

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO

**Diseño y Construcción de una Máquina Embaladora Semiautomática
para Plastex S.A.**

**Luis Felipe Fernández Ayala
Daisy Teresa Haro Urbano**

Tesis de grado presentada como requisito para la obtención del Título de Ingeniero
Mecánico.

Quito
Enero del 2010

® Derechos de autor
Luis Felipe Fernández Ayala
Daisy Teresa Haro Urbano
2010

AGRADECIMIENTOS

A Plastex S.A. por la confianza depositada en nosotros al realizar este proyecto.

A M y R por el soporte en la construcción de la máquina embaladora.

A nuestros profesores por la paciencia y las inconmensurables enseñanzas que de ellos
hemos recibido.

A nuestros padres y hermanos por el apoyo incondicional a lo largo de toda nuestra vida.

Resumen

Plastex S.A. es una empresa dedicada a la producción de toda clase de piezas en poliestireno y poliuretano. Con el afán de servir mejor a sus clientes y precautelar el buen estado de sus productos al llegar a su lugar de destino ha implementado un área de empaque. En dicha área se embala la producción a mano, lo cual significa un desperdicio de tiempo y material. Es por lo anterior que la compañía requiere de una máquina embaladora semiautomática que reduzca las pérdidas y que sea capaz de envolver la máxima cantidad de productos en el menor tiempo posible. El presente proyecto muestra el proceso de diseño y construcción de dicha máquina. Para el diseño de esta maquinaria se siguió una serie de pasos que pueden resumirse en: investigación, prediseño y diseño. La fase de investigación consiste en el levantamiento de los parámetros requeridos para el diseño. En el prediseño se tomó toda la información teórica y los datos obtenidos para hacer una serie de primeros bosquejos de cada una de las partes del equipo. En el diseño se muestran todos los cálculos reales de las necesidades y de lo que se quiere lograr y con base en esto y los resultados anteriores se preparan los planos. Con el diseño corregido y ajustado se empezó la construcción de la embaladora. Este último proceso se documenta detalladamente hacia el final de este trabajo.

Abstract

Plastex S.A. is a company dedicated to produce all kinds of pieces of polystyrene and polyurethane. In an effort to better serve their customers and to protect their products, to reach their destination, they have implemented a packaging area. The production is packed by hand, which means a waste of time and material. It is for this that the company requires a semi-automatic packaging machine that reduces the losses and be able to wrap the maximum amount of products. This project shows the process of designing and building such a machine. For the design of this machine is followed a series of steps that can be summarized as: research, predesign and design. The research phase involves the lifting of required parameters. In the predesign all the theoretical information and data were taken to make a series of first drafts of each piece of equipment. The design shows all the actual calculations and what needs to be achieved and based on this and previous results are preparing the plans. With the revised design, the wrapper construction began. This last process is documented in detail by the end of this work.

OBJETIVOS	1
PREFACIO	2
1. CAPÍTULO I	
INTRODUCCIÓN	3
1.1. “Espuma Flex”	3
1.2. Plastex S.A.	4
1.3. Análisis de los productos que se embalarán.	4
1.4. Análisis del proceso de embalaje.	5
1.5. Velocidad de embalaje	6
2. CAPÍTULO II	
PREDISEÑO	7
3. CAPÍTULO III	
RUEDA PORTA BOBINA	17
3.1. Transmisión de la Rueda porta bobina	17
3.2. Eje porta bobina	21
3.3. Discos de la Rueda Porta bobina	23
3.4. Motor de la Rueda Porta Bobina	25
3.5. Eje de transmisión	28
3.6. Apoyo y sujeción del motor de la rueda porta bobina a la estructura	30
3.7. Sistema de apoyo y sujeción de la rueda porta bobina a la estructura	33
4. CAPÍTULO IV	
BANDAS TRANSPORTADORAS	40
4.1. Cadena	40
4.2. Tubos Rectangulares (Travesaños)	41
4.3. Catalina	43
4.4. Motor	44
4.5. Eje	44
4.5.1. Eje (DISEÑO A)	45
4.5.2. Eje (DISEÑO B)	46
4.6. Chumacera	47

4.7.	Placas Portachumacera	49
4.8.	Riel UP y DOWN	52
4.9.	Patas de la Banda	53
5. CAPÍTULO V		
SISTEMA INICIO-FIN		55
5.1.	Mano	56
5.2.	Brazo	60
6. CAPÍTULO VI		
SISTEMA DE SUJECCIÓN DEL PRODUCTO		64
6.1.	Pistones para Sujetar el Producto	64
6.2.	Guías Laterales	69
7. CAPÍTULO VII		
CONSTRUCCIÓN		70
7.1.	Rueda Porta Bobina	70
7.1.1.	Transmisión de la Rueda porta bobina	70
7.1.1.1.	Pines	70
7.1.1.2.	Bocines	71
7.1.1.3.	Piñón Rueda	72
7.1.2.	Rodillos Tensores y Porta bobina	73
7.1.2.1.	Rodillos tensores	73
7.1.2.2.	Rodillo Porta bobina	74
7.1.3.	Discos de la Rueda Porta bobina	76
7.1.4.	Moto reductor	80
7.1.5.	Eje de Transmisión	81
7.1.6.	Apoyo y sujeción del motor de la rueda porta bobina a la estructura	81
7.1.7.	Sistema de apoyo y sujeción de la rueda porta bobina a la estructura	82
7.1.7.1.	Marco	83
7.1.7.2.	Chumaceras	84
7.1.7.3.	Eje sujeción	84

7.1.7.4.	Soporte de la Rueda	85
7.2.	Banda	85
7.2.1.	Cadena	85
7.2.2.	Tubos Rectangulares	87
7.2.3.	Piñones Banda	88
7.2.4.	Ejes Banda	90
7.2.5.	Chumaceras	91
7.2.5.1.	Chumacera fija	91
7.2.5.2.	Chumacera tensora	91
7.2.6.	Placas porta chumacera	91
7.2.6.1.	Placas porta chumacera fija	91
7.2.6.2.	Placa porta chumacera tensora	92
7.2.7.	Paralelo	93
7.2.8.	Riel Banda	93
7.2.9.	Angulo y Viga Banda	93
7.2.10.	Soportes	94
7.2.11.	Viga estructural banda	94
7.3.	Sistema de inicio y fin de embalaje	94
7.3.1.	Mano	94
7.3.1.1.	Base Cortadora	94
7.3.1.2.	Contra base	95
7.3.1.3.	Pistón Mano	95
7.3.2.	Brazo	96
7.3.2.1.	Pistón Brazo	96
7.3.2.2.	Placas Brazo	96
7.4.	Sistema de ajuste de paquetes	96
7.4.1.	Pistones para sujetar el producto	96
7.4.1.1.	Pistones	96
7.4.1.2.	Placa pistón	97
7.4.1.3.	Soporte rodillos	97
7.4.1.4.	Rodillo presión	98
7.4.1.5.	Pin rodillo	98
7.4.2.	Sistema de guiado de paquetes	98

7.4.2.1.	Guías	98
7.4.2.2.	Porta Guías	99

8. CAPÍTULO VIII

COMPARACIÓN ENTRE EL DISEÑO Y LA CONSTRUCCIÓN 100

8.1.	Rueda Porta Bobina	100
8.1.1.	Transmisión de la Rueda porta bobina	100
8.1.1.1.	Pines	100
8.1.1.2.	Bocines	100
8.1.1.3.	Piñón Rueda	100
8.1.2.	Rodillos Tensores y Porta bobina	100
8.1.2.1.	Rodillos tensores	100
8.1.2.2.	Rodillo Porta bobina	101
8.1.3.	Discos de la Rueda Porta bobina	101
8.1.4.	Moto reductor	101
8.1.5.	Eje de Transmisión	102
8.1.6.	Apoyo y sujeción del motor de la rueda porta bobina a la estructura	102
8.1.7.	Sistema de apoyo y sujeción de la rueda porta bobina a la estructura	102
8.1.7.1.	Placa de sujeción y tubo de sujeción	102
8.1.7.2.	Marco	102
8.1.7.3.	Chumaceras	102
8.1.7.4.	Eje sujeción	102
8.1.7.5.	Soporte de la Rueda	102
8.2.	Banda	103
8.2.1.	Cadena	103
8.2.2.	Tubos Rectangulares	103
8.2.3.	Piñones Banda	103
8.2.4.	Ejes Banda	103
8.2.5.	Chumaceras	103
8.2.5.1.	Chumacera fija	103
8.2.5.2.	Chumacera tensora	103

8.2.6.	Placas porta chumacera	104
8.2.6.1.	Placas porta chumacera fija	104
8.2.6.2.	Placa porta chumacera tensora	104
8.2.7.	Paralelo	104
8.2.8.	Riel Banda	104
8.2.9.	Angulo y Viga Banda	104
8.2.10.	Soportes	104
8.2.11.	Viga estructural banda	104
8.3.	Sistema de inicio y fin de embalaje	105
8.3.1.	Mano	105
8.3.1.1.	Base Cortadora	105
8.3.1.2.	Contra base	105
8.3.1.3.	Pistón Mano	105
8.3.2.	Brazo	105
8.3.2.1.	Pistón Brazo	105
8.3.2.2.	Placas Brazo	105
8.4.	Sistema de ajuste de paquetes	105
8.4.1.	Pistones para sujetar el producto	105
8.4.1.1.	Pistones	105
8.4.1.2.	Placa pistón	105
8.4.1.3.	Soporte rodillos	106
8.4.1.4.	Rodillo presión	106
8.4.2.	Sistema de guiado de paquetes	106
8.4.2.1.	Guías	106
CONCLUSIONES		107
RECOMENDACIONES		108
BIBLIOGRAFÍA		109
ANEXO I. Presupuesto Máquina Embaladora		110
ANEXO II. Plan de Construcción		113
ANEXO III. Planos		117

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Ubicación del paquete más ancho y largo dentro de la rueda porta bobina	5
Fuente: Propia	
Ilustración 2. Vista isométrica de la Máquina Embaladora	7
Fuente: Propia	
Ilustración 3. Pinza de Sujeción de Film.	8
Fuente: Propia	
Ilustración 4. Porta Bobina	10
Fuente: Propia	
Ilustración 5. Rueda porta bobina incluidos el motor y el sistema de transmisión.	10
Fuente: Propia	
Ilustración 6. Sistema de apoyo y sujeción a la estructura.	11
Fuente: Propia	
Ilustración 7. Rodillos tensores del film.	11
Fuente: Propia	
Ilustración 8. Banda Transportadora	12
Fuente: Propia	
Ilustración 9. Pistón de sujeción.	14
Fuente: Propia	
Ilustración 10. Estructura.	15
Fuente: Propia	
Ilustración 11. Guía Lateral	16
Fuente: Propia	
Ilustración 12. Rueda Porta Bobina.	17
Fuente: Propia	
Ilustración 13. Despiece Rueda: Perno Allen m8, Aros, Pin y Bocín.	18
Fuente: Propia	
Ilustración 14. Corte del pin de la Rueda Porta Bobina.	19
Fuente: Propia	
Ilustración 15. Distribución de los pines en la rueda porta bobina.	20
Fuente: Propia	
Ilustración 16. Porta Bobina.	21

Fuente: Propia	
Ilustración 17. Diagrama de cargas en el porta bobina.	22
Fuente: Propia	
Ilustración 18. Carga Cortante Máxima en la Plancha de la Rueda Porta Bobina.	24
Fuente: Propia	
Ilustración 19. Factor de Concentración de Esfuerzos para barras planas con agujeros circulares.	25
Fuente: Gere, James. Mecánica de Materiales. Pag 140.	
Ilustración 20. Diagrama de Transmisión de la Rueda Porta Bobina	28
Fuente: Propia	
Ilustración 21. Factor de Concentración de Esfuerzos para ejes escalonados en torsión.	29
Fuente: Gere, James. Mecánica de Materiales. Pag 250.	
Ilustración 22. Vista Frontal del Sistema de Apoyo y Sujeción del Motor.	31
Fuente: Propia	
Ilustración 23. Diagrama de fuerzas de la estructura para el motor de la rueda porta bobina.	31
Fuente: Shigley et al. Mechanical Engineering Desing. Pag. 439.	
Ilustración 24. Despiece Sistema de Apoyo y Sujeción.	33
Fuente: Propia	
Ilustración 25. Riel del Sistema de Sujeción.	33
Fuente: Propia	
Ilustración 26. Diagrama de cargas en el eje del Sistema de Sujeción.	34
Fuente: Propia	
Ilustración 27. Relación de velocidad entre la rueda porta bobina y los cojinetes.	35
Fuente: Propia	
Ilustración 28. Diagrama de carga sobre los cilindros del sistema de sujeción.	36
Fuente: Propia	
Ilustración 29. Placa del sistema de ajuste para los cilindros de sujeción.	38
Fuente: Propia	
Ilustración 30. Banda Transportadora	40
Fuente: Propia	
Ilustración 31. Cadena montada en la banda transportadora.	41

Fuente: Propia	
Ilustración 32. Dimensiones del tubo para la banda.	41
Fuente: Propia	
Ilustración 33. Carga puntual sobre el travesaño.	42
Fuente: Propia	
Ilustración 34. Vista isométrica del eje de la banda transportadora.	45
Fuente: Propia	
Ilustración 35. Esquema Eje de Transmisión de la Banda.	46
Fuente: Propia	
Ilustración 36. Esquema de la Chumacera que soportará el eje de la banda.	49
Fuente: www.skf.com	
Ilustración 37. Ensemble Rieles y placas de la Banda Transportadora	49
Fuente: Propia	
Ilustración 38. Placa Porta Chumacera en la banda.	50
Fuente: Propia	
Ilustración 39. Vista Lateral de la Banda Transportadora.	52
Fuente: Propia	
Ilustración 40. Sistema Inicio-Fin	55
Fuente: Propia	
Ilustración 41. Vista Frontal de la Base de la Mano	56
Fuente: Propia	
Ilustración 42. Despiece Sistema de Sujeción y Cortado de Film	56
Fuente: Propia	
Ilustración 43. Pieza Base de la Mano	57
Fuente: Propia	
Ilustración 44. Diagrama de Fuerzas Base de la Mano	58
Fuente: Propia	
Ilustración 45. Contra Base de la Mano	59
Fuente: Propia	
Ilustración 46. Despiece Sistema de Sujeción Brazo	60
Fuente: Propia	
Ilustración 47. Diagrama de Fuerzas del Brazo del Sistema Inicio-Fin	61
Fuente: Propia	

Ilustración 48. Guía Vertical.	64
Fuente: Propia	
Ilustración 49. Rodillos de las Guías Verticales.	65
Fuente: Propia	
Ilustración 50. Guía vertical montada en la estructura.	68
Fuente: Propia	
Ilustración 51. Guías Laterales.	69
Fuente: Propia	
Ilustración 52. Vista de la Maquina Embaladora	70
Fuente: Propia	
Ilustración 53. Eje de 15.9mm (5/8")	71
Fuente: Propia	
Ilustración 54. Pin	71
Fuente: Propia	
Ilustración 55. Tubo ASTM de ½	71
Fuente: Propia	
Ilustración 56. Bocin	72
Fuente: Propia	
Ilustración 57. Conjunto Completo Pin-Bocín	72
Fuente: Propia	
Ilustración 58. Figura Piñon Z18 p=1.5in	72
Fuente: Propia	
Ilustración 59. Rodillos Tensor y Porta Bobina montados en la Rueda	73
Fuente: Propia	
Ilustración 60. Rodillo M	73
Fuente: Propia	
Ilustración 61. Rodillo H	74
Fuente: Propia	
Ilustración 62. Porta Bobina M	75
Fuente: Propia	
Ilustración 63. Porta Bobina H	75
Fuente: Propia	
Ilustración 64. Placa Tapa	76

Fuente: Propia	
Ilustración 65. Esquema Placa Tope	76
Fuente: Propia	
Ilustración 66. Cortadora de plasma CNC trabajando y Esquema.	77
Fuente: Propia	
Ilustración 67. Aro soldado y Aro por soldar.	77
Fuente: Propia	
Ilustración 68. Aro montado en el proceso de centrado	77
Fuente: Propia	
Ilustración 69. Aros soldados a las placas	78
Fuente: Propia	
Ilustración 70. Hojas guía calzadas sobre los aros.	78
Fuente: Propia	
Ilustración 71. Medida de la Distancia entre perforaciones.	79
Fuente: Propia	
Ilustración 72. Proceso de perforación de los aros.	79
Fuente: Propia	
Ilustración 73. Aros perforados.	79
Fuente: Propia	
Ilustración 74. Aros, pines, bocines y ejes montados.	80
Fuente: Propia	
Ilustración 75. Motor y caja de reducción.	80
Fuente: Propia	
Ilustración 76. Eje de Transmisión.	81
Fuente: Propia	
Ilustración 77. Base y Columna de Sujeción del Motor	82
Fuente: Propia	
Ilustración 78. Contravientos.	82
Fuente: Propia	
Ilustración 79. Motor montado en la Estructura.	82
Fuente: Propia	
Ilustración 80. Placa y tubo de sujeción soldados al marco de la estructura.	83
Fuente: Propia	

Ilustración 81. Chumacera de Pared de 19mm.	84
Fuente: Propia	
Ilustración 82. Ejes de sujeción.	84
Fuente: Propia	
Ilustración 83. Rodillo de soporte de la rueda en eje de sujeción.	85
Fuente: Propia	
Ilustración 84. Cadena Después de Desarmar y Limpiar con Diesel.	85
Fuente: Propia	
Ilustración 85. Cadena sumergida en desoxidante.	86
Fuente: Propia	
Ilustración 86. Cadena después de la limpieza con cepillo.	86
Fuente: Propia	
Ilustración 87. Seguros de la Cadena.	87
Fuente: Propia	
Ilustración 88. Cadena Galvanizada.	87
Fuente: Propia	
Ilustración 89. Tubos cortados en longitudes de 1,15m.	88
Fuente: Propia	
Ilustración 90. Perforación de 5mm.	88
Fuente: Propia	
Ilustración 91. Perforación de 10 mm.	88
Fuente: Propia	
Ilustración 92. Piñon 40B36H	89
Fuente: Propia	
Ilustración 93. Sistema de transmisión de las bandas transportadoras y motor	89
Fuente: Propia	
Ilustración 94. Eje de transmisión.	90
Fuente: Propia	
Ilustración 95. Chavetero de 6x4	90
Fuente: Propia	
Ilustración 96. Ensamble de la Banda sin travesaños	90
Fuente: Propia	
Ilustración 97. Chumacera de pared de 25,4mm	91

Fuente: Propia	
Ilustración 98. Chumaceras tensoras.	91
Fuente: Propia	
Ilustración 99. Placa Porta Chumacera Fija	92
Fuente: Propia	
Ilustración 100. Placa cortada en CNC	92
Fuente: Propia	
Ilustración 101. Guía de la Chumacera	92
Fuente: Propia	
Ilustración 102. Placa, guía y tuerca soldada.	93
Fuente: Propia	
Ilustración 103. Placa Paralelo	93
Fuente: Propia	
Ilustración 104. Base y Contra base de la Mano.	95
Fuente: Propia	
Ilustración 105. Mano trabajando.	96
Fuente: Propia	
Ilustración 106. Pistones para Sujetar el Producto.	97
Fuente: Propia	
Ilustración 107. Soporte Rodillos	98
Fuente: Propia	
Ilustración 108. Guías Laterales trabajando	99
Fuente: Propia	

ÍNDICE DE FÓRMULAS

Ecuación 1.		18
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (13-35)</i>	
Ecuación 2		19
	Fuente: Gere, James. <i>Mecánica de Materiales. Ec. (5-13)</i>	
Ecuación 3		19
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (1-1)</i>	
Ecuación 4		20
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (17-33)</i>	
Ecuación 5		24
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (4-22)</i>	
Ecuación 6		26
	Fuente: Hibbeler, R.C. <i>Dynamics</i>	
Ecuación 7		27
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (4-41)</i>	
Ecuación 8		29
	Fuente: Gere, James. <i>Mecánica de Materiales. Ec. (3-78)</i>	
Ecuación 9		30
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (6-15)</i>	
Ecuación 10		32
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (8-50)</i>	
Ecuación 11		35
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (11-7)</i>	
Ecuación 12		36
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Tabla (4-3)</i>	
Ecuación 13		37
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (4-13)</i>	
Ecuación 14		37
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Tabla (8-7)</i>	
Ecuación 15		38
	Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (4-31)</i>	
Ecuación 16		42
	Fuente: Hibbeler, R.C. <i>Dynamics</i>	

Ecuación 17	45
Fuente: Hibbeler, R.C. <i>Dynamics</i>	
Ecuación 18	46
Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (4-37)</i>	
Ecuación 19	58
Fuente: Gere, James. <i>Mecánica de Materiales. Apéndice G.</i>	
Ecuación 20	65
Fuente: Shigley et al. <i>Mechanical Engineering Desing. Ec. (4-18)</i>	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades Físicas de la “Espuma Flex”.	3
Fuente: www.anape.es	
Tabla 2. Medidas máximas de la producción actual de Plastex S.A.	9
Fuente: Plastex S.A.	

OBJETIVO GENERAL:

Diseñar y construir una máquina semiautomática embaladora de planchas de poliestireno para la producción de la Empresa Plastex S.A.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Diseñar una máquina embaladora que sea capaz de envolver al 80% de los productos de la Empresa Plastex S.A. con film expansible en el menor tiempo posible.
- Construir la máquina embaladora, según se ha diseñado, en un lapso no mayor a cinco meses.

PREFACIO

La crisis económica que afecta a todo el planeta ha obligado a los industriales a optimizar aún más sus procesos productivos. Las nuevas tecnologías ayudan en gran medida al ahorro de recursos y de tiempo, con lo que se puede producir más a menor costo e incluso ayudan a reducir la contaminación ambiental por la reducción de desperdicios.

La principal forma de aminorar los tiempos muertos en una línea de producción es automatizándola adecuadamente. Dado que las máquinas, con un buen mantenimiento, son capaces de trabajar largas jornadas sin reducir su rendimiento, han sustituido al hombre en tareas monótonas que no requieren de la toma de importantes decisiones.

La empresa Plastex S.A., dedicada a la elaboración de piezas de poliestileno y poliuretano, pierde dinero por el excesivo tiempo que se requiere para el embalaje de sus productos. Es por esta razón que está buscando varias opciones para optimizar este proceso. La idea de importar esta maquinaria parecería la más acertada, pero los costos en recursos y tiempo de desaduanización lo impiden. Además, el equipo existente en el mercado solo permite embalar grandes planchas, lo que dejaría de lado a gran parte de la producción de esta compañía.

El presente proyecto pretende proveer a Plastex S.A. de la máquina embaladora que requiere para envolver en plástico el 80% de su producción, de forma semiautomática y en menor tiempo que al hacerlo manualmente. De esta manera se logrará reducir personal en esta área y con ello los costos de producción.

9. CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

9.1. “Espuma Flex”

“Espuma Flex” es el nombre que en Ecuador se le da al poliestireno expandido. Este material es ampliamente usado para fines diversos, siendo mayormente encontrado en envolturas de equipos delicados como electrodomésticos o muebles dada su capacidad de absorber grandes cantidades de energía de impacto. También se usa para aislamiento térmico y de humedad en la industria alimenticia y como aislante acústico en la construcción. Además es ampliamente utilizado para la decoración y con fines pedagógicos ya que es fácil de trabajar y no tóxico. En la *Tabla 1* se muestra un resumen de las propiedades físicas del poliestireno expandido (EPS) o “Espuma Flex”.

TABLA RESUMEN PROPIEDADES FÍSICAS			
PROPIEDADES	NORMA UNE	UDS.	VALORES MARGEN DE OSCILACIÓN
DENSIDAD Nominal	EN-1602	Kg/m ³	10-35
DENSIDAD Mínima		Kg/m ³	9-31.5
ESPESOR MÍNIMO		mm	50-20
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA λ (10°C)	92201	mW/(mK)	46-33
Tensión por COMPRESIÓN con deformación del 10%. (σ_{10})	EN-826	KPa	30-250
Resistencia permanente a la COMPRESIÓN con una deformación del 2%		KPa	15-70
Resistencia a la FLEXION (σ_B)	EN-12089	KPa	50-375
Resistencia al CIZALLAMIENTO	EN-12090	KPa	25-184
Resistencia a la TRACCION	EN-1607 EN-1608	KPa	<100-580
Modulo de Elasticidad		MPa	<1.5-10.8
Indeformabilidad al calor instantánea		°C	100
Indeformabilidad al calor duradera con 20.000 N/m ²		°C	80
Coefficiente de dilatación térmica lineal		1/K (xE-5)	5-7
Capacidad Térmica Específica		J/(kgK)	1210
Clase de reacción al fuego		-	M1 o M4
Absorción de agua en condiciones de inmersión al cabo de 7 días	EN-12087	% (vol.)	0.5-1.5
Absorción de agua en condiciones de inmersión al cabo de 28 días	EN-12087	% (vol.)	1-3
Indice de resistencia a la difusión de vapor de agua	92226	-	<20-120

Tabla 1. Propiedades Físicas de la “Espuma Flex”. [1]

9.2. Plastex S.A.

Plastex S.A. es una empresa dedicada a la producción de toda clase de piezas en poliestireno expandido y poliuretano modelado por inyección de plástico. Sus productos son usados mayormente para el embalaje de electrodomésticos, muebles y para artesanías. Además cuentan con una línea dedicada a la construcción para la cual fabrican alivianamientos de losa, planchas para juntas de dilatación, paneles con alma de “espuma flex” y malla electrosoldada y material decorativo para cornisas, columnas y cielo falso. [2]

También cuentan con una línea de jabs y gavetas que se venden principalmente a las industrias embotelladoras, de enlatados y de lácteos.

Plastex S.A. con el afán de servir mejor a sus clientes y precautelar el buen estado de sus productos al llegar a su lugar de destino ha implementado un área de empaque. En dicha área se embala la producción a mano, lo cual significa un desperdicio de tiempo y material. Es por lo anterior que la compañía requiere de una máquina embaladora semiautomática que reduzca las pérdidas y que sea capaz de envolver la máxima cantidad de productos en el menor tiempo posible.

9.3. Análisis de los productos que se embalarán.

Parte importante de la producción de Plastex S.A. son las planchas de “Espuma Flex”. El tamaño de estas planchas depende de las necesidades del cliente. Basados en el 80% de la producción se ha obtenido un listado de tamaños críticos para los cuales se realizará el diseño. De dicho listado se ha tomado los valores máximos y mínimos.

Con este criterio el paquete más pequeño sería de 660mm de largo por 240mm de ancho por 450 mm de altura, y el más grande de 2000mm de largo por 1000mm de ancho por 860 mm de altura. Estas dimensiones afectarán el tamaño de la máquina, especialmente al diámetro mínimo de la rueda porta bobina. En la *ilustración 1* se muestra la correspondiente relación entre el ancho y alto de los paquetes de “espuma flex” con el diámetro mínimo correspondiente.

$$\phi_{MIN} = \sqrt{ANCHO^2 + ALTO^2}$$

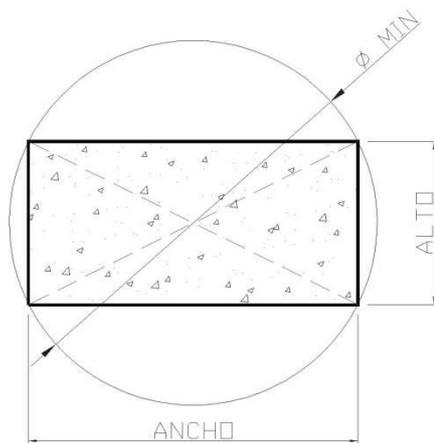


Ilustración 1. Ubicación del paquete más ancho y largo dentro de la rueda porta bobina.

9.4. Análisis del proceso de embalaje.

Actualmente la empresa cuenta con un área de empaque donde dos personas envuelven los bloques de planchas de “espuma flex” manualmente. Este proceso toma entre tres y cinco minutos y no es perfectible ya que depende de la habilidad de los trabajadores. Dado el volumen de producción se requiere que este tiempo sea menor y para optimizar gastos se busca que no más de una persona esté involucrada en el embalaje. Es por ello que se ha pensado en una máquina embaladora semiautomática que requiera de la atención de un trabajador y que embale el paquete en el menor tiempo posible.

El concepto básico de la máquina embaladora, que se construirá para el área de embalaje de Plastex S.A., es que la bobina de film gire alrededor del paquete de planchas de “espuma flex” mientras este avanza para crear un solape de film. Para ello se construirá una rueda donde se monte la bobina de film y dos bandas transportadoras que hagan avanzar a los productos a través de dicha rueda.

Como se mencionó anteriormente, en el Análisis de productos a embalar, el paquete más grande tiene 2000x1000x860 mm y se ha planteado envolverlo en 30 segundos utilizando una bobina de film de 25 cm de ancho. Para la mayor protección posible del paquete se ha escogido un solape de 5 cm lo que deja tan solo 15 cm por giro sin doble protección. Esto optimizará el consumo de plástico y asegurará que ninguna parte del paquete quede descubierta. A continuación se presenta un análisis de la

velocidad que deben tener las bandas transportadoras y la rueda porta bobina para cumplir con el objetivo antes planteado.

9.5. Velocidad de embalaje

Se desea que el paquete más grande se embale en 30 segundos, por ello debe la banda debe avanzar a una velocidad de 2 metros lineales en 30 segundos, lo que sería 4 metros lineales por minuto.

$$V_{banda} = \frac{4m}{min}$$

Debido a que habrá un solape del film de 5 cm por vuelta se debe avanzar en total 20 cm por giro. Entonces para completar los 2 metros se harán 10 vueltas en 30 segundos. Teniendo como resultado una velocidad angular de 20 revoluciones en un minuto.

$$\omega_{RuedaPortaBobina} = 20 \frac{rev}{min}$$

10.CAPÍTULO II

PREDISEÑO

El prediseño de la máquina embaladora se hizo en base a las operaciones que la máquina realizará para llegar a su objetivo final que es el de embalar la producción de la empresa Plastex S. A. Estas operaciones se han ordenado en siete etapas, que se detallarán a continuación. Un esquema de lo que se desea conseguir puede verse en la

Ilustración 2.

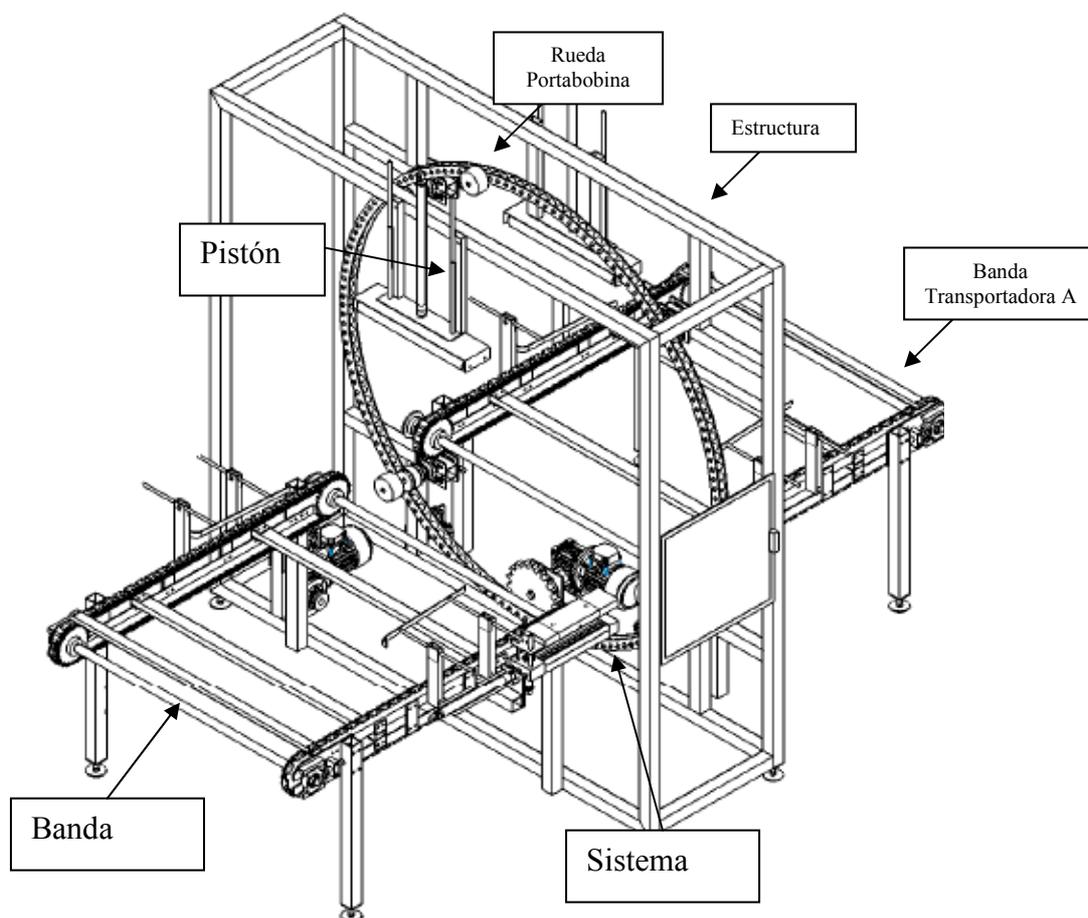


Ilustración 2. Vista isométrica de la Máquina Embaladora

Las etapas necesarias para embalar un paquete normal son:

1. *Comienzo Sujeción del Film:* Luego que los paquetes se han transportado en la banda transportadora y se encuentran listos para embalar en el sector de la rueda porta bobina, el film debe ser sujetado a los productos. Elementos de este sistema serán: un sensor de

presencia que notifique que el producto está listo para ser envuelto y una pinza sujetadora del film.

1.1. Sujetador del Film: El sistema sujetador del film debe estar conformado por una pinza que tome el plástico en todo su ancho para evitar que este se rompa. Además debe estar unido a la parte fija de la embaladora y tener un mecanismo que remueva dicha pinza cuando empiece el avance y que la coloque cerca del plástico para cortarlo al terminar de embalar el paquete. Para abrir y cerrar la pinza, así como para acercarla al rodillo de film, se usarán pistones neumáticos. En la *Ilustración 3* se muestra la primera idea de este sistema, el cual debe sujetar el film mientras se da la primera vuelta para que el film se pegue sobre sí mismo. Durante esta primera vuelta, las bandas transportadoras se encuentran apagadas y por ende el paquete está quieto en el centro de la rueda porta bobina, de esta manera se protegerá adecuadamente el paquete.

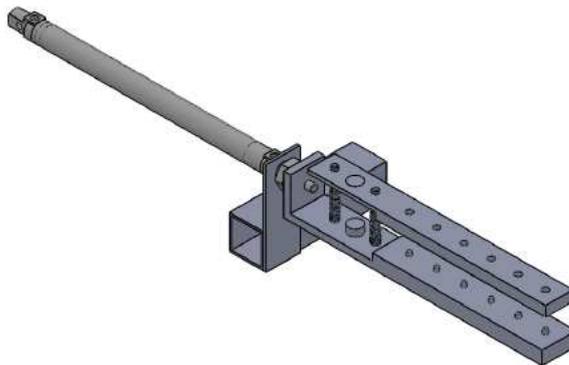


Ilustración 3. Pinza de Sujeción de Film.

- 1.2. Sensor A de presencia del paquete: Este sensor notificará que el producto está próximo al comienzo del embalaje, lo que accionará la etapa de sujeción, giro de la rueda porta bobina y descenso del pistón de sujeción. Deberá ser un sensor de presencia unido a la bancada en el área cercana a la de la bobina de plástico para envolver.
2. *Giro de la Rueda porta bobina:* Este es el proceso más importante ya que es donde se envuelve al producto en film. Para envolver los productos se requiere de dos procesos fundamentales, el giro de la bobina de film alrededor del producto y el avance de los productos para crear un solape de film y envolver los paquetes completamente. Para el

giro de la bobina se requiere básicamente de una rueda que rote, donde se sujetará dicha bobina, y un sistema de sensores para saber cuando empezar y cuando detenerse.

2.1. Rueda: La rueda debe ser de un material lo suficientemente fuerte y rígido considerando el tamaño que se requiere que tenga para que pasen los paquetes más grandes. A este dispositivo se le unirá pines para simular una cadena para la transmisión del movimiento. Para el diámetro mínimo de la Rueda se ocupa las dimensiones más altas y anchas de los paquetes de “espuma flex” a embalar de la producción actual de Plastex S.A. Tomando en cuenta que ambas medidas afectan al diámetro mínimo, en la *Ilustración 1* se muestra la correspondiente relación entre el ancho y alto de los paquetes de “espuma flex” con el diámetro mínimo correspondiente y en la *Tabla 2* se resume las medidas críticas y el diámetro mínimo que la rueda porta bobina debe tener.

MEDIDAS DEL PAQUETE		DIAMETRO MÍNIMO (cm)
ANCHO MAX	ALTO MAX	
100	86	131,89

Tabla 2. Medidas máximas de la producción actual de Plastex S.A. /3/

Los paquetes muestran que el diámetro mínimo es de 131.89 cm. Pero debido a que se debe ubicar la bobina de Film, debemos añadir el radio y una holgura para su mejor desempeño. Las Medidas de la Bobina de Film Standard son de 250mm de largo y 75mm de diámetro. Por ello el Diámetro interno de la rueda debe ser mayor a 150 cm y se ha escogido 160cm.

2.2. Porta bobina: Este elemento es un eje donde se montará la bobina de film. El eje debe ser lo suficientemente resistente para soportar el peso de la bobina así como las tensiones que se generan cuando esta gira. Además, debe estar sujeto a la rueda antes mencionada mediante un sistema de rodamientos que le ayude a girar sobre su propio eje para que permita el desprendimiento del film de la bobina. Al final del porta bobina se requiere de un elemento que sujete la misma y que se puede

abrir y cerrar para cambiarla. En la *Ilustración 4* se aprecia un bosquejo del porta bobina.

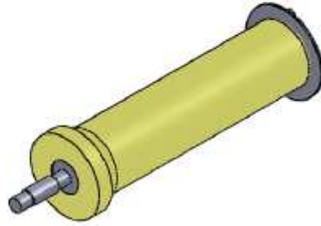


Ilustración 4. Porta Bobina

2.3. Sistema de transmisión: Para que la rueda gire es necesario conectarla a un motor que le dé este movimiento. Como no es posible conectar directamente el motor a la rueda se requiere de un sistema de transmisión que reduzca las velocidades del motor y que transmita la rotación a la rueda. Para que la rueda gire se unirá a su perímetro pines para simular una cadena que al engranarse a una rueda dentada (catalina) transmitirá el movimiento del motor. Un esquema de ello se presenta en la *Ilustración 5*.

2.4. Motor de la Rueda: El motor de la rueda porta bobina es el que proveerá de la energía necesaria para que la rueda gire. Se ubicará en la parte inferior de la máquina unido a la bancada mediante pernos para que sea de fácil remoción al momento de hacer el mantenimiento.

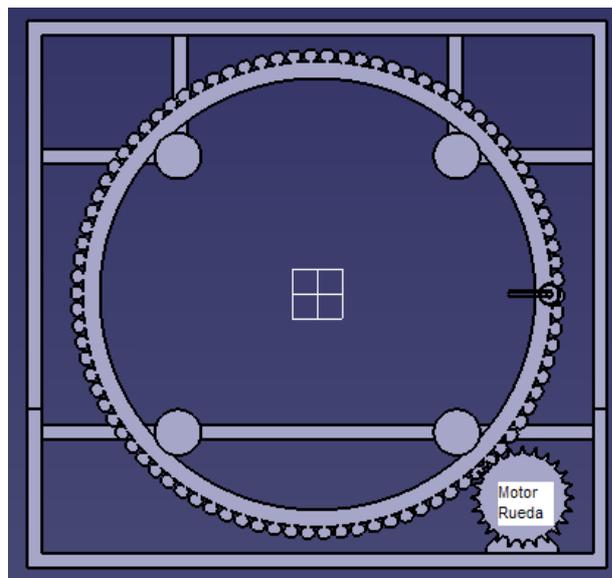


Ilustración 5. Rueda porta bobina incluidos el motor y el sistema de transmisión.

2.5. Sensor C de presencia (+ sensor A): El sensor de presencia C notificará que las planchas han llegado a la rueda porta bobina. Cuando la señal de este sensor

indique que hay productos en la rueda porta bobina, ésta se accionará y empezará a girar. El sensor A, ubicado antes de la rueda porta bobina, también ayudará a esta acción como puede notarse posteriormente.

- 2.6. Sistema de apoyo y sujeción a la estructura: Para que la rueda gire sin deslizarse es necesario un sistema de guía y apoyo en la estructura el cual consiste en rodamientos unidos a la bancada que sostendrán la rueda para que no se desplace vertical u horizontalmente y gire sin problemas. Estos rodamientos estarán distribuidos alrededor de la rueda separados 90° entre sí y tendrán al final una arandela de mayor diámetro para evitar que la rueda se pueda mover horizontalmente.

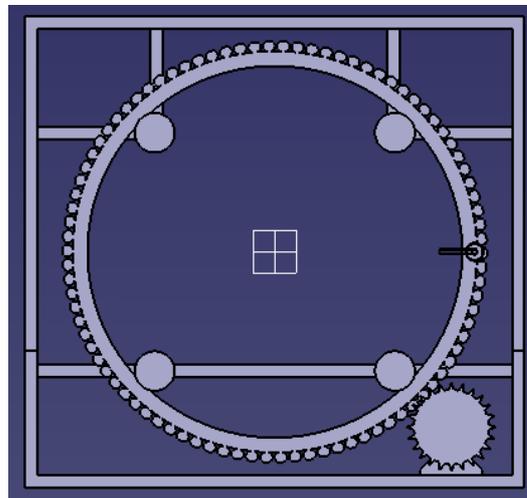


Ilustración 6. Sistema de apoyo y sujeción a la estructura.

- 2.7. Rodillos tensores del film: Si la tensión es demasiado baja no se podrá embalar correctamente y si es demasiado alta romperá el film. Para regular esta tensión se colocarán dos rodillos por los que se hará pasar el film. Este sistema de tensión se ubicará junto al eje porta bobina y tomará el film luego de la bobina. La primera idea de este sistema tensor se presenta en la *Ilustración 7*.

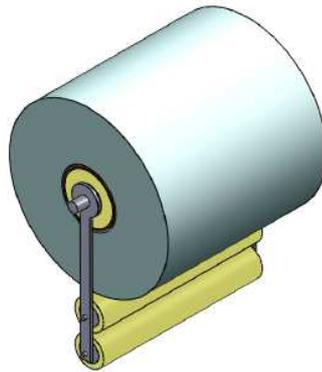


Ilustración 7. Rodillos tensores del film.

3. *Avance del producto*: El avance del producto es el segundo proceso más importante. Se requiere que el producto avance mientras la rueda gira para que se envuelva el producto. Para ello se pondrá bandas transportadoras que den el movimiento al producto y sensores que las enciendan o apaguen. Una vista de estas bandas puede observarse en la *Ilustración 8*.

3.1. Banda transportadora A: Esta banda es la que se ubica antes de la rueda porta bobina. La longitud de la banda dependerá de las dimensiones del paquete y siendo el más largo de 2 m se tomará una longitud de 1.2 m. De esta manera se asegura que el centro de gravedad del paquete más largo esté dentro de la banda transportadora, lo que ayudará a que no se caigan los productos.

3.2. Banda transportadora B: La banda B se encenderá al prenderse el sensor C y trabajará a la misma velocidad de la banda A. Las bandas estarán compuestas de dos cadenas que transmitan el movimiento y un material que las una y provea el soporte para el producto, el mismo que debe ser lo suficientemente liso para que los productos no se peguen a la banda pero que tampoco resbalen. Este material debe ser metálico para evitar la electricidad estática.



Ilustración 8. Banda Transportadora

- 3.3. Sensores de presencia del paquete (A, B y C): El sensor de presencia A se ubicará antes de la rueda porta bobina, su función será accionar la banda transportadora A cuando se registre la presencia de productos a la entrada de la máquina. El sensor de presencia C detendrá el avance de la banda A y accionará la pinza que sujetará el film y la rueda para dar la primera vuelta. Luego del primer giro se volverá a encender la banda A y el producto avanzará. Además, la pinza soltará el film y volverá a su posición. El sensor de presencia B se ubicará luego de la rueda porta bobina y es el que accionará el pistón de sujeción B y la banda transportadora B.
- 3.4. Motor y sistema de transmisión: Al igual que en la rueda, para que se muevan las bandas es necesario un motor que brinde el movimiento y un sistema de transmisión que mueva las catalinas de las cadenas y que además reduzca las revoluciones de salida del motor. Debido a que la velocidad de avance de las bandas es la misma se usará un solo motor y el sistema de transmisión será por un juego de catalinas y cadena.
4. *Descenso del Pistón de Sujeción A:* Para que los productos no se desordenen dentro del paquete y sean correctamente embalados es necesario presionarlos desde arriba. Para esta sujeción se ha pensado en un pistón neumático que al final tiene uno o varios rodillos que evitarán que se deforme el material y permitirán el avance del mismo. Este pistón se ubicará antes de la rueda porta bobina por lo que recibe el nombre de “A”.
- 4.1. Sensor A: Como ya se mencionó, el sensor A será un sensor de presencia que indique si el producto está cerca de la rueda porta bobina. En este caso si el sensor indica la presencia de planchas se accionará un pistón que sujete los productos.

- 4.2. Pistón A: Este elemento presionará a las planchas para que no se desordenen antes de su entrada al área de embalaje y se unirá a una toma de aire comprimido mediante reguladores de caudal para controlar su velocidad.
- 4.3. Rodillos A: Los rodillos estarán montados al final del pistón y evitarán que el paquete se desordene. Estarán montados sobre rodamientos para evitar la fricción. El largo mínimo de los mismos será de 46 cm, que es el ancho mínimo de los paquetes de la producción de Plastex S.A.
- 4.4. Sistema de sujeción del pistón a la estructura: El pistón se sujetará en la parte superior de la estructura mediante pernos y placas que lo alejen lo suficiente de la rueda porta bobina. Un bosquejo de este sistema puede verse en la *Ilustración 9*.

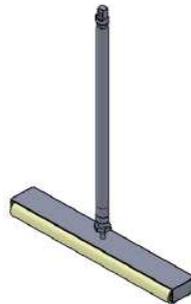


Ilustración 9. Pistón de sujeción.

5. *Descenso del Pistón de Sujeción B*: El pistón de sujeción B ayudará al pistón A para que no se desordenen las piezas dentro del paquete, además ayudará a que el producto no caiga de la banda transportadora B cuando se termine el proceso de embalaje. Se ubicará a la salida de la rueda porta bobina, sobre la banda transportadora B. Los elementos que se requieren en esta etapa son los mismos que se mencionaron en el proceso anterior.
6. *Fin Cortar el Film*: Cuando se termine el proceso de embalaje es necesario separar el film de la bobina, para ello se requerirá de una selladora para el corte y un sistema de sensores que alerte al operario de que el proceso de embalaje ha terminado.
- 6.1. Sensor C y A: Cuando el sensor A deje de registrar la presencia de producto las bandas transportadoras se detendrán y la rueda porta bobina dará su último giro y ubicará la bobina en la posición inicial. Luego que la bobina ha llegado a la posición de arranque se cortará el film y se accionará la banda B. Al dejar de

recibir la señal del sensor C, una alarma se activará para avisar al operario que el proceso ha terminado.

6.2. Selladora: La selladora es un hilo caliente que corta el film. Esta se accionará cuando el sensor A notifique que no hay productos en la entrada de la rueda porta bobina pero sí se registre la presencia de paquetes en el área de dicha rueda. Este hilo de calor estará ubicado en la pinza que sujetará el film.

6.3. Sistema de sujeción a la estructura: La selladora debe estar conectada a la pinza sujetadora del film, ya que cuando apenas se corte el film ya debe estar sujeto para el siguiente producto. Se la conectará mediante pernos para que sea fácil removerlo para mantenimiento.

Si bien es cierto, la estructura no influye en una función específica, es vital para el funcionamiento de la máquina porque es la que mantendrá unidos los subsistemas antes mencionado. En base a las dimensiones antes mencionadas se propone la estructura que se bosqueja en la *Ilustración 10*.

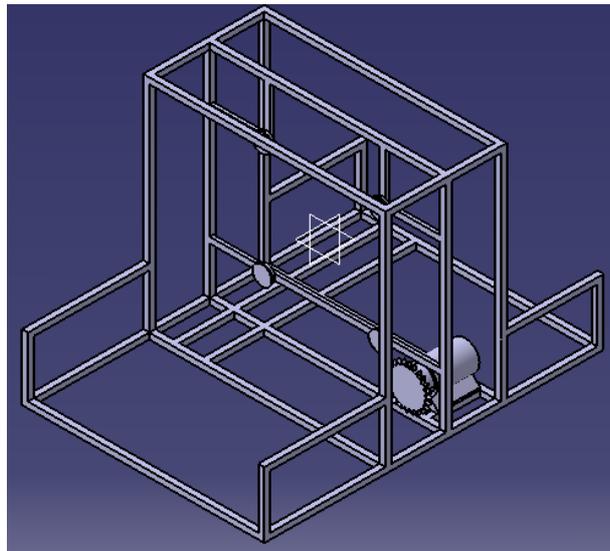


Ilustración 10. Estructura.

Si luego de que se realicen las primeras pruebas con la máquina embaladora se ve la necesidad de ubicar otros soportes para evitar el desorden dentro del paquete se recurrirá a lo siguiente:

7. *Guías Fijas*: La primera etapa para el proceso de embalaje es el ajuste de guías, ubicadas manualmente, que ayuden a sujetar los productos que van a ser protegidos.

Para ello se pondrán dos guías a los lados unidas por un sistema de tornillo que las acerque o aleje dependiendo del tamaño de las planchas que serán embaladas. Para este proceso se necesita:

- 7.1. Guías: Las guías serán preferiblemente de material inoxidable ya que no pueden pintarse por la fricción a la que están sometidas al paso de los productos. La altura a la que se ubique estas guías dependerán de el alto máximo que se requiera embalar.
- 7.2. Sistema de ajuste: Este sistema ayudará a que las guías tomen la distancia necesaria para que pasen las planchas de “espuma flex”. Tendrá que estar bien centrado para lograr que los productos queden en la posición adecuada para envolverlos, para ello se hará canales con marcas para los principales grupos de productos a embalar. Estos canales permitirán mover los guías y ajustarlas mediante pernos. Un esquema de este sistema se muestra en la *Ilustración 11*.

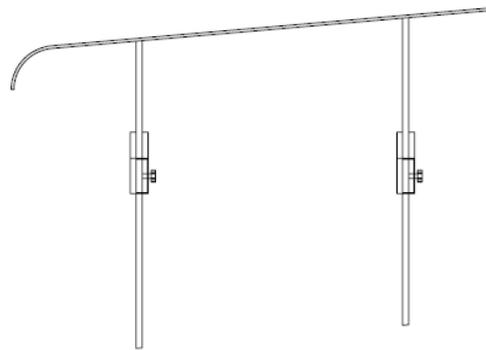


Ilustración 11. Guía Lateral

11.CAPÍTULO III

RUEDA PORTA BOBINA

La rueda porta bobina es la parte más importante de la máquina embaladora. Su función es transportar la bobina de film alrededor del paquete de poliestireno para envolverlo. Esta rueda está conformada por dos discos de acero A36 los cuales se unen mediante pines que harán las veces de dientes de engranaje para transmitir el movimiento desde la catalina unida al motor hacia la rueda.

Dentro de este conjunto también se considera el sistema de tensión, el eje porta bobina y la sujeción de la rueda a la estructura. Estos elementos están conformados por ejes de acero rodeados de duralón y soportados por rodamientos.

A continuación se detallan cada uno de los elementos de la rueda porta bobina.

11.1. Transmisión de la Rueda porta bobina

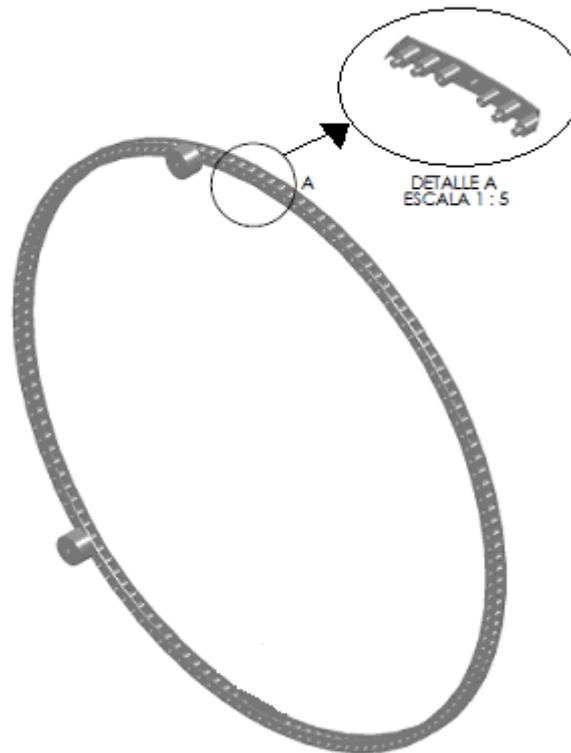


Ilustración 12. Rueda Porta Bobina.

La rueda porta bobina estará conformada por dos discos de acero en los cuales se insertarán pines para transmitir el movimiento. Una vista de la rueda y el despiece de los pines pueden observarse en la *Ilustración 12* y *13* respectivamente.

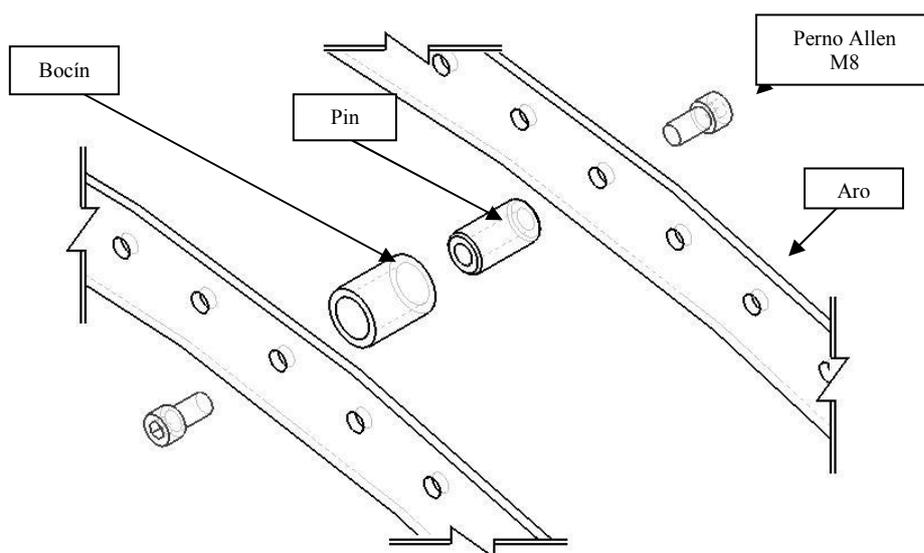


Ilustración 13. Despiece Rueda: Perno Allen m8, Aros, Pin y Bocín.

Los pines estarán formados de un cilindro y un bocín de acero que ayudará a minimizar el desgaste. Los pines, que hacen las veces de dientes de engranaje, estarán sometidos a la fuerza que les imprima el motor por medio de la catalina. La carga transmitida puede expresarse como:

$$F_t = \frac{W_{rueda}}{2\pi r \omega_{RuedaPortaBobina}}$$

Ecuación 1 [4]

Donde W_{rueda} es la potencia del motor cuyo cálculo se muestra posteriormente y r es el radio del círculo que forman los centros de los pines. No se ha tomado en cuenta la eficiencia del motor ni de la caja de engranajes ya que se quiere comprobar la resistencia de los pines a la carga máxima a la que pueden estar expuestos. Entonces:

$$F_t [N] = \frac{60 * 10^3 * W_{rueda} [W]}{2\pi [mm] * \omega_{RuedaPortaBobina} [rpm]}$$

$$F_t = \frac{60 * 10^3 * 1,5hp * \frac{746W}{1hp}}{2\pi(891mm) * 20rpm} = 599,64N$$

Esta es la fuerza tangente que se aplica sobre un diente. Para calcular la fuerza radial se hace una relación con el *ángulo de ataque* del diente del engranaje pero debido a que en este caso son cilindros la fuerza radial es igual a 0, por lo que la carga que actúa sobre el pin es 599,64N. Este pin será un eje de 15,88mm (0,625in) de diámetro, perforado y roscado interiormente para pasar por él pernos M8 que lo sujeten a la estructura. El momento máximo que este sistema soportará será en la unión con las planchas por lo que se debe calcular el esfuerzo en estos puntos. Si se considera que la carga se ejerce sobre el centro del pin y este tiene una longitud de 30 mm, el momento máximo será:

$$M_{pin} = F_t * \frac{0,03}{2} = 8,99Nm$$

El esfuerzo axial causado por un momento se representa matemáticamente como:

$$\sigma = \frac{My}{I}$$

Ecuación 2 [5]

Donde M es el momento calculado anteriormente

Y es la longitud máxima desde el eje neutro, en este caso el radio externo.

I es la inercia del pin. Para calcularla en la *Ilustración 14* se muestran las dimensiones del pin.

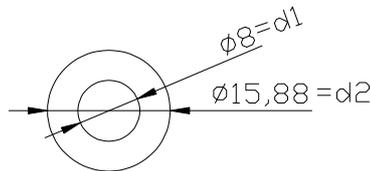


Ilustración 14. Corte del pin de la Rueda Porta Bobina.

Entonces el esfuerzo máximo para el pin será:

$$\sigma = \frac{Mr_2}{\frac{\pi}{4}(r_2^4 - r_1^4)} = \frac{8,99 * 0,00794}{\frac{\pi}{4}(0,00794^4 - 0,004^4)} = 24,46MPa$$

Tomando en cuenta que los pines son de acero A36 con un límite de fluencia de 220MPa [4], se tiene un factor de seguridad de,

$$n_{seguridad} = \frac{\sigma_{Permisible}}{\sigma_{max}} = \frac{220E + 6}{24,46E + 6} = 8,18$$

Ecuación 3 [4]

Los pernos soportarán casi el mismo esfuerzo que los pines y dado que el perno menos resistente soporta hasta 225MPa [4] el factor de seguridad será aceptable también.

Se usarán 147 pines ($n_{eslabones}$) con una distancia entre centro de pines de $d_{eslabon} = 38,1mm$, de tal manera que se pueda ajustar al paso de una catalina estándar de 1,5 pulgadas. Los 147 pines están dados por el radio que forman los centros de los cilindros que debe ser mayor a 0.80 metros, pero no tan grande para evitar el excesivo ancho de las planchas que soportarán los pines.

$$R_{CentrosPines} = \frac{n_{eslabones} * d_{eslabon}}{2\pi} = \frac{147 * 0,0381}{2\pi} = 0,891m$$

Un esquema de la ubicación de los pines sobre los discos se puede observar en la *Ilustración 15*.

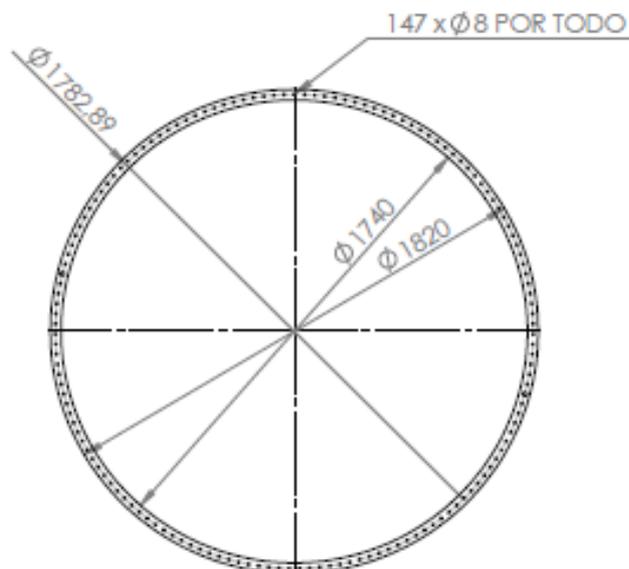


Ilustración 15. Distribución de los pines en la rueda porta bobina.

Para evitar el desgaste rápido propio de este tipo de mecanismos se usarán bocines endurecidos, los mismos que simularán los rodillos de una cadena de transmisión de potencia. La ACA (American Chain Association) recomienda calcular la potencia máxima que soportarán los rodillos de una cadena con la siguiente fórmula.

$$H = \frac{1000K_r N_1^{1,5} p^{0,8}}{n_1^{1,5}} [hp]$$

Ecuación 4 /4/

Donde K_r es una constante que en este caso recibe el valor de 17, porque el número de la catalina es 120.

N_1 es el número de dientes de la catalina, en este caso 18.

p es el paso de la cadena en in, en este caso 1,5in.

n_1 es la velocidad de la catalina en rpm, en este caso 163,33 rpm, como se mostrará más adelante.

Entonces,

$$H = \frac{1000 * 17 * 18^{1,5} * 1,5^{0,8}}{163,33^{1,5}} = 860,26 [hp]$$

Lo que significa que los bocines endurecidos soportarían hasta 500 veces la potencia que el motor transmitirá.

Un dato importante es el peso de este sistema por lo que se ha hecho un estimado de peso de cada pin que está conformado por un cilindro de acero y un bocín del mismo material.

$$P_{pin} = P_{cilindro} + P_{bocin} = \gamma_{Acero} * V_{cilindro} + \gamma_{Acero} * V_{bocin}$$

$$P_{pin} = 77000 * \pi * 0,03 * 0,0079^2 + 77000 * \pi * 0,03 * (0,011^2 - 0,0079^2) = 0,896N$$

11.2. Eje porta bobina

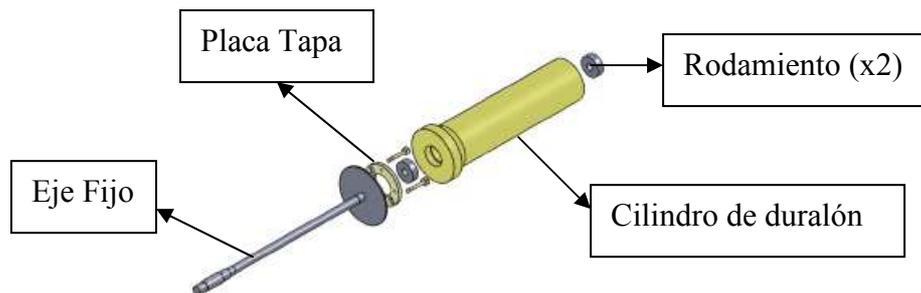


Ilustración 16. Porta Bobina.

El eje porta bobina será un rodillo loco donde se monte la bobina de film con la que se embalará los paquetes de “Espuma Flex”. Estará conformado por un eje de acero fijo que se unirá a las placas de la rueda porta bobina y un cilindro de duralón que recubrirá a los dos rodamientos que se ubicarán sobre él para reducir la fricción. En la *Ilustración 16* se presenta un despiece de este sistema. El peso de este eje se estima de la siguiente manera:

$$P_{EjePortaBobina} = P_{cilindro} + 1,1 * P_{duralon} = \gamma_{Acero} * V_{cilindro} + 1,1 * \gamma_{Duralon} * V_{Duralon}$$

Donde se ha incrementado el 10% del peso del bocín en duralón por el peso de los rodamientos. Entonces,

$$P_{EjePoraBobina} = 77000 * \pi * 0,328 * 0,005^2 + 1,1 * 11000 * \pi * 0,296 * (0,0325^2 - 0,014^2)$$

$$P_{EjePoraBobina} = 11,66N$$

El peso de la bobina es $P_{bobina} = 2,6kg * \frac{9.81m}{s^2} = 25,48N$ e incluyendo el peso propio del eje y la tensión del film, que se estima en 2kg en base a experimentos, se obtiene un peso de 56,76N. Este peso será repartido sobre los dos rodamientos que se ubicarán al inicio y al fin del eje porta bobina, puntos B y C, y soportado por la unión en las dos planchas como se muestra en la *Ilustración 17*.

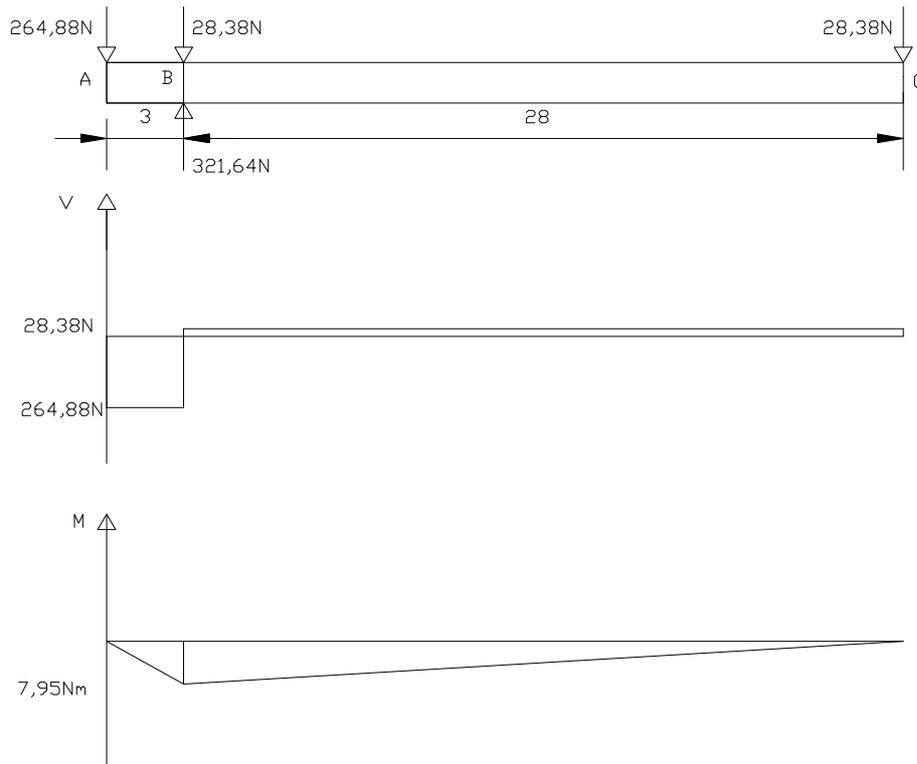


Ilustración 17. Diagrama de cargas en el porta bobina.

Según el diagrama existe un momento flector máximo en el punto B al igual que existe allí la fuerza cortante máxima.

$$R = 264,88 N$$

El momento flector máximo esta dado por

$$M = R * 0,03 = 7,95 Nm$$

Entonces el esfuerzo a flexión que soporta el cilindro es de:

$$\sigma = \frac{My}{I} = \frac{Mr}{\frac{\pi}{4}(r)^4}$$

Como el radio del cilindro del eje porta bobina es $r = 5mm$,

$$n_{seguridad} = \frac{\frac{\pi}{4}(r)^4 \sigma_{max}}{Mr} = \frac{\pi * 0,25 * 0,005^4 * 250E + 6}{7,95 * 0,005} = 3,087$$

Con este factor se puede asegurar que el eje porta bobina soportará la operación de la máquina.

Los cojinetes que se usarán soportan 13,7 kN [4] de carga estándar por lo que soportarán fácilmente los 56,76 N.

11.3. Discos de la Rueda Porta bobina

Para el diseño de la rueda porta bobina se tendrá en cuenta el costo y facilidad de construcción, para ello los materiales serán 2 planchas de acero cortadas en seis partes y soldadas formando dos aro. Siendo las planchas de A36, con esfuerzo permisible de 220MPa [4]. Estas planchas soportaran un cilindro de acero el cual será un eje para colocar la bobina de film, además de los pines antes mencionados. El peso del eje porta bobina, la bobina y el film se estima en 37,14 N, como se mostró anteriormente.

La distancia entre planchas está dada por el ancho de los pines, el cual es de $d_{planchas} = 30mm$. Este valor se ha escogido ya que la catalina que se usará para la transmisión del movimiento tiene 28mm de espesor.

El radio exterior de la rueda porta bobina está dado por el radio a los centros de los pines y el diámetro de los mismos.

$$R_{ext} = R_{CentrosPines} + R_{Bocin} = 0,891 + 0,011m = 0,902m \approx 0,91m$$

Dado que los discos son de acero y la densidad del mismo es de $7850 \frac{kg}{m^3}$ su peso se calcula de la siguiente manera:

$$m_{disco} = \rho * V = \rho * t_{disco} * \pi * (R_{ext}^2 - R_{int}^2) = 7850 * 0,004 * \pi * (0,91^2 - 0,87^2) = 6,21kg$$

$$P_{disco} = g * m_{disco} = 9,81 \frac{m}{s^2} * 6,21kg = 60,92N$$

Como la rueda está formada por los dos discos, su peso será:

$$P_{rueda} = 2 * P_{disco} = 2 * 60,92N = 121,84N$$

Se escogió un espesor de plancha de 4 mm porque es el mínimo requerido para que la plancha no se doble al soportar altas temperaturas tanto en el momento de cortarla como al soldar sus partes y ubicar los pines. Este dato se obtuvo al consultar a varios expertos en oxicorte y corte con plasma.

Ahora que se conocen las características del eje de soporte de la bobina y de la rueda porta bobina se puede diseñar el método de sujeción. Partiendo del análisis de esfuerzos que se realizó anteriormente al diseñar el eje porta bobina y tomando en cuenta la tensión necesaria para que el film se adhiera sobre sí mismo, estimado en 2kg, se obtiene el esfuerzo que soportará la placa en el agujero donde se colocará el eje. En la *Ilustración 18* puede verse la carga cortante máxima que se aplica sobre la plancha en el lugar donde se ubicará el eje porta bobina.

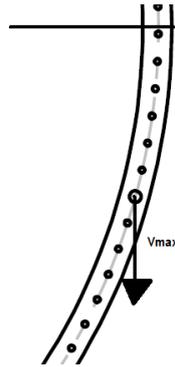


Ilustración 18. Carga Cortante Máxima en la Plancha de la Rueda Porta Bobina.

La placa al soportar el peso del eje y la tensión del film está trabajando a compresión por lo que el esfuerzo que soportará es:

$$\sigma = \frac{V_{\max}}{A} = \frac{264,88}{(R_{\text{ext}} - R_{\text{int}}) * t}$$

Ecuación 5 [4]

Donde V_{\max} es la carga máxima que soporta el eje en el punto B y se calculó anteriormente para el diseño del eje porta bobina.

Entonces,

$$\sigma = \frac{264,88}{(0,91 - 0,87) * 0,004} = 1,66 \text{MPa}$$

Dado que se genera una concentración de esfuerzos en la placa por la presencia del agujero es necesario multiplicar este esfuerzo por un factor de concentración, el cual se obtiene de la relación de las magnitudes. Para ubicar este factor se usará la

Ilustración 19. Donde $\frac{d}{b} = \frac{0,01}{0,04} = 0,25$

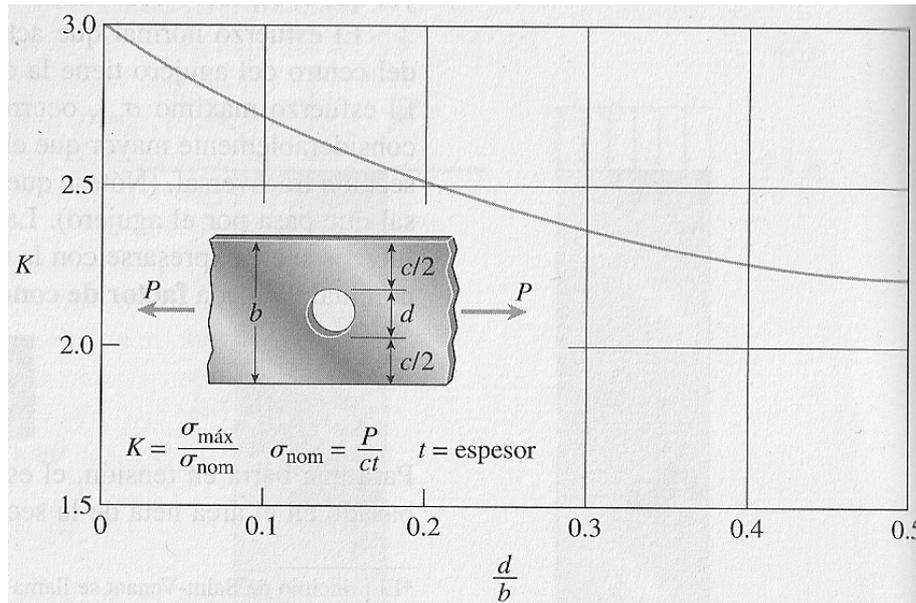


Ilustración 19. Factor de Concentración de Esfuerzos para barras planas con agujeros circulares. [5]

Por lo tanto $K=2,4$.

Si se multiplica este factor al esfuerzo antes encontrado se obtiene un esfuerzo de 3,97MPa. Dado que la placa está hecha de acero A36, el factor de seguridad es:

$$n_{seguridad} = \frac{\sigma_{Permisible}}{\sigma_{max}} = \frac{220E + 6}{3,97E + 6} = 55,42$$

11.4. Motor de la Rueda Porta Bobina:

Como se precisó anteriormente, en el primer capítulo del presente trabajo, la velocidad de giro que se desea conseguir es de 20 rpm, además se requiere llegar a esta en un cuarto de giro. Dado que se requiere dar 10 vueltas en 30s cada giro representa 3s y un cuarto de este 0,75s. Entonces la aceleración que se desea imponer es de:

$$\alpha = \frac{\omega_{RuedaPortaBobina}}{0,75s} = \frac{20rpm}{0,75s} = 2,7925268 \frac{rad}{s^2}$$

El torque necesario para mover la rueda porta bobina es el producto de la inercia por la aceleración angular. A esto se debe sumar el torque generado por la tensión necesaria para que el film se adhiera sobre el producto y sobre sí mismo. Entonces es necesario calcular la inercia de la rueda porta bobina y el torque provocado por la tensión del film.

La rueda porta bobina está conformada por tres partes fundamentales, los discos, el sistema de tensión y los pines. La inercia de la rueda se calcula como la suma de las inercias de las tres partes fundamentales. La inercia de los discos puede calcularse

como:

$$I_{disco} = \frac{1}{2} m_{discoExt} * r_{ext}^2 - \frac{1}{2} m_{discoInt} * r_{int}^2$$

Ecuación 6 [6]

Entonces:

$$I_{disco} = \frac{1}{2} m_{discoExt} * r_{ext}^2 - \frac{1}{2} m_{discoInt} * r_{int}^2 = 0,5 * 81,69 * 0,91^2 - 0,5 * 74,67 * 0,87^2 = 5,56 kgm^2$$

La inercia de los pines es la suma de la inercia de los cilindros más la inercia de los bocines como si estuvieran girando sobre su propio eje. Dado que no giran sobre su propio eje sino sobre el eje de la rueda, es necesario aplicar la teoría de los ejes

paralelos, entonces:

$$I_{Pines} = 147 * \left[\frac{1}{2} (m_{Cilindro}) r_{pin}^2 + \frac{1}{2} (m_{Bocin}) (r_{bocin}^2 - r_{pin}^2) \right] + m_{Pines} R_{CentrosPines}^2 = 10,66 kgm^2$$

El sistema de tensión está conformado por el eje porta bobina, el rodillo tensor y el sistema de contrapesos. Como se calculó anteriormente el peso del eje porta bobina más el peso del film es 37,14 N, si se considera a esto como una masa puntual sobre la rueda, esta masa sería: 3,79 kg. El peso del rodillo tensor se calcula de la misma manera que el del eje porta bobina, entonces:

$$P_{RodilloTensor} = P_{cilindro} + 1,1 * P_{duralon} = \gamma_{Acero} * V_{cilindro} + 1,1 * \gamma_{Duralon} * V_{Duralon}$$

$$P_{RodilloTensor} = 77000 * \pi * 0,348 * 0,005^2 + 1,1 * 11000 * \pi * 0,28 * (0,02^2 - 0,014^2) = 4,276 N$$

Dado que el eje porta bobina pesa 11,66 N y la bobina de film pesa 25,48 N se requiere un contrapeso de 37,14 N. Todos estos elementos se consideran como masas puntuales sobre la rueda. Entonces

$$I_{SistemaTension} = (m_{EjePortaBobina} + m_{Bobina} + m_{RodilloTensor} + m_{Contrapeso}) * R_{CentrosPines}^2$$

$$I_{SistemaTension} = (3,79 + 2,6 + 0,436 + 3,79) * R_{CentrosPines}^2 = 8,43 kgm^2$$

Entonces, la inercia total es:

$$I_{rueda} = 2I_{disco} + I_{Pines} + I_{SistemaTension} = 30,21kgm^2$$

La tensión que ejerce el film al embalar, estimada en 2 kg, provoca un torque extra que debe ser vencido. La dirección de esta tensión cambia dependiendo del giro de la rueda porta bobina y del tamaño del paquete. Tomando la peor situación, se supone a esta fuerza como totalmente tangente a la circunferencia que forman los centros de los pines, entonces el torque a vencer sería:

$$\tau_f = 2 * 9,81 * R_{CentrosPines} = 17,48Nm$$

Entonces el torque necesario para hacer girar la rueda es:

$$\tau_{rueda} = n_{seguridad} (I_{rueda} * \alpha + \tau_f) = 2(30,21 * 2,79 + 17,48) = 203,53Nm$$

La potencia necesaria para cumplir con ese torque y la velocidad antes impuesta es:

$$W = \frac{\tau_{rueda} * \omega_{RuedaPortaBobina}}{746}$$

Ecuación 7 [4]

Entonces,

$$W = \frac{203,53Nm * 20rpm}{746 \frac{W}{hp}} = 0,57hp$$

A esta potencia se debe sumar la potencia necesaria para mover la catalina que pesa aproximadamente 10 kg. Entonces:

$$I_{Catalina} = \frac{1}{2} (m_{Catalina}) r_{Catalina}^2 = 0,112kgm^2$$

$$\tau_{Catalina} = n_{seguridad} \left(I_{Catalina} * \alpha \frac{n_{Pines}}{n_{DientesCatalina}} \right) = 2 \left(0,112 * 2,79 * \frac{147}{18} \right) = 5,104Nm$$

$$W = \frac{\tau_{Catalina} * W_{Catalina}}{746} = \frac{5,104Nm * 163,33rpm}{746 \frac{W}{hp}} = 0,12hp$$

Entonces la potencia total necesaria es 0,69hp.

Si se considera una eficiencia de 65% entre el motor y la caja de reducción, la potencia real necesaria sería 1,06hp.

Una vez que se conoce la potencia necesaria para girar la rueda porta bobina bajo los requerimientos planteados es necesario calcular la velocidad a la que girará el motoreductor conectado a la catalina para conseguir que la rueda gire a 20rpm.

Entonces,

$$\omega_{Motor} = \omega_{RuedaPortaBobina} \frac{n_{Pines}}{n_{DientesCatalina}}$$

$$\omega_{Motor} = 20rpm \frac{147}{18} = 163,33rpm$$

Conocida la velocidad y la potencia se puede escoger el motor y la reducción que se utilizarán. Se utilizará un motor de 1,5hp y de esta manera se tiene un margen de potencia para cubrir las pérdidas por fricción en los elementos de transmisión. Un esquema del sistema de transmisión se presenta en la *Ilustración 20*.

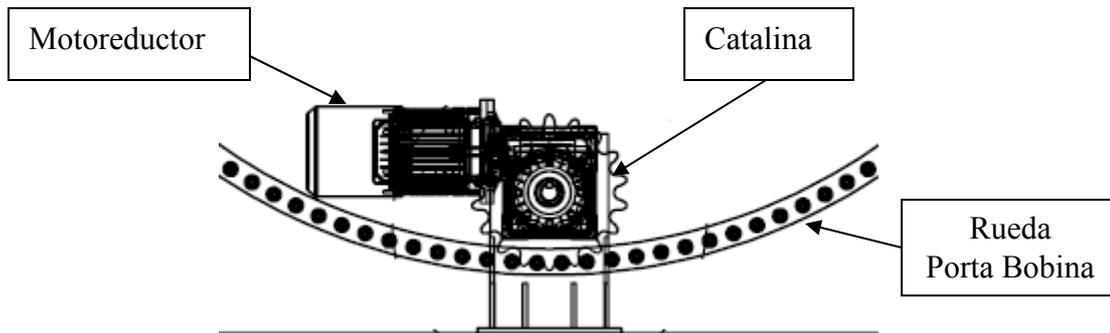


Ilustración 20. Diagrama de Transmisión de la Rueda Porta Bobina

11.5. Eje de transmisión

La potencia del motor de la rueda porta bobina se transmitirá a través de una catalina la cual se conectará directamente al eje del motor. Este eje tiene dos secciones. El radio mayor, donde se asienta la catalina, es de 38,10mm (1,5in) y el radio menor, donde se conecta el motor, es 25mm. El torque máximo que soportará este eje, mientras la rueda gira, es el torque calculado anteriormente para estimar la potencia necesaria del motor que es igual a 203,53 Nm. Sin embargo, el torque de arranque que el motor brinda es 2124 in lb (240,57Nm) según el catálogo Motovario,

provisto por el vendedor [7]. Es por esta razón que el para el cálculo se tomará como torque de torsión máximo el torque de arranque del motor.

Entonces,

$$\tau_{\max} = K \left(\frac{16T}{\pi d_1^3} \right)$$

Ecuación 8 [5]

Donde τ_{\max} es la torsión máxima y

d_1 es el diámetro menor del eje

K es el factor de concentración de esfuerzos

Para obtener K es necesario conocer la relación entre el radio del filete y el diámetro menor, y la relación entre los diámetros del eje.

$$\frac{R}{d_1} = \frac{2}{25} = 0,08 \text{ y } \frac{d_2}{d_1} = \frac{38,1}{25} = 1,524$$

Una vez que se cuenta con estos valores se utiliza la *Ilustración 21* para estimar el valor de K .

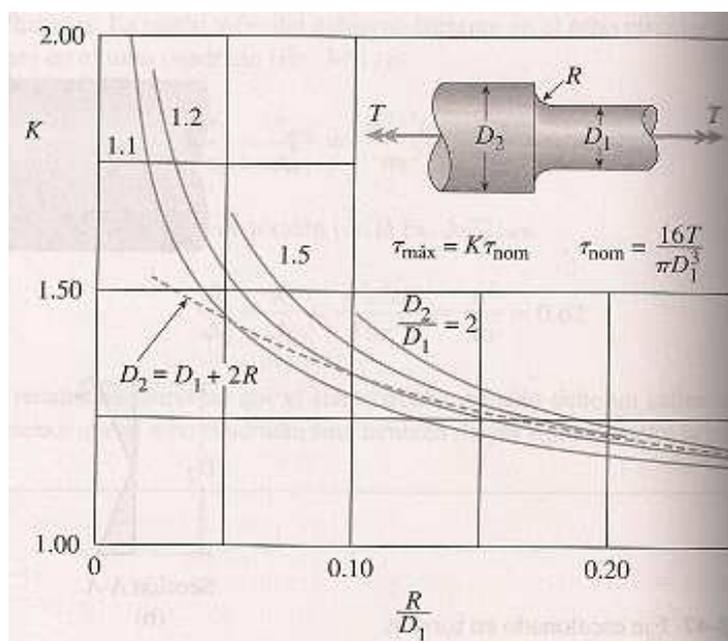


Ilustración 21. Factor de Concentración de Esfuerzos para ejes escalonados en torsión. [5]

Entonces $K=1,4$ y,

$$\tau_{\max} = 1,45 \left(\frac{16 * 240,57}{\pi * 0,025^3} \right) = 113,7 \text{MPa}$$

Para poder comparar este esfuerzo con un esfuerzo axial, se puede utilizar la relación de von Misses, entonces:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{3} \tau_{\max}$$

Ecuación 9 [4]

Entonces el esfuerzo axial máximo es de 196,93MPa, con lo que se obtiene un factor de seguridad de:

$$n_{\text{seguridad}} = \frac{\sigma_{\text{Permisible}}}{\sigma_{\max}} = \frac{250E + 6}{196,93E + 6} = 1,27$$

11.6. Apoyo y sujeción del motor de la rueda porta bobina a la estructura

Para soportar el motor de la rueda porta bobina a la estructura es necesario formar una base lo suficientemente sólida para soportar la reacción a la torsión de arranque del motor y el peso del mismo. Para ello se usará una placa de acero A36 de 8 mm de espesor con cuatro perforaciones para empernar la caja de reducción y otro que permita el paso del eje del motor. El sistema se modela como una placa (columna de sujeción) a la que se le emperna una viga en voladizo (motor), sobre la cual actúa el peso propio y la torque de torsión del motor. Esto se ejemplifica en la *Ilustración 23* que además muestra el diagrama de fuerzas del conjunto de pernos.

El peso del motor según el catálogo provisto por el proveedor es de 49 lb (22,27kg). Esta carga se divide a los 4 pernos M10 que unirán la caja de reducción a la placa de soporte del motor. La longitud total del motor y la caja es de 17,2in (0,437m) según el catálogo antes citado. La *Ilustración 22* muestra una vista de la sujeción del motor a la columna de soporte.

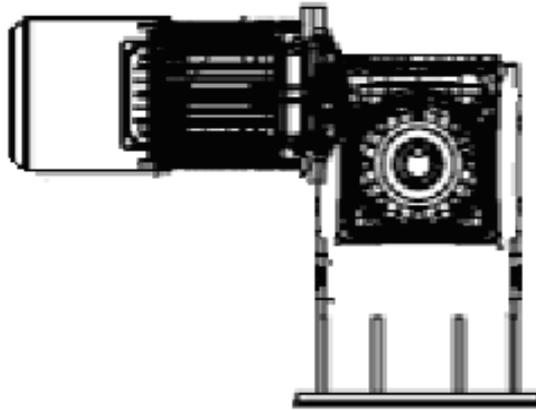


Ilustración 22. Vista Frontal del Sistema de Apoyo y Sujeción del Motor.

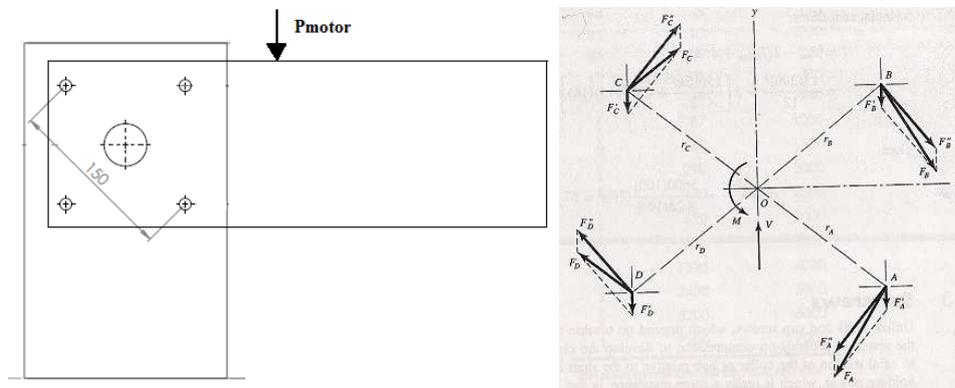


Ilustración 23. Diagrama de fuerzas de la estructura para el motor de la rueda porta bobina. [4]

V es la cortante equivalente en el punto **O**, en este caso es el peso del motor, 22,27kgf. **M** es el momento equivalente en **O**, que está formado por el momento generado por el peso del motor y el torque total del motor que puede trasladarse a los pernos en el caso de que todo se trabe. M_{Motor} para este caso puede estimarse considerando al motor y la caja como una viga en voladizo con carga uniforme, entonces:

$$M_{Motor} = \frac{pl^2}{2} = \frac{P_{Motor} * l_{Motor}}{2} = \frac{22,27 * 9,81 * 0,437}{2} = 47,72 Nm$$

$$M = M_{Motor} + \tau_{Rueda} = 47,72 + 203,53 = 251,25 Nm$$

r es la distancia entre el centroide **O** y el perno, esta distancia puede verse en la **Ilustración 23** y es igual a 75mm.

La carga primaria por perno es igual a

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{218,47}{4} = 54,62N$$

La carga secundaria por perno es

$$F'' = \frac{Mr}{4r^2} = \frac{M}{4r} = \frac{251,25}{4 * 0,075} = 837,5N$$

Ecuación 10 [4]

Dado que estas cargas están direccionadas de diferente manera es necesario encontrar una fuerza resultante para cada perno.

$$F_A = F_B = \sqrt{(F' + F_y'')^2 + F_x''^2} = \sqrt{(54,62 + 837,5 * \cos \pi/4)^2 + (837,5 * \sin \pi/4)^2} = 876,97N$$

$$F_C = F_D = \sqrt{(F' - F_y'')^2 + F_x''^2} = \sqrt{(54,62 - 837,5 * \cos \pi/4)^2 + (837,5 * \sin \pi/4)^2} = 799,81N$$

Dado que los pernos A y B soportan más carga el análisis se hará para ellos. El esfuerzo cortante que los pernos soportan es,

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{876,97}{53,2E - 6} = 16,48MPa$$

donde A_s es el área de rosca más pequeña, que se obtiene de tablas. [4]

El esfuerzo permisible para estos pernos es de 117MPa [4], entonces el factor de seguridad para estos pernos es:

$$n_{seguridad} = \frac{\tau_{Permisible}}{\tau_{max}} = \frac{117E + 6}{16,48E + 6} = 7,1$$

El esfuerzo de aplastamiento para los pernos se obtiene al relacionar la fuerza resultante con el área de aplastamiento. El área de aplastamiento es el producto del diámetro del perno y el espesor de la placa, entonces:

$$\sigma = \frac{F}{A_b} = \frac{876,97}{0,01 * 0,008} = 10,96MPa$$

Lo que da un factor de seguridad de:

$$n_{seguridad} = \frac{\sigma_{Permisible}}{\sigma_{max}} = \frac{235E + 6}{10,96E + 6} = 21,43$$

11.7. Sistema de apoyo y sujeción de la rueda porta bobina a la estructura

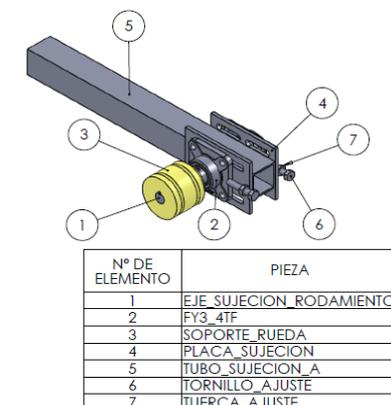


Ilustración 24. Despiece Sistema de Apoyo y Sujeción.

La rueda porta bobina estará montada sobre ruedas de duralón con ranuras con ejes de acero, estas rieles estarán sujetas a 8 chumaceras que se fijarán a la estructura. En la *Ilustración 24* puede verse un despiece de este sistema. De estos 8 rodamientos, los cuatro superiores soportarán el peso de dicha rueda y los cuatro inferiores corregirán el recorrido del porta bobina. Siendo los cuatro cojinetes superiores los que más soportan, el diseño se realizará para ellos.

La fuerza que actúa sobre los rodamientos es la suma del peso de la rueda porta bobina y el peso propio de los ejes donde se montarán las rieles de la rueda. Estos rieles estarán hechos de duralón con un eje de acero. El esquema de esta pieza puede verse en la *Ilustración 25*.

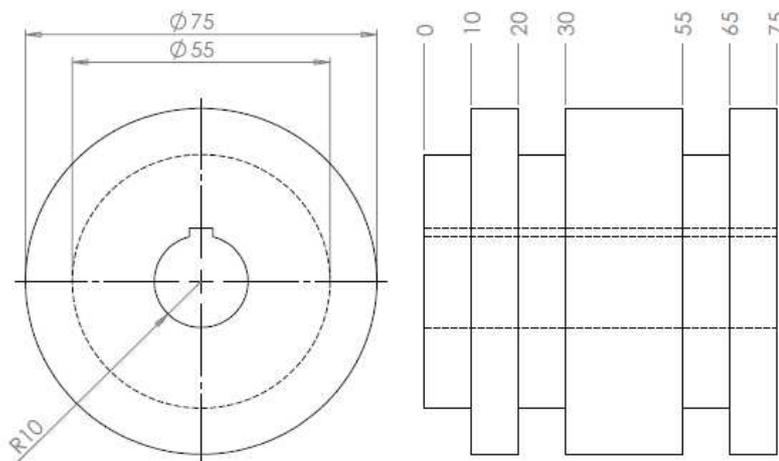


Ilustración 25. Riel del Sistema de Sujeción.

El peso de estas rieles es:

$$P_{Riel} = P_{cilindro} + P_{duralon} = \gamma_{Acero} * V_{cilindro} + \gamma_{Duralon} * V_{Duralon}$$

$$P_{Riel} = 77000 * \pi * 0,075 * 0,01^2 + 11000 * \pi * 0,075 * (0,0375^2 - 0,01^2) = 5,2N$$

La suma de este peso más el peso de la rueda porta bobina, de la bobina y los contrapesos se dividirá entre las 4 ruedas ranuradas. Entonces,

$$F = \frac{(2m_{disco} + m_{pines} + 3m_{PortaBobina} + 2m_{Rieles}) * 9,81}{4} = 85,62N$$

Este conjunto puede modelarse como una viga en voladizo sobre la cual actúa una fuerza puntual (F) según el diagrama de cargas mostrado en el *Ilustración 26*.

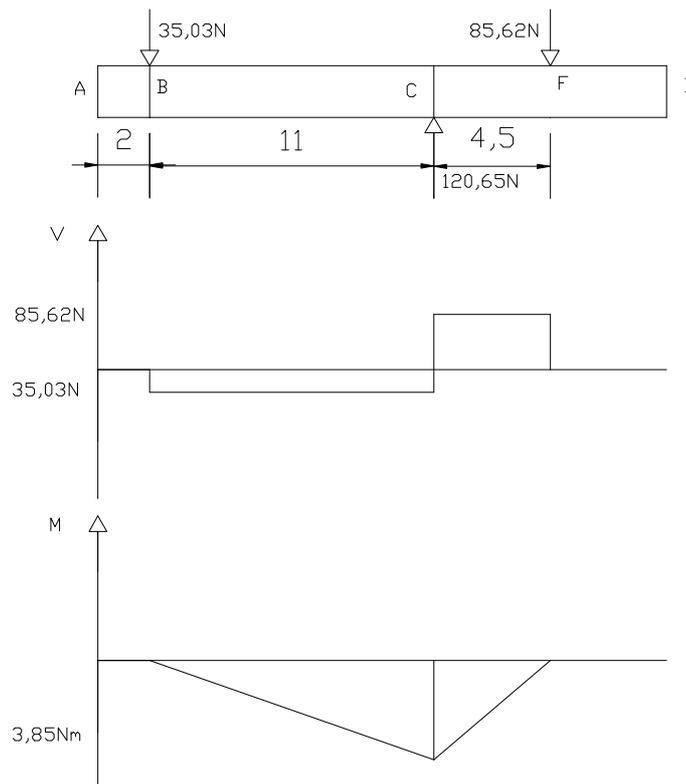


Ilustración 26. Diagrama de cargas en el eje del Sistema de Sujeción.

Si la rueda porta bobina gira sin deslizamiento sobre los rieles de los cojinetes, la velocidad lineal en el punto de contacto entre la rueda y la riel será la misma para los dos elementos. Esta relación puede verse en la *Ilustración 27*. Por lo tanto la velocidad angular de los cojinetes está dada por la relación siguiente:

$$V_{lineal} = \omega_{rueda} * R_{internoruada} = \omega_{cojinete} * R_{riel cojinete}$$

$$\omega_{cojinete} = \omega_{rueda} \frac{R_{internoruada}}{R_{riel cojinete}}$$

$$\omega_{cojinete} = 20 \frac{rev}{min} * \frac{0,87m}{0,075m} = 464 \frac{rev}{min}$$



Ilustración 27. Relación de velocidad entre la rueda porta bobina y los cojinetes.

Utilizando la teoría de rodamientos se calcula la relación de vida, se tomará como vida deseada 30 kh porque es una aplicación para una máquina para servicio de 8h diarias que se ocupa por completo [4]:

$$x_D = \frac{L}{L_{10}} = \frac{60L_D n_D}{10^6} = \frac{60 * 30000 * 464}{10^6} = 835,2$$

Con ella y usando un factor de seguridad de 1,2 y la carga antes calculada se calcula la carga de catálogo.

$$C_{10} = n_{seguridad} * V_{max} * \left(\frac{x_D}{0,02 + 4,439 * (1 + 0,99)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 11 [4]

Donde V_{\max} es la reacción máxima que actúa sobre los cojinetes, en este caso

$$R_C = 120,65N.$$

$$C_{10} = 1,2 * 120,65 * \left(\frac{835,2}{0,02 + 4,439 * (1 + 0,99)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}} = 717,46N$$

Dado que la carga de catálogo es pequeña se podría usar cualquier rodamiento para esta aplicación. Las chumaceras se colocarán en la estructura de la máquina y soportarán los rieles por donde se deslizará la rueda porta bobina, como puede verse en la *Ilustración 24*.

La fuerza que este eje soportará será la mitad del peso de la rueda porta bobina distribuido como se muestra en la *Ilustración 28*:

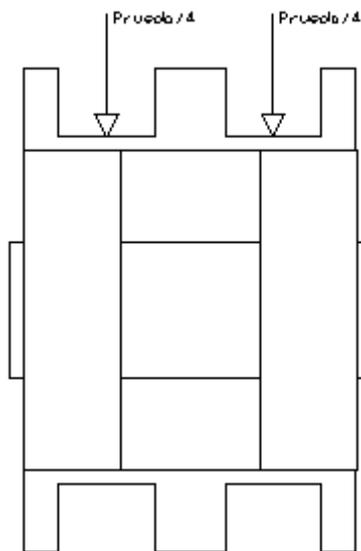


Ilustración 28. Diagrama de carga sobre los cilindros del sistema de sujeción.

El momento que deberá soportar el cilindro se expresa como:

$$M = \left(P_{Riel} * \frac{l_{Riel}^2}{2} \right) + \frac{P_{Rueda}}{4} (0,025 + 0,06) = \left(5,2 * \frac{0,075^2}{2} \right) + \frac{332,08}{4} (0,025 + 0,06)$$

$$M = 7,07Nm$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{Mr_2}{\frac{1}{4} \pi r_2^4} = \frac{7,07}{0,25 * \pi * 0,01^3} = 9MPa$$

El esfuerzo efectuado por cortante puede expresarse como:

$$\tau = \frac{4V}{3A}$$

Ecuación 12 [4]

Donde V es la fuerza resultante en el punto de la sección donde se une el eje a la chumacera y A es el área del cilindro. Entonces:

$$V = P_{Riel} + \frac{P_{Rueda}}{2} = 171,14N$$

$$\tau = \frac{4V}{3A} = \frac{4 * 171,14}{3 * \pi * 0,01^2} = 0,726MPa$$

La combinación de estos esfuerzos se puede estimar con los esfuerzos principales que se generen en el cilindro:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Ecuación 13 [4]

Entonces,

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{9+0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{9-0}{2}\right)^2 + 0,726^2} = 4,5 \pm 4,56MPa$$

Dado que el esfuerzo máximo que puede soportar el eje de acero de transmisión es 220MPa, el factor de seguridad del eje es:

$$n_{seguridad} = \frac{\sigma_{Permisible}}{\sigma_{max}} = \frac{220E + 6}{9,06E + 6} = 24,28$$

Por lo que se puede estar seguro que no fallará. Este eje estará unido a dos chumaceras que se empernarán a la estructura, la cual está formada por tubos rectangulares de 50 x 50 mm, una vez que se haya ajustado el sistema. Entonces los pernos (M5, por ser el más débil) deben tener como longitud mínima:

$$L \geq 4 + 15 + 50 + 4 + 15 + 3,58 = 91,58mm$$

Con base en los valores estándar se escoge $L = 100mm$. Siguiendo la teoría de diseño de pernos se tiene que, la longitud de rosca debe ser:

$$L_T = 2d + 6 = (2 * 5) + 6 = 16mm$$

Ecuación 14 [4]

Se usarán 4 pernos cuya distribución se modela como puede verse en la *Ilustración*

29.

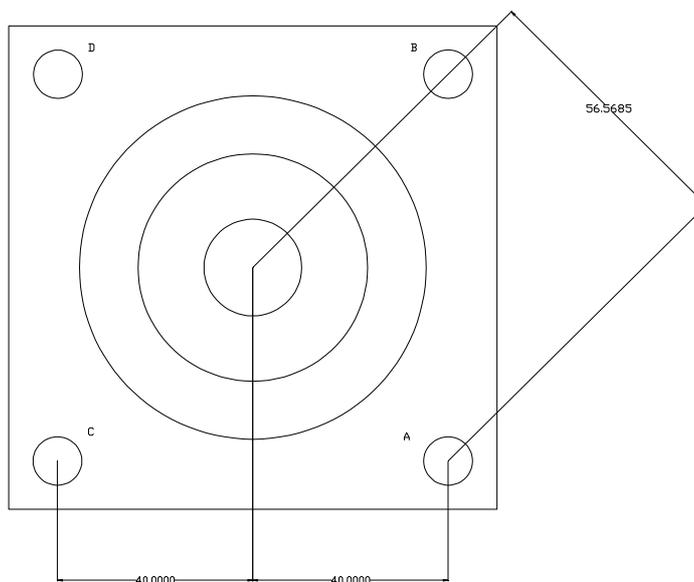


Ilustración 29. Placa del sistema de ajuste para los cilindros de sujeción.

Cada perno se estudiará como una viga a flexión con un equivalente máximo de cortante y de momento.

La carga cortante primaria que soportarán los pernos será:

$$F' = \frac{V}{n}$$

Donde V es la carga cortante resultante, que ya se calculó anteriormente para el diseño del alma de las rieles, y n es el número de pernos. Entonces:

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{171,14}{4} = 42,79N$$

Esta carga cortante genera un esfuerzo cortante que matemáticamente se expresa así:

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} = \frac{F'Q}{Ib}$$

Ecuación 15 [4]

Donde Q e I se calculan para un círculo. Entonces:

$$\tau = \frac{4F'}{3A} = \frac{4 * 42,79}{3 * \pi * \left(\frac{0,005}{2}\right)^2} = 2,91 \text{MPa}$$

El momento generado por la distribución de las fuerzas sobre la riel genera un esfuerzo axial que puede expresarse como:

$$\sigma = -\frac{My}{I} = -\frac{Mr}{\frac{\pi r^4}{4}} = -\frac{4M}{\pi r^3}$$

Donde M es el momento resultante que se calculó anteriormente al diseñar el alma de la riel. Entonces,

$$\sigma = -\frac{4M}{\pi r^3} = -\frac{4 * 7,07}{\pi * 0,0025^3} = -576,12 \text{MPa}$$

Como se tiene una combinación de esfuerzos cortantes y axiales es necesario obtener una relación entre ellos. Una forma de hacerlo es calcular los esfuerzos principales donde para este caso,

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{-576,12 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-167,06 - 0}{2}\right)^2 + 3,81^2} = -288,06 \pm 288,08 \text{MPa}$$

El máximo esfuerzo que se registra es de -576,14 MPa. Un perno de acero normal, sin tratar térmicamente, entre las series M5 y M36 soporta hasta 225 MPa por lo que estos pernos no soportarían la carga a la que se les está sometiendo. Luego de realizar los mismos cálculos para un perno M8 se obtuvo lo siguiente.

$$\tau = \frac{4F'}{3A} = \frac{4 * 42,79}{3 * \pi * \left(\frac{0,008}{2}\right)^2} = 1,14 \text{MPa}$$

$$\sigma = -\frac{4M}{\pi r^3} = \frac{4 * 7,07}{\pi * 0,004^3} = 140,65 \text{MPa}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{-140,65 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-140,65 - 0}{2}\right)^2 + 1,14^2} = -70,33 \pm 70,34 \text{MPa}$$

El máximo esfuerzo en un perno M8 es de 140,67 MPa lo que da un factor de seguridad mayor a 1,5 por lo que estos pernos serán los que se usarán para soportar la rueda porta bobina.

12.CAPÍTULO IV

BANDAS TRANSPORTADORAS

Luego de la rueda porta bobina, las bandas transportadoras son la partes más importantes de la máquina. Estas bandas se encargarán de llevar los bloques de “Espuma Flex” hasta el área de embalaje y de mover transversalmente la producción para lograr el solape del film sobre el bloque. Se construirán dos bandas transportadoras una antes de la rueda porta bobina y una después de ella. Debido a que las dos bandas son idénticas se mostrará el diseño para cada parte de una de ellas.



Ilustración 30. Banda Transportadora

12.1. Cadena

La banda transportadora, cuyo esquema puede verse en le *Ilustración 30* estará formada mayoritariamente por tubos rectangulares que se unirán a dos cadenas especiales. Estas cadenas transmitirán el movimiento desde las catalinas hacia los tubos sobre los que se asentarán los paquetes. Dada la dificultad de conseguir una cadena con adjuntos, como la que se requiere, se ocupará la cadena obtenida en las instalaciones de Plastex. Esta posee un paso de 2.54cm, con una ceja pasando un eslabón. Dicha ceja posee dos agujeros M4, como puede verse en la *Ilustración 31*, donde se muestra la cadena montada sobre la banda transportadora.

Esta cadena, de acuerdo con el catálogo de cadenas de Tsubaki, resiste una tensión máxima de 2400lbs, lo cual son 10701,82N, mucho mayor a la tensión de 716,99N que soportará al mover las bandas, calculada en el inciso posterior para el diseño de la catalina.



Ilustración 31. Cadena montada en la banda transportadora.

12.2. Tubos Rectangulares (Travesaños)

La banda transportadora estará formada por tubos rectangulares para la movilización de la producción de “espuma flex”. Estos serán sujetos con cuatro pernos a las cejas de las cadenas que son las que le impartirán movimiento. Las cadenas estarán ubicadas una a cada lado de la banda y los tubos harán las veces de travesaños.

El tubo estructural se modelará como una viga apoyada en sus extremos. La sección será rectangular de largo $b = 40\text{mm}$, ancho $a = 20\text{mm}$ y espesor $e = 0.8\text{mm}$. La longitud total del tubo será $l=1.195\text{m}$ y su peso por metro lineal es de $\lambda = 0.83\text{kg/m}$. Por ello cada tubo pesaría 1kg. La longitud del tubo se escogió en base al paquete más ancho que tiene 1000 mm, entonces el travesaño debe ser más largo que estos mil milímetros y para no desperdiciar material se escogió como longitud inicial 1200mm menos 5mm de pérdida por los cortes. Un corte de dicho tubo puede verse en la *Ilustración 32*.

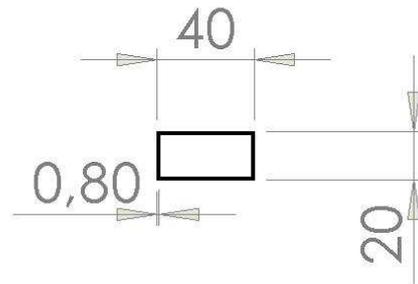


Ilustración 32. Dimensiones del tubo para la banda.

Debido a que el peso de la “espuma flex” es muy bajo, para el diseño tomamos el caso que eventualmente por mantenimiento o por negligencia una persona puede pararse en la banda, por ello sería necesario añadir el peso de una persona, se propone una carga puntual en la mitad del travesaño de $w = 90\text{kg}$. Esta carga se muestra en la *Ilustración 33*.

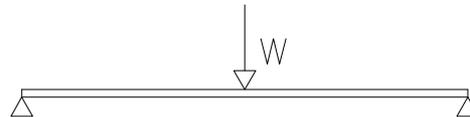


Ilustración 33. Carga puntual sobre el travesaño.

El momento máximo se hallaría en la mitad del tubo siendo:

$$M_{max} = \frac{w * l}{4} = \frac{90\text{kg} * \frac{9,8\text{m}}{\text{s}^2} * 1,195\text{m}}{4} = 263,5\text{Nm}$$

La inercia del tubo estructural está dado por:

$$I = \frac{b(a^3 - (a - e)^3)}{12} = 7,47e^{-7}\text{m}^4$$

Ecuación 16 [6]

El esfuerzo axial puede expresarse matemáticamente como:

$$\sigma = \frac{Ma}{2I} = 3,53\text{MPa}$$

La tubería estructural posee un límite de fluencia mínimo de $f_y = 2400\text{kg/cm}^2$, lo cual sería

$$\sigma_{Perm} = 235\text{MPa}$$

Obteniendo un factor de seguridad de

$$n_{seguridad} = \frac{\sigma_{Permisible}}{\sigma_{max}} = \frac{235E + 6}{3,56E + 6} = 66,6$$

Para unir los tubos mecánicos a la cadena se realizarán cuatro agujeros a los extremos, dos a cada lado para que ingresen pernos Allen M4, uniéndose con las cejas de las cadenas que poseen dos agujeros.

12.3. Catalina

El torque que debe imprimir la catalina para mover la banda lo modelaremos como el producto de la tensión de la cuerda por el radio de la misma. Esta tensión debe ser la necesaria para movilizar la masa de las dos cadenas, todos los tubos y la carga de “espuma flex”, así como la masa de la persona que por cualquier motivo podría subirse sobre las bandas.

$$m_{total} = 2m_{cadena} + n_{tubos}m_{tubo} + m_{espflex} + m_{persona}$$

$$m_{total} = 2 * 7,86 + 58 * 1 + 13 + 90 = 176,73kg$$

La velocidad de la banda depende de la velocidad de embalaje de la rueda y del ancho de solape del film. Dado que se quiere 5cm de solape en el film de 25cm de ancho, se cubrirá 20cm del bloque por cada giro de la rueda porta bobina, si la rueda gira a 20 rpm, la velocidad de la banda debe de ser $V_{banda} = 4m/min$. Se requiere llegar a esta velocidad rápidamente, el tiempo propuesto es medio segundo ($t=0.5seg$) por ello la aceleración será:

$$a = \frac{V_{banda}}{t} = \frac{4 \frac{m}{min}}{0,5s} = 0,133 \frac{m}{s^2}$$

Usando la segunda Ley de Newton, la tensión será igual a la masa por la aceleración añadida. Además se debe incluir una fuerza de fricción a vencer la cual se propone proporcional al peso total (Reacción Normal) con un coeficiente del $\mu = 0,4$ por ser fricción metal contra metal. Entonces,

$$P = m_{total} * a + \mu * m_{total} * g$$

$$P = 176,73 * (0,133 + 0,4 * 9,81) = 716,99N$$

La catalina tendrá 22 dientes con un paso de 1 pulgada (2.54cm), cuyo peso es de 5.6lbs lo cual representa 2,545kg. Se ha usado esta catalina dado que es la misma que soportaba la cadena que se rehabilitó para usarla en la banda. Siendo el radio primitivo de la catalina de 8.9cm, el torque necesario en la catalina deberá ser el correspondiente a mover toda la banda antes mencionada

$$T_{banda} = P * r = 63,81Nm$$

La velocidad angular de la catalina será la velocidad de la banda para su radio primitivo

$$\omega = \frac{V_{banda}}{r} = \frac{4 \frac{m}{min}}{0,089m} = 7,16rpm = 0,75 \frac{rad}{s}$$

12.4. Motor

La potencia del motor será la suma de la potencia necesaria para girar ambas catalinas motrices que a su vez moverán las cadenas. Como se explicó anteriormente, las bandas son idénticas y se usará un solo motor para moverlas. La potencia necesaria para mover una banda sería:

$$W = T_{banda} * \omega$$

$$W = (63,81) * 7,16 * \frac{2\pi}{60} = 47,84W = 0,064hp$$

Como se requiere mover las dos bandas la potencia necesaria es 0,128 hp.

En el mercado se encontró motores de 0.25hp (186,5w), cuya velocidad de servicio con el reductor llega a 17 rpm. Dado que la velocidad de la catalina de la banda es de:

$$\omega_{catalina} = 0,75 \frac{rad}{seg} = 7,16rpm$$

La reducción del moto-reductor de 17 rpm a 7.16 será

$$n = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{catalina}} = \frac{17rpm}{7,16rpm} = 2,37 \sim \frac{23}{10}$$

Esta reducción se logrará con un juego de catalinas y cadena que serán el sistema de transmisión de las bandas.

12.5. Eje

Las catalinas estarán soportadas por ejes de acero de diámetro 25mm y 1,22m de longitud.

Una vista del eje, las catalinas y chumaceras puede verse en la *Ilustración 34*.

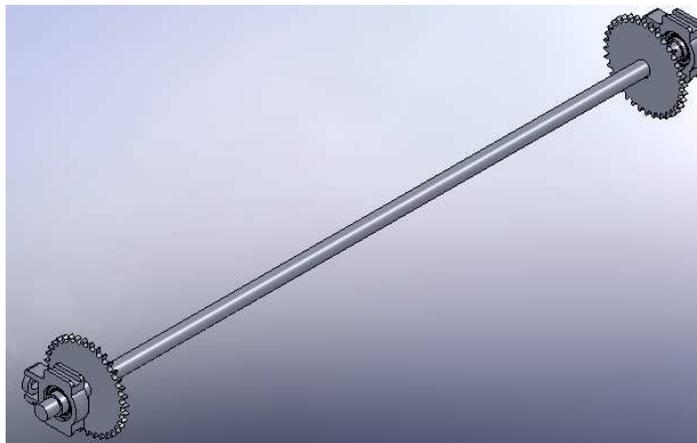


Ilustración 34. Vista isométrica del eje de la banda transportadora.

Las inercias del eje serán de:

Inercia polar

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} = 3,83e^{-8} m^4$$

Ecuación 17 [6]

Inercia

$$I = \frac{m * d^2}{8} = \frac{\rho_{Acero} * \frac{\pi * d^2}{4} * l_{Eje} * d^2}{8} = 3,67E - 4 kgm^2$$

Para el diseño del eje de transmisión se presentan dos métodos de diseño a los cuales se les ha llamado Diseño A y Diseño B. Esto se hace debido a que es un eje esbelto que soporta una carga considerable.

12.5.1. Eje (DISEÑO A)

La aceleración angular del eje para llegar a la velocidad angular requerida en menos de un segundo $t=0.5\text{seg}$ será:

$$\alpha = \frac{\omega}{r} = \frac{0,75 \frac{rad}{s}}{0,5s} = 1,5 \frac{rad}{s^2}$$

El torque requerido por el motor para hacer girar el eje es de:

$$T_{eje} = I * \alpha = 5,51E - 4 Nm$$

El esfuerzo cortante debido a la torsión en un eje esta dado por

$$\tau = \frac{Tr}{Ip}$$

Ecuación 18 [4]

Donde T es el torque que soporta el eje,

r es el radio del eje,

Ip es la inercia polar.

Entonces,

$$\tau_{eje} = \frac{(T_{eje} + T_{banda})r}{Ip} = \frac{(5,51E - 4 + 63,81) * 0,0125}{3,83E - 8} = 20,82 MPa$$

El esfuerzo cortante permisible para el acero es $f_{corta} = 6000 psi = 2.01e^8 \frac{N}{m^2}$ entonces,

$$n_{seguridad} = \frac{\tau_{permisible}}{\tau_{eje}} = \frac{201E + 6}{20,82E + 6} = 9,65$$

12.5.2. Eje (DISEÑO B)

Debido a que el motor que se ocupará brinda 0.25hp y moverá las dos bandas, el torque se reparte en ambas bandas. Por ello para el eje será la mitad de torque que da este motor a la velocidad angular de la catalina, 7.16 rpm,

$$T_{MotorCatalina} = \frac{W/2}{\omega}$$

dando como resultado $T_{MotorCatalina} = 124,37 Nm$. Este torque estará actuando en la catalina que transmite el movimiento.



Ilustración 35. Esquema Eje de Transmisión de la Banda.

Se tomará para el diseño el eje de transmisión de movimiento que es más largo y cuyo esquema se muestra en la *Ilustración 35*. En los puntos A, B y C están ubicadas las

catalinas. En el punto A está la catalina que se conecta al motor. En los puntos B y C están las catalinas que se engranan a las cadenas.

Si se considera que el eje rota a velocidad constante los torques que actúan sobre este se equilibran. Suponiendo que los torques que transmiten las catalinas B y C son iguales,

$$T_{\text{motor,catalina}} + 2T_{\text{banda,catalina}} = 0$$

Entonces,

$$T_{\text{BandaCatalina}} = 62,18Nm$$

En el eje existirá dos partes, en la parte BC el torque será igual al $T_{\text{BandaCatalina}} = 62,18Nm$. En cambio en el extremo AB entre la catalina de la banda y la catalina que se conecta con el motor el torque es igual a $T_{\text{MotorCatalina}} = 124,37Nm$.

Como se dijo anteriormente, los ejes serán de 25mm de diámetro y 1,22m de largo. El esfuerzo cortante producido por la torsión en un eje se expresa como:

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

El esfuerzo generado por el torque mayor es de,

$$\tau_{\text{eje}} = \frac{16 T_{\text{MotorCatalina}}}{\pi d^3} = 162,15MPa$$

Obteniendo un factor de seguridad de,

$$n_{\text{seguridad}} = \frac{\tau_{\text{Permisible}}}{\tau_{\text{eje}}} = \frac{201E + 6}{162,15E + 6} = 1,24$$

12.6. Chumacera

Para soportar los ejes se usarán para cada extremo una chumacera de soporte de brida con rodamiento Y, para colocar 4 pernos. Utilizando la teoría de rodamientos se calcula la

relación de vida, se tomará como vida deseada 30 kh porque es una aplicación para una máquina para servicio de 8h diarias que se ocupa por completo:

$$x_D = \frac{L}{L_{10}} = \frac{60L_D n_D}{10^6} = \frac{60 * 30000 * 7,16}{10^6} = 12,88$$

Para saber cuanta carga soportará el rodamiento de la chumacera se considerará el torque máximo que provee este motor utilizando el catálogo de Motovario. El torque máximo es de 26,54in.lb (299,86Nm). Para saber cuanta fuerza se imprime a la chumacera se calcula bajo la siguiente relación:

$$T = F_{motor} * r \Rightarrow F_{motor} = \frac{T_{max}}{r} = 3369,21N$$

Donde T_{max} es le torque de arranque del motor y r es el radio de la catalina que es la que transmite el movimiento.

A esta fuerza debe sumársele la tensión de la banda transportadora (P) que se calculó anteriormente en la sección dedicada a la catalina y este resultado debe dividirse para dos ya que son dos chumaceras las que soportan estas cargas. Entonces,

$$F = \frac{P + F_{motor}}{2} = \frac{716,99 + 3369,12}{2} = 2043,06N$$

Con ella y usando un factor de seguridad de 1,2 se calcula la carga de catálogo.

$$C_{10} = n_{seguridad} * F * \left(\frac{X_D}{0,02 + 4,439 * (1 + ,99)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 1,2 * 2043,06 * \left(\frac{12,88}{0,02 + 4,439 * (1 + 0,99)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}} = 3024,09N$$

Dado que el diámetro del eje es 25mm, en la marca SKF se dispone de la chumacera, que puede apreciarse en la *Ilustración 36*, con la designación FY25TF cuyo ancho es A=31.0mm, la distancia entre pernos es J=70.0mm y el largo es L=95mm.

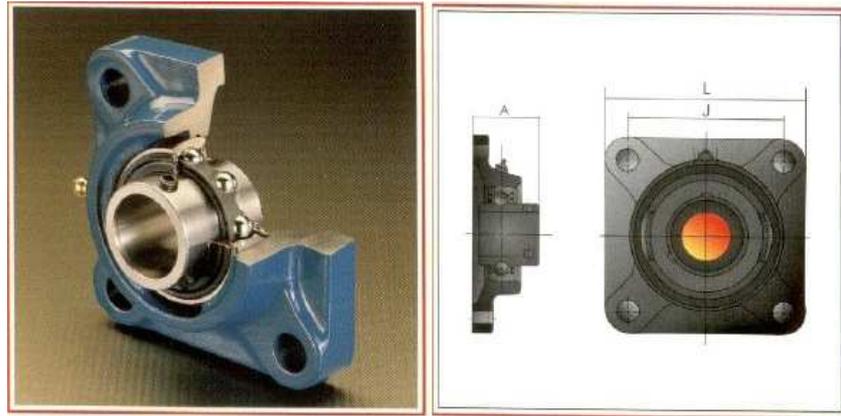


Ilustración 36. Esquema de la Chumacera que soportará el eje de la banda. /8/

Esta chumacera es capaz de soportar hasta 14kN de carga de catálogo, lo que da un factor de seguridad de:

$$n_{seguridad} = \frac{C_{Perm}}{C_{10}} = \frac{14kN}{3,024kN} = 4,63$$

Con esto se puede asegurar que las chumaceras no fallarán.

12.7. Placas Portachumacera

Para unir las chumaceras a la estructura de la banda es necesario colocar placas portachumacera que se empernen a la estructura de la banda, como se muestra en las Ilustración 37 y 38.

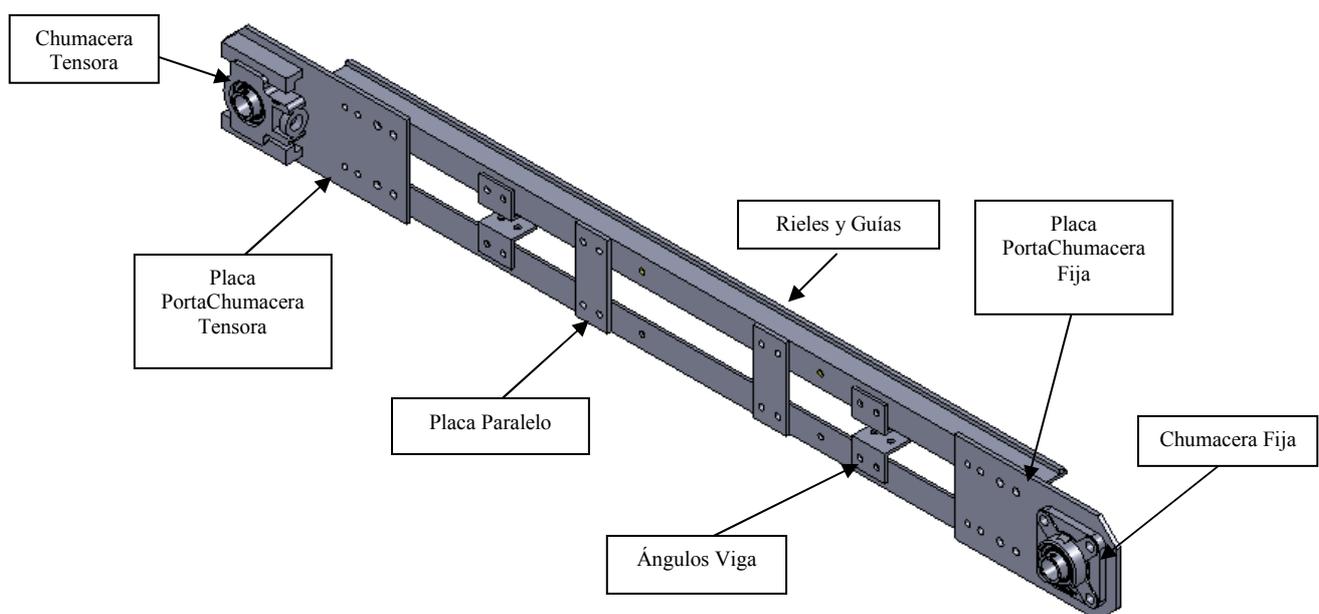


Ilustración 37. Ensamble Rieles y placas de la Banda Transportadora

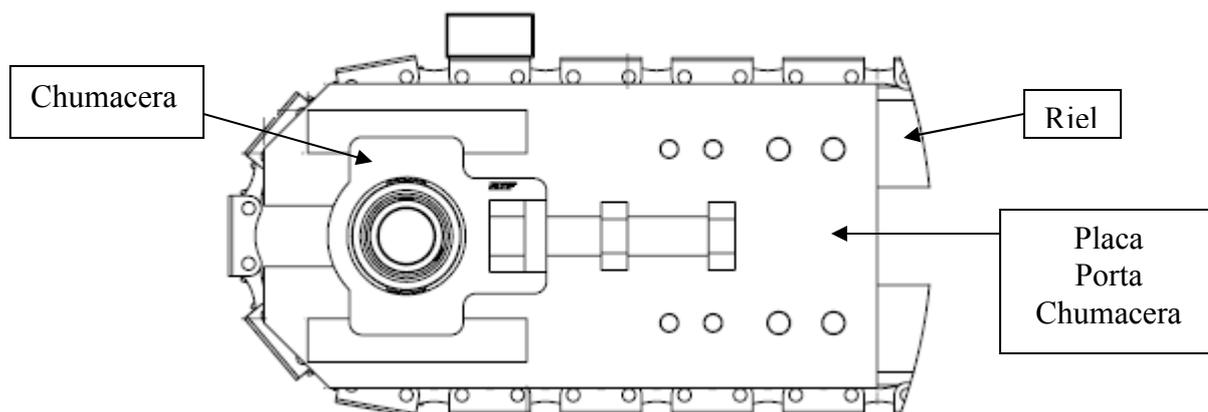


Ilustración 38. Placa Porta Chumacera en la banda.

Las placas portachumaceras tienen un espesor de 6mm, y soportan el peso de la catalina, la mitad del peso del eje, la mitad del peso de la cadena, el peso de la cuarta parte de todos los tubos en el peor de los casos (si el riel up no actuara), la cuarta parte del peso de la persona y la cuarta parte del peso del bloque de “espuma flex”.

$$m_{\text{portachumacera}} = m_{\text{catalina}} + \frac{m_{\text{eje}}}{2} + \frac{m_{\text{cadena}}}{2} + \frac{n_{\text{tubos}} m_{\text{tubo}}}{4} + \frac{m_{\text{persona}}}{4}$$

$$m_{\text{PortaChumacera}} = 3 + \frac{4,7}{2} + \frac{7,86}{2} + \frac{58 * 1}{4} + \frac{13}{4} + \frac{90}{4} = 49,53 \text{kg}$$

Además en los agujeros de los pernos existe una reacción por el torque en el eje hacia la chumacera. Para el torque $T_{\text{BandaCatalina}} = 62,18 \text{Nm}$, existen cuatro fuerzas iguales con el brazo de palanca desde el centro del eje hacia los agujeros, por ello la fuerza será de:

$$F_{\text{reacción}} = \frac{T_{\text{BandaCatalina}}}{\frac{4\sqrt{2}}{2} J}$$

Entonces,

$$F_{\text{reacción}} = \frac{62,18}{\frac{4\sqrt{2}}{2} (0,07)} = 314,056 \text{N}$$

El esfuerzo generado será de compresión en los 6 mm de espesor y en el diámetro del perno, $d=12\text{mm}$. El esfuerzo axial puede representarse como fuerza sobre área, entonces:

$$\sigma = \frac{\frac{m_{PortaChumacera} * g}{4} + F_{reaccion}}{d * t}$$

Donde d es el diámetro del perno y t es el espesor de la placa.

$$\sigma = \frac{\frac{49,53 * 9,81}{4} + 314,056}{12E - 3 * 6E - 3} = 6,05MPa$$

El factor de seguridad es de

$$n_{seguridad} = \frac{\sigma_{permisible}}{\sigma_{max}} = \frac{220MPa}{6,05MPa} = 36,37$$

Esto asegura que los pernos M12 que se usarán soportarán la carga impuesta. Ahora es conveniente ver si la placa soporta esta compresión. Para ello se ha modelado la portachumacera como una barra plana con un agujero concentrador de esfuerzos, al que se le aplica una carga axial igual a

$$P = \frac{m_{PortaChumacera} * g}{4} + F_{reaccion} = 435,53N$$

Para obtener el factor de concentración de esfuerzos es necesario establecer la relación entre la luz y el diámetro del agujero que en este caso es 13mm.

$$\frac{d}{b} = \frac{13}{35} = 0,37$$

Una vez que se cuenta con este valor, se puede estimar en la *Ilustración 19* el valor de K, factor de concentración de esfuerzos, que para este caso es igual a 2,3. Entonces,

$$\sigma_{max} = K\sigma = 2,3 * 6,049MPa = 13,91MPa$$

Lo que da un factor de seguridad de

$$n_{seguridad} = \frac{\sigma_{permisible}}{\sigma_{max}} = \frac{220MPa}{13,91MPa} = 15,81$$

Esto muestra que la placa si soportará la carga que se le ha impuesto tanto de torque máximo como de peso de los elementos.

12.8. Riel UP y DOWN

Se colocarán dos rieles como guías y soporte para los rodamientos de la cadena. Estos rieles serán ángulos estructurales de largo $a=40\text{mm}$, ancho $b=40\text{mm}$ y de espesor 6mm , y cuya longitud total será aproximadamente 1 m . El riel up y el riel down mantendrán horizontal a la cadena en su parte superior e inferior respectivamente como se muestra en la *Ilustración 39*.

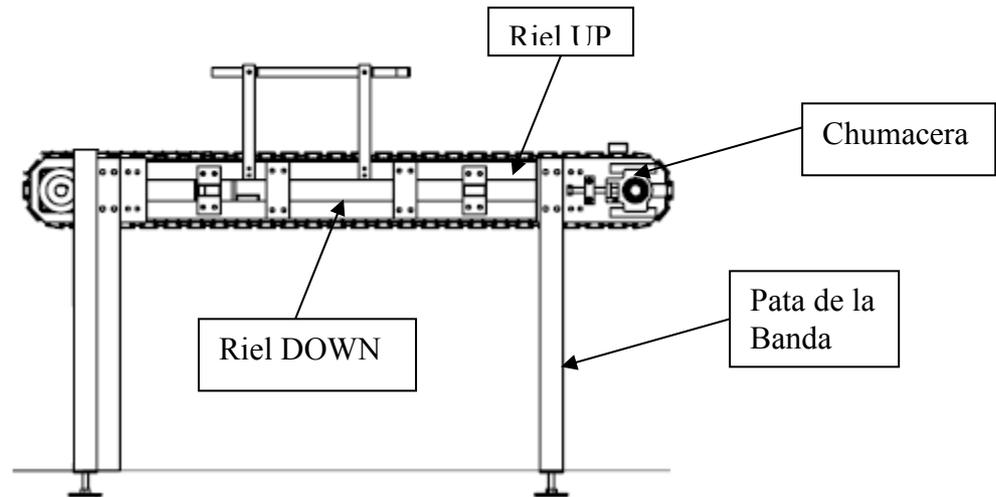


Ilustración 39. Vista Lateral de la Banda Transportadora.

El peso por metro lineal es de 3.49kg/m , por lo cual cada riel tendrá de masa 3.49kg .

Los dos rieles up soportarán todo el peso de las dos cadenas y los tubos, modelándose como vigas apoyadas en las patas con carga uniforme. El peso total que soporta será el de la cadena añadido el peso de la mitad de todos los tubos y la mitad del peso de una persona de 90kg .

$$m_{\text{TotalRiel}} = m_{\text{Cadena}} + \frac{n_{\text{Tubos}}}{2} * m_{\text{Tubo}} + \frac{m_{\text{Persona}}}{2} + m_{\text{Riel}}$$

$$m_{\text{TotalRiel}} = 7,86 + 58 * 1 + 45 + 3,49 = 114,35\text{kg}$$

El momento máximo se hallaría en la mitad del tubo siendo, y suponiendo que los puntos de apoyo están en los extremos:

$$M_{\text{max}} = \frac{\left(\frac{P_{\text{TotalRiel}}}{l} \right) * l^2}{8}$$

$$M_{\max} = \frac{\left(\frac{114,35 * 9,81}{1}\right) * 1^2}{8} = 140.221 Nm$$

La inercia del ángulo en L estructural es:

$$I = 5.31e^{-8} m^4$$

Y la distancia c desde el centroide a la fibra más lejana es c=2.73cm. El esfuerzo está dado por

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = 72,09 MPa$$

La tubería estructural posee un límite de fluencia mínimo de $f_y = 2400 kg/cm^2$, lo cual sería $f_y = 2.35e^8 \frac{N}{m^2}$ obteniendo un factor de seguridad de:

$$n_{seguridad} = \frac{\sigma_{permissible}}{\sigma_{\max}} = \frac{235 MPa}{72,09 MPa} = 3,26$$

12.9. Patas de la Banda

Para sostener la banda se colocaran perfiles estructurales cuadrados, como se muestra en la *Ilustración 39*. Estos perfiles tienen de largo y ancho a=50mm, y de espesor 3mm, y cuya longitud total será 0.7 m. Estos serán emperrados a las rieles up y down para sostener la cadena a través de unos aditivos.

El número mínimo de patas para sostener toda la banda estará dado por la condición de soportar a compresión todo el peso de la banda. La masa de la banda se puede estimar sumando las masas de sus componentes, como sigue:

$$m_{TotalPatas} = 2 * m_{Cadena} + n_{Tubos} * m_{Tubo} + m_{Persona} + 4 * m_{Riel} + 2 * m_{Eje} + 4 * m_{Catalina}$$

$$m_{TotalPatas} = 2 * 7,86 + 58 * 1 + 90 + 4 * 3,49 + 2 * 4,7 + 4 * 2,55 = 197,28 kg$$

Dado que el esfuerzo axial se define como la fuerza que se ejerce sobre el área donde actúa, el esfuerzo que soportaría una pata es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{197,28 * 9,81}{2 * 0,05 * 0,003 + 2 * 0,047 * 0,003} = 3,325 MPa$$

La tubería estructural posee un límite de fluencia mínimo de $f_y = 2400 \text{ kg/cm}^2$, lo cual sería $f_y = 2.35 \text{ e}^8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ por ello una pata sería suficiente, pero por obvias condiciones de estabilidad se colocaran 4 en cada banda, además de un ensamble armonioso.

Los pernos en las patas soportaran a corte todo el peso distribuido en cada uno, como son 4 patas por banda, y cuatro pernos por tubo, y ocupando pernos M8 tenemos el siguiente factor de seguridad:

$$\tau_{\text{Pernos}} = \frac{F/16}{A} = \frac{197,28 * 9,81}{16 \pi * \left(\frac{0,008}{2}\right)^2} = 2,41 \text{ MPa}$$

$$n_{\text{seguridad}} = \frac{\tau_{\text{permissible}}}{\tau_{\text{max}}} = \frac{117 \text{ MPa}}{2,41 \text{ MPa}} = 48,62$$

El esfuerzo por aplastamiento en los pernos tendrá igual un factor de seguridad alto.

$$\sigma_{\text{Pernos}} = \frac{F/16}{A} = \frac{197,28 * 9,81}{0,008 * 0,003} = 5,03 \text{ MPa}$$

$$n_{\text{seguridad}} = \frac{\sigma_{\text{permissible}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{235 \text{ MPa}}{5,03 \text{ MPa}} = 46,72$$

13.CAPÍTULO V

SISTEMA INICIO-FIN

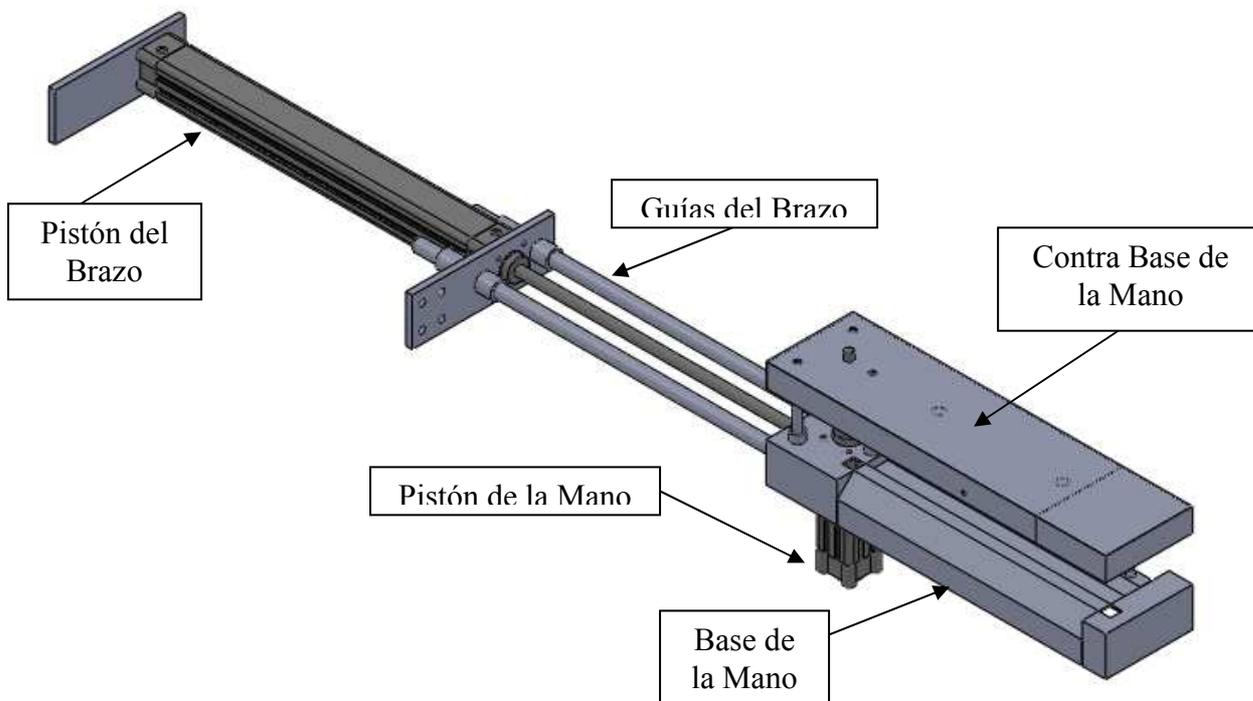


Ilustración 40. Sistema Inicio-Fin

Con el objetivo de hacer que la máquina embaladora sea totalmente automática se ha ideado un sistema de inicio y fin del embalaje el cual está encargado de sujetar el film para dar la primera vuelta y de cortarlo al terminar de envolver el paquete. Una vista de este sistema se puede apreciar en la *Ilustración 40*.

Para el diseño se ha dividido este sistema en dos partes a las que se ha llamado brazo y mano. El brazo es el pistón y sistema de guiado que se puede observar en el lado izquierdo de la *Ilustración 40* cuya función es la de desplazar la mano hacia atrás o hacia delante para que esta pueda aproximarse al film. La mano, por su parte, es la encargada de la sujeción y corte del film. Funciona como una pinza y puede observarse en la parte derecha de la ilustración antes mencionada.

Como se mencionó anteriormente, la mano cumple con dos funciones, la primera es la de sujetar el film y la segunda es la de cortarlo. Físicamente estas funciones están ubicadas en

cada onda de la base y se complementan con piezas unidas a la contra base. Una vista frontal de esta base puede apreciarse en la *Ilustración 41*.

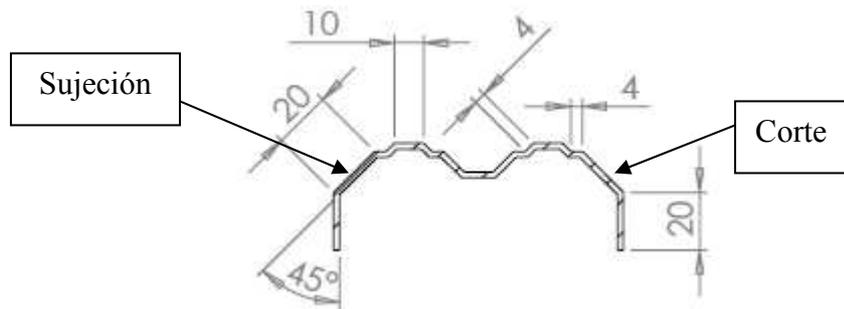


Ilustración 41. Vista Frontal de la Base de la Mano

Para sujetar el film, la mano tiene un sistema de puntos de presión que se han formado por los pupos y agujeros ubicados en la primera onda, estos harán que el film no se deslice por la base de la mano al tensarlo cuando la rueda porta bobina empiece a girar. En la segunda onda se encuentra el sistema de corte de film, el cual se hará mediante un hilo de calor cubierto con teflón para evitar que el plástico se pegue. En la contra base se ha ubicado una pieza adicional que sostiene una franja de silicón que ejercerá presión sobre el plástico y el hilo de corte para lograr un cisura recta. Se ha escogido silicón porque este material es flexible y es un buen aislante del calor. Un detalle de la base y la contra base se presentará a continuación cuando se puntualice el diseño de la mano.

13.1. Mano

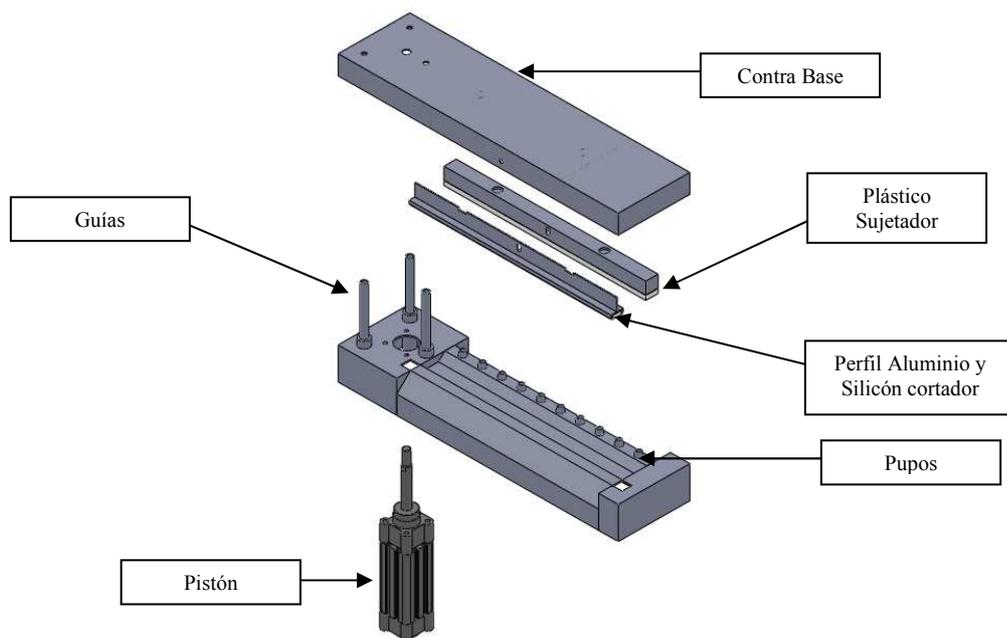


Ilustración 42. Despiece Sistema de Sujeción y Cortado de Film

La mano, como ya se dijo, funcionará como una pinza que tome el film y lo corte cuando el embalaje termine. Un despiece de la mano puede verse en la *Ilustración 42*.

La pinza se abrirá y cerrará en forma paralela con la ayuda de un pistón, el mismo que tiene 50 mm de carrera y 25 mm de diámetro y puede trabajar entre 1 y 7 bar de presión, pero debido a que se está trabajando con 3 bar en los pistones de sujeción del producto, se utilizará esta presión para abrir la pinza.

Esta pinza está formada de dos partes grandes a las que se llamará base y contra base. Como se explicó anteriormente la base es una pieza de acero de 3 mm de espesor doblada de tal manera que se formen dos ondas. Se ha escogido esta forma de ondas para ayudar a disipar el calor del hilo de corte y que el film que se sujeta en la primera sección de la mano no se vea afectado por el calor. Una vista de la base se presenta en la *Ilustración 43*.

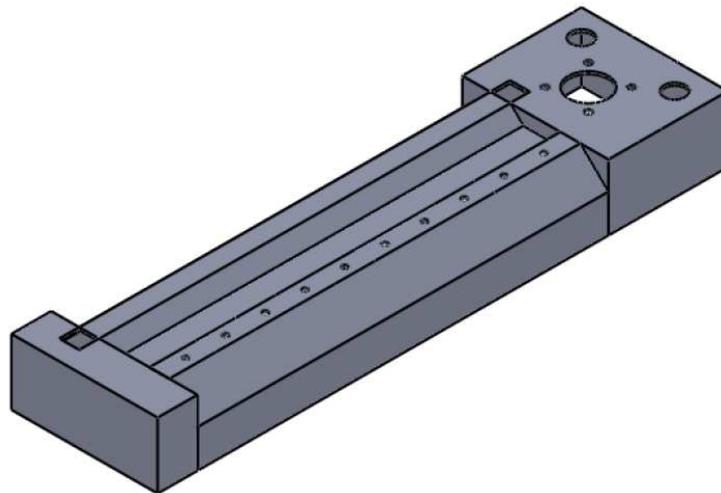


Ilustración 43. Pieza Base de la Mano

La base debe soportar el peso del pistón que abrirá y cerrará la pinza así como las guías que evitarán que la contra base gire, su peso propio y la fuerza de cierre del pistón. El peso del pistón se obtiene de los catálogos FESTO como se hizo para el diseño del sistema de sujeción del producto. En este caso el peso del pistón es de 0,293 kg según el catálogo. De este mismo catálogo se obtiene que la fuerza de retroceso de este pistón a 3 bar es de 123,5 N.

Las guías son ejes de acero de 9,53 mm de diámetro y 130 mm de largo, entonces el peso de estas es de:

$$P_{\text{Guías}} = 2 * \rho_{\text{Acero}} * 9,81 * V_{\text{eje}} = 2 * 7850 * 9,81 * \pi * (4,76E - 3)^2 * 0,13 = 1,43N$$

Para estimar el peso propio de la base se asume que es una placa de 3 mm de espesor con de 430 mm de largo y cuyo ancho se estima sumando las longitudes de los dobleces. Con base en la *Ilustración 41* se tiene:

$$a = 2 * (20 + 20 + 4 + 10 + 4 + 10) + 10 = 146 \text{ mm}$$

Donde a es el ancho de la placa y los valores se han sumado uno a uno según la figura referida.

Entonces el peso de la base es:

$$P_{Placa} = \rho_{Acero} * 9,81 * V_{eje} = 7850 * 9,81 * (3E - 3 * 430E - 3 * 146E - 3) = 14,5 \text{ N}$$

Para saber si la base soportará la carga a la que trabajará con una deflexión máxima de 0,1 mm se la modela como una viga con la distribución de carga que se muestra en la *Ilustración 44*:

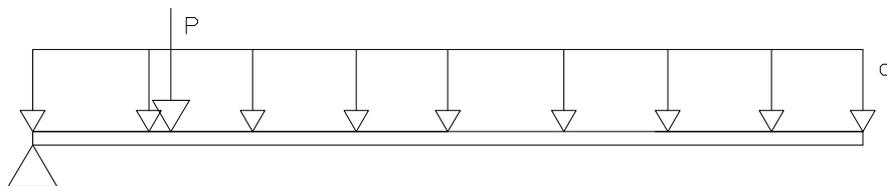


Ilustración 44. Diagrama de Fuerzas Base de la Mano

Bajo esta distribución de carga la deflexión máxima se expresa como:

$$v = \frac{qL^4}{8EI} + \frac{Pa^2}{6EI} (3L - a)$$

Ecuación 19 [5]

Donde a es la distancia entre el inicio de la base y el centro del pistón y es igual a 50 mm.

L es la longitud de la base y es igual a 430 mm.

E es el módulo de elasticidad del acero, 200GPa.

I es la inercia de la placa doblada.

P y q son las cargas puntuales y distribuidas, respectivamente, que se calcularán a continuación.

Para estimar el valor de la inercia es necesario referirse a la *Ilustración 41*. Los ángulos de los dobleces son de 45° entonces la altura de la placa doblada será:

$$h = 20 + 20 \sin 45^\circ + 4 \sin 45^\circ = 36,97 \text{ mm}$$

y el ancho es 100 mm, según el plano.

Para estimar las cargas se ha tomado los pesos antes calculados. La carga distribuida será el peso de la placa más la fuerza que ejerce el pistón sobre la contra base, mientras que la carga puntual es la suma del peso del pistón y del peso de las guías.

$$q = \frac{P_{\text{Placa}} + 123,5}{0,43} = 320,94 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad \text{y} \quad P = P_{\text{Piston}} + P_{\text{Guías}} = 4,3 \text{ N}$$

En este caso,

$$v = \frac{320,94 * 0,43^4}{8 * 200E9 * \frac{0,037^3 * 0,1}{12}} + \frac{4,3 * 0,05^2}{6 * 200E9 * \frac{0,037^3 * 0,1}{12}} (3 * 0,3 - 0,05) = 1,62E - 5 + 1,8E - 8 = 1,63E - 5 \text{ m}$$

Esto indica que la base al soportar las cargas impuestas se flejará apenas 0,016 mm en su extremo más alejado, lo cual es aceptable e imperceptible a simple vista.

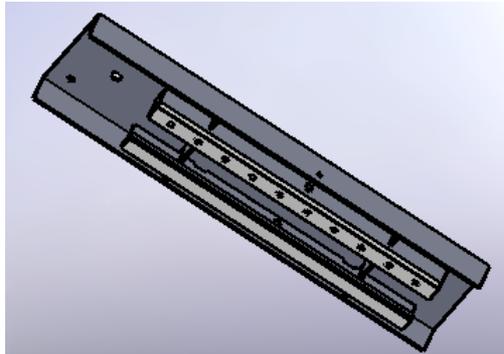


Ilustración 45. Contra Base de la Mano

La contra base es una caja de acero en la que se ubicarán dos piezas de aluminio y se muestra en la *Ilustración 45*. La función de la contra base, a más de soportar estas nuevas piezas, es transmitir a estas partes la fuerza del pistón. No se requiere un diseño detallado de esta parte, ni de las piezas de aluminio ya que la fuerza que

transmiten no es muy grande y están soportadas por la base. Además se escogió el aluminio para aliviar la carga de la base y del brazo.

A fin de tener una idea del peso de este conjunto de piezas que servirán para el diseño del brazo, se estima que la placa más las dos piezas de aluminio pesan lo mismo que la placa de la base, ya que esta última es más ancha por los dobleces y el aluminio pesa tres veces menos que el acero.

13.2. Brazo

Como se mencionó anteriormente el brazo es el conjunto de elementos que desplazarán y guiarán el avance de la mano a fin de que esta pueda acercarse al film para sujetarlo. El brazo está formado por el pistón que empujará la mano, dos guías que impedirán que gire la mano y dos placas que unirán el sistema a la estructura.

Debido a que el ancho del rodillo de film es de 250 mm se requiere que la mano y el avance de la misma sea mayor a esa distancia por lo que se ha escogido un pistón de 300 mm de carrera y 25 mm de diámetro. Este pistón puede trabajar entre 1 y 10 bar de presión, pero debido a que se está trabajando con 3 bar en los pistones de sujeción del producto, se utilizará esta presión para mover la mano. Según el catálogo FESTO el peso de este pistón es de 0,568 kg.

Las placas que unen el Sistema Inicio-Fin a la estructura de la máquina soportarán el peso de la mano más el peso del pistón y el peso de las guías. El despiece de este sistema se presenta en la *Ilustración 46*.



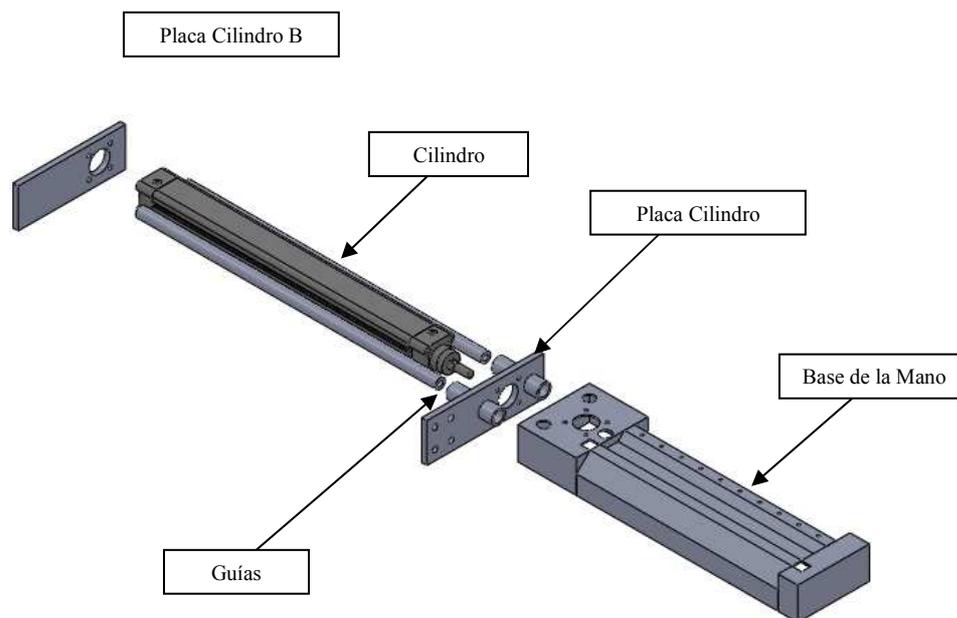


Ilustración 46. Despiece Sistema de Sujeción Brazo

Para saber si los 4 pernos que unen la primera placa a la estructura y el cordón de soldadura que une la segunda placa, resistirán la carga impuesta se considerará al sistema como una viga apoyada en dos puntos cuyo diagrama de fuerzas es mostrado en la *Ilustración 47*.

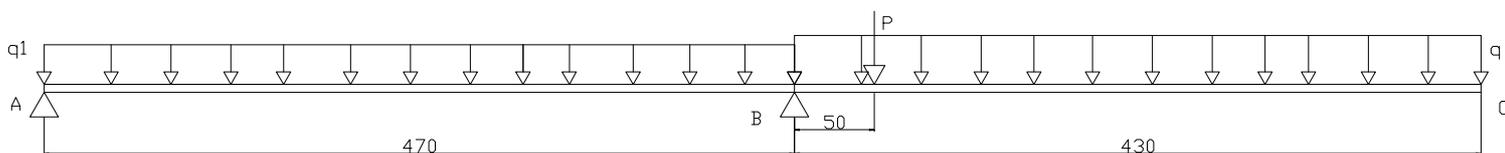


Ilustración 47. Diagrama de Fuerzas del Brazo del Sistema Inicio-Fin

Donde P es el valor antes calculado en el diseño de la mano, 4,3N.

$$q = \frac{2 * P_{Placa} + 123,5}{0,43} = 354,65 \frac{N}{m}$$

$$q1 = \frac{P_{GuíasBrazo} + P_{PistonBrazo}}{0,47}$$

Las guías del brazo son dos ejes de 15,88 mm de diámetro y 460 mm de largo, cuyo peso es:

$$P_{GuíasBrazo} = 2 * \rho_{Acero} * 9,81 * V_{eje} = 2 * 7850 * 9,81 * \pi * (7,94E - 3)^2 * 0,46 = 14,03N$$

Entonces q1 es igual a 41,71 N.

Las reacciones que se aplican en las placas pueden estimarse por equilibrio de fuerzas y momentos.

$$\Sigma M_A = -q_1 * \frac{0,47^2}{2} + R_B * 0,47 - P * 0,52 - q * 0,43 * 0,685 = 0$$

$$q_1 * \frac{0,47^2}{2} + P * 0,52 + q * 0,43 * 0,685 = R_B * 0,47$$

Entonces $R_B = 236,82N$

$$\Sigma F_y = -q_1 * 0,47 - P - q * 0,43 + R_A + R_B = 0$$

$$q_1 * 0,47 + P + q * 0,43 - R_B = R_A$$

Entonces $R_A = -60,42N$

Dado que la fuerza que soporta el cordón de soldadura es muy pequeña no se hace necesario un cálculo de la resistencia de este. Los pernos sí soportan una fuerza considerable por lo que se calculará su resistencia. Para ello se utilizará el mismo método que para el diseño del conjunto de pernos que soportan la base del motor de la rueda porta bobina. Donde V es la cortante equivalente en el punto O, en este caso es la reacción R_B igual a 236,82N. M es el momento equivalente en O, para este caso:

$$M = R_A * 0,1 = 23,68Nm$$

r es la distancia entre el centroide O y el perno, esta distancia puede verse en el plano respectivo y es igual a 19,52mm.

La carga primaria por perno es igual a

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{236,82}{4} = 59,205N$$

La carga secundaria por perno es

$$F'' = \frac{Mr}{4r^2} = \frac{M}{4r} = \frac{23,68}{4 * 0,0195} = 303,59N$$

Dado que estas cargas están direccionadas de diferente manera es necesario encontrar una fuerza resultante para cada perno.

$$F_A = F_B = \sqrt{(F'_y + F''_y)^2 + F_x'^2} = \sqrt{(59,205 + 303,59 * \cos 50,19)^2 + (303,59 * \sin 50,19)^2} = 344,51N$$

$$F_C = F_D = \sqrt{(F'_y - F''_y)^2 + F_x'^2} = \sqrt{(59,205 - 303,59 * \cos 50,19)^2 + (303,59 * \sin 50,19)^2} = 269,55N$$

Dado que los pernos A y B soportan más carga el análisis se hará para ellos. El esfuerzo cortante que los pernos soportan es,

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{344,51}{32,8E-6} = 10,5MPa$$

donde A_s es el área de rosca más pequeña, que se obtiene de tablas.

El esfuerzo axial permisible para estos pernos es de 225MPa, entonces el factor de seguridad para estos pernos es:

$$n_{seguridad} = \frac{\tau_{Permisible}}{\tau_{max}} = \frac{117E+6}{10,5E+6} = 11,14$$

Con este factor de seguridad se puede confiar en que el conjunto de cuatro pernos M8 soportarán el Sistema Inicio-Fin.

14. CAPÍTULO VI

SISTEMA DE SUJECIÓN DEL PRODUCTO

Para evitar que el paquete se mueva de su posición al embalsarse se ha ideado un sistema de guiado vertical y lateral que se adapte al tamaño variable de los productos que se envolverán. Como guías laterales se utilizarán guías metálicas con un tornillo de ajuste para variar la posición de las mismas. Para el guiado vertical se usarán pistones neumáticos. A continuación se presenta el diseño de dichas guías.

14.1. Pistones para Sujetar el Producto

Como se menciona anteriormente el sistema de guiado vertical se realizará con dos pistones neumáticos que caerán en una zona muy próxima al área de la rueda porta bobina. Uno al final de la primera banda transportadora y otro al inicio de la segunda banda. Una vista de este sistema puede apreciarse en la *Ilustración 48* y la ubicación de este sistema en la máquina se ve en la *Ilustración 2*.

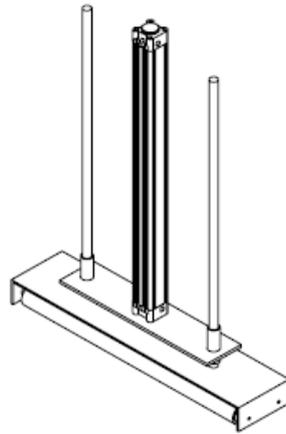


Ilustración 48. Guía Vertical.

Estos pistones se usarán para sujetar las planchas a fin de que no se desordenen dentro el paquete y se pueda embalar correctamente. Para saber la carrera que deben tener estos pistones se ha tomado los dos paquetes más significativos en cuanto a altura. El paquete más bajo tiene 40 cm de alto, mientras que el paquete más alto presenta 86 cm de altura. La diferencia de altura de estos dos paquetes muestra la carrera mínima que deben tener los pistones para poder presionar todos los paquetes. Esta carrera mínima es de 46 cm.

Utilizando los catálogos de FESTO se obtuvo que los pistones pueden tener carreras de 40 cm o de 50 cm. es por ello que se ha escogido utilizar un pistón de 500 mm de carrera y 32mm de diámetro, que trabaje con presiones de 0 a 10 bar. Se has escogido el diámetro del pistón ya que era el más pequeño existente en el mercado que brinde los 500 mm de carrera que se requieren. El vástago de este pistón se sujetará a una placa que soportará dos rodillos livianos con rodamientos en su interior que serán las verdaderas guías de los paquetes. Estos rodillos están formados de un eje de acero con dos rodamientos a cada extremo y recubiertos de un cilindro hueco de duralón.

En la *Ilustración 49* se muestra un corte de estos rodillos:

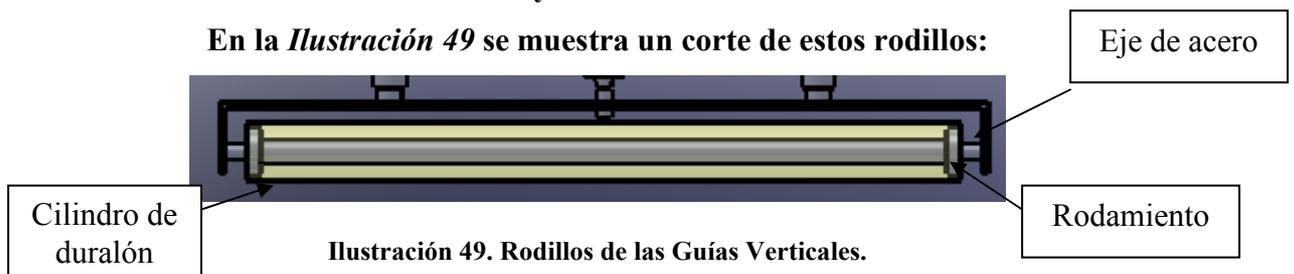


Ilustración 49. Rodillos de las Guías Verticales.

El primer requerimiento para el diseño de las guías verticales, luego de escoger la carrera del pistón, es constatar que la presión que aplicará el pistón sobre el bloque de “espuma flex” no causará mayor deformación al producto.

Tomando en cuenta la fuerza que imprime el pistón al trabajar a 3 bar se estima la deformación en el producto en:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{y} \quad \sigma = E\varepsilon$$

Entonces:

$$\varepsilon = \frac{F}{AE}$$

Ecuación 20 [4]

Donde F es la fuerza que aplica el pistón, la misma que se ha estimado en 147,5N que es la fuerza máxima que ejerce el pistón FESTO escogido según puede constatar en el catálogo; A es el área de contacto entre los rodillos y el material y E es módulo de elasticidad.

Para este caso el área es:

$$A = 2 * l_{\text{Rodillos}} * d_{\text{Contacto}} = 2 * 0,5 * 0,001 = 0,001m^2$$

y el módulo de elasticidad del “espuma flex” es 8MPa.

Entonces,

$$\varepsilon = \frac{F}{AE} = \frac{147,5}{0,001 * 8E6} = 1,84E - 2$$

La deformación es el 1,8% del alto del paquete, lo que es poco y no afectará a la producción.

Una vez que se sabe que la presión aplicada por los pistones a través de los rodillos de las guías no deformará los productos, es necesario saber si los componentes de estas guías soportarán esta presión.

La fuerza impuesta por el pistón se distribuirá a los dos rodillos que tendrá cada guía. Los rodillos están formados por un eje de acero de transmisión de 0,63 pulgadas (15,88mm) de diámetro, donde se montarán dos rodamientos (uno en cada extremo). Estos ejes estarán unidos a la placa, donde se conectará el vástago del pistón, por pernos M5. Estos pernos, al igual que los rodamientos, soportarán un cuarto de la fuerza aplicada por el pistón, 36,88N.

Para saber si los rodamientos que se utilizarán soportarán la carga que se les aplicará, es necesario estimar la velocidad a la que giran. Si se considera que la banda transportadora avanza a $4 \frac{m}{min}$ y el diámetro de los rodillos de duralón es de 40 mm, el número de revoluciones que estos rodillos darán por cada 4 m es:

$$n_{Giros} = \frac{4}{\pi * d} = 31,83 rev$$

Entonces la velocidad e giro de los rodamientos será $31,83 \frac{rev}{min}$

Utilizando la teoría de rodamientos se calcula la relación de vida, se tomará como vida deseada 30 kh porque es una aplicación para una máquina para servicio de 8h diarias que se ocupa por completo:

$$x_D = \frac{L}{L_{10}} = \frac{60L_D n_D}{10^6} = \frac{60 * 30000 * 31,83}{10^6} = 57,294$$

Con ella y usando un factor de seguridad de 1,2 y la carga antes calculada se calcula la carga de catálogo.

$$C_{10} = n_{seguridad} * F * \left(\frac{X_D}{0,02 + 4,439 * (1 + ,99)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 1,2 * 36,88 * \left(\frac{57,294}{0,02 + 4,439 * (1 + 0,99)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}} = 327,64 N$$

Dado que la carga es pequeña cualquier rodamiento soportará la fuerza ejercida por el “espuma flex” sobre los pistones.

Ahora es necesario calcular el esfuerzo de aplastamiento de los pernos que sujetan los ejes. Para ello se requiere saber que la placa a donde se empernarán los ejes tiene 6 mm de espesor y recordar que el diámetro de los pernos es de 5 mm.

$$\sigma_{\text{Pernos}} = \frac{F}{A} = \frac{36,88}{0,005 * 0,006} = 1,23 \text{MPa}$$

Entonces el factor de seguridad es de,

$$n_{\text{seguridad}} = \frac{\sigma_{\text{permisible}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{235 \text{MPa}}{1,23 \text{MPa}} = 191,16$$

Como se requiere una carrera muy larga del sistema de guiado, es necesario guiar el avance de la placa de los rodillos para evitar que esta gire. Para ello se ha unido a la placa donde se sujetan los rodillos, dos ejes que funcionarán como guías. Estas guías se desplazarán por bocines soldados a otra placa que además sujetará el pistón. Esta última placa estará unida a la estructura mediante dos tubos rectangulares que se soldarán a la placa en uno de sus extremos y se empernarán al marco en el otro extremo, como se muestra en la *Ilustración 50*. Entonces estos pernos soportarán el

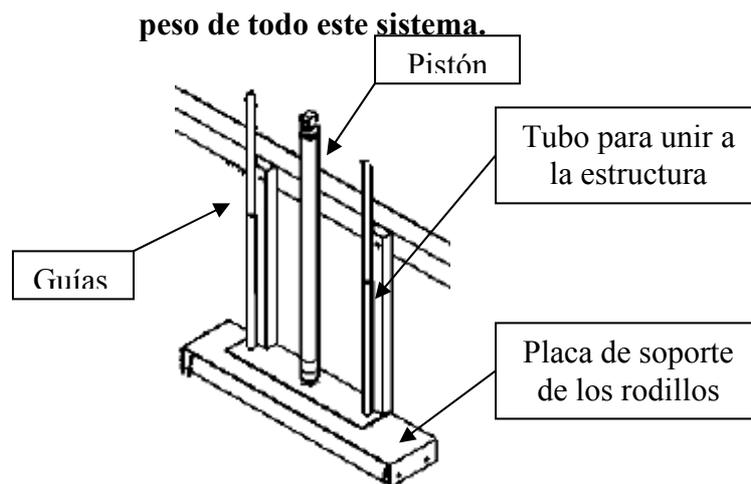


Ilustración 50. Guía vertical montada en la estructura.

El peso total del sistema de sujeción será la suma del peso de las placas, de las guías, de los rodillos y del pistón. El peso del pistón con 500 mm de carrera es de 0,788 kg.

Las guías son dos ejes de acero de 15,88 mm de diámetro y 600 mm de largo.

Entonces su peso es:

$$P_{\text{Guías}} = 2 * \rho_{\text{Acero}} * 9,81 * V_{\text{eje}} = 2 * 7850 * 9,81 * \pi * (7,94E-3)^2 * 0,6 = 18,30N$$

Las placas son de 6 mm de espesor ambas, pero tienen dimensiones distintas. La placa a la que están unidos los rodillos tiene 538x120 mm mientras que la placa de guiado tiene 350x80 mm. El peso de estas será entonces:

$$P_{\text{Placas}} = \rho_{\text{Acero}} * 9,81 * V_{\text{eje}} = 7850 * 9,81 * (0,538 * 0,12 + 0,35 * 0,08) * 0,006 = 42,77N$$

El peso de los rodillos será la suma de cada una de sus partes, las cuales son apreciables en la *Ilustración 49*. Para estimar esta fuerza se aplicarán las mismas suposiciones que para los rodillos tensores de la rueda porta bobina, entonces:

$$P_{\text{Rodillo}} = P_{\text{cilindro}} + 1,1 * P_{\text{duralon}} = \gamma_{\text{Acero}} * V_{\text{cilindro}} + 1,1 * \gamma_{\text{Duralon}} * V_{\text{Duralon}}$$

$$P_{\text{Rodillo}} = 77000 * \pi * 0,538 * 0,00794^2 + 1,1 * 11000 * \pi * 0,5 * (0,04^2 - 0,016^2) = 33,75N$$

Ahora que se conocen todos los pesos se puede obtener el peso total que soportan los 4 pernos M8 que soportan al sistema de sujeción.

$$P_{\text{Total}} = P_{\text{Placas}} + P_{\text{Guías}} + 2P_{\text{Rodillo}} + P_{\text{Piston}} = 136,30N$$

Entonces el esfuerzo de aplastamiento que soportan dichos pernos es:

$$\sigma_{\text{Pernos}} = \frac{F}{A} = \frac{136,30}{0,008 * 0,006} = 0,71MPa$$

Dado que este esfuerzo es muy pequeño se tiene la certeza de que estos pernos soportarán el sistema de sujeción.

14.2. Guías Laterales

Para asegurar un buen embalaje es necesario que el paquete a ser envuelto esté centrado sobre las bandas transportadoras. Para ello se ha colocado guías metálicas laterales por las que se deslizará el paquete al pasar por ahí. Estas guías están

ubicadas a una altura media entre todas las alturas de los paquetes que Plastex S.A. requiere embalar.

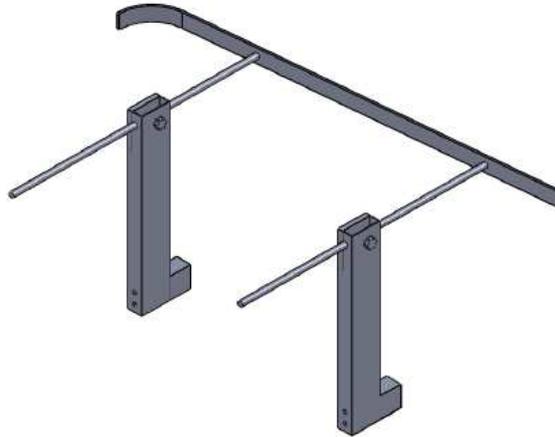


Ilustración 51. Guías Laterales.

Las guías están formadas de una platina doblada en un extremo a la que se la ha soldado dos ejes de 9,53 mm de diámetro que sirven como guías del sistema. Estos ejes pueden moverse sobre bocines montados en tubos rectangulares que se unen a las bandas transportadoras mediante pernos y permiten dar la altura necesaria al guiado. Los bocines antes mencionados tiene un agujero por el cual pasa un perno que actúa como prisionero. Este perno se ajusta para dar la distancia lateral a las guías. Dado que estas guías no soportan ninguna carga lateral no se ha realizado cálculos para escoger sus partes solo se ha procurado que se mantenga la estética.

15.CAPÍTULO VII

CONSTRUCCIÓN



Ilustración 52. Vista de la Maquina Embaladora

Luego de tener el diseño de la máquina se procedió a la construcción de la misma. La máquina fue construida en un lapso de cinco meses en los cuales se utilizaron las máquinas herramientas básicas para dar la forma deseada a cada una de las piezas. La construcción fue hecha en las facilidades de Maquinados y Repuestos (MyR).

A continuación se detalla el trabajo realizado para cada pieza importante de la máquina embaladora.

15.1. Rueda Porta Bobina

15.1.1. Transmisión de la Rueda porta bobina

15.1.1.1. Pines

Se adquirió el eje de transmisión de 15.9 mm (5/8") y 6 metros de longitud, que se aprecia en la *Ilustración 53*.



Ilustración 53. Eje de 15.9mm (5/8")

En el torno se realiza una perforación pasante de 8mm de diámetro, se refrenta la cara, se corta con la sierra a una medida de 32mm, luego se refrenta la otra cara dejando una longitud de 30mm, se realiza el chaflán y por último se procede al roscado manual M8. El pin terminado se observa en la *Ilustración 54*. Se requieren 147 pines como se mencionó en el diseño.



Ilustración 54. Pin

15.1.1.2. Bocines

Se utilizó un tubo ASTM de $\frac{1}{2}$, cuyo diámetro exterior es de 22.2mm (7/8") y diámetro interior es de 15.9mm (5/8"), para la fabricación de los bocines. Este tubo se muestra en la *Ilustración 55*.



Ilustración 55. Tubo ASTM de $\frac{1}{2}$

Después se procede a perforar con una broca de 16mm para eliminar la costura interior del tubo y garantizar un juego con el pin de 5/8". Se corta en longitudes de 30 mm, y se refrenta hasta dejar en 29mm, también para que tenga juego con el pin de 30mm. Cuando se tienen los 147 bocines listos se

procede a dar tratamiento térmico de cementado en Bohler. Se cementó 3 décimas a la superficie. En la *Ilustración 56* se ve el bocín listo.



Ilustración 56. Bocín

Los 147 pines y bocines simularán los rodillos de una cadena que se engrane a la catalina para hacer girar la rueda. El conjunto total está formado por 4 arandelas, dos pernos M8, un pin y un bocín y puede apreciarse en la *Ilustración 57*.



Ilustración 57. Conjunto Completo Pin-Bocín

15.1.1.3. Piñón Rueda

Se compró el piñón de 18 dientes y paso 34.1 milímetros (1.5") en Maquinarias Henríquez.



Ilustración 58. Figura Piñón Z18 p=1.5in

Se redujo la Manzana hasta un diámetro de 100 milímetros para alivianar el peso, además se agrando el diámetro interno hasta 34.1 milímetros (1.5") para el ingreso del eje, se maquinó el chavetero de 8x4 milímetros, y por último se realizo 3 perforaciones y roscas M8 para los prisioneros. La catalina lista para montarse se observa en la *Ilustración 58*.

15.1.2. Rodillos Tensores y Porta bobina

En la *Ilustración 59* se ve el sistema de rodillos tensores en funcionamiento sobre la rueda porta bobina.



Ilustración 59. Rodillos Tensor y Porta Bobina montados en la Rueda

15.1.2.1. Rodillos tensores

Se realizó dos rodillos tensores para que el film pase por ellos y tenga la tensión necesaria para embalar correctamente. Estos se montan en la rueda para que giren con la misma y constan de un eje llamado rodillo M, dos tuercas M14, una tuerca M10, dos rodamientos y un rodillo H de duralón.

i. Rodillo M

A partir de un eje de 15.9mm de diámetro se deja entre dos roscas M14 un espacio libre de 30mm para que funcione como pin normal, de esta manera se le puede montar en los aros en agujeros mas grandes apretando con tuercas M14. En el otro extremo se cilindra de tal manera que se pueda montar dos rodamientos de diámetro interior 12 mm, diámetro exterior 30mm y de ancho 10mm, para que estén separados 260mm. Esta sección del eje tiene 10 mm de diámetro para que en el montaje pase el rodamiento fácilmente. Por último consta de una rosca M10 para ajustar y no dejar que se salgan los rodamientos, permitiendo el montaje y el ajuste. En la *Ilustración 60* se observa este rodillo terminado.



Ilustración 60. Rodillo M

ii. Rodillo H

Utilizando duralón de diámetro de 40mm de largo 285mm, realizamos una perforación pasante de 20mm de diámetro, para esto se requirió soldar a la broca una varilla. Se refrentó para llegar a una longitud final de 280mm, y en ambos extremos se cilindro internamente dejando agujeros de 30 mm de diámetro con una profundidad de 10mm para el ingreso de los rodamientos, como se nota en la *Ilustración 61*.



Ilustración 61. Rodillo H

El rodillo H se monta alrededor del rodillo M como eje con los dos rodamientos a los extremos y ajustados por la rosca M10.

15.1.2.2. Rodillo Porta bobina

El Rodillo Porta bobina consta de varias piezas y sirve para que el film stretch gire con la rueda pero además pueda desenrollarse. Consta de un eje que se monta en la rueda con dos tuerca M14 llamado Porta bobina M, dos rodamientos para que gire el Porta bobina H, donde ingresa el Film, una placa tapa por donde salen dos tornillos M5 para ajustar la placa tope con dos mariposas M5, y se pueda mantener el film rodando ajustándose al largo de la bobina de film.

i. Porta bobina M

Es idéntico al Rodillo M del rodillo tensor, excepto por la distancia entre rodamientos que es menor (240mm), para que la distancia restante se ajuste con la placa tope de ajuste. Este eje puede verse en la *Ilustración 62*.



Ilustración 62. Porta Bobina M

ii. Porta bobina H

Es similar al rodillo H, pero el largo es de 260mm. Y su diámetro exterior es de 65mm, para que ingrese libremente la bobina de film stretch, este diámetro se ensancha en forma cónica a 30° para su ajuste, pero solo en uno de sus extremos. En el otro extremo se realizó 4 agujeros roscados M4 de 20 mm de profundidad para ajustar la placa tapa, y además se maquinó dos agujeros chinos para que ingrese la cabeza de pernos hexagonales M5. Un esquema y la pieza se observan en la *Ilustración 63*.

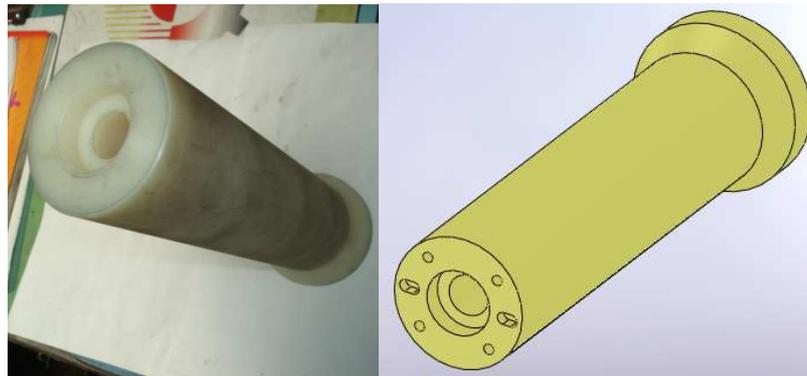


Ilustración 63. Porta Bobina H

iii. Placa Tapa

La placa tapa se presenta en la *Ilustración 64* y es un aro de duralón de 65 mm de diámetro exterior con diámetro interior 30mm, y de ancho 5 mm. Consta de 4 perforaciones de 4 mm con avellanados para que ingresen 4 pernos avellanados M4 y se una con la Porta bobina H. Además posee dos agujeros redondos de 5mm de diámetro de tal manera que dejan salir las rocas de dos pernos hexagonales M5, y mantienen a las cabezas de estos pernos aprisionadas en los agujeros chinos del Porta bobina H. También sirve para retener el rodamiento que se monta sobre el eje de acero.

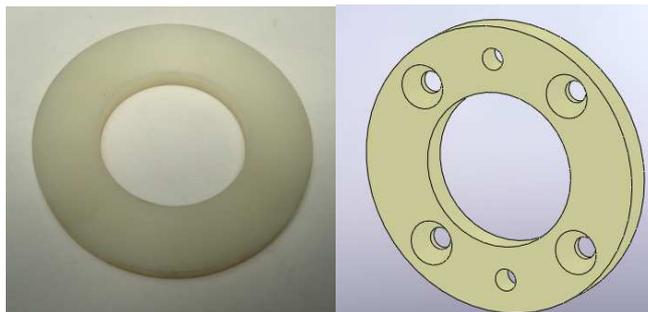


Ilustración 64. Placa Tapa

iv. Placa tope

Es una especie de cono de duralón, como se ve en el *esquema 65*, que se une al Porta bobina H. Pero además posee dos perforaciones de 5mm para que puedan pasar los pernos M5 y se pueda ajustar con las dos mariposas M5; quedando el film ajustado.

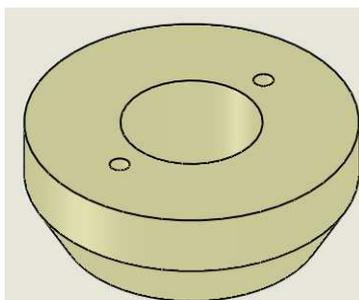


Ilustración 65. Esquema Placa Tope

En la *Ilustración 16* se puede ver un esquema del despiece del Porta Bobina.

15.1.3. Discos de la Rueda Porta bobina

Se corta la plancha de 4mm de espesor en plasma CNC ocupando los servicios de Oxicortes S.A. obteniendo tres partes de aro listas para soldar. En la *Ilustración 66* puede verse el esquema que se usó para la programación de la herramienta CNC y una gráfica de la cortadora trabajando.



Ilustración 66. Cortadora de plasma CNC trabajando y Esquema.

En la *Ilustración 67* se observan las partes de la rueda cortadas y a mitad del proceso de soldadura.



Ilustración 67. Aro soldado y Aro por soldar.

Tras haber soldado los dos aros, uniendo las tres partes para cada uno, y luego entre ellos para realizar el torneado de ambos simultáneamente, se procedió a montarlos en el torno; para ello se adaptó cuatro placas para sujetar los aros como se muestra en las *Ilustraciones 68 y 69*.



Ilustración 68. Aro montado en el proceso de centrado



Ilustración 69. Aros soldados a las placas

Cuando ya estuvieron los aros centrados, se realizó unos puntos de suelda en el aro para su mejor sujeción y trabajo. Se cilindro primero la parte exterior y luego la parte interior hasta que llegue a la medida del plano, el diámetro interno de 1735 mm, y el diámetro exterior de 1820 mm.

Posteriormente se trazo el intereje de diámetro 1782,8 mm con una marca utilizando la cuchilla en el torno montado. Se desmonto del torno y se procedió a marcar para perforar 147 agujeros correspondientes a los pernos que ingresan en los 147 pines. Para esto se utilizo hojas impresas a escala real con las perforaciones y el intereje, unidas de tal manera que cierran el círculo, como se ve en la *Ilustración 70*. Para la unión se calzaba con una hoja igual pero impresa en acetato transparente para ver a través de la misma.



Ilustración 70. Hojas guía calzadas sobre los aros.



Ilustración 71. Medida de la Distancia entre perforaciones.

Después con una punta y un martillo se marco todos los 147 puntos calzados en el intereje y verificando que se encuentren con el paso de 38.1mm (1,5"). Esto se muestra en la *Ilustración 71*. Posteriormente se perforo dejando 147 agujeros de 8mm de diámetro. Este proceso se ve en la *Ilustración 72*. Se agrando tres agujeros de 14mm de diámetro para que ingresen los pines especiales, uno para poner el Film y dos para tensar el mismo. Por último se separo los dos aros, que se encontraban unidos por puntos de suelda a lo largo de todo el proceso, para calzar exactamente las perforaciones y no tener problemas en el ensamble. El resultado final es apreciable en la *Ilustración 73*.



Ilustración 72. Proceso de perforación de los aros.



Ilustración 73. Aros perforados.

Luego que los discos estaban torneados y perforados se enviaron a galvanizar en Igalcrom. Cuando estuvieron listos se procedió al ensamblaje de la rueda porta bobina. Primero se empernaron los pines a la primera rueda, teniendo cuidado de ubicar las arandelas correspondientes. Después se engrasaron dichos pines y se colocaron los bocines, girándolos para distribuir la grasa. Luego se calzó el segundo aro, pasándolo por los pines especiales, y se empernó los pines del otro lado. Quedando la rueda lista para ser montada a la estructura. Una porción de este conjunto puede verse en la *Ilustración 74*.



Ilustración 74. Aros, pines, bocines y ejes montados.

15.1.4. Moto reductor

Se adquirió en Comrepsa un motor marca Voges trifásico de potencia nominal 1.1 Kw (1,5 hp) de velocidad angular nominal de 1700 rpm. El motor esta directamente adaptado a una caja de reducción Motovario NMRV 063, cuya relación es 1:15, Dejando con una velocidad al final del eje en 115 rpm. Las vistas de este motor están en la *Ilustración 75*.



Ilustración 75. Motor y caja de reducción.

El moto reductor viene con una brida de anclaje que basta ajustar con cuatro pernos y además con el agujero de servicio de 25,4mm de diámetro (1in) con un chavetero de 8 x 6 mm.

15.1.5. Eje de Transmisión



Ilustración 76. Eje de Transmisión.

Este eje, mostrado en la *Ilustración 76*, transmite el movimiento desde el motor al piñón. Se utilizó un eje de 38.1 mm de diámetro (1,5”). Consta de dos partes, una parte ancha cuyo diámetro es de 38.1 mm (1,5”) para que ingrese en el piñón, con chavetero de 8 x 4 mm. La otra parte es angosta de 25,4 mm de diámetro (1”) para que ingrese en la caja de reducción del moto reductor con chavetero de 8 x 6 mm, con una rosca M24 al final. El cambio de diámetro permite el montaje y ajuste del eje en la caja reductora con dos tuercas y una arandela, la una tuerca ajusta y la otra es contratuerca.

15.1.6. Apoyo y sujeción del motor de la rueda porta bobina a la estructura

Para formar una columna donde se monte el motor de la rueda porta bobina, a una placa de 305x185x8mm se fresó dejándole a escuadra y a medida de 300x180x8mm. Se trazó y perforó 4 orificios de 10.5mm de diámetro para los 4 pernos que ajustan la brida del moto reductor, y además un agujero de 38mm de diámetro en el centro para el eje del motor. Esta placa se muestra en la *Ilustración 77*.



Ilustración 77. Base y Columna de Sujeción del Motor

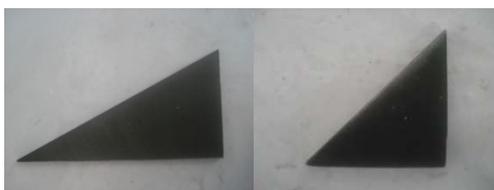


Ilustración 78. Contravientos.

Para esta columna se colocó una base y se soldó contravientos triangulares, que se ven en la *Ilustración 78*, 4 a ambos lados. Además esta base se soldó a dos tubos largos que están soldados a la estructura del marco y un tubo que une a estos dos, como se grafica en el *Ilustración 79*, donde se muestra el motor ya montado en la estructura.



Ilustración 79. Motor montado en la Estructura.

15.1.7. Sistema de apoyo y sujeción de la rueda porta bobina a la estructura

15.1.7.1. Placa de sujeción y tubo de sujeción

Para las placas de sujeción se ocupó 8 placas de 145x105x6 mm, todas se las deja a escuadra y a medida 140x100x6mm en la fresa. Luego se trazó 5 agujeros chinos, 4 de diámetro 12mm y 40mm de largo para los pernos de las chumaceras, y un agujero chino de diámetro 20mm y 40 mm de largo

para el eje de sujeción. Primero se pasó la broca realizando agujeros a lo largo del agujero chino, y por último se definió con la fresa. Al extremo de la placa se soldó una tuerca M12 para ajustar la rueda empujando las chumaceras horizontalmente según permite el ojo chino.

Por otra parte para los tubos de sujeción se ocupó tubos cuadrados de 50x2mm de 495mm de largo, con la fresa se dejó a escuadra los extremos rebajando a una longitud final de 490mm. Se trazo el mismo agujero chino de la placa de sujeción para el eje de diámetro 20mm y 40mm de largo. Posteriormente se soldó dos placas de sujeción en cada tubo calzando el agujero chino común en ambos lados. El resultado final de este proceso es apreciable en la *Ilustración 80*.



Ilustración 80. Placa y tubo de sujeción soldados al marco de la estructura.

15.1.7.2. Marco

Se soldó un marco de tubo rectangular de 50x2mm, cuyos cuatro lados son iguales de 2100 mm en la parte exterior. Para esto se cortó a 45° los tubos de longitud 2100mm en los extremos para luego soldar a escuadra. Se realizó dos marcos iguales, pero al uno se le soldó los cuatro tubos de sujeción y un tubo adicional llamado tubo de sujeción B cuya longitud en cambio es de 380mm de largo.

Ambos marcos están sujetos entre sí por cuatro tubos adicionales de 540 mm de largo en los extremos. Por lo que se forma toda una estructura de 2100x2100x640mm.

15.1.7.3. Chumaceras

Se adquirió 8 chumaceras de pared de 19mm de diámetro (3/4"), las cuales van en ambos lados de las placas de sujeción. 4 pernos sujetan a las chumaceras de dos en dos y cada eje de sujeción va en cada chumacera. Estas chumaceras con los pernos sin ajustar permiten tensar la rueda y en la posición deseada se aprietan los pernos. En la *Ilustración 81* se muestra una fotografía de las chumaceras usadas.



Ilustración 81. Chumacera de Pared de 19mm.

15.1.7.4. Eje sujeción

Se torneó ejes de 19mm de diámetro (3/4") refrentándolos hasta que alcancen una longitud de 220mm, chaflanes de 1mm a 45° son hechos en los extremos. Se roscó M8 a los extremos con una profundidad de 30mm, primero perforando y luego con terraja de manera manual. Por último se realizó dos canales de 1mm de ancho para que ingresen seguros, de tal manera que trabajen pernos en las rocas con una arandela y al otro extremo el seguro y no permitan deslizarse el eje a través de las chumaceras y de la misma manera al soporte de duralón, de esta manera no trabajan únicamente los prisioneros y el montaje es confiable. Además se realizó un chavetero de 6x3 en el eje a lo largo de 70mm.



Ilustración 82. Ejes de sujeción.

15.1.7.5. Soporte de la Rueda

Se torneó cuatro cilindros de duralón de diámetro 100mm refrentando en longitudes de 70mm. Luego se realizó dos canales que tengan 85mm de diámetro y un grosor de 8mm separados a 26mm, de tal manera que pueda servir de canal para la rueda cuyos aros están separados 30mm, dejando un juego de 2mm a ambos lados. Una foto de los rodillos ranurados montados sobre el eje de acero se muestra en la *Ilustración 83*.



Ilustración 83. Rodillo de soporte de la rueda en eje de sujeción.

15.2. Banda

15.2.1. Cadena

Se desarmó la cadena de una banda transportadora originaria de Plastex, se la limpió con gasolina y con diesel para retirar la grasa y oxido, se la cepilló después de remojar quince minutos con desoxidante, además se limó, lijo y/o raspo ciertas partes. El proceso de limpieza de la cadena es apreciable en las *Ilustraciones 84, 85 y 86*.



Ilustración 84. Cadena Después de Desarmar y Limpiar con Diesel.



Ilustración 85. Cadena sumergida en desoxidante.



Ilustración 86. Cadena después de la limpieza con cepillo.

Posteriormente se dividió la cadena en dos cada una, de tal manera de obtener 4 cadenas de 58 eslabones con ceja, y 116 eslabones totales, el paso de la cadena es especial de doble paso 25.4mm (1") lo cual consiste en que se engrana en piñones de 12.7mm de paso (1/2") dejando un diente libre, el tamaño del roller calza perfectamente en un piñón de 12.7mm de paso. Además posee alternando un eslabón con ceja cuyos dos agujeros permiten unir tubos para formar la banda transportadora deseada. Una fotografía de la ceja es apreciable en la *Ilustración 31*.

Además se creó nuevos seguros que consisten en ejes con cabeza y un agujero para pasador, mismos que se muestran en la *Ilustración 87*.

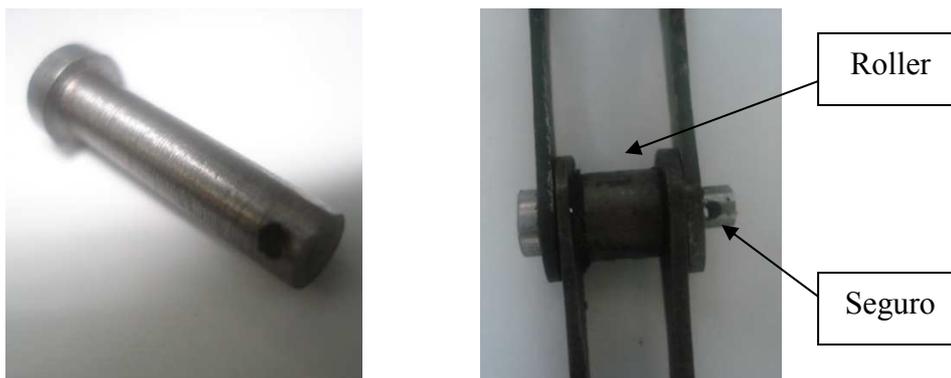


Ilustración 87. Seguros de la Cadena.

Y se unió las cadenas separadas con los nuevos seguros. Obteniendo 4 cadenas iguales, además con puntos de suelda se corrigieron pequeñas fisuras en ciertos eslabones. Una vez asegurada la cadena se la envió a galvanizar en Ingalcrom obteniendo el resultado que se observa en la *Ilustración 88*.



Ilustración 88. Cadena Galvanizada.

15.2.2. Tubos Rectangulares

Se compró el tubo rectangular comercial de 40 x 20 milímetros y 6 metros de largo, cuyo espesor es de 0.8 mm. Se procedió a cortar con ayuda de la entenalla y una sierra en longitudes de 1.15 metros, por lo que se obtuvo 5 travesaños por cada tubo, sobrando un remanente debido a que los extremos suelen tener fallas y también por cualquier eventualidad. Se procedió a taladrar los agujeros para que se pueda empernar con las cejas de la cadena según el plano, primero atravesando todo el tubo generando agujeros de 5mm de diámetro, y después se agrandó los agujeros de arriba hasta 10mm de diámetro para que pueda ingresar el perno Allen y la llave para su ajuste. Por último, con una lima se quitó la rebaba y se arregló cualquier defecto como hundimientos. En las *Ilustraciones 89, 90 y 91* se muestra el proceso de perforación de los tubos. Una vez listos se los envió a galvanizar en

Ingalcrom y se los montó sobre la banda transportadora empernándolos a la cadena como se aprecia en la *Ilustración 31*.



Ilustración 89. Tubos cortados en longitudes de 1,15m.



Ilustración 90. Perforación de 5mm.



Ilustración 91. Perforación de 10 mm.

15.2.3. Piñones Banda

Los Piñones para la banda se adquirieron en Iván Bohman, son de marca Kana y se muestran en la *Ilustración 92*. Se compró 10 piñones 40B36H que quiere decir que su paso es de 12,7mm (1/2") y tiene 36 dientes. 4 piñones se ocupan en cada banda, utilizando 8 en las dos bandas, mientras que dos se utiliza en la transmisión del movimiento. La *Ilustración 93* muestra el sistema de transmisión.

Además para la transmisión de giro en el moto reductor y en un eje auxiliar tensor se adquirió 2 piñones 40B24H (mostrados en la *Ilustración 92*), igual de paso de 12,7mm (1/2") pero de 24 dientes.

A estos piñones se agrandó el agujero de servicio hasta 25,4mm de diámetro para que ingrese el eje, se trabajó un chavetero 6x3mm y se realizó una rosca M8 para el prisionero. Los chaveteros se los trabajó de tal manera que los piñones en parejas estén alineados los dientes y el chavetero, para que engranen bien las cadenas y los tubos se transporten alineados.



Ilustración 92. Piñon 40B36H



Ilustración 93. Sistema de transmisión de las bandas transportadoras y motor

15.2.4. Ejes Banda

Se adquirió eje de transmisión de 25.4mm (1") de diámetro que viene en 6 metros, como se ve en la *Ilustración 94*. Se cortó y refrentó para dejar a medida, se realizo chaflanes a 45° de 1mm a los extremos, además en la fresa se realizo los respectivos chaveteros 6x3mm alineados. Estos se muestran en la *Ilustración 95*. Obteniendo en resumen dos ejes de 1260 mm de largo con dos chaveteros, dos ejes

de transmisión de 1650 mm cada uno con 3 chaveteros, y un eje auxiliar de 175 mm con un solo chavetero.



Ilustración 94. Eje de transmisión.



Ilustración 95. Chavetero de 6x4



Ilustración 96. Ensamble de la Banda sin travesaños

15.2.5. Chumaceras

15.2.5.1. Chumacera fija

Se adquirió 6 chumaceras para pared de 25.4mm cuya fotografía se muestra en la *Ilustración 97*. De estas, 2 se fijarán con 4 pernos M12 a las placas porta chumaceras fijas, y las otras 2 a la placa tensora auxiliar, de igual manera con cuatro pernos. Por otro lado, se tiene 2 chumaceras de piso de

25.4mm de manera de soporte en el eje de transmisión largo, estas se sujetan con dos pernos M12 cada una con un ángulo sujeto a la estructura. Estas últimas son apreciables en la *Ilustración 93*.



Ilustración 97. Chumacera de pared de 25,4mm

15.2.5.2. Chumacera tensora

Se compró 4 chumaceras tensoras de 25,4mm (1”) las cuales tienen dos guías y un orificio para que ingrese un perno y tense las cadenas, como se ve en la *Ilustración 98*. Estas ingresan en las placas porta chumaceras tensoras.



Ilustración 98. Chumaceras tensoras.

15.2.6. Placas porta chumacera

15.2.6.1. Placas porta chumacera fija

En plasma CNC se cortó 4 unidades en plancha de 6mm el perfil de la placa añadido 5mm para rebajar con la fresa, estas placas poseen un chaflán para que no estorbe con las cejas de la cadena. Se dejó a medida del plano, posteriormente se trazó y se realizó todas las perforaciones para que pueda ajustarse con la chumacera, con el soporte, los rieles y pueda ingresar el eje a la chumacera. El proceso es observable en la *Ilustración 99*.



Ilustración 99. Placa Porta Chumacera Fija

15.2.6.2. Placa porta chumacera tensora

Para esta placa se cortó en CNC el perfil, el cual incluye un agujero para que el eje se deslice al tensarlo, y haya una mayor facilidad al montaje ahorrando tiempo de maquinado. Se trazó y perforó para el ajuste con el soporte y los rieles. A parte se maquinó en la fresa guías en forma de L para que pueda ingresar la chumacera, estas se soldaron al igual que una tuerca M16 para poder tensar la chumacera. Obteniendo en total 4 unidades. En las *Ilustraciones 100, 101 y 102* se puede ver el proceso de construcción de estas placas.



Ilustración 100. Placa cortada en CNC



Ilustración 101. Guía de la Chumacera



Ilustración 102. Placa, guía y tuerca soldada.

15.2.7. Paralelo

Son 8 Placas de 6mm de espesor cortada en cizalla, y dejada a escuadra en la fresa. Se muestran en la *Ilustración 103*. Se trazó y realizó las perforaciones para que una los rieles paralelamente.



Ilustración 103. Placa Paralelo

15.2.8. Riel Banda

Se cortó 8 ángulos de 40x2, luego se fresó a escuadra los extremos dejando a la medida deseada y por último se trazó y perforó todos los agujeros para las placas porta chumaceras, los soportes, los ángulos de las vigas y las placas paralelas. Los rieles pueden verse en la *Ilustración 96*.

15.2.9. Angulo y Viga Banda

Se cortaron 16 ángulos de 40x2mm, se fresó hasta dejar de largo 50mm y se perforó 4 agujeros en cada ángulo. Además, a un tubo rectangular de 50x25x2mm se lo cortó, y fresó para dejar a medida de 1155mm. Luego se trazó y se perforó 4 agujeros correspondientes a los ángulos. Los ángulos unen los rieles a la viga, y de esta manera las 2 vigas en cada banda mantienen la distancia de cadena a cadena.

15.2.10. Soportes

A un tubo cuadrado de 50x3 se le recortó 4 soportes para los extremos de la banda a una medida de 680mm, además 2 soportes para la banda de entrada que van unidos a la estructura de largo 730mm, y se realizó 2 soportes especiales en forma de L para la banda de salida que va unida a la estructura, estos poseen una placa y su forma se requiere para no topar la chumaceras que soportan la rueda en la parte inferior.

15.2.11. Viga estructural banda

A 2 tubos rectangulares de 50x25 se los cortó y fresó para dejar de una longitud de 1259mm, además se trazó y realizó 4 perforaciones para sujetarse con los soportes exteriores de las bandas. Estas vigas brindan una mejor estabilidad estructural a la banda, ya que los otros soportes están sujetos a la estructura. Esta viga es parecida en la *Ilustración 96*.

15.3. Sistema de inicio y fin de embalaje

15.3.1. Mano

15.3.1.1. Base Cortadora

Se dobló tol de 2mm en forma aproximadamente de una M, este consta de dos partes salidas, en la una se cortará el film con calor y en la otra se tomara el film con 10 pupos, por ello se realizo 10 perforaciones en las cuales ingresan pernos con cauchos. luego se soldó placas dobladas en C en ambos extremos, una de las placas es ancha para que con cuatro agujeros ajustar el pistón que abre y cierra la mano, además posee un agujero grande para el vástago, y dos agujeros para que ingresen tubos soldados como guías para el movimiento lineal del pistón. Por último se soldó una placa a la placa C ancha de 6mm perforadas de forma que ingrese la rosca de servicio del vástago del pistón del brazo, y además dos perforaciones para sujetar dos ejes roscados que guían el movimiento lineal del brazo. En la *Ilustración 104* se puede observar una fotografía de la base u la contra base.



Ilustración 104. Base y Contra base de la Mano.

15.3.1.2. Contra base

Se dobló tol de 4mm en forma de C, luego se soldaron dos tapas para formar una caja. Además se perforó de tal manera de poder colocar un espárrago M5 a lo ancho de la C, que puedan sostener un aluminio con silicón para la selladora, y el plástico con diez agujeros para los diez pupos que toman el film. Además se soldaron dos placas que guíen tanto el aluminio como el plástico, y se soldaron cabezas de pernos para que se ubiquen resortes de tal manera que al apretar la contra base con la base cortadora siempre haya una fuerza tanto en el silicón como en el plástico.

15.3.1.3. Pistón Mano

De Plastex se obtuvo un pistón doble efecto de 32mm de diámetro al cual se le redujo la camisa para obtener una carrera de 50mm, y se redujo el vástago para un correcto abrir y cerrar de la mano. Este pistón se puede ver en la parte inferior derecha de la *Ilustración 105*.



Ilustración 105. Mano trabajando.

15.3.2. Brazo

15.3.2.1. Pistón Brazo

De Plastex se ocupó un pistón doble efecto marca Bosch de 32mm de diámetro y 450mm de carrera.

15.3.2.2. Placas Brazo

Una placa de 8mm de espesor se fresó a escuadra hasta dejar a medida de 180x60x8mm, luego se trazó y perforó dos agujeros para soldar tubos que guíen ejes sujetos a la contra base, además se hizo 4 perforaciones para sujetar a la estructura de la banda transportadora, cuatro agujeros para que se ajuste el pistón del brazo y un agujero para el servicio del vástago.

Además se tiene otra placa de 165x60x6mm para sujetar la parte posterior del pistón, la cual tiene 4 perforaciones para el pistón y esta soldada a la estructura.

15.4. Sistema de ajuste de paquetes

15.4.1. Pistones para sujetar el producto

15.4.1.1. Pistones

Se adquirió en Insetec dos cilindros doble efecto de 32mm de diámetro DSNU marca FESTO de carrera de 500mm, cuya tuerca de servicio es M10.

15.4.1.2. Placa pistón

La placa pistón se cortó en cizalla, se fresó para dejar a la medida deseada, luego se trazó y perforó dos agujeros para que ingresaran tubos como guías que fueron soldados, además cuatro agujeros para sujetar el pistón, y un agujero para que para el vástago del cilindro. Además se soldó dos tubos rectangulares de 50x25x2mm cuya longitud es de 400mm que con anterioridad fueron dejados a escuadra y realizados perforaciones para poder sujetar en la estructura. Esta placa puede observarse en la parte superior de la *Ilustración 106*.



Ilustración 106. Pistones para Sujetar el Producto.

15.4.1.3. Soporte rodillos

El Soporte de los rodillos, que puede verse en la *Ilustración 107*, está formado por una placa de 538x120mm y dos placas de 120x50mm con dos agujeros cada una se soldaron, formando una C cuyas placas pequeñas permiten sostener los pines de los rodillos y la placa larga permite sujetar con dos pernos M8 dos ejes roscados que sirven como rieles en los tubos guías soldados en la placa pistón, y también sujetar con una contratuerca M10 el vástago del pistón.



Ilustración 107. Soporte Rodillos

15.4.1.4. Rodillo presión

4 ejes de duralón de 40mm de diámetro se refrentaron para dejar a medida de 500mm de largo, se perforó a lo largo para que pueda ingresar el pin, y a los extremos se cilindró con diámetro interior de 30mm y 10mm de profundidad para que ingresen rodamientos. Además en los extremos el rodillo tiene un pequeño redondeo para no lastimar la “espuma flex” al apretar.

15.4.1.5. Pin rodillo

A un eje de 15.8mm (5/8”) de diámetro se refrentó para dejar de un largo de 530mm, en los extremos se realizó roscas internas M5 para sujetar los pines al soporte de los rodillos. En los mismos extremos pero exteriormente se realizó roscas M10 para ajustar los rodamientos. Después de las rocas se cilindró 10mm de longitud con 10mm de diámetro para que se ubiquen los rodamientos.

Para el montaje los rodillos de duralón giran en los rodamientos que tienen como eje el pin.

15.4.2. Sistema de guiado de paquetes

15.4.2.1. Guías

Se cortó y fresó 4 platinas para dejar a escuadra a una longitud de 450mm, luego se curvó un extremo. Cada platina se soldó a dos ejes

refrentados de 400mm de largo y 9.5mm de diámetro (3/8"). Ambos ejes están separados paralelamente 275mm.

15.4.2.2. Porta Guías

8 Tubos rectangulares de 50x25x2mm se fresaron para dejar a medida de 350mm de largo, luego se trazó para perforar 2 agujeros que ensamblan al tubo en los rieles de las bandas, un agujero pasante para que ingrese un tubo al que se soldó, en este tubo ingresa de manera deslizante los ejes de las guías, y por ultimo una perforación para soldar una tuerca de manera que al ingresar un perno se pueda apretar la guía. Cada guía con sus dos ejes entra en dos porta guías correspondientes. Este sistema es apreciable en la *Ilustración 108*.

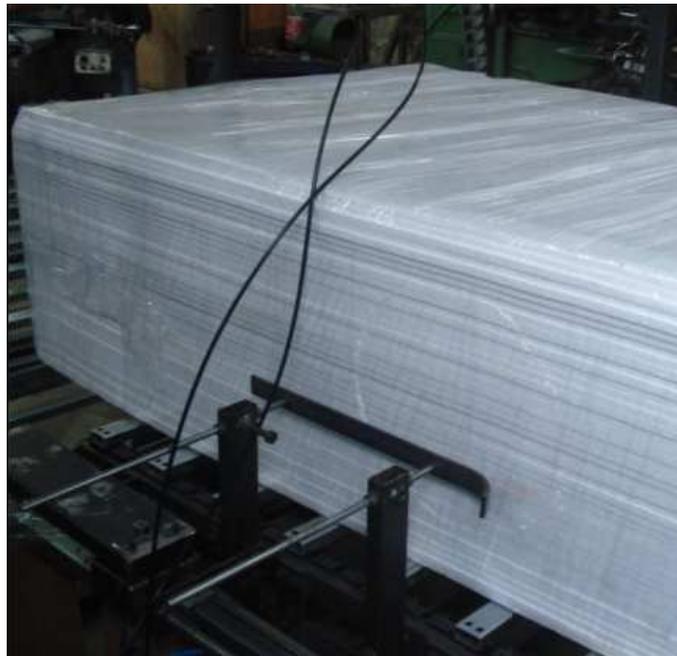


Ilustración 108. Guías Laterales trabajando

16.CAPÍTULO VIII

COMPARACIÓN ENTRE EL DISEÑO Y LA CONSTRUCCIÓN

Al construir la máquina embaladora aparecieron algunas inquietudes que se fueron resolviendo sobre la marcha. Es por esto que la construcción no se apega al diseño al cien por ciento. Algunas piezas que no fueron diseñadas debieron ser construidas. Estas piezas no soportan cargas extremas ni son partes fundamentales para el funcionamiento de la máquina por lo que no se consideró necesario un sobre diseño de estos elementos. A continuación se presenta una comparación de las piezas construidas o modificadas y su diseño previo. Para ello se seguirá el mismo esquema que en el Capítulo 7 indicando si se apega al diseño y en que varía de este.

16.1. Rueda Porta Bobina

16.1.1. Transmisión de la Rueda porta bobina

16.1.1.1. Pines

Los pines de la rueda porta bobina se construyeron siguiendo el plano.

16.1.1.2. Bocines

Los bocines se construyeron según se diseño, pero se les aplicó un tratamiento térmico de cementación, el cual consiste en elevar la temperatura de la pieza que se encuentra rodeada de carbón. Este carbono se adhiere a la superficie de la pieza lo que incrementa su dureza. Este tratamiento fue necesario ya que se requiere que no se desgasten los bocines al estar en contacto con el piñón de la rueda.

16.1.1.3. Piñón Rueda

Se modificó el piñón comprado para que sea más liviano y se ajuste al diseño.

16.1.2. Rodillos Tensores y Porta bobina

16.1.2.1. Rodillos tensores

Los rodillos tensores se construyeron como se plantea en el diseño. En un inicio se construyó uno, pero dado que el film no se tensaba adecuadamente se montó otro rodillo que ayude a la tensión.

16.1.2.2. Rodillo Porta bobina

El rodillo porta bobina se modificó de tal manera que sus extremos sean cónicos y así asegurar que la bobina de film no se deslice sobre el duralón. Además se incluyeron algunas piezas que funcionan como tapas y que no se nombran en el diseño.

v. Porta bobina M

En el porta bobina M no se hizo ninguna modificación al diseño.

vi. Porta bobina H

El porta bobina H se cambió para que sus extremos sean cónicos y que el film no deslice. En el diseño se plantea a este porta bobina como un cilindro hueco de duralón, cuando su forma real es la que se puede apreciar en la *Ilustración 63*.

vii. Placa Tapa

Esta placa no se contempla en el diseño pero se vio la necesidad de usarla para sostener los pernos que al enroscarles una mariposa ayudarán a que la tapa se ajuste al porta bobina H y de esta manera impedir que la bobina de film deslice sobre el duralón.

viii. Placa tope

Esta placa es la tapa que se removerá cada vez que se requiera cambiar la bobina de film. No se contempla en el diseño pero se vio la necesidad de construirla para complementar el porta bobina H e impedir que se deslice la bobina de film.

16.1.3. Discos de la Rueda Porta bobina

Los discos se construyeron tal como se presenta en el diseño.

16.1.4. Moto reductor

Al moto reductor no se le hizo ningún cambio.

16.1.5. Eje de Transmisión

El eje de transmisión se construyó apegado en un 100% al diseño.

16.1.6. Apoyo y sujeción del motor de la rueda porta bobina a la estructura

El sistema de apoyo y sujeción se construyó casi en su totalidad según se plantea en el diseño. Los contravientos usados para impedir que la columna que soporta al motor se flexione no se calcularon pero se construyeron y montaron por seguridad.

16.1.7. Sistema de apoyo y sujeción de la rueda porta bobina a la estructura

16.1.7.1. Placa de sujeción y tubo de sujeción

Las placas de sujeción se diseñaron como si hubiera 4 agujeros normales donde se empernen las chumaceras. En la realidad estas placas tienen 2 agujeros de ojo chino para que las chumaceras puedan moverse horizontalmente para ajustar la rueda.

16.1.7.2. Marco

La estructura no se diseñó pero se construyó lo suficientemente rígida para soportar la rueda porta bobina, los pistones de sujeción de producto y el tablero de control.

16.1.7.3. Chumaceras

No se realizó ninguna modificación a las chumaceras adquiridas.

16.1.7.4. Eje sujeción

A los ejes de sujeción diseñados se les realizó canales para ahí ubicar seguros que impidan que la rueda ranurada de duralón se deslice.

16.1.7.5. Soporte de la Rueda

Los soportes de la rueda se construyeron como se plantea en el diseño, pero luego las ranuras tuvieron que ser abiertas un milímetro más porque existía demasiado rozamiento con los lados de la rueda.

16.2. Banda

16.2.1. Cadena

Para la cadena fue necesario construir seguros ya que los que tenía fueron dañados para dividirlos.

16.2.2. Tubos Rectangulares

Los tubos rectangulares o travesaños fueron hechos como se plantea en el diseño, con la pequeña modificación de que fue necesario abrir más los agujeros de un lado para permitir el paso de la cabeza del perno allen y de la llave para ajustarlo.

16.2.3. Piñones Banda

Los piñones de la banda, no fueron todos diseñados. Pero al escoger la catalina que se engrana a la cadena se vio que las otras catalinas no fallarán con las cargas a las que están expuestas. Según se proyecta en el diseño la relación de dientes entre la salida del motor y las catalinas motrices debería ser de 23 a 10, pero dado a que no se consiguió comprar catalinas de estas especificaciones de adquirió piñones de 24 y 36 dientes. El decremento en el factor de reducción se compensará con la variación de la velocidad de salida del motor, ya que el motor obtenido en Plastex S.A. permite hacer estos cambios de velocidad.

16.2.4. Ejes Banda

Los ejes se construyeron como se plantea en el diseño.

16.2.5. Chumaceras

16.2.5.1. Chumacera fija

No se modificó las chumaceras adquiridas.

16.2.5.2. Chumacera tensora

A las chumaceras tensoras fue necesario adjuntarles una tuerca para crear un mecanismo que permita ajustar y desajustar la banda.

16.2.6. Placas porta chumacera

16.2.6.1. Placas porta chumacera fija

Las placas porta chumacera fija se construyeron según se plantea en el diseño.

16.2.6.2. Placa porta chumacera tensora

Las placas porta chumacera tensora se modificaron para que el eje que soporta las catalinas pueda desplazarse según se van ajustando las cadenas. Además se debió soldar dos guías en las que se monta la chumacera tensora en la *Ilustración 101* se muestran estas guías.

16.2.7. Paralelo

Los paralelos no se diseñaron pero son necesarios para asegurar que la altura entre riel y riel sea la misma para los cuatro extremos de la banda.

16.2.8. Riel Banda

Las rieles se construyeron según se plantea en el diseño.

16.2.9. Angulo y Viga Banda

Los ángulos no se diseñaron pero se construyeron para unir las viga de la banda a las rieles mediante pernos.

16.2.10. Soportes

Los soportes fueron diseñados bajo el nombre de patas y se construyeron siguiendo el diseño.

16.2.11. Viga estructural banda

Esta viga no se diseñó, pero se vio la necesidad de construirla para evitar que los extremos de las bandas se separen. Se la ubicó en la mitad de la banda empernada a los rieles mediante los ángulos antes nombrados.

16.3. Sistema de inicio y fin de embalaje

16.3.1. Mano

16.3.1.1. Base Cortadora

La base cortadora se construyó según se plantea en el diseño con la única modificación de que se abrió una franja en el área de corte para permitir el paso de la resistencia.

16.3.1.2. Contra base

La contra base se construyó según se diseñó.

16.3.1.3. Pistón Mano

En el diseño se plantea usar un pistón de 25 mm de diámetro pero dado que en Plastex se contaba con un pistón similar de 32 mm de diámetro se usó este último. El largo de la camisa de este pistón se cambió también, ya que el de Plastex S.A. era más corto de lo requerido.

16.3.2. Brazo

16.3.2.1. Pistón Brazo

Se usó el pistón provisto por Plastex S.A.

16.3.2.2. Placas Brazo

Las placas se hicieron según el diseño.

16.4. Sistema de ajuste de paquetes

16.4.1. Pistones para sujetar el producto

16.4.1.1. Pistones

No se modificó los pistones adquiridos.

16.4.1.2. Placa pistón

Las placas de pistón no se calcularon pero se construyeron lo suficientemente rígidas para poder soportar las guías y el vástago del pistón.

16.4.1.3. Soporte rodillos

Las placas de soporte no se calcularon pero se construyeron lo suficientemente rígidas para no doblarse al soportar la reacción del “espuma flex” sobre los rodillos.

16.4.1.4. Rodillo presión

Los rodillo de presión se construyeron igual que los rodillos tensores y según se plantea en el diseño.

16.4.2. Sistema de guiado de paquetes

16.4.2.1. Guías

Se construyeron según se plantea en el diseño y ya que no soportan mayores cargas se crearon cuidando la estética.

CONCLUSIONES

La dirección del Diseño de una Máquina no debe ser a nivel de componentes, si no más bien a nivel de Sistemas. De manera que las partes sean diseñadas después de tener entendido todo el problema en su amplitud. Pero esto no debe ser mal interpretado como que no se puede dividir en sub sistemas, el hacerlo permite dividir una maquina en distintas tareas que permitan al usuario utilizarla.

Otro enfoque tradicional es que todo lo que se diseña tiene una función. “Todos los componentes hacen algo” Existen ciertas entradas que por el componente se transforman en salidas. Pero en la actualidad la funcionalidad de las partes ya no es la que solo prevalece. Las maquinas no solo deben funcionar bien, si no verse bien, funcionar mejor, de manera más óptima, no hacer daño al ambiente, tener una facilidad de manejo, etc. Un claro ejemplo de este punto de vista son los automóviles, cuya función a lo largo de estos 100 años no ha cambiado, la cual es transportar personas, mientras que sus formas, rendimientos y tamaños si lo han hecho.

Por otra parte, el diseño de una máquina se ha vuelto una actividad multidisciplinaria. Solo el conocimiento de Ingeniería Mecánica no garantiza el correcto funcionamiento de la misma. La electrónica para la automatización de los procesos industriales y el funcionamientos de varios actuadores como son los motores se vuelve imprescindible. Además otras áreas como la Ingeniería Industrial, la neumática, la economía, la ergonomía, etc. complementan la labor de dar forma a una Máquina, por el mismo hecho de que no solo se requiere que funcione mecánicamente bien, si no que sea rentable económicamente tanto en su elaboración, como en sus operaciones, y que sea amigable y segura.

En definitiva crear una máquina desde la idea general o sea que cumpla o brinde algo al usuario, requiere una nueva visión de Ingeniería en donde hasta el Arte tiene su espacio, para ver mas allá de los componentes, la funcionalidad y lo mecánico.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda antes de empezar la construcción tener una lista de proveedores de los materiales que se van a usar, con un sistema de calificación donde se indiquen las diferencias en precio, calidad y facilidades que ofrecen.
- Para evitar el tiempo muerto en la construcción sería conveniente separar la máquina por sistemas y realizar cada sistema en diferentes talleres, de esta manera se evita que toda la construcción se paralice por problemas con alguno de los proveedores.
- Como medida de optimización de tiempos se debe firmar un contrato con los talleres donde se va a realizar cualquier trabajo que tome un tiempo considerable, así se asegura que el plazo no se alargue por problemas con el taller.
- Se debe dar el tiempo necesario a la fase de pruebas. Esta fase debe realizarse al concluir la construcción de cada sistema y al terminar el ensamble general. De esta manera se obtiene tiempo extra que se usaría para solucionar problemas y preparar el próximo paso a seguir.

REFERENCIAS

- [1] Anape. *Propiedades del EPS*. www.anape.es. Consultado: 2009-03-24.
- [2] OLX. *Plastex S.A.* www.olx.com.ec. Consultado: 2009-02-20.
- [3] Plastex S.A. *Plastificado de Paquetes*. Documento de Microsoft Excell.
- [4] Shigley et al. *Mechanical Engineering Design*. New York: Mc. Graw Hill, 2004. Séptima Edición.
- [5] Gere, James. *Mecánica de Materiales*. México D.F.: Thomson Learning, 2003. Quinta Edición.
- [6] Hibbeler, R.C. *Dynamics*. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2004. Tercera Edición.
- [7] Motovario. *Catálogo Motovario*. Documento Acrobat Reader.
- [8] SKF. *Productos Chumaceras Y SKF*. www.skf.com. Consultado: 2009-05-23.

