sería de 13544'745.917,51 horas.

4.3.3 Análisis para calcular N (factor de seguridad) del Eje del Rodillo (ver plano PL.SR-01 Eje del Rodillo y figura 46.)

4.3.3.1 Punto 1 en el Eje del Rodillo (ver figura 46). (Para calcular N)

Figura 54. Análisis de Distancias en el punto 1

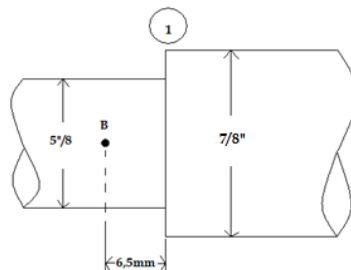


Figura 55. Análisis de Fuerzas en el punto 1

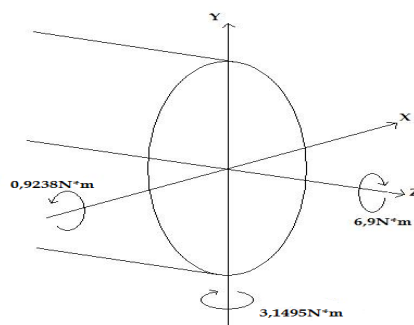


Tabla 16. Hoja de cálculo (Momento resultante en 1)

MR1	MR1 (N*M)
$M=((3,1495)^2+(0,9238)^2)^{0,5}$	3,28218779

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla 20):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_{ts} y q para que se pueda calcular K_{fs} y luego N (Mirar tabla 20.)

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$$

Tabla 17. Hoja de cálculo para hallar k_{ts} ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
$r/d=1,5/15,875$	0,0944882
D/d	D/d
$D/d=22,225/15,875$	1,4

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo J para hallar K_{ts}

$$K_{ts} = 1,43$$

Después de calcular K_{ts} , ahora se tiene que hallar q .

Tabla 18. Valores para hallar q.

r/25,4	r/25,4
r/25,4=1,5/25,4	0,0590551
Sy	Sy
Sy=6200*14,2	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q.

$$q=0.78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_{fs}

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla 20.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla 19. Factores que afectan la resistencia a la Fatiga

$C_L=1$
$C_D=0,909$
$C_S=0,87$
$C_C=0,814$
$C_T=1$
$C_V=1$

Tabla 20. Cálculos para hallar el Factor de Seguridad N en el punto B

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	1,5875
T(Kg*cm)	69
MR1 (N*m)	3,28218779
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	87,83689662
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	83,56440278
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
K _{ts}	1,43
q	0,78
K _{fs}	1,3354
S _u (Kg/cm ²)	6200
S _n	$S_n \approx C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_x$
C _L	1
C _D	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
C _D	0,909311372
C _S	0,87
C _C	0,814
C _T	1
C _V	1
S _{n'} (kg/cm ²)	3100
S _n (kg/cm ²)	1996,263995
N	✓ 16,38027684

N=16,38

El diámetro seleccionado en el punto B cumple con los requerimientos de diseño.

4.3.3.2 Punto 2. (Para calcular N) del eje del rodillo (Ver plano PL.SR-01 Eje del Rodillo y figura 46.)

Figura 56. Análisis de distancias en el punto 2

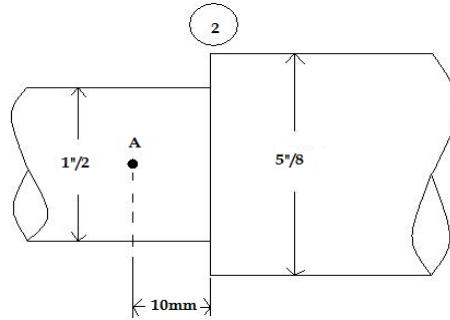


Figura 57. Análisis de fuerzas en el punto 2

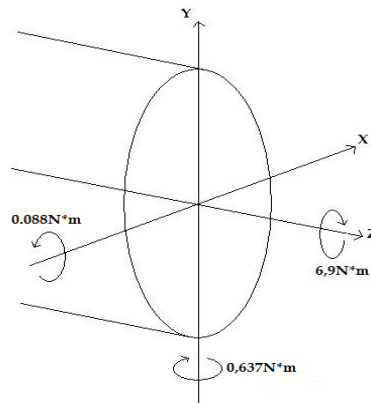


Tabla 21. Hoja de cálculo (momento resultante en 2)

MR2	MR2 (N*M)
$M = ((0,088)^2 + (0,637)^2)^{0,5}$	0,643049765

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla 25):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_{ts} y q para que se pueda calcular K_{fs} y luego N (Mirar tabla 25.)

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$$

Tabla 22. Hoja de cálculo para hallar k_{ts} ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
r/d=1,5/12,7	0,1181102
D/d	D/d
D/d=15,875/12,7	1,25

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo J para hallar K_{ts}

$$K_{ts}=1,32$$

Después de calcular K_{ts} , ahora se tiene que hallar q .

Tabla 23. Valores para hallar q .

r/25,4	r/25,4
r/25,4=1,5/25,4	0,0590551
Sy	Sy
Sy=6200*14,2	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q=0.78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_{fs}

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla 25.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla 24. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

CL=1
CD=0,929
CS=0,87
CC=0,814
CT=1
CV=1

Tabla 25. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto A

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	1,27
T(kg*cm)	69
MRI (N*m)	0,643049765
σ_b (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	171,5564387
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	31,97661668
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
Kts	1,32
q	0,78
Kfs	1,2496
Su(Kg/cm ²)	6200
Sn	$S_n \approx C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
CL	1
CD	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
CD	0,9292079
CS	0,87
CC	0,814
CT	1
CV	1
Sn'(kg/cm ²)	3100
Sn(kg/cm ²)	2039,943998
N	✓ 19,31440352

N=19,31

El diámetro seleccionado en el punto A cumple con los requerimientos de diseño.

4.3.4 Diseño de Chavetas

Polea 1 en el punto A (ver figura 46)

Chaveta de la polea 1 en el Eje del Rodillo

$$d=1''/2=1,27\text{cm}$$

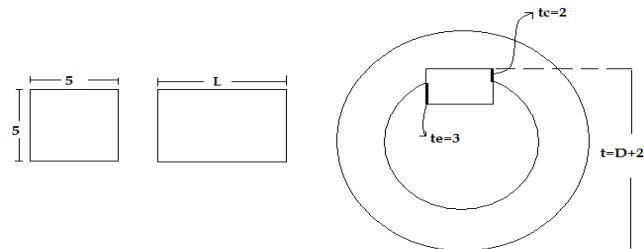
$$12\text{mm} \geq d \geq 17\text{mm}$$

Con el diámetro del eje se va al anexo L y de allí salen los siguientes valores para el diseño de la chaveta.

Tabla 26. Valores de diseño de la Chaveta para la polea 1 en el punto A

b=5
h=5
z=0,3
L=10mm a 40mm
te=3
tc=2

Figura 58. Diseño de la chaveta.



Material de la cuña= Acero 1010 (laminado en caliente)

Valores de esfuerzos del material de la cuña.

$$S_y = \frac{2500\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad ; \quad S_{ys} = 1250\text{kg}/\text{cm}^2 \quad (\text{acero 1010})$$

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{1250}{2} = 625\text{kg}/\text{cm}^2$$

$$\sigma_{perm} = 1250\text{kg}/\text{cm}^2$$

Cálculos para hallar L. (Mirar tabla 27.)

$$L_{\tau} = \left(\frac{2T}{\tau_{perm} * b * d} \right)$$

$$L_b(cm) = \left(\frac{2T}{t_c * d * \sigma_{perm}} \right)$$

Después de estos cálculos se normaliza L. (Mirar tabla 27.)

Luego de normalizar L se comprueba si L sirve con las siguientes ecuaciones (mirar tabla 27.):

$$\tau = \frac{2T}{d * b * L} \leq \tau_{perm} \leq 625$$

$$\sigma_b = \frac{2T}{d * L * t_c} \leq \sigma_{perm} \leq 1250$$

Tabla 27. Cálculo para el diseño de la Chaveta para la polea 1 en el punto A.

Diseño de la chaveta	
d(cm)	1,27
T(kg*cm)	69
b(cm)	0,5
h(cm)	0,5
z(cm)	0,03
L=10mm a 40mm	10<L<40
te(cm)	0,3
tc(cm)	0,2
τ_{perm} $\left(\frac{kg}{cm^2} \right)$	625
σ_{perm} $\left(\frac{kg}{cm^2} \right)$	1250
$L_{\tau}(cm)$	$\left(\frac{2T}{\tau_{perm} * b * d} \right)$
L τ (cm)	0,347716535
$L_b(cm)$	$\left(\frac{2T}{t_c * d * \sigma_{perm}} \right)$
Lb(cm)	0,434645669
Se normaliza a L=10mm	
L(cm)	1
$\tau = \frac{2T}{d * b * L} \leq \tau_{perm} \leq 625$	
$\tau(kg/cm^2)$	✓ 217,3228346
$\sigma_b = \frac{2T}{d * L * t_c} \leq \sigma_{perm} \leq 1250$	
$\sigma_b(kg/cm^2)$	✓ 543,3070866

$$217.32 \leq 625 \rightarrow ok$$

$$543,31 \leq 1250 \rightarrow ok$$

Con las cargas y las dimensiones definidas es posible acudir al software Ansys Workbench, la pieza es importada de Solid Edge. Los apoyos del cual dispone el eje son los rodamientos.

Figura 61. Análisis de deformación total en el Eje del Rodillo (ANSYS).

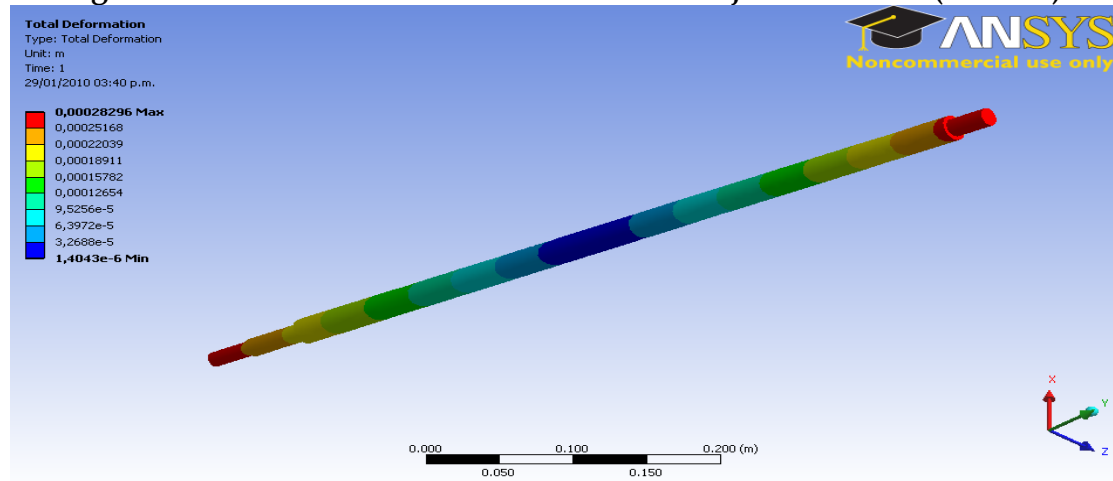
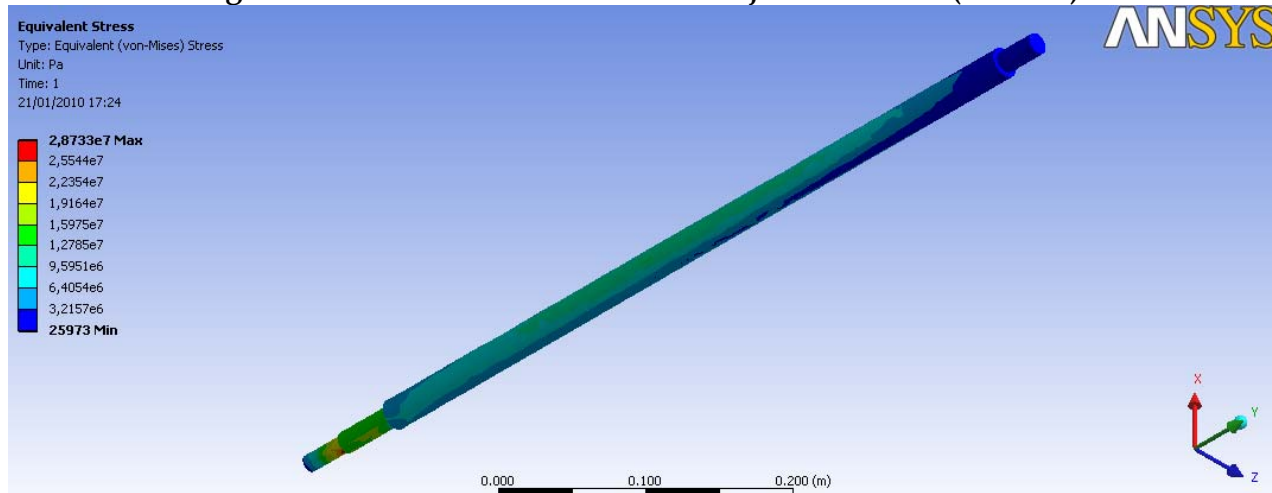


Figura 62. Análisis de esfuerzos en el Eje del Rodillo (ANSYS).



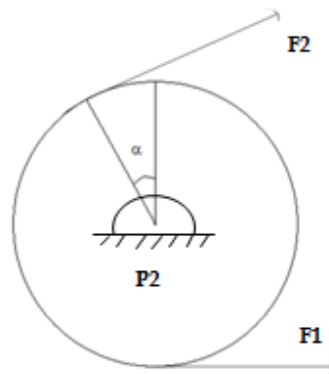
En las figuras 60, 61 y 62 se observa los análisis de factor de seguridad, análisis de esfuerzos y análisis de deformaciones. Seguidamente se puede ver una zona crítica, además el factor de seguridad en el eje del rodillo tiene un mínimo de 8,7 esto quiere decir que cumple con el N mínimo requerido en el diseño.

4.4 Eje Simple de Reducción de Velocidad.

4.4.1 Diseño de correas y poleas del Eje Simple de Reducción de Velocidad.

2da Polea. (Ver plano PL.ST-02 polea 2.)

Figura 63. Polea 2



$$Dp2 = 2'' = 5,08\text{cm} ; F = T/d ; F1/F2 = 5 \Rightarrow$$

$$(F1 - F2) * rp2 = T \rightarrow \left(F1 - \frac{F1}{5}\right) * rp2 = T = \frac{4F1}{5} * rp2$$

$$F1 = \frac{5T}{4rp3} ; F2 = \frac{F1}{5}$$

F1 y F2 para la polea 2 (P2) son los mismos valores de F1 y F2 de la polea 1 (P1).

Tabla 28. Valores de F1 y F2.

F1(N)	56,59
F2(N)	11,32

Con la siguiente ecuación se halla el torque en la polea 3:

$$Tp2 = Tp3 \rightarrow Tp3$$

Figura 64. Polea 3

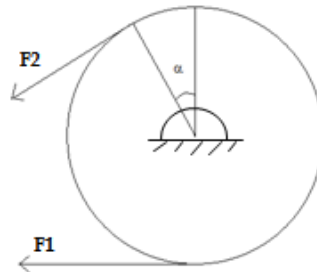


Tabla 29. Cálculos para hallar Tp2 y F1 y F2 de la polea 3.

Calculos para hallar el torque en la polea 2 (Tp2)	
$(F1 - F2) * rp2 = T$	
F1(N)	56,59
F2(N)	11,32
rp2(m)	0,0254
Tp2(N*m)	1,149858
$Tp_2 = Tp_3$	
Tp3(N*m)	1,149858
Calculos para hallar F1 y F2 para la polea 3	
$F1 = \frac{5T}{4rp3} ; F2 = \frac{F1}{5}$	
rp3(m)	0,1524
F1(N)	9,43125
F2(N)	1,88625

4.4.1.1 Diseño de la correa para la polea 3 (Eje Simple - Eje Sistema lizos)

C=distancia entre centros= 30cm

D1=diámetro de la polea pequeña (conductora)= 2"=5.08cm

D2=diámetro de la polea grande (conducida)= 12"=30.48cm

Con estos datos se halla la longitud de la correa (L)

$$L = 2C + 1.57 * (D2 + D1) + \frac{(D2-D1)^2}{4C} = \text{Long. de la correa}$$

Ahora para escoger el tipo de correa se necesita la potencia y los rpm del sistema, y de ahí se va al anexo A para seleccionar el tipo de correa indicada.

$$\text{Pot} = T * \frac{N}{K} \quad ; \quad K=9550 \rightarrow (\text{Kw})$$

Se va al anexo A para escoger el tipo de correa indicada para longitudes normalizadas de correas trapezoidales.

Según el grafico se selecciona correa tipo A. (Mirar tabla 30.)

Ahora según la longitud de la correa (L) se va al anexo B para elegir el número de la correa tipo A.

Se elige la correa A46 => Longitud normalizada $L_p = 120,1\text{cm}$ (Mirar tabla 30.)

Con este nuevo dato ahora se realizan los cálculos de la corrección de la distancia entre centros (C). (Mirar tabla 30.)

Después de tener C se puede hallar el ángulo de contacto α . (Mirar tabla 30.)

Tabla 30. Cálculos del diseño de la correa y distancia entre centros C

$L = 2C + 1.57 * (D2 + D1) + \frac{(D2-D1)^2}{4C}$	
D1(cm)	5,08
D2(cm)	30,48
C(cm)	30
L(cm)	121,2055333
$Pot = T * \frac{N}{K} ; K = 9550 \rightarrow (Kw)$	
N(rpm)	7,5
T(N*m)	1,149858
Pot(Kw)	0,00090303
Pot(hp)	0,00121006
Se elige la correa A28	
Longitud normalizada Lp (cm)	120,1
Calculos de la corrección de la distancia entre centros (C):	
$B = 4Lp - 2\pi * (D2 + D1)$	
B	256,969408
$C = B/16 + \frac{\sqrt{B^2 - 32(D2-D1)^2}}{16}$	
C(cm)	29,37589824
Calculo para hallar el ángulo de contacto (α)	
$\alpha = 2 \sin^{-1} \left(\frac{D2-D1}{2C} \right)$	
$\alpha(^{\circ})$	51,23056293

4.4.1.2 Cálculo del número de correas en la polea 3 del Eje Simple.

Con la siguiente ecuación se averigua el número de correas necesario para la transmisión de potencia en el eje simple. (Mirar tabla 31.)

$$\text{Número de correas} = \frac{Pot \text{ proy}}{Pot \text{ Nom Ajust}}$$

Pot proy. = potencia de proyecto

Pot transm. = potencia transmitida

Pot proy. = Nsf * Pot transm.

En el anexo C se puede hallar Nsf

$$\Rightarrow Nsf = 1.1$$

$$Pot\ transm. = T * \frac{N}{K} \quad ; \quad K=9550 \rightarrow (Kw)$$

Ahora se va a la siguiente ecuación para hallar la potencia nominal ajustada (Pot. Nom. Ajust.). (Mirar tabla 31.)

$$Pot. Nom. Ajust. = k_{\theta} * k_L * Pot. Nom.$$

$$Pot. Nom. = \left[2.98a * \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09} - \left(\frac{8.43c}{k_d * D1} \right) - 35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right) \right] * \left(\frac{Vm}{10^3} \right)$$

En el anexo B se halla los valores de a, c y e, para realizar los respectivos cálculos.

Ahora se va al anexo D para hallar k_d para los cálculos de la potencia nominal (Pot. Nom.).

$$\Rightarrow \frac{D_2}{D_1} = (12"/2") = 6 = k_d = 1.14$$

$$\text{Con esta ecuación se calcula } Vm. \Rightarrow Vm = \frac{\pi * D1 * N}{100}$$

Para los cálculos de la Pot. Nom. Ajust. Se va al anexo D para hallar k_{θ}

$$(D_2 - D_1)/C = 0.865 \rightarrow k_{\theta} = 0.857$$

Ahora se procede a hallar k_L de la tabla del anexo E.

$$L = 120.1cm \rightarrow k_L = 0,928$$

Ahora con el valor de la potencia nominal ajustada, se puede hallar el número de correas necesarias para el movimiento del Eje del Rodillo. (Mirar tabla 31.)

Tabla 31. Cálculos del número de correas para la polea 3 y polea 4 en el Eje Simple.

$\# \text{ de correas} = \frac{\text{Pot proy}}{\text{Pot Nom Ajust}}$	
Pot proy. = Nsf * Pot transm.	
Nsf	1,6
Pot(hp)	0,00121006
Pot Proy(hp)	0,001936096
$\text{Pot. Nom. Ajust.} = k_{\theta} * k_L * \text{Pot. Nom.}$	
$\text{Pot. Nom.} = \left[2.98a * \left(\frac{10^5}{Vm} \right)^{0.09} - \left(\frac{8.43c}{k_d * D1} \right) - 35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right) \right] * \left(\frac{Vm}{10^5} \right)$	
a	2,684
c	5,326
e	0,0136
Kd	1,14
$Vm = \frac{\pi * D1 * N}{100}$	
D1(cm)	5,08
N(rpm)	45
Vm=(m/min)	7,1816976
A	$2.98a * \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09}$
A	12,47206413
B	$\frac{8.43c}{k_d * D1}$
B	7,752828429
C	$35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right)$
C	2,50556E-05
Pot Nom(cv)	(A-B-C)*Vm/1000
Pot Nom(cv)	0,033891944
Pot Nom(hp)	Pot Nom(cv)/1,014
Pot Nom(hp)	0,033424008
k_{θ}	0,857
KL	0,928
Pot Nom Ajust(hp)	0,02658198
# de correas	✔ 0,072834907

Número de correas = 0.07 → # de correas = 1 Correa.

4.5 Diseño del Eje simple (ver plano PL.ST-01 Eje Simple de Reducción de Velocidad.)

$F_1=56,59\text{N}$; $F_2=11,32\text{N}$ => Fuerzas en la polea 2 (P2)

$F_1=9,43\text{N}$; $F_2=1,89\text{N}$ => Fuerzas en la polea 3 (P3)

$\alpha=51,23^\circ$

Figura 65. Fuerzas en la polea 2 Figura 66. Fuerzas en el Eje Simple (polea 2)

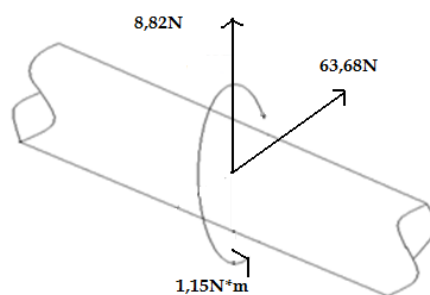
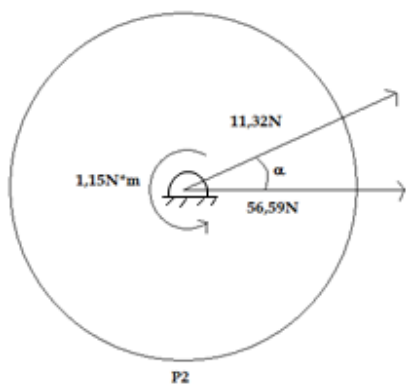
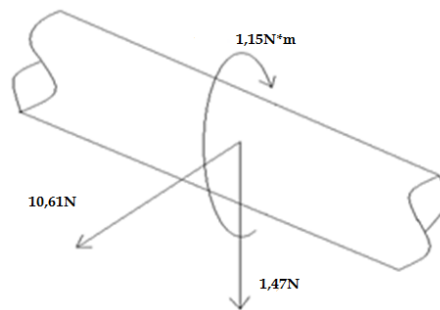
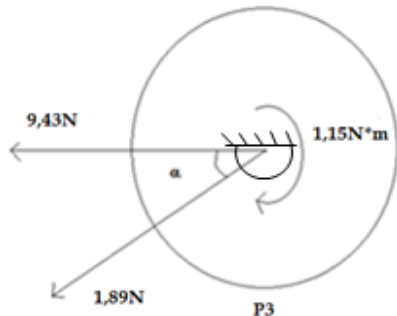
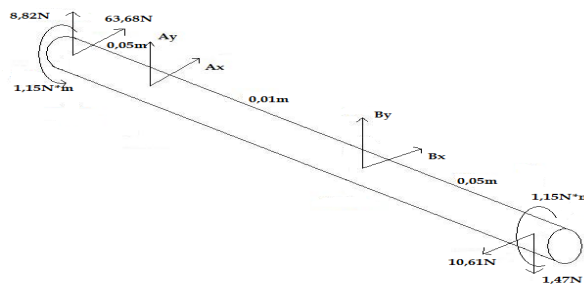


Figura 67. Fuerzas en la polea 3 Figura 68. Fuerzas en el Eje Simple (polea 3).



DCL del Eje Simple

Figura 69. DCL del Eje Simple



Estática:

$$-\sum Fx = 0$$

$$63,68 + Ax + Bx = 10,61 \text{ (ecuación 5)}$$

$$-\sum Fy = 0$$

$$8,82 + Ay + By = 1,47 \text{ (ecuación 6)}$$

$$-\sum MBx = 0$$

$$0,15 \cdot 63,68 + 0,1Ax + 10,61 \cdot 0,05 = 0 \text{ (ecuación 7)}$$

$$-\sum MBy = 0$$

$$0,15 \cdot 8,82 + 0,1Ay + 0,05 \cdot 1,47 = 0 \text{ (ecuación 8)}$$

Tabla 32. Hoja de cálculo (estática para hallar Ax, Bx, Ay y By) (ecuación 5, ecuación 6, ecuación 7 y ecuación 8)

Ax		Ax(N)
$Ax = (-0,15 \cdot 63,68 - 0,05 \cdot 10,61) / 0,1$	✓	-100,825
Bx		Bx(N)
$Bx = 10,61 - 63,68 - B2$	✓	47,755
Ay		Ay(N)
$Ay = (-0,15 \cdot 8,82 - 0,05 \cdot 1,47) / 0,1$	✓	-13,965
By		By(N)
$By = 1,47 - 8,82 - B2$	✓	6,615

Figura 70. DCL Completo del Eje Simple.

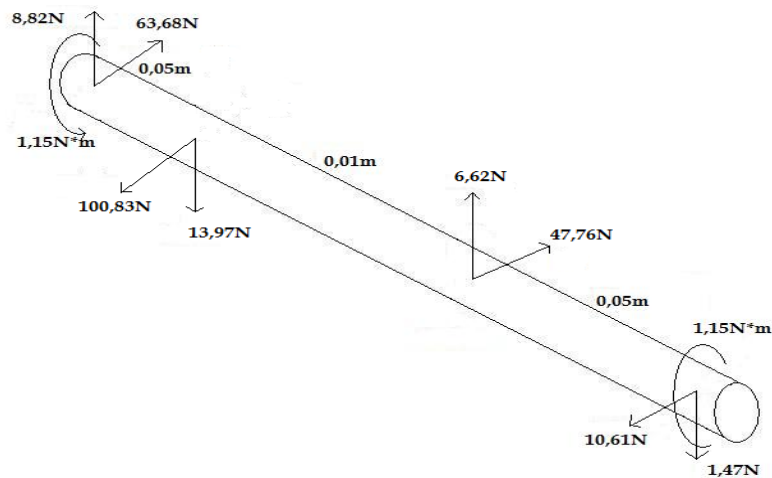
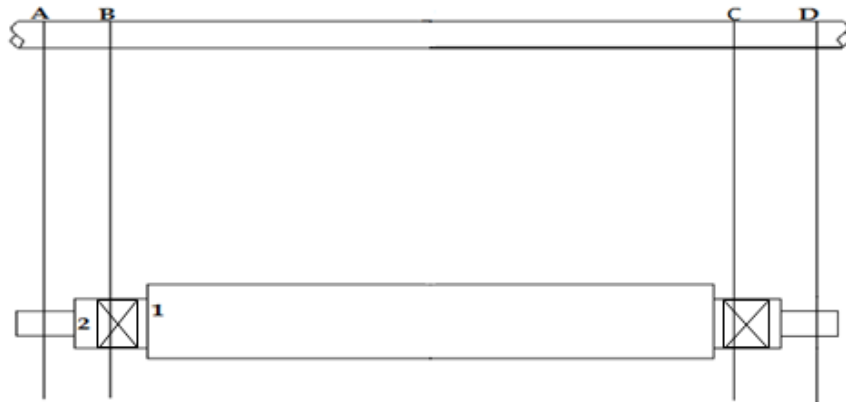


Figura 71. Puntos a analizar sobre el Eje Simple.



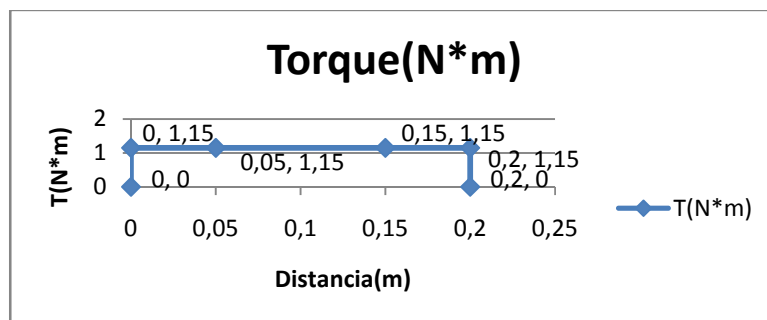
4.5.1 Diagramas de fuerzas y momentos.

4.5.1.1 Diagrama de Torque

Tabla 33. Tabla del diagrama de Torque sobre el eje simple

Puntos en el eje	Distancia (m)	T(N*m)
A	0	0
A	0	1,15
B	0,05	1,15
C	0,15	1,15
D	0,2	1,15
D	0,2	0

Figura 72. Diagrama de Torque

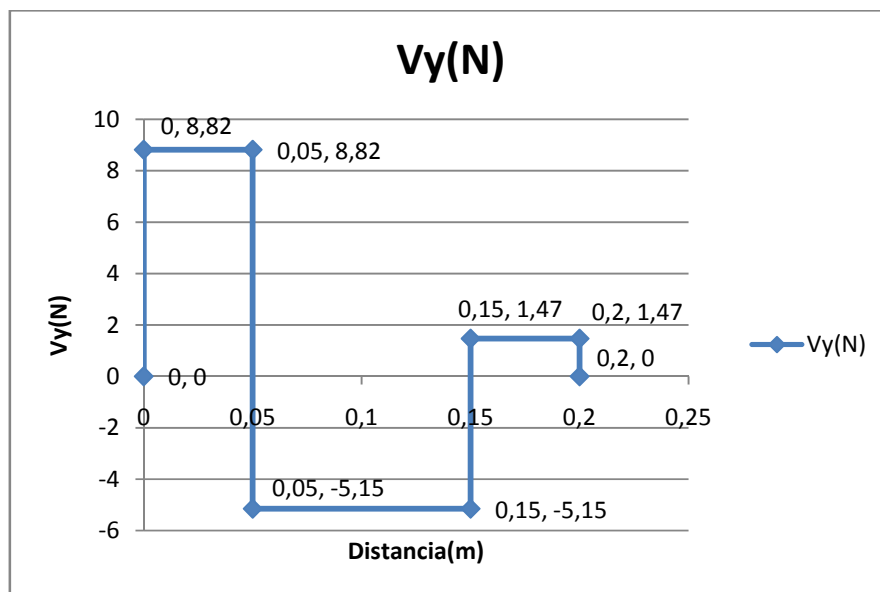


4.5.1.2 Diagrama de Fuerzas $V_y(N)$

Tabla 34. Tabla del Diagrama de Fuerzas $V_y(N)$ sobre el Eje Simple

Puntos en el eje	Distancia (m)	$V_y(N)$
A	0	0
A	0	8,82
B	0,05	8,82
B	0,05	-5,15
C	0,15	-5,15
C	0,15	1,47
D	0,2	1,47
D	0,2	0

Figura 73. Diagrama de Fuerza $V_y(N)$ sobre el Eje Simple

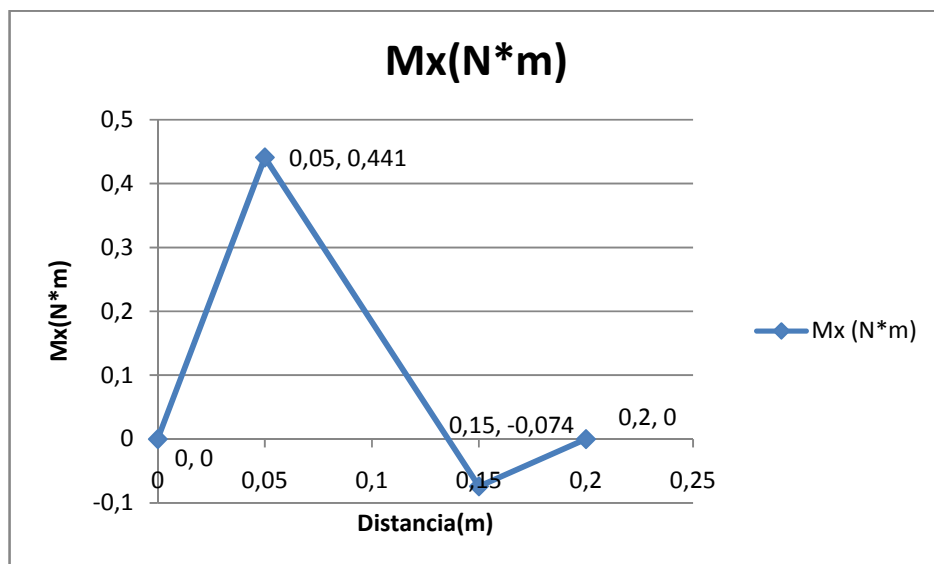


4.5.1.3 Diagrama de Momentos $M_x(N^*m)$

Tabla 35. Tabla del Diagrama de momentos $M_x (N^*m)$ sobre el Eje Simple

Puntos en el eje	Distancia (m)	$M_x (N^*m)$
A	0	0
B	0,05	0,441
C	0,15	-0,074
D	0,2	0

Figura 74. Diagrama de Momentos $M_x(N^*m)$ sobre el Eje Simple

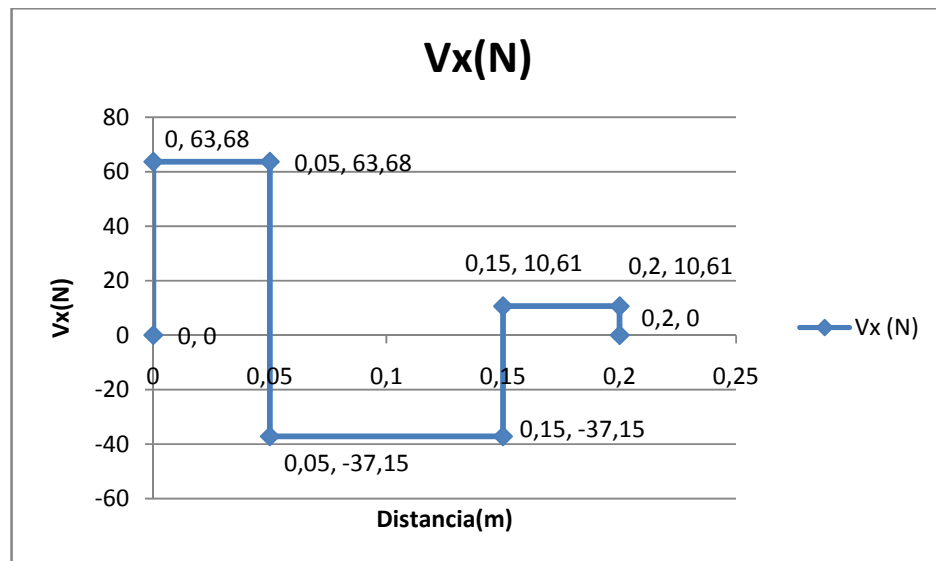


4.5.1.4 Diagrama de Fuerzas $V_x(N)$

Tabla 36. Tabla del Diagrama de fuerzas $V_x(N)$ sobre el Eje Simple

Puntos del eje	Distancia (m)	$V_x(N)$
A	0	0
A	0	63,68
B	0,05	63,68
B	0,05	-37,15
C	0,15	-37,15
C	0,15	10,61
D	0,2	10,61
D	0,2	0

Figura 75. Diagrama de Fuerzas $V_x(N)$ sobre el Eje Simple

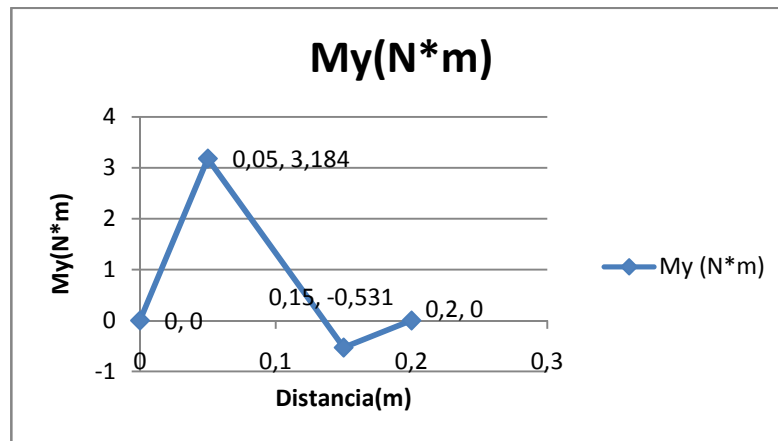


4.5.1.5 Diagrama de Momento $M_y(N*m)$

Tabla 37. Tabla del diagrama de Momento $M_y (N*m)$ sobre el Eje Simple

Puntos del eje	Distancia (m)	$M_y (N*m)$
A	0	0
B	0,05	3,184
C	0,15	-0,531
D	0,2	0

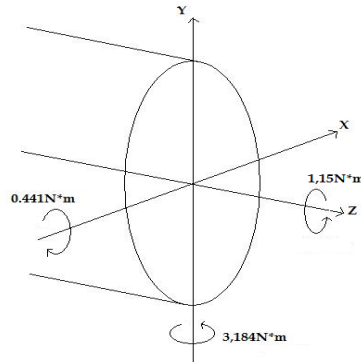
Figura 76. Diagrama de Momento $M_y(N*m)$ sobre el eje Simple



4.5.2 Análisis de puntos críticos para diseñar diámetros en el Eje Simple. (ver plano PL.ST-01 Eje Simple y ver figura 71.)

4.5.2.1 Punto B en el Eje Simple (ver figura 71)

Figura 77. Análisis de Fuerzas en el punto B



Momento Resultante= M_{RB}

Tabla 38. Hoja de cálculo (Momento Resultante en B)

M_{RB}	M_{Rb} (N*m)
$M = ((3,184)^2 + (0,441)^2)^{0,5}$	3,214395277

Se procede a diseñar el eje por medio del criterio de Mises - Goodman y con la siguiente ecuación se calcula d. (Mirar tabla 40.)

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

S_n se halla con la ecuación dada: $S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$.

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga se hallan en el anexo F, anexo G y anexo H.

Tabla 39. Factores que afectan la resistencia a la Fatiga

$C_L = 1$
$C_D = 0,8$ (supuesta)
$C_S = 0,87$
$C_C = 0,814$
$C_T = 1$
$C_V = 1$

Se selecciona un valor de K_f (supuesto) para seguir con los cálculos del d. (Miramos el anexo I.)

$k_f = 1,8$ (supuesto)


$N = 2,0$ (supuesto)

$$S_u = 6200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow (\text{acero 1045})$$

$$S_n' = 0,5 * S_u$$

$$S_n' = 0,5 * 6200 = 3100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Tabla 40. Cálculos para hallar el d en el punto B del Eje Simple según criterio de Mises - Goodman

$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{K_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$	
N(supuesto)	2
MRB (Kg*cm)	32,14395277
Kf(supuesto)	1,8
Tm(Kg*cm)	11,49858
Su(Kg/cm ²)	6200
S _n	$S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
C _L	1
C _D (supuesta)	0,8
C _S	0,87
C _C	0,814
C _T	1
C _V	1
S _n '(kg/cm ²)	3100
S _n (kg/cm ²)	1756,2864
d (cm)	0,875871417 

$$d = 0,88 \text{ cm}$$

Se normaliza a $d = 3'' / 4 = 19,05 \text{ mm}$ -> se selecciona un rodamiento (chumacera) SKF YAT 204 - 012. Datos de la chumacera (catalogo SKF).

4.5.2.2 Cálculo de vida del rodamiento seleccionado:

La carga en los rodamientos de bolas es carga radial pura. Con la siguiente ecuación se puede calcular la vida del rodamiento SKF YAT 204 - 012:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} * \left(\frac{C}{P} \right)^A$$

Donde:

L_{10h} vida nominal, horas de funcionamiento

C es la capacidad de carga dinámica (kN).

P es la carga equivalente sobre el rodamiento, se calcula en función de las cargas radiales y axiales que afectan al rodamiento. Su fórmula depende del tipo de rodamiento a utilizar (kN).

A es 3 para los rodamientos de bolas y $10/3$ para los rodamientos de rodillos. La vida nominal puede expresarse en otras unidades más adecuadas al problema que se analiza.

n = velocidad de giro, rev/min

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * 7,5} * \left(\frac{12,7}{0,102}\right)^3$$

$$L_{10h} = 4289'415.668 \text{ horas}$$

Trabajando a 7,5 rpm la duración sería de 4289'415.668 horas.

4.5.3 Análisis para calcular N (Factor de Seguridad) del Eje Simple (ver plano PL.ST-01 Eje Simple) (ver figura 71.)

4.5.3.1 Punto 1 del Eje Simple (ver figura 71). (Para calcular N)

Figura 78. Análisis de distancias en el Punto 1

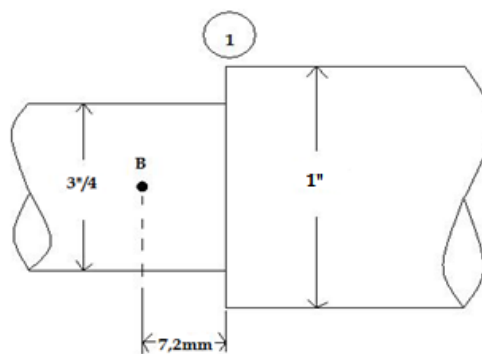


Figura 79. Análisis de fuerzas en el Punto 1

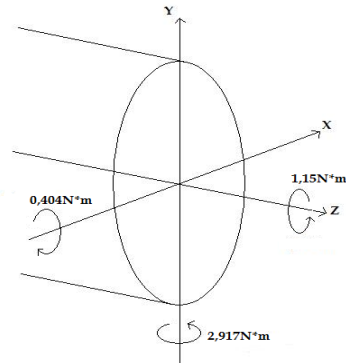


Tabla 41. Hoja de cálculo (Momento Resultante en 1)

MR1	MR1 (N*m)
$M = ((2,917)^2 + (0,404)^2)^{0,5}$	2,944843799

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla 45):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_t y q para que se pueda calcular K_f y luego N (Mirar tabla 45.)

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

Tabla 42. Hoja de cálculo para hallar k_t ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
$r/d = 1,5/19,05$	0,0787402
D/d	D/d
$D/d = 25,4/19,05$	1,3333333

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo M para hallar K_t

$$K_t = 1,75$$

Después de calcular K_t , se tiene que hallar q .

Tabla 43. Valores para hallar q .

$r/25,4$	$r/25,4$
$r/25,4=1,5/25,4$	0,0590551
S_y	S_y
$S_y=6200*14,2$	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q=0.78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_f . Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla 45.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla 44. Factores que afectan la resistencia a la Fatiga

$C_L=1$
$C_D=0,893$
$C_S=0,87$
$C_C=0,814$
$C_T=1$
$C_V=1$

Tabla 45. Cálculos para hallar el Factor de Seguridad N en el punto B

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	1,905
T(Kg*cm)	11,49858
M _{Rl} (N*m)	2,944843799
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	8,470876801
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	43,38867759
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
K _t	1,75
q	0,78
K _f	1,585
S _u (Kg/cm ²)	6200
S _n	$S_n \approx C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
C _L	1
C _D	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
C _D	0,893371393
C _S	0,87
C _C	0,814
C _T	1
C _V	1
S _{n'} (kg/cm ²)	3100
S _n (kg/cm ²)	1961,270034
N	28,45410446

N=28,45

El diámetro seleccionado en el punto B cumple con los requerimientos de diseño.

4.5.3.2 Punto 2 en el Eje Simple. (Para calcular N) (Ver figura 71.)

Figura 80. Análisis de distancias en el Punto 2

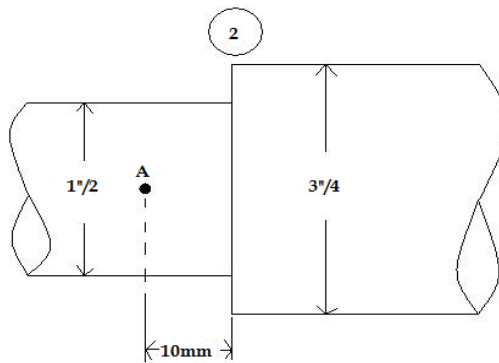


Figura 81. Análisis de fuerzas en el Punto 2

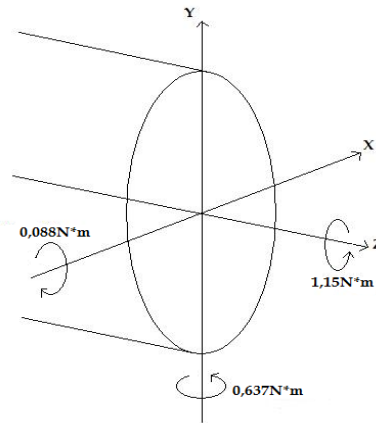


Tabla 46. Hoja de cálculo (Momento Resultante en 2)

MR2	MR2 (N*m)
$M = \sqrt{(0,088)^2 + (0,637)^2}$	0,643049765

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla 50):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_{ts} y q para que se pueda calcular K_{fs} y luego N (Mirar tabla 50.)

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$$

Tabla 47. Hoja de cálculo para hallar k_{ts} ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
$r/d = 1,5/12,7$	0,1181102
D/d	D/d
$D/d = 19,05/12,7$	1,5

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo J para hallar K_{ts}

$$K_{ts}=1,37$$

Después de calcular K_{ts} , ahora se tiene que hallar q .

Tabla 48. Valores para hallar q .

$r/25,4$	$r/25,4$
$r/25,4=1,5/25,4$	0,0590551
S_y	S_y
$S_y=6200*14,2$	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q=0.78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_{fs}

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla 50.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla 49. Factores que afectan la Resistencia a la Fatiga

$C_L=1$
$C_D=0,929$
$C_S=0,87$
$C_C=0,814$
$C_T=1$
$C_V=1$

Tabla 50. Cálculos para hallar el Factor de Seguridad N en el punto B

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	1,27
T(Kg*cm)	11,49858
MR1 (N*m)	0,643049765
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	28,5892092
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	31,97661668
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
K _{ts}	1,37
q	0,78
K _{fs}	1,2886
S _u (Kg/cm ²)	6200
S _n	$S_n \cong C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
C _L	1
C _D	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
C _D	0,9292079
C _S	0,87
C _C	0,814
C _T	1
C _V	1
S _{n'} (kg/cm ²)	3100
S _n (kg/cm ²)	2039,943998
N	✓ 46,03883669

N=46

El diámetro seleccionado en el punto A cumple con los requerimientos de diseño.

4.5.4 Diseño de Chavetas

Polea 2 en el punto A del eje simple (ver figura 71)

Chaveta de la polea 2 en el eje simple

d=1"/2=1,27cm

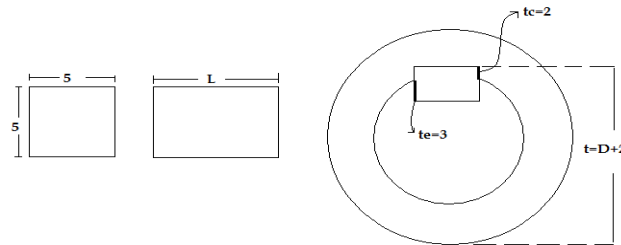
$$12 \geq d \geq 17$$

Con el diámetro del eje se va al anexo L y se sacan los siguientes valores para el diseño de la chaveta.

Tabla 51. Valores de diseño de la Chaveta para la polea en el punto A

b=5
h=5
z=0,3
L=10mm a 40mm
te=3
tc=2

Figura 82. Diseño de la Chaveta.



Material de la cuña= Acero 1010 (laminado en caliente)

Valores de esfuerzos del material de la cuña.

$$S_y = \frac{2500kg}{cm^2} \quad ; \quad S_{ys} = 1250kg/cm^2 \quad (\text{acero 1010})$$

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{1250}{2} = 625kg/cm^2$$

$$\sigma_{perm} = 1250kg/cm^2$$

Cálculos para hallar L. (Mirar tabla 52.)

$$L_{\tau} = \left(\frac{2T}{\tau_{perm} * b * d} \right)$$

$$L_b(cm) = \left(\frac{2T}{t_c * d * \sigma_{perm}} \right)$$

Después de estos cálculos se normaliza L. (Mirar tabla 52.)

Luego de normalizar L se comprueba si L sirve con las siguientes ecuaciones (mirar tabla 52.):

$$\tau = \frac{2T}{d*b*L} \leq \tau_{perm} \leq 625$$

$$\sigma_b = \frac{2T}{d*L*t_c} \leq \sigma_{perm} \leq 1250$$

Tabla 52. Cálculos para el diseño de la Chaveta para la Polea en el Punto A.

Diseño de la chaveta	
d(cm)	1,27
T(kg*cm)	11,5
b(cm)	0,5
h(cm)	0,5
z(cm)	0,03
L=10mm a 40mm	10<L<40
te(cm)	0,3
tc(cm)	0,2
$\tau_{perm} \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	625
$\sigma_{perm} \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$	1250
$L_{\tau}(cm)$	$\left(\frac{2T}{\tau_{perm} * b * d}\right)$
L τ (cm)	0,057952756
$L_b(cm)$	$\left(\frac{2T}{t_c * d * \sigma_{perm}}\right)$
Lb(cm)	0,072440945
Se normaliza a L=10mm	
L(cm)	1
$\tau = \frac{2T}{d*b*L} \leq \tau_{perm} \leq 625$	
$\tau(kg/cm^2)$	✓ 36,22047244
$\sigma_b = \frac{2T}{d*L*t_c} \leq \sigma_{perm} \leq 1250$	
$\sigma_b(kg/cm^2)$	✓ 90,5511811

$$36,22 \leq 625 \rightarrow ok$$

$$90,55 \leq 1250 \rightarrow ok$$

Con las cargas y las dimensiones definidas es posible acudir al software Ansys Workbench, la pieza es importada de Solid Edge. Los apoyos del cual dispone el eje son los rodamientos.

Figura 85. Análisis de Deformación Rotal en el Eje Simple (ANSYS).

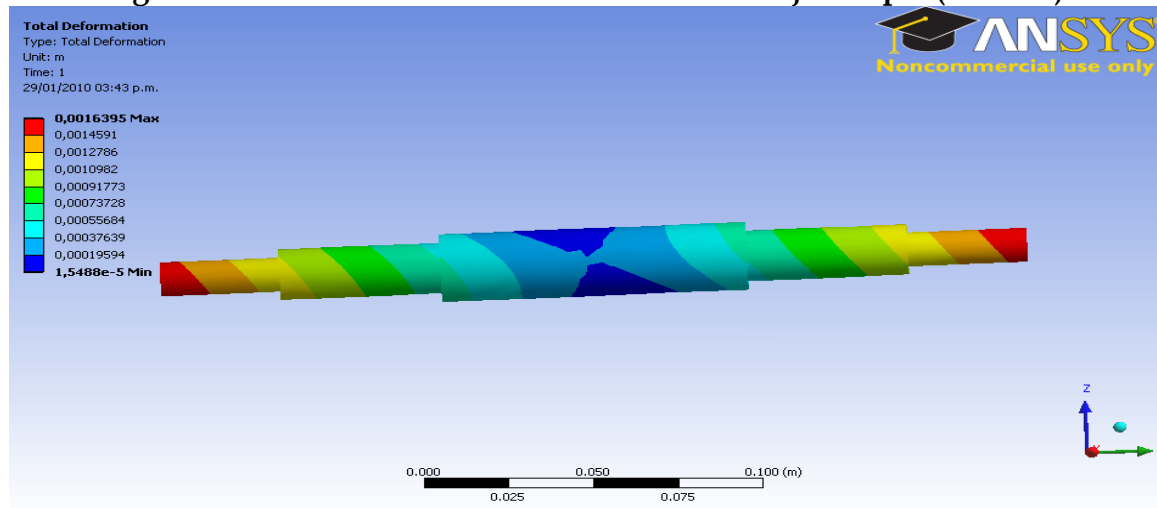
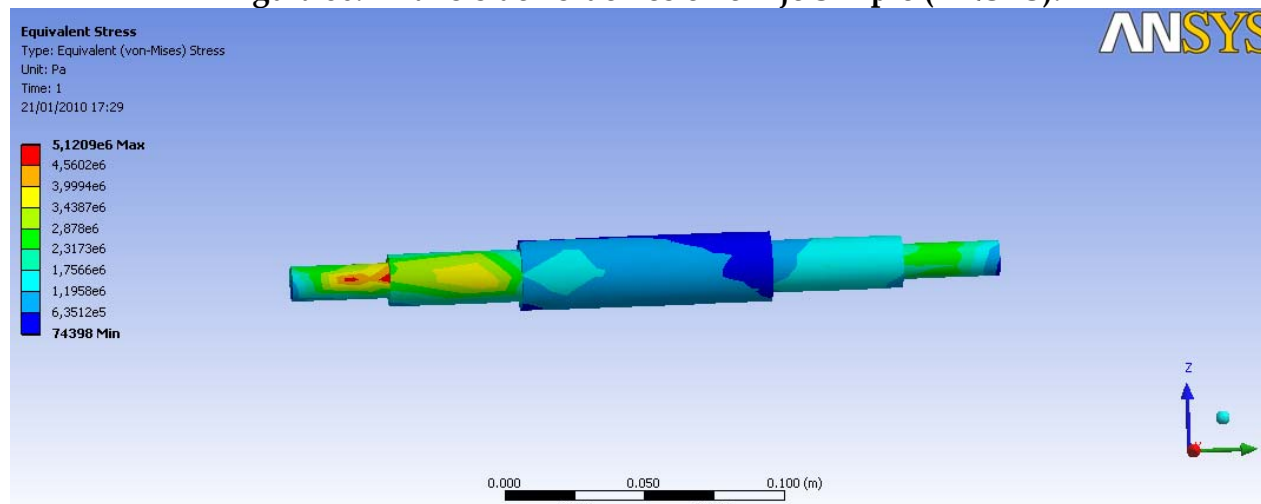


Figura 86. Análisis de Esfuerzos en el Eje Simple (ANSYS).



En las figuras 84, 85 y 86 se puede observar un análisis del factor de seguridad, análisis de esfuerzos y análisis de deformaciones. En ellas se puede ver su zona crítica y además el factor de seguridad en el Eje Simple tiene un mínimo por arriba de 10 esto quiere decir que cumple con el N mínimo requerido en diseño

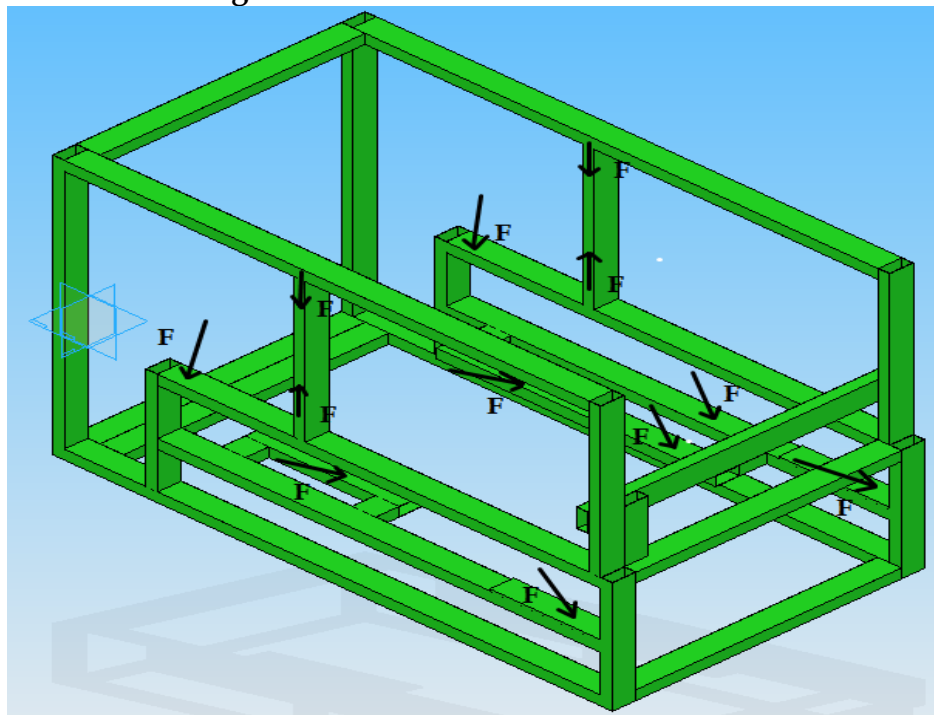
Los cálculos del Eje Sistema Lizo y del Eje Sistema Peine se encuentra en los anexos Q y anexos S respectivamente.

4.6. ANALISIS DE LA ESTRUCTURA

Después de tener todos los esfuerzos en cada parte del telar se procede a hacerle un análisis a la estructura en un programa CAE (ANSYS) para revisar si esta resiste todo los esfuerzos realizados por la maquina.

En la grafica 87 se puede observar las fuerzas que van a actuar sobre la estructura.

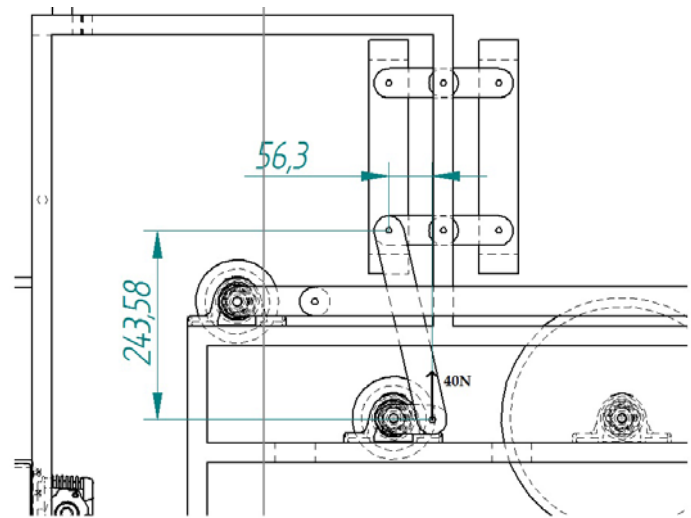
Figura 87. Fuerzas sobre la Estructura.



A continuacion se realiza el calculo de las fuerzas que hay en el balancin de los lizos. En las figuras 88 hasta la figura 91 se puede observar el procedimiento que se realizo para hallar las fuerzas en tales puntos.

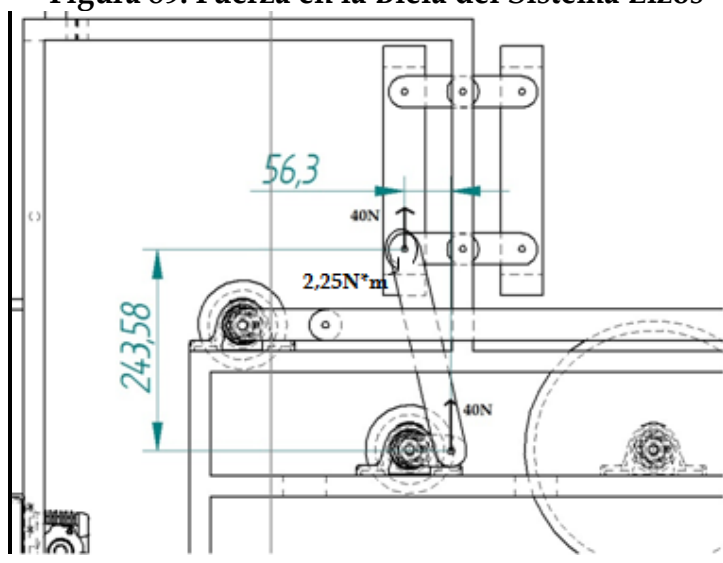
En la figura 88 se puede observar la geometria de la posicion de los lizos donde se encuentra la mayor fuerza que va a actuar en el balancin.

Figura 88. Fuerza en la Manivela del Sistema Lizos



En la figura 89 se traslada la fuerza de la manivela del lizo a la parte superior de la biela del lizo, al realizar el traslado de esta fuerza de 40N ella pasa con un momento adicional de 2,25N.

Figura 89. Fuerza en la Biela del Sistema Lizos



Después de haber obtenido las fuerzas en los balancines de los lizos ya tenemos todas las fuerzas que van a actuar sobre la estructura. Ahora se procede a dividir la estructura en dos partes para realizar el análisis en el programa CAE (ANSYS), se hace la división en estructura izquierda y en estructura derecha.

En las figuras 92 y figura 93 se puede observar las fuerzas que actúan en la estructura derecha.

Figura 92. Fuerzas en la estructura derecha

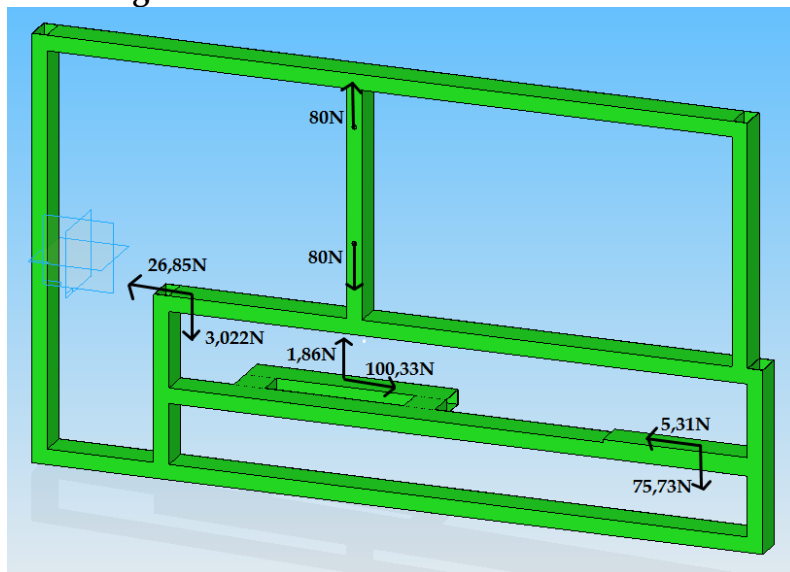
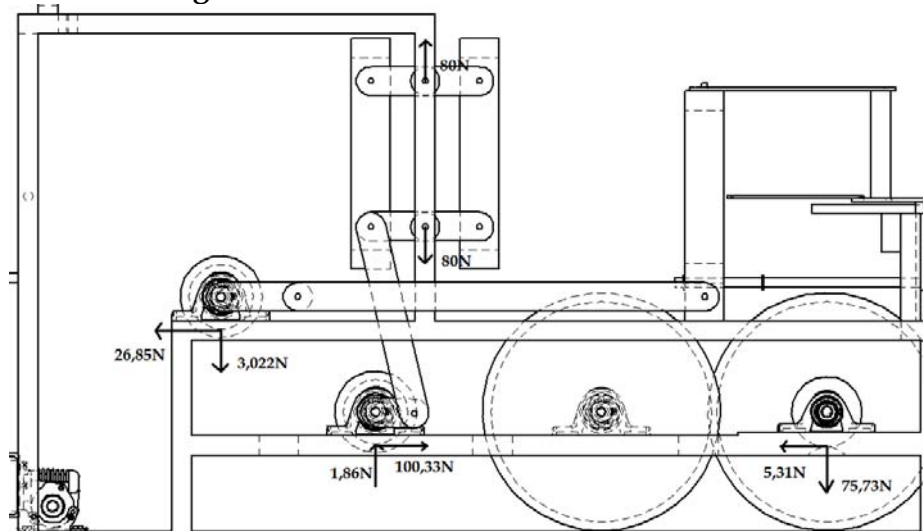


Figura 93. Fuerzas en la estructura derecha.



Con las cargas y las dimensiones definidas es posible acudir al software Ansys Workbench, la pieza es importada de Solid Edge.

Figura 94. Factor de seguridad N en la Estructura Derecha (ANSYS)

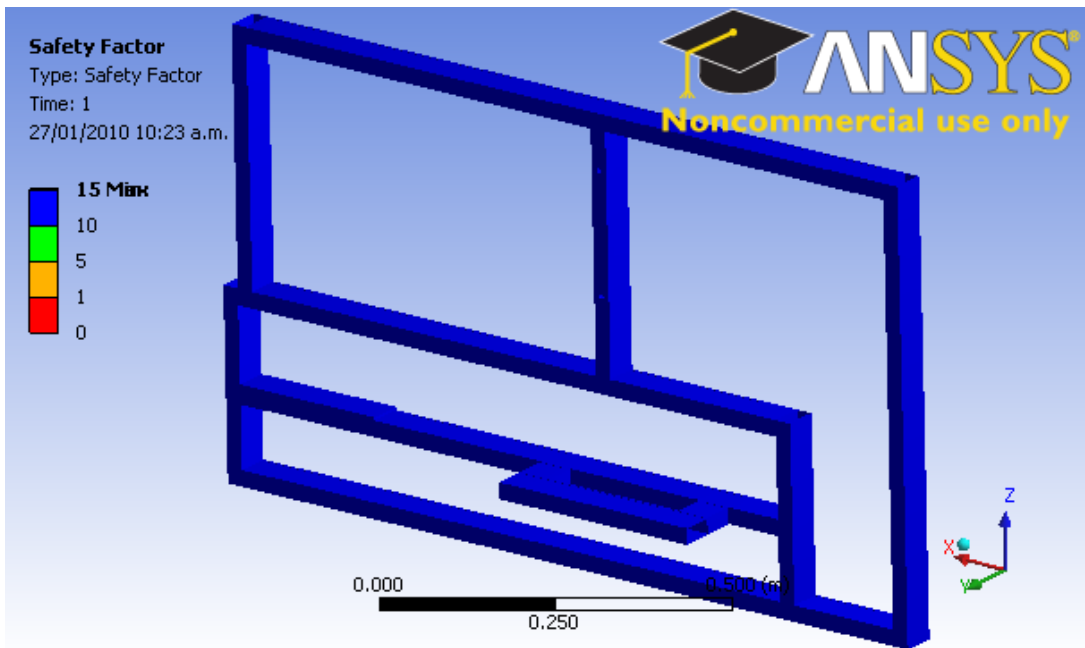


Figura 95. Análisis de Esfuerzos en la Estructura Derecha (ANSYS)

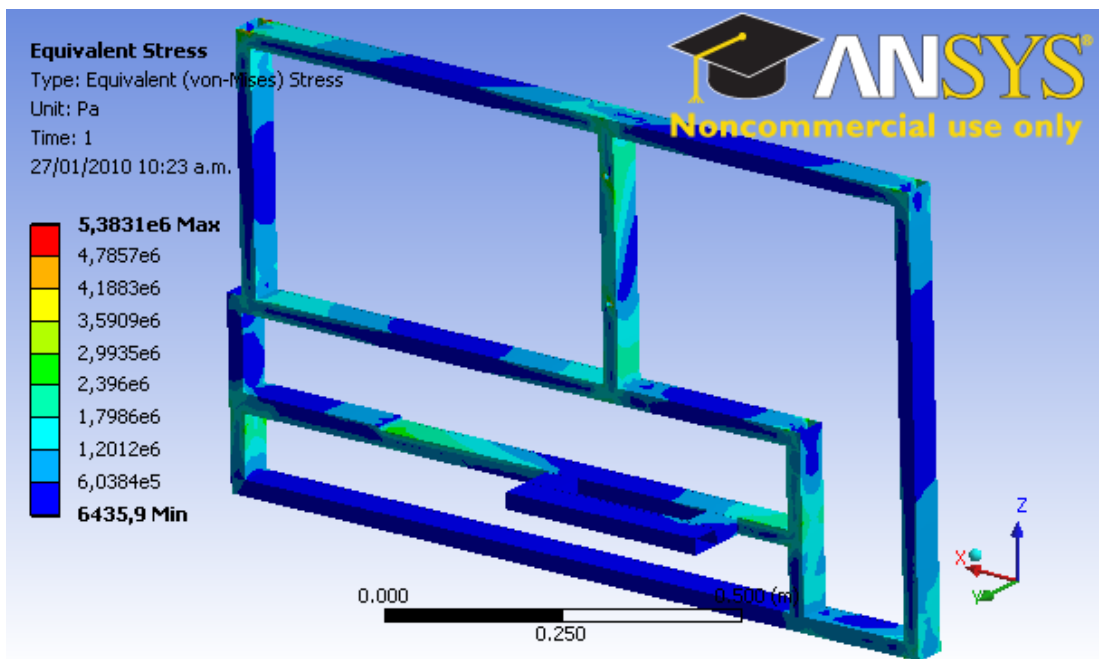
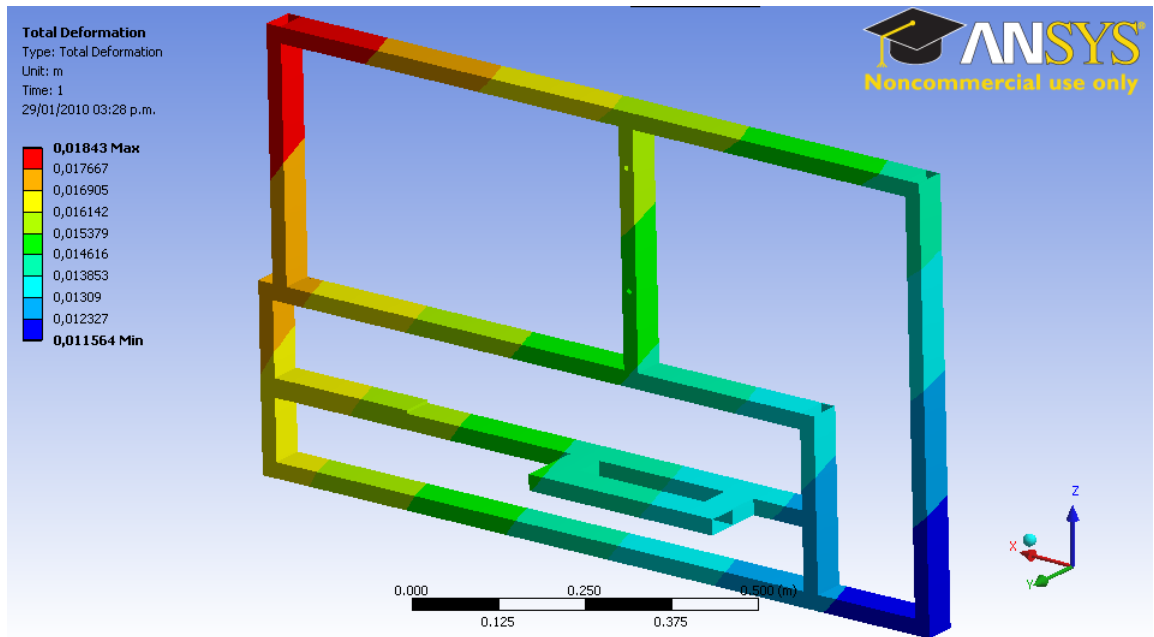


Figura 96. Análisis de Deformación total en la Estructura Derecha (ANSYS)



En las figuras 94, 95 y 96 se puede observar un análisis del factor de seguridad, análisis de esfuerzos y análisis de deformaciones. En ellas se puede ver su zona crítica y además el factor de seguridad en la estructura derecha tiene un mínimo por arriba de 10 esto quiere decir que cumple con el N mínimo requerido en diseño

Ahora en las figuras 97 y figura 98 se puede observar las fuerzas que actúan en la estructura izquierda.

Figura 97. Fuerzas en la Estructura Izquierda.

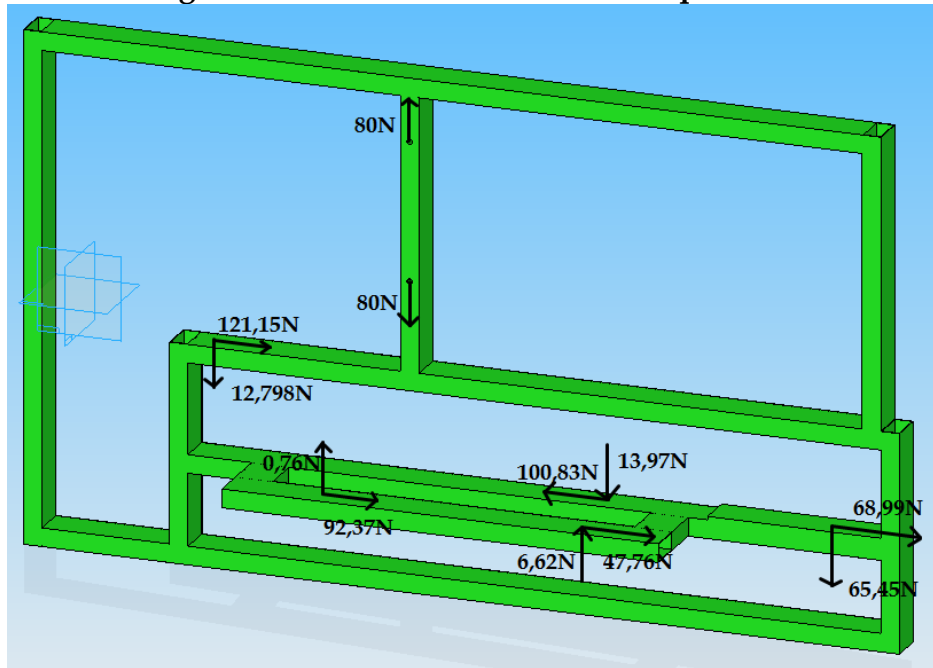
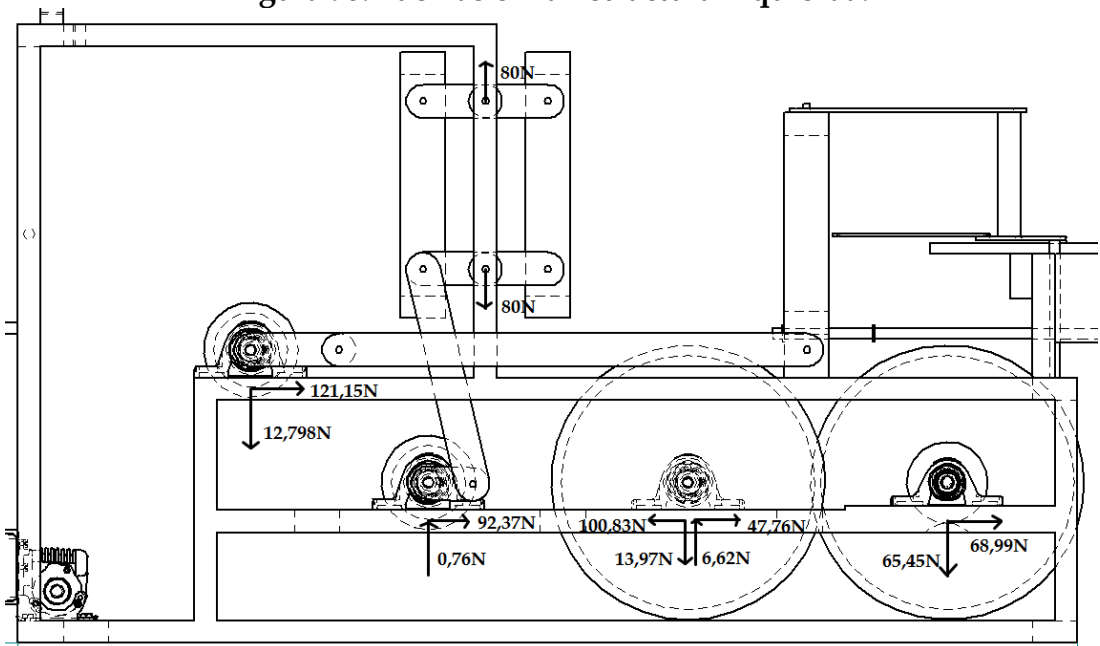


Figura 98. Fuerzas en la Estructura Izquierda.



Con las cargas y las dimensiones definidas es posible acudir al software Ansys Workbench, la pieza es importada de Solid Edge.

Figura 99. Factor de Seguridad en la Estructura Izquierda (ANSYS)

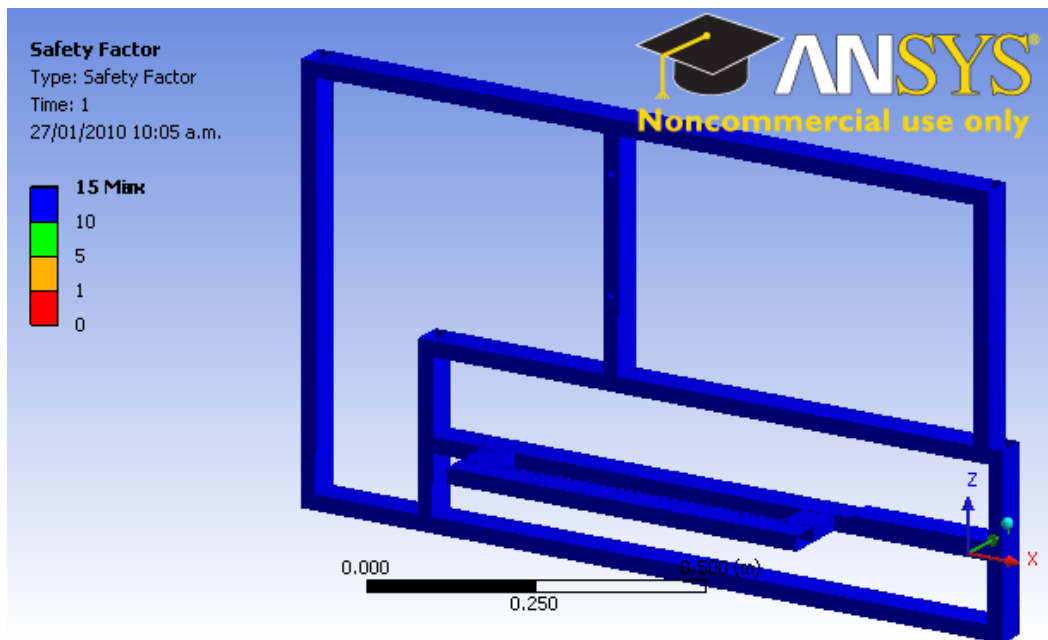


Figura 100. Análisis de Esfuerzos en la Estructura Izquierda (ANSYS)

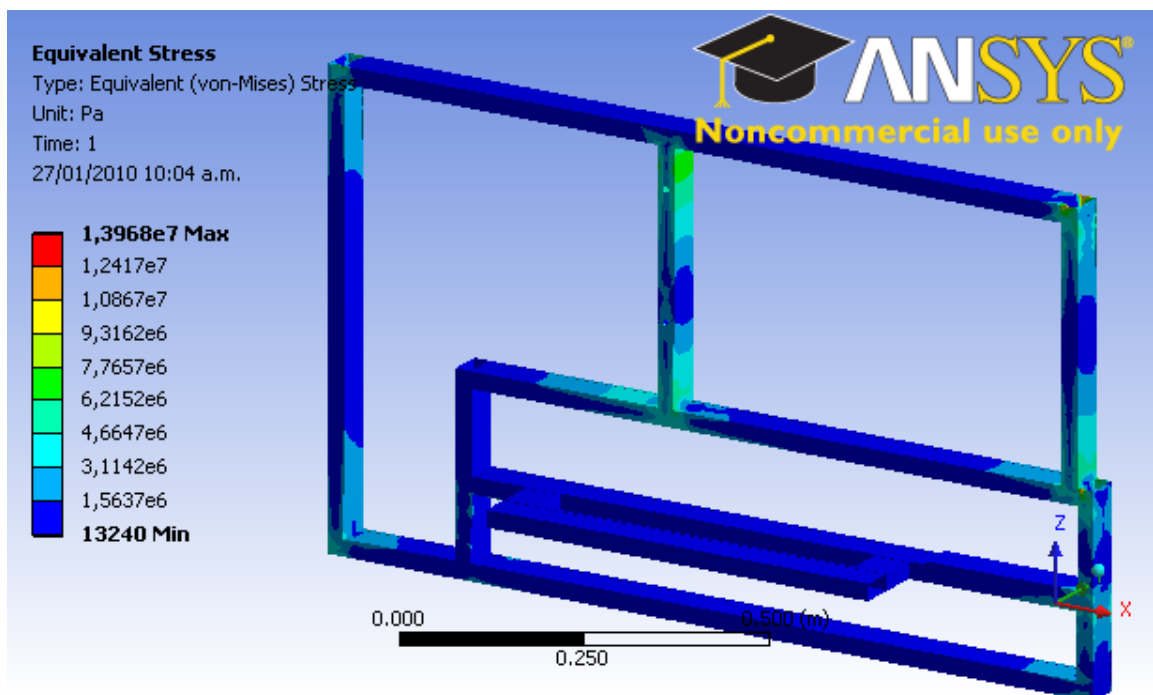
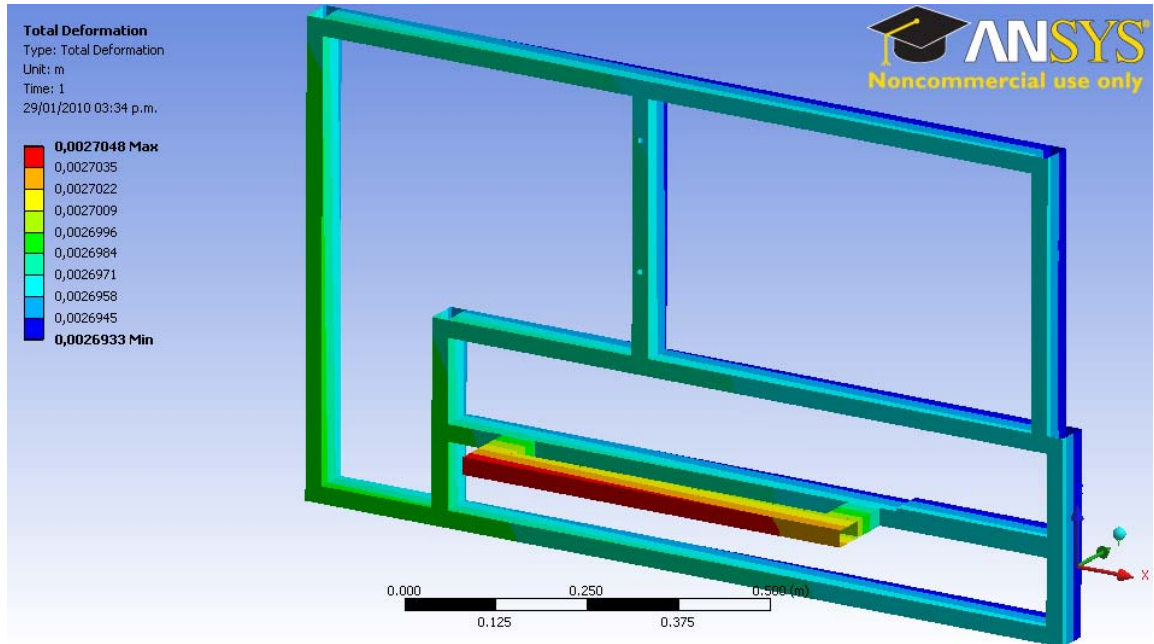


Figura 101. Análisis de Deformación total de la Estructura Izquierda (ANSYS)



En las figuras 99, 100 y 101 se puede observar un análisis del factor de seguridad, análisis de esfuerzos y análisis de deformaciones. En ellas se puede ver su zona crítica y además el factor de seguridad en la estructura izquierda tiene un mínimo por arriba de 10 esto quiere decir que cumple con el N mínimo requerido en diseño

4.7. SELECCIÓN DEL MOTOR

La potencia que va a requerir el motor se calcula en la siguiente tabla (tabla 53):

Tabla 53. Cálculo de la potencia requerida.

$Pot = T * \frac{N}{K} ; K = 9550 \rightarrow (Kw)$	
N(rpm)	90
T(N*m)	6,095754
Pot(Kw)	0,057446896
Pot(hp)	0,076978841
Pot proy. = Nsf * Pot transm.	
Nsf	2
Pot(hp)	0,076978841
Pot Proy(hp)	0,153957682

Se selecciona un motor trifásico por cuestión de economía. Y se necesita que tenga una salida de 45 rpm y una potencia de transmisión mayor a la Pot. Proy. A continuación se presentan las especificaciones técnicas de los modelos para poder realizar una selección de una manera más acertada.

Figura 102. Selección del motoreductor por rpm de salida y potencia.

CATALOG NUMBER	OUTPUT RPM	TORQUE (Lb-In)	HORSEPOWER	RATIO:1	VOLTAGE	ENCLOSURE
GM3306	44	280	1/2	40	208-230/460	TEFC
GF4030AGA15	44	1598	1.5	40	115/230	TEFC
GF4018AGB33	44	237	1/3	40	230/460	TEFC
GF4030AGB15	44	1598	1.5	40	230/460	TEFC
GF4032BGA20	44	2160	2	40	115/230	TEFC
GF4024AGA75	44	780	3/4	40	115/230	TEFC
GF4024AGB10	44	1053	1	40	230/460	TEFC
GF4032BGB20	44	2160	2	40	230/460	TEFC
GF4021AGA50	44	515	1/2	40	115/230	TEFC
GF4021AGB50	44	515	1/2	40	230/460	TEFC
GF4013AGB25	44	174	1/4	40	230/460	TEFC
GCP25054	47	112	1/9	30	115	TENV
GC24320	49.6	62	1/12	33	115	TENV
GC25015	50	100	1/8	33	115	TENV

http://www.baldor.com/products/gear_products.asp

Analizando la primera opción, se observa que no tiene ningún problema. La selección será el GM3306 conectado a 220V trifásico y con una reducción de 40 : 1.

Figura 103. Especificaciones técnicas del Motoreductor.

AC Gear Motors

Specifications: GM3306

Catalog Number:	GM3306
Specification Number:	33E282-0673K3
Phase:	3
Voltage:	208-230/460
Output RPM:	44
Torque:	280
Ratio:	40
Amps:	2.1-2.38/1.19
Hertz:	60
Poles:	04
Insulation:	B
Rotation:	R
Enclosure:	TEFC
Type:	3320M
Mechanical Specification Number:	33E282-0673K3
Electrical Specification Number:	33WG0673

http://www.baldor.com/products/gear_products.asp

El motor seleccionado nos permite trabajar con una potencia máxima de 0.5 hp y con unas revoluciones de salida de 45rpm.

5. CONSTRUCCIÓN, PRESUPUESTO Y PRUEBAS.

La construcción de la estructura de la máquina se llevó a cabo en el taller de ornamentación METALICAS ANTONIO JAIMES. Allí se dispone de las máquinas herramientas básicas para la fabricación de las piezas. Adicionalmente se requirieron los servicios del taller de Mecánica de la Universidad Industrial de Santander

5.1 MATERIALES

Los principales materiales para la fabricación de la máquina fueron adquiridos en la Compañía General de Aceros, los cuales se describen a continuación:

- 10 Tubos de acero Cold Rolled, perfil rectangular 2" x 1" calibre 18 de 6 m de largo. Estos fueron usados para la elaboración de la estructura.
- 50 tornillos de acero al carbono SAE J995 de 5/16" x 2" de largo grado 8 (ajuste de mecanismos a la estructura) y 20 tornillos de acero al carbono SAE J995 de 1/8" x 2 1/2" de largo grado 8 (anclaje de las chumaceras a la estructura)
- 4 tornillos de acero al carbono SAE J995 de 3/8" x 3" de largo grado 8 (anclaje del motor a la estructura)
- 1 riel de aluminio, perfil en U de 1 1/2" x 2" por 2 m de largo que permite direccionar el movimiento del peine y sirve como guía del mismo
- 1 Eje de 1 1/8" de acero 1045 de 51,6 cm de largo para la transmisión del movimiento de los lizos.
- 1 Eje de 1 1/8" de acero 1045 de 71,6 cm de largo para la transmisión del movimiento del peine.
- 10 tornillos de acero al carbono SAE J995 de 5/16"x1" de largo
- 2 poleas de aluminio de 12" de diámetro externo y 1/2" de diámetro interno
- 8 rodamientos SKF YAT 204-012 montados sobre los ejes simple, eje lizos, eje peine y el eje del rodillo inferior, que permiten una excelente rotación de los ejes
- 2 rodamientos SKF YAT 203-010 para el eje del rodillo superior, que permiten una excelente rotación durante la recolección en el proceso de tejido
- 1 Eje de 7/8" de acero 1045 de 70 cm de largo para transmitir la rotación del rodillo
- 1 Eje de 1" de acero 1045 de 25,44 cm de largo para la reducción de velocidad.
- 1 Eje de 7/8" de acero 1045 de 66,5 cm de largo para la transmisión del movimiento en el rodillo inferior.

Esto para mencionar sólo los más importantes.

5.2 PLANIFICACIÓN DEL PROCESO

El producto del proceso de diseño detallado son los planos de fabricación y montaje. Con base en estos planos se procede a realizar una planificación de producción.

Tabla 54. Identificación de procesos de manufactura.

Nº	Pieza	Cant	Material	Plano	T	F	t	R	E	S
1	Motoreductor Baldor GM3306	1		PL 00					x	
2	Estructura izquierda	1	Cold Rolled	PL.SE-03			x			x
3	Estructura derecha	1	Cold Rolled	PL.SE-02			x			x
4	Chumacera 3/4"	8	FK P204	PL. CAT.					x	
5	Tornillos 5/16 x 2	15	Acero G8	PL 00					x	
6	Tornillos 5/16 x 2. 1/2	30	Acero G8	PL 00					x	
7	Tornillos 5/16 x 3	6	Acero G8	PL 00					x	
8	Tornillos 3/8 x 2. 1/2	10	Acero G8	PL 00					x	
9	Polea Eje Sistema Lizos	1	Aluminio	PL.SL-05					x	
10	Polea Eje Simple Reducción	1	Aluminio	PL.ST-02					x	
11	Polea Eje del Rodillo	1	Aluminio	PL.SR-03					x	
12	Union Horizontal	4	Cold Rolled	PL.SE-04			x			x
13	Chumacera 5/8"	2	KML 202	PL. CAT.					x	
14	Eje Sistema Peine	1	Acero 1045	PL.SP-01	x					
15	Eje Sistema Lizos	1	Acero 1045	PL.SL-01	x					
16	Eje Simple Reduccion	1	Acero 1045	PL.ST-01	x					
17	Guia Hilos	2	Madera	PL.SE-04			x			
18	Eje del Rodillo	1	Acero 1045	PL.SR-02	x					
19	Soporte Aguja	1	Cold Rolled	PL.SE-02			x			
20	Manivela Peine	2	ASTM A-36	PL.SP-03			x			
21	Tensor Hilos	1	Cold Rolled	PL.SE-04			x			
22	Aguja Curva	1	ASTM A-36	PL.SA-03			x			
23	Biela Aguja	1	ASTM A-36	PL.SA-01			x			
24	Rodillo Inferior	1	Caucho	PL.SR-03	x					
25	Eje Del Rodillo Inferior	1	Acero 1045	PL.SR-01	x					
26	Biela Lizos	2	ASTM A-36	PL.SL-05			x			
27	Balancin Derecho	2	Cold Rolled	PL.SL-03			x			x
28	Balancin Izquierdo	2	Cold Rolled	PL.SL-04			x			x
29	Lizo	2	Cold Rolled	PL.SL-02			x			x
30	Manivela Lizos	2	ASTM A-36	PL.SL-05			x			x
31	Biela peine	2	ASTM A-36	PL.SP-03			x			
32	Peine	1	Cold Rolled	PL.SP-02			x			x
33	Cilindro Aguja	1	ASTM A-36	PL.SA-03			x			x
34	Manivela Peine	1	ASTM A-36	PL.SP-03			x			x

35	Soporte horizontal	1	Cold Rolled	PL.SE-04			x			
36	Aguja Tapete	1	ASTM A-36	PL.SA-03					x	
37	Soporte Pulsador	1	Cold Rolled	PL.SE-04			x			x
38	Mesa Porta-hilos	2	Madera	PL.CI-03					x	
39	Pulsador On - Off	1	SASSIN	PL.CI-02	x					
40	Riel	1	Aluminio	PL.CC-02	x	x		x		
41	Carrito Deslizante	1	Aluminio	PL.CC-02	x					
42	Tuercas 5/16 "	50	Acero G8	PL. 00					x	
43	Tuercas 3/8 "	20	Acero G8	PL. 00					x	
44	Arandelas 5/16"	100	Acero G8	PL. 00					x	
45	Arandelas 3/8"	40	Acero G8	PL. 00					x	

CLAVE DE PROCESO		
MECANIZADO	T	TORNEADO
	F	FRESADO
	t	TALADRADO
	R	ROSCADO
	E	ESTANDAR
METALISTERÍA	S	SOLDADURA

5.3. ESTRUCTURA

Los tubos de acero Cold Rolled poseen un perfil rectangular de calibre 18, vienen en tramos de 6 metros lo que conlleva a cortar los tubos de acuerdo a las medidas ya asignadas para luego soldar y formar la estructura derecha y la estructura izquierda. Además es necesario aprovechar la totalidad del perfil rectangular y no dejar tramos largos inservibles pues se debe economizar los gastos de la estructura.

La construcción de la estructura se baso en un fácil armado y desarmado, debido a esto se hizo uso de tornillos estructurales para unir la estructura izquierda con la estructura derecha mediante el perfil rectangular de 2" x 1" ubicados de forma horizontal. (Ver figura 104).

Figura 104. Estructura.



5.4. SISTEMA LIZOS

Para la elaboración del sistema lizos se requieren de dos piezas iguales para formar un cuadrilátero, estos también están contruidos por tubos de perfil rectangular y unidos por un balancín que permite rotarlos sobre un apoyo de la estructura, este sistema esta acoplado a la estructura mediante tornillos y bujes.

Figura 105. Sistema de lizos



Cada lizo tiene un grupo de hilos verticales los cuales poseen una serie de anillos por los cuales se introduce cada hilo de forma intercalada para organizar la trama que va a formar el tejido. (Ver figura 106). El sistema de lizos es accionado por el Eje lizos, el cual va unido a una manivela - biela que mueve los lizos para que cumplan su función (ver figura 107). Este sistema esta acoplado a la estructura mediante tornillos y bujes.

Figura 106. Anillos en los lizos.



Figura 107. Manivela-biela de los lizos.



5.5. SISTEMA PEINE

Para la elaboración del sistema peine se requieren de una pieza que forma un cuadrilátero, este sistema también está construido por tubos de perfil rectangular y unido a la parte inferior de esta estructura por una biela, que lo hace deslizar por dos rieles en U de aluminio por medio de 4 carritos de rieles (ver figura 108 y figura 109).

Figura 108. Sistema de peine



Figura 109. Riel deslizante.



El cuadrilátero del peine está compuesto por una serie de hilos ubicados verticalmente, el cual sirve para separar cada hilo de la urdimbre y a su vez tensar la trama (ver figura 110).

Figura 110. Hilos verticales en el peine.



El sistema peine es accionado por el Eje peine, el cual esta acoplado a una manivela seguidamente a una biela que permite mover el peine para que cumplan su función (ver figura 111). Estos están unidos por tornillos y bujes.

Figura 111. Manivela-biela-corredera del sistema peine



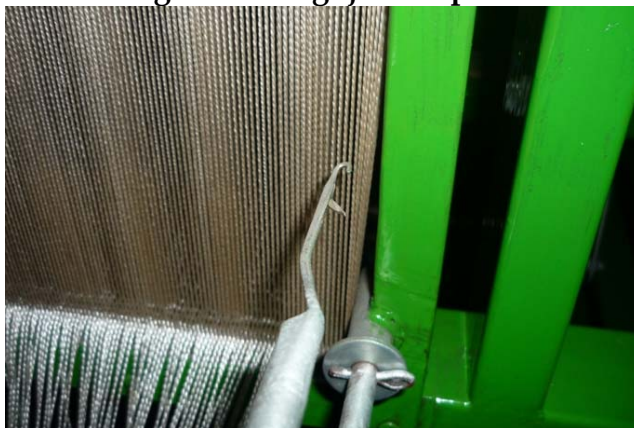
5.6 SISTEMA DE LA AGUJA.

El sistema de las agujas es la parte principal del telar mecánico, este consta de dos agujas que se van a entrecruzar entre sí para formar el tejido. La primera es una aguja de tapete que va unida al peine realizando un movimiento horizontal de vaivén por medio de una guía que está unida al peine (ver figura 113) y la segunda aguja (ver figura 112) tiene forma de arco la cual va servir de guía para llevar el hilo de la trama, se mueve por medio del sistema de manivela-biela-corredera unida al peine por medio de una platina y un tornillo, el peine hace la vez de corredera.

Figura 112. Aguja de arco.



Figura 113. Aguja de tapete.



La aguja de tapete tiene tres guías, dos sobre la estructura y una sobre el peine estas permiten direccionar el movimiento de la aguja haciendo como correderas, a lo largo de la aguja esta tiene tres topes para así limitar la carrera de la aguja y lograr el movimiento adecuado (ver figura 114).

Figura 114. Guías y topes sobre la aguja de tapete.



5.7. SISTEMA DE TRANSMISION Y EJES.

El mecanizado de los ejes se efectúa casi en su totalidad en el torno. Partiendo de un diámetro comercial aproximado, por medio del torno se efectúan pasos de desbaste con alta profundidad en el mecanizado, para luego hacer una o dos pasadas de acabado con poca profundidad y alta velocidad en el torno (figura 115).

Figura 115. Torno



Las piezas más representativas en esta área de los ejes son el eje del rodillo, el eje simple de reducción de velocidad, el eje de transmisión de movimiento en los lizos y el eje de transmisión de movimiento del peine.

5.7.1. Eje del sistema rodillo.

Para la fabricación del eje del rodillo se utiliza una probeta de acero 1045 a este se le añade un rodillo de caucho con un diámetro de 9,2cm para que realice la tensión y recolección del tejido (ver figura 116). El movimiento de transmisión del eje del rodillo se logra por medio de la polea 1 de aluminio de 12" que transmite una velocidad de 1.25rpm (ver figura 117).

Figura 116. Rodillo.



Figura 117. Polea 1 sobre el eje del rodillo.



5.7.2. Eje del sistema simple de reducción de velocidad

Para la fabricación del eje simple se utiliza una probeta de acero 1045, en sus extremos tiene una polea de 2" y otra de 12". Este eje simple su única función es reducir la velocidad de 45rpm que viene del eje lizos, convirtiéndose en 7,5rpm para luego transmitirla al eje del rodillo (ver figura 118).

Figura 118. Eje simple de reducción de velocidad.



5.7.3. Eje del sistema de lizos.

Para la fabricación del eje lizos se utiliza una probeta de acero 1045, en su interior tiene un piñón de 24 dientes y paso de 1" esta es la que transmite el movimiento que viene del eje peine y tiene una polea de 2" que transmite el movimiento al eje simple (ver figura 119).

El eje lizos en sus extremos tiene dos manivelas de 5cm de largo, que están unidas al eje por medio de un pasador, su función es transmitir el movimiento sincronizado a los cuadrantes del sistema de lizos a una velocidad de 45rpm (ver figura 120)

Figura 119. Eje del sistema lizos.

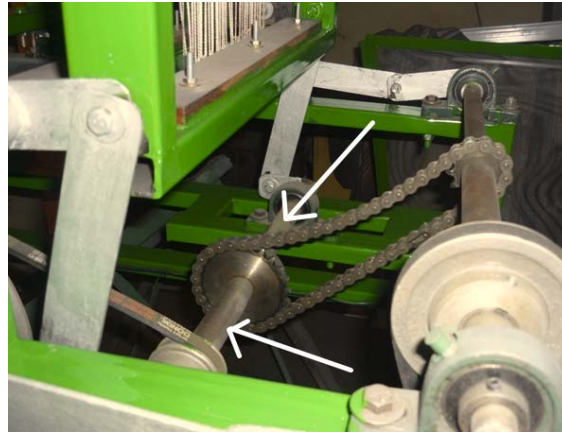
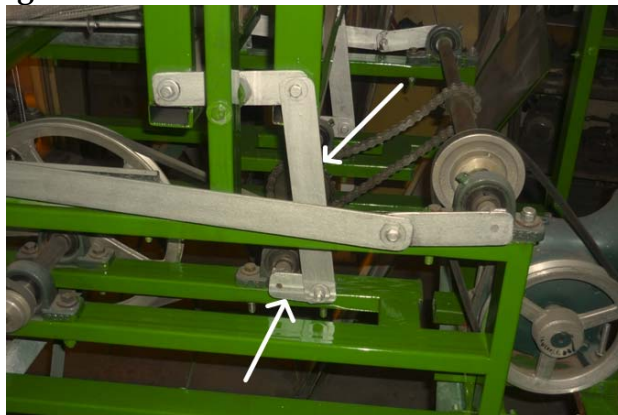


Figura 120. Manivela - biela del sistema lizos.



5.7.4. Eje del sistema de peine.

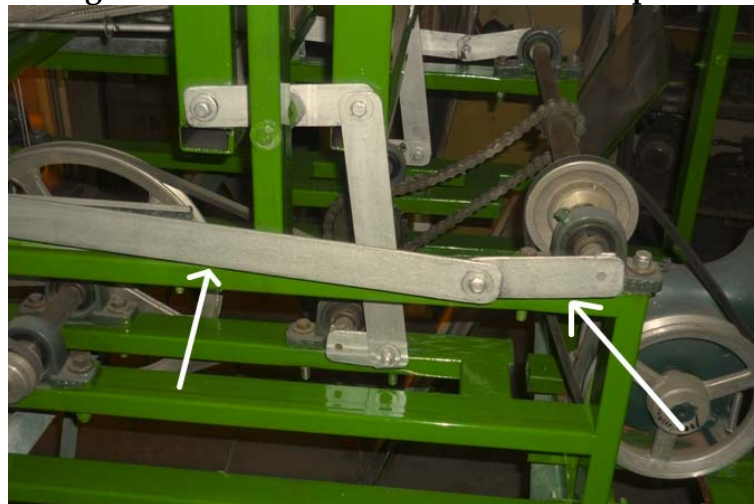
Para la fabricación del eje peine se utiliza una probeta de acero 1045, en su interior tiene un piñón de 12 dientes y paso de 1" esta es la que transmite el movimiento al eje del sistema de lizos y tiene una polea de 4" que transmite el movimiento que viene del motor (ver figura 121).

El eje peine en sus extremos tiene dos manivelas de 10cm de largo, que están unidas al eje por medio de un pasador, su función es transmitir el movimiento sincronizado al cuadrante del sistema peine a una velocidad de 90rpm (ver figura 122).

Figura 121. Eje del sistema peine



Figura 122. Manivela - biela del sistema peine



Cumplida esta fase solo hacía falta fresar el espacio que ocuparía el cubo del brazo, proceso que se dejó para el final, pues de realizarse en un principio habría debilitado la pieza y el proceso de taladrado no hubiera garantizado un correcto alineamiento entre las dos orejas.

5.8. PRESUPUESTO

Para el desarrollo de este proyecto se invirtió una considerable suma de dinero, representada en materiales, mano de obra, y trabajo de Ingeniería. A continuación se relacionan los costos involucrado durante el proceso de construcción, ensamble y pruebas de la máquina.

Nº	DESCRIPCIÓN	V/UNITARIO	CANT	V/TOTAL
1	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA ESTRUCTURA	\$ 300,000	1	\$ 400,000
2	POLEAS DE ALUMINIO	\$ 30,000	6	\$ 180,000
3	RODAMIENTOS 5/8 SKF YAT 203	\$ 18,000	2	\$ 36,000
4	RODAMIENTOS ¾ SKF YAT 204	\$ 15,000	8	\$ 120,000
5	MOTOREDUCTOR BALDOR REF GM3306	\$ 750,000	1	\$ 750,000
6	PROBETAS SAE 1045	\$ 12,000	5	\$ 60,000
7	CORREAS EN V	\$ 8,000	3	\$ 24,000
8	PIÑON	\$ 40,000	2	\$ 80,000
9	CADENA	\$ 12,000	1	\$ 12,000
10	TORNILLOS, TUERCAS Y ARANDELAS	\$ 500	80	\$ 40,000
11	RODILLOS DE CAUCHO	\$ 20,000	2	\$ 40,000
12	PLATINA PARA MANIVELAS Y BIELAS	\$ 15,000	1	\$ 15,000
13	RIELES EN U (1m)	\$ 12,000	2	\$ 24,000
14	CARRO DEL RIEL P814	\$ 5,000	4	\$ 20,000
15	MALLA ZARANDA GALVANIZADA	\$ 20,000	1	\$ 20,000
16	VARIOS	\$ 200,000	1	\$ 200,000
TOTAL				\$ 2,021,000

5.9. PRUEBAS

Para el diseño de la máquina fue necesario considerar como uno de los requisitos principales la precisión en la coordinación de los movimientos entre el sistema de lizos, el sistema peine y el sistema de agujas. Antes de la realización de la prueba de velocidad de recogido del tejido, se corrobora que la precisión de estos sistemas sea lo suficientemente buena, para así empezar el desarrollo de las pruebas de velocidad de recogido.

El objetivo de la prueba es comprobar la repetitividad de los resultados obtenidos tras cada prueba, por medio de una prueba de recolección del tejido por el sistema de rodillos, y así validar la velocidad mínima de tejido requerida para el telar mecánico.

En la tabla 55 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 55. Resultados de la prueba

CONDICIONES DE LA PRUEBA				
N° DE PRUEBA	1	2	3	4
TIEMPO [SEGUNDOS]	60	60	60	60
RADIO DEL RODILLO [mm]	48	48	48	48
TEJIDO RECOLECTADO [mm]	380	385	380	380
RESULTADOS				
N° DE PRUEBA	1	2	3	4
VELOCIDAD LINEAL [mm/s]	6,3	6,4	6,3	6,3
VELOCIDAD ANGULAR [RPM]	1,26	1,27	1,26	1,26

COMPENDIO DE LOS RESULTADOS			
V. LINEAL	V.PROMEDIO	V. ANGULAR	V. PROMEDIO
[mm/s]	[mm/s]	[rpm]	[RPM]
6,3	6,32 (182 m/dia)	1,26	1.262
6,4		1,27	
6,3		1,26	
6,3		1,26	
RESULTADOS TEORICOS			
VELOCIDAD LINEAL [mm/s]		VELOCIDAD ANGULAR [rpm]	
6,0		1,25	
% DE ERROR		% DE ERROR	
0.05%		0.01%	

Los resultados para el mismo lapso de tiempo fueron muy similares, siendo la precisión en la velocidad angular transmitida por el motoreductor. Con estos resultados se puede concluir que el motoreductor cumple con las especificaciones de precisión en la velocidad que exige el telar mecánico.

Los resultados de la prueba se lograron con la ayuda de una hoja de cálculo y utilizando las correspondientes formulas matemáticas, se obtuvieron las condiciones de operación del telar mecánico para las pruebas.

Como se puede observar se realizaron cuatro pruebas, con condiciones similares, mostrando repetitividad en los resultados, encontrándose poca desviación en las pruebas de velocidad lineal y casi nula para la de velocidad angular.

En las pruebas es posible observar que la máquina posee un alta homogeneidad en su operación, lo cual garantiza una muy buena repetitividad en las pruebas, siendo esta una razón para que el telar mecánico trabaje sin contratiempos.

6. CONCLUSIONES

- Se cumplió el objetivo general del presente proyecto con la construcción de una máquina “Prototipo de telar mecánico” la cual permite mejorar el proceso de producción y tejido de elementos artesanales.
- La máquina construida cumple con los requerimientos propuestos inicialmente de velocidad y disposiciones generales para el desarrollo de la producción de tejido.
- El diseño de la estructura se realizó dejando las tolerancias más bajas posibles y empleando soldadura y tornillería estándar que proporcione una alta rigidez a esta.
- La construcción de los sistemas de peine, lizos y agujas, se logro una excelente coordinación entre ellas permitiendo una eficiente producción en el telar mecánico, sin emplear piezas complejas.
- El motoreductor garantiza un alto nivel de fiabilidad en la producción, corroborando el cumplimiento de los parámetros de operación programados.
- La máquina está construida en acero Cold Rolled garantizando una alta durabilidad por su resistencia a la corrosión y una buena presentación.
- Los ensayos desarrollados evidencian una alta repetitibilidad en sus resultados, hecho que valida su uso en la producción industrial

BIBLIOGRAFIA

BAUMEISTER, T., AVALLONE, E. Marks Manual del Ingeniero Mecánico. México: McGraw-Hill, 1992.

BRAHIC, MARYLENE. El Telar. Madrid: Parramon, 1993.

CABALLERO, S., JORGE. Diseño y construcción de un telar para la elaboración de sacos de fique. Bucaramanga, 1998. Trabajo de grado (Diseñador Industrial). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas.

DELGADO, JORGE. Hilados. <http://www.monografias.com/trabajos23/hilados/hilados.shtml>

DEUTSCHMAN, Aaron. Diseño de máquinas. México: Continental. 1994. 973p.

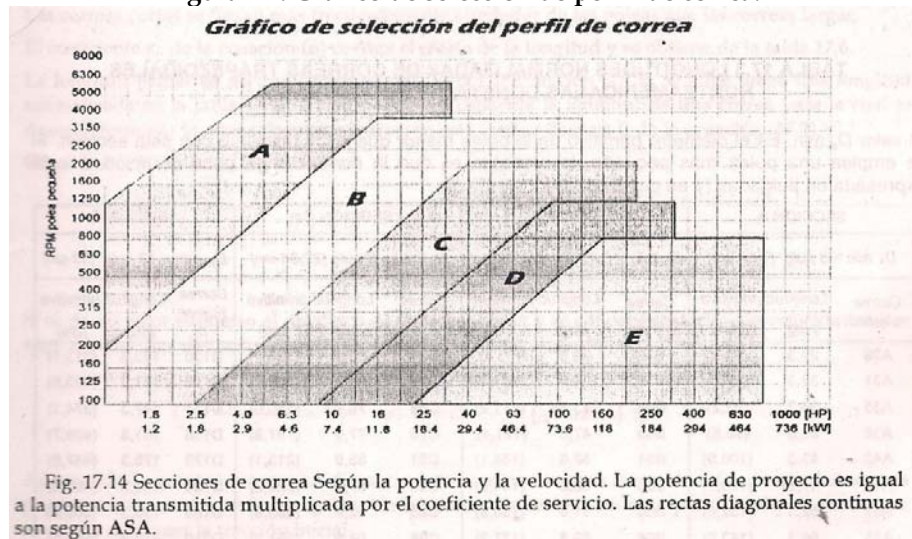
FAIRES, V. Diseño de elementos de máquinas. México: Limusa, 1998.

VASQUEZ, LEONIDAS. Diseño de maquinas I. Bucaramanga: UIS, 2005. 200p.

ANEXOS

Anexo A. Grafico de selección de perfil de correa.

Figura A1. Grafico de selección de perfil de correa.



Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo B. Tabla de longitudes normalizadas de correas trapezoidales.

Figura B1. Tabla de longitudes normalizadas de correas trapezoidales.

TABLA 17.3 LONGITUDES NORMALIZADAS DE CORREAS TRAPEZOIDALES NORTEAMERICANAS CONSTANTES DE POTENCIA ⁽¹⁷⁻¹⁸⁾

El valor D_2 min. Es el diámetro primitivo de la polea menor que debe utilizarse con esta sección. Si se emplea una polea más pequeña, lo probable es que la correa tenga poca duración. L está expresada en pulgadas (y en centímetros).

SECCION A		SECCION B		SECCION C		SECCION D	
D_2 min = 3 pulg (7,62 cm)		D_2 min = 5,4 pulg (13,71 cm)		D_2 min = 9 pulg (22,86 cm)		D_2 min = 13 pulg (33 cm)	
Correa número	Longitud primitiva pulg (cm)	Correa número	Longitud primitiva pulg (cm)	Correa número	Longitud primitiva pulg (cm)	Correa número	Longitud primitiva pulg (cm)
A26	27,3 (69,3)	B35	36,8 (93,4)	C51	53,9 (136,9)	D120	123,3 (313,1)
A31	32,3 (82,0)	B38	39,8 (101,1)	C60	62,9 (159,7)	D128	131,3 (333,5)
A35	36,3 (92,2)	B42	43,8 (111,2)	C68	70,9 (180,0)	D144	147,3 (374,1)
A38	39,3 (99,8)	B46	47,8 (121,4)	C75	77,9 (197,8)	D158	161,3 (409,7)
A42	43,3 (109,9)	B51	52,8 (134,1)	C81	83,9 (213,1)	D173	176,3 (447,8)
A46	47,3 (120,1)	B55	56,8 (144,2)	C85	87,9 (223,2)	D180	183,3 (465,5)
A51	52,3 (132,8)	B60	61,8 (156,9)	C90	92,9 (235,9)	D195	198,3 (503,6)
A55	56,3 (143,0)	B68	69,8 (177,2)	C96	98,9 (251,2)	D210	213,3 (541,7)
A60	61,3 (155,7)	B75	76,8 (195,0)	C105	107,9 (274,0)	D240	240,8 (611,6)
A68	69,3 (176,0)	B81	82,8 (210,3)	C112	114,9 (291,8)	D270	270,8 (687,8)
A75	76,3 (193,0)	B85	86,8 (220,4)	C120	122,9 (312,1)	D300	300,8 (764,0)
A80	81,3 (206,5)	B90	91,8 (233,1)	C128	130,9 (332,4)	D330	330,8 (840,2)
A85	86,3 (219,2)	B97	98,8 (250,9)	C144	146,9 (373,1)	D360	360,8 (916,4)
A90	91,3 (231,9)	B105	106,8 (271,2)	C158	160,9 (408,6)	D390	390,8 (992,6)
A96	97,3 (247,1)	B112	113,8 (289,0)	C173	175,9 (446,7)	D420	420,8 (1068,8)
A105	106,3 (270,0)	B120	121,8 (308,3)	C180	182,9 (464,5)	D480	480,8 (1221,2)
A112	113,3 (287,7)	B128	129,8 (329,6)	C195	197,9 (502,6)	D540	540,8 (1373,6)
A120	121,3 (308,1)	B144	145,8 (370,3)	C210	212,9 (540,7)	D600	600,8 (1526,0)
A128	129,3 (328,4)	B158	159,8 (405,8)	C240	240,9 (611,8)	D660	660,8 (1672,4)
		B173	174,8 (444,0)	C270	270,9 (688,0)		
		B180	181,8 (461,7)	C300	300,9 (764,2)		
		B195	196,8 (499,8)	C330	330,9 (840,4)		
		B210	211,8 (537,9)	C360	360,9 (916,6)		
		B240	240,3 (610,3)	C390	390,9 (992,8)		
		B270	270,3 (688,0)	C420	420,9 (1069,0)		
		B300	300,3 (762,7)				
Constantes para potencia nominal: a = 2,684 c = 5,326 e = 0,0136		Constantes para potencia nominal: a = 4,737 c = 13,962 e = 0,0234		Constantes para potencia nominal: a = 8,792 c = 38,819 e = 0,0416		Constantes para potencia nominal: a = 18,788 c = 137,7 e = 0,0848	
ALGUNOS DIÁMETROS DE POLEA NORMALIZADOS							
Varía en aumentos de 0,2 pulg (0,50 cm) desde 2,6 pulg (6,6 cm) hasta 5,2 pulg (13,20 cm); luego en aumentos de 0,4 pulg (1,01 cm) hasta 6,4 pulg (16,25 cm); luego los diámetros de 7; 8,2; 9; 10,6; 12; 15; 18 pulg (o sea, respectivamente, 17,78; 20,82; 22,86; 26,92; 30,48; 38,10; 54,72 cm).		Varía en aumentos de 0,2 pulg (0,50 cm) hasta 4,6 pulg (11,68 cm); luego los diámetros de 5; 5,2; 5,4; 5,6; 6; 6,4; 6,8; 7,4; 8,6; 9,4; 11; 12,4; 15,4; 18,4; 20; 25; 30; 38 pulg (o sea, respectivamente, 12,70; 13,20; 13,71; 14,22; 15,24; 16,25; 17,27; 18,79; 21,84; 23,87; 27,94; 31,50; 39,12; 46,74; 50,80; 63,50; 76,20; 96,52 centímetros).		Varía en aumentos de 0,5 pulg (1,27 cm) desde 7 pulg (17,78 cm) hasta 11 pulg (27,94 cm); luego en aumentos de 1 pulg (2,54 cm) hasta 14 pulg (35,56 cm); de 2 pulg (5,08 cm) hasta 20 pulg (50,80 cm); luego los diámetros de 24, 30, 36, 44, 50 pulg (o sea, respectivamente, 60,96; 76,20; 91,44; 111,76; 127 centímetros).		Varía en aumentos de 0,5 pulg (1,27 cm) desde 13 pulg (33,02 cm) hasta 16 pulg (40,64 cm); luego los diámetros de 18, 22, 27, 33, 40, 8, 58 pulg (o sea, respectivamente, 45,72; 55,88; 68,58; 83,82; 101,60; 121,92; 147,32 cm).	

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo C. Tabla para hallar Nsf.

Figura C1. Tabla para hallar Nsf.

MAQUINAS CONDUCIDAS	MAQUINAS CONDUCTORAS	
	Motores eléctricos C.A. fase partida C.A. de jaula ardilla par normal, y sincrónicos C.C. devanado en derivación Ruedas hidráulicas Turbinas hidráulicas y de vapor Motores de combustión interna (transmisión hidráulica)	Motores eléctricos C.A. monofásicos devanado serie C.A. alto par o alto deslizamiento C.A. anillos rozantes C.A. inducción de repulsión C.A. con condensador C.C. devanado compuesto Máquinas de vapor y ejes de transmisión Embrague sobre eje conductor o conducido
Agitadores, líquido Fresadoras para levas Transportadores, empaquetadoras Taladradoras, tomos. Tornos o máquinas de roscar Pequeños ventiladores hasta 10 CV	1,1	1,2
Compresores y sopladores (giratorios) Transportadores de mineral, arena Dinamos y alternadores Ejes de transmisión o de línea Máquinas-herramientas (otras) Máquinas de imprimir Bombas (giratorias) Cizalladoras	1,2	1,4
Molinos de bolas Mezcladoras (papel) Sierras circulares Compresores (alternativos) Transportadores, de cangilones, de banda articulada, de tornillo sinfin, de cadena sinfin con arrastre Trituradoras, machacadoras, etc Molinos de martillos Pulverizadores Bombas (alternativas) Punzonadoras, prensas Hélices Tambores clasificadores, cribadoras Molinos tubulares	1,4	1,6
Cabrestantes o tornos izadores Ventiladores de minas Ventiladores de acción directa Continuas de hilar Tambores o barriles de frotación Retorcedoras (textiles)	1,6	1,8

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo D. Tabla para hallar k_d y k_θ

Figura D1. Tabla para hallar k_d y k_θ

TABLA 17.4 COEFICIENTES DE DIÁMETRO PEQUEÑO K_d ^[17-11]		TABLA 17.5 COEFICIENTES DE ARCO DE CONTACTO, K_θ ^[17-13]		
D_2 / D_1	K_d	$D_2 - D_1$	K_θ	
		C	VV	V-plana
1,000 - 1,019	1,00	0,00	1,00	0,75
1,020 - 1,032	1,01	0,10	0,99	0,76
1,033 - 1,055	1,02	0,20	0,97	0,78
1,056 - 1,081	1,03	0,30	0,96	0,79
1,082 - 1,109	1,04	0,40	0,94	0,80
1,110 - 1,142	1,05	0,50	0,93	0,81
1,143 - 1,178	1,06	0,60	0,91	0,83
1,179 - 1,222	1,07	0,70	0,89	0,84
1,223 - 1,274	1,08	0,80	0,87	0,85
1,275 - 1,340	1,09	0,90	0,85	0,85
1,341 - 1,429	1,10	1,00	0,82	0,82
1,430 - 1,562	1,11	1,10	0,80	0,80
1,563 - 1,814	1,12	1,20	0,77	0,77
1,815 - 2,948	1,13	1,30	0,73	0,73
2,949 y más	1,14	1,40	0,70	0,70
		1,50	0,65	0,65

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo E. Factores de corrección de longitud k_L

Figura E1. Factores de corrección de longitud k_L

TABLA 17.6 FACTORES DE CORRECCIÓN DE LONGITUD k_L [2-44]

DESIGNACIÓN DE LA LONGITUD NORMALIZADA		SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA CORREA				
cm	puig	A	B	C	D	E
66,0	26	0,81
78,7	31	0,84
88,9	35	0,87	0,81
96,5	38	0,88	0,83
106,6	42	0,90	0,85
116,8	46	0,92	0,87
129,5	51	0,94	0,89	0,80
139,7	55	0,96	0,90
152,4	60	0,98	0,92	0,82
172,7	68	1,00	0,95	0,85
190,5	75	1,02	0,97	0,87
203,2	80	1,04
205,7	81	..	0,98	0,89
215,9	85	1,05	0,99	0,90
228,6	90	1,06	1,00	0,91
243,8	96	1,08	..	0,92
246,3	97	..	1,02
266,7	105	1,10	1,04	0,94
284,5	112	1,11	1,05	0,95
304,8	120	1,13	1,07	0,97	0,86	..
325,1	128	1,14	1,08	0,98	0,87	..
365,8	144	..	1,11	1,00	0,90	..
401,3	158	..	1,13	1,02	0,92	..
439,4	173	..	1,15	1,04
457,2	180	..	1,16	1,05	0,94	0,91
495,3	195	..	1,18	1,07	0,96	0,92
533,4	210	..	1,19	1,08	0,96	0,94
609,6	240	..	1,22	1,11	1,00	0,96
685,8	270	..	1,25	1,14	1,03	0,99
762,0	300	..	1,27	1,16	1,05	1,01
838,2	330	1,19	1,07	1,03
914,4	360	1,21	1,09	1,05
990,6	390	1,23	1,11	1,07
1066,8	420	1,24	1,12	1,09
1219,2	480	1,16	1,12

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo F. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_L y C_d)

Figura F1. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_L y C_d)

FACTORES QUE AFECTAN LA RESISTENCIA A LA FATIGA

FACTOR DE CARGA (C_L) $C_L = \frac{S'_n}{S_n}$

1) Flexión $C_L = 1.0$ (No rotativa)	2) Axial $C_L = 0.9$ (Pura) 0.7 (Excéntrica)
3) Torsión $C_L = 0.58$	4) Combinada $C_L = 1.0$

FACTOR DE TAMAÑO (Factor de gradiente) (C_d)

Axial	$C_d = 1$
Flexión, torsión, combinada	$d \leq 0.3'$ $C_d = 1.0$
	$0.3 < d \leq 10'$ (Pulgadas) $C_d = 0.869 d^{-0.097}$
	$8 < d \leq 250$ (Milímetros) $C_d = 1.189 d^{-0.097}$

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo G. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_C , C_T , y C_V)

Figura G1. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_C , C_T , y C_V)

FACTOR DE CONFIABILIDAD (C_C)	
%	C_C
50	1.0
90	0.897
* 99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

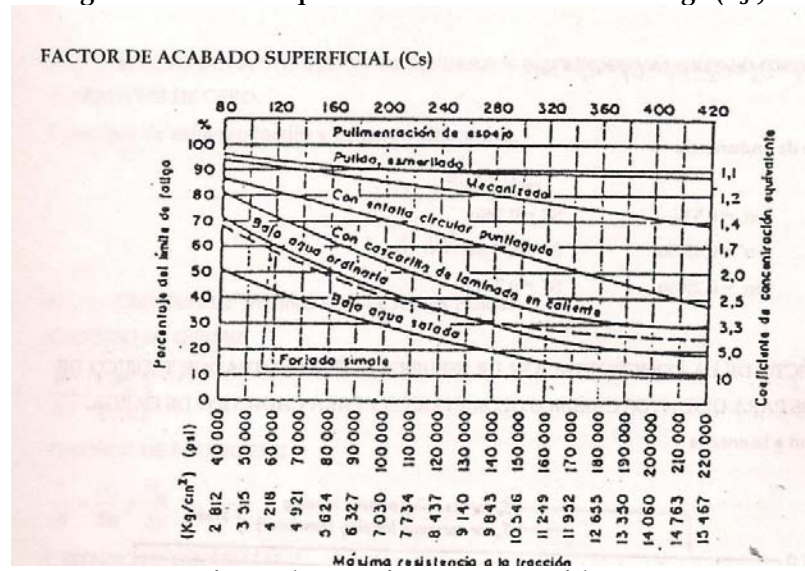
FACTOR DE TEMPERATURA (C_T)	
$T \leq 450^\circ \text{C}$ (840°F) °	$C_T = 1$
[450 - 550] °C	$C_T = 1 - 0.0058 (t - 450)$
[840 - 1020] °F	$C_T = 1 - 0.0032 (T - 840)$

EFECTOS VARIOS (C_V)	
- Ambiente corrosivo agua	
* Agua dulce	$C_V = 0.4$
* Agua salada	$C_V = 0.1 - 0.2$
- Recubrimiento superficial	
* Niquelado	$C_V = 0.58$
* Cromado	$C_V = 0.93$
- Tratamiento mecánico superficial	
* Sand Blasting	$C_V = 1.2$
* Granallado	$C_V = 1.5$

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo H. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_S)

Figura H1. Factores que afectan la resistencia a la fatiga (C_S)



Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo I. Concentrador real de esfuerzos K_f

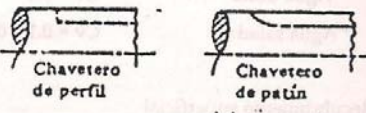
Figura II. Concentrador real de esfuerzos K_f

$$K_f = 1 + (K_f - 1) \cdot q \quad \text{CONCENTRADOR REAL DE ESFUERZOS}$$

TABLA AT 12 VALORES DE K_f PARA ROSCAS DE TORNILLO (111)
Para tracción o flexión. Sin K_t .

CLASE DE ROSCA	RECOCIDA		ENDURECIDA	
	Laminada	Tallada	Laminada	Tallada
Sellers, Americana Nacional, cuadrada	2,2	2,8	3,0	3,8
Whitworth (Raíces redondeadas)	1,4	1,8	2,6	3,3
Dardelet	1,8	2,3	2,6	3,3

TABLA AT 13 VALORES DE K_f PARA CHAVETEROS (111). Véase § 10.4

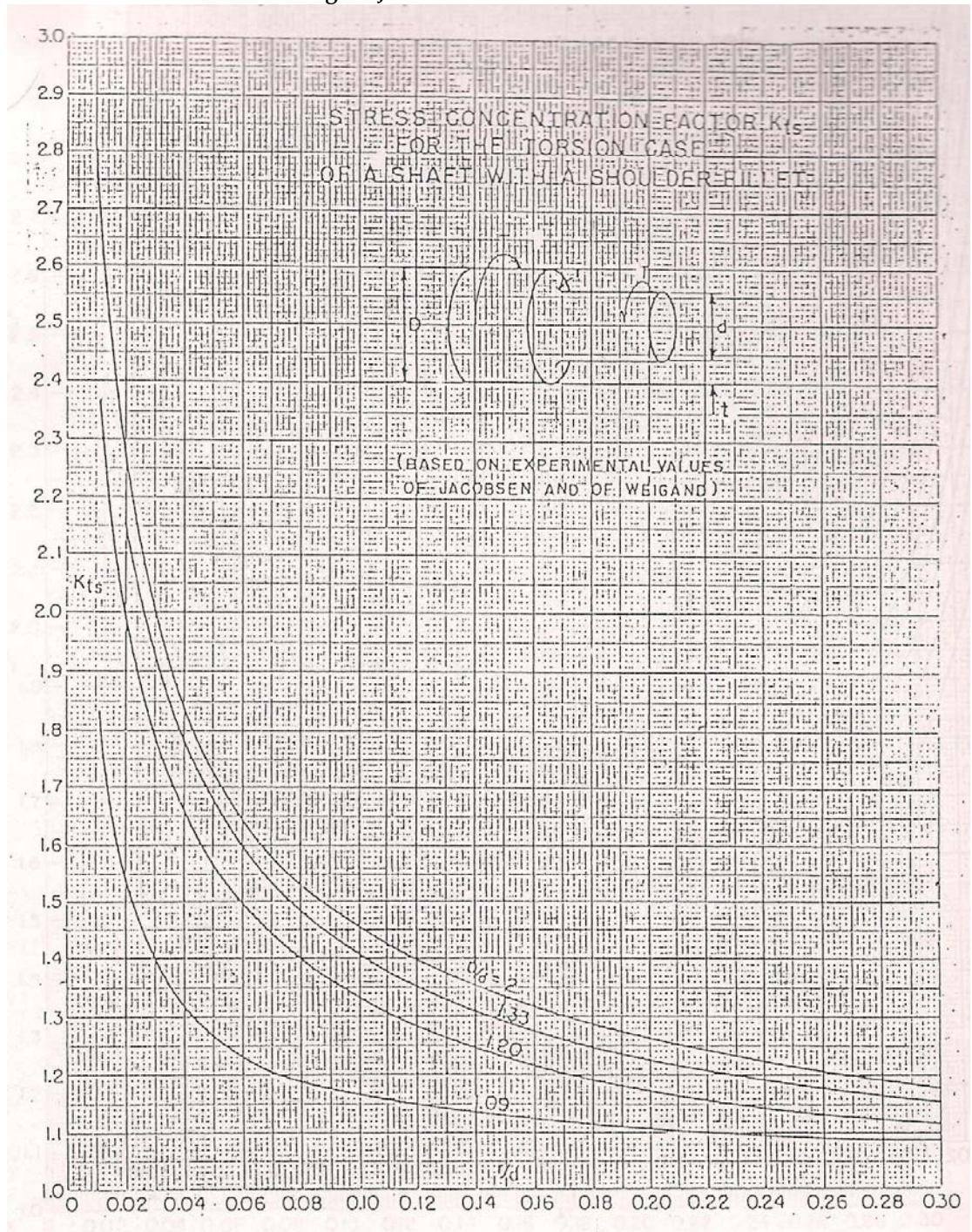


CLASE DE CHAVETERO	RECOCIDO		ENDURECIDO	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1,6	1,3	2,0	1,6
De patín	1,3	1,3	1,6	1,6

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo J. Grafica de valores de K_{ts}

Figura J1. Grafica de valores de K_{ts}



Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo K. Grafica para hallar q

Figura K1. Grafica para hallar q

EFECTO DE LA CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS. CONCENTRADOR TEORICO DE ESFUERZOS PARA DISTINTOS CAMBIOS GEOMÉTRICOS Y PARA CADA TIPO DE CARGA.
Sensibilidad a la entalla

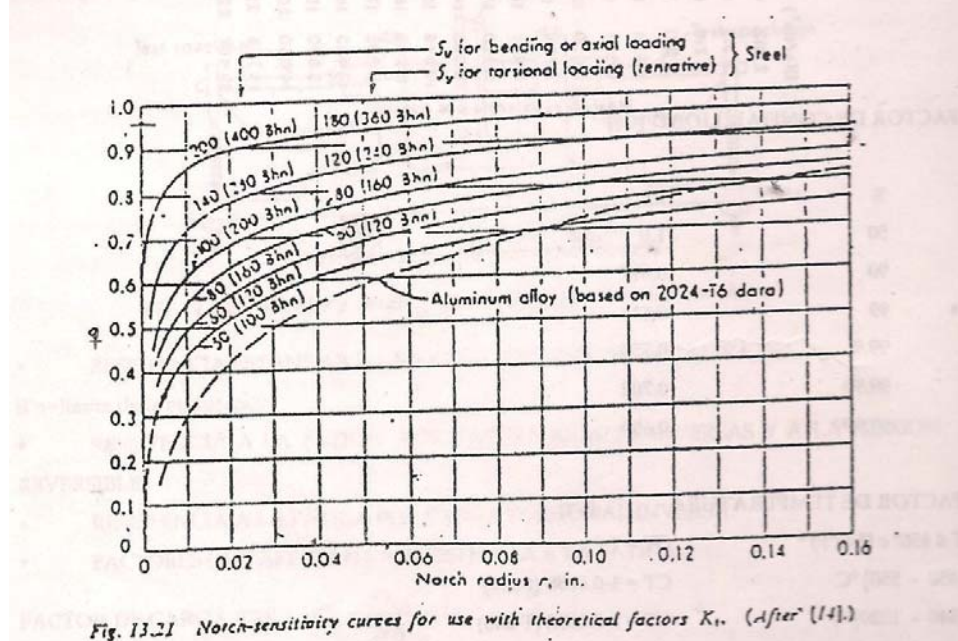
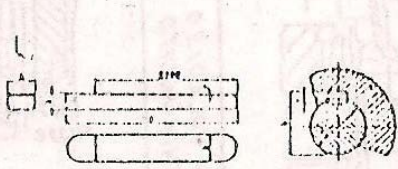


Fig. 13.21 Notch-sensitivity curves for use with theoretical factors K_t . (After [14].)

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo L. Tabla de selección de chavetas.

Figura L1. Tabla de selección de chavetas.



Chavetas engastadas
(De la tabla UNIM 85)

Medidas en mm

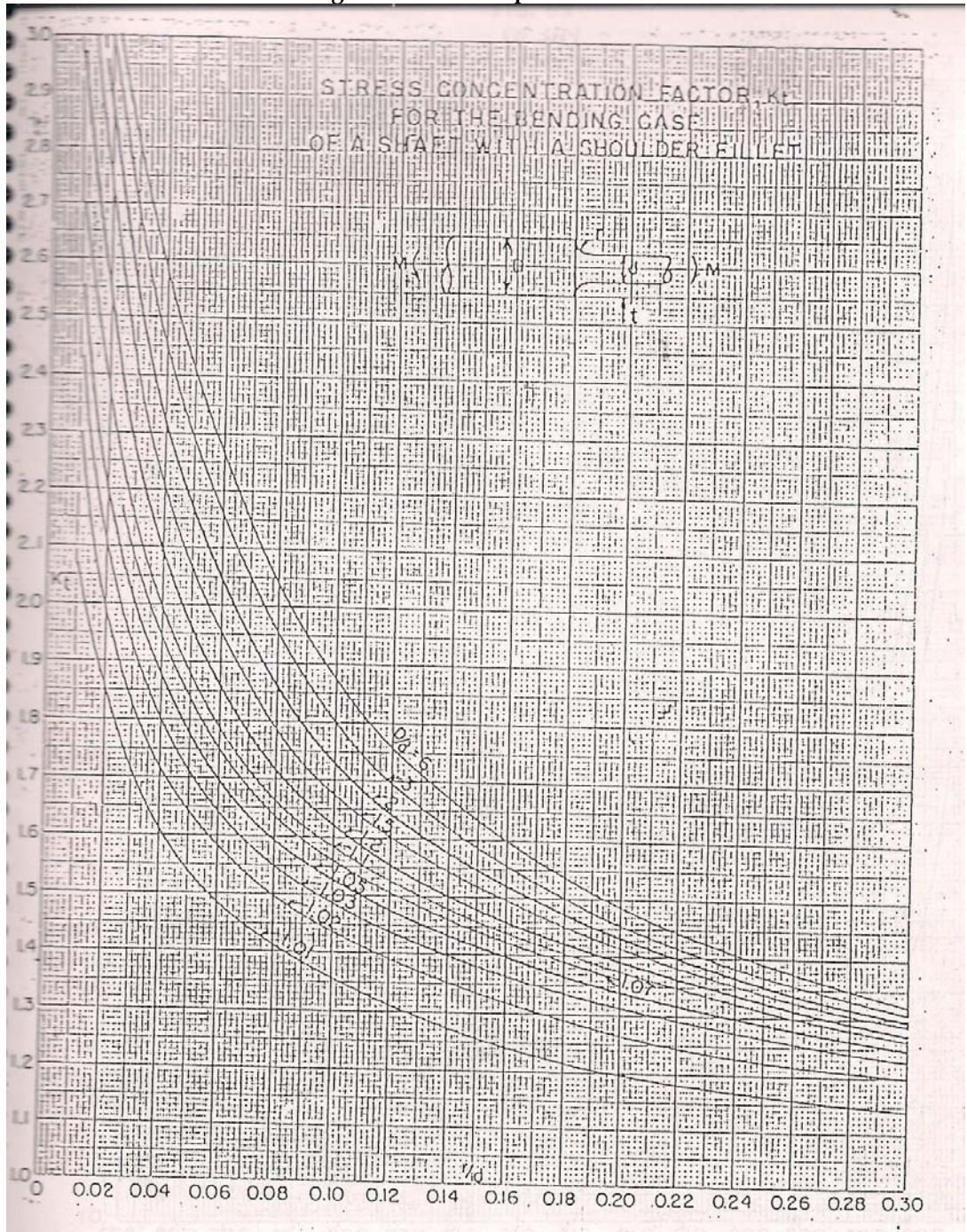
Ejemplo de designación de una chaveta engastada, de sección 24 x 14 y de longitud 140 mm: 24 x 14 x 140 UNIM 85.

Árbol. Grupos de diámetros D	Chavetas				Chaveteros	
	b	h	r	l	ε	l ₁
de 10 a 12	4	4	0,3	de 10 a 30	2,5	D + 1,5
desde 12 » 17	5	5	0,3	» 10 » 40	3	D + 2
» 17 » 22	6	6	0,3	» 12 » 50	3,5	D + 2,5
» 22 » 30	8	7	0,3	» 20 » 70	4	D + 3
» 30 » 38	10	8	0,3	» 25 » 90	4,5	D + 3,5
» 38 » 44	12	8	0,3	» 30 » 120	4,5	D + 3,5
» 44 » 50	14	9	0,4	» 35 » 140	5	D + 4
» 50 » 56	16	10	0,4	» 45 » 180	5	D + 5
» 58 » 68	18	11	0,4	» 50 » 200	6	D + 5
» 68 » 78	20	12	0,4	» 60 » 220	6	D + 6
» 78 » 92	24	14	0,4	» 70 » 280	7	D + 7
» 92 » 110	28	16	0,5	» 80 » 300	8	D + 8
» 110 » 130	32	18	0,5	» 90 » 350	9	D + 9
» 130 » 150	36	20	0,5	» 100 » 400	10	D + 10

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo M. Grafica para hallar K_t

Figura M1. Grafica para hallar K_t



Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez

Anexo N. Factor de servicio para cadenas C₁

Figura N1. Tabla para hallar el factor de servicio C₁

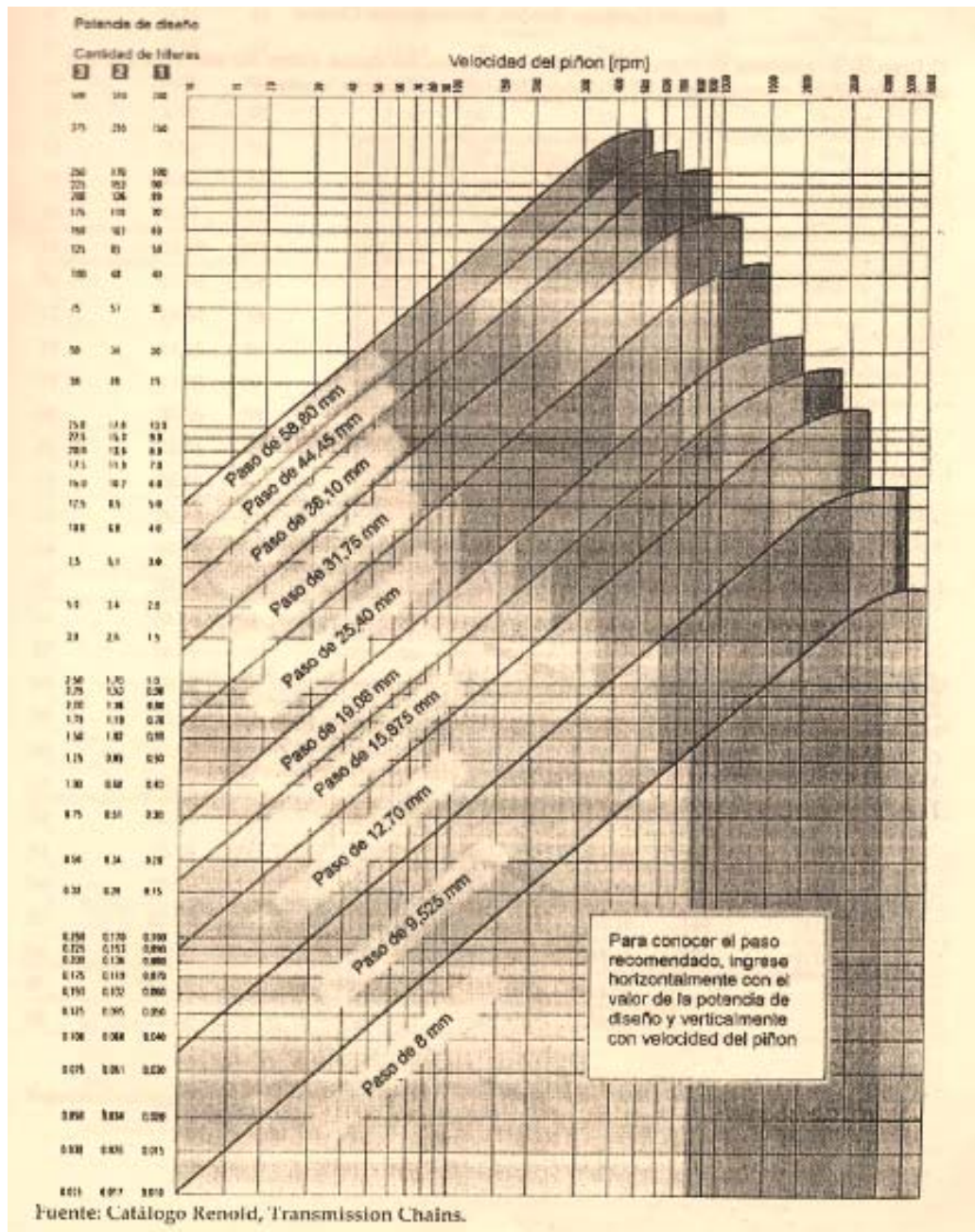
Factor de servicio C ₁ para cadenas de norma B5	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos	Motores de combustión multicilíndricos	Motores de combustión monocilíndricos
Máquinas de carga constante			
Agitadores y mezcladores de líquidos y semilíquidos Alternadores y generadores Sopladores, extractores y ventiladores (centrífugos y de tamaño mediano) Compresores centrífugos Elevadores y transportadores con carga uniforme Maquinaria de industria de alimentos Bombas centrífugas Máquinas de imprentas	1,00	1,25	1,50
Máquinas de carga no constante			
Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido Sopladores, extractores y ventiladores de gran tamaño Mezcladoras de cemento Compresores de más de 3 cilindros Grúas Transportadores y elevadores con carga no uniforme Bombas de dragado Maquinaria de lavandería Máquinas herramientas Molinos	1,25	1,50	1,75
Máquinas de funcionamiento disperejo			
Alternadores y generadores de soldadoras Compresores de uno o dos cilindros Excavadoras Trituradoras Alimentadoras vibratorias Sierras circulares y lineales Molinos de martillos y de mandíbula Maquinaria minera	1,75	2,00	

Fuente: Catálogo Renold, Transmission Chains.

Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo O. Grafica para hallar paso de la cadena

Figura O1. Grafica para hallar paso de la cadena



Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

Anexo P. Tabla para hallar el factor X para hallar la longitud de la cadena

Figura P1. Tabla para hallar el factor X para hallar la longitud de la cadena

Factor X							
$(Z_c - Z_p)$	X	$(Z_c - Z_p)$	X	$(Z_c - Z_p)$	X	$(Z_c - Z_p)$	X
1	0.06	39	77.06	77	300.36	115	669.98
2	0.20	40	81.06	78	308.22	116	691.68
3	0.46	41	85.16	79	316.18	117	693.50
4	0.82	42	89.36	80	324.22	118	705.40
5	1.26	43	93.68	81	332.38	119	717.40
6	1.82	44	98.08	82	340.64	120	729.52
7	2.48	45	102.58	83	349.00	121	741.72
8	3.24	46	107.20	84	357.46	122	754.04
9	4.10	47	111.90	85	366.02	123	766.44
10	5.06	48	116.72	86	374.68	124	778.96
11	6.12	49	121.64	87	383.46	125	791.58
12	7.30	50	126.66	88	392.32	126	804.28
13	8.56	51	131.76	89	401.28	127	817.10
14	9.92	52	136.98	90	410.36	128	830.02
15	11.40	53	142.30	91	419.52	129	843.04
16	12.96	54	147.72	92	428.80	130	856.16
17	14.64	55	153.24	93	438.16	131	869.38
18	16.42	56	158.88	94	447.64	132	882.72
19	18.28	57	164.60	95	457.22	133	896.14
20	20.26	58	170.42	96	466.88	134	909.66
21	22.34	59	176.34	97	476.66	135	923.28
22	24.52	60	182.38	98	486.54	136	937.02
23	26.80	61	188.50	99	496.52	137	950.84
24	29.18	62	194.74	100	506.60	138	964.78
25	31.66	63	201.08	101	516.78	139	978.82
26	34.24	64	207.50	102	527.08	140	992.94
27	36.94	65	214.04	103	537.46	141	1007.18
28	39.72	66	220.68	104	547.94	142	1021.52

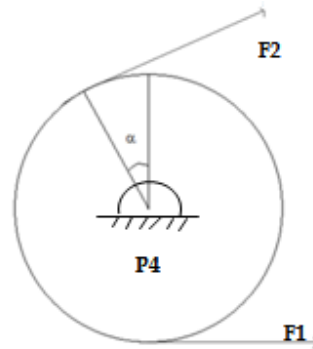
Fuente: Diseño de maquinas I por Leónidas Vásquez.

ANEXO Q. Eje Lizos.

Q.1 Diseño de correa, cadena, piñón y polea.

4ta Polea. (Ver plano PL.SL-05 de polea 4)

Figura Q1. Polea 4



$$Dp4 = 2'' = 5,08\text{cm} ; F = T/d ; F1/F2 = 5 \Rightarrow$$

$$(F1 - F2) * rp4 = T \rightarrow \left(F1 - \frac{F1}{5}\right) * rp4 = T = \frac{4F1}{5} * rp4$$

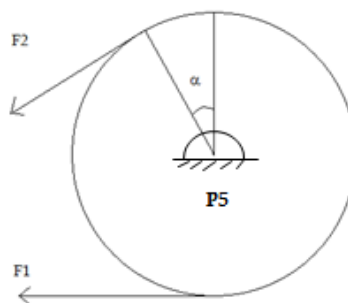
$$F1 = \frac{5T}{4rp5} ; F2 = \frac{F1}{5}$$

F1 y F2 para la polea 4 (P4) son los mismos valores de de F1 y F2 de la polea 3 (P3).

Tabla Q1. Valores de F1 y F2.

F1(N)	9,43125
F2(N)	1,88625

Figura Q2. Piñón 5 (Ver plano de piñón 5.)

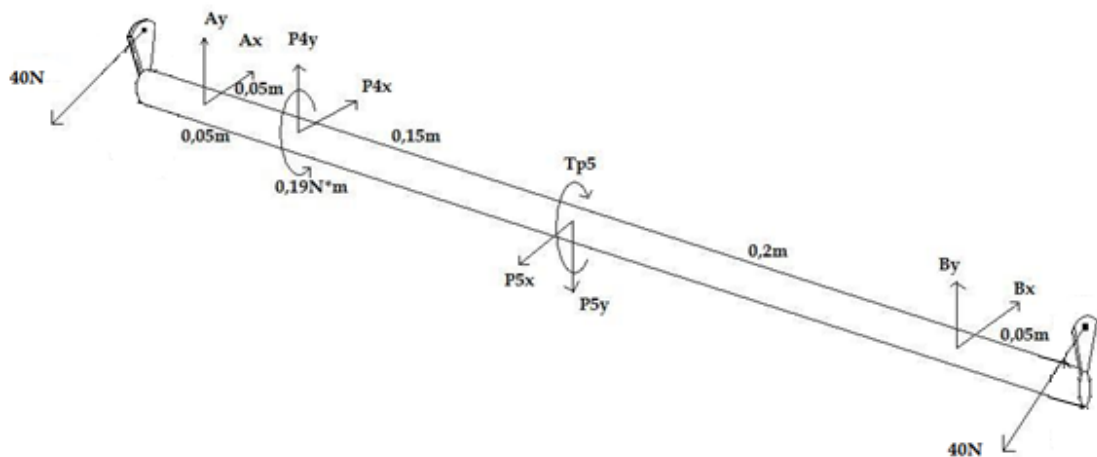


Con las fuerzas en el piñón 5 se halla el torque en la polea 5 (T_{p5}). (Mirar tabla Q3.)

El eje lizo tiene dos manivelas cada uno con un diámetro de 10cm en sus extremos, lo cual estos tienen que mover una fuerza de 40N cada uno.

Ahora se procede a calcular el torque en el piñón 5 (T_{p5}).

Figura Q3. Esquema de fuerzas y torques en el eje lizo.



Se calcula el torque de las manivelas. (Mirar tabla Q2)

Tabla Q2. Calculo del torque de la manivela (T_{vol})

Torque de la manivela	$T_{vol}(N*m)$
$T_{vol}=40*0,05$	2

$$\sum T = 0 \rightarrow T_{vol} + T_{vol} + T_{p4} = T_{p5}$$

$$D_{p5} = 4'' = 10,16\text{cm}$$

$$D_{p6} = 2'' = 5,08\text{cm}$$

En la siguiente tabla (tabla Q3) se halla el torque en la polea 4 (T_{p4}), el torque en el piñón 5 (T_{p5}) y las fuerzas en el piñón 5.

Tabla Q3. Cálculos para hallar Tp4, Tp5, F1 y F2 del piñón 5.

Calculos para hallar el torque en la polea 4 (Tp4)	
$(F1 - F2) * rp4 = T$	
F1(N)	9,43125
F2(N)	1,88625
rp4(m)	0,0254
Tp4(N*m)	0,191643
Tvol(N*m)	2
Calculos para hallar el torque en el piñon 5(Tp5)	
$\sum T = 0 \rightarrow T_{vol} + T_{vol} + T_{p4} = T_{p5}$	
Tp5(N*m)	4,191643
Calculos para hallar F1 y F2 para el piñon 5	
$F1 = \frac{5T}{4rp5} ; F2 = \frac{F1}{5}$	
rp5(m)	0,0508
F1(N)	103,1408219
F2(N)	20,62816437

Q.1.1 Diseño de la cadena (eje lizos - eje peine)

C=distancia entre centros= 25cm

Zp= Cantidad de dientes del piñón pequeño (conductora)= 12

Zc= Cantidad de dientes del piñón grande (conducida)= 24

El largo de la cadena se expresa en cantidad de pasos, los cuales deben ser una cifra par con objeto de unir los extremos usando un eslabón desmontable llamado candado.

La fórmula para el largo de la cadena "L" es:

$$L = \frac{(Zp+Zc)}{2} + A + \frac{X}{A} + Y \quad ; \quad A = (2 * C)/P = \text{Long. de la cadena.}$$

P = Paso de la cadena.

X = Factor obtenido del anexo P en función de (Zc - Zp).

Y = Valor a agregar para que "L" sea una cifra entera y par.

Para la selección del paso de la cadena se va al anexo O, en esa tabla se entra con la potencia que es se halla en la tabla Q4 y con las rpm del piñón conductor.

$$P = 12.7\text{mm} = \frac{1}{2}''$$

Para el cálculo de la potencia transmitida se va al anexo N para hallar el factor de servicio C_1 . Donde Pot. Transm. = Pot * C_1

$$C_1 = 1,0$$

$$\text{Pot} = T * \frac{N}{K} \quad ; \quad K=9550 \rightarrow (\text{Kw})$$

Teniendo C se puede hallar el ángulo de contacto α . (Mirar tabla Q4.)

Tabla Q4. Cálculos del diseño de la cadena

$L = \frac{(Z_p + Z_c)}{2} + A + \frac{X}{A} + Y \quad ; \quad A = (2 * C) / P$	
D1(cm)	5,08
D2(cm)	10,16
C(cm)	25
$\text{Pot} = T * \frac{N}{K} \quad ; \quad K = 9550 \rightarrow (\text{Kw})$	
N(rpm)	45
T(N*m)	4,191643
Pot(Kw)	0,019751197
Pot(hp)	0,026466604
Se elige paso de 12,7mm	
p(cm)	1,27
A	39,37007874
X	7,3
Zp	12
Zc	24
L (sin correccion de Y)	57,55549874
L (con correccion de Y)	58
Longitud total de la cadena (cm)	73,66
Calculo para hallar el ángulo de contacto (α)	
$\alpha = 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right)$	
$\alpha(^{\circ})$	11,66259881

Q.2 Diseño del eje lizos

$F_1=9,43\text{N}$; $F_2=1,89\text{N}$ => Fuerzas en la polea 4 (P4)

$F_1=103,14\text{N}$; $F_2=20,63\text{N}$ => Fuerzas en el piñon 5 (P5)

$\alpha=51,22^\circ$ (para polea 4)

$\alpha=11,6^\circ$ (para piñon 5)

Figura Q4. Fuerzas en la polea 4 Figura Q5. Fuerzas en el eje lizos (polea 4)

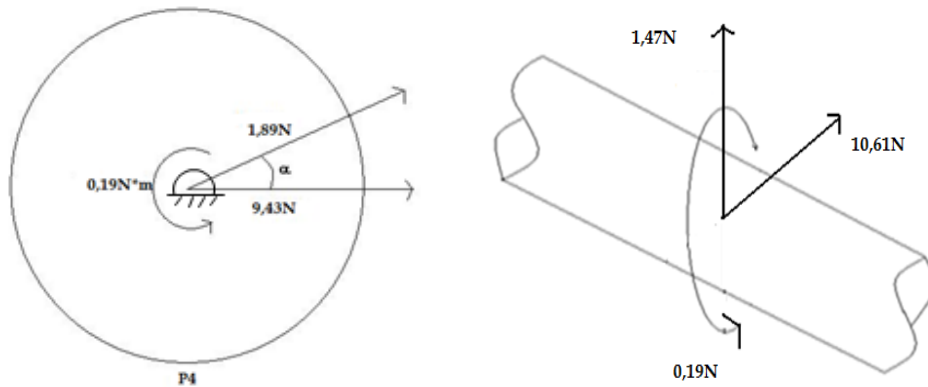
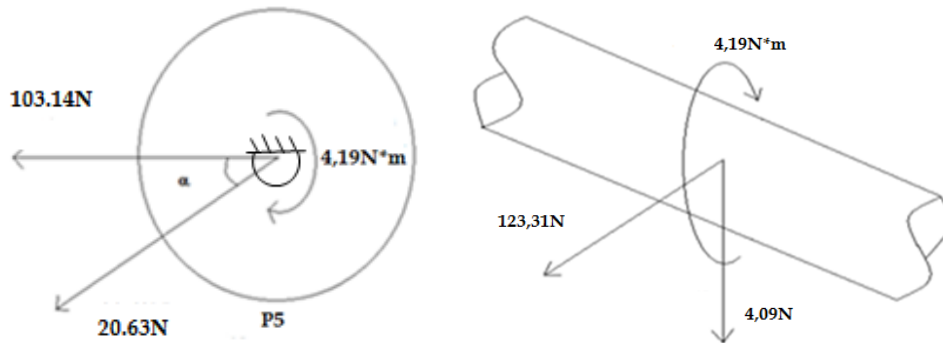
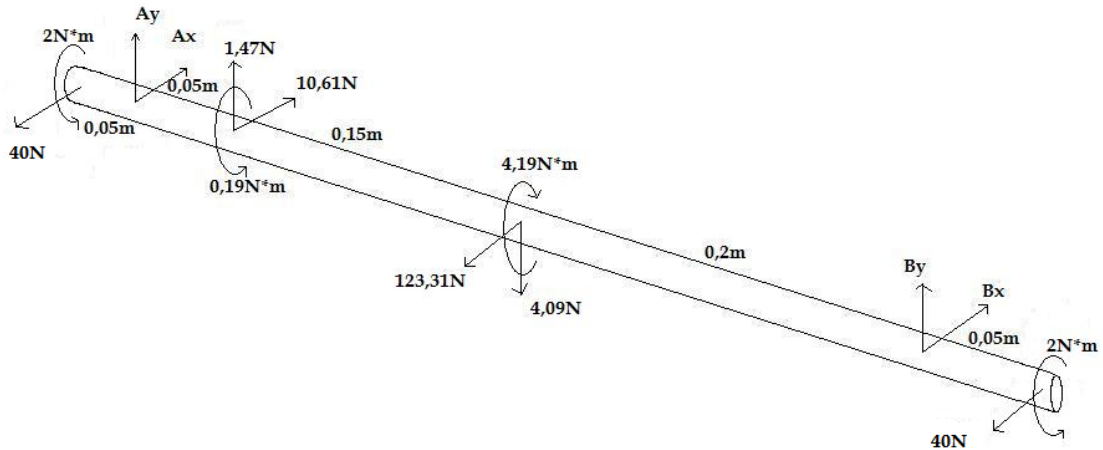


Figura Q6. Fuerzas en el piñon 5 Figura Q7. Fuerzas en el eje lizos (piñon 5).



DCL del eje lizos

Figura Q8. DCL del eje lizos



Estática:

$$-\sum F_x = 0$$

$$10,61 + A_x + B_x = 203,31 \text{ (ecuación Q1)}$$

$$-\sum F_y = 0$$

$$1,47 + A_y + B_y = 4,09 \text{ (ecuación Q2)}$$

$$-\sum M_{Bx} = 0$$

$$40 \cdot 0,05 + 0,4A_x + 0,35 \cdot 10,61 = 0,2 \cdot 123,31 + 0,45 \cdot 40 \text{ (ecuación Q3)}$$

$$-\sum M_{By} = 0$$

$$0,35 \cdot 1,47 + 0,4A_y = 0,2 \cdot 4,09 \text{ (ecuación Q4)}$$

Tabla Q5. Hoja de cálculo (estática para hallar A_x , B_x , A_y y A_x) (ecuación Q1, ecuación Q2, ecuación Q3, ecuación Q4)

A_x	$A_x(N)$
$A_x = (0,2 \cdot 123,31 + 0,45 \cdot 40 - 0,35 \cdot 10,61 - 40 \cdot 0,05) / 0,4$	✓ 92,37125
B_x	$B_x(N)$
$B_x = 203,31 - 10,61 - B_2$	✓ 100,32875
A_y	$A_y(N)$
$A_y = (0,2 \cdot 4,09 - 0,35 \cdot 1,47) / 0,4$	✓ 0,75875
B_y	$B_y(N)$
$B_y = 4,09 - 1,47 - B_2$	✓ 1,86125

Figura Q9. DCL completo del eje lizos.

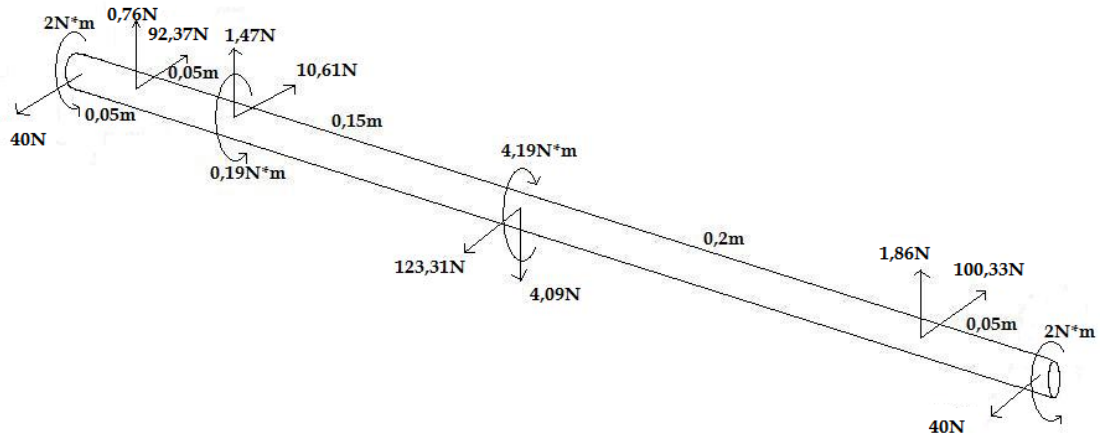
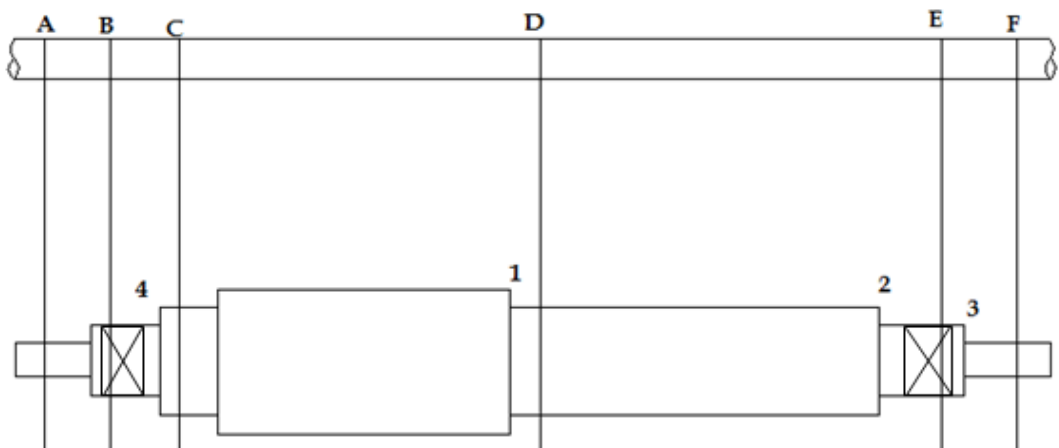


Figura Q10. Puntos a analizar sobre el eje lizos.



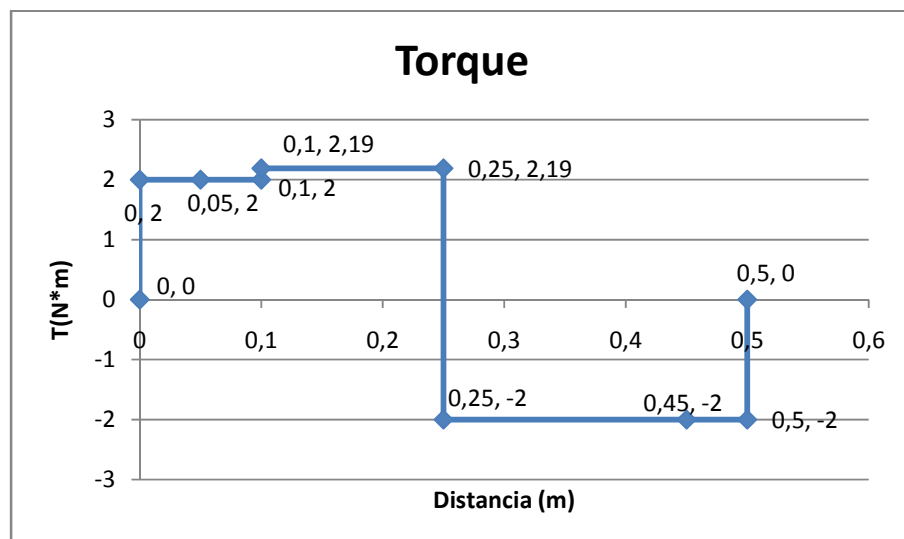
Q.2.1 Diagramas de fuerzas y momentos.

Q.2.1.1 Diagrama de Torque

Tabla Q6. Tabla del diagrama de torque sobre el eje lizos

Puntos en el eje	Distancia (m)	T(N*m)
A	0	0
A	0	2
B	0,05	2
C	0,1	2
C	0,1	2,19
D	0,25	2,19
D	0,25	-2
E	0,45	-2
F	0,5	-2
F	0,5	0

Figura Q11. Diagrama de torque del eje lizos.

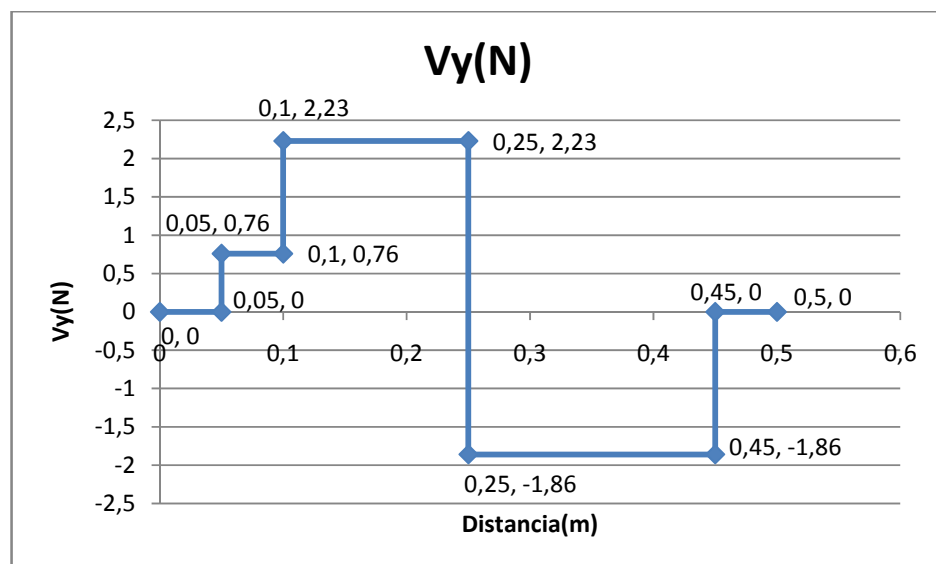


Q.2.1.2 Diagrama de fuerzas $V_y(N)$

Tabla Q7. Tabla del Diagrama de fuerzas $V_y(N)$ sobre el eje lizos

Puntos en el eje	Distancia (m)	$V_y(N)$
A	0	0
B	0,05	0
B	0,05	0,76
C	0,1	0,76
C	0,1	2,23
D	0,25	2,23
D	0,25	-1,86
E	0,45	-1,86
E	0,45	0
F	0,5	0

Figura Q12. Diagrama de fuerza $V_y(N)$ sobre el eje lizos.

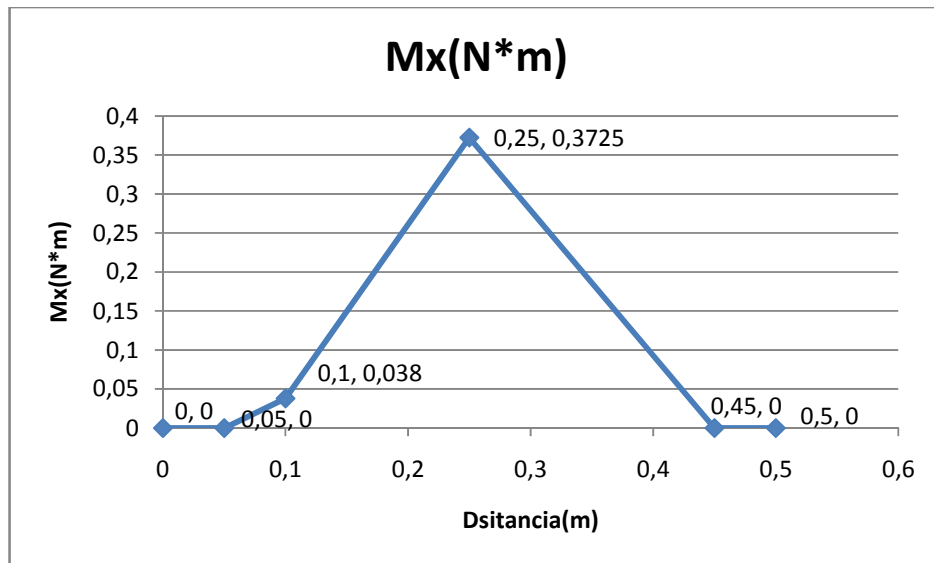


Q.2.1.3 Diagrama de momentos $M_x(N^*m)$

Tabla Q8. Tabla del Diagrama de momentos $M_x(N^*m)$ sobre el eje lizos.

Puntos en el eje	Distancia (m)	$M_x(N^*m)$
A	0	0
B	0,05	0
C	0,1	0,038
D	0,25	0,3725
E	0,45	0
F	0,5	0

Figura Q13. Diagrama de momentos $M_x(N^*m)$ sobre el eje lizos.

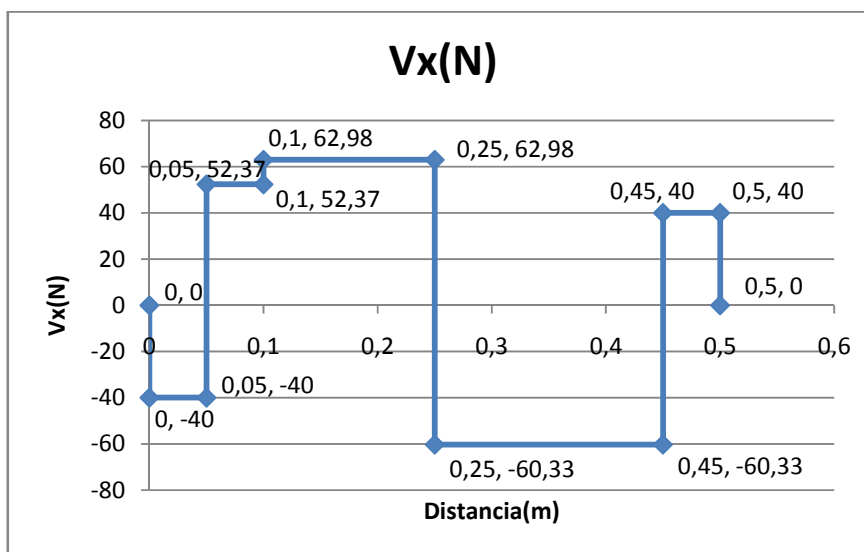


Q.2.1.4 Diagrama de fuerzas $V_x(N)$

Tabla Q9. Tabla del Diagrama de fuerzas $V_x(N)$ sobre el eje lizos.

Puntos en el eje	Distancia (m)	$V_x(N)$
A	0	0
A	0	-40
B	0,05	-40
B	0,05	52,37
C	0,1	52,37
C	0,1	62,98
D	0,25	62,98
D	0,25	-60,33
E	0,45	-60,33
E	0,45	40
F	0,5	40
F	0,5	0

Figura Q14. Diagrama de fuerzas $V_x(N)$ sobre el eje lizos.

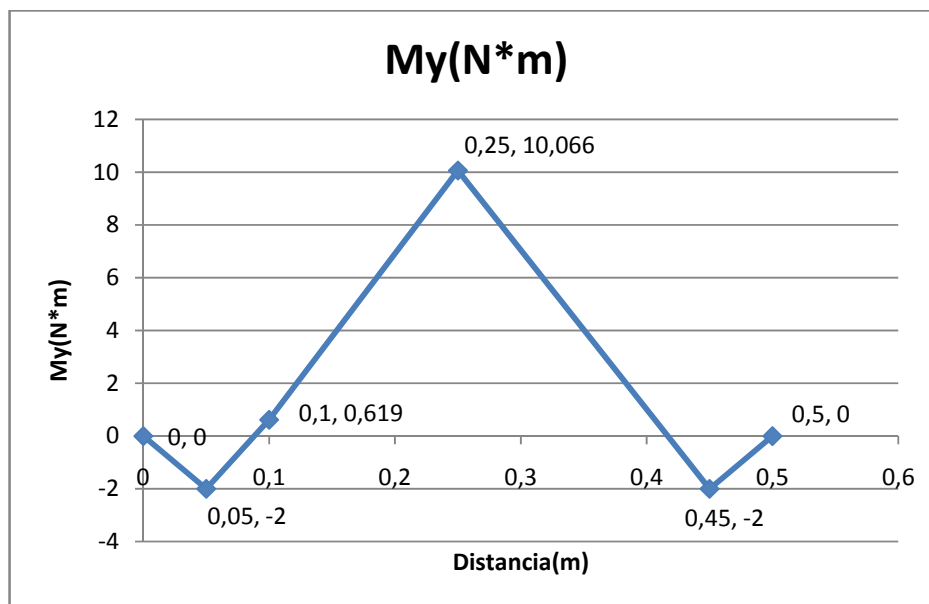


Q.2.1.5 Diagrama de momento $M_y(N*m)$

Tabla Q10. Tabla del diagrama de momento $M_y (N*m)$ sobre el eje lizos.

Puntos en el eje	Distancia (m)	$M_y(N*m)$
A	0	0
B	0,05	-2
C	0,1	0,619
D	0,25	10,066
E	0,45	-2
F	0,5	0

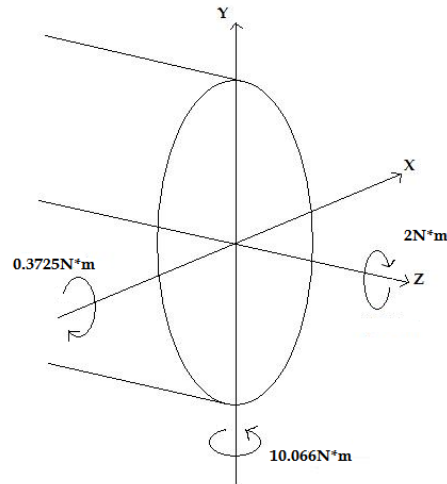
Figura Q15. Diagrama de momento $M_y(N*m)$ sobre el eje lizos.



Q.2.2 Análisis de puntos críticos para diseñar diámetros en el Eje lizos. (Ver plano pl.sl-01 Eje Lizos y ver figura Q10.)

Q.2.2.1 Punto D

Figura Q16. Análisis de fuerzas en el punto D



Momento resultante= M_{RD}

Tabla Q11. Hoja de cálculo (momento resultante en D)

MRD	MRD (N*m)
$M = ((10,066)^2 + (0,3725)^2)^{0,5}$	10,07288997

Se procede a diseñar el eje por medio del criterio de Mises - Goodman y con la siguiente ecuación se calcula d. (Mirar tabla Q13.)

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Sn se calcula con la ecuación dada: $S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$.

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga se hallan en el anexo F, anexo G y anexo H.

Tabla Q12. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

$C_L = 1$
$C_D = 0,8$ (supuesta)
$C_S = 0,87$
$C_C = 0,814$
$C_T = 1$
$C_V = 1$

Se selecciona un valor de Kf (supuesto) para seguir con los cálculos del d. (Mirar el anexo I.)

$k_f=1,8$ (supuesto)


$N=2,0$ (supuesto)

$S_u=6200 \frac{kg}{cm^2} \rightarrow$ (acero 1045)

$S_n'=0,5*S_u$

$S_n'=0,5*6200=3100 \frac{kg}{cm^2}$

Tabla Q13. Cálculos para hallar el d en el punto D según criterio de Mises - Goodman

$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$	
N(supuesto)	2
MRB (Kg*cm)	100,7288997
Kf(supuesto)	1,8
Tm(Kg*cm)	20
Su(Kg/cm ²)	6200
S _n	$S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
C _L	1
C _D (supuesta)	0,8
C _S	0,87
C _C	0,814
C _T	1
C _V	1
S _{n'} (kg/cm ²)	3100
S _n (kg/cm ²)	1756,2864
d (cm)	 1,281365712

$d=1,28cm$

Se normaliza a $d=3''/4=19,05mm \rightarrow$ se selecciona un rodamiento (chumacera) SKF YAT 204 - 012. Datos de la chumacera (catalogo SKF).

Q.2.2.2 Cálculo de vida del rodamiento seleccionado:

La carga en los rodamientos de bolas es carga radial pura. Con la siguiente ecuación se puede calcular la vida del rodamiento SKF YAT 204 - 012:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} * \left(\frac{C}{P}\right)^A$$

Donde:

L_{10h} vida nominal, horas de funcionamiento

C es la capacidad de carga dinámica (kN).

P es la carga equivalente sobre el rodamiento, se calcula en función de las cargas radiales y axiales que afectan al rodamiento. Su fórmula depende del tipo de rodamiento a utilizar (kN).

A es 3 para los rodamientos de bolas y 10/3 para los rodamientos de rodillos. La vida nominal puede expresarse en otras unidades más adecuadas al problema que se analiza.

n = velocidad de giro, rev/min

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * 45} * \left(\frac{12,7}{0,1003}\right)^3$$

$$L_{10h} = 751'873.190,8 \text{ horas}$$

Trabajando a 45rpm la duración sería de 751'873.190,8 horas.

Q.2.3 Análisis para calcular N (factor de seguridad) del eje lizos (Ver plano PL.S.-01 Eje Lizos) (ver figura Q10.)

Q.2.3.1 Punto 4. (Para calcular N) (ver figura Q10.)

Figura Q17. Análisis de distancias en el punto 4

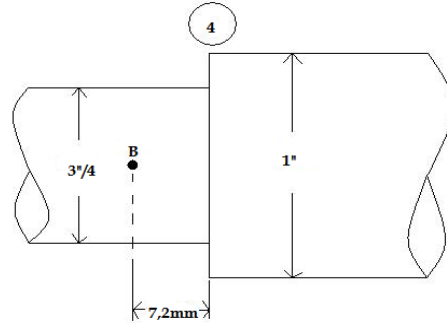


Figura Q18. Análisis de fuerzas en el punto 4

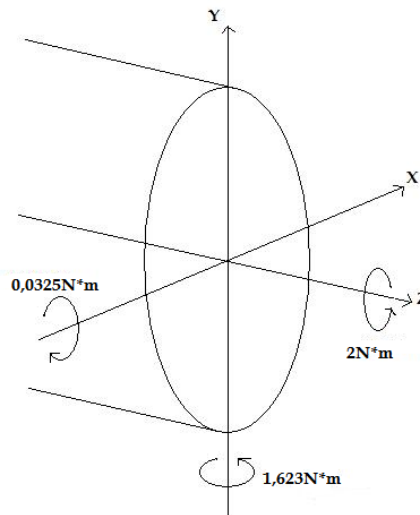


Tabla Q14. Hoja de cálculo (momento resultante en 4)

MR4	MR4 (N*m)
$M = ((1,623)^2 + (0,0325)^2)^{0,5}$	1,623325368

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla Q18.):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_{ts} y q para que se pueda calcular K_{fs} y luego N (Mirar tabla Q18.)

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$$

Tabla Q15. Hoja de cálculo para hallar k_{ts} ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
$r/d=1,5/19,05$	0,0787402
D/d	D/d
$D/d=25,4/19,05$	1,3333333

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo J para hallar K_{ts}

$$K_{ts}=1,49$$

Después de calcular K_{ts} , ahora se tiene que hallar q .

Tabla Q16. Valores para hallar q .

$r/25,4$	$r/25,4$
$r/25,4=1,5/25,4$	0,0590551
S_y	S_y
$S_y=6200*14,2$	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q=0,78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_{fs}

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla Q18.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla Q17. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

$C_L=1$
$C_D=0,893$
$C_S=0,87$
$C_C=0,814$
$C_T=1$
$C_V=1$

Tabla Q18. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto B

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	1,905
T(Kg*cm)	20
MRI (N*m)	1,623325368
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	14,73377896
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	23,91771714
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
K _{ts}	1,49
q	0,78
K _{fs}	1,3822
S _u (Kg/cm ²)	6200
S _n	$S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
C _L	1
C _D	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
C _D	0,893371393
C _S	0,87
C _C	0,814
C _T	1
C _V	1
S _{n'} (kg/cm ²)	3100
S _n (kg/cm ²)	1961,270034
N	✓ 57,63281052

N=57,63

El diámetro seleccionado en el punto B si cumple con los requerimientos de diseño.

Q.2.3.2 Punto 1 en el eje lizos. (Para calcular N) (Ver figura Q10.)

Figura Q19. Análisis de distancias en el punto 1

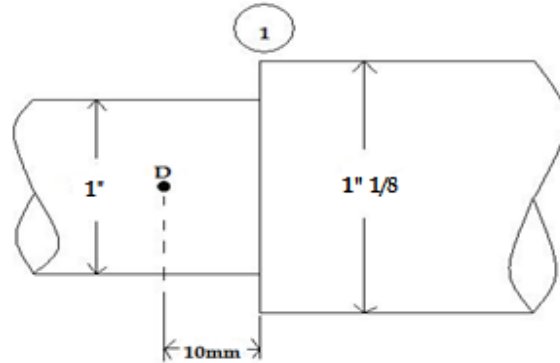


Figura Q20. Análisis de fuerzas en el punto 1

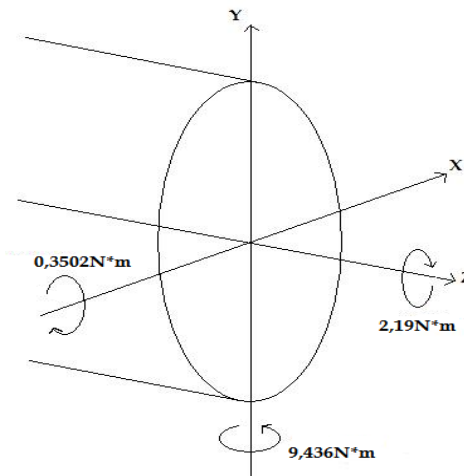


Tabla Q19. Hoja de cálculo (momento resultante en 1)

MR1	MR1 (N*m)
$M = ((9,436)^2 + (0,3502)^2)^{0,5}$	9,442496282

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla Q23):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_t y q para que se pueda calcular K_f y luego N (Mirar tabla Q23.)

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

Tabla Q20. Hoja de cálculo para hallar k_t ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
r/d=1,5/25,4	0,0590551
D/d	D/d
D/d=28,575/25,4	1,125

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo M para hallar K_t

$$K_t = 1,76$$

Después de calcular K_t , ahora tenemos que hallar q .

Tabla Q21. Valores para hallar q .

r/25,4	r/25,4
r/25,4=1,5/25,4	0,0590551
S _y	S _y
S _y =6200*14,2	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q = 0,78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_f

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla Q23.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla Q22. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

CL=1
CD=0,869
CS=0,87
CC=0,814
CT=1
CV=1

Tabla Q23. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto D

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	2,54
T(Kg*cm)	21,9
MR1 (N*m)	9,442496282
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	6,806315231
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	58,69279111
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
Kt	1,76
q	0,78
Kf	1,5928
Su(Kg/cm ²)	6200
Sn	$S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_u$
CL	1
CD	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
CD	0,868786341
CS	0,87
CC	0,814
CT	1
CV	1
Sn'(kg/cm ²)	3100
Sn(kg/cm ²)	1907,297043
N	✓ 20,38664626

N=20,39

El diámetro seleccionado en el punto D si cumple con los requerimientos de diseño.

Q.2.3.3 Punto 3 en el eje lizos. (Para calcular N) (ver figura Q10.)

Figura Q21. Análisis de distancias en el punto 3

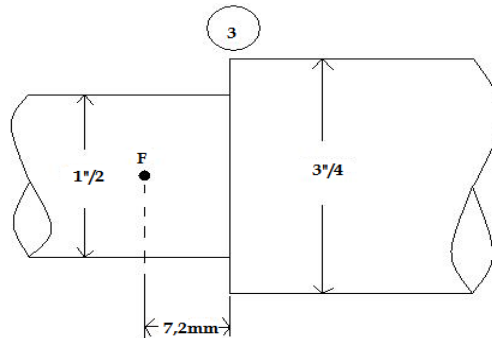


Figura Q22. Análisis de fuerzas en el punto 3

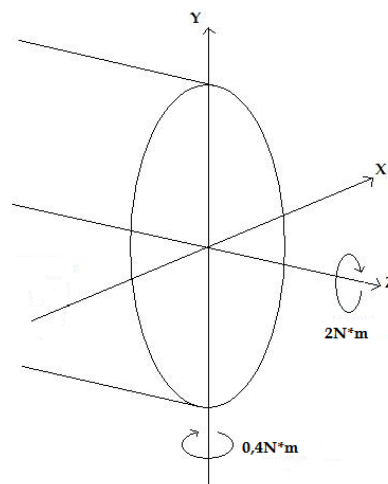


Tabla Q24. Hoja de cálculo (momento resultante en 3)

MR3	MR3 (N*m)
$M = ((0,4)^2 + (0)^2)^{0,5}$	0,4

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla Q28.):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)$$

Ahora se procede a hallar k_{ts} y q para que se pueda calcular K_{fs} y luego N (Mirar tabla Q28.)

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$$

Tabla Q25. Hoja de cálculo para hallar k_{ts} ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
r/d=1,5/12,7	0,1181102
D/d	D/d
D/d=19,05/12,7	1,5

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo J para hallar K_{ts}

$$K_{ts}=1,37$$

Después de calcular K_{ts} , ahora se tiene que hallar q .

Tabla Q26. Valores para hallar q .

r/25,4	r/25,4
r/25,4=1,5/25,4	0,0590551
Sy	Sy
Sy=6200*14,2	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q=0.78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_{fs}

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla Q28.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla Q27. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

CL=1
CD=0,929
CS=0,87
CC=0,814
CI=1
CV=1

Tabla Q28. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto F

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	1,27
T(Kg*cm)	20
MR1 (N*m)	0,4
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	49,72650397
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	19,89060159
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
Kts	1,37
q	0,78
Kfs	1,2886
Su(Kg/cm ²)	6200
Sn	$S_n \cong C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_Y * S_x$
CL	1
CD	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
CD	0,9292079
CS	0,87
CC	0,814
CI	1
CV	1
Sn'(kg/cm ²)	3100
Sn(kg/cm ²)	2039,943998
N	✓ 53,38752263

N=53,39

El diámetro seleccionado en el punto F si cumple con los requerimientos de diseño.

Q.2.4 Diseño de chavetas en el eje lizos

Q.2.4.1 Chavetas de las poleas en el eje lizos.

Poleas 4 y 5 en el punto D y C respectivamente (ver figura Q10)

$$d=1''=2,54\text{cm}$$

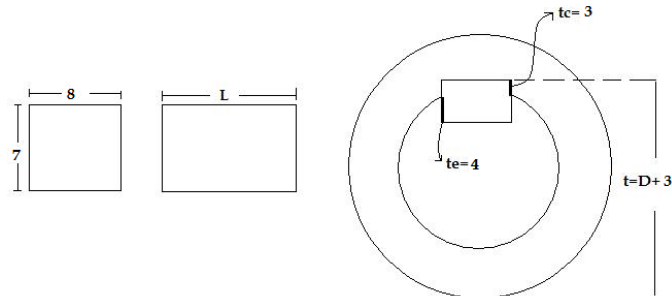
$$22\text{mm} \geq d \geq 30\text{mm}$$

Con el diámetro del eje se va al anexo L y sacamos los siguientes valores para el diseño de la chaveta.

Tabla Q29. Valores de diseño de la chaveta para las poleas en el punto C y D.

b=8
h=7
z=0,3
L=20mm a 70mm
te=4
tc=3

Figura Q23. Diseño de la chaveta.



Material de la cuña= Acero 1010 (laminado en caliente)

Valores de esfuerzos del material de la cuña.

$$S_y = \frac{2500\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad ; \quad S_{ys} = 1250\text{kg}/\text{cm}^2 \quad (\text{acero 1010})$$

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{1250}{2} = 625\text{kg}/\text{cm}^2$$

$$\sigma_{perm} = 1250\text{kg}/\text{cm}^2$$

Cálculos para hallar L. (Mirar tabla Q30.)

$$L_{\tau} = \left(\frac{2T}{\tau_{perm} * b * d} \right)$$

$$L_b(cm) = \left(\frac{2T}{t_c * d * \sigma_{perm}} \right)$$

Después de estos cálculos se normaliza L. (Mirar tabla Q30.)

Luego de normalizar L se comprueba si L sirve con las siguientes ecuaciones (mirar tabla Q32.):

$$\tau = \frac{2T}{d * b * L} \leq \tau_{perm} \leq 625$$

$$\sigma_b = \frac{2T}{d * L * t_c} \leq \sigma_{perm} \leq 1250$$

Tabla Q30. Cálculos para el diseño de la chaveta para las poleas en el punto C y D.

Diseño de la chaveta	
d(cm)	2,54
T(kg*cm)	21,9
b(cm)	0,8
h(cm)	0,7
z(cm)	0,03
L=20mm a 70mm	20<L<70
te(cm)	0,4
tc(cm)	0,3
$\tau_{perm} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$	625
$\sigma_{perm} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$	1250
$L_{\tau}(cm)$	$\left(\frac{2T}{\tau_{perm} * b * d} \right)$
L τ (cm)	0,034488189
$L_b(cm)$	$\left(\frac{2T}{t_c * d * \sigma_{perm}} \right)$
Lb(cm)	0,045984252
Se normaliza a L=10mm	
L(cm)	2
$\tau = \frac{2T}{d * b * L} \leq \tau_{perm} \leq 625$	
$\tau(kg/cm^2)$	✓ 10,77755906
$\sigma_b = \frac{2T}{d * L * t_c} \leq \sigma_{perm} \leq 1250$	
$\sigma_b(kg/cm^2)$	✓ 28,74015748

$$10,78 \leq 625 \rightarrow ok$$

$$28,74 \leq 1250 \rightarrow ok$$

Con las cargas y las dimensiones definidas es posible acudir al software Ansys Workbench, la pieza es importada de Solid Edge. Los apoyos del cual dispone el eje son los rodamientos.

En las figuras Q26, Q27 y Q28 se puede observar un análisis del factor de seguridad, análisis de esfuerzos y otro análisis de deformaciones. En ellas se puede ver su zona crítica y además el factor de seguridad en el eje lizo tiene un mínimo por arriba de 10 esto quiere decir que cumple con el N mínimo requerido en diseño para que pueda funcionar sin ningún problema.

Figura Q25. Eje lizos.

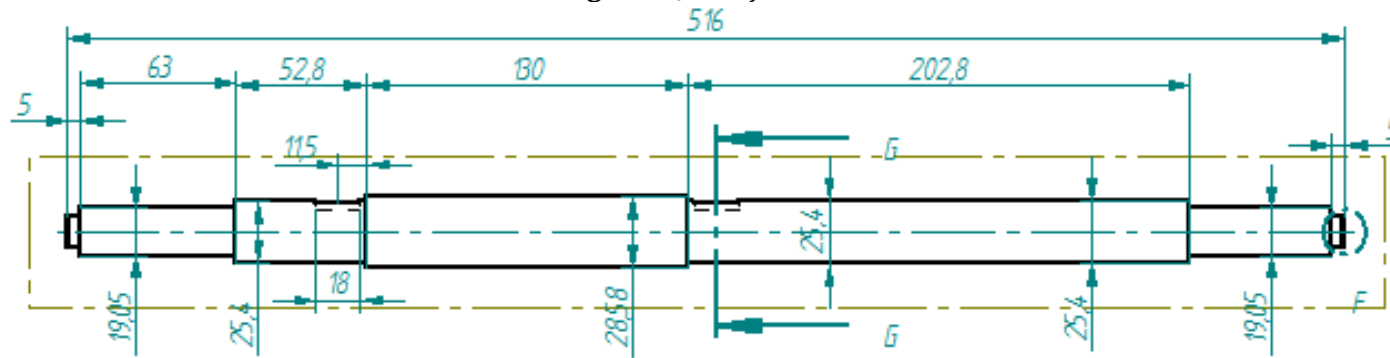


Figura Q26. Factor de seguridad en el eje lizos(ANSYS)

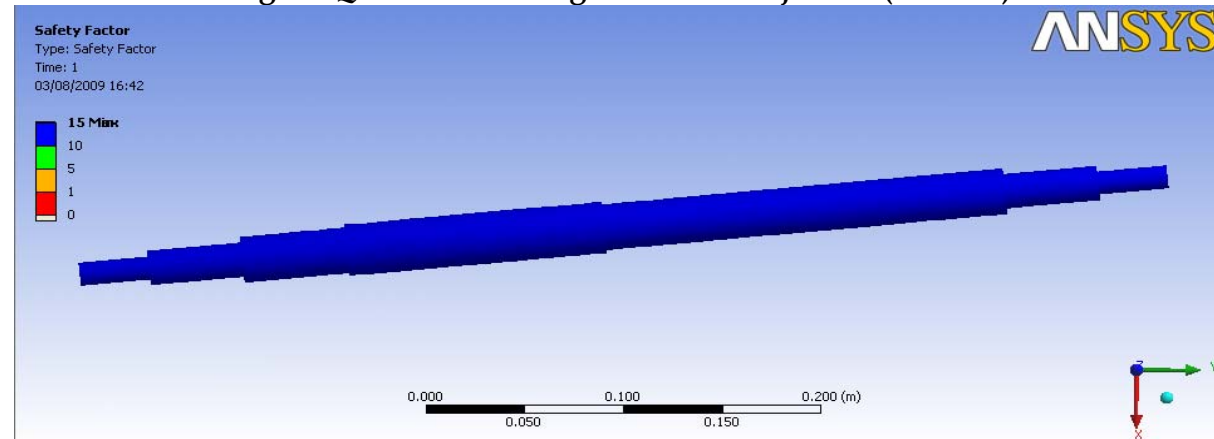


Figura Q27. Análisis de deformación total en el eje lizos (ANSYS).

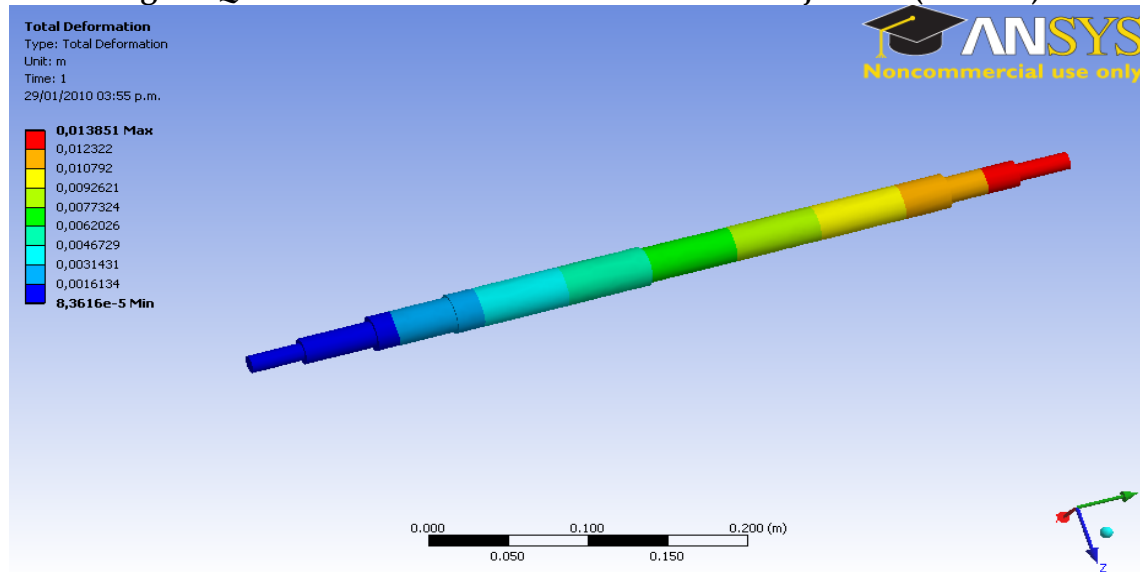
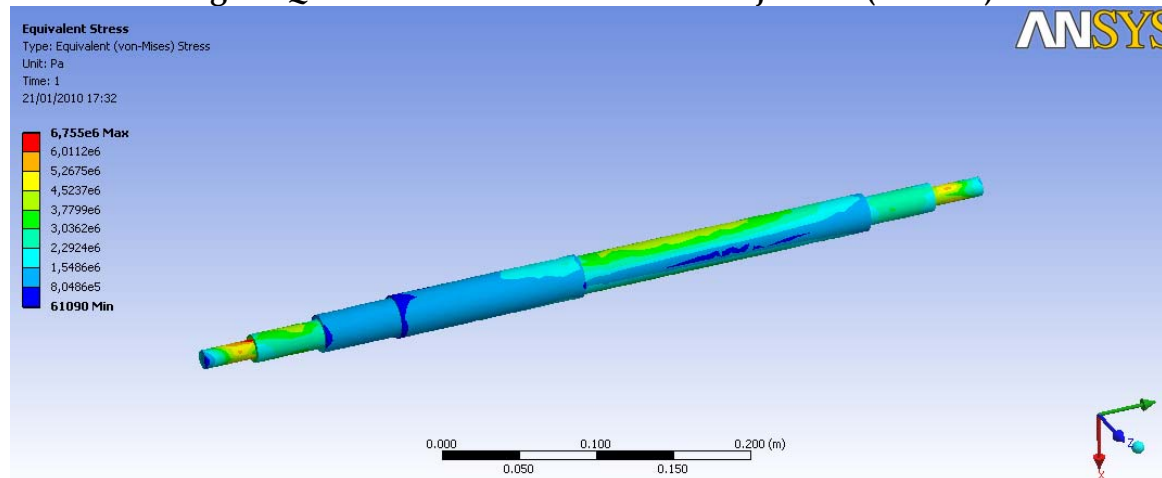


Figura Q28. Análisis de esfuerzos en el eje lizos (ANSYS).

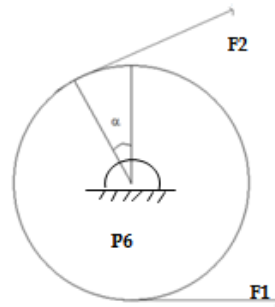


ANEXO R. Eje peine.

R.1 Diseño de correa, cadena, piñón y poleas.

6ta Polea.

Figura R1. Piñón 6



$$Dp6 = 2'' = 5,08\text{cm} ; F = T/d ; F1/F2 = 5 \Rightarrow$$

$$(F1 - F2) * rp6 = T \rightarrow \left(F1 - \frac{F1}{5}\right) * rp6 = T = \frac{4F1}{5} * rp6$$

$$F1 = \frac{5T}{4rp7} ; F2 = \frac{F1}{5}$$

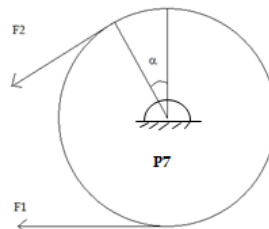
F1 y F2 para el Piñón 6 (P6) son los mismos valores de de F1 y F2 de la polea 5 (P5).

Tabla R1. Valores de F1 y F2.

F1(N)	103,14
F2(N)	20,63

Con las fuerzas en el piñón 6 se puede hallar el torque en el piñón 6 (Tp6). (Mirar tabla R3.)

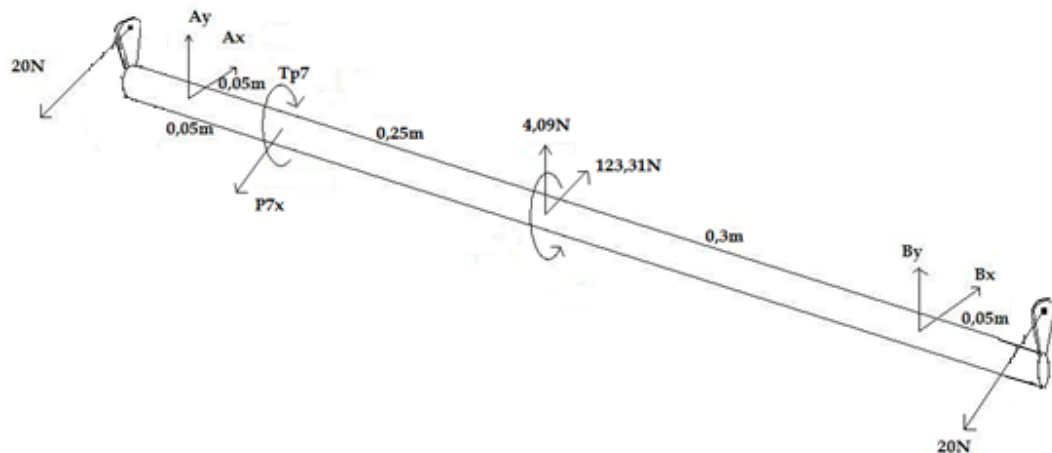
Figura R2. Polea 7



Luego se procede a calcular el torque en la polea 7 (Tp7). (Mirar tabla R3.)

El eje peine tiene dos manivelas cada uno con un diámetro de 20cm en sus extremos, lo cual estos tienen que mover una fuerza de 20N cada uno.

Figura R3. Esquema de fuerzas y torques en el eje peine.



Se calcula el torque de las manivelas. (Mirar tabla R2)

Tabla R2. Calculo del torque (Tvol)

Torque de manivelas	Tvol(N*m)
$T_{vol}=20*0,1$	2

$$\sum T = 0 \rightarrow T_{vol} + T_{vol} + T_{p6} = T_{p7}$$

$$D_{p7} = 2'' = 10,16\text{cm}$$

$$D_{p8} = 2'' = 20,32\text{cm}$$

En la siguiente tabla (tabla R3) se halla el torque en la piñón 6 (Tp6), el torque en la polea 7 (Tp7) y las fuerzas en la polea 7.

Tabla R3. Cálculos para hallar Tp6, Tp7, F1 y F2 de la polea 7.

Calculos para hallar el torque en el piñon 6 (Tp6)	
$(F1 - F2) * rp6 = T$	
F1(N)	103,14
F2(N)	20,63
rp6(m)	0,0254
Tp6(N*m)	2,095754
Tvol(N*m)	2
Calculos para hallar el torque en la polea 7(Tp7)	
$\sum T = 0 \rightarrow T_{vol} + T_{vol} + T_{p6} = T_{p7}$	
Tp7(N*m)	6,095754
Calculos para hallar F1 y F2 para la polea 7	
$F1 = \frac{5T}{4rp7} ; F2 = \frac{F1}{5}$	
rp7(m)	0,0508
F1(N)	149,9939469
F2(N)	29,99878937

R.1.1 Diseño de la correa (eje peine - eje motor)

C=distancia entre centros= 25cm

D1=diámetro de la polea pequeña (conducida)= 4''=10,16cm

D2=diámetro de la polea grande (conductora)= 8''=20,32cm

Con estos datos se halla la longitud de la correa (L)

$$L = 2C + 1.57 * (D2 + D1) + \frac{(D2-D1)^2}{4C} = \text{Long. de la correa}$$

Ahora para escoger el tipo de correa se necesita la potencia y los rpm del sistema, y de ahí vamos al anexo A para seleccionar el tipo de correa indicada.

$$\text{Pot} = T * \frac{N}{K} \quad ; \quad K=9550 \rightarrow (\text{Kw})$$

Se va al anexo A para escoger el tipo de correa indicada para longitudes normalizadas de correas trapezoidales.

Según el grafico se selecciona correa tipo A. (Mirar tabla S4.)

Ahora según la longitud de la correa (L) se va al anexo B para elegir el número de la correa tipo A.

Se elige la correa A38 => Longitud normalizada Lp = 99,8cm (Mirar tabla R4.)

Con este nuevo dato ahora se realiza los cálculos de la corrección de la distancia entre centros (C). (Mirar tabla R4.)

Después de tener C se puede hallar el ángulo de contacto α . (Mirar tabla R4.)

Tabla R4. Cálculos del diseño de la correa y distancia entre centros C

$L = 2C + 1.57 * (D2 + D1) + \frac{(D2-D1)^2}{4C}$	
D1(cm)	10,16
D2(cm)	20,32
C(cm)	25
L(cm)	98,885856
$Pot = T * \frac{N}{K} ; K = 9550 \rightarrow (Kw)$	
N(rpm)	90
T(N*m)	6,095754
Pot(Kw)	0,057446896
Pot(hp)	0,076978841
Se elige la correa A38	
Longitud normalizada Lp (cm)	99,8
Calculos de la corrección de la distancia entre centros (C):	
$B = 4Lp - 2\pi * (D2 + D1)$	
B	207,688064
$C = B/16 + \frac{\sqrt{B^2 - 32(D2-D1)^2}}{16}$	
C(cm)	25,45408745
Calculo para hallar el ángulo de contacto (α)	
$\alpha = 2 \sin^{-1} \left(\frac{D2-D1}{2C} \right)$	
$\alpha(^{\circ})$	23,02416304

R.1.2 Cálculo del número de correas.

Con la siguiente ecuación se puede averiguar el número de correas necesario para la transmisión de potencia en el eje del peine. (Mirar tabla R5.)

$$\text{Número de correas} = \frac{\text{Pot proy}}{\text{Pot Nom Ajust}}$$

$$\text{Pot proy.} = \text{Nsf} * \text{Pot transm.}$$

En el anexo C se puede hallar Nsf

$$\Rightarrow \text{Nsf} = 1.1$$

$$\text{Pot transm.} = T * \frac{N}{K} \quad ; \quad K=9550 \rightarrow (\text{Kw})$$

Ahora se va a la siguiente ecuación para hallar la potencia nominal ajustada (Pot. Nom. Ajust.). (Mirar tabla R5.)

$$\text{Pot. Nom. Ajust.} = k_{\theta} * k_L * \text{Pot. Nom.}$$

$$\text{Pot. Nom.} = \left[2.98a * \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09} - \left(\frac{8.43c}{k_d * D_1} \right) - 35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right) \right] * \left(\frac{Vm}{10^3} \right)$$

En el anexo B se puede hallar los valores de a, c y e, para realizar los respectivos cálculos.

Ahora se va al anexo D para hallar k_d para los cálculos de la potencia nominal (Pot. Nom.).

$$\Rightarrow \frac{D_2}{D_1} = (8"/4") = 2 = k_d = 1,13$$

$$\text{Con esta ecuación se calcula Vm.} \Rightarrow Vm = \frac{\pi * D_1 * N}{100}$$

Para los cálculos de la Pot. Nom. Ajust. Se va al anexo D para hallar k_{θ}

$$(D_2 - D_1)/C = 0,4 \rightarrow k_{\theta} = 0,94$$

Ahora se procede a hallar k_L de la tabla del anexo E.

$$L = 99,8cm \rightarrow k_L = 0,883$$

Ahora con el valor de la potencia nominal ajustada, se puede hallar el número de correas necesarias para el movimiento del eje del rodillo. (Mirar tabla R5.)

Tabla R5. Cálculos del número de correas para la polea 7 y polea 8.

$\# \text{ de correas} = \frac{\text{Pot proy}}{\text{Pot Nom Ajust}}$	
Pot proy. = Nsf * Pot transm.	
Nsf	1,6
Pot (hp)	0,076978841
Pot Proy (hp)	0,123166146
$\text{Pot. Nom. Ajust.} = k_{\theta} * k_L * \text{Pot. Nom.}$	
$\text{Pot. Nom.} = \left[2.98a * \left(\frac{10^5}{Vm} \right)^{0.09} - \left(\frac{8.43c}{k_d * D1} \right) - 35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right) \right] * \left(\frac{Vm}{10^3} \right)$	
a	2,684
c	5,326
e	0,0136
K _d	1,13
$Vm = \frac{\pi * D1 * N}{100}$	
D1 (cm)	20,32
N (rpm)	45
Vm = (m/min)	28,7267904
A	$2.98a * \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09}$
A	11,00912838
B	$\frac{8.43c}{k_d * D1}$
B	1,955359383
C	$35.72e * \left(\frac{Vm^2}{10^6} \right)$
C	0,000400889
Pot Nom (cv)	(A-B-C)*Vm/1000
Pot Nom (cv)	0,260074208
Pot Nom (hp)	Pot Nom (cv)/1,014
Pot Nom (hp)	0,25648344
k _θ	0,94
K _L	0,883
Pot Nom Ajust (hp)	0,212886385
# de correas	0,578553418

Número de correas = 0.6 → # de correas = 1 Correa.

R.2 Diseño del eje peine

$F_1=103,14\text{N}$; $F_2=20,63\text{N}$ \Rightarrow Fuerzas en la polea 6 (P6)

$F_1=150\text{N}$; $F_2=30\text{N}$ \Rightarrow Fuerzas en la polea 7 (P7)

$\alpha=11,6^\circ$ (para polea 6)

$\alpha=10,08^\circ$ (para polea 7)

Figura R4. Fuerzas en el piñón 6 Figura R5. Fuerzas en el eje peine (piñón 6)

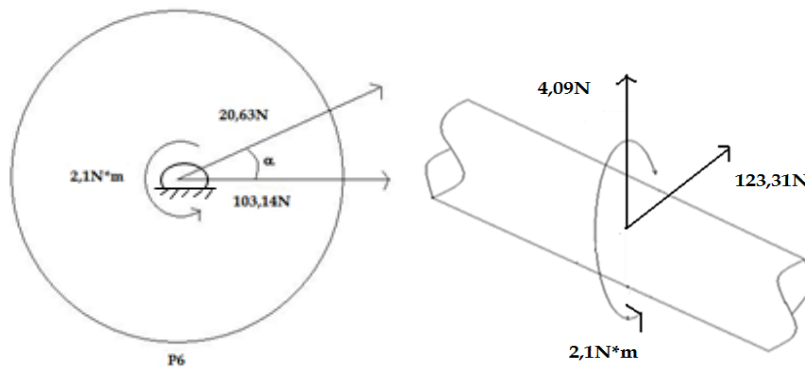
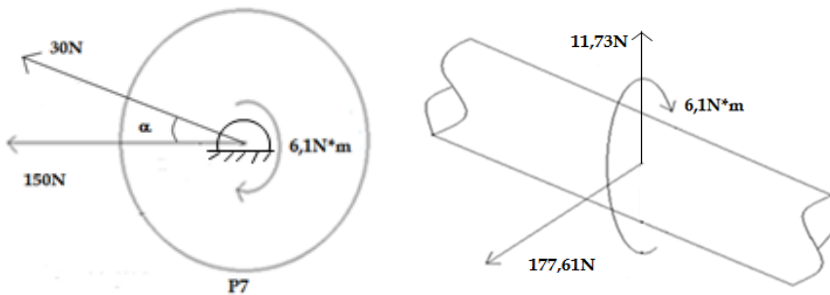
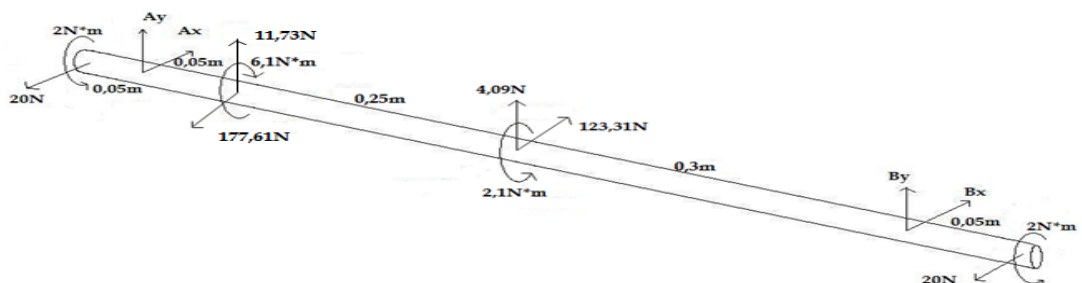


Figura R6. Fuerzas en la polea 7 Figura R7. Fuerzas en el eje peine (polea 7).



DCL del eje peine

Figura R8. DCL del eje peine



Estática:

$$-\sum Fx = 0$$

$$123,31 + Ax + Bx = 217,61 \text{ (ecuación R1)}$$

$$-\sum Fy = 0$$

$$4,09 + Ay + By + 11,73 = 0 \text{ (ecuación R2)}$$

$$-\sum MBx = 0$$

$$20*0,05 + 0,6Ax + 0,3*123,31 = 0,55*177,61 + 0,65*20 \text{ (ecuación R3)}$$

$$-\sum MBy = 0$$

$$0,3*4,09 + 0,6Ay + 11,73*0,55 = 0 \text{ (ecuación R4)}$$

Tabla R6. Hoja de cálculo (estática para hallar Ax, Bx, Ay y By) (ecuación R1, ecuación R2, ecuación R3, ecuación R4)

Ax	Ax(N)
$Ax = (0,55*177,61 + 0,65*20 - 0,3*123,31 - 20*0,05) / 0,6$	✓ 121,1541667
Bx	Bx(N)
$Bx = 217,61 - 123,31 - B2$	✓ -26,85416667
Ay	Ay(N)
$Ay = ((-0,3*4,09) - (11,73*0,55)) / 0,6$	✓ -12,7975
By	By(N)
$By = -4,09 - B2 - 11,73$	✓ -3,0225

Figura R9. DCL completo del eje peine.

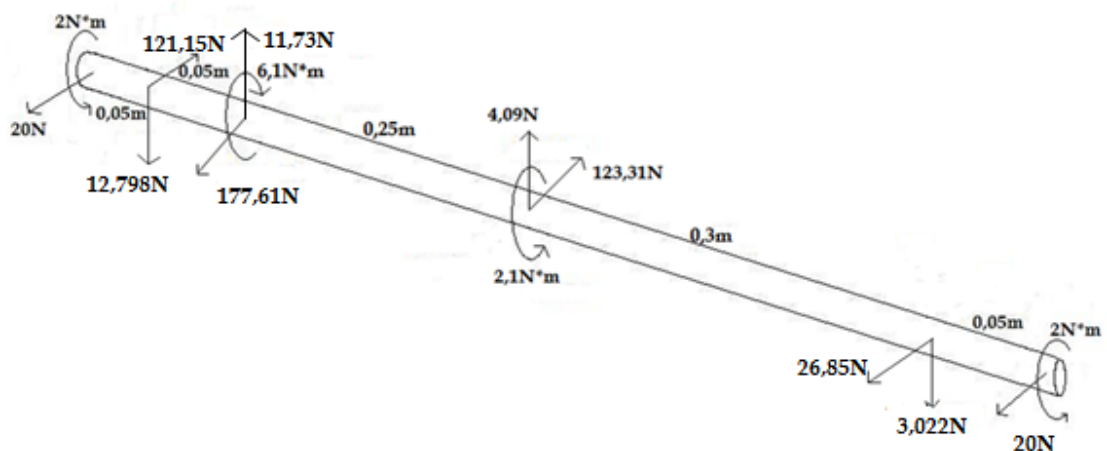
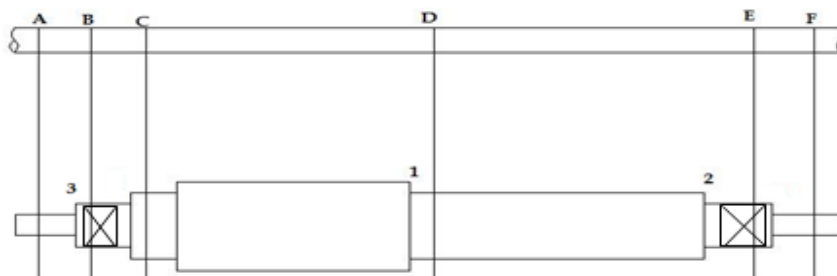


Figura R10. Puntos que analizamos sobre el eje



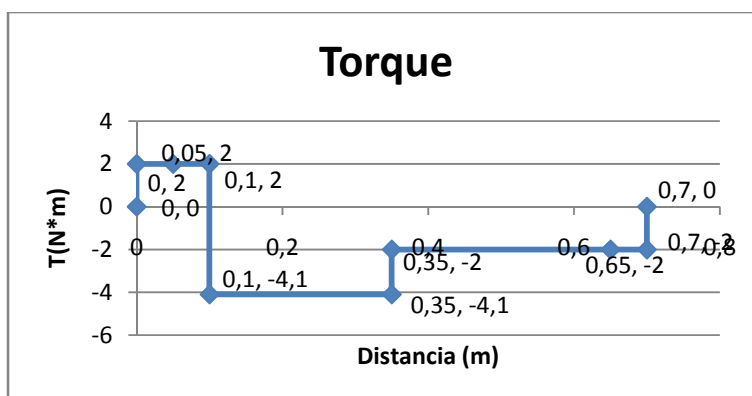
R.2.1 Diagramas de fuerzas y momentos.

R.2.1.1 Diagrama de Torque

Tabla R7. Tabla del diagrama de torque sobre el eje peine

Puntos en el eje	Distancia (m)	T(N*m)
A	0	0
A	0	2
B	0,05	2
C	0,1	2
C	0,1	-4,1
D	0,35	-4,1
D	0,35	-2
E	0,65	-2
F	0,7	-2
F	0,7	0

Figura R11. Diagrama de torque del eje peine.

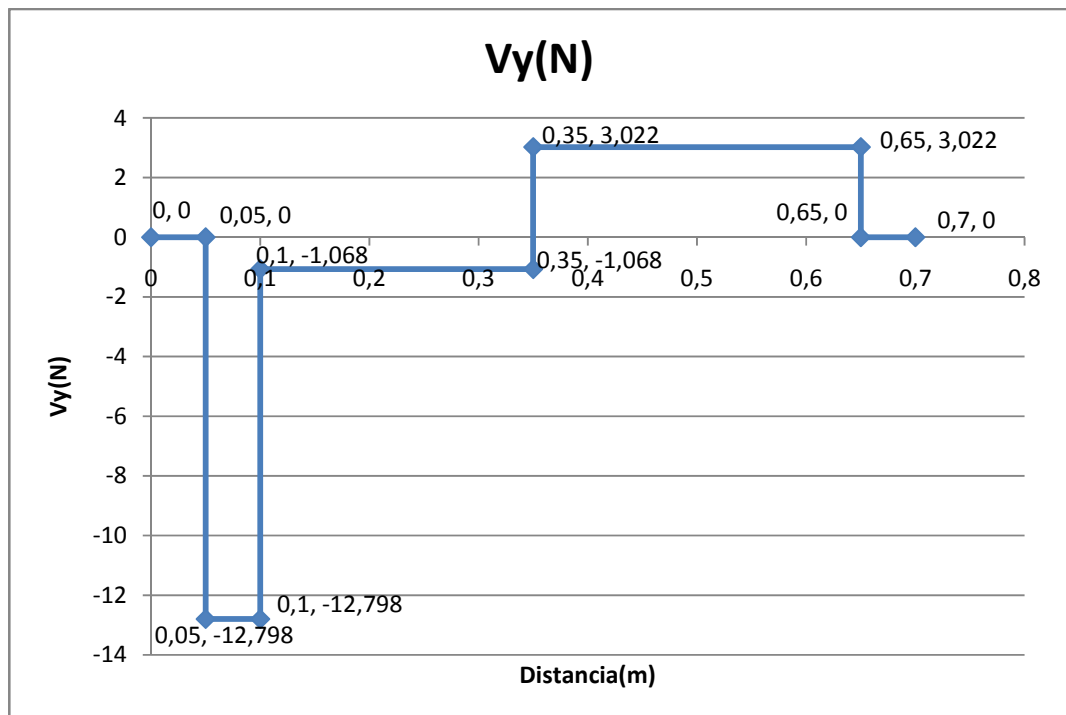


R.2.1.2 Diagrama de fuerzas $V_y(N)$

Tabla R8. Tabla del Diagrama de fuerzas $V_y(N)$ sobre el eje peine

Puntos en el eje	Distancia (m)	$V_y(N)$
A	0	0
B	0,05	0
B	0,05	-12,798
C	0,1	-12,798
C	0,1	-1,068
D	0,35	-1,068
D	0,35	3,022
E	0,65	3,022
E	0,65	0
F	0,7	0

Figura R12. Diagrama de fuerza $V_y(N)$ sobre el eje peine.

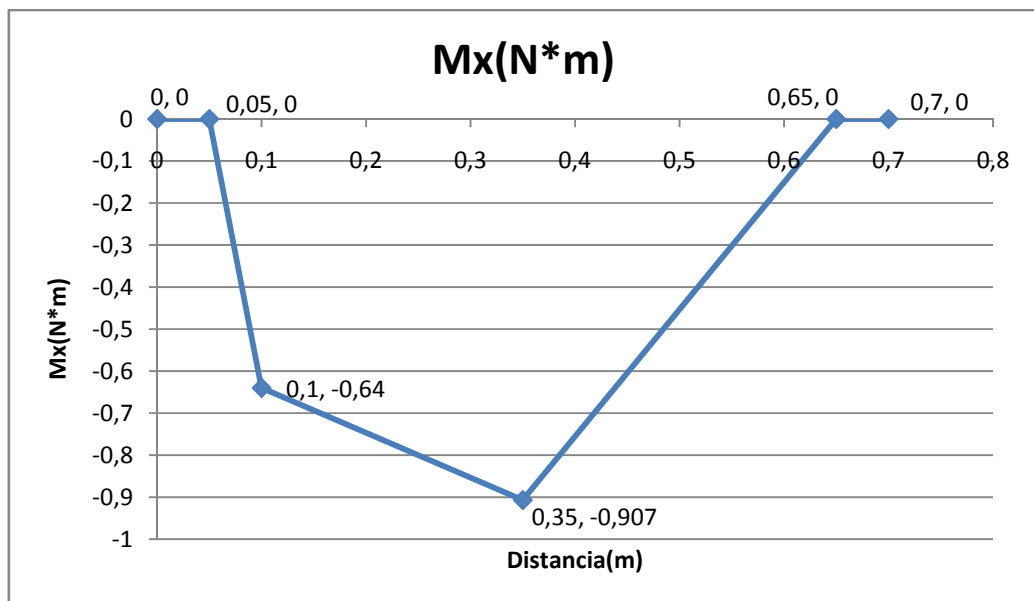


R.2.1.3 Diagrama de momentos $M_x(N*m)$

Tabla R9. Tabla del Diagrama de momentos $M_x (N*m)$ sobre el eje peine.

Puntos en el eje	Distancia (m)	$M_x(N*m)$
A	0	0
B	0,05	0
C	0,1	-0,64
D	0,35	-0,907
E	0,65	0
F	0,7	0

Figura R13. Diagrama de momentos $M_x(N*m)$ sobre el eje peine.

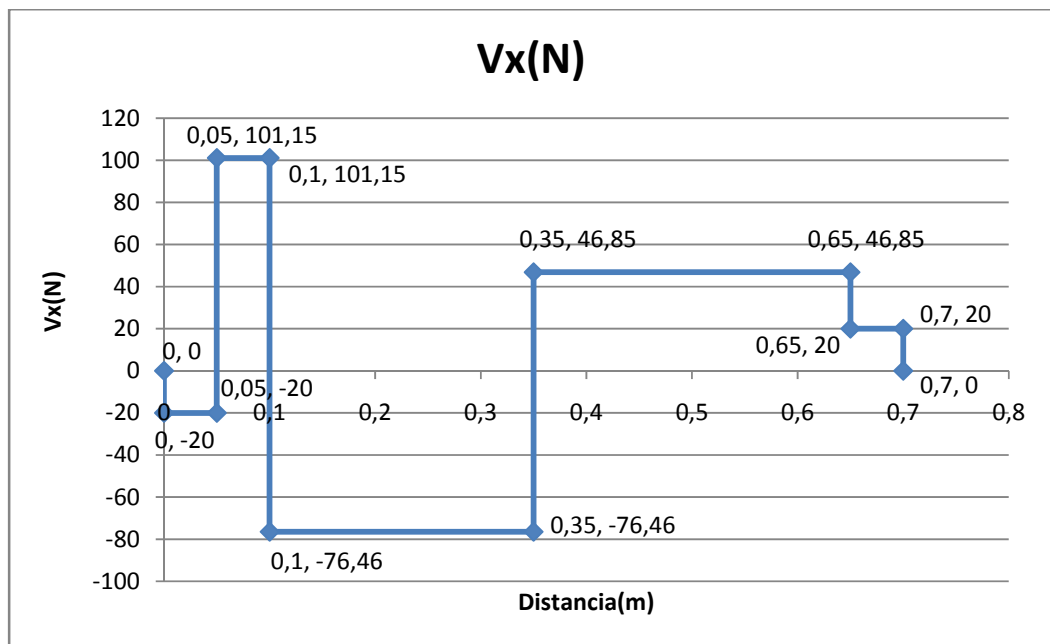


R.2.1.4 Diagrama de fuerzas $V_x(N)$

Tabla R10. Tabla del Diagrama de fuerzas $V_x(N)$ sobre el eje peine.

Puntos en el eje	Distancia (m)	$V_x(N)$
A	0	0
A	0	-20
B	0,05	-20
B	0,05	101,15
C	0,1	101,15
C	0,1	-76,46
D	0,35	-76,46
D	0,35	46,85
E	0,65	46,85
E	0,65	20
F	0,7	20
F	0,7	0

Figura R14. Diagrama de fuerzas $V_x(N)$ sobre el eje peine.

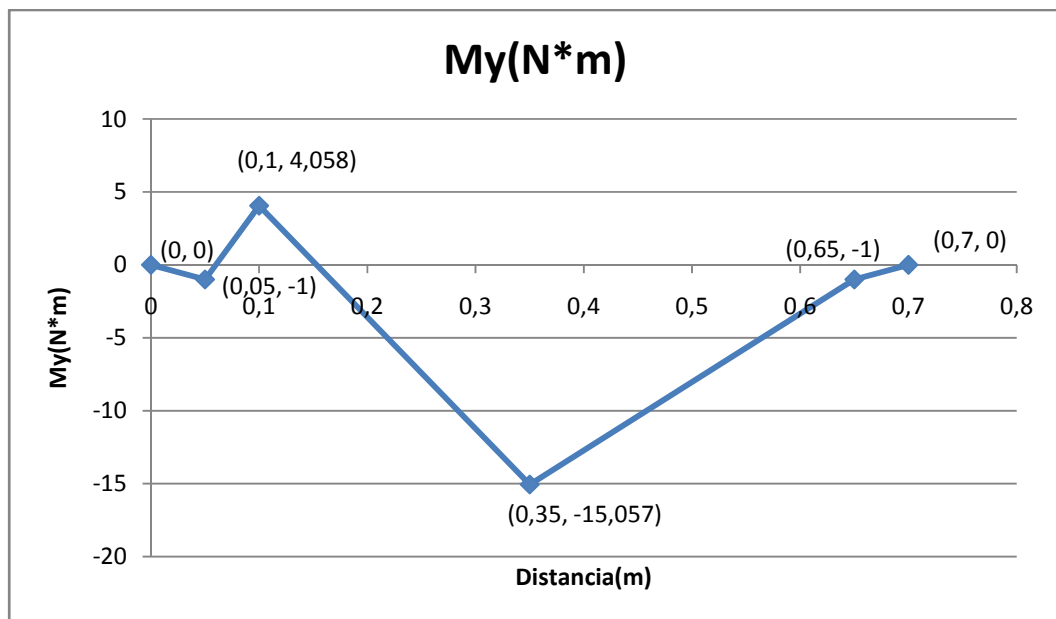


R.2.1.5 Diagrama de momento $M_y(N*m)$

Tabla R11. Tabla del diagrama de momento $M_y (N*m)$ sobre el eje peine.

Puntos en el eje	Distancia (m)	$M_y(N*m)$
A	0	0
B	0,05	-1
C	0,1	4,058
D	0,35	-15,057
E	0,65	-1
F	0,7	0

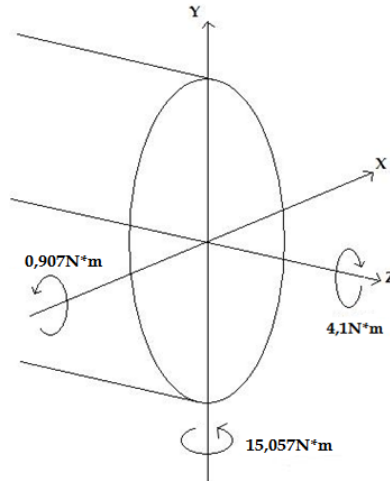
Figura R15. Diagrama de momento $M_y(N*m)$ sobre el eje peine.



R.2.2 Análisis de puntos críticos para diseñar diámetros en el eje peine. (Ver plano PL.SP-01 eje Peine y ver figura R10.)

R.2.2.1 Punto D

Figura R16. Análisis de fuerzas en el punto D



Momento resultante= M_{RD}

Tabla R12. Hoja de cálculo (momento resultante en D)

M _{RD}	M _{RD} (N*m)
$M = ((15,057)^2 + (0,907)^2)^{0,5}$	15,08429309

Se procede a diseñar el eje por medio del criterio de Mises - Goodman y con la siguiente ecuación se calcula d. (Mirar tabla S14.)

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Sn se calcula con la ecuación dada: $S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$.

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga se hallan en el anexo F, anexo G y anexo H.

Tabla R13. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

$C_L=1$
$C_D=0,8$ (supuesta)
$C_S=0,87$
$C_C=0,814$
$C_T=1$
$C_V=1$

Se selecciona un valor de K_f (supuesto) para seguir con los cálculos del d. (Mirar el anexo I.)

$k_f=1,8$ (supuesto)

$N=2,0$ (supuesto)

$S_u=6200 \frac{kg}{cm^2} \rightarrow$ (acero 1045)

$S_n'=0,5*S_u$

$S_n'=0,5*6200=3100 \frac{kg}{cm^2}$

Tabla R14. Cálculos para hallar el d en el punto D según criterio de Mises - Goodman

$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} * \left[\left(\frac{k_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$	
N(supuesto)	2
M_{RB} (Kg*cm)	150,8429309
K_f (supuesto)	1,8
T_m (Kg*cm)	41
S_u (Kg/cm ²)	6200
S_n	$S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
C_L	1
C_D (supuesta)	0,8
C_S	0,87
C_C	0,814
C_T	1
C_V	1
S_n' (kg/cm ²)	3100
S_n (kg/cm ²)	1756,2864
d (cm)	✓ 1,466143003

$d=1,47\text{cm}$

Se normaliza a $d=3''/4=19,05\text{mm}$ -> Se selecciona un rodamiento (chumacera) SKF YAT 204 - 012. Datos de la chumacera (catalogo SKF).

R.2.2.2 Cálculo de vida del rodamiento seleccionado:

La carga en los rodamientos de bolas es carga radial pura. Con la siguiente ecuación se puede calcular la vida del rodamiento SKF YAT 204 - 012:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} * \left(\frac{C}{P}\right)^A$$

Donde:

L_{10h} vida nominal, horas de funcionamiento

C es la capacidad de carga dinámica (kN).

P es la carga equivalente sobre el rodamiento, se calcula en función de las cargas radiales y axiales que afectan al rodamiento. Su fórmula depende del tipo de rodamiento a utilizar (kN).

A es 3 para los rodamientos de bolas y $10/3$ para los rodamientos de rodillos. La vida nominal puede expresarse en otras unidades más adecuadas al problema que se analiza.

n = velocidad de giro, rev/min

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * 90} * \left(\frac{12,7}{0,122}\right)^3$$

$$L_{10h} = 208'899.745,6 \text{ horas}$$

Trabajando a 90rpm la duración sería de 208'899.745,6 horas.

R.2.3 Análisis para calcular N (factor de seguridad) (ver figura R10.)

R.2.3.1 Punto 2. (Para calcular N) (ver figura R10.)

Figura R17. Análisis de distancias en el punto 2

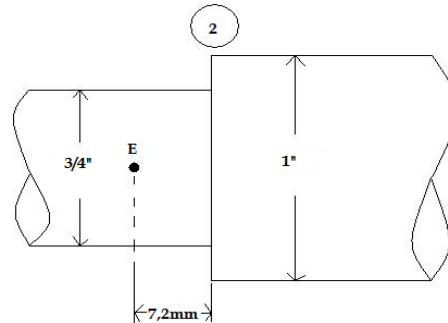


Figura R18. Análisis de fuerzas en el punto 2

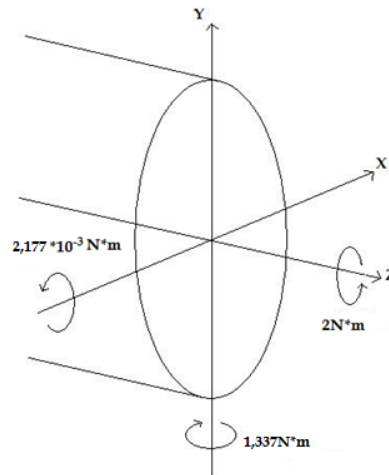


Tabla R15. Hoja de cálculo (momento resultante en 2)

MR2	MR2 (N*m)
$M = ((1,337)^2 + (2,177 * 10^{-3})^2)^{0,5}$	1,337001772

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla R19.):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_{ts} y q para que se pueda calcular K_{fs} y luego N (Mirar tabla R19.)

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$$

Tabla R16. Hoja de cálculo para hallar k_{ts} ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
$r/d=1,5/19,05$	0,0787402
D/d	D/d
$D/d=25,4/19,05$	1,3333333

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo J para hallar K_{ts}

$$K_{ts}=1,49$$

Después de calcular K_{ts} , ahora se tiene que hallar q .

Tabla R17. Valores para hallar q .

$r/25,4$	$r/25,4$
$r/25,4=1,5/25,4$	0,0590551
S_y	S_y
$S_y=6200*14,2$	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q=0,78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_{fs}

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla R19.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla R18. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

CL=1
CD=0,893
CS=0,87
CC=0,814
CT=1
CV=1

Tabla R19. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto E

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	1,905
T(Kg*cm)	20
MR1 (N*m)	1,337001772
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	14,73377896
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	19,69908858
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
Kts	1,49
q	0,78
Kfs	1,3822
Su(Kg/cm ²)	6200
Sn	$S_n = C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_n'$
CL	1
CD	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
CD	0,893371393
CS	0,87
CC	0,814
CT	1
CV	1
Sn'(kg/cm ²)	3100
Sn(kg/cm ²)	1961,270034
N	✓ 69,05977419

N=69,06cm

El diámetro seleccionado en el punto E si cumple con los requerimientos de diseño.

R.2.3.2 Punto 1 en el eje peine. (Para calcular N)(ver figura R10.)

Figura R19. Análisis de distancias en el punto 1

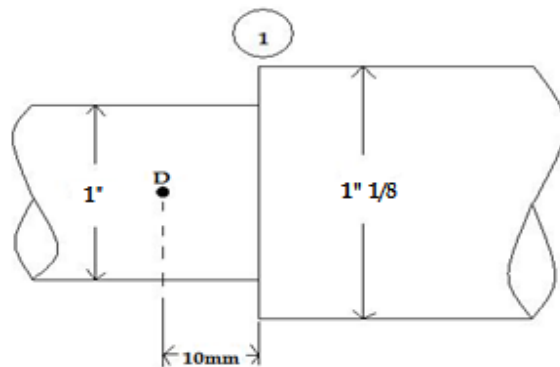


Figura R20. Análisis de fuerzas en el punto 1

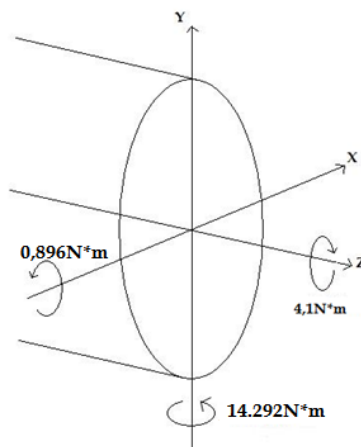


Tabla R20. Hoja de cálculo (momento resultante en 1)

MR1	MR1 (N*m)
$M = \sqrt{(0,896)^2 + (14,292)^2}$	14,32005866

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla R24):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_t y q para que se pueda calcular K_f y luego N (Mirar tabla R24.)

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

Tabla R21. Hoja de cálculo para hallar k_t ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
$r/d=1,5/25,4$	0,0590551
D/d	D/d
$D/d=28,575/25,4$	1,125

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo M para hallar K_t

$$K_t = 1,76$$

Después de calcular K_t , ahora se tiene que hallar q .

Tabla R22. Valores para hallar q .

$r/25,4$	$r/25,4$
$r/25,4=1,5/25,4$	0,0590551
S_y	S_y
$S_y=6200*14,2$	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q = 0,78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_f

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla R24.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla R23. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

CL=1
CD=0,869
Cs=0,87
Cc=0,814
CT=1
Cv=1

Tabla R24. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto D

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	2,54
T(Kg*cm)	41
MR1 (N*m)	143,2005866
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	12,74241664
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	89,01080673
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
Kt	1,76
q	0,78
Kf	1,5928
Su(Kg/cm ²)	6200
Sn	$S_n \cong C_L * C_D * C_s * C_c * C_T * C_v * S_n'$
CL	1
CD	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
CD	0,868786341
Cs	0,87
Cc	0,814
CT	1
Cv	1
Sn'(kg/cm ²)	3100
Sn(kg/cm ²)	1907,297043
N	✓ 13,43745203

N=13.44

El diámetro seleccionado en el punto D si cumple con los requerimientos de diseño.

R.2.3.2 Punto 3 en el eje peine. (Para calcular N) (ver figura R10.)

Figura R21. Análisis de distancias en el punto 3

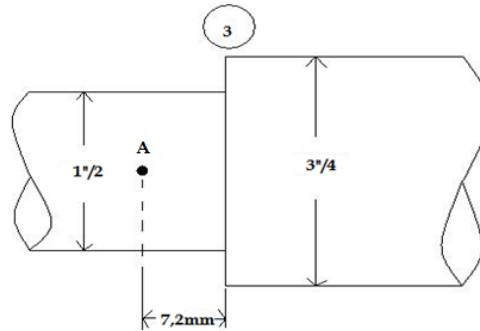


Figura R22. Análisis de fuerzas en el punto 3

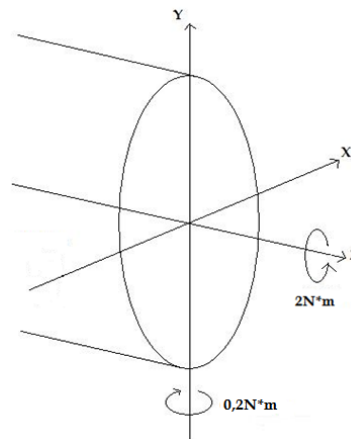


Tabla R25. Hoja de cálculo (momento resultante en 3)

MR3	MR3 (N*m)
$M = ((0,2)^2 + (0)^2)^{0,5}$	0,2

Con la siguiente ecuación se halla el factor de seguridad N para que cumpla con los requerimientos de diseño (Mirar tabla R29):

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \left(\frac{16T}{\pi d^3} \right) \text{ (esfuerzo cortante)}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$$

Ahora se procede a hallar k_{ts} y q para que se pueda calcular K_{fs} y luego N (Mirar tabla R29.)

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$$

Tabla R26. Hoja de cálculo para hallar k_{ts} ($\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$)

r/d	r/d
$r/d=1,5/12,7$	0,1181102
D/d	D/d
$D/d=19,05/12,7$	1,5

Con estos valores de $\frac{r}{d}$ y $\frac{D}{d}$ se va al anexo J para hallar K_{ts}

$$K_{ts}=1,37$$

Después de calcular K_{ts} , ahora se tiene que hallar q .

Tabla R27. Valores para hallar q .

$r/25,4$	$r/25,4$
$r/25,4=1,5/25,4$	0,0590551
S_y	S_y
$S_y=6200*14,2$	88040

Con estos dos valores se va al anexo K para hallar q .

$$q=0.78$$

Con los datos anteriormente calculados se halla K_{fs}

Ahora se calcula S_n , pero antes se recalcula C_d con la siguiente ecuación (Mirar tabla R29.):

$$C_d = 1,189d^{-0,097}$$

Factores que afectan la resistencia a la fatiga (mirar anexo F, anexo G y anexo H).

Tabla R28. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

CL=1
CD=0,929
CS=0,87
CC=0,814
CT=1
CV=1

Tabla R29. Cálculos para hallar el factor de seguridad N en el punto A

$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{k_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2}$	
d(cm)	1,27
T(Kg*cm)	20
MR1 (N*m)	0,2
σ_m (kg/cm ²)	0
τ_m	$\left(\frac{16T}{\pi d^3} \right)$
τ_m (kg/cm ²)	49,72650397
σ_a	$\left(\frac{32M}{\pi d^3} \right)$
σ_a (kg/cm ²)	9,945300795
$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1)$	
Kts	1,37
q	0,78
Kfs	1,2886
Su(Kg/cm ²)	6200
Sn	$S_n \cong C_L * C_D * C_S * C_C * C_T * C_V * S_u$
CL	1
CD	$C_d = 1,189d^{-0,097}$
CD	0,9292079
CS	0,87
CC	0,814
CT	1
CV	1
Sn'(kg/cm ²)	3100
Sn(kg/cm ²)	2039,943998
N	✓ 65,58995118

N=65,59

El diámetro seleccionado en el punto A si cumple con los requerimientos de diseño.

R.2.4 Diseño de chavetas en el eje peine

R.2.4.1 Chavetas de las poleas 6 y 7 en el eje peine.

Polea 6 y polea 7 en el punto D y C respectivamente. (ver figura R10)

$$d=1''=2,54\text{cm}$$

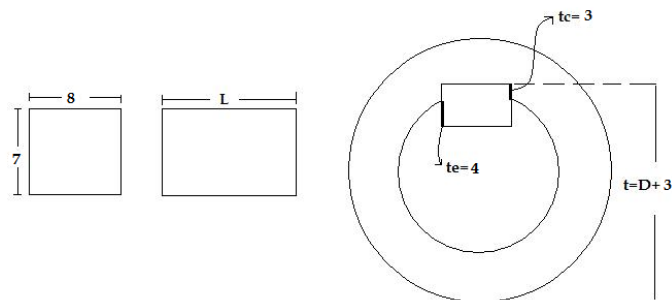
$$22\text{mm} \geq d \geq 30\text{mm}$$

Con el diámetro del eje se va al anexo L y se sacan los siguientes valores para el diseño de la chaveta.

Tabla R30. Valores de diseño de la chaveta para las poleas en el punto C y D.

b=8
h=7
z=0,3
L=20mm a 70mm
te=4
tc=3

Figura R23. Diseño de la chaveta.



Material de la cuña= Acero 1010 (laminado en caliente)

Valores de esfuerzos del material de la cuña.

$$S_y = \frac{2500\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad ; \quad S_{ys} = 1250\text{kg}/\text{cm}^2 \quad (\text{acero 1010})$$

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{1250}{2} = 625\text{kg}/\text{cm}^2$$

$$\sigma_{perm} = 1250\text{kg}/\text{cm}^2$$

Cálculos para hallar L. (Mirar tabla R33.)

$$L_{\tau} = \left(\frac{2T}{\tau_{perm} * b * d} \right)$$

$$L_b(cm) = \left(\frac{2T}{t_c * d * \sigma_{perm}} \right)$$

Después de estos cálculos se normaliza L. (Mirar tabla R31.)

Luego de normalizar L se comprueba si L sirve con las siguientes ecuaciones (mirar tabla R31.):

$$\tau = \frac{2T}{d * b * L} \leq \tau_{perm} \leq 625$$

$$\sigma_b = \frac{2T}{d * L * t_c} \leq \sigma_{perm} \leq 1250$$

Tabla R31. Cálculos para el diseño de la chaveta para las poleas en el punto C y D.

Diseño de la chaveta	
d(cm)	2,54
T(kg*cm)	41
b(cm)	0,8
h(cm)	0,7
z(cm)	0,03
L=20mm a 70mm	20<L<70
te(cm)	0,4
tc(cm)	0,3
$\tau_{perm} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$	625
$\sigma_{perm} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$	1250
$L_\tau(cm)$	$\left(\frac{2T}{\tau_{perm} * b * d} \right)$
Lτ(cm)	0,064566929
$L_b(cm)$	$\left(\frac{2T}{t_c * d * \sigma_{perm}} \right)$
Lb(cm)	0,086089239
Se normaliza a L=10mm	
L(cm)	2
$\tau = \frac{2T}{d * b * L} \leq \tau_{perm} \leq 625$	
τ(kg/cm ²)	✔ 20,17716535
$\sigma_b = \frac{2T}{d * L * t_c} \leq \sigma_{perm} \leq 1250$	
σb(kg/cm ²)	✔ 53,80577428

$$20,18 \leq 625 \rightarrow ok$$

$$53,81 \leq 1250 \rightarrow ok$$

Con las cargas y las dimensiones definidas es posible acudir al software Ansys Workbench, la pieza es importada de Solid Edge. Los apoyos del cual dispone el eje son los rodamientos.

En las figuras R26, R27 y R28 se puede observar un análisis del factor de seguridad, análisis de esfuerzos y otro análisis de deformaciones. En ellas se puede ver su zona crítica y además el factor de seguridad en el eje lizo tiene un mínimo por arriba de 10 esto quiere decir que cumple con el N mínimo requerido en diseño para que pueda funcionar sin ningún problema.

Figura R25. Eje peine.

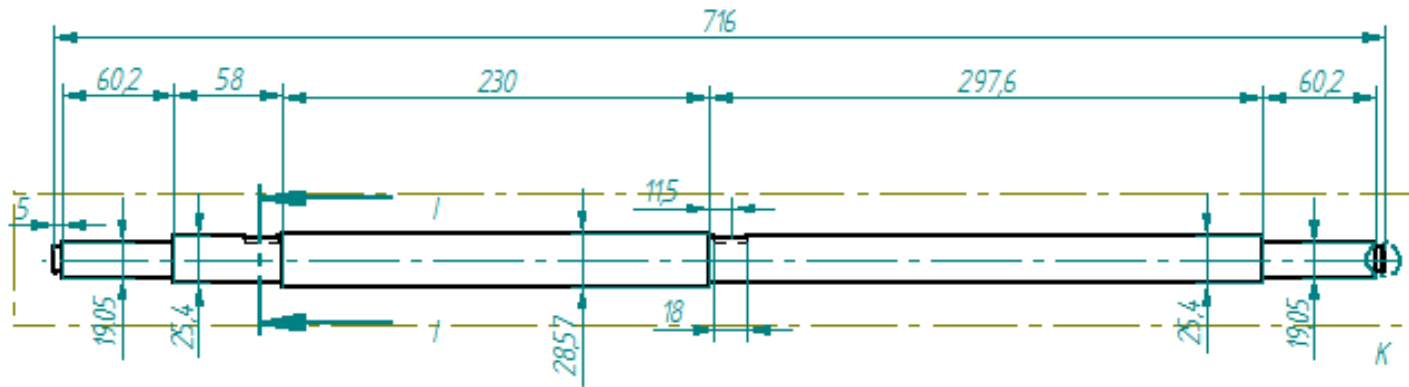


Figura R26. Factor de seguridad en el eje peine(ANSYS)

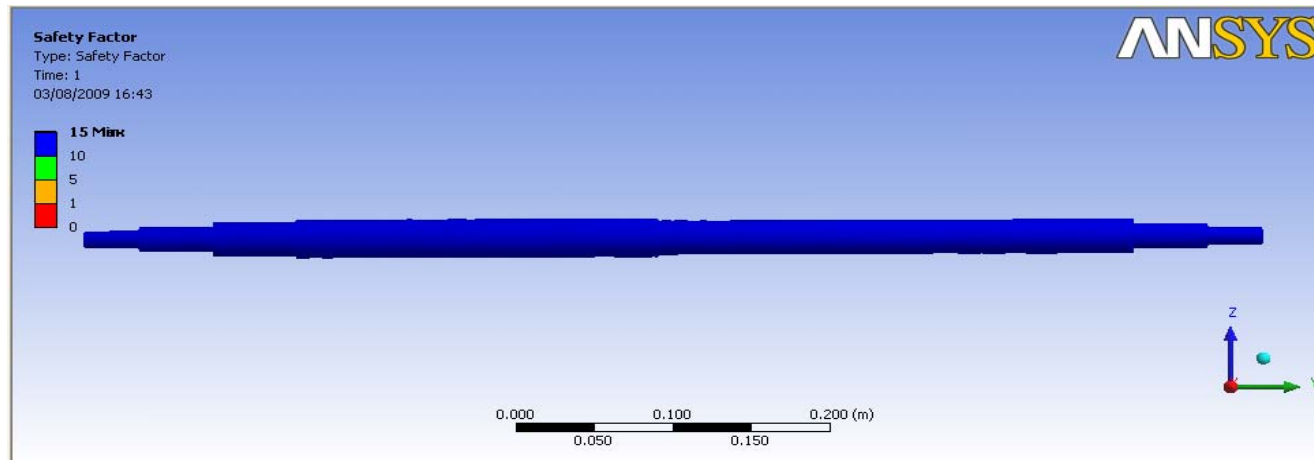


Figura R27. Análisis de deformación total en el eje peine (ANSYS).

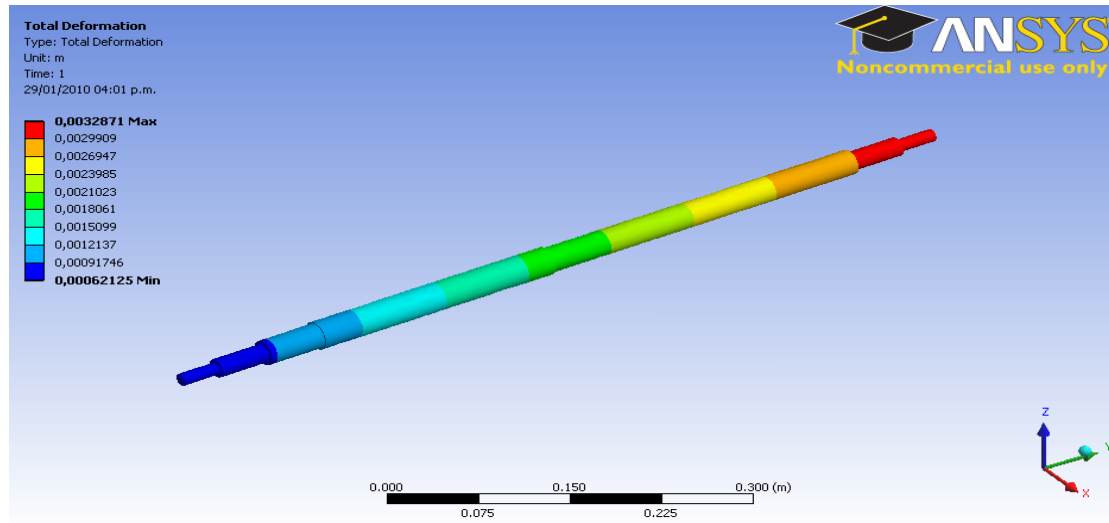
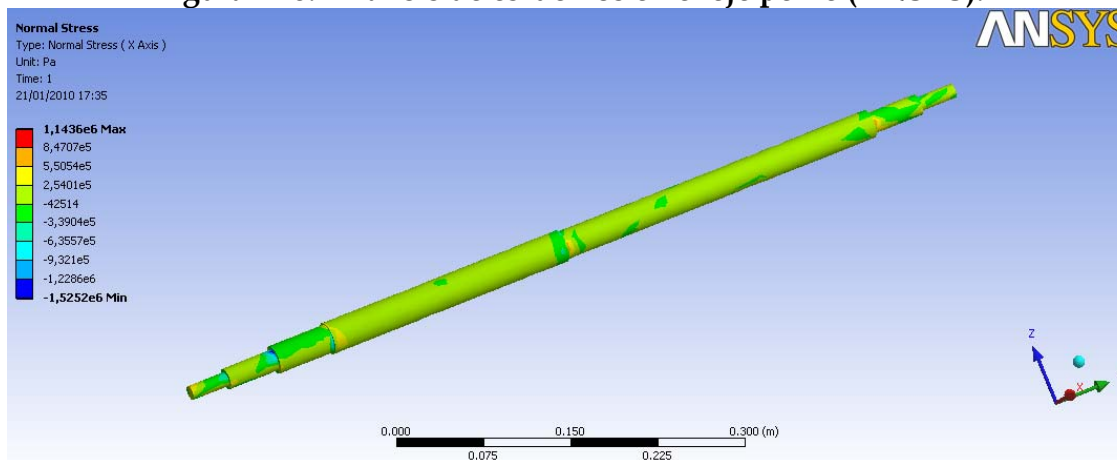


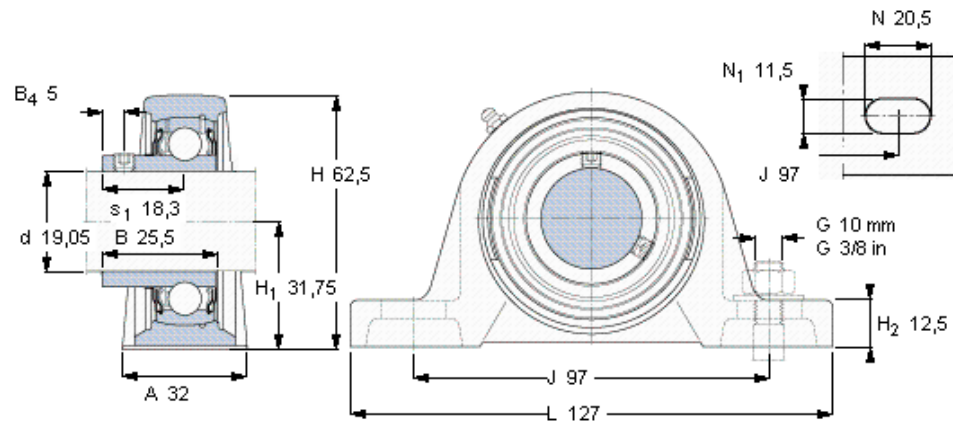
Figura R28. Análisis de esfuerzos en el eje peine (ANSYS).



ANEXO S. PLANOS

PLANO DEL RODAMIENTO YAT 204 - 012

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero, rodamientos en pulgadas												
Dimensiones					Capacidades de carga dinámica estática		Velocidad límite con eje de tolerancia h6	Masa	Designaciones		Soporte	Rodamiento
d	A	H	H ₁	L	C	C ₀			Unidad de rodamiento			
mm					kN		rpm	kg	-			
19,05	32	62,5	31,75	127	12,7	6,55	8500	0,62	SYH 3/4 RM	SYH 504 U	YAT 204-012	



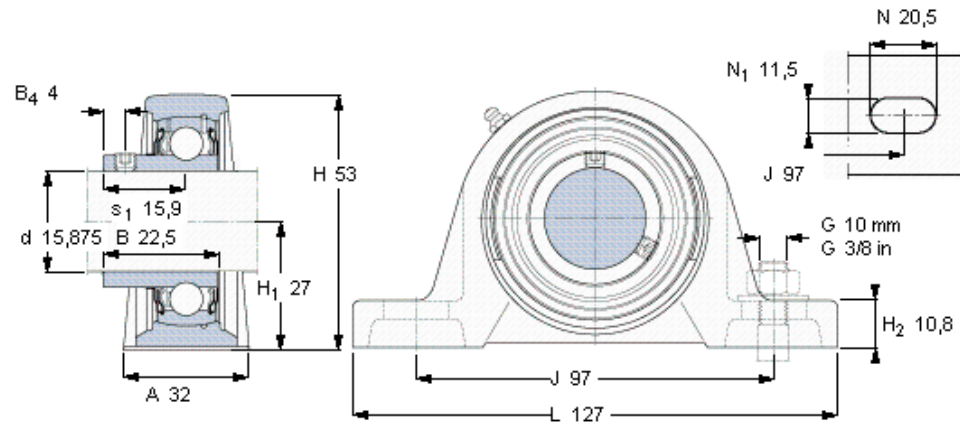
Prisionero

Par de apriete recomendado [Nm]
Tamaño de la llave hexagonal [mm]

1/4-28x1/4
4
3,175

PLANO DEL RODAMIENTO YAT 203 - 010

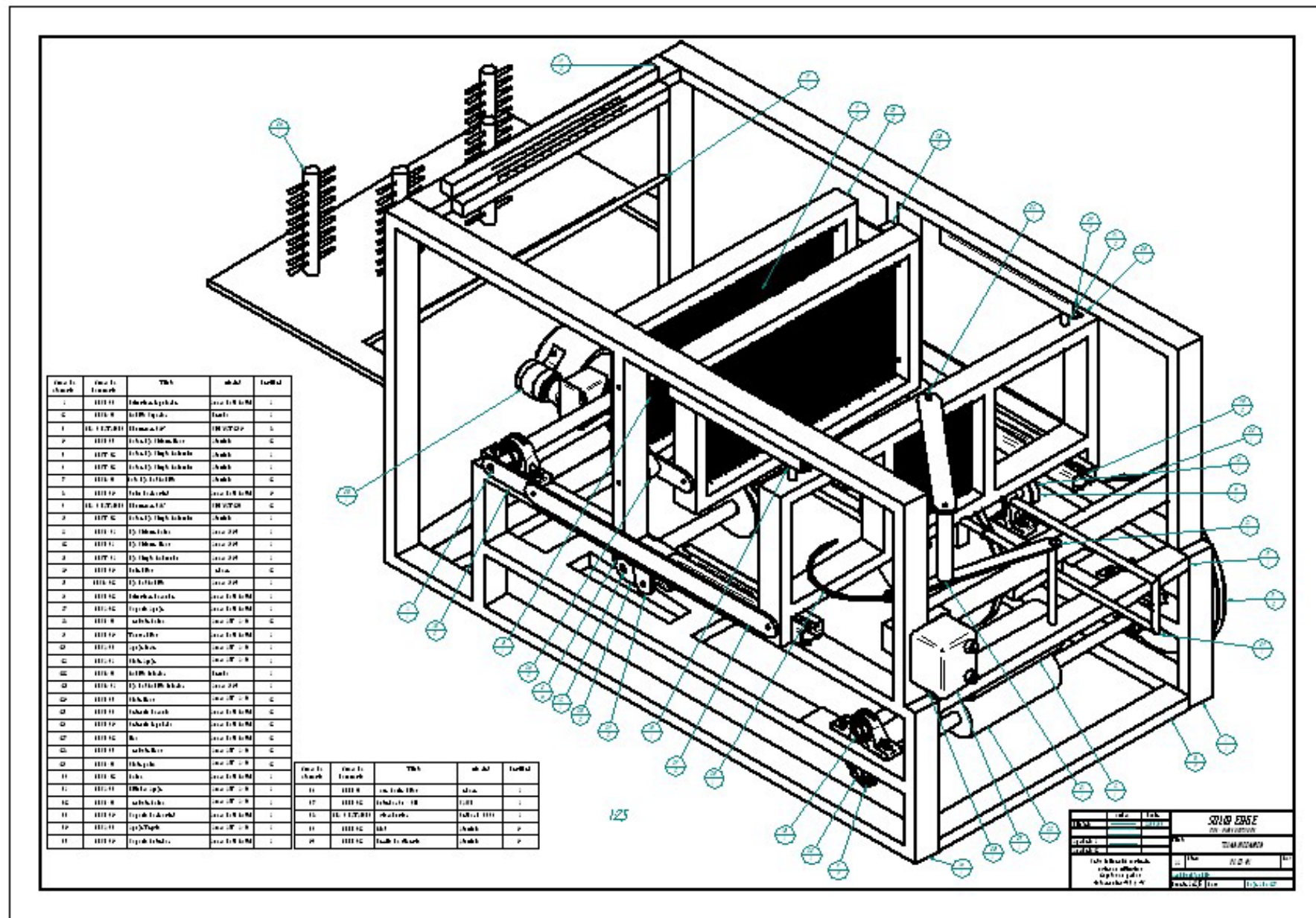
Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero, rodamientos en pulgadas											
Dimensiones					Capacidades de carga dinámica estática		Velocidad límite con eje de tolerancia h6	Masa	Designaciones		
d	A	H	H ₁	L	C	C ₀		Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento	
mm					kN		rpm	kg	-		
15,875	32	53	27	127	9,56	4,75	9500	0,57	SYH 5/8 RM	SYH 503 U	YAT 203-010

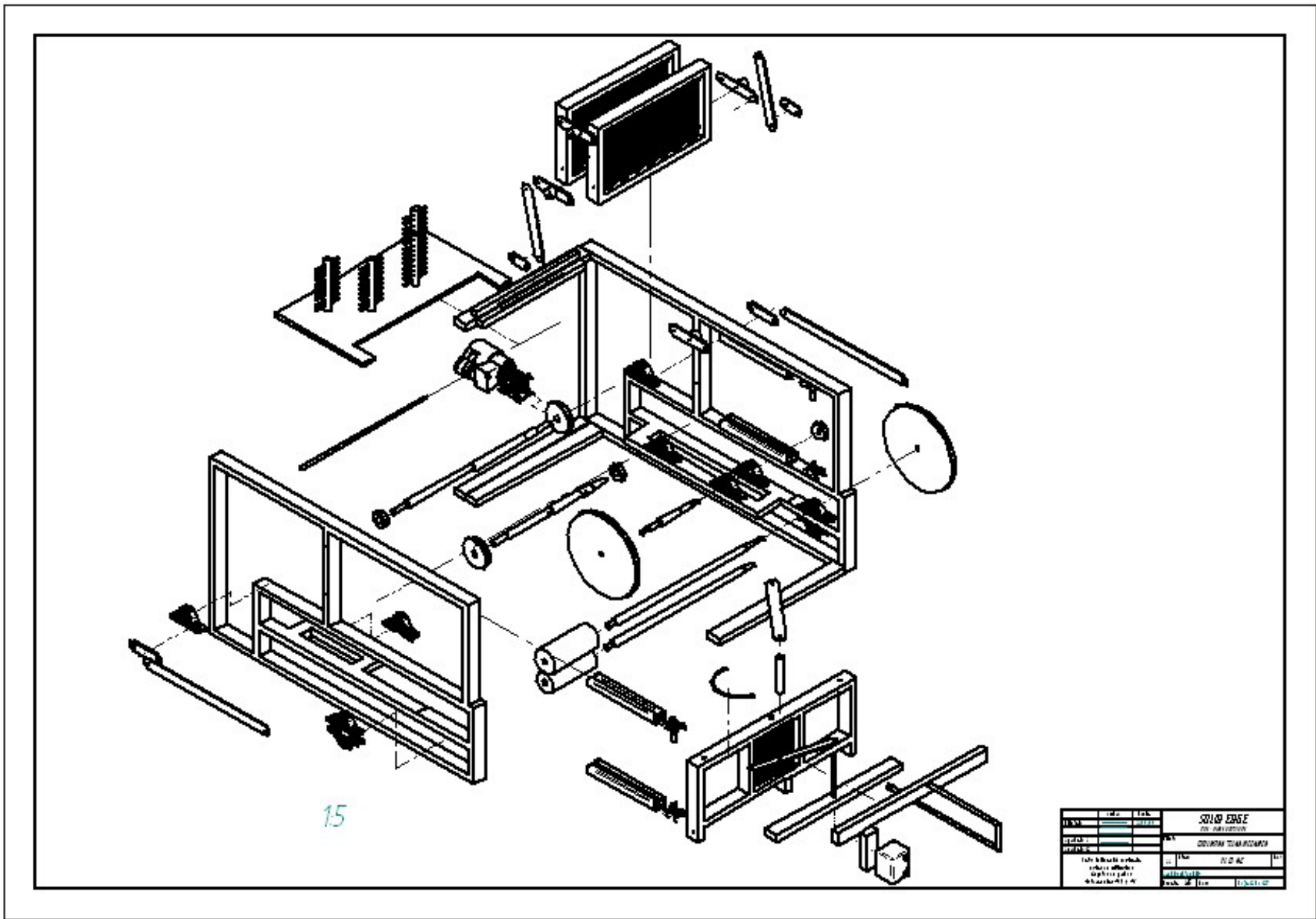


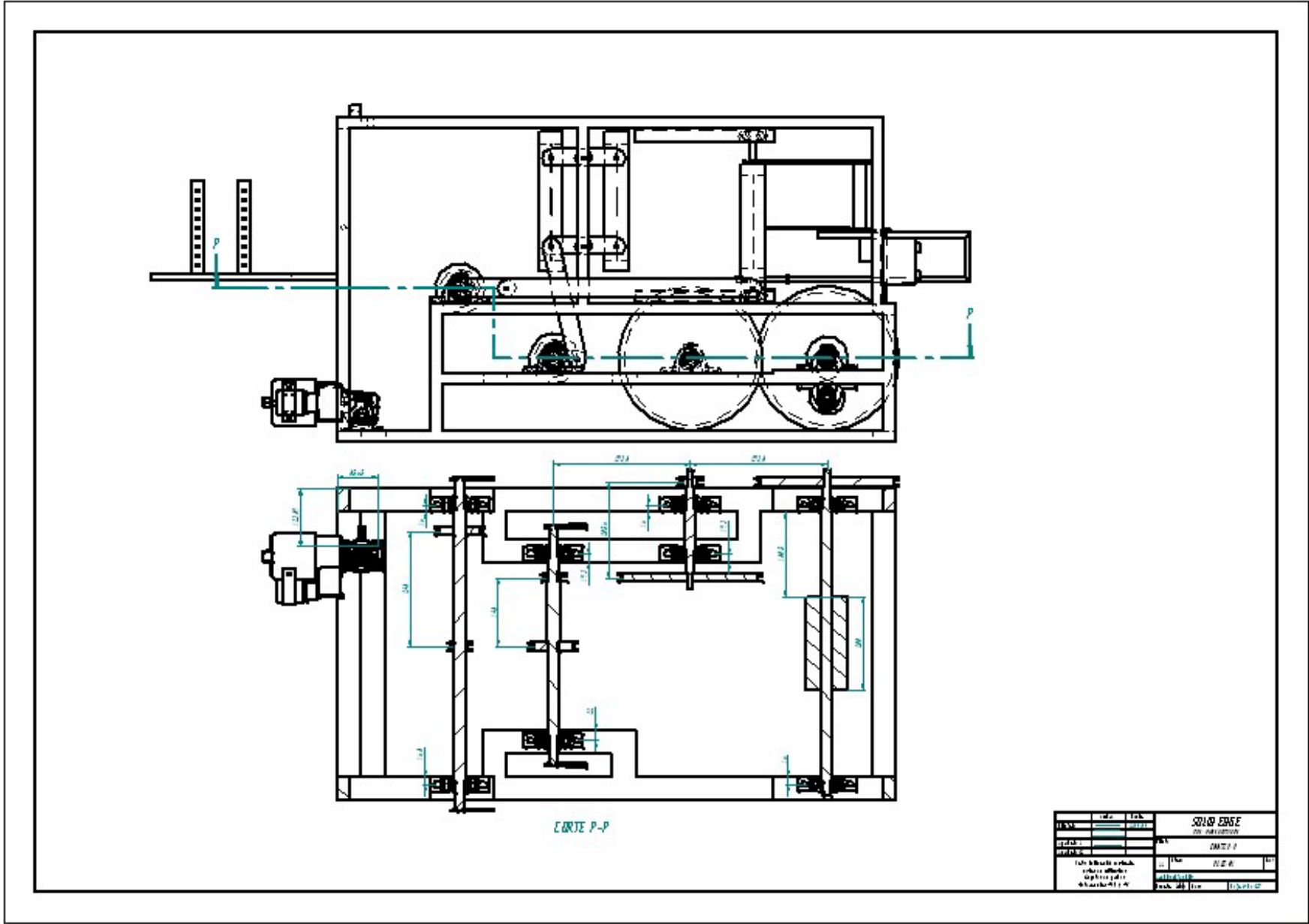
Prisionero

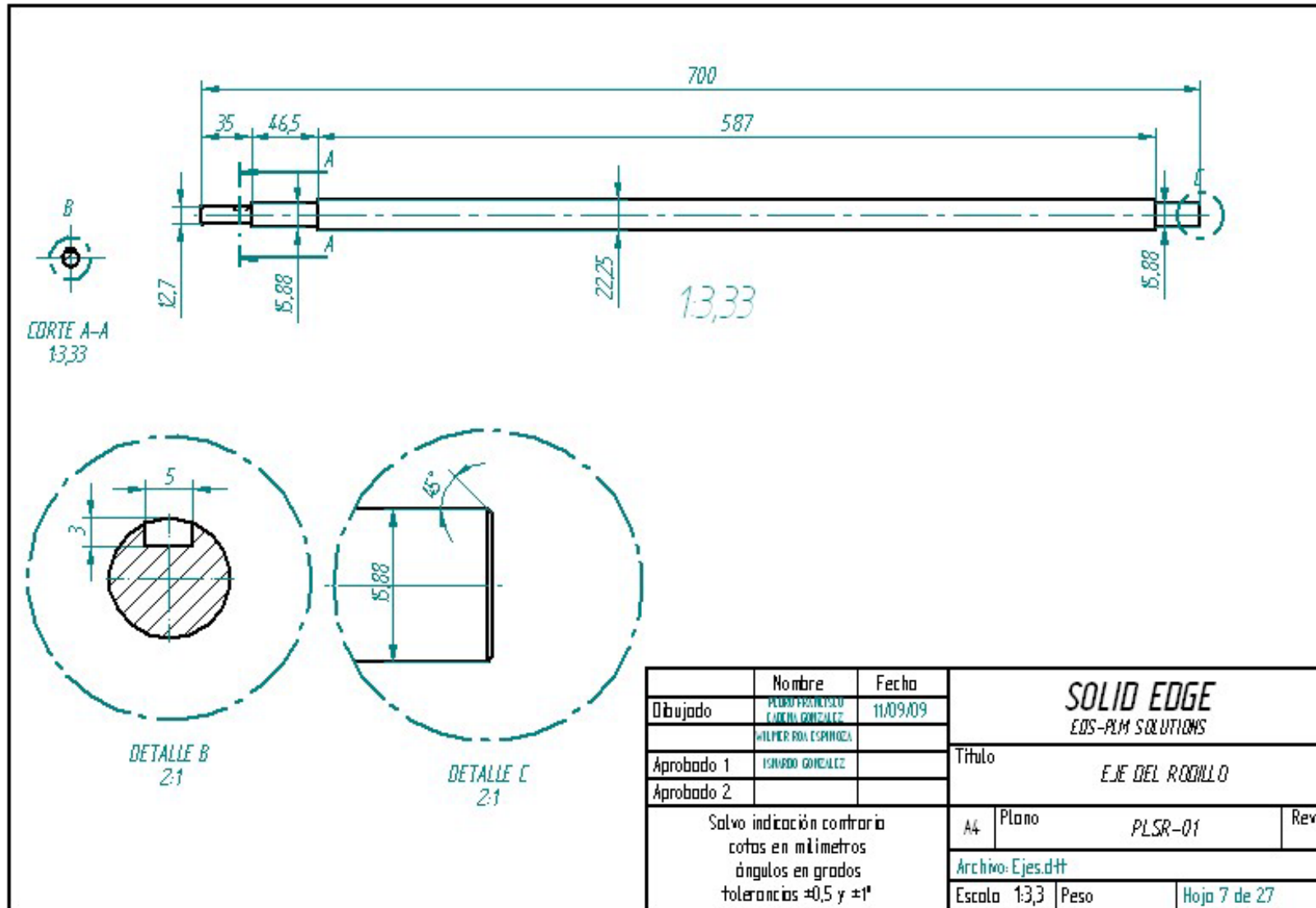
Par de apriete recomendado [Nm]
Tamaño de la llave hexagonal [mm]

10-32×1/4
4
2,381 25

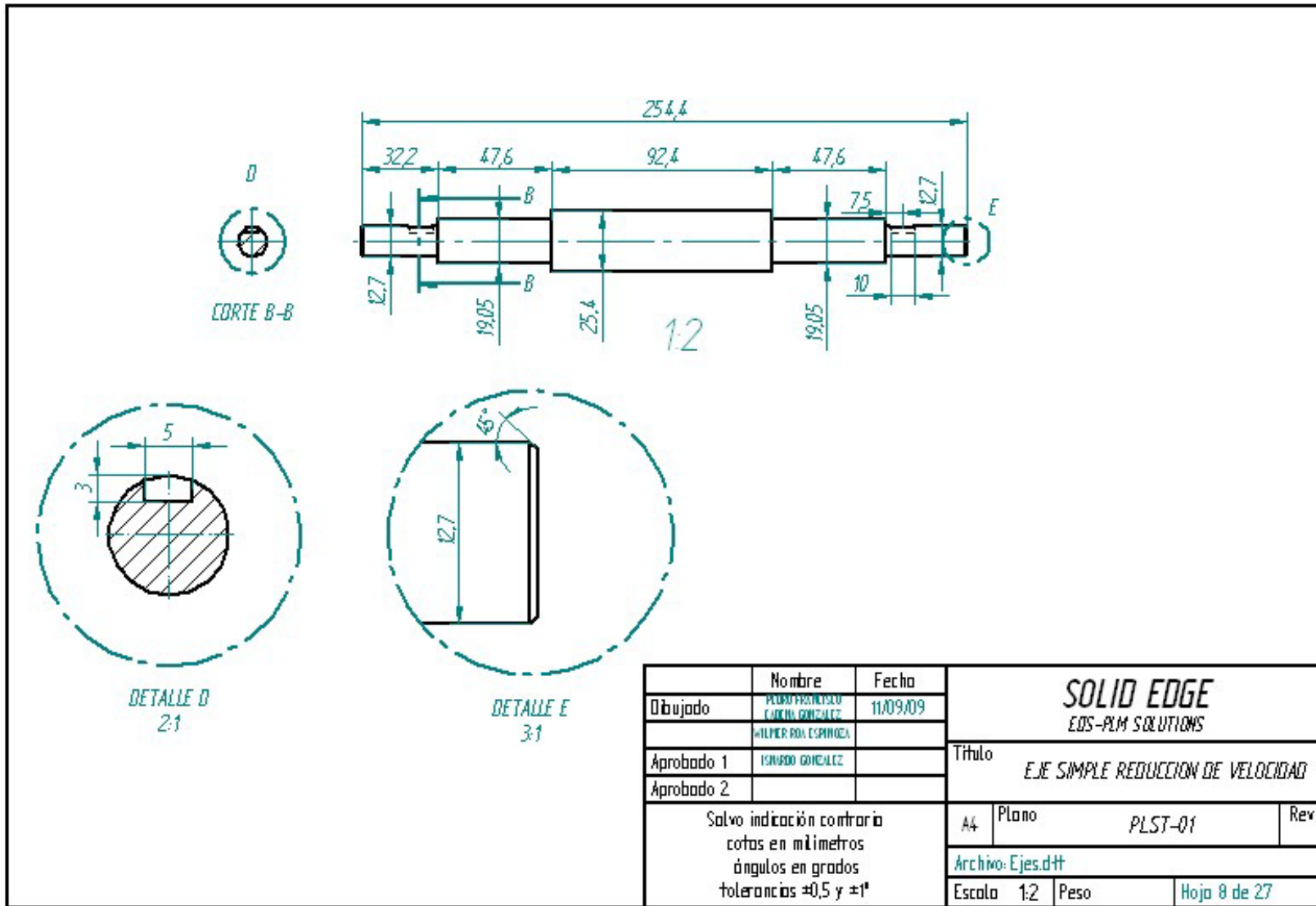


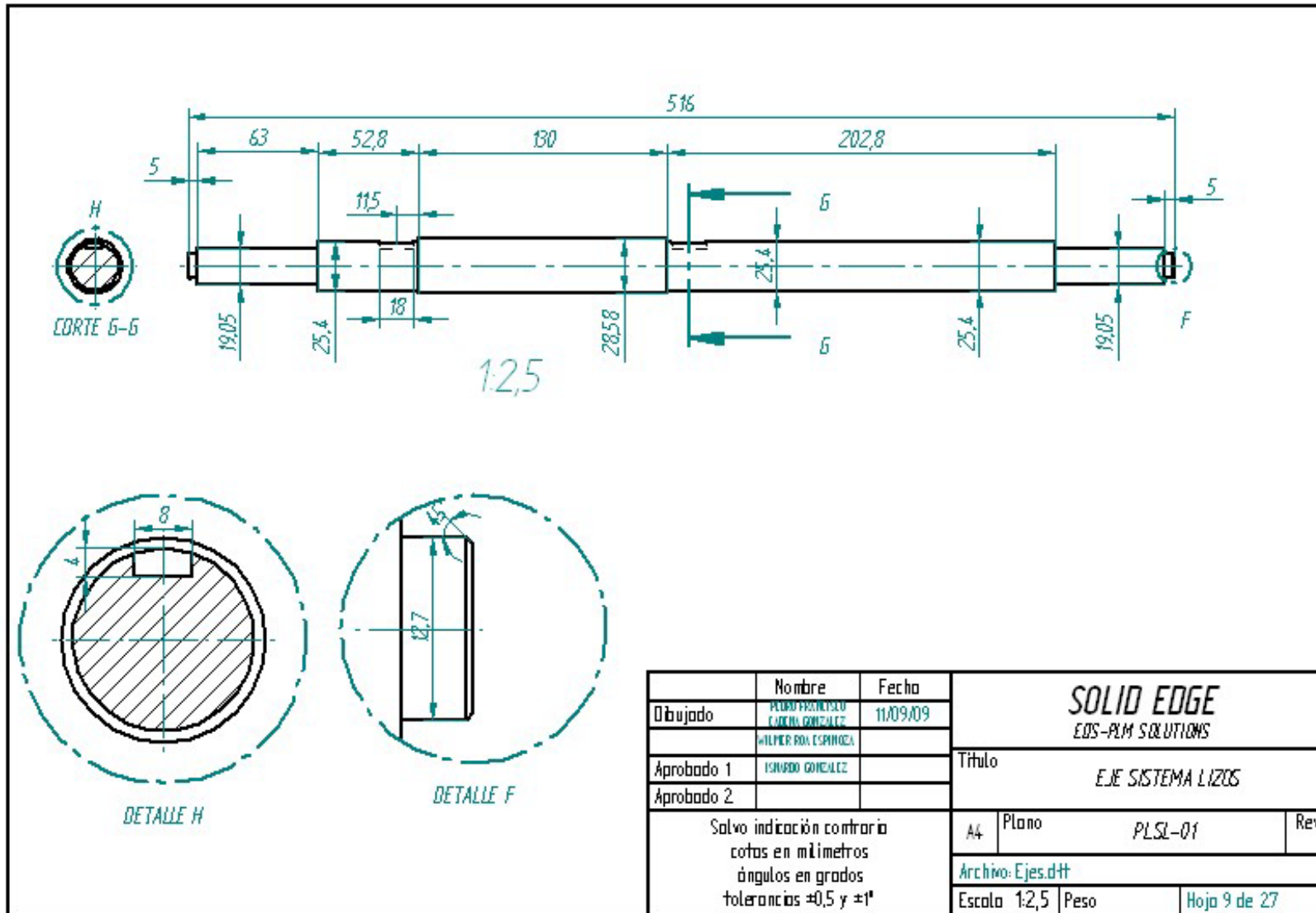




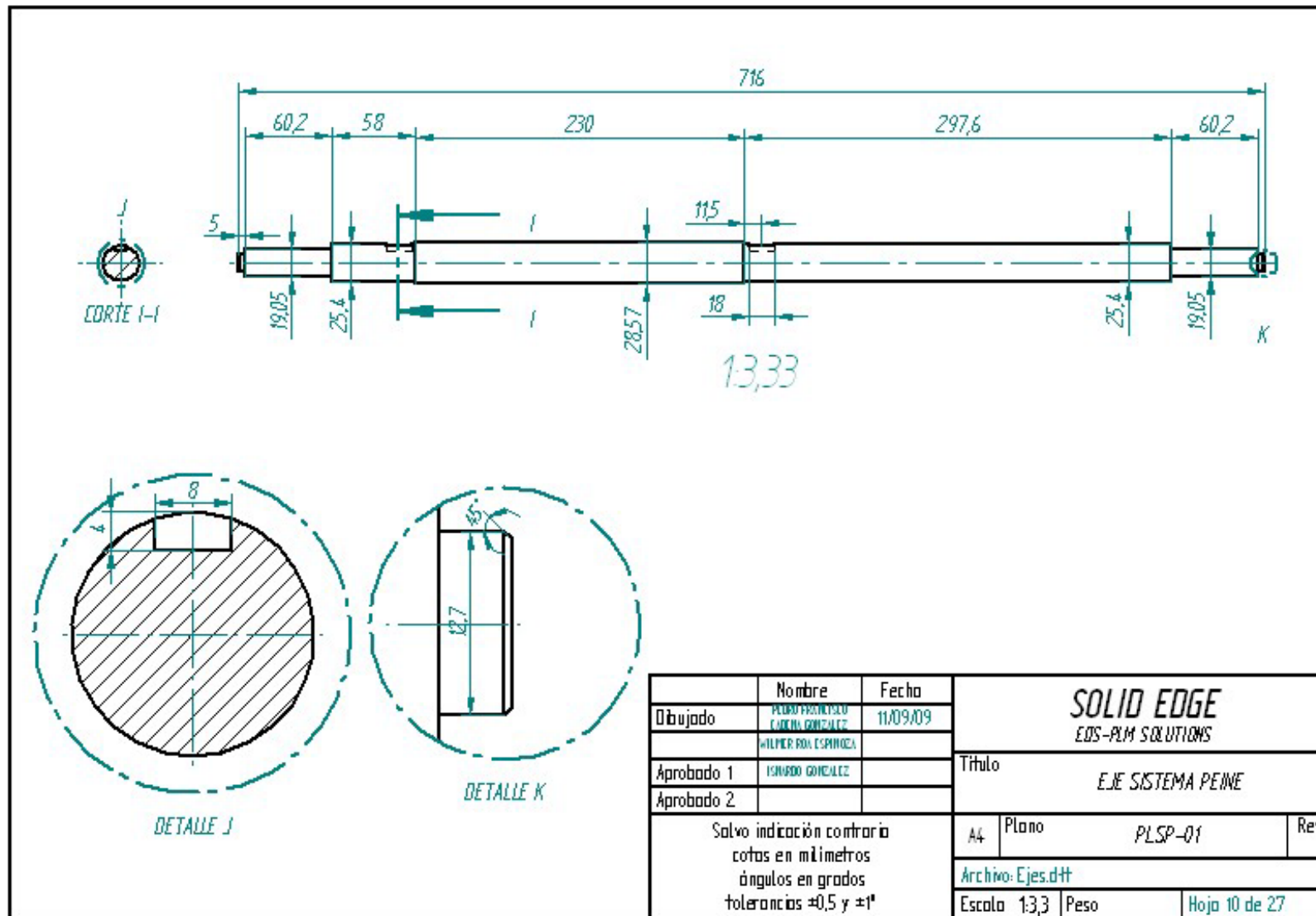


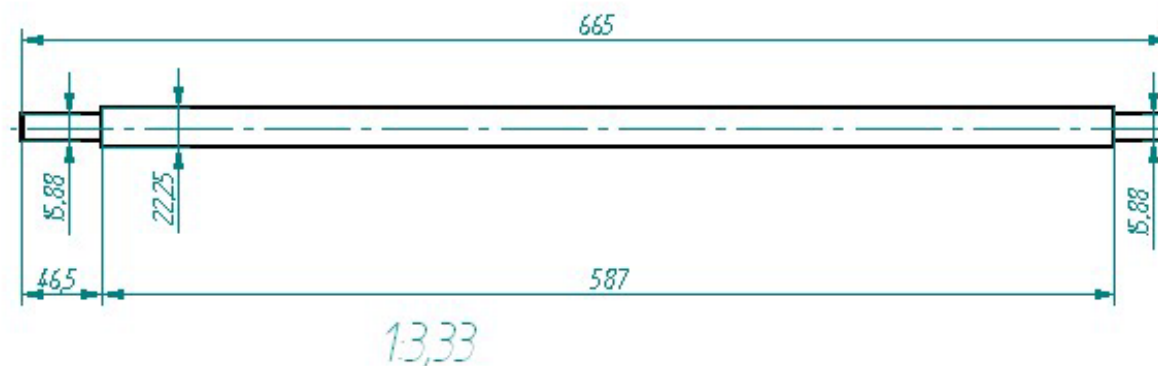
Nombre		Fecha	SOLID EDGE EOS-PLM SOLUTIONS		
Dibujado	PEDRO FERRERISLO GABRIEL GONZALEZ WILMER ROA ESPINOZA	11/09/09	Título EJE DEL RODILLO		
Aprobado 1	ISABELO GONZALEZ				
Aprobado 2			A4	Plano	PLSR-01 Rev
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y ± 1			Archivo: Ejes.dft		
			Escala 1:3,3 Peso	Hoja 7 de 27	



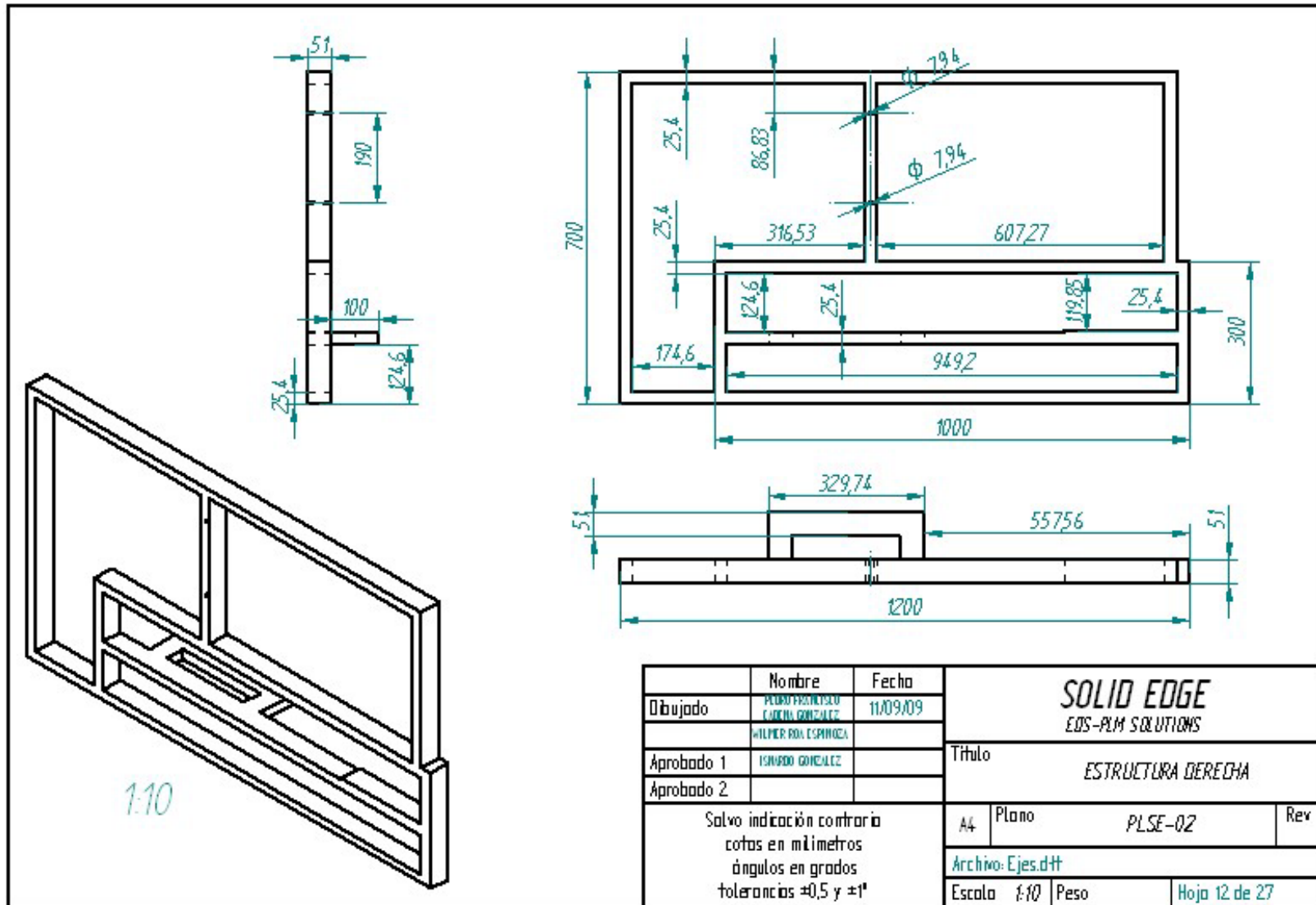


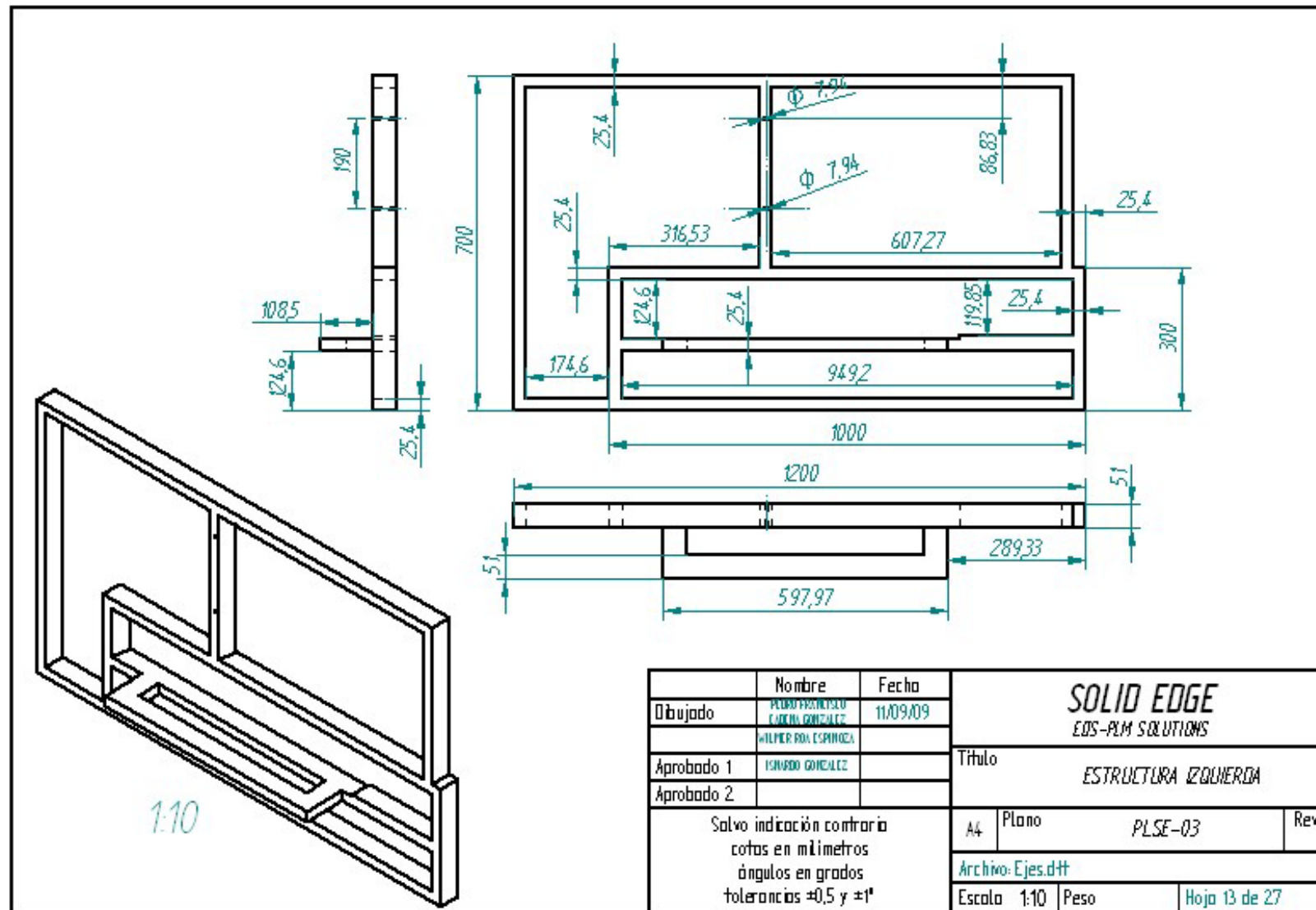
Nombre		Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS			
Dibujado		11/09/09				Título
Aprobado 1			EJE SISTEMA LIZOS			
Aprobado 2						A4
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^*$			Archivo: Ejes.dtt			
			Escala	1:2,5	Peso	Hoja 9 de 27



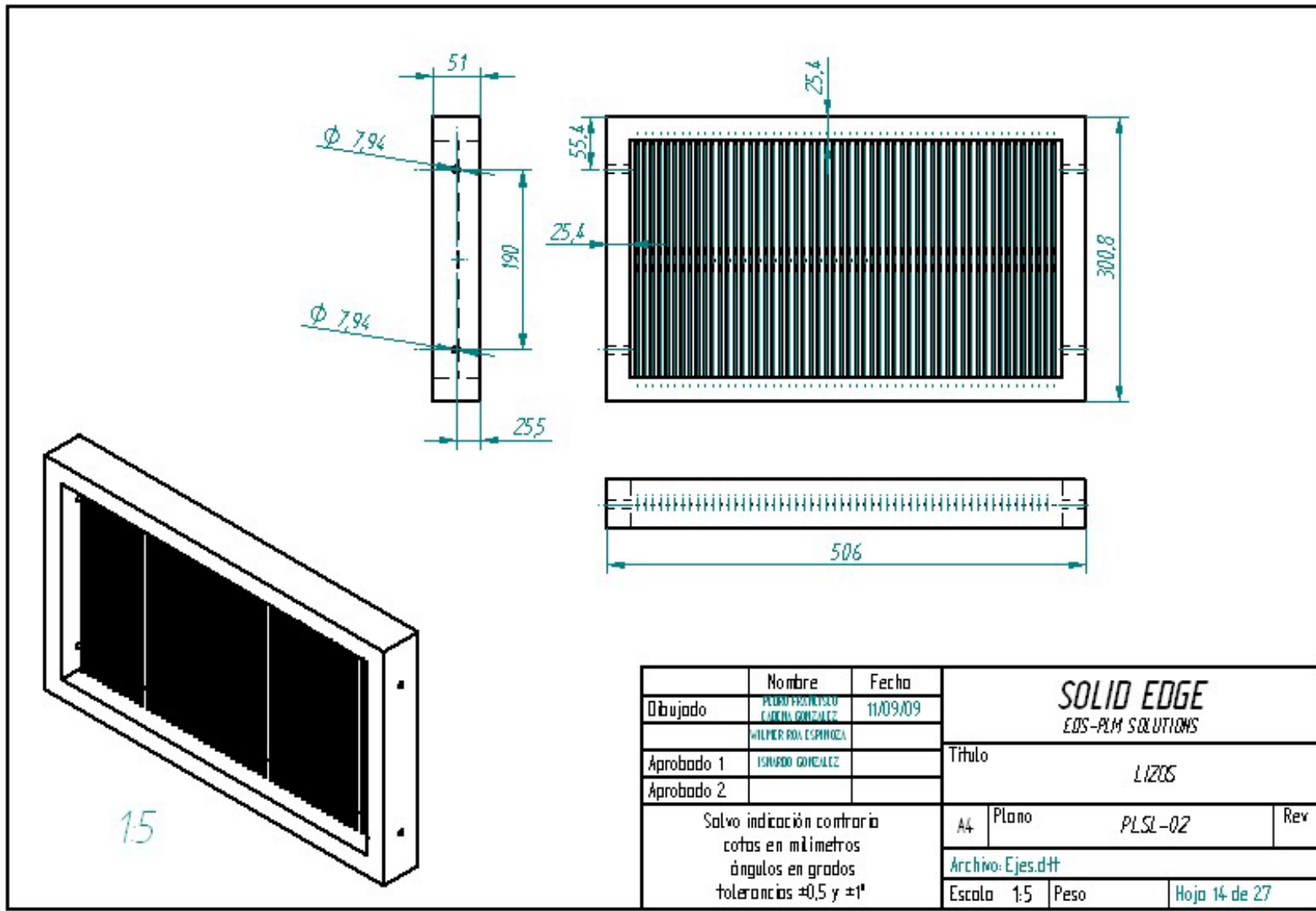


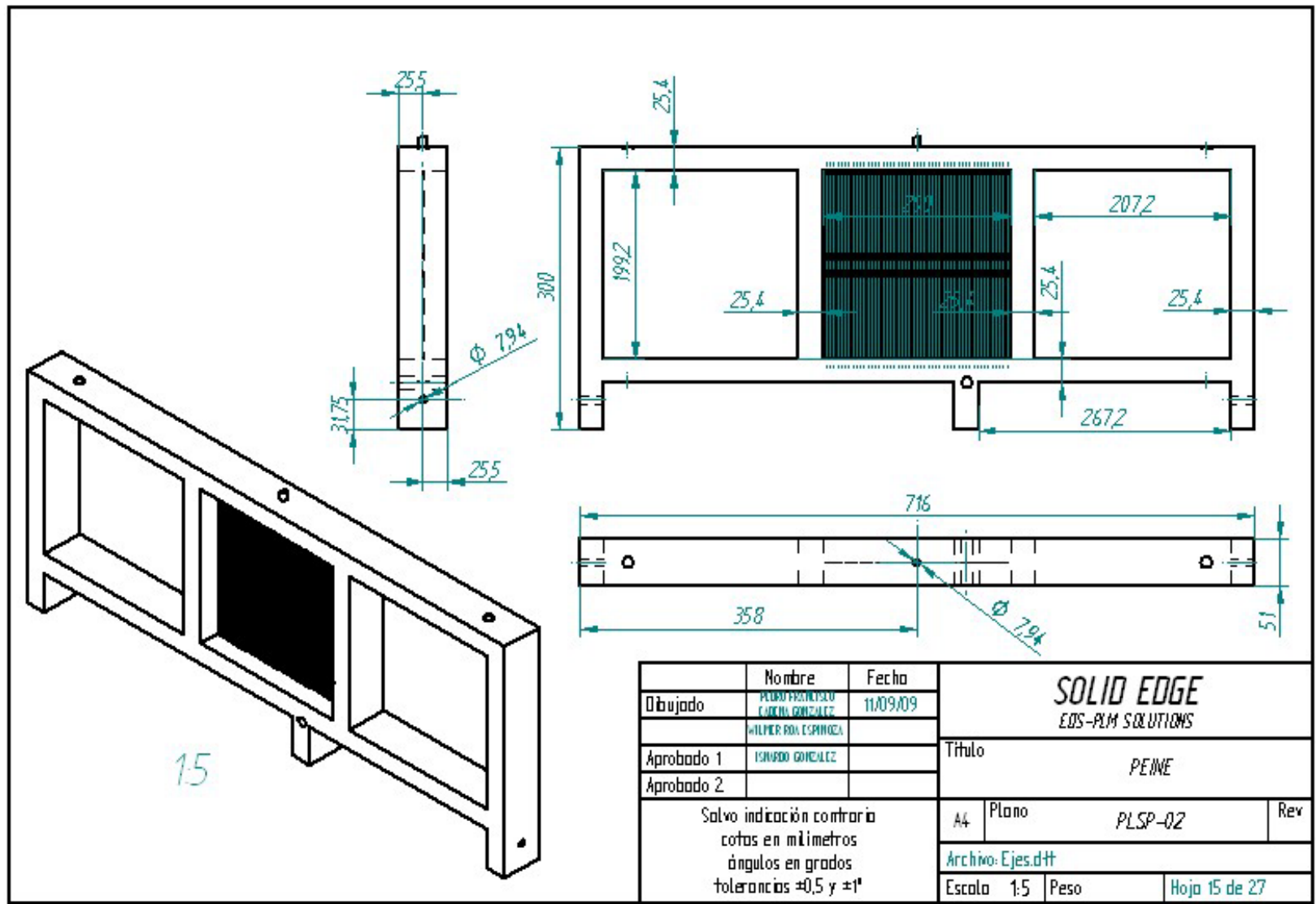
	Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS			
Dibujado	PLORIO FERNANDEZ CARLOS GONZALEZ	11/09/09				
	WILMER ROA ESPINOSA		Título			
Aprobado 1	ISMAEL GONZALEZ		EJE SISTEMA RODILLO INFERIOR			
Aprobado 2						
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°			A4	Plano	PLSR-02	Rev
			Archivo: Ejes.dft			
			Escala	1:3,3	Peso	Hoja 11 de 27

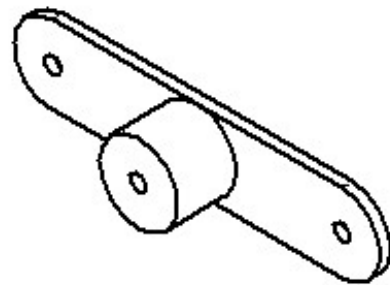




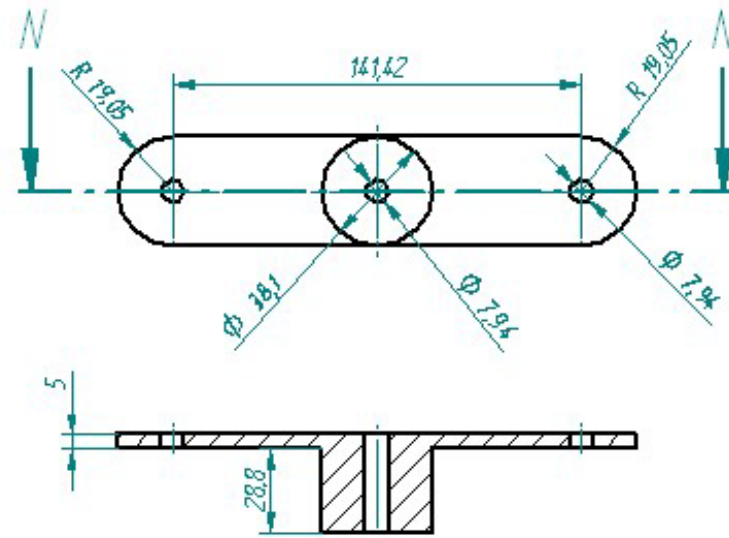
Nombre		Fecha	SOLID EDGE		
Dibujado	PLUM PROYECTOS	11/09/09	EOS-PLM SOLUTIONS		
	CAROLINA GONZALEZ				
WILMER ROLA ESPINOZA		Título			
Aprobado 1	IGNACIO GONZALEZ	ESTRUCTURA IZQUIERDA			
Aprobado 2					
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°			A4	Plano	
			PLSE-03		Rev
			Archivo: Ejes.dft		
Escala	1:10	Peso	Hoja 13 de 27		





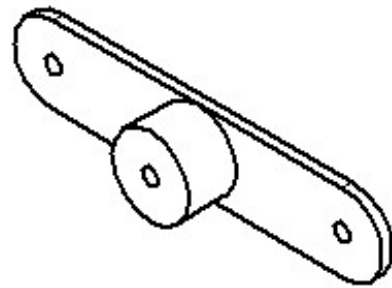


1:2

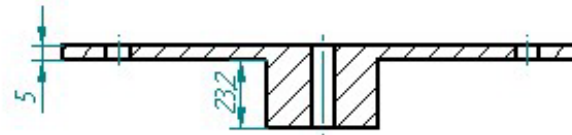
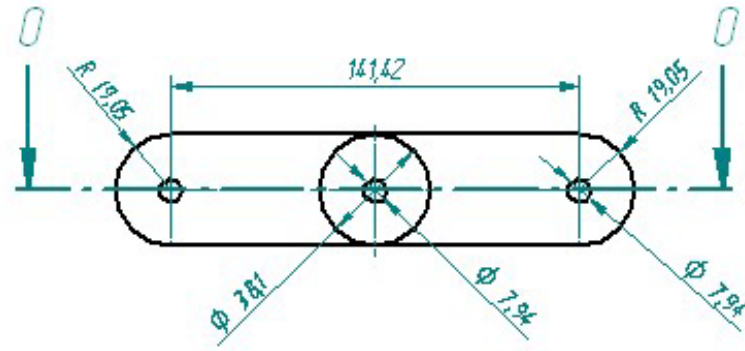


CORTE N-N

Nombre		Fecha	SOLID EDGE			
Dibujado	PELLO FREYRE/SOLO CAROLINA GONZALEZ	11/09/09	EOS-PLM SOLUTIONS			
	WILMER ROA ESPINOZA		Título			
Aprobado 1	ISIBARDO GONZALEZ		BALANCIEN DERECHO			
Aprobado 2						
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1*			A4	Plano	PL.SL-03	Rev
			Archivo: Ejes.dft			
			Escala	1:2	Peso	

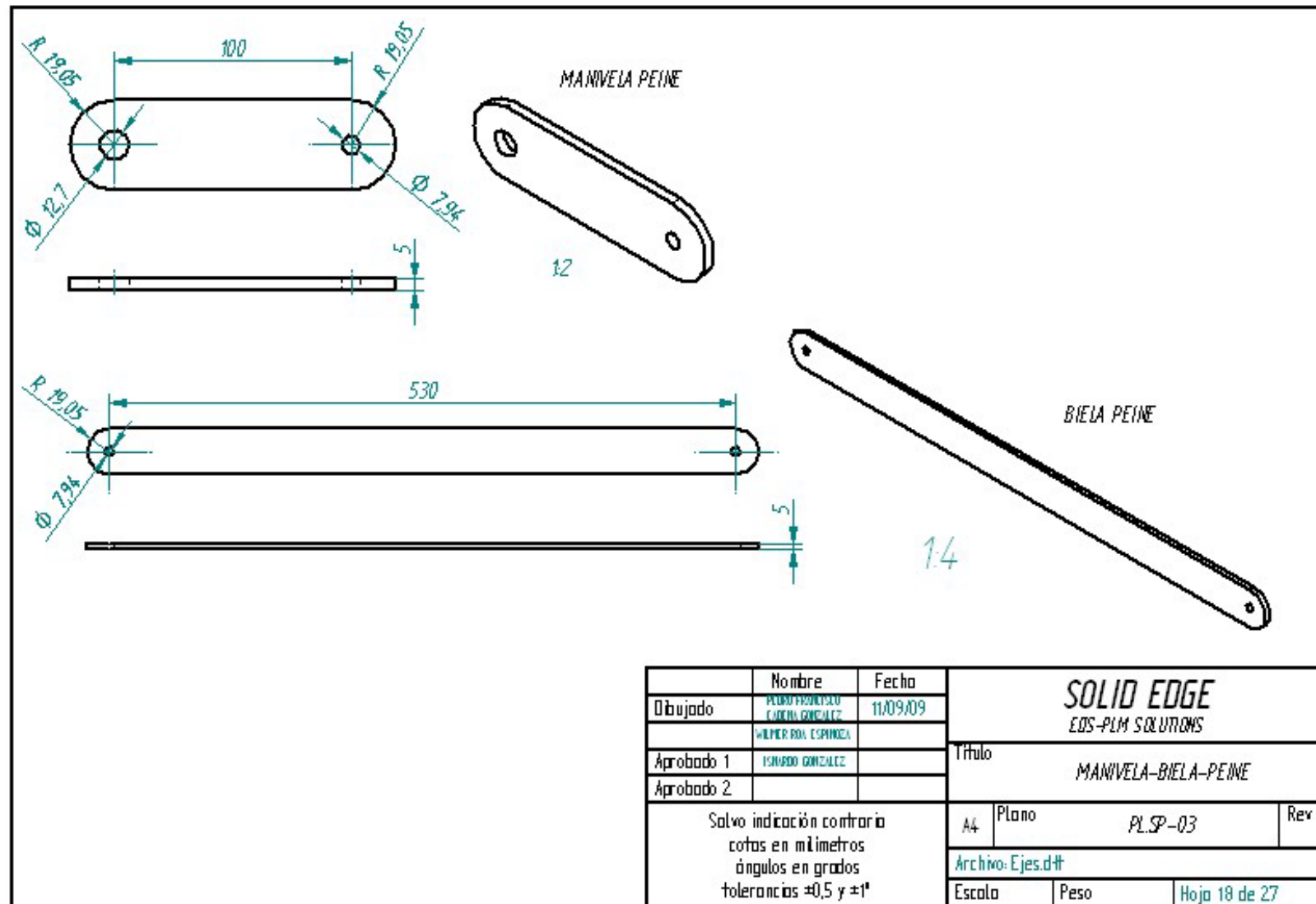


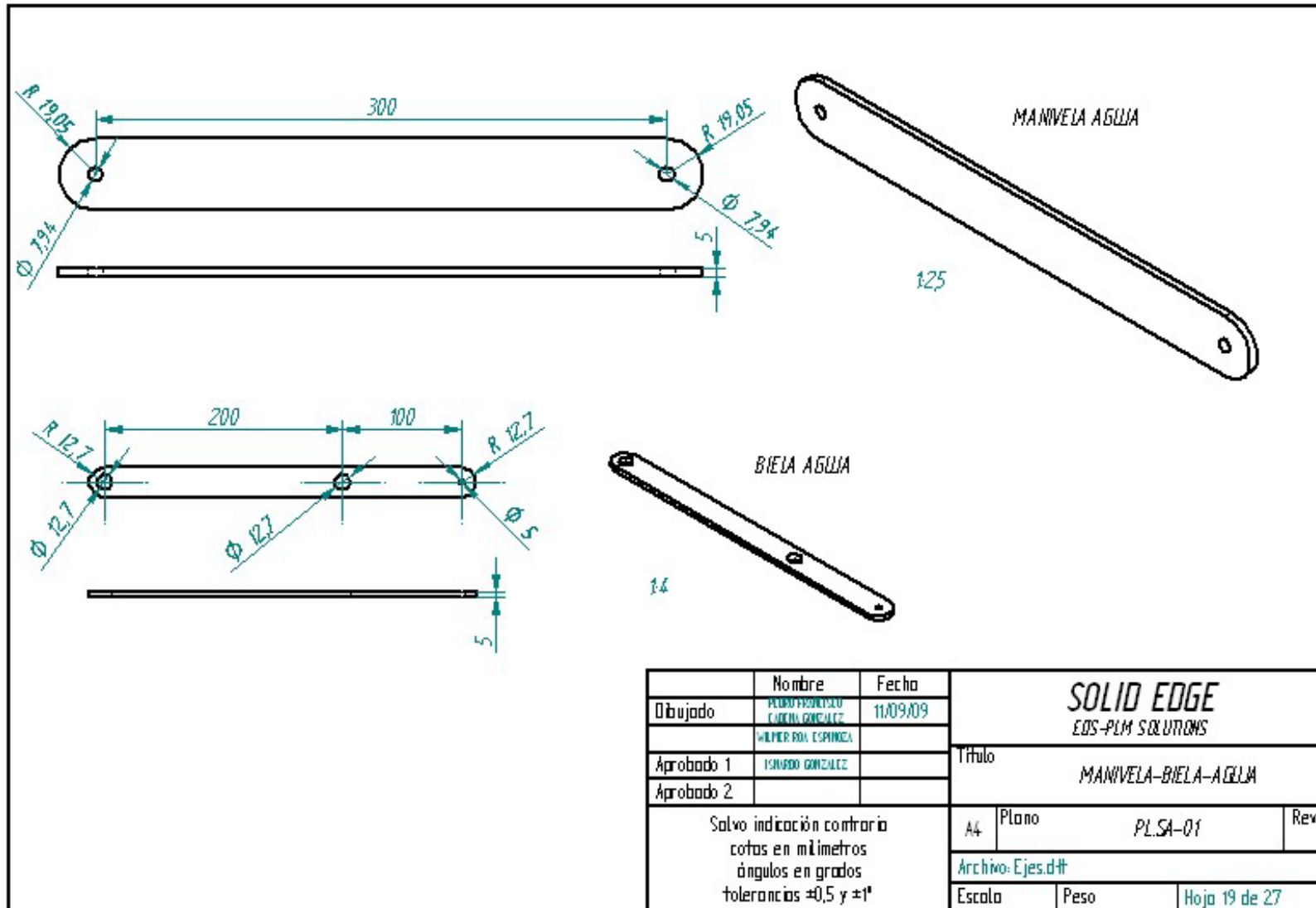
12

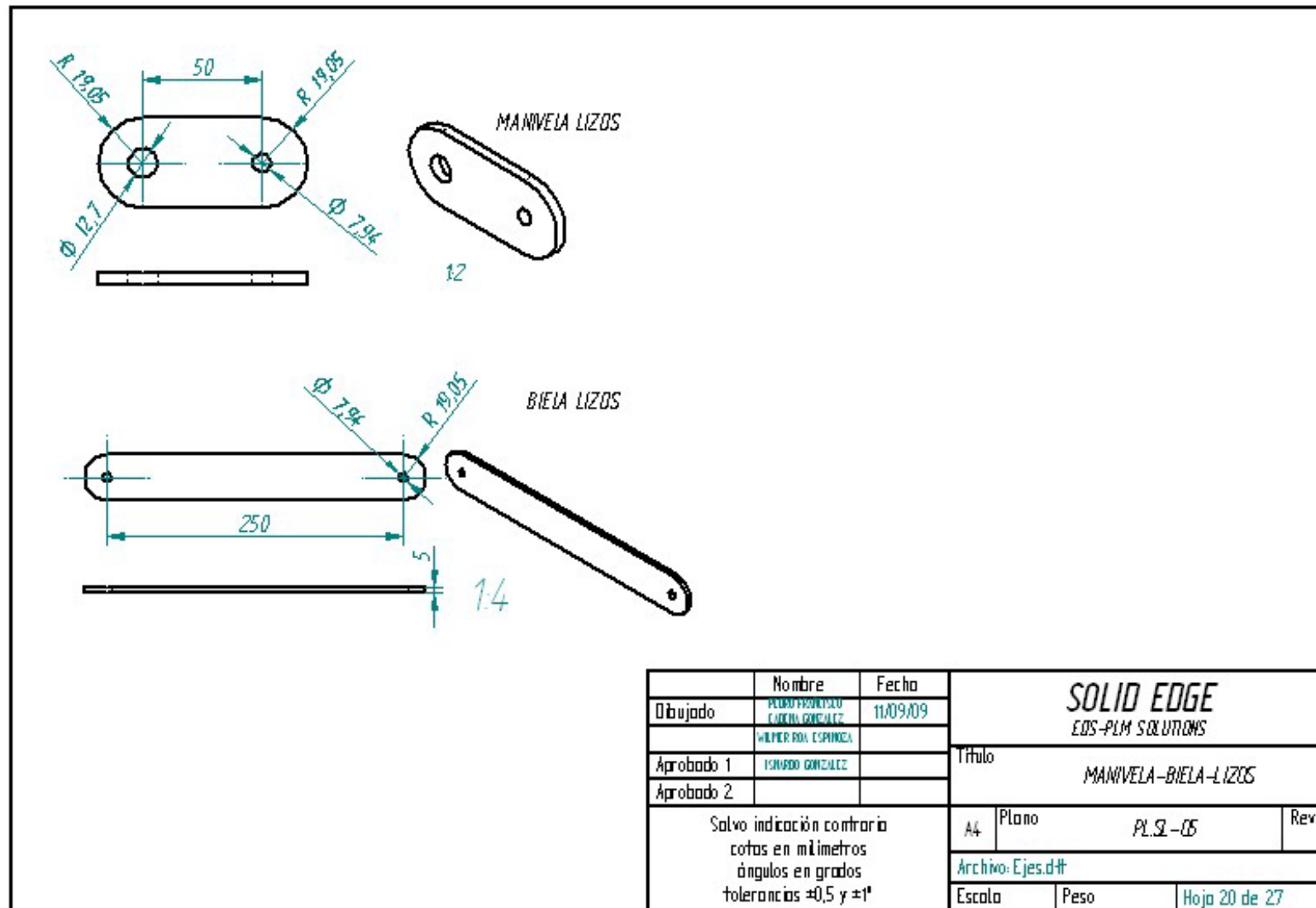


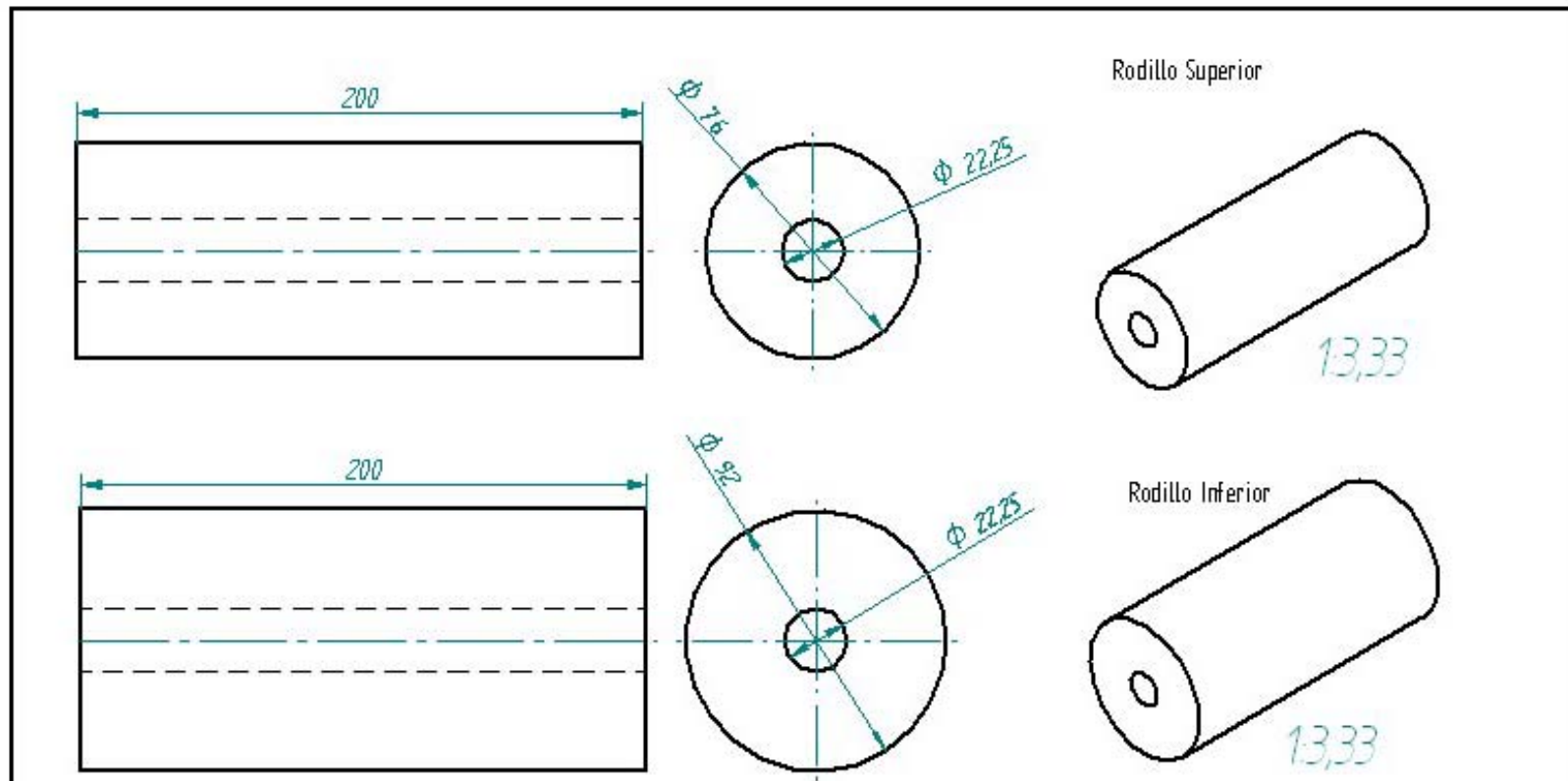
CORTE 0-0

	Nombre	Fecha	SOLID EDGE EOS-PLM SOLUTIONS		
Dibujado	PELLO FERNANDEZ	11/09/09	Título BALANCON IZQUIERDO		
	LUCELA GONZALEZ				
	WILMER ROA ESPINOZA				
Aprobado 1	ISRAEL GONZALEZ		A4 Plano PLSL-04 Rev		
Aprobado 2					
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°			Archivo: Ejes.dft		
			Escala 1:2	Peso	Hoja 17 de 27

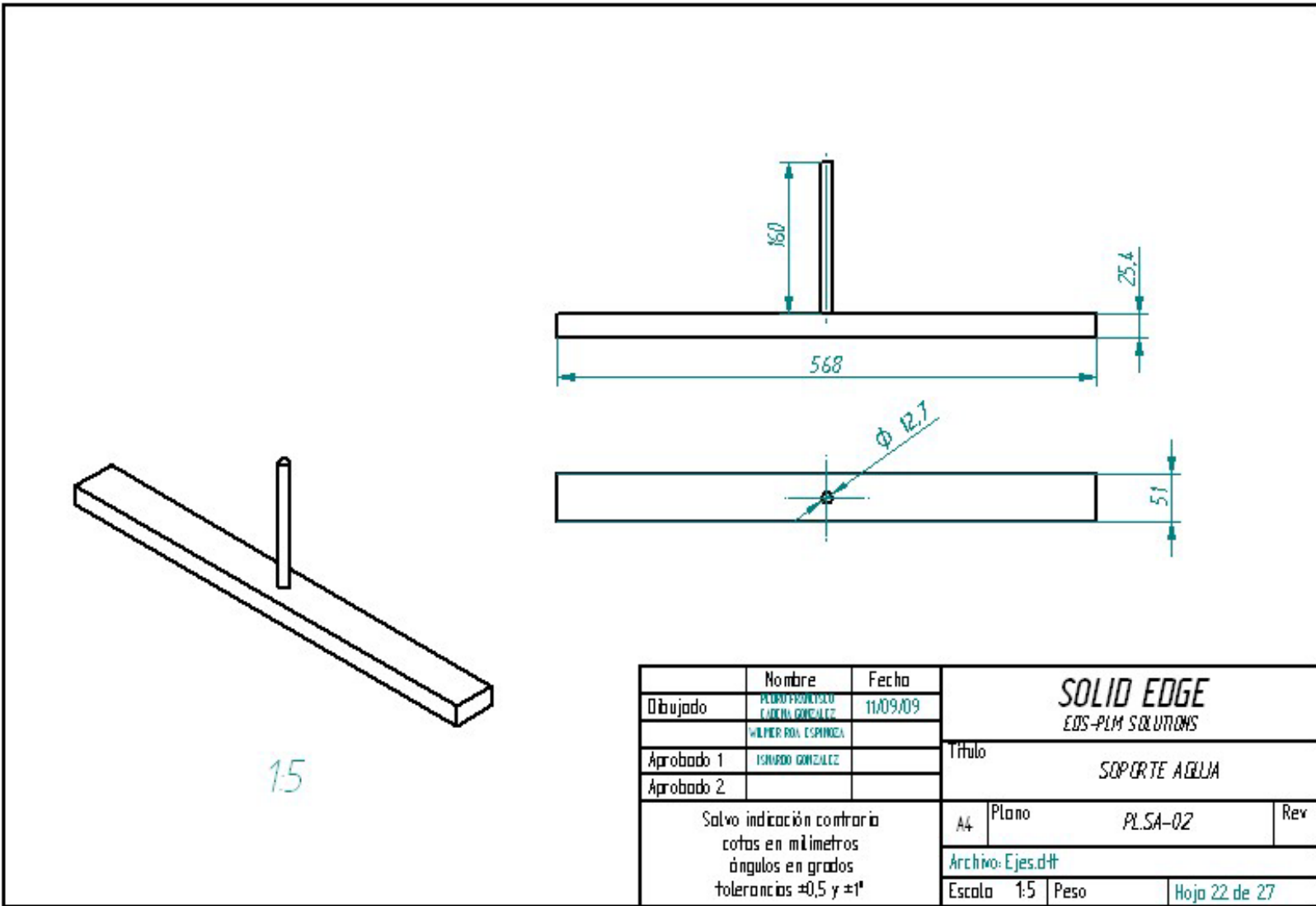




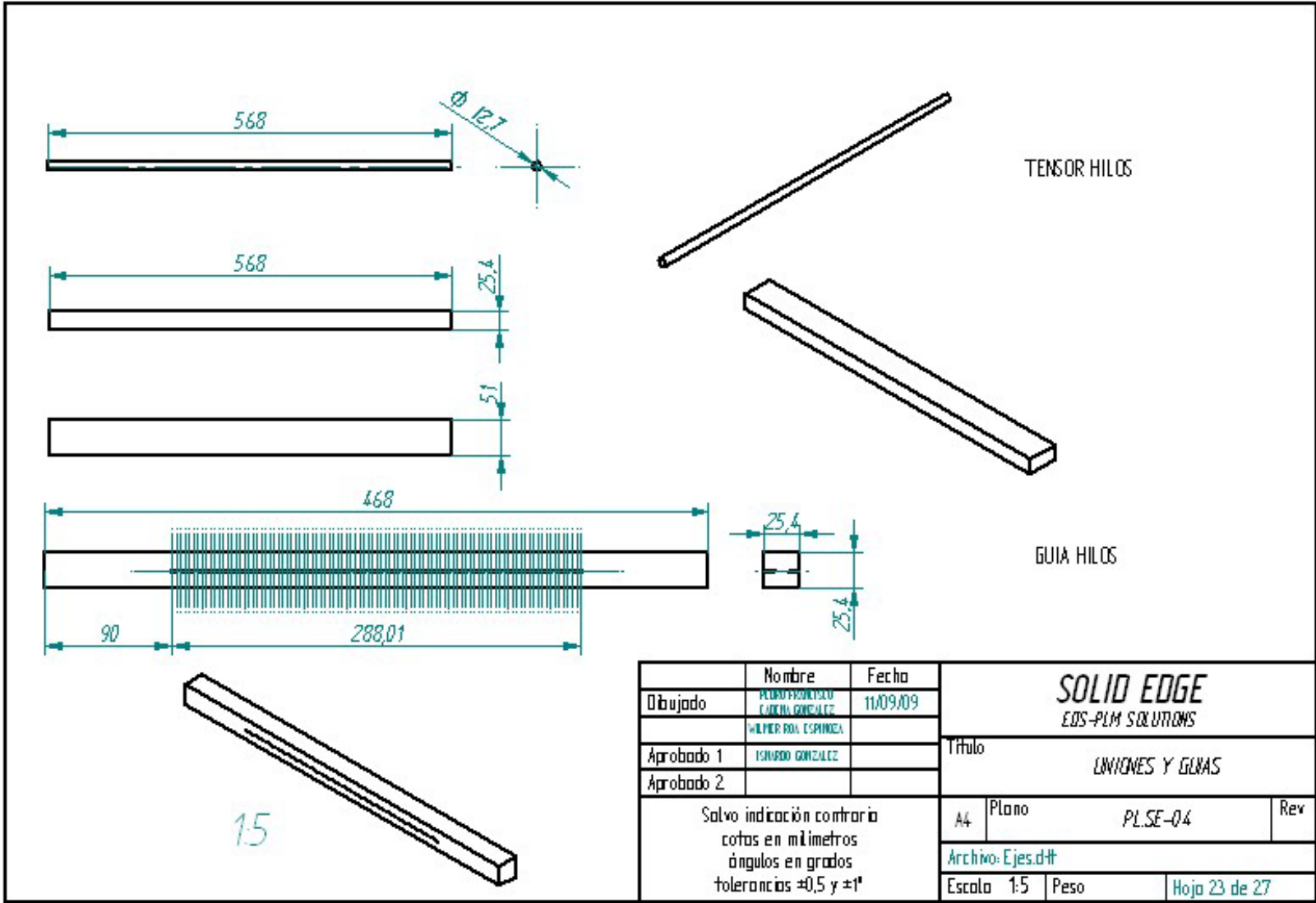


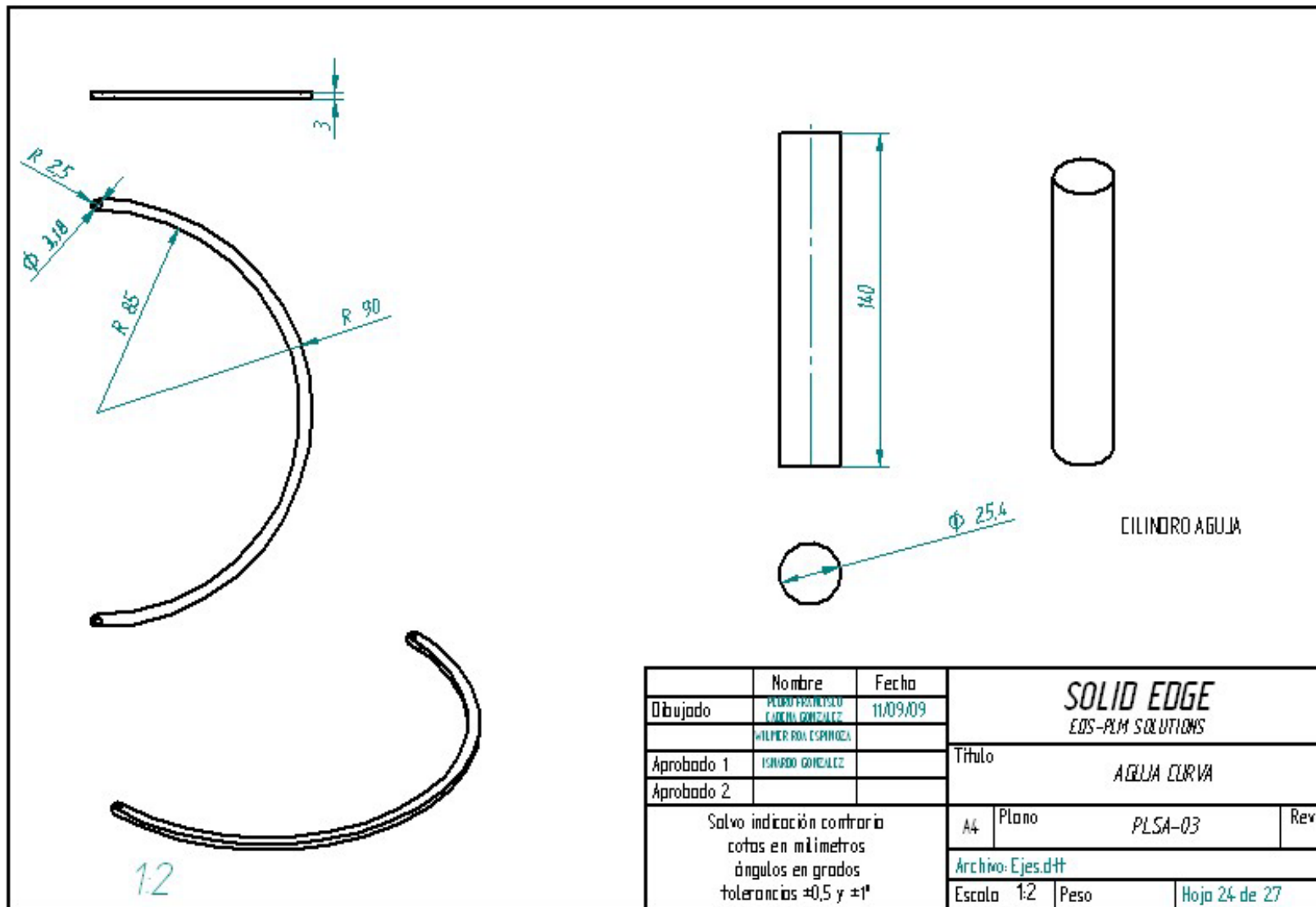


Nombre		Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS	
Dibujado	PLUMBER ROA ESPINOSA WILMER ROA ESPINOSA	11/09/09		
Aprobado 1	IGNACIO GONZALEZ			
Aprobado 2			A4 Plano PLSR-03 Rev	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1*			Archivo: Ejes.dft Escala 1:3.33 Peso Hoja 21 de 27	

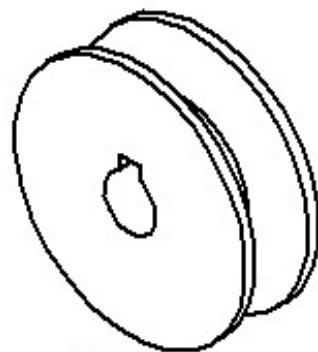


	Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS			
Dibujado	PEDRO FERNANDEZ WILMER ROA ESPINOZA	11/09/09				
Aprobado 1	ISMAEL GONZALEZ		Título			
Aprobado 2			SOPORTE AGUA			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°			A4	Plano	PLSA-02	Rev
			Archivo: Ejes.dft			
			Escala	1:5	Peso	Hoja 22 de 27

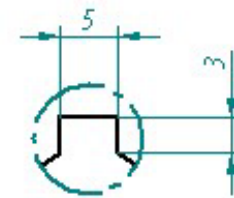
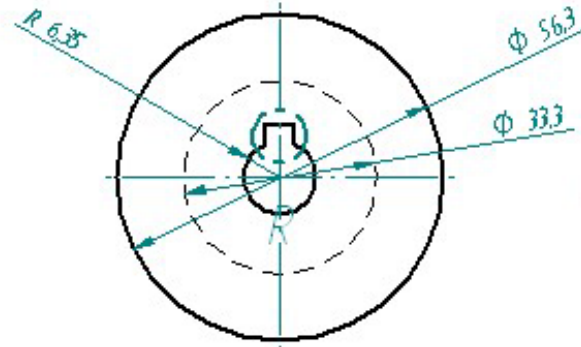
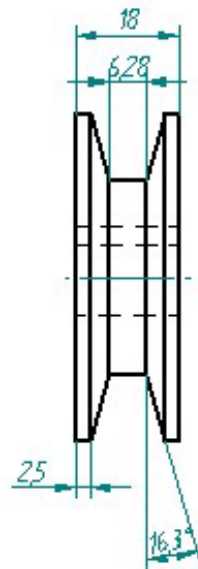




	Nombre	Fecha	SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS			
Dibujado	PELORO FORTINYSOU CAROLINA GONZALEZ	11/09/09				
	WILMER PDA ESPINOZA		Título			
Aprobado 1	ISMAEL GONZALEZ		AGUJA CURVA			
Aprobado 2						
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°			A4	Plano	PLSA-03	Rev
			Archivo: Ejes.dft			
			Escala	1:2	Peso	Hoja 24 de 27

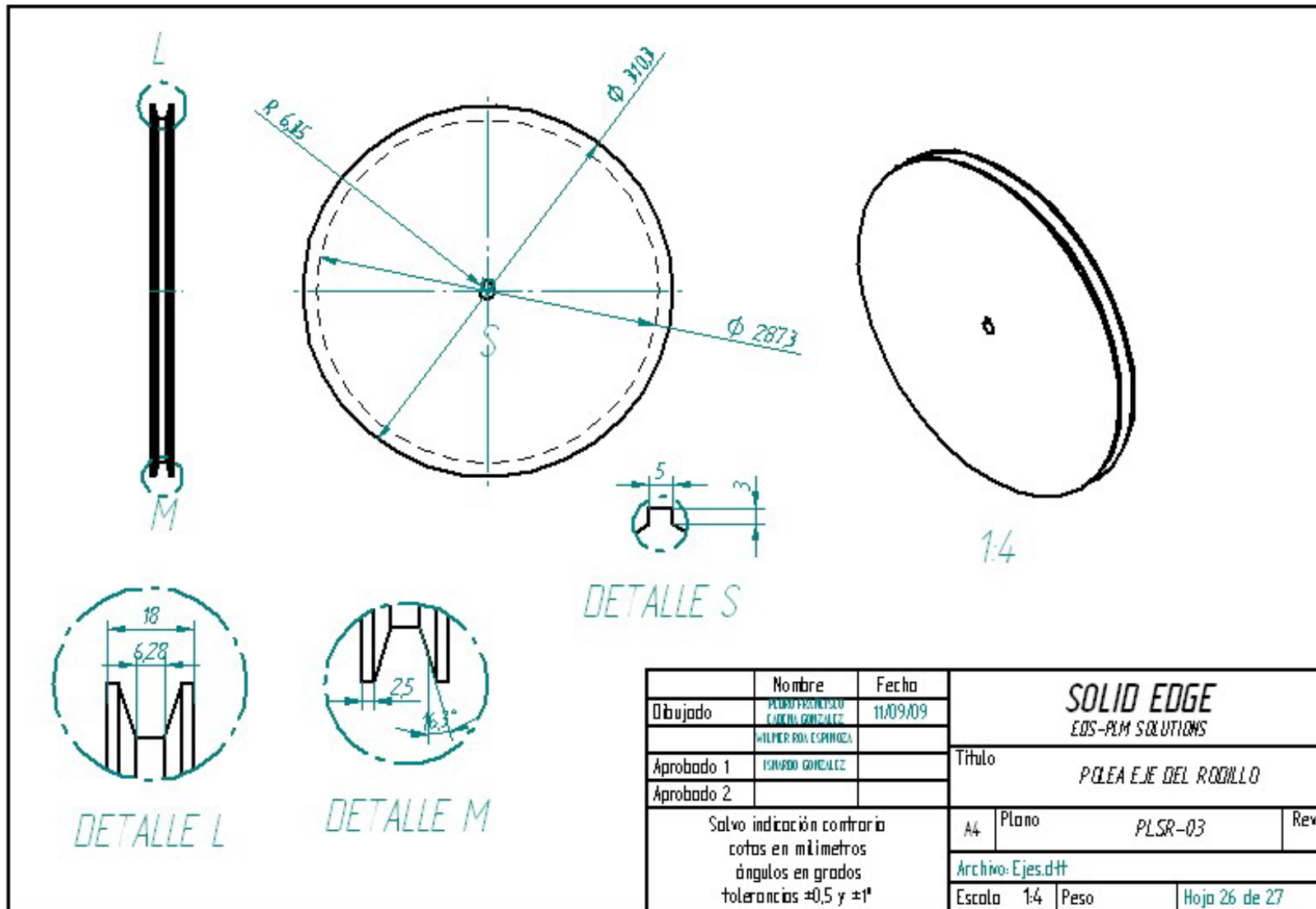


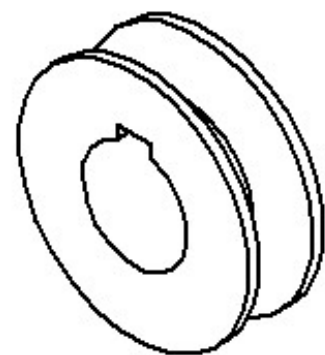
1:1



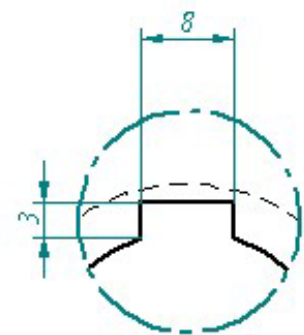
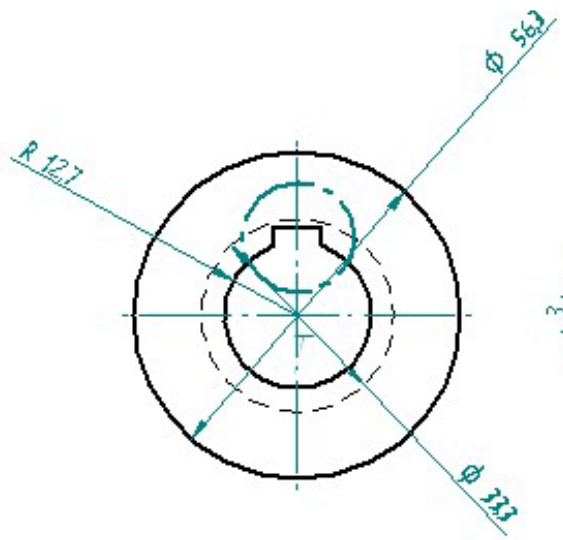
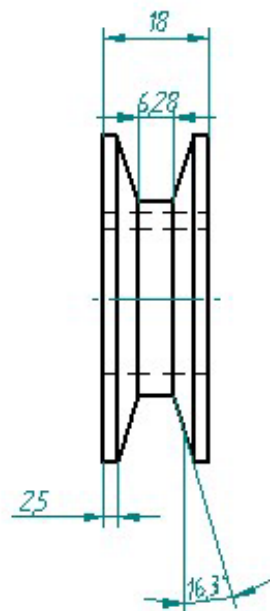
DETALLE R

		Nombre	Fecha	SOLID EDGE EOS-PLM SOLUTIONS		
Dibujado		PELORO FRONTSOLO EJEBEN GONZALEZ	11/09/09			Título POLEA EJE SIMPLE REDUCCION DE VELOCIDAD
Aprobado 1		ISIBARDO GONZALEZ		A4 Plano PLST-02 Rev		
Aprobado 2						Archivo: Ejes.dft
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°				Escala 1:1	Peso	Hoja 25 de 27





1:1



DETALLE T

Nombre		Fecha		SOLID EDGE EDS-PLM SOLUTIONS		
Dibujado		11/09/09				
Aprobado 1				PULEA PEQUEÑA EJE SISTEMA LIZOS		
Aprobado 2						
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^{\circ}$				Archivo: Ejes.dft		
				Escala 1:1 Peso Hoja 27 de 27		