



# **UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DE TÍTULO DE  
INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**TEMA:**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TAPADORA SEMIAUTOMÁTICA  
EN SERIE PARA BOTELLAS DE VINAGRE MEDIANTE DISCOS  
GIRATORIOS DE GOMA PARA LA EMPRESA TERRAFERTIL S.A.”**

**AUTOR: ALEX MARCELO ROJAS FERNÁNDEZ**

**DIRECTOR: DIEGO ORTIZ**

**IBARRA – ECUADOR**

**2016**



## UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

### BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

### AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN

#### A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

#### 1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA


La UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE dentro del proyecto Repositorio Digital determina la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la universidad.

Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO	
<b>CÉDULA DE IDENTIDAD:</b>	100356863-9
<b>APELLIDOS Y NOMBRES:</b>	ALEX MARCELO ROJAS FERNÁNDEZ
<b>DIRECCIÓN:</b>	CALLE JUNÍN Y QUIROGA (CAYAMBE)
<b>E-MAIL:</b>	<a href="mailto:marcelo101988@gmail.com">marcelo101988@gmail.com</a>
<b>TELÉFONO MÓVIL:</b>	0984885842
DATOS DE LA OBRA	
<b>TÍTULO:</b>	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TAPADORA SEMIAUTOMÁTICA EN SERIE PARA BOTELLAS DE VINAGRE MEDIANTE DISCOS GIRATORIOS DE GOMA PARA LA EMPRESA TERRAFERTIL S.A.
<b>AUTOR:</b>	ALEX MARCELO ROJAS FERNÁNDEZ
<b>FECHA:</b>	ENERO DEL 2016
<b>PROGRAMA:</b>	PREGRADO
<b>TÍTULO POR EL QUE OPTA</b>	INGENIERO EN MECATRÓNICA
<b>DIRECTOR:</b>	ING. DIEGO ORTIZ

## 2.- AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Alex Marcelo Rojas Fernández, con cédula de identidad No 100356863-9, en calidad de autor y titular de derechos patrimoniales de la obra de trabajo de grado descrito anteriormente, hago la entrega ejemplar respectivo de forma digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior, Artículo 144.



.....

Firma

Nombre: Alex Marcelo Rojas Fernández

Cédula: 100356863-9

Ibarra, Enero del 2016



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO A FAVOR DE LA  
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

Yo, Alex Marcelo Rojas Fernández, con cédula de identidad Nro. 100356863-9, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, Artículos 4,5 y 6, en calidad de autor de la obra o trabajo de grado DENOMINADO “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TAPADORA SEMIAUTOMÁTICA EN SERIE PARA BOTELLAS DE VINAGRE MEDIANTE DISCOS GIRATORIOS DE GOMA PARA LA EMPRESA TERRAFERTIL S.A.”, que ha sido desarrollada para optar por el título de Ingeniero en Mecatrómca en la Universidad Técnica del Norte, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato impreso y digital en la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Firma

Nombre: Alex Marcelo Rojas Fernández

Cédula: 100356863-9

Ibarra, Enero del 2016



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CERTIFICACIÓN**

En calidad de director de trabajo de grado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TAPADORA SEMIAUTOMÁTICA EN SERIE PARA BOTELLAS DE VINAGRE MEDIANTE DISCOS GIRATORIOS DE GOMA PARA LA EMPRESA TERRAFERTIL S.A.**”, presentado por el señor Alex Marcelo Rojas Fernández, para optar por el título de Ingeniero en Mecatrónica, certifico que el mencionado proyecto fue realizado bajo mi dirección.

Ing. Diego Ortíz  
**DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO**



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CONSTANCIA**

Yo, ROJAS FERNÁNDEZ ALEX MARCELO, manifiesto que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que soy la titular de los derechos patrimoniales, por lo que asumo la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad Técnica Del Norte en caso de reclamación por parte de terceros.

EI AUTOR: ACEPTACIÓN:

ROJAS FERNÁNDEZ ALEX MARCELO  
100356863-9  
**AUTOR**

ING. BETTY CHÁVEZ  
**JEFE DE BIBLIOTECA**



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**DEDICATORIA**

El presente trabajo va dedicado a mi familia que ha estado a mi lado durante toda mi formación, así como también inculcándome valores para ser un buen profesional.

Además quiere dedicar este trabajo a mi querido hijo que es mi inspiración para seguir adelante y creciendo como persona y profesional, gracias “Aleshito”.

*Alex Marcelo Rojas Fernández*



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**AGRADECIMIENTO**

Agradezco primeramente a DIOS por darme la salud, vida y fuerzas para seguir adelante con mis estudios y mi carrera profesional.

A mi familia en especial a mis padres que me ha brindado su apoyo incondicional y han sido un pilar fundamental en mi vida.

Un reconocimiento al Ing. Diego Ortiz por su apoyo y guía en el desarrollo del presente trabajo.

A la Universidad Técnica del Norte, la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas, y de manera especial al personal docente quienes me ilustraron con sus conocimientos, siempre útiles en la vida profesional.

A todos los amigos que influyeron de manera directa o indirecta en la elaboración del proyecto.

*Alex Marcelo Rojas Fernández*



## ÍNDICE DE CONTENIDO

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN .....	II
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE .....	IV
CERTIFICACIÓN.....	V
CONSTANCIA.....	VI
DEDICATORIA.....	VII
AGRADECIMIENTO.....	VIII
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS .....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS .....	XVI
ÍNDICE DE ECUACIONES .....	XVII
RESUMEN.....	XVIII
ABSTRACT .....	XIX
CAPÍTULO I.....	1
1 INTRODUCCIÓN .....	1
1.1 ANÁLISIS DE LA SITUACIÓN ACTUAL DEL PROCESO.....	1
1.2 PROCESO DEL VINAGRE .....	2
1.3 OBJETIVOS .....	3
1.3.1 OBJETIVO GENERAL .....	3
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	3
1.3.3 ALCANCE.....	3
1.3.4 JUSTIFICACIÓN .....	4
CAPÍTULO II.....	5
2 MÁQUINAS TAPADORAS.....	5
2.1 INTRODUCCIÓN .....	5
2.2 CAMPO DE ACCIÓN DE LAS MÁQUINAS TAPADORAS.....	5
2.3 LÍQUIDO A ENVASAR .....	5
2.4 TIPOS DE TAPADORAS .....	5

2.4.1 TAPADORAS MANUALES .....	5
2.4.2 TAPADORAS SEMIAUTOMÁTICAS .....	6
2.4.3 MÁQUINAS TAPADORAS AUTOMÁTICAS.....	6
2.5 MÁQUINA PROPUESTA .....	6
2.5.1 FICHAS TÉCNICAS DE LOS ENVASES PARA VINAGRES .....	7
CAPÍTULO III.....	9
3 DISEÑO DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	9
3.1 INTRODUCCIÓN .....	9
3.1.1 GENERALIDADES.....	9
3.1.2 PARÁMETROS DE DISEÑO .....	9
3.2 SELECCIÓN DE LA CADENA TRANSPORTADORA.....	10
3.2.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE TRANSPORTADOR .....	10
3.3 ELECCIÓN DEL TIPO DE TRANSPORTADOR.....	11
3.4 CÁLCULO DE LA FUERZA DE TRACCIÓN DE LA CADENA .....	12
3.5 CALCULO DE LA TRACCIÓN DE TRABAJO DE LA CADENA.....	14
3.6 FACTOR DE SEGURIDAD Y CARGA DE ROTURA DE LA CADENA.....	16
3.7 DISEÑO DEL EJE .....	19
3.8 EJE DE ACERO DE TRANSMISIÓN.....	19
3.8.1 DISEÑO DE LOS EJES MEDIANTE ANÁLISIS ESTÁTICO .....	20
3.9 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOREDUCTOR .....	26
3.9.1 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA EQUIVALENTE A TRANSMITIR .....	26
3.9.2 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN .....	27
3.10 CONTROL DEL MOTOR .....	28
3.10.1 VARIADOR DE FRECUENCIA .....	28
3.11 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO .....	30
3.12 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA CADENA TRANSPORTADORA.....	32
3.13 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA ESTRUCTURA.....	33
3.13.1 MATERIAL UTILIZADO.....	33
3.13.2 ESTRUCTURA Y COMPONENTES CONSTRUIDOS VIRTUALMENTE .....	33

3.14 SIMULACIÓN Y REPRESENTACIÓN DE LOS DATOS OBTENIDOS .....	34
3.14.1 UBICACIÓN DE LAS CARGAS EN LA ESTRUCTURA .....	35
3.14.2 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD .....	38
3.14.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD .....	38
3.15 BANDA GUÍA LATERAL .....	39
CAPÍTULO IV .....	40
4 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL MECANISMO DE SELLADO .....	40
4.1 MATERIAL DE LOS DISCO DE SELLADO .....	40
4.1.1 MATERIAL DEL EJE .....	41
4.2 DISEÑO DE LOS DISCOS MEDIANTE ANÁLISIS ESTÁTICO .....	42
4.3 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA .....	46
4.3.1 NOMENCLATURA DE LOS PIÑONES.....	46
4.3.2 PIÑONES Y CORONAS PARA CADENAS ANSI.....	46
4.3.3 SELECCIÓN DEL PIÑÓN .....	47
4.3.4 SELECCIÓN DEL TIPO DE CADENA .....	49
4.4 SELECCIÓN DEL COJINETE Y CHUMACERA PARA CARGA AXIAL .....	54
4.5 ESTRUCTURA METÁLICA.....	57
4.5.1 ESTRUCTURA VIRTUAL.....	57
4.6 PASOS PARA LA SIMULACIÓN .....	58
CAPÍTULO V .....	63
5 IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS .....	63
5.1 IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA TAPADORA.....	63
5.1.2 FORMAS DE SEGURIDAD.....	63
5.1.3 MONTAJE DE LA BANDA TRANSPORTADORA .....	65
5.1.4 MONTAJE DE LA ESTRUCTURA .....	68
5.1.5 SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL .....	69
5.1.6 SISTEMA DE RODILLOS SELLADORES .....	70
5.1.7 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LOS RODILLOS .....	71
5.1.8 SISTEMA ELÉCTRICO .....	73

5.2 PRUEBAS DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	76
5.3 PRUEBAS DEL SISTEMA CONTROL.....	76
5.4 PRUEBAS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA CADENA TRANSPORTADORA .....	76
5.5 PRUEBAS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL GABINETE DE SELLADO .....	76
5.6 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ÓPTIMA DE LA MÁQUINA.....	77
5.7 MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TAPADORA SEMIAUTOMÁTICA EN SERIE PARA BOTELLAS DE VINAGRE MEDIANTE DISCOS GIRATORIOS DE GOMA PARA LA EMPRESA TERRAFERTIL S.A .....	79
CONCLUSIONES.....	82
RECOMENDACIONES .....	83
BIBLIOGRAFÍA Y LINKOGRAFÍA.....	84
ANEXO I: PLANOS .....	86
ANEXOS II: PLANOS ELÉCTRICOS Y DE CONTROL.....	96
ANEXO III: VALORES DE “A” Y “B” PARA KA .....	99
ANEXO IV: VALORES DE KE.....	99
ANEXO V: VALORES PARA KB.....	99
ANEXO VI: TABLA PARA LA SELECCIÓN DEL MOTO REDUCTOR .....	100
ANEXO VII: TABLAS SELECCIÓN CHUMACERA .....	101
ANEXO VIII: TABLAS SELECCIÓN TUBO ESTRUCTURAL PARA CADENA TRANSPORTADORA .....	102
ANEXO IX: TORNILLOS Y TUERCAS CON ROSCA MÉTRICA .....	103
ANEXO X: TABLA DE CUÑAS .....	103
ANEXO XI: TORNILLOS Y TUERCAS .....	104
ANEXO XII: TABLA CADENAS N° 35 .....	105

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>FIGURA 1.1:</b> Proceso de envasado y tapado de vinagres .....	2
<b>FIGURA 1.2:</b> Diagrama del proceso de vinagre .....	2
<b>FIGURA 2.1:</b> Máquina tapadora manual (alibaba, 2000) .....	5
<b>FIGURA 2.2:</b> Máquina tapadora semiautomática (BSC líneas, 2012) .....	6
<b>FIGURA 2.3:</b> Máquina tapadora automática (BOJ, 2014) .....	6
<b>FIGURA 2.4:</b> Envase pet de 1000 cm <sup>3</sup> para vinagre (Multiplastic, 2012) .....	7
<b>FIGURA 2.5:</b> Envase pet de 500 cm <sup>3</sup> para vinagre (Multiplastic, 2012).....	8
<b>FIGURA 3.1:</b> Tipo de transportador “grupo A” (Cardesa, 2000).....	11
<b>FIGURA 3.2:</b> Tipo de transportador “grupo B” (Cardesa, 2000).....	12
<b>FIGURA 3. 3:</b> Tipo de transportador “grupo C” (Cardesa, 2000) .....	12
<b>FIGURA 3.4:</b> Datos cadena (sumicoriberica) .....	18
<b>FIGURA 3.5:</b> Datos Piñón (sumicoriberica) .....	18
<b>FIGURA 3.6:</b> Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de banda transportadora. ....	20
<b>FIGURA 3.7:</b> Distribución de fuerzas que actúan en el eje .....	20
<b>FIGURA 3.8:</b> Fuerzas y torques que intervienen en el eje .....	21
<b>FIGURA 3.9:</b> Diagrama de corte.....	21
<b>FIGURA 3.10:</b> Diagrama de momento.....	22
<b>FIGURA 3.11:</b> Circulo de Mohr .....	23
<b>FIGURA 3.12:</b> Diagrama del diámetro ideal. ....	25
<b>FIGURA 3.13:</b> Variador Weg (Weg, 2014) .....	29
<b>FIGURA 3.14:</b> Propiedades del rodamiento .....	30
<b>FIGURA 3.15:</b> Especificaciones del rodamiento.....	31
<b>FIGURA 3.16:</b> Resultados para la utilización del rodamiento. ....	31
<b>FIGURA 3.17:</b> Posición de los rodamientos. ....	32
<b>FIGURA 3.18:</b> Espacio para la ubicación de la cadena transportadora .....	32
<b>FIGURA 3.19:</b> Especificaciones tubo estructural cuadrado (Dipac, 2012).....	33
<b>FIGURA 3.20:</b> Diseño de la banda en 3D.....	34
<b>FIGURA 3.21:</b> Aplicación de cargas .....	35

<b>FIGURA 3.22:</b> Perfil banda transportadora.....	36
<b>FIGURA 3.23:</b> Tensión de Von Mises de la estructura.....	37
<b>FIGURA 3.24:</b> Desplazamiento de la estructura.....	37
<b>FIGURA 3.25:</b> Factor de seguridad de la estructura .....	39
<b>FIGURA 3.26:</b> Resumen de resultados .....	39
<b>FIGURA 3.27:</b> Banda lateral de soporte de envases.....	39
<b>FIGURA 4.1:</b> Disco sellador.....	40
<b>FIGURA 4.2:</b> Medidas disco sellador.....	40
<b>FIGURA 4.3:</b> Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión.....	41
<b>FIGURA 4.4:</b> Distribución de fuerzas que actúan en el eje .....	42
<b>FIGURA 4.5:</b> Fuerzas y torques que intervienen en el eje .....	42
<b>FIGURA 4.6:</b> Fuerza axial en el sistema .....	42
<b>FIGURA 4.7:</b> Diagrama de corte.....	43
<b>FIGURA 4.8:</b> Diagrama de momento.....	43
<b>FIGURA 4.9:</b> Diagrama del diámetro ideal. ....	45
<b>FIGURA 4.10:</b> Piñón con manzana (Intermec, 2012) .....	46
<b>FIGURA 4.11:</b> Selección del rendimiento. ....	50
<b>FIGURA 4.12:</b> Velocidad de entrada. ....	50
<b>FIGURA 4.13:</b> Número de Dientes. ....	50
<b>FIGURA 4.14:</b> Selección de cadena. ....	51
<b>FIGURA 4.15:</b> Tipo de producto. ....	51
<b>FIGURA 4.16:</b> Clasificación de la carga. ....	51
<b>FIGURA 4.17:</b> Características de la máquina conducida. ....	52
<b>FIGURA 4.18:</b> Lubricación .....	52
<b>FIGURA 4.19:</b> Condiciones Ambientales.....	52
<b>FIGURA 4.20:</b> cálculo de la cadena. ....	53
<b>FIGURA 4.21:</b> Especificaciones de la cadena.....	53
<b>FIGURA 4.22:</b> Cuadro Generador de rodamientos .....	54
<b>FIGURA 4.23:</b> Posición de los rodamientos. ....	56

<b>FIGURA 4.24:</b> Chumacera marca FK 204 .....	57
<b>FIGURA 4.25:</b> Estructura para la caja de sellado.....	57
<b>FIGURA 4.26:</b> Especificaciones del tubo estructural cuadrado (Dipac, 2012).....	59
<b>FIGURA 4.27:</b> Perfil de la estructura. ....	59
<b>FIGURA 4.28:</b> Estructura 3D con cargas.....	60
<b>FIGURA 4.29:</b> Configuración malla para la estructura. ....	60
<b>FIGURA 4.30:</b> Tensión de Von Mises de la estructura selladora .....	61
<b>FIGURA 4.31:</b> Desplazamiento de la estructura selladora. ....	61
<b>FIGURA 4.32:</b> Coeficiente de seguridad selladora.....	62
<b>FIGURA 4.33:</b> Resumen de resultados estructura sellador. ....	62
<b>FIGURA 5.1:</b> Niveles de riesgo.....	64
<b>FIGURA 5.2:</b> Banda transportadora.....	66
<b>FIGURA 5.3:</b> Flujograma banda transportadora.....	67
<b>FIGURA 5.4:</b> Montaje de estructura.....	68
<b>FIGURA 5.5:</b> Construcción e implementación tornillo de fuerza .....	69
<b>FIGURA 5.6:</b> Tornillo de potencia .....	70
<b>FIGURA 5.7:</b> Implementación Rodillos selladores.....	71
<b>FIGURA 5.8:</b> Montaje sistema de transmisión.....	72
<b>FIGURA 5.9:</b> Implementación del sistema de transmisión .....	72
<b>FIGURA 5.10:</b> Montaje del sistema de transmisión.....	73
<b>FIGURA 5.11:</b> Montaje del sistema eléctrico .....	75
<b>FIGURA 5.12:</b> Implementación caja de control. ....	75

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>TABLA 3.1:</b> Velocidad lineal de la cadena transportadora (Cardesa, 2000) .....	10
<b>TABLA 3.2:</b> Tipo de transportador (Cordesa, 2000) .....	13
<b>TABLA 3.3:</b> Coeficiente f1 (Cardesa, 2000) .....	15
<b>TABLA 3.4:</b> Coeficiente f2 (Cardesa, 2000) .....	16
<b>TABLA 3.5:</b> Factor de seguridad S (Cardesa, 2000) .....	17
<b>TABLA 3.6:</b> Especificaciones generales del eje de acero de transmisión (Dipac, 2012) .....	19
<b>TABLA 3.7:</b> Propiedades mecánicas del eje de acero con normas AISI 1080 (Dipac, 2012) .....	19
<b>TABLA 3.8:</b> Factor mecánico de servicio (Tecnongroup) .....	27
<b>TABLA 3.9:</b> Características del motor-reductor a utilizar .....	28
<b>TABLA 3.10:</b> Condiciones para el rodamiento. ....	30
<b>TABLA 3.11:</b> Masas a considerar.....	34
<b>TABLA 4.1:</b> Propiedades mecánicas del eje de acero con normas AISI 304 (Dipac, 2012) .....	41
<b>TABLA 4.2:</b> Diámetros de ejes (Intermec, 2012) .....	47
<b>TABLA 4.3:</b> Factor de seguridad .....	47
<b>TABLA 4.4:</b> Selección cadena (Intermec,2012) .....	49
<b>TABLA 4.5:</b> Cargas que influyen el sistema.....	54
<b>TABLA 4.6:</b> Especificaciones del rodamiento .....	55
<b>TABLA 4.7:</b> Vida útil del rodamiento y lubricación. ....	55
<b>TABLA 4.8:</b> Resultados para la utilización del rodamiento. ....	56
<b>TABLA 4.9:</b> Cargas a considerar para la simulación. ....	58
<b>TABLA 5.1:</b> Matariles eléctricos. ....	74
<b>TABLA 5.2:</b> Prueba de sellado a 15 rpm.....	77
<b>TABLA 5.3:</b> Prueba de sellado a 17 rpm.....	78
<b>TABLA 5.4:</b> Prueba de sellado a 20 rpm.....	78
<b>TABLA 5.5:</b> Inconvenientes y posibles causas .....	80



## ÍNDICE DE ECUACIONES

<b>ECUACIÓN 3.1:</b> Velocidad máxima.....	10
<b>ECUACIÓN 3.2:</b> Fuerza de tracción .....	13
<b>ECUACIÓN 3.3:</b> Masa total .....	14
<b>ECUACIÓN 3.4:</b> Tracción cadena .....	14
<b>ECUACIÓN 3.5:</b> Factor de seguridad.....	17
<b>ECUACIÓN 3.6:</b> Esfuerzo normal.....	22
<b>ECUACIÓN 3.7:</b> Esfuerzo cortante máximo .....	22
<b>ECUACIÓN 3.8:</b> Círculo de Mohr .....	24
<b>ECUACIÓN 3.9:</b> Radio del círculo .....	24
<b>ECUACIÓN 3.10:</b> Suma de esfuerzos .....	24
<b>ECUACIÓN 3.11:</b> Factor de seguridad.....	25
<b>ECUACIÓN 3.12:</b> Potencia equivalente .....	26
<b>ECUACIÓN 3.13:</b> Velocidad angular .....	28
<b>ECUACIÓN 3.14:</b> Esfuerzo.....	38
<b>ECUACIÓN 4.1:</b> Torque.....	43
<b>ECUACIÓN 4.2:</b> Momento cortante máximo .....	44
<b>ECUACIÓN 4.3:</b> Momento tensión máxima.....	44
<b>ECUACIÓN 4.4:</b> Esfuerzo de Von Mises .....	45
<b>ECUACIÓN 4.5:</b> Factor seguridad .....	45
<b>ECUACIÓN 4.6:</b> Relación del número de dientes .....	48
<b>ECUACIÓN 4.7:</b> Velocidad del piñón.....	48
<b>ECUACIÓN 4.8:</b> Numero de dientes conductor.....	48

## RESUMEN

La tapadora semiautomática en serie para botellas de vinagre mediante discos giratorios de goma para la empresa TERRAFERTIL S.A. situada en la Parroquia de Tabacundo cantón Cayambe, para el mejoramiento y continuidad del proceso de tapado de envases de vinagre.

Para realizar el proyecto se utilizó la siguiente metodología, como primer punto se investigó las diferentes máquinas, como son las automáticas, semiautomáticas y manuales.

Una vez conocido los diferentes tipos y funcionamientos se hace una selección de la opción que más se ajuste a la necesidad, concluyendo que para el sistema de traslado de envase se empleara una cadena transportadora y el sellado de los envases será por medio de rodillos de goma giratorios.

La máquina se diseñó para que funcione de la siguiente manera:

Se instaló una cadena transportadora la cual lleva los envases desde la llenadora hacia la zona de tapado. La cadena está controlado por un variador de frecuencia, el cual ayuda a disminuir o aumentar el paso de los envases.

Además se instaló el sistema de sellado de tapas, que consta de un sistema de transmisión por cadena, para el movimiento de los rodillos de goma, este puede ser desplazado verticalmente para regular las presentaciones que se trabaja.

Para el diseño de los elementos de la máquina se empleara el software de diseño, además se calculó las fuerzas y cargas que actúan en los distintos elementos, eligiendo parámetros que permitan una fácil fabricación y remplazo de los elementos gastados. Los elementos están fabricados en acero AISI 1018 y los elementos que están en contacto o cerca del producto son diseñados en acero inoxidable 304.

Para comprobar el diseño de la estructura que está encargada de sostener los demás elementos se empleara simulaciones 3D, teniendo como resultado tolerancias dentro de los márgenes preestablecidos por normas de diseño.

La máquina entregada a la empresa Terrafertil cumple con todos los requisitos previamente establecidos y con el funcionamiento correcto, lo cual ha permitido tener un incremento de producción y una reducción del desperdicio de materias primas.

## ABSTRACT

The semiautomatic capper series vinegar bottle by rotating pucks for the company Terrafertil SA Located in the parish of Tabacundo Cayambe canton, for the improvement and continuity of the process capping packaging vinegar.

To make the project the following methodology as a first point the various machines are investigated, as are automatic, semiautomatic and manual was used.

Once you know the different types and runs a selection of the option that best suits the need is made, concluding that the system of transfer of container a conveyor chain and sealing of the containers are employed will be through rubber rollers rotatable.

The machine is designed to work as follows:

A chain conveyor which carries the containers from the filling to the covered area was installed. The chain is controlled by a frequency converter, which helps to decrease or increase the pace of packaging.

Moreover the cap sealing system, consisting of a chain drive system for moving the rollers, this can be moved vertically to regulate working presentations settled.

For the design of the elements of the machine design software was employed, besides the forces and loads acting on the different elements, choosing parameters for ease of manufacture and replacement of worn elements are calculated. The elements are made of AISI 1018 steel and the elements that are at or near the product contact are designed in 304 stainless steel.

To check the design of the structure which is responsible for holding other elements 3D simulations were employed in software, resulting tolerances within the range preset by design standards.

# CAPÍTULO I

## 1 INTRODUCCIÓN

TERRAFERTIL S.A. es una empresa en la que su actividad social y económica es la elaboración, producción y comercialización de frutos secos, vinagres, esencias y deshidratados destinados al consumo humano masivo de pequeños y grandes consumidores.

En la actualidad algunos de sus procesos se ejecutan de forma manual; este es el caso del tapado de las botellas de vinagres, lo hace que se genere una pérdida de tiempo y producción.

Debido a que se tiene una gran demanda se va a implementar una tapadora semiautomática con lo que se tendrá una línea de producción más continua; esto ayudará a mejorar la calidad del producto ya que el operario no va estar en contacto directo; además se disminuirá el tiempo de fabricación y se optimizará la productividad de la línea de envasado de vinagre.

### 1.1 ANÁLISIS DE LA SITUACIÓN ACTUAL DEL PROCESO

El envasado se realiza mediante una máquina la cual llena los envases de cuatro en cuatro el vinagre, para luego pasar a la parte del tapado donde se lo realiza de manera manual con un cabezal neumático, en esta parte del proceso es en el que se enfoca la presente investigación.

El sistema de tapado para botellas es manual (véase la figura I.1), el cual es manejado por 3 personas generando una pérdida de producción y materias primas, esto se verifica en la orden de producción con exceso de suministros e inventarios faltantes.

Si se empleara una tapadora automática se reduciría las tareas repetitivas del trabajador además de disminuir los desperdicios y averías en las tapas obteniendo así una mayor productividad y un mayor rendimiento.

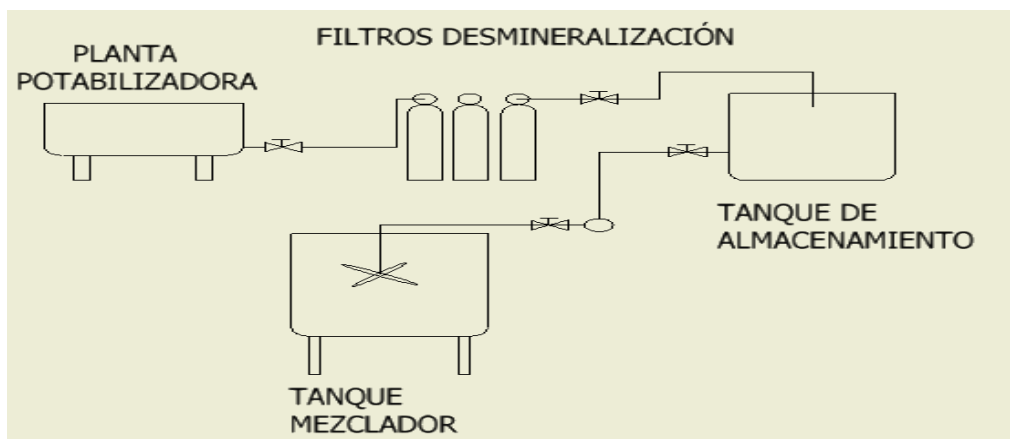


**FIGURA 1.1:** Proceso de envasado y tapado de vinagres

## 1.2 PROCESO DEL VINAGRE

La elaboración del vinagre se realiza a partir de agua desmineralizada para luego añadir el ácido acético y el concentrado de vinagre, esto es mezclado durante 30 min.

Además de los ingredientes mencionados se pueden añadir especias. En la figura 1.2 se muestra un gráfico simplificado del proceso.



**FIGURA 1.2:** Diagrama del proceso de vinagre

## **1.3 OBJETIVOS**

### **1.3.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una tapadora en serie semiautomática de botellas de vinagre para la optimización del tiempo en la línea de producción de vinagres por medio de discos giratorios de goma para la empresa Terrafertil S.A.

### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- ✓ Diseñar el sistema mecánico y eléctrico que permita tapar las botellas de vinagre en menos tiempo que de forma manual.
- ✓ Construir la tapadora de tapas.
- ✓ Construir una banda transportadora para el traslado de botellas hacia la zona de sellado
- ✓ Implementar la tapadora con sus respectivas pruebas.
- ✓ Realizar un manual de usuario y manual de mantenimiento de la máquina.

### **1.3.3 ALCANCE**

Esta máquina se instalará en la empresa “Terrafertil S.A.” la misma que está ubicada en el cantón Pedro Moncayo parroquia de Tabacundo, una vez adquirida la materia prima que es el vinagre se procede al llenado para luego pasar a la etapa de tapado en sus dos presentaciones que son 500 cm<sup>3</sup> y 1000 cm<sup>3</sup>. Las botellas llegarán a la máquina tapadora con la ayuda de una banda transportadora donde serán tapadas y discos giratorios de goma.

Una vez establecido el diseño de la estructura de la máquina nos ayudaremos de un software de diseño para calcular los esfuerzos a los que está sometida la máquina, una vez obtenidos los resultados se buscara el material adecuado para la construcción.

Se diseñara el sistema de roscado de las tapas con discos ya que al ser de goma no tendrán fricción de desgaste sobre ellas, lo que ayuda a no dañar la tapa y así se mejora la presentación de los envases.

#### **1.3.4 JUSTIFICACIÓN**

En nuestro país se está automatizando muchos procesos como es el caso del sellado de botellas para así tener una mayor producción en menor tiempo, al tener estas variables cubiertas se puede decir que se tiene un crecimiento tanto económico como de rendimiento en la productividad de la empresa.

Se espera que al estar funcionando la máquina se obtendrá una mejora considerable en la producción de botellas de vinagres ya que la empresa se está expandiendo a muchos supermercados con gran acogida, por tal motivo se necesita un incremento en la producción sin tener que exceder las horas de trabajo y así mantener un crecimiento económico que beneficiará a la empresa y a su vez a los trabajadores ya que ellos no necesitarán de mucho esfuerzo para realizar su trabajo.

La roscadora de envases aportara al mejoramiento de rendimientos de producción, ya que posee un sistema de banda transportadora para trasladar los envases hacia un ponto donde serán roscados de manera consecutiva.

## CAPÍTULO II

### 2 MÁQUINAS TAPADORAS

#### 2.1 INTRODUCCIÓN

Una máquina tapadora es un conjunto de piezas ajustadas y sincronizadas para cumplir una función específica dando como resultado un trabajo que ayudara al operario a minimizar el esfuerzo físico y aumentando su productividad.

#### 2.2 CAMPO DE ACCIÓN DE LAS MÁQUINAS TAPADORAS

Hoy en día el uso de máquinas está presente en todas partes pero donde tienen su mayor campo de acción son en las empresas de alimentos y bebidas, para generar un crecimiento tanto de producción como de eficiencia en sus procesos.

#### 2.3 LÍQUIDO A ENVASAR

El vinagre es un líquido que contiene alrededor del 3% al 5% de ácido acético, esto es lo que le da su sabor característico. El vinagre se lo puede obtener de vegetales y frutas.

#### 2.4 TIPOS DE TAPADORAS

##### 2.4.1 TAPADORAS MANUALES

Como se referencia en la página web (S.r.l., Empresas RG AsencioChevalier S.r.l., 2014).



**FIGURA 2.1:** Máquina tapadora manual (alibaba, 2000)



## 2.4.2 TAPADORAS SEMIAUTOMÁTICAS

Como se referencia en la página (S.r.l., Empresas RG AsencioChevalier S.r.l., 2014).



FIGURA 2.2: Máquina tapadora semiautomática (BSC líneas, 2012)

## 2.4.3 MÁQUINAS TAPADORAS AUTOMÁTICAS

Como se referencia en la página (S.r.l., 2014).



FIGURA 2.3: Máquina tapadora automática (BOJ, 2014)

## 2.5 MÁQUINA PROPUESTA

Se propone el diseño y construcción de una máquina tapadora para envases de vinagre, esta constará de una banda transportadora la cual llevará los envases desde el dosificador hasta la zona de tapado, en la mitad de la banda se encuentra el gabinete de sellado.

En esta parte la máquina consta de cuatro rodillos de goma selladores que estarán constantemente girando, dos en un sentido y los siguientes dos en otro sentido, para así hacer girar la tapa roscada hasta su límite permisible.

Al ser una máquina semiautomática con banda de suministro de envases continuo, se recortara tiempos en el roscado de los envases con un buen sello hermético.

### 2.5.1 FICHAS TÉCNICAS DE LOS ENVASES PARA VINAGRES

Peso	40 Grs
<b>Alturas</b>	
Total	240.75 mm. ±0.5
Corona Zona A	21 mm. ±0.1
Corona zona H	14.1 mm. ±0.1
Anillo de Seg. (C)	1.870 mm. ±0.1
<b>Espesores</b>	
Hombro a 32 mm de la rosca hacia abajo	1.00 mm. ±0.5
Cuerpo	0.42 mm ± 0.1
Base	0.75 mm. ±0.1

<b>Diámetros</b>	
Rosca ( T )	27.40 mm. ±0.05
Cuerpo ( E )	24.35 mm. ±0.05
Interior ( I )	21.87 mm. ±0.2
Cuello ( X )	26.28 mm. ±0.1
Anillo de Seg. ( Y )	28.5 mm. ±0.05
Cuerpo del Envase ( Z )	81.55 mm. ±0.5
<b>Capacidades</b>	
Nominal (Útil)	1000.00 ml. ±3 ml
Al derrame	1015.00 ml. ±3 ml

#### PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS

Temperatura máxima de llenado:	65 +/- 1 °C
Resistencia al Impacto:	1 1.5 2 m
Fuerza de compresión:	52.84 Kgf

#### INSPECCIÓN DE ATRIBUTOS

Defectos críticos:	0.25	Pasa: OK
Defectos Mayores:	1.5	Pasa: OK
Defectos Menores	2.5	Pasa: OK

Observaciones: \_\_\_\_\_

ASEGURAMIENTO DE PRODUCTO TERMINADO

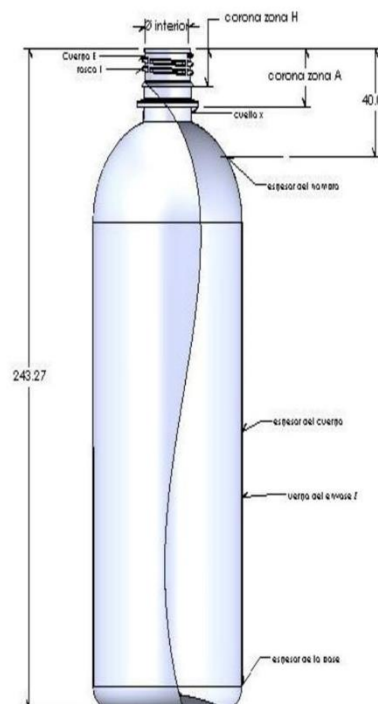


FIGURA 2.4: Envase pet de 1000 cm<sup>3</sup> para vinagre (Multiplastic, 2012)

Peso	28 Grs
<b>Alturas</b>	
Total	199.50 mm. $\pm 0.5$
Corona Zona A	21.20 mm. $\pm 0.1$
Corona zona H	14.50 mm. $\pm 0.1$
Anillo de Seg. ( C )	2.50 mm. $\pm 0.1$
<b>Espesores</b>	
Hombro a 32 mm de la rosca hacia abajo	1.00 mm. $\pm 0.5$
Cuerpo	0.42 mm $\pm 0.1$
Base	0.75 mm. $\pm 0.1$

<b>Diámetros</b>	
Rosca ( T )	27.45 mm. $\pm 0.05$
Cuerpo ( E )	24.30 mm. $\pm 0.05$
Interior ( I )	21.15 mm. $\pm 0.2$
Cuello ( X )	27.15 mm. $\pm 0.1$
Anillo de Seg. ( Y )	33.00 mm. $\pm 0.05$
Cuerpo del Envase ( Z )	65.25 mm. $\pm 0.5$

<b>Capacidades</b>	
Nominal (Útil)	500.00 ml. $\pm 3$ ml
Al derrame	530.00 ml. $\pm 3$ ml

### PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS

Temperatura máxima de llenado:	65 +/- 1 °C	
Resistencia al Impacto:	1	1.5 m
Fuerza de compresión:	52.84 Kgf	

### INSPECCIÓN DE ATRIBUTOS

Defectos críticos:	0.25	Pasa: OK
Defectos Mayores:	1.5	Pasa: OK
Defectos Menores	2.5	Pasa: OK

Observaciones: \_\_\_\_\_

### ASEGURAMIENTO DE PRODUCTO TERMINADO

Enrique Larios Michel

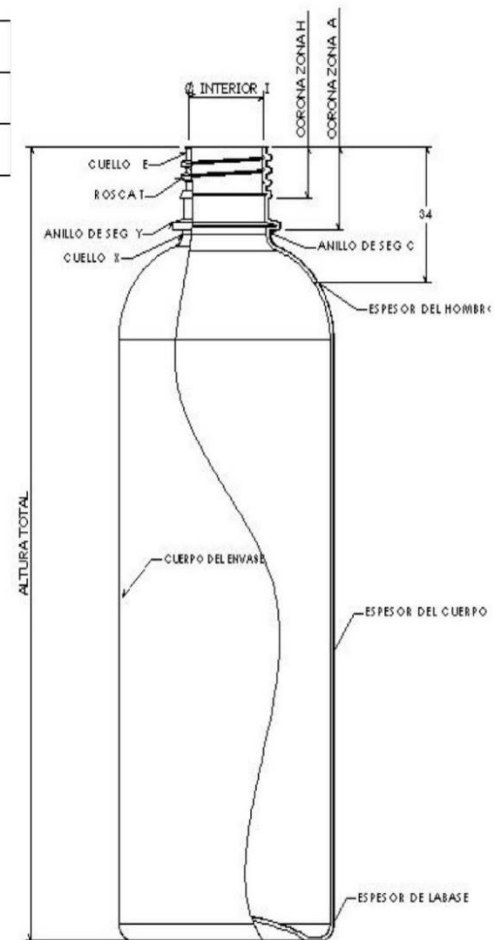


FIGURA 2.5: Envase pet de 500 cm<sup>3</sup> para vinagre (Multiplastic, 2012)

## **CAPÍTULO III**

### **3 DISEÑO DE LA BANDA TRANSPORTADORA**

#### **3.1 INTRODUCCIÓN**

En este capítulo se diseñará la estructura de la banda transportadora y la selección de los componentes que la conforman. La estructura debe garantizar la estabilidad ya que soportar las cargas que van a ser colocadas sobre ella.

Una parte muy importante al diseñar una estructura es el material con el que va a ser construida, ya que una adecuada selección adecuada garantiza su durabilidad y resistencia. Además se podrá realizar un análisis comparativo entre los resultados de la simulación, para así hacer la mejor elección numérica y de los cálculos teóricos.

Para no incurrir en gastos innecesarios en la fabricación de la estructura, primero se va a seleccionar el tipo de tubo estructural que satisfaga las necesidades del proyecto y posteriormente se realizará el modelado mediante Inventor Professional CAD de la estructura para efectuar una simulación y verificación del diseño de la estructura.

##### **3.1.1 GENERALIDADES**

En el presente capítulo se determinará el cálculo y diseño de la banda transportadora, los parámetros iniciales son: capacidad de carga, velocidad de trabajo de mesas y banda, el diseño de la estructura teniendo en cuenta la longitud, ancho y altura.

##### **3.1.2 PARÁMETROS DE DISEÑO**

Los parámetros más significativos es el de la ergonomía ya que el operario tiene que estar en una buena postura para trabajar y no sufrir ningún tipo de lesión al trabajar.

Otro parámetro a considerar es el diseño de la estructura ya que es la que sostendrá todo el sistema de roscado y demás elementos que la conforman, y no debe sufrir ningún tipo de daño en su funcionamiento.

Para el diseño de la estructura es importante la selección de materiales adecuados para cada pieza que sostendrá la máquina.

### 3.2 SELECCIÓN DE LA CADENA TRANSPORTADORA

En esta parte se seleccionara la cadena transportadora basando en catálogo Cadersa, el fabricante de bandas nos brinda una guía muy completa con diferentes casos en los cuales se debe ir seleccionando el que más se ajuste con las condiciones que necesitamos para la transportación de envases de plástico polipropileno (pet).

#### 3.2.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE TRANSPORTADOR

En la tabla III.1 se selecciona una de las opciones, dependiendo del tipo de transportador que se va a usar o el que más se ajuste a las condiciones de trabajo.

**TABLA 3.1:** Velocidad lineal de la cadena transportadora (Cadersa, 2000)

<b>Transportadoras de cadena con la carga apoyada sobre la cadena</b>	0,1-0,5 m/A.
<b>Transportadores de cadena de arrastre</b>	0,2-0,6 m/A.
<b>Elevadores de cangilones vertical</b>	0,6-1,5 m/A.
<b>Elevadores de cangilones continuos</b>	0,3-0,7 m/A.
<b>Elevadores inclinados de cangilones continuos</b>	0,15-0,4 m/A.

La velocidad máxima viene dado por: (m/A.)

$$V_{max.} = \frac{dp * n}{60000}$$

**ECUACIÓN 3.1:** Velocidad máxima

$$V_{max.} = \frac{128.9 * 120}{60000}$$

$$V_{max.} = 0.25 \text{ m/A}$$

Dónde:  $d_p$ : diámetro primitivo de la rueda en mm.

$n$ : velocidad de giro en rpm.

Nota: Para ruedas de más de 19 dientes, puede despreciarse el efecto poligonal.

Cuando sea necesario un movimiento constante y sin vibraciones o si las velocidades son elevadas se utilizarán ruedas con un elevado número de dientes.

Con velocidades reducidas (inferiores a 0,5 m/A.), y cuando se puedan admitir variaciones en el movimiento de la cadena se podrán utilizar ruedas con bajo número de dientes. (Cardesa, 2000)

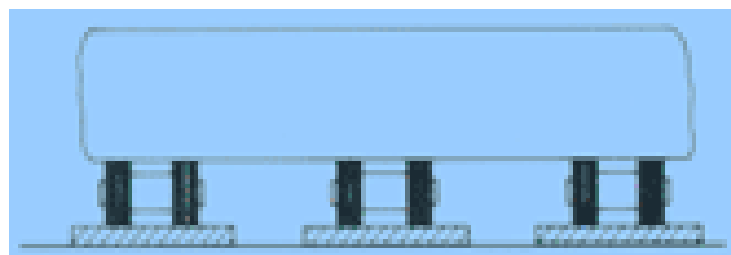
Para no caer en el efecto poligonal se debe considerar mucho las distancias entre ejes así como también tener un número par de dientes en los piñones

### 3.3 ELECCIÓN DEL TIPO DE TRANSPORTADOR

De acuerdo con las características del transporte, forma de arrastre del material a transportar y del tipo de apoyo se clasifican los transportadores en grupos principales. (Cardesa, 2000)

Grupo "A"

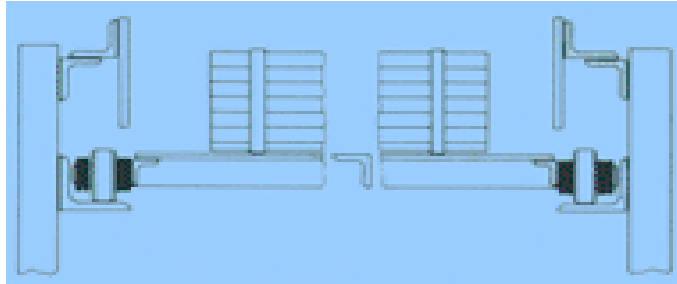
El material es cargado directamente sobre la cadena o sus accesorios y la cadena se desliza sobre guías. (Cardesa, 2000)



**FIGURA 3.1:** Tipo de transportador "grupo A" (Cardesa, 2000)

## Grupo "B"

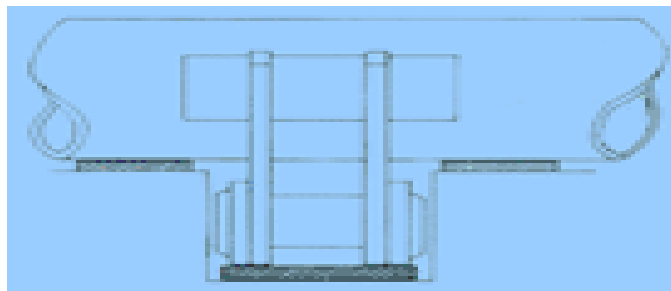
El material es cargado directamente sobre la cadena o sus accesorios y la cadena se desplazan por rodillos rodando sobre guías. (Cardesa, 2000)



**FIGURA 3.2:** Tipo de transportador "grupo B" (Cardesa, 2000)

## Grupo "C"

El material es arrastrado sobre guías o canal por la cadena que a su vez se desliza sobre guías. (Cardesa, 2000)



**FIGURA 3. 3:** Tipo de transportador "grupo C" (Cardesa, 2000)

De los diferentes grupos de transportadores, el que se selecciona es el grupo "A" ya que las botellas van colocadas sobre la cadena transportadora y el peso se distribuye a lo largo de la cadena, como se muestra en la figura III.1. (Cardesa, 2000)

### **3.4 CÁLCULO DE LA FUERZA DE TRACCIÓN DE LA CADENA**

Para el cálculo de las fuerzas que va a transportar la cadena se selecciona un factor de 0,15 como se muestra en la tabla III.2

## TRANSPORTADOR HORIZONTAL

**TABLA 3.2:** Tipo de transportador (Cordesa, 2000)

Material de la guía	$\mu_d$
Acero dulce sin lubricar	0,4
Acero duro sin lubricar	0,3
Acero lubricado	0,2
Madera	0,4
Polietileno A.D.	0,15

$$F = \mu c * d(2w + q)$$

**ECUACIÓN 3.2:** Fuerza de tracción

$$F = 0,15 * 1,2(2 * 0,008 + 33,3)$$

$$F = 5,99$$

Dónde:  $\mu c = \mu r$  para transportador del grupo "B"

$F$  = fuerza de tracción de la cadena en N.

$d$  = distancia entre ejes en m.

$q$  = masa del material transportado por metro lineal del transportador en kg.

Calculo de masa del transportador

Dónde:  $Q$  = masa del transportador con envases llenos.

$w$  = masa de la cadena más los accesorios móviles por metro lineal en kg.



Como orientación se puede considerar:

$w = 0,008 \cdot Q$  para transportadores del grupo A y B.

Una vez determinada la cadena a utilizar, se dará a  $w$  el valor correcto, y se comprobará el cálculo.

$\mu_c$  = coeficiente de rozamiento de la cadena con las guías.

$\mu_d$  = coeficiente de rozamiento de la cadena deslizando sobre las guías. (Ver figura III.2)

$$q = \frac{Q}{d}$$

**ECUACIÓN 3.3:** Masa total

$$q = \frac{40}{1,20}$$

$$q = 33,3 \text{ kg/m}$$

### 3.5 CALCULO DE LA TRACCIÓN DE TRABAJO DE LA CADENA

La tracción de la cadena determinada en la ecuación III.2 es calculada sólo teniendo en cuenta las condiciones estáticas y considerando que el arrastre se realiza con una sola cadena.

La tracción total corregida según las diferentes condiciones de trabajo y que servirá de base para seleccionar el tipo de cadena viene dado por la siguiente fórmula. (Cardesa, 2000)

$$F_{cor} = F * f1 * f2$$

**ECUACIÓN 3.4:** Tracción cadena

$$F_{cor} = 5,99 * 2,70 * 0,25$$

$$F_{cor} = 4,04$$

Dónde:  $F_{cor.}$  = Tracción de cadena corregida

$F$  = Tracción de cadena estática (calculada).

$f_1$  = Coeficientes de corrección. (ver tabla III.3).

Coeficiente de corrección  $f_1$  (ver tabla III.4).

Depende del tipo de engrase, de las horas de utilización diarias, arranques por hora y sobrecargas.

**TABLA 3.3:** Coeficiente  $f_1$  (Cardesa, 2000)

Horas de trabajo diarias							
		Nº arranques por hora					
Tipo	Tipo	8 h/día		16 h/día		24 h/día	
Funcionamiento	Engrase	hasta 2	de 2 a 10	hasta 2	de 2 a 10	hasta 2	de 2 a 10
<b>Funcionamiento Uniformal (sobrecargas inferiores al 5%)</b>	Normal	1	1,2	1,2	1,4	1,6	1,8
	Irregular	1,3	1,5	1,5	1,8	2	2,3
	Sin engrase	1,7	2	2	2,4	2,7	3
<b>Funcionamiento irregular (sobrecargas entre el 5% y el 20%)</b>	Normal	1,2	1,4	1,4	1,6	1,8	2
	Irregular	1,5	1,8	1,8	2	2,3	2,6
	Sin engrase	2	2,4	2,4	2,7	3	3,4
<b>Funcionamiento a golpes (sobrecargas entre el 20% y el 40%)</b>	Normal	1,4	1,6	1,6	1,8	2	2,2
	Irregular	1,8	2	2	2,3	2,6	3
	Sin engrase	2,4	2,7	2,7	3	3,4	3,8

**TABLA 3.4:** Coeficiente f2 (Cardesa, 2000)

Nº dientes	Velocidad cadena m/s					
	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2
<b>6</b>	1,4	2	2,9	4,4	-	-
<b>7</b>	1,1	1,4	1,8	2,3	4	-
<b>8</b>	1	1,3	1,5	1,8	2,5	3,6
<b>9</b>	1	1,2	1,4	1,6	2	2,6
<b>10</b>	0,9	1,1	1,2	1,4	1,7	2
<b>11</b>	0,9	1	1,2	1,3	1,5	1,8
<b>13</b>	0,8	1	1,1	1,2	1,4	1,5
<b>15</b>	0,8	0,9	1	1	1,2	1,3
<b>19</b>	0,8	0,9	1	1	1,1	1,2

### 3.6 FACTOR DE SEGURIDAD Y CARGA DE ROTURA DE LA CADENA

La carga de tracción de trabajo de la cadena, determinada en la ecuación III.4 corresponde al esfuerzo a que estará sometida la cadena en las condiciones de trabajo normales.

Para determinar la carga de rotura de la cadena a emplear, a fin de conseguir una duración aceptable de la misma así como poder soportar sobrecargas anormales, deberá aplicarse un factor de seguridad adecuado.

El factor de seguridad "S", depende del tipo de instalación, condiciones de trabajo, limpieza y lubricación, tipo de carga, etc. Estos factores son difíciles de determinar exactamente.

Normalmente, la experiencia ha demostrado que se puede tomar como factor de seguridad "S", un valor comprendido entre 6 y 8 (ver tabla III.5).

Una vez definido el factor de seguridad “S”, la carga de rotura mínima de  $F_R$  viene dada por la siguiente expresión. (Cardesa, 2000)

$$F_R = F_{cor} * S$$

**ECUACIÓN 3.5:** Factor de seguridad

$$F_R = 4,04 * 12$$

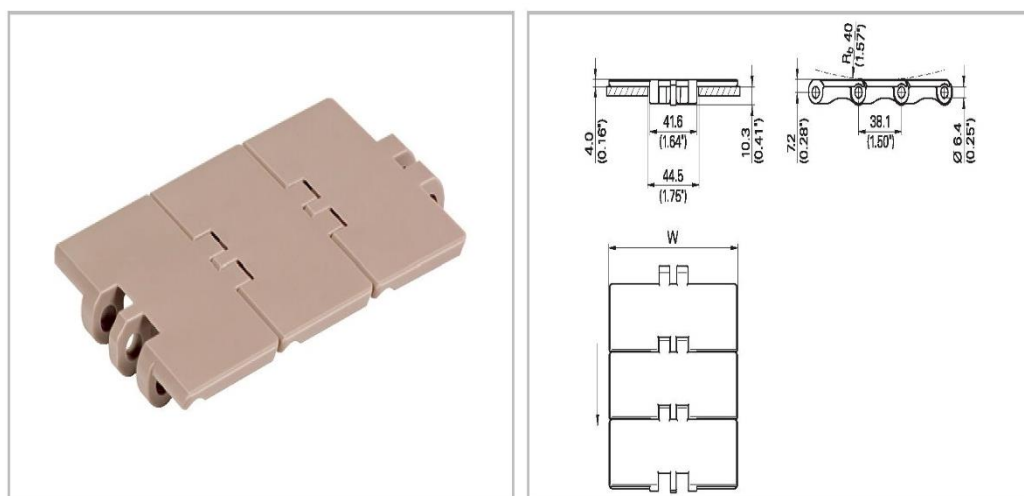
$$F_R = 48,48$$

**TABLA 3.5:** Factor de seguridad S (Cardesa, 2000)

AMBIENTE IDÓNEO LIMPIO Y LUBRICADO	6
AMBIENTE SEMI LIMPIO LUBRICADO	8
AMBIENTE SUCIO Y TEMPERATURA > 100°C	10
AMBIENTE ABRASIVO SUCIO > 100°C Y CONDICIONES EXTREMAS	12

Después de haber realizar una serie de cálculos sugeridos por el proveedor, se llega a la elección de la cadena más adecuada para nuestras necesidades y que ayudará en el traslado de los envases a la zona en la que serán tapados.

A continuación se hace una descripción de la banda que se utilizará en el transportador de cadena lineal.



### Datos de la cadena de plástico

Código Habasit	Ancho W		Peso		Nominal tensile strength $F_N$		Material
	mm	Pulg.	kg/m	lb/ft	N	lbf	
C0820K0250DPAA	63,5	2,50	0,74	0,50	1650	371	DP
C0820K0250LFAA	63,5	2,50	0,74	0,50	1650	371	LF
C0820K0250PTAA	63,5	2,50	0,74	0,50	1650	371	PT
C0820K0325DPAA	82,6	3,25	0,85	0,57	1650	371	DP
C0820K0325LFAA	82,6	3,25	0,85	0,57	1650	371	LF
C0820K0325PTAA	82,6	3,25	0,85	0,57	1650	371	PT

**FIGURA 3.4:** Datos cadena (sumicoriberica)

Se elige la cadena de acetal de baja fricción slat top 820 recta, código de catálogo C0820k0325LFAA, ya que es la que más se ajusta a nuestra necesidad, después de haber realizado un análisis de los diferentes parámetros que pide el fabricante y además teniendo en consideración el tipo de trabajo y condiciones de trabajo.

Al haber seleccionado la banda slat top 820 recta nos hace falta un piñón que la arrastre a lo largo de la banda, para eso el mismo fabricante de la banda nos da a escoger varios tipos de piñones entre ellos el de arrastre y el conducido.



### Sprocket data

Habasit code	Number of teeth	Ø DE		Diam. of pitch Ø $d_p$		Material
		mm	inch	mm	inch	
C0820G21	21	128.9	5.07	129.3	5.09	LI
C0820G23	23	142.0	5.59	141.2	5.56	LI
C0820G25	25	153.8	6.06	153.2	6.03	LI
C0820G21+ND	21	128.9	5.07	129.3	5.09	ND
C0820G23+ND	23	142.0	5.59	141.2	5.56	ND
C0820G25+ND	25	153.8	6.06	153.2	6.03	ND

**FIGURA 3.5:** Datos Piñón (sumicoriberica)

En la figura III.5 se selecciona un piñón de 21 dientes del mismo catálogo, para poder mover la banda sin ninguna dificultad y sin caer en el problema poligonal.

Al tener ya seleccionado la banda y piñón adecuado, se procede a los cálculos del eje para su posterior ensamblaje.

### 3.7 DISEÑO DEL EJE

Para el correcto diseño del eje se debe considerar las cargas que son el resultado de los distintos sistemas que intervienen en el mecanismo de la máquina. El eje que se utiliza en la banda transportadora va fijado como se indica en la figura III.6 correspondiente al diagrama de cuerpo libre.

### 3.8 EJE DE ACERO DE TRANSMISIÓN

Especificaciones generales del material a utilizar.

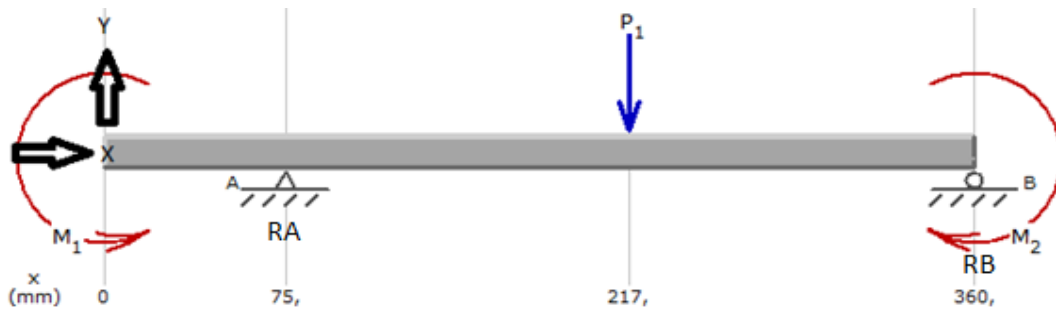
**TABLA 3.6:** Especificaciones generales del eje de acero de transmisión (Dipac, 2012)

<b>Norma</b>	AISI 1018
<b>Dureza</b>	60
<b>Largo normal</b>	6 m
<b>Diámetro</b>	Desde 3/8 in hasta 6 in
<b>Densidad</b>	7,87 g/cm <sup>3</sup>

**TABLA 3.7:** Propiedades mecánicas del eje de acero con normas AISI 1080 (Dipac, 2012)

<b>Norma</b>	<b>Esfuerzo de fluencia (MPa)</b>	<b>Esfuerzo máximo (MPa)</b>	<b>Módulo de elasticidad (GPa)</b>	<b>Maquinabilidad</b>
AISI 1080	370	440	205	76%

En la figura III.6 se observa un diagrama de cuerpo libre el cual ayudará para encontrar las fuerzas y las reacciones que tendrá el eje al someterse a las distintas cargas que va a soportar.



**FIGURA 3.6:** Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de banda transportadora.

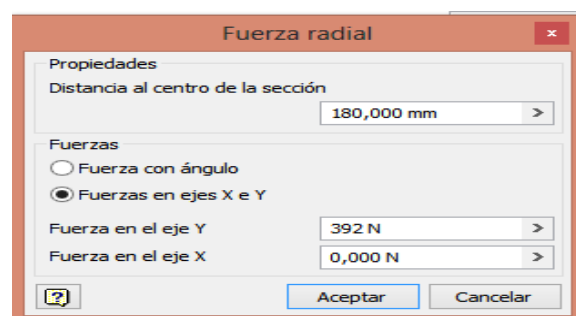
En la figura III.6 Se puede observar el diagrama de cuerpo libre, las reacciones ( $R_A$  y  $R_B$ ) así como las la fuerza radial ( $F$ ), par de torsión de entrada ( $TD$ ) y par de torsión de salida ( $TP$ ).

### 3.8.1 DISEÑO DE LOS EJES MEDIANTE ANÁLISIS ESTÁTICO

El software tiene la opción de calcular un diámetro ideal de un eje, con la ubicación de las diferentes cargas y soportes que se tenga en el sistema mecánico, de esta forma se tiene una idea del diámetro del eje a emplearse en el sistema que se propone.

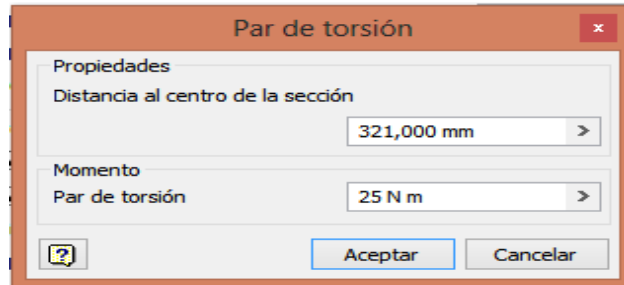
Como datos para el diseño del eje se consideran los diámetros de la figura III.6, se ha considerado una fuerza sobre el eje de 392 N debido a que se suman los pesos de los envases y la banda transportadora que será comprobado más adelante; y dato adicional el torque de 25 N\*m que ingresa por el punto A debido con la interconexión y la salida de dicho torque por el punto B que se relaciona con el sistema de transmisión.

En la figura III. 7 y III.8 se indica el ingreso de datos que permitirá el cálculo de fuerza cortante, momento torsor.



**FIGURA 3.7:** Distribución de fuerzas que actúan en el eje

La figura III.7 indica el torque que proporciona el motor-reductor hacia el piñón de la cadena transportadora, el torque es de 25 N\*m y se ubica a los extremos del eje ubicada en el punto A, figura III.6.



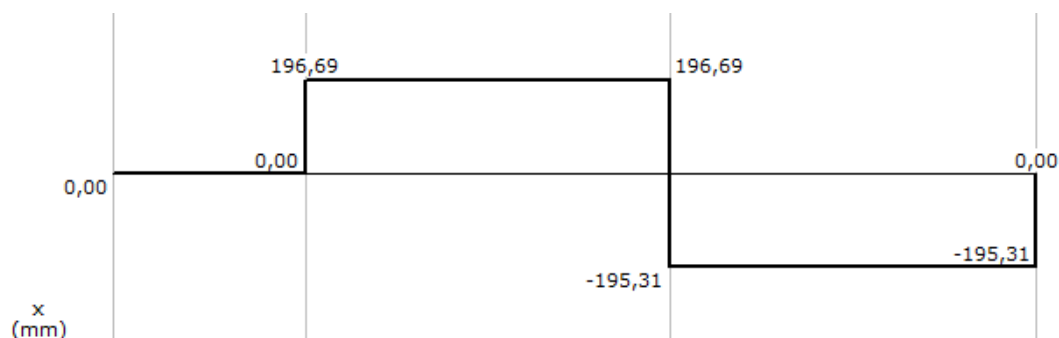
**FIGURA 3.8:** Fuerzas y torques que intervienen en el eje

Con esto se determina los diferentes diagramas; diagrama de fuerza cortante, momento flector y esfuerzos para las diferentes

El eje tiene una forma especial ya que el piñón tiene un diámetro único de 1 ½ pulgada y el del moto reductor es de un diámetro de ¾ de pulgada así como se muestra en el diagrama de cuerpo libre.

Cuando ya tenemos colocadas las fuerzas que intervienen en el eje, el software muestra las fuerzas cortantes y momento flector máximo, con esto se obtienen los siguientes resultados que ayuda más adelante.

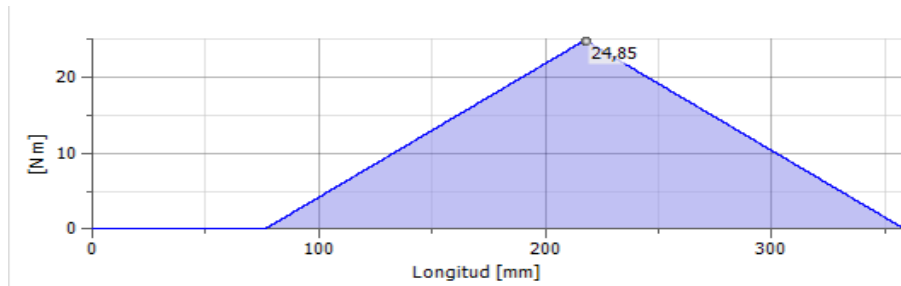
En la figura III.9 se indica el diagrama de la fuerza de corte en el plano y-z; se puede observar que el momento máximo es 392 N este valor nos sirve para calcular el torsor X-Y que está ubicado en el eje.



**FIGURA 3.9:** Diagrama de corte.



En Figura III.10 se determina el valor máximo del diagrama de momento con un valor de 24.85.



**FIGURA 3.10:** Diagrama de momento

Se realiza el cálculo del círculo de Mohr con los datos obtenidos anteriormente para calcular los esfuerzos principales que se encuentran sometidos en este sistema.

Para determinar el esfuerzo normal ( $\sigma_z$ ) se utilizará la ecuación III.6:

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

**ECUACIÓN 3.6:** Esfuerzo normal

Donde:  $\sigma_z$ = Esfuerzo normal en la dirección z-z

$M$ = Momento flector

$d$ = Diámetro del eje

$$\sigma_z = \frac{32(24,85)}{\pi * (0,019)^3}$$

$$\sigma_z = 36,90 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante máximo se utiliza la siguiente ecuación III.7:

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

**ECUACIÓN 3.7:** Esfuerzo cortante máximo

Dónde:  $T$ = torsión

$d$ = Diámetro del eje

Al sustituir los valores de las figuras III.9, III.10 y en la ecuación III.7, se tiene como resultado 13,75 MPa, siendo este valor de esfuerzo de torsión.

$$\tau_{yz} = \frac{16 * (18,53)}{\pi * (0,019)^3}$$

$$\tau_{yz} = 13.75 \text{ MPa}$$

A continuación se obtienen los valores, con los que procede a ingresar para generar la gráfica del círculo de Mohr.

$$\sigma_z = 36,90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{yz} = 13,75 \text{ MPa}$$

En esta figura III.11 se observan los esfuerzos a los cuales está sometido el eje.

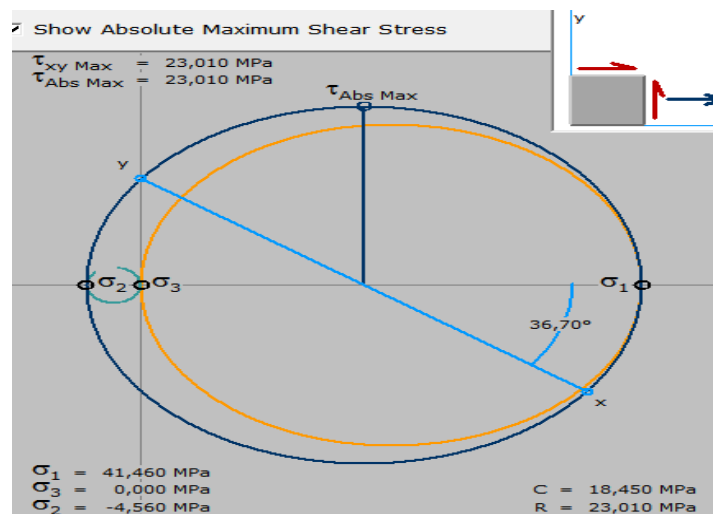


FIGURA 3.11: Círculo de Mohr

Con la ecuación III.8 vamos a calcular las componentes del círculo de Mohr.

Dónde: C= Centro del círculo de Mohr

R= Radio del círculo

$$C = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}$$

**ECUACIÓN 3.8:** Círculo de Mohr

$$C = \frac{36,90}{2}$$

$$C = 18,45 \text{ MPa}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

**ECUACIÓN 3.9:** Radio del círculo

$$R = \sqrt{\left(\frac{36,90}{2}\right)^2 + (1375)^2}$$

$$R = 23,01 \text{ MPa}$$

Con los esfuerzos principales ( $\sigma_1, \sigma_2$ ) y el esfuerzo cortante máximo ( $\tau_{\max}$ ) se puede encontrar con las siguientes ecuaciones.

$$\tau_{\max} = R = 23,01$$

$$\sigma_1 = C + R = 18,45 + 23,01 = 41,6 \text{ MPa}$$

**ECUACIÓN 3.10:** Suma de esfuerzos

$$\sigma_2 = C - R = 18,45 - 23,01 = -4,56 \text{ MPa}$$

Aplicando el método de análisis estático para encontrar el factor de seguridad del eje de transmisión tiene un factor de seguridad mediante la teoría del esfuerzo cortante máximo (ECM) y la teoría de energía de distorsión (ED) se tiene:

Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{\max} = \frac{S_Y}{2n}$$

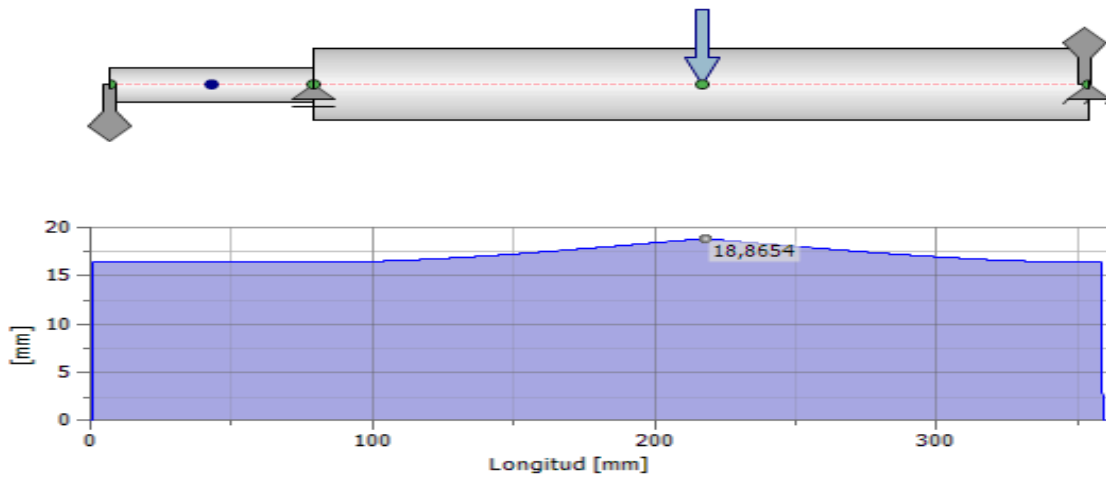
**ECUACIÓN 3.11:** Factor de seguridad

$$n = \frac{S_Y}{2\tau_{\max}}$$

$$n = \frac{370}{2(23,01)} = 8,04$$

Con la herramienta del software, se genera un diámetro ideal con base a las cargas que se han ubicado a lo largo del eje y con sus distintos empotramientos.

En la figura III.12 se muestra el diagrama que muestra el software con el diámetro ideal calculado por el software, este es muy similar al estimado.



**FIGURA 3.12:** Diagrama del diámetro ideal.

Después de realizar los diferentes cálculos para el eje de transmisión en acero y al comparar se obtiene un diámetro ideal de 18,86 mm con un margen de error de 0,19 mm, con esto se puede decir que cálculo del diámetro del eje hipotético de 19,05 mm utilizado es el correcto además que tiene un factor de seguridad de 8,04 como se muestra en la ecuación III.11.

### 3.9 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOREDUCTOR

Para determinar la potencia del motoreductor se va a utilizar fórmulas que ayudan en el trabajo de selección, el más adecuado a nuestros requerimientos.

#### 3.9.1 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA EQUIVALENTE A TRANSMITIR

$$PE = P * Fs$$

**ECUACIÓN 3.12:** Potencia equivalente

Dónde:  $P$  = potencia real absorbida.

$PE$  = potencia equivalente.

$Fs$  = factor de servicio.

La información complementaria requerida para utilizar la ecuación III.10 es la siguiente:

- ✓ Tipo de motor= eléctrico
- ✓ Máquina impulsada= cadena transportadora.
- ✓ Duración del servicio= 16 horas diarias.
- ✓ Disposición de los árboles de entrada y salida:
- ✓ Selección = de ejes ortogonales y horizontales

En la tabla III.8, se obtiene en función de la máquina accionada el tipo de trabajo. A una cadena transportadora uniforme de alimentos. Con este dato y con las características del motor además de la duración del servicio se obtiene en la tabla III.9  $Fs= 1,25$

$$PE = 0,18 \text{ cv} * 1,25$$

$$PE = 0,23 \text{ cv}$$

$$PE = 0,23 \text{ cv} = 0,17 \text{ kw} = 0,21 \text{ hp}$$

Con el valor obtenido que es de 0,21 hp recurrimos a la tabla III.8 para seleccionar el motor se ajusta más a nuestras necesidades.

**TABLA 3.8:** Factor mecánico de servicio (Tecnongroup)

fuerza motriz	duración de horas de servicio por día	clasificación de máquinas de carga accionada		
		factor de aceleración de masa uniforme	factor de aceleración de masa moderada	factor de aceleración de masa pesada
<b>motor eléctrico, turbina o motor hidráulico</b>	bajo 3	0,80	1,25	1,50
	3 a 10	1,00	1,25	1,75
	encima de 10	1,25	1,50	2,00
<b>multicilindros, motor de combustión interna</b>	bajo 3	1,00	1,25	1,75
	3 a 10	1,25	1,50	2,00
	encima de 10	1,50	1,75	2,25
<b>motor de combustión de un cilindro</b>	bajo 3	1,25	1,50	2,00
	3 a 10	1,50	1,75	2,25
	encima de 10	1,75	2,00	2,50

### 3.9.2 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Una vez conocido la potencia del motor se procede a seleccionar una caja reductora que más se ajuste a la necesidad. La relación de transmisión requerida para el traslado de los envases a la zona de sellado debe estar dada a una velocidad de 120 rpm como máximo por lo que se decide adquirir una caja reductora de 1:15.

Esta caja reductora ingresaran 1800 rpm y a la salida se obtendrán 120 rpm haciendo la reducción necesaria para el trabajo.

**TABLA 3.9:** Características del motor-reductor a utilizar

<b>MARCA:</b>	<b>ROSSI</b>
<b>MODELO:</b>	MR V 32 UO3A
<b>HZ:</b>	60
<b>POTENCIA:</b>	0,25 hP
<b>W</b>	1800 con reductor a 1:15
<b>VOLTAJE:</b>	220 V
<b>AMPERAJE:</b>	2,7 A
<b>FS:</b>	1,25

### 3.10 CONTROL DEL MOTOR

La velocidad del motor de la cadena transportadora será controlada con un variador de frecuencia, que es un sistema que controla la velocidad rotacional del motor variando la frecuencia y dándole un arranque suave.

Para determinar la velocidad de giro de un motor que está controlado con un variador de frecuencia se utiliza la ecuación III.13.

$$W = \frac{120 \times f}{p}$$

**ECUACIÓN 3.13:** Velocidad angular

Dónde:  $f$  = frecuencia de entrada al motor (Hz)

$p$  = Número de polos del estator del motor.

#### 3.10.1 VARIADOR DE FRECUENCIA

Los variadores de frecuencia o también conocidos como *driver* son dispositivos que ayudan a variar la frecuencia de un motor controlando electromecánicamente el voltaje y la frecuencia suministrada, pero manteniendo el torque constante hasta la velocidad nominal del motor.

El variador que se selecciona de acuerdo a la capacidad del motor eléctrico como se muestra en la tabla III.9.

- Voltaje: 220 monofásico
- Salida: trifásica
- Amperaje de salida: 7,1 A.
- Potencia de trabajo del motor: 0,17 kw. La potencia de trabajo debe ser mayor a la potencia del motor debido que se debe tener un rango de error para no sobrecargar al variador de frecuencia.
- Rango de frecuencia: 0 a 450 Hz
- Resolución de frecuencia: 0,01 Hz
- Temperatura de trabajo: -20 °C a 60 °C.



**FIGURA 3.13:** Variador Weg (Weg, 2014)

El variador seleccionado posee un display donde se visualiza y verificar la frecuencia que está trabajando el motor, además consta de dos pulsadores, que nos ayudara a modificar la velocidad del motor hasta la requerida por el sistema.



Además consta de 4 botones que nos servirán para la modificación de parámetros.

El diagrama de conexiones eléctricas del motor y del variador se encuentra en el anexo 2.

### 3.11 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

En la tabla III.10 se hace un resumen de las cargas que intervienen en el sistema de transmisión y como se determina que las cargas axiales por lo cual se utilizara un rodillo de bola.

**TABLA 3.10:** Condiciones para el rodamiento.

Cargas	
Carga radial	392 N
Carga axial	0 N
Velocidad	120 rpm
coef. de seguridad estática requerido	2,0

En el apoyo del rodillo al estar sometido únicamente a una carga radial el rodamiento que más se adecua es el rodamiento de bolas.

En la figura III.14 se ingresan los siguientes datos como: carga radial y velocidad a la que va estar sometido el rodamiento.

Cargas	
Carga radial	$F_r$ 392 N >
Carga axial	$F_a$ 0 N >
Velocidad	n 120 >

**FIGURA 3.14:** Propiedades del rodamiento

En la figura III.15 se muestra las especificaciones del rodamiento que sugiere el software para una máxima durabilidad del rodamiento.

Designación		SKF Serie ALS (SKF ALS 12)
Diámetro interior de rodamiento	d	38,100 mm
Diámetro exterior de rodamiento	D	82,550 mm
Anchura de rodamiento	B	19,050 mm
Ángulo de abrazamiento nominal del rodamiento	$\alpha$	5 gr
Tasa de carga dinámica básica	C	16800 N
Tasa de carga estática básica	$C_0$	21200 N
Factor de carga radial dinámica	X	1,00 su / 0,35 su
Factor de carga axial dinámica	Y	0,00 su / 0,57 su
Valor límite de $F_a/F_r$	e	1,14 su
Factor de carga radial estática	$X_0$	0,50 su
Factor de carga axial estática	$Y_0$	0,50 su
Velocidad límite para lubricación con grasa	$n_{Lim1}$	5300 rpm
Velocidad límite para lubricación con aceite	$n_{Lim2}$	7000 rpm

**FIGURA 3.15:** Especificaciones del rodamiento.

El software genera un cuadro de resultados referenciada en la figura III.15 y además de una confirmación positiva del rodamiento que se va a utilizar es el correcto.

**Resultados**

Rango de vida básico	$L_{10}$	10932945 h
Rango de vida ajustado	$L_{na}$	10932945 h
Coficiente de seguridad estática calculado	$s_{0c}$	54,08163 su
Pérdida de potencia por fricción	$P_z$	0,18768 W
Carga mínima necesaria	$F_{min}$	212 N
Carga estática equivalente	$P_0$	392 N
Carga dinámica equivalente	P	392 N
Factor de sobrerrevolución	$k_n$	44,167 su
Factor de ajuste de vida para fiabilidad	$a_1$	1,00 su
Factor de temperatura	$f_t$	1,00 su
Velocidad equivalente	$n_e$	120 rpm
Velocidad mínima	$n_{min}$	120 rpm
Velocidad máxima	$n_{max}$	120 rpm
Comprobación de resistencia		<b>Positivo</b>

**Resumen de mensajes**

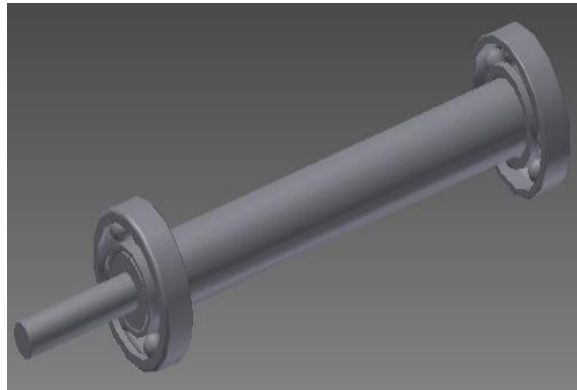
18:45:45 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

**FIGURA 3.16:** Resultados para la utilización del rodamiento.

Se ha seleccionado un rodamiento de bolas SKF Serie ALS (SKF ALS 12), apropiado para soportar cargas radiales altas como nos indica el manual SKF y fáciles de desmontar para su reemplazo.

Además corroboramos con el software posee una herramienta muy potente para la selección de rodamientos utilizando normas ANSI y conjuntamente con las especificaciones que brinda SKF de sus diversos rodamientos para cada tipo de problema.

En la figura III.17 se encuentra la ubicación de los rodamientos para el eje de la cadena transportadora.



**FIGURA 3.17:** Posición de los rodamientos.

### 3.12 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA CADENA TRANSPORTADORA

Por medio del software ayudara a crear simulaciones y así reducir los costos de construcción ya que se comprara el perfil más adecuado.

El largo de la cadena transportadora está dado por el espacio en el que se encuentra el actual sellador neumático, que es de 1,30 m, justo a continuación de la máquina envasadora de vinagres, como se observa en la figura III.18.



**FIGURA 3.18:** Espacio para la ubicación de la cadena transportadora

### 3.13 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA ESTRUCTURA

#### 3.13.1 MATERIAL UTILIZADO

Se utilizara tubo estructural cuadrado con normas ASTM A36 de 50x50x2 mm. Se manejara este tipo de tubo ya que no va estar en contacto directo con el producto al momento de sellar, así que no se hará una contaminación cruzada con el producto a procesar, además en la figura III.19 indica las propiedades como: el módulo de resistencia y el momento de inercia del tubo.

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91

**NOMENCLATURA**

**A**= Área de la selección transversal del tubo, cm<sup>2</sup>

**I**= Momento de inercia de la sección, cm<sup>4</sup>

**W**= Módulo resistente de la sección, cm<sup>3</sup>

**i**= Radio de giro de la sección cm

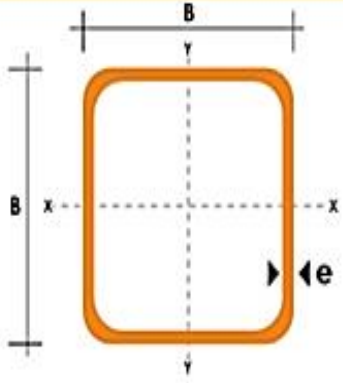
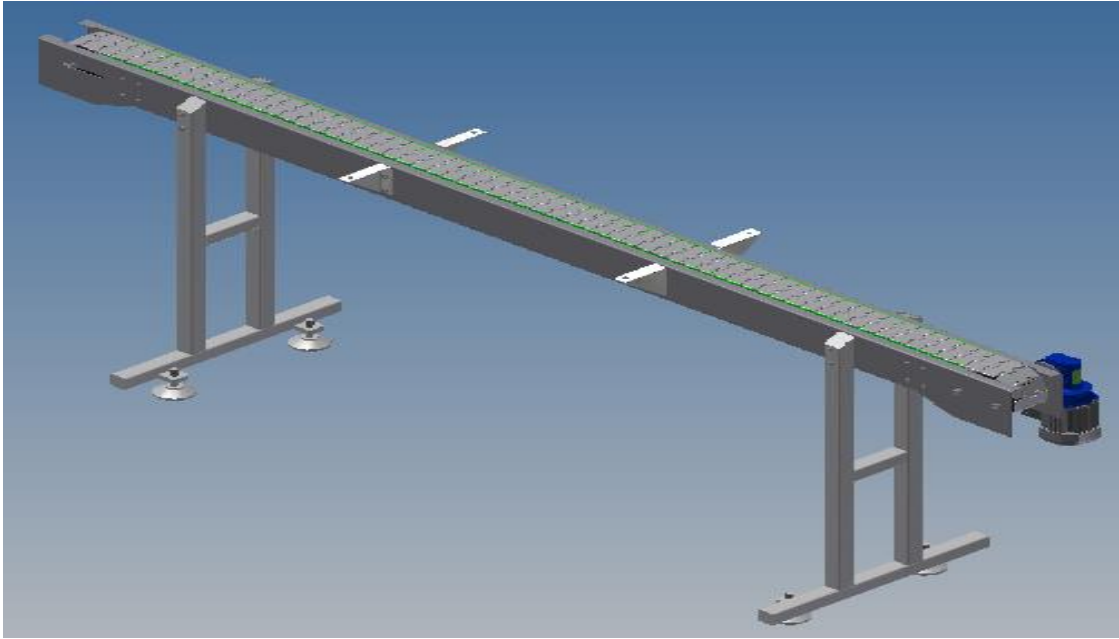


FIGURA 3.19: Especificaciones tubo estructural cuadrado (Dipac, 2012)

#### 3.13.2 ESTRUCTURA Y COMPONENTES CONSTRUIDOS VIRTUALMENTE

En la figura III.20 se tiene una vista preliminar en 3D de la banda con los perfiles que se describen en el capítulo 3.14.1 y en la figura III.20.



**FIGURA 3.20:** Diseño de la banda en 3D

### 3.14 SIMULACIÓN Y REPRESENTACIÓN DE LOS DATOS OBTENIDOS

Se procede a hacer un análisis de la estructura con las cargas reales de los diferentes componentes que se enumeran en la tabla III.11.

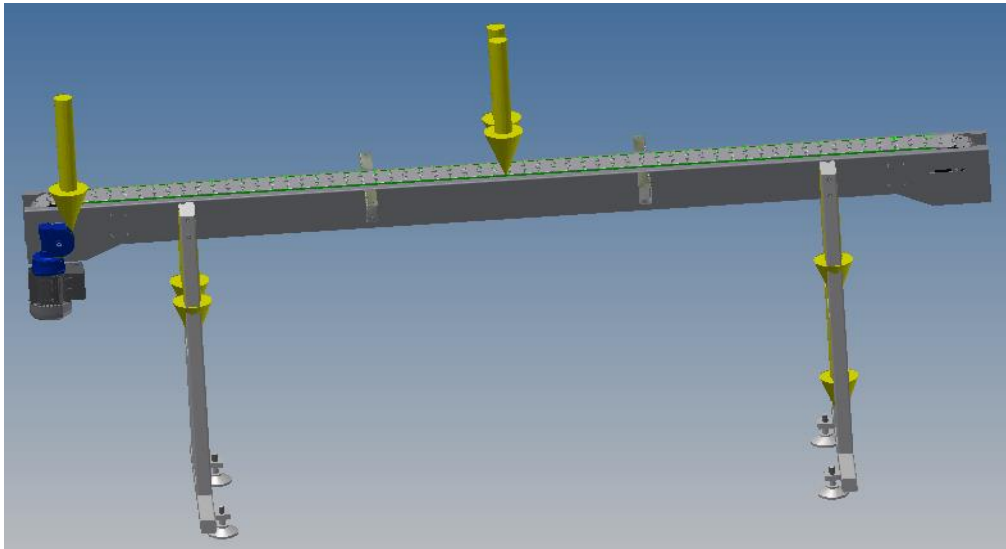
**TABLA 3.11:** Masas a considerar

<b>cant.</b>	<b>Componentes</b>	<b>Masa kg</b>
<b>2</b>	perfil	15
<b>1</b>	cadena transportadora	4
<b>2</b>	Piñones	5
<b>2</b>	ejes	8
<b>4</b>	Chumaceras	8
<b>1</b>	motor y caja reductora	15
<b>2,6 m</b>	solera desgaste (reductor de fricción)	2
<b>Total</b>		<b>57</b>

### 3.14.1 UBICACIÓN DE LAS CARGAS EN LA ESTRUCTURA

El software tiene una vasta librería de perfiles y tubos estructurales para generar un análisis muy cercano al real, esto permitirá realizar simulaciones donde se observa el desplazamiento y cargas que actúan en la estructura diseñada. Para así garantizar una estructura fuerte y resistente para los mecanismos que van a ir sobre la misma.

En la tabla III.11 se observan las diferentes masas que se aplican en el sistema, es decir, la masa de la banda, el sistema de transmisión conjuntamente con el motor y demás accesorios, como se observe en la figura III.21.



**FIGURA 3.21:** Aplicación de cargas

Antes de realizar la simulación se tiene que seguir los siguientes pasos que se describen a continuación, ya que sin ellos no vamos a tener una simulación real del problema y por ende los resultados van hacer erróneos.

Para poder iniciar con la simulación se deben realizar los siguientes pasos:

- ✓ Seleccionar el tipo de material que se utiliza para la construcción.
- ✓ Colocar las restricciones que tiene la estructura.
- ✓ Ubicamos las cargas que va a soportar la estructura.
- ✓ Revisión de resultados.

Una vez ingresadas las cargas que se detallan en la tabla III.11 e información que requiere el software para la simulación de la estructura de la banda transportadora, la estructura debe soportar una masa de 57 kg aproximadamente.

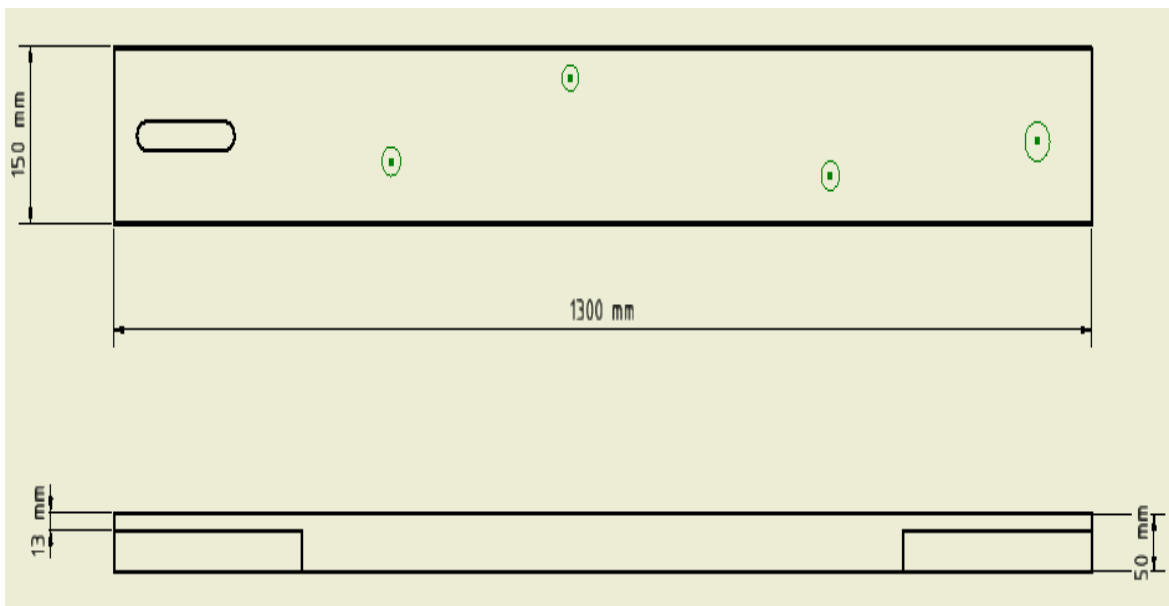
El software provee información y resultados sobre la estructura, una de ellas es la de Von Mises que nos sirve para la determinación de la fluencia de la estructura que simulamos.

La perfilera que se escogió tiene las siguientes medidas y características mecánicas como se muestra en la figura III.22

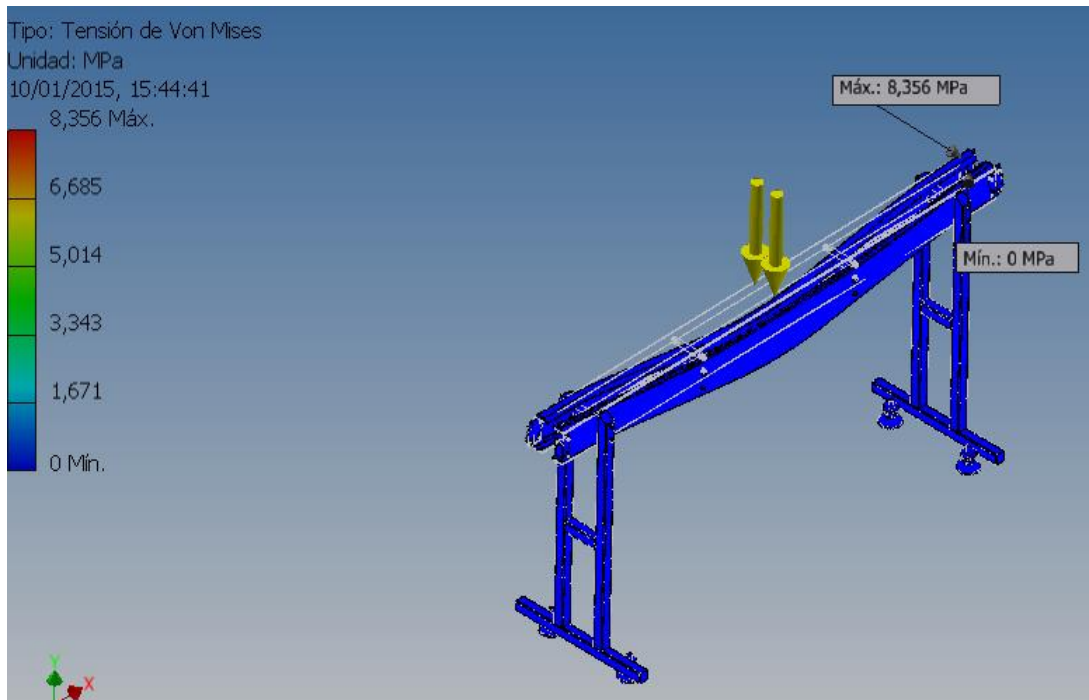
El esfuerzo es de 8,356 MPa que se observa en la figura III.23 ya que en esta parte va estar la mayor concentración de peso, al comparar con el límite de fluencia del material que es de 269 MPa. La estructura está garantizada para su durabilidad y estabilidad, el sobre dimensionamiento del perfil se debe que en él estarán soldados y acoplado varios componentes.

Resistencia a la tracción: 310 MPa

Límite de fluencia: 269 MPa

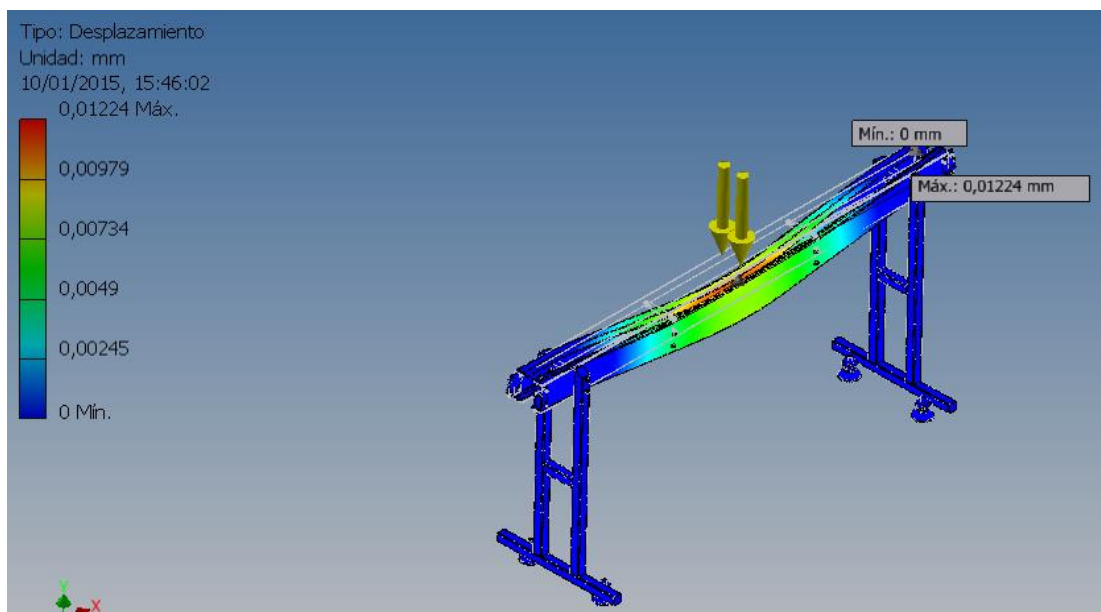


**FIGURA 3.22:** Perfil banda transportadora



**FIGURA 3.23:** Tensión de Von Mises de la estructura

Otro resultado que ayudará mucho para cerciorarnos que la estructura tiene el diseño adecuado y la suficiente estabilidad para soportar las cargas, es el del desplazamiento como se muestra en la figura III.24 es de un máximo de 0,01224 mm que es el desplazamiento no significativo para la estructura.



**FIGURA 3.24:** Desplazamiento de la estructura



Una vez obtenidos los resultados del esfuerzo de Von Mises y el desplazamiento de la estructura, se calcula el factor de seguridad con la teoría de Von Mises o más conocida como Energía de Distorsión.

### 3.14.2 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

En esta parte vamos a calcular el factor de seguridad para nuestra estructura ya que esto nos ayudara a tener un sobredimensionamiento de la estructura y estar prevenidos a desviaciones aleatorias.

Es decir:

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2\sigma}$$

**ECUACIÓN 3.14:** Esfuerzo

$$n = \frac{269}{2(8,35)} = 16,10$$

donde:

$\sigma$  = Esfuerzo de Von Mises.

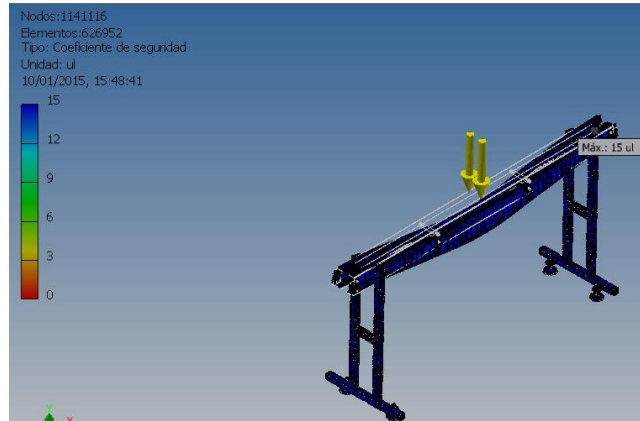
$S_y$  = Resistencia a la fluencia del material.

Aquí confirmamos que la estructura es capaz de soportar las cargas y aun así tener la suficiente estabilidad.

### 3.14.3 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El software permite realizar un estudio del factor de seguridad de la estructura de la máquina como se puede apreciar en la figura III.25.

Se observar un coeficiente de seguridad de un máximo de 15; esto garantiza una estabilidad de la estructura sin que sufra ninguna alteración de su diseño o deformación significativa. Además se incluye un resumen de resultados en la figura III.26, donde nos da un detalle de la simulación realizada de la estructura de la banda transportadora.



**FIGURA 3.25:** Factor de seguridad de la estructura

**Resumen de resultados**

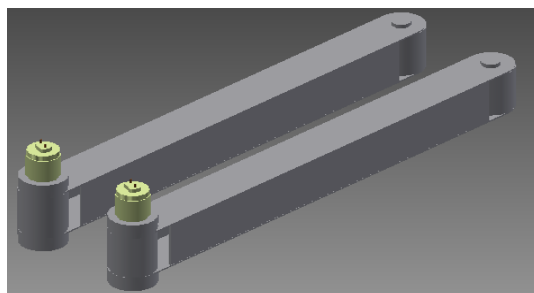
Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	6177730 mm <sup>3</sup>	
Masa	48,4951 kg	
Tensión de Von Mises	0 MPa	8,3563 MPa
Primera tensión principal	-0,468585 MPa	7,21903 MPa
Tercera tensión principal	-6,78466 MPa	1,78673 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0122414 mm
Coeficiente de seguridad	15 su	15 su

**FIGURA 3.26:** Resumen de resultados

### 3.15 BANDA GUÍA LATERAL

Esta banda va a estar ubicada sobre la cadena transportadora, y ayudará a dar estabilidad a los envases mientras son tapados por los rodillos selladores, esta banda va estar controlada por dos micro motores de corriente continua que van a estar en la parte superior, como se muestra en la figura III.27; y funcionaran simultáneamente con la cadena transportadora.

Los micro motores tienen un torque de 50 kgf\*cm, el torque es bajo ya que no necesitamos arrastrar los envases, sino que solo ayudará con el soporte de los mismos, evitando que se vuelquen los envases.



**FIGURA 3.27:** Banda lateral de soporte de envases

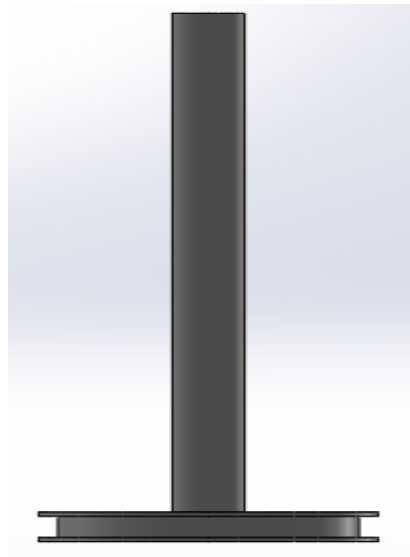
## CAPÍTULO IV

### 4 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL MECANISMO DE SELLADO

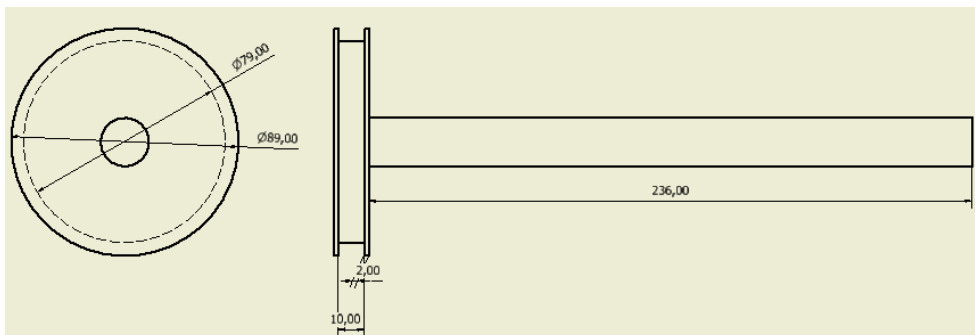
#### 4.1 MATERIAL DE LOS DISCO DE SELLADO

Está construido en acero inoxidable como un solo cuerpo con una ranura donde se alojara uno-ring de silicona de alta resistencia para el roscado de los envases sin dañarlos como se muestra en la figura IV.1.

En la figura IV.2 se muestra las medidas que tiene el eje y el disco sellador, este diseño es el que se usa para el sellado de las tapas para los envases.



**FIGURA 4.1:** Disco sellador



**FIGURA 4.2:** Medidas disco sellador

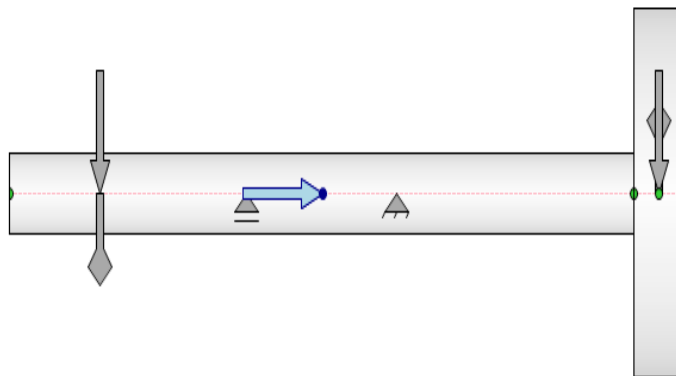
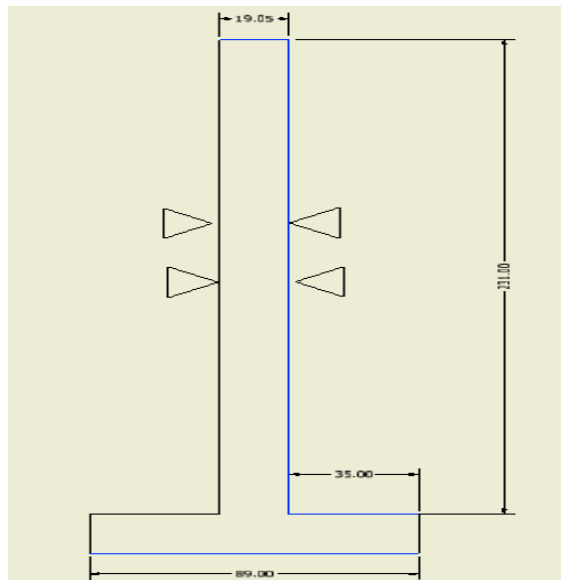
### 4.1.1 MATERIAL DEL EJE

En la tabla IV.1 se muestra las especificaciones generales del acero inoxidable 304.

**TABLA 4.1:** Propiedades mecánicas del eje de acero con normas AISI 304 (Dipac, 2012)

Norma	Esfuerzo de fluencia (MPa)	Esfuerzo máximo (MPa)	Módulo de elasticidad (GPa)
AISI 304	310	620	200

En la figura IV.2 se puede observar el diagrama de cuerpo libre, las reacciones de la fuerza axial, así como las la fuerza radial y par de torsión.



**FIGURA 4.3:** Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión

## 4.2 DISEÑO DE LOS DISCOS MEDIANTE ANÁLISIS ESTÁTICO

Se estima el eje que más se ajuste a nuestras necesidades, ubicando todas las cargas, vínculos y restricciones que intervienen en el sistema.

A continuación vamos ir ubicando una a una las cargas y pares de torsiones que intervienen en el sistema. Se va a trabajar con un caso hipotético de un eje de  $\frac{3}{4}$  de pulgada o 19,05 mm.

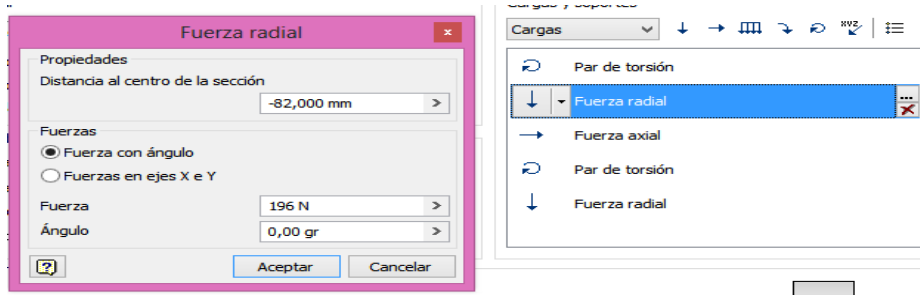


FIGURA 4.4: Distribución de fuerzas que actúan en el eje

En la figura IV.5 se indica el torque que se necesita para sellar las tapas, que haciendo referencia al torque desarrollado por los motores neumáticos para el sellado de tapas tiene un valor de 23,52 N.m.

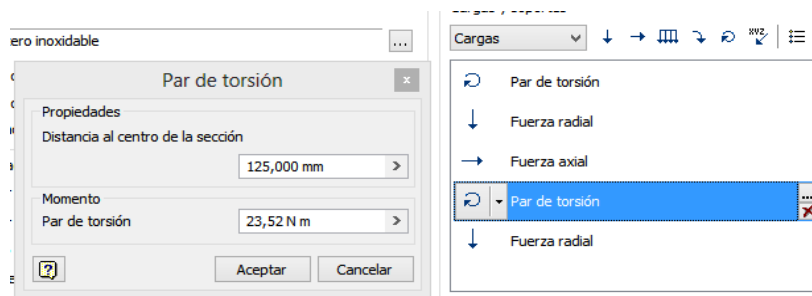


FIGURA 4.5: Fuerzas y torques que intervienen en el eje

En la figura IV.6 se indica la fuerza axial en nuestro sistema que está ubicado en el centro con una carga de 10 N que corresponde al peso del eje y sus accesorios.

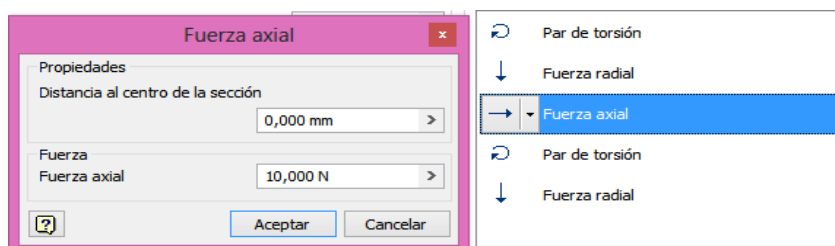


FIGURA 4.6: Fuerza axial en el sistema

El software muestra las fuerzas cortantes y momento flector máximo, con esto se obtienen los resultados mostrados en figura IV.7 y IV.8

En la figura IV.7 se indica el diagrama de la fuerza de corte en el plano y-x; se pueden observar que los momentos máximos son 20 kgf y 53,87 kgf estos valores sirven para calcular el torsor y-x que está ubicado en el eje.

Los 20 kgf siendo la fuerza F1 aplicada por la transmisión piñón cadena, mientras que los 53,87 kgf es la fuerza F2 que va estar en el instante de contacto del rodillo con la tapa.

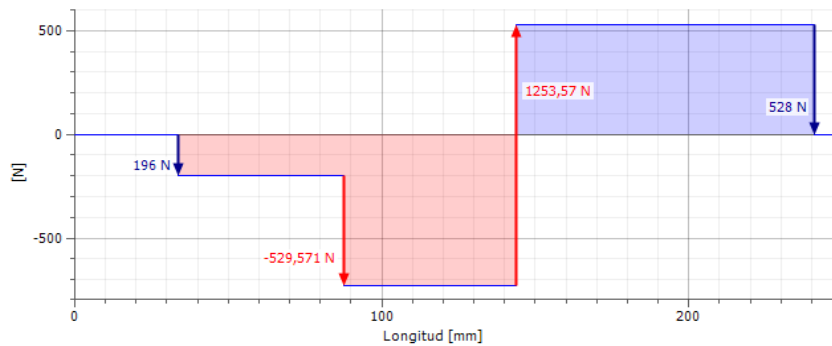
$$T = F * d$$

**ECUACIÓN 4.1:** Torque

$$F = \frac{T}{d} = \frac{23.5N * 1000}{(89/2)mm}$$

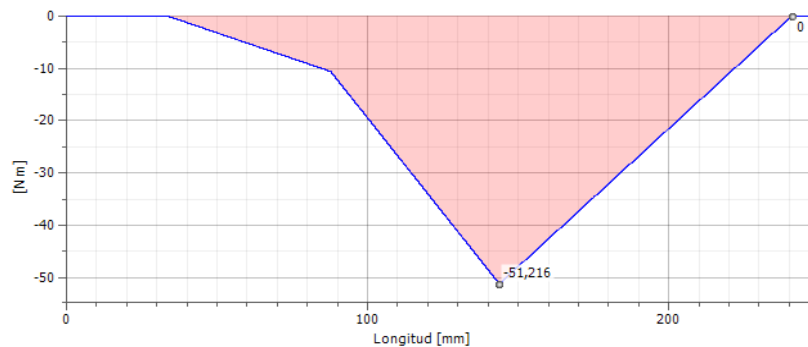
$$F = 528,08$$

☐ Fuerza de corte, Plano YZ



**FIGURA 4.7:** Diagrama de corte.

☐ Momento flector, Plano YZ



**FIGURA 4.8:** Diagrama de momento

Para constatar que los datos obtenidos por el software de la figura IV.3 son el correcto se realizara por medio de fórmulas.

$$\Sigma Fy = 0$$

$$RA + RB = 196 + 528$$

$$RA + RB = 724$$

$$\Sigma MA = 0$$

$$-196 * 54 - 56 * RB + 528 * 153 = 0$$

$$RB = \frac{528 * 153 - 196 * 54}{56}$$

$$RB = 1253,57N$$

$$RA = -529,57N$$

El momento máximo está dado por la figura IV.8.

$$\text{Momento máximo} = 51,216 N * mm$$

$$\sigma = \frac{M * C}{I}$$

**ECUACIÓN 4.2:** Momento cortante máximo

$$\sigma = \frac{51,216 N * mm * 9,5 mm}{\frac{\pi * (19 mm)^4}{64}}$$

$$\sigma n = 76,05 MPa$$

$$\tau = \frac{T * d/2}{\zeta}$$

**ECUACIÓN 4.3:** Momento tensión máxima

$$\tau = \frac{23.520 N * mm * 16}{\pi * (19 mm)^3}$$

$$\tau = 17,46 MPa$$

## Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2}$$

**ECUACIÓN 4.4:** Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(76,05)^2 + 3(17,46)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 81,84 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{\sigma} = \frac{310}{81,84} = N$$

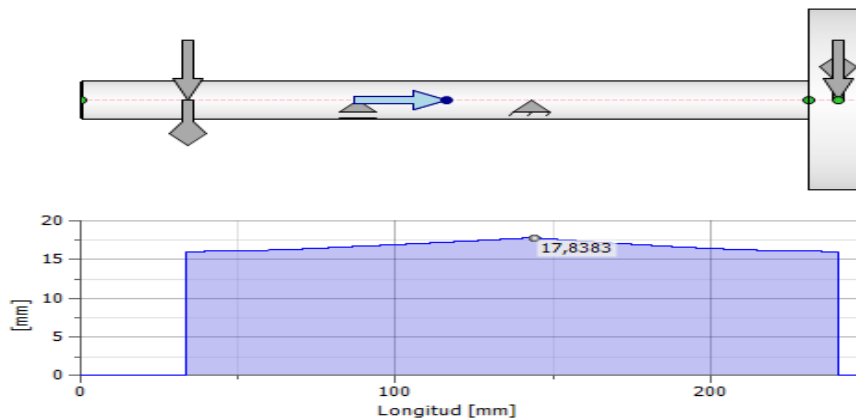
**ECUACIÓN 4.5:** Factor seguridad

$$N = 3,78$$

Después de haber realizado los diferentes cálculos se obtiene un factor de seguridad de 3,78 como se muestra en la ecuación IV.5; esto ayuda garantizar que nuestro rodillo se mantiene aún después de las cargas sometidas.

Con el software se genera un diámetro ideal con base en las cargas que se han ubicado a lo largo del eje y con sus distintos vínculos dados por el sistema que utilizamos.

Después de haber realizado todos los pasos que pide el software proporciona un diagrama del diámetro ideal, como se muestra en la figura IV.9, que es muy similar al calculado al principio en el capítulo 4.2 que es de 19,05 mm y tiene una diferencia 1,22 mm que servirá como margen de error entre el calculado por software y el calculado sin software.



**FIGURA 4.9:** Diagrama del diámetro ideal.



### 4.3 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA

La utilización de cadenas y catarinas como medio de transmisión de potencia, se debe a que provee una relación de transmisión constante ya que no involucra deslizamiento, vida larga y capacidad para manipular varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

#### 4.3.1 NOMENCLATURA DE LOS PIÑONES

Comúnmente todo piñón de cadena lleva estampado primero el número de la cadena con la que debe engranar, luego el tipo de manzana con la que está construido y por último su número de dientes, como por ejemplo 60B18 que significa: la cadena No. 60, el tipo de la manzana B y el número de dientes 18. La especificación 40A24 significa: La cadena No. 40, el piñón sin manzana y el número de dientes es 24. La especificación 100C60 significa: No. 100, dos manzanas, una por cada cara y el número de dientes 60. El número 2 como sufijo, significa que el piñón es de doble hilera de dientes para cadena doble. Así por ejemplo la numeración 40B20-2 quiere decir que el piñón es de paso 1/2" (para cadena No.40), que la manzana la lleva a un solo lado, que el número de dientes es 20 y que es de dos hileras de dientes para que calce una cadena doble. (Intermec, 2012)

#### 4.3.2 PIÑONES Y CORONAS PARA CADENAS ANSI

En la figura IV.10 observamos el piñón tipo B de Intermec, que es un piñón que consta de una manzana que le ayuda a tener una mejor fijación en el eje para así transmitir grandes potencias sin sufrir ninguna avería o daño y por ende una larga vida. (Intermec, 2012)

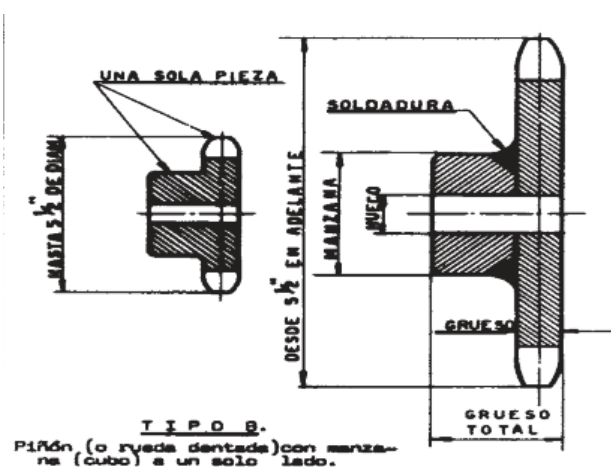


FIGURA 4.10: Piñón con manzana (Intermec, 2012)

### 4.3.3 SELECCIÓN DEL PIÑÓN

Es una rueda dentada en la cual engrana o calza la cadena para transmitir la fuerza al eje. Lo característico de la forma del diente es su fondo en medio círculo para que en este asienten los rodillos de la cadena. No es precipitado empezar a llamar ya “conductor” al piñón que da la fuerza y que casi siempre es el más pequeño, y “conducido” al piñón que recibe la fuerza y que casi siempre es el más grande. Se usarán los términos “piñón conductor” y “piñón conducido” dejando de lado el término “rueda dentada” que también es de uso sobre todo en textos. (Intermec, 2012)

**TABLA 4.2:** Diámetros de ejes (Intermec, 2012)

REF	D	SENCILLOS			REF	DOBLES			REF	TRIPLES		
		Dm	L	d		Dm	L	d		Dm	L	d
35B9 R	32,0	22	19	9,53	35-2B9 R	17	32	12,70	35-3B9 R	25	41	12,70
35B10 R	35,0	25	19	9,53	35-2B10 R	20	32	12,70	35-3B10 R	32	41	12,70
35B11 R	38,1	32	19	9,53	35-2B11 R	23	32	12,70	35-3B11 R	32	41	12,70
35B12 R	41,1	31	19	12,70	35-2B12 R	25	32	12,70	35-3B12 R	35	41	12,70
35B13 R	44,5	32	19	12,70	35-2B13 R	28	31	12,70	35-3B13 R	38	41	12,70
35B14	47,5	32	19	12,70	35-2B14	32	32	12,70	35-3B14	38	41	12,70
35B15	50,5	34	19	12,70	35-2B15	36	32	12,70	35-3B15	40	41	12,70
35B16	53,6	37	19	12,70	35-2B16	36	32	12,70	35-3B16	41	41	12,70
35B17	56,6	40	19	12,70	35-2B17	40	32	12,70	35-3B17	43	41	12,70

**TABLA 4.3:** Factor de seguridad

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad			
tipo de carga	Motor de combustión interna con convertidor hidráulico	Motor eléctrico con convertidor de transmisión	Motor eléctrico sin convertidor de transmisión
uniforme	1	1	1,2
fluctuante	1,2	1,3	1,4
muy fluctuante	1,4	1,5	1,7

Como el motor con una velocidad angular 120 W y la máquina debe tener una velocidad angular de 120 W

$$R = \frac{120}{120} = 1$$

Entonces la relación de transmisión sería de (1:1)

Además al multiplicar el número de dientes del conductor por velocidad angular, la cantidad es exactamente igual a la que resulta de multiplicar a su vez el número de dientes del conductor por su velocidad angular.

$$W * Z = W z$$

**ECUACIÓN 4.6:** Relación del número de dientes

La ecuación IV.7 permite saber la velocidad de giro del piñón conducido cuando se sabe el número de dientes.

$$\frac{w_{motor} * \#dientes}{\#dientes\ conducido} = W$$

**ECUACIÓN 4.7:** Velocidad del piñón

$$\frac{120 * 17}{17} = 120 \text{ rpm}$$

**ECUACIÓN 4.8:** Numero de dientes conductor

$$\frac{17 * 120}{120} = 17 \text{ dientes}$$

Una vez seleccionado el tipo de piñón en la tabla IV.5 se procede a seleccionar la cadena más adecuada para el sistema de transmisión.

En la ecuación IV.7 se obtiene la relación de transmisión, conjuntamente con la ecuación IV.8 para encontrar el número de dientes. Con estos dos datos conocidos se busca en la tabla IV.5 y se selecciona el piñón con manzana tipo B de 17 dientes con una cadena N° 35 y un paso de 3/8 como se muestra en la figura. Este tipo de cadenas y piñones son de medidas estándar y lo puede adquirir en todos los locales que vendan cadenas y piñones, por lo cual sus repuestos no van a ser difíciles de conseguir.

**TABLA 4.4:** Selección cadena (Intermec,2012)

**TABLA DE CAPACIDAD**  
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 35 PASO 3/8"

No. de dientes piñón conductor	R.P.M DEL PIÑÓN CONDUCTOR																								
	50	100	300	500	700	900	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	10000
9	0.08	0.15	0.39	0.62	0.84	1.06	1.37	1.68	1.98	2.27	2.65	2.17	1.73	1.41	1.18	1.01	0.88	0.77	0.68	0.61	0.55	0.50	0.46	0.42	0.35
10	0.09	0.16	0.44	0.70	0.95	1.19	1.54	1.88	2.21	2.54	2.97	2.55	2.02	1.65	1.39	1.18	1.03	0.90	0.80	0.71	0.64	0.58	0.53	0.49	0.42
11	0.10	0.18	0.49	0.77	1.05	1.31	1.70	2.08	2.45	2.82	3.30	2.94	2.33	1.91	1.60	1.37	1.18	1.04	0.92	0.82	0.74	0.67	0.62	0.57	0.48
12	0.11	0.20	0.54	0.85	1.15	1.44	1.87	2.29	2.70	3.10	3.62	3.35	2.66	2.17	1.82	1.56	1.35	1.18	1.05	0.94	0.85	0.77	0.70	0.64	0.55
13	0.12	0.22	0.59	0.93	1.26	1.57	2.04	2.49	2.94	3.38	3.95	3.77	3.00	2.45	2.05	1.75	1.52	1.33	1.18	1.06	0.95	0.87	0.79	0.73	0.62
14	0.13	0.24	0.63	1.01	1.36	1.71	2.21	2.70	3.18	3.66	4.28	4.22	3.35	2.74	2.30	1.96	1.70	1.49	1.32	1.18	1.07	0.97	0.88	0.81	0.69
15	0.14	0.25	0.68	1.08	1.47	1.84	2.38	2.91	3.43	3.94	4.61	4.68	3.71	2.94	2.55	2.17	1.88	1.65	1.47	1.31	1.18	1.07	0.98	0.90	0.77
16	0.15	0.27	0.73	1.16	1.57	1.97	2.55	3.12	3.68	4.22	4.94	5.15	4.09	3.35	2.81	2.40	2.08	1.82	1.62	1.45	1.30	1.18	1.08	0.99	0.85
17	0.16	0.29	0.78	1.24	1.68	2.10	2.73	3.33	3.93	4.51	5.28	5.64	4.48	3.67	3.07	2.62	2.27	2.00	1.77	1.58	1.43	1.30	1.18	1.09	0.93

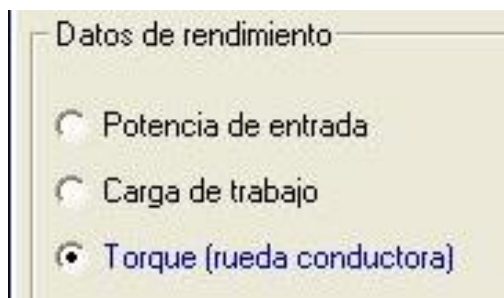
Además en la selección 4.3.4 se corrobora la selección del tipo de cadena y piñón por medio del software Renold chain, que al ingresar los datos ya conocidos en las ecuaciones IV.7 y IV.8 nos muestra una hoja de respuestas como se muestra en la figura IV.20 y IV.21

Al comparar las respuestas de una selección manual y la selección mediante el software son similares, por lo cual la selección de la cadena es la adecuada.

#### 4.3.4 SELECCIÓN DEL TIPO DE CADENA

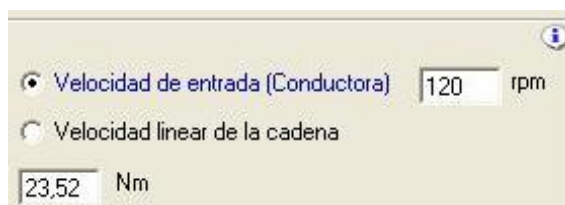
Para la correcta selección de la cadena, a continuación se presenta un análisis con la ayuda del software de Renold Chain Selector, para garantizar un óptimo funcionamiento de la transmisión por cadena.

En la figura IV.11 muestra una selección del rendimiento, en este caso se selecciona torque de rueda conductora (23,52 Nm)



**FIGURA 4.11:** Selección del rendimiento.

La velocidad de entrada al piñón será la máxima que suministra el motor-reductor, ya que si se necesita una velocidad más baja se hará uso del variador de frecuencia.

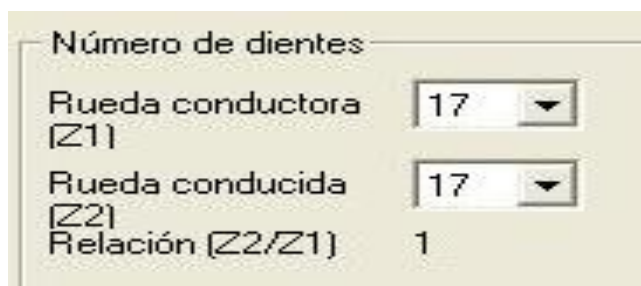


**FIGURA 4.12:** Velocidad de entrada.

Z y z son los números de dientes de la rueda y del piñón. Según la norma DIN 8196 los siguientes números de dientes para el piñón son los más recomendados: 17, 19, 21, 23, 25, 38, 57, 76, 95, 114. Al seleccionar un piñón debe ser preferentemente de número de dientes impar ya que así se logra que los dientes del piñón engranen con varios eslabones de la cadena, por consiguiente se distribuye mejor el desgaste.

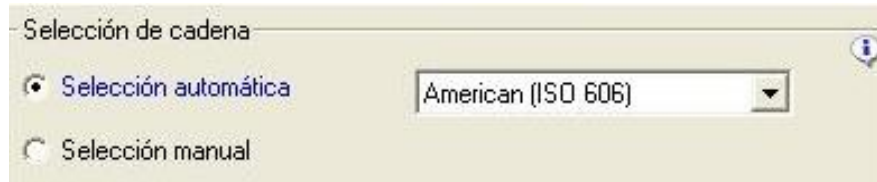
Z1 (número de dientes del piñón) = 17

Z2 (número de dientes del piñón) = 17



**FIGURA 4.13:** Número de Dientes.

Para seleccionar la cadena se debe especificar el tipo de norma en nuestro caso se elige la ISO 606 y si la selección debe ser automática o manual, cuando se elige una selección automática en el programa se aplica por defecto una vida mínima de duración de 15000 horas.



**FIGURA 4.14:** Selección de cadena.

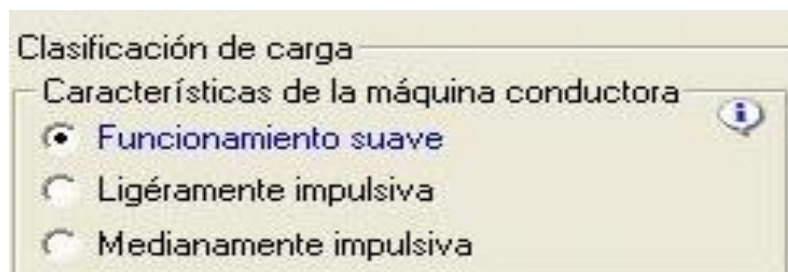
**Fuente:** software Renold selector.

Se determina utilizar la cadena tipo Renold synergy ya que es una cadena de transmisión de alto rendimiento con unas propiedades excepcionales de resistencia a la fatiga y al desgaste. La cadena posee casquillos extruidos en frío con un eje especialmente recubierto para reducir la fricción en la zona de contacto.



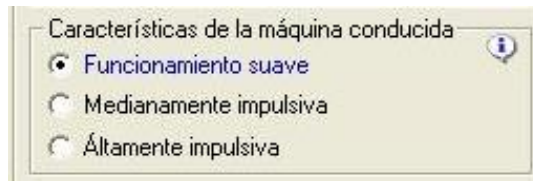
**FIGURA 4.15:** Tipo de producto.

Las características del motor que se está utilizando son las de un motor sincrónico de AC, con esto se puede decir que la clasificación de carga tiene un funcionamiento suave.



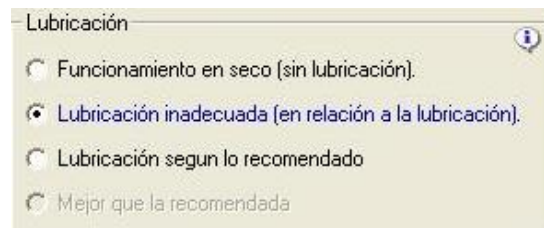
**FIGURA 4.16:** Clasificación de la carga.

Las características de la máquina conducida son de un funcionamiento suave ya que el motor-reductor mueve los piñones con una relación de 1:1



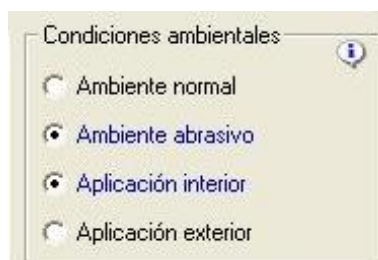
**FIGURA 4.17:** Características de la máquina conducida.

La lubricación tiene una gran influencia en el rendimiento al desgaste de la cadena. Con una inadecuada lubricación la vida de la cadena se reduce drásticamente. El programa Renold ofrece unas recomendaciones sobre la lubricación que debe ser seleccionada bajo condiciones de trabajo normales. Para este diseño se elige una lubricación inadecuada, cuando se selecciona este tipo de lubricación se puede esperar la vida dada para la cadena si el mantenimiento se lleva a cabo regularmente.



**FIGURA 4.18:** Lubricación

Se ha seleccionado un ambiente abrasivo por que el vinagre es un ácido y una aplicación interior ya que va estar dentro de un gabinete.



**FIGURA 4.19:** Condiciones Ambientales

En las figuras IV.17, IV.18 IV.19 se puede observar algunas de las características que se ha seleccionado en base al tipo de condiciones que va estar sometido el sistema de transmisión.



El programa muestra tres referencias de cadenas, se decide utilizar la cadena ANSI 35 (ISO 606) simple como se muestra en la figura IV.20.

Datos	Cálculo	Ayuda	Info						
<b>Cadena Renold Synergy ANSI 35 (ISO 606) simple</b>									
La vida de trabajo de la cadena es 29394 h, el 3% de alargamiento se alcanzara después de este tiempo.									
Potencia:	P = 0,295 kW	Paso:	p = 9,525 mm						
Torque:	T = 23,52 Nm	ISO Carga de rotura:	Fb = 7900 N						
Velocidad de entrada:	n = 120 rpm	Superficie de contacto:	f = 0,27 cm <sup>2</sup>						
Velocidad lineal de la cadena:	v = 0,323 m/s	Masa:	q = 0,35 kg/m						
Carga de trabajo:	F = 910,9 N	Longitud de cadena:	l = 1352,55 mm						
Fuerza dinámico:	Fd = 912,5 N	Distancia entre	a = 595,31 mm						
Fuerza centrífuga:	Ff = 0 N	Número de dientes:	X = 142						
Fuerza total:	Fg = 912,5 N								
Presión del cojinete:	pr = 33,796 N/mm <sup>2</sup>								
Factor de seguridad:	estático: 8,6      dinámico: 8,6								
Ruedas:	No. de dientes: Rueda conductora (Z1): 17	Rueda conducida (Z2): 17	Relación: i = 1						
	Diámetro primitiva: Rueda conductora (Z1): 51,836 mm	Rueda conducida (Z2): 51,836 mm							
	Clasificación de carga: Funcionamiento suave	Funcionamiento suave							
Condiciones ambientales: Ambiente abrasivo, Aplicación interior									
Lubricación recomendada: Lubricación manual.									
<table border="1"> <tr> <td><b>ANSI 35 (ISO 606) 1-fach</b></td> <td><b>Renold Synergy</b></td> </tr> <tr> <td>ANSI 35 (ISO 606) 2-fach</td> <td>Renold Synergy</td> </tr> <tr> <td>ANSI 35 (ISO 606) 3-fach</td> <td>Renold Synergy</td> </tr> </table>				<b>ANSI 35 (ISO 606) 1-fach</b>	<b>Renold Synergy</b>	ANSI 35 (ISO 606) 2-fach	Renold Synergy	ANSI 35 (ISO 606) 3-fach	Renold Synergy
<b>ANSI 35 (ISO 606) 1-fach</b>	<b>Renold Synergy</b>								
ANSI 35 (ISO 606) 2-fach	Renold Synergy								
ANSI 35 (ISO 606) 3-fach	Renold Synergy								

FIGURA 4.20: cálculo de la cadena.

En la figura IV.21 el software nos genera una hoja donde nos recomienda el tipo de cadena a utilizar, con las condiciones que se ha ingresado, además del tiempo de vida para su remplazo.

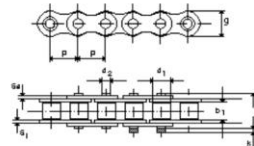
Cadena de rodillos Renold Synergy ANSI 35 (ISO 606) simple		
Número de serie: 129037		
<u>Datos de la cadena:</u>		
Paso:	p = 9,525 mm	Alt. max de placa: g = 8,6mm
ISO Carga de rotura:	Fb = 7900 N	Espesor de placa interior: si = 1,25m
Ancho interior:	b1 = 4,68 mm	Espesor de placa exterior: sa = 1,25m
Diámetro de rodillo:	d1 = 5,08 mm	Max long. de perno: l = 12mm
Diámetro de perno:	d2 = 3,58 mm	Ext. perno de conexión: k = 1,1mm
Masa:	q = 0,35 kg/m	
Superficie de contacto:	f = 0,27cm <sup>2</sup>	
		
<u>Condiciones de carga:</u>		
Potencia de entrada:	P = 0,295 kW	Velocidad de entrada: n1 = 120 rpm
Torque:	T = 23,52 Nm	Fuerza estática: F = 910,9 N
Velocidad lineal de la cadena:	v = 0,323 m/s	Fuerza centrífuga: Ff = 0 N
Presión del cojinete:	Pr = 33,796 N/mm <sup>2</sup>	Fuerza dinámico: Fd = 912,5 N
Factor de seguridad de la cadena:	Estático: 8,6      Dinámico: 8,6	Fuerza total: Fg = 912,5 N
<u>Condiciones ambientales:</u>		
Clasificación de carga:	Máquina propulsora: funcionamiento suave. Máquina conducida: funcionamiento suave.	
Condición de servicio:	Lubricación inadecuada (en relación a la lubricación)	
Condiciones ambientales:	ambiente abrasivo, aplicación interior.	
<u>Transmisión de cadena:</u>		
Número de dientes:	X = 142	Longitud de cadena: l = 1352,55 mm
Distancia entre centros:	a = 595,31 mm	
Relación:	i = 1	
Número de dientes:	Rueda conductora (z1) = 17	Rueda conducida (z2) = 17
Diámetro de la circunferencia primitiva:	Rueda conductora (z1) = 51,836 mm	Rueda conducida (z2) = 51,836 mm
Lubricación recomendada: Lubricación manual		
La vida de trabajo de la cadena es 29394 h, el 3% de alargamiento se alcanzara después de este tiempo.		

FIGURA 4.21: Especificaciones de la cadena.



#### 4.4 SELECCIÓN DEL COJINETE Y CHUMACERA PARA CARGA AXIAL

Con todo el sistema de transmisión, es necesario seleccionar un modelo de chumacera con los rodamientos adecuados y que se acople al sistema motriz. Se cabe recalcar que debe hacerse una selección cuidadosa teniendo en cuenta el tipo de trabajo que va a realizar.

En la figura IV.22 se muestran todos los datos necesarios para calcular el rodamiento más adecuado para el sistema.

FIGURA 4.22: Cuadro Generador de rodamientos

Las cargas que se muestran a continuación fueron calculadas ya anteriormente para un eje de 19 mm.

TABLA 4.5: Cargas que influyen el sistema

<b>Cargas</b>	
<b>Carga radial</b>	392 N
<b>Carga axial</b>	40 N
<b>Velocidad</b>	90 rpm
<b>coef. De seguridad estática requerido</b>	2,0

En la tabla IV.6 se muestra las especificaciones del rodamiento que sugiere el software, para el sistema.

**TABLA 4.6:** Especificaciones del rodamiento

**☐ Rodamiento**

Designación		JIS B 1538 (EN 19 19x40x9)
Diámetro interior de rodamiento	d	19,000 mm
Diámetro exterior de rodamiento	D	40,000 mm
Anchura de rodamiento	B	9,000 mm
Ángulo de abrazamiento nominal del rodamiento	$\alpha$	0 gr
Tasa de carga dinámica básica	C	10600 N
Tasa de carga estática básica	$C_0$	2550 N
Factor de carga radial dinámica	X	0,60 su / 0,60 su
Factor de carga axial dinámica	Y	0,50 su / 0,50 su
Valor límite de $F_a/F_r$	e	0,40 su
Factor de carga radial estática	$X_0$	0,60 su
Factor de carga axial estática	$Y_0$	0,50 su
Velocidad límite para lubricación con grasa	$n_{Lim1}$	0 rpm
Velocidad límite para lubricación con aceite	$n_{Lim2}$	0 rpm

El cálculo se norma con factores de seguridad que nos brinda la ANSI/AFBMA y la ISO 281-1990. En la tabla IV.7 se muestran los factores utilizados para el cálculo.

**TABLA 4.7:** Vida útil del rodamiento y lubricación.

**☐ Cálculo de vida útil de rodamiento**

Método de cálculo		SKF AG
Rango de vida requerido	$L_{req}$	10000 h
Fiabilidad requerida	$R_{req}$	90 su
Factor de ajuste de vida	$a_{SKF}$	1,00 su
Temperatura de trabajo	T	100 c
Factor de fuerzas adicionales	$f_d$	1,00 su

**☐ Lubricación**

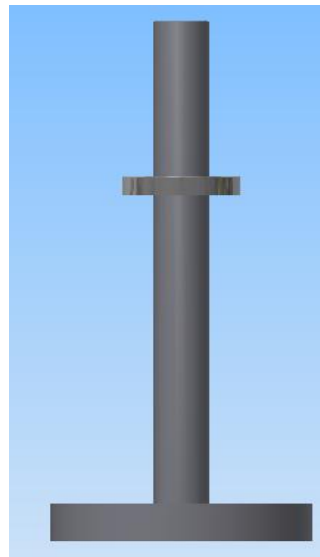
Coef. de fricción	$\mu$	0,0015 su
Lubricación		Grasa

El software genera un cuadro de resultados y además de una confirmación positiva del rodamiento que se va a utilizar como se muestra en la tabla IV.8

**TABLA 4.8:** Resultados para la utilización del rodamiento.

Rango de vida básico	$L_{10}$	9411635 h
Rango de vida ajustado	$L_{na}$	9411635 h
Coefficiente de seguridad estática calculado	$s_{0c}$	6,37500 su
Pérdida de potencia por fricción	$P_z$	0,04656 W
Carga mínima necesaria	$F_{min}$	26 N
Carga estática equivalente	$P_0$	400 N
Carga dinámica equivalente	$P$	260 N
Factor de sobrerrevolución	$k_n$	0,000 su
Factor de ajuste de vida para fiabilidad	$a_1$	1,00 su
Factor de temperatura	$f_t$	1,00 su
Velocidad equivalente	$n_e$	120 rpm
Velocidad mínima	$n_{min}$	120 rpm
Velocidad máxima	$n_{max}$	120 rpm
Comprobación de resistencia		<b>Positivo</b>

Se ha seleccionado un rodamiento de bolas adecuado para soportar carga axial. En este caso, por costos y accesibilidad en el mercado se utilizará el rodamiento JIS B 1538 (EN 19 19x40x9), que es el cumple con las exigencias en cuanto a cargas axiales, como se muestra en la figura IV.23



**FIGURA 4.23:** Posición de los rodamientos.

Una vez seleccionado el rodamiento más adecuado para soportar cargas axiales, se ha decidido seleccionar una chumacera de marca F K. Este modelo es el que mejor se ajusta a la necesidad que perseguimos ya sea en costos como en características de diseño para ser acopladas a la base del gabinete de sellado, además de constar con graseros.



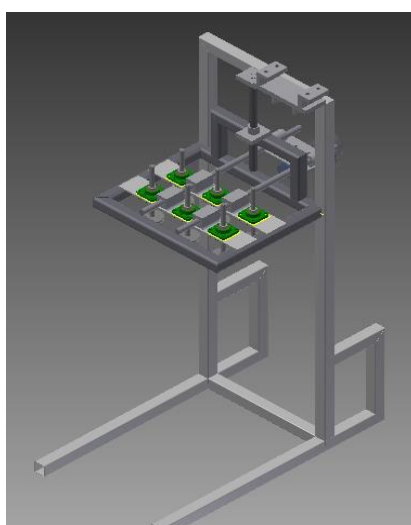
**FIGURA 4.24:** Chumacera marca FK 204

## **4.5 ESTRUCTURA METÁLICA**

Es primordial hacer una buena elección del material y del tubo de la estructura ya que ésta va a sostener los demás componentes que son parte de la máquina tapadora, entre ellos la cadena transportadora que se encarga de llevar los envases y el gabinete de sellado que se suspende sobre el envase con los discos giratorios para el sellado de las tapas.

### **4.5.1 ESTRUCTURA VIRTUAL**

Como se muestra en la figura IV.25, se tiene una imagen de cómo va a ser construido la estructura que va a sostener la caja selladora con todos sus elementos y gracias al software se hace diversas simulaciones con cargas que va a soportar la estructura. Así va a reducir costos innecesarios en la fabricación.



**FIGURA 4.25:** Estructura para la caja de sellado.

## 4.6 PASOS PARA LA SIMULACIÓN

Se enumera una lista de diversos componentes, como se muestra en la tabla IV.11, esto ayudará para aplicar las cargas en los diferentes puntos que se ha identificado.

**TABLA 4.9:** Cargas a considerar para la simulación.

<b>Pesos de los componentes del sistema de sellado</b>		
<b>cant.</b>	<b>Componentes</b>	<b>Masa (kg)</b>
4	Ejes con rodillos selladores	6,9
8	Chumaceras	5,54
2	Platina soporte	2,72
1	Estructura de caja selladora	6,81
2	Soportes deslizadores	3,63
1	Motor y caja reductora	15
4	Tapas para la estructura	6
8	Piñones	2,18
17m	Cadena de paso 35	2

El software facilita la simulación de la estructura con cargas aplicadas, para posteriormente interpretar las gráficas y saber cuáles son los puntos más vulnerables de la estructura.

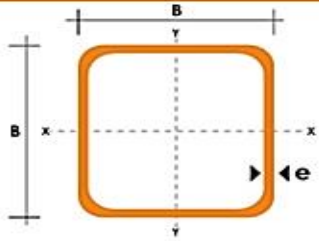
Para poder iniciar con la simulación se deben realizar los siguientes pasos:

- ✓ Seleccionar el tipo de material a utilizar para la construcción.

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPELOR mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91

**NOMENCLATURA**

**A=** Area de la selección transversal del tubo, cm<sup>2</sup>  
**I=** Momento de inercia de la sección, cm<sup>4</sup>  
**W=** Módulo resistente de la sección, cm<sup>3</sup>  
**i=** Radio de giro de la sección cm

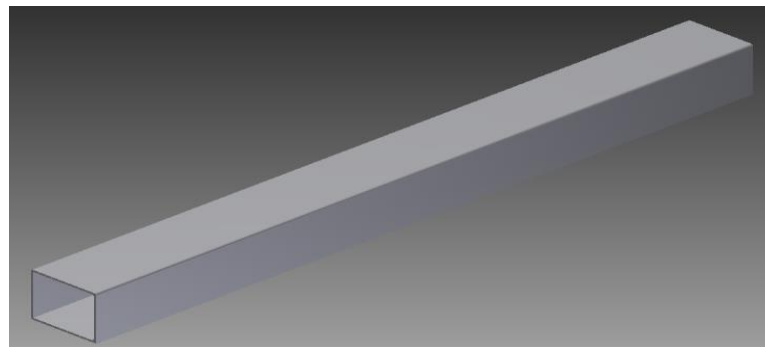


**FIGURA 4.26:** Especificaciones del tubo estructural cuadrado (Dipac, 2012)

Resistencia a la tracción: 310 MPa

Límite de fluencia: 269 MPa

Una vez seleccionado el perfil estructural cuadrado y teniendo claro la resistencia a la tracción y el límite de fluencia del material. Esto es muy importante ya que a partir de las características del material se determinará el esfuerzo máximo y luego su factor de seguridad, para garantizar la seguridad de la estructura.



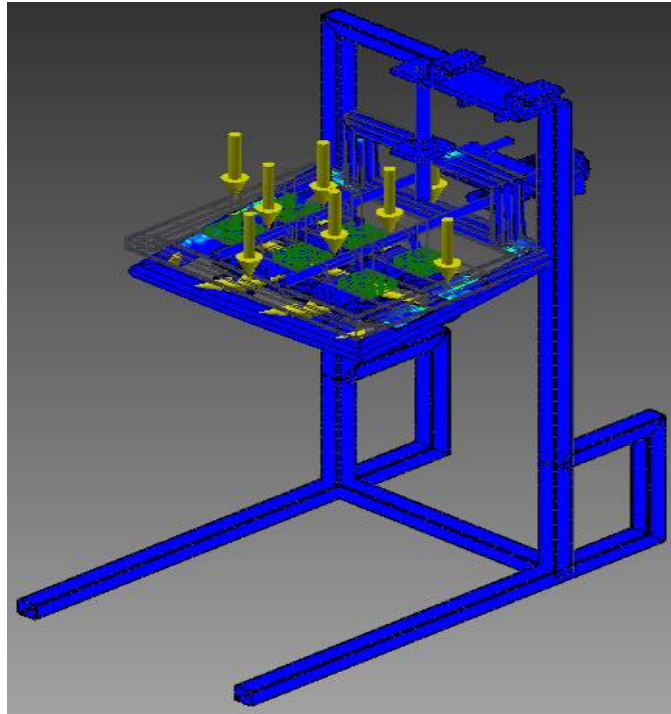
**FIGURA 4.27:** Perfil de la estructura.

Colocar las restricciones que tiene la estructura.

Las restricciones están ubicadas en la base de la estructura ya que va a soportar todo el peso.

✓ Se ubican las cargas que va a soportar la estructura.

Se hace una descripción de los diferentes componentes de la caja selladora como se muestra en la tabla IV.8, la suma de la masa es de 50,78 kg los mismos que se aplicarán en la simulación.



**FIGURA 4.28:** Estructura 3D con cargas.

Aquí se especifican las condiciones de la malla como: el tamaño y el grosor de la malla, los elementos más pequeños lleva más tiempo el calcular con el software.

**Configuración de malla:**

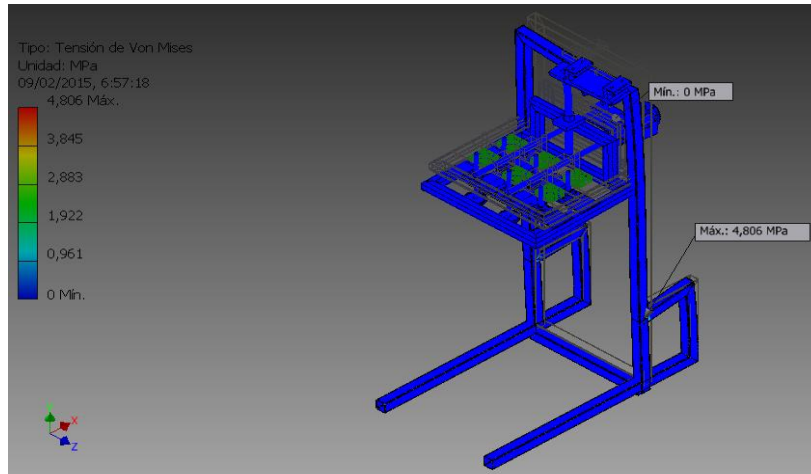
Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

**FIGURA 4.29:** Configuración malla para la estructura.

✓ Revisión de resultados.

Se ha escogido un perfil cuadrado ISO de 50x50x2, este es el más adecuado para nuestro fin ya que sobre él va ir soldado otros componentes.

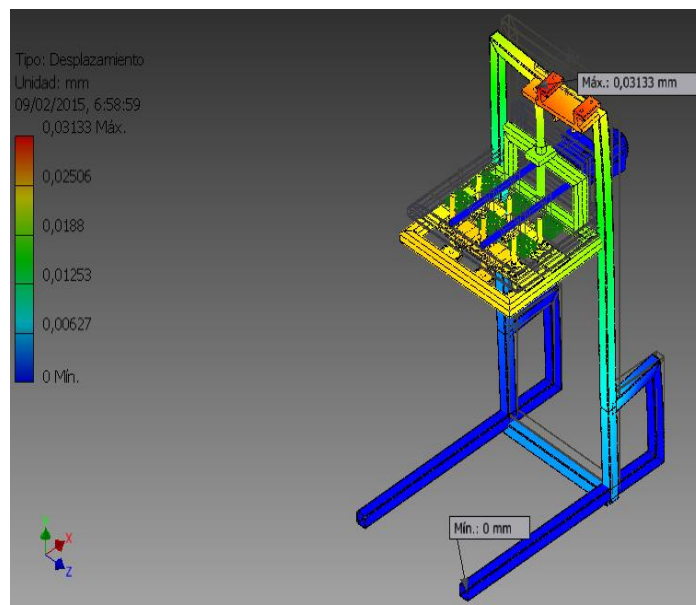
El primer resultado que nos muestra el software es la tensión de Von Mises o también conocida como teoría de fallos, aquí nos muestra el máximo que es de 4.806.



**FIGURA 4.30:** Tensión de Von Mises de la estructura selladora

Este resultado que nos muestra se trata del desplazamiento mínimo y máximo que sufrirá la estructura al aplicar cargas en el sistema, como se puede constatar con el máximo que es de 0,0313 mm, este es un pequeño desplazamiento que no pone en riesgo la estructura y se mantendrá con una estabilidad adecuada para el funcionamiento.

Como se muestra en la figura IV.31 donde sufre una coloración roja es el punto máximo de desplazamiento.

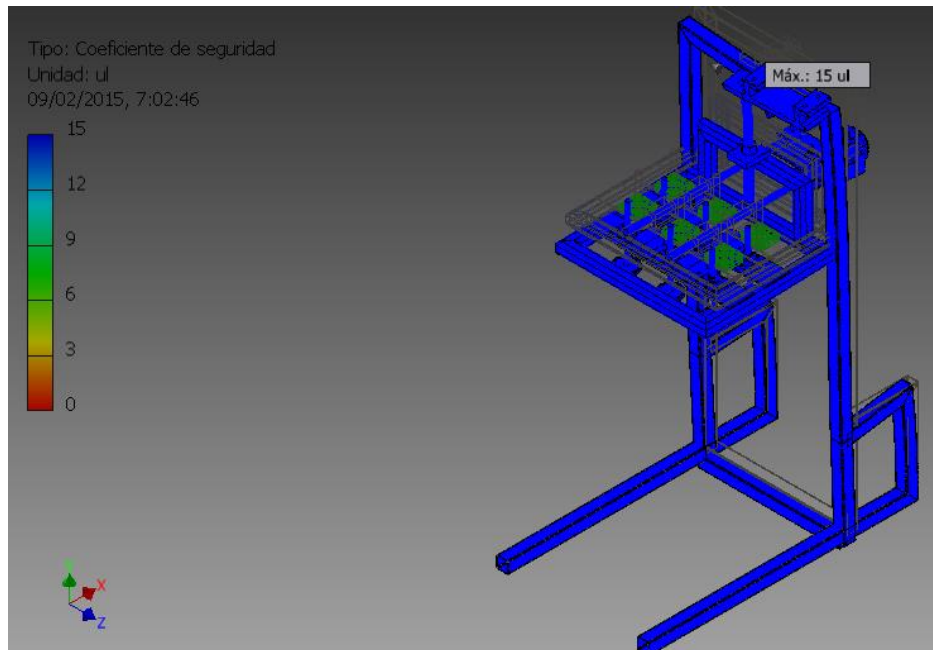


**FIGURA 4.31:** Desplazamiento de la estructura selladora.



Un dato más que brinda es el coeficiente de seguridad o también conocido como factor de seguridad, que nos ayuda a saber la relación entre el esfuerzo que soporta un material (Esfuerzo ultimo) y el esfuerzo que se le aplica al material

Como se muestra en la figura IV.32 el coeficiente es de 15 el máximo



**FIGURA 4.32:** Coeficiente de seguridad selladora.

Además el software entrega una tabla donde se visualizan resultados como: desplazamiento, coeficiente de seguridad, tensión de Von Mises, esto ayuda a verificar los resultados finales de la estructura.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	13530200 mm <sup>3</sup>	
Masa	106,232 kg	
Tensión de Von Mises	0 MPa	4,80566 MPa
Primera tensión principal	-0,851615 MPa	4,66325 MPa
Tercera tensión principal	-5,16898 MPa	1,40696 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0313297 mm
Coeficiente de seguridad	0 su	15 su

**FIGURA 4.33:** Resumen de resultados estructura sellador.

## CAPÍTULO V

### 5 IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

#### 5.1 IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA TAPADORA

Una vez concluido con los procesos de investigación y diseño, se procede a la construcción de todos los componentes que se compraron y otros que se diseñaron según especificaciones que se lo realizaron en los capítulos III y IV.



Antes de empezar con las descripciones de las diferentes herramientas utilizadas y procesos de montaje se deberá tomar en cuenta las siguientes recomendaciones, conjuntamente con las normas de seguridad.



##### 5.1.2 FORMAS DE SEGURIDAD

Este capítulo está orientado a las normas de seguridad antes de trabajar en la máquina. Debe leerlo para quedar advertidas de los riesgos y conocer las precauciones a tomar para evitar daños personales y/o materiales.

Además el operador debe estar capacitado para comprender los términos y símbolos que aquí se expresan.

El siguiente cuadro indica el significado de los símbolos:

NIVELES DE RIESGO		RIESGO
	<b>Peligro</b>	<b>Riesgo eléctrico:</b> Riesgo de muerte o daño a personas
	<b>Peligro</b>	<b>Riesgo físico:</b> Riesgo de muerte o daño a personas y/o rotura de elementos

	<b>Peligro</b>	Riesgo de muerte o daño a personas y/o rotura de elementos
	<b>Advertencia</b>	daño a personas y/o rotura de elementos
	<b>Atención</b>	Mal funcionamiento
	<b>Información</b>	Datos adicionales sobre el tema en tratamiento

**FIGURA 5.1:** Niveles de riesgo

### **Provisión de energía**

Debe ser la adecuada para las necesidades de la máquina, de acuerdo a la placa identificatoria y en un todo de acuerdo a las normas de seguridad vigentes en el lugar de la instalación.

El sistema de suministro de energía debe disponer de una línea de puesta a tierra, para garantizar que cuando se conecte la máquina, cumpla con las recomendaciones de seguridad de tipo eléctrico.

Antes de iniciar el funcionamiento continuo de la máquina, debe verificarse si es correcto el sentido de giro de rodillo sellador es el correcto, según la señalética indicada.

### **Lubricación**

En el plan de mantenimiento se indica el tipo de lubricante, cantidad necesaria que debe tener reservorio de lubricación de las cadenas y plan de lubricación para los diferentes mecanismos. La verificación debe ser diaria para garantizar su óptimo funcionamiento y durabilidad.

### **Protecciones**

Las tapas de protección de los mecanismos en movimiento, deben verificarse que se encuentren instaladas, para evitar cualquier riesgo de accidente, más aún, cuando se realice algún tipo de un trabajo de mantenimiento. Verificar que el paro no emergencia no se encuentre activado.

Si la máquina se detiene por emergencia, primero confirme la seguridad personal y del equipo. Luego verifique las causas de la alarma.

### **5.1.3 MONTAJE DE LA BANDA TRANSPORTADORA**

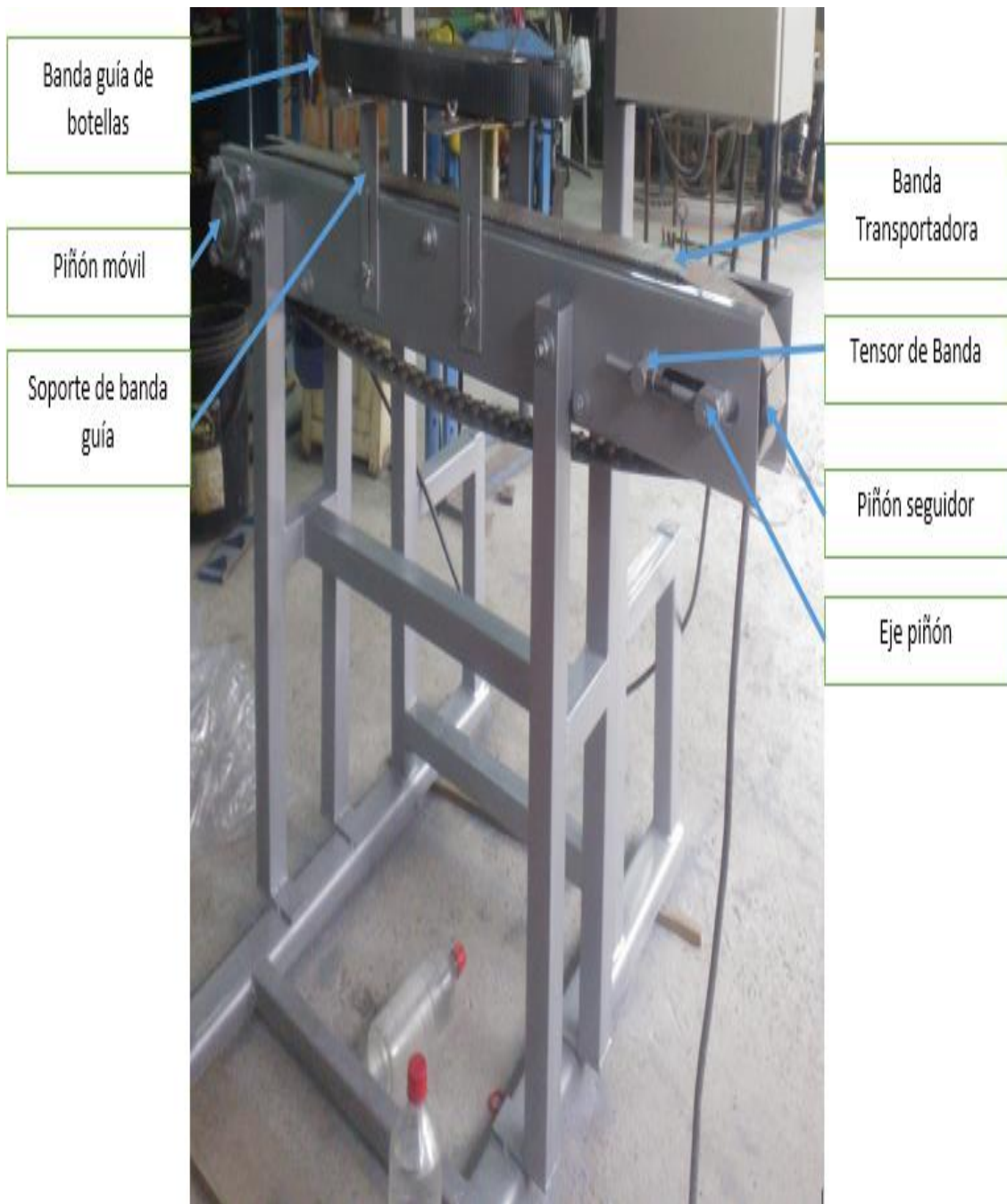
Una vez concluido con el diseño de los componentes, se procede a la compra de los mismos para su construcción según planos y los componentes que no se diseñaron se escogieron por tablas como: motores, cadena de acetal, piñón fijo y móvil de cadena de acetal, solera anti desgaste.

Además en la figura V.3 se hace un flujograma del montaje de la banda transportadora con cada uno de los componentes que la están conformando.

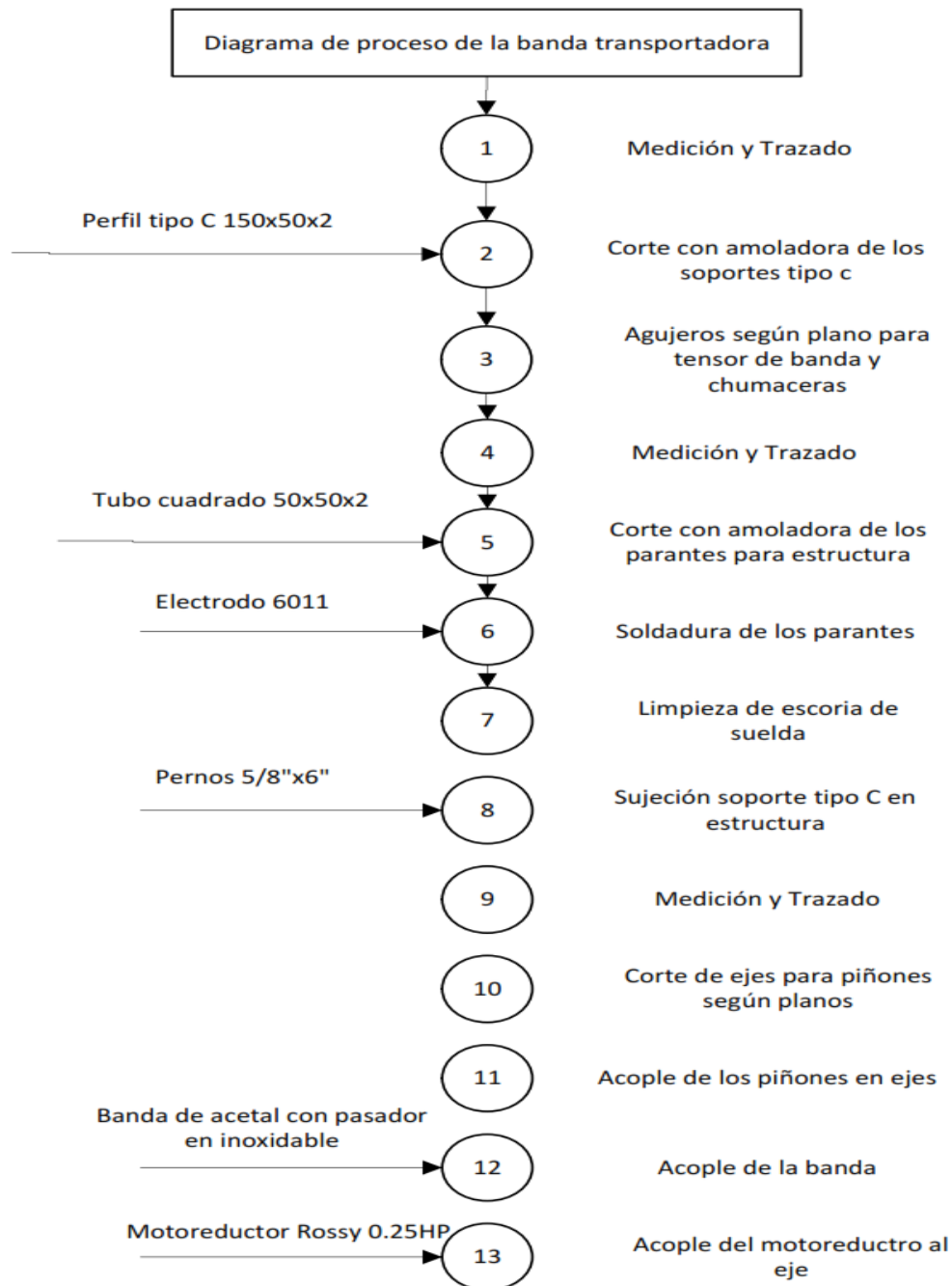
La figura V.3 esta creado para tener una mejor perspectiva de cómo se fue incorporando los diferentes dispositivos y mecanismos hasta llegar a la banda transportadora.

Para esto se necesitó herramientas de taller tales como:

- Flexómetro
- Cierre
- Amoladora
- Solda eléctrica
- Talado
- Torno
- Discos de corte
- Discos de desbaste
- Lijas
- Cepillo de alambre



**FIGURA 5.2:** Banda transportadora



**FIGURA 5.3:** Flujograma banda transportadora.

Una vez terminado el proceso de montaje de la banda transportadora, se procede a la construcción del sistema de sellado de tapas.

#### 5.1.4 MONTAJE DE LA ESTRUCTURA

La estructura al ser uno de los cuerpos principales donde va estar sostenido todo el sistema de sellado, tiene que estar con medidas exactas y con una construcción impecable, ya que si uno de sus miembros estructurales no está bien soldado esto nos daría problemas en la estabilidad y por ende en los sub-sistemas.

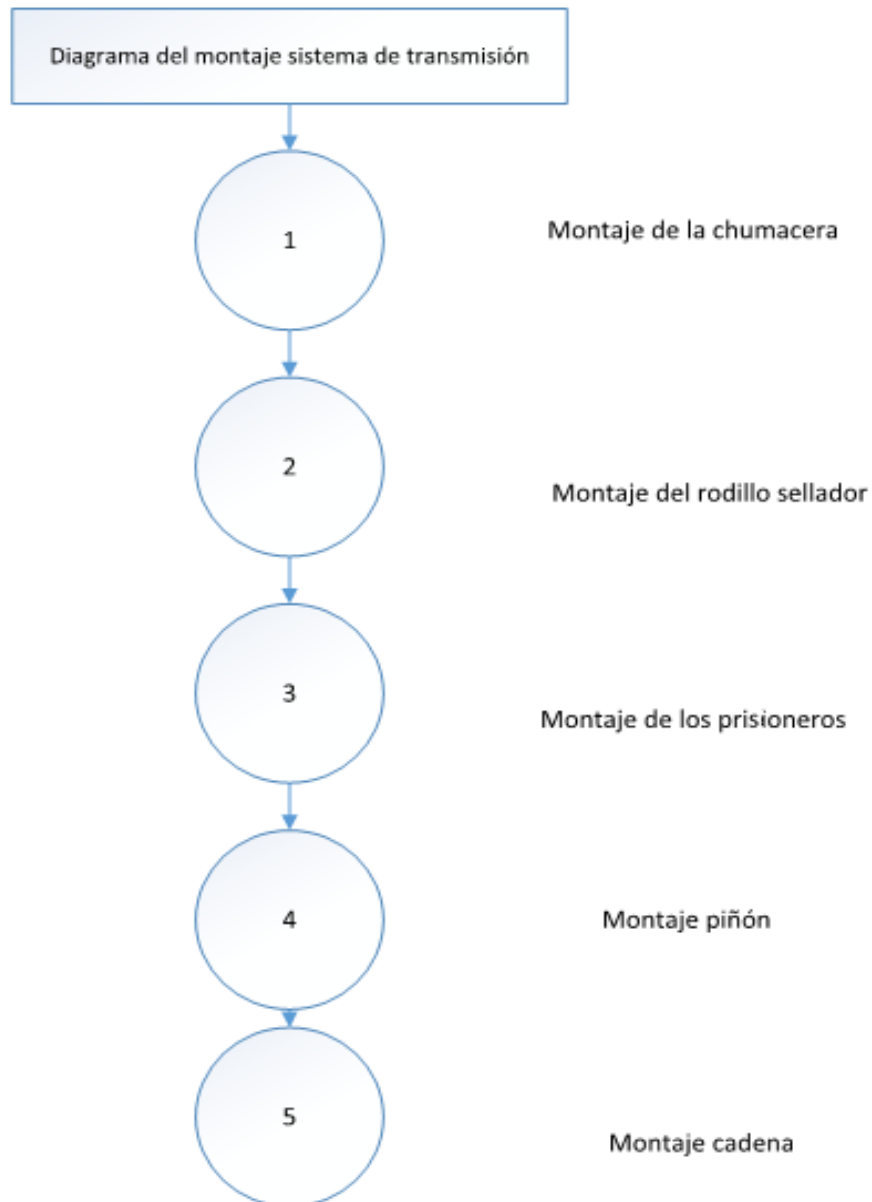
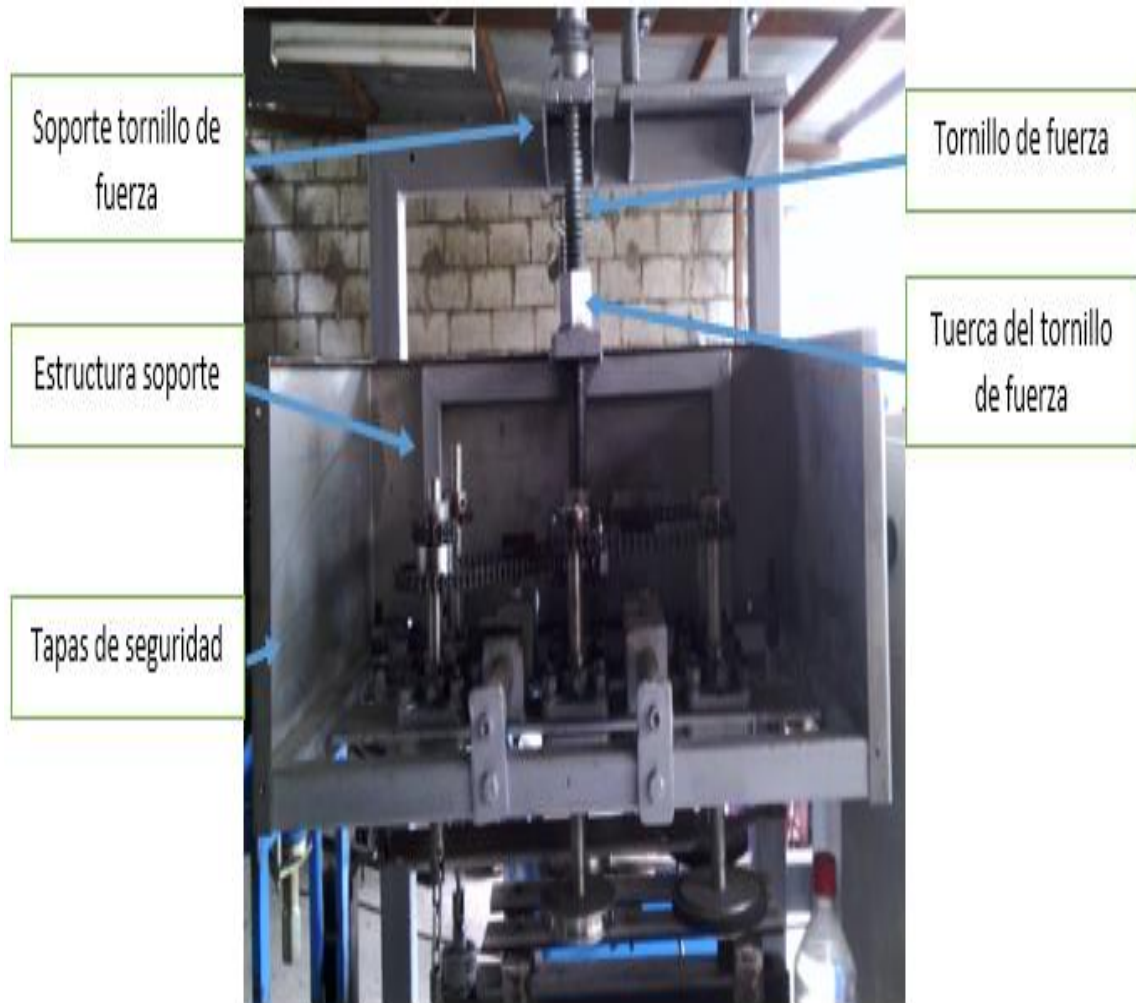


FIGURA 5.4: Montaje de estructura

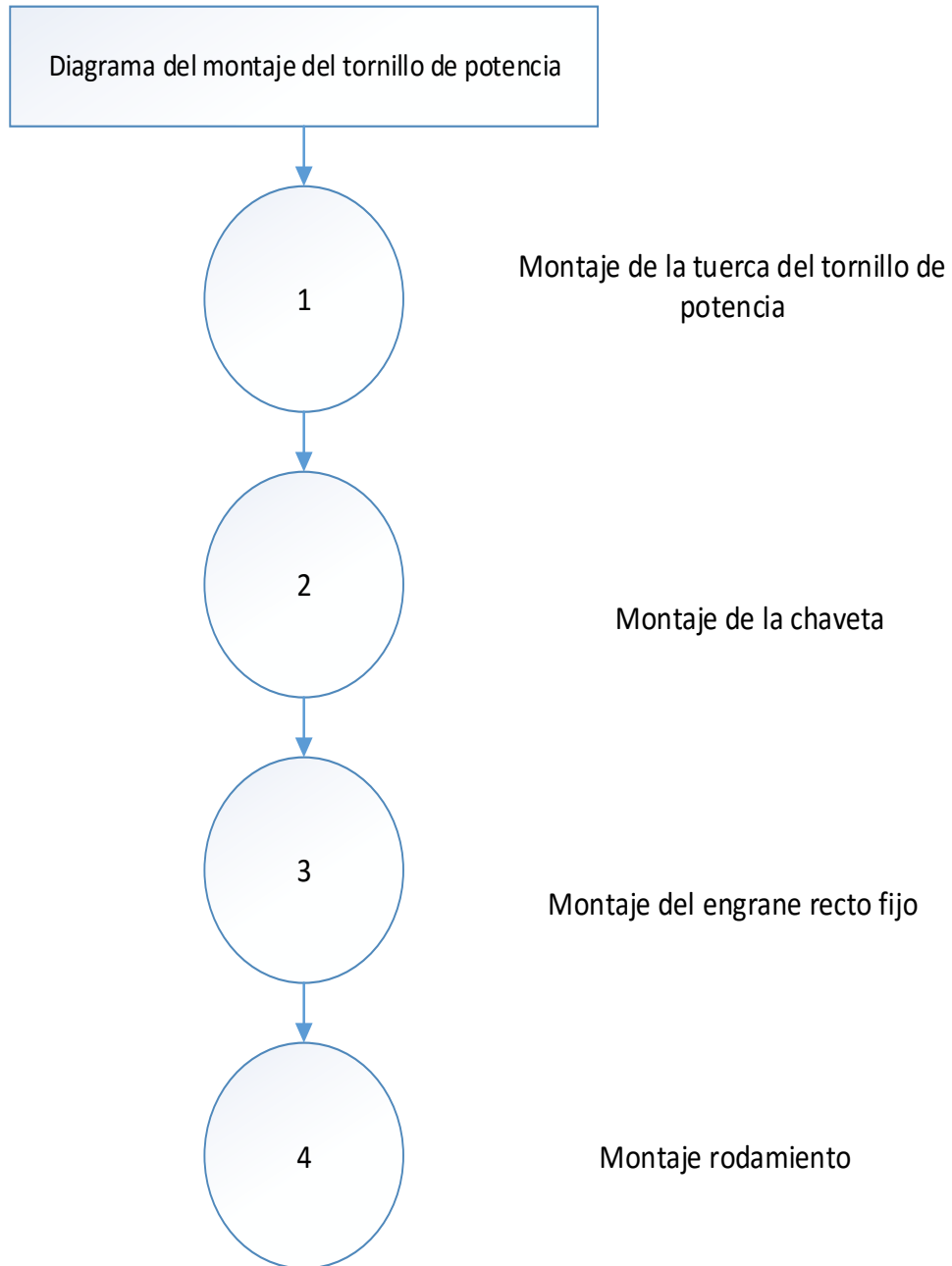
### 5.1.5 SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL

Como se muestra en la figura V.5 se realiza el montaje de la turca de fuerza, que es la encargada de estar sujeta a la estructura soporte y nos permitirá desplazarnos a lo largo del tornillo de fuerza el mismo que está sujeto a la estructura principal ya antes construida como se muestra en la figura V.3.



**FIGURA 5.5:** Construcción e implementación tornillo de fuerza

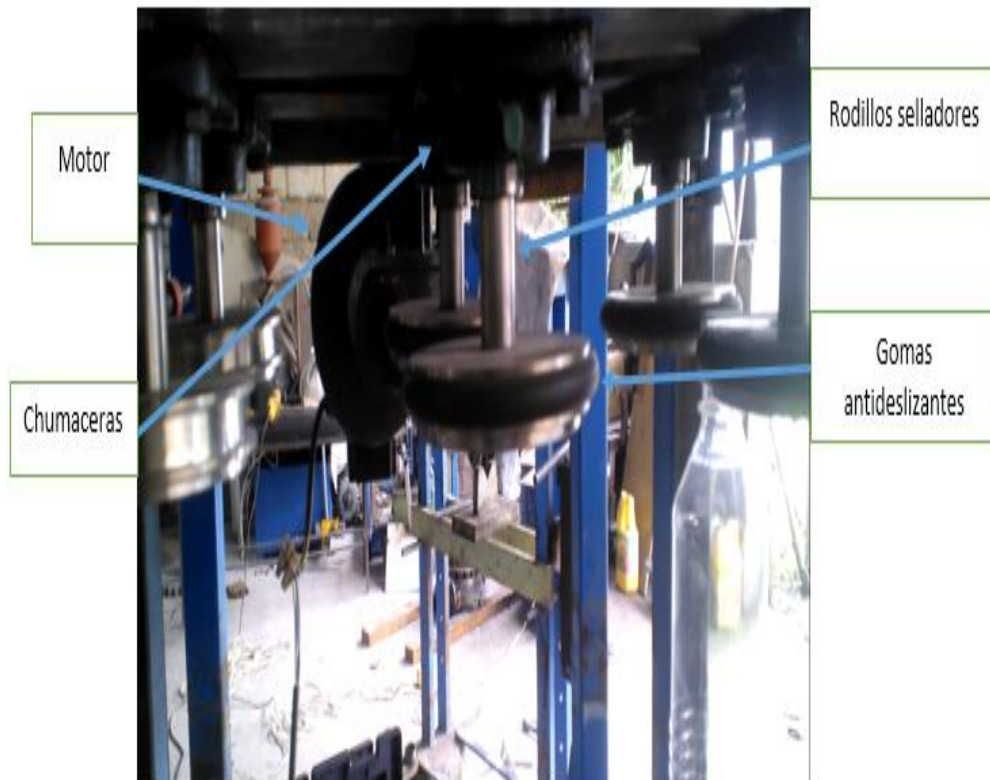




**FIGURA 5.6:** Tornillo de potencia

### 5.1.6 SISTEMA DE RODILLOS SELLADORES

Estos son los más importantes de nuestro sistema ya que de ellos depende el sellado de las tapas. Son cuatro rodillos con un revestimiento de caucho que nos servirá para que al pasar las botellas por esta parte serán selladas, sin dañar el exterior de las tapas, ya que esto es muy importante para la imagen del producto.

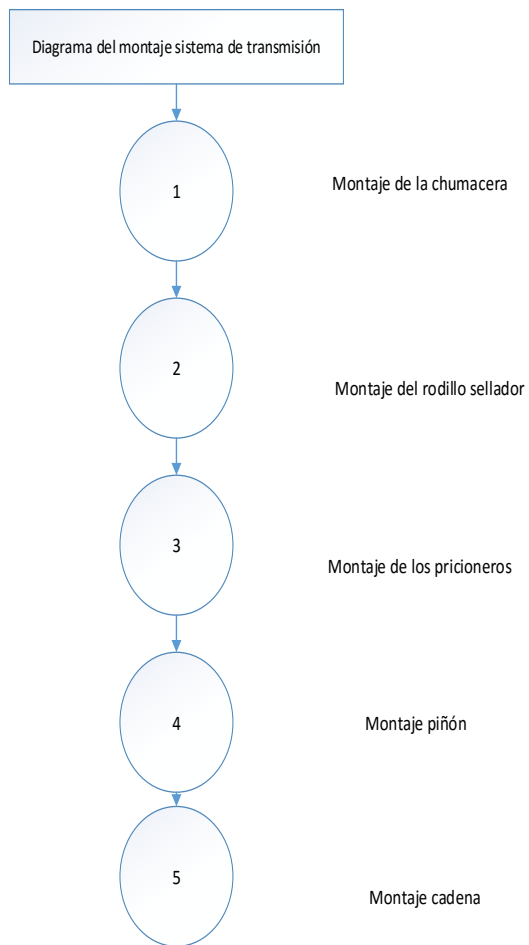


**FIGURA 5.7:** Implementación Rodillos selladores

### **5.1.7 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LOS RODILLOS**

Los rodillos anteriormente descritos en la figura V.7 están siendo movidos por un sistema de transmisión que está ubicado en el extremo superior como se muestra en la figura V.9, estos rodillos son de un material de acero inoxidable ya que es lo que nos recomienda usar la norma BPM.

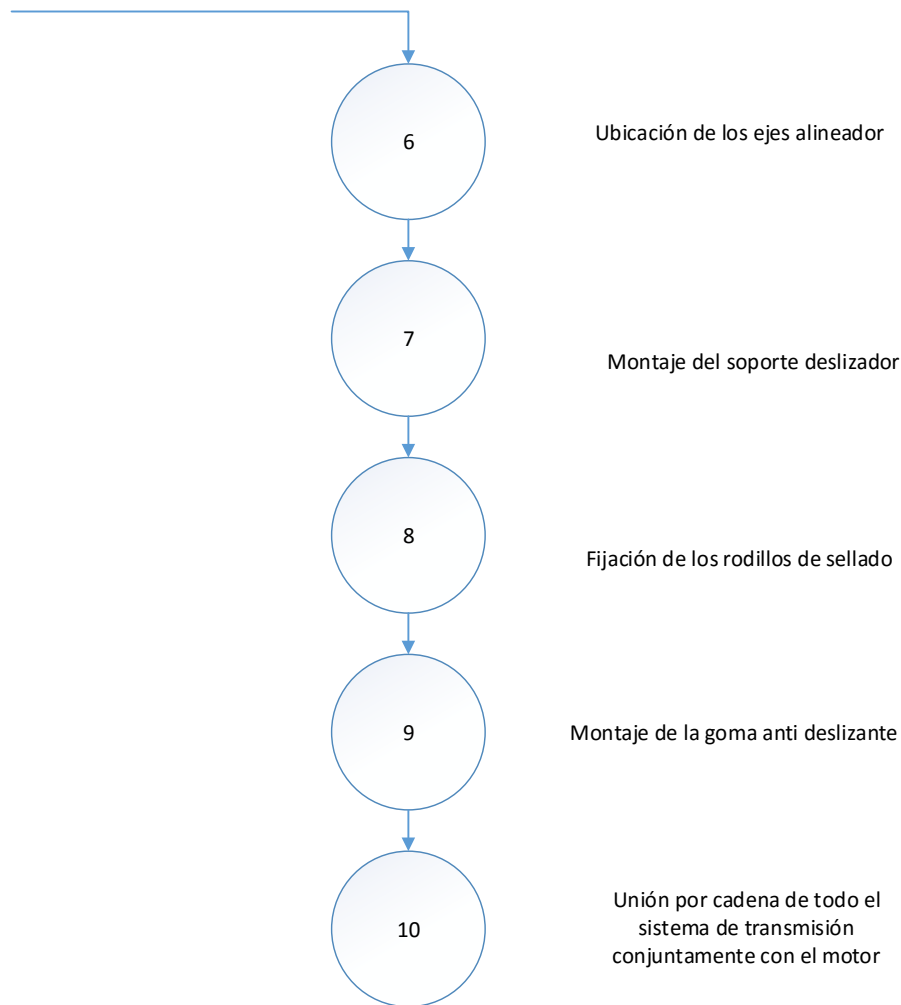
Además consta de un soporte deslizar el mismo que nos permitirá hacer regulaciones para las tapas. Al ser un sistema móvil nos permite usarlo para la tensión de la cadena.



**FIGURA 5.8:** Montaje sistema de transmisión



**FIGURA 5.9:** Implementación del sistema de transmisión



**FIGURA 5.10:** Montaje del sistema de transmisión

### 5.1.8 SISTEMA ELÉCTRICO

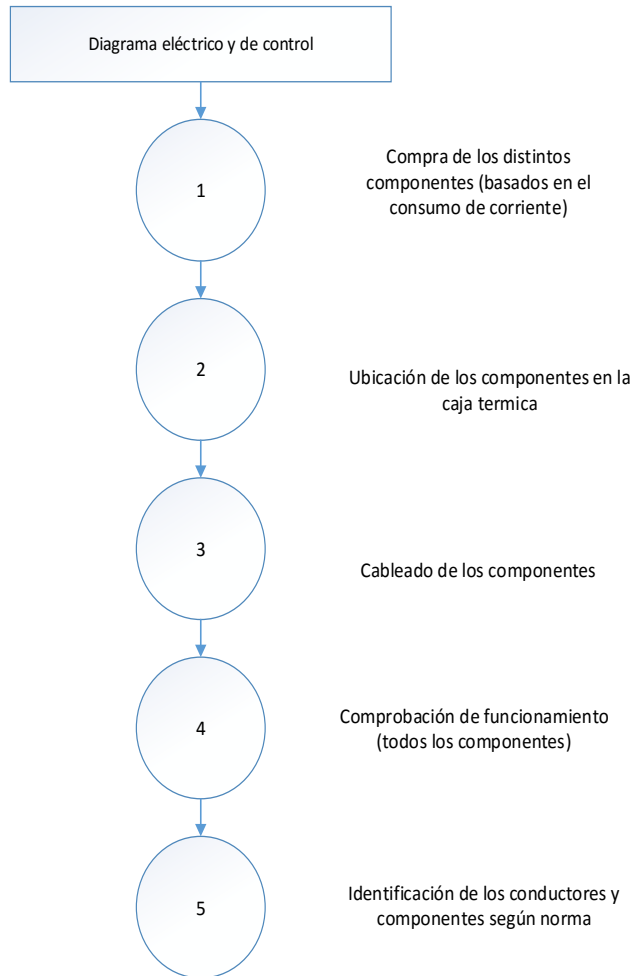
En esta parte se realiza las conexiones del tablero de marcha paro del sistema de transmisión, tanto del sistema de transmisión de rodillos, como la de cadena transportadora.

Para esto usa una pinza amperimetrica, la misma que nos ayudara en la medición de los voltajes y corrientes para hacer una buena selección de los conductores, protecciones.

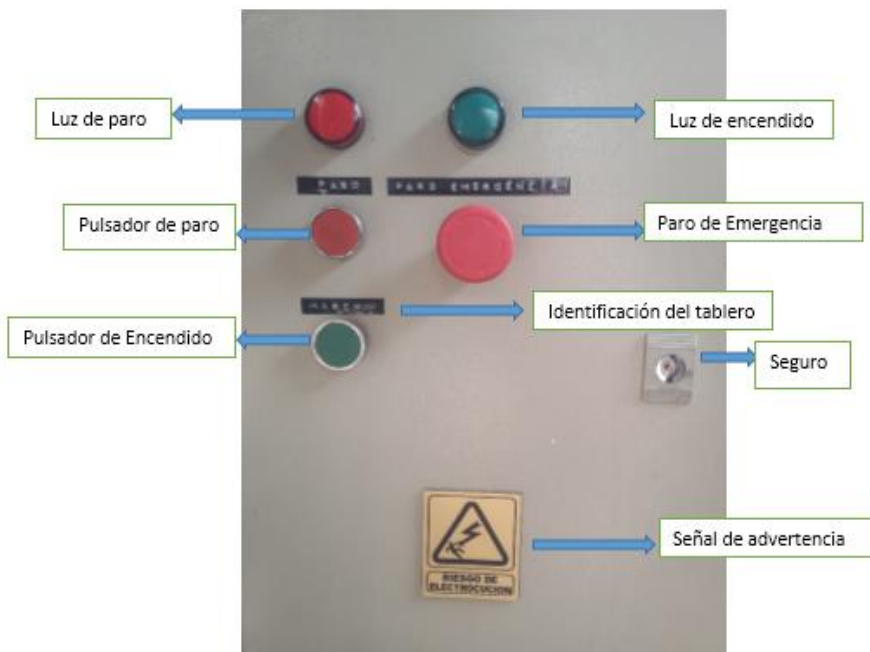
Una vez analizado las corrientes de consumo del sistema a su máxima capacidad se procede a realizar la compra de los materiales.

**TABLA 5.1:** Matariles eléctricos.

<b>CANT.</b>	<b>NOMBRE DEL ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
1	luz color verde	encendido/on
1	luz color rojo	apagado/emergencia
1	pulsador verde	encendido
1	pulsador rojo	apagado
1	contactor	220v
1	contactor	220v
1	relé térmico	220v/3A
1	breaquer	220v 9A
1	variador WEG	1hp a 220v
1M	Rieldin	ninguno
2M	Canaleta	ninguno
5M	Cable	AWG 16 control
5M	cable AWG	AWG 10 potencia
20	Preonso-estopas	ninguno
20	Amarras	ninguno
1	transformador	110va24v



**FIGURA 5.11:** Montaje del sistema eléctrico



**FIGURA 5.12:** Implementación caja de control.

## **5.2 PRUEBAS DEL SISTEMA ELÉCTRICO**

En esta parte se verifica el correcto funcionamiento de los elementos como son: pulsadores, luces, paros de emergencia, así también verificar los voltajes y amperajes de consumo de cada uno de los elementos.

Para realizar las comparaciones de corriente y voltaje se lo realiza de la siguiente manera:

Encender el motor en vacío utilizando la pinza amperimétrica medir los amperajes.

Una vez conocido el estos valores los comparamos con los de placa del motor.

## **5.3 PRUEBAS DEL SISTEMA CONTROL**

Para esto se comprueba el estado de funcionamiento de los contactores que estén funcionando de manera correcta. Al presionar el botón de encendido la maquina debe empezar a funcionar sin ningún tipo de retraso o sobre esfuerzo de los componentes, así también el de apagado, paro de emergencia y por ultimo verificar si el variador está funcionando correctamente al disminuir la velocidad o aumentarla.

## **5.4 PRUEBAS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA CADENA TRANSPORTADORA**

Con la cadena transportadora encendida nos colocamos en la parte inferior y observamos que no haya ningún tipo de vibración al momento de girar el piñón motriz, con esto aseguramos que no tendrá ninguna complicación al momento de trasladar las botellas hacia la zona de sellado.

## **5.5 PRUEBAS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL GABINETE DE SELLADO**

Como primer punto antes de encenderla se debe verificar que todos los piñones, tensores y cadenas que la componen estén fijas ya que al no estarlo, esto ocasionara que el sistema de transmisión por cadena no funcione correctamente y dañe los componentes mecánicos y eléctricos.

Una vez verificado que todo este sujeto de manera correcta, procederá a encender la máquina y muy atento escuchar que el sistema de piñones y cadenas no esté haciendo ruidos exagerados con esto dejara a la máquina lista para empezar a trabajar.

## 5.6 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ÓPTIMA DE LA MÁQUINA

Para determinar la velocidad optima de sellado se realiza pruebas variando la velocidad de la cadena transportadora.

- a) Pruebas de sellado a una velocidad de 15 rpm y con un mínimo de 5 envases y un máximo de 40 envases.

**TABLA 5.2:** Prueba de sellado a 15 rpm

NÚMERO DE BOTELLAS	VELOCIDAD DEL VARIADOR	SELLADO		Observación
		Bueno	Malo	
5	15 rpm	5	0	Todas Selladas
10	15 rpm	10	0	Todas Selladas
15	15 rpm	15	0	Todas Selladas
20	15 rpm	20	0	Todas Selladas
25	15 rpm	23	2	2 mal selladas
30	15 rpm	28	2	2 mal selladas
35	15 rpm	35	2	2 mal selladas
40	15 rpm	40	3	2 mal selladas



- b) Pruebas de sellado a una velocidad de 17 rpm y con un mínimo de 5 envases y un máximo de 40 envases.

**TABLA 5.3:** Prueba de sellado a 17 rpm

NÚMERO DE BOTELLAS	VELOCIDAD DEL VARIADOR	SELLADO		Observación
		Bueno	Malo	
5	17 rpm	5	0	Todas Selladas
10	17 rpm	10	0	Todas Selladas
15	17 rpm	15	0	Todas Selladas
20	17 rpm	20	0	Todas Selladas
25	17 rpm	25	0	Todas Selladas
30	17 rpm	30	0	Todas Selladas
35	17 rpm	35	0	Todas Selladas
40	17 rpm	40	0	Todas Selladas

- c) Pruebas de sellado a una velocidad de 20 rpm y con un mínimo de 5 envases y un máximo de 40 envases.

**TABLA 5.4:** Prueba de sellado a 20 rpm

NÚMERO DE BOTELLAS	VELOCIDAD DEL VARIADOR	SELLADO		Observación
		Bueno	Malo	
5	20 rpm	5	0	Todas Selladas
10	20 rpm	8	2	2 mal selladas
15	20 rpm	12	3	3 mal selladas
20	20 rpm	17	3	3 mal selladas
25	20 rpm	22	3	3 mal selladas
30	20 rpm	20	10	10 mal selladas
35	20 rpm	25	10	10 mal selladas
40	20 rpm	20	20	20 mal selladas

Como se puede evidenciar en las tablas la velocidad más adecuada para trabajar es de 17 rpm ya que si se baja o se aumenta la velocidad hay problemas con el sellado ya sea porque se traban las botellas y no sella o hace un pésimo sello.

Al tener la velocidad ideal para el funcionamiento de la máquina tapadora, se hace un conteo de las botellas que puede tapar por minuto, dándonos como resultado la cantidad de 30 botellas por minuto.

## **5.7 MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TAPADORA SEMIAUTOMÁTICA EN SERIE PARA BOTELLAS DE VINAGRE MEDIANTE DISCOS GIRATORIOS DE GOMA PARA LA EMPRESA TERRAFERTIL S.A**

### **MANTENIMIENTO**

#### **LIMPIEZA**

- Se recomienda mantener la máquina limpia con alcohol puro y paños libres de pelusa, con la ayuda de aire comprimido seco o aspiración.
- Si se utiliza aire comprimido, éste debe ser seco.
- Nunca lavar con agua ni con productos químicos aparte del alcohol recomendado.
- Nunca limpiar la máquina durante su funcionamiento.

#### **OPERACIÓN**

- No operar la máquina si falta alguna puerta o cubierta protectora.
- Si la máquina se detiene por emergencia, primero confirme la seguridad personal y del equipo. Luego verifique las causas de la alarma.
- Si la máquina presenta abrupta o paulatinamente alguna situación anormal, apáguela inmediatamente y verifique la razón de la anormalidad.
- Si de la máquina surge olor a quemado o humo, apagarla inmediatamente, desenchufarla y llamar al personal de mantenimiento eléctrico.
- Extrémense los cuidados si se trabaja en turnos nocturnos durante los cuales no exista personal médico o guardias técnicas.
- No dejar elementos (herramientas, objetos, etc.) sobre la máquina que pudieran caer en partes móviles o eléctricas durante el funcionamiento.

## MANTENIMIENTO

Los trabajos de mantenimiento y regulación que así lo permitan, deben realizarse con la máquina apagada. Cuando tareas de mantenimiento requieran intermitentes movimientos continuos o esporádicos de la máquina, se recomienda que sólo un técnico trabaje sobre ésta. Si la actividad o alguna verificación requieren de un ayudante, que éste no acceda a partes móviles ni a interruptores a menos que el técnico lo solicite.

Utilizar las herramientas apropiadas y de la medida correcta.

## INFORMACIÓN

Es responsabilidad del propietario de la máquina mantener informado a su personal operativo de las diversas medidas de seguridad a aplicar.

**TABLA 5.5:** Inconvenientes y posibles causas

<b>INCONVENIENTES Y POSIBLES CAUSAS</b>	
<b>INCONVENIENTES</b>	<b>POSIBLE CAUSA</b>
<b>Paro del sistema de transmisión</b>	Relé térmico fuera de rango
	Prisionero del sistema de transmisión desatornillado
	Cadena suelta.
<b>Falta de apriete de las tapas</b>	Rodillo sellador sin prisionero
	Desgaste de los cauchos selladores
<b>Botellas caídas</b>	mal centrada la cadena transportadora
	mal centrada las bandas guías con respecto a los rodillos
	Rodillos selladores mal ubicados
<b>Cadena transportadora no enciende</b>	Cadena transportadora fuera de los engranes
	Sobre voltaje en el variador de frecuencia
	El potenciómetro del variador del frecuencia en cero
<b>luz roja encendida</b>	Paro de emergencia oprimido
	Relé térmico fuera de rango (revisar sistema de transmisión)
<b>no enciende el sistema de transmisión</b>	Relé defectuoso (reemplazo)
	Selector en mal estado o desconectado
	Breaker eléctrico bajado

# CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO

		Manual de mantenimiento		Código	1																																																			
		Calendario de Mantenimiento Preventivo		Versión	1																																																			
				Página	1																																																			
<b>MÁQUINA:</b> Selladora de tapas semiautomática		<b>AÑO:</b> 2015																																																						
DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO	SEMANA																																																							
	F	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52			
ENGRASADO DE TODOS LOS PUNTOS DE LUBRICACIÓN (GRASEROS)	S																																																							
LIMPIEZA GENERAL DE LA MAQUINA (EXTERIORES)	D																																																							
REVISIÓN DE LA ESTRUCTURA (RUEDAS, PERMOS SUJECCIÓN)	TR																																																							
REVISIÓN DEL SISTEMA ELECTRICO	SE																																																							
CAMBIO RODAMIENTOS EN MOTOR REDUCTOR Y EJES DE SELLADO	2A																																																							
REVISIÓN MECÁNICA DE MOTORES REDUCTORES	2A																																																							
TENCION DE BANDA TRANSPORTADORA	2A																																																							
<b>NOMENCLATURA</b>																																																								
D= Diariamente																																																								
S= Semanalmente																																																								
M= Mensualmente																																																								
BM= Bimestralmente																																																								
	TR= Trimestralmente																																																							
	SE= Semestralmente																																																							
	A= Anualmente																																																							
	2A= Cada 2 Años																																																							
	5A= Cada 5 Años																																																							

## CONCLUSIONES

- ✓ Las simulaciones en el software Inventor Profesional CAD ayudaron a obtener y corroborar cálculos fundamentales para el correcto diseño de los distintos elementos que la conforman y así evitar el desperdicio de material en las pruebas.
- ✓ Todos los elementos y sistemas que conforman la máquina selladora de tapas están diseñados con parámetros que permiten a la máquina dar un rendimiento óptimo. Además que todos los componentes son de fácil remplazo y mantenimiento.
- ✓ Durante el ensamblaje es muy importante la alineación de los sub-sistemas, además de una lubricación de los elementos de transmisión ya que si no se realiza habrá un sobrecalentamiento del motor.
- ✓ La utilización de catálogos específicos para la selección de elementos tales como: cadena transportadora, rodamientos, piñones, son indispensables ya que una correcta selección ayuda en la fiabilidad de la máquina.
- ✓ Determinar la correcta velocidad y sincronización de trabajo de la cadena transportadora y el sistema de sellado es fundamental para obtener un sellado de envases de calidad.

## RECOMENDACIONES

- Para el montaje de los diferentes elementos se recomienda tener en cuenta la secuencia o ayudarse de los despieces de los subsistemas.
- Los sistemas de transmisión deben tener una alineación horizontal o vertical y no tener un sistema de transmisión diagonal ya que este producirá vibraciones y desajuste de los sistemas, provocando errores en el sellado.
- En caso de que la máquina se trabe por algún problema mecánico se recomienda parar la máquina rápidamente, ya que si no se lo realiza provocara un sobrecalentamiento del motor y por ende las protecciones se disparan. Antes de reanudar la máquina primero revisar todos los elementos de transmisión y elementos eléctricos.
- Es de suma importancia hacer una verificación del sistema de transmisión antes de encender la máquina para evitar cualquier tipo de complicación.
- Si se desea incrementar el rendimiento de la máquina, se necesitaría trabajar en el suministro de botellas automático, ya que este aun sería el punto débil porque aún se hace manualmente.

## BIBLIOGRAFÍA Y LINKOGRAFÍA

Amlimentos, L. (2010). *www.alimentos.org.es*. Obtenido de

<http://alimentos.org.es/vinagre>

Anep. (s.f.). *Anep*. Obtenido de <http://www.anep->

[pet.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=8&Itemid=13](http://www.anep-pet.com/index.php?option=com_content&view=article&id=8&Itemid=13)

Atom, E. (1 de 2003). *Plantilla Awesome Inc.* Obtenido de Plantilla Awesome

Inc: <http://maquinastapadoras.blogspot.com/p/etiquetadoras-semiautomaticas.html>

Budinas R., N. J. (2008). *Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley*. México:

McGraw-Hill/Interamericana.

Cardesa. (05 de 10 de 2000). *Cardesa Cadenas y derivados S. A.* Obtenido de

<http://www.cadersa.es/>

Carlosama, R. (2013). *Máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral*. Ibarra: Universidad Técnica del Norte, Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas, Carrera de Ingeniería en Mecatrónica.

Dtecnico. (15 de 08 de 2000). *Dtecnico*. Obtenido de

[http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/tema17\\_01.htm](http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/tema17_01.htm)

Faires, V. M. (2001). *Diseño de Elementos de Máquinas*.

Intermec. (2012). *La transmision de Potencia por cadena de rodillos*. Bogota,

D.C.: Intermec.

Mosconi, O. L. (22 de 04 de 2013). *Facultad de Ingeniería U.N.P.S.J.B.*

Obtenido de

<http://www.ing.unp.edu.ar/asignaturas/maqeinstelectricas/SELECCION%20Y%20CONTROL%20DE%20MOTORES.pdf>

Nisbett, B. R. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. En B. R. Nisbett. México: McGraw-Hill.

Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de Máquinas*. México: PEARSON EDUCACIÓN.

S.r.l., E. R. (2014). *Empresas RG AsencioChevalier S.r.l.* Obtenido de <http://maquinastapadoras.blogspot.com/p/etiquetadoras-semiautomaticas.html>

S.r.l., E. R. (2014). *Empresas RG AsencioChevalier S.r.l.* . Obtenido de <http://maquinastapadoras.blogspot.com/>



# **ANEXO I: PLANOS**





















# **ANEXOS II: PLANOS ELÉCTRICOS Y DE CONTROL**





### ANEXO III: VALORES DE “A” Y “B” PARA KA

**Tabla 6-2**

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Harger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

### ANEXO IV: VALORES DE KE

**Tabla 6-5**

	Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_c$
Factores de confiabilidad $k_c$ correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga	50	0	1.000
	90	1.288	0.897
	95	1.645	0.868
	99	2.326	0.814
	99.9	3.091	0.753
	99.99	3.719	0.702
	99.999	4.265	0.659
	99.9999	4.753	0.620

### ANEXO V: VALORES PARA KB

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

## ANEXO VI: TABLA PARA LA SELECCIÓN DEL MOTO REDUCTOR

kW	Full Load (RPM)	Frame No.	Current at 400V (Amps)	Efficiency		Power Factor		D.O.L. Start Current (% FLT)	D.O.L. Start Torque (% FLT)	Pull Up Torque (% FLT)	Pull Out Torque (% FLT)	Rotor Inertia GD <sup>2</sup> (kg.m <sup>2</sup> )	Approx Weight (kg)
				100% Load (%)	75% Load (%)	100% Load (Cos ø)	75% Load (Cos ø)						
0.12	2790	63	0.44	61.2	59.0	0.65	0.58	490	200	170	280	0.0020	4.5
	1360	63	0.45	60.5	60.0	0.62	0.51	450	200	180	260	0.0022	4.5
	870	63	0.59	52.0	51.0	0.57	0.49	380	175	158	200	0.0029	4.5
0.18	2800	63	0.59	64.0	61.5	0.70	0.62	490	200	170	280	0.0021	4.5
	1370	63	0.64	62.0	62.4	0.64	0.59	430	200	180	260	0.0028	4.5
	900	71	0.68	60.0	61.9	0.60	0.51	380	175	158	200	0.0053	6.5
0.25	2800	63	0.76	66.2	64.6	0.75	0.67	550	200	170	280	0.0023	4.5
	1400	71	0.82	65.5	64.0	0.67	0.59	490	200	180	250	0.0034	6.5
	900	71	0.90	63.0	63.3	0.61	0.53	400	175	158	210	0.0064	6.5
0.37	2800	71	0.92	71.0	69.0	0.83	0.76	670	200	170	280	0.0023	6.5
	1400	71	1.13	68.5	66.2	0.70	0.61	530	200	180	250	0.0045	6.5
	920	80A	1.29	66.7	65.2	0.62	0.58	450	175	158	210	0.0081	9.5
0.55	2780	71	1.35	74.3	72.8	0.80	0.74	680	200	170	260	0.0023	6.5
	1420	80A	1.56	73.5	72.0	0.72	0.64	590	200	180	250	0.0067	9.5
	920	80B	1.76	69.5	67.5	0.65	0.58	490	175	158	220	0.011	11
0.75	2830	80A	1.66	76.5	77.0	0.85	0.80	690	200	170	250	0.0045	9.5
	1415	80A	1.97	75.3	74.3	0.73	0.67	580	200	180	250	0.0081	9.5
	920	90S	2.16	73.8	72.3	0.67	0.60	510	175	158	210	0.016	13.5
1.1	2820	80B	2.36	79.0	79.5	0.85	0.81	795	200	170	250	0.0054	11
	1410	90S	2.70	77.8	76.8	0.76	0.69	640	200	180	240	0.013	13.5
	925	90L	3.05	74.0	76.8	0.67	0.60	520	175	158	220	0.022	14.5
1.5	2860	90S	3.18	80.0	80.5	0.85	0.82	755	200	170	270	0.0099	13.5
	1420	90L	3.50	80.0	78.2	0.79	0.71	650	200	180	240	0.016	14.5
	925	100L	3.88	79.0	78.2	0.70	0.64	590	175	158	210	0.03	24
2.2	2860	90L	4.59	82.3	82.8	0.84	0.82	795	200	170	270	0.014	14.5
	1420	90LA	5.03	81.0	81.2	0.78	0.72	760	200	180	240	0.022	20
	1425	100L	4.89	82.3	81.6	0.79	0.73	700	200	180	240	0.03	24
	950	112M	5.40	81.6	80.8	0.72	0.65	640	175	158	220	0.054	31
3	2870	100L	5.94	83.8	84.3	0.87	0.85	770	200	170	270	0.021	24
	1425	100L	6.51	83.2	83.0	0.80	0.74	700	200	180	240	0.042	24
	955	132SA	6.74	83.2	83.0	0.77	0.72	680	175	158	230	0.14	48
4	2880	112M	7.7	85.3	85.8	0.88	0.86	830	200	160	260	0.042	31
	1435	112M	8.45	85.3	84.0	0.80	0.75	760	200	160	240	0.059	31
	960	132M	9.19	84.5	83.0	0.75	0.68	685	175	158	240	0.16	52
5.5	2900	132SA	10.5	86.7	86.2	0.88	0.83	830	200	170	250	0.059	48
	1430	112MA	11.7	85.7	85.5	0.79	0.75	820	200	180	230	0.085	45
	1440	132SA	11.5	86.7	85.5	0.80	0.75	760	200	180	230	0.095	48
	960	132M	12.0	85.5	84.8	0.77	0.72	720	175	158	230	0.21	52
7.5	2900	132SB	14.2	87.9	87.9	0.87	0.85	765	200	170	240	0.07	53
	1445	132M	14.9	87.9	87.9	0.83	0.78	730	200	180	230	0.13	52
	960	160MA	16.0	86.5	84.7	0.79	0.73	680	175	158	230	0.37	81
9.2	1440	132MA	18.15	87.7	87.9	0.84	0.80	760	200	180	230	0.19	78
11	2900	160MA	20.5	88.5	88.0	0.88	0.86	795	200	170	230	0.15	81
	1440	132MB	21.1	88.4	88.1	0.85	0.82	820	200	180	230	0.22	88
	1450	160MA	20.7	88.5	88.5	0.87	0.83	790	200	180	230	0.29	81
	965	160L	22.3	88.0	88.0	0.81	0.76	730	175	158	220	0.54	95
15	2910	160MB	26.6	90.5	90.5	0.90	0.89	820	200	170	230	0.20	78
	1455	160L	27.9	90.5	90.5	0.86	0.81	780	200	180	220	0.34	95
18.5	2915	160L	32.6	91.0	91.0	0.90	0.89	775	200	170	230	0.24	95

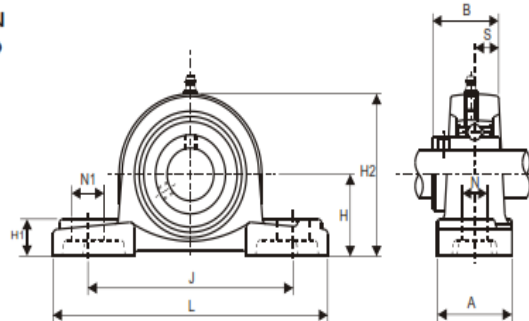
# ANEXO VII: TABLAS SELECCIÓN CHUMACERA

## Serie STANDARD

## ASAHI J-02

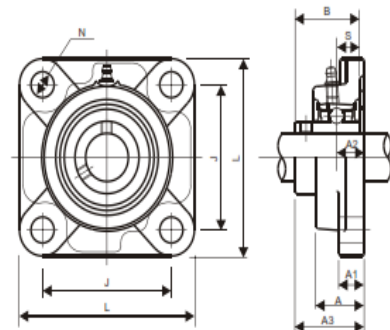
SOPORTE DE FUNDICION  
RODAMIENTO DE ACERO

### Tipo UCP 200



Ø eje mm.	Referencia	Dimensiones mm.										Tornillo mm	Rodamiento Ref.	Soporte Ref.	Peso Kg.
		H	L	J	A	N	N1	H1	H2	B	S				
12	UCP 201	30.2	127	95	35	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 201	P 203	0.05
15	UCP 202	30.2	127	95	35	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 202	P 203	0.03
17	UCP 203	30.2	127	95	35	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 203	P 203	0.02
20	UCP 204	33.3	127	95	35	13	19	15	65	31	12.7	M10	UC 204	P 204	0.05
25	UCP 205	36.5	140	105	35	13	16	16	70	34	14.3	M10	UC 205	P 205	0.75
30	UCP 206	42.9	165	121	45	17	21	16	83	38.1	15.9	M14	UC 206	P 206	1.3
35	UCP 207	47.6	167	127	45	17	21	19	94	42.9	17.5	M14	UC 207	P 207	1.6
40	UCP 208	49.2	154	137	54	17	25	19	100	49.2	1.9	M14	UC 208	P 208	1.9
45	UCP 209	54	190	146	54	17	22	20	105	49.2	1.9	M14	UC 209	P 209	2.2
50	UCP 210	57.2	206	159	60	20	25	22	114	51.6	1.9	M16	UC 210	P 210	2.6
55	UCP 211	63.5	219	171	60	20	25	22	126	55.6	22.2	M16	UC 211	P 211	3.3
60	UCP 212	69.8	241	154	70	20	25	25	138	65.1	25.4	M16	UC 212	P 212	4.7
65	UCP 213	76.2	265	203	70	25	29	27	150	65.1	25.4	M20	UC 213	P 213	5.6
70	UCP 214	79.4	266	210	72	25	31	27	156	74.6	30.2	M20	UC 214	P 214	7.3
75	UCP 215	82.6	275	217	74	25	31	28	163	77.5	33.3	M20	UC 215	P 215	7.9
80	UCP 216	86.9	292	232	75	25	31	30	175	82.6	33.3	M20	UC 216	P 216	10.0
85	UCP 217	95.2	310	247	83	25	31	32	187	85.7	34.1	M20	UC 217	P 217	12.2
90	UCP 218	101.6	327	262	85	27	33	34	200	96	39.7	M22	UC 218	P 218	14.7

### Tipo UCF 200



Ø eje mm.	Referencia	Dimensiones mm.										Tornillo mm	Rodamiento Ref.	Soporte Ref.	Peso Kg.
		L	J	A2	A1	A	N	A3	B	S					
12	UCF 201	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC 201	F 204	0.63	
15	UCF 202	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC 202	F 204	0.61	
17	UCF 203	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC 203	F 204	0.60	
20	UCF 204	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC 204	F 204	0.56	
25	UCF 205	95	70	16	14	27	12	35.7	34	14.3	M10	UC 205	F 205	0.72	
30	UCF 206	105	83	16	14	31	12	40.2	36.1	15.9	M10	UC 206	F 206	1	
35	UCF 207	117	92	19	16	34	14	44.4	42.9	17.5	M12	UC 207	F 207	1.4	
40	UCF 208	130	102	21	16	36	16	51.2	49.2	19	M14	UC 208	F 208	1.8	
45	UCF 209	137	105	22	16	36	16	52.2	49.2	19	M14	UC 209	F 209	2.1	
50	UCF 210	143	111	22	16	40	16	54.6	51.6	19	M14	UC 210	F 210	2.4	
55	UCF 211	162	130	25	20	43	19	58.4	55.6	22.2	M16	UC 211	F 211	3.4	
60	UCF 212	175	143	29	20	46	19	65.7	65.1	25.4	M16	UC 212	F 212	4	
65	UCF 213	187	149	30	20	50	19	69.7	65.1	25.4	M16	UC 213	F 213	5	
70	UCF 214	193	152	31	24	54	19	75.4	74.6	30.2	M16	UC 214	F 214	5.6	
75	UCF 215	200	159	34	24	56	19	78.5	77.5	33.3	M16	UC 215	F 215	6	
80	UCF 216	208	165	34	24	56	23	83.3	82.6	33.3	M20	UC 216	F 216	7.5	
85	UCF 217	220	175	36	26	63	23	87.6	85.7	34.1	M20	UC 217	F 217	8.8	
90	UCF 218	235	187	40	26	66	23	96.3	96	39.7	M20	UC 218	F 218	10.7	



## ANEXO VIII: TABLAS SELECCIÓN TUBO ESTRUCTURAL PARA CADENA TRANSPORTADORA




**DIPAC**<sup>®</sup>  
PRODUCTOS DE ACERO

CUADRADO

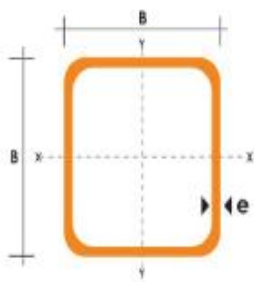
### TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

#### Especificaciones Generales

- Norma** ASTM A-500
- Recubrimiento** Negro o galvanizado
- Largo normal** 6.00m
- Otros largos** Previa Consulta
- Dimensiones** Desde 20.00mm a 100.00mm
- Espesor** Desde 2.00mm a 3.00mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	i	W	i
mm	mm	Kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,36	1,91	1,26	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,46	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



## ANEXO IX: TORNILLOS Y TUERCAS CON ROSCA MÉTRICA

### ESTÁNDARES DE CUÑAS Y CUÑEROS (CHAVETAS Y CHAVETEROS)

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR  
EN PULGADAS - SECCIÓN CUADRADA



Proporcionados según el diámetro del eje. Diámetro de los correspondientes prisioneros.

DIÁMETRO DEL EJE	ANCHURA Y PROFUNDIDAD DEL CUÑERO	CUÑA DE SECCIÓN CUADRADA.	DIÁMETRO DEL PRISIONERO
1/2 a 5/8	1/8 x 1/16	1/8 x 1/8	3/16
5/8 a 7/8	3/16 x 3/32	3/16 x 3/16	3/16
7/8 a 1 1/4	1/4 x 1/8	1/4 x 1/4	1/4
1 1/4 a 1 3/8	5/16 x 5/32	5/16 x 5/16	5/16
1 3/8 a 1 3/4	3/8 x 3/16	3/8 x 3/8	3/8
1 3/4 a 2 1/4	1/2 x 1/4	1/2 x 1/2	1/2
2 1/4 a 2 3/4	5/8 x 5/16	5/8 x 5/8	5/8
2 3/4 a 3 1/4	3/4 x 3/8	3/4 x 3/4	5/8
3 1/4 a 3 3/4	7/8 x 7/16	7/8 x 7/8	3/4
3 3/4 a 4 1/2	1" x 1/2	1" x 1"	3/4
4 1/2 a 5 1/2	1 1/4 x 5/8	1 1/4 x 1 1/4	7/8
5 1/2 a 6 1/2	1 1/2 x 3/4	1 1/2 x 1 1/2	1"
6 1/2 a 7 1/2	1 3/4 x 7/8	1 3/4 x 1 3/4	1 1/4
7 1/2 a 9"	2" x 1"	2" x 2"	1 1/4
9" a 11"	2 1/2 x 1 1/4	2 1/2 x 2 1/2	1 1/4

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR  
EN PULGADAS - SECCIÓN RECTANGULAR



Proporcionados según el diámetro del eje. Diámetro de los correspondientes prisioneros.

DIÁMETRO DEL EJE	ANCHURA Y PROFUNDIDAD DEL CUÑERO	CUÑA DE SECCIÓN RECTANGULAR	DIÁMETRO DEL PRISIONERO
7/8	3/16 x 1/16	3/16 x 1/8	1/4
7/8 a 1 1/4	1/4 x 3/32	1/4 x 3/16	3/8
1 1/4 a 1 3/8	5/16 x 1/8	5/16 x 1/4	3/8
1 3/8 a 1 3/4	3/8 x 1/8	3/8 x 1/4	3/8
1 3/4 a 2 1/4	1/2 x 3/16	1/2 x 3/8	1/2
2 1/4 a 2 3/4	5/8 x 7/32	5/8 x 7/16	5/8
2 3/4 a 3 1/4	3/4 x 1/4	3/4 x 1/2	5/8
3 1/4 a 3 3/4	7/8 x 5/16	7/8 x 5/8	3/4
3 3/4 a 4 1/2	1" x 3/8	1" x 3/4	3/4
4 1/2 a 5 1/2	1 1/4 x 7/16	1 1/4 x 7/8	7/8
5 1/2 a 6 1/2	1 1/2 x 1/2	1 1/2 x 1"	1"
6 1/2 a 7 1/2	1 3/4 x 3/4	1 3/4 x 1 1/2	1 1/4
7 1/2 a 9"	2" x 3/4	2" x 1 1/2	1 1/4
9" a 11"	2 1/2 x 7/8	2 1/2 x 1 3/4	1 1/4

## ANEXO X: TABLA DE CUÑAS

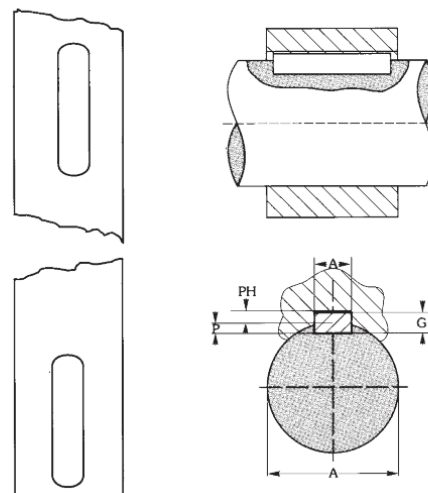
INTERMEC

www.infermec.com.co

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR  
EN MILIMETROS - SECCIÓN CUADRADA Y RECTANGULAR

Proporcionados según el diámetro del eje. Diámetro de los correspondientes prisioneros.

DIÁMETRO DEL EJE EN MM	ANCHURA Y PROFUNDIDAD DEL CUÑERO EN EL EJE EN MM	DIMENSIONES DE LA CUÑA EN MM	DIÁMETRO DE PRISIONERO EN MM
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8 a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10 a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12 a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17 a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22 a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30 a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38 a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44 a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50 x 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58 a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65 a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75 a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85 a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95 a 110	28 x 9.6	28 x 16	22
110 a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130 a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150 a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170 a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200 a 230	50 x 16.6	50 x 28	30



los cuñeros y cuñas estándar en pulgadas pero de sección rectangular aunque su uso no es muy frecuente.

## ANEXO XI: TORNILLOS Y TUERCAS

**Tabla A4.4 Tornillos y tuercas con rosca métrica.**

DIMENSIONES TORNILLO Y TUERCA (mm)				TORNILLO TUERCA	Ø BROCA TUERCA (mm)		Ø AGUJERO PASANTE (mm)	
Ø nominal	Paso	Ø Flancos	Ø Núcleo	Profund. (mm)	Serie I	Serie II	Fino	Medio
2	0,4	1,74	1,48	0,26	1,5	1,6	2,2	2,4
2,5	0,45	2,208	1,948					
3	0,5	2,675	2,35	0,325	2,4	2,5	3,2	3,6
3,5	0,6	3,11	2,72	0,39	2,8	2,9	3,7	4,2
4	0,7	3,545	3,09	0,455	3,2	3,3	4,3	4,8
5	8	4,48	3,96	0,52	4,1	4,2	5,2	5,8
6	1	5,35	4,7	0,65	4,8	5	6,4	7
8	1,25	7,188	6,376	0,812	6,5	6,7	8,4	9,8
10	1,5	9,026	8,052	0,974	8,2	8,4	10,5	11,5
12	1,75	10,863	9,726	1,137	9,9	10	13	14
14	2	12,701	11,402	1,299	11,5	11,75	15	16
16	2	14,701	13,402	1,299	13,5	13,75	17	18
18	2,5	16,376	14,752	1,624	15	15,25	19	20
20	2,5	18,376	16,752	1,624	17	17,25	21	23
22	2,5	20,376	18,752	1,624	19	19,25	23	25
24	3	22,051	20,102	1,949	20,5	20,75	25	27
27	3	25,051	23,102	1,949	23,5	23,75	29	30
30	3,5	27,727	25,454	2,273	25,75	26	32	33
33	3,5	30,727	28,454	2,273	28,75	29	35	36
36	4	33,402	30,804	2,598	31	31,5	38	40
39	4	36,402	33,804	2,598	34	34,5	40	42
42	4,5	39,077	36,154	2,923	36,5	37	44	45
45	4,5	42,077	39,154	2,923	39,5	40	47	48
48	5	44,752	41,504	3,248	42	42,5	50	52
52	5	48,752	45,504	3,248	46	46,5	54	56

**ANEXO XII: TABLA CADENAS N° 35**

**TABLA DE CAPACIDAD**  
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 35 PASO 3/8"

No. de dientes por rodillo	RPM DEL PIÑON CONDUCTOR																			
	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800
9	0.09	0.15	0.20	0.26	0.34	0.42	0.50	0.58	0.66	0.74	0.82	0.90	0.98	1.06	1.14	1.22	1.30	1.38	1.46	1.54
10	0.09	0.16	0.21	0.28	0.36	0.44	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40	1.48	1.56
11	0.10	0.18	0.23	0.31	0.40	0.48	0.56	0.64	0.72	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52	1.60
12	0.11	0.20	0.26	0.34	0.44	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40	1.48	1.56	1.64
13	0.12	0.22	0.29	0.38	0.48	0.56	0.64	0.72	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52	1.60	1.68
14	0.13	0.24	0.32	0.41	0.51	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40	1.48	1.56	1.64	1.72
15	0.14	0.25	0.34	0.43	0.54	0.62	0.70	0.78	0.86	0.94	1.02	1.10	1.18	1.26	1.34	1.42	1.50	1.58	1.66	1.74
16	0.15	0.27	0.36	0.45	0.56	0.64	0.72	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52	1.60	1.68	1.76
17	0.16	0.29	0.38	0.47	0.58	0.66	0.74	0.82	0.90	0.98	1.06	1.14	1.22	1.30	1.38	1.46	1.54	1.62	1.70	1.78
18	0.17	0.31	0.41	0.50	0.61	0.69	0.77	0.85	0.93	1.01	1.09	1.17	1.25	1.33	1.41	1.49	1.57	1.65	1.73	1.81
19	0.18	0.32	0.43	0.52	0.63	0.71	0.79	0.87	0.95	1.03	1.11	1.19	1.27	1.35	1.43	1.51	1.59	1.67	1.75	1.83
20	0.19	0.33	0.44	0.53	0.64	0.72	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52	1.60	1.68	1.76	1.84
21	0.20	0.34	0.45	0.54	0.65	0.73	0.81	0.89	0.97	1.05	1.13	1.21	1.29	1.37	1.45	1.53	1.61	1.69	1.77	1.85
22	0.21	0.35	0.46	0.55	0.66	0.74	0.82	0.90	0.98	1.06	1.14	1.22	1.30	1.38	1.46	1.54	1.62	1.70	1.78	1.86
23	0.22	0.36	0.47	0.56	0.67	0.75	0.83	0.91	0.99	1.07	1.15	1.23	1.31	1.39	1.47	1.55	1.63	1.71	1.79	1.87
24	0.23	0.37	0.48	0.57	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40	1.48	1.56	1.64	1.72	1.80	1.88
25	0.24	0.38	0.49	0.58	0.69	0.77	0.85	0.93	1.01	1.09	1.17	1.25	1.33	1.41	1.49	1.57	1.65	1.73	1.81	1.89
26	0.25	0.39	0.50	0.59	0.70	0.78	0.86	0.94	1.02	1.10	1.18	1.26	1.34	1.42	1.50	1.58	1.66	1.74	1.82	1.90
28	0.27	0.40	0.51	0.60	0.71	0.79	0.87	0.95	1.03	1.11	1.19	1.27	1.35	1.43	1.51	1.59	1.67	1.75	1.83	1.91
30	0.29	0.41	0.52	0.61	0.72	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52	1.60	1.68	1.76	1.84	1.92
32	0.31	0.43	0.54	0.63	0.74	0.82	0.90	0.98	1.06	1.14	1.22	1.30	1.38	1.46	1.54	1.62	1.70	1.78	1.86	1.94
35	0.34	0.44	0.55	0.64	0.75	0.83	0.91	0.99	1.07	1.15	1.23	1.31	1.39	1.47	1.55	1.63	1.71	1.79	1.87	1.95
40	0.39	0.51	0.61	0.70	0.81	0.89	0.97	1.05	1.13	1.21	1.29	1.37	1.45	1.53	1.61	1.69	1.77	1.85	1.93	2.01
45	0.45	0.57	0.66	0.75	0.86	0.94	1.02	1.10	1.18	1.26	1.34	1.42	1.50	1.58	1.66	1.74	1.82	1.90	1.98	2.06
	Lubricación Tipo A					Lubricación Tipo B										Lubricación Tipo C				