

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERÍA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DE TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA
DOSIFICADORA Y SELLADORA PARA CONDIMENTOS**

AUTORES:

JOSÉ LUIS RODRÍGUEZ VÉLEZ

BYRON JOSÉ TIPANTACIG QUISHPE

QUITO, FEBRERO 2013

Certifico que el presente trabajo de investigación, ha sido realizado en forma íntegra, por los señores Rodríguez José Luis y Tipantacig Byron. Los conceptos y análisis del proyecto son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Ing. Patricio Quitiaquez.

Director de Tesis.

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a Dios, por ser la luz que me ha brindado la sabiduría y fuerza para alcanzar las metas trazadas durante este largo tiempo de vida académica, también a mis padres por ser la base de apoyo y empuje para el cumplimiento de las metas trazadas en esta parte de mi vida.

A mi amigo y compañero Byron, por el optimismo y dedicación puesta en el desarrollo de nuestro proyecto de tesis y a todos quienes nos brindaron su ayuda y guía para el desarrollo del mismo.

José Luis

Este proyecto va dedicado con mucho amor a mis padres Francisco y Blanca, quienes han sabido guiarme por el sendero de la verdad y siempre han estado a mi lado en todos los momentos de mi vida, compartiendo tristezas, alegrías, triunfos y fracasos y sobre todo por brindarme todo el apoyo necesario para llegar a terminar esta etapa de mi vida.

A mis hermanos Luis y Marco por ser una parte importante en mi vida por sus sabios consejos que me han brindado en todo momento y además por ser una fuente de inspiración para seguir adelante.

A todos mis tíos, primos y amigos, quienes compartieron grandes momentos a lo largo de esta etapa estudiantil.

Byron

AGRADECIMIENTO

A mis queridos padres que han sido el pilar fundamental para culminar las metas trazadas durante esta parte de mi vida, a mis profesores que con su dedicación han impartido sus conocimientos y vivencias en el campo profesional y académico. A mis hermanos por ser los mejores compañeros durante todo este tiempo y a mi esposa Estefanía por ser mi nueva fuente de apoyo junto con nuestro hijo Benjamín.

A todos mis familiares por ser un gran apoyo en los momentos felices y tristes de la vida.

José Luis

A Dios por proveerme de padres estupendos y maravillosos.

A toda mi familia por el apoyo incondicional en cada momento de mi vida, por creer siempre en mí y por brindarme la fortaleza y aliento necesario para cumplir cada meta que me he propuesto.

A todos mis amigos y amigas quienes me han brindado su amistad sincera y a todos los que me conocen y desean lo mejor para mí.

Muchas gracias a todos.

Byron

TEMA:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA Y SELLADORA PARA CONDIMENTOS

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA:

En el campo de la industria alimenticia existen diferentes máquinas con las que se pueden procesar productos alimenticios, tal es el caso, del llenado y sellado de condimentos, pimientas, esencias aromáticas, etc., ya que son compuestos semisólidos y de uso muy frecuente en mercado nacional.

En la actualidad existen una infinidad de máquinas que realizan este proceso, pero tienen mucha complejidad y por consiguiente su costo es muy elevado, por eso se requiere el diseño de un mecanismo que cumpla el mismo fin más simple y con una inversión económica menor para el alcance de industrias que recién están empezando a competir en el mercado como es el caso de la empresa EXTRACTOS ANDINOS S.A.

JUSTIFICACIÓN:

Esta investigación y estudio se lo realiza con el fin de determinar la mejor alternativa de diseño para los dispositivos de dosificación y sellado.

El diseño de la máquina se lo realiza con el fin de reducir el tiempo de llenado y sellado de los sachets, debido a que en la industria Ecuatoriana son pocas las empresas que tienen este tipo de máquinas y por lo general el resto de las industrias dedicadas a este tipo de trabajo lo realizan de forma semi-manual.

El proyecto de este mecanismo abarca un análisis que toma en cuenta factores que simplifican su ejecución y funcionamiento en comparación de otros mecanismos de diseño donde utilizan elementos más complejos para llegar al mismo fin.

OBJETIVO GENERAL:

- Diseño y construcción de un prototipo de una máquina dosificadora y selladora para condimentos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Analizar y seleccionar las alternativas y parámetros previos al diseño.
- Diseñar los elementos que conforman el dispositivo y mecanismos del sistema dosificador y sellador de la máquina.
- Elaborar los planos de detalle y general.
- Construir un prototipo para apreciar funcionamiento de todos sus componentes mecánico tanto el sistema de dosificación, sistema de arrastre y sellado de funda.

ALCANCE

La máquina dosificadora y selladora de condimentos va a presentar tres etapas, primero la manera en que se transmite el movimiento a sus respectivos dispositivos de dosificación y sellado, en segundo lugar se realizará el estudio del sistema de dosificación optando por la mejor alternativa posible y la elección del material adecuado para la fabricación, y por último el mecanismo que debe tener el sistema de sellado en función del tiempo y temperatura necesaria que se debe utilizar, para obtener una funda o sachet con costuras uniformes.

El proyecto contempla: el diseño del sistema dosificador, sistema de sellado, y sistema de control neumático.

Dentro de los documentos principales, se contemplara los planos de conjunto y despiece, los circuitos de control neumático, etc.

HIPÓTESIS

El sistema de dosificación tendrá la capacidad de trabajar con cualquier condimento o esencia aromática (Clavo de olor, anís, pimienta, etc.), siempre que esté en el rango de 3 a 5 gr ya que tiene la posibilidad de cambiar los bujes que van acopladas en las cavidades del plato giratorio del sistema de dosificación, garantizando de esta forma la ejecución del llenado y sellado.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	V
JUSTIFICACIÓN.....	V
OBJETIVOS.....	VI
Objetivo General.....	VI
Objetivos Específicos.....	VI
ALCANCE.....	VII
HIPÓTESIS.....	VII

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1. GENERALIDADES.....	1
1.1 Envases plásticos.....	1
1.1.1 Envases flexibles usados en la industria alimenticia	2
1.1.2 Propiedades fundamentales de los envases.....	2
1.2 Condimentos.....	3
1.2.1 Características de las hierbas aromáticas y de las especias.....	3
1.3 Tipos de máquinas dosificadoras y selladoras.....	4
1.3.1 Máquina dosificadora vertical.....	4
1.3.2 Máquina dosificadora horizontal.....	5
1.3.3 Mecanismos empleados en las máquinas dosificadoras y selladoras.....	6
1.3.3.1 Técnicas de sellado.....	7

1.3.3.2 Sistema de arrastre del material envasado.....	8
1.3.3.2.1 Arrastre y sellado de material por mordazas.....	8
1.3.3.2.2 Arrastre de material por correas y sellado por mordazas.....	9
1.3.3.3 Dosificación.....	10
1.3.3.3.1 Tipos de dosificación.....	10
1.3.3.3.1.1 Dosificador volumétrico.....	10
1.3.3.3.1.2 Dosificador a tornillo sin fin.....	11
1.3.3.3.1.3 Dosificador a pistón.....	12
1.3.3.3.1.4 Dosificador por pesaje.....	13
1.4 Elementos utilizados en el diseño.....	14
1.4.1 Engranajes cónicos rectos.....	14
1.4.1.1 Nomenclatura de engranajes cónicos.....	14
1.4.2 Ejes de transmisión.....	16
1.4.2.1 Factor de concentración de esfuerzos en los ejes.....	17
1.4.3 Rodamientos o cojinetes.....	20
1.4.4 Transmisión por cadenas.....	21
1.4.4.1 Cadenas.....	21
1.4.4.2 Catarinas o catalinas.....	22
1.4.5 Pernos.....	23
1.4.5.1 Selección de pernos para soportar carga a tensión.....	24
1.4.5.2 Selección de pernos para soportar carga a corte.....	24

1.4.6 Materiales empleados en la fabricación de la máquina.....	25
1.4.6.1 Acero inoxidable AISI 304.....	25
1.4.6.1.1 Propiedades mecánicas del acero inoxidable.....	26
1.4.6.2 Acero AISI 1018 (Acero de transmisión).....	27
1.4.7 Soldadura.....	28
1.4.7.1 Clasificación de los tipos de soldadura.....	28
1.4.8 Selección de motor eléctrico.....	29
1.4.8.1 Voltaje dentro de las instalaciones de la empresa.....	30
1.4.8.2 Frecuencia.....	30
1.4.8.3 Carga a mover por el motor.....	30
1.4.8.4 Tipo de arranque del motor.....	30
1.4.8.5 Velocidad de trabajo del motor.....	30
1.4.8.6 Clase de servicio.....	30
1.4.9 Freno de banda.....	31
1.4.10 Elementos de accionamiento neumático.....	32
1.4.10.1 Instalaciones neumáticas.....	33
1.4.10.2 Unidad de mantenimiento.....	33
1.4.10.3 Elementos de mando.....	34
1.4.10.3.1 Válvula 3/2.....	34
1.4.10.3.2 Válvula 5/2.....	35
1.4.10.4 Cilindros neumáticos.....	36

1.4.11 PLC (Controlador lógico programable).....	37
1.5 Estudio de pre factibilidad.....	38
1.5.1 Selección del sistema de dosificación.....	39
1.5.1.1 Descripción del sistema seleccionado.....	40
1.5.2 Descripción del sistema del formador de funda.....	41
1.5.3 Selección del sistema de arrastre de la funda.....	41
1.5.4 Selección del sistema de sellado.....	43
1.5.5 Descripción general del proceso de dosificado y sellado de la máquina a diseñar.....	44

CAPÍTULO II

CÁLCULOS Y DISEÑO

2. GENERALIDADES.....	45
2.1 Descripción general del diseño de la máquina.....	45
2.2 Diseño del sistema de alimentación.....	46
2.2.1 Tipo de producto a suministrar.....	46
2.2.2 Obtención de densidad de productos a envasar.....	46
2.2.3 Dimensionamiento de la tolva de alimentación.....	48
2.2.3.1 Cálculo del espesor de la tolva.....	60
2.3 Diseño del sistema de dosificación	64
2.3.1 Diseño de vasos telescópicos o volumétricos.....	65
2.3.2 Diseño de formador de funda.....	68

2.3.2.1	Cálculo de la cantidad de flujo de calor en el tubo formador.....	71
2.3.3	Diseño de engranajes cónicos rectos.....	75
2.3.3.1	Dimensionamiento del engranaje.....	77
2.3.3.1.1	Cálculo de fuerzas en el engranaje.....	80
2.3.3.2	Dimensionamiento del piñón.....	84
2.3.3.2.1	Cálculo de fuerzas para el piñón.....	87
2.3.4	Diseño de transmisión por cadenas para el sistema dosificador.....	88
2.3.5	Diseño de ejes.....	94
2.3.5.1	Diseño de eje para el plato dosificador.....	94
2.3.5.2	Diseño de eje para el piñón.....	103
2.4	Diseño del sistema de sellado vertical.....	113
2.4.1	Cálculo de fuerza empleado en el sistema de sellado vertical,.....	114
2.4.2	Dimensionamiento de mordaza de sellado vertical.....	117
2.4.2.1	Diseño del mecanismo de sellado vertical.....	119
2.4.2.2	Selección del cilindro neumático.....	120
2.4.2.3	Cálculo de cilindro de doble efecto (C.D.E).....	122
2.4.2.4	Cálculo de soporte de conjunto de sellado vertical.....	124
2.4.2.5	Cálculo de eje soporte de sellado vertical.....	128
2.4.3	Cálculo de fuerza empleada en el sistema de sellado horizontal.....	132
2.4.3.1	Diseño de mordazas de sellado vertical.....	133
2.4.3.2	Diseño del mecanismo de sellado.....	133

2.4.3.3 Selección del cilindro neumático.....	135
2.4.3.3.1 Cálculo de cilindro de doble efecto (C.D.E).....	136
2.4.3.4 Diseño de eje soporte de sellado vertical.....	138
2.4.3.5 Diseño del mecanismo de elevación del sistema de sellado	
horizontal.....	142
2.4.3.5.1 Diseño y dimensionamiento de las catarinas.....	143
2.4.3.5.2 Obtención de fuerzas en la cadena de las catarinas	
centrales.....	146
2.4.3.5.3 Obtención de fuerzas en las catarinas.....	149
2.4.3.5.4 Diseño del eje de elevación.....	155
2.4.3.5.4 .1 Análisis y selección del tipo de chumacera	
a emplear.....	165
2.5 Cálculo de potencia eléctrica para las resistencias.....	168
2.5.1 Cálculo de transferencia de calor entre la resistencia y las mordazas..	170
2.5.2 Selección del PLC.....	177
2.6 Sistema de arrastre y guiado de la bobina de polietileno.....	179
2.6.1 Diseño de guiado y arrastre de la bobina plástica.....	180
2.6.1.1 Análisis de la velocidad cinética del sistema de arrastre.....	180
2.6.1.2 Análisis de la fuerza (F1) para transportar la lámina plástica.....	182
2.6.2 Diseño de eje de porta bobinas.....	190
2.6.3 Diseño del soporte del mecanismo de frenado.....	201

2.7 Diseño de la estructura de la máquina.....	205
2.8 Diseño y selección de elementos de sujeción.....	206
2.9 Selección del motor reductor.....	212

CAPÍTULO III

COSTOS

3. Generalidades.....	214
3.1 Cálculo de costos.....	214
3.1.1 Costo de materiales e insumos.....	214
3.1.2 Costos Insumos eléctricos.....	220
3.1.3 Costos de insumos indirectos.....	221
3.1.4 Costos de mecanizado.....	222
3.1.5 Costos imprevistos.....	223
3.1.6 Costo total del proyecto.....	224
3.1.7 Costo total de la construcción.....	224
Conclusiones y recomendaciones.....	225
Bibliografía.....	226

ANEXOS

ANEXO 1: Planos

ANEXO 2: Diagramas

ANEXO 3: Manual de mantenimiento

ANEXO 4: Tablas

ANEXO 5: Fotos y cotizaciones

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Propiedades mecánicas del acero inoxidable.....	27
Tabla 2.1	Formato y dimensiones de la funda plástica.....	69
Tabla 2.2	Resumen de diámetros del eje del plato dosificador.....	102
Tabla 2.3	Resumen de diámetros del eje sistema de transmisión.....	113
Tabla 2.4	Características generales de lámina plástica.....	114
Tabla 2.5	Propiedades térmicas de materiales.....	118
Tabla 2.6	Obtención de masa del conjunto de sellado vertical.....	120
Tabla 2.7	Obtención de masa del sistema de sellado vertical.....	124
Tabla 2.8	Obtención de masa para cálculo de ejes de soporte.....	128
Tabla 2.9	Obtención de masa del conjunto de sellado 1.....	135
Tabla 2.10	Obtención de masa del conjunto de sellado 1.....	139
Tabla 2.11	Obtención de masa del sistema de sellado horizontal.....	147
Tabla 2.12	Resumen de diámetros del eje de elevación.....	165
Tabla 2.13	Resumen final de chumaceras a emplearse.....	168
Tabla 2.14	Obtención de inercia de los elementos en movimiento.....	183
Tabla 2.15	Obtención de masa de sistema de frenado.....	189
Tabla 2.16	Resumen de diámetros del eje porta bobina.....	200
Tabla 2.17	Tamaños mínimos de soldadura para placas gruesas.....	206
Tabla 2.18	Peso que actúa en los pernos de la base del formado de funda.....	209
Tabla 2.19	Costos de materiales e insumos.....	219

Tabla 2.20 Costos insumos eléctricos.....	221
Tabla 2.21 Costos de insumos indirectos.....	221
Tabla 2.22 Costos de mecanizado.....	223
Tabla 2.23 Costos de imprevistos.....	223
Tabla 2.24 Costo total del proyecto.....	224
Tabla 2.25 Costo total de la construcción.....	224

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Dosificadora y selladora Vertical.	5
Figura 1.2 Envasadora y selladora Horizontal.....	6
Figura 1.3 Mordazas para sellado.....	7
Figura 1.4a Sistema de sellado	8
Figura 1.4b Esquema de arrastre por mordazas de sellado.....	9
Figura 1.5 Arrastre de funda por correas.	9
Figura 1.6 Dosificador volumétrico.....	11
Figura 1.7 Dosificador a Tornillo sin fin.....	12
Figura 1.8 Dosificador a pistón.....	12
Figura 1.9 Dosificador por pesaje.....	13
Figura 1.10 Engranajes Cónicos.....	14
Figura 1.11 Nomenclatura engranajes cónicos Rectos.....	15
Figura 1.12 Formas de acción de las cargas sobre los ejes.....	16
Figura 1.13 Factor Kt para chaveteros	17
Figura 1.14 Ilustración de montaje de chaveta.	18
Figura 1.15 Factor Kt para ejes escalonados	19
Figura 1.16 Cojinete de bolas y sus partes	20
Figura 1.17 Diferentes tipos de rodadura y rodamientos.....	21
Figura 1.18 Partes de una cadena de rodillos.....	22
Figura 1.19 Sistema de piñón Catalina.....	23
Figura. 1.20 Junta Atornillada.....	24
Figura 1.21 Perno sometido a carga doble.....	25

Figura. 1.22 Proceso de soldadura de los metales.	29
Figura 1.23 Esquema general del freno de banda.....	31
Figura 1.24 Elementos de accionamiento neumático.....	33
Figura. 1.25 Unidad de mantenimiento a) Símbolo; b) Partes.....	34
Figura 1.26 Válvula 3/2 N-M.....	35
Figura 1.27 Válvula 5/2 N-M.	35
Figura 1.28 Cilindro simple efecto a) Partes; b) Símbolo; c) Foto.....	36
Figura 1.29 Cilindro doble efecto a) Partes; b) Símbolo; c) Foto.	37
Figura 1.30 PLC Siemens Logo Power	38
Figura 1.31 Dosificador volumétrico.....	40
Figura 1.32 Formador de funda.....	41
Figura 1.33 Sistema de arrastre de funda.....	42
Figura 1.34 Sistema de sellado horizontal	43
Figura 2.1. Obtención de volumen en una probeta.....	46
Figura 2.2 Tolva con sus medidas y simbologías.....	49
Figura. 2.3 Prisma superior de la tolva.....	51
Figura 2.4 Prisma inferior de la tolva.....	52
Figura 2.5 Pirámide truncada	52
Figura 2.6 Pirámide truncada y sus medidas	54
Figura 2.7 Valores de K para una longitud efectiva.....	56
Figura 2.8 Diagrama de la carga excéntrica sobre la columna.....	58
Figura 2.9 Diagrama de distancia C de la columna	58
Figura 2.10 Prisma inferior de la tolva.....	60

Figura 2.11	Esfuerzo longitudinal en cilindro de pared delgada.....	61
Figura 2.12	Esfuerzo tangencial en cilindro de pared delgada.....	62
Figura 2.13	Plato dosificador y vasos dosificadores.....	64
Figura 2.14	Partes principales de la máquina a diseñar.....	65
Figura 2.15	Esquema del vaso volumétrico.....	66
Figura 2.16	Dimensión de vaso volumétrico para el orégano.....	67
Figura 2.17	Dimensión de vaso volumétrico para el anís.....	68
Figura. 2.18	Formador de funda.	70
Figura. 2.19	Tubo formador de funda.....	70
Figura 2.20	Diagrama de cilindro hueco.....	71
Figura 2.21	Representación de temperatura.....	74
Figura 2.22	Sistema de transmisión con engranes cónicos rectos.....	76
Figura 2.23	Engrane cónico recto de 32 dientes.....	77
Figura 2.24	Engrane y sus fuerzas.....	80
Figura 2.25	Plato Dosificador.....	81
Figura 2.26	Fuerzas en engranaje cónico recto... ..	83
Figura 2.27	Piñón cónico recto de 16 dientes.	85
Figura 2.28	Fuerzas en piñón cónico recto	87
Figura 2.29	Esquema de transmisión por catarinas.....	89
Figura 2.30	Transmisión para el sistema de dosificado.....	89
Figura 2.31	Fuerzas en la cadena de transmisión.....	92

Figura 2.32	Engrane cónico recto y plato dosificador.....	94
Figura 2.33	Eje para el plato dosificador y engranaje cónico recto.....	94
Figura 2.34	Diagrama de cuerpo libre eje vertical.....	95
Figura 2.35	Diagrama de fuerzas plano x-y.....	96
Figura 2.36	Diagrama de fuerzas y momento flector en el eje en x-y.....	97
Figura 2.37	Diagrama de fuerzas plano x-z.....	97
Figura 2.38	Diagrama de fuerzas y momento flector plano x-z.....	98
Figura 2.39	Secciones del eje a analizar.....	99
Figura 2.40	Geometría del eje de transmisión.....	103
Figura 2.41	Diagrama de cuerpo libre eje sistema transmisión.....	103
Figura 2.42	Diagrama de cuerpo libre catarina.....	104
Figura 2.43	Fuerzas que actúan sobre el eje x-y.....	105
Figura 2.44	Diagrama de fuerzas y momento flector en el eje x-y.....	106
Figura 2.45	Fuerzas que actúan sobre el eje en x-z.....	107
Figura 2.46	Diagrama de fuerzas y momento flector en el eje x-z.....	108
Figura 2.47	Dimensiones del eje de transmisión.....	108
Figura 2.48	Fuerzas presentes en la mordaza de sellado.....	115
Tabla 2.49	Fuerzas presentes en la mordaza de sellado	116
Figura 2.50	Dimensiones de mordaza vertical.....	117
Figura 2.51	Esquema mordaza vertical.....	119
Figura 2.52	Esquema del sistema de sellado Vertical.	120

Figura 2.53	Esquema del sistema de sellado Vertical.	121
Figura 2.54	Diagrama de sellado Vertical.	124
Figura 2.55	Diagrama de corte y momento.	125
Figura 2.56	Esquema para el diámetro equivalente	126
Figura 2.57	Eje soporte sellado vertical.....	128
Figura 2.58	Diagrama de cuerpo libre	129
Figura 2.59.	Diagrama de corte y momento	130
Figura 2.60	Dimensiones de mordazas horizontales.....	132
Figura 2.61	Esquema del sistema de sellado	134
Figura 2.62	Esquema del sistema de sellado horizontal	135
Figura 2.63	Cilindro Neumático Festo ADVU, ISO 6432.....	138
Figura 2.64	Mecanismo de sellado vertical.....	138
Figura 2.65.	Diagrama de cuerpo libre.....	139
Figura 2.66	Diagrama de corte y momento.....	140
Figura 2.67	Mecanismo de elevación sistema de sellado.....	143
Figura 2.68	Geometría de catarina lateral.....	145
Figura 2.69	Mecanismo de sellado horizontal.....	147
Figura 2.70	Esquema de fuerzas en catarinas.	149
Figura. 2.71	Esquema de fuerza en catarina centrales.....	151
Figura 2.72	Esquema de fuerza en catarina lateral.....	152
Figura. 2.73	Esquema de fuerzas en placa de giro de motor reductor.....	154

Figura 2.74	Esquema de fuerzas en el eje de elevación.....	155
Figura 2.75	Diagrama de cuerpo libre plano x-y	156
Figura 2.76	Diagrama de corte y momento plano x-y.....	157
Figura 2.77	Diagrama de cuerpo libre plano x-z.....	158
Figura 2.78	diagrama de corte y momento plano x-z.....	159
Figura 2.79.	Chumacera de pared serie SKF.	166
Figura 2.80.	Esquema de transformador de 110 V a 12V.....	169
Figura 2.81.	Transformador de 110 V a 12 V	169
Figura 2.82.	Dimensiones involucradas en el sellado.....	170
Figura 2.83	Temperaturas presentes en las Mordazas.....	171
Figura 2.84	Temperaturas presentes en las Mordazas.....	174
Figura 2.85	PLC SIEMENS.....	177
Figura 2.86	Diagrama de control de temperatura para dos termocuplas.....	178
Figura 2.87	Sistema de arrastre y guiado del plástico.....	179
Figura 2.88	Fuerzas que ejercen en el sistema de arrastre.....	182
Figura 2.89.	Dimensiones de la bobina de PLDE.	184
Figura 2.90	Diagrama de cuerpo libre freno de banda.....	186
Figura 2.91	Esquema de fuerzas en el eje porta bobina.....	190
Figura 2.92	Diagrama de cuerpo libre freno de polea.....	191
Figura 2.93	Diagrama de cuerpo libre plano y-z.....	192
Figura 2.94	Diagrama de corte y momento plano y-z.....	193
Figura 2.95	Diagrama de cuerpo libre plano x-z.	194
Figura 2.96	Diagrama de corte y momento plano x-z	195
Figura 2.97	Esquema de montaje de soporte de frenado.....	201

Figura 2.98 Diagrama de cuerpo libre de placa.	202
Figura 2.99 Esquema de la estructura de la máquina.....	205
Figura 2.100 Motor Ingelcom.....	213

GLOSARIO

- **Aislantes térmicos:** Un aislante térmico es un material usado en la construcción y la industria y caracterizado por su alta resistencia térmica.
- **Aislantes eléctricos:** se produce cuando se cubre un elemento de una instalación eléctrica con un material que no es conductor de la electricidad, es decir, un material que resiste el paso de la corriente a través del elemento que recubre y lo mantiene en su trayectoria a lo largo del conductor.
- **Cojinete:** es la pieza o conjunto de ellas sobre las que se soporta y gira el árbol transmisor de momento giratorio de una máquina. De acuerdo con el tipo de contacto que exista entre las piezas (deslizamiento o rodadura), el cojinete puede ser un cojinete de deslizamiento o un rodamiento respectivamente.
- **Chavetero:** es una ranura longitudinal que se corta un eje, para montar una cuña o chaveta que permita la transferencia de par torsional del eje al elemento transmisor de potencia.
- **Coefficiente de fricción o rozamiento:** expresa la oposición al deslizamiento que ofrecen las superficies de dos cuerpos en contacto
- **Densidad:** Es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa contenida en un determinado volumen de una sustancia
- **Dosificar:** Regular la cantidad o porción de otras cosas
- **Esfuerzo de fluencia:** Es el esfuerzo máximo que se puede desarrollar en un material sin causar una deformación plástica. Es el esfuerzo en el que un material exhibe una deformación permanente específica y es una aproximación práctica de límite elástico.
- **Inercia:** Es la propiedad que tienen los cuerpos de permanecer en su estado de reposo o movimiento, mientras no se aplique sobre ellos alguna fuerza, o la resistencia que opone la materia al modificar su estado de reposo o movimiento.

- **Presión:** Es una magnitud física vectorial que mide la fuerza en dirección perpendicular por unidad de superficie, y sirve para caracterizar cómo se aplica una determinada fuerza resultante sobre una superficie.
- **Impermeables:** un material que no muestra permeabilidad
- **Máquina:** Una máquina es un conjunto de elementos móviles y fijos cuyo funcionamiento posibilita aprovechar, dirigir, regular o transformar energía o realizar un trabajo con un fin determinado.
- **Mecanismo:** Es un conjunto , que a través de sólidos resistentes, elementos elásticos, etc, móviles unos respecto de otros, unidos entre sí mediante diferentes tipos de uniones, llamadas así pares cinemáticos (pernos, uniones de contacto, pasadores, etc.), cuyo propósito es la transmisión de la Energía mecánica y de su estudio se ocupa la mecánica.
- **Materiales:** Son elementos que pueden transformarse y agruparse en un conjunto. Los elementos del conjunto pueden tener naturaleza *real* (tangibles), naturaleza *virtual* o ser totalmente *abstractos*. Por ejemplo, el conjunto formado por cuaderno, temperas, plastilinas, etc.
- **Plásticos:** son sustancias formadas por macro-células orgánicas llamadas polímeros.
- **Polímeros:** (proviene del Griego: poly: muchos y mero: parte, segmento) son macromoléculas (generalmente orgánicas) formadas por la unión de moléculas más pequeñas llamadas monómeros
- **Polimerización:** Reacción química en la que varias moléculas se combinan para formar otra, de elevado peso molecular, y en la que se repiten unidades estructurales identificables con las moléculas que la originaron.
- **Sellado:** Acción de sellar alguna cosa para cerrarla o taponarla
- **Rodamientos:** Es el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1. GENERALIDADES

En el presente capítulo se enfoca en la recolección de la información básica de los elementos, mecanismos y materiales que van a estar inmersos en el diseño y construcción de la máquina dosificadora de condimentos (orégano y anís), se enfocará en el análisis del material plástico y sus propiedades para productos alimenticios.

Se analizará los mecanismos de dosificado y arrastre para el posterior sellado así como, los elementos que pueden utilizarse para el diseño de los mecanismos respectivos que conformarán la máquina dosificadora.

1.1 ENVASES PLÁSTICOS.

Los plásticos son sustancias formadas por macro-células orgánicas llamadas polímeros, estos son grandes agrupaciones de compuestos químicos naturales o sintéticos unidos mediante un proceso químico llamado polimerización. Proporcionan un balance necesario de propiedades que no se puede lograr con otros materiales como resistencia con poco peso, color, tacto agradable y resistencia a la degradación ambiental y biológica.

Los polímeros habitualmente llamados plásticos, son en realidad materiales sintéticos que pueden alcanzar el estado plástico, cuando el material se encuentra en estado viscoso o líquido y no ofrecen ninguna resistencia a esfuerzos mecánicos, estos estados se consiguen cuando el material es calentado a una determinada temperatura el cual cambia del estado sólido a líquido.

Las propiedades y características de la mayoría de los plásticos son las siguientes:

- Facilidad para moldear a una determinada forma.
- Poseen baja densidad.

- Suelen ser impermeables.
- Son buenos aislantes térmicos y eléctricos.
- Tienen bajo costo de producción.

1.1.1 Envases flexibles usados en la industria alimenticia.¹

Un empaque flexible es un material que por su naturaleza se puede manejar en máquinas de envolturas o de formado, llenado-sellado y que está constituido por uno o más de los siguientes materiales básicos: papel, celofán, aluminio o plástico y puede presentarse para el usuario en rollos, fundas, hojas o etiquetas, ya sea en forma impresa o sin impresión. El celofán fue inventado por el químico suizo Jacques Brandeburger en 1908. Llegó a ser desde 1930, el material de empaque más importante después del polietileno, aunque en la actualidad ha sido desplazado por películas plásticas de diversa índole, entre ellas el polipropileno y el poliéster.

Los envases flexibles, por encima de todo, deben cumplir una misión fundamental, que es la de preservar el producto en su interior desde el momento en que es envasado, hasta el momento en que es abierto por el consumidor final.

1.1.2 Propiedades fundamentales de los envases.

Muchas de las cualidades deseables obtenibles de los envases flexibles están íntimamente relacionadas con las propiedades de los plásticos, desde el punto de vista de sus aplicaciones; sus principales características son:

- Deben tener una resistencia mecánica adecuada, debido a que algunos productos tienen aristas cortantes y puntas agudas; por ejemplo galletas, fideos, bocaditos., etc.

¹ <http://www.mespack.com/es/tecnologia-innovacion/materiales-envoltura>

- Deben contar con una protección que no permita el ingreso de oxígeno, vapor de agua, gases, etc., para evitar que el producto envasado no altere sus estructuras y composición interna con la presencia de microorganismos.
- Deben permitir un sellado hermético, todos los empaques flexibles deben ser cerrados de alguna manera, y la gran mayoría lo son por termo sellado, es decir, unir dos capas de similares características hasta que las dos capas se solidifiquen formando una sola capa.

1.2 CONDIMENTOS²

Los condimentos son sustancias alimenticias que se utiliza para sazonar, mejorar o realzar el gusto de los alimentos, haciéndolos más apetitosos, más digeribles, para conservarlos mejor o aun, para complementar o lograr armonía entre todos los ingredientes de la preparación sin alterar el sabor natural de lo que se cocina.

1.2.1 Características de las hierbas aromáticas y de las especias.

- **Hierbas aromáticas. (Orégano)**

Las hierbas aromáticas se usan en la cocina tanto con fines gastronómicos como con la intención de conseguir los beneficiosos efectos que algunas plantas medicinales podrían generar en nuestro organismo. Se han de emplear siempre en dosis controladas y se debe tener cuenta sus posibles efectos secundarios. Como es el caso del orégano.

Las hojas de orégano, frescas o secas, se utiliza Es un condimento indispensable para la cocina italiana, especialmente para las pizzas y además se utiliza para adobar todo tipo de carnes, etc. Parece ser que el orégano posee ciertas propiedades digestivas, además del agradable sabor que transmite a los alimentos, pero se debe usar con precaución debido a su fuerte aroma.

² <http://www.alimentacion-sana.com.ar/informaciones/novedades/condimentos.htm>

- **Especias. (Anís)**

Es una planta de alrededor de unos 70 cm de altura con un tallo cilíndrico, erguido y ramificado en lo alto, posee pequeñas flores blancas se agrupan en la parte superior del tallo. Estas semillas aromáticas tienen un sabor inconfundible y se obtienen enteras o en polvo. El anís se usa en platos picantes, postres, pasteles, platos dulces, cremas y bombonería. Se emplea con moderación y se agrega al inicio de la cocción ya que el sobrecalentamiento perjudica su sabor.

1.3 TIPOS DE MÁQUINAS DOSIFICADORAS Y SELLADORAS

Existen muchos tipos de máquinas dosificadoras y selladoras para el envasado o empaclado de productos, de las cuales algunas han sido desarrolladas para un solo tipo de producto, en general se puede considerar los siguientes tipos: Verticales, Horizontales, Flowpack, Sobre envolturas (Wrapping), Twist wrapping, etc.

De estas, las de tipo Verticales y Horizontales son las que se va a considerar como posibles alternativas de estudio y diseño ya que son las más comunes para el envasado de productos secos, molidos, condimentos y esencias aromáticas.

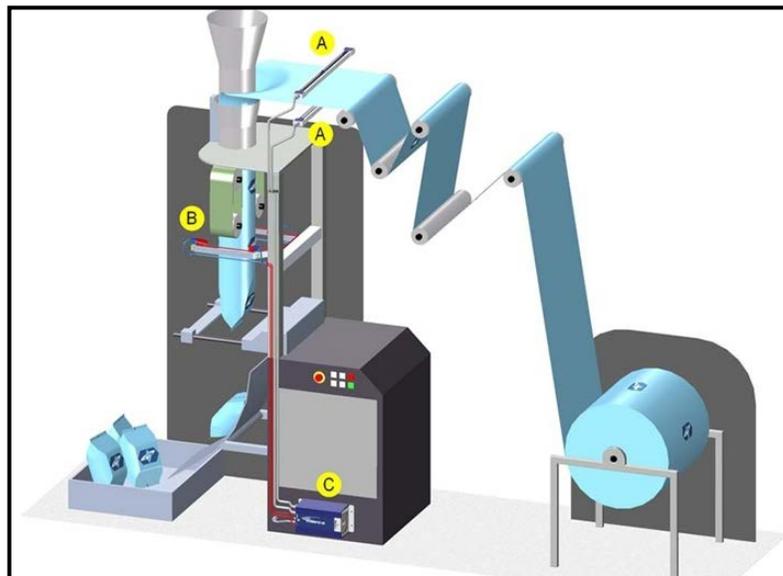
1.3.1 Máquina dosificadora vertical.

El término vertical indica la dirección principal de avance del material durante la confección. El material de empaque se alimenta desde la bobina a partir de la cual se da forma, llena y sucesivamente se cierra por termo-sellado (por arriba y por abajo). El material se desenrolla de la bobina y es conducido por diferentes rodillos guía hacia un conformador. El material flexible se enrolla alrededor del conducto de alimentación del producto, formando un tubo continuo en el que se suelda un pliegue longitudinalmente (parte posterior de la funda). El tubo ya formado, es arrastrado hasta las mordazas transversales en donde se produce el sellado transversal y corte. Mientras se está

sellando (parte inferior funda) se introduce el producto a envasar y una vez hecha la dosificación, la máquina vuelve a arrastrar el material para formar otro paquete.

En el momento que se para el arrastre, las mordazas transversales vuelven a ejercer presión para sellar y cortar. Es decir, sella la parte superior e inferior de la siguiente. Las fundas son evacuadas bien por gravedad o por una banda de arrastre.

Esta clase de máquinas son las usadas para el tipo de producto que se quiere envasar ver Figura 1.1.



Fuente: Internet ³

Figura 1.1 Dosificadora y selladora Vertical.

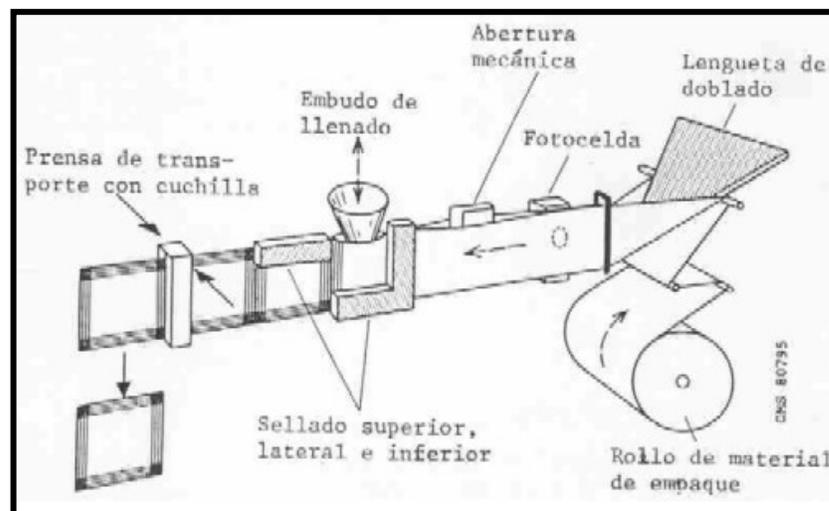
1.3.2 Máquina dosificadora horizontal.

Al igual que la dosificadora vertical el término horizontal indica la dirección principal de avance del material durante la confección del envase. Se usan principalmente en el empaque de productos de que se tengan que empaquetar unitariamente o en cantidades definidas. La carga del producto es manual, la variación y ajuste del tamaño del empaque o envase se obtienen por la acción de variadores de la velocidad del motor del

³ <http://www.electrostatica.net/envasadora-vertical-k152-a19.html>

mecanismo de arrastre del envase. Por lo general trabajan con polipropileno y laminados como material de envase.

Dos rodillos de arrastre laterales desenvuelven el material de empaque y lo hacen pasar por un dispositivo formador del tubo continuo. Simultáneamente otro par de rodillos efectúan el sello longitudinal. El producto que se ha cargado manualmente en un transportador de cadena es introducido a la funda formada a la altura de la caja formadora, otro par de rodillos tractores jalan el producto y el tubo continuo hasta un par de mordazas giratorias que realizan simultáneamente el sello superior, inferior, lateral del paquete. Ver figura 1.2.



Fuente: Internet⁴

Figura 1.2 Envasadora y selladora horizontal.

1.3.3 Mecanismos empleados en las máquinas dosificadoras y selladoras.

Los mecanismos en las máquinas selladoras y dosificadoras se las pueden encontrar con un sistema de accionamiento manual, semiautomático y/o automático, antes de empezar con este estudio es necesario conocer el funcionamiento principal de las diferentes máquinas, para poder elegir la mejor opción de diseño.

⁴ <http://www.fmv-uba.org.ar/posgrado/proaps/cvr/cvr-salr/pagina7.htm>

1.3.3.1 Técnicas de sellado.

Estas técnicas determinarán si la funda fabricada puede ser usada para empaquetar productos que serán de consumo humano o animal donde la utilización de pegamentos o químicos pueden resultar perjudicial para la salud, lo cual se puede dar al utilizar pegamentos, resinas o sustancias de tipo industrial.

Entre las técnicas utilizadas se tienen las siguientes:

- **Sellado por Ultra frecuencia:** Esta técnica es usada para sellar materiales como el cloruro de polivinilo (PVC), que consiste en colocar el termoplástico entre dos electrodos usándolo a manera de dieléctrico, cuando el material es expuesto a corrientes de alta frecuencia, la fricción de las moléculas que se trasladan de un lado a otro producen suficiente calor para el sellado.
- **Sellado adhesivo:** Este procedimiento involucra el uso de pegamentos y sustancias adhesivas para la unión de las partes plásticas para la formación de fundas, el sellado de estos materiales no es completamente impermeable.
- **Sellado Térmico:** Consiste en unir 2 proporciones superpuestas de un material mediante el uso de calor generado por niquelinas sobre barras calientes que unen las proporciones del material, permitiendo que la unión sea más resistente y tenga una apariencia más homogénea. Este último es el más utilizado. Ver Figura 1.3.



Alojamiento para la niquelina

Fuente: Internet⁵

Figura 1.3 Mordazas para sellado.

⁵ <http://www.packerservice.com/repuestos.html>

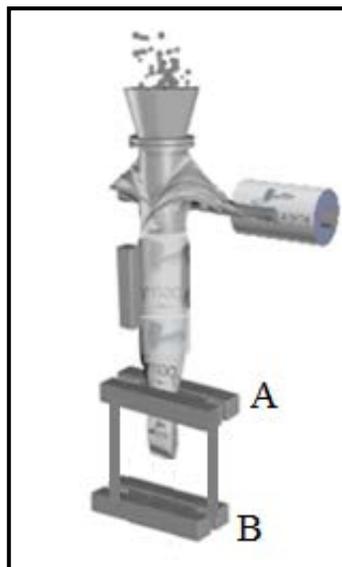
1.3.3.2 Sistema de arrastre del material de envasado.

Existen dos sistemas de arrastre del material de empaque en este tipo de máquinas para envasar y son:

1.3.3.2.1 Arrastre y sellado del material por mordazas.

Mientras se está produciendo el sellado transversal las mordazas se desplazan hacia abajo arrastrando el material y en este tiempo, con las mordazas en presión se produce la dosificación del producto. Cuando se abren cae la funda y a continuación las mordazas vuelven a subir para reiniciar la formación de la siguiente funda. Ver las figuras 1.4.a y 1.4.b

a)

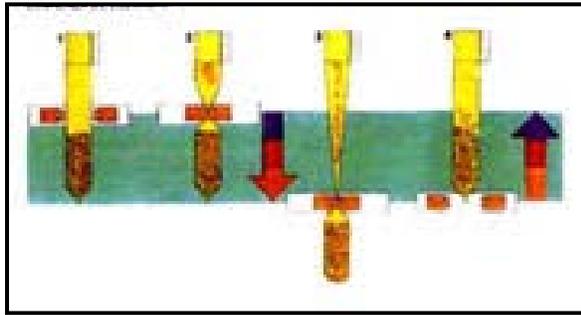


Fuente: Internet ⁶

Figura 1.4a Sistema de sellado

⁶ <http://www.packerservice.com/repuestos.html>

b)

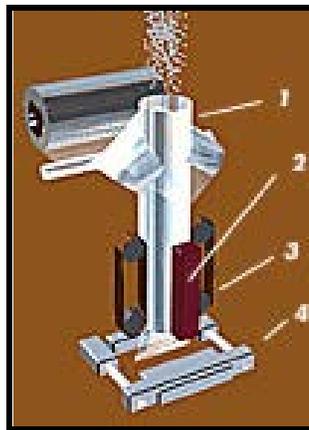


Fuente: Internet ⁷

Figura 1.4 b Esquema de arrastre por Mordazas de sellado.

1.3.3.2.2 Arrastre del material por correas y sellado por mordazas.

Este sistema, el arrastre de la funda se realiza por medio de unas correas que son accionadas por un mecanismo de transmisión. El principio físico en el cual se fundamenta el sistema, consiste en la diferencia entre los coeficientes de fricción que se encuentran en contacto, es decir, material plástico, correa de arrastre y tubo formador. Ver figura 1.5.



Fuente: Internet ⁸

Figura 1.5 Arrastre de funda por correas.

1) Tubo formador, 2) Mordaza vertical, 3) Correas de arrastre, 4) Mordazas Horizontales.

⁷ Iden 5

⁸ http://plaen.blogspot.com/2010_12_12_archive.html

1.3.3.3 Dosificación.

La dosificación, toma mucha importancia dentro de las industrias como son la alimenticia, farmacéutica, química, cosmética, etc., en las cuales se trata de optimizar estos procesos. Una solución es la utilización de máquinas que son una alternativa dentro del proceso de empaqueo de productos. Un ejemplo muy claro se lo ve en la industria alimenticia, en la cual se debe empaquear cantidades iguales de caramelo, jarabe entre otros.

1.3.3.3.1 Tipos de dosificación.

En los diferentes tipos de máquinas empleadas para el envasado o empaqueo de productos con sistemas automáticos y semiautomáticos, se utilizan distintas clases de dosificadores dependiendo del producto con el que se trabaje.

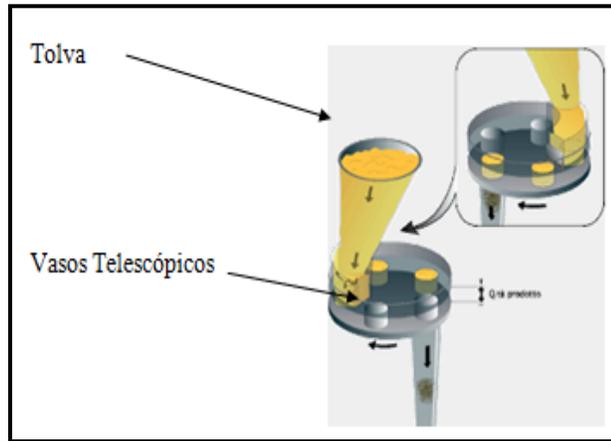
La función del dosificador es fraccionar de forma precisa y automática el producto a envasar, entre los dosificadores de uso más común son los siguientes:

- Dosificador Volumétrico.
- Dosificador a Tornillo Sin fin.
- Dosificador a pistón.
- Dosificador por gravedad.

1.3.3.3.1.1 Dosificador volumétrico.

Consiste de una tolva que acumula el producto a envasar y unos vasos telescópicos que contendrán la cantidad de producto a envasar, la tolva puede ser alimentada manualmente o por un elevador automático por la envasadora. La cantidad de vasos depende directamente del producto a envasar y de las dimensiones de la funda.

Este tipo de dosificador está diseñado para productos sólidos homogéneos y para polvos tales como azúcar, garbanzos, fréjol, maíz, lentejas, pan rallado, esencias naturales, café en grano, sal, e incluso confites, etc. Ver Figura 1.6.



Fuente: Internet ⁹

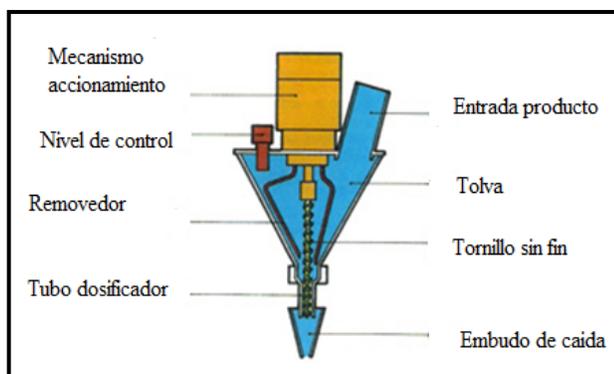
Figura 1.6 Dosificador volumétrico.

1.3.3.3.1.2 Dosificador a Tornillo Sin fin.

A igual que el dosificador volumétrico éste consiste de una tolva que también puede ser alimentada de forma manual o automática, sirve para dosificar polvos de difícil deslizamiento.

Un tornillo sin fin es el encargado de transportar el producto y un removedor de giro independiente a este evita la aglomeración del producto. Dependiendo del tipo de producto a dosificar se ajusta la cantidad de vueltas que el tornillo girará. Generalmente se construyen en acero inoxidable. Ver figura 1.7.

⁹ <http://www.icaspa.it/spagnolo/more007.htm>



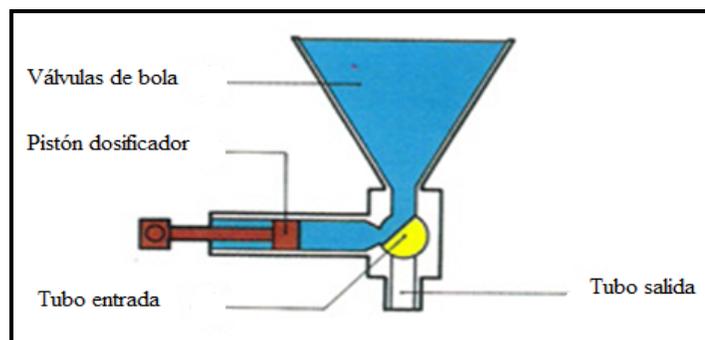
Fuente: Internet ¹⁰

Figura 1.7 Dosificador a Tornillo sin fin.

1.3.3.1.3 Dosificador a pistón.

Se utiliza para productos líquidos y semilíquidos. Consiste en uno o más recipientes herméticos donde se ubica el líquido y mediante uno o más pistones; el producto es desalojado del recipiente y llevado hacia la salida del dosificador para envasarse en la funda confeccionada.

Se fabrican en acero inoxidable y como los demás sistemas se los puede adaptar en máquinas o equipos que funcionen de forma semiautomática en pequeñas producciones, es ideal para productos viscosos como shampoo, yogur, grasa, tomate triturado, jaleas, etc., además es ideal para envasar líquidos como agua, jugos, vinos. Ver figura 1.8



Fuente: Internet ¹¹

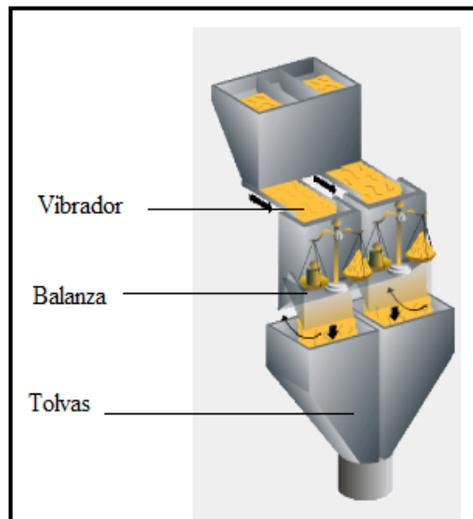
Figura 1.8 Dosificador a pistón.

¹⁰ <http://www.postpacksl.com/web/horizontal-dosif.php?lang=1>

¹¹ <http://www.postpacksl.com/web/horizontal-dosif.php?lang=1>

1.3.3.3.1.4 Dosificador por pesaje.

Este tipo de dosificadores son ideales para trabajar con cualquier tipo de producto sólido, polvo, o snack de forma irregulares. Poseen un alimentador de carga de forma vibratoria, lo que evita la rotura del producto. El control del peso de lo realiza de forma digital, realizando dosificaciones de alta precisión. Este tipo de dosificadores tienen un precio alto debido a los mecanismos que se requiere. Ver figura 1.9.



Fuente: Internet ¹²

Figura 1.9 Dosificador por pesaje.

¹² <http://www.icaspa.it/spagnolo/more007.htm>

1.4 ELEMENTOS UTILIZADOS EN EL DISEÑO

1.4.1 Engranajes cónicos rectos.¹³

Este tipo de engranajes se utilizan para efectuar la transmisión de movimiento de ejes que se cortan en un mismo plano es decir entre ejes paralelos, generalmente en ángulo recto, por medio de superficies cónicas dentadas.

Los engranajes cónicos de forma típica, se construyen para ángulos que operan en ejes a 90° entre sí, pero pueden producirse para cualquier otro ángulo. Ver Figura 1.10.



Fuente: Internet¹⁴

Figura. 1.10 Engranajes Cónicos

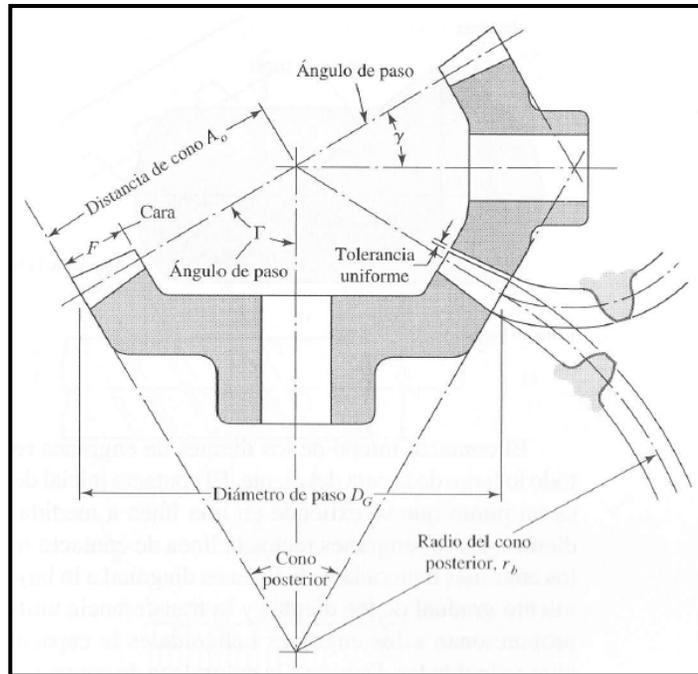
1.4.1.1 Nomenclatura de engranajes cónicos.

Los engranajes cónicos rectos se obtienen mediante la utilización de diferentes métodos como la fundición, fresado, cepillado o con fresa madre.

En la figura 1.11 se presenta un esquema geométrico de engranajes cónicos rectos.

¹³ SHIGLEY. Joseph E y MISCHKE, Charles R, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta Edición, McGraw-Hill, México 2004, Pág. 858-859

¹⁴ <http://www.engranajesjuaristi.com/engranajes-conicos-rectos.php>



Fuente: SHIGLEY. Joseph E, Diseño en Ingeniería Mecánica, Pág. 859

Figura. 1.11 Nomenclatura engranajes cónicos Rectos

Como se puede observar en la figura 1.11, el paso del engrane cónico se lo mide en el extremo mayor del diente y el paso circular. Obsérvese que la tolerancia es exacta y uniforme en todos los diente. El diámetro de paso se lo calcula de la misma manera que en los engranajes rectos y los ángulos de paso se definen por los conos de paso uniéndose en el ápice.

Los engranajes cónicos de dientes rectos estándares se cortan con un ángulo de presión de 20° , esto incrementa la relación de contacto y la resistencia del piñón.

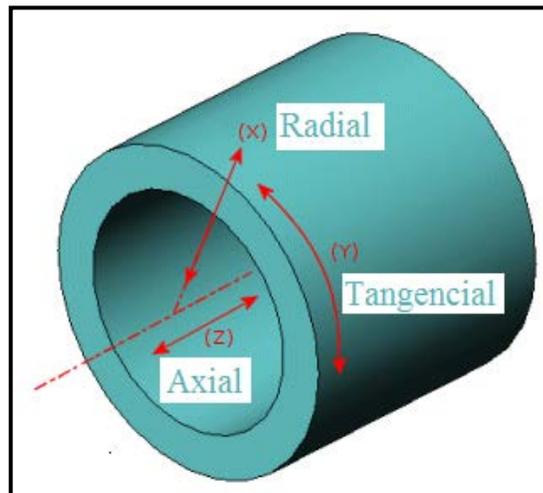
1.4.2 Ejes de transmisión.¹⁵

Un eje de transmisión (o flecha) es un elemento cilíndrico de sección transversal circular, que puede estar fijo o girando, sobre el que se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, manivelas o manubrios, así como otros elementos mecánicos de transmisión de fuerza o potencia. El término eje también abarca otras variedades, como los ejes de soporte y los husillos. Un eje de soporte es aquel que no transmite carga de torsión y puede ser fijo o rotatorio mientras que un husillo es un eje de transmisión rotatoria de corta longitud.

El diseño de una flecha en realidad comienza después del diseño propio de la máquina que dictará ciertos elementos que se adaptarán al eje en si, como puede ser engranajes, poleas, etc., que se tendrán que analizar parcialmente y determinar en forma tentativa el tamaño y espaciamiento.

Las fuerzas que actúan sobre un eje pueden ser:

Radial: En el sentido del radio, **Axial:** En el eje geométrico de la barra, **Tangencial:** Perpendicular al radio de la barra. Ver figura 1.12



Fuente: Autores.

Figura. 1.12 Formas de acción de las cargas sobre los ejes.

¹⁵SHIGLEY, Joseph E y MISCHIKI, Charles R, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición, McGraw-Hill, México 2004, Pág. 1118

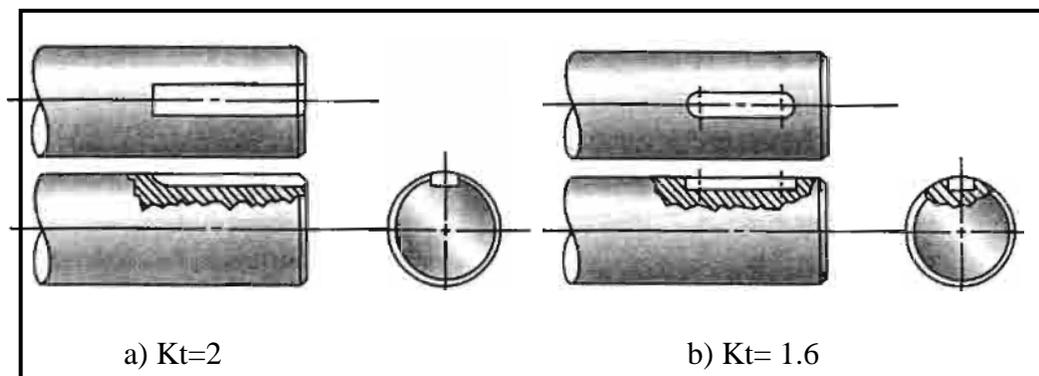
Los elementos de transmisión de potencia como engranajes y poleas, deben montarse cerca de los cojinetes de soporte, lo cual reduce la deflexión del eje y en consecuencia reduce el momento por flexión.

1.4.2.1 Factor de concentraciones de esfuerzos en los ejes.

Los factores de concentración de esfuerzos son discontinuidades geométricas encontradas comúnmente en los ejes de transmisión de potencia como son chaveteros, escalones, perforaciones y ranuras para anillos de seguridad.

A continuación se presentan los siguientes casos:

- **Chavetero:** es una ranura longitudinal que se corta en un eje, para montar una cuña o chaveta que permita la transferencia de par torsional del eje al elemento transmisor de potencia, o viceversa. Ver figura 1.13.

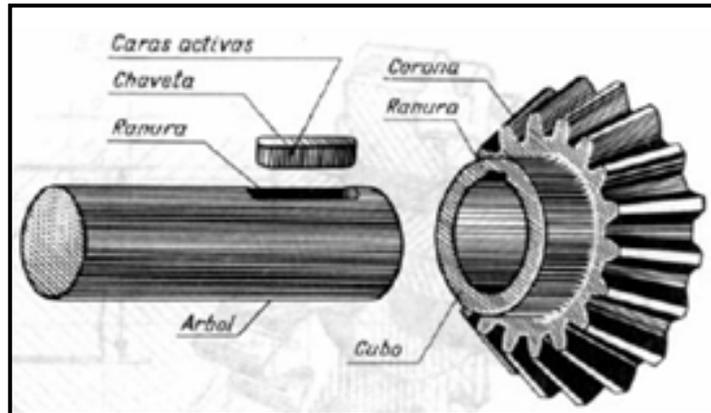


Fuente: Robert Mott, Diseño de Elementos de Máquinas. Pág. 541

Figura. 1.13 Factor Kt para chaveteros

Se aplica cada uno de estos valores al cálculo del esfuerzo flexionante en el eje, tomando como base su diámetro total.

La cuña o chaveta es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional. La cuña es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema en el eje. Ver figura 1.14

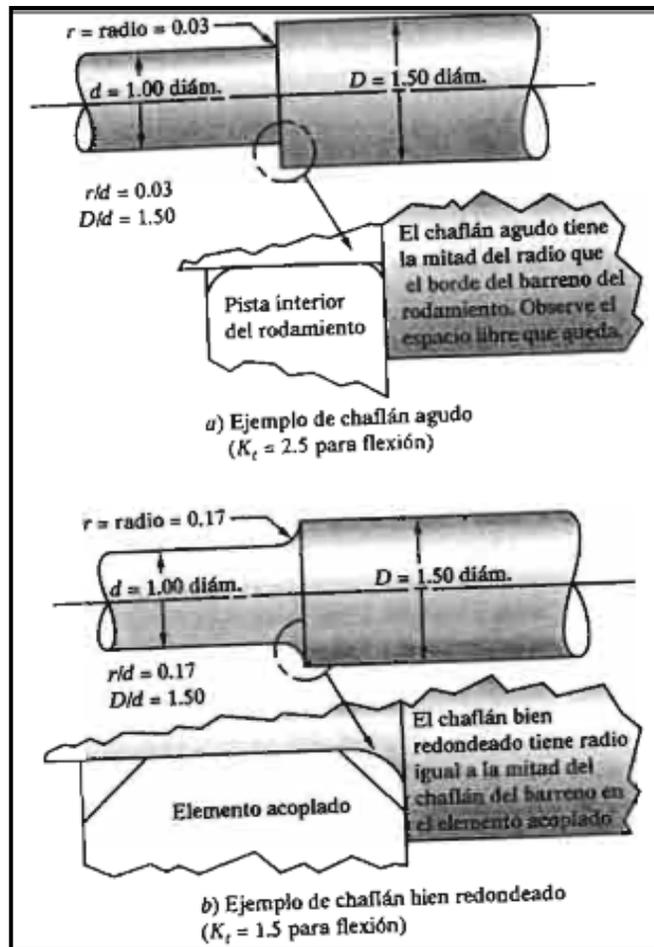


Fuente: <http://www.plusformacion.com/Recursos/r/Chavetas-lenguetas>

Figura. 1.14 Ilustración de montaje de chaveta.

- **Chaflanes en escalones:** Cuando en un eje se presenta un cambio de diámetro para formar un escalón contra el cual se va a colocar algún elemento de una máquina, se produce una concentración de esfuerzos.

Se recomienda que el radio del chaflán (o radio de tangencia) sea el mayor posible para minimizar la concentración de esfuerzos. Estos de valor de (K_t) se los puede obtener a través de tablas que se encuentran en los anexos adjuntos. Ver figura 1.15.



Fuente: Robert Mott, Diseño de Elementos de Máquinas. Pág. 542

Figura. 1.15 Factor K_t para ejes escalonados

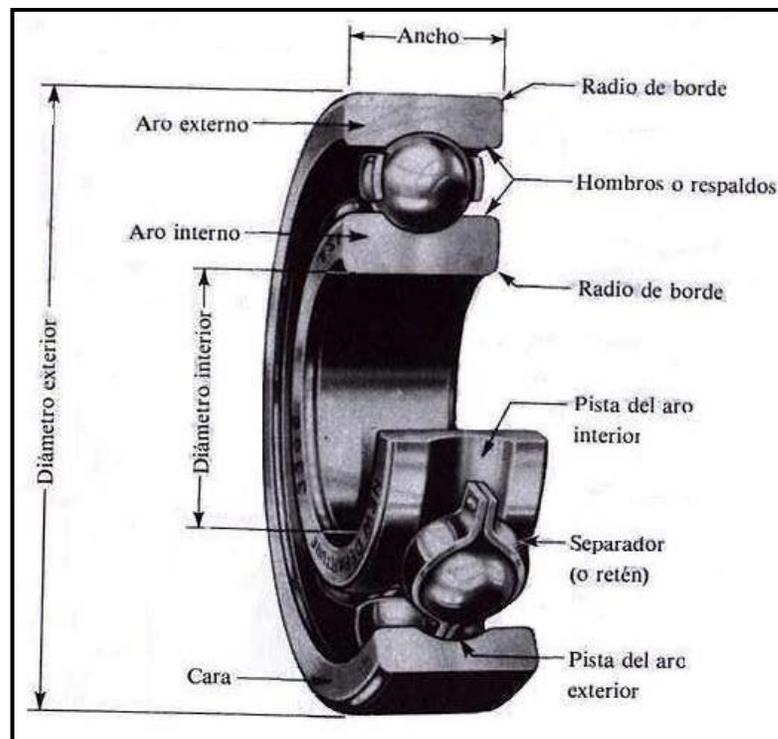
- **Ranuras para escalones:** Los anillos de retención se usan en muchas funciones de localización en los ejes. Para un diseño preliminar $K_t = 3$ al esfuerzo flexionante en una ranura para el anillo de retención.

1.4.3 Rodamientos o cojinetes.¹⁶

Las expresiones cojinete de contacto directo y cojinete antifricción se emplean para describir aquellos en los que la carga principal se transmite a través de elementos que están en contacto de rodadura y no de deslizamiento. Los cojinetes están sometidos a factores de cargas por fatiga, desgaste, rozamiento, calentamiento, resistencia a la corrosión problemas cinemáticos, propiedades de los materiales, lubricación tolerancias de maquinado, ensamble, utilización y costo.

Los cojinetes se fabrican para soportar cargas puramente radiales, de empuje puro o una combinación de ambas

El cojinete cuenta con cuatro partes esenciales, que son el anillo o aro exterior, el anillo o aro interior, las bolas o elementos rodantes y el separador. Ver figura 1.16.

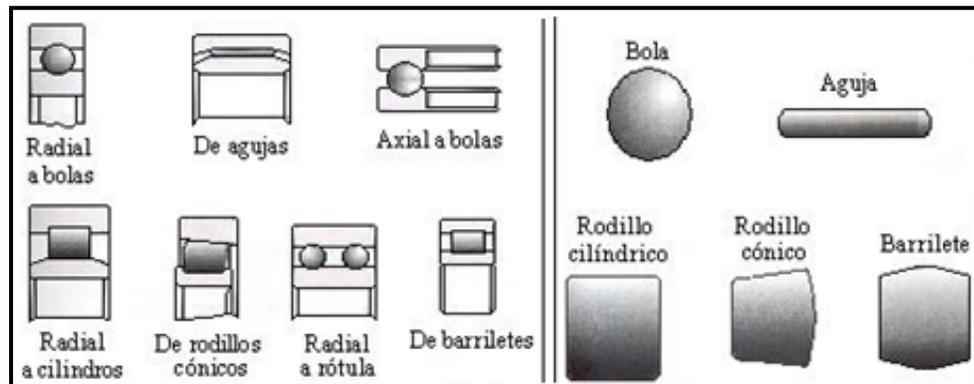


Fuente: SHIGLEY, Joseph E., Diseño en Ingeniería Mecánica.

Figura. 1.16 Cojinete de bolas y sus partes

¹⁶SHIGLEY, Joseph E y MISCHIKI, Charles R, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición, McGraw-Hill, México 2004, Pág. 698-699

Los rodantes que están interpuestos entre los anillos pueden variar su forma geométrica ya que esto puede depender del uso al que van a ser destinado. Estos elementos de rodadura pueden ser de diferentes formas (bolas, rodillos cilíndricos, agujas, etc.) dando como resultado diferentes tipos de rodamientos. Estos tipos de cojinetes se los aprecia en la figura 1.17.



Fuente: Internet ¹⁷

Figura. 1.17 Diferentes tipos de rodadura y rodamientos

1.4.4 Transmisión por cadenas.

Las características básicas principales de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante de velocidad, puesto que no hay resbalamiento o estirado, además proporciona larga vida o duración y la capacidad para impulsar cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz.

1.4.4.1 Cadenas.¹⁸

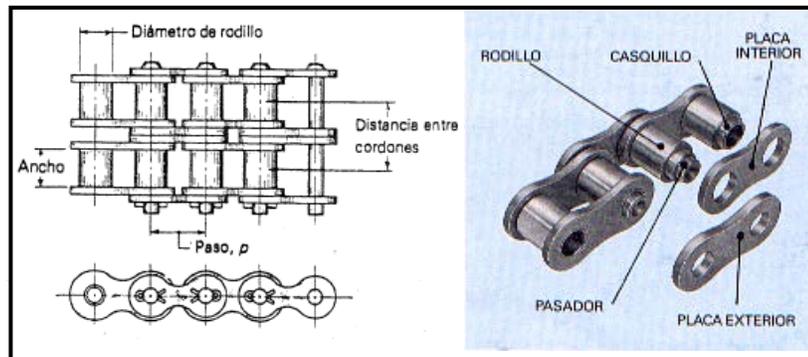
Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos. Este diseño permite tener flexibilidad y permite además

¹⁷ http://www.portaleso.com/portaleso/trabajos/tecnologia/mecanica/elementos_de_maquinas/rodadura.htm

¹⁸ http://www.skf.com/portal/skf_mx/home/products?contentId=870038

que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión. En la transmisión de potencia la cadena entra en ruedas dentadas, conocidas como catarinas o catalinas.

Las cadenas de rodillos las ha estandarizado el ANSI en lo relativo a tamaños y nomenclatura. Las características geométricas principales son el paso y el ancho, y por éstas magnitudes se realiza la selección de la cadena. Ver figura 1.18



Fuente: Internet¹⁹

Figura. 1.18 Partes de una cadena de rodillos

1.4.4.2 Catarinas o catalinas.²⁰

Las catalinas son parte importante de la transmisión por cadenas. El tipo de catalina debe adaptarse a la cadena utilizada en la transmisión. Hay tres tipos de catalinas distintas, según el sistema de fijación en el eje. SKF ofrece catalinas con agujero terminado y enchavetado. Además, SKF suministra catalinas sencillas emparejadas. Ver figura 1.19

¹⁹ <http://electromacanica.blogspot.com/2011/08/generalidades-transmision-por-cadena.html>

²⁰ http://www.skf.com/portal/skf_mx/home/products



Fuente: Internet ²¹

Figura. 1.19 Sistema de piñón Catalina

Las catalinas con agujero terminado y enchavetado deben montarse en un eje con una chaveta similar, que se ajuste a la catalina. Las catalinas con agujero en bruto se fijan en el eje con un casquillo o cubo, mientras que aquellas para casquillo cónico, se fijan en el eje con un casquillo cónico.

1.4.5 Pernos

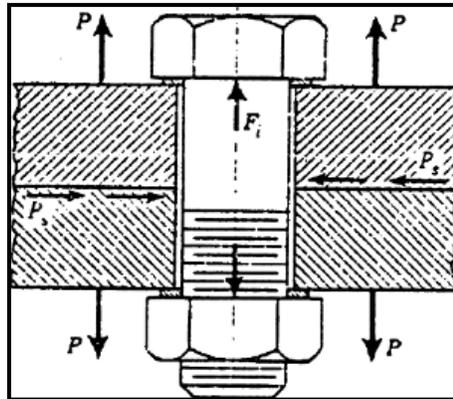
Un perno es un sujetador con cabeza y vástago recto roscado, pensado para utilizarse con una tuerca, a fin de mantener unido un conjunto. Un perno está fabricado para ser mantenido estacionario, en tanto que se aprieta una tuerca sobre el mismo para hacer la unión.

Una de las aplicaciones principales de los pernos y tuercas es sujetar las piezas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas colocan los pernos a tensión. Es práctica común precargar la unión apretando los pernos con un par de torsión suficiente para crear cargas a tensión cercanas a su resistencia de prueba.

²¹ http://www.skf.com/portal/skf_mx

1.4.5.1 Selección de pernos para soportar carga a tensión

Se supone que el perno tiene una precarga inicial y se aplica una carga P tal como se esquematiza en la figura 1.20. Esta carga P se reparte entre el perno y las piezas unidas respectivamente. El reparto depende de la relación entre las rigideces de ambos elementos siempre que se mantenga el contacto.



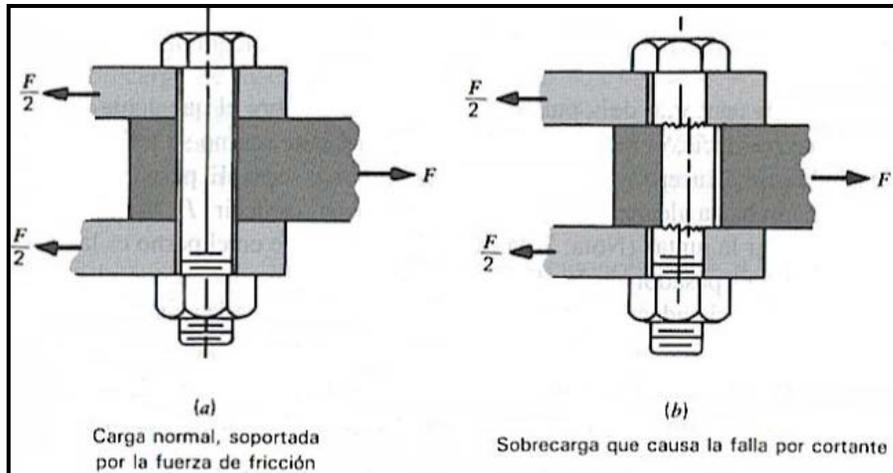
Fuente: SHIGLEY, Joseph E., Diseño en Ingeniería Mecánica.

Figura. 1.20 Junta Atornillada.

1.4.5.2 Selección de pernos para soportar carga a corte

Los pernos sirven también para resistir cargas al cortante. Según se observa en la figura 1.21, aunque esta aplicación es más común en el diseño estructural que en el diseño de máquinas. La precarga a tensión en este caso tiene la finalidad de crear elevadas fuerzas de fricción entre los elementos atornillados que pueden resistir la carga por cortante. Por lo que, los pernos siguen cargados a tensión con alta precarga.

Si la fricción en la unión no es suficiente para soportar las cargas de cortante, entonces los pernos quedarán colocados a cortante directo.



Fuente: SHIGLEY, Joseph E., Diseño en Ingeniería Mecánica.

Figura 1.21 Perno sometido a carga doble.

1.4.6 Materiales empleados en la fabricación de la máquina.

1.4.6.1 Acero Inoxidable - AISI 304.

Los aceros inoxidable son aleaciones de hierro con un mínimo de un 10,5% de cromo. Sus características se obtienen mediante la formación de una película adherente e invisible de óxido de cromo.

La aleación 304 es un acero inoxidable austenítico de uso general con una estructura cúbica de caras centradas. Su bajo contenido en carbono con respecto a la aleación 302 otorga una mejor resistencia a la corrosión en estructuras soldadas.

Algunos tipos de acero inoxidable contienen además otros elementos aleantes, como es el níquel y el molibdeno. Su propia resistencia a la corrosión y sus propiedades higiénicas hacen del acero inoxidable el material más utilizado para el interior de recipientes, a continuación se detallan algunas de sus características:

- **Aséptica:** La dura superficie metálica hace que sea difícil que las bacterias se adhieran y sobrevivan en ella.
- **Totalmente neutro para los alimentos:** El sabor y el aspecto permanecen intactos, incluso cuando está en contacto con sustancias agresivas y ácidas de frutas y hortalizas.
- **Facilidad de limpieza:** Con tan sólo un mantenimiento mínimo, el acero inoxidable se puede mantener como nuevo durante décadas.
- **Atractiva apariencia:** Es un material moderno, que mantiene su apariencia a lo largo del tiempo, lo cual es uno de sus principales características.
- **Fácil de trabajar:** Puede ser fácilmente conformable, mediante diferentes técnicas como embutición, doblado, rolado, soldadura, etc. No altera el sabor de los productos alimenticios: Esta es una importante propiedad para alimentos e industria de bebidas. El acero inoxidable es fácil de limpiar, desinfectar o esterilizar y tiene perfecta resistencia a los agentes usados para esos propósitos como por ejemplo: Vapor a alta presión para esterilización.

Por las características mencionadas se sustenta la razón por la que las partes en contacto con el producto que se va a empacar deben ser elaboradas en este material.

1.4.6.1.1 Propiedades mecánicas del acero inoxidable.

En la Tabla 1.1 se pueden evidenciar las principales propiedades mecánicas que posee el acero inoxidable.

PROPIEDADES	ACERO INOXIDABLE
Serie	304
Esfuerzo Último (σ_u)	400 – 1000 MPa
Módulo de Elasticidad (E)	190 GPa
Módulo de Rigidez (G)	73.1 GPa
Relación de Poisson (V)	0.305
Peso Específico (w)	76 KN/m ³
Resistencia mínima a la Tensión (S_{ut})	568 MPa
Esfuerzo de fluencia (σ_y)	700 MPa
Resistencia a la deformación	0.45
Resistencia a la Fractura	1.67

Fuente: Libro ²²

Tabla 1.1 Propiedades mecánicas del acero inoxidable

1.4.6.2 Acero AISI 1018 (Acero de Transmisión)

Este tipo de acero es ideal para la fabricación de la estructura y de los componentes mecánicos que constará la máquina, debido a que estos aceros de bajo carbono, es un acero de cementación no aleado para piezas pequeñas exigidas principalmente al desgaste, buena soldabilidad y facilidad de maquinado. Se utiliza en la fabricación de partes para maquinaria como levas, uniones, bujes, pines, pernos de grado 3, ejes de transmisión con baja exigencia al torque. Por su ductilidad es ideal para procesos de transformación en frío como doblado y cortado.

²² TIMOSHENKO, Stephen, "Mecánica de Materiales", Segunda edición, Grupo Editorial Iberoamérica, Año 1986, México D.F., Pág.: 140

1.4.7 Soldadura.²³

La soldadura es un proceso de unión entre metales por la acción del calor, con o sin aportación de material metálico nuevo, dando continuidad a los elementos unidos.

Es necesario suministrar calor hasta que el material de aportación funda y una ambas superficies, o bien lo haga el propio metal de las piezas.

Deben evitarse porosidades y grietas añadiendo elementos de aleación al metal de aportación, y sujetando firmemente las piezas que se quieren soldar para evitar deformaciones. También puede suceder que la zona afectada por el calor quede dura y quebradiza. Para evitar estos efectos indeseables, a veces se realizan precalentamientos o tratamientos térmicos posteriores.

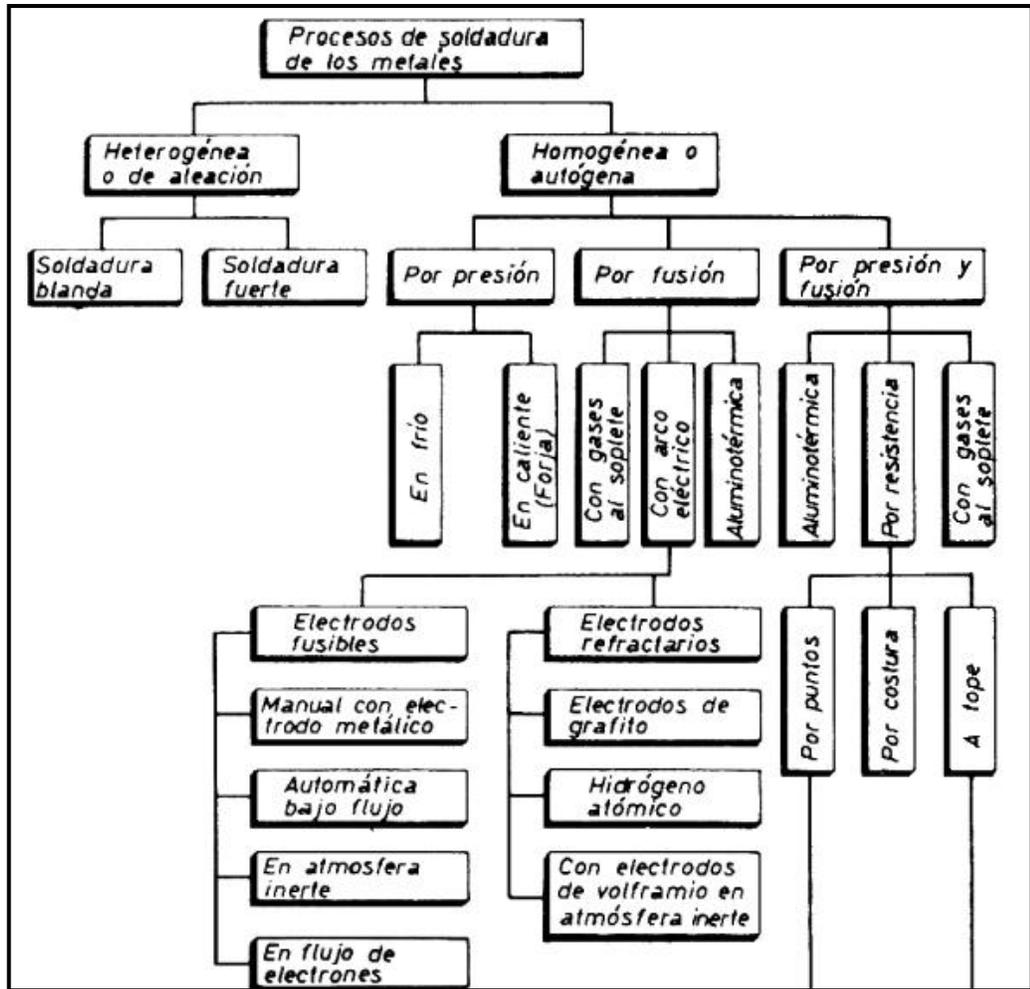
1.4.7.1 Clasificación de los tipos de soldadura

Se pueden distinguir primeramente los siguientes tipos de soldadura:

- **Soldadura heterogénea.** Se efectúa entre materiales de distinta naturaleza, con o sin aporte: o entre metales iguales, pero sin el uso de aporte. Puede ser blanda o fuerte.
- **Soldadura homogénea.** Los materiales que se sueldan y el aporte, si lo hay, son de la misma naturaleza. Puede ser oxiacetilénica, eléctrica (por arco voltaico o por resistencia), etc.

Si no hay aporte, las soldaduras homogéneas se denominan autógenas. Es aquella que se realiza sin aporte, de manera que se unen cuerpos por medio de la fusión de los mismos así, al enfriarse, forman un solo cuerpo. Ver figura 1.22

²³ <http://tecnologiafuentenueva.wikispaces.com/file/view/Soldadura.pdf>



Fuente: Internet ²⁴

Figura. 1.22 Proceso de soldadura de los metales.

1.4.8 Selección de motor eléctrico.

La principal razón para la selección correcta de un motor dentro de una industria es que este realice un trabajo de manera óptima, sin problemas en su funcionamiento. Para lo cual se va a considerar los siguientes criterios para su selección:

²⁴ <http://tecnologiafuentenueva.wikispaces.com/file/view/Soldadura.pdf>

1.4.8.1 Voltaje dentro de las instalaciones de la empresa.

Se debe de tomar en cuenta el nivel del voltaje con el que se trabaja en la empresa para poder solicitar uno de las características exactas. Y de esta manera que la potencia del motor al momento de realizar su trabajo sea la correcta, para no esforzar la máquina y sus componentes internos.

1.4.8.2 Frecuencia.

La frecuencia se considera especialmente para poder obtener un valor correcto en la velocidad del motor. La frecuencia en Ecuador es de 60Hz.

1.4.8.3 Carga a mover por el motor.

Se debe realizar un correcto dimensionamiento de la carga que el motor va a mover para poder solicitar uno con la potencia necesaria para dicho trabajo. En el caso de una sobrecarga en el motor se debe considerar el dimensionamiento de la protección al motor.

1.4.8.4 Tipo de arranque del motor.

Se debe tomar en cuenta el tipo de arranque que se seleccionará, debido a que este produce una disminución en el torque de inicio y repercutirá en la potencia de arranque.

1.4.8.5 Velocidad de trabajo del motor.

La velocidad dependerá del trabajo que el motor realizará. En el caso de estar en una cadena de trabajo deberá ser considerado en igual proporción con los otros ya instalados o diseñados.

1.4.8.6 Clase de Servicio.

Según la normativa para máquinas eléctricas, se distinguen las tres formas de trabajo:

- Permanente o continuo.
- Corta duración.

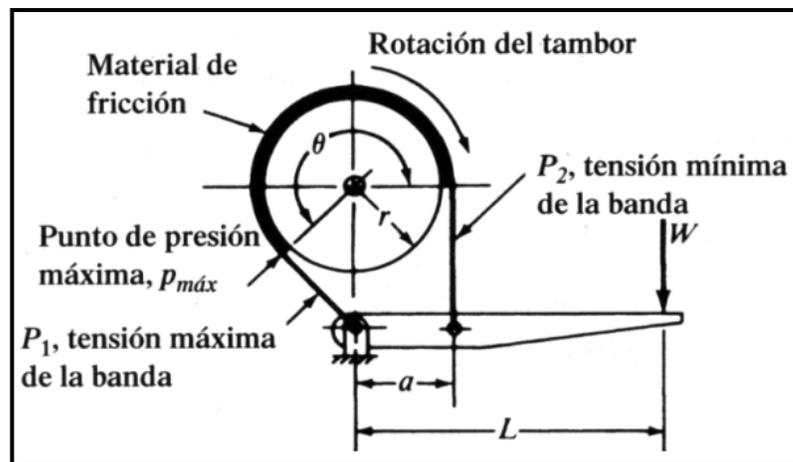
- Intermitente.

Según el tipo de servicio se debe seleccionar un factor de seguridad (Fs) para descartar cualquier avería por calentamiento o por los continuos arranques que se requiera. Este factor es tabulado por los fabricantes de motores eléctricos.

1.4.9 Freno de banda.²⁵

Es el dispositivo más sencillo de frenado, el cual funciona con una banda de fricción, la misma que se adapta a la curvatura de la polea o tambor. La aplicación de la fuerza a la palanca hace tensar a la banda, lo cual produce que haya fricción entre la banda y la polea respectivamente. La fuerza normal creada produce la fuerza de fricción tangencial a la superficie del tambor y lo retarda. El par torsional neto sobre el tambor que gira como se muestra en la figura 1.23 es:

$$T_f = (P_1 - P_2) * r \quad (\text{Ec. 1})$$



Fuente: Robert Mott, Diseño de Elementos de Máquinas.

Figura 1.23 Esquema general del freno de banda.

La relación entre la tensión mínima y la tensión máxima es una función logarítmica.

²⁵Robert Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta Edición, Editorial PARSON, Pág. 860

$$P_2 = \frac{P_1}{e^{f \cdot \theta}} \quad (\text{Ec. 2})$$

Si el tambor mostrado en la figura estuviese girando en sentido contrario al indicado.

$$P_1 = \frac{P_2}{e^{f \cdot \theta}} \quad (\text{Ec. 3})$$

El punto de máxima presión sobre el material de fricción está en el extremo más cercano a la máxima tensión P_1 .

$$P_1 = P_{\text{máx}} * r * w \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

Θ : Ángulo total abarcado por la banda. (Rad)

f: Coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor. Ver Anexo 4, Tabla 3a.

$P_{\text{máx}}$: Presión máxima del material de fricción. (N/mm²)

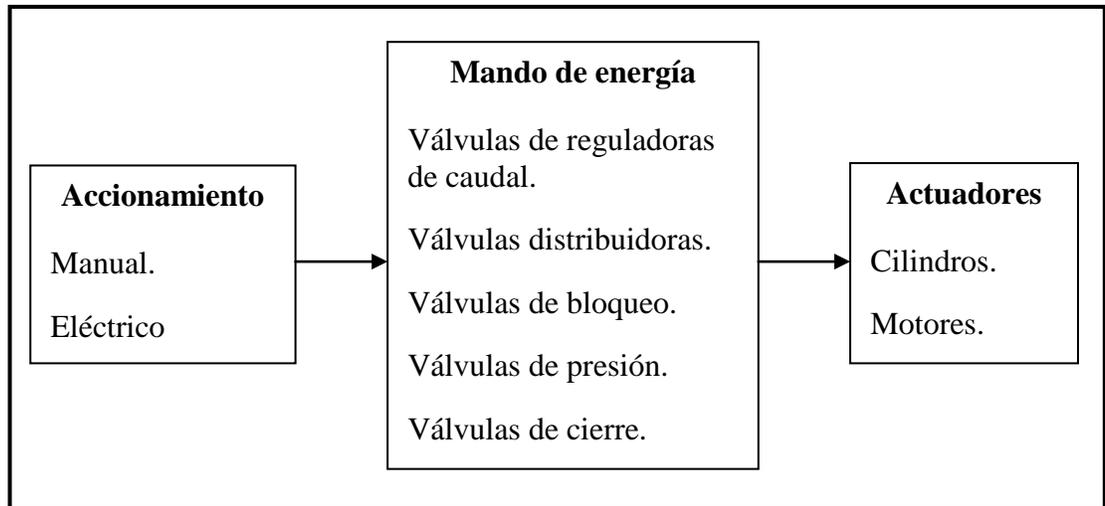
r: Radio del tambor o polea.

w: Ancho de la banda

1.4.10 Elementos de accionamiento neumático.

La neumática es una fuente de energía de fácil obtención y tratamiento para el control de máquinas y otros elementos sometidos a movimiento. La generación, almacenaje y utilización del aire comprimido resultan relativamente baratos y además ofrece un índice de peligrosidad bajo en relación a otras energías como la electricidad y los combustibles gaseosos o líquidos. Ofrece una alternativa altamente segura en lugares de riesgos de inflamación.

Los elementos de accionamiento neumáticos transforman la energía neumática en trabajo mecánico (presión- caudal en fuerza y velocidad). El traspaso de energía en la neumática se muestra en la siguiente figura 1.24.



Fuente: Los autores

Figura. 1.24 Elementos de accionamiento neumático

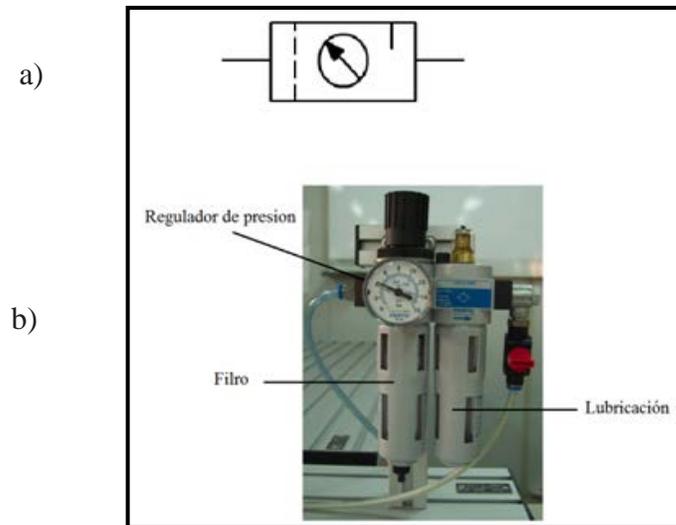
1.4.10.1 Instalaciones neumáticas.²⁶

En un circuito neumático requiere de una alimentación que lo haga trabajar. En este caso se utiliza aire comprimido, éste tiene que pasar por una etapa de acondicionamiento, previo a ser entregado al circuito, para de esta forma evitar daños a los componentes neumáticos y extender al máximo su vida útil. Para generar aire comprimido, se utiliza un compresor.

1.4.10.2 Unidad de mantenimiento.

La unidad de mantenimiento, tiene la función de limpiar el aire de las impurezas o cuerpos sólidos que entran al sistema, mediante un filtro con separador de agua. Cuenta además con un regulador de presión, el cual ajusta el aire comprimido suministrado a la presión del funcionamiento requerida y compensa las variaciones de la presión de entrada. Una flecha en el cuerpo, indica el sentido del flujo. El vaso del filtro posee un tornillo de drenaje para limpiar las impurezas, cuyo símbolo está en la figura 1.25.

²⁶ <http://www.arqhys.com/contenidos/plasticos-produccion.html>



Fuente: Los autores

Figura. 1.25 Unidad de mantenimiento.
a) Símbolo; b) Partes.

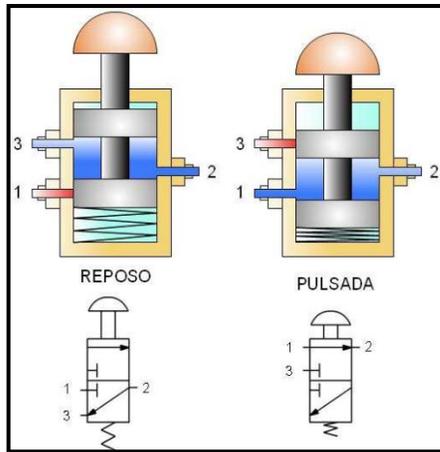
1.4.10.3 Elementos de mando.

Con el objetivo de controlar la circulación del aire en una dirección u otra se necesitan elementos de mando y control. Algunos de estos se describen a continuación:

1.4.10.3.1 Válvula 3/2.

Una de las principales aplicaciones es permitir la circulación de aire hasta un cilindro de simple efecto, así como su evacuación cuando deja de estar activado. A continuación se detalla brevemente su constitución interna. Figura 1.26.

Se trata de una válvula que se activa por un pulsador y retorna por un muelle. En estado de reposo, permite que el aire pase del terminal 2 hasta el 3 y que no pueda entrar por el 1. Cuando la activamos, el aire puede pasar del terminal 1 al 2 y no puede pasar por el 3.

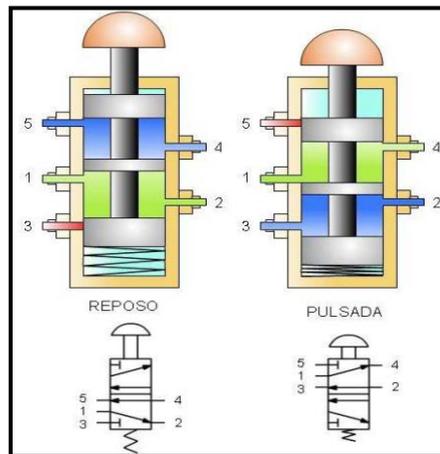


Fuente: Los autores

Figura. 1.26 Válvula 3/2 N-M.

1.4.10.3.2 Válvula 5/2

Una de las principales aplicaciones es controlar los cilindros de doble efecto. A continuación se detalla su funcionamiento y constitución interna. Se trata de una válvula que es activada por un pulsador y el retorno es por muelle. En estado de reposo, permite la circulación de aire entre los terminales 4 y 5, y entre 1 y 2, el terminal 3 está bloqueado. Cuando la activamos, permite la circulación de aire entre los terminales 1 y 4, y entre 2 y 3, ahora el terminal 5 se encuentra bloqueado ver figura 1.27.



Fuente: Los autores

Figura. 1.27 Válvula 5/2 N-M.

1.4.10.4 Cilindros Neumáticos.

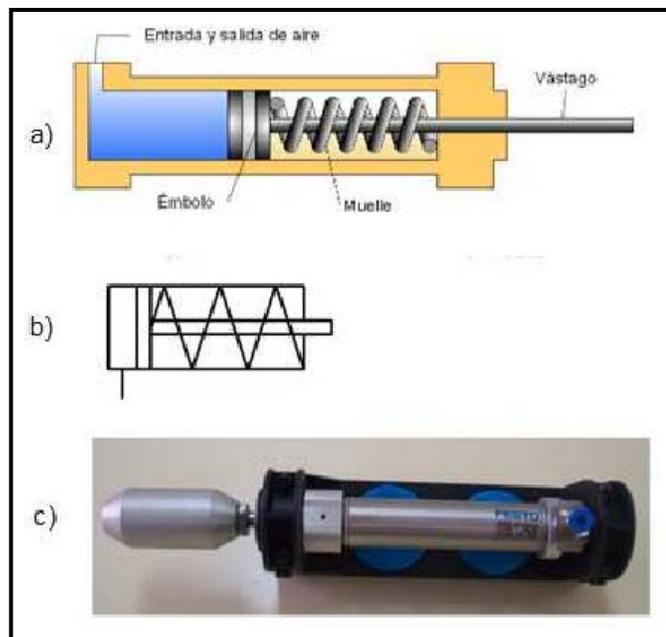
Para transformar la energía neumática en energía mecánica se usan accionamientos de rotación y traslación o también llamados cilindros.

Los cilindros comúnmente utilizados en los mecanismos son:

- Cilindros de simple efecto.
- Cilindros de doble efecto.

Estos cilindros se construyen en diferentes tamaños y tipos.

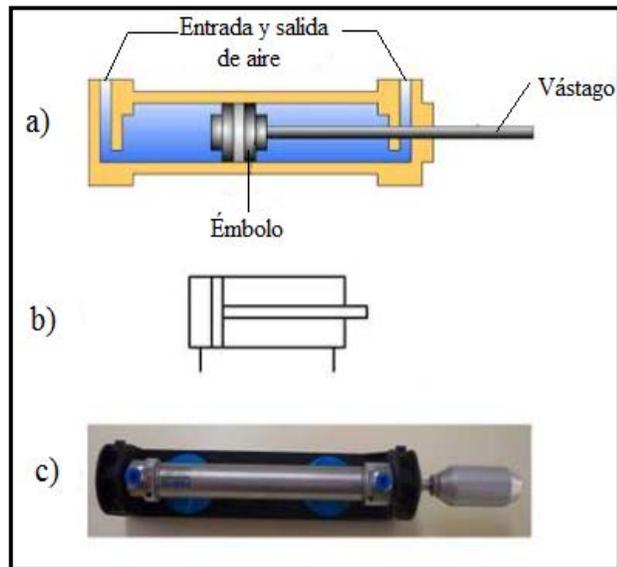
En el caso de cilindros de simple efecto tiene una sola conexión de aire comprimido. No puede realizar trabajos más que en un sentido. Se necesita aire solo para el movimiento de traslación, ya que el vástago retorna por el efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa. Ver figura 1.28.



Fuente: Los autores

Figura. 1.28 Cilindro simple efecto.
a) Partes; b) Símbolo; c) Foto.

En los cilindros de doble efecto, la fuerza ejercida por el aire comprimido, permite que los cilindros realicen un movimiento de traslación en ambos sentidos, para estos movimientos se necesita una fuerza útil tanto en el avance como en el retroceso. Ver figura 1.29.



Fuente: Los autores

Figura. 1.29 Cilindro doble efecto.
a) Partes; b) Símbolo; c) Foto.

1.4.11 PLC (Controlador Lógico Programable).²⁷

El PLC es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar en tiempo real y en ambiente de tipo industrial, procesos secuenciales. Su manejo y programación es amigable con el usuario y puede ser realizado por el personal eléctrico de la empresa. Figura 1.30.

Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario un proceso de maniobra, control, señalización, sus reducidas dimensiones, la extrema

²⁷ <http://automatizacion.bligoo.com/content/view/296093/Siemens-y-sus-PLCs.html>

facilidad de su montaje, la posibilidad de almacenar los programas para su posterior y rápida utilización, hace que su eficacia se aprecie fundamentalmente en procesos en que se producen necesidades tales como:

- Espacio reducido.
- Procesos de producción periódicamente cambiantes.
- Procesos secuenciales.
- Maquinaria de procesos variables
- Instalaciones de procesos complejos y amplios.



Fuente: www.metris-automation.com/support/pdf/Logo_f.pdf

Figura 1.30 PLC Siemens Logo Power

1.5 ESTUDIO DE PRE FACTIBILIDAD

La función de una máquina dosificadora y selladora es combinar, en una unidad simple, el material de envase y el producto a envasar o empacar. Esto debe ser realizado de un modo eficiente con un mínimo de desperdicio de producto y material de envase, con el fin de obtener una bolsa que cumpla con todos los requerimientos del mercado, como es el proteger y presentar el producto.

En esta oportunidad no procederá a definir los equipos que brinden una solución, sino que para ser más concretos definiremos los sistemas que a su vez formen un equipo, que brinde este si una solución óptima de acuerdo al problema planteado.

Para realizar el análisis de la selección de alternativas se tomará como referencia el contenido teórico del punto 1.3 ya antes mencionado:

- Disposiciones de máquinas dosificadoras y selladoras.
- Dosificador.
- Técnicas de sellado para fundas plásticas.
- Arrastre de material de empaque.

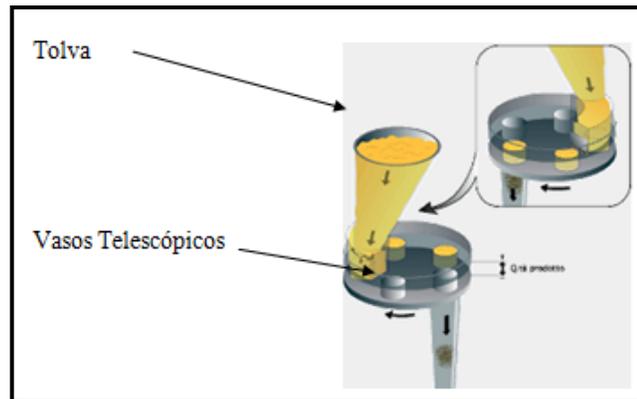
En las diferentes etapas del proceso de diseño, después de cada despliegue de alternativas, corresponde hacer una evaluación de las mismas que sirva de base para la posterior toma de decisiones.

Para tomar una decisión siempre deben estar presentes los dos elementos siguientes: alternativas y criterios para la selección de los elementos adecuados para máquina.

1.5.1 Selección del sistema de dosificación.

Los productos que se desean empaquetar son condimentos como es el caso del orégano y anís. En el punto 1.3.3.3 se analizó los diferentes métodos de dosificación existentes, según la información planteada se obtuvo que para este sistema por ser productos secos y molidos el sistema de dosificación sea volumétrico de vasos Telescópicos. Ver figura 1.31.

1.5.1.1 Descripción del sistema seleccionado.



Fuente: <http://www.icaspa.it/spagnolo/more007.htm>

Figura. 1.31 Dosificador volumétrico.

Este tipo de sistema dispone de una tolva de alimentación y un plato en donde se encuentra ubicados equidistantes los vasos volumétricos respectivamente. La tolva se encuentra fija, mientras que el plato junto a los vasos giran por el accionamiento de un motor. Cuando los vasos pasan justo por debajo de la tolva, se llena con la cantidad deseada y es trasladada hacia el punto de descarga. Ver figura 1.31.

Ventajas.

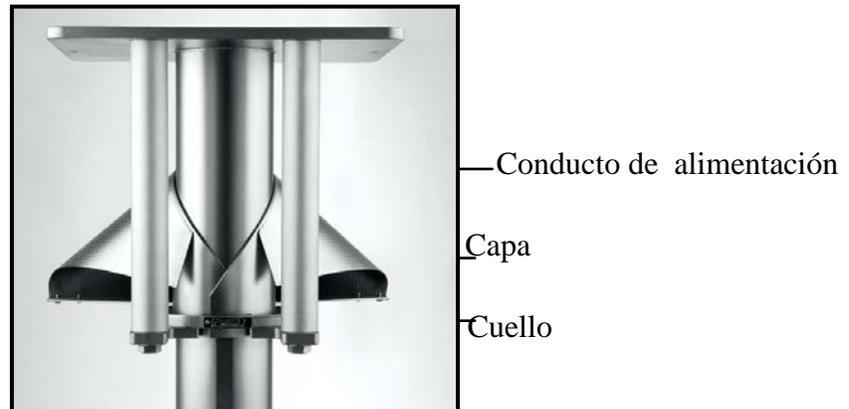
- La cantidad de producto se puede ajustar cambiando los vasos telescópicos a la cantidad requerida.
- Rendimiento aceptable, dado que se dispone de varios vasos en un solo plato giratorio y dependiendo de la necesidad de puede variar la velocidad de giro.
- Exactitud aceptable al envasar el producto.
- Facilidad de mantenimiento y remplazo de componentes.

Desventaja.

- Alto costo en materiales, debido a que puede variar el tamaño de la máquina dependiendo de la cantidad del producto a empacar.

1.5.2 Descripción del sistema del Formador de funda.

Este sistema funciona a partir de un rollo de material plástico, el cual ingresa por la parte posterior de la capa y se enrolla alrededor del conducto de alimentación del producto, el cual permite el formado de un tubo continuo de material de empaque con un traslape que permite el sellado longitudinal. Ver figura 1.32.



Fuente: <http://www.mdforming.com>

Figura. 1.32 Formador de funda.

Ventajas.

- Las arrugas del plástico es mínimo.
- Permite un suave deslizamiento del material de envase.
- Versatilidad para adaptar a cualquier sistema de arrastre antes mencionado.

Desventajas.

- Dificultad en la fabricación.

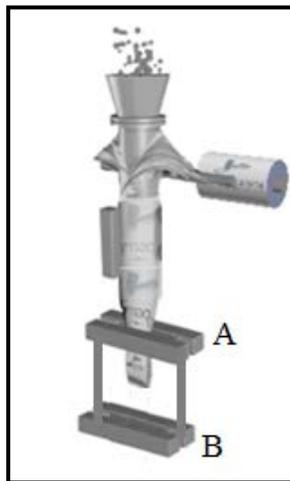
1.5.3 Selección del sistema de arrastre de la funda.

En las máquinas empacadoras verticales por lo general las bobinas de plásticos se ubican en la parte posterior, de ahí el material de empaque es guiado por una serie de rodillos

hacia el formador. La función de los rodillos es templar a la funda para que no se llegue a deformar en el camino hasta llegar al formador, y la ubicación de estos rodillos depende del tipo de accesorios que se desea instalar en las máquinas.

En el sistema de arrastre seleccionado, se instalará un marco donde irán las mordazas de sellado horizontal. Estas mordazas se cerrarán en el punto A de la figura 1.33, presionando y sellando el material del empaque. En ese instante, el marco se desplaza hacia abajo, guiado por unas columnas verticales, arrastrando el plástico. Cuando llega al punto B, donde se produce la dosificación permitiendo que el producto caiga por gravedad, las mordazas se abren permitiendo que el marco suba para comenzar un nuevo ciclo.

Para el movimiento de las mordazas se da por acción de un cilindro neumático.



Fuente: <http://www.packerservice.com>

Figura. 1.33 Sistema de arrastre de funda.

Ventajas

- Alto rendimiento, el sistema produce dos procesos en uno solo, arrastre y sellado horizontal.
- Ideal para máquinas que empaican dosis pequeñas por la reducida distancia de apertura que se obtiene.
- Facilidad de montaje y mantenimiento.

Desventajas

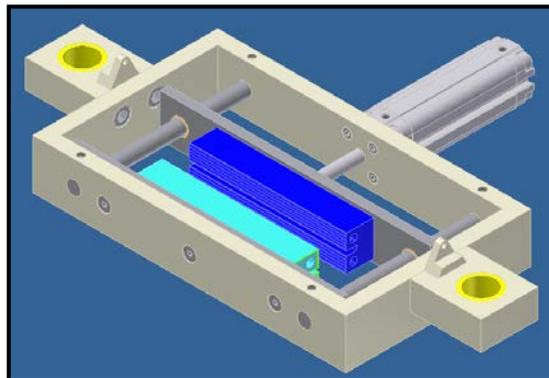
- Elevado costo inicial debido que se requiere más elementos neumáticos de control.
- Necesita de un espacio más amplio.

1.5.4 Selección del sistema de Sellado.

Una vez que el material de envasado pasa por el formador y se genera un tubo con traslape, el sellado vertical o longitudinal se produce por una mordaza, que ejerce presión sobre el material apoyándose contra el tubo o conducto de alimentación. Al mismo tiempo en la parte inferior se produce el sellado horizontal, la temperatura de sellado de la funda de LDPE es alrededor de 145°C. Ver Tabla 2.4.

Teniendo claro que el sistema más adecuado para el proceso en las fundas es por impulsos. Para el sistema longitudinal es necesaria una mordaza vertical accionada por un cilindro neumático.

Mientras para el sistema horizontal, se necesita marco donde se instalan dos cilindros neumáticos que son los encargados de mover las mordazas respectivamente, hasta juntarlas en el centro y producir el sellado de la bolsa o funda plástica. Ver figura 1.34.



Fuente: Los Autores

Figura. 1.34 Sistema de sellado horizontal.

1.5.5 Descripción general del proceso de dosificado y sellado de la máquina a diseñar.

Esta máquina va a ser de accionamiento mecánico – neumático, la cual podrá ser controlada mediante comandos íntegramente electro neumáticos, lo que brindaría una gran flexibilidad a través de un Controlador Lógico Programable (PLC).

Si bien es cierto la aplicación para la cual va a ser diseñada es para envasar condimentos en este caso se empacará orégano y anís, la misma tendrá la flexibilidad de envasar casi cualquier producto de consistencia sólida.

El sistema será muy sencillo, partiendo de una bobina de material de envoltura, que se ubicará en la parte posterior del equipo y que se instala en un eje porta bobinas en donde ésta es centrada y ajustada con respecto al tubo formador.

El material de empaque o envase es llenado del producto requerido a través del sistema de dosificación volumétrico por medio de vasos telescópicos, para que el plástico pase por el formador se necesita de un sistema de arrastre que será por medio de un mordazas montadas en un cuadro y este a la vez colocado en unos ejes verticales, cumpliendo la función de un ascensor.

La máquina conforma bolsas de tres sellos, un longitudinal y dos transversal (superior e inferior de la funda).

Mientras el material está parado se produce el sello longitudinal a través de una mordaza que ejerce presión sobre el material de empaque (justo en el traslape), apoyándose contra el tubo de alimentación del formador de funda, momento utilizado para realizar el dosificado del producto y arrastre de la funda por sistema antes mencionado.

En el sistema de dosificación se dispone de 8 vasos volumétricos montados sobre un plato el cual facilita el cambio de los mismos para regular la cantidad de producto a empacar. El sistema girará por la acción de un motor-reductor el cual llevará el movimiento a dicho sistema, además se aprovechara el mismo motor-reductor para llevar el movimiento al sistema de arrastre a través de una transmisión por cadenas.

CAPÍTULO II

CÁLCULOS Y DISEÑO

2 GENERALIDADES

En este capítulo se enfocará el diseño de los diferentes mecanismos que conformarán el sistema de dosificación, sellado, estructura y transmisión de movimiento de la máquina dosificadora de condimentos. A la vez se respaldará la información del diseño con los diferentes cálculos para justificar la realidad del diseño de cada elemento y su factibilidad.

A la vez se contará con un PLC para el control de las velocidades de avance y temperatura en el sistema vertical y horizontal, con lo que se tendrá un mejor control y se evitará problemas en el momento que el material sea arrastrado.

2.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL DISEÑO DE LA MÁQUINA.

Para el diseño de la máquina dosificadora y selladora para condimentos se ha dividido en cinco partes principales para el diseño:

- Diseño del sistema de almacenamiento.
- Diseño del sistema de Dosificado.
- Diseño del formador de funda.
- Diseño del Sistema de sellado vertical y horizontal.
- Diseño del sistema de arrastre de la bolsa plástica.

2.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

2.2.1 Tipo de producto a suministrar.

El material a utilizar para esta máquina es un producto alimenticio molido y seco de consistencia semi-sólida, tales como orégano, anís estrellado, anís verde, anís español, anís común, clavo de olor o pimienta. En el presente proyecto se concentrará en orégano y anís.

2.2.2 Obtención de densidad de productos a envasar.

Antes de empezar con el diseño de la tolva es necesario obtener la densidad de los productos a utilizar.

Para la obtención de estas densidades se realizaron pruebas de laboratorio, consistentes en pesar en una balanza electrónica la cantidad a envasar, y una vez obtenido este dato se procede a medir en una probeta para conseguir el volumen y obtener la densidad buscada. Ver figura 2.1



Fuente: Los Autores

Figura 2.1. Obtención de volumen en una probeta.

A continuación se presenta los datos obtenidos para ambos caso:

- Orégano: $m = 3 \text{ gr}$, $v = 32 \text{ cm}^3$
- Anís: $m = 6.5 \text{ gr}$, $v = 15 \text{ cm}^3$

Por lo tanto:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (\text{Ec. 5})$$

Dónde:

ρ : Densidad absoluta (gr/cm^3)

v : Volumen (cm^3)

m : Masa (gr)

Se obtiene los siguientes datos:

- **Densidad orégano**

$$\rho_o = \frac{3 \text{ gr}}{32 \text{ cm}^3}$$

$$\rho_o = 0,09375 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$$

- **Densidad de Anís**

$$\rho_a = \frac{6,5 \text{ gr}}{15 \text{ cm}^3}$$

$$\rho_a = 0,433 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$$

Una vez calculada la densidad de los productos a envasar, se realizará un análisis entre los mismos para determinar el volumen de la tolva y el peso que esta va a soportar.

Se toma al orégano para determinar el volumen de la tolva.

2.2.3 Dimensionamiento de la Tolva de alimentación.

La tolva de alimentación tendrá las siguientes características:

- Material de la Tolva acero inoxidable AISI 304, espesor 1 mm (Ver apartado 2.2.3.1)
- Material de soporte: Tubo cuadrado de acero inoxidable AISI 304.
- Carga máxima de orégano 1kg.

Con la carga máxima de orégano y la densidad, se procede a calcular el volumen máximo que tendrá la tolva, debido a que el orégano tiene una baja densidad ocupa un mayor espacio físico (volumen).

$$1 \text{ kg} = \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} = 1000 \text{ gr}$$

Se sabe que:

$$\rho = \frac{m}{v} \text{ entonces } v = \frac{m}{\rho} \quad (\text{Ec. 6})$$

$$v_o = \frac{m_o}{\rho_o} = \frac{1000}{0,09375} \frac{\text{gr}}{\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}} = 11733,33 \text{ cm}^3$$

Dónde:

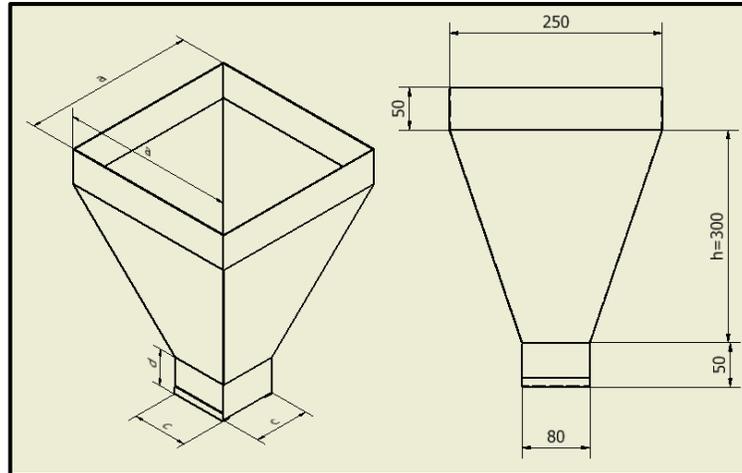
v_o : Volumen del orégano (cm^3)

ρ_o : Es la densidad del orégano (gr/cm^3)

m_o : Es la masa del orégano

El volumen de orégano de $11733,33 \text{ cm}^3$ sirve para realizar un dimensionamiento aproximado de la capacidad de almacenamiento que tendrá la tolva.

La tolva constará de una sección prismática inferior, una pirámide truncada invertida y una sección prismática superior. Ver figura 2.2



Fuente: Los Autores

Figura 2.2 Tolva con sus medidas y simbologías

$$V = \frac{h}{3} (a^2 + c^2 + \sqrt{(a^2 * c^2)}) + (a^2 * b) + (c^2 * d) \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde: h: Altura pirámide truncada (mm).

a: Lado del prisma superior (mm).

b: Altura del prisma superior (mm).

c: Lado del prisma inferior (mm).

d: Altura del prisma inferior (mm).

V: Volumen de capacidad de la tolva (cm³)

$$V = \frac{300 \text{ mm}}{3} \left((250 \text{ mm})^2 + (80 \text{ mm})^2 + \sqrt{(250^2 * 80) \text{ mm}^2} \right) + (250^2 \text{ mm}^2 * 50 \text{ mm}) + (80 \text{ mm}^2 * 50 \text{ mm})$$

$$V = 12335000 \text{ mm}^3 = 12335 \text{ cm}^3$$

Con las medidas seleccionadas se demuestra que la tolva receptorá el volumen de orégano requerido.

$$V_{\text{tolva}} > V_{\text{oregano}}$$

$$12335 \text{ cm}^3 > 11733,33\text{cm}^3$$

Para calcular el peso de la tolva se parte del tipo de material a utilizar, volumen y densidad, en este caso es un acero Inoxidable 304. Ver Anexo 4, Tabla 1 y su volumen.

Para esto se parte del cálculo de las áreas de la tolva:

Volumen de las paredes del prisma superior

$$V_{a*b*e} = a * b * e \tag{Ec. 8}$$

Donde:

V_{a*b*e} : Volumen de un lado del prisma superior en mm^3

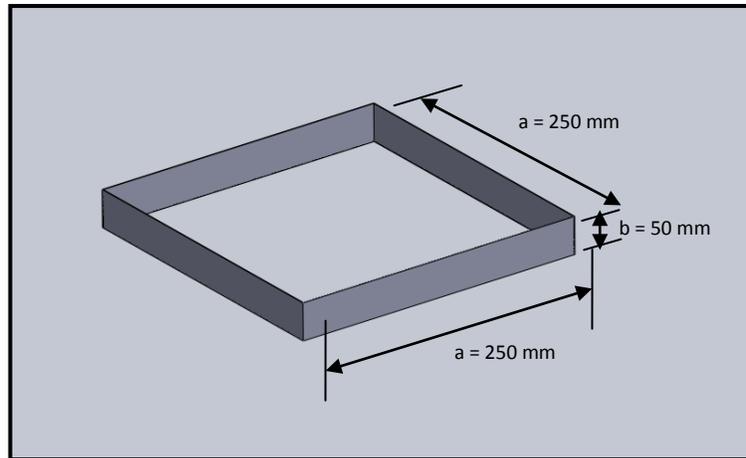
$V_{a*b*e}t$: Volumen total del prisma superior en mm^3 .Ver figura 2.3

$$V_{a*b*e} = 250 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 1 \text{ mm} = 12500 \text{ mm}^3$$

Por cuatro lados:

$$V_{a*b*e}t = 4 * 12500 \text{ mm}^3 = 50000 \text{ mm}^3$$

$$V_{a*b*e}t = \frac{50000 \text{ mm}^3 * 1 \text{ cm}^3}{1000 \text{ mm}^3} = 50 \text{ cm}^3$$



Fuente: Los Autores

Figura 2.3 Prisma superior de la tolva

Volumen de las paredes del prisma inferior

$$V_{c*d*e} = c * d * e \quad (\text{Ec. 9})$$

$$V_{c*d*e} = 80 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 1 \text{ mm} = 4000 \text{ mm}^3$$

Por cuatro lados

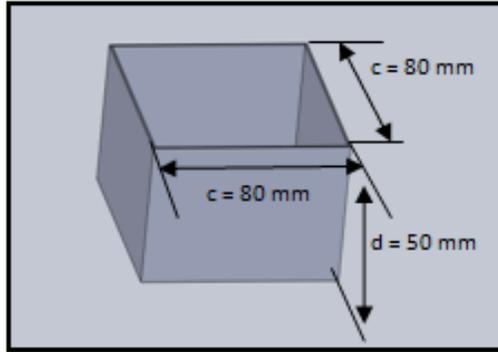
$$4 * 4000 \text{ mm}^3 = 16000 \text{ mm}^3$$

$$V_{c*d*e}t = \frac{16000 \text{ mm}^3 * 1 \text{ cm}^3}{1000 \text{ mm}^3} = 16 \text{ cm}^3$$

Donde:

V_{c*d*e} : Volumen de un lado del prisma inferior en mm^3

$V_{c*d*e}t$: Volumen total del prisma inferior en mm^3 Ver figura 2.4

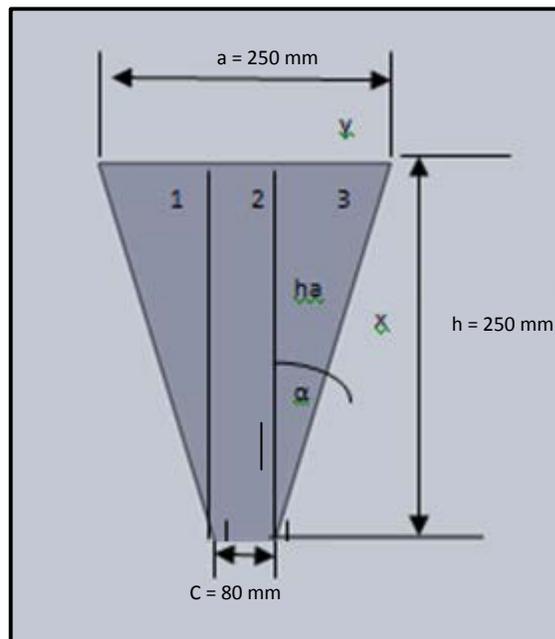


Fuente: Los Autores

Figura 2.4 Prisma inferior de la tolva

Volumen de las paredes de la pirámide truncada.

El cálculo se lo realiza con la ayuda de la figura 2.5.



Fuente: Los Autores

Figura 2.5 Pirámide truncada

$$\tan \alpha = \frac{y}{520 \text{ mm}} = \frac{85 \text{ mm}}{300 \text{ mm}}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{160 \text{ mm}}{520 \text{ mm}} = 15,82^\circ$$

$$x = \frac{160 \text{ mm}}{\sin 17.1} = 311,8 \text{ mm}$$

(Ec. 10)

$$x = \sqrt{ha^2 + y^2}$$

Entonces:

$$ha = \sqrt{x^2 - y^2} = \sqrt{311,8^2 - 85^2} = 300 \text{ mm}$$

$$V_1 = \frac{85 \text{ mm} * 300 \text{ mm} * 1 \text{ mm}}{2} = 12750 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = \frac{80 \text{ mm} * 300 \text{ mm} * 1 \text{ mm}}{2} = 12000 \text{ mm}^3$$

$$V_1 = \frac{85 \text{ mm} * 300 \text{ mm} * 1 \text{ mm}}{2} = 12750 \text{ mm}^3$$

$$V_{tp} = 12750 \text{ mm}^3 + 12000 \text{ mm}^3 + 12750 \text{ mm}^3 = 37500 \text{ mm}^3$$

Por cuatro lados:

$$V_p = 4 * 37500 \text{ mm}^3 = 150000 \text{ mm}^3$$

$$V_p = \frac{50000 \text{ mm}^3 * 1 \text{ cm}^3}{1000 \text{ mm}^3} = 150 \text{ cm}^3$$

Donde:

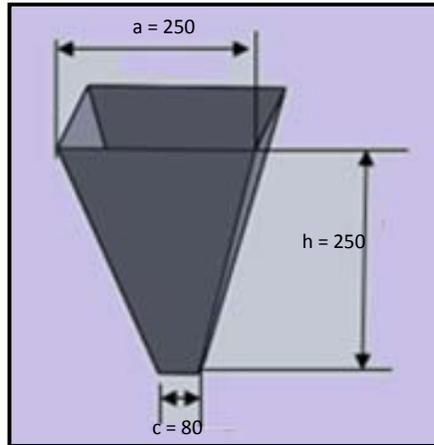
V_1 : Volumen de área_1 de la pirámide truncada mm^3

V_2 : Volumen de área_2 de la pirámide truncada mm^3

V_3 : Volumen de área $_3$ de la pirámide truncada mm^3

V_{tp} : Volumen de una pared de la pirámide truncada mm^3

V_p : Volumen total de la pirámide truncada cm^3 Ver figura 2.6



Fuente: Los Autores

Figura. 2.6 Pirámide truncada y sus medidas

$$v_t = v_p + V_{c*d*e}t + V_{a*b*e}t \quad (\text{Ec. 11})$$

$$v_t = 150 \text{ cm}^3 + 16 \text{ cm}^3 + 50 \text{ cm}^3 = 216 \text{ cm}^3$$

Donde:

v_t : Volumen total de la tolva

Con el volumen obtenido se calcula la masa de la tolva, para lo cual se parte de:

$$m_t = \rho * v_t \quad (\text{Ec. 12})$$

Donde:

m_t : Masa de la tolva

ρ : Densidad absoluta acero inoxidable (gr/cm^3)

$$m_t = 7,8 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 216 \text{ cm}^3 = 1684,8 \text{ g}$$

$$m_t = \frac{1684,8 \text{ g}}{1000 \text{ g}} * 1 \text{ kg} = 1,68 \text{ kg}$$

Para el cálculo del peso que va a soportar la tolva se toma como referencia la densidad del anís debido a que tiene mayor densidad que el orégano, y por ende su peso es superior. Este dato nos sirve para calcular el peso que soporta la tolva y posteriormente para realizar el cálculo de las columnas que soportan este peso.

$$m_a = \rho_a * V \quad (\text{Ec. 13})$$

$$m_a = 0,433 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 12335 \text{ cm}^3$$

$$m_a = \frac{5341,055 \text{ g} * 1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} = 5,34 \text{ kg}$$

Donde:

m_a : Masa del anís.

V : volumen de capacidad de la tolva cm^3 .

ρ_a : Densidad absoluta acero inoxidable (gr/cm^3)

Con el valor calculado de masa del anís y la masa se debe tomar en cuenta el criterio de pandeo inelástico de columnas cargadas excéntricamente.

$$P_1 = m_a + m_t \quad (\text{Ec. 14})$$

$$P_1 = 5,34 \text{ kg} + 1,68 \text{ kg} = 7,02 \text{ kg}$$

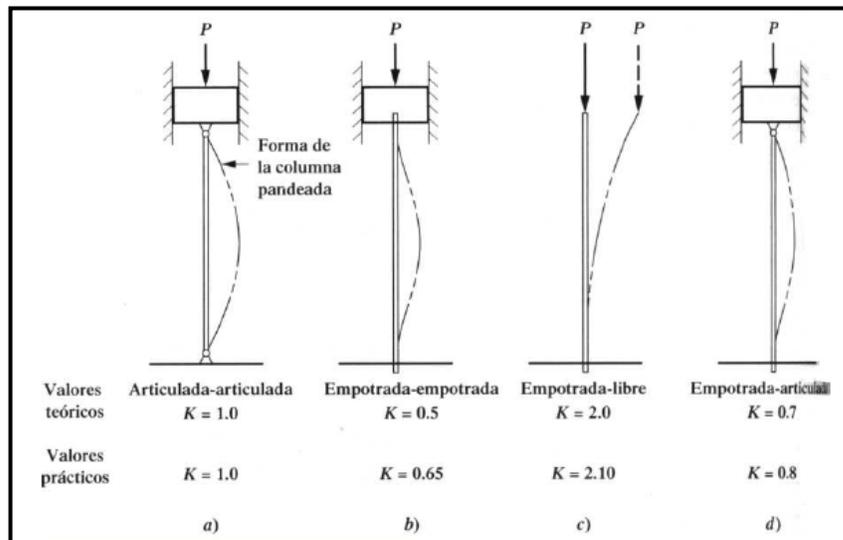
$$P = 7,02 \text{ kg} * \frac{9.8 \text{ m}}{\text{s}^2} = 68,8 \text{ N} * \frac{4,5 \text{ lbf}}{1\text{N}} = 309,6 \text{ lbf}$$

Donde:

P : Carga para las columnas de la tolva.

Para el cálculo de las columnas de la tolva se debe tomar en cuenta el criterio de pandeo inelástico de columnas cargadas excéntricamente.

En la Figura 2.7 se observa algunos valores de K para diferentes tipos de situaciones presentes en columnas.



Fuente: MOTT, Robert., Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta

Figura 2.7 Valores de K para una longitud efectiva.

Para el análisis se parte de las siguientes consideraciones:

- Las barras trabajan de manera empotrada y libre por tanto el valor para la longitud efectiva. $K=2.1$ según figura 2.7, literal C.
- Material: A304, $S_y = 45\text{Kpsi}$ (Ver Anexo4, Tabla 1)
- Módulo de elasticidad de $E=29 \times 10^6$ psi(Ver Anexo 4, Tabla 1)
- Para tubo cuadrado de 3/4" (Ver Anexo 4, Tabla 2)

- $A = 0,47 \text{ cm}^2 = 0,21 \text{ plg}^2$

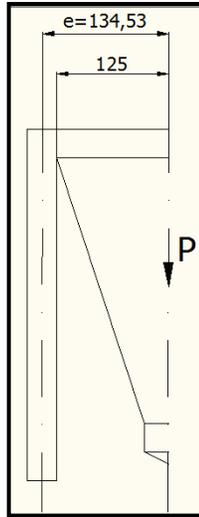
- $I = 0,29 \text{ cm}^4 = 0,029 \text{ plg}^4$

- $r = \sqrt{\frac{I}{A}}$ (Ec.15)

$$r = \sqrt{\frac{0,029}{0,21}} = 0,372 \text{ plg}$$

- El peso máximo que soportará las columnas es de 309,6 lbf, es decir cada columna soporta una carga de 145,8 lbf=P.
- Longitud de la columna 50 cm = 19,7 pulg
- Excentricidad de la carga P, medida del eje neutro del área transversal de la columna hasta la línea de acción P. Ver figura 2.8.

$$e = 134,53 \text{ mm} = 5,3 \text{ plg.}$$

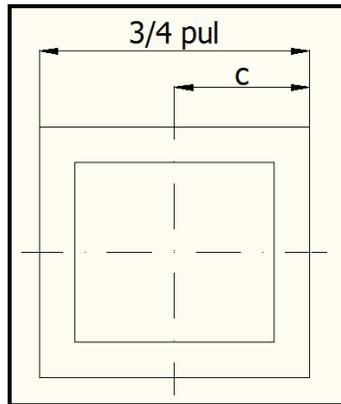


Fuente: Autores

Figura 2.8 Diagrama de la carga excéntrica sobre la columna.

- Distancia del eje neutro de la sección transversal hacia su orilla exterior de la columna. Ver figura 2.9.

$c = 3/8$ pul.



Fuente: Los Autores

Figura 2.9 Diagrama de distancia C de la columna

- Factor de seguridad: $N=1,5$. Ver anexo 4, Tabla 6.

Para el cálculo de la resistencia de la columna se utiliza la ecuación de la fluencia permisible para cargas excéntricas.²⁸

$$S'_y = \frac{N*P}{A} \left[1 + \frac{e*c}{r^2} \sec \left(\frac{K*L}{2*r} \sqrt{\frac{N*P}{A*E}} \right) \right] \quad (\text{Ec.16})$$

Donde:

N: Factor de seguridad.

P: Carga vertical aplicada a la columna. (lb)

A: Área sección transversal. (pulg²)

e: Excentricidad de la carga P. (pulg)

c: Distancia del eje neutro de la sección transversal hacia su orilla exterior. (pulg)

r: Radio de giro. (pulg)

K: Constante que depende de los extremos de apoyo.

E: Módulo de elasticidad del material. (ksi)

L: longitud real de la columna entre los soportes. (pulg)

Sy: Resistencia a la fluencia del material. (ksi)

$$S'_y = \frac{2 * 145,8 \text{ lb}}{0,21 \text{ plg}^2} \left[1 + \frac{5,3 \text{ plg} * 3/8 \text{ plg}}{(0,372 \text{ plg})^2} * \sec \left(\frac{2,1 * 19,7 \text{ plg}}{2 * 0,372 \text{ plg}} \sqrt{\frac{2 * 145,8 \text{ lbf}}{0,21 \text{ plg}^2 * 30 * 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}}} \right) \right]$$

$$S'_y = 21331,52 \text{ psi}$$

$$S'_y < S_y$$

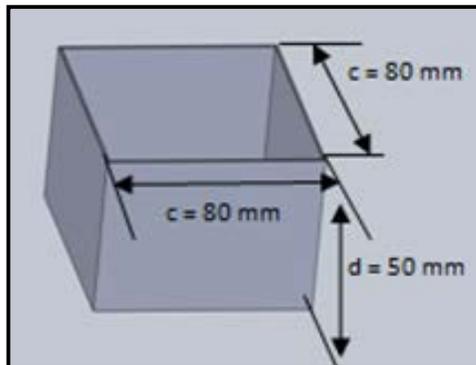
$$S_y = 45000 \text{ psi datos de tabla Ver anexo 4, tabla 2.}$$

²⁸ MOTT, Robert., *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4^{ta}. Edición, Editorial Pearson, México DF-México 2006, p. 253.

Al comparar el esfuerzo de fluencia permisible del material (datos de tablas) con el esfuerzo de fluencia calculada en la Ec (16), se determina que las columnas soportarán la carga de la tolva y el producto más pesado que es el anís, se concluye que las dimensiones de la sección transversal elegida son satisfactorias.

2.2.3.1 Cálculo del espesor de la tolva.

Para diseñar el espesor de las paredes de la tolva, se va a considerar que está llena de agua y por ende es evidente el darse cuenta que el punto más crítico de la tolva se encuentra en el fondo ver figura 2.10. Si se considera a este volumen como un cilindro de paredes delgadas y se selecciona como material el acero inoxidable 304.



Fuente: Los Autores

Figura 2.10 Prisma inferior de la tolva

Para obtener las dimensiones del diámetro se asume un diámetro de 80 mm circunscrito en el prisma para el diseño.

Como se sabe la presión (p) en cualquier dirección está dada por la siguiente ecuación:

$$p = \rho * g * h \quad (\text{Ec.17})$$

$$p = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * \frac{50}{1000} \text{m}$$

$$p = 490 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{9,8 \text{ kgf}}{1 \text{ N}} * \frac{1 \text{ m}^2}{100 \text{ cm}^2} = 0,48 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

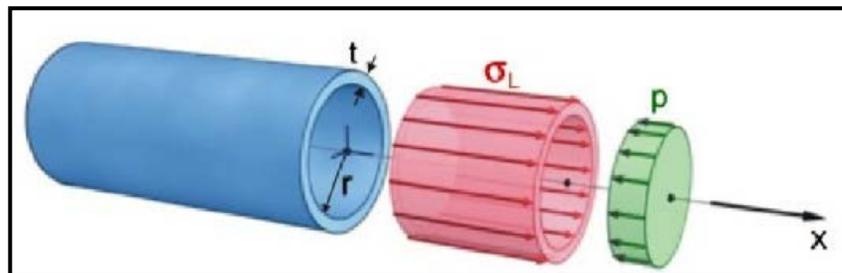
Donde:

ρ : Densidad del agua

g : Gravedad (9,8 m/s²)

h : Altura

Si se separa el cilindro en dos partes y se analiza en equilibrio en el eje x, la fuerza resultante de las presiones es equilibrada por la resultante de los esfuerzos normales en la pared del recipiente. Como estos esfuerzos son paralelos al eje longitudinal se denominan esfuerzos longitudinales (σ_L). Ver figura 2.11.



Fuente: Internet ²⁹

Figura 2.11 Esfuerzo longitudinal en cilindro de pared delgada

El esfuerzo longitudinal está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_L = \frac{p r}{2 t} \tag{Ec. 18.a}$$

²⁹ <http://www.slideshare.net/jotAjotAMG/clculo-de-esfuerzos>

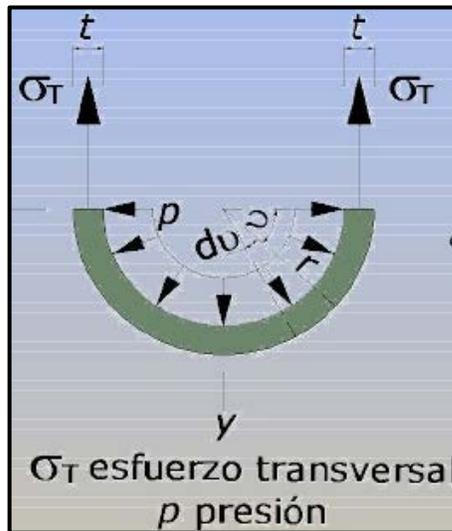
Donde:

p: Presión

g: Gravedad ($9,8 \text{ m/s}^2$)

t: Espesor

Si la fuerza de las presiones es equilibrada por la resultante de los esfuerzos normales de la pared del recipiente, como estos esfuerzos son paralelos a la circunferencia media de la sección transversa, se denomina esfuerzos tangenciales. Ver figura 2.12.



Fuente: Internet

Figura 2.12 Esfuerzo tangencial en cilindro de pared delgada.³⁰

El esfuerzo tangencial esta dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_T = \frac{p r}{t} \quad (\text{Ec. 18.b})$$

³⁰ <http://www.slideshare.net/profefisico/cilindros-de-pared-delgada-y-gruesa-mecnica-de-materiales-presentation>

Donde:

p: Presión

g: Gravedad (9,8 m/s²)

t: Espesor

- Si el material de la tolva es Acero inoxidable : Ver anexo 4, Tabla 1
AISI 304S_y = 45 ksi; S_{ut} = 90 ksi,

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F_s} \quad (\text{Ec. 19})$$

$$[\sigma] = \frac{45 \text{ ksi}}{2} = \frac{45 \times 10^3 \text{ lb}}{2 \text{ pul}^2} * \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{(2,54 \text{ cm})^2} = 1,58 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Se analiza el esfuerzo longitudinal y tangencial de la ecuación 18a - 18b respectivamente, para encontrar el espesor deseado que debe tener la tolva de almacenamiento.

Si el esfuerzo longitudinal es:

$$\sigma_T = \frac{p r}{2 t}$$

$$1,58 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = \frac{0,48 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * 4 \text{ cm}}{2 * t}$$

$$t = 6 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

Si el esfuerzo tangencial es:

$$\sigma_T = \frac{p r}{t}$$

$$1,58 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = \frac{0,48 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * 4 \text{ cm}}{t}$$

$$t = 0,002 \text{ mm}$$

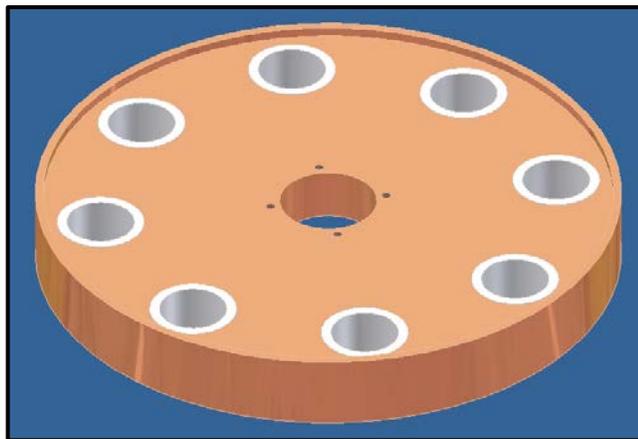
Como se puede observar el valor que se calcula del espesor para ambos esfuerzos es mínimo, por lo tanto se determina que se va utilizar una plancha de 1 mm de espesor debido a que varias secciones de la tolva se debe realizar un proceso de doblez y soldadura para dar la forma deseada.

2.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN.

Como se describió en el apartado 1.5.1 el mejor sistema para dosificar productos alimenticios molidos, secos de consistencia semi-sólida es la dosificación volumétrica por vasos telescópicos.

Este sistema dispone de un plato giratorio el cual llevará alojado 8 vasos telescópicos. La dimensión de este plato se las determina exclusivamente por la geometría propuesta por los autores. Ver figura 2.13.

El giro de este plato se produce a través de un sistema de transmisión por cadenas el cual a su vez es accionado por un motoreductor; cuando los vasos pasan por debajo de la tolva estos se cargan y son trasladados a la zona de descarga. El número total que se dispondrá en el plato es de 8 distribuidos equidistantemente uno respecto al otro.

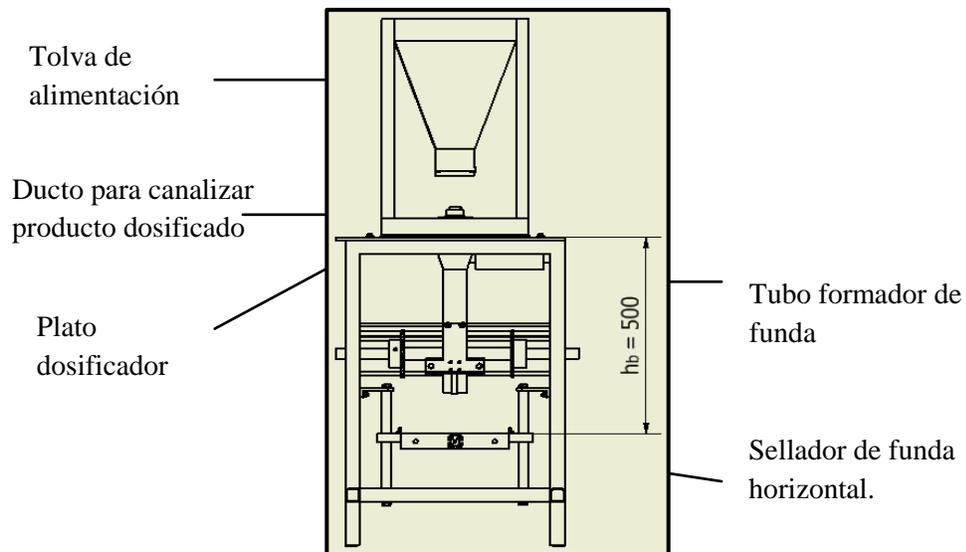


Fuente: Los Autores

Figura 2.13 Plato Dosificador y vasos Dosificadores

El plato dosificador será diseñado en acero inoxidable A 304.

Para las revoluciones de giro del plato dosificador se cálculo la velocidad que se demora en caer el orégano por el cilindro hasta el plástico donde será empacado. Para lo cual se establece que la distancia que va a recorrer el producto es de 500 mm, desde el dosificador hasta el sellado en su parte más baja. Ver figura 2.14.



Fuente: Los Autores

Figura 2.14 Partes principales de la máquina a diseñar.

Donde:

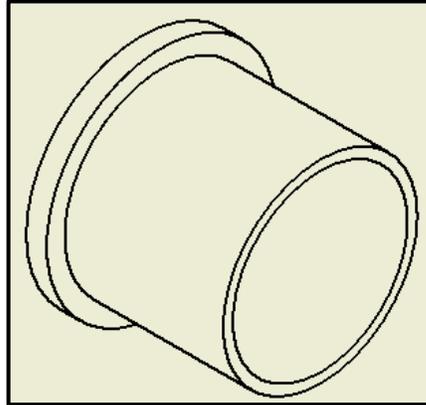
h_b : Es la distancia recorrida por el producto

2.3.1 Diseño de vasos telescópicos o volumétricos.

Para el diseño se toma en consideración el peso final del producto que se desea envasar y se lo relaciona directamente con el volumen que debe tener.

En nuestro caso para realizar el dimensionamiento se fijó que la altura del cilindro debe ser de 35 mm, con este dato se procede a obtener el diámetro del vaso requerido en relación de la densidad del producto.

El material del que se debe fabricar estos vasos es de acero inoxidable, debido a que es un material utilizado en la industria alimenticia. Ver figura 2.15.



Fuente: Los Autores

Figura 2.15 Esquema del vaso volumétrico.

El volumen del vaso está dado por la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h \quad (\text{Ec. 20})$$

Donde:

h: Altura cilindro (cm).

d: Diámetro del cilindro (cm).

Se procede a realizar el cálculo del diámetro de los vasos para el envasado de orégano y anís, en función de la densidad y peso respectivamente. Se relaciona el volumen de la ecuación 20.

- Cálculo de diámetro de vaso volumétrico para el orégano, Ver figura 2.16.

$$\rho = \frac{m}{v} \quad ; \text{ donde } V = \frac{m}{\rho}$$

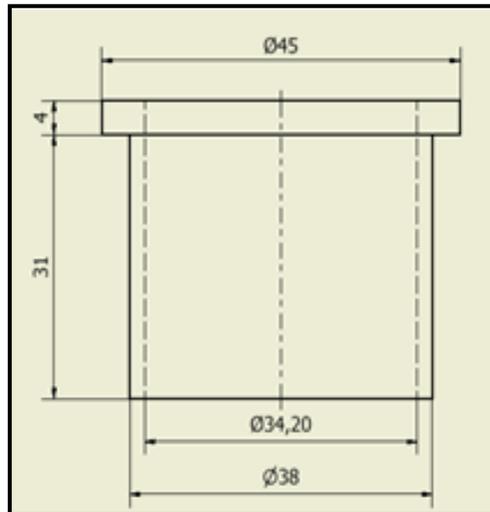
$$\frac{\pi d^2}{4} h = \frac{m}{\rho}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * m}{\rho * h * \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 3}{0,09375 * 3,5 * \pi}}$$

$$d = 3,412 \text{ cm} = 34,12 \text{ mm}$$

$$d \approx 34,20 \text{ mm}$$



Fuente: Los Autores

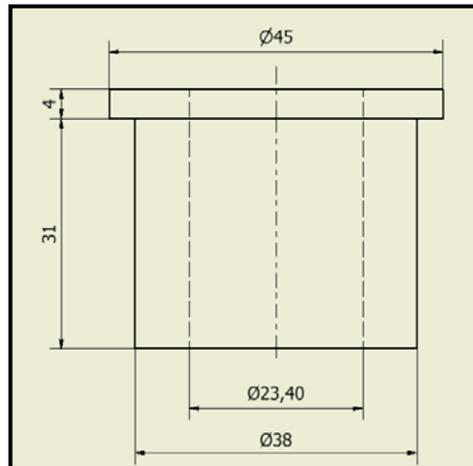
Figura 2.16 Dimensión de vaso volumétrico para el orégano

- Cálculo de diámetro de vaso volumétrico para el orégano, Ver figura 2.17.

$$d = \sqrt{\frac{4 * 6,5}{0,433 * 3,5 * \pi}}$$

$$d = 2,337 \text{ cm} = 23,37 \text{ mm}$$

$$d \approx 23.40 \text{ mm}$$



Fuente: Los Autores

Figura 2.17 Dimensión de vaso volumétrico para el anís.

2.3.2 Diseño del formador de funda.

La confección de la funda para el envasado se realizará a partir de una bobina de lámina plástica, la cual recorrerá dicho formador que da lugar a la formación de un tubo continuo de material plástico que posteriormente servirá para el envasado y sellado del mismo.

Para determinar el diámetro del tubo formador, se parte de las dimensiones finales que debe tener la bolsa, a continuación en la tabla 2.1 se presenta los datos requeridos.

Formato	bolsa (Ancho x Largo)
Orégano 3gr Anís 7gr	75 x 100 x 0,06 mm 75 x 100 x 0,06 mm

Tabla 2.1 Formato y dimensiones de la funda plástica.

Por lo tanto se obtiene lo siguientes datos:

- Perímetro del ancho de la funda.

$$P = 75 + 75 = 150 \text{ mm}$$

- Diámetro del tubo formador.

$$D = \frac{P}{\pi} = \frac{150}{\pi} = 47,75 \approx 1 \frac{7}{8} \text{ pul} \approx 48 \text{ mm}$$

- Ancho de bobina plástica.

$B = \text{Perímetro funda} + \text{traslape}$

$$B = 75 + 75 + 10 = 160 \text{ mm}$$

Donde: P: perímetro de la funda (mm).

D: diámetro del tubo formador (mm).

B: Ancho de la bobina plástica (mm)

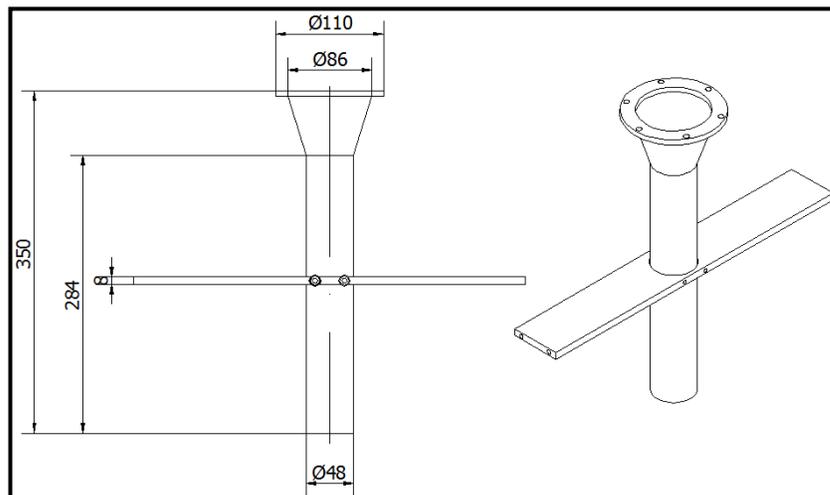
Traslape: 10mm. Ver figura 2.18



Fuente: Los Autores

Figura. 2.18 Formador de funda.

Una vez que se obtiene el diseño del formador de funda, se procede a realizar el dimensionamiento y diseño del tubo formador. Ver figura 2.19.



Fuente: Los Autores

Figura. 2.19 Tubo formador de funda.

2.3.2.1 Cálculo de la cantidad de flujo de calor en el tubo formador.

Para el cálculo de la transferencia de calor en el tubo formador se lo considera como un cilindro hueco de pared delgada, donde la longitud y ancho de la mordaza implicada es de 115 x 8 mm respectivamente, y para los cálculos se utiliza la temperatura media del PEBD (LDPE) de la Tabla 2.2 que es de 145°C.

- El material a utilizar es acero inoxidable AISI 304 de Ø48 x 284 x 2 mm

$$k = 0,15 \frac{W}{cm \cdot ^\circ K} = 15 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}; \text{ Ver Anexo 4, Tabla 15}$$

$$h = 10 \frac{W}{m^2}; \text{ Ver Anexo 4, Tabla 14}$$

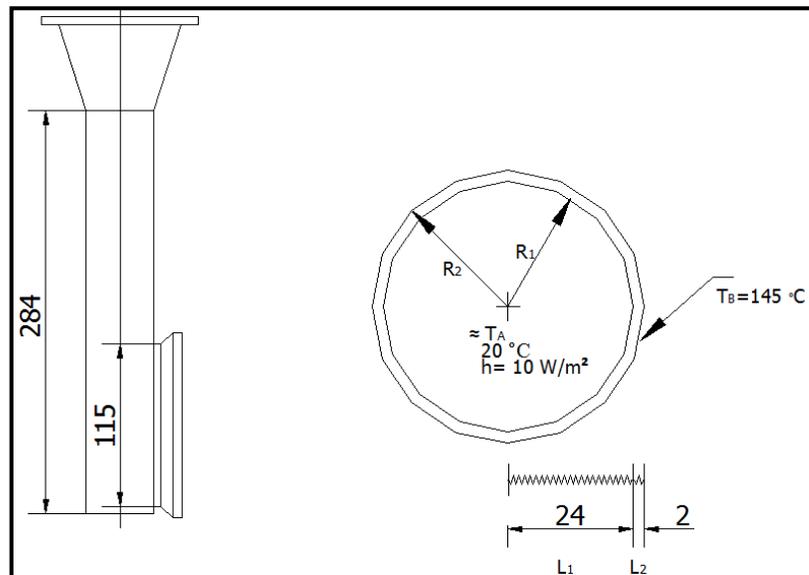
$$A = 11,5 * 0,8 = 9,2 \text{ cm}^2 = 9,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$R_1 = 22 \text{ mm.}; \text{ Ver figura 2.20}$$

$$R_2 = 24 \text{ mm}; \text{ Ver figura 2.20}$$

$$L = 115 \text{ mm}; \text{ Ver figura 2.20}$$

$$L_3 = 2 \text{ mm} = 2 \times 10^{-3} \text{ m.}; \text{ Ver figura 2.20}$$



Fuente: Los autores.

Figura 2.20 Diagrama de cilindro hueco

El Q de conducción para un cilindro hueco es: ³¹

$$Q_{\text{CONDUCCIÓN}} = -K * A * \Delta_T \quad (\text{Ec. 21})$$

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{2 * \pi * K * L} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} = \frac{\Delta_T}{R}$$

$$Q_{\text{CONVECCIÓN}} = h * A * \Delta_T \quad (\text{Ec. 22})$$

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{h * 2 * \pi * R_1 * L}} = \frac{\Delta_T}{R}$$

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{h * 2 * \pi * R_1 * L} + \frac{1}{2 * \pi * K * L} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}$$

Donde:

Q: Razón de Flujo de Calor.

T_{int} : Temperatura interna de la pared.

T_{ext} : Temperatura externa de la pared.

L: Espesor de la pared.

K: Coeficiente de conductividad térmica.

A: Área de la superficie implicada en la transferencia de calor.

h: Coeficiente de transferencia de calor convectivo.

R₁ : Radio interior del cilindro hueco.

R₂ : Radio exterior del cilindro hueco.

³¹ Karlekar M.V, Desmoñad R.M, Transferencia de Calor, 2da Edición, Mc Graw Hill, México 1994, Pág. 45, 46, 47.

$$Q = \frac{145 - 120}{\frac{1}{10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,022 \cdot 0,115} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 15 \cdot 0,115} \ln\left(\frac{0,024}{0,022}\right)}$$

$$Q = \frac{125}{6,29 + 8 \times 10^{-3}}$$

$$Q = 19,85 \text{ W}$$

En el cálculo anterior se puede observar que el valor de (Q) es de 19.85 W, debido a que el flujo de calor es igual en todas las direcciones es decir en cualquier punto del cilindro a una longitud de 115 mm, para evitar un error se procede a realizar el cálculo de transferencia únicamente tomando como referencia el área de sellado que realiza la mordaza vertical donde sus medidas son 8 x 115 mm respectivamente.

En este caso se analiza la pared del tubo formador como si fuera una pared plana.

Para realizar los siguientes cálculos se utiliza la siguiente fórmula: ³²

$$Q_{\text{CONDUCCIÓN}} = -K * A * \Delta_T \quad (\text{Ec. 23})$$

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{L}{K * A}} = \frac{\Delta_T}{R}$$

$$Q_{\text{CONVECCIÓN}} = h * A * \Delta_T \quad (\text{Ec. 24})$$

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{h * A}} = \frac{\Delta_T}{R}$$

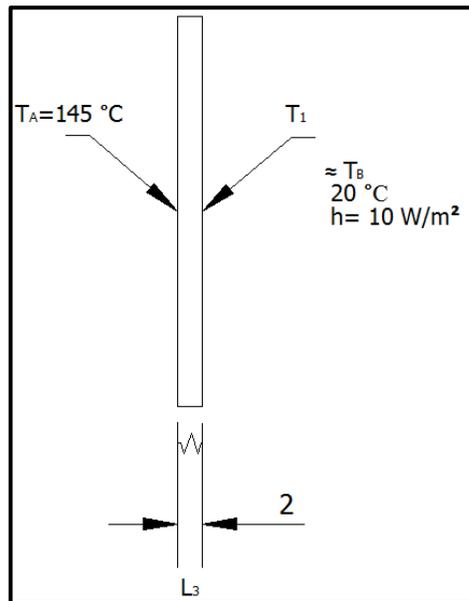
³²Karlekar M.V, Desmoñad R.M, *Transferencia de Calor*, 2da Edición, Mc Graw Hill, México 1994, Pág. 11, 16.

$$k = 0,15 \frac{W}{cm \text{ } ^\circ K} = 15 \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}; \text{ Ver Anexo 4, Tabla 15}$$

$$h = 10 \frac{W}{m^2}; \text{ Ver Anexo 4, Tabla 14}$$

$$A = 11,5 * 0,8 = 9,2 \text{ cm}^2 = 9,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$L_3 = 2 \text{ mm} = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$. Es el valor con el que analiza el tubo como pared plana. Ver figura 2.21.



Fuente: Los autores

Figura 2.21 Representación de temperatura.

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{L}{K \cdot A} + \frac{1}{h \cdot A}} = \frac{\Delta T}{R}$$

Donde:

Q: Razón de Flujo de Calor.

T_{int} : Temperatura interna de la pared.

T_{ext} : Temperatura externa de la pared.

L: Espesor de la pared.

K: Coeficiente de conductividad térmica.

A: Área de la superficie implicada en la transferencia de calor.

h: Coeficiente de transferencia de calor convectivo.

$$Q = \frac{145 - 20}{\frac{2 \times 10^{-3}}{15 \times 9,2 \times 10^{-4}} + \frac{1}{10 \times 9,2 \times 10^{-4}}}$$

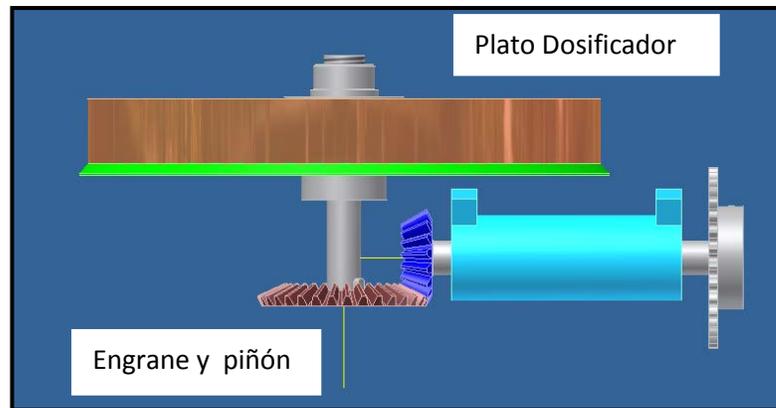
$$Q = \frac{125}{0,145 + 108,69}$$

$$Q = 1,15 \text{ W}$$

Una vez que se obtiene el nuevo valor de (Q) se puede evidenciar que el flujo de calor se redujo considerablemente. Con este dato en el apartado 2.6.4.; se a procede a realizar un balance de energía para encontrar en valor que se necesita para la resistencia eléctrica (niquelina de cartucho) para las mordazas respectivas, si se conoce que la temperatura necesaria en cada mordaza es de 145 °C.

2.3.3 Diseño de engranajes cónicos rectos.

Para el sistema de dosificado se emplearas una transmisión compuesta con engranes de tipo cónico recto los mismos que tendrán una relación de velocidad de 2:1. Los cuales transmitirán el movimiento a 90° con un ángulo de contacto de 20°. Ver figura 2.22.



Fuentes: Los autores

Figura 2.22 Sistema de transmisión con engranes cónicos rectos.

Los parámetros de diseño para el engranaje y el piñón se establecen de la siguiente manera. Para el engranaje debe tener un diámetro de paso 96 mm, con un módulo de 3mm y una relación de transmisión de 2:1 con respecto al piñón.

Se requiere empacar alrededor de 40 paquetes en un minuto, re procede a realizar los siguientes cálculos:

$$f = \frac{nv}{t} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$f = \frac{5 \text{ vueltas}}{60 \text{ s}} = \frac{1}{12} [\text{s}]^{-1}$$

$$\omega_D = 2 * \pi * f \quad (\text{Ec. 26})$$

$$\omega_D = 2 * \pi * \frac{1}{12 \text{ seg}} = 0,5235 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\omega_D = 0,5235 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ rev}}{2 * \pi * \text{rad}} * \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}}$$

$$\omega_D = 5 \text{ rpm}$$

Donde:

f: Frecuencia (seg^{-1})

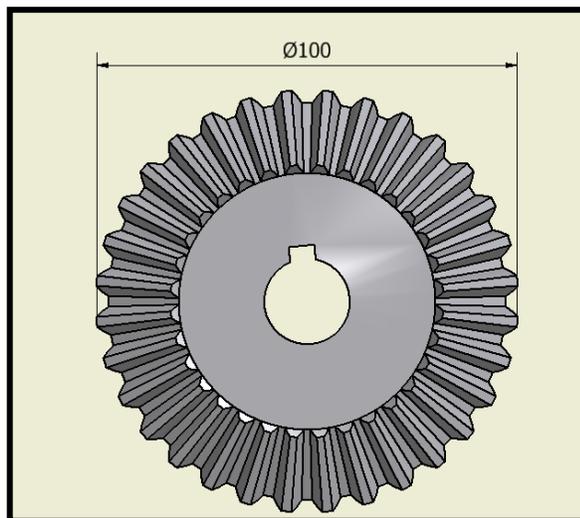
w_D : Velocidad angular del plato dosificador (rpm)

nv: Número de vueltas

i: Relación de transmisión

2.3.3.1 Dimensionamiento del engranaje

Se procede a realizar los cálculos para el engrane de la figura 2.23, si el diámetro de paso no debe ser mayor a los 96mm y va a tener un módulo de 3mm.



Fuente: Los autores

Figura 2.23 Engranaje cónico recto de 32 dientes.

$$D_g = \frac{Z_g}{P_d} = m * Z_g \quad (\text{Ec. 27})$$

Si: $D_g = 96 \text{ mm} = 3,78 \text{ pulg}$

$$Z_g = \frac{D_g}{m} = \frac{96 \text{ mm}}{3} = 32 \text{ dientes.}$$

$$P_d = \frac{Z_g}{D_g} \quad (\text{Ec. 28})$$

$$P_d = \frac{32 \text{ dientes}}{96 \text{ mm}}$$

$$P_d = 0,33 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}} * \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} = 8,382 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

$$P_d = 8,382 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

$$i = \frac{Z_g}{Z_p} = \frac{2}{1} \quad (\text{Ec. 29})$$

$$\frac{2}{1} = \frac{32}{Z_p}$$

$$Z_p = 16 \text{ dientes}$$

$$\Gamma = \tan^{-1} \frac{Z_g}{Z_p} \quad (\text{Ec. 30})$$

$$\Gamma = \tan^{-1} \frac{32 \text{ dientes}}{16 \text{ dientes}} = 63,43^\circ$$

$$L = \frac{D_g}{2 \text{ sen}(\Gamma)} \quad (\text{Ec. 31})$$

$$L = \frac{96 \text{ mm}}{2 \text{ sen}(63,43)}$$

$$L = 53,67 \text{ mm}$$

$$F = \frac{L}{3} = \frac{10}{P_d} \quad (\text{Ec. 32})$$

$$F = \frac{L}{3} = \frac{53,67 \text{ mm}}{3}$$

$$F = 17,88 \text{ mm}$$

$$D_{mg} = D_g - F * \text{sen}(\Gamma) \quad (\text{Ec. 33})$$

$$D_{mg} = 96 \text{ mm} - 17,88 \text{ mm} * \text{sen}(63,43^\circ) = 80 \text{ mm} = 0,08\text{m}$$

$$r_{mg} = 40 \text{ mm} = 0,04\text{m}$$

Donde:

Dg: Diámetro de paso engranaje (pulg)

Pd: Paso diametral engranaje (dientes/pulg)

m: Módulo (mm)

Zg: Número de dientes engranaje

Zp: Número de dientes del piñón

i: Relación de transmisión entre piñón y el engranaje

Γ : Ángulo de paso del engranaje

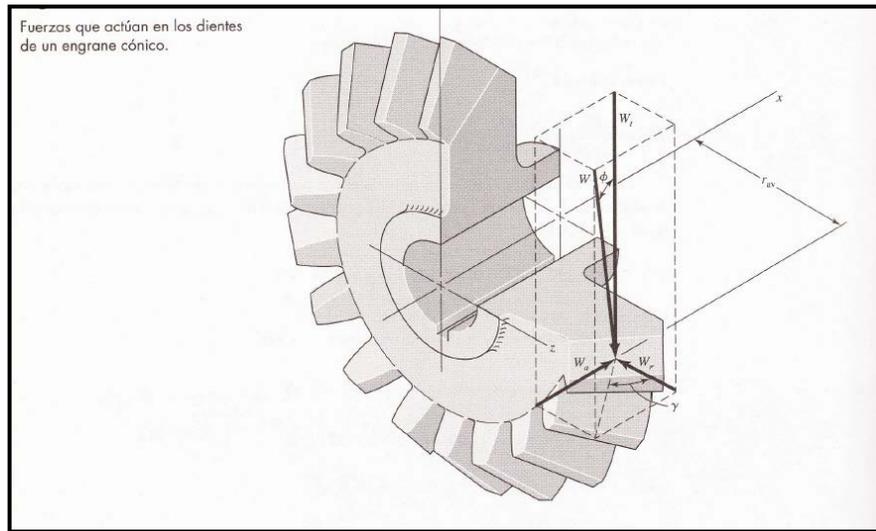
L: Largo del cono (mm)

F: Ancho del diente del engrane (mm)

D_{mg}: Diámetro medio del engranaje (mm)

r_{mg}: Radio medio del engrane (mm)

2.3.3.1.1 Cálculo de fuerzas en el engranaje



Fuente: Los Autores.

Figura 2.24 Engranaje y sus fuerzas

Se calcula las fuerzas que ejercen directamente en el engranaje. Ver figura 2.24.

Partiendo del cálculo de la inercia necesaria para girar el plato de acero inoxidable del sistema de dosificación. Se tiene que:

- $w_D = 0.5235 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 5 \text{ rpm}$, velocidad aproximada de giro del plato dosificador. Ver Ec. (25)
- Densidad del acero Inoxidable; $\delta_{\text{acero inox}} = 7,8 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Densidad del anís; $\delta_{\text{anís}} = 0,433 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \times \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} \times \frac{1000000^3}{1 \text{ m}^3} = 433 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Cálculo de volumen aproximado del plato dosificador. Ver figura 2.25.

$$V_d = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times h \quad (\text{Ec. 34})$$

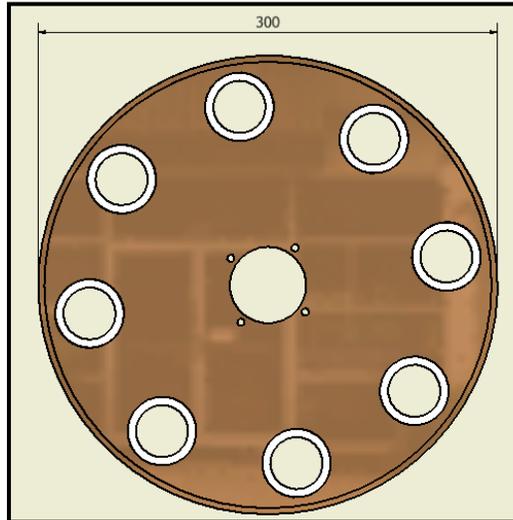
$$V_d = \frac{\pi}{4} \times (0,3\text{m})^2 \times 0,038\text{m} = 0,002686 \text{ m}^3$$

Donde:

d: Diámetro exterior del plato dosificado (d=300 mm)

h: Altura del plato (h=38 mm)

V_d : Volumen aproximado del plato dosificador.



Fuente: Los Autores.

Figura 2.25 Plato Dosificador

Cálculo de masa del plato dosificador

$$m_{\text{plato}} = \delta_{\text{acero inox}} * V_{\text{plato}} \quad (\text{Ec. 35})$$

$$m_{\text{plato}} = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,002686 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{plato}} = 20,951 \text{ kg}$$

Cálculo de inercia del disco dosificador. Ver figura 2.25

(Ec. 36)

$$J_d = \frac{\pi * R^4 * \delta_{\text{acero inox}}}{2} h$$

$$J_d = \left(\frac{\pi * (0,3\text{m})^4 * 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \right) * 0,038 \text{ m}$$

$$J_d = 3,7712 \text{ kg. m}^2$$

Donde:

J_d : Inercia del plato dosificador (kg. m²)

h : Altura del plato ($h=0,038\text{mm}$)

R : Radio exterior del plato dosificador (m)

$\delta_{\text{acero inox}}$: Densidad del acero inoxidable

Cálculo del torque necesario para romper la inercia del plato dosificador

$$T_g = J_d * \omega_D^2 \tag{Ec. 37}$$

$$T_g = 3,7712 \text{ kg. m}^2 * \left(0,5235 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)^2 = 1,033 \text{ N. m.}$$

Valor que servirá para seleccionar el motor reductor en el apartado 2.9.

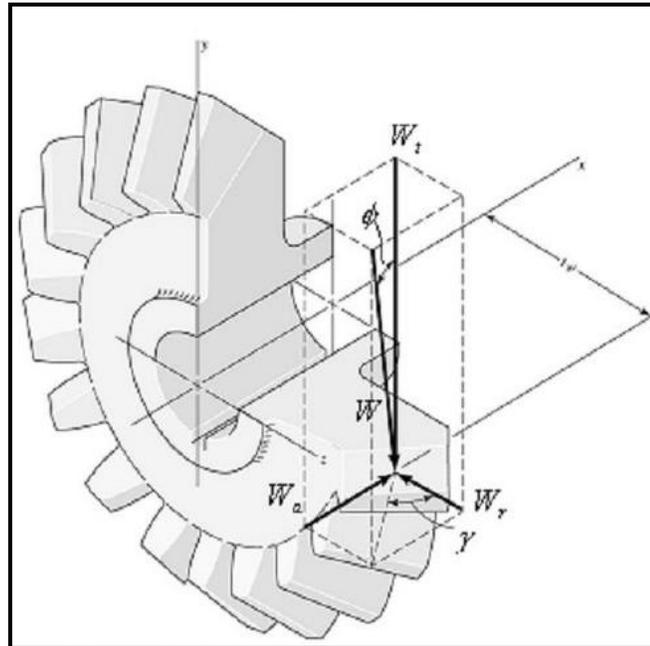
Donde:

J_d : Inercia del plato dosificador (kg. m²)

T_g : Torque necesario para mover el disco

ω_D : Velocidad angular del plato dosificador (rpm), Ver Ec. (25)

Cálculo de fuerza tangencial, radial y axial en engranaje cónico. Ver figura 2.26



Fuente: Los autores

Figura 2.26 Fuerzas en engranaje cónico recto

Fuerza tangencial del engranaje w_{tg} :

(Ec. 38)

$$w_{tg} = \frac{2 * T_g}{D_{mg}}$$

$$w_{tg} = \frac{2 * 1,033 \text{ N. m}}{80 \text{ mm}}$$

$$w_{tg} = \frac{2 * 1,033 \text{ N. m}}{0,08 \text{ m}}$$

$$w_{tg} = 25,82 \text{ N}$$

Donde:

D_{mg} : Diámetro medio del engranaje (mm)

T_g : Torque necesario para mover el disco

Fuerza axial del engranaje (w_{ag}): (Ec. 39)

$$w_{ag} = w_{tg} * \tan(\theta) * \text{sen}(\Gamma)$$

$$w_{ag} = 25,82 \text{ N} * \tan(20^\circ) * \text{sen}(63,43^\circ)$$

$$w_{ag} = 8,41 \text{ N}$$

Donde:

W_{tg} : Fuerza tangencial engranaje

Γ : Ángulo de paso del engranaje ($63,43^\circ$)

θ : Ángulo de presión del engranaje (20°)

Fuerza radial del engranaje (w_{rg}): (Ec. 40)

$$w_{rg} = w_{tg} * \tan(\theta) * \cos(\Gamma)$$

$$w_{rg} = 25,82 \text{ N} * \tan(20^\circ) * \cos(63,43^\circ)$$

$$w_{rg} = 4,20 \text{ N}$$

Donde:

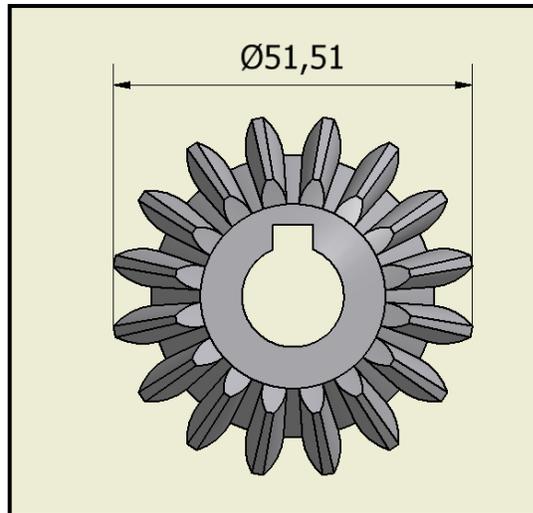
W_{tg} : Fuerza tangencial engranaje

Γ : Ángulo de paso del engranaje ($63,43^\circ$)

θ : Ángulo de presión del engranaje (20°)

2.3.3.2 Dimensionamiento del piñón

Se procede a realizar los cálculos para el piñón de la figura 2.23, se determina en la Ec.28 que el número de dientes es de 16, con un módulo de 3mm.



Fuentes: Los Autores

Figura 2.27 Piñón cónico recto de 16 dientes.

$$D_p = \frac{z_p}{P_d} = m * Z_p \quad (\text{Ec. 41})$$

$$D_p = 3 \text{ mm} * 16 \text{ dientes}$$

$$D_p = 48 \text{ mm}$$

$$P_d = \frac{z_p}{D_p} \quad (\text{Ec. 42})$$

$$P_d = \frac{16 \text{ dientes}}{48 \text{ mm}}$$

$$P_d = 0,33 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}} * \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} = 8,382 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

$$P_d = 8,382 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{z_p}{z_g} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{16 \text{ dientes}}{32 \text{ dientes}} = 26,57^\circ$$

$$L = \frac{D_p}{2 \sin(\gamma)} \quad (\text{Ec. 44})$$

$$L = \frac{48 \text{ mm}}{2 \sin(26,57)}$$

$$L = 53,67 \text{ mm}$$

$$F = \frac{L}{3} = \frac{10}{P_d} \quad (\text{Ec. 45})$$

$$F = \frac{L}{3} = \frac{53,67 \text{ mm}}{3}$$

$$F = 17,88 \text{ mm}$$

$$D_{mp} = D_p - F * \sin(\gamma) \quad (\text{Ec. 46})$$

$$D_{mp} = 48 \text{ mm} - 17,88 \text{ mm} * \sin(26,57^\circ) = 40 \text{ mm} = 0,04\text{m}$$

$$r_{mp} = 20 \text{ mm} = 0,02\text{m}$$

Donde:

D_p : Diámetro de paso piñón (pulg)

P_d : Paso diametral piñón (dientes/pulg)

m : Módulo (mm)

Z_g : Número de dientes engranaje

Z_p : Número de dientes del piñón

γ : Ángulo de paso del piñón

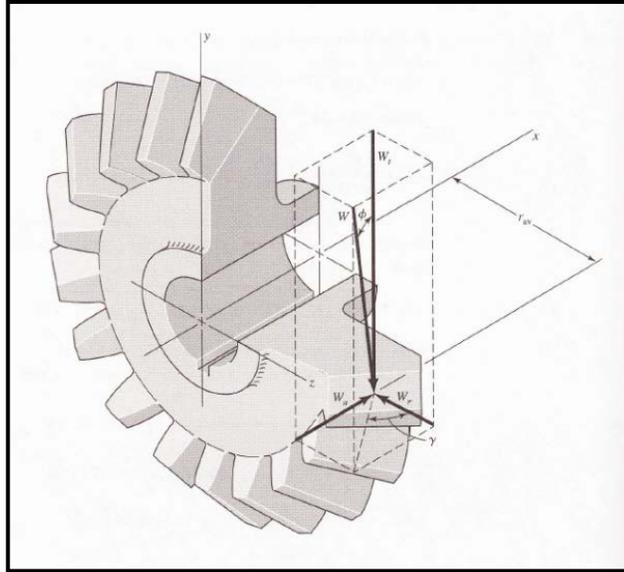
L : Largo del cono (mm)

F : Ancho del diente del engrane (mm)

D_{mp} : Diámetro medio del engranaje (mm)

r_{mp} : Radio medio del engrane (mm)

2.3.3.2.1 Cálculo de fuerzas para el piñón.



Fuente: Los autores

Figura 2.28 Fuerzas en piñón cónico recto

Se calcula las diferentes fuerzas que ejercen sobre el piñón. Ver figura 2.28.

De la ecuación 38, se determina que la carga o fuerza tangencial del piñón es igual al del engranaje es:

Fuerza tangencial del engranaje w_{tp} :

$$w_{tp} = w_{tg} = 25,82 \text{ N.}$$

Fuerza axial del engranaje (w_{ap}):

(Ec. 47)

$$w_{ap} = w_{tg} * \tan(\theta) * \text{sen}(\gamma)$$

$$w_{ap} = 25,82 N * \tan(20^\circ) * \text{sen}(26,57^\circ)$$

$$w_{ap} = 4,20 N$$

Donde:

W_{tp} : Fuerza tangencial engranaje

γ : Ángulo de paso del engranaje (26,57°)

θ : Ángulo de presión del engranaje (20°)

Fuerza radial del engranaje (w_{rp}): (Ec. 48)

$$w_{rp} = w_{tg} * \tan(\theta) * \cos(\gamma)$$

$$w_{rp} = 25,82 N * \tan(20^\circ) * \cos(26,57^\circ)$$

$$w_{rp} = 8,40 N$$

Donde:

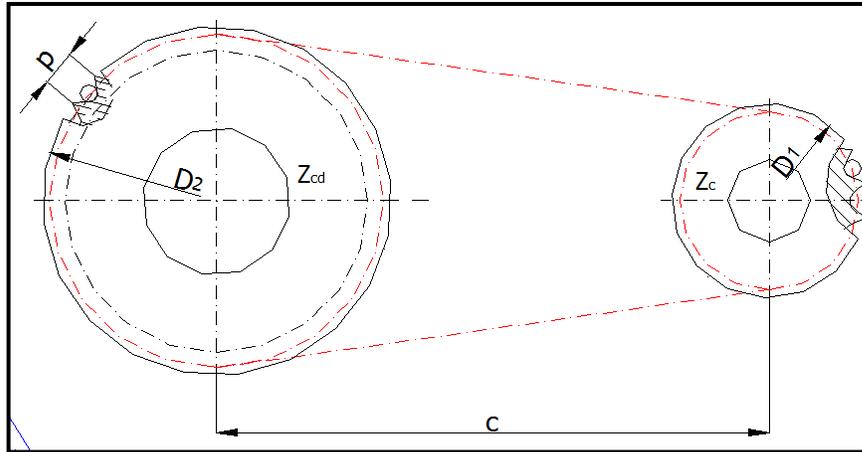
W_{tp} : Fuerza tangencial engranaje

γ : Ángulo de paso del engranaje (26,57°)

θ : Ángulo de presión del engranaje (20°)

2.3.4 Diseño de la transmisión por cadenas para el sistema dosificador

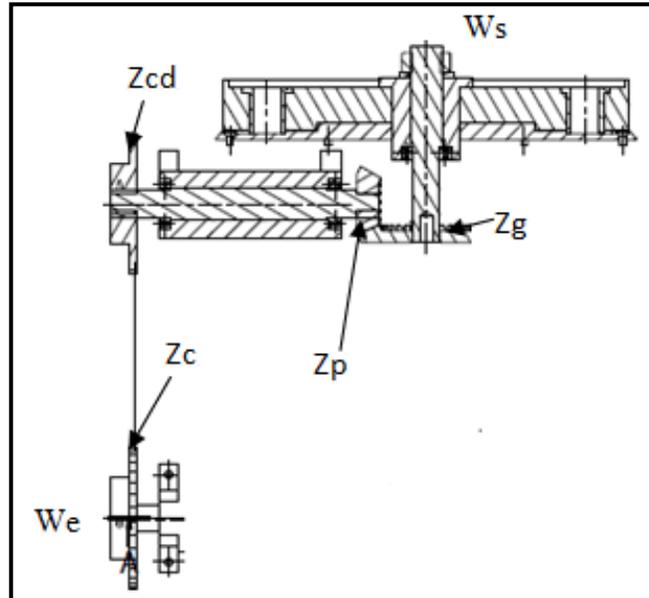
En la figura 2,29 se observa la disposición típica de conexión entre catarinas y la cadena, siendo “ c ” la distancia entre ejes, “ D_1, D_2 ” los diámetros primitivos y p el paso de la cadena que puede ser en milímetros o en pulgadas.



Fuente: Los autores

Figura 2.29 Esquema de transmisión por catarinas.

A continuación se va a realizar los cálculos para obtener el número de dientes de las catarinas, si se conoce que la velocidad del plato (W_s) es decir la de salida es de 5rpm y la velocidad de entrada es de 12,4 rpm por medio del motor reductor. Ver figura 2.30.



Fuente: Los autores

Figura 2.30 Transmisión para el sistema de dosificado.

Relación de transmisión del sistema dosificado:

$$i = \frac{W_e}{W_s} = \frac{Z_{cd}}{Z_c} * \frac{Z_g}{Z_p} \quad (\text{Ec. 49})$$

Donde:

i: Relación de transmisión.

W_e : Velocidad angular de entrada (rpm)

W_s : Velocidad angular de salida (rpm)

Z_{cd} : Número de dientes catalina conducida

Z_c : Número de dientes catalina conductora

Z_g : Número de dientes del engranaje ($Z=32$)

Z_p : Número de dientes del piñón ($Z=16$)

$$i = \frac{W_e}{W_s} = \frac{12,4 \text{ rpm}}{5 \text{ rpm}} = 2,48$$

$$2,48 = \frac{Z_{cd}}{Z_c} * \frac{Z_g}{Z_p}$$

$$2,48 = \frac{Z_{cd}}{Z_c} * \frac{32}{16}$$

$$\frac{Z_{cd}}{Z_c} = \frac{2,48 * 16}{32} = 1,24$$

Con la relación de transmisión de las catarinas se procede a seleccionar el número de dientes de cada una.

$$\frac{Z_{cd}}{Z_c} = \frac{1,24}{1} * \frac{17}{17} = \frac{21 \text{ dientes}}{17 \text{ dientes}}$$

$$\frac{Z_{cd}}{Z_c} = \frac{21 \text{ dientes}}{17 \text{ dientes}}$$

Una vez que se determina el número de dientes de cada catarina, se procede a calcular su diámetro primitivo, con un paso de 0,25 pul. Ver anexo 4, Tabla 19.

$$D_{Z_c} = \frac{\text{paso}}{\sin\left(\frac{180}{Z_c}\right)} = \frac{0,25 \text{ plg}}{\sin\left(\frac{180}{17 \text{ dientes}}\right)} = 1,36 \text{ pulg} = 34,56 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 50})$$

$$D_{Z_{cd}} = \frac{\text{paso}}{\sin\left(\frac{180}{Z_{cd}}\right)} = \frac{0,25 \text{ plg}}{\sin\left(\frac{180}{21 \text{ dientes}}\right)} = 1,68 \text{ pulg} = 42,6 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 51})$$

Donde:

Paso: Paso de la catarina (pulg)

Z_{cd} : Número de dientes catarina conducida

Z_c : Número de dientes catarina conductora

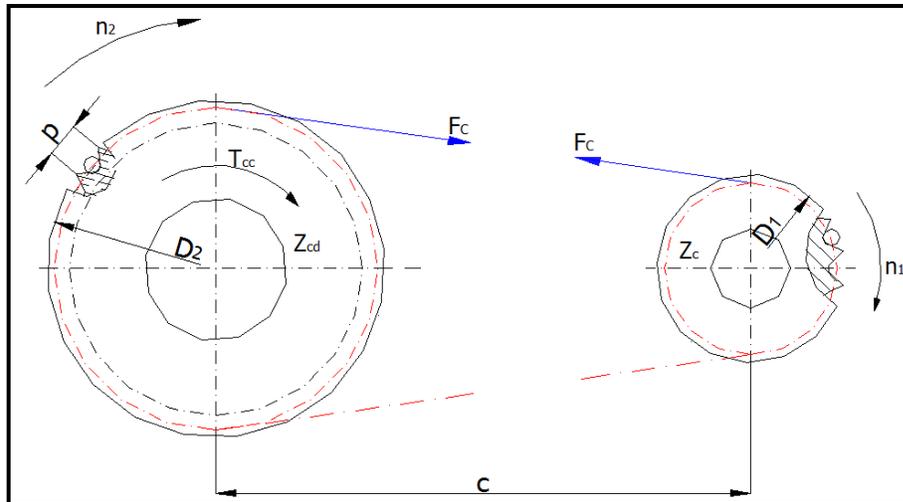
D_{Z_c} : Diámetro primitivo catarina conductora (mm)

$D_{Z_{cd}}$: Diámetro primitivo catarina conducida (mm)

La fuerza de tensión en la cadena (ver figura 2.31) se diseña con los siguientes parámetros:

- $T = 1,033 \text{ N.m}$, torque necesario para romper la inercia del plato dosificador, que actúa en la catarina conducida.
- Cadena # 25 con paso de 1/4 pulg³³

³³Mott, Robert. L, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006, Pág. 284.



Fuente: Los autores

Figura 2.31 Fuerzas en la cadena de transmisión.

Si:

$$F_c = \frac{T_g * 2}{D_{zcd}} \quad (\text{Ec.52})$$

$$F_c = \frac{T_{pc} * 2}{D_{zcd}} = \frac{1,033 \text{ N.m} * 2}{0,0426 \text{ m}} = 48,5 \text{ N}$$

Donde

F_c : Fuerza de la cadena

T_g : Torque necesario para romper la inercia del plato dosificador.

D_{zcd} : Diámetro primitivo catarina conducida (42,6 mm)

El torque de la catarina conductora es:

$$T_{cc} = F_c * \frac{D_{zc}}{2} = \quad (\text{Ec. 53})$$

$$T_{cc} = 48,5 \text{ N} * \frac{0,03456}{2}$$

$T_{cc} = 0,8381 \text{ N.m}$, Este valor sirve de ayuda para la selección del motor reductor.

Donde:

F_c : Fuerza de la cadena

T_{cc} : Torque de la catarina conductora.

D_{zc} : Diámetro primitivo catarina conductora (34,56 mm)

A continuación se calcula la distancia de la cadena:

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{Z_c + Z_{cd}}{2} + \frac{(Z_{cd} - Z_c)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{C}{p}} \quad (\text{Ec. 54})$$

$$\frac{L}{0,25} = \frac{2 \cdot 20,3}{0,25 \text{ pul}} + \frac{17 + 21}{2} + \frac{(21 - 17)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{20,3 \text{ pul}}{0,25 \text{ pul}}}$$

$$L = 181,40 \text{ pasos}$$

$$L = 181,40 \cdot 0,25 \text{ pul}$$

$$L = 45,35 \text{ pul} = 1152 \text{ mm}$$

Donde:

L: Longitud de la cadena en pasos

Z_c : Número de dientes catarina conductora (17 dientes)

Z_{cd} : Número de dientes catarina conducida (21 dientes)

p: Paso de la cadena y catarina (0,25pul = 6,35mm)

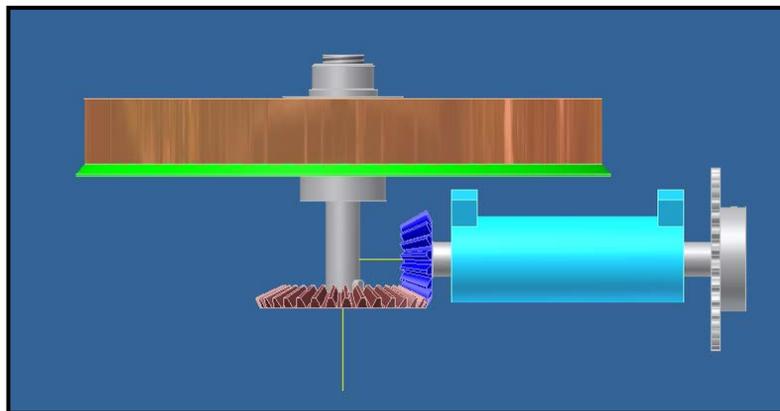
c: Distancia entre centro de las catarinas (515mm = 20,3 pul)

2.3.5 Diseño de ejes

Se procederá a dimensionar los ejes para trasladar la fuerza en los diferentes mecanismos.

2.3.5.1 Diseño de eje para el plato dosificador.

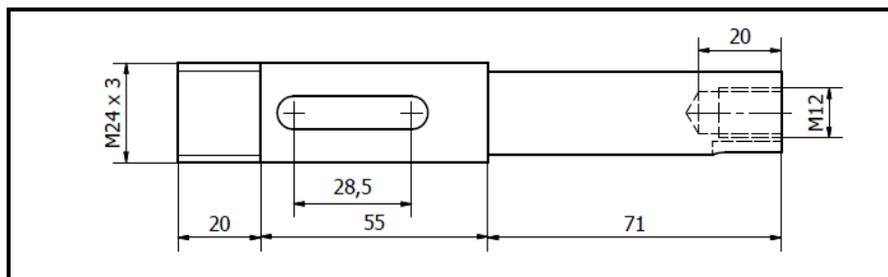
El eje vertical de la figura 2.32, será el encargado de transmitir el movimiento al plato dosificador, por medio del engranaje y otros mecanismos.



Fuente: Los Autores

Figura 2.32 Engrane cónico recto y plato dosificador.

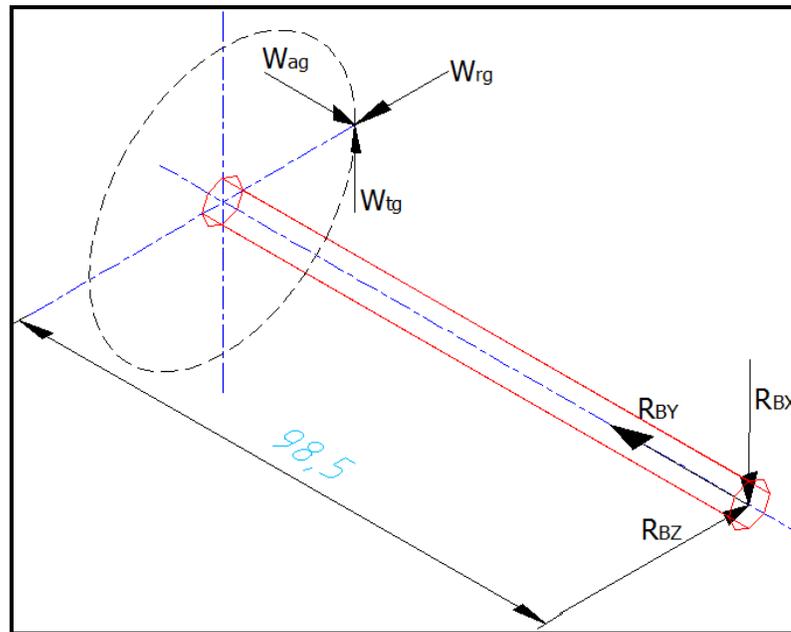
En la figura 2.33, se observa las características geométricas que posee el eje, como son escalonamiento de diámetros, chavetero, y una sección roscada.



Fuente: Los Autores

Figura 2.33 Eje para el plato dosificador y engranaje cónico recto.

A continuación en la figura 2.34 se observa el sentido de las fuerzas y reacciones que actúan en dicho eje.



Fuente: Los Autores

Figura 2.34 Diagrama de cuerpo libre eje vertical.

Las fuerzas ejercidas por el engranaje para el sistema fueron determinadas en las ecuaciones 38, 39 y 40.

(Ec. 38) Fuerza tangencial del engranaje (w_{tg}):

$$w_{tp} = w_{tg} = 25,82 \text{ N.}$$

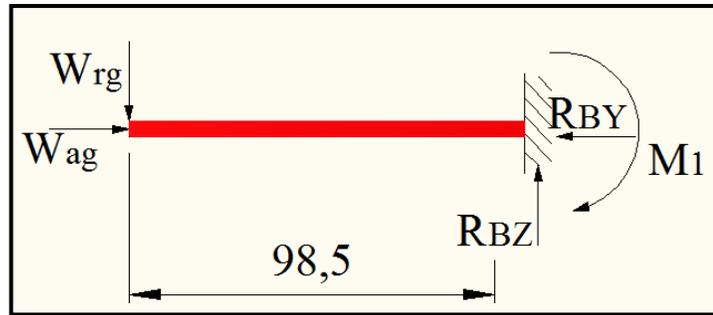
(Ec. 39) Fuerza axial del engranaje (w_{ag}):

$$w_{ag} = 8,41 \text{ N}$$

(Ec. 40) Fuerza radial del engranaje (w_{rg}):

$$w_{rg} = 4,20 \text{ N}$$

Se analiza las fuerzas que actúan sobre los ejes en diferentes planos. Ver figura 2.35



Fuente: Los autores

Figura 2.35 Diagrama de fuerzas Plano y-z.

Se procede a realizar el cálculo del momento y las reacciones en el plano x-y, como si fuera una viga en voladizo.

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{Ec. 55})$$

$$W_{ag} = R_{By}$$

$$W_{ag} = 8,41 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{Ec. 56})$$

$$W_{rg} = R_{Bz}$$

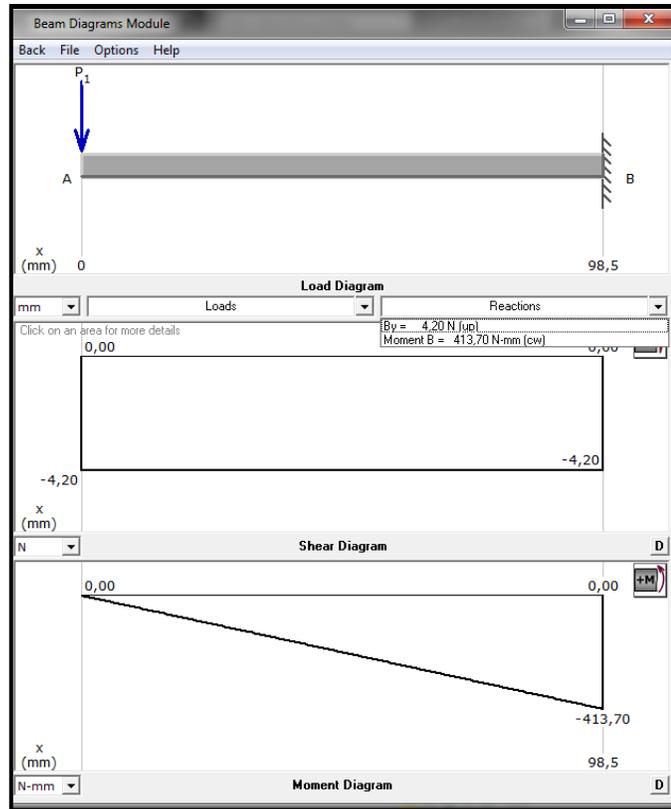
$$R_{Bz} = 4,2 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{RBx} = 0 \quad (\text{Ec. 57})$$

$$M_1 = - W_{rg} * 98,5 \text{ mm} = -4,2 \text{ N} * 98,5 \text{ mm}$$

$$M_1 = - 413,7 \text{ N} \cdot \text{mm} = -41,37 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

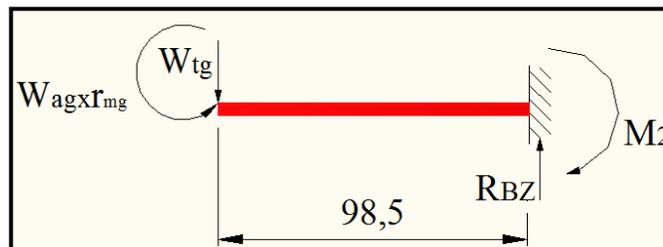
Datos que se comprueban en la figura 2.36.



Fuente: Los autores

Figura 2.36 Diagrama de fuerzas y momento flector plano x-y.³⁴

Se calcula las reacciones y momentos en el plano x-z, ver figura 2.37.



Fuente: Los autores

Figura 2.37 Diagrama de fuerzas plano x-z

Se procede a calcular el momento y las reacciones en el plano x-z, como si fuera una viga en voladizo.

³⁴ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{Ec. 58})$$

$$W_{tg} = R_{Bz}$$

$$R_{Bz} = 25,82\text{N}$$

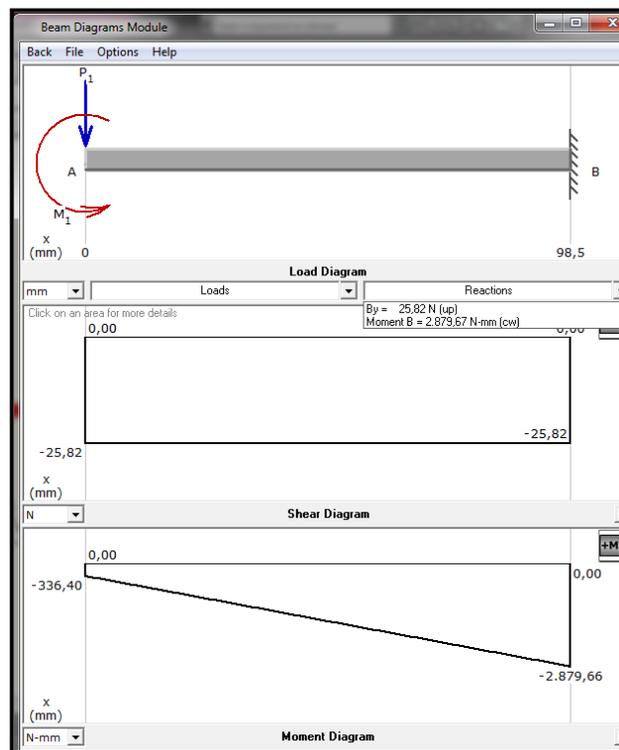
$$\Sigma M_{RBx} = 0 \quad (\text{Ec. 59})$$

$$M_2 = W_{ag} * r_{mg} + W_{tg} * 98,5 \text{ mm}$$

$$M_2 = 8,41 \text{ N} * 40 \text{ mm} + 25,82 \text{ N} * 98,5 \text{ mm}$$

$$M_2 = 2879,67 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Datos que se comprueban en la figura 2.38.



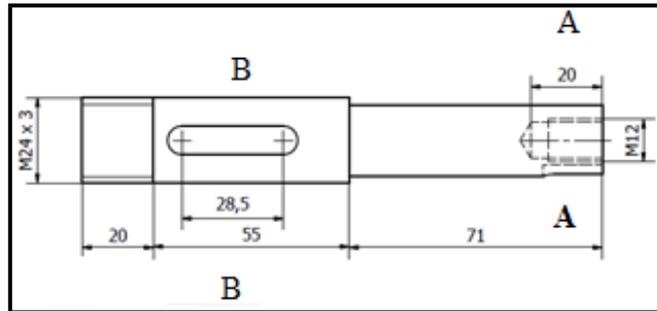
Fuente: Los autores

Figura 2.38 Diagrama de fuerzas y momento flector plano x-z. ³⁵

³⁵ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

En función de las figuras 2.36 y 2.38 se determina el momento flector máximo en los diferentes tramos del eje para determinar el diámetro del mismo.

En la figura 2.39, se puede observar las dos secciones más críticas del eje, donde se analiza para calcular el diámetro requerido.



Fuente: Los autores

Figura 2.39 Secciones del eje a analizar.

- Si el material del eje es: Acero Inox. 304, $S_y = 40 \text{ ksi}$; $S_{ut} = 82,4 \text{ ksi}$, Ver anexo 4, Tabla 1.

$$S_y = 40 \text{ ksi} = \frac{40 \times 10^3 \text{ lbf}}{\text{pul}^2} * \frac{1 \text{ N}}{4,5 \text{ lbf}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{(0,0254 \text{ cm})^2} = 13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La resistencia a la fatiga real estimada³⁶ es:

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_t \quad (\text{Ec. 60})$$

Donde:

- S_n : Resistencia a la fatiga modificada. Anexo 4, Tabla 5a

$$S_n = 20 \text{ ksi}; \quad \text{Maquinado}$$

- C_m : Factor de material. Anexo 4, Tabla 5b.

³⁶Mott. Robert. L , *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006

$$C_m = 0,80$$

- C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo. Anexo 4, Tabla 5c

$$C_{st} = 0,80$$

- C_R : Factor de confiabilidad. Anexo 4, Tabla 5d

$$\text{Confiabilidad deseada} = 0,99$$

$$C_R = 0,81$$

- C_s : Factor de tamaño. Anexo 4, Tabla 5e y 5f

$$C_s = 0,99$$

Remplazando estos valores en la ecuación (Ec. 60):

$$S'_n = 20 * 0,80 * 0,80 * 0,81 * 0,99$$

$$S'_n = 10,37 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{pul}^2} = 10,26 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{pul}^2} * \frac{4,5 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{0,0254^2 \text{ m}^2}$$

$$S'_n = 72,33 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Sección A-A: En esta sección se coloca un rodamiento para permitir el giro del plato dosificador, donde:

El par de torsión para mover el plato: $T_g = 1,033 \text{ N.m}$

Plano x-y $M = 0$

Plano x-z $M = 0,336 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_A = 0,336 \text{ N.m}$

Kt=2. Hay chavetero Ver pág. 17, 18,19

- Se calcula el diámetro mínimo en la sección crítica:³⁷

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (\text{Ec. 61})$$

Donde:

Kt: Factor por concentración de esfuerzos,

M: Momento flector.

N: Factor de seguridad (2). Anexo 4, Tabla 6.

S'n: Resistencia a la fatiga real estimada

T: Esfuerzo de Torsión,

Sy: Esfuerzo de fluencia.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2 * 0,336 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,033 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,011 \text{ m}$$

$$D = 11 \text{ mm}$$

Por estética al conjunto esta sección de eje tendrá un diámetro de 24 mm, por facilidad de construcción, montaje y sujeción de rodamiento.

Sección B-B: En esta sección se coloca un engranaje cónico, donde:

El par de torsión para mover el plato: $T_g = 1,033 \text{ N.m}$

Plano x-z $M = 2,88 \text{ N.m}$

³⁷Mott. Robert. L, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006, Pág. 548.

Plano x-y $M = 0,413 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_B = \sqrt{2,88^2 + 0,413^2} = 2,91 \text{ N.m}$

$K_t = 2$. Hay chavetero Ver pág. 17, 18, 19

- Se calcula el diámetro mínimo en la sección crítica:³⁸

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2 * 2,91 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,033 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$D = 0,013 \text{ m}$

$D = 13 \text{ mm}$

Por estética al conjunto esta sección de eje tendrá un diámetro de 20 mm, por facilidad de construcción y por sujeción del engranaje cónico.

A continuación se presenta una tabla de resumen de los diámetros obtenidos del eje del plato dosificador. Ver Tabla 2.2.

Sección	Diámetro Final
Sección A-A	24 mm
Sección B-B	20 mm

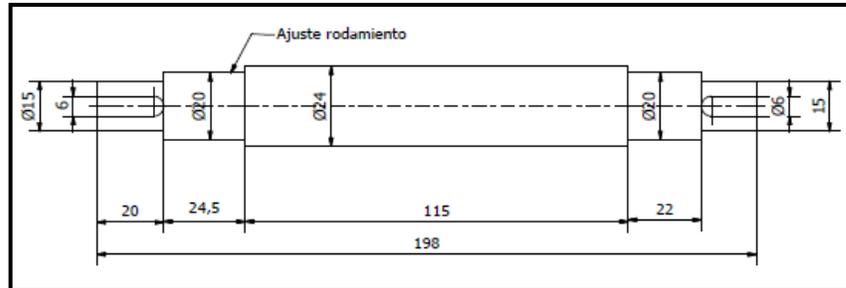
Fuente: Los Autores

Tabla 2.2 Resumen de diámetros del eje plato dosificador.

³⁸ Mott. Robert. L., *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006, Pág. 548.

2.3.5.2 Diseño de eje para el piñón.

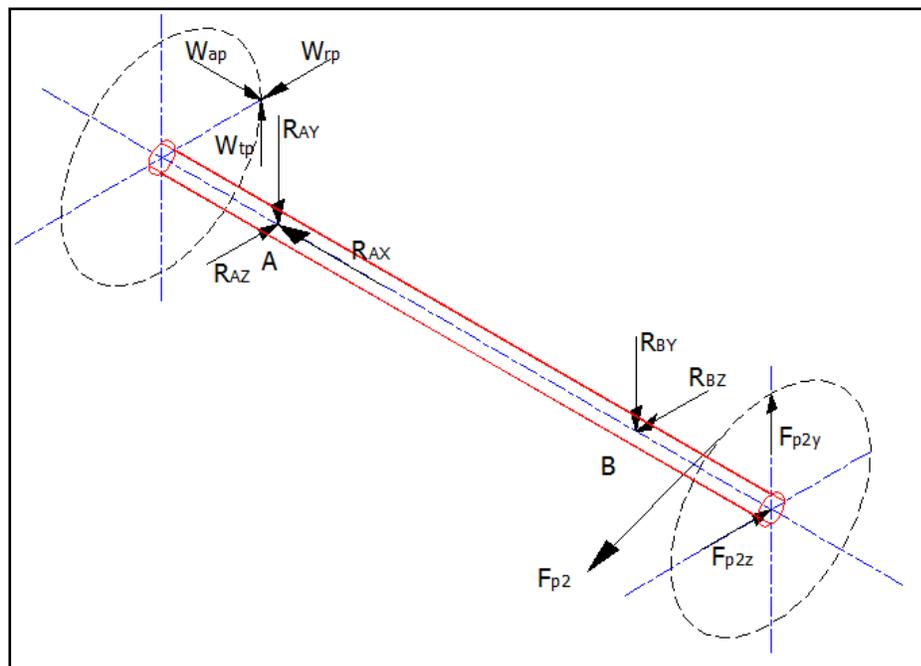
Para el diseño del eje se establece como primer requerimiento la geometría y ubicación de las cargas que va a soportar el mismo. Ver figura 2.40.



Fuente: Los Autores

Figura 2.40 Geometría del Eje de transmisión.

Las fuerzas ejercidas por el piñón para el sistema fueron calculadas en las ecuaciones: 37, 46 y 47 respectivamente, como se aprecia en la figura 2.41.



Fuente: Los Autores

Figura 2.41 Diagrama de cuerpo libre eje sistema transmisión.

Si las fuerzas mencionadas anteriormente son:

(Ec. 38) Fuerza tangencial del engranaje (w_{tp}):

$$w_{tp} = w_{tg} = 25,82 \text{ N}$$

(Ec. 47) Fuerza axial del engranaje (w_{ap}):

$$w_{ap} = 4,20 \text{ N}$$

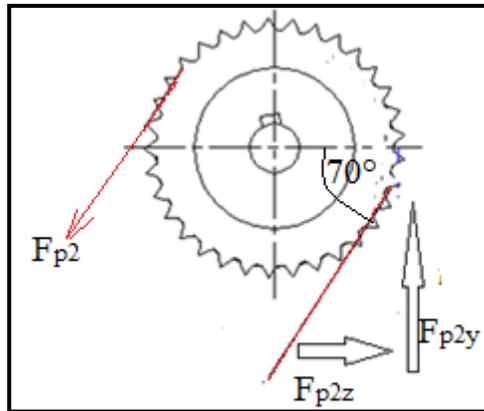
(Ec. 48) Fuerza radial del engranaje (w_{rp}):

$$w_{rp} = 8,40 \text{ N}$$

El torque del engranaje es igual al del piñón cónico, es decir:

$$T_p = T_g = 1,033 \text{ N.m}$$

En el esquema de la figura 2.42 se aprecia la fuerza tangencia F_{p2} con una dirección de 70° con respecto a la catarina conducida. Si su diámetro primitivo es $D_{Zcd}=42,6 \text{ mm}$ ($r_{Zcd} = 21,3 \text{ mm}$), y su número de dientes es $Z_{Cd}=21$.



Fuente: Los Autores

Figura 2.42 Diagrama de cuerpo libre de catarina

Se encuentra la fuerza tangencial en la catarina con la siguiente ecuación:

$$F_{p2} = \frac{T_p}{r_{Zcd}} \tag{Ec. 62}$$

$$F_{p2} = \frac{1,033 \text{ N.m}}{0,0213} = 48,49 \text{ N}$$

Donde:

F_{p2} : Fuerza tangencial en catarina conducida (N).

T_p : Torque máximo para romper la inercia del plato dosificador (N.m).

r_{zcd} : Radio de la catarina conducida (m).

De la figura 2.42 se encuentra se descompone la fuerza tangencial F_{p2} en el plano y-z.

$$\text{Sen } 70^\circ = \frac{F_{p2z}}{F_{p2}} \quad (\text{Ec. 63})$$

$$\text{Sen } 70^\circ = \frac{F_{p2z}}{48,49 \text{ N}}$$

$$F_{p2z} = 45,56 \text{ N}$$

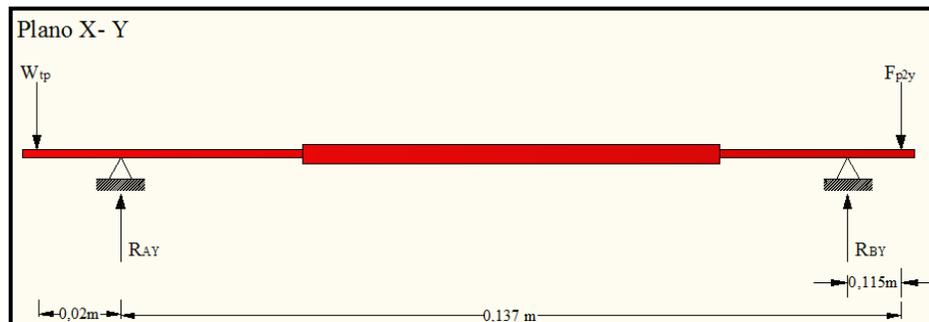
$$\text{Cos } 70^\circ = \frac{F_{p2y}}{F_{p2}} \quad (\text{Ec. 64})$$

$$\text{Cos } 70^\circ = \frac{F_{p2y}}{48,49 \text{ N}}$$

$$F_{p2y} = 16,58 \text{ N}$$

Se analiza el diagrama de fuerzas que actuarán sobre el eje en los diferentes planos x-y e x-z.

Se plantea el diagrama de fuerzas en el plano x-y según figura 2.43.



Fuente: Los Autores

Figura 2.43 Fuerzas que actúan sobre el eje en x-y

$$\Sigma MR_{Ay} = 0 \quad (\text{Ec. 65})$$

$$R_{By} * 0,115 \text{ m} - F_{p2y} * 0,137 \text{ m} + W_{tp} * 0,02 \text{ m} = 0$$

$$R_{By} * 0,115 - 16,58 \text{ N} * 0,137\text{m} + 25,82 \text{ N} * 0,02\text{m} = 0$$

$$R_{By} = 15,26 \text{ N}$$

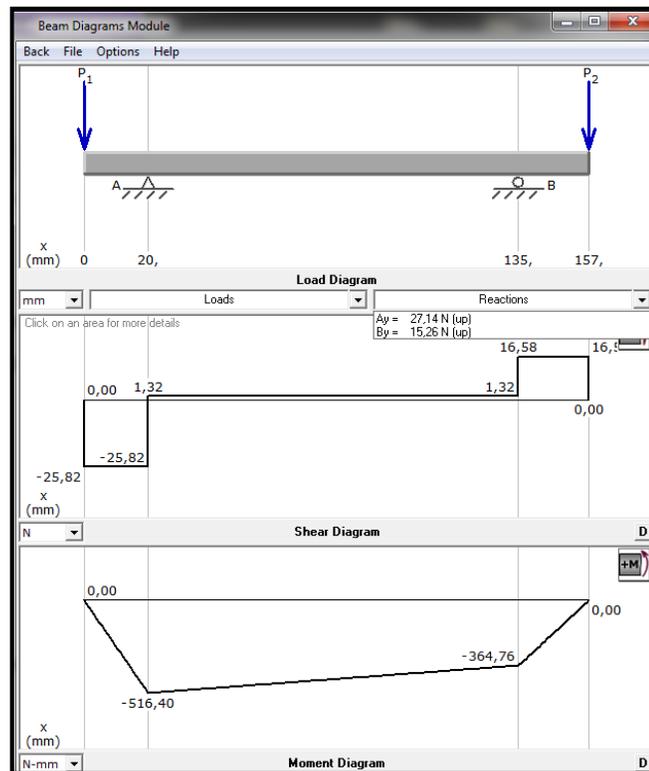
$$\Sigma Fy = 0 \quad (\text{Ec. 66})$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{p2y} - W_{tp} = 0$$

$$R_{Ay} + 15,26 \text{ N} - 16,58 \text{ N} - 25,82\text{N} = 0$$

$$R_{Ay} = 27,14$$

Datos que se comprueban en la figura 2.44 y se determina el momento flector en el plano x-y.

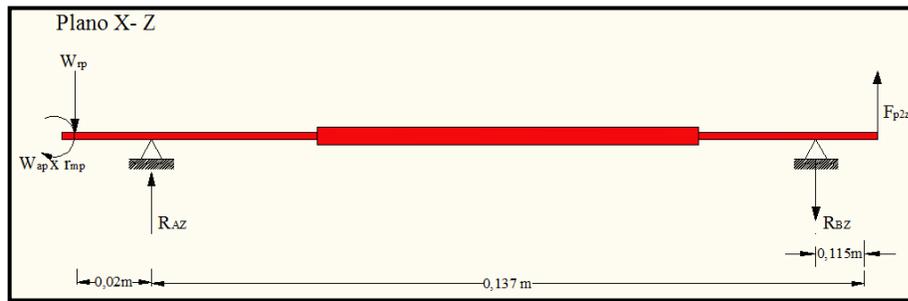


Fuente: Los Autores

Figura 2.44 Diagrama de fuerzas y momento flector en el eje x-y ³⁹

³⁹ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

En la figura 2.45 se planteará el diagrama de fuerzas que afectan al eje en el plano x-z



Fuente: Los Autores

Figura 2.45 Fuerzas que actúan sobre el eje en x-z

Si la fuerza W_{ap} actúa en el diámetro medio del engranaje ($D_{mp} = 40\text{mm}$).

$$\Sigma MR_{Az} = 0 \quad (\text{Ec. 67})$$

$$-W_{rp} * 0,02 \text{ m} + R_{Bz} * 0,115 \text{ m} - F_{p2z} * 0,137 \text{ m} + W_{ap} * D_{mp}/2 = 0$$

$$-8,40\text{N} * 0,02 \text{ m} + R_{Bz} * 0,115 \text{ m} - 45,56 \text{ N} * 0,137\text{m} + 4,20 \text{ N} * \frac{0,04 \text{ m}}{2} = 0$$

$$R_{Bz} = 55,01$$

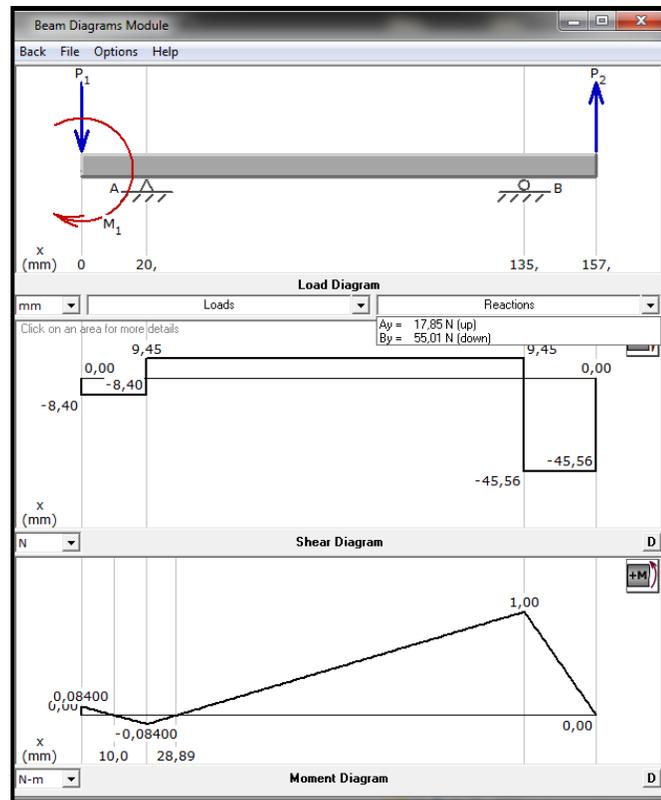
$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{Ec. 68})$$

$$-W_{rp} - R_{Bz} + R_{Az} + F_{p2z} = 0$$

$$-8,40\text{N} - 55,01 \text{ N} + R_{Az} + 45,56 \text{ N} = 0$$

$$R_{Az} = 17,85 \text{ N}$$

Datos que se comprueban en la figura 2.46 y se determina el momento flector en el plano x-z.



Fuente: Los Autores

Figura 2.46 Diagrama de fuerzas y momento flector en el eje en x-z

En función de las figuras 2.44 y 2.46 se determina el momento flector máximo en los diferentes tramos del eje para determinar el diámetro de operación del eje.

Para dimensionar el eje analizaremos por secciones y se determinan los diámetros para cada sección. Ver figura 2.47.



Fuente: Los Autores

Figura 2.47 Dimensiones del eje de transmisión

En el diseño del para el sistema de transmisión se parte de las siguientes características del material a utilizar:

- Si el material del eje es: Acero Inox. 304, $S_y = 40 \text{ ksi}$; $S_{ut} = 82,4 \text{ ksi}$, Ver anexo 4, Tabla 1.

$$S_y = 40 \text{ ksi} = \frac{40 \times 10^3 \text{ lbf}}{\text{pul}^2} * \frac{1 \text{ N}}{4,5 \text{ lbf}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{(0,0254 \text{ cm})^2} = 13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La resistencia a la fatiga real estimada⁴⁰ es:

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_t \quad (\text{Ec. 69})$$

Donde:

- S_n : Resistencia a la fatiga modificada. Anexo 4, Tabla 5a

$$S_n = 20 \text{ ksi}; \quad \text{Maquinado}$$

- C_m : Factor de material. Anexo 4, Tabla 5b.

$$C_m = 0,80$$

- C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo. Anexo 4, Tabla 5c

$$C_{st} = 0,80$$

- C_R : Factor de confiabilidad. Anexo 4, Tabla 5d

$$\text{Confiabilidad deseada} = 0,99$$

$$C_R = 0,81$$

- C_s : Factor de tamaño. Anexo 4, Tabla 5e y 5f

$$C_s = 0,99$$

⁴⁰Mott. Robert. L , *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006

Remplazando estos valores en la ecuación (Ec. 69):

$$S'_n = 20 * 0,80 * 0,80 * 0,81 * 0,99$$

$$S'_n = 10,37 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{pul}^2} = 10,26 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{pul}^2} * \frac{4,5 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{0,0254^2 \text{ m}^2}$$

$$S'_n = 72,33 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- Se calcula el diámetro mínimo en la sección crítica:⁴¹

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt * M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (\text{Ec. 70})$$

Donde:

Kt: Factor por concentración de esfuerzos,

M: Momento flector.

N: Factor de seguridad (2). Anexo 4, Tabla 6.

S'n: Resistencia a la fatiga real estimada

T: Esfuerzo de Torsión,

Sy: Esfuerzo de fluencia.

Sección A-A: En esta sección se coloca el piñón cónico Z=16 dientes.

El par de torsión para mover el plato: $T_g = 1,033 \text{ N.m}$

Plano x-y $M=0$

⁴¹Mott. Robert. L, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006, Pág. 548.

Plano x-z $M = 0,084 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_A = 0,084 \text{ N.m}$

$K_t = 2$. Hay chavetero Ver pág. 17, 18,19

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2 * 0,084 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,033 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$D = 0,01098 \text{ m}$

$D = 10,98 \text{ mm}$

Por estética al conjunto esta sección de eje tendrá un diámetro de 15 mm, por facilidad de construcción, montaje y sujeción del piñón cónico.

Sección B-B: En esta sección se coloca un rodamiento

El par de torsión para mover el plato: $T_g = 1,033 \text{ N.m}$

Plano x-y $M = 0,5164 \text{ N.m}$

Plano x-z $M = 0,084 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_B = \sqrt{0,5164^2 + 0,084^2} = 0,523 \text{ N.m}$

$K_t = 2,5$, Cambio de sección para ajuste de rodamiento. Ver pág. 17, 18,19

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 * 0,523 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,033 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$D = 0,0111 \text{ m}$

$D = 11,1 \text{ mm}$

En proporción al diámetro obtenido de la sección A-A, este diámetro va a tener 20 mm, para guardar relación entre ambos.

Sección C-C: En esta sección se coloca un rodamiento.

El par de torsión para mover el plato: $T_g = 1,033 \text{ N.m}$

Plano x-y $M = 1 \text{ N.m}$

Plano x-z $M = 0,365 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_C = \sqrt{1^2 + 0,365^2} = 1,065 \text{ N.m}$

$K_t = 2,5$. Cambio de sección para ajuste de rodamiento. Ver pág. 17, 18, 19

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 * 1,065 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,033 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,0115 \text{ m}$$

$$D = 11,5 \text{ mm}$$

En proporción al diámetro obtenido de la sección A-A, este diámetro va a tener 20 mm, para guardar relación entre ambos.

Sección D-D: En esta sección se coloca una catalina $Z = 21$ dientes.

El par de torsión para mover el plato: $T_g = 1,033 \text{ N.m}$

Plano x-y $M = 0$; Plano x-z $M = 0$

Momento de flexión $M_A = 0,084 \text{ N.m}$

$K_t = 2$. Hay chavetero Ver pág. 17, 18, 19

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2 * 0 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,033 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,01098 \text{ m}$$

$$D = 10,98 \text{ mm}$$

Por estética al conjunto esta sección de eje tendrá un diámetro de 15 mm, por facilidad de construcción, montaje y sujeción de la catarina.

A continuación se presenta una tabla de resumen de los diámetros obtenidos del eje del sistema de transmisión. Ver Tabla 2.3

Sección	Diámetro Final
Sección A-A	15 mm
Sección B-B	20 mm
Sección C-C	20 mm
Sección C-D	15 mm

Fuente: Los Autores

Tabla 2.3 Resumen de diámetros del eje sistema de transmisión.

2.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE SELLADO VERTICAL Y HORIZONTAL.

Para el diseño del sistema de sellado vertical se emplea como parámetro la temperatura mínima de sellado del Polietileno de baja densidad (LDPE), dicho material se utiliza para el envasado de los productos, además es necesario establecer la presión requerida para el sellado vertical y horizontal.

El espesor de la película de polietileno depende del tamaño de la bolsa y del peso de su contenido, para bolsas de formatos pequeños (<1 Kg) varía entre 0,03 y 0,1 mm.

A continuación se presenta la tabla 2.2 con las características de las láminas plásticas, donde: LDPE: Polietileno de baja densidad; HDPE: Polietileno de alta densidad; PP: Polipropileno.

	Densidad (Kg/dm³)	Resistencia a la Tensión (Kg/cm²)	Resistencia compresión (Kg/cm²)	Temperatura de Sellado (°C)	Presión de Sellado (Kg/cm²)
HDPE	0,94 – 0,96	10 - 35	20 – 25	100 - 180	0,575- 0,635
LDPE	0,91 – 0,93	4 - 16	8 – 21	110 - 180	0,564 – 0,620
PP	0,90	30 - 35	55 – 60	110 - 190	0,610- 0,635

Fuente: Internet

Tabla 2.4 Características generales de lámina plástica.⁴²

2.4.1 Cálculo de fuerza empleado en el sistema de sellado vertical.

El tipo de selladora seleccionada presenta el sistema de sellado vertical, que se encarga de dar la forma de tubo a la lámina plástica de polietileno y el segundo se encarga de realizar el sellado horizontal, dando la forma final a la funda.

Generalmente, en un período de 2 a 5 segundos a una temperatura de 145 °C con una presión de las mordazas de alrededor de 0,564 kgf/cm², se obtendrá un sellado satisfactorio. Ver figura 2.48.⁴³

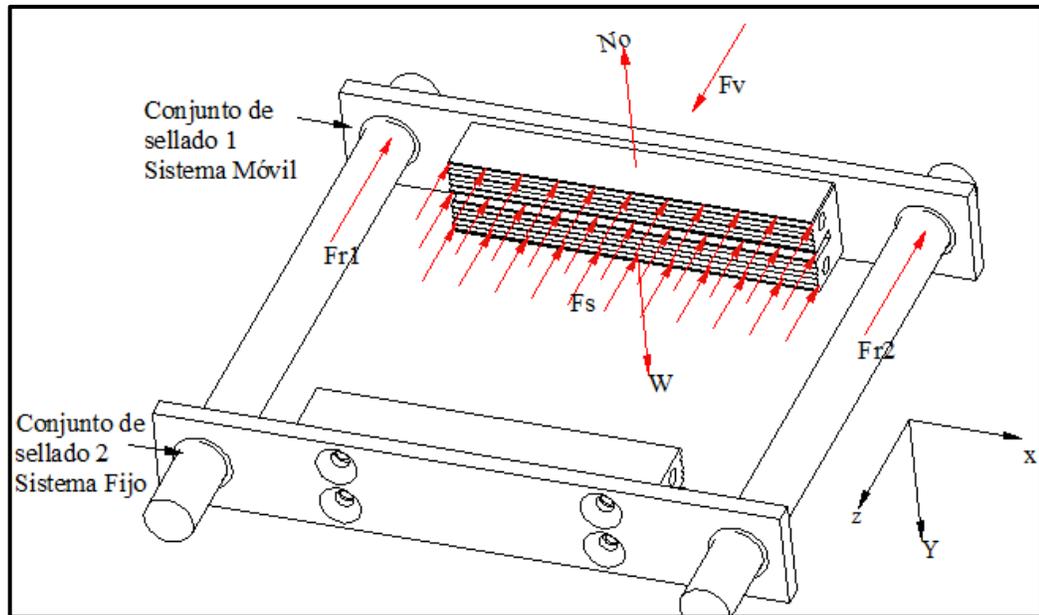
⁴²<http://www.prodescom.net/plasticos.html>

<http://www.interempresas.net/Envase/Articulos/44932-Envases-plasticos-en-el-envasado-en-atmosfera-modificada.html>

⁴³<http://www.prodescom.net/plasticos.html>

Para el cálculo se utiliza las siguientes fórmulas:

Área efectiva de sellado



Fuente: Internet

Figura 2.48 Fuerzas presentes en la mordaza de sellado.

$$A_s = a * L \quad (\text{Ec. 71})$$

Donde:

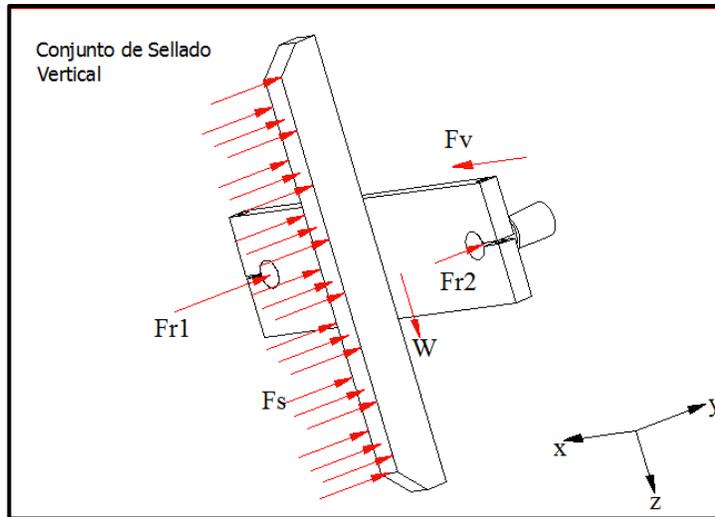
A_s : Área efectiva de sellado (cm²).

a : Ancho total del sellado (cm).

L : Longitud total de sellado (cm).

Se toma como referencia el dato de la presión que soporta el polietileno de baja densidad (LDPE), con este dato se puede determinar la fuerza aproximada que se necesita en las mordazas. Ver figura 2.49.

<http://www.interempresas.net/Envase/Articulos/44932-Envases-plasticos-en-el-ensado-en-atmosfera-modificada.html>



Fuente: Internet

Tabla 2.49 Fuerzas presentes en la mordaza de sellado

Fuerza de sellado

$$F_s = P_s * A_s \quad (\text{Ec. 72})$$

Donde:

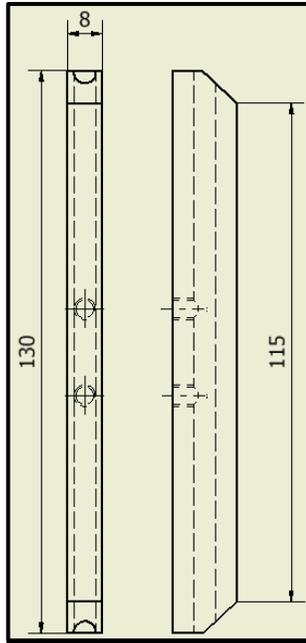
F_s : Es la fuerza de sellado (kgf, Newton).

P_s : Es la presión de sellado (kgf/ cm²).

A_s : Es el área efectiva de sellado (cm).

- **Sellado Vertical**

Para realizar los cálculos del área efectiva del sistema de sellado y fuerza vertical. Ver figura 2.50.



Fuente: Los Autores

Figura 2.50 Dimensiones de mordaza vertical.

$$A_{sv} = a * L \quad (\text{Ec. 73})$$

$$A_{sv} = 0,8 \text{ cm} * 11,5 \text{ cm}$$

$$A_{sv} = 9,2 \text{ cm}^2$$

$$F_{sv} = 0,564 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * 9,2 \text{ cm}^2 \quad (\text{Ec.74})$$

$$F_{sv} = 5,2 \text{ kgf} = 50,85 \text{ N}$$

2.4.2 Dimensionamiento de mordaza de sellado vertical.

Para empezar con el dimensionamiento de las mordazas es necesario conocer las características principales del material que se va a emplear, en nuestro diseño será aluminio. Se elige este material para la mordaza horizontal y vertical debido a que es un buen conductor de electricidad (entre 34 y 38 m/(Ω mm²)) y térmico (1.3 W/(°C cm)),

en relación con su peso, es casi dos veces menor que el cobre. Ver tabla 2.5. Por sus propiedades eléctricas es un buen conductor, capaz de competir en costo y empleos con el cobre.

El aluminio genera de forma natural una capa de óxido que lo hace muy resistente a la corrosión. Resulta especialmente útil para aquellos productos que requieren de protección y conservación. Tiene una densidad de 2700 kg/m³, y con un bajo punto de fusión (660 °C). En estado puro tiene un límite de resistencia en tracción de 160-200 N/mm² (160-200 MPa).

Material	Resistividad °C.cm / w	Conductividad w /°C.cm	Capacidad calorífica Específica J/ cm ³ . °C
Cobre	0,28	3,6	5,3
Aluminio	0,76	1,3	2,3
Hierro Batido	1,3	0,79	3,7
Acero al carbón	2,3	0,43	3,7
Hierro colado	2,5	0,39	3,7
Acero Inoxidable	5,8	0,14 – 0,16	3,7
Chapas de acero al silicio (transversal)	38 – 130	0,03 - 0,008	3,7
Mica (transversal)	360	0,003	2
Batista Barnizada	500	0,002	1,4
Goma	640	0,002	1,4
Cartón prensado, aceitado	640	0,002	1,4
Ladrillo	1000	0,001	1,4
Cartón prensado, seco	1000-1300	0,0008 - 0,0001	1,4
Tejido sin tratar o fieltro	150	0,00063	1,4

Fuente: Internet.

Tabla 2.5 Propiedades térmicas de materiales.⁴⁴

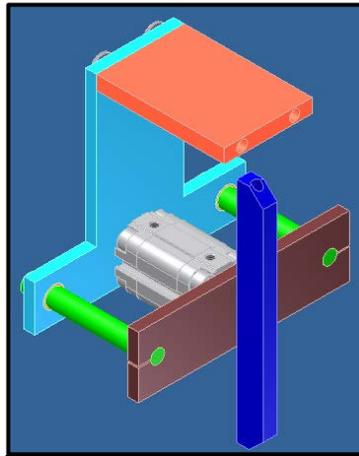
Para el diseño se debe tomar como primer parámetro la longitud de inicio del sistema de arrastre de la bolsa, la mordaza debe tener una dimensión mayor que la longitud final del

⁴⁴http://web.frm.utn.edu.ar/tecnologiae/apuntes/materiales_electricos.pdf

<http://www.interempresas.net/Envase/Articulos/44932-Envases-plasticos-en-el-ensado-en-atmosfera-modificada.html>.

envase, esto es para garantizar una secuencia eficaz en el momento del arrastre, esta longitud va permitir regular la distancia en donde se inicia el sellado horizontal y arrastre, garantizando un sellado completo y hermético de la misma.

De las medidas finales de la funda ya antes mencionada, la mordaza deberá tener de ancho de sellado 8 mm, debido a que debe ser un poco menor al ancho del traslape, y su longitud de sellado sobre el envase es de 115 mm esto es para garantizar una secuencia precisa en el empaquetado con el arrastre de la funda. En dicha mordaza irá alojada una niquelina que servirá para el respectivo sellado de la bolsa, su temperatura será controlada por un PLC en cual se activará en el instante del sellado. En la figura 2.51 se aprecia todos los componentes que tiene la mordaza vertical.

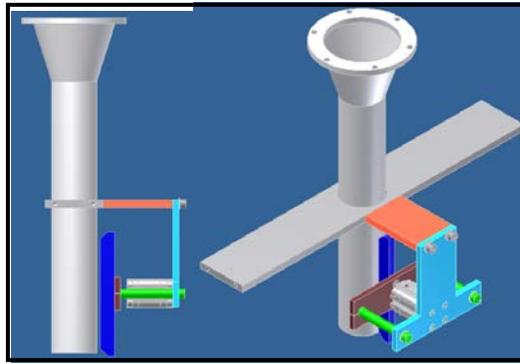


Fuente: Internet.

Figura 2.51 Esquema mordaza vertical.

2.4.2.1 Diseño del mecanismo de sellado vertical.

El diseño del mecanismo de sellado no se basa en la resistencia de los elementos, sino más bien en la geometría ya que es de gran importancia una correcta apertura y cierre de la mordaza, respecto al diámetro exterior del tubo formador. Si se conoce dicho diámetro, se fija una apertura de 10 mm, la misma que sirve para el dimensionamiento de la carrera del cilindro neumático que se empleará. Ver figura 2.52.



Fuente: Los Autores

Figura 2.52 Esquema del sistema de sellado vertical.

2.4.2.2 Selección del cilindro neumático.

La selección del cilindro neumático se da en base a la fuerza de avance y a la carrera del cilindro que debe ser de 10 mm.

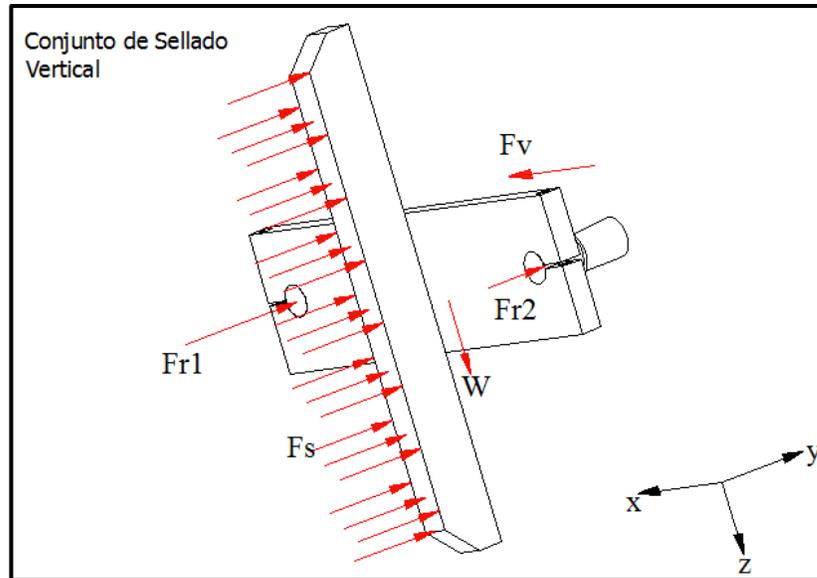
La fuerza se calcula a partir del diagrama de cuerpo libre de los componentes principales del sistema de sellado. Para el desarrollo de cuerpo libre del mecanismo se toma como referencia la mordaza, placa guía, placa sujeta mordaza, bocines y ejes de guía. Para el cálculo del volumen de estos mecanismos se utiliza un programa de diseño como es el Auto Desk Inventor 2010 y los resultados se observan en la tabla 2.6.

Elemento	Material	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)
Placa sujeta mordaza	Acero Inox. 304	23,57	7,85	0,185
Mordaza	Aluminio	13,65	2,71 g/cm ³	0,037
Eje guía (2)	Acero Inox. 304	3,57	7,85 g/cm ³	0,028
			Total	0,250

Fuente: Los Autores

Tabla. 2.6 Obtención de masa del conjunto de sellado vertical.

Se procede a realizar el cálculo de la fuerza de avance del mecanismo de sellado, con la ayuda del diagrama de cuerpo libre. Ver figura 2.53



Fuente: Los Autores

Figura 2.53 Esquema del sistema de sellado Vertical.

$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{Ec.75})$$

$$N_o = W$$

$$N_o = m * g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,25 \text{ kg}$$

$$N_o = 2,45 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{Ec.76})$$

$$Fr_1 + Fr_2 + F_s = F_v; \quad Fr_1 = Fr_2 = \mu * N_o; \text{ Ver } \mu \text{ en Anexo 4, tabla 3 a.}$$

$$F_v = 2 Fr + F_s = 2 (0,18 * 2,45 \text{ N}) + 50,85 \text{ N}$$

$$F_v = 51,73 \text{ N}$$

Donde:

Fr_1, Fr_2 : Fuerza de rozamiento (N).

μ : Coeficiente de fricción de acero sobre bronce.

No: Normal (N).

W: Peso (Newton).

Fv: Fuerza movimiento conjunto sellado (N, kgf).

Fs; Fuerza de sellado, esta fuerza es distribuida en toda la superficie de contacto (N, kgf).

Por lo tanto la fuerza necesaria para el sellado de la mordaza y placa es de 51,73 N, y la misma sirve para la selección del diámetro del émbolo del cilindro neumático.

2.4.2.3 Cálculo de cilindro de doble efecto (C.D.E).⁴⁵

Para el cálculo de la fuerza de avance y retroceso del cilindro, hay que tomar en cuenta el mismo principio del Cilindro de Simple Efecto, con una pequeña variante, que estos tipos de cilindros no actúan con un resorte para el retroceso, sino se aplica la fuerza del aire para realizar este proceso.

Se toma como referencia una presión de 6 bares = 60 N/cm², debido a que la gran mayoría de las unidades y componentes de los sistemas neumáticos están diseñados para una presión de trabajo de 6 a 10 bares. Y además es la presión que se dispone en el compresor.

La fuerza de avance está definida por:

$$F_{\text{real}} = F_{\text{teórica}} - F_{\text{fricción}}$$

$$F_{\text{avance}} = P A_e - 0.1 P A_e$$

$$F_{\text{avance}} = P \frac{d_1^2 * \pi}{4} - 0.1 * P \frac{d_1^2 \pi}{4} \quad (\text{Ec. 77})$$

⁴⁵ Fuente: Notas de cátedra de materia Automatización Industrial 1.

$$d_1^2 = \frac{51,73 \text{ N} * 4}{60 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} * \pi (1 - 0,1)}$$

$$d_1 = 1,22 \text{ cm} = 12,2 \text{ mm}$$

Con el dato del diámetro del émbolo se va al catálogo de cilindros neumáticos **FESTO ADVU 12-10, ISO 6432**, con calibración regulable en ambos lados, el cilindro con embolo de 16 mm y vástago Ø 6mm. Ver Anexo 4, Tabla 4a.

Con el diámetro del émbolo calculado, la Fuerza de avance real del cilindro seleccionado es:

$$F_{\text{avance}} = 60 \frac{1,22^2 * \pi}{4} - 0,1 * 60 \frac{1,22^2 * \pi}{4} \quad (\text{Ec. 78})$$

$$F_{\text{avance real}} = 63,13 \text{ N}$$

Con estos datos se procede a calcular la fuerza de retroceso.

$$d_2 = 6\text{mm. Anexo 4. Tabla 4b}$$

$$F_{\text{retroceso}} = P \times \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) - 0,1 \times P \times \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) \quad (\text{Ec. 79})$$

$$F_{\text{retroceso}} = 60 \times \frac{\pi}{4} (1,22^2 - 0,6^2) - 0,1 \times 60 \times \frac{\pi}{4} (1,22^2 - 0,6^2)$$

$$F_{\text{retroceso}} = 47,86 \text{ N}$$

Donde:

P: Presión. (N/cm², PSI).

A_e.: Área del émbolo (cm²).

d₁: Diámetro del émbolo (cm).

d₂: Diámetro del vástago (cm).

A_r.: Área anular (A_e - A_v). (cm²)

2.4.2.4 Cálculo de soporte de conjunto de sellado vertical.

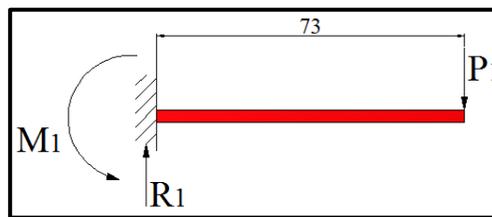
Para realizar el cálculo de soporte, se asume como una viga en voladizo, debido a que esta pieza debe soportar el peso del conjunto de sellado.

Elemento	Material	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)
Placa sujeta mordaza	Acero Inox. 304	23,57	7,85	0,185
Placa base	Acero Inox. 304	34,4	7,85	0,270
Mordaza	Aluminio	13,65	2,71	0,037
Cilindro Neumático	Aluminio	Catálogo	2,71	0,102
Eje guía (2)	Acero Inox. 304	11,21	7,85	0,088
Bocines (2)	Bronce	0,451	8,870	0,004
Total (P1)				0,686

Fuente: Los Autores

Tabla 2.7 Obtención de masa del sistema de sellado vertical.

Se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del elemento: Ver figura 2.54.



Fuente: Los Autores

Figura 2.54 Diagrama de sellado Vertical.

$$P_1 = m * g \quad (\text{Ec. 80})$$

$$P_1 = 0,686 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 6,723 \text{ N}$$

Se calcula las reacciones en conjunto con el diagrama de momento:

(Ec. 81)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_1 = V = P_1$$

$$R_1 = 6,723 \text{ N}$$

(Ec. 82)

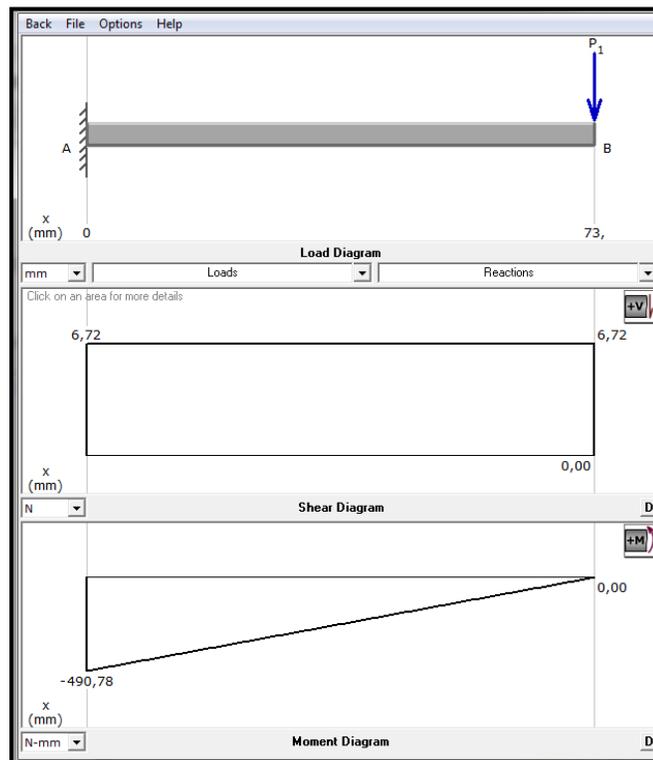
$$\Sigma M_{R1} = 0$$

$$M_1 = - P_1 * l = - 6,723 \text{ N} * 73\text{mm}$$

$$M_1 = - 490,78 \text{ N} \cdot \text{mm} = -49,078 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$M_1 = -461,36 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Datos que se comprueban en la figura 2.55 y se determina el momento flector en el plano x-z.



Fuente: Los Autores

Figura 2.55 Diagrama de corte y momento.⁴⁶

⁴⁶ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

- Si el Material del eje es: Acero Inox. 304, $S_y = 40 \text{ ksi}$; $S_{ut} = 82,4 \text{ ksi}$, Ver anexo 4, Tabla 1

Para el diseño se emplearas un factor de seguridad de 2. Anexo 4, tabla 6.

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F_s} = \frac{M * C}{I} \quad (\text{Ec. 83})$$

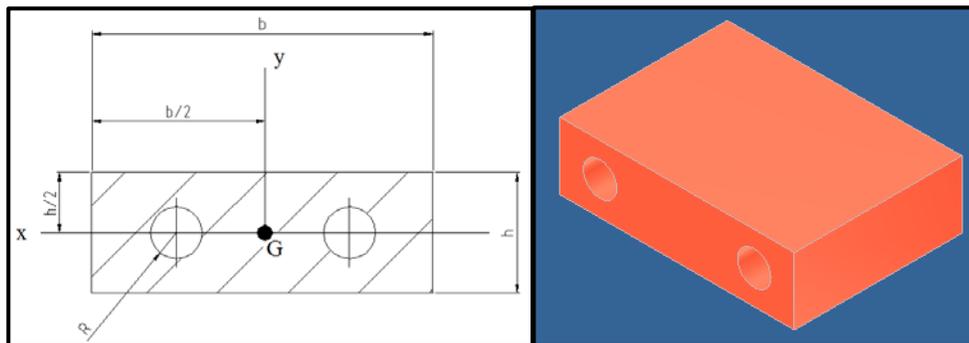
$$[\sigma] = \frac{40 \text{ ksi}}{2} = \frac{40 \times 10^3 \text{ lb}}{2 \text{ pul}^2} * \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{(2,54 \text{ cm})^2} = 1,41 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Momento de inercia Barra Circular

$$I_x = I_y = \frac{d^4 * \pi}{64} \quad (\text{Ec. 84})$$

$$[\sigma] = \frac{M * C}{I} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 85})$$

Para obtener las dimensiones de esta barra rectangular (Ver figura 2.56) se asume un diámetro equivalente, siempre y cuando esta no sea una sección circular:⁴⁷



Fuente: Los Autores

Figura 2.56 Esquema para el diámetro equivalente.

⁴⁷Mott. Robert. L, *Diseño de elementos de maquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006, Pág. 178.

Entonces se calcula el diámetro equivalente:

(Ec. 86.a)

$$d_e^3 = \frac{32 * M}{\pi * [\sigma_x]} = \frac{32 * 461,36 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{\pi * 1,41 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}$$

$$d_e = 1,49 \text{ cm}$$

Donde: Fs: Factor de seguridad.

I: Momento de inercia.

C: Distancia del eje neutro al extremo.

Sy: Esfuerzo de fluencia.

[σ]: Esfuerzo permisible.

de: Diámetro equivalente para el cálculo de sección rectangular.

b: Ancho de la sección rectangular.

h: Altura de la sección rectangular.

Si la ecuación del diámetro equivalente es:

$$d_e = 0,808 (h * b)^{1/2}; \quad (\text{Ec. 86})$$

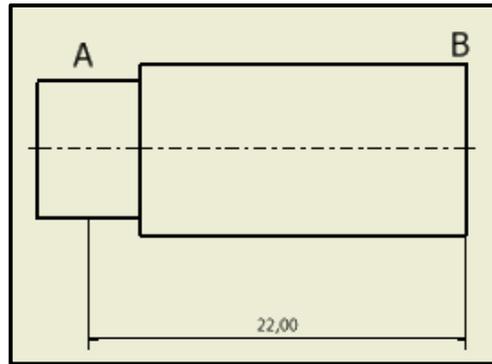
$$d_e = 1,49 \text{ cm} = 0,808 (h * b)^{1/2}; \quad \text{Si se define una altura } h=1 \text{ cm.}$$

$$1,49 \text{ cm} = 0,808 (1 \text{ cm} * b)^{1/2}$$

$$b = 3,42 \approx 34 \text{ mm, Cálculo}$$

El valor calculado es de 34mm, entonces se define que el ancho del soporte es de 50 mm, porque debe albergar equidistantemente dos perforaciones y además por cumplir con la geometría y diseño de la máquina, cuyas medidas finales para la construcción de dicho soporte son 50 x 73x 0,8 mm.

2.4.2.5 Cálculo de eje soporte de sellado vertical.



Fuente: Los Autores

Figura 2.57 Eje soporte sellado vertical.

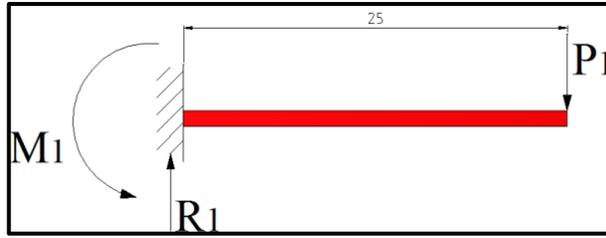
Los ejes de soporte se encuentran en voladizo (Ver figura 2.57) soportando únicamente el peso del mecanismo de sellado vertical. A continuación se presenta el peso del conjunto en la siguiente Tabla 2.8.

Elemento	Material	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)
Placa sujeta mordaza	Acero Inox. 304	22,3	7,85	0,185
Mordaza	Aluminio	13,65	2,71	0,037
Bocines (2)	Bronce	0,451	8,870	0,004
Total (P1+P2)				0,226 kg

Fuente: Los Autores

Tabla 2.8 Obtención de masa para cálculo de ejes soporte.

El diagrama de cuerpo libre (Ver grafica 2.58) del elemento será:



Fuente: Los Autores

Figura 2.58. Diagrama de cuerpo libre.

$$P_1 = m * g \quad ; \text{ es igual para el otro eje.} \quad (\text{Ec. 87})$$

$$P_1 = 0,113 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1,11 \text{ N}$$

(Ec. 88)

(Ec. 89)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma M_{R_1} = 0$$

$$R_1 = V = P_1$$

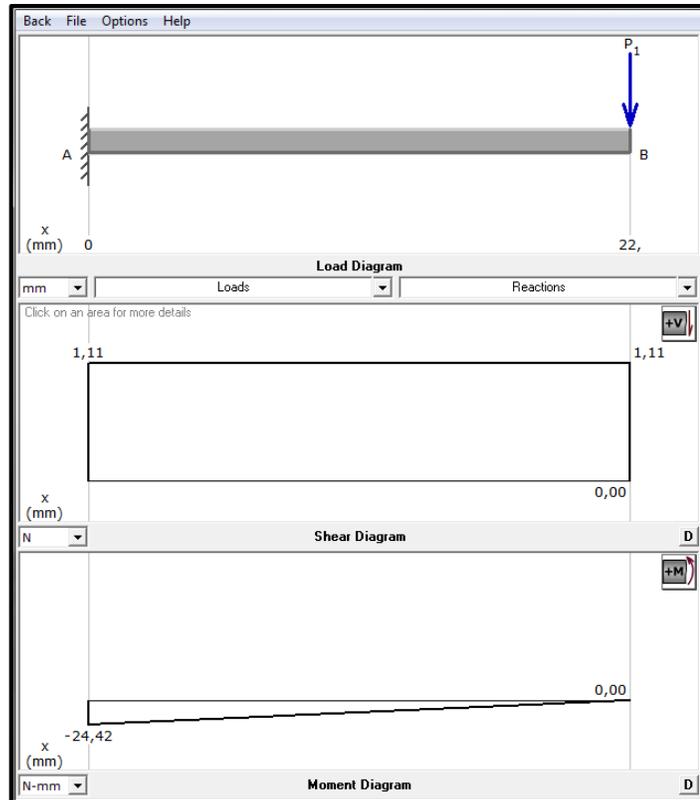
$$M_1 = - P_1 * l = - 1,11 \text{ N} * 22\text{mm}$$

$$R_1 = 1,11 \text{ N}$$

$$M_1 = - 24,42 \text{ N} \cdot \text{mm} = -2,44 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$M_1 = -23,93 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Datos que se comprueban en la figura 2.59.



Fuente: Los Autores

Figura 2.59 Diagrama de corte y momento.⁴⁸

- Si el Material del eje es: Acero Inox. 304, $S_y = 40 \text{ ksi}$; $S_{ut} = 82,4 \text{ ksi}$, Ver anexo 4, Tabla 1

Para el diseño se emplearas un factor de seguridad de 2. Anexo 4, tabla 6.

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F_s} = \frac{M \cdot C}{I} \quad (\text{Ec. 90})$$

$$[\sigma] = \frac{40 \text{ ksi}}{2} = \frac{40 \times 10^3 \text{ lb}}{2 \text{ pul}^2} * \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{(2,54 \text{ cm})^2} = 1,41 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

⁴⁸ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

Momento de Inercia de Barra circular

$$I_x = I_y = \frac{d^4 * \pi}{64} \quad (\text{Ec. 91})$$

$$[\sigma] = \frac{M * C}{I}; \quad C = \frac{d}{2} \quad (\text{Ec. 92})$$

$$[\sigma_x] = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 93})$$

Diseño del diámetro del eje de la sección A:

$$d^3 = \frac{32 * M}{\pi * [\sigma_x]}$$

Donde: Fs: Factor de seguridad.

 I: Momento de inercia.

 C: Distancia del eje neutro al extremo.

 Sy: Esfuerzo de fluencia.

 [σ]: Esfuerzo permisible.

 d: Diámetro del eje.

$$d^3 = \frac{32 * 23,93 \text{ kgf cm}}{\pi * 1,41 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}$$

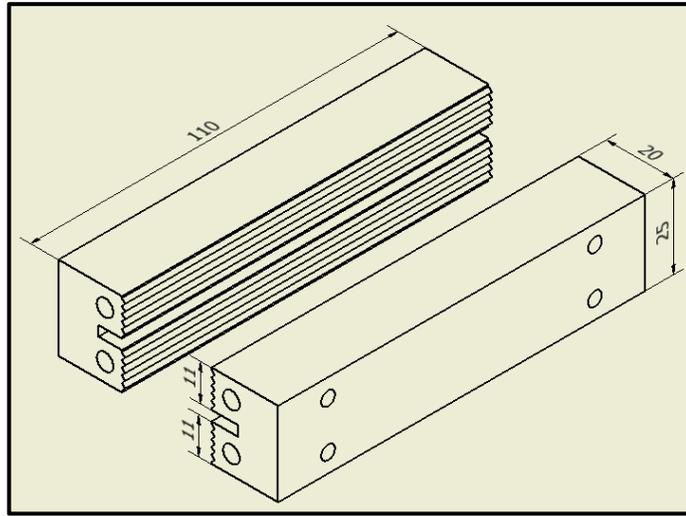
d = 0,557 cm = 5,6 mm; Cálculo

El eje para la sección A será fabricado de 8mm, debido a que por facilidad de construcción se elige este valor, y además porque debe cumplir con la geometría y estética con las demás piezas del conjunto del sistema de sellado vertical.

2.4.3 Cálculo de fuerza empleada en el sistema de sellado horizontal

Sellado Horizontal.

Para realizar los cálculos del área efectiva del sistema de sellado y fuerza vertical. Ver figura 2.60.



Fuente: Los Autores

Figura 2.60 Dimensiones de mordazas horizontales.

$$A_{sh} = a * L = 1,1 \text{ cm} * 11 \text{ cm} \quad (\text{Ec. 94})$$

$$A_{sh} = 12,1 \text{ cm}^2$$

$$F_{sh} = P_s * A_s = 0,564 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} * 12,1 \text{ cm}^2 \quad (\text{Ec. 95})$$

$$F_{sh} = 6,824 \text{ kgf}$$

$F_{sh} = 66,87 \text{ N}$; Ejerce una mordaza en una cara de la funda.

2.4.3.1 Diseño de mordazas de sellado Horizontal.

Para el diseño de las mordazas de sellado (ver figura 2.60), se toma como referencia las dimensiones finales de la bolsa ya antes mencionada en la Tabla 2.1. Las mordazas deben tener las siguientes dimensiones 110 x 25 x 20 mm respectivamente. Sé fija estas medidas debido a que debe ser un poco más grande que el ancho de la bolsa a ser elaborada es para garantizar un sellado completo y adecuado de la misma.

En dichas mordazas irán alojadas un par de niquelinas que servirá para el sellado de la funda, su temperatura será controlada por un PLC, en el apartado 2.5.1 se realiza un análisis de la transferencia de calor de la mordaza a la película plástica.

2.4.3.2 Diseño del mecanismo de sellado.

El dimensionamiento del mecanismo de sellado no se basa en la resistencia de los elementos, sino mas bien en la geometría ya que es de gran importancia una correcta apertura y cierre del mecanismo.

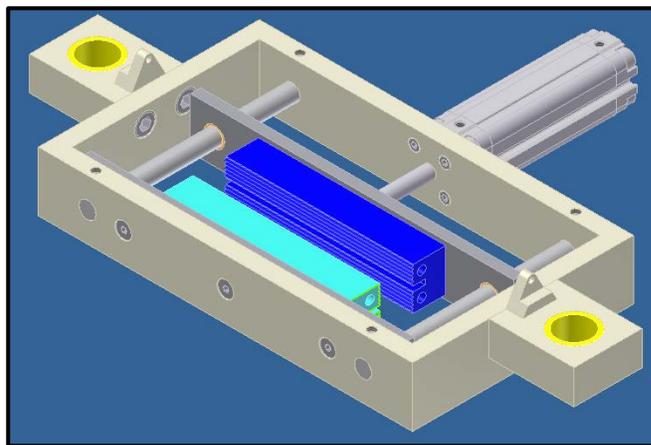
La primera idea será escoger todo un material que no se corroa u oxide en un determinado ambiente. En este caso se utilizara los siguientes materiales:

- Para el marco del mecanismo de sellado se utilizará un acero inoxidable (AISI 304).
- Para las placas de sujeción de las mordazas se empleará un acero inoxidable (AISI 304).
- Las mordazas serán fabricadas de aluminio debido a que es un buen conductor eléctrico y de calor. Ver tabla 2.5.
- Los ejes guías y bocines se fabricará de acero Inoxidable y bronce respectivamente.

El mecanismo de sellado debe garantizar una apertura de la mordaza suficiente para no complicar el paso de la funda. Si se conoce que el diámetro del tubo formador de la

bolsa es de 48 mm, se fija una apertura de 60 mm, considerando una carrera de cilindro neumático estándar de 60mm en cada lado.

Además las mordazas irán montadas en una placa base, que dispone de agujeros laterales donde se colocarán unos bocines de bronce, los cuales se deslizarán en unos ejes permitiéndole el guiado correcto para la apertura y cierre de la mordaza, para este caso se utiliza un cilindro neumático para realizar el sellado, debido a que si se utiliza otro cilindro para el movimiento de la otra mordaza, el mecanismo por ende tendría que ser más grande y esto produce un gasto innecesario, y además si se fija una de las mordazas el sistema de sellado y arrastre es más seguro y eficaz, pues al trabajar con dos cilindros se corre el riesgo que si uno de los dos falla se pueda parar la producción, y además el empleo de uno o dos cilindros para este tipo de trabajo cumplen con el mismo principio de funcionamiento que se espera, por lo cual se decide optar para este proyecto un solo cilindro fijado a la mordaza móvil, y la otra mordaza será fija, debido a que sólo se necesita ejercer una fuerza de 66,87 N en el envase para realizar el arrastre y a la vez sellarla. Ver figura 2.62



Fuente: Los Autores

Figura 2.61 Esquema del sistema de sellado.

2.4.3.3 Selección del cilindro neumático.

La selección del cilindro neumático se da en base a la fuerza de avance y a la carrera. La carrera del cilindro es de 60 mm. La fuerza se calcula a partir del diagrama de cuerpo libre de los componentes principales del sistema de sellado.

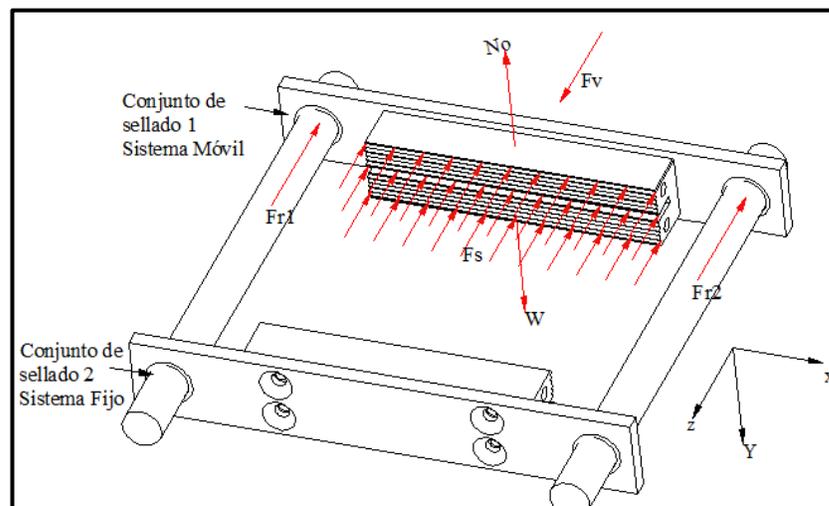
Para el desarrollo de cuerpo libre del mecanismo se toma como referencia la mordaza, placa, bocines y ejes de guía. Para el cálculo del volumen del sistema de sellado se utiliza el programa de diseño. Ver tabla 2.9.

Elemento	Material	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)
Placa	Acero Inox. 304	29,94	7,85	0,235
Mordaza	Aluminio	45,02	2,71	0,122
Bocín (2)	Bronce	0,451	8,870	2 *0,002
Total				0,361

Fuente: Los Autores

Tabla. 2.9 Obtención de masa del conjunto de sellado 1.

Se procede a realizar el cálculo de la fuerza de avance del conjunto de sellado 1, con la ayuda del diagrama de cuerpo libre del conjunto, ver figura 2.62.



Fuente: Los Autores

Figura 2.62 Esquema del sistema de sellado horizontal.

Los siguientes cálculos serán necesarios para obtener la fuerza de avance:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{Ec. 96})$$

$$N_o = W$$

$$N_o = m * g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,361 \text{ kg}$$

$$N_o = 3,54 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{Ec. 97})$$

$$F_{r1} + F_{r2} + q = F_v; \quad F_{r1} = F_{r2} = \mu * N_o; \text{ Ver } \mu \text{ en Anexo 3, tabla 3a}$$

$$F_v = 2 F_r = 2 (0,18 * 3,54 \text{ N}) + 66,87 \text{ N}; \quad q = F_{sh}$$

$$F_v = 68,14 \text{ N} = 6,95 \text{ kgf}$$

Entonces se obtiene una fuerza de 68,14 N para mover a la mordaza, placa y para realizar el sellado. Mediante esta fuerza se procede a realizar la selección del cilindro neumático.

2.4.3.3.1 Cálculo de cilindro de doble efecto (C.D.E).

La fuerza de avance está definida por la Ec. (104).

Se toma como referencia una presión de 6 bares = 60 N/cm², como la presión de servicio para el sistema de accionamiento de los sistemas neumáticos.

$$F_{\text{avance}} = P \frac{d_1^2 * \pi}{4} - 0,1 * P \frac{d_1^2 * \pi}{4} \quad (\text{Ec. 98})$$

$$d_1^2 = \frac{68,14 \text{ N} * 4}{60 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} * \pi (1 - 0,1)}$$

$$d_1 = 1,607 \text{ cm} = 16,07 \text{ mm}$$

Con el diámetro del émbolo calculado, la fuerza de avance real del cilindro seleccionado es:

$$F_{\text{avance}} = 60 \frac{1,607^2 * \pi}{4} - 0,1 * 60 \frac{1,607^2 \pi}{4}$$

$$F_{\text{avance real}} = 109,52 \text{ N}$$

Con el diámetro del émbolo se escoger del catálogo de cilindros neumáticos **FESTO ADVU 16-60, ISO 6432**, regulable en ambos lados, dicho cilindro con embolo de 16 mm y con vástago Ø6 mm. Ver Anexo 4, Tabla 4a. Con estos datos se procede a calcular la fuerza de retroceso.

$d_2 = 6\text{mm}$. Ver Anexo 4, Tabla 4b.

$$F_{\text{retroceso}} = P \times \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) - 0,1 \times P \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) \quad (\text{Ec. 99})$$

$$F_{\text{retroceso}} = 60 \times \frac{\pi}{4} (1,607^2 - 0,6^2) - 0,1 \times 60 \times \frac{\pi}{4} (1,607^2 - 0,6^2)$$

$$F_{\text{retroceso}} = 94,25 \text{ N}$$

Donde: P: Presión. (N/cm², PSI).

A_e .: Área del émbolo (cm²).

d_1 : Diámetro del émbolo (cm).

d_2 : Diámetro del vástago (cm).

A_r .: Área anular ($A_e - A_v$). (cm²)

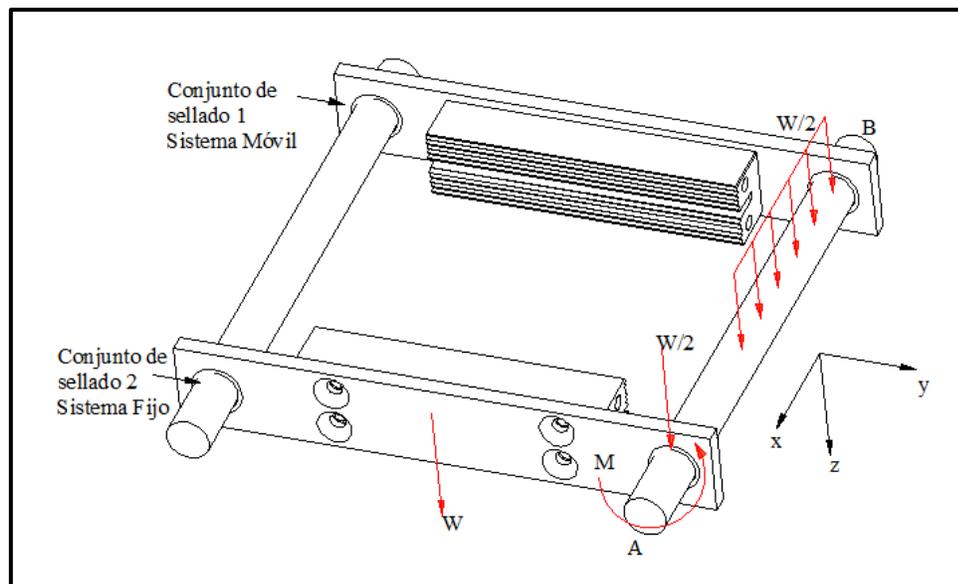
A continuación se visualiza en la figura 2.63 un cilindro neumático ADVU, que se va a utilizar tanto en sistema de sellado vertical como en el horizontal.



Fuente: Internet.

Figura 2.63 Cilindro Neumático Festo ADVU, ISO 6432.⁴⁹

2.4.3.4 Diseño de eje soporte Sellado Horizontal.



Fuente: Los autores.

Figura 2.64 Mecanismo de sellado vertical

⁴⁹http://www.festo.com/pnf/es-mx_mx/products/catalog?action=search&key=dsn

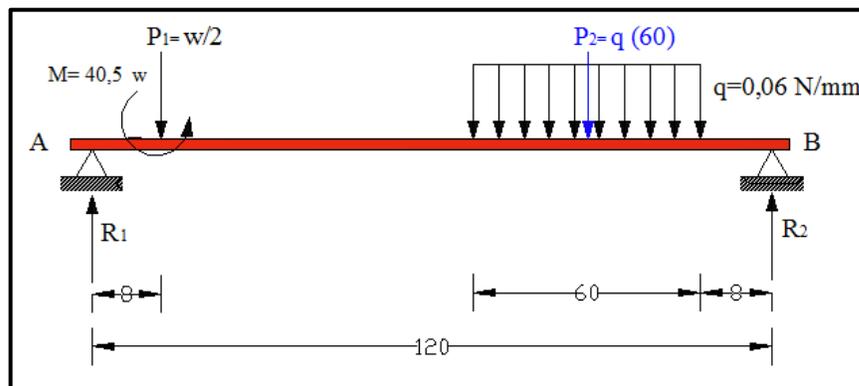
Los ejes de soporte se encuentran apoyados en los extremos, resistiendo únicamente el peso de los respectivos conjuntos como se ve en la figura 2.64. El peso es igual para ambos casos, a continuación se presenta la tabla 2.10.

Elemento	Material	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)
Placa	Acero Inox. 304	29,94	7,85	0,235
Mordaza	Aluminio	45,02	2,71	0,122
bocín (2)	Bronce	0,451	8,870	2 *0,002
Total				0,361

Fuente: Los Autores

Tabla 2.10 Obtención de masa del conjunto de sellado 1.

Se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del elemento. Ver figura 2.65.



Fuente: Los Autores

Figura 2.65 Diagrama de cuerpo libre.

$$W = m * g \quad ; \text{ es igual para el otro eje.} \quad (\text{Ec. 100})$$

$$W = 0,365 * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3,58 \text{ N}$$

La carga distribuida (q) se transforma en una carga puntual P₂= 3,6 N

Donde:

$$P_1 = 1,79 \text{ N}; \quad M = 144,99 \text{ N.mm.}$$

(Ec. 101)

(Ec. 102)

$$\Sigma F_v = 0$$

$$\Sigma M_{R2} = 0$$

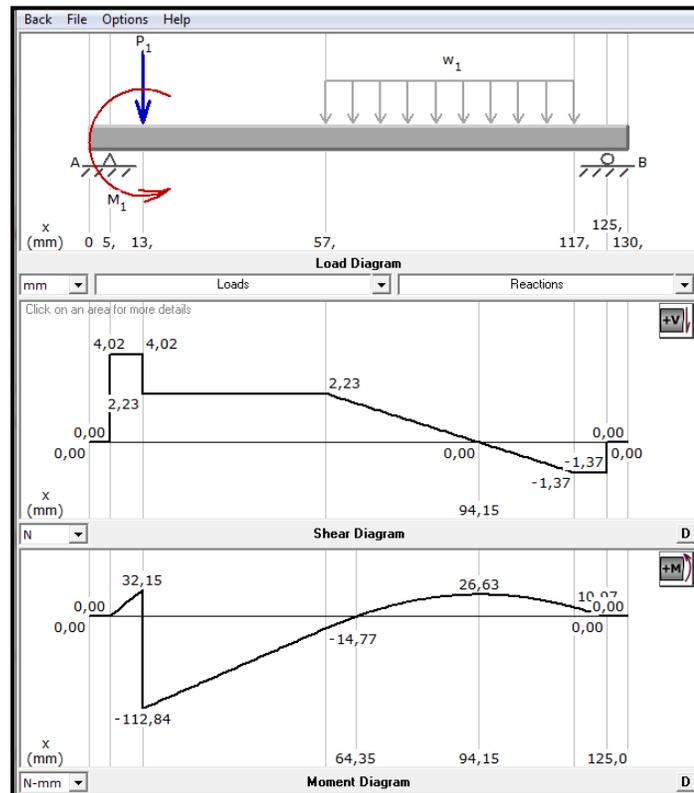
$$R_1 + R_2 = P_1 + P_2$$

$$M_1 + P_1 * 112 + P_2 * 38 = R_1 * 120$$

$$R_1 + R_2 = 5,39 \text{ N}$$

$$144,99 + 200,48 + 136,04 = R_1 * 120$$

$$R_1 = 4,02 \text{ N}; \quad R_2 = -1,37 \text{ N}$$



Fuente: Los Autores

Figura 2.66 Diagrama de corte y momento.⁵⁰

⁵⁰ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

En el gráfico de diagrama de momentos (Ver figura 2.66) se puede observar que el momento máximo es de 112,84 N.mm (1100,58 kgf.cm), es ahí el punto más crítico para diseñar el diámetro del eje de guía para el sistema de sellado.

- Si el Material del eje es: Acero Inox. 304, $S_y = 40$ ksi; $S_{ut} = 82,4$ ksi, Ver anexo 4, Tabla 1

Para el diseño se emplearas un factor de seguridad de 2. Anexo 4, tabla 6.

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F_s} = \frac{M * C}{I} \quad (\text{Ec.103})$$

$$[\sigma] = \frac{40 \text{ ksi}}{2} = \frac{40 \times 10^3 \text{ lb}}{2 \text{ pul}^2} * \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{(2,54 \text{ cm})^2} = 1,41 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Momento de Inercia de Barra circular

$$I_x = I_y = \frac{d^4 * \pi}{64} \quad (\text{Ec. 104})$$

$$[\sigma] = \frac{M * C}{I}; \quad C = \frac{d}{2} \quad (\text{Ec. 105})$$

$$[\sigma_x] = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 106})$$

Diseño del diámetro del eje de la sección A:

$$d^3 = \frac{32 * M}{\pi * [\sigma_x]}$$

Donde: F_s : Factor de seguridad.

I: Momento de inercia.

C: Distancia del eje neutro al extremo.

Sy: Esfuerzo de fluencia.

[σ]: Esfuerzo permisible.

d: Diámetro del eje.

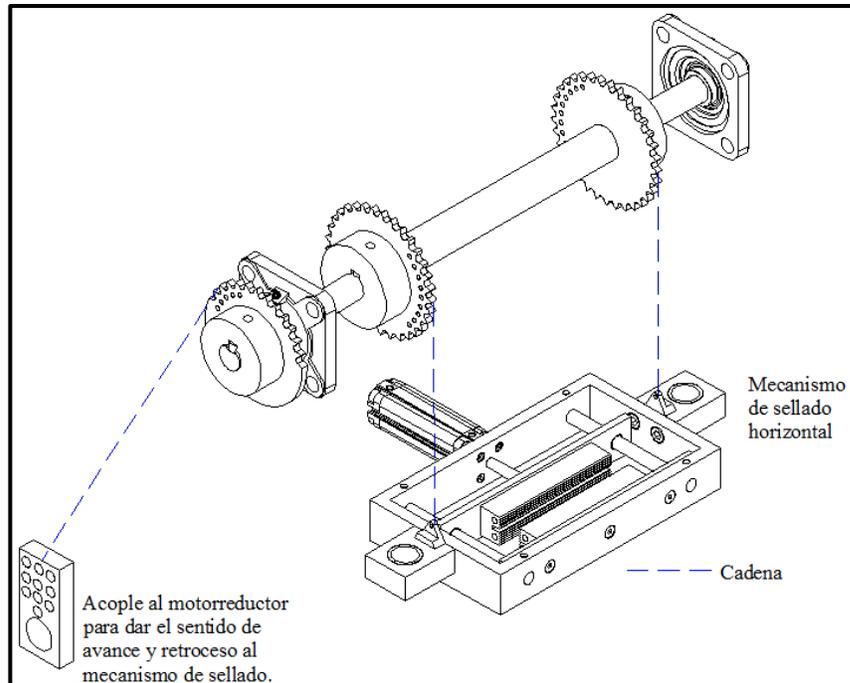
$$d = \frac{32 * 110,58 \text{ kgf. cm}}{\pi * 1,41 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}$$

$$d = 0,927 \text{ cm} = 9,27 \text{ mm}$$

d = 10 mm; El eje será fabricado de 10 mm diámetro.

2.4.3.5 Diseño del mecanismo de elevación del sistema de sellado horizontal.

El mecanismo de elevación del sistema de sellado está compuesto por dos catarinas cuya función son elevar el mecanismo, permitiendo de este modo el sellamiento superior e inferior de la bolsa plástica. La catarina de la parte izquierda de la figura 2.67 como se la puede apreciar solo dispone de un tercio de los dientes y va conectado a un prisma rectangular por medio de una cadena de rodillos, se diseñó de la siguiente forma debido a que debe permitir subir y bajar el mecanismo de sellado con el mismo sentido de giro.



Fuente: Los Autores

Figura 2.67. Mecanismo de elevación sistema de sellado.

2.4.3.5.1 Diseño y dimensionamiento de las catarinas.

Catarinas centrales.

Para empezar con el diseño de las catarinas es necesario establecer el desplazamiento del sistema de sellado, en este caso tendrá un desplazamiento máximo de 175 mm de los cuales se los puede regular a la necesidad o al tamaño de la funda, en nuestro caso se necesita un desplazamiento de 100 mm para obtener el tamaño de la funda deseada. Así:

- Longitud de desplazamiento: 175 mm.
- N° dientes: 33.
- Paso: 9,525 mm (3/8 pul)

Se calcula el diámetro primitivo: ⁵¹

⁵¹ Shigley Joseph, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Edición, Mc Graw Hill, México 2004, Pág. 1090.

$$D = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{N}} \quad (\text{Ec. 107})$$

$$D = \frac{9,525 \text{ mm}}{\text{sen} \frac{180}{33}}$$

$$D = 100,20 \text{ mm}$$

Si el perímetro de la catarina será: (Ec. 108)

$$\text{Perímetro} = \pi * 100,20 = 315,10 \text{ mm}$$

Se fija que la longitud máxima de desplazamiento sea de 175 mm, y el perímetro de la catarina de 315 mm, se puede comparar estos valores y determinar que al momento que recorra el mecanismo de sellado los 175 mm esta dimensión ocupa casi la mitad de la catarina, el propósito de este diseño es facilitar y agilizar el subir y bajar el sistema de sellado con la finalidad de evitar algún tipo de inconveniente en el momento de enrollarse y desenrollarse la catarina de la cadena o viceversa.

Con los datos anteriormente calculados se procede a escoger el tipo de catarina del catálogo. Ver Anexo 4, Tabla 7.

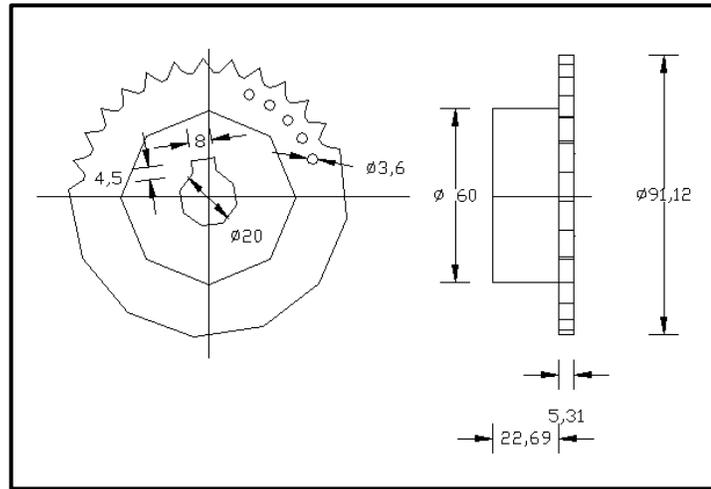
Donde: D: Diámetro primitivo de la catarina.

 P: paso de la cadena.

 N: Número de dientes.

Catarina lateral.

Transmitirá la potencia y movimiento del motor reductor al eje del mecanismo de elevación. Este tiene una periferia de solo un tercio de los dientes calculados, debido a que debe permitir enrollarse y desenrollarse de la cadena rápidamente para producir el movimiento lineal de avance del sistema de sellado. Ver figura 2.68.



Fuente: Los Autores

Figura 2.68 Geometría de catarina lateral.

- Si el material de la catarina es acero bonificado V320.

$$\text{Densidad } (\delta) = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Número de dientes} = 30$$

Se calcula el diámetro primitivo: ⁵²

$$D = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{N}} \quad (\text{Ec. 109})$$

$$D = \frac{9,525 \text{ mm}}{\text{sen} \frac{180}{30}}$$

⁵² Shigley Joseph, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Edición, Mc Graw Hill, México 2004, Pág. 1090.

$$D = 91,12 \text{ mm}$$

Masa aproximada de la catarina:

$$V = \pi * 30^2 * 22,69 + \pi * 45,56^2 * 5,31 - \pi * 10^2 * 28 - 8 * 4,5 * 28 - \pi * 1,8^2 * 5,31$$

$$V = 88922,71 \text{ mm}^3 = 8,89 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. 110})$$

$$m = \delta * V = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 8,89 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. 111})$$

$$m = 0,70 \text{ kg}$$

Donde: D: Diámetro primitivo de la catarina.

P: paso de la cadena.

N: Número de dientes.

m: masa Catarina.

V: volumen Catarina

2.4.3.5.2 Obtención de fuerzas en la cadena de las catarinas centrales.

Para obtener las fuerzas que actúan en las catarinas centrales lo primero que se debe hacer es obtener la masa del conjunto de sellado horizontal.

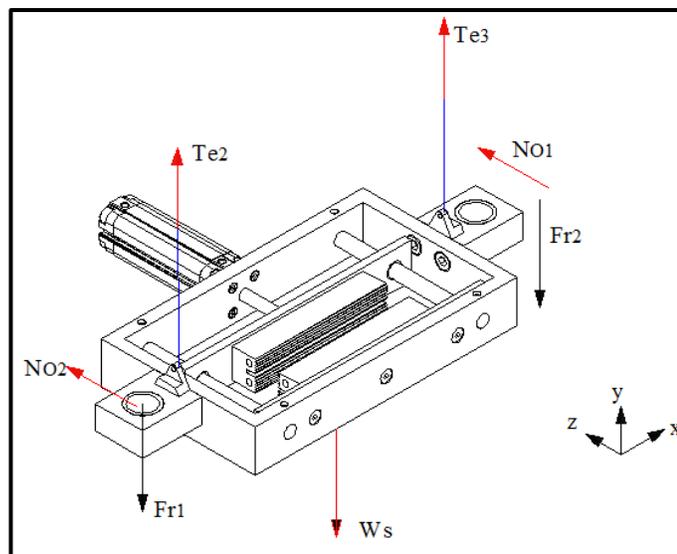
Para el cálculo del volumen del sistema de sellado se utiliza el programa de diseño, para la obtención de las propiedades físicas que se señala en la tabla 2.11:

Elemento	Material	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)
Mordaza horizontal (2)	Aluminio	2 * 45,02	2,71	2 * 0,122
Ejes de guía (2)	Acero Inox. 304	2 * 10,45	7,85	2 * 0,082
Placa sujeta Mordaza (2)	Acero Inox. 304	2 * 29,94	7,85	2 * 0,235
bocín columna (2)	Bronce	2 * 3,49	8,870	2 * 0,031
Cuadros para columna (2)	Acero Inox. 304	2 * 31,21	7,85	2 * 0,245
bocín guías (2)	Bronce	2 * 0,225	8,870	2 * 0,002
Pistón neumático	Aluminio Catálogo	33,21 Catálogo	2,71 Catálogo	0,09 Catálogo
Estructura sistema sellado horizontal	Acero Inox. 304	226,24	7,85	1,776
Total				3,3 kg

Fuente: Los Autores

Tabla. 2.11 Obtención de masa del sistema de sellado horizontal.

Una vez que se obtiene el peso del mecanismo de sellado se procede a realizar el diagrama de cuerpo de libre, ver figura 2.69.



Fuente: Los Autores

Figura 2.69 Mecanismo de sellado horizontal

Como se puede observar en el diagrama de cuerpo de libre la tensión Te_2 y Te_3 deben ser iguales para que se pueda equilibrar de forma equitativa el peso del conjunto del sistema de sellado.

Si:

$$W_s = m * g \quad (\text{Ec. 112})$$

$$W_s = 3,3 * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 32,34 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{Ec. 113})$$

$$No_1 + No_2 = 0; \quad No_1 = No_2 = 0$$

$$Fr_1 = Fr_2 = \mu * No_1; \quad \text{Ver } \mu \text{ en Anexo 4, Tabla 3a.}$$

$$Fr_1 = Fr_2 = 0,18 * 0 = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{Ec. 114})$$

$$Fr_1 + Fr_2 + W_s = Te_2 + Te_3$$

Donde:

Fr_1, Fr_2 : Fuerza de rozamiento (N).

μ : Coeficiente de fricción de acero sobre bronce.

No : Normal (N).

W_s : Peso del sistema de sellado horizontal (Newton).

Te_2 : Tensión en la cadena (N, kgf).

Te_3 ; Tensión en la cadena (N, kgf).

$$0 + 0 + 32,34 \text{ N} = Te_2 + Te_3$$

$$Te_2 + Te_3 = 32,34 \text{ N} = 3,3 \text{ kgf}$$

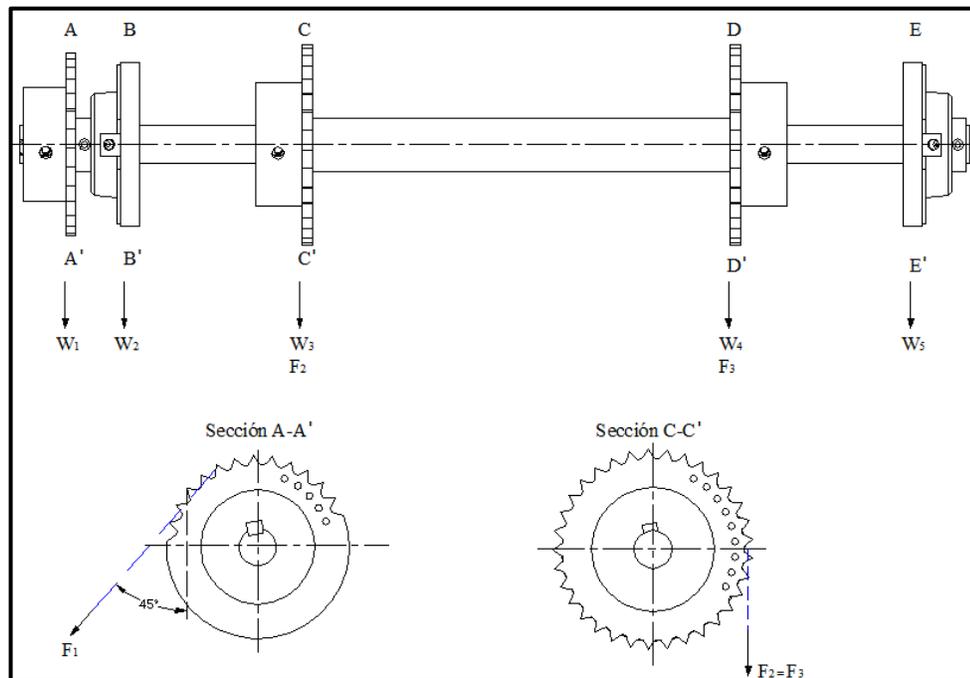
$$Te_2 = 16,17 \text{ N} = 1,65 \text{ kgf} \quad (\text{Ec. 115})$$

$$Te_3 = 16,17 \text{ N} = 1,65 \text{ kgf} \quad (\text{Ec. 116})$$

2.4.3.5.3 Obtención de fuerzas en las catarinas

Para empezar con el diseño del eje es necesario conocer el dato del torque que actúa sobre el eje, y este valor ayudara a dimensionar en el apartado 2,9 la selección del motor reductor.

En la figura 2.70 se puede observar las fuerzas que actúan en el eje y en las respectivas catarinas.



Fuente: Los Autores

Figura 2.70 Esquema de fuerzas en las catarinas.

Como ya se determinó las tensiones que actúan en las cadenas en el apartado 2.4.3.5.2, y estas tensiones son iguales a las fuerzas que actúan en las catarinas centrales se puede establecer la siguiente semejanza:

Si:

$$T_{e_2} + T_{e_3} = F_2 + F_3 = 3,3 \text{ kgf}$$

$$T_{e_2} = F_2 = 16,17 \text{ N} = 1,65 \text{ kgf} \quad (\text{Ec. 117})$$

$$T_{e_3} = F_3 = 16,17 \text{ N} = 1,65 \text{ kgf} \quad (\text{Ec. 118})$$

Donde:

T_2 : Tensión en la cadena (N, kgf).

T_3 : Tensión en la cadena (N, kgf).

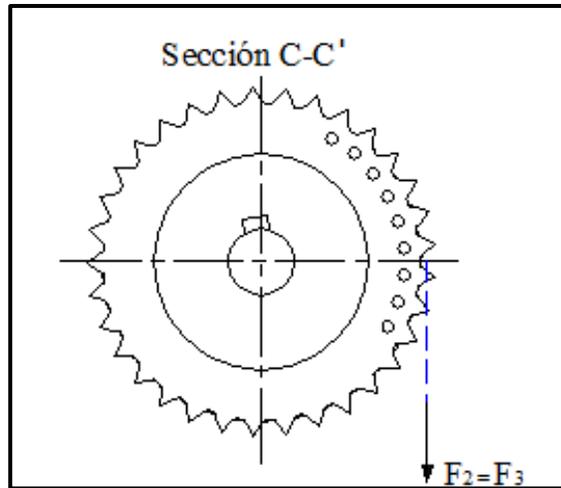
F_2 : Fuerza tangencial en la catarina C (N, kgf).

F_3 : Fuerza tangencial en la catarina D (N, kgf).

Una vez que se estable las fuerzas o tensiones tangenciales que actúan sobre la catarina se puede determinar que actúa en el eje de elevación:

Si la catarina C y D, tienen 33 dientes, un paso: 9,525 mm (3/8 pul) y un diámetro primitivo $D = 100,20 \text{ mm}$. Ver figura 2.71.

Se obtiene el siguiente torque:



Fuente: Los Autores

Figura 2.71 Esquema de fuerzas en catarinas centrales.

Si:

$$F_2 = F_3 = 16,17 \text{ N}$$

$$T = F * r$$

(Ec. 119)

$$T_C = F_2 * r = 16,17 \text{ N} * 50,1 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}$$

$$T_C = 0,81 \text{ N.m}$$

$$T_D = F_3 * r = 16,17 \text{ N} * 50,1 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}$$

$$T_D = 0,81 \text{ N.m}$$

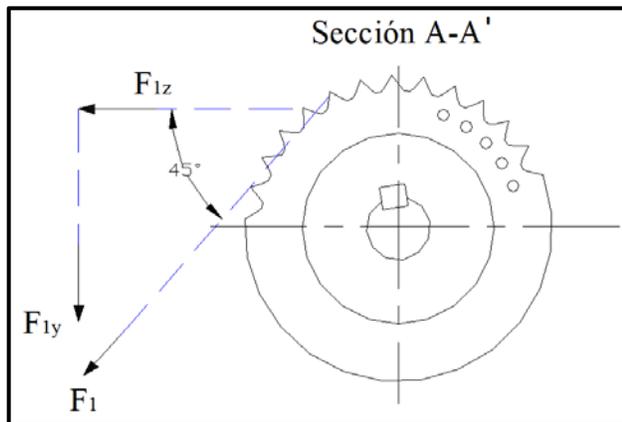
Donde: T: Torque o par motor.

F₂, F₃: Fuerza tangencial que actúa en las catarinas centrales.

r: radio primitivo de la Catarina lateral.

Como se sabe a mayor distancia el torque será mayor, en este caso el valor máximo de torque que tendrá el eje de elevación es de 0,81 N.m.

Una vez establecido y determinado el valor del torque en dicho eje se procede a calcular la fuerza tangencial que actúa en la catarina lateral como se puede ver en la siguiente figura 2.6. Si esta tiene 30 dientes, un paso de 9,525 mm (3/8 pul) y un diámetro primitivo de $D = 91,12$ mm. Ver figura 2.72.



Fuente: Los Autores

Figura. 2.72 Esquema de fuerza en catarina lateral.

Si:

$$T_C = 0,81 \text{ N.m}$$

$$T_C = F_1 * r \tag{Ec. 120}$$

Donde:

T_C : Torque de la Catarina central. (N.m)

F_1 : Fuerza tangencial que actúa en las catarinas centrales. (N)

F_{1z}, F_{1y} : Fuerza perpendicular y radial sobre la catarina. (N).

r : radio primitivo de la catarina lateral.

$$F_1 = \frac{0,81 \text{ Nm}}{45,56 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}}$$

$$F_1 = 17,78 \text{ N}$$

$$F_{1y} = F_1 * \text{sen } 45^\circ \quad (\text{Ec. 121})$$

$$F_{1y} = 17,78 \text{ N} * \text{sen } 45^\circ$$

$$F_{1y} = 12,57 \text{ N}$$

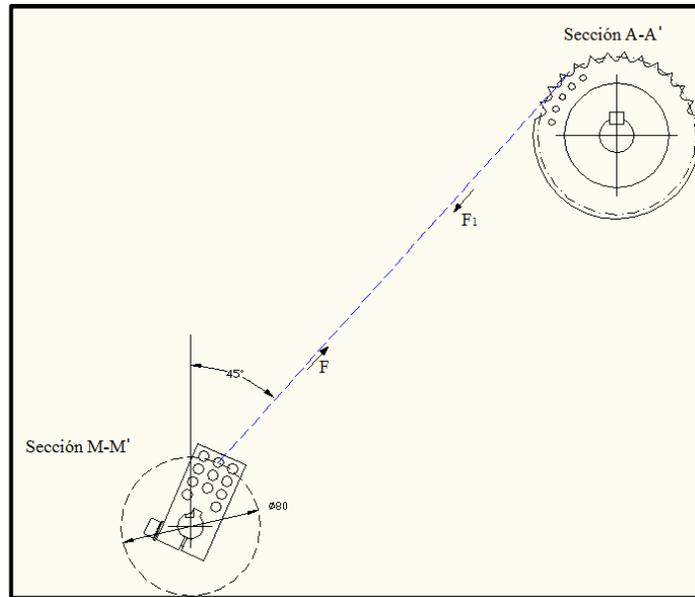
$$F_{1z} = F_1 * \text{cos } 45^\circ \quad (\text{Ec. 122})$$

$$F_{1z} = 17,78 \text{ N} * \text{cos } 45^\circ$$

$$F_{1z} = 12,57 \text{ N}$$

Como se puede ver en la figura 2.73, la catarina lateral está conectada a la placa de giro por medio de una cadena en la cual actúa una fuerza tangencial F_1 , la placa de giro será la encargada de generar el movimiento de arriba hacia abajo del mecanismo de sellado horizontal, se a fijado por el diseño y la ubicación del motor reductor esta placa va a girar en sentido anti horario.

Con la fuerza tangencial (F_1) que actúa en la placa de giro, se puede determinar el torque (T_M) de entrada para el mecanismo de elevación.



Fuente: Los Autores

Figura 2.73 Esquema de fuerza en placa de giro de motor reductor.

Si la placa de movimiento del motor, gira en un diámetro de 80 mm.

$$F_1 = F = 17,78 \text{ N}$$

$$T_M = F * r \tag{Ec. 123}$$

Donde:

T_M : Torque de la Catarina central. (N.m)

$F_1 = F$: Fuerza tangencial que actúa en las catarinas centrales. (N)

r: radio de la placa de giro (m)

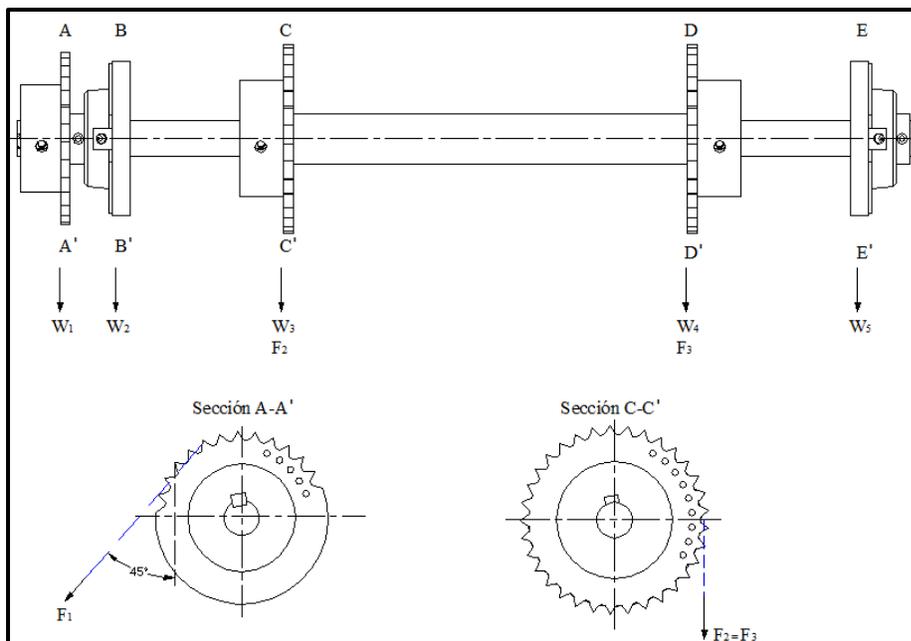
$$T_M = 17,78 \text{ N} * 40 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}$$

$$T_M = 0,7 \text{ N.m}$$

Como se puede evidenciar se necesita un Torque de 0,7 N.m, de entrada en el mecanismo de sellado horizontal.

2.4.3.5.4 Diseño del eje de elevación

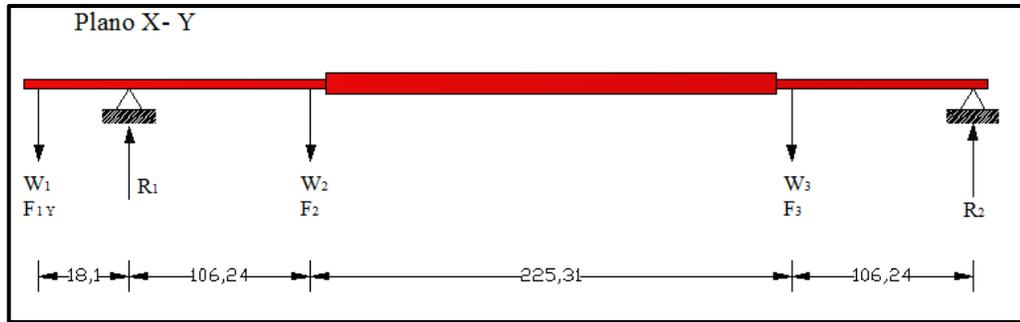
En la figura 2.74 se puede observar las fuerzas que actúan en cada catarina e inciden directamente sobre el eje, a continuación se va a realizar el diseño del eje y se va a considerar el peso de cada catarina para evitar algún error en dicho diseño.



Fuente: Los Autores

Figura. 2.74 Esquema de fuerzas en el eje de elevación.

Se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del elemento en el plano x-y. Ver figura 2.75.



Fuente: Los Autores

Figura 2.75 Diagrama de cuerpo libre plano x-y.

Donde:

$$W_1 = 0,70 \text{ kg} * 9,8 \text{ m/s}^2 = 6,86 \text{ N} \quad (\text{Peso de catalina lateral})$$

$$F_{1y} = 12,57 \text{ N}$$

$$W_2 = W_3 = 0,91 \text{ kg} * 9,8 \text{ m/s}^2 = 8,92 \text{ N}, \quad (\text{Peso de catalinas centrales}) \text{ Anexo 4, Tabla 7}$$

$$F_2 = F_3 = 16,17 \text{ N}$$

Se procede a obtener las fuerzas que actúan en los apoyos:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{Ec. 124})$$

$$R_1 + R_2 = W_1 + F_{1y} + W_2 + F_2 + W_3 + F_3$$

$$R_1 + R_2 = 6,86 \text{ N} + 12,57 \text{ N} + 8,92 \text{ N} + 16,17 \text{ N} + 8,92 \text{ N} + 16,17 \text{ N}$$

$$R_1 + R_2 = 69,61 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{R1} = 0 \quad (\text{Ec. 125})$$

$$\begin{aligned} W_2 * 106,24 \text{ mm} + F_2 * 106,24 \text{ mm} + W_3 * 331,55 \text{ mm} + F_3 * 331,55 \text{ mm} \\ = W_1 * 18,1 \text{ mm} + F_{1y} * 18,1 \text{ mm} + R_2 * 437,79 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$8,92 \text{ N} * 106,24 \text{ mm} + 16,17 \text{ N} * 106,24 \text{ mm} + 8,92 \text{ N} * 331,55 \text{ mm} + 16,17 \text{ N} * 331,55 \text{ mm} = 6,86 \text{ N} * 18,1 \text{ mm} + 12,57 \text{ N} * 18,1 \text{ mm} + R_2 * 437,79 \text{ mm}$$

$$10984,15 \text{ Nmm} = 351,683 \text{ Nmm} + R_2 * 437,79 \text{ mm}$$

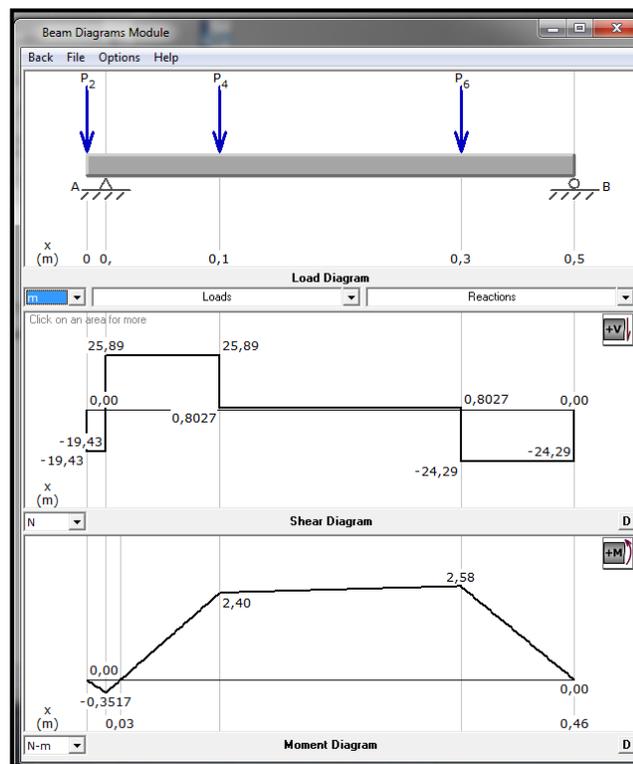
$$R_2 = 24,287 \text{ N}$$

$$R_1 = 69,61 \text{ N} - R_2$$

$$R_1 = 69,61 \text{ N} - 24,287 \text{ N}$$

$$R_1 = 45,32 \text{ N}$$

Datos que se comprueban en la figura 2.76.

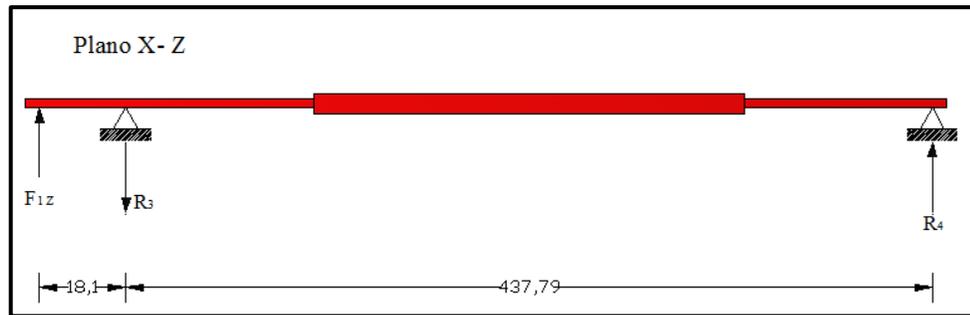


Fuente: Los Autores

Figura 2.76 Diagrama de corte y momento plano x-y.⁵³

⁵³ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

Se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del elemento en el plano x-z. Ver figura 2.77.



Fuente: Los Autores

Figura 2.77 Diagrama de cuerpo libre plano x-z.

Donde:

$$F_{1z} = 12,57 \text{ N}$$

Se procede a obtener las fuerzas que actúan en los apoyos:

$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{Ec. 126})$$

$$R_3 = F_{1z} + R_4$$

$$R_3 = 12,57 \text{ N} + R_4$$

$$\Sigma M_{R_4} = 0 \quad (\text{Ec. 127})$$

$$R_4 * 437,79 \text{ mm} = F_{1z} * 18,1 \text{ mm}$$

$$R_4 * 437,79 \text{ mm} = 12,57 \text{ N} * 18,1 \text{ mm}$$

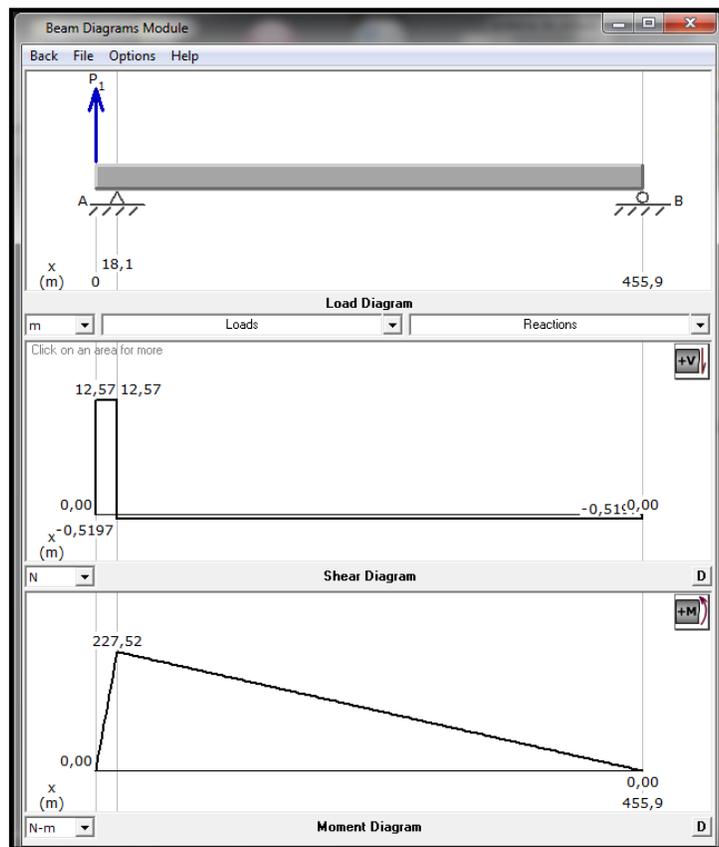
$$R_4 = 0,52 \text{ N}$$

$$R_3 = 12,57 \text{ N} + R_4$$

$$R_3 = 12,57 \text{ N} + 0,52 \text{ N}$$

$$R_3 = 13,09 \text{ N}$$

Datos que se comprueban en la figura 2.78.



Fuente: Los Autores

Figura 2.78 Diagrama de corte y momento plano x-z.⁵⁴

⁵⁴ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

- Si el Material del eje es: Acero Inox. 304, $S_y = 40 \text{ ksi}$; $S_{ut} = 82,4 \text{ ksi}$, Ver anexo4, Tabla 1.

$$S_y = 40 \text{ ksi} = \frac{40 \times 10^3 \text{ lbf}}{\text{pul}^2} * \frac{1 \text{ N}}{4,5 \text{ lbf}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{(0,0254 \text{ cm})^2} = 13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (\text{Ec. 128})$$

La resistencia a la fatiga real estimada⁵⁵ es:

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_t \quad (\text{Ec. 129})$$

Donde:

- S_n : Resistencia a la fatiga modificada. Anexo 4, Tabla 5a

$$S_n = 20 \text{ ksi}; \quad \text{Maquinado}$$

- C_m : Factor de material. Anexo 4, Tabla 5b

$$C_m = 0,80$$

- C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo. Anexo 4, Tabla 5c

$$C_{st} = 0,80$$

- C_R : Factor de confiabilidad. Anexo 4, Tabla 5d

$$\text{Confiabilidad deseada} = 0,99$$

$$C_R = 0,81$$

- C_s : Factor de tamaño Anexo 4, Tabla 5e y 5f

$$C_s = 0,99$$

Remplazando estos valores en la ecuación (Ec. 129):

$$S'_n = 20 * 0,80 * 0,80 * 0,81 * 0,99$$

⁵⁵Mott. Robert. L , *Diseño de elementos de maquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006

$$S'_n = 10,37 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{pul}^2} = 10,37 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{pul}^2} * \frac{4,5 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{0,0254^2 \text{ m}^2}$$

$$S'_n = 72,33 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Sección A-A: La catarina lateral transmite un par de torsión de $T = 0,81 \text{ N.m}$. El Momento flexionante (M) igual a cero, en esta sección existe una concentración de esfuerzos debido a que hay un chavetero (ranura) $K_t = 2$.

- Diámetro mínimo en la sección crítica:⁵⁶

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (\text{Ec. 130})$$

Donde:

K_t : Factor por concentración de esfuerzos.

M : Momento flector.

N : Factor de seguridad (2)

S'_n : Resistencia a la fatiga real estimada

T : Esfuerzo de Torsión, en este caso es cero, porque no existe un par de torsión.

S_y : Esfuerzo de fluencia.

⁵⁶Mott. Robert. L, *Diseño de elementos de maquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006, Pág. 548.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2 * 0 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0,81 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,0101 \text{ m}$$

$$D = 10.1 \text{ mm}$$

Por estética al conjunto esta sección de eje tendrá un diámetro de 20 mm, además esto permitirá alivianar el peso del eje.

Sección B-B: En esta sección se va colocar una chumacera donde:

El par de torsión de $T = 0,81 \text{ N.m}$

Plano x-y $M = 0,3517 \text{ N.m}$

Plano x-z $M = 227,52 \text{ N.m}$

$$\text{Momento de flexión } M_B = \sqrt{0,3517^2 + 227,52^2} = 227,52 \text{ N.m}$$

Kt: 1. Por escalonamiento de eje. Ver pág. 17, 18, 19.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1 * 227,52 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0,81 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,040 \text{ m}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

Sección C-C: En esta sección se va colocar una Catarina de 33 dientes.

El par de torsión de $T = 0,81 \text{ N.m}$

Interpolando en el plano x-z $M = 174,5 \text{ N. m}$

Plano x-y $M = 2,4 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_c = \sqrt{2,4^2 + 172,31^2} = 172,32 \text{ N. m}$

Kt: 1,6 debido a que hay un chavetero. Ver pág. 17, 18, 19.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,6 * 172,32 \text{ N. m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0,81 \text{ N. m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,043 \text{ m}$$

$$D = 43 \text{ mm}$$

Sección D-D: En esta sección se va colocar una Catarina de 33 dientes.

El par de torsión de $T = 0,81 \text{ N.m}$

Interpolando en el plano x-z $M = 55,22 \text{ N. m}$

Plano x-y $M = 2,58 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_D = \sqrt{2,58^2 + 55,22^2} = 55,28 \text{ N. m}$

Kt: 1,6 debido a que hay un chavetero. Ver pág. 17, 18, 19.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,6 * 55,28 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0,81 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,030 \text{ m}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

$$D = 43 \text{ mm}$$

Por estética al conjunto esta sección de eje tendrá un diámetro de 43 mm, igual al diámetro de la sección C-C.

Sección E-E: En esta sección se va colocar una chumacera de pared.

El par de torsión de $T = 0,81 \text{ N.m}$

Plano x-y $M = 0 \text{ N.m}$

Plano x-z $M = 0 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_E = 0 \text{ N.m}$

Kt: 1. Por escalonamiento de eje. Ver pág. 17, 18, 19.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1, * 0 \text{ N.m}}{72,33 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{0,81 \text{ N.m}}{13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,010 \text{ m}$$

$$D = 10 \text{ mm}$$

Por estética al conjunto esta sección de eje tendrá un diámetro de 40 mm, para que quede en simetría con la otra sección.

A continuación se presenta una tabla de resumen de los diámetros obtenidos del eje del plato dosificador. Ver Tabla 2.12.

Sección	Diámetro Final
Sección A-A	20 mm
Sección B-B	40 mm
Sección C-C	43 mm
Sección D-D	43 mm
Sección E-E	40 mm

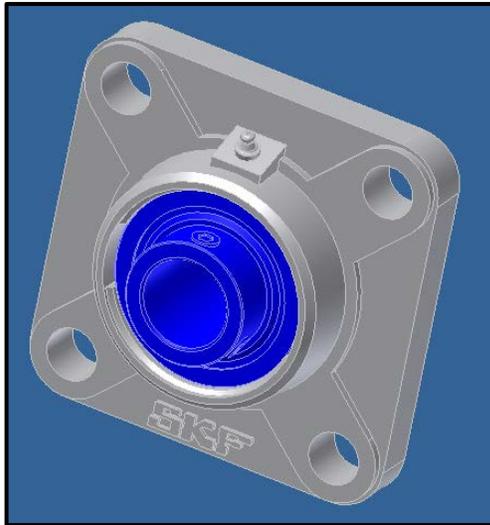
Fuente: Los Autores

Tabla 2.12 Resumen de diámetros del eje de elevación.

2.4.3.5.4.1 Análisis y selección del tipo de chumaceras a emplear.

Las chumaceras son unidades compuestas de un rodamiento de bolas insertado en varios tipos de alojamientos. El alojamiento puede ser apernado a la estructura de la maquinaria y el anillo interior, puede ser montado sobre los ejes fácilmente por medio de tornillos de fijación. Ver figura 2.79.

Esto significa que la chumacera puede soportar equipos rotativos sin poseer un diseño especial para permitir su montaje. Una variedad de alojamientos estandarizados de diferentes formas se encuentra disponible, incluyendo los de tipo pie o puente y los de tipo brida. El diámetro exterior del rodamiento es esférico, tal como lo es el diámetro interior del alojamiento, permitiéndose la posibilidad de un auto alineamiento con el eje.



Fuente: Los Autores

Figura 2.79 Chumacera de pared serie SKF.

Como se puede apreciar en el apartado anterior, el eje de elevación del sistema de sellado vertical, las cargas que actúan son netamente radiales, y al no existir cargas de tipo axial, como también al no estar la máquina sometida a altas revoluciones se realiza el siguiente análisis.

Sección B-B: Selección de Rodamiento.

- $d_i = 40$ mm. Diámetro interno del rodamiento
- $h = 8$ horas. Número de horas de trabajo por día.

Fuerzas que actúen en esta sección:

$$R_1 = 45,32 \text{ N} = R_{XY}. \text{ Ver (Ec. 125)}$$

$$R_3 = 13,09 \text{ N} = R_{XZ}. \text{ Ver (Ec. 126)}$$

Capacidad de carga

$$C_r = \sqrt{R_{XY}^2 + R_{XZ}^2} \quad (\text{Ec. 131})$$

$$C_r = \sqrt{45,32 \text{ N}^2 + 13,09^2} = 47,17 \text{ N}$$

Capacidad de carga de rodamiento dinámica a ser seleccionado es:

$$C = 30,7 \text{ kN. Ver Anexo 4. Tabla 8.}$$

Entonces la Capacidad de carga calculada (C_r) de 47,17 N es mucho menor que la capacidad de carga dinámica del rodamiento de la chumacera, por tanto se selecciona este rodamiento con el respectivo soporte.

Sección E-E: En esta sección se va colocar una chumacera de pared.

- $d_i = 40 \text{ mm}$. Diámetro interno del rodamiento
- $h = 8 \text{ horas}$. Número de horas de trabajo por día.

Fuerzas que actúen en esta sección:

$$R_2 = 24,287 \text{ N} = R_{XY}. \text{ Ver (Ec. 125)}$$

$$R_4 = 0,52 \text{ N} = R_{XZ}. \text{ Ver (Ec. 125)}$$

Capacidad de carga

$$C_r = \sqrt{R_{XY}^2 + R_{XZ}^2} \quad (\text{Ec 132})$$

$$C_r = \sqrt{24,287 \text{ N}^2 + 0,52 \text{ N}^2} = 24,3 \text{ N}$$

Capacidad de carga de rodamiento dinámica a ser seleccionado es:

$$C = 30,7 \text{ kN Ver Anexo 3, Tabla 8.}$$

Entonces la Capacidad de carga calculada (C_r) de 24,3 N es mucho menor que la capacidad de carga dinámica del rodamiento de la chumacera, por tanto se selecciona este rodamiento con el respectivo soporte. En la Tabla 2.13 se muestra las características y designación de la chumacera a utilizar.

Sección	Diámetro interno del rodamiento.	Designación de soporte chumacera	Designación del tipo de rodamiento	Velocidad máxima (RPM)
B-B'	40 mm	FYJ 508	YAR208-2F	4800
E-E'	40 mm	FYJ 508	YAR208-2F	4800

Fuente: Los Autores

Tabla 2.13 Resumen final de chumaceras a emplearse.

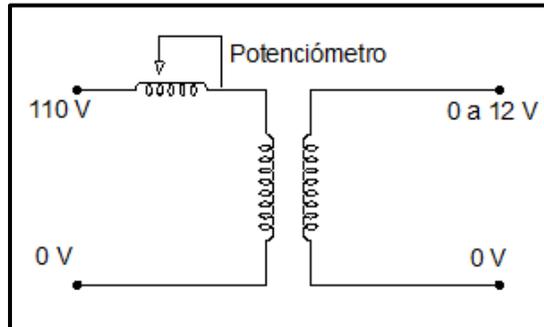
2.5 CÁLCULO DE POTENCIA ELÉCTRICA PARA LAS RESISTENCIAS.

RESISTENCIAS

Para el cálculo de la potencia eléctrica requerida para sellar el material de envase, es necesario analizar las dos mordazas por separado tomando en cuenta que la horizontal realiza dos costuras al mismo tiempo (la superior y la inferior). En esta sección no solo se va a calcular la potencia necesaria para cada resistencia sino también el voltaje que necesitase cada una de las resistencias.

Por otro lado antes del cálculo es necesario determinar ciertas consideraciones:

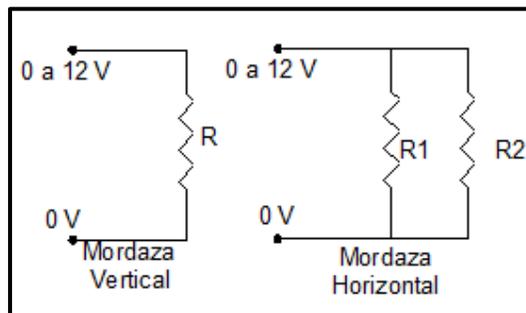
- La alimentación de energía para ambas mordazas será a través de transformador con un voltaje de entrada de 110 V a 12 V de salida como máximo. Este sistema estará equipado con un potenciómetro que le permitirá al operador regular el voltaje de salida del transformador y así regular cualquier variación que se pueda dar durante el proceso de sellado. Y este a su vez será controlado por un PLC. Ver figura 2.80



Fuente: Los autores.

Figura 2.80. Esquema de transformador de 110 V a 12 V

- El circuito de ambas mordazas estarán conectadas la una con la otra en paralelo, recibiendo el mismo voltaje. Y a su vez las dos resistencias de la mordaza horizontal estarán también conectadas en paralelo la uno con la otra. Ver figura 2.81



Fuente: Los autores.

Figura 2.81. Transformador de 110 V a 12 V

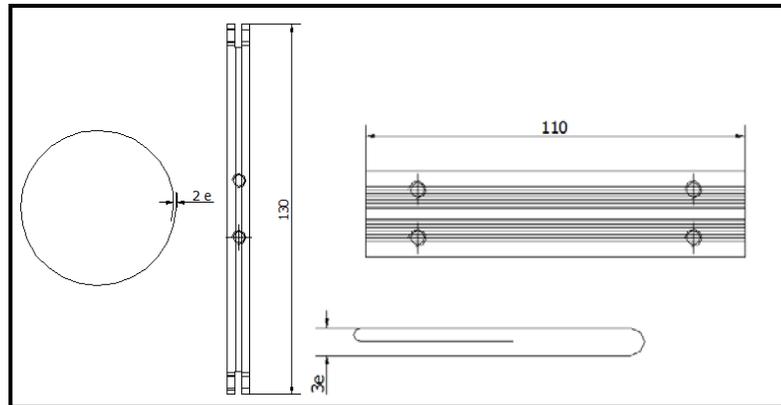
Donde:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (\text{Ec. 133})$$

$$R_1 = R_2$$

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{R_1}{2}$$

- Para las mordazas horizontal y vertical se debe tener presente que cada una sellados y tres capas respectivamente, se va a desprejar la transferencia de calor entre la mordazas y la funda plástica porque va ser el mismo entre ambos debido al espesor de la funda. Ver figura 2.82.



Fuente: Los autores.

Figura 2.82 Dimensiones involucradas en el sellado

2.5.1 Cálculo de transferencia de calor entre la resistencia y las mordazas.

Para el cálculo de la transferencia de calor entre la mordaza y la resistencia, se fija como valor máximo de sellado al LDPE una temperatura media de 145°C, Tabla 2.4

; entonces este es el valor máximo que debe llegar la resistencia, con este dato se procede a realizar el análisis de la conducción de calor de las mordazas como si fuera una pared plana.

Para realizar los siguientes cálculos se utiliza la siguiente fórmula: ⁵⁷

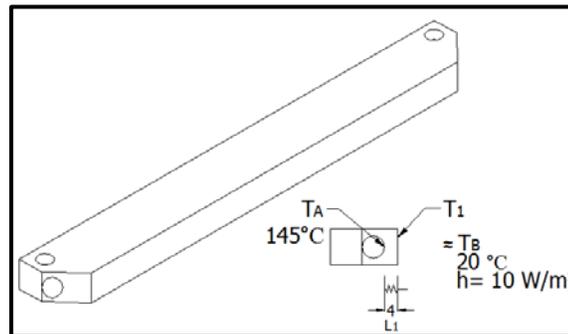
$$Q_{\text{CONDUCCIÓN}} = -K * A * \Delta_T$$

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{L}{K * A}} = \frac{\Delta_T}{R}$$

$$Q_{\text{CONVECCIÓN}} = h * A * \Delta_T$$

$$Q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{h * A}} = \frac{\Delta_T}{R}$$

Cálculo de calor en la mordaza vertical. Ver figura 2.83



Fuente: Los autores.

Figura 2.83 Temperaturas presentes en las Mordazas

- Si el Material de la mordaza es: Aluminio 6063. Ver Anexo 4. Tabla 15

$$A = 9,2 \text{ cm}^2 = 9,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

⁵⁷Karlekar M.V, Desmoñad R.M, Transferencia de Calor, 2da Edición, Mc Graw Hill, México 1994, Pág. 11, 16.

$$k = 204 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}. \text{ Ver anexo 4, Tabla 15}$$

$$h = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}. \text{ Ver anexo 4, Tabla 14}$$

$$L_1 = 4 \text{ mm} = 0,004 \text{ m}$$

Entonces:

$$Q = \frac{T_A - T_B}{\frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h \cdot A}} \quad (\text{Ec. 134})$$

$$Q = \frac{(145 - 20) \text{ } ^\circ\text{K}}{\frac{0,004 \text{ m}}{204 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} * 9,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2} + \frac{1}{10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}} * 9,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2}}$$

$$Q = \frac{125 \text{ } ^\circ\text{K}}{0,0213 \frac{^\circ\text{K}}{\text{W}} + 108,69 \frac{^\circ\text{K}}{\text{W}}}$$

$$Q = 1,15 \text{ W}$$

Una vez que se obtiene del valor de la razón del flujo de calor (Q), se procede a encontrar el valor de la temperatura en la pared exterior (T_1).

$$Q = \frac{T_A - T_1}{\frac{L}{k \cdot A}} \quad (\text{Ec. 135})$$

$$1,15 \text{ W} = \frac{145 \text{ } ^\circ\text{K} - T_1}{\frac{0,004 \text{ m}}{204 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} * 9,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2}}$$

$$T_1 = 144,97 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 144,97 \text{ } ^\circ\text{C} \cong 145 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se puede observar que hay mínima variación de la temperatura en la pared exterior de la mordaza con respecto a la temperatura la resistencia eléctrica (niquelina de cartucho).

Se procede a realizar un balance de energía entre la resistencia eléctrica y las mordazas, para poder determinar el valor de la resistencia que debe tener para cumplir con la temperatura deseada.

Si se conoce que la potencia eléctrica es la relación de paso de energía de un flujo por unidad de tiempo; es decir, la cantidad de energía entregada o absorbida por un elemento en un tiempo determinado.

$$Q_{\text{Resistencia}} = \text{Pot} = V * I = \frac{V^2}{R} \quad (\text{Ec. 136})$$

Si se conoce el valor (Q) de la ecuación (Ec. 134), se procede a realizar el siguiente balance energético, se toma como referencia el valor de voltaje de 12 V del apartado 2.5.

$$Q_{\text{Resistencia}} = Q_{\text{Mordaza}} \quad (\text{Ec. 137})$$

$$Q_{\text{Resistencia}} = Q_{\text{Mordaza}} \text{Pot} = V * I = \frac{V^2}{R}$$

$$Q_{\text{Resistencia}} = \frac{V^2}{R}$$

$$1,15 \text{ W} = \frac{12^2}{R}$$

$$R = 125,22 \ \Omega$$

Donde:

V : Voltaje de la resistencia.

I: Intensidad de la resistencia.

R: Resistencia eléctrica.

$Q_{\text{Resistencia}}$: Potencia eléctrica.

Q_{Mordaza} : Razón de Flujo de Calor

T_{int} : Temperatura interna de la pared.

T_{ext} : Temperatura externa de la pared.

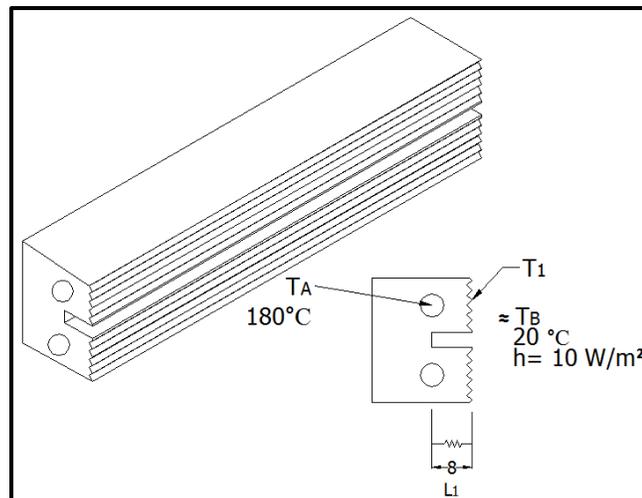
L: Espesor de la pared.

K: Coeficiente de conductividad térmica.

A: Área de la superficie implicada en la transferencia de calor.

h: Coeficiente de transferencia de calor convectivo.

Cálculo de calor en las mordazas horizontales. Ver figura 2.84



Fuente: Los autores.

Figura 2.84 Temperaturas presentes en las Mordazas

Como se puede apreciar en la figura de la mordaza, esta realiza dos sellados a la vez (sellado inferior y superior de la funda), en este caso se realiza los cálculos de Q (razón de flujo de calor) y el valor de la resistencia eléctrica (R) para la pared superior de la

mordaza, una vez que se obtenga los datos requeridos se puede deducir y fijar el mismo valor para la pared inferior de la mordaza ya que cumple la misma función de sellado, por ende la segunda mordaza tendrá los mismos valores de la primera mordaza ya antes mencionada.

- Si el Material de la mordaza es: Aluminio 6063. Ver Anexo 4. Tabla 15

$$A = 12,1 \text{ cm}^2 = 1,21 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$k = 204 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}. \text{ Ver anexo 4, Tabla 15}$$

$$h = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}. \text{ Ver anexo 4, Tabla 14}$$

$$L_1 = 8 \text{ mm} = 0,008 \text{ m}$$

Entonces la ecuación siguiente muestra⁵⁸:

$$Q = \frac{T_A - T_B}{\frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h \cdot A}} \quad (\text{Ec. 138})$$

Donde:

V : Voltaje de la resistencia.

I: Intensidad de la resistencia.

R: Resistencia eléctrica.

$Q_{\text{Resistencia}}$: Potencia eléctrica.

Q_{Mordaza} :Razón de Flujo de Calor

T_{int} : Temperatura interna de la pared.

⁵⁸ Karlekar M.V, Desmoñad R.M, Transferencia de Calor, 2da Edición, Mc Graw Hill, México 1994, Pág. 17.

T_{ext} : Temperatura externa de la pared.

L: Espesor de la pared.

K: Coeficiente de conductividad térmica.

A: Área de la superficie implicada en la transferencia de calor.

h: Coeficiente de transferencia de calor convectivo.

$$Q = \frac{(145 - 20) \text{ }^\circ\text{K}}{\frac{0,008 \text{ m}}{204 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{K}} * 1,21 \times 10^{-3} \text{ m}^2} + \frac{1}{10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}} * 1,21 \times 10^{-3} \text{ m}^2}}$$

$$Q = \frac{125 \text{ }^\circ\text{K}}{0,0324 \frac{\text{ }^\circ\text{K}}{\text{W}} + 82,645 \frac{\text{ }^\circ\text{K}}{\text{W}}}$$

$$Q = 1,51 \text{ W}$$

Una vez que se obtiene del valor de la razón del flujo de calor (Q), se procede a encontrar el valor de la temperatura en la pared exterior (T_1).

$$Q = \frac{T_A - T_1}{\frac{L}{K * A}} \quad (\text{Ec. 139})$$

$$1,51 \text{ W} = \frac{145 \text{ }^\circ\text{K} - T_1}{\frac{0,008 \text{ m}}{204 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{K}} * 1,21 \times 10^{-3} \text{ m}^2}}$$

$$T_1 = 144,95 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 144,95 \text{ }^\circ\text{C} \cong 145 \text{ }^\circ\text{C}$$

Si se conoce el valor (Q) de la ecuación (Ec. 138), se procede a realizar el siguiente balance energético:

$$Q_{\text{Resistencia}} = \text{Pot} = V * I = \frac{V^2}{R} \quad (\text{Ec. 140})$$

Si se conoce el valor (Q) de la ecuación (Ec. 116), se procede a realizar el siguiente balance energético, tomando como referencia el valor de voltaje de 12 V del apartado 2.5.

$$Q_{\text{Resistencia}} = Q_{\text{Mordaza}} \quad (\text{Ec. 141})$$

$$Q_{\text{Resistencia}} = Q_{\text{Mordaza}} \text{ Pot} = V * I = \frac{V^2}{R}$$

$$Q_{\text{Resistencia}} = \frac{V^2}{R}$$

$$1,51 \text{ W} = \frac{12^2}{R}$$

$$R = 95,4 \ \Omega$$

En conclusión se necesita cuatro resistencias de 95,4 Ω para las dos mordazas que conforman el sistema de sellado horizontal.

2.5.2 Selección del PLC

Para la selección del PLC se partirá de la marca del equipo, es uno de los factores importantes y de respaldo en el sistema de control de cualquier máquina. Pues garantiza la fiabilidad en el control de los sistemas mecánicos del equipo y facilita la comunicación entre lenguajes de control. Ver figura 2.85



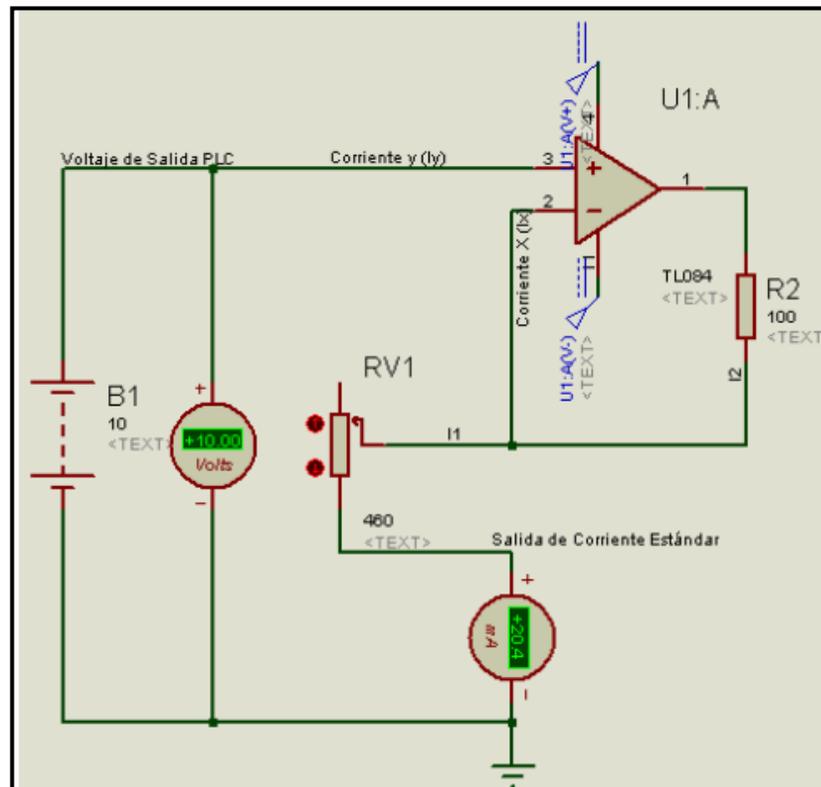
Fuente:<http://www.ingelcom.net/catalogo-2012/>

Figura 2.85 PLC SIEMENS

Para la máquina se utilizará un PLC marca SIEMENS de tipo logo según catálogo. Ver anexo 4. Tabla 24.

Este tipo de PLC es el adecuado ya que se lo utiliza en sistemas de control básicos y de poca complejidad. El PLC controlará 2 termocuplas, 2 electroválvulas para el accionamiento de los pistones. Tomando en cuenta lo que se va a controlar, se selecciona el PLC Logo de S17161 8DI/4DO tipo relé. Cuya conexión es a 110V o a 220V, lo cual facilitará la alimentación de energía eléctrica a la máquina dosificadora de condimentos.

El PLC se programa en un lenguaje gráfico de diagrama de bloque como se muestra en la figura 2.86.



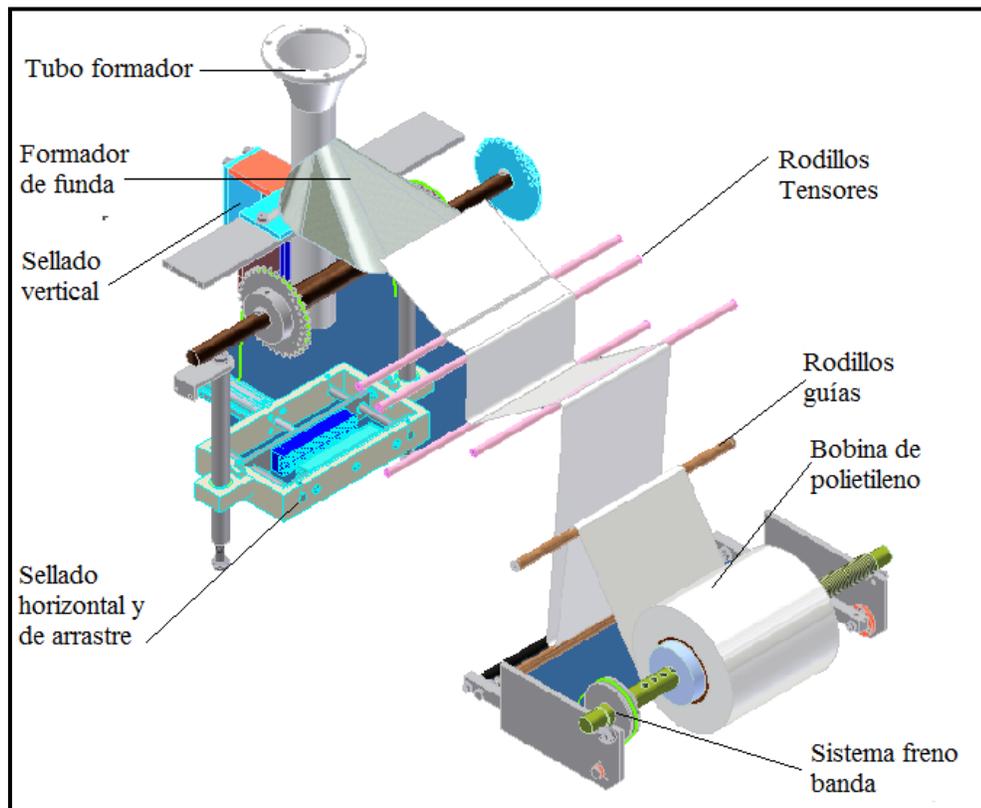
Fuente: Los Autores.

Figura 2.86 Diagrama de control de temperatura para dos termocuplas.

El uso de un PLC es el más seguro, adecuado y confiable para la automatización de sistemas de control.

2.6 SISTEMA DE ARRASTRE Y GUIADO DE LA BOBINA DE POLIETILENO.

El arrastre es el encargado de producir el deslizamiento de la cara interna de la bobina de polietileno sobre el tubo formador. El mecanismo de arrastre está conformado por los rodillos tensores los cuales permiten el guiado de la lámina plástica, rodillos guías (móviles), y un sistema de freno de banda, etc. Ver figura 2.87



Fuente: Los autores.

Figura 2.87 Sistema de arrastre y guiado del plástico

La lámina de plástico es conducida a través de un conjunto de rodillos tensores y guías hasta llegar al formador de funda y al tubo formador en donde adquiere la forma tubular; el mecanismo de sellado horizontal será el encargado realizar la operación de sellado y arrastre hacia abajo. Para el desplazamiento de 100 mm, se ha diseñado que la catarina lateral (ver figura Geometría de Catarina lateral) tengan debajo de los dientes una serie

de agujeros donde se acoplará una cadena de rodillos, dichos agujeros permitirán obtener la distancia requerida.

Una vez que se realiza el agarre se produce el arrastre, se produce el desplazamiento del plástico y al mismo tiempo se mueve uno de los rodillos guías hacia arriba, la banda de frenado libera la polea del eje donde se encuentra el eje del porta bobina plástica permitiendo que el rollo gire, cuando el mecanismo de sellado se desplaza hacia la parte de arriba para un nuevo ciclo (sellado y arrastre), el conjunto donde se encuentra el freno de banda baja a su posición inicial por su propio peso, haciendo que la bobina deje de girar y tensando adecuadamente la lámina plástica.

2.6.1 Diseño de guiado y arrastre de la bobina plástica.

El sistema de guiado debe direccionar el material de envase desde el rollo que se encuentra montado sobre el porta bobinas ubicado en la parte posterior de la máquina. La disposición de los rodillos (tensores y guías) es arbitraria ya que depende del espacio que se disponga, por tal motivo se optó por el diseño mostrado en la figura anterior. Ver Figura 2.87.

2.6.1.1 Análisis de la velocidad cinética del sistema de arrastre.

En el apartado 2.3, donde se fijó la cantidad de envases a producir por minuto que es de 40 unidades respectivamente, por ende un envase se dosifica en 1,5 seg, como se sabe el sistema de sellado debe deslizarse de arriba hacia abajo para cumplir con una cantidad o unidad dosificada, es decir para que el plástico PLDB sea arrastrado por el mecanismo de sellado de arriba hacia abajo se necesita un tiempo de 0,75 seg y para deslizarse en sentido contrario el restante del tiempo, para cumplir con el tiempo de dosificado de 1,5 seg por unidad respectivamente.

Si la longitud de arrastre es de 100 mm, por lo tanto la velocidad de desplazamiento del plástico es:

$$V = \frac{L}{t} \quad (\text{Ec. 142})$$

$$V = \frac{100 \text{ mm}}{0,75 \text{ seg}}$$

$$V = 133,33 \frac{\text{mm}}{\text{seg}} = 0,133 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Se calcula la velocidad y aceleración angular⁵⁹ con respecto a la bobina de PLDE es:

$$w = \frac{V}{R_{\text{rollo}}} \quad (\text{Ec. 143})$$

$$w = \frac{1,33 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}}{100 \text{ mm}}$$

$$w = 1,33 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\alpha_{\text{bobina}} = \frac{w_f - w_i}{t} \quad (\text{Ec. 144})$$

$$\alpha_{\text{bobina}} = \frac{1,33 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} - 0}{0,75 \text{ seg}}$$

$$\alpha_{\text{bobina}} = 1,77 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

Donde: V: Velocidad del plástico. (m/seg)

L: Longitud a ser arrastrada. (mm)

⁵⁹ <http://www.slideshare.net/shonnya21/aceleracion-angular>

t: tiempo de arrastre. (seg)

$W = W_f$: Velocidad angular final de la bobina. (rad/seg)

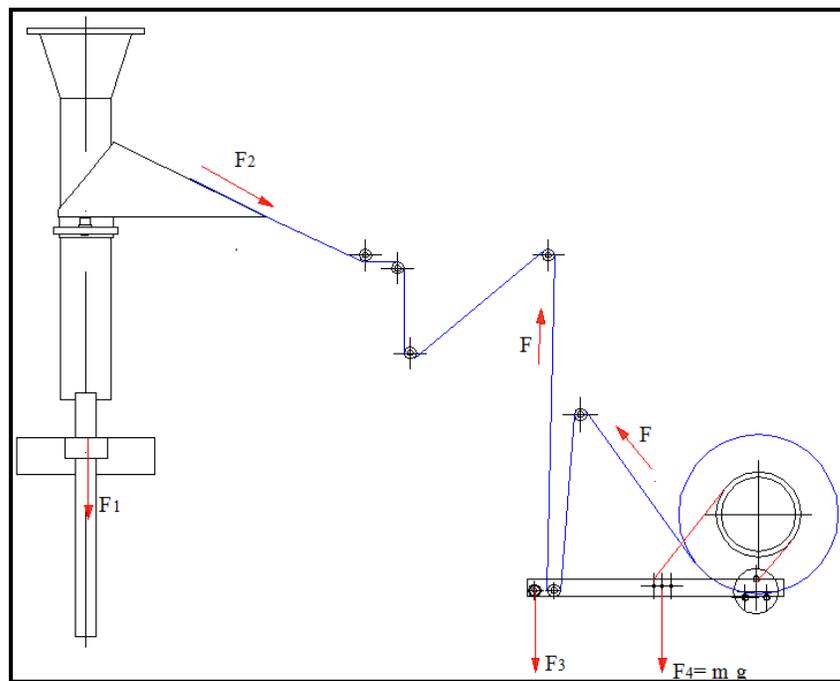
W_i : Velocidad angular inicial de la bobina= 0 (rad/seg)

R_{bobina} : Radio de bobina PLDE. Ver figura 2.34. (mm)

α_{bobina} : Aceleración angular de bobina (rad/seg²)

2.6.1.2 Análisis de la fuerza (F1) para transportar la lámina plástica.

La fuerza necesaria para trasportar la lámina plástica es la misma que se necesita para vencer la acción del freno de banda. La fuerza de rozamiento que se ejerce entre el bocín del conjunto de sellado horizontal con las columnas guías de dicho sistema, se determinó en el apartado 2.4.3.5.2 dando como resultado la tensión que ejerce las cadenas para elevar el mecanismo de elevación que es de 32,34 N (3,3 kgf), dicha fuerza será la encargada de mover la lámina plástica como se observa en la figura 2.88.



Fuente: Los autores.

Figura 2.88 Fuerzas que ejercen en el sistema de arrastre.

A continuación se va a comprobar si la fuerza de 32,34 N es correcta.

- **Cálculo de fuerza (F) para mover la bobina de LPDE.**

Como es el caso de un mecanismo que dispone un elemento giratorio, el torque (T) es un parámetro fundamental, para este caso es necesario conocer la geometría principal de la bobina, la masa, inercia, etc.

$$T = I * \alpha_{\text{bobina}} \quad (\text{Ec. 145})$$

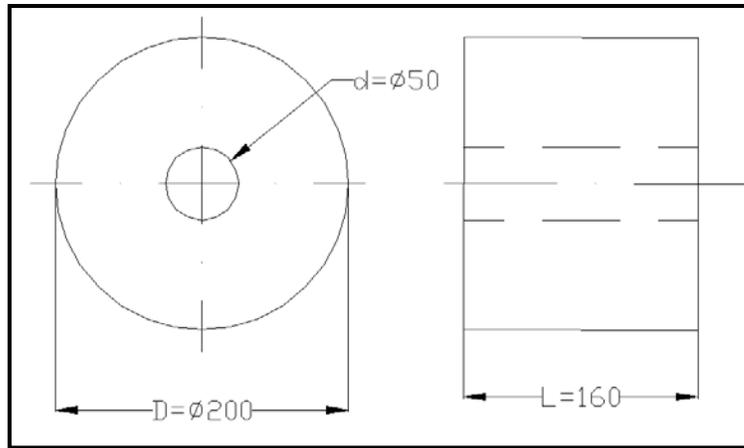
La inercia (I) de los elementos a moverse se determinó con la ayuda del programa de diseño Auto Desk Inventor 2010, como se observa en la tabla 2.14.

Elemento	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)	Volumen (mm ³)	Inercia (kg-mm ²)
Eje porta bobinas (Acero Inox. 304)	7,85	1,515	187457	107,8
Conos de porta bobina de sujeción. (2) (Aluminio)	2,71	0,418	154315	2 x 246,15
Bobina de plástico (PLDE)	0,92	4,34	4712389	20343,75
Polea de freno (Aluminio)	2,71	0,126	46665	67,93
			Total	21011,78

Fuente: Los Autores

Tabla 2.14 Obtención de Inercia de elementos en movimiento.

A continuación se realiza un ejemplo de cálculo de inercia a la bobina de polietileno. Ver figura 2.89.



Fuente: Los autores.

Figura 2.89. Dimensiones de la bobina de PLDE.

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (\text{Ec. 146})$$

$$m = \rho * V = \rho * \frac{\pi * (D^2 - d^2) * L}{4}$$

$$m = 920 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{\pi * (0,2^2 - 0,05^2) \text{ m}^2 * 0,16 \text{ m}}{4}$$

$$m = 4,34 \text{ kg}$$

$$I = \frac{m}{8} (D^2 + d^2). \text{ Ver anexo 4. Tabla 17a.} \quad (\text{Ec. 147})$$

$$I = \frac{4,34 \text{ kg}}{8} (0,2^2 - 0,05^2) \text{ m}^2$$

$$I = 0,020322 \text{ kg. m}^2 = 20343,75 \text{ kg. mm}^2$$

Donde: I: Inercia del elemento que se va a mover. (Kg-mm²)

m: Masa del elemento a mover (kg)

ρ : Densidad del PLDE. (kg/m², gr/cm²)

V: Volumen del elemento (m³, mm³)

D: Diámetro mayor de la bobina (m, mm)

d: Diámetro menor de la bobina (m, mm)

L: Longitud de la bobina (m, mm)

Si:

$$I = 0,020322 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 20343,75 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$\alpha_{\text{bobina}} = 1,77 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

$$R_{\text{bobina}} = 100 \text{ mm}$$

Se reemplaza en la ecuación 144 se obtiene la siguiente expresión:

$$T = I * \alpha_{\text{bobina}}$$

$$F * R_{\text{bobina}} = I * \alpha_{\text{bobina}}$$

$$F = I * \frac{\alpha_{\text{bobina}}}{R_{\text{bobina}}}$$

$$F = \frac{20343,75 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 * 1,77 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} * \frac{1 \text{ m}^2}{1000^2 \text{ mm}^2}}{0,1 \text{ m}} = 0,4 \text{ N}$$

Entonces el Torque necesario para mover la bobina es:

$$T = 20343,75 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 * 1,77 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} * \frac{1 \text{ m}^2}{1000^2 \text{ mm}^2}$$

$$T = 0,04 \text{ N m}$$

Donde: T: Torque necesario para girar los elementos. (N-m)

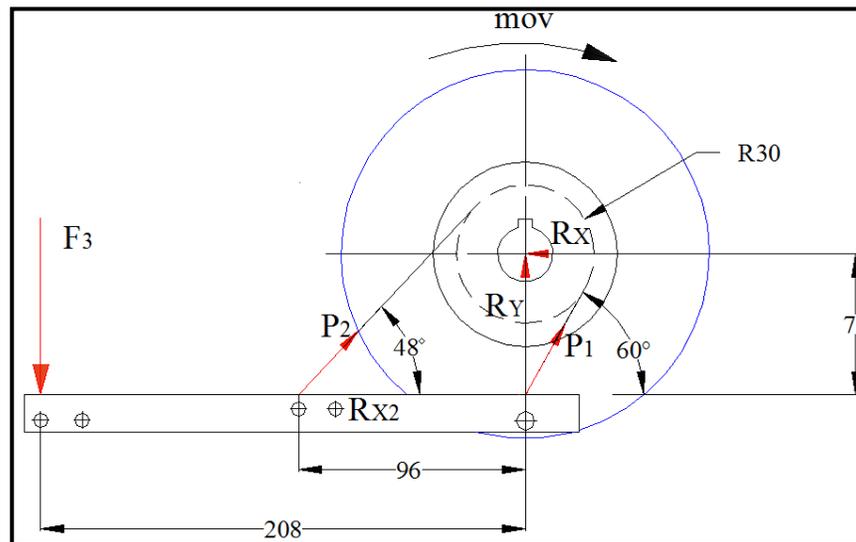
I: Inercia del elemento que se va a mover. (Kg-m²)

α : Aceleración angular de la bobina plástica. (rad/seg²)

F: Fuerza que actúa en la bobina PLDE (N, kgf)

- **Cálculo de fuerza (F3) del freno de banda.**

Se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del sistema de freno como se aprecia en la figura 2.90.



Fuente: Los autores

Figura 2.90 Diagrama de cuerpo libre freno de banda.

$$\Sigma M_{P1} = 0$$

$$208 * F_3 = \text{sen } 48 * P_2 * 96$$

$$P_2 = \frac{208 * F_3}{\text{sen } 48 * 96}$$

$$P_2 = 2,92 * F_3 \quad (\text{Ec. 148})$$

Las tensiones P1 y P2 están relacionadas en la ecuación (1-2)

$$P_1 = \frac{P_2}{e^{f \cdot \theta}}$$

$$P_1 = \frac{2,92 * F_3}{e^{0,35 * \pi \text{rad}}}$$

$$P_1 = 0,971 * F_3 \quad (\text{Ec. 149})$$

Donde: θ : Ángulo total abarcado por la banda $180^\circ = \pi \text{ rad}$

f: Coeficiente de rozamiento. $f=0,35$ Ver Anexo 4, Tabla 3.a

F_3 : Fuerza aplicada en sistema de frenado. (N)

Si el torque necesario para jalar la bobina de PLDE es de 0,04 N-m, por cuestiones de diseño y de cálculos se va a utilizar un torque de 1 N-m. Donde el torque de frenado esta dado por la ecuaciones (148) y (149).

$$T_f = (P_2 - P_1) * r$$

$$1 \text{ N} - \text{m} = (2,92 * F_3 - 0,971 * F_3) * 0,03 \text{ m}$$

$$F_3 = 17,10 \text{ N}$$

$$P_1 = 0,971 * F_3 = 16,60 \text{ N}$$

$$P_2 = 2,92 * F_3 = 49,93 \text{ N}$$

Donde: θ : Ángulo total abarcado por la banda. (rad)

f: Coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor. Ver Anexo 4, Tabla 3a

$P_{m\acute{a}x}$: Presi3n máxima del material de fricci3n. (N/mm²)

r: Radio del tambor o polea.

w: Ancho de la banda

T_f : Torque de frenado (N-m)

Para este sistema de frenado se va a utilizar una polea y una banda trapecial, por catálogo se puede determinar el ancho de banda que va estar en contacto con el tambor o polea, para fines de cculo se va determinar la $P_{m\acute{a}x}$ que soporta dicha banda. (Ver ecuaci3n. 149)

$$P_1 = P_{m\acute{a}x} * r * w \quad (\text{Ec. 150})$$

$$16,60 \text{ N} = P_{m\acute{a}x} * 0,03 \text{ m} * 0,006 \text{ m}$$

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{16,60 \text{ N}}{0,03 \text{ m} * 0,006 \text{ m}}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 9,22 \times 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0,092 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Donde: w: Ancho de la banda

$P_{m\acute{a}x}$: Presi3n máxima del material de fricci3n. (N/mm²)

r: Radio del tambor o polea.

El peso del mecanismo de frenado (Palanca de freno, eje rodillo guía), ver Tabla 2.15 es aproximadamente 7,6 N, por lo que hay la necesidad de colocar un contrapeso de 9,8 N, para que la suma de estos dos pesos nos d3e un valor aproximado a la fuerza F_3 .

Elemento	Material	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)
Palanca freno	Acero Inox. 304	39,7	7,85	2 *0,312
Eje rodillo guía	Acero Inox. 304	19	7,85 g/cm ³	0,149
Eje Contrapeso	Acero Inox. 304	127	7,85 g/cm ³	1
			Total	1,773 kg
			Peso (W)	17,4 N

Fuente: Los Autores

Tabla 2.15 Obtención de masa de sistema de frenado.

La fuerza de rozamiento F₂ se produce en el formador de funda, tubo formador, ejes tensores, ejes rodillo guía, por cuestiones de cálculos y de diseño se va a considerar aproximadamente esta fuerza de 5 N.

Entonces la fuerza F₁ es:

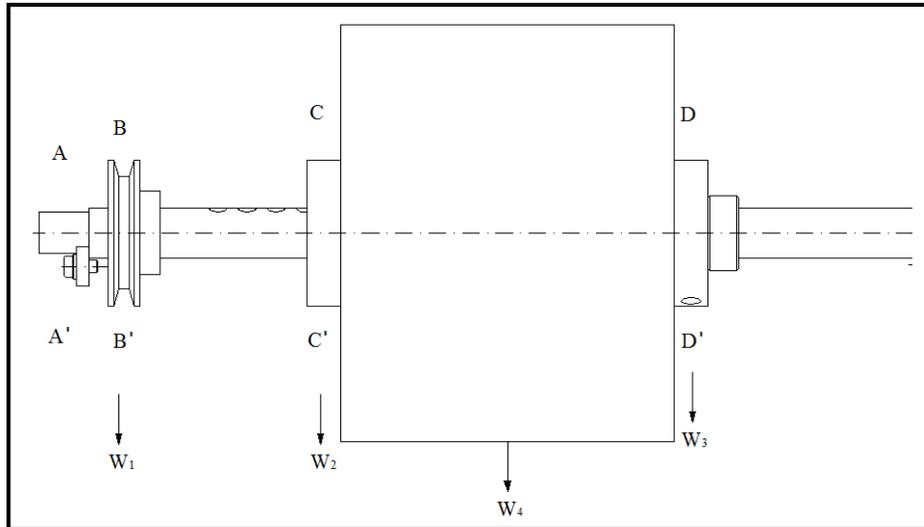
$$F_1 = F_3 + F_2 + F \quad (\text{Ec. 151})$$

$$F_1 = 17,10 \text{ N} + 5 \text{ N} + 0,4 \text{ N}$$

$$F_1 = 22,5 \text{ N}$$

2.6.2 Diseño de eje de porta bobinas.

En la figura 2.91 se puede observar las fuerzas que actúan implícitamente en el eje, para este caso se va a tomar en cuenta el peso de los elementos que trabajan en dicho sistema como son: el tambor o pulea de freno, bobina de polietileno PLDE y conos de sujeción de la bobina. De la Tabla 2.14 se obtienen las masas para los cálculos respectivos.



Fuente: Los Autores

Figura 2.91 Esquema de fuerzas en el eje porta bobina.

Donde:

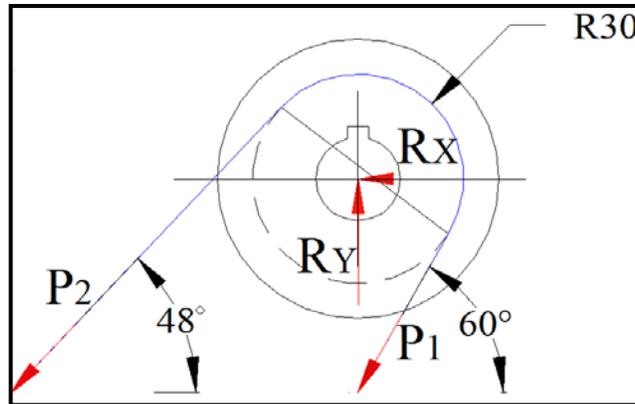
$$W_1 = 0,126 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 1,23 \text{ N} \quad (\text{Peso de Polea de freno})$$

$$W_2 = W_3 = 0,418 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 4,1 \text{ N} \quad (\text{Peso de Conos de sujeción})$$

$$W_4 = 4,34 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 42,53 \text{ N} \quad (\text{Peso de bobina PLDE})$$

$$F_2 = F_3 = \frac{W_4}{2} = \frac{42,53 \text{ N}}{2} = 21,3 \text{ N}$$

Para completar el esquema de la figura 2.91, se procede a encontrar las cargas radiales que debe soportar el eje en función de la polea. Ver figura 2.92.



Fuente: Los autores

Figura 2.92 Diagrama de cuerpo libre freno de polea.

$$\Sigma F_X = 0 \quad (\text{Ec. 152})$$

$$R_X = \cos 60^\circ * P_1 + \cos 48^\circ * P_2$$

$$R_X = \cos 60^\circ * 16,60 \text{ N} + \cos 48^\circ * 49,93 \text{ N}$$

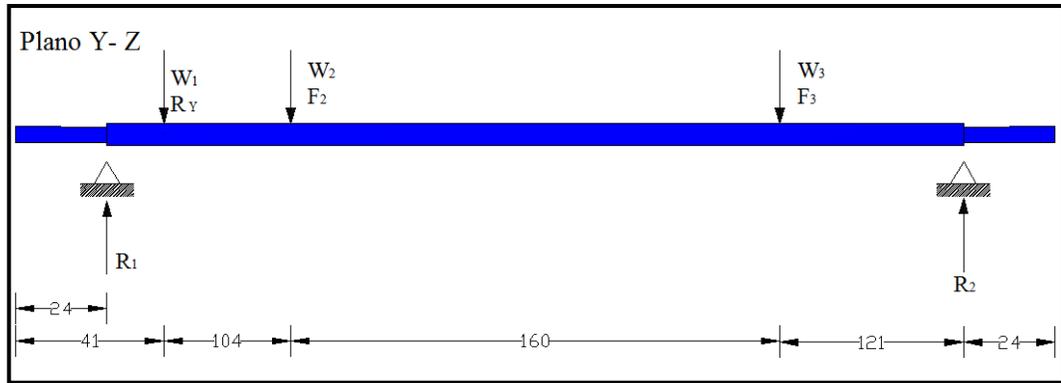
$$R_X = 41,7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (\text{Ec. 153})$$

$$R_Y = \sin 60^\circ * 16,60 \text{ N} + \sin 48^\circ * 49,93 \text{ N}$$

$$R_Y = 51,5 \text{ N}$$

Se procede a obtener las fuerzas que actúan en los apoyos, realizando el diagrama de cuerpo libre del eje en el plano y-z. Ver figura 2.93.



Fuente: Los Autores

Figura 2.93 Diagrama de cuerpo libre plano y-z.

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{Ec. 154})$$

$$R_1 + R_2 = W_1 + R_y + W_2 + F_2 + W_3 + F_3$$

$$R_1 + R_2 = 1,23 \text{ N} + 51,5 \text{ N} + 4,1 \text{ N} + 21,3 \text{ N} + 4,1 \text{ N} + 21,3 \text{ N}$$

$$R_1 + R_2 = 103,53 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{R_1} = 0 \quad (\text{Ec. 155})$$

$$(W_1 + R_y) * 17 \text{ mm} + (W_2 + F_2) * 121 \text{ mm} + (W_3 + F_2) * 281 \text{ mm} = R_2 * 402 \text{ mm}$$

$$(1,23 \text{ N} + 51,5 \text{ N}) * 17 \text{ mm} + (4,1 \text{ N} + 21,3 \text{ N}) * 121 \text{ mm} + (4,1 \text{ N} + 21,3 \text{ N}) * 281 \text{ mm} = R_2 * 402 \text{ mm}$$

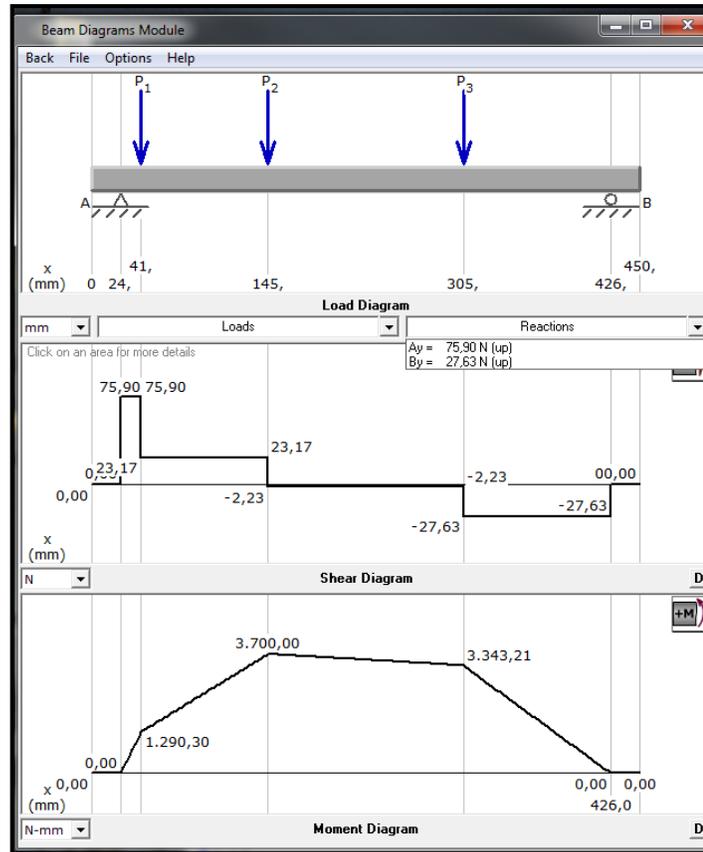
$$11107,21 \text{ N mm} = R_2 * 402 \text{ mm}$$

$$R_2 = 27,63 \text{ N}$$

$$R_1 = 103,53 \text{ N} - R_2$$

$$R_1 = 75,90 \text{ N}$$

Datos que se comprueban en la figura 2.94.

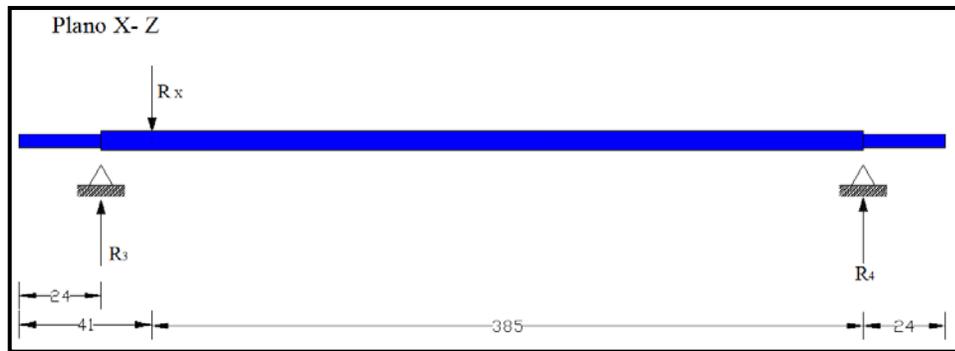


Fuente: Los Autores

Figura 2.94 Diagrama de corte y momento plano y-z.⁶⁰

Se procede a obtener las fuerzas que actúan en los apoyos en el plano x-z. Ver figura 2.95

⁶⁰ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software



Fuente: Los Autores

Figura 2.95 Diagrama de cuerpo libre plano x-z.

$$\Sigma F_x = 0 \quad (\text{Ec. 156})$$

$$R_3 + R_4 = R_X$$

$$R_3 + R_4 = 41,7 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{R_4} = 0 \quad (\text{Ec. 157})$$

$$R_3 * 402 \text{ mm} = R_X * 385 \text{ mm}$$

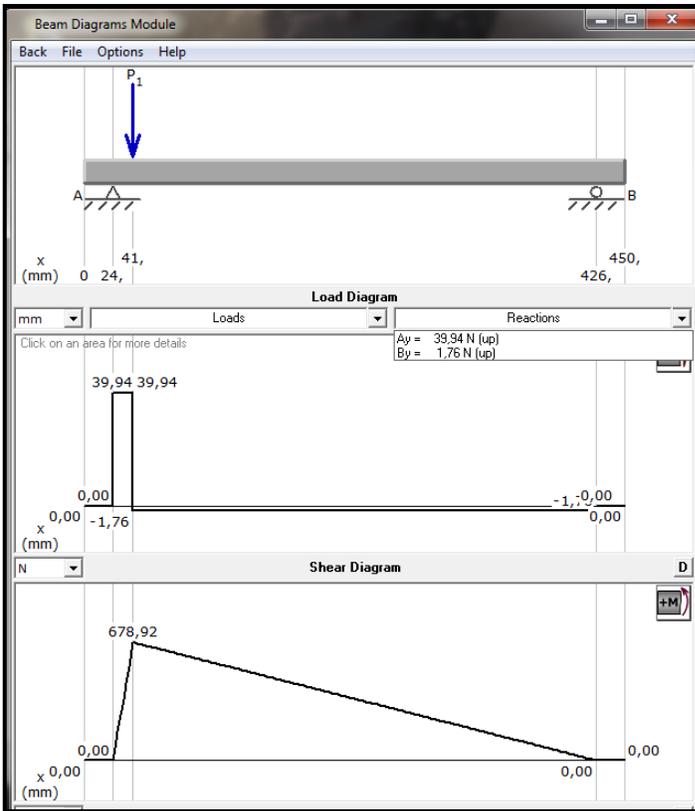
$$R_3 * 402 \text{ mm} = 41,7 \text{ N} * 385 \text{ mm}$$

$$\mathbf{R_3 = 39,94 \text{ N}}$$

$$R_3 = 41,7 \text{ N} - R_3$$

$$R_4 = 1,76 \text{ N}$$

Datos que se comprueban en la figura 2.96.



Fuente: Los Autores

Figura 2.96 Diagrama de corte y momento plano x-z.⁶¹

- Si el Material del eje es: Acero Inox. 304, $S_y = 40$ ksi; $S_{ut} = 82,4$ ksi, Ver anexo 4, Tabla 1

$$S_y = 40 \text{ ksi} = \frac{40 \times 10^3 \text{ lbf}}{\text{pul}^2} * \frac{1 \text{ N}}{4,5 \text{ lbf}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{(0,0254 \text{ cm})^2} = 13,78 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (\text{Ec. 158})$$

La resistencia a la fatiga real estimada es:

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_t \quad (\text{Ec. 159})$$

⁶¹ Software MD Solids V3.5, Mechanics Of Deformable Solids Software

Donde:

- S_n : Resistencia a la fatiga modificada. Anexo 4, Tabla 5a

$$S_n = 20 \text{ ksi}; \quad \text{Maquinado}$$

- C_m : Factor de material. Anexo 4, Tabla 5b.

$$C_m = 0,80$$

- C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo. Anexo 4, Tabla 5c

$$C_{st} = 0,80$$

- C_R : Factor de confiabilidad. Anexo 4, Tabla 5d

$$\text{Confiabilidad deseada} = 0,99$$

$$C_R = 0,81$$

- C_s : Factor de tamaño. Anexo 4, Tabla 5e y 5f

$$C_s = 0,99$$

Remplazando estos valores en la ecuación Ec. 159:

$$S'_n = 20 * 0,80 * 0,80 * 0,81 * 0,99$$

$$S'_n = 10,37 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{pul}^2} = 10,26 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{pul}^2} * \frac{4,5 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} * \frac{1 \text{ pul}^2}{0,0254^2 \text{ m}^2}$$

$$S'_n = 72,33 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Sección A-A':

El par de torsión de $T = 1 \text{ N m}$, por cuestiones de diseño.

Momento flexionante $(M) = 0$

En esta sección existe un cambio de sección del eje, por ende existe un chaflán redondo.

Donde $K_t = 1,5$. Ver pág. 17, 18, 19.

- Diámetro mínimo en la sección crítica:⁶²

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (\text{Ec. 160})$$

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 * 0 \text{ Nm}}{72,33 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1 \text{ Nm}}{13,78 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,011 \text{ m} = 11 \text{ mm}$$

Sección B-B': En esta sección se coloca el freno de banda:

El par de torsión de $T = 1 \text{ N.m}$,

Plano y-z: $M = 1290,30 \text{ N mm} = 1,29 \text{ N m}$

Plano x-z: $M = 678,92 \text{ N mm} = 0,678 \text{ N m}$

$$\text{Momento de flexión } M_B = \sqrt{1,29^2 + 0,678^2} = 1,46 \text{ Nm}$$

$K_t = 1,6$. Ver pág. 17, 18, 19.

⁶²Mott. Robert. L, *Diseño de elementos de maquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006, Pág. 548.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,6 * 1,46 Nm}{72,33 * 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1 Nm}{13,78 * 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,011 \text{ m}$$

$$D = 11 \text{ mm}$$

Sección C-C':

El par de torsión de $T = 1 \text{ N.m}$.

Interpolando en el plano x-z: $M = 495,52 \text{ N mm} = 0,495 \text{ N m}$

Plano y-z: $M = 3700 \text{ N.m} = 3,7 \text{ N m}$

Momento de flexión $M_c = \sqrt{3,7^2 + 0,495^2} = 3,73 \text{ N m}$

$K_t = 1$; Porque existe agujeros transversales para fijar al cono de sujeción. Ver pág. 17, 18, 19.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1 * 3,73 Nm}{72,33 * 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1 Nm}{13,78 * 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,0118 \text{ m}$$

$$D = 12 \text{ mm}$$

Sección D-D':

El par de torsión de $T = 1 \text{ N m}$

Interpolando en el plano x-z: $M = 213,4 \text{ N mm} = 0,213 \text{ N m}$

Plano y-z: $M = 3343,21 \text{ N mm} = 3,34 \text{ N m}$

Momento de flexión $M_c = \sqrt{3,34^2 + 0,213^2} = 3,35 \text{ N m}$

$K_t = 1$; Porque existe agujeros transversales para fijar al cono de sujeción. Ver pág. 17, 18, 19.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1 * 3,35 \text{ N m}}{72,33 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1 \text{ N m}}{13,78 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,0117 \text{ m}$$

$$D = 12 \text{ mm}$$

Sección E-E':

El par de torsión de $T = 1 \text{ N.m}$

Plano y-z $M = 0 \text{ N.m}$

Plano x-z $M = 0 \text{ N.m}$

Momento de flexión $M_E = 0 \text{ Nm}$

En esta sección existe un cambio de sección del eje, por ende existe un chaflán redondo.

Donde $K_t = 1,5$. Ver pág. 17, 18, 19.

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 * 0 Nm}{72,33 * 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1 Nm}{13,78 * 10^6 \frac{N}{m^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0,011 \text{ m}$$

$$D = 11 \text{ mm}$$

Como se puede evidenciar el diámetro del eje oscilan entre 11 y 12 mm, por cuestiones de geometría con la máquina y por cuestiones del diámetro interno que tiene la bobina se debe construir un sistema de sujeción para la misma, por tal motivo se va a duplicar estos diámetros. En la tabla 2.16 se presenta un cuadro de resumen de los diámetros para el eje porta bobina.

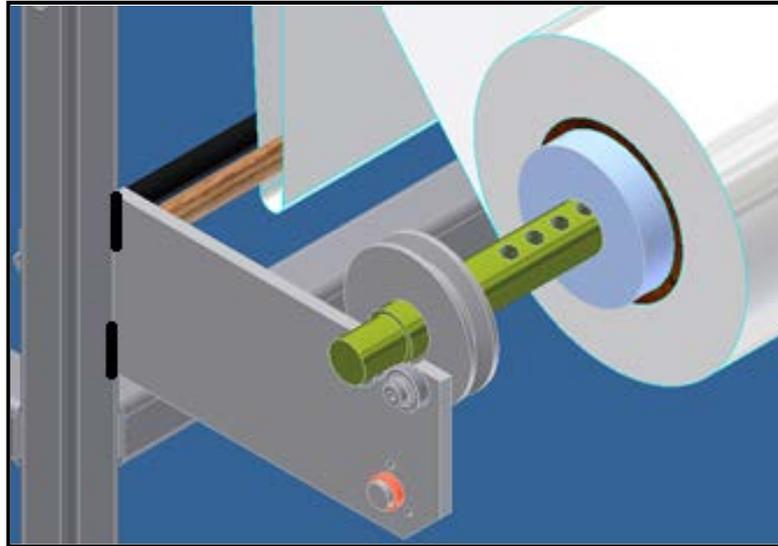
Sección	Diámetro Final
Sección A-A'	22 mm
Sección B-B'	24 mm
Sección C-C'	24 mm
Sección D-D'	24 mm
Sección E-E'	22 mm

Fuente: Los Autores

Tabla 2.16 Resumen de diámetros del eje porta bobina.

2.6.3 Diseño del soporte del mecanismo de frenado.

El conjunto de frenado es soportado sobre unos rodamientos, y estos a su vez sobre unas placas soldadas a la estructura. Ver Figura 2.97.



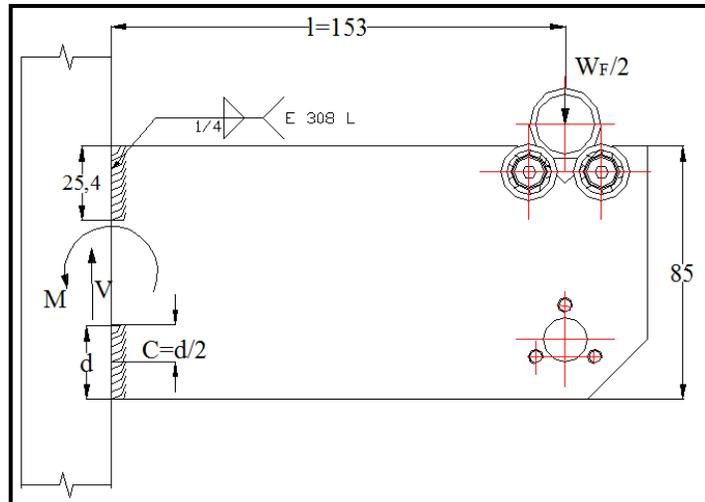
Fuente: Los Autores

Figura 2.97 Esquema de montaje de soporte de frenado

Las placas poseen tres cordones de suelda dos en la parte exterior y uno en la parte interna, si el ancho de la suelda o cateto (h) es de $1/4$ " , y la longitud (d) es de 1 " , dicha placa soporta carga a flexión, por ende se va a realizar los cálculos respectivos.

Si se sabe que el peso aproximado del mecanismo del freno de banda (W_F)⁶³ es de $84,21$ N. Se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre. El mismo que se observa en la figura 2.98.

⁶³Tabla 2.14, y Tabla 2.15



Fuente: Los Autores

Figura 2.98 Diagrama de cuerpo libre de placa.

Las propiedades de las soldaduras de filete a flexión, están dadas por las siguientes ecuaciones:⁶⁴

$$A = 0.707 * h * d \quad (\text{Ec. 161})$$

$$A = 0.707 * 0.25 * 1$$

$$A = 0.18 \text{ plg}^2$$

Donde: A: Área del filete de la soldadura. (pulg²)

h: Ancho de la suelda o cateto (pulg).

d: Longitud del cordón de suelda. (pulg)

$$I_u = d^3/12, \quad (\text{Ec. 162})$$

⁶⁴Shigley Joseph, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Edición, Mc Graw Hill, México 2004, Pág. 548,549 (Tabla 9,3), 560, 561.

$$I_u = 1^3/12$$

$$I_u = 0,0833 \text{ plg}^3$$

Donde: I_u : Segundo momento del área unitaria de la garganta del filete de soldadura. (pul³)

$$I = 0,707 * h * I_u \quad (\text{Ec.163})$$

$$I = 0,707 * 0,25 * 0,0833$$

$$I = 0,015 \text{ plg}^2$$

Donde: I : Segundo momento del área (pul⁴)

$$\tau' = V/A \quad (\text{Ec. 164})$$

$$V = W_F/2 = 84.21 \text{ N} / 2 = 42.105 \text{ N} = 9.36 \text{ lbf}$$

$$\tau' = 9.36 \text{ lbf} / 3 * 0.18 \text{ plg}^2$$

$$\tau' = 17.33 \text{ psi}$$

Donde: A : Área de la garganta de todas las soldaduras. (plg²)

V : Fuerza cortante (lbf).

τ' : Cortante primario (psi)

W_F : Peso aproximado del mecanismo de frenado. (N, lbf)

$$\tau'' = M * C / I \quad (\text{Ec. 165})$$

$$\tau'' = (W_F/2) * L * (d/2) / I$$

$$\tau' = (9.36 \text{ lbf} * 6.02 * 0.5) / 0.015$$

$$\tau' = 1878.24 \text{ psi}$$

Donde: M: Momento en relación de la fuerza. (lb. pulg.)

C: Distancia del eje neutro al extremo del cordón de la suelda (pulg).

τ'' : Cortante secundario. (Psi)

l: Distancia respecto a la fuerza 153mm=6,02 pul (mm, pulg).

Por lo tanto el esfuerzo cortante resultante es:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (\text{Ec. 166})$$

$$\tau = \sqrt{17,33^2 + 1878,24^2}$$

$$\tau = 1878,32 \text{ psi}$$

- Si el material de aporte es un electrodo para acero inoxidable es E308 L, tiene las siguientes propiedades mecánicas. Ver anexo 4, Tabla 10

$$S_y = 60 \text{ ksi}; \quad S_{ut} = 90 \text{ ksi}$$

Si se va a utilizar un factor de seguridad de 2. Ver Anexo 4, Tabla 6.

$$[\tau] = \frac{S_y}{F_s} \quad (\text{Ec. 167})$$

$$[\tau] = \frac{60 \text{ ksi}}{2}$$

$$[\tau] = 30 \text{ ksi}$$

$$\tau < [\tau]$$

(Ec. 168)

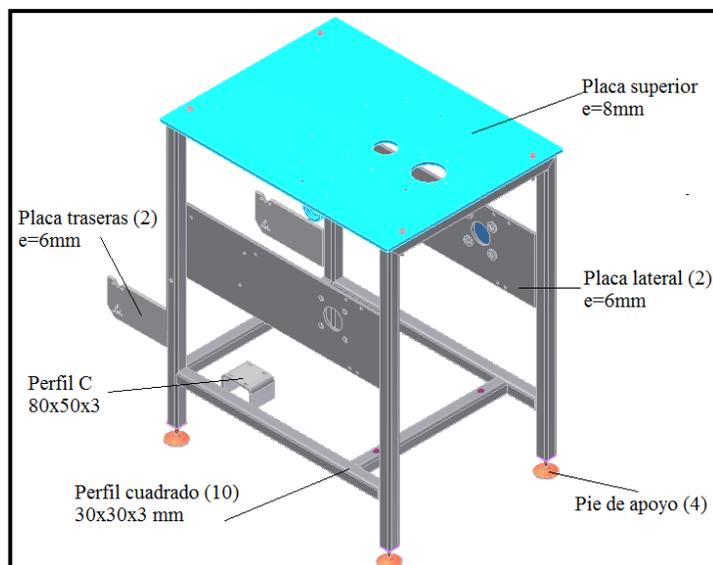
$$1878,32 < 30000 \text{ psi}$$

Al comparar el esfuerzo cortante permisible del material de aporte del electrodo con el esfuerzo de cortante que se obtuvo de cálculos, se puede determinar que las placas soportan con normalidad a la carga o peso del mecanismo de frenado.

2.7 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA.

En esta sección se muestra el resultado de la búsqueda de un diseño adecuado para que se pueda albergar todos los sistemas con los que debe contar la máquina para un buen funcionamiento de la misma.

Existen varios tipos de materiales para construir una determina estructura, con perfiles redondos, cuadrados, rectangulares, ángulos, correas, etc. De todos estos materiales y perfiles, se optó por utilizar el perfil estructural cuadrado, porque este ofrece una facilidad de realizar empotramientos, realizar cordones de sueldas al aprovechar sus caras planas, etc. Ver Figura 2.99.



Fuente: Los Autores

Figura 2.99 Esquema de la estructura de la máquina.

En este apartado no se realiza el diseño detallado de todas las juntas soldadas que posee la estructura, antes que analizar la resistencia necesaria de cada perfil, es necesario considerar y saber los tamaños mínimos de cordón de soldadura para placas gruesas, para que los requisitos de la soldadura este dentro de los parámetros de seguridad. Ver Tabla 2.17.

Espesor de la placa (pul)	Tamaño mínimo del lado, para soldaduras de chaflán (pul).
Menor o igual $1/2$	$3/16$
Mayor $1/2$ - $3/4$	$1/4$
Mayor $3/4$ - $1\ 1/2$	$5/16$
Mayor $1\ 1/2$ - $2\ 1/4$	$3/8$
Mayor $2\ 1/4$ - 6	$1/2$
Mayor 6	$5/8$

Fuente: Los Autores

Tabla 2.17 Tamaños mínimos de soldadura para placas gruesas.⁶⁵

2.8 DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE SUJECCIÓN.

El montaje de estructuras de acero por medio de tornillos es un proceso que, además de ser muy rápido, requiere menos mano de obra especializada.

⁶⁵Shigley Joseph, Diseño en ingeniería mecánica, 6ta Edición, Mc Graw Hill, México 2004, Pág. 553.

Cuando se desea que una conexión pueda desensamblarse sin destruirla y que sea lo suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión y de cortante, o una combinación de ambas, entonces la junta de perno sencilla con rondanas o arandelas templadas es una mejor solución.

En la máquina se va utilizar para unir la gran mayoría de elementos mecánicos un perno M6 (Long=20 mm) de grado 4,8 ASTM debido a que trabaja a fuerzas cortantes, por lo que se calcula lo siguiente:

Resistencia del perno

- **Precarga del perno (F_i)**

$$F_i = 0,75 * F_p \quad \text{Para conexiones reutilizables} \quad (\text{Ec.169})$$

$$F_i = 0,90 * F_p \quad \text{Para conexiones permanentes} \quad (\text{Ec.170})$$

$$F_p = S_p * A_t \quad (\text{Ec.171})$$

$$F_p = 310 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 20,1 \text{ mm}^2 \times \frac{1\text{m}^2}{1000^2 \text{ mm}^2}$$

$$F_p = 6231 \text{ N}$$

Donde: S_p : Resistencia mínima de prueba (310 MPa). Ver anexo 4. Tabla 22a.

F_p : Carga límite del perno

A_t : Área de esfuerzo a tensión (20,1 mm²). Ver anexo 4. Tabla 21

Con el cálculo de la carga límite del perno, se determina la precarga del perno en este caso se utiliza la ecuación 169 para conexiones reutilizables.

$$F_i = 0,75 * 6231 N$$

$$F_i = 4673,25 N$$

- **Longitud de perno (L_T)**

$$L_T = 2d + 6 \quad L \leq 125 \text{ mm} \quad (\text{Ec.172})$$

$$L_T = 2d + 12 \quad 125 < L \leq 200 \text{ mm} \quad (\text{Ec.173})$$

$$L_T = 2d + 25 \quad L > 200 \text{ mm} \quad (\text{Ec.174})$$

$$d = 6 \text{ mm}$$

$$L_T = 2(6) + 6$$

$$L_T = 18 \text{ mm}$$

Donde: d: Diámetro nominal del perno (mm)

L_T : Longitud total del perno

- **Carga resultante sobre el perno (F_b).⁶⁶**

En esta sección se va realizar el análisis de la carga que actúa en los pernos a una fuerza cortante, en este caso se analiza a los pernos que sujetan la base del formador de funda y al mecanismo de sellado vertical, en la Tabla 2.18 se observa la carga resultante, dicha placa es sujeta con 4 pernos M6x20mm, es decir que cada perno va a soportar aproximadamente 5,41 N.

⁶⁶ Shigley Joseph, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Edición, Mc Graw Hill, México 2004, Pág 469, 472, 478.

Elemento	Material	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)	Masa (kg)
Placa sujeta mordaza	Acero Inox. 304	23,57	7,85	0,185
Placa base	Acero Inox. 304	34,4	7,85	0,270
Mordaza	Aluminio	13,65	2,71	0,037
Cilindro Neumático	Aluminio	Catálogo	2,71	0,102
Eje guía (2)	Acero Inox. 304	11,21	7,85	0,088
Bocines (2)	Bronce	0,451	8,870	0,004
Formador de funda	Acero Inox. 304	1318,8	7,85	0,168
Base formador	Acero Inox. 304	13279	7,85	1,355
Total				2,209 kg
P=				21,65 N

Fuente: Los Autores

Tabla. 2.18 Peso que actúa en los pernos de la base del formador de funda.

$$F_b = C * P + F_i \quad (\text{Ec.175})$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (\text{Ec. 176})$$

$$k_b = \frac{A * E}{l} \quad (\text{Ec. 177})$$

$$k_m = \frac{0,577 * \pi * E * d}{2 \text{Ln} \left(5 \frac{0,577 * l + 0,5 * d}{0,577 * l + 2,5 * d} \right)} \quad (\text{Ec. 178})$$

Donde: C: Constante de unión de rigidez.

F_i: Precarga del perno.

F_b: Carga resultante del perno.

P: Carga externa estimada que soporta el perno (5,51N)

A: Área transversal del perno (8,78mm²). Ver anexo4, tabla 21

E: Módulo de rigidez (psi). Ver anexo

l: Longitud total del perno (mm)

Por lo tanto:

$$k_b = \frac{20,1 \text{ mm}^2 * \frac{1 \text{ pul}^2}{25,4^2 \text{ mm}^2} * 30 \times 10^6 \text{ psi}}{20 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pul}}{25,4 \text{ mm}}}$$

$$k_b = 1,2 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$k_m = \frac{0,577 * \pi * 30 \times 10^6 \text{ psi} * 6 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pul}}{25,4 \text{ mm}}}{2 \text{ Ln} \left(5 \frac{0,577 * 20 \text{ mm} + 0,5 * 6 \text{ mm}}{0,577 * 20 \text{ mm} + 2,5 * 6 \text{ mm}} \right)}$$

$$k_m = 6,374 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$C = \frac{1,2 \times 10^6 \text{ psi}}{1,2 \times 10^6 \text{ psi} + 6,374 \times 10^6 \text{ psi}}$$

$$C = 0,158$$

Con la obtención de la constante de unión de rigidez, se determina la carga resultante del perno, se utiliza la ecuación 175.

$$F_b = 0,158 * 5,41 \text{ N} + 4673,25 \text{ N}$$

$$F_b = 4674,10 \text{ N}$$

- **Carga resultante sobre los elementos (F_m).**⁶⁷

$$F_m = (1 - c) * P - F_i \quad (\text{Ec.179})$$

$$F_m = (1 - 0,158) * 5,41 \text{ N} - 4673,25 \text{ N}$$

$$F_m = -4668,7 \text{ N}$$

- **Momento de apriete (T).**⁶⁸

$$T = k * d * F_i \quad (\text{Ec.180})$$

Donde: k: Coeficiente de torsión (0,20). Ver anexo 4, Tabla 22c.

F_i: Precarga del perno.

d: Diámetro del perno mm.

$$T = 0,20 * 6 * 4673,25 \text{ N}$$

$$T = 5607,9 \text{ N}$$

- **Factor de seguridad de perno (n).**⁶⁹

$$n = \frac{F_i}{(1-C)* P} \quad (\text{Ec. 181})$$

$$n = \frac{4673,25 \text{ N}}{(1-0,158) * 5,41 \text{ N}}$$

$$n = 1231,093$$

⁶⁷ Shigley Joseph, *Diseño en ingeniería mecánica*, 6ta Edición, Mc Graw Hill, México 2004, Pág. 479

⁶⁸ ídem. 67

⁶⁹ Ídem. 67.

Se realiza la comprobación:

(Ec. 182)

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} < S_p$$

$$\frac{4674,10 \text{ N}}{20,1 \text{ mm}^2} * \frac{1000^2 \text{ mm}^2}{1 \text{ m}^2} < 310 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$232,5 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} < 310 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por tanto es correcta la elección del perno M6x0,70 (Long=20mm)

2.9 Selección del Motor reductor

Para la selección del motor reductor se parte de los cálculos obtenidos en la ecuación 37 y 123.

- **Ecuación 37.** $T_g = 1,033 \text{ N.m}$, Torque que se necesita para romper la inercia del plato dosificador.
- **Ecuación 123.** $T_m = 0,7 \text{ N.m}$, Torque que se necesita para romper la inercia del mecanismo de sellado horizontal es decir que suba y baje el ascensor.

Donde se define que el torque para el motoreductor es:

$$T_{MR} = T_G + T_M \quad (\text{Ec. 183})$$

$$T_{MR} = 1,033 \text{ N.m} + 0,7 \text{ N.m}$$

Donde:

TMR : Torque requerido en el motoreductor

Tg: Torque del piñón conducido para hacer girar el plato dosificador

T_M: Torque del piñón del sistema del elevador.

Por lo tanto haciendo uso de la Anexo 4, Tabla 11 del Catálogo de “Moto-reductores trifásicos BCE”, se escoge el motor reductor con un torque de 9,5 N.m ya que tiene la velocidad de salida de salida que se asumió para el cálculo de las catalinas para el sistema de transmisión. En la figura 2.100 se aprecia una fotografía real del motor reductor seleccionado.



Fuente: <http://www.ingelcom.net/catalogo-2012>.

Figura 2.100 Motor-reductor BCE Ingelcom

CAPÍTULO 3

3. Generalidades.

El presente capítulo busca determinar la cantidad de recursos económicos a emplearse en el diseño, construcción y puesta a funcionamiento de la máquina.

Para este fin se parte de un análisis que toma en cuenta costos directos y costos indirectos, dentro de estos costos tenemos los costos de materia prima, insumos, mecanizado, montaje y mano de obra entre otros.

Para esto se mostrará un estudio general acerca de los costos que implica la construcción de máquina y se dividen de la siguiente manera.

3.1. Cálculos de costos

- Materiales e insumos
- Insumos eléctricos
- Insumos indirectos
- Mecanizado
- Imprevistos
- Total del proyecto
- Construcción

3.1.1 Costos de materiales e insumos

Los costos de materiales e insumos, se generan de la compra de materia prima y elementos normalizados que se necesita para la fabricación de elementos constitutivos de la máquina. Ver Tabla 2.19.

ÍTEM	DENOMINACIÓN	CANT	ESP. TÉCNICAS.	COSTO UNIDAD (USD)	TOTAL (USD)
1	Bocín Placa sujeción	2	Acero Inox.304 (Ø40x15)mm	1,00	2,00
2	Cono sujeción Bobina	2	Fundición Alumi. (Ø 70x65)mm	10,00	10,00
3	Eje contrapeso	1	Acero Inox.304 (Ø12x360)mm	30,00	30,00
4	Eje movimiento guía	2	Acero Inox.304 (Ø 1/2"x65)mm	15,00	30,00
5	Eje porta bobina	1	Acero Inox.304 (Ø24x450)mm	50,00	50,00
6	Pin balancín de eje guía	2	Acero Inox.304 (Ø 8x40)mm	25,00	50,00
7	Arandela	2	Acero Inox.304 (Ø=8 mm)	0,50	1,00
8	Tuerca M8x1,25	2	Acero Inox.304	0,40	0,80
9	Pin guía sistema de balancín	1	Acero Inox.304 (Ø12x35)mm	4,00	4,00
10	Placa sistema de arrastre	2	Acero Inox.304 (16x12x230)mm	20,00	40,00
11	Placa trasera sujeción freno	2	Acero Inox.304 (185x90x6)mm	15,00	30,00
12	Polea freno banda	1	Fundición Alumin (Ø75x 30) mm	10,00	10,00
13	Tuerca M24x	2	Acero Inox.304	7,00	14,00
14	Arandela M24	2	Acero Inox.304	3,00	6,00
15	Pernos cabeza avellanada.	6	Acero Inox.304 M5x10x0,80mm	0,45	2,70

16	Perno Allen	20	Acero Inox.304 M6x20x1mm	0,50	10,00
17	Arandela M6	8	Acero Inox.304	0,30	2,40
18	Pin guía estructura	2	Acero Inox.304 (Ø12x 30) mm	0,50	1,00
19	Rodamiento SKF (Acero)	4	Øin= 6 mm, Øex= 19 mm	2,50	12,6
20	Rodamiento SKF (Acero)	4	Øin= 6 mm, Øex= 12 mm	2,50	10,00
21	Base para formador de funda	1	Acero Inox.304 (392x60x10)	25,00	25,00
22	Cubo soporte para sellado vertical	1	Acero Inox.304 (50x75x10) mm	10,00	10,00
23	Placa sujeta pistón vertical	1	Acero Inox.304 (120x115x6) mm	12,00	12,00
24	Placa sujeta mordaza vertical	1	Acero Inox.304 (120x35x6) mm	12,00	12,00
25	Eje mecanismo sellado vertical	2	Acero Inox.304 (Ø10x75) mm	20,00	40,00
26	Bocín para mordazas verticales	2	Bronce Estándar Ø12x10)mm	4,00	8,00
27	Mordaza vertical	1	Aluminio 6063 (15x15x130)mm	8,00	8,00
28	Perno Allen	6	Acero Inox.304 (M6 x10x1mm)	1,50	9,00
29	Perno Allen	2	Acero Inox.304 (M6x90x1) mm	1,50	3,00
30	Cuadro sistema sellador	1	Acero Inox.304 (35x670x10)mm	20,00	20,00
31	Placa sujeta mordazas	2	Acero Inox.304 (30x190x6)mm	10,00	20,00

32	Mordaza sellado horizontal	2	Aluminio 6063 (25x25x115)mm	12,00	24,00
33	Eje mordaza horizontal	2	Acero Inox.304 (Ø10x135)mm	10,00	20,00
34	Bocín mordaza horizontal.	4	Bronce Estándar Ø12x10	3,00	12,00
35	Prisionero	4	Acero Inox.304 (M6x10x1)mm	0,50	2,00
36	Perno cabeza avellanada	17	Acero Inox.304 (M6x12x1)mm	0,35	5,95
37	Perno Allen	5	Acero Inox.304 (M5 x20x0,8)mm	0,40	2,00
38	Cuadro para columna	2	Acero Inox.304 (50x50x50)mm	5,00	10,00
39	Bocín columnas	2	Bronce Estándar (Ø25x25)mm	3,00	6,00
40	Eje columnas	2	Acero Inox.304 (Ø20x232)mm	30,00	60,00
41	Perno Allen	4	Acero Inox.304 (M6x12x1)mm	0,50	2,00
42	Sujeta columnas (L)	2	Acero Inox.304 (100x30x6)mm	8,00	16,00
43	Arandelas M8	4	Acero Inox.304 M8 mm	0,30	1,20
44	Eje de elevador	1	Acero Inox.304 (Ø50x500)mm	40,00	40,00
45	Chumaceras	2	Acero Inox.304 (Øin=43)mm	11,00	22,00
46	Catarinas Z=32	2	Acero AISI 1018 (Ø120 x30)mm	12,50	25,00
47	Catarinas Z=30	1	Acero AISI 1018	11,00	11,00

			(Ø150 x30)mm		
48	Cadena paso 3/8	1 m	Acero AISI 1018 Long: 2 m	10,00	20,00
49	Cilindro leva	1	Acero AISI 1018 (15x25x6)mm	10,00	10,00
50	Placa giro	1	AISI 1018 (60x30x8)mm	5,00	5,00
51	Perno Allen	1	Acero Inox.304 (M6x2x1)mm	0,50	0,50
52	Arandela M6	21	Acero Inox.304	0,40	8,40
53	Tuerca	2	Acero Inox.304 (M5x20x0,8)mm	0,50	1,00
54	Arandela M5	2	Acero Inox. 304	0,50	1,00
55	Plancha superior	1	Acero Inox. 304 (472x612x8)mm	50,00	50,00
56	Placa lateral	2	Acero Inox.304 (542x172x6)mm	18,00	36,00
57	Estructura (Tubo Cuadrado de 6mts.	1	Acero Inox.304 (30x30x2,5)mm	50,00	50,00
58	Perno Allen	4	Acero Inox.304 (M6x50x1)mm	0,50	0,50
59	Tuerca M6	4	Acero Inox.304	0,50	0,50
60	Ejes tensores	4	Acero Inox.304 (Ø10x390)mm	20,00	80,00
61	Bocín arrastre plato.	1	Acero Inox.304 (Ø70x65)mm	12,00	12,00
62	Eje arrastre plato	1	Acero Inox.304 (Ø24x150)mm	15,00	15,00
63	Placa plato dosificador	1	Acero Inox.304 (Ø310x15)	30,00	30,00

64	Plato dosificador	1	Acero Inox.304 (Ø305x40)	100,00	100,00
65	Vaso plato dosificador anís	16	Acero Inox.304 (Ø46x30)mm	10,00	160,00
66	Rodamiento	1	Øex=37mm, Øin= 20mm	5,00	5,00
67	Catalinas Z=21	1	Acero AISI 1018 (Ø80x30)mm	12,00	12,00
68	Catalinas Z=17	1	Acero AISI 1018 (Ø60x30)mm	10,00	10,00
69	Piñón cónico Z= 16 dientes	1	Acero AISI V320 (Ø50x30)mm 705	30,00	30,00
70	Piñón cónico Z= 32 dientes	1	Acero AISI V320 (Ø90x30)mm	50,00	50,00
71	Bocín sistema arrastre	1	Acero Inox.304 (Ø50x140)mm	30,00	30,00
72	Prisionero M 8	8	Acero Inox.304	0,50	4,00
73	Soportes para mesa Rosca 5/8 pul	4	Acero AISI 1018	3,00	12,00
74	Cilindro doble efecto FESTO	1	60 mm carrera	65,00	65,00
75	Cilindro doble efecto FESTO	1	15 mm carrera	43,00	43,00
76	Tolva, formador de funda y protector plato dosificador	1,5 plancha	Acero Inox.304 3mx6mx1mm	75,00	112,50
			TOTAL		1716,05

Fuente: Los Autores.

Tabla 2.19 Costos de materiales e insumos

3.1.2 Costos Insumos eléctricos

Estos costos, son los que se genera del uso de materiales eléctricos, y de los componentes del sistema de control de la máquina, con lo que se incluye el motor, el sistema de automatización y componentes adicionales. Ver Tabla 2.20.

ÍTEM	DENOMINACIÓN	CANT	ESP. TÉCNICAS	COSTO UNIDAD (USD)	TOTAL (USD)
1	Motor-reductor BCE Ingelcom	1	Trifásico 1/4 hp.	350,00	350,00
2	PLC Logo	1	8 entradas y 4 salidas	150,00	150,00
3	Electro válvulas	2	12 V, SIEMENS	30,00	60,00
4	Armario metálico	1	(15x30x15) WEG	30,00	30,00
5	Cable #8	3 m	Multifilar rojo	0,55	1,65
6	Cable #8	3 m	Multifilar negro	0,55	1,65
7	Cable #8	3 m	Multifilar azul	0,55	1,65
8	Cable #8	3 m	Multifilar blanco	0,55	1,65
9	Cable #12	2 m	Multifilar trifásico	2,00	4,00
10	Conectores	5	Regleta	3,00	15,00
11	Enchufe	1	Trifásico TRUPER	5,00	5,00
12	Contactador TELEMECANIQUE	1	Trifásico, 9 A	40,00	40,00

13	Relé térmico	1	5,5 -8 Ampe	30,00	30,00
14	Termocupla	2	110 a 12 v	10,00	20,00
15	Pulsador	1	On	5,00	5,00
16	Pulsador	1	Off	5,00	5,00
17	Caja plástica (50x50x40)mm	2	Pulsador on/off	10,00	20,00
18	Niquelinas ¼ pul	4	Niquel- cromo	20,00	80,00
			TOTAL		580,00

Fuente: Los Autores.

Tabla 2.20 Costos de materiales e insumos

3.1.3 Costos de insumos indirectos

Estos son los que se generan del uso de materiales suplementarios, en la construcción de los componentes de la máquina. Ver tabla 2.21.

ÍTEM	DENOMINACIÓN	CANT.	ESP. TÉCNICAS	COSTO UNIDAD (USD)	TOTAL (USD)
1	Guantes NAPA	2	NAPA CUERO	2,50	5,00
2	Brocha	1	Wilson 1.5"	1,80	3,60
3	Masilla	1	Epóxica	5,00	5,00
4	Lija de agua	1	Numero 100	30,00	30,00
5	Grasa	1	Delvag 601	5,00	5,00
6	Polifán	2	Disco 4"	4,00	8,00
			TOTAL		56,60

Fuente: Los Autores.

Tabla 2.21 Costos de materiales e insumos

3.1.4 Costos de mecanizado.

Está relacionado con la mano de obra directa, empleada en las máquinas para la fabricación de piezas del equipo. Y se calcula basándose en el tiempo requerido para la fabricación de los elementos. Ver Tabla 2.22.

ÍTEM	DENOMINACIÓN	CANT.	COSTO UNIDAD (USD)	TOTAL (USD)
1	Mecanizado piñón cónico recto 32 dientes	1	120,00	165,00
2	Mecanizado piñón cónico recto 16 dientes	1	65,00	80,00
3	Mecanizado eje del elevador	1	20,00	20,00
4	Mecanizado eje del sistema de dosificación	1	10,00	10,00
5	Mecanizado del eje del sistema de transmisión	1	10,00	10,00
6	Mecanizado de plato dosificador	1	30,00	30,00
7	Mecanizado de base para plato dosificador	1	15,00	15,00
8	Mecanizado de juego de vasos dosificadores	16	10,00	160,00
9	Mecanizado Chavetas en ejes	10	5,00	50,00
10	Armado de sistema de arrastre	1	25,00	25,00
11	Mecanizado eje para bobina plástica	1	35,00	35,00
12	Corte y armado de estructura	1	30,00	30,00
13	Armado de sistema de sellado horizontal	1	20,00	20,00
14	Armado de sistema de sellado vertical	1	20,00	20,00

15	Mecanizado de piñones	4	10,00	10,00
16	Mecanizado de plancha base	1	40,00	30,00
17	Cortado y armado de tolva.	1	80,00	80,00
18	Perforaciones taladro	50	0,25	12,5
		TOTAL		802,5

Fuente: Los Autores.

Tabla 2.22 Costos de mecanizado.

3.1.5 Costos de imprevistos

Corresponden a los gastos de materiales, insumos, maquinado, el transporte de materiales e impresiones de planos. Estos son los que están considerados en un principio para el análisis del costo total, aplicando un 10% a estos valores. Ver Tabla 2.23.

ÍTEM	DENOMINACIÓN	SUBTOTAL (USD)
1	Materiales e insumos	1716,05
2	Insumos indirectos	56,60
3	Electrónicos	580,00
4	Maquinado	802,5
	Subtotal	3155,15
	10% imprevistos	315,52

Fuente: Los Autores.

Tabla 2.23 Costos de imprevistos

3.1.6 Costo total del proyecto

El costo total relaciona los costos de materiales e insumos, electrónicos, insumos indirectos, maquinado e imprevistos. Ver Tabla 2.24.

ÍTEM	DENOMINACIÓN	SUBTOTAL (USD)
1	Materiales e insumos	1716,05
2	Insumos indirectos	56,60
3	Electrónicos	580,00
4	Maquinado	802,50
5	Imprevistos	315,52
	Total	3470,67

Fuente: Los Autores.

Tabla 2.24 Costos total del proyecto

Nota: El valor agregado por el diseño de la máquina dosificadora es del 20% total de la misma. **694,13 USD**

3.1.7 Costo total de la construcción.

Este costo es la suma del costo total del proyecto más el valor agregado por el diseño de la máquina que corresponde al tiempo invertido para el diseño de la misma. Ver Tabla 2.25.

ÍTEM	DENOMINACIÓN	SUBTOTAL (USD)
1	Costo total del proyecto	3470,67
2	Valor agregado de diseño	694,13
	Total	4164,80

Fuente: Los Autores.

Tabla 2.25 Costos total de la construcción

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- El proyecto de diseño y construcción de la Máquina dosificadora y selladora para condimentos se ha cumplido satisfactoriamente pues se ha aplicado todos los conocimientos teóricos y prácticos obtenidos durante la formación universitaria.
- El prototipo de la maquina diseñada cumple con los requerimientos y expectativas de la empresa Extractos Andinos.
- Para el diseño de la máquina dosificadora y selladora se ha incorporado los principios de varias máquinas para el envasado o enfundado de alimentos, con el fin de ajustar el diseño a las condiciones locales del país, las cuales implican un grado alto de eficiencia, tecnología, calidad y bajo precio.
- Para la construcción de este tipo de máquinas se debe tomar en cuenta la funciones que va a realizar y el tipo de carga con la que van a trabajar. Los tipos de esfuerzos que van a soportar y el grado de impacto que va a resistir.
- La máquina cumple con los requerimientos establecidos para su diseño y se construyo un prototipo para verificar el funcionamiento de la misma, donde se aprecio que los diferentes mecanismos trabajan de manera adecuada.
- Para el diseño se utilizaron los programas AutoCAD Mechanical 2010 e Inventor 2010 para facilitar la modelación del diseño.
- El factor de seguridad elegido para el desarrollo del proyecto, es el más adecuado, pues brinda la confiabilidad que la máquina funcione correctamente.

RECOMENDACIONES

- Para la construcción, diseño de una máquina dosificadora y selladora para condimentos se estableció que los materiales y elementos que la conforman son de fácil adquisición en el mercado nacional, pues, estos están normalizados en el país y sus costos están entre los más aceptables del mercado y cuenta con una alta gama de repuestos, ya que para nuestro proyecto solamente se construirá un prototipo para garantizar la funcionalidad de la máquina y los mecanismos que la conforman.
- Para la operación de la máquina se requiere solo una persona, la cual debe seguir las recomendaciones establecidas en el Manual de mantenimiento y Operación para garantizar la durabilidad de la misma y seguridad del operario.
- Es importante que al final de cada jornada de trabajo se debe realice una correcta limpieza de la máquina en especial en la zona del plato dosificador, formador de funda y el sistema de sellado horizontal y vertical.
- Para la construcción de los elementos que conforma la máquina, se debe verificar que las dimensiones estén dentro del rango permitido, para un futuro el proceso de recambio sea fácil su elaboración.
- Antes de colocar la bobina plástica, revisar en vacío el funcionamiento del sistema de elevación, temperatura de sellado, facilidad de giro del plato dosificador, para este caso el sentido de giro del plato no tiene mayor importancia.
- Mantener un grado de humedad bajo es importante para evitar daños en el sistema de control de la maquina, pues es la parte más costosa del mismo y no es conveniente tener que cambiarla de manera regular.

BIBLIOGRAFÍA

Textos consultados

- MOTT. Robert. L, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edición, PEARSON educación, México 2006.
- SHIGLEY, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 8va Edición, Editorial Mc Graw Hill, México 2008.
- KARLEKAR M.V, Desmond R.M, *Transferencia de Calor*, 2da Edición, Mc Graw Hill, México 1994.
- NORTON, Robert L., *Diseño de máquinas*, 3ra Edición, Prentice Hall, México 2006.
- TIMOSHENKO. S., James. Gere, *Resistencia de materiales*, 5ta Edición, Paraninfo, España 2006
- BEER, Ferdinand P, Jhonston, Russell E, *Mecánica vectorial para ingenieros Dinámica*, 8va Edición, Mc Graw Hill, México 2007.
- INEN, Código de Dibujo Técnico –Mecánico; Quito-Ecuador, 1989.

Tesis consultadas

- CALLE L Luis Francisco, VALAREZO M Jimmy, “Estudio y construcción de una máquina termo-formadora semi-automática de envases plásticos para yogur con capacidad de cuatro envases”, Proyecto de titulación previa a la obtención al Título de Ingeniero Mecánico; UPS, Quito-Ecuador 2006.
- BEDOYA B, QUISIRUMBA, “Diseño y construcción de una máquina semi-automática selladora de fundas plásticas con una capacidad de treinta sellos por minuto”. Proyecto de titulación previa a la obtención al Título de Ingeniero Mecánico; EPN, Quito-Ecuador 2007.
-

Páginas Internet

- www.Software MD Solids. com
- <http://www.mespack.com/es/tecnologia-innovacion/materiales-envoltura>
- <http://www.alimentacion-ana.com.ar/informaciones/novedades/condimentos.htm>
- <http://www.electrostatica.net/envasadora-vertical-k152-a19.html>
- <http://www.packerservice.com/repuestos.html>
- http://plaen.blogspot.com/2010_12_12_archive.html
- <http://festo.com>
- <http://www.astimec.net/>
- <http://www.ambienteplastico.com/>
- <http://www.abc-pack.com/>

ANEXOS

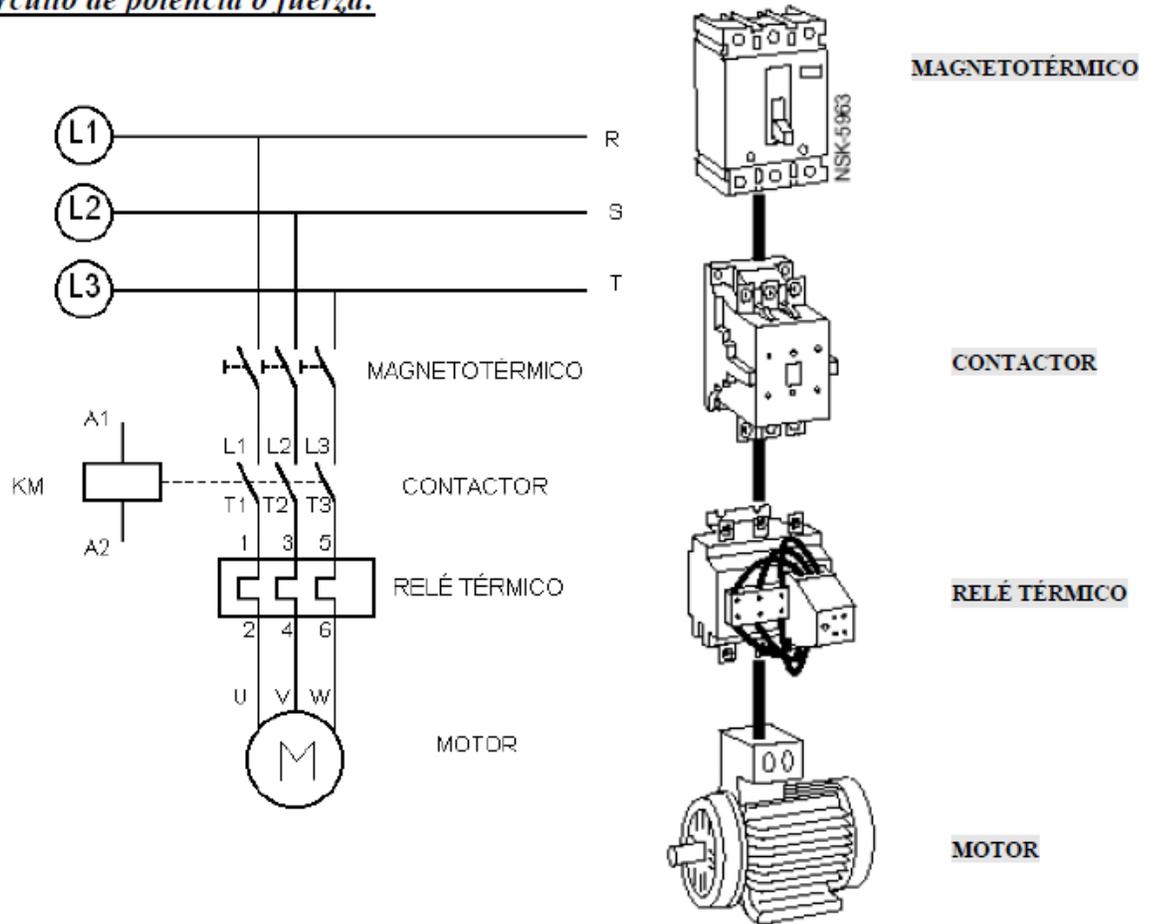
ANEXO 1

PLANOS

ANEXO 2

DIAGRAMAS

Circuito de potencia o fuerza:



L1, L2 y L3 corresponden con las tres fases R, S y T de la corriente alterna trifásica que

Diagrama 2.1 Diagrama de fuerza del motor reductor

DIAGRAMA NEUMÁTICO PARA MÁQUINA DOSIFICADORA DE CONDIMENTOS

PISTÓN MORDAZA VERTICAL

PISTÓN MORDAZA HORIZONTAL

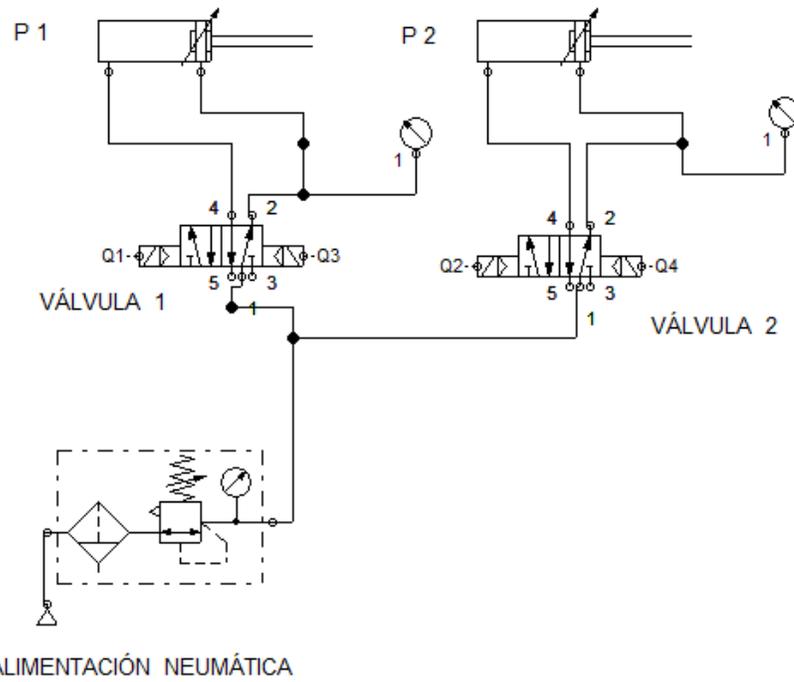


Diagrama 2.2 Conexión neumática de control de cilindros neumáticos.

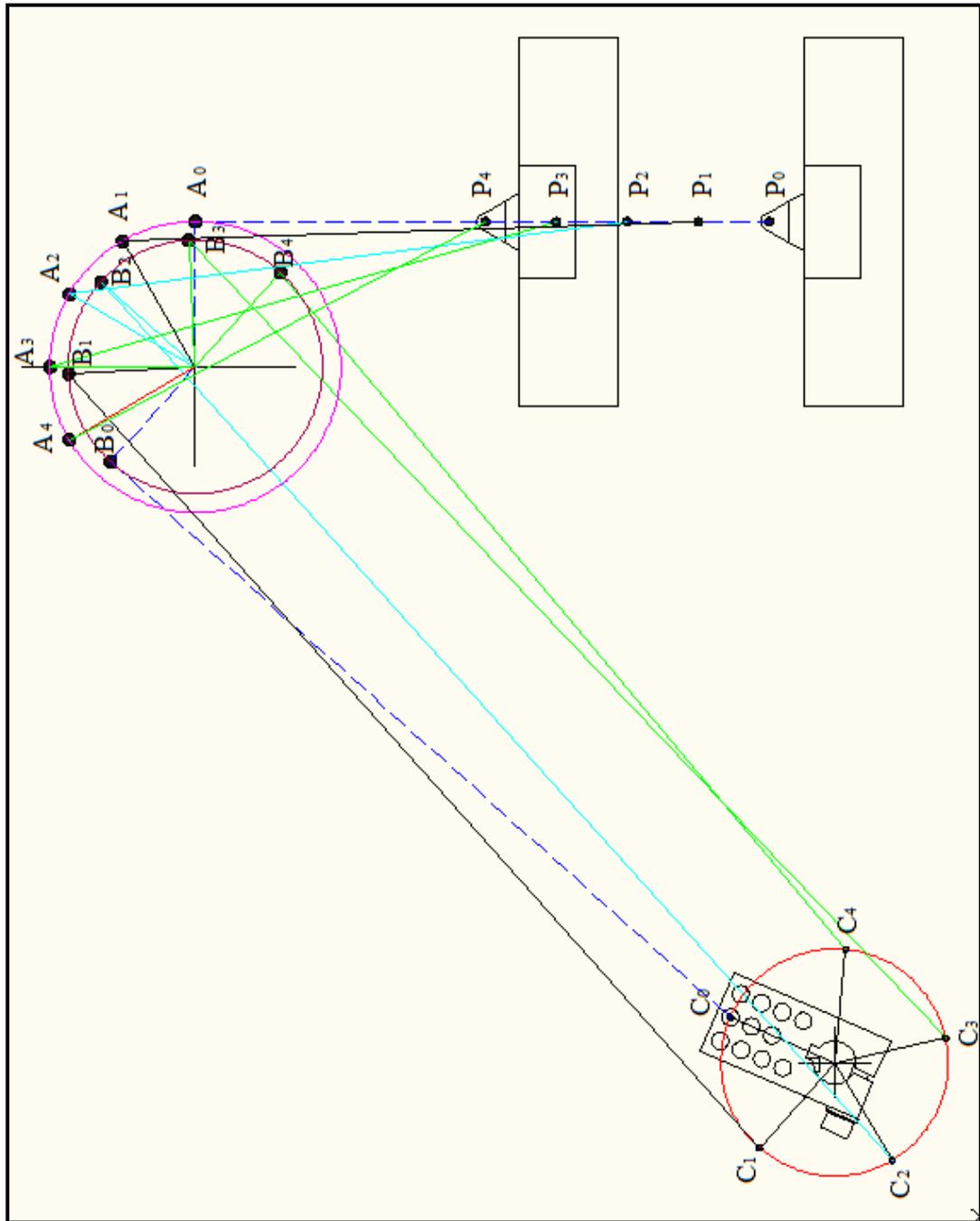


Diagrama 2.3 Trayectoria del mecanismo de elevación.

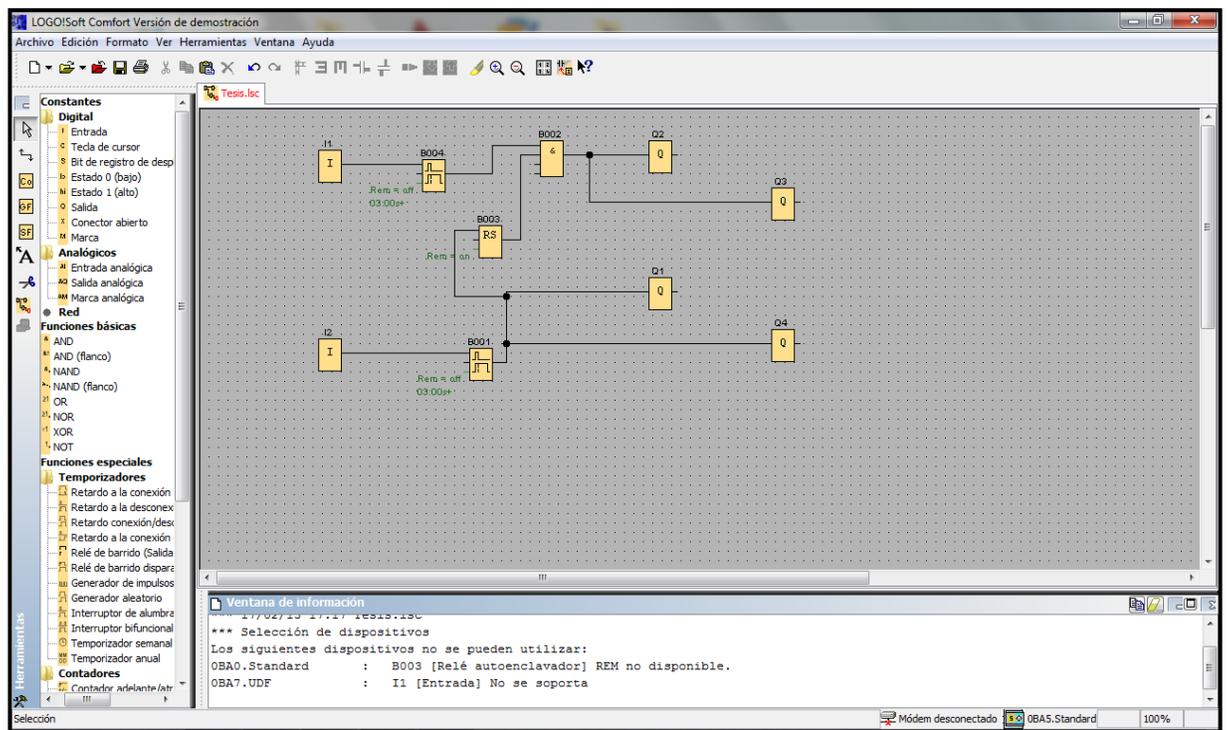
ESQUEMA Y PROGRAMACIÓN DEL PLC

Programa de control para el PLC Logo 230RC

El programa esta desarrollado y simulado en el Software LOGO!Soft Comfort V7.0 de Siemens, el cual nos permite programar el PLC.

El lenguaje de programacion que se utilizará es el lenguaje de bloques, en LOGO, un bloque es una función que convierte información de entrada en información de salida.

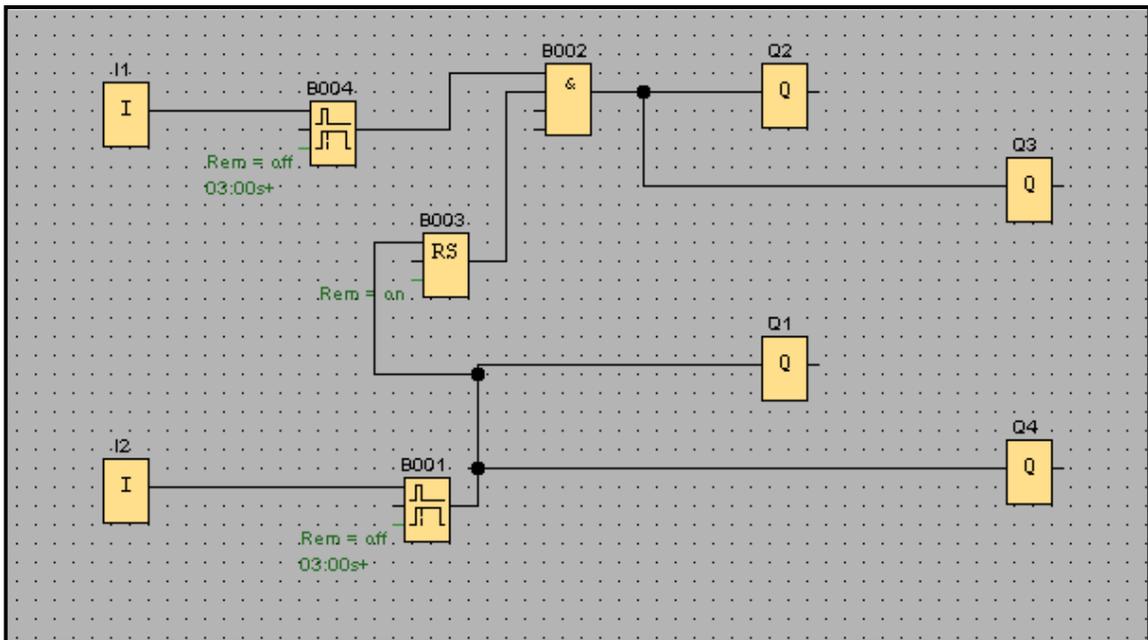
Al elaborar el programa debe conectar bornes con bloques. Para tal efecto, basta con elegir la conexión deseada de acuerdo a la operación que deseamos que realice el PLC, de acuerdo a las librerías que el software nos ofrece. Ver Diagrama 2.4



Fuente: Los Autores

Diagrama 2.4 Visualización de ventana de programación PLC Logo.

Programa desarrollado para el control de los actuadores de la Máquina dosificadora. Ver Diagrama 2.5.



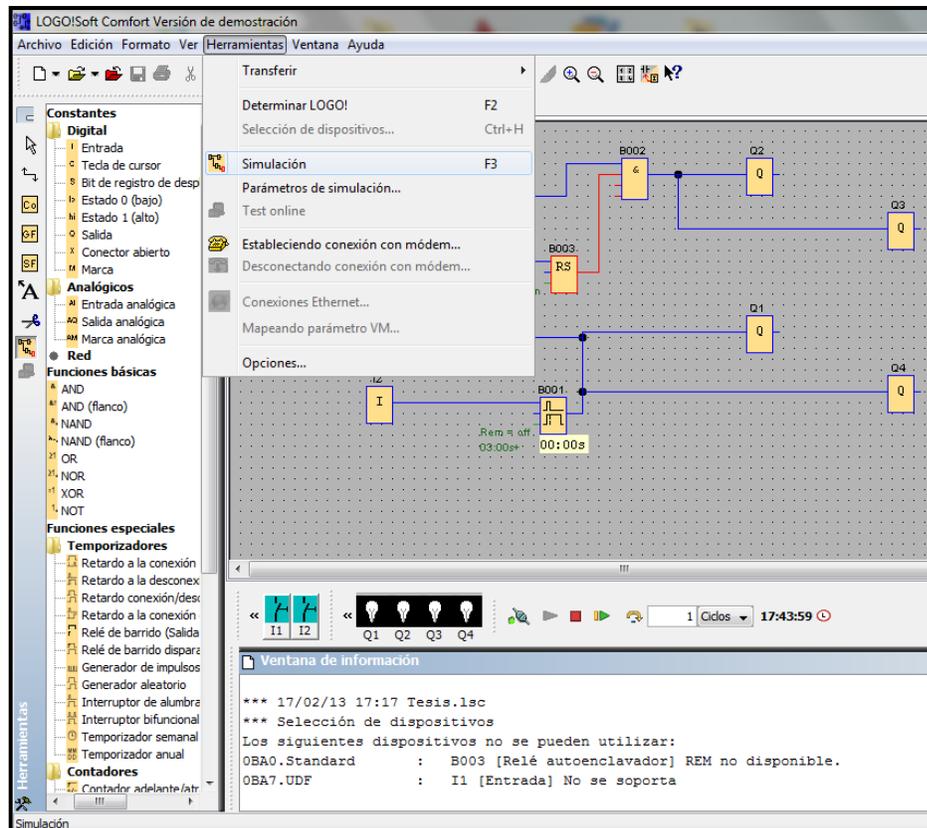
Fuente: Los Autores

Diagrama 2.5 Esquema de control por bloques.

Donde:

- I1 = sensor entrada (final de Carrera “S1” funciona como interruptor)
- I2 = sensor entrada (final de Carrera “S2” funciona como interruptor)
- B001 y B004 = Bloques de funciones de retardo de desconexión
- B002 = Bloque función AND comparación de valores
- B003= Bloque función RS “Relé enclavador” seteo y reseteo de un valor
- Q1, Q2, Q3, Q4 = módulos bloque de salidas del PLC

Para la simulación del programa pulsamos la tecla F3 o la opción de herramientas y seleccionamos la opción simulación, dentro del programa Logo Soft. Ver Diagrama 2.6.

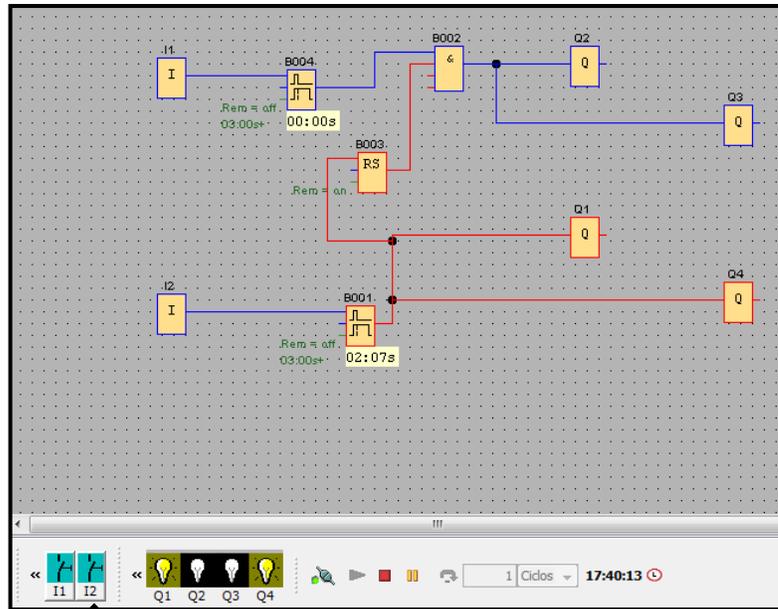


Fuente: Los Autores

Diagrama 2.6 Opción para simular programa PLC.

Funcionamiento del programa

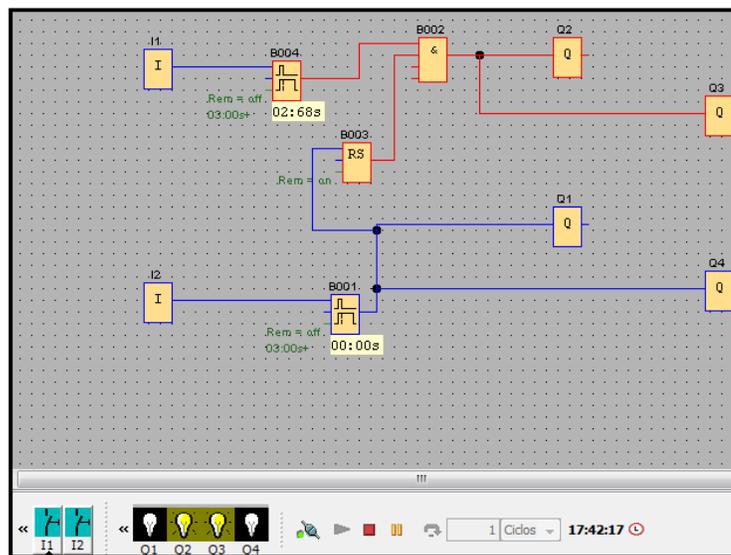
Cuando pulsamos el sensor I1 se accionan las salidas del PLC Q1 (conectada a la electro-válvula 1) y Q4 (conectada a la niquelina de la mordaza 1), a través del bloque retardo de desconexión nos permite mantener accionadas estas salidas del PLC hasta que el ascensor se posicione en el segundo sensor. Ver Diagrama 2.7.



Fuente: Los Autores

Diagrama 2.7 Opción para simular programa I2 PLC.

Cuando pulsamos el sensor I2 se accionan las salidas del PLC Q2 (conectada a la electroválvula 2) y Q3 (conectada a la niquelina de la mordaza 2). Ver diagrama 2.8.



Fuente: Los Autores

Diagrama 2.8 Opción para simular programa I1 PLC.

ANEXO 3

MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN

MANUAL DE MANTENIMIENTO PARA LA MÁQUINA DOSIFICADORA DE CONDIMENTOS

Este manual está destinado para dar a conocer al usuario la funcionalidad y características de la Máquina dosificadora para condimentos. Ver figura 3.1.

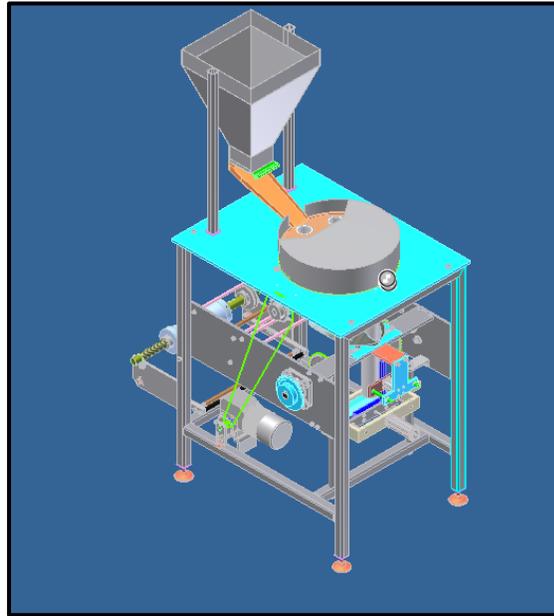


Figura 3.1 Sistema de sellado Máquina Dosificadora.

Especificaciones técnicas:

- Largo de avance del sellador horizontal. 120 mm
- Avance pistón del sellador horizontal. 40 mm
- Avance del pistón del sellador vertical. 16 mm
- Velocidad de giro del motor reductor. 12,4 rpm
- Velocidad de giro del plato dosificador. 5 rpm
- Potencia del motor. ¼ hp
- Sistema de control PLC logo (8 entradas y 4 salidas).

- Termocuplas de 100°C, (110V a 12V).
- Sistema de transmisión plato dosificador mediante engranes cónicos rectos.
- Transmisión mediante cadena piñón para el sistema de dosificación.
- Transmisión mediante cadena piñón para el sistema de transporte y sellado.
- Tolva de acero inoxidable 304.
- Estructura de la máquina acero inoxidable 304.
- Voltaje del motor trifásico 220 V.
- Voltaje del sistema de control 110 V.

MEDIDAS DE SEGURIDAD

1. Mantener siempre las protecciones de la máquina en su lugar durante su funcionamiento.
2. Evitar que el sistema eléctrico tenga contacto con líquidos para evitar daños en el mismo o choques eléctricos a los operarios.
3. No ingresar las manos en el sistema de sellado durante su funcionamiento para evitar quemaduras y aplastamiento de miembros.
4. Limpiar la máquina de manera frecuente para evitar el acumulamiento de polvo.
5. No dejar la máquina funcionando sin supervisión.
6. Evitar el contacto de niños con el equipo durante su funcionamiento
7. Si la máquina sufre atascamientos pararla completamente, en caso de desperfecto comunicare con su proveedor

MANUAL DE FUNCIONAMIENTO

Para un correcto funcionamiento de la Máquina dosificadora para condimentos se deben seguir los siguientes pasos:

- a. Lubricación de los diferentes sistemas sometidos a fricción
- b. Preparar la carga de producto
- c. Verificar la cantidad de plástico destinado para el empaquetamiento.
- d. Encender el equipo y verificar las temperaturas de las mordazas.
- e. En caso de atascamiento, detener el equipo mediante el boto de paro.
- f. Si las horas de trabajo son mayores a las establecidas realizar una lubricación predictiva.
- g. Verificar que las conexiones eléctricas estén adecuadas.
- h. Considerar que la parte más delicada del equipo es su sistema de control.
- i. Apagar el equipo totalmente si esta fuera de funcionamiento.

A continuación se presenta en la tabla 3.1 en la cual se establece la importancia de los diferentes aspectos a tomar en cuenta para la operación de la máquina.

Manual de Funcionamiento		
1	Verificar la lubricación de los elementos de la máquina	●
2	Verificar el normal funcionamiento de los elementos mecánicos de la máquina	●
3	Verificar el funcionamiento de los sensores de la máquina	●
4	Cargar el producto una vez verificado el normal funcionamiento de la máquina	●
5	Mantener el sector de operación de la máquina seco	●
6	Operar los sistemas eléctricos con las manos secas	●
7	Apagar la máquina una vez terminado todo el producto cargado	●
8	La máquina no debe ser operada por menores de edad	●
9	La máquina no debe ser puesta en marcha si las protecciones no están en su lugar correspondiente.	●
10	La máquina debe ser desconectada del todo una vez parada su marcha.	●
NUNCA		
SIEMPRE		

Fuente: Los autores

Tabla 3.1 Manual de funcionamiento

MANTENIMIENTO

1. Limpiar periódicamente la máquina para evitar la contaminación del producto.
2. Utilizar un Spray lubricante para cadenas una vez al mes
3. Limpiar las mordazas del sistema de sellado para eliminar residuos que puedan limitar la transferencia de calor antes de cada jornada.
4. Mantener los ejes guías lubricadas para facilitar el traslado de los diferentes mecanismos antes de cada jornada.
5. Proteger el sistema de control evitando la humedad del ambiente.

En la tabla 3.2 se presenta el Plan de mantenimiento mensual para la máquina dosificadora para condimentos.

ANEXO 4

TABLAS

ACERO INOXIDABLE 304 (UNS S30400)

1. Descripción: éste es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidable de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y en servicio continuo hasta 925°C. No se recomienda para uso continuo entre 425 - 860°C pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

2. Normas involucradas: ASTM A 276

3. Propiedades mecánicas: Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI)
Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI)
Elongación 30 % (en 50mm)
Reducción de área 40 %
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.8 g/cm³ (0.28 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.08 % C min
2.00 % Mn
1.00 % Si
18.0 – 20.0 % Cr
8.0 – 10.5 % Ni
0.045 % P
0.03 % S

6. Usos: sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

7. Tratamientos térmicos: éste acero inoxidable no puede ser endurecido por tratamiento térmico. Para el recocido, caliente entre 1010 y 1120°C y enfríe rápidamente

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO INOXIDABLE- AISI 304

Tabla 1. Propiedades del acero inoxidable

Resistencia Mecánica

Resistencia a la tracción 60000 psi (42,2 Kg F/mm²)
Límite de elasticidad 35000 psi (24,6 Kg F/mm²)
Alargamiento 0.5%



NOMINAL	DIAMETRO		ESPESOR		PRESION/PRUEBA		PESO
	EXTERIOR		e	pulg	kg/cm ²	lb/pulg ²	kg/mt
	mm	pulg	mm				
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700	0.63
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700	0.85
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65

Tabla 2 Propiedades tubo cuadrado inoxidable

MATERIALES EN CONTACTO	(Rozamiento en reposo)			(Rozamiento en movimiento)		
	En seco	Lubricado	Mojado con agua	En seco	Lubricado	Mojado con agua
Acero sobre acero	0,15	0,10	—	0,12	0,08	—
Acero sobre bronce	0,19	0,10	—	0,18	0,06	—
Acero sobre fundición gris	0,28	0,15	—	0,20	0,08	—
Acero sobre madera dura	0,56	0,10	—	0,50	0,09	0,24
Banda de acero sobre fundición	—	—	—	0,18	—	0,10
Bronce sobre bronce	—	—	—	0,20	—	0,15
Corcho sobre metal	0,60	0,25	0,62	0,25	0,12	0,25
Cuero sobre metal	—	—	—	0,35	0,30	—
Fundición gris sobre bronce	0,30	0,15	—	0,28	0,08	0,10
Fundición gris sobre fundición gris	0,28	0,10	—	0,20	0,08	0,15
Fundición gris sobre latón	0,28	—	—	0,20	0,08	—
Guarnición de freno sobre acero	—	—	—	0,45	—	—
Madera de álamo sobre acero	—	—	—	0,30	0,20	—
Madera de álamo sobre fundición	—	—	—	0,28	0,10	0,20
Poliamida 66 sobre acero	0,35	0,11	0,30	—	—	—
Poliamida 66 sobre poliamida 66	0,37	0,15	0,23	—	—	—
Tejido de algodón con resina artificial sobre acero o fundición	—	—	—	0,40	0,15	0,25
Tejido de amianto con resina artificial sobre acero o fundición	—	—	—	0,51	0,15	0,25

Fuente: <http://fisicacom.host22.com/DINAMICA.HTML>

Tabla 3a: Coeficiente de fricción de la cadena rodando en la guía de soporte.

		Coeficiente de Fricción	
Material de la placa Superior	Material del Carril	No lubricado	Lubricado
Acero inoxidable o acero	Acero inoxidable o acero	0,35	0,20
Acero inoxidable o acero	UHMW	0,25	0,15
Plástico Dirigido	Acero inoxidable o acero	0,25	0,15
Plástico Dirigido	UHMW	0,25	0,12
Plástico Dirigido (Baja Fricción)	Acero inoxidable o acero	0,17	0,12
Plástico Dirigido (Baja Fricción)	UHMW	0,18	0,12

Fuente: <http://8000vueltas.com/2008/08/11/sistema-de-embrague-de-friccion-parte-4>

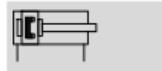
Tabla 3b. Coeficiente de fricción

Cilindros compactos ADVU

Hoja de datos: cilindro de doble efecto, tipo básico

FESTO

Función



- Diámetro
12 ... 125 mm
- Carrera
1 ... 400 mm

Variantes



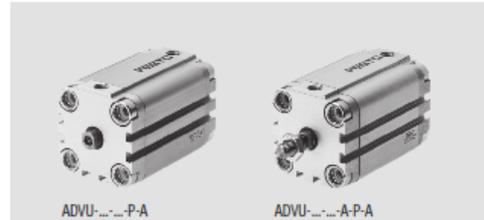
S2



S6



S26



ADVU-...-P-A

ADVU-...-A-P-A

Datos técnicos generales												
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	
Conexión neumática	M5	M5	M5	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$					
Extremo del vástago	Rosca interior	M3	M4	M5	M5	M6	M6	M8	M8	M10	M12	M16
	Rosca exterior	M6	M8	M10x1,25				M12x1,25		M16x1,5	M20x1,5	M27x2
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7-4:4]											
Nota sobre el fluido de trabajo/mando	Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado (lo cual requiere seguir utilizando aire lubricado)											
Construcción	Émbolo											
	Vástago											
Amortiguación	Anillos y discos elásticos en ambos lados											
Detección de posiciones	Para detectores de proximidad											
Tipo de fijación	Mediante taladros											-
	Con rosca interior											
	Con accesorios											
Posición de montaje	Indistinta											

- | Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1

Presión de funcionamiento [bar]												
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	
Vástago simple	1,2 ... 10		1,0 ... 10		0,8 ... 10			0,6 ... 10			0,5 ... 10	
Doble vástago S2/S20	1,5 ... 10	1,3 ... 10	1,2 ... 10		1,0 ... 10			0,8 ... 10			0,5 ... 10	

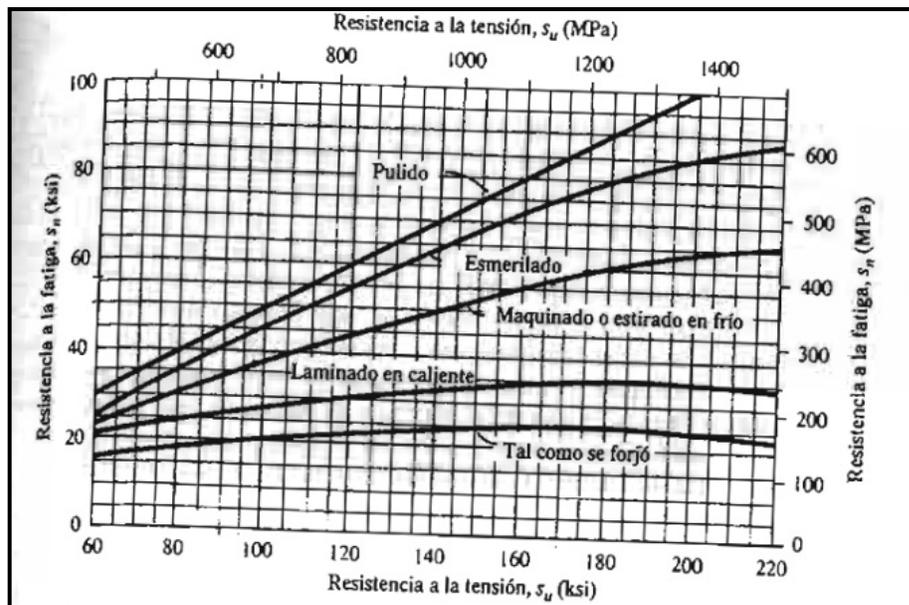
Condiciones del entorno				
Cilindro compacto	Tipo básico	S6	R3	
Temperatura ambiente ¹⁾	[°C]	-20 ... +80	0 ... +120	-20 ... +80
Clase de resistencia a la corrosión ²⁾		2	2	3
ATEX	Tipos especiales → www.festo.com			

Tabla 4a Características generales del Cilindro ADVU

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]											
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar en avance	68	121	188	295	483	754	1 178	1 870	3 016	4 712	7 363
	S2/S20	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 418
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 418	6 881
	S2/S20	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 418
Energía máx. de impacto en las posiciones finales	0,09	0,10	0,14	0,30	0,40	0,52	0,64	0,70	0,75	1,00	4,00
	S20	0,01	0,01	0,01	0,01	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,40

Pesos [g]											
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Peso con carrera de 0 mm	87	89	149	180	300	433	560	1 059	1 772	2 797	3 426
Peso adicional por 10 mm de carrera	15	15	23	28	40	59	72	107	168	177	168
Masa móvil con carrera de 0 mm	8	12	20	26	49	63	112	134	307	614	1 317
Masa adicional por 10 mm de carrera	2	4	6	6	9	9	16	16	25	38	63

Tabla 4b Fuerza y presión que ejerce el cilindro.



Fuente: MOTT. Robert, Diseño de elementos de máquinas, Pág. 548.

Tabla 5a . Resistencia a la fatiga modificada.

Aplique un factor de material C_m de la siguiente lista

Acero forjado $C_m=1$	Hierro colado maleable $C_m=0,80$
Acero colado $C_m=0,80$	Hierro colado gris $C_m=0,70$
Acero pulverizado $C_m=0,76$	Hierro colado dúctil $C_m=0,66$

Fuente: MOTT. Robert, Diseño de elementos de máquinas, Pág. 548.

Tabla 5b . Factor de material.

Aplique un factor de tipo de esfuerzo:

$C_{st}=1$	Para esfuerzo flexionante.
$C_{st}=0,80$	Para la tensión axial

Fuente: MOTT. Robert, Diseño de elementos de máquinas, Pág. 548.

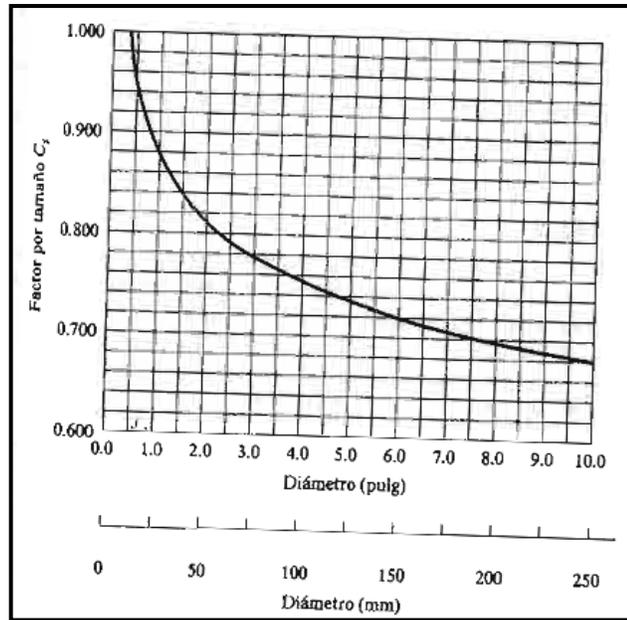
Tabla 5c. Factor de tipo de esfuerzo.

Factores de confiabilidad aproximados C_R :

Confiabilidad deseada	C_R
0,50	1
0,90	0,90
0,99	0,81
0,999	0,75

Fuente: MOTT. Robert, Diseño de elementos de máquinas, Pág. 548.

Tabla 5d. Factor de confiabilidad.



Fuente: MOTT. Robert, Diseño de elementos de máquinas, Pág. 548.

Figura 5e. Gráfica de factor por tamaño

Unidades del Sistema EEUU

Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0,30$	$C_s = 1$
$0,30 < D \leq 2$	$C_s = D / 0,30^{-0,11}$
$0,30 < D < 10$	$C_s = 0,859 - 0,02125 D$

Unidades del SI

Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7,62$	$C_s = 1$
$7,62 < D \leq 50$	$C_s = D / 0,7,62^{-0,11}$
$50 < D < 250$	$C_s = 0,859 - 0,000837 D$

Fuente: MOTT. Robert, Diseño de elementos de máquinas, Pág. 548.

Tabla 5f. Factor de tamaño

Para soportes de elevadores.	K=2
Para vigas maestras de soporte y sus conexiones para grúas viajeras operadas desde la cabina.	K=1,25
Para vigas maestras de soporte y sus conexiones para grúas viajeras operadas desde el piso.	K=1,10
Para soportes de maquinaria ligera impulsada con eje de transmisión o motor	K≥1,20
Para soportes de maquinaria de movimiento alternativo o unidades	K≥1,50
Para suspensión de piso y plataformas.	K=1,33

Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág. 29.

Tabla 6a. Factor de seguridad para diseño.

Materiales dúctiles

El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que hay un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.	N=1,5 a 2
Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.	N=2 a 2,5
Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.	N=2,5 a 4
Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzo o el ambiente	N≥4

Fuente: MOTT. Robert, Diseño de elementos de máquinas, Pág. 185.

Tabla 6b. Factor de seguridad para diseño.

Orificio mínimo Tipo B – Acero/Fundición Tipo A - Acero

Cantidad de Dientes	Diámetro Prestado (mm)	Tipo	Orificio		Cubiertas		Paso	Designación	Cantidad de Dientes	Diámetro prestado (mm)	Tipo	Orificio		Paso	Designación
			Mín.	Máx.	H	L						Mín.	Máx.		
8	24,89	B	8	8	15+	20	0,03	PHS 06B-108	8	24,89	A	8	8	0,03	PHS 06B-108
9	27,85	B	8	8	18+	20	0,04	PHS 06B-109	9	27,85	A	8	8	0,02	PHS 06B-109
10	30,82	B	8	8	20	20	0,06	PHS 06B-110	10	30,82	A	8	8	0,02	PHS 06B-110
11	33,80	B	8	8	22	21	0,08	PHS 06B-111	11	33,80	A	8	8	0,03	PHS 06B-111
12	36,80	B	8	8	25	21	0,10	PHS 06B-112	12	36,80	A	8	8	0,04	PHS 06B-112
13	39,79	B	10	12	28	21	0,12	PHS 06B-113	13	39,79	A	8	8	0,05	PHS 06B-113
14	42,80	B	10	15	31	21	0,15	PHS 06B-114	14	42,80	A	8	8	0,06	PHS 06B-114
15	45,81	B	10	18	34	21	0,19	PHS 06B-115	15	45,81	A	8	8	0,06	PHS 06B-115
16	48,82	B	10	20	37	21	0,24	PHS 06B-116	16	48,82	A	10	10	0,07	PHS 06B-116
17	51,83	B	10	23	40	21	0,29	PHS 06B-117	17	51,83	A	10	10	0,07	PHS 06B-117
18	54,85	B	10	26	43	21	0,33	PHS 06B-118	18	54,85	A	10	10	0,08	PHS 06B-118
19	57,87	B	10	28	45	21	0,37	PHS 06B-119	19	57,87	A	10	10	0,09	PHS 06B-119
20	60,89	B	10	31	48	21	0,42	PHS 06B-120	20	60,89	A	10	10	0,10	PHS 06B-120
21	63,91	B	12	31	48	21	0,44	PHS 06B-121	21	63,91	A	10	10	0,11	PHS 06B-121
22	66,93	B	12	31	50	21	0,48	PHS 06B-122	22	66,93	A	10	10	0,11	PHS 06B-122
23	69,95	B	12	31	52	21	0,50	PHS 06B-123	23	69,95	A	10	10	0,14	PHS 06B-123
24	72,97	B	12	31	54	21	0,54	PHS 06B-124	24	72,97	A	10	10	0,15	PHS 06B-124
25	76,00	B	12	31	57	21	0,60	PHS 06B-125	25	76,00	A	10	10	0,17	PHS 06B-125
26	79,02	B	12	31	60	21	0,67	PHS 06B-126	26	79,02	A	10	10	0,18	PHS 06B-126
27	82,05	B	12	31	63	21	0,73	PHS 06B-127	27	82,05	A	10	10	0,19	PHS 06B-127
28	85,07	B	12	31	65	21	0,75	PHS 06B-128	28	85,07	A	10	10	0,21	PHS 06B-128
29	88,09	B	12	31	68	21	0,82	PHS 06B-129	29	88,09	A	10	10	0,23	PHS 06B-129
30	91,12	B	12	31	70	21	0,87	PHS 06B-130	30	91,12	A	10	10	0,25	PHS 06B-130
31	94,15	B	14	43	65	30	0,88	PHS 06B-131	31	94,15	A	12	12	0,26	PHS 06B-131
32	97,17	B	14	43	68	30	0,90	PHS 06B-132	32	97,17	A	12	12	0,28	PHS 06B-132
33	100,20	B	14	43	70	30	0,93	PHS 06B-133	33	100,20	A	12	12	0,30	PHS 06B-133
34	103,23	B	14	43	73	30	0,99	PHS 06B-134	34	103,23	A	12	12	0,32	PHS 06B-134
35	106,26	B	14	43	75	30	1,05	PHS 06B-135	35	106,26	A	12	12	0,34	PHS 06B-135
36	109,29	B	14	43	78	30	1,11	PHS 06B-136	36	109,29	A	12	12	0,36	PHS 06B-136
37	112,32	B	14	43	80	30	1,19	PHS 06B-137	37	112,32	A	12	12	0,38	PHS 06B-137
38	115,35	B	14	43	83	30	1,27	PHS 06B-138	38	115,35	A	12	12	0,41	PHS 06B-138
39	118,37	B	14	43	85	30	1,32	PHS 06B-139	39	118,37	A	12	12	0,42	PHS 06B-139
40	121,40	B	14	43	88	30	1,36	PHS 06B-140	40	121,40	A	12	12	0,44	PHS 06B-140
41	124,43	B	14	43	90	30	1,38	PHS 06B-141	41	124,43	A	14	14	0,46	PHS 06B-141
42	127,46	B	14	43	93	30	1,44	PHS 06B-142	42	127,46	A	14	14	0,48	PHS 06B-142
43	130,49	B	14	43	95	30	1,52	PHS 06B-143	43	130,49	A	14	14	0,51	PHS 06B-143
44	133,52	B	14	43	98	30	1,57	PHS 06B-144	44	133,52	A	14	14	0,54	PHS 06B-144
45	136,55	B	14	43	100	30	1,60	PHS 06B-145	45	136,55	A	14	14	0,56	PHS 06B-145
46	139,58	B	14	43	103	30	1,68	PHS 06B-146	46	139,58	A	14	14	0,59	PHS 06B-146
47	142,61	B	14	43	105	30	1,76	PHS 06B-147	47	142,61	A	14	14	0,61	PHS 06B-147
48	145,64	B	14	43	108	30	1,84	PHS 06B-148	48	145,64	A	14	14	0,63	PHS 06B-148
49	148,67	B	14	43	110	30	1,90	PHS 06B-149	49	148,67	A	14	14	0,65	PHS 06B-149
50	151,70	B	14	43	113	30	1,96	PHS 06B-150	50	151,70	A	14	14	0,68	PHS 06B-150
51	154,73	B	14	43	115	30	2,03	PHS 06B-151	51	154,73	A	14	14	0,69	PHS 06B-151
52	157,76	B	14	43	118	30	2,10	PHS 06B-152	52	157,76	A	14	14	0,71	PHS 06B-152
53	160,79	B	14	43	120	30	2,17	PHS 06B-153	53	160,79	A	14	14	0,73	PHS 06B-153
54	163,82	B	14	43	123	30	2,24	PHS 06B-154	54	163,82	A	14	14	0,75	PHS 06B-154
55	166,85	B	14	43	125	30	2,30	PHS 06B-155	55	166,85	A	14	14	0,77	PHS 06B-155
56	169,88	B	14	43	128	30	2,37	PHS 06B-156	56	169,88	A	14	14	0,79	PHS 06B-156
57	172,91	B	14	43	130	30	2,44	PHS 06B-157	57	172,91	A	14	14	0,81	PHS 06B-157
58	175,94	B	14	43	133	30	2,50	PHS 06B-158	58	175,94	A	14	14	0,82	PHS 06B-158
59	178,97	B	14	43	135	30	2,57	PHS 06B-159	59	178,97	A	14	14	0,84	PHS 06B-159
60	182,00	B	14	43	138	30	2,64	PHS 06B-160	60	182,00	A	14	14	0,86	PHS 06B-160
61	185,03	B	14	43	140	30	2,70	PHS 06B-161	61	185,03	A	14	14	0,88	PHS 06B-161
62	188,06	B	14	43	143	30	2,77	PHS 06B-162	62	188,06	A	14	14	0,90	PHS 06B-162
63	191,09	B	14	43	145	30	2,84	PHS 06B-163	63	191,09	A	14	14	0,92	PHS 06B-163
64	194,12	B	14	43	148	30	2,90	PHS 06B-164	64	194,12	A	14	14	0,94	PHS 06B-164
65	197,15	B	14	43	150	30	2,97	PHS 06B-165	65	197,15	A	14	14	0,96	PHS 06B-165
66	200,18	B	14	43	153	30	3,04	PHS 06B-166	66	200,18	A	14	14	0,98	PHS 06B-166
67	203,21	B	14	43	155	30	3,10	PHS 06B-167	67	203,21	A	14	14	1,00	PHS 06B-167
68	206,24	B	14	43	158	30	3,17	PHS 06B-168	68	206,24	A	14	14	1,02	PHS 06B-168
69	209,27	B	14	43	160	30	3,24	PHS 06B-169	69	209,27	A	14	14	1,04	PHS 06B-169
70	212,30	B	14	43	163	30	3,30	PHS 06B-170	70	212,30	A	14	14	1,06	PHS 06B-170
71	215,33	B	14	43	165	30	3,37	PHS 06B-171	71	215,33	A	14	14	1,08	PHS 06B-171
72	218,36	B	14	43	168	30	3,44	PHS 06B-172	72	218,36	A	14	14	1,10	PHS 06B-172
73	221,39	B	14	43	170	30	3,50	PHS 06B-173	73	221,39	A	14	14	1,12	PHS 06B-173
74	224,42	B	14	43	173	30	3,57	PHS 06B-174	74	224,42	A	14	14	1,14	PHS 06B-174
75	227,45	B	14	43	175	30	3,64	PHS 06B-175	75	227,45	A	14	14	1,16	PHS 06B-175
76	230,48	B	14	43	178	30	3,70	PHS 06B-176	76	230,48	A	14	14	1,18	PHS 06B-176
77	233,51	B	14	43	180	30	3,77	PHS 06B-177	77	233,51	A	14	14	1,20	PHS 06B-177
78	236,54	B	14	43	183	30	3,84	PHS 06B-178	78	236,54	A	14	14	1,22	PHS 06B-178
79	239,57	B	14	43	185	30	3,90	PHS 06B-179	79	239,57	A	14	14	1,24	PHS 06B-179
80	242,60	B	14	43	188	30	3,97	PHS 06B-180	80	242,60	A	14	14	1,26	PHS 06B-180
81	245,63	B	14	43	190	30	4,04	PHS 06B-181	81	245,63	A	14	14	1,28	PHS 06B-181
82	248,66	B	14	43	193	30	4,10	PHS 06B-182	82	248,66	A	14	14	1,30	PHS 06B-182
83	251,69	B	14	43	195	30	4,17	PHS 06B-183	83	251,69	A	14	14	1,32	PHS 06B-183
84	254,72	B	14	43	198	30	4,24	PHS 06B-184	84	254,72	A	14	14	1,34	PHS 06B-184
85	257,75	B	14	43	200	30	4,30	PHS 06B-185	85	257,75	A	14	14	1,36	PHS 06B-185
86	260,78	B	14	43	203	30	4,37	PHS 06B-186	86	260,78	A	14	14	1,38	PHS 06B-186
87	263,81	B	14	43	205	30	4,44	PHS 06B-187	87	263,81	A	14	14	1,40	PHS 06B-187
88	266,84	B	14	43	208	30	4,50	PHS 06B-188	88	266,84	A	14	14	1,42	PHS 06B-188
89	269,87	B	14	43	210	30	4,57	PHS 06B-189	89	269,87	A	14	14	1,44	PHS 06B-189
90	272,90	B	14	43	213	30	4,64	PHS 06B-190	90	272,90	A	14	14	1,46	PHS 06B-190
91	275,93	B	14	43	215	30	4,70	PHS 06B-191	91	275,93	A	14	14	1,48	PHS 06B-191
92	278,96	B	14	43	218	30	4,77	PHS 06B-192	92	278,96	A	14	14	1,50	PHS 06B-192
93	281,99	B	14	43	220										

Soportes de brida con rodamientos Y, soporte de fundición cuadrado, prisionero, rodamientos métricos										
Dimensiones			Capacidades de carga		Velocidad		Masa		Designaciones	
d	A ₁	J	L	T	C	C ₀	límite con eje de tolerancia h6	kg	Unidad de rodamiento	Rodamiento
40	36	102	130	51,2	30,7	19	4800	1,8	FYJ 40 TF	FYJ 508 YAR 208-2F

Prisionero
Par de apriete recomendado [Nm]
Tamaño de la llave hexagonal [mm]

M 8x1
6,5
4

Fuente: Catalogo de chumaceras SKF

Tabla 8. Chumaceras

09 Plásticos / Plásticos / Polietileno baja densidad (LDPE) / Polietileno baja densidad (LDPE)

Materiales	ρ	λ	C_p	μ
Genérico	920	0.33	2200	100000

ρ : Densidad, en Kg/m³

λ : Conductividad térmica, en W/m·K

C_p : Calor específico, en J/Kg·K

μ : Factor de resistencia a la difusión del vapor de agua, adimensional

Fuente: <http://www.envapack.com/basf-incrementa-produccion-de-ecoflex/>

Tabla 9. Propiedades de polietileno



Soldaduras Zelecta S.A. de C.V.

PELIX U. GOMEZ 2405 NTE. COL. MODERNA, MONTERREY, N.L. CP. 64530 TEL (81) 8375-2375 FAX (81) 8375-7706

Electrodo E 308L

Aceros Inoxidables / Electrodo

APLICACIONES:

Electrodo para unir o reconstruir acero inoxidable. Tipo AISI 302, 303, 304, 304L, 306, 308, 308L, 321, 347 y 348, excelente para tratamiento y construcción de industrias de lácteos, alimenticia, farmacéutica, embotelladoras, química, petrolera e industria en general.

CARACTERÍSTICAS:

El revestimiento de este electrodo permite soldar con los amperajes más bajos, deja cordones sin salpicaduras, planos y lisos y sin socavaciones, muy resistente a la corrosión.

PROCEDIMIENTO:

Haga limpieza cuidadosa, los biselés tendrán un ángulo de 60° aprox. dejando una separación en la raíz de 1.6 mm, puntee las partes a intervalos cortos, mantenga arco corto y no haga demasiado vaivén. La limpieza de la escoria entre cordones es de extrema importancia, no sobrecaliente el área de la soldadura.

DATOS TÉCNICOS:

PRESENTACIÓN: Electrodo (SMAW)
RESISTENCIA A LA TENSIÓN: 90,000 Libras/pulg²
TIPO DE CORRIENTE: CA ó CD Electrodo Positivo (Polaridad Inversa)
LIMITE ELÁSTICO: 60,000 libras/pulg²

Fuente: <http://soldaduraszelecta.com/productos/er310-p-63.html>

Tabla 10. Propiedades electrodo inoxidable E308L



BCE 2000

Tipo Type Typ Type Tipo	Rapporto Ratio Obersetzungs- verhältnis Rapport Relación	Potenza resa Delivered power Abgegebene Leistung Puissance développée Potencia entregada	Giri entrata Input r.p.m. Eingangsdrehzahl Tours en entrée Revoluciones entrada	Giri uscita Output r.p.m. Ausgangsdrehzahl Tours à la sortie Revoluciones salida	Coppia nominale Rated torque Nenn Drehmoment Couple nominal Par nominal	Tensione Voltage Spannung Voltage Tensión	Corrente Current Strom Courant Intensidad	Condensatore Capacitor Kondensator Condensateur Condensador	Peso Weight Gewicht Poids Peso
	i	W	rpm	rpm	Nm	V	A	µF	kg
BCE2000 M	50	18	2800	56	2,8	230	0,27	2	1,960
BCE2000 T	50	20	2800	56	3	230Δ/400Υ	0,26Δ/0,15Υ	-	1,970
BCE2000 M	75	18	2800	37,3	3,9	230	0,27	2	1,960
BCE2000 T	75	20	2800	37,3	4,4	230Δ/400Υ	0,26Δ/0,15Υ	-	1,970
BCE2000 M	125	18	2800	22,4	6,1	230	0,27	2	1,960
BCE2000 T	125	20	2800	22,4	6,7	230Δ/400Υ	0,26Δ/0,15Υ	-	1,970
BCE2000 M	225	18	2800	12,4	9,5	230	0,27	2	1,960
BCE2000 T	225	20	2800	12,4	10,5	230Δ/400Υ	0,26Δ/0,15Υ	-	1,970
BCE2000 M	300	18	2800	9	11,7	230	0,27	2	1,960
BCE2000 T	300	20	2800	9	13	230Δ/400Υ	0,26Δ/0,15Υ	-	1,970
BCE2000 M	400	18	2800	7	13,1	230	0,27	2	1,960
BCE2000 T	400	20	2800	7	14,4	230Δ/400Υ	0,26Δ/0,15Υ	-	1,970

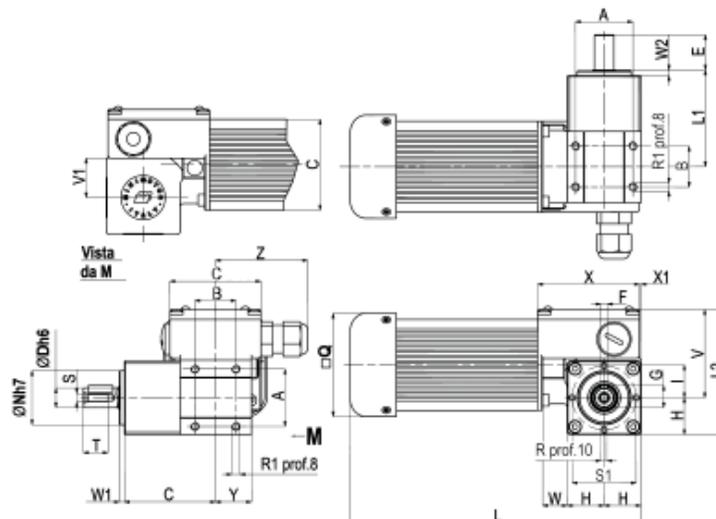


Tabla 11. Catalogo motor BCE

ACERO AISI-SAE 4140 (UNS G41400)

1. Descripción: es un acero medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad y buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto. Este acero puede ser nitrurado para darle mayor resistencia a la abrasión. Es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico

2. Normas involucradas: ASTM 322

3. Propiedades mecánicas: Dureza 275 - 320 HB (29 – 34 HRc)
Esfuerzo a la fluencia: 690 MPa (100 KSI)
Esfuerzo máximo: 900 - 1050 MPa (130 - 152 KSI)
Elongación mínima 12%
Reducción de área mínima 50%

4. Propiedades físicas: Densidad 7.85 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.38 - 0.43% C
0.75 – 1.00 % Mn
0.80 – 1.10 % Cr
0.15 – 0.25 % Mo
0.15 – 0.35 % Si
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se usa para piñones pequeños, tijeras, tornillo de alta resistencia, espárragos, guías, seguidores de leva, ejes reductores, cinceles.

7. Tratamientos térmicos: se austeniza a temperatura entre 830 - 850 °C y se da temple en aceite. El revenido se da por dos horas a 200°C para obtener dureza de 57 HRc y si se da a 315°C la dureza será de 50 HRc. Para recocido se calienta entre 680 – 720°C con dos horas de mantenimiento, luego se enfría a 15°C por hora hasta 600°C y se termina enfriando al aire tranquilo. Para el alivio de tensiones se calienta entre 450 – 650°C y se mantiene entre ½ y 2 horas. Se enfría en el horno hasta 450°C y luego se deja enfriar al aire tranquilo.

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

Fuente: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%204140.pdf>

Tabla 12 Propiedades del acero bonificado.

<p>BRONCE ESTÁNDAR (Fosforado) TIPO COMERCIAL S.A.E. 40 C.D.A. 836, ASTM B-145 (4A)</p>																										
<p>CARACTERÍSTICAS</p> <p>Barra de colada continua, estructura fina, exenta de porosidad, segregación e inclusiones, características mecánicas uniformes, tolerancias dimensionales cerradas. Bujes de colado por centrifugado, buena estructura compacta, grano fino y homogéneo, buena resistencia mecánica, libre de poros y fisuras de concentración.</p> <p>También llamado " comercial " empleado para piezas de uso general sin control de especificaciones, cuenta con buena maquinabilidad y buena resistencia a la fricción, usado comúnmente en la Industria Metal Mecánica en general.</p>																										
<p>APLICACIONES:</p> <p>Chumaceras y partes de maquinaria sometidas a presión débil, partes para bombas, válvulas, bridas, engranes, bujes, cojinetes de velocidad y presiones medias, tuercas, etc.</p>																										
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Cu</th> <th colspan="2">Sn</th> <th colspan="2">Pb</th> <th colspan="2">Zn%</th> </tr> <tr> <th>Min.</th> <th>Máx.</th> <th>Min.</th> <th>Máx.</th> <th>Min.</th> <th>Máx.</th> <th>Min.</th> <th>Máx.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>84%</td> <td>85%</td> <td>4%</td> <td>5%</td> <td>4%</td> <td>5%</td> <td>4%</td> <td>5%</td> </tr> </tbody> </table>			Cu		Sn		Pb		Zn%		Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.	84%	85%	4%	5%	4%	5%	4%	5%
Cu		Sn		Pb		Zn%																				
Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.																			
84%	85%	4%	5%	4%	5%	4%	5%																			
<p>Tensile Strength = KSI 44 Yield Strength = KSI 24 Conductibilidad = 12% Maquinabilidad = 70</p>																										

Fuente: <http://www.palme.com.mx/aluminio/bronze%20std.html>

Tabla 13 Características del Bronce Estándar

Condición	h (Btu/h.pie ² .°F)	h (W/m ² .°C)
Aire, convección libre	1-3	5-15
Aire o vapor sobrecalentado convección forzada	3-50	15-300
Aceite, convección forzada	10-300	50-1700
Agua, convección forzada	50-2000	300-12000
Agua, hirviendo	500-10000	3000-55000
Vapor, condensándose	1000-20000	5500-100000

Fuente: KARLEKAR. B.V.R, Transferencia de calor, Pág. 16

Tabla 14. Valores representativos del coeficiente de transferencia de calor.

Metal	Propiedades a 20°C				Conductividad térmica, k W/mK									
	ρ , kg/m ³	c_p , J/kg K	k , W/m K	α , m ² /s	-100 C -148 F	0 C 32 F	100 C 212 F	200 C 392 F	300 C 572 F	400 C 752 F	600 C 1112 F	800 C 1472 F	1000 C 1832 F	1200 C 2192 F
Aluminio:														
Puro	2,707	0.896	204	8.418	215	202	206	215	228	249				
Al-Cu (Duralumin) 94-96 Al, 3-5 Cu, pizca Mg	2,787	0.883	164	6.676	126	159	182	194						
Al-Mg (Hydronalium) 91-95 Al, 5-9 Mg	2,611	0.904	112	4.764	93	109	125	142						
Al-Si (Silumin) 87 Al, 13 Si	2,659	0.871	164	7.099	149	163	175	185						
Al-Si (Silumin, con cobre) 86.5 Al, 1 Cu	2,659	0.867	137	5.933	119	137	144	152	161					
Al-Si (Alusil) 78-80 Al, 20-22 Si	2,627	0.854	161	7.172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si 97 Al, 1 Mg, 1 Si, 1 Mn	2,707	0.892	177	7.311	175	189	204							
Plomo	11,373	0.130	35	2.343	36.9	35.1	33.4	31.5	29.8					
Hierro:														
Puro	7,897	0.452	73	2.034	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
Hierro forjado (C H 0.5 %)	7,849	0.46	59	1.626		59	57	52	48	45	36	33	33	33
Hierro fundido (C = 4 %)	7,272	0.42	52	1.703										
Acero (C máx = 1.5 %)														
Carbón endurecido C = 0.5 %														
1.0 %	7,833	0.465	54	1.474		55	52	48	45	42	35	31	29	31
1.5 %	7,801	0.473	43	1.172		43	43	42	40	36	33	29	28	29
Níquel endurecido Ni = 0 %	7,753	0.486	36	0.970		36	36	36	35	33	31	28	28	29
10 %	7,897	0.452	73	2.026										
20 %	7,945	0.46	26	0.720										
30 %	7,993	0.46	19	0.526										
40 %	8,073	0.46	12	0.325										
50 %	8,169	0.46	10	0.279										
60 %	8,266	0.46	14	0.361										
70 %	8,378	0.46	19	0.493										
80 %	8,506	0.46	26	0.666										
90 %	8,618	0.46	35	0.872										
90 %	8,762	0.46	47	1.156										
100 %	8,906	0.448	90	2.276										

Fuente: KARLEKAR. B.V.R, Transferencia de calor, Pág. 764.

Tabla 15. Propiedades térmicas del aluminio

ALUMINIO 6063

USOS MÁS FRECUENTES

Calerías, barandas, muebles, perfiles de carpintería, camiones y pisos para trailers, puertas, ventanas, tubos para riego.

COMPOSICIÓN QUÍMICA EN %

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros	Al
Min	0.20				0.45					
Max	0.60	0.35	0.10	0.10	0.90	0.10	0.10	0.10	0.15	Resto

PROPIEDADES FÍSICAS

Densidad (gr/cm ³)	2.69	Coef. De dilatación (0 a 100 °C) (°C ⁻¹ x 10 ⁶)	23.4
Rango de fusión (°C)	615 – 655	Conductividad Térmica (0 a 100 °C) (W/m °C)	Temple T6: 201
Módulo de elasticidad (MPa)	68300	Resistividad a 20 °C (μΩcm)	Temple T6: 3.3
Coefficiente de Poisson	0.33	Calor específico (0 a 100 °C)	900

PROPIEDADES TECNOLÓGICAS

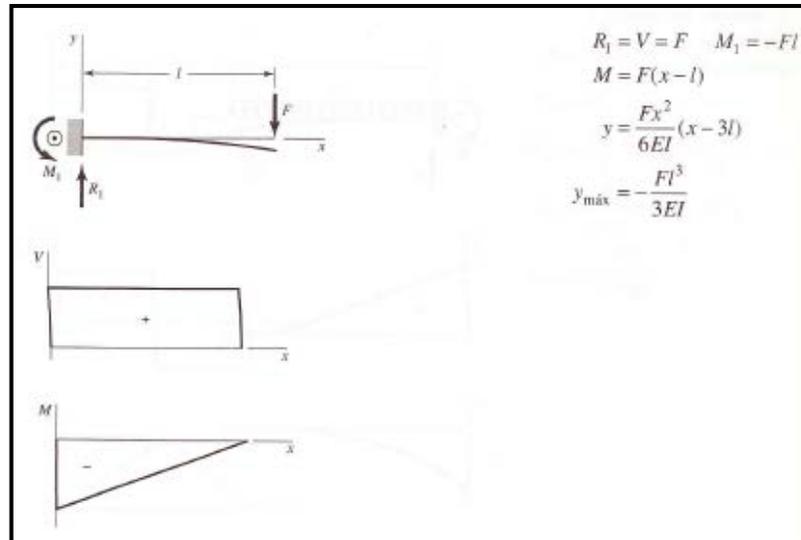
Proceso	Clasificación	Proceso	Clasificación
<u>Soldabilidad:</u>		<u>Maquinabilidad (Temple T6)</u>	
Electrón Beam	A	Corte de viruta	B
Gas Inerte (TIG o MIG)	A	Brillo de sup. mecanizada	A
Por resistencia	A		
Brazing			
<u>Embutido Profundo</u>		<u>Resistencia a la corrosión</u>	
Recocido		Agentes atmosféricos	A
Semi duro		Ambiente marino	A
Duro			
<u>Repujado</u>		<u>Ánodoizado</u>	
Temple 0		Protección	A
		Brillante	C
		Duro	A

Clasificación: (A) Muy buena - (B) Buena - (C) Aceptable - (D) Pobre o No Recomendado

PROPIEDADES MECÁNICAS

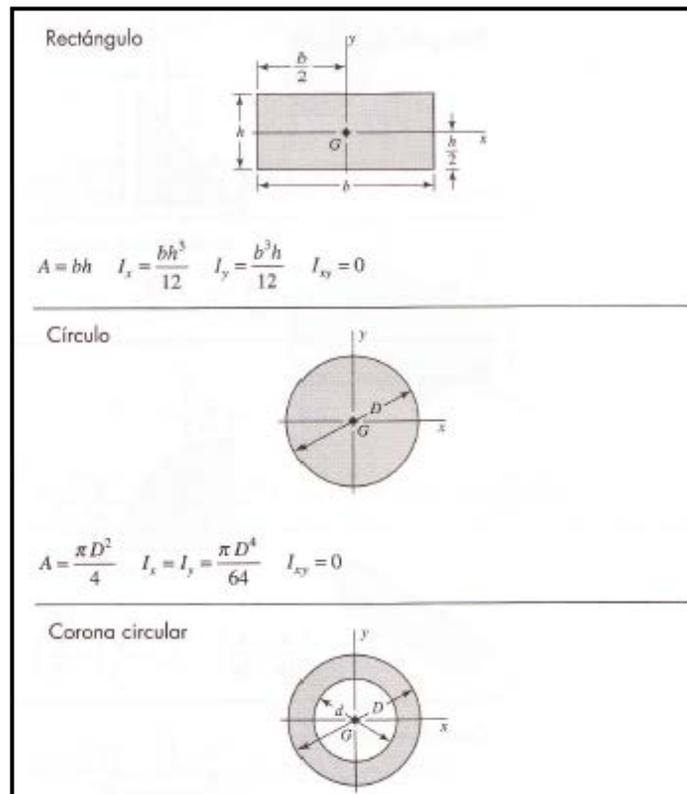
Producto	Temple	Dureza Brinell
Barras	T0	25
	T1	42
	T4	
	T5	60
	T6	73

Tabla 16. Especificaciones generales Aluminio 6063



Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 1189.

Tabla 16 Diagrama de corte y momentos, viga en voladizo.

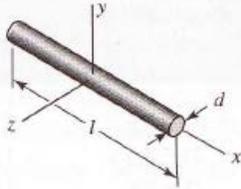


Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 1211.

Tabla 17a. Propiedades geométricas de secciones.

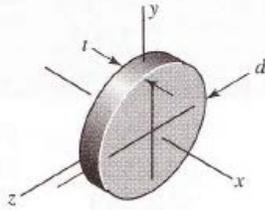
Parte 2 Propiedades de sólidos (ρ = densidad, peso por unidad de volumen)

Barras



$$m = \frac{\pi d^2 \ell \rho}{4g} \quad I_y = I_z = \frac{m \ell^2}{12}$$

Discos redondos



$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \quad I_x = \frac{m d^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m d^2}{16}$$

Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 1213.

Tabla 17b. Propiedades geométricas de secciones.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)				Resistencia a la deformación, exponente m	Deformación a la fractura ϵ_f
			Cedencia S_y , MPa (kpsi)	Última S_u , MPa (kpsi)	A la fractura, σ_f , MPa (kpsi)	Coefficiente σ_f , MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.85	
1045	Acero	T&R600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273)†	0.81	
4142	Acero	T&R600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255)†	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221)†	1 410 (205)	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233)†	1 270 (185)	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)†	620 (90)	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)†	689 (100)	0.18	
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)†	882 (128)	0.18	

† Los valores se basan en un tamaño de vástago de 0.5 pulgadas y se correlacionan con los valores de especificación de resistencia de tensión. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

‡ Valor derivado.

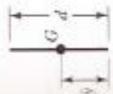
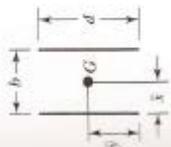
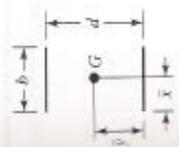
Fuente: SHIGLEY, Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 1218.

Tabla 18 Propiedades mecánicas de los materiales.

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia	Peso	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de hilos múltiples, pulg (mm)
			mínima a la tensión, lb (N)	promedio, lb/ft (N/m)		
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 1090.

Tabla 19. Dimensiones de cadenas estándares a rodillos hilo sencillo.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento del área unitaria
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$

Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 549.

Tabla 20 Propiedades a la flexión de soldadura de filete.

Diámetro mayor nominal d	Serie de paso basto			Serie de paso fino		
	Paso p	Área de esfuerzo de tensión A_t	Área al diámetro menor A_r	Paso p	Área de esfuerzo de tensión A_t	Área al diámetro menor A_r
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 456.

Tabla 21. Diámetros y áreas de roscas paso basto y fino.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia mínima de prueba, † MPa	Resistencia de tensión mínima, † MPa	Resistencia mínima de fluencia, † MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero al bajo o medio carbono	4.6
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero al bajo o medio carbono	4.8
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero al bajo o medio carbono	5.8
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero al medio carbono, T y R	8.8
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero al medio carbono, T y R	9.8
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico al bajo carbono, T y R	10.9
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero de aleación, T y R	12.9

Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 477.

Tabla 22a. Propiedades mecánicas para pernos.

Material empleado	Relación de poisson	Gpa de elasticidad	Módulo Mpsi	A	B
Acero	0,291	207	30	0,78715	0,62873
Aluminio	0,334	71	10,3	0,79670	0,63816
Cobre	0,326	119	17,3	0,79568	0,63553
Fundición Gris	0,211	100	14,5	0,77871	0,61616
Expresión general				0,78952	0,62914

Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 473.

Tabla 22b. Módulo de rigidez

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0,30
Galvanizado	0,20
Lubricado	0,18
Con recubrimiento de cadmio	0,16
Con Anti-Seize Bowman	0,12
Con tuercas Bowman-Grip	0,09

Fuente: SHIGLEY. Joseph, Diseño en ingeniería Mecánica, pág 481.

Tabla 22c. Coeficiente de torsión.

CORREAS TRAPEZIALES



TEXROPE® VP2
Correa trapezoidal con envoltorio de sección estrecha

Las correas TEXROPE® VP2 son correas trapezoidales con envoltorio de sección estrecha de alto rendimiento. Son más altas que las correas trapezoidales clásicas. Con mayor superficie de contacto en los flancos, se encajan fácilmente en poleas compatibles integradas en equipos industriales, como ventiladores y bombas. Ofrecen más de un 60% más de potencia que las correas trapezoidales clásicas, lo que permite a los usuarios reducir el número de correas necesarias en una aplicación y el diseño de transmisiones más compactas.

Características de construcción

cuerdas de tracción de poliéster	
• elevada resistencia	• buena resistencia a las cargas de choque ocasionales y regulares
• bajo alargamiento	• longitud estable (con marca)

compuesto de caucho	
• propiedades físicas de alto rendimiento	• gama de temperaturas de -30°C hasta +80°C
	• soporte muy bueno de las cuerdas
	• buena resistencia a los aceites de uso común
	• conforme a ISO 4184, DIN 7753, NFT-47 141 y BS 3790
	• tienen conductividad estática (ISO 1813) y se pueden utilizar en las condiciones descritas en la norma 94/9/EC - ATEX

Secciones y dimensiones nominales



	Anchura mm	Altura mm
SPZ	10	8
SPA	13	10
SPB	16	13
SPC	22	18
19	19	15
3V	10	8
5V	16	13

Tabla 23 Catálogo de banda

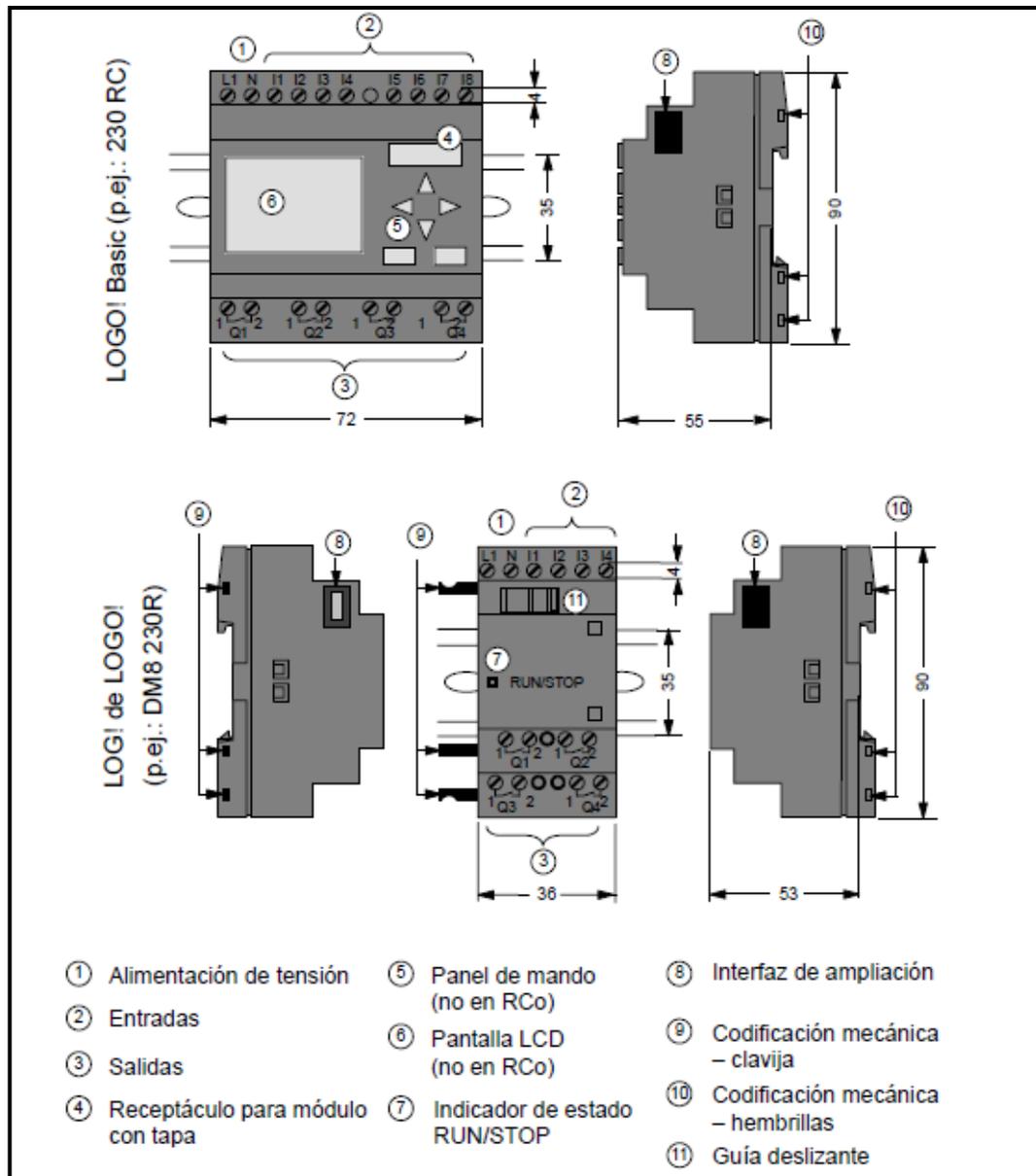


Tabla 24 Partes PLC Siemens Logo

ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)

1. Descripción: este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A 108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 126 HB (71 HRb)
Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700 PSI)
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)
Elongación máxima 15% (en 50 mm)
Reducción de área 40%
Modulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.15 – 0.20 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA - AISI 1018

Fuente: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

Tabla 25. Características del Acero AISI 1018

ANEXO 5

FOTOS Y COTIZACIONES

Montaje de elementos de la máquina



Armado final de la máquina dosificadora y selladora





www.NEUMAC.COM

EMAIL: almacen@neumac.com
CONTRIBUYENETE ESPECIAL

Av. Eloy Alfaro s/n y Anasayas.
TELF. 2-248 3416/ 2-280-1122.

EXT. 116
QUITO, ECUADOR

COTIZACION : R 114014			EMAIL:		FECHA 23/JUL/012	
COTIZADO A: BYRON TIPANTACIG			ATENCION BYRON TIPANTACIG			
DIRECCION			CIUDAD QUITO			
RUC		TELEFONO/ FAX 84408104		VENDEDOR JIMMY VASCONEZ		
Item	QTY	description	uni	dto	total	
1	1	MICROCILINDRO 10 X 15	43,00		\$. 43,00	
2	1	MICROCILINDRO 16 X 60	65,00		\$. 65,00	
3	1	4786 UNIDAD DE MANTENIMIENTO	76,00		\$. 76,00	
4	1	4536 MANDO NEUMATICO	25,00		\$. 25,00	
5	2	TUBIN 1/4	1,50		\$. 3,00	
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
30						
FORMA DE PAGO: CONTADO			SUBTOTAL		\$212,00	
			DESCUENTO		0,00	
			IVA 12%		\$25,44	
			TOTAL		\$237,44	
ENTREGA: POR CONFIRMAR			COTIZADO POR :			
VALIDEZ OFERTA: 10 DIAS			JIMMY VASCONEZ			
COMENTARIOS			CELULAR:094155503			

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo.

GUERRERO BARENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
 Vendedora a 11 años con RUC
 Autoservicio Pontabales, Bronces, Grises, Cimentación y Recubrimientos

FACTURA 001-001 5018018620183181
 R.U.C. 1801252170001
 AUT. S.R.L. 1111521881 **Nº 0103101**
 Fecha de Autorización: 15/Ago/2012

Cliente: RODRIGUEZ JOSE LUIS
 Dirección: EL VALLE
 RUC/CE: 1720824405
 Telf.: 2045800

Emisión: 04/10/2012
 Vence: 04/10/2012
 Vend. a: WILSON GRUJALVA
 Nota Pedido:

CODIGO	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	P.UNITARIO	DECT 1	DECT 2	DECT 3	P.V.P-D-SCTO	TOTAL
2347	ERTALON RED. 120 MM	KG	0.350	13.50	1.25	0.55	0.42	10.25	3.58
2348	GRILON RED. 95 MM	KG	0.300	14.00	1.40	0.53	0.47	11.45	3.43
284	ALUMINIO CUAD. 25/25	MTR	0.230	60.50	6.08	2.75	0.00	51.98	11.93
284	ALUMINIO CUAD. 1/2	MTR	0.135	18.34	4.50	0.83	0.00	13.12	1.11
35	CHUEBDA FODAMIENTO CMB 5004 28 S-C3	LIT	1.000	1.19	0.51	0.05	0.04	0.95	0.95

D BOND \$ 20

CANCELADO
HCB

Con Linea de puntos, indicar tipo de material, cantidad, precio, y cualquier otro detalle que sea necesario para la correcta identificación del producto y su destino.

Del 1º de agosto de 2012 en adelante, todos los recibos de pago deben ser emitidos en formato electrónico, de acuerdo a lo establecido en la Ley de Emisión de Recibos de Pago Electrónicos, y en consecuencia, los recibos de pago emitidos en formato físico no serán válidos para efectos de pago.

Este documento es una copia impresa de un documento electrónico. Para verificar la autenticidad del documento, consulte el sitio web de la empresa.

Subtotal	Total Desc.	Tarifa Cero	Base Imponible	% Iva
27.22	0.00	0.00	27.22	0.55
Total a pagar:				31.27

Los Pines ET-30 e Inter de Medida Telf: 230-928 2408-731 2405-415 Telf/Fax: 2401-197 Cal. 099-658370 Frente al Batallón Rumihuanji Quito - Ecuador
 EMPRESA PRODUCTORA BELALCÁZAR S.A. SOLIMAS A. TEL: 2451 789 R.U.C. 17119280001 AUT. 2400 Autorizado 00120110001 al 000112000

