

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA Y SELLADORA DE
CREMAS EN TUBOS COLAPSIBLES CON CAPACIDAD DE 15 TUBOS
POR MINUTO.**

AUTORES:

DARWIN PATRICIO ANDRANGO RAMIREZ

STALIN FERNANDO AYALA POZO

DIRIGIDO POR:

ING. CARLOS MALDONADO

QUITO, AGOSTO 2010

Quito, 11 de Agosto del 2010

Yo, Ing. Carlos Maldonado, certifico que el presente trabajo previo a la obtención del título de ingeniero mecánico fue desarrollado y elaborado en su totalidad por los señores Andrango Ramírez Darwin Patricio y Ayala Pozo Stalin Fernando.

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente,

Ing. Carlos Maldonado

DEDICATORIA

El presente trabajo dedico primero a Dios y a la Virgen María por darme la vida y la salud, a mis padres Carlos y Marcia, mi hermano Roberto, mi tía Fanny y mi primo Alex que han sido fuente inagotable de cariño, apoyo incondicional, ejemplo, perseverancia y comprensión en los buenos y malos momentos de mi vida, a mis amigos y compañeros que siempre me brindaron sus conocimientos, sus consejos y verdadera amistad, a una persona muy especial en mi vida Leonela que me dio todo su apoyo, paciencia y tiempo.

Stalin

Este proyecto va dedicado con mucho amor a mis padres Miguel y Rosa, quienes supieron estar siempre a mi lado en todos los momentos de mi vida, por brindarme su apoyo incondicional, por inculcarme los valores que siempre me han ayudado a seguir adelante, por comprenderme y por el cariño, muchas gracias de corazón.

Para mis hermanos Janeth y Henry, por apoyarme en todo momento y situación, a mi querida sobrina Natalia quién con su alegría me da el ánimo que necesito, a mi cuñado Paul muchas gracias, a mi abuelito Manuel quien ya no está con nosotros pero siempre lo recuerdo, a todos mis primos, tíos y amigos quienes compartieron momentos gratos conmigo. Gracias a todos.

Darwin

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme la vida, la salud y la sabiduría para poder culminar con mis estudios y posteriormente el proyecto de Tesis.

A mi familia por ser el apoyo incondicional en cada momento de mi vida, por creer siempre en mí, por brindarme la fortaleza y el aliento para alcanzar con éxito cada meta planteada en la vida.

A mis amigos y compañeros de la UQS que diariamente me brindaron su apoyo, su amistad y su aliento en la conclusión de mis metas.

A mis profesores que con su apoyo profesional me ayudaron a concluir esta carrera inculcando en mí valores y enseñanzas importantes en mi vida y profesión.

A mi compañero y amigo Darwin Andrango por la amistad y el compromiso para ayudarnos y lograr concluir con nuestro proyecto de Tesis.

Stalin

A Jehová Dios por darme la vida y salud.

A mi colegio, el ilustre Central Técnico y a sus profesores, a la UQS, por los acertados conocimientos brindados que me han servido de mucho en el transcurso de mi carrera.

A mi hermano Henry por ayudarme en el desarrollo de la tesis.

Al señor Arturo Realpe por la colaboración prestada en la realización del proyecto.

A mi compañero y amigo Stalin Ayala por la amistad y el compromiso mutuo para lograr concluir con nuestro proyecto.

A mis amigos y compañeros de la U muchas gracias...

Darwin

Un agradecimiento especial al Ingeniero Carlos Maldonado por la acertada dirección y guía en el desarrollo de este proyecto.

Darwin, Stalin

TEMA:

Diseño de una máquina dosificadora y selladora de cremas en tubos colapsibles con capacidad de 15 tubos por minuto.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En el campo de la industria cosmética existen diferentes máquinas con las que procesan sus productos tal es el caso del llenado y sellado de cremas, geles o fluidos viscosos por ejemplo las pastas dentales, protectores solares, fijadores de cabello, etc.; debido a su contextura química estas necesitan un proceso especial y las empresas en su mayor parte lo realizan de forma individual es decir, un proceso en el llenado y otro proceso muy aparte en el sellado tomando en cuenta que se lo realiza en forma manual, obteniendo muchos errores humanos, trayendo como consecuencia principal un retraso en el proceso.

En la actualidad existen máquinas que realizan este proceso pero tienen mucha complejidad, y por consiguiente su costo es muy elevado, es por eso que se necesita diseñar una máquina que cumpla el mismo fin de una manera más simple, y con una inversión menor.

Es de gran importancia poseer un dispositivo que facilite el llenado dentro de tubos colapsibles de fluidos viscosos, los cuales tienden a quedarse estáticos debido a su resistencia al movimiento sobre una superficie. Estos tubos cosméticos son de diferente material pero siendo el más utilizado el polietileno por lo cual se toma muy en cuenta el punto de fusión de este material para los cálculos correspondientes y así determinar los tiempos y sincronizar los movimientos de los sistemas de la máquina.

JUSTIFICACIÓN

- El diseño de esta máquina se lo realiza con el objeto de reducir los tiempos del llenado de la crema cosmética en los tubos colapsibles, así como la reducción de tiempo en el sellado, debido a que en la industria ecuatoriana son pocas las empresas que tienen este tipo de máquinas y por lo general realizan estos trabajos con métodos manuales.
- Esta investigación y estudio se lo realiza con el fin de determinar la mejor alternativa de diseño para los dispositivos de dosificado y sellado.
- El diseño de esta máquina abarca un análisis que toma en cuenta factores que simplifican su ejecución en comparación de otros tipos de diseño donde utilizan elementos complejos para llegar al mismo fin.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL:

- Diseñar una máquina dosificadora y selladora de cremas en tubos colapsibles con capacidad de 15 tubos por minuto.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Investigar el comportamiento del fluido a dosificar.
- Analizar y Seleccionar las alternativas y parámetros previos al diseño
- Determinar el tipo de materia prima y materiales que se han de requerir.
- Diseñar los elementos que conformaran el dispositivo dosificador y sellador de cremas cosméticas
- Efectuar el análisis costo – beneficio, para determinar sus bondades y su utilidad.

ALCANCE

- La máquina dosificadora y selladora de cremas cosméticas en tubos colapsibles tendrá una capacidad de 15 tubos por minuto, con un peso de 30 a 250 gramos como máximo valor, va a presentar tres etapas o fases: empezando por la manera en que se transmite el movimiento, siguiendo con el sistema de dosificado, y por último el sistema de sellado.
- El proyecto contempla; el diseño del sistema motriz como parte de la etapa de transmisión de movimiento; el diseño de la tolva donde se almacenara la crema cosmética, la válvula que permita el ingreso y la salida de la crema, se determinará las velocidades de flujo del producto en cada ciclo de dosificación para dimensionar los cilindros neumáticos, así también se regulará la cantidad de volumen de crema que se dosifica en cada ciclo de llenado en los tubos colapsibles, se diseñará el dispositivo neumático mas óptimo, funcional y económico para el correcto desempeño del sistema de dosificado; se diseñará el dispositivo mecánico del sistema de sellado.
- Dentro de los documentos principales, adicionalmente se realizará en su totalidad los planos, de conjunto, despiece y montaje; así como es de suma importancia considerar que se realizará los planos del Sistema Neumático ya que nos ayudara a entender de mejor manera el funcionamiento de los dispositivos.
- Para el mejor desempeño de los mecanismos también se realizará el manual de operación y mantenimiento de la máquina para el operario, el cual proporcionará un mayor entendimiento de los pasos a seguir cuando esta puesta en marcha la máquina.

HIPÓTESIS

El sistema de dosificado tendrá la capacidad de operar con cualquier tipo de crema cosmética sea cual sea su viscosidad, realizando previamente un análisis físico-químico del producto para obtener el comportamiento del fluido y los parámetros de funcionamiento en el cilindro durante la dosificación, y a la vez también el plato giratorio será diseñado con un número de estaciones necesarias para llegar a llenar un mínimo de 15 tubos por minuto garantizando un sellado perfecto, volumen y peso establecidos.

INDICE GENERAL

CAPÍTULO I.....	1
1. MARCO TEÓRICO	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 RESEÑA HISTÓRICA.....	1
1.2.1 CULTURAS ANTIGUAS	1
1.2.2 NUEVA CIVILIZACIÓN	1
1.3 CLASIFICACIÓN DE CREMAS COSMÉTICAS	2
1.4 LA EMULSIÓN	3
1.4.1 TIPOS DE EMULSIONES.....	3
1.5 MEZCLA	4
1.5.1 MEZCLA HOMOGÉNEA	5
1.5.2 MEZCLA HETEROGÉNEA	5
1.5.3 DISPERSIÓN COLOIDEAL.....	5
1.6 LA INDUSTRIA COSMÉTICA Y FARMACEÚTICA	6
1.6.1 LOS CONTAMINANTES	6
1.6.2 REGISTROS SANITARIOS.....	7
1.7 ESTUDIO DE LOS ENVASES PLÁSTICOS PARA ENVASADO.....	7
1.7.1 INTRODUCCIÓN	7
1.7.2 LOS PLÁSTICOS Y SUS CARACTERÍSTICAS	8
1.7.2.1 DEFINICIÓN	8
1.7.3 CLASIFICACIÓN DE LOS PLÁSTICOS.....	8
1.7.3.1 TERMOPLÁSTICOS	8
1.7.3.2 TERMOESTABLES.....	8
1.7.3.3 ELASTÓMEROS.....	9
1.7.4 PROPIEDADES DE LOS POLÍMEROS.....	9
1.7.4.1 PROPIEDADES MECÁNICAS	9
1.7.4.2 PROPIEDADES TÉRMICAS.....	9
1.7.4.3 PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS.....	10
1.7.5 MATERIALES EMPLEADOS EN LOS ENVASES	10
1.7.6 EL POLIETILENO (PE).....	13
1.7.6.1 POLIETILENO DE ALTA DENSIDAD	13
1.7.6.2 POLIETILENO DE BAJA DENSIDAD	14
1.7.7 REQUERIMIENTO DE ENVASES.....	15
1.7.7.1 PERMEABILIDAD	15
1.7.7.2 SELLADO	15

1.7.7.3 PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS	15
1.7.7.4 IMPRIMIBILIDAD	16
1.7.7.5 COSTO.....	16
1.7.8 SELECCIÓN DEL ENVASE A UTILIZARSE	16
1.7.9 TUBOS COLAPSIBLES.....	16
1.7.9.1 DESCRIPCIÓN.....	16
1.7.9.2 FABRICACIÓN	17
1.7.9.3 APLICACIONES	17
1.8 LA DOSIFICACIÓN	18
1.8.1 INTRODUCCIÓN	18
1.8.2 IMPORTANCIA	18
1.8.3 DEFINICIÓN	18
1.8.4 TIPOS DE LLENADORAS	19
1.8.4.1 LLENADORAS AUTOMÁTICAS Y SEMIAUTOMÁTICAS.....	19
1.8.5 LLENADO	21
1.8.5.1 CLASIFICACIÓN DE GRUPOS DE LLENADO	21
1.9 ADHESIÓN Y SOLDADURA DE LOS PLÁSTICOS	23
1.9.1 ADHESIÓN DE LOS PLÁSTICOS	23
1.9.2 SOLDADURA DE LOS PLÁSTICOS.....	23
1.9.2.1 DEFINICIÓN.	23
1.9.2.2 PROCESOS DE SOLDADURA.....	23
1.10. MÁQUINAS PARA ENVASADO Y SELLADO DE COSMÉTICOS	28
1.10.1 INTRODUCCIÓN	28
1.10.2. MÁQUINAS LLENADORAS DE COSMETICOS EN TUBOS	29
CAPÍTULO II.....	32
2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	32
2.1 INTRODUCCIÓN	32
2.2 ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DEL DOSIFICADO	32
2.2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	32
2.2.2 SITUACIÓN ACTUAL.....	32
2.2.3 SITUACIÓN FUTURA.....	33
2.2.4 PARÁMETROS DE DISEÑO	33
2.2.5 DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	33
2.2.6 ALTERNATIVA 1: DOSIFICACIÓN POR BOMBEO CON ACCIONAMIENTO MANUAL	34
2.2.6.1 DESCRIPCIÓN.....	34

2.2.6.2 VENTAJAS	34
2.2.6.3 DESVENTAJAS	35
2.2.7 ALTERNATIVA 2: DOSIFICACIÓN CON SISTEMA NEUMÁTICO	35
2.2.7.1 DESCRIPCIÓN.....	35
2.2.7.2 VENTAJAS	36
2.2.7.3 DESVENTAJAS	36
2.2.7.4 UTILIZACIÓN DE LA NEUMÁTICA EN EL SISTEMA.....	37
2.2.8 ALTERNATIVA 3: DOSIFICACIÓN POR GRAVEDAD.....	37
2.2.8.1 DESCRIPCIÓN.....	37
2.2.8.2 VENTAJAS	38
2.2.8.3 DESVENTAJAS	38
2.3 ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DEL SELLADO	39
2.3.1 INTRODUCCIÓN AL ANÁLISIS DEL SELLADO.....	39
2.3.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	39
2.3.3 CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN.....	40
2.3.4 PARÁMETROS TÉCNICOS DE DISEÑO.....	40
2.3.5 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.....	40
2.3.6 PARÁMETROS ECONÓMICOS.....	41
2.3.7 ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	41
2.3.8 ALTERNATIVA 1: SELLADO POR CONDUCCIÓN DE CALOR MEDIANTE MORDAZAS METÁLICAS	41
2.3.8.1 DESCRIPCIÓN.....	42
2.3.8.2 VENTAJAS	43
2.3.8.3 DESVENTAJAS	43
2.3.9 ALTERNATIVA 2: SELLADO POR CONVECCIÓN DE CALOR O AIRE CALIENTE	43
2.3.9.1 DESCRIPCIÓN.....	43
2.3.9.2 VENTAJAS	44
2.3.9.3 DESVENTAJAS	44
2.3.10 ALTERNATIVA 3: SELLADO POR ULTRASONIDO.....	44
2.3.10.1 DESCRIPCIÓN.....	45
2.3.10.3 VENTAJAS	45
2.3.10.4 DESVENTAJAS	45
2.3.11 ALTERNATIVA 4: SELLADO POR INDUCCIÓN ELÉCTRICA	46
2.3.11.1 DESCRIPCIÓN.....	46
2.3.11.2 VENTAJAS	46
2.3.11.3 DESVENTAJAS	47
2.4 FACTORES DE COMPARACIÓN Y SELECCIÓN	47

2.4.1 FACTORES DE COMPARACIÓN	47
2.5 TABLA DE GRADOS DE PONDERACIÓN	49
2.6 CUADRO DE EVALUACIÓN NUMERICA	49
2.6.1 EVALUACIÓN DOSIFICADO.....	49
2.6.2 EVALUACIÓN SELLADO.....	50
2.7 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	50
2.7.1 DOSIFICADO	50
2.7.2 SELLADO	50
CAPÍTULO III.....	51
3. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA.....	51
3.1 INTRODUCCIÓN	51
3.2 GENERALIDADES	51
3.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ.....	52
3.3.1 SISTEMA DE CATARINAS	52
3.3.3 PAR DE ENGRANAJES CÓNICOS	53
3.3.4 SISTEMA DE LEVA EXCÉNTRICA	54
3.3.5 CRUZ DE MALTA Y RUEDA DE GINEBRA	54
3.4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE SELLADO	55
3.4.1 TORNILLO REGULADOR.....	55
3.4.2 PLATO GIRATORIO.....	55
3.4.3 EJE DESLIZANTE.....	56
3.4.4 MORDAZAS.....	56
3.4.5 LEVAS.....	57
3.4.6 RESORTES A TENSIÓN	57
3.5 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN.....	58
3.5.1 TOLVA DE ALIMENTACIÓN	58
3.5.2 VÁLVULA DE DOSIFICACIÓN (BY-PASS).....	58
3.5.3 SISTEMA CILINDRO-ÉMBOLO	59
3.5.4 CILINDROS NEUMÁTICOS.....	59
3.5.5 TUBERÍA DE DESCARGA DEL PRODUCTO	60
CAPÍTULO IV.....	61
4. DISEÑO.....	61
4.1 INTRODUCCIÓN	61
4.2 PARÁMETROS Y RESTRICCIONES DE DISEÑO	61
4.3 CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DEL SELLADO	64

4.3.1 CRUZ DE MALTA Y RUEDA DE GINEBRA	64
4.3.2 DISEÑO DEL PLATO GIRATORIO	68
4.3.3 DISEÑO DEL TORNILLO REGULADOR	76
4.3.4 CÁLCULO DE LA FUERZA REQUERIDA PARA MOVER EL CONJUNTO.....	81
4.3.4.1 MOMENTO DE INERCIA DEL CONJUNTO.....	85
4.3.5 SELECCIÓN DEL COJINETE DE DESLIZAMIENTO PARA LA RUEDA DE GINEBRA.....	88
4.3.6 ANÁLISIS DEL COJINETE DE DESLIZAMIENTO DEL TORNILLO DE POTENCIA	92
4.3.7 DISEÑO DE LA CHAVETA PARA LA RUEDA.....	94
4.3.8 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA REQUERIDA PARA MOVER EL ENSAMBLAJE TOTAL DE LOS ELEMENTOS	100
4.3.8.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES RECTOS	100
4.3.8.2 MOMENTO ROTACIONAL DE SUBCONJUNTO RUEDA, EJE Y PIÑÓN CÓNICO	103
4.3.8.3 DISEÑO DINÁMICO A FATIGA POR FLEXIÓN	106
4.3.8.4 DISEÑO DINÁMICO POR FATIGA SUPERFICIAL.....	109
4.3.9 DISEÑO ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE SELLADO	112
4.3.9.1 DISEÑO DEL SISTEMA CALEFACTOR.....	113
4.3.9.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	124
4.3.10 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE CORTE.....	134
4.3.11 DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE SELLADO	137
4.3.11.1 DISEÑO DE LOS RESORTES A TENSIÓN.....	137
4.3.11.2 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS.....	148
4.3.11.3 DISEÑO DE PLACA SOPORTE.....	151
4.3.11.4 DISEÑO DE LOS PERNOS DE SUJECIÓN DE LA COLUMNA BASE	154
4.4 DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ.....	159
4.4.1 DISEÑO DE LAS LEVAS	159
4.4.1.1 DISEÑO DE LA LEVA MOTRIZ.....	159
4.4.1.2 DISEÑO DE LAS LEVAS DE SELLADO	165
4.4.2 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DESLIZANTE (SEGUIDOR - LEVA MOTRIZ)	170
4.4.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTORREDUCTOR.....	172
4.4.4 SELECCIÓN DE LAS CATARINAS Y CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	176
4.4.5 DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS SOBRE LAS CATARINAS	180

4.4.6 DISEÑO DEL EJE MOTRIZ	184
4.4.7 DISEÑO DE LOS PERNOS DEL SOPORTE DEL EJE MOTRIZ.....	193
4.5 CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DEL DOSIFICADO.	195
4.5.1 SISTEMA CILINDRO-ÉMBOLO DE DOSIFICACIÓN	195
4.5.2 VÁLVULA DE DOSIFICACIÓN (BY-PASS).....	199
4.5.3 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO DE DOBLE VÁSTAGO	204
4.5.4 DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL ÉMBOLO DEL CILINDRO DE DOSIFICACIÓN.....	207
4.5.5 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO DE UN VÁSTAGO DE ACCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA BY-PASS.....	208
4.5.6 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO DE UN VÁSTAGO DEL EXPULSOR DE TUBOS.....	212
4.5.7 DIMENSIONAMIENTO DE LA TOLVA	214
4.5.8 TUBERÍA DE DESCARGA DEL PRODUCTO	219
4.6 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE	220
4.6.1 ESTRUCTURA 1.....	221
4.6.2 ESTRUCTURA 2.....	225
4.7 DESARROLLO DEL SISTEMA ELECTRICO Y NEUMÁTICO.....	229
4.7.1 MEMORIA DESCRIPTIVA DEL CIRCUITO ELECTRONEUMÁTICO	236
CAPÍTULO V	237
5. ANALISIS DE COSTOS DEL PROYECTO	237
5.1 INTRODUCCIÓN	237
5.2 COSTOS DIRECTOS.....	237
5.3 COSTOS INDIRECTOS	243
5.4 OTROS RUBROS.....	245
5.4.1 COSTO DEL DISEÑO	246
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	247
CONCLUSIONES.....	247
RECOMENDACIONES	248
BIBLIOGRAFÍA.....	250
DIRECCIONES ELECTRÓNICAS	251
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	252

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1. Etapas de la emulsión.....	4
Fig.1.2. Efecto del tiempo y la temperatura sobre las características de resistencia de los termoplásticos	9
Fig.1.3. Rotura del doble enlace C=C en la polimerización del polietileno.....	13
Fig.1.4. Escala de densidad del polietileno (Phillips Petroleum Co.).....	15
Fig.1.5. Tubo flexible de polietileno.....	16
Fig. 1.6. Clasificación de las llenadoras de líquidos.....	18
Fig.1.7. Esquema de máquina llenadora rotativa	19
Fig. 1.8. Esquema de máquina llenadora lineal multicabezal	20
Fig. 1.9. Esquema de llenado por Gravedad.....	21
Fig. 1.10. Esquema de llenado por Gas Carbónico	22
Fig. 1.11. Esquema de llenado Volumétrico.....	22
Fig. 1.12. Desarrollo de la soldadura a tope con herramienta caliente	24
Fig.1.13. Soplete para soldar por calentado eléctricamente	25
Fig. 1.14. Posiciones de soldadura	25
Fig.1.15. Procedimiento para la soldadura por fricción.....	26
Fig. 1.16. Soldadura por inducción	27
Fig. 1.17. Herramienta ultrasónica.....	27
Fig.1.18. Soldadura dieléctrica.....	28
Fig. 1.19. Selladora de tubos lineal.....	29
Fig. 1.20. Máquina para llenar tubos metálicos.....	30
Fig. 1.21. Llenadora de geles y cremas.....	30
Fig.1. 22. Llenadora de cremas en tubos y frascos	31
Fig. 2.1. Dosificación por Bombeo Mecánico.....	34
Fig. 2.2. Dosificadora con sistema neumático.....	36
Fig. 2.3. Dosificadora con sistema de gravedad.....	38
Fig.2.4. Sellado de tubos por conducción de calor y mordazas	42
Fig.2.5. Etapas de sellado (1. Calentamiento; 2. Sellado y enfriamiento bajo presión; 3. Eliminación de sobrantes).....	42
Fig.2.6. Esquema de soldadura por aire caliente	44
Fig.2.7. Esquema de sellado por ultrasonido.....	45
Fig.2.8. Soldadura por inducción eléctrica.....	46
Fig.3.1. Partes principales de la máquina	52
Fig.3.2. Sistema de catarinas	53
Fig. 3.3. Eje principal motriz.....	53

Fig.3.4. Engranajes cónicos.....	53
Fig. 3.5. Leva excéntrica deslizante.....	54
Fig. 3.6. Mecanismo de movimiento intermitente.....	54
Fig. 3.7. Tornillo regulador de altura.....	55
Fig. 3.8. Plato giratorio.....	56
Fig. 3.9. Eje deslizante.....	56
Fig. 3.10. Mecanismo esquemático de mordazas.....	57
Fig. 3.11. Leva.....	57
Fig.3.12. Resortes a tensión.....	58
Fig. 3.13. Tolva de alimentación.....	58
Fig. 3.14. Válvula de dosificación.....	59
Fig.3.15. Cilindro-Émbolo de dosificación.....	59
Fig. 3.16. Cilindro neumático de doble vástago.....	59
Fig. 3.17. Cilindro neumático de un vástago.....	60
Fig. 3.18. Tubería de salida del producto.....	60
Fig.4.1. Medidas generales de tubo colapsible para el llenado de 250 gr.de producto.....	63
Fig. 4.2. Triángulo formado por el mecanismo.....	64
Fig. 4.3. Triángulo del mecanismo.....	65
Fig.4.4. Medidas generales del mecanismo.....	66
Fig.4.5. Partes principales del mecanismo.....	68
Fig. 4.6. Dimensiones del plato rotatorio.....	69
Fig. 4.7. Boquilla porta-tubos (Duralón).....	70
Fig. 4.8. Personalización de las propiedades de los materiales.....	70
Fig.4.9. Fuerzas distribuidas en las estaciones del plato.....	73
Fig.4.10. Sumatoria de fuerzas en un orificio.....	73
Fig.4.11. Áreas de inercia.....	75
Fig.4.12. Tornillo de potencia.....	76
Fig.4.13. Diagrama de fuerza a) al subir la carga; b) al bajar la carga.....	77
Fig.4.14. Diagrama de cuerpo libre para el conjunto del tornillo.....	78
Fig.4.15. Ensamblaje de los elementos del conjunto.....	81
Fig.4.16. Diámetros entre la cruz de malta y la rueda de ginebra, donde actúa la fuerza.....	83
Fig.4.17. Viscosidad Absoluta en función de la temperatura de aceites lubricantes de petróleo en grados de viscosidad ISO.....	92
Fig.4.18. Sujeción de dos componentes o elementos por medio de la chaveta.....	95
Fig.4.19. Fuerzas sobre la chaveta.....	95
Fig.4.20. Diagrama de cuerpo libre para el sistema rueda, eje y chaveta.....	96

Fig.4.21. Ensamblaje total de los elementos.....	100
Fig.4.22. Diagrama de cuerpo libre del subconjunto	103
Fig.4.23. Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane cónico	105
Fig.4.24. Sección transversal de un diente.....	106
Fig.4.25. Esquema del sistema de sellado	113
Fig.4.26. Medidas generales del bloque calefactor	114
Fig.4.27. Balance de energía para el bloque calefactor	115
Fig.4.28. Volumen de control de la zona del tubo a sellarse	121
Fig.4.29. Esquema del proceso de sellado y enfriamiento.....	125
Fig.4.30. Medidas generales del bloque de enfriamiento	125
Fig.4.31. Programa TCB para análisis de transferencia de calor	127
Fig.4.32. Distribución de calor en estado estable para el bloque de cobre.....	128
Fig.4.33. Dimensiones de las perforaciones de los ductos de refrigeración.....	128
Fig.4.34. Esquema de los bloques con las perforaciones.....	129
Fig.4.35. Cruce de las estrías de los bloques de enfriamiento.....	134
Fig.4.36. Proceso de corte.....	134
Fig.4.37. Ángulos de filo de cuchillas de corte	135
Fig.4.38. Ángulos de filo correspondientes a la cuchilla de doble bisel.....	136
Fig.4.39. Esquema de las mordazas de corte	137
Fig.4.40. Partes de un resorte a tensión.....	138
Fig.4.41. Localización de las secciones críticas	138
Fig.4.42. DCL para la mordaza de corte	139
Fig.4.43. Distancias entre los soportes de los resortes para las 2 posiciones	139
Fig.4.44. Juntas soldadas a flexión.....	149
Fig.4.45. Dimensiones de la Placa Soporte	151
Fig.4.46. Carga sobre la placa soporte	153
Fig.4.47. Columna base.....	155
Fig.4.48. DCL de la columna base	155
Fig.4.49. Movimientos del seguidor según la posición angular de la leva.....	160
Fig.4.50. Diagrama de desplazamiento para la leva.....	160
Fig.4.51. Partes principales de la leva motriz.....	161
Fig.4.52. Trazo del perfil de la leva motriz	162
Fig.4.53. Diagrama real de desplazamientos para la leva motriz.....	163
Fig.4.54. Cierre de mordazas por acción de la leva	166
Fig.4.55. Curva para el recorrido de 2 segundos.....	167
Fig.4.56. Ciclo de operación para 2 segundos.....	167
Fig.4.57. Dimensionamiento de la parte inferior de la leva.....	168

Fig.4.58. Partes del sistema de corte	168
Fig.4.59. Acción de la leva de corte sobre las mordazas	169
Fig.4.60. Dimensionamiento de la parte inferior de la leva de corte	169
Fig.4.61. Posición angular de la leva motriz para el recorrido obtenido	170
Fig.4.62. Partes del conjunto del sistema de levas	171
Fig.4.63. Longitud real de la leva de corte	171
Fig.4.64. Catarina o Sprocket tipo B marca Martin	177
Fig.4.65. Posición recomendada para la transmisión	178
Fig.4.66. Partes de la cadena	179
Fig.4.67. Partes de la cadena	180
Fig.4.68. Ángulos de contacto o de agarre de ruedas para cadenas	181
Fig.4.69. DCL de la catarina conductora	181
Fig.4.70. DCL de la catarina conducida	183
Fig.4.71. Dimensiones longitudinales y ubicaciones de los elementos	184
Fig.4.72. DCL del eje motriz	184
Fig.4.73. Fuerza cortante y momento flector en el plano XY	187
Fig.4.74. Fuerza cortante y momento flector en el plano XZ	188
Fig.4.75. Diagrama de la línea de Goodman Modificado cuando se conoce la razón de los dos ($\sigma' a / \sigma' m$)	191
Fig.4.76. Cilindro-Émbolo de dosificación	196
Fig.4.77. Diagrama neumático del cilindro de doble vástago	205
Fig.4.78. Diagrama de resultados cilindro neumático de doble vástago a) Tiempo vs. Recorrido; b) Tiempo vs. Presión	206
Fig.4.79. Émbolo del dosificador	207
Fig.4.80. Émbolo y sus partes principales	208
Fig.4.81. Modelo del By-pass con tabla de propiedades físicas	209
Fig.4.82. By-pass con sus partes, y la dirección de acción del cilindro	209
Fig.4.83. By-pass y la longitud de carrera requerida del cilindro neumático	209
Fig.4.84. Bypass y ángulo de instalación aproximada	210
Fig.4.85. Diagrama neumático del cilindro de un vástago	210
Fig.4.86. Diagrama de resultados cilindro neumático de un vástago a) Tiempo vs. Recorrido; b) Tiempo vs. Presión	211
Fig.4.87. Diagrama neumático del cilindro de un vástago	213
Fig.4.88. Diagrama de resultados cilindro neumático de un vástago a) Tiempo vs. Recorrido; b) Tiempo vs. Presión	214
Fig.4.89. Dimensiones de la tolva	215
Fig.4.90. Desarrollo del cono	215
Fig.4.91. Estructuras a Diseñar	220

Fig.4.92. Estructura 1 con las cargas.....	222
Fig.4.93. Estructura 1 con las reacciones en cada punto de apoyo y en las 3 direcciones X,Y,Z.....	223
Fig.4.94. Estructura 1 con el gráfico de momentos en cada elemento.....	223
Fig.4.95. Gráfico de corte, momento y deflexión máximo del elemento más crítico	224
Fig.4.96. Diseño de la estructura y verificación de elementos.....	225
Fig.4.97. Estructura 2 con las cargas.....	226
Fig.4.98. Estructura 2 con las reacciones en cada punto de apoyo y en las 3 direcciones X,Y,Z.....	226
Fig.4.99. Estructura 2 con el gráfico de momentos en cada elemento.....	227
Fig.4.100. Gráfico de corte, momento y deflexión máximo del elemento más crítico	227
Fig.4.101. Diseño de la estructura y verificación de elementos.....	228
Fig.4.102. Estructura terminada	228
Fig.4.103. Diagrama de Fuerza del circuito electroneumático.....	229
Fig.4.104. Diagrama de mando del circuito electroneumático.....	231
Fig.4.105. Diagrama de mando del circuito neumático	234
Fig.4.106. Diagrama de estado de los Cilindros A1, A2 y A3; Tiempo vs. Longitud de Carrera.....	235

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Comparación de diferentes clases de polietileno.....	15
Tabla.2.1. Cuadro de grados de ponderación de los factores.	49
Tabla.2.2. Cuadro de evaluación numérica de alternativas	49
Tabla 2.3. Cuadro de evaluación numérica de alternativas	50
Tabla. 4.1. Tabla de Propiedades físicas obtenidas del programa Solid Works para la boquilla.....	71
Tabla. 4.2. Tabla de materiales para los elementos del conjunto.....	84
Tabla. 4.3. Tabla de masas y pesos para los elementos del conjunto	85
Tabla. 4.4. Tabla correspondiente a los datos del ensamblaje del conjunto.....	86
Tabla. 4.5. Tabla de diámetro del eje, y dimensiones de la chaveta	97
Tabla. 4.6. Rangos de temperatura de termosellado de láminas de polietileno	114
Tabla. 4.7. Tiempo de calentamiento y energía suministrada a los bloques calefactores	120
Tabla. 4.8. Tabla de ángulos de filo para materiales plásticos	136
Tabla. 4.9. Tabla de resultados del diseño del eje motriz (método iterativo).....	192
Tabla. 4.10. Tabla de codificación de muestras	199
Tabla. 4.11. Tabla de densidad y viscosidad	199
Tabla. 4.12. Tabla de características del cilindro DNG-50-160-PPV-A-S2.....	206
Tabla. 4.13. Lista de accesorios del cilindro neumático de doble vástago	206
Tabla. 4.14. Tabla de características del cilindro DSN-20-100-P.....	211
Tabla. 4.15. Lista de accesorios del cilindro neumático de un vástago	212
Tabla. 4.16. Tabla de características del cilindro DSN-25-200-PPV	213
Tabla. 4.17. Lista de accesorios del cilindro neumático de un vástago	214
Tabla. 4.18. Lista de componentes del Diagrama de Fuerza.....	230
Tabla. 4.19. Lista de componentes del diagrama de mando.....	232
Tabla. 4.20. Lista de componentes del diagrama neumático.....	234
Tabla. 5.1. Tabla de materiales de los elementos de la máquina.....	238
Tabla. 5.2. Tabla de materiales de la estructura de la máquina.....	239
Tabla. 5.3. Tabla de pernos y accesorios de los pernos	240
Tabla. 5.4. Tabla de elementos prefabricados y accesorios, suministros 2	241
Tabla. 5.5. Tabla de elementos eléctricos y neumáticos.....	242
Tabla. 5.6. Tabla de elementos, materia prima y tiempo/máquina.	244
Tabla. 5.7. Tabla de máquina, tiempo y costo total.	245

SIMBOLOGÍA

a	: Distancia entre el centro de la rueda de ginebra y el eje central del rodillo
n_r	: Número de ranuras de la cruz de malta
β	: Mitad del ángulo subtendido por dos ranuras adyacentes (cruz de malta)
R	: Relación de Movimiento
t_{muerto}	: Tiempo muerto, donde la cruz de malta se queda estática
$t_{acción}$: Tiempo de acción, donde la cruz de malta se mueve a la siguiente estación
S_y	: Esfuerzo de Fluencia
ρ	: Densidad; paso circular
\emptyset	: Diámetro; Ángulo de Presión (engranajes)
V	: Volumen
m	: Masa; Masa del bloque
W	: Peso
F_e	: Fuerza ejercida en c/estación (Plato Giratorio)
M	: Momento
Σ	: Sumatoria
d	: Distancia entre centros; diámetro de paso
σ_{perm}	: Esfuerzo Permisible
c	: Distancia desde el centro de gravedad
I_T	: Inercia Total
η	: Factor de Seguridad
I	: Inercia; Factor Geométrico
b	: Base
h	: Altura
W_P	: Peso del plato giratorio con tubos llenos
g	: Aceleración de la gravedad
dc	: diámetro del collarin
p	: Paso
d	: diámetro mayor; distancia medida desde el eje de la cruz al eje del cojinete
d_i	: diámetro interior
μ	: Coeficiente de fricción
dm	: Diámetro medio
P	: Profundidad del filete
l	: Avance
dr	: Diámetro menor
T_s	: Torque de subida
T_b	: Torque de bajada
ω	: Velocidad Angular
n	: Numero de Revoluciones por minuto
π	: Coeficiente phi (3,1416)
α	: Aceleración angular; coeficiente (placas); Ángulo del desarrollo (tolva)
r	: Radio de giro con el eje de referencia; Radio
F	: Fuerza
V_t	: Velocidad Tangencial
Cd	: Tolerancia Diametral
r_h	: Razon de Holgura

Cr	: Tolerancia Radial
O_N	: Numero de Ocvirk
ϵ_x	: Razón experimental de excentricidad
K_e	: Factor de carga de diseño
η	: Factor de seguridad, Viscosidad
T	: Momento de Torsión
S_{sy}	: Resistencia al cortante
L	: Longitud
D	: Diámetro del Eje
S_{sc}	: Resistencia a compresión contra las paredes
b	: Altura de la chaveta
N_G	: Número de dientes del engranaje (engranajes)
N_P	: Número de dientes del piñón (engranajes)
m	: Módulo (engranajes)
γ	: Ángulo de paso (engranajes)
F_c	: Ancho de cara
A_o	: Largo de cono
V	: Velocidad
Mc	: Momento de inercia rotacional del subconjunto
t	: Tiempo; espesor de holgura
Wt	: Fuerza tangencial sobre el diente del piñón
Wa	: Fuerza axial en el diente
Wr	: Fuerza radial en el diente
J	: Factor geométrico de concentración de esfuerzos
K_v	: Factor dinámico
Se	: Limite de fatiga
Se'	: Limite de fatiga del material
Ka	: Factor de superficie
Kb	: Factor de tamaño
Kc	: Factor de confiabilidad
Kd	: Factor de temperatura
Ke	: Factor de modificación por concentración del esfuerzo
Kf	: Factor de efectos diversos
Sut	: Resistencia última a la tracción
K_O	: Factor dinámico para engranes
	: Factor de sobrecarga
Km	: Factor de distribución de carga según la AGMA
Sc	: Resistencia a la fatiga en la superficie
HB	: Dureza Brinell del material
S_H	: Límite de fatiga superficial
C_L	: Factor de duración o vida
C_H	: Factor de relación de dureza
C_T	: Factor de temperatura
C_R	: Factor de confiabilidad
Wtp	: Fuerza tangencial permisible
C_P	: Coeficiente elástico para engranes rectos

m_G	: Relación de velocidad
E_i	: Energía que ingresa al bloque
E_{alm}	: Energía almacenada en el bloque
E_p	: Energía perdida por convección y radiación
C_p	: Calor específico
$\partial_T/\partial \theta$: Variación de la temperatura respecto al tiempo
$E_{p_{conv}}$: Energía perdida por convección natural hacia los alrededores
E_{prad}	: Energía perdida por radiación hacia los alrededores
h_s	: Coeficiente de convección de la pared plana horizontal
A_s	: Área de convección superior
T_s	: Temperatura superficial del bloque
T_∞	: Temperatura del aire
ΔT	: Gradiente de temperatura
T_a	: Temperatura superficial inicial
h_L	: Coeficiente de convección de la pared plana vertical
A_L	: Área de convección lateral
ε	: Emisividad del aluminio a temperatura ambiente
σ_{SB}	: Constante de Stefan-Boltzmann
T_s	: Temperatura absoluta superficial de bloque
T_a	: Temperatura absoluta de los alrededores
A_{rad}	: Área superficial del bloque
ρ_{PE}	: Densidad del polietileno de baja densidad
C_{pPE}	: Calor específico del polietileno
m_{plast}	: Masa del plástico
V_C	: Volumen de control
A_S	: Área de sellado
$E'i$: Energía necesaria para el ablandamiento y sellado
E'_{alm}	: Energía absorbida por el plástico
E'_{cr}	: Energía perdida por convección-radiación
Q_{js}	: Calor a extraerse de la junta soldada
m_{js}	: Masa de la junta soldada
$T_{f_{js}}$: Temperatura final de la junta soldada
$T_{o_{js}}$: Temperatura inicial de la junta soldada
Re	: Número de Reynolds
v_{mw}	: Velocidad del agua de la red pública de agua potable
ρ_w	: Densidad del agua a 18 °C
μ_w	: Viscosidad dinámica del agua a 18°C
Q	: Caudal
A_w	: Área transversal de salida del agua en la tubería
Nu	: Número de Nusselt
α_w	: Coeficiente de transmisión térmica del agua
k_w	: Conductividad térmica del agua
Pr	: Coeficiente de Prandtl para el agua a 18°C
q_u	: Calor Intercambiado
h_u	: Coeficiente de transferencia de calor para convección libre en aire
A_u	: Área exterior del bloque de enfriamiento
T_a	: Temperatura de los alrededores
T_w	: Temperatura del agua

$\Delta\theta_l$: Diferencia de temperaturas entre el agua y la pared del ducto de enfriamiento
θ_{KK}	: Temperatura de la pared del canal de enfriamiento
θ_{TM}	: Temperatura del agua o agente moderador
F_{KK}	: Superficie del canal de enfriamiento
θ_W	: Temperatura de la pared del bloque
S_{KK}	: Distancia del canal de enfriamiento a la pared del molde
k_{Cu}	: Conductividad térmica del bloque de cobre
F_p	: Superficie proyectada de la pieza (área de la zona estriada)
r_l	: Radio interior del gancho (resortes)
r_m	: Radio medio (resortes)
r'_m	: Radio de curvatura en la base del gancho (resortes)
L_o	: Longitud libre del resorte (resortes)
N	: Número de espiras
K	: Constante del resorte
G	: Módulo de rigidez del acero
F_x	: Fuerza aplicada para una distancia x
τ_a	: Esfuerzo a corte en la sección del alambre
F_a	: Fuerza media producida por la precarga y la carga
σ_a	: Esfuerzo normal alternante o amplitud
σ_m	: Esfuerzo normal medio
I_u	: Momento de inercia unitario
d_s	: Longitud de la soldadura
M_f	: Momento flector actuante (soldadura)
F_y	: Fuerza vertical (soldadura)
A_g	: Área de la garganta (soldadura)
$[\delta]$: Deflexión permisible
P	: Carga
E	: Modulo de Elasticidad
h	: Espesor
F_i	: Precarga (Tornillos)
A_t	: Área de esfuerzo de tensión (Tornillos)
C_r	: Constante de rigidez (Tornillos)
r_p	: Radio de la circunferencia primitiva (levas)
f_L	: Factor de leva (levas)
d_s	: Elevación de la leva (levas)
β_L	: Ángulo de elevación de la leva en radianes (levas)
θ_L	: Posición angular de la leva para una posición "y" del seguidor (levas)
ω_L	: Velocidad angular de la leva en radianes (levas)
x_l	: Posición angular de la leva motriz para una distancia requerida (levas)
t_r	: Tiempo requerido (levas)
n_1	: Revoluciones por minuto de la catarina conductora
n_2	: Revoluciones por minuto de la catarina conducida
Z_1	: Número de dientes de la catarina conductora
Z_2	: Número de dientes de la catarina conducida
L	: Longitud de la cadena
P	: Paso de la cadena
C	: Distancia tentativa entre centros (cadena)

D_{p1}	: Diámetro de paso de la catarina conductora
D_{p2}	: Diámetro de paso de la catarina conducida
F_{cl}	: Fuerza tangencial
F_{rl}	: Fuerza residual en el último eslabón abrazado
F_{Rl}	: Fuerza resultante
T_a	: Torque en el eje a
H	: Potencia del motorreductor
n	: Rpm del motor
γ	: Ángulo de presión
β_a	: Ángulo de agarre para la catarina conductora
V_{maxt}	: Volumen máximo teórico de dosificación
Ht	: Altura del tubo sin la zona de sellado
V_T	: Volumen interno total
V_e	: Volumen del envase
V_m	: Volumen muerto
r_i	: Radio interno
A_T	: Área interna total del dosificador
A_b	: Área interna de la base del cilindro dosificador
A_i	: Área interna del cilindro con respecto a la carrera del émbolo
L	: Longitud del cilindro
C	: Carrera del émbolo
$Q_{descarga}$: Caudal de descarga
V_{max}	: Volumen máximo de dosificación
δ	: Densidad del fluido
vel	: Velocidad del fluido
v	: Viscosidad Dinámica
h_E	: Altura del embolo del cilindro de dosificación
ID	: Diámetro interior
CS	: Espesor
VT	: Volumen total de la tolva
$V1$: Volumen del cilindro mayor
$V2$: Volumen del cono
$V3$: Volumen del cilindro menor
$\#Cambios$: Número de cambios del producto en la tolva en un día
Vts	: Volumen total de servicio

CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO

1.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo principal de este estudio es lograr el mejor diseño de los dispositivos que conforman la máquina dosificadora y selladora de cremas cosméticas.

Sin embargo no es menos importante conocer el proceso mediante el cual se consigue el fluido a dosificar (crema cosmética) desde sus orígenes, ingredientes esenciales, hasta su finalización como producto.

1.2 RESEÑA HISTÓRICA

Los productos de belleza en general, y las cremas en particular registran orígenes tan interesantes como lejanos en la historia de la humanidad. Existen referencias provenientes del antiguo Egipto¹, que nos hablan de que perfumes y cremas eran fabricados cuidadosamente para uso de las más exquisitas damas.

1.2.1 CULTURAS ANTIGUAS

Se cree que las primeras aplicaciones y fórmulas, fueron en su momento creadas en la búsqueda de protección contra los efectos del viento y del sol.

Las culturas romana, griega y egipcia (tanto hombres como mujeres) conocían y hacían uso de cremas especialmente preparadas para tales fines.

En suelo egipcio se encontró en papiros fórmulas cosméticas que servían para eliminar las canas, la caspa, otras para evitar la caída del cabello y para cuando estos remedios no funcionaban, recurrían a las pelucas.

1.2.2 NUEVA CIVILIZACIÓN

En tiempos antiguos, los ingredientes naturales eran la base de la belleza. Y en nuestros días, muchos laboratorios de cosmética vuelven a buscar la ayuda de la naturaleza para elaborar sus productos

¹ http://www.egipto.com/egipto_para_nino/introduccion.html

Las plantas silvestres o cultivadas, de diversas latitudes, aportan sus propiedades hidratantes, antioxidantes, relajantes, regenerantes o nutritivas, para formular cremas, tónicos, mascarillas, geles, lociones, champús y todo tipo de tratamientos.

Aunque la mayoría de las líneas de belleza incluyen uno o dos de estos ingredientes, hay firmas cuyos productos están elaborados prácticamente en 100% con aceites y extractos botánicos.

Como ejemplo más contemporáneo se puede mencionar la historia de dos cremas bien conocidas; Nivea y Pond's.

La primera de ellas Nivea, está cercana a cumplir el siglo de vida y fue resultado del trabajo conjunto de un farmacéutico, un médico dermatólogo y un científico cuyos apellidos eran Tropolowitz, Gerson Unna y Lifschütz, respectivamente.

La segunda de ellas Pond's, conserva aún el nombre de su creador, un estadounidense de apellido Pond. La historia comenzó a fines del Siglo XIX, en momentos en que se buscaba un buen producto que sirviera para quitar maquillajes a actores y actrices de los aún célebres y vigentes teatros de la calle Broadway, en NY.

1.3 CLASIFICACIÓN DE CREMAS COSMÉTICAS

Actualmente existen una gran variedad de tipos de cremas cosméticas, según la necesidad del cliente, y cada una de ellas tiene diferentes composiciones químicas siendo las siguientes:

- Cremas Faciales.
- Cremas Para Manos Y Cuerpo.
- Crema antiarrugas.
- Cremas De Afeitar.
- Cremas Bronceadoras.
- Cremas Protectoras Solares.
- Cremas Depilatorias.
- Cremas Blanqueadoras.
- Cremas Desinflamatorias.

1.4 LA EMULSIÓN²

Cualquier crema cosmética está basada en una emulsión, de ahí la importancia de explicar, qué es, los tipos y sus características físico-químicas.

Puesto que la emulsificación no es una ciencia exacta, son necesarias ciertas generalizaciones fundadas en la experiencia de tanteos. Las emulsiones no siempre alcanzan el estado de equilibrio en corto tiempo, y como consecuencia frecuentemente experimentan alteraciones con el tiempo. En tales circunstancias es de reconocer que las generalizaciones no son leyes rigurosas, sino que se han de considerar con relación a la clase de producto que se trate.

1.4.1 TIPOS DE EMULSIONES

Muchas emulsiones son del tipo aceite/agua y viceversa, con grasas alimenticias como uno de los tipos más comunes de aceites encontrados en la vida diaria. Como tenemos como ejemplo de emulsiones; la mantequilla y la margarina, la leche y crema, el expreso, la mayonesa, el aceite de corte usado en metalurgia, etc. En el caso de la mantequilla y la margarina, la grasa rodea las gotitas de agua (en una emulsión de agua en aceite); en la leche y la crema el agua rodea las gotitas de grasa (en una emulsión de aceite en agua).

En el caso de cremas también existen las siguientes emulsiones³:

- **Crema O/W (Ac/Ag):** Emulsiones en que el agua (W) está en mayor proporción que el aceite (O)
- **Crema W/O (Ag/Ac):** Emulsiones en que el aceite (O) está en mayor proporción que el agua(W)
- **Crema W/S:** Emulsiones no grasas compuestas por agua y silicona.

El proceso en el que se preparan las emulsiones se llama emulsificación.

Las emulsiones son parte de una clase más genérica de sistemas de dos fases de materia llamada coloides⁴.

² <http://www.amvediciones.com/tpfmd.htm>

³ GUÍA DE PREPARACIONES MAGISTRALES, Dr. Luis Santana Strong, Pg. 5.

A pesar que el término coloide y emulsión son usados a veces de manera intercambiable, las emulsiones tienden a implicar que tanto la fase dispersa como la continua son líquidos.

Existen tres tipos de emulsiones inestables:

- Floculación.- en donde las partículas forman masa.
- Cremación.- en donde las partículas se concentran en la superficie, o en el fondo, dependiendo de la densidad relativa de las dos fases, de la mezcla mientras permanecen separados.
- Coalescencia.- en donde las partículas se funden y forman una capa de líquido.

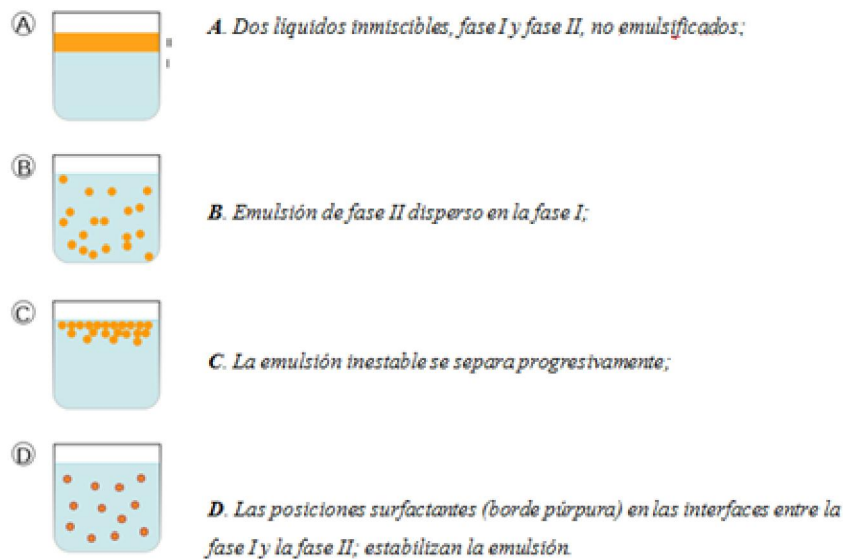


Fig. 1.1. Etapas de la emulsión

1.5 MEZCLA⁵

Mezcla se puede definir como una operación, durante la cual se efectúa una combinación uniforme de dos o más componentes. El grado de uniformidad obtenible varía ampliamente.

⁴ Coloide.- es un sistema físico-químico formado por dos fases: una continua, normalmente fluida, y otra dispersa en forma de partículas; por lo general sólidas.

⁵ <http://es.wikipedia.org/wiki/Emulsión>

En química, una mezcla es una materia formada al combinar dos o más sustancias sin que suceda una reacción que cambie químicamente sus componentes. Aunque no hay cambios químicos en una mezcla, algunas propiedades tales como su punto de fusión, pueden ser diferentes a las de sus componentes. Las mezclas pueden separarse en sus componentes originales por medios físicos (mecánicos). Además, éstas se clasifican en homogéneas y heterogéneas.

1.5.1 MEZCLA HOMOGÉNEA⁶

Una mezcla homogénea es aquella donde ninguna sustancia pierde sus propiedades originales y se pueden separar por medios físicos. A simple vista no se pueden ver sus componentes, a comparación de la Heterogénea, que es la mezcla la cual si se pueden ver sus componentes.

Como lo dice su nombre, "Homo", significa que no se distingue. Se conocen como disoluciones y están constituidas por un soluto y un solvente, siendo el primero el que se encuentra en menor proporción. Por ejemplo, el agua mezclada con sales minerales o con azúcar.

1.5.2 MEZCLA HETEROGÉNEA

Una mezcla heterogénea es aquella que posee una composición uniforme en la cual se pueden distinguir a simple vista sus componentes y está formada por dos o más sustancias, físicamente distintas, distribuidas en forma desigual. Las partes de una mezcla heterogénea pueden separarse mecánicamente. Por ejemplo, las ensaladas, o la sal mezclada con arena.

1.5.3 DISPERSIÓN COLOIDEAL

Los coloides son mezclas heterogéneas en que las partículas de uno o más componentes tienen al menos dimensiones en el rango de 1 a 1000 Nm, siendo más grandes que las de una solución, pero más pequeñas que las de una suspensión.

⁶ <http://www.textoscientificos.com/emulsiones>

A diferencia de las suspensiones, los coloides no dejan sedimento. Algunos ejemplos de dispersiones coloidales son la gelatina, leche, sangre, pintura, o el shampoo.

1.6 LA INDUSTRIA COSMÉTICA Y FARMACEÚTICA

Tanto las industrias cosmética y farmacéutica dan mucho énfasis al proceso de análisis de sustancias, elaboración y envasado de sus productos debido al gran uso por el ser humano hasta por los animales.

La elaboración de medicamentos a gran escala es otro de los principales cometidos de un farmacéutico.

La industria farmacéutica es una de las que más dinero mueve en el mundo hoy en día, de hecho las diferentes compañías farmacéuticas reciben grandes ingresos de sus medicamentos cuando los tienen bajo una patente.

1.6.1 LOS CONTAMINANTES

Los cosméticos pueden ser fuente de múltiples alteraciones y graves enfermedades. Se ha alertado sobre los contaminantes orgánicos persistentes (COP), muy pocos conocidos y presentes en cosméticos y otros productos de uso cotidiano, dichas sustancias pueden influir en el organismo humano desde el momento de la gestación.

Muchas sustancias químicas se fabrican y comercializan sin tener información sobre los posibles efectos en la salud humana; en los últimos años se han incrementado las malformaciones y partos prematuros, así como enfermedades como cáncer, asma, trastornos del desarrollo y del sistema reproductor, desórdenes inmunológicos, etc.

El riesgo de padecer estos desórdenes se incrementa por la exposición a sustancias químicas presentes en los cosméticos, perfumes, esmalte de uñas, shampoo, jabones, etc. La mayor parte de estas sustancias analizadas son persistentes, permanecen en el medio ambiente en tales cantidades que se detectan continuamente; son bioacumulables, lo que significa que se acumulan en el cuerpo de los organismos, en los tejidos adiposos o en otros órganos, como el hígado o los riñones.

Las sustancias peligrosas, incluso las perfectamente integradas en los productos que las contienen, pueden liberarse a lo largo del tiempo como consecuencia del uso,

también pueden ser liberadas al medio ambiente durante su producción y cuando se convierten en residuos, al final de su vida útil.

Este tipo de sustancias se encuentran sistemáticamente en los humanos (leche materna y sangre del cordón umbilical) lo que demuestra su descontrolada, amplia e indeseable dispersión; incluso los humanos nonatos están expuestas a estas sustancias peligrosas; una sola exposición a cualquiera de ellas probablemente no es perjudicial, pero si dicha exposición es diaria durante toda una vida, los efectos se acumulan.

1.6.2 REGISTROS SANITARIOS

Los cosméticos para ser comercializados en cualquier país deben contar con un Registro Sanitario.

Para obtener ese registro es necesario tramitarlo ante el Ministerio de Salud u organismo correspondiente de cada país, aparte de eso para cada estado existen normas para realizar cualquier tipo de sustancia para ser comercializada, aun así hay que tomar en cuenta que existen unas normas generales dictadas por la Organización Mundial de la Salud.

1.7 ESTUDIO DE LOS ENVASES PLÁSTICOS PARA ENVASADO

1.7.1 INTRODUCCIÓN

En los diseños de ingeniería los materiales son un factor primordial para que estos cumplan su fin sin que existan problemas en ninguna parte de su ejecución, es por eso que los ingenieros dedican su tiempo a la elección de estos materiales los cuales varían desde la madera, la piedra natural o artificial, el acero o los materiales sintéticos como los plásticos.

Por otro lado se encuentra el uso de los materiales en el ámbito alimenticio o el cosmético como envase o recipiente de almacenamiento en donde resulta más importante el análisis y su debida selección debido a que existe una muy estrecha relación con la salud humana.

1.7.2 LOS PLÁSTICOS Y SUS CARACTERÍSTICAS⁷

1.7.2.1 DEFINICIÓN

Los polímeros comprenden materiales que van desde los familiares plásticos hasta el caucho, se trata de compuestos orgánicos basados en el carbono, hidrógeno y otros elementos no metálicos, caracterizado por la gran longitud de estructuras moleculares. Los polímeros poseen densidades bajas y extraordinaria flexibilidad.

1.7.3 CLASIFICACIÓN DE LOS PLÁSTICOS

1.7.3.1 TERMOPLÁSTICOS

Es un plástico que a temperatura ambiente, es deformable, se derrite cuando se calienta y se endurece en un estado vítreo cuando se enfría lo suficiente. La mayor parte de los termoplásticos son polímeros de alto peso molecular, los cuales poseen cadenas asociadas por medio de débiles fuerzas (Van der Waals); fuertes interacciones dipolo-dipolo y enlace de hidrógeno, o incluso anillos aromáticos apilados (poliestireno). Los polímeros termoplásticos difieren de los polímeros termoestables en que después de calentarse y moldearse pueden recalentarse y formar otros objetos, mientras que en el caso de los termoestables o termoduros, después de enfriarse la forma no cambia.

1.7.3.2 TERMOESTABLES

Los plásticos termoestables son polímeros infusibles e insolubles. La razón de tal comportamiento estriba en que las cadenas de estos materiales forman una red tridimensional espacial, entrelazándose con fuertes enlaces covalentes. La estructura así formada toma el aspecto macroscópico de una única molécula gigantesca, cuya forma se fija permanentemente, debido a que la movilidad de las cadenas y los grados de libertad para rotación en los enlaces es prácticamente cero.

Los plásticos termoestables poseen algunas propiedades ventajosas respecto a los termoplásticos. Por ejemplo, mejor resistencia al impacto, a los solventes, a la permeación de gases y a las temperaturas extremas.

Entre las desventajas se encuentran, generalmente, la dificultad de procesamiento, la necesidad del curado, el carácter quebradizo del material y el no presentar reforzamiento al someterlo a tensión.

⁷ TECNOLOGÍA DE LOS PLÁSTICOS PARA INGENIEROS, Meysenbug C. M. Von, España 1981.

1.7.3.3 ELASTÓMEROS

Es un polímero que regresa a su longitud original después de estirado repetidamente hasta por lo menos dos veces su longitud original a temperatura ambiente. Este comportamiento se debe a que las moléculas pueden enrollarse y desenrollarse elásticamente.

1.7.4 PROPIEDADES DE LOS POLÍMEROS

1.7.4.1 PROPIEDADES MECÁNICAS

Las propiedades mecánicas de los plásticos se ven muy afectadas por el tiempo, la temperatura y otras condiciones del medio ambiente. Esto se observa mucho mejor en los termoplásticos, pero ocurre de igual forma en los materiales termoestables.

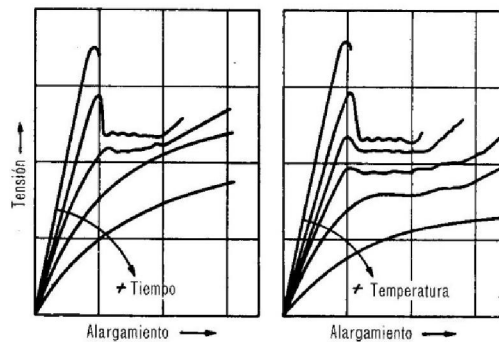


Fig.1.2. Efecto del tiempo y la temperatura sobre las características de resistencia de los termoplásticos

1.7.4.2 PROPIEDADES TÉRMICAS

El comportamiento de los plásticos al calor, no se basa exclusivamente en las propiedades físicas como la dilatación y la conductividad térmica, sino también, a la disminución de la resistencia durante el calentamiento en los puntos de reblandecimiento, fusión, descomposición y temperatura de elaboración.

El coeficiente de dilatación térmica de los plásticos es mucho mayor que la de los metales. Se puede afirmar que su valor varía del 1% al 2% que el de los materiales metálicos.

Por el contrario, la conductividad térmica es mucho menor, esto se debe tener en cuenta en la ingeniería, siempre que no se aproveche esta característica con fines aislantes.

La estabilidad dimensional al calor, es una característica relacionada con la disminución de la resistencia mecánica por aumento de la temperatura.

1.7.4.3 PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS

Para determinar el peso específico o la densidad de los plásticos se utilizan métodos ordinarios, sin embargo en la investigación de los plásticos presentan ciertas dificultades particularmente en mezclas de plásticos, copolimerizados y plásticos entrelazados, por lo que implica un elevado costo instrumental.

Generalmente estos ensayos de determinación de propiedades físico-químicas se los realizan de acuerdo a lo que se requiera conocer los cuales pueden ser:

- Resistencia a la corrosión
- Sensibilidad al agrietamiento por tensiones
- Absorción del agua
- Estabilidad a la luz o a los agentes atmosféricos
- Acción corrosiva de los plásticos
- Características fisiológicas

1.7.5 MATERIALES EMPLEADOS EN LOS ENVASES

Los materiales termoplásticos sin carga son en general indiferentes fisiológicamente, pero si contienen aun componentes monómeros pueden producir irritaciones al ponerse en contacto con tejido vivo. Esto se ha observado en ciertas prótesis odontológicas cuando en estos todavía existen mezclas de polímeros y monómeros.

Según leyes actuales sobre alimentos tiene prohibidos los plásticos por principio, para el contacto directo con alimentos u otros productos, como envolturas, piezas de vajilla, etc. Cualquier plástico que haya de utilizarse con este objeto, ha de someterse a una prueba de inocuidad en la dirección sanitaria⁸.

Hasta la fecha están permitidos por la ley, entre otros, los siguientes plásticos:

- **Cloruro de polivinilo exento de plastificante (PVC)**

El Policloruro de Vinilo (PVC) es un moderno, importante y conocido miembro de la familia de los termoplásticos.

⁸ WELDING OF PLASTICS, Neumann Alex & Bockoff Frank, EEUU- Ohio 1959, 1ra edición.

Es un polímero obtenido de dos materias primas naturales cloruro de sodio o sal común (NaCl) (57%) y petróleo o gas natural (43%), siendo por lo tanto menos dependiente de recursos no renovables que otros plásticos.

- **Poliestireno o algunos poliestirenos modificados (PS)**

El poliestireno es un polímero termoplástico. En estos polímeros las fuerzas intermoleculares son muy débiles y al calentar las cadenas pueden moverse unas con relación a otras y el polímero puede moldearse. Cuando el polímero se enfría vuelven a establecerse las fuerzas intermoleculares pero entre átomos diferentes, con lo que cambia la ordenación de las cadenas. El poliestireno, en general, posee elasticidad, cierta resistencia al ataque químico, buena resistencia mecánica, térmica y eléctrica y baja densidad.

- **Polipropileno (PP)**

Es el polímero termoplástico, parcialmente cristalino, que se obtiene de la polimerización del propileno (o propeno). Pertenece al grupo de las poliolefinas y es utilizado en una amplia variedad de aplicaciones que incluyen empaques para alimentos, tejidos, equipo de laboratorio, componentes automotrices y películas transparentes. Tiene gran resistencia contra diversos solventes químicos, así como contra álcalis y ácidos.

- **Poliamida (PA)**

Una poliamida es un tipo de polímero que contiene enlaces de tipo amida. Las poliamidas se pueden encontrar en la naturaleza, como la lana o la seda, y también ser sintéticas, como el nailon o el Kevlar.

Las poliamidas como el nailon se comenzaron a emplear como fibras sintéticas, aunque han terminado por emplearse en la fabricación de cualquier material plástico.

- **Policarbonato (PC)**

Los policarbonatos son policondensados lineales con poca inclinación a cristalizar. Es un material cuyo intervalo de fusión es relativamente alto entre 150 y 300 °C dependiendo de su constitución por ello su dificultad de moldear por inyección.

Debido a su gran resistencia mecánica y elevadas temperaturas son muy utilizadas en aparatos médicos esterilizables por calor, artículos de consumo y domésticos.

- **Resinas de poliéster.**

Son usadas también como matriz para la construcción de equipos, tuberías anticorrosivas, fabricación de pinturas. Para dar mayor resistencia mecánica suelen ir reforzados con cortante, o también llamado endurecedor o catalizador, sin purificar.

El poliéster, es una resina termoestable obtenida por polimerización del estireno y otros productos químicos. Se endurece a la temperatura ordinaria y es muy resistente a la humedad, a los productos químicos y a las fuerzas mecánicas. Se usa en la fabricación de fibras, recubrimientos de láminas, etc.

- **Masas prensables de resina melamínica.**

Son trímeros de la cianamida de calcio o sea tienen tres grupos de moléculas. Reaccionan en presencia del formol, formando plásticos de fraguado térmico o sea termoestables.

Propiedades comparadas con resinas de la familia de la urea: buena resistencia al calor, soportan el agua hirviendo y resisten temperaturas para el trabajo continuo de hasta 400°C; menor absorción de agua, resistencia a la humedad; menor tendencia a la fragilidad después del moldeo; mayor grado de dureza y resistencia al impacto; mejor nitidez de color y brillo más agradable; alta resistencia frente a agentes químicos en general. Son altamente mecanizables.

Aplicación: se recomienda su uso para la fabricación de material electrotécnico, eléctrico para instalaciones en lugares húmedos, piezas sometidas a grandes requerimientos térmicos o con problemas de estabilidad dimensional.

Se presenta en tres variantes: resinas fluidas, que se usan como material de recubrimiento; polvos para moldes, para moldeo a compresión, inyección o por transferencia; laminados para la elaboración industrial de laminados decorativos similares a la familia fenólica, así como para la formulación de adhesivos especiales.

1.7.6 EL POLIETILENO (PE)

El polietileno es el material más utilizado en envases, por ello su importancia y énfasis en el análisis.

Polietileno es un compuesto que tiene como parte fundamental de su estructura una resina de alto peso molecular, que para trabajarlo se lo puede obtener líquido o lo suficientemente blando para su manipulación y que en su estado final vuelve a ser sólida, obteniendo así el objetivo para el cual fue procesado.

Los polímeros termoplásticos, son polímeros que cuando se someten al calor se ablandan, sin perder sus propiedades físicas y que al enfriarse vuelven a su estado original. Esta característica hace que este proceso sea totalmente reversible sin perder sus características físicas.

El polietileno se origina a partir del etileno gaseoso, el cual se licua a una alta presión para luego ser polimerizado. Este material, tiene una proporción cristalina, la cual influye sobre los valores de la resistencia del polímero. Con la cristalinidad, aumenta la temperatura de reblandecimiento, factor importante en la utilización y elaboración de polímeros.

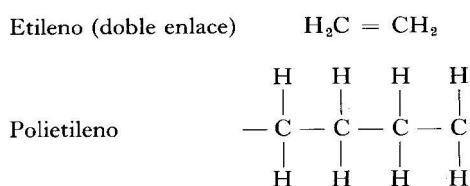


Fig.1.3. Rotura del doble enlace C=C en la polimerización del polietileno

Debido a la flexibilidad del polietileno blando, se elaboran piezas inyectadas con pequeños entrantes. Las planchas se extruyen a través de toberas de rendija ancha y las hojas a través de toberas angulares. Las hojas tubulares que se obtienen, son insufladas al salir de la tobera y estiradas en dos direcciones para finalmente ser cortadas y enrolladas.

1.7.6.1 POLIETILENO DE ALTA DENSIDAD

El polietileno de alta densidad es un polímero termoplástico conformado por unidades repetitivas de etileno.

Se designa como HDPE (por sus siglas en inglés, *High Density Polyethylene*) o PEAD (*polietileno de alta densidad*). Este material se encuentra en envases plásticos desechables.

Características

- Excelente resistencia térmica y química.
- Muy buena resistencia al impacto.
- Es sólido, incoloro, translúcido, casi opaco.
- Muy buena procesabilidad, es decir, se puede procesar por los métodos de conformado empleados para los termoplásticos, como inyección y extrusión.
- Es flexible, aún a bajas temperaturas.
- Es tenaz.
- Es más rígido que el polietileno de baja densidad.
- Presenta dificultades para imprimir, pintar o pegar sobre él.
- Es muy ligero.
- Su densidad es igual o menor a 0.952 g/cm³.
- No es atacado por los ácidos, resistente al agua a 100°C y a la mayoría de los disolventes ordinarios

1.7.6.2 POLIETILENO DE BAJA DENSIDAD

El Polietileno de Baja Densidad es un polímero termoplástico conformado por unidades repetitivas de Etileno. Se designa como LDPE (por sus siglas en inglés, *Low Density Polyethylene*) o PEBD (*Polietileno de Baja Densidad*)

Características

- Buena resistencia térmica y química.
- Buena resistencia al impacto.
- Es translúcido.
- Muy buena procesabilidad, es decir, se puede procesar por los métodos de conformado empleados para los termoplásticos, como inyección y extrusión.
- Es más flexible que el Polietileno de alta densidad.
- Presenta dificultades para imprimir, pintar o pegar sobre él.

Tabla 1.1. Comparación de diferentes clases de polietileno

	Polietileno de alta presión normal	Polietileno de alta presión DH (<i>high density</i>)	Polietileno de baja presión (Ziegler)	Polietileno de media presión (Phillips)
Cristalinidad %	65	75	75-85	85-95
Densidad g/cm ³	0,92	0,94	0,94-0,95	0,96
Comienzo del ablandamiento °C	105	120	125	130
Dureza (Shore DA)	50	60	65	70



Fig.1.4. Escala de densidad del polietileno (Phillips Petroleum Co.)

1.7.7 REQUERIMIENTO DE ENVASES

Se debe tomar en cuenta que los materiales utilizados para envasar cosméticos deben cumplir ciertos requerimientos, los cuales deben proporcionar protección al producto, facilitar su transporte, maniobrabilidad y ser económicos.

Los envases deben cumplir con las siguientes características:

1.7.7.1 PERMEABILIDAD

No deben permitir el paso de oxígeno, sabores o microorganismos.

1.7.7.2 SELLADO

El envase debe conseguir una fusión o unión entre sus superficies hasta que existe un sello hermético en el envase con el fin de evitar que se pierda el producto.

1.7.7.3 PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS

El material empleado debe mantenerse estable ya sea a temperaturas bajas cuando se requiera preservación en un ambiente refrigerado o a temperaturas mayores a la del ambiente.

El material debe ser flexible y resistente a procesos destructivos.

1.7.7.4 IMPRIMIBILIDAD

Capacidad de poderse estampar en su exterior leyendas o gráficos los cuales determinan el fin del producto, sin embargo no debe tener impresiones en su interior y estar libre de basura (esterilización).

1.7.7.5 COSTO

El material del envase depende de la naturaleza del producto, por lo que su costo varía de acuerdo al requerimiento, y esto al final llega a ser un factor importante para la selección del material del envase.

1.7.8 SELECCIÓN DEL ENVASE A UTILIZARSE

En el mercado actual existen diferentes materiales de los envases en los cuales se presentan las cremas u otros productos cosméticos dependiendo de la naturaleza físico-químico de las mismas, que cumplen con los requisitos establecidos.

Estos materiales pueden ser metálicos o plásticos.

Debido a que se requiere un sistema de sellado de tubos la opción más recomendable son los tubos de polietileno flexible o colapsible.

1.7.9 TUBOS COLAPSIBLES

1.7.9.1 DESCRIPCIÓN

Son empaques flexibles muy versátiles que permiten ser comprimidos totalmente para sacar el mayor provecho del contenido, a la vez que ofrecen una apariencia ordenada y una fácil manipulación. Esta característica se debe a que después de cada uso, el envase recupera su forma original. Tiene cabeza con orificio dispensador y su forma "boca abajo" también facilita un completo aprovechamiento del producto y una fácil y llamativa exhibición.



Fig.1.5. Tubo flexible de polietileno

1.7.9.2 FABRICACIÓN

Los tubos colapsibles pueden fabricarse con un largo de manga desde 45 mm hasta 200 mm o más, dependiendo de las necesidades de estética o envasado del producto que se empaquetará.

En cuanto a los orificios dosificadores se presentan 4 alternativas dependiendo de la densidad del producto envasado en el tubo. De 1.5 mm, 3.0 mm, 5.0 mm y 9.0 mm.

Adicionalmente se ofrecen tubos con presentaciones especiales para la dosificación del producto:

- **Con punta oftálmica**

Que permite una dosificación más exacta y es utilizada para materiales menos densos o que requieren dosis mínimas

- **Con cabeza twist off**

Para productos que sólo se utilizarán una vez, como los tratamientos capilares de consistencia aceitosa

- **Tubos con sub-tapa aplicadora**

Para no tocar con los dedos ni las manos, el producto envasado, ideales para cremas, desodorantes, etc.

Los tubos colapsibles pueden pigmentarse en una gran variedad de tonalidades y su cuerpo puede imprimirse hasta cuatro colores y en forma circular continua.

En los tubos con diámetro de 30 mm en adelante se pueden combinar el hombro de un color y el cuerpo del tubo en otro color.

1.7.9.3 APLICACIONES

Es ampliamente utilizado por la industria cosmética para el envasado de cremas, geles y jabones líquidos; por la industria farmacéutica para empaquetar algunas clases de ungüentos; por la industria química para envasar algunas emulsiones, y por la industria alimenticia, para empaquetar ciertos productos de consistencia semilíquida, especialmente algunas golosinas.

1.8 LA DOSIFICACIÓN

1.8.1 INTRODUCCIÓN

En todo este tipo de industrias se trata de optimizar los procesos de dosificado, por lo que la ingeniería se ha visto en la necesidad de diseñar máquinas o dispositivos que nos permitan realizar esta tarea de una forma más rápida, segura y salubre.

1.8.2 IMPORTANCIA

La dosificación, toma mucha importancia dentro de la industria, como es en:

- Alimentación,
- farmacéutica,
- de perfumería,
- química,
- cosméticos, etc.

1.8.3 DEFINICIÓN

Se llama dosificadora o llenadora al equipo que se utiliza para introducir un líquido, sólido o gas en un recipiente. La llenadora de líquidos, se clasifica de acuerdo al flujo-grama mostrado en la Fig.1. 6.

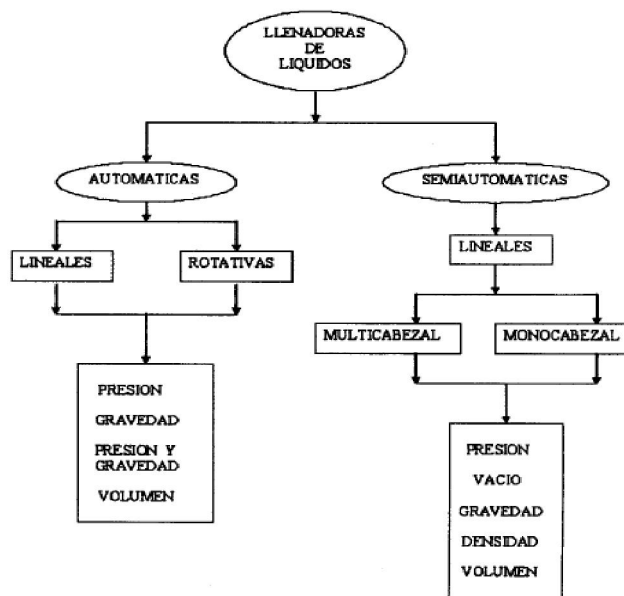


Fig. 1.6. Clasificación de las llenadoras de líquidos

1.8.4 TIPOS DE LLENADORAS

1.8.4.1 LLENADORAS AUTOMÁTICAS Y SEMIAUTOMÁTICAS

i. LLENADORAS AUTOMÁTICAS

Son aquellas que realizan el trabajo de llenado del producto sin que en su realización intervenga el operador, es decir controlan tiempo de posicionamiento del envase, la cantidad del líquido utilizado, apertura o cierre de válvulas, etc. Estas llenadoras se subdividen en:

- Llenadoras rotativas y,
- Llenadoras lineales. Ver *Fig. 1.7* y *Fig.1.8*.

ii. LLENADORAS SEMIAUTOMÁTICAS

Son aquellas en las que el accionamiento de algún elemento del trabajo de envasado se realiza manualmente por un operador. Estas llenadoras son por lo general del tipo lineal.

iii. LLENADORAS ROTATIVAS

Son aquellas en las que la alimentación de envases, las válvulas de llenado y la operación de envasado se lo realizan en un sistema tipo carrusel; para lo cual se utiliza un sistema de estrellas de alimentación y salida de envases las cuales van sincronizadas al tanque porta-válvulas de llenado.

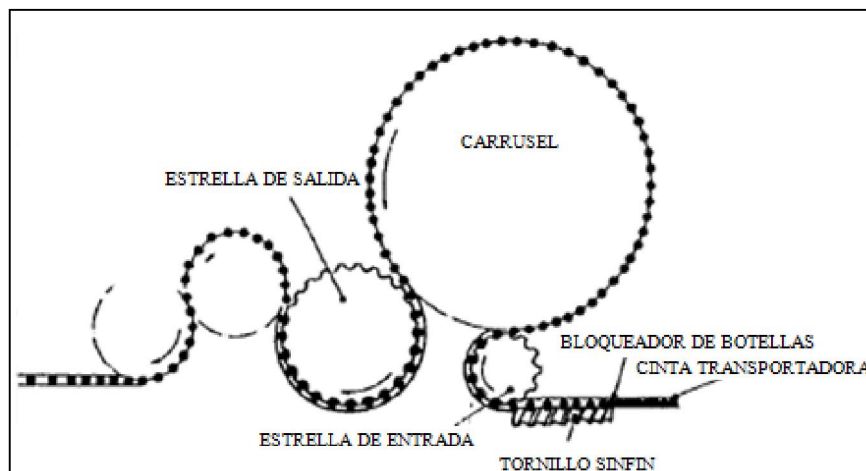


Fig.1.7. Esquema de máquina llenadora rotativa

iv. LLENADORAS LINEALES

Son aquellas en las que la válvula de llenado se posiciona sobre la botella, generando una fuerza de compresión en la cabeza de la botella, este sistema se conoce como transportador posicionador el cual debe de estar perfectamente alineado.

La alimentación o el accionamiento del cabezal de llenado es manual en el caso de llenadoras semiautomáticas. Y la alimentación y operación del cabezal de llenado es automático cuando la operación es controlada por un PLC o por sistemas de control electro-neumáticos o electro-mecánicos.

Las llenadoras Lineales pueden ser de dos tipos:

MONOCABEZAL.- Es aquella que posee una sola válvula de llenado.

MULTICABEZAL.- Son aquellas en las que el cabezal posee más de una válvula de llenado.

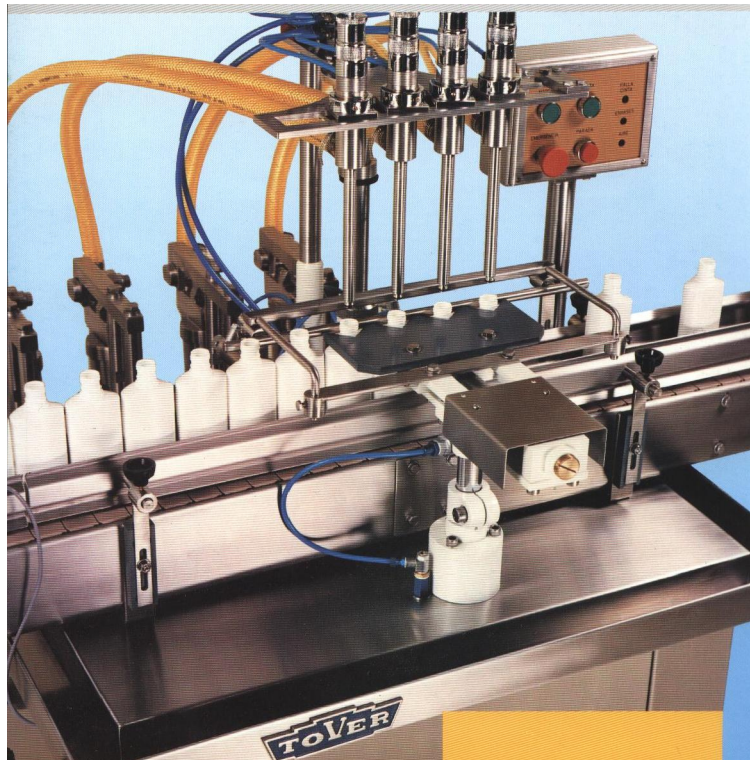


Fig. 1.8. Esquema de máquina llenadora lineal multicabezal

Con relación al producto que se va a manejar en la operación de envasado, las llenadoras lineales pueden ser:

- Lineales por Gravedad,
- Lineales de Gas Carbónico,
- Lineales de Vacío y,
- Lineales por Volumen.

Todas estas formas de llenado van a ser desarrolladas en el punto 1.8.5 (LLENADO)

1.8.5 LLENADO

La forma del dosificado o llenado depende mucho del tipo de producto que se desea implementar en el mercado, de manera que la forma de llenado se puede dividir en los siguientes grupos que vamos a definir.

1.8.5.1 CLASIFICACIÓN DE GRUPOS DE LLENADO

- **Llenado por gravedad:** Este se produce por la diferencia de presiones entre la tubería que va del tanque principal del líquido hasta la válvula de llenado, sin que exista empuje mecánico, ni gaseoso del líquido que escapa.

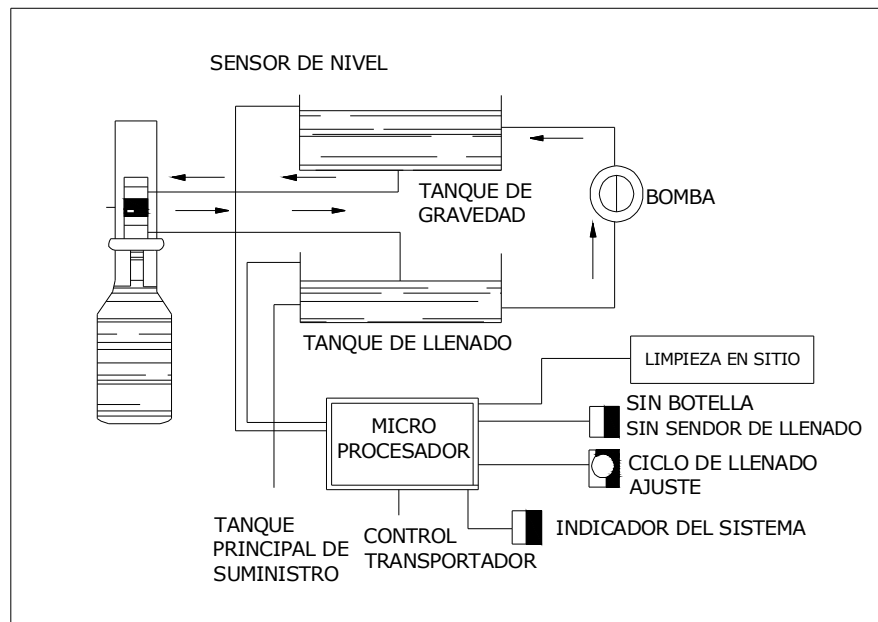


Fig. 1.9. Esquema de llenado por Gravedad

- **Llenado por gas carbónico (CO₂):** La utilización de CO₂ en los líquidos produce efervescencia en los mismos y a estas bebidas se las conoce como bebidas carbonatadas. Las válvulas que operan en este tipo de llenado son muy elaboradas pues generalmente se busca que exista un equilibrio en el tanque de llenado.

Este equilibrio se da entre el líquido y el gas carbónico de modo que cuando esto ocurre se produce la salida del líquido por la válvula. En este tipo de válvulas son muy especiales el uso del CO₂, produce un aumento en la velocidad de llenado.

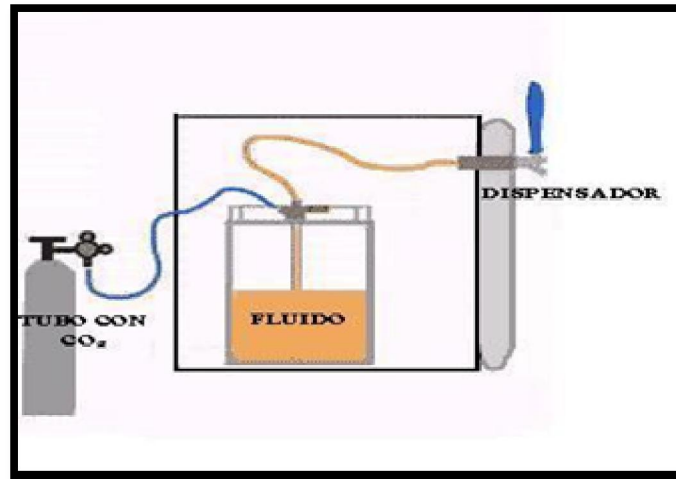


Fig. 1.10. Esquema de llenado por Gas Carbónico

- **Llenado por vacío:** Para este fin se usa una bomba de vacío la cual crea una diferencia de presiones entre la válvula de llenado, la botella y el líquido entrante; de esta operación se produce un vaciado del líquido al pasar por la válvula.

- **Llenado volumétrico :** El llenado volumétrico se da cuando las válvulas de llenado están compuestas por un actuador neumático, el mismo que a través de una válvula de retención en una posición absorben la cantidad necesaria de líquido para llenar al botella y en otra posición del actuador expulsa el líquido a través de una válvula al envase o recipiente.

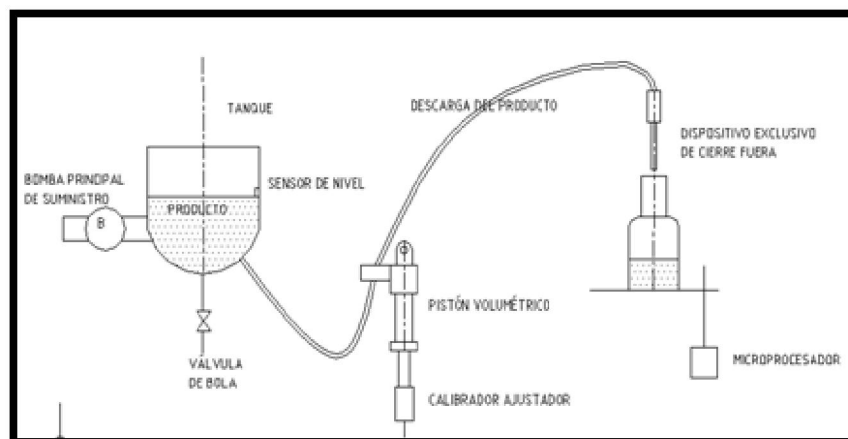


Fig. 1.11. Esquema de llenado Volumétrico

1.9 ADHESIÓN Y SOLDADURA DE LOS PLÁSTICOS

En este subcapítulo se estudia los factores importantes que inciden cuando se requiere unir las superficies de los plásticos para lograr determinar el sistema más aconsejable para sellado de los tubos de polietileno colapsible.

1.9.1 ADHESIÓN DE LOS PLÁSTICOS

La mayor parte de los adhesivos de uso actual están constituidos por una base de material sintético, estos están desplazando a la cola fuerte o cola de huesos y el engrudo para papel que se usaba en la antigüedad hasta el apareamiento de las dispersiones sintéticas. Por su parte en los metales las uniones por adhesión substituyen a los remaches incluso hasta soportan grandes esfuerzos.

Por ello es necesario realizarse uniones entre plásticos por adhesión cuando las uniones atornilladas o remachas estén descartadas.

Naturalmente no todos los plásticos pueden pegarse con cualquier otro plástico por lo que se basa al comportamiento de materiales a unirse como por ejemplo el comportamiento del material a la temperatura o su resistencia química.

1.9.2 SOLDADURA DE LOS PLÁSTICOS

La soldadura es un método de unión solo utilizable con los termoplásticos, puesto que los termoestables no pueden fundirse después de endurecidos. Con respecto a los primeros existe una gama de posibilidades siempre que su intervalo de fusión no esté demasiado próximo al punto de descomposición.

1.9.2.1 DEFINICIÓN.

Se entiende por soldadura a la unión de dos piezas de un mismo plástico o dos plásticos parecidos por la acción de calor y presión. Estas superficies de unión son llamadas también uniones soldadas las cuales deben llevarse a un estado termoplástico por fusión para luego al aplicarse la presión se deja enfriar hasta que la unión quede estable.

1.9.2.2 PROCESOS DE SOLDADURA⁹

En el proceso soldadura para la mayoría de los plásticos comprende 5 etapas.

⁹ TECNOLOGÍA DE LA FABRICACIÓN, R.L. Thimings, México 2001, 1ra edición, Pág. 171-188.

1. Limpieza de las superficies.
2. Calentamiento de las superficies.
3. Aplicación de presión.
4. Enfriamiento bajo presión.
5. Operaciones de acabado de la superficie soldada.

Cuando se requiere soldar dos termoplásticos distintos estos materiales deben tener intervalos de temperatura de fusión similares y una viscosidad parecida al fundirse.

a) Soldadura por fusión y conducción de calor

El calor se transmite a las superficies de unión mediante una herramienta normalmente metálica calentado eléctricamente.

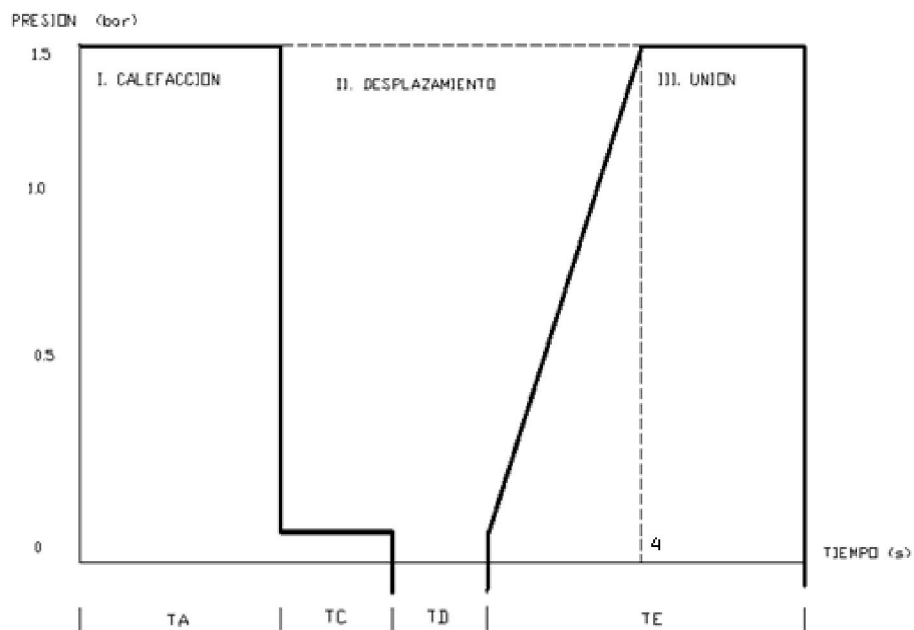


Fig. 1.12. Desarrollo de la soldadura a tope con herramienta caliente

Donde:

TA: tiempo de ajuste en el cual las dos superficies a unirse se empiezan a fundir. Una presión de 1.5 bar actúa hasta que en la región de unión de cada superficie se forma una almohadilla de material fundido.

TC: tiempo de calentamiento, las superficies son calentadas con una herramienta caliente a presión por contacto.

TD: tiempo de desplazamiento durante la cual la herramienta caliente debe retirarse lo más pronto posible.

TE: tiempo de enfriamiento durante finalmente las superficies a unir se presionan una contra la otra, a medida que se van enfriando aumenta la presión. A partir del punto 4, se mantiene a una presión constante hasta que las superficies de la zona de fusión queden solidas.

b) SOLDADURA TÉRMICA CON MATERIAL DE APORTACIÓN Y GAS CALIENTE

Este procedimiento se utiliza solamente para llevar a cabo la unión en materiales termoplásticos, donde se sirve de un hilo o varilla para soldar.

El soplete para soldar se encuentra en este caso en el interior del serpentín, en el que se calienta aire comprimido por medio de una llama de gas o dispositivo eléctrico. El chorro de aire se dirige hacia la costura preparada junto con la varilla con el objeto que el material base se funda junto con el hilo.

La solidez de estas soldaduras no llega a alcanzar las propiedades del material base.

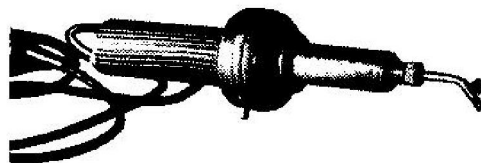


Fig.1.13. Soplete para soldar por calentado eléctricamente

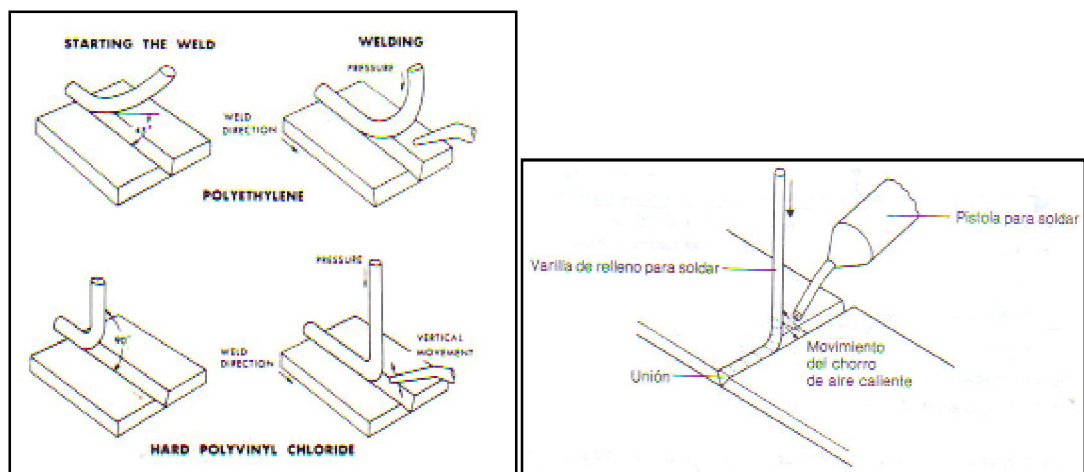


Fig. 1.14. Posiciones de soldadura

c) SOLDADURA POR FRICCIÓN

Cuando se frotran entre sí dos superficies sin aplicar entre ellas un lubricante, dicha fricción se transforma en una conversión de la energía mecánica aplicada en energía térmica en la entre-cara.

Esto se utiliza en la soldadura por fricción, haciendo girar un componente contra otro componente estacionario hasta que las caras alcanzan una temperatura adecuada para quedar soldadas. En este momento cesa la rotación y aumenta la presión axial para que tenga lugar la soldadura.

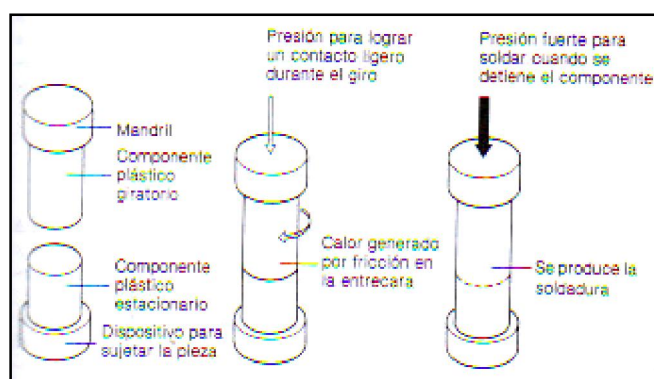


Fig.1.15. Procedimiento para la soldadura por fricción

d) SOLDADURA POR INDUCCIÓN

Como los plásticos son aislantes, resulta extraña la posibilidad de utilizar el calentamiento por inducción eléctrica para la soldadura; por lo que para lograr la unión se sitúa un anillo de lamina metálica en la unión y una bobina de inducción a su alrededor (Fig16.). Luego se hace pasar una corriente de alta frecuencia por la bobina, induciendo a que la corriente vaya al anillo. El anillo de calienta y ablanda las caras de la unión para después aplicar una presión y lograr la soldadura.

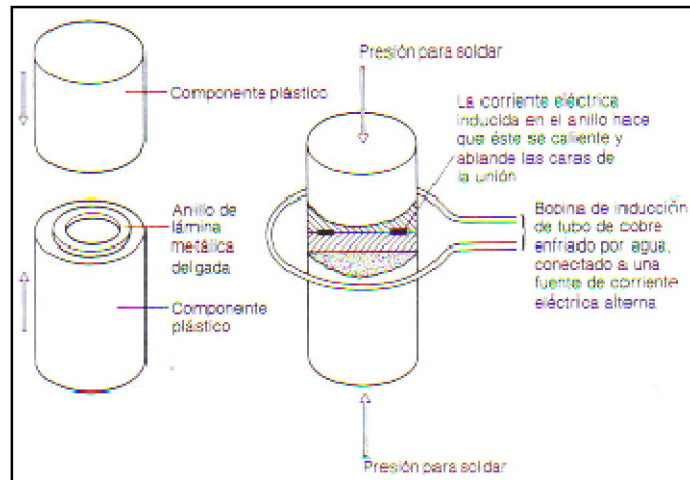


Fig. 1.16. Soldadura por inducción

e) SOLDADURA POR ULTRASONIDO

Las técnicas ultrasónicas inducen calor en la unión por fricción ya que las superficies vibran entre si con gran rapidez por la acción de fricciones internas. Ocurre en estado sólido y produce la unión soldada mediante un aparato que provoca una aplicación local de oscilación mecánica o energía vibratoria de alta frecuencia al tiempo que las piezas se van juntando bajo presión. Esta energía vibratoria va desde frecuencias de 15 Hz hasta 40 Hz según la aplicación.

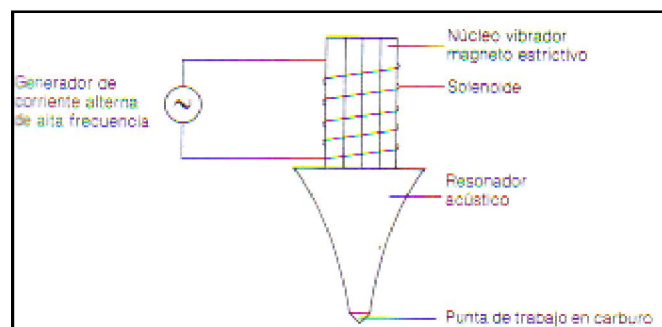


Fig. 1.17. Herramienta ultrasónica

f) SOLDADURA DIELECTRICA

En este proceso se aprovecha las propiedades dieléctricas de los polímeros. El plástico a unir forma el dieléctrico de un capacitor situado entre dos electrodos a la cual se aplica una corriente alterna de alta frecuencia de aproximadamente 30×10^6 Hz, y el plástico comienza a calentarse desde su interior. Cuando llega a la

temperatura deseada se interrumpe la corriente y los electrodos aplican la presión requerida para la unión.

La soldadura dieléctrica se utiliza en materiales que tengan propiedades eléctricas adecuadas. Los materiales plásticos que no cumplen con estos requisitos y por ende no utilizan este método son:

Polietileno (PE), Polipropileno (PP), Policarbonato (PC), Politetrafluoroetileno (teflón) (PTFE), Poliestireno (PS).

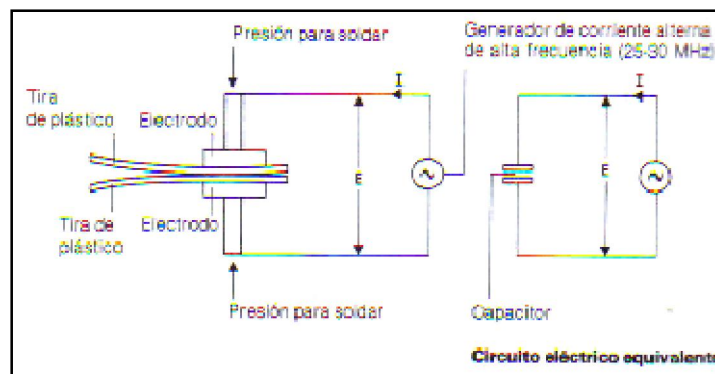


Fig.1.18. Soldadura dieléctrica

1.10. MÁQUINAS PARA ENVASADO Y SELLADO DE COSMÉTICOS

1.10.1 INTRODUCCIÓN

La industria cosmética actual se ha convertido en una de las más competitivas a nivel mundial. Países como Francia, Estados Unidos, Inglaterra, Suiza entre otros, se han caracterizado por poseer grandes empresas dedicadas a la manufacturación de productos de uso humano con lo que concierne a productos para cuidado personal y la salud.

Estas empresas necesariamente tendrán en sus plantas de producción maquinaria acorde a su labor, las cuales deberán ser efectivas, fáciles de maniobrar, económicamente accesibles, etc.

1.10.2. MÁQUINAS LLENADORAS DE COSMÉTICOS EN TUBOS

a) Máquina selladora de tubos flexibles plásticos



Fig. 1.19. Selladora de tubos lineal

✓ Características de la selladora de tubos manual

Múltiples usos y aplicaciones en sectores diversos como farmacéutico, de aseo, etc. En donde se requiere envasar y presentar el producto en tubos plásticos.

Los productos típicos son: cosméticos, bronceadores, pomadas, ungüentos, cremas.

Los tubos colapsibles generalmente utilizados son los de PVC, laminados, polietilenos o polipropilenos.

Su accionamiento es por pedal neumático.

b) Máquina llenadora y selladora de tubos flexibles metálicos

Estas se usan principalmente para el llenado fijo y sellado de tubos flexibles metálicos. La máquina cuenta con estaciones de trabajo, funciones de auto-inspección, plegado triple o cuádruple bidireccional e impresión de códigos, etc.



Fig. 1.20. Máquina para llenar tubos metálicos

c) Máquina llenadora-selladora de gel y cremas

La máquina llenadora-selladora de gel y cremas es una máquina integrada con funciones de medición, llenado, sellado y acabado, y especialmente diseñada para las fábricas de pegamentos llenados en los tubos flexibles metálicos.

✓ Características

1. Forma de llenado de pistón, alta precisión (regulable), error pequeño de medición.
2. Tecnología de llenado de nitrógeno, sin fenómeno de solidificación durante el proceso de conservación y llenado de materiales.
3. Adopta piezas neumáticas.



Fig. 1.21. Llenadora de geles y cremas

d) Máquina Dosificadora Selladora

Máquina dosificadora selladora para envasar productos líquidos y pastosos, en fundas prefabricadas o envases rígidos de plástico o vidrio, por sistema volumétrico y que incorpora un conjunto de sellado con mordazas dentadas de temperatura constante. Permite envasar mermeladas, salsas, pastas de maní o ajo, yogurt, condimentos, miel, manjar, shampoo, rinse, gel, cremas cosméticas, etc.

✓ **Características**

- Alimentación del producto desde una tolva cónica con tapa y válvula de flotador (opcional), con aristas redondeadas y acabado sanitario.
- Permite envasar un envase a la vez.
- Dosificador volumétrico con regulación mecánica para controlar el volumen a envasar.
- Activación neumática por válvulas de pedal para accionamiento del dosificador y de la selladora.
- Fácil regulación de los soporte según la altura del envase y/o funda.
- Estructura fabricada en acero inoxidable A304, que garantiza una alta calidad y durabilidad, cumpliendo además con exigencias sanitarias para envasado.
- Boquilla intercambiable, según el diámetro del pico del envase.
- Control de temperatura digital con termocupla.
- Accionamiento neumático.



Fig.1. 22. Llenadora de cremas en tubos y frascos

CAPÍTULO II

2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo, el objetivo principal es determinar la mejor alternativa para el desarrollo del proyecto, analizando los dos sistemas principales, ponderando cada opción en tablas diseñadas para su evaluación y obtener la alternativa más sobresaliente.

2.2 ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DEL DOSIFICADO

2.2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El objeto de realizar el diseño de una máquina dosificadora y llenadora de cremas cosméticas, surge de la necesidad que tiene las empresas encargadas de realizar dicho producto ya que actualmente el 15% de productos cosméticos son de fabricación nacional, y un 5% solo se envasa en el país, estos porcentajes no se incrementan, debido a que nuestra industria de cosméticos no mejora su tecnología, a causa de los procesos de producción, siendo difícil enfrentar al competidor que importa dichos productos, a menor costo.

2.2.2 SITUACIÓN ACTUAL

La situación actual de las empresas dedicadas a realizar esta actividad que hoy en día se debate en nuestro país son:

- En la microempresa la producción artesanal de cremas cosméticas, es aproximadamente 800 envases de cremas por día.
- La forma artesanal de elaborar las cremas cosméticas no permite un proceso continuo, desde el mezclado hasta la dosificación.
- Los procesos de dosificado y sellado de cremas cosméticas realizados en forma artesanal o manual, involucran pérdida de tiempo, disminuyendo de esta forma, la eficiencia del sistema.
- La operación manual de los procesos de dosificado y sellado, pueden contaminar la mezcla, debido a diversos factores, por lo que afecta la salubridad del producto final.

- La demora en el proceso de fabricación de las cremas cosméticas, repercute en la poca producción de las mismas, provocando directamente una considerable disminución de los ingresos económicos.

2.2.3 SITUACIÓN FUTURA

Con la ayuda de la máquina para mezclar y dosificar cremas cosméticas, se tendrá:

- Mayor capacidad de producción de cremas cosméticas.
- Continuidad en el proceso de: carga, mezclado y dosificado de las cremas cosméticas, sin ninguna interrupción. Proporcionando de esta forma eficiencia al proceso, así como también mayor salubridad en el producto final.
- Homogeneidad en la crema.
- Una mayor producción en menor tiempo.

2.2.4 PARÁMETROS DE DISEÑO

Se debe dirigir este proyecto a satisfacer una necesidad, esto es la Dosificación de cremas cosméticas consecuentemente el sellado del tubo colapsible, con un envasado rápido y salubre.

Para lograr cumplir con este objetivo, se debe analizar los siguientes parámetros:

- Sistema de Dosificación: Volumétrico
- Sistema Motriz: Mecánico
- Sistema Accionamiento: Eléctrico y Neumático
- Sistema de Sellado: Por Fusión (Termo-sellado)
- Producto a Dosificar: Cremas Cosméticas
- Producción Aproximada: 15 tubos por minuto, entre 30 a 250 gramos

2.2.5 DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVAS

Una vez expuesto los parámetros de diseño, se indica a continuación el desarrollo de cada alternativa propuesta para esta selección

Para la selección del sistema, se realizará un análisis entre todas las alternativas planteadas, eligiendo la alternativa que permita obtener la mejor calidad de dosificación a un menor costo.

2.2.6 ALTERNATIVA 1: DOSIFICACIÓN POR BOMBEO CON ACCIONAMIENTO MANUAL

2.2.6.1 DESCRIPCIÓN

Es equivalente al efecto de un cilindro y su respectivo pistón en una bomba convencional o en un compresor que usa este principio, en el cual se introduce y se extrae el fluido de trabajo mediante la conveniente apertura y cierre de dos válvulas que permiten indistintamente el ingreso y salida del líquido a dosificar mientras el pistón realiza su recorrido en la carrera del cilindro.

La cantidad de volumen a dosificar se controla mediante la carrera del pistón, el cual dependerá de un accionamiento de un mecanismo de línea recta llamado “mecanismo de línea recta exacto de Scout-Russell¹⁰”.

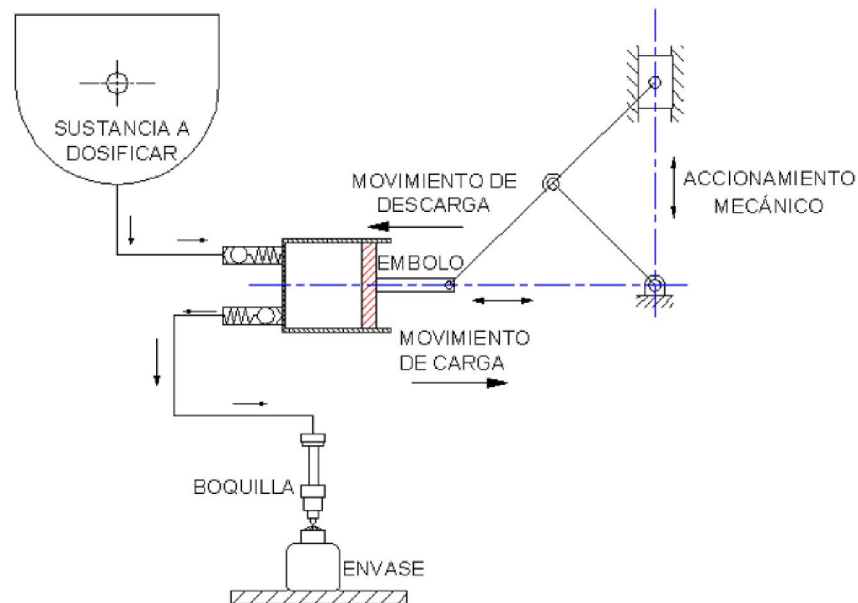


Fig. 2.1. Dosificación por Bombeo Mecánico

2.2.6.2 VENTAJAS

- En esta alternativa la máquina es relativamente controlada, la cual nos permite tener una dosificación puntual.
- Por ser un mecanismo manual y tal vez un poco obsoleto en comparación de los mecanismos automatizados, a parte no requiere muchos

¹⁰ Mecanismo donde las longitudes de los brazos son iguales, se asemeja a un triángulo isósceles, llamado también Sistema articulado isósceles.

componentes el sistema, en consecuencia tiene un bajo costo contrapuesto con los otros sistemas.

2.2.6.3 DESVENTAJAS

- En lo referente al mantenimiento las válvulas sufren un gran desgaste.
- Necesitaría de mucha lubricación en todas las piezas donde existe mucha fricción.
- La producción es muy baja, por ser un sistema totalmente mecánico y manual.

2.2.7 ALTERNATIVA 2: DOSIFICACIÓN CON SISTEMA NEUMÁTICO

2.2.7.1 DESCRIPCIÓN

Consta de una tolva de acero inoxidable donde se almacena el producto a dosificar este es absorbido mediante un cilindro neumático de doble efecto y almacenado en una cámara, con un volumen que depende de la carrera del cilindro y de la producción a cubrir.

El producto es expulsado mediante una cámara secundaria, que habilita y deshabilita, el ingreso de la crema cosmética por la tolva. Dicha operación actúa mediante un mecanismo rotatorio con un giro de 90°, accionado por un cilindro neumático de menor capacidad que el primero.

El producto es dirigido hacia los tubos colapsibles, que se encuentran soportados en el plato giratorio el cual permite posicionar a los tubos en las diferentes etapas como son:

- Colocación del tubo colapsible,
- Dosificación del producto,
- Sellado, y
- Expulsión.

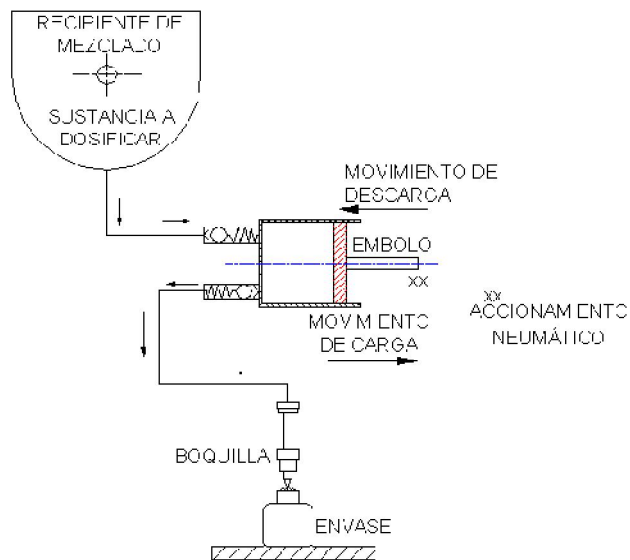


Fig. 2.2. Dosificadora con sistema neumático

2.2.7.2 VENTAJAS

- En una alternativa donde la máquina es muy completa la cual nos permite tener una dosificación exacta y un volumen de producción bastante considerable
- Permite obtener una producción muy alta y es completamente automática y no habrá la necesidad de que intervenga la mano de un operario.
- Su mantenimiento es relativamente sencillo, se debe cuidar que luego de cada jornada se limpien las partes en las que existe mayor contacto con el fluido de trabajo en este caso la crema cosmética, sobre todo con el cuidado de los empaques del sistema de dosificado.
- En cuanto al sistema eléctrico, este tiene un bajo costo por cuanto no ocupan elementos especiales.
- En consecuencia se tiene calidad a bajo costo.

2.2.7.3 DESVENTAJAS

- Los elementos como la camisa de dosificación, el plato giratorio y la tolva de almacenamiento debido a su acabado se debe dar énfasis a la estética y un ambiente salubre.

- Esta máquina, tiene una considerable cantidad de elementos, por lo que el diseño de esta máquina es muy complejo,
- Por ser una máquina neumática, se necesita un generador de aire comprimido y por ende un elevado costo por que se tiene que adquirir los accesorios neumáticos como los cilindros.

2.2.7.4 UTILIZACIÓN DE LA NEUMÁTICA EN EL SISTEMA

En este sistema se usa la neumática para el accionamiento del pistón que permite la dosificación tanto para cargar como para descargar la crema, este accionamientos se lo hace a través de un cilindro neumático. El cual proporciona una fuerza necesaria para producir el bombeo.

2.2.8 ALTERNATIVA 3: DOSIFICACIÓN POR GRAVEDAD

2.2.8.1 DESCRIPCIÓN

Cuando se aprovecha la gravedad para la dosificación de fluidos, los sistemas se simplifican grandemente, a tal punto de controlarse solo con el cierre y apertura de válvulas de paso que comunican el fluido hacia el recipiente a ser dosificado.

El principio general, se basa en que a partir del recipiente contenedor del fluido a dosificar, por medio de una llave de paso se hace llegar el fluido a otro recipiente que hace de dosificador, el cual tiene graduada las medidas de las cantidades a llenar, a partir de este, se hace pasar el líquido por medio de otra llave de paso, hacia el recipiente a ser llenado.

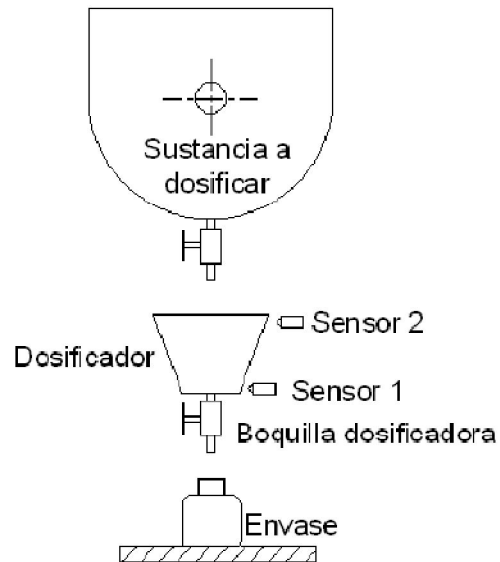


Fig. 2.3. Dosificadora con sistema de gravedad

2.2.8.2 VENTAJAS

- En este sistema no se necesita de dispositivos adicionales, a parte de una válvula de paso.
- Existe una mínima cantidad de elementos
- El costo se disminuye por la misma razón de reducción de elementos en el sistema

2.2.8.3 DESVENTAJAS

- No existe mucha precisión en el dosificado
- El dosificado se lo realizaría manualmente
- La capacidad de producción se vería disminuida notablemente en comparación a otros sistemas.
- El dosificado estaría restringido solo para ciertos tipos de productos, con viscosidad mínima.

2.3 ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DEL SELLADO

2.3.1 INTRODUCCIÓN AL ANÁLISIS DEL SELLADO

En el capítulo anterior se analizó el comportamiento de los diferentes materiales utilizados en la industria para almacenar sus productos así como los métodos más usuales en la soldadura de los materiales plásticos.

Es preciso conocer las características de los materiales empleados para el proceso de envasado, puesto que al elegir entre uno u otro tipo de material el comportamiento es distinto al someterlos a diferentes procesos de cambio, con el análisis de materiales en el capítulo primero y por los requerimientos del producto, se concluyó que un envase plástico de polietileno de baja densidad es el recomendado para así continuar con los estudios siguientes.

Una vez identificado el tipo de material a emplearse viene su respectivo sellado, por lo que en este capítulo se muestra las características de diferentes métodos utilizados en la unión de plásticos, analizando sus ventajas y desventajas de cada una, para en lo posterior llegar a elegir la opción o alternativa más acorde para el proceso de sellado.

2.3.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Muchas de las empresas existentes en el Ecuador proveen al mercado de productos en envases tales como: cremas, lociones, pastas dentales, etc. Muchas de ellas tienen distintas presentaciones.

Debido a que muchas de las máquinas que poseen estas empresas tienen ya muchos años de operación, por lo que sus procesos siguen siendo los mismos a los de antes, tal es el caso de los tubos metálicos de aluminio en los que se presentan algunas pastas dentales o medicamentos en crema.

El principio de estos mecanismos es el de realizar varios dobleces en la zona de sellado para luego aplicarse una presión sobre esta, y así tener un cierre perfecto.

A partir de 1992 en la industria ecuatoriana se sustituyó el uso de estos tubos metálicos por plásticos, por lo que estas industrias se vieron obligadas a adquirir nueva maquinaria o a su vez adaptar el proceso de cerrado de tubos plásticos a sus

máquinas con procesos no muy efectivos y es la razón para diseñar nuevos sistemas de sellado.

2.3.3 CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN

Estas consideraciones son tomadas de acuerdo a las exigencias que debe presentar la máquina para que su operación se dé sin problema alguno tanto para la empresa que la posea como para el operario.

Los parámetros y limitaciones que se detallan a continuación parten de los requerimientos planteados en los objetivos del diseño de la máquina y de la disponibilidad económica del mercado.

2.3.4 PARÁMETROS TÉCNICOS DE DISEÑO

- El proceso es semiautomático puesto que la colocación del tubo se lo hará de manera manual.
- El tiempo de sellado debe cubrir los 15 tubos por minuto.
- El material a sellarse son tubos laminados de polietileno de baja densidad.
- La máquina deberá tener una larga vida útil por lo que se diseñara los materiales por fatiga.
- Dimensiones variables de los envases o tubos colapsibles.

2.3.5 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

- El material que está en contacto directo con cualquier parte del producto o su envase deberá ser de acero inoxidable, tomando en cuenta también que podría utilizar otros materiales según sea necesario.
- Se debe garantizar la salubridad en los equipos.
- Fácil manejo, montaje y mantenimiento.
- La máquina debe tener un peso relativamente bajo para una fácil maniobrabilidad.
- Las dimensiones generales de la máquina deberán ser dadas en base a la contextura física promedio de un operario o a medidas estandarizadas internacionalmente.

2.3.6 PARÁMETROS ECONÓMICOS

- El costo deberá ser el menor posible puesto que la máquina tiene que competir con el mercado internacional, y sin perder sus características.
- La construcción de las partes tendrá que ser en máquinas herramientas comunes, torno fresadora y con soldadura especial (GTAW *Gas Tungsten Arc Welding*).
- La materia prima empleada debe ser la necesaria considerando los criterios de selección según la importancia.

2.3.7 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Previo al diseño del sistema de sellado se plantean algunas alternativas las cuales deberán solucionar de la mejor manera el problema planteado y así seleccionar la opción más adecuada.

El estudio de estas alternativas se lo realiza enfocándose a los requerimientos señalados lo que implica un correcto uso del criterio de selección.

Para el termosoldado de láminas de polietileno se han planteando tres métodos los cuales se detallan a continuación:

2.3.8 ALTERNATIVA 1: SELLADO POR CONDUCCIÓN DE CALOR MEDIANTE MORDAZAS METÁLICAS

Este proceso utiliza mordazas metálicas las cuales al ser calentadas y posteriormente llevadas al contacto con la zona de sellado del tubo de polietileno, provoca que el plástico llegue a la temperatura de fusión lo que provoca un ablandamiento del material para lograr la soldadura.

Luego de haber calentado al material viene la etapa de aplicación de presión mediante mordazas similares a las anteriores con la diferencia de que estas cumplen la función de enfriar y conseguir que la junta quede perfectamente soldada. Esta presión es lo suficiente para expulsar las burbujas o imprimir bajo relieve los códigos que suele presentar los envases.

2.3.8.1 DESCRIPCIÓN

Las mordazas están provistas de resistencia eléctrica las cuales calientan al metal hasta llegar a una temperatura deseada, estas pueden ser de cinta, de placa, de cartucho o de alambre.

El control del temperatura está dado por una termocupla que detecta las variaciones.

Durante la aplicación de presión con las otras mordazas, estas incorporan un sistema de enfriamiento por medio de conductos para evitar un calentamiento no deseado por medio de flujo de agua.

A su vez se requiere un control del caudal del flujo.

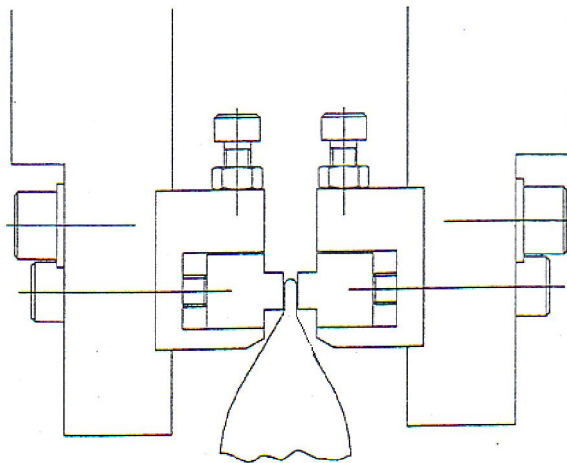


Fig.2.4. Sellado de tubos por conducción de calor y mordazas

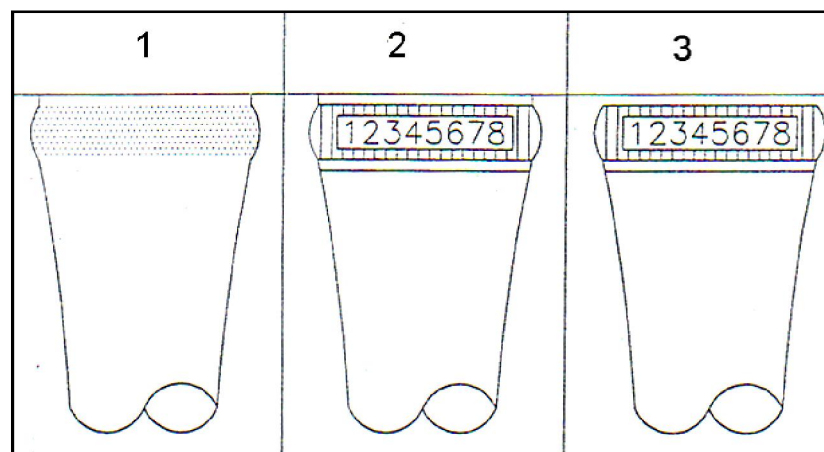


Fig.2.5. Etapas de sellado (1. Calentamiento; 2. Sellado y enfriamiento bajo presión; 3. Eliminación de sobrantes)

2.3.8.2 VENTAJAS

- El sistema es de fácil construcción por ser un sistema mecánico sencillo.
- El costo del sistema es relativamente bajo pues no consta de muchos elementos.
- No requiere de equipos o sistemas adicionales.
- El aprovechamiento del calor suministrado es mayor puesto que se lo realiza por conducción térmica.

2.3.8.3 DESVENTAJAS

- Un elevado consumo de energía eléctrica por el uso de las resistencias.
- Se puede producir el deterioro del material por fatiga térmica.
- Se requiere reajustar las condiciones de trabajo al tener plásticos de diferente espesor.

2.3.9 ALTERNATIVA 2: SELLADO POR CONVECCIÓN DE CALOR O AIRE CALIENTE

Este dispositivo consta de dos estaciones o etapas:

1. Calentamiento de la zona a soldar por medio de una fuente de aire caliente el cual es suministrado por una cámara.
2. Enfriamiento de la junta soldada bajo presión por mordazas metálicas.

2.3.9.1 DESCRIPCIÓN

El proceso es muy parecido al de conducción de calor de la alternativa 1, con la diferencia de que aquí se utiliza aire caliente para llevar a los bordes del tubo a una temperatura de fusión por convección natural de calor que permita el sellado.

Esta cámara de calefacción está dotada por resistencias eléctricas que se localizan dentro de la cámara lo permite un flujo constante de calor en las paredes del tubo desde su interior.

Como complemento esta el sellado por presión con mordazas frías que de igual manera están provistas de un sistema de refrigeración para evitar el calentamiento.

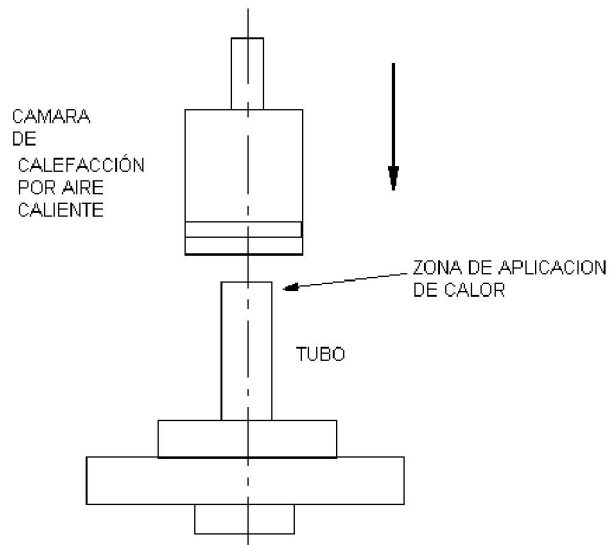


Fig.2.6. Esquema de soldadura por aire caliente

2.3.9.2 VENTAJAS

- Existe estabilidad en el flujo de calor.
- Evita la deformación del material plástico al no existir contacto entre superficies en la etapa de calentamiento.
- Produce un sellado seguro y hermético.

2.3.9.3 DESVENTAJAS

- Requiere de un sistema aparte para llevar a la fusión del tubo de polietileno.
- Se requiere mayor potencia eléctrica en las resistencias ya que es más difícil calentar el aire alrededor del tubo en el sellado.
- Consumo de energía eléctrica por los ciclos de operación.

2.3.10 ALTERNATIVA 3: SELLADO POR ULTRASONIDO

Esta técnica de ultrasonido es utilizada como generadora de calor por medio de un aparato que provoca una energía vibratoria de alta frecuencia en el plástico, lo que atrae que los materiales se fundan para luego unirlos por la presión.

2.3.10.1 DESCRIPCIÓN

Para conseguir las fricciones internas requeridas en el material se utiliza un convertidor de frecuencia y un transductor los cuales son acopladas a la máquina y realizar el sellado.

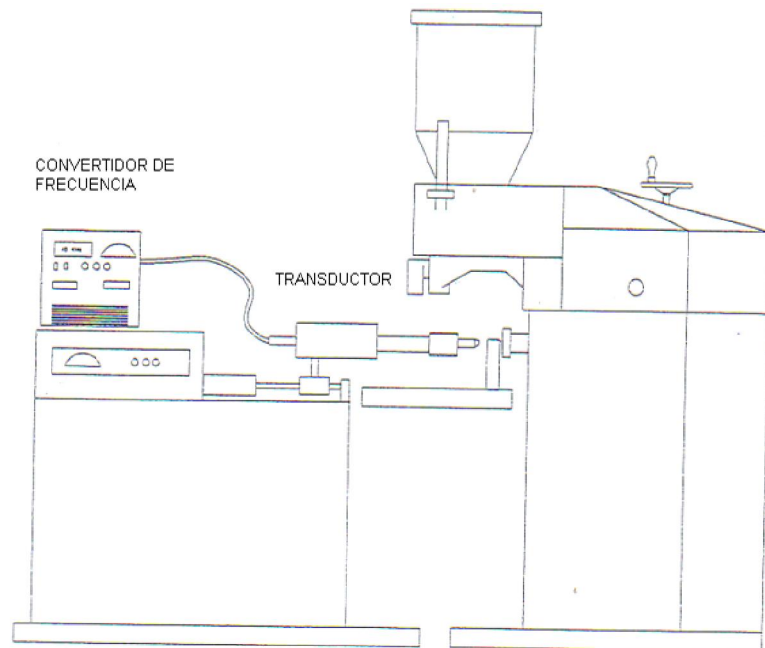


Fig.2.7. Esquema de sellado por ultrasonido

2.3.10.3 VENTAJAS

- Sellado de mayor calidad por los equipos utilizados.
- Bajo consumo de energía eléctrica debido a que utiliza corriente alterna en espacios cortos de tiempo.
- Se puede utilizar para sellar otros tipos de materiales.
- Este sellado no afecta a las propiedades y características del producto.

2.3.10.4 DESVENTAJAS

- Costo elevado puesto que se requiere tener otros equipos adicionales.
- En caso de averías es necesario traer los repuestos del exterior por ser una tecnología especial lo que atrae costos por transportación y aduanas.
- La necesidad de capacitar al operario para la puesta en marcha de la máquina.

2.3.11 ALTERNATIVA 4: SELLADO POR INDUCCIÓN ELÉCTRICA

El sellado por inducción eléctrica para los plásticos utiliza una técnica en particular y singular.

Puesto que los plásticos son aislantes eléctricos resulta contradictorio utilizar este principio para la solución del problema señalado y es por esto que se detallan las características de esta alternativa.

2.3.11.1 DESCRIPCIÓN

La alternativa establecida requiere de una fuente de generación de corriente alterna de alta frecuencia por una bobina y una lámina delgada de metal que se coloca en la mitad de la zona de sellado del tubo.

Luego se ubica la bobina alrededor de la parte a soldar induciendo a que la corriente vaya hacia la lámina y por el campo magnético generado, ésta se calienta juntamente con el plástico provocando el ablandamiento de las caras, y por último el sellado aplicando la presión de las mordazas frías.

Como es obvio la lámina queda situada al interior de la junta.

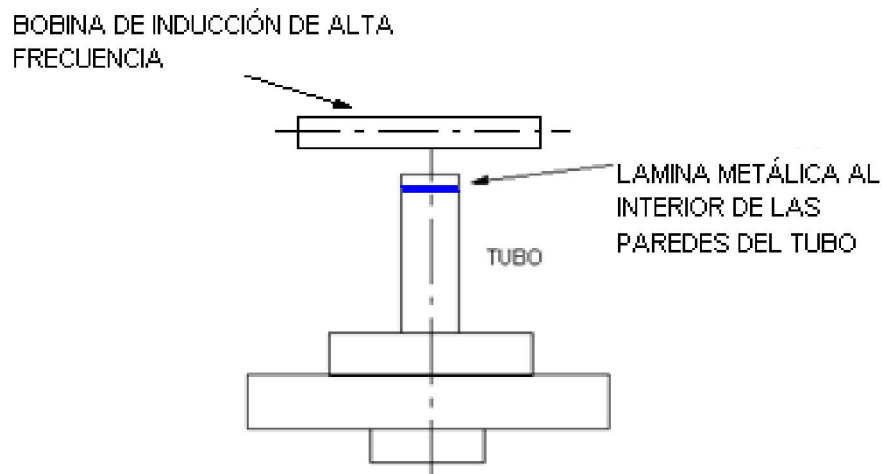


Fig.2.8. Soldadura por inducción eléctrica

2.3.11.2 VENTAJAS

- Garantía de hermeticidad y calidad de sellado debido a la unión entre el plástico y lamina situada dentro de la junta.
- Relativo bajo costo por energía eléctrica.

2.3.11.3 DESVENTAJAS

- Podría existir una contaminación del producto si la lamina no queda totalmente dentro de la junta soldada.
- Costos altos en los equipos.
- Pérdida de tiempo en el proceso por la colocación de la lámina metálica.

2.4 FACTORES DE COMPARACIÓN Y SELECCIÓN

Para seleccionar la alternativa que mejor se acople al objetivo, se toma en cuenta las ventajas y desventajas de todas las opciones descritas así como otros factores igual de importantes para luego elaborar una tabla.

Estos factores tienen un grado de ponderación por la importancia en sistema de sellado por lo que es necesario distinguir el peso que poseen cada una de ellas y realizar una evaluación numérica que servirá de base en lo posterior para la toma de decisiones.

2.4.1 FACTORES DE COMPARACIÓN

Para elegir la alternativa más adecuada se debe realizar un análisis de cada uno de los factores que se detallan a continuación:

i. Disponibilidad de elementos

Al momento de fabricar el sistema más adecuado se toma en cuenta la disponibilidad o la facilidad de adquisición en el mercado nacional puesto que lo importante es el abaratar costos por importación si fuese necesario.

ii. Duración o vida útil

Garantizar un buen desempeño del sistema, es otro factor pues se requiere un mínimo mantenimiento y una conservación de los materiales por un largo tiempo de operación.

iii. Costo de fabricación

Este es una parte primordial para la selección por optimización de recursos, ya que previamente se analizó que la máquina debería competir en precio y calidad con máquinas de construcción extranjera.

iv. Costo de operación

Este factor también es de gran importancia debido que los costos de operación deben ser bajos. Uno de estos factores es el consumo de energía ya que en nuestro país por las condiciones actuales el ahorro energético es de importancia.

v. Facilidad de construcción

El sistema que se selecciones debe ser de fácil construcción es decir utilizar máquinas convencionales comunes como, torno, fresadora y soldadura según los materiales a utilizarse.

vi. Facilidad de operación (montaje)

Se requiere también que sea de fácil operación en el montaje, desmontaje y puesta en marcha ya que el operario no debe cometer errores y entender fácilmente el modo del trabajo y por consiguiente evitar la capacitación especial adicional del operario.

vii. Eficiencia en el sellado

Es un factor de mucha relevancia que está dentro de las más importantes puesto que el tubo debe estar sellado herméticamente de un modo seguro y estéticamente agradable a la vista de las personas.

viii. Mantenimiento

El mantenimiento del dispositivo no debe presentar complejidad. La lubricación, limpieza y la adquisición de repuestos y accesorios se toman en cuenta al realizar el estudio de selección.

ix. Seguridad

Los dispositivos expuestos generan calor por lo que la seguridad con la máquina y el operario comprenden también un grado de importancia pues en la puesta en marcha del sistema la persona debe estar segura de lo que hace y por ende los resultados serán satisfactorios por la prevención de accidentes.

2.5 TABLA DE GRADOS DE PONDERACIÓN

Cada uno de los factores señalados tiene un peso o un grado de jerarquía por lo que se realiza un cuadro donde se expone el factor de ponderación en un rango de 0 a 1 para luego multiplicarlo por el valor que se le da a la alternativa.

Tabla.2.1. Cuadro de grados de ponderación de los factores

Factor de comparación	Grado o peso de ponderación
Disponibilidad de elementos	0.9
Duración o vida útil	0.9
Costo de fabricación	1
Costo de operación	0.9
Facilidad de construcción	0.8
Facilidad de operación (montaje)	0.7
Eficiencia en el sellado	1
Mantenimiento	0.8
Seguridad	0.9

Una vez determinados los grados de ponderación se procede a elaborar el cuadro de selección de alternativa que se lo realiza asignando un valor al factor de comparación el cual es dado según el criterio de selección en un rango de 0 a 10.

2.6 CUADRO DE EVALUACIÓN NUMERICA

2.6.1 EVALUACIÓN DOSIFICADO

Tabla.2.2. Cuadro de evaluación numérica de alternativas

FACTOR DE COMPARACIÓN	PESO	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3	
		VALOR	SUBTOTAL	VALOR	SUBTOTAL	VALOR	SUBTOTAL
Disponibilidad de elementos	0,9	8	7,2	9	8,1	9	8,1
Duración o vida útil	0,9	8	7,2	9	8,1	8	7,2
Costo de fabricación	1	7	7	9	9	7	7
Costo de Operación	0,9	8	7,2	9	8,1	7	6,3
Facilidad de Construcción	0,8	9	7,2	7	5,6	8	6,4
Facilidad de Operación	0,7	8	5,6	8	5,6	8	5,6
Eficiencia en el Dosificado	1	8	8	9	9	5	5
Mantenimiento	0,8	6	4,8	8	6,4	6	4,8
Seguridad	0,9	7	6,3	9	8,1	7	6,3
TOTAL			60,5		68		56,7

2.6.2 EVALUACIÓN SELLADO

Tabla 2.3. Cuadro de evaluación numérica de alternativas

FACTOR DE COMPARACIÓN	PESO	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3		ALTERNATIVA 4	
		VALOR	SUBTOTAL	VALOR	SUBTOTAL	VALOR	SOBTOTAL	VALOR	SOBTOTAL
Disponibilidad de elementos	0,9	9	8,1	7	6,3	7	6,3	7	6,3
Duración o vida útil	0,9	8	7,2	9	8,1	9	8,1	8	7,2
Costo de fabricación	1	9	9	7	7	5	5	7	7
Costo de operación	0,9	7	6,3	8	7,2	7	6,3	7	6,3
Facilidad de construcción	0,8	9	7,2	9	7,2	7	5,6	8	6,4
Facilidad de operación	0,7	9	6,3	8	5,6	8	5,6	8	5,6
Eficiencia en el sellado	1	8	8	8	8	10	10	9	9
Mantenimiento	0,8	8	6,4	7	5,6	8	6,4	8	6,4
Seguridad	0,9	8	7,2	8	7,2	9	8,1	8	7,2
TOTAL			65,7		62,2		61,4		61,4

2.7 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.7.1 DOSIFICADO

Conforme al cuadro mostrado en la Tabla 3. La mejor alternativa tomando en cuenta todos los factores de comparación es la alternativa 2, que corresponde al dosificado con sistema neumático.

2.7.2 SELLADO

En base al cuadro de evaluación numérica de alternativas detallado en la tabla se concluye que la alternativa más conveniente para realizar el diseño es la número 1, que corresponde al sistema de sellado por conducción de calor mediante mordazas metálicas.

CAPÍTULO III

3. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA

3.1 INTRODUCCIÓN

Previo al capítulo de diseño de los elementos de la máquina es de mucha importancia conocer las piezas que la conforman y la función que desempeñan cada una de ellas, con el fin de cumplir con los requerimientos del proceso de envasado de las cremas cosméticas.

En este capítulo se muestra el esquema simplificado de los elementos constitutivos de la máquina, tanto en su sistema generador del movimiento motriz y los elementos que forman parte de las alternativas seleccionadas.

3.2 GENERALIDADES

La máquina dosificadora y selladora de cremas cosméticas consta de tres partes o conjuntos principales que son:

- El sistema motriz generador de movimiento.
- El Sistema de sellado de tubos de polietileno.
- El Sistema de dosificación del producto.

Estos conjuntos a su vez están constituidos por otros elementos, los cuales por su importancia serán analizados individualmente.

En la *Fig. 3.1* Se puede apreciar las partes principales de la máquina.

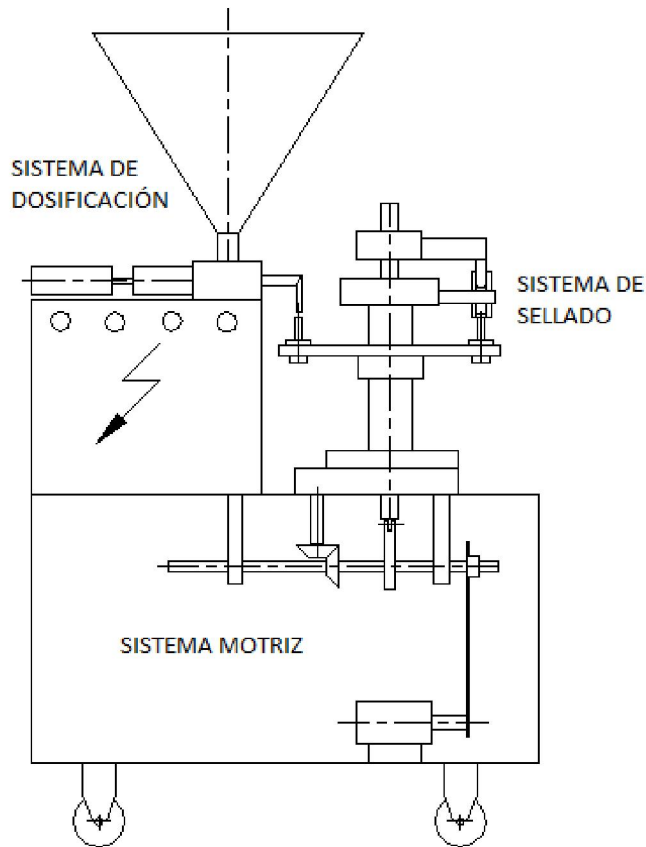


Fig.3.1. Partes principales de la máquina

3.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ

Este sistema consta en su totalidad de elementos mecánicos que proporcionan el movimiento al sistema de sellado por medio de un motor eléctrico.

Consta de las siguientes partes:

3.3.1 SISTEMA DE CATARINAS

Estas transmiten el movimiento de motor hacia los demás elementos y con un análisis de relación de transmisión varía las revoluciones por minuto del motor a las requeridas para el proceso.

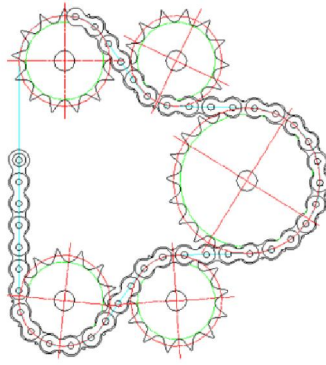


Fig.3.2. Sistema de catarinas

3.3.2 EJE MOTRIZ

Este eje se toma como patrón para los demás elementos del conjunto es decir es aquí donde se acoplan y donde actúan diferentes fuerzas.

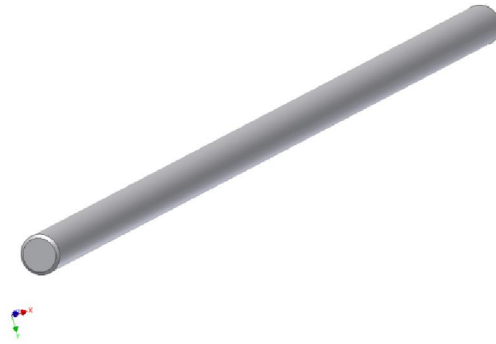


Fig. 3.3. Eje principal motriz

3.3.3 PAR DE ENGRANAJES CÓNICOS

Transmiten el movimiento del eje motriz hacia el dispositivo de movimiento circular intermitente entre ejes perpendiculares.

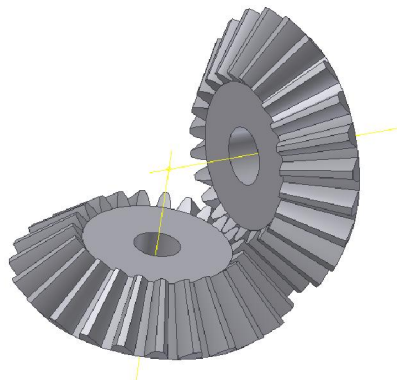


Fig.3.4. Engranajes cónicos

3.3.4 SISTEMA DE LEVA EXCÉNTRICA

Este elemento traslada el movimiento del mismo eje motriz hacia otro eje vertical a través de una excéntrica, logrando que el eje vertical se deslice de arriba-abajo constantemente con un recorrido establecido por diseño.

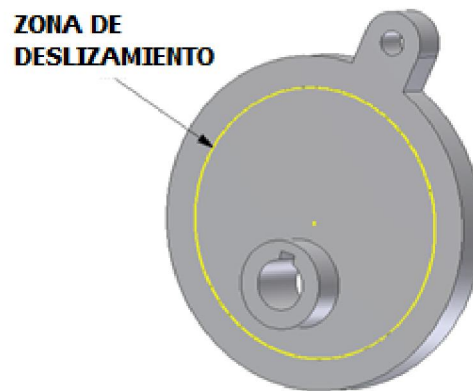


Fig. 3.5. Leva excéntrica deslizante

3.3.5 CRUZ DE MALTA Y RUEDA DE GINEBRA

Este es uno de los mecanismos más utilizados para conseguir un tipo intermitente de movimiento por tener en su operación un tiempo de acción y un tiempo muerto necesarios para el sellado y dosificación.

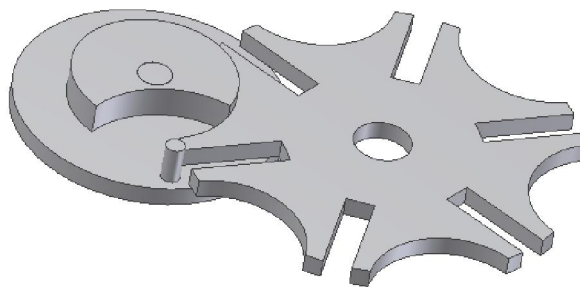


Fig. 3.6. Mecanismo de movimiento intermitente

3.4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE SELLADO

Esta parte de la máquina comprende los elementos utilizados para el proceso de la soldadura de las paredes del tubo de polietileno, al igual que el sistema motriz está constituido por elementos mecánicos, tomando como base el movimiento intermitente.

Elementos constitutivos más relevantes:

3.4.1 TORNILLO REGULADOR

Este tornillo mantiene fijo al plato giratorio donde se encuentran los tubos en cada estación, a su vez actúa como regulador de altura del plato según las dimensiones de tubo.



Fig. 3.7. Tornillo regulador de altura

3.4.2 PLATO GIRATORIO

Este elemento opera como transportador de los tubos, es decir los mantiene fijos respecto al plato pero en movimiento respecto al eje del tornillo regulador de altura. Posee un número de estaciones necesarias para envasar y para sellar los tubos requeridos.

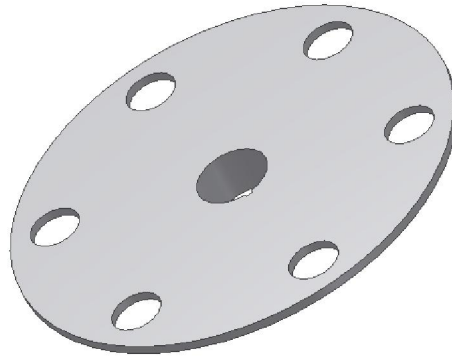


Fig. 3.8. Plato giratorio

3.4.3 EJE DESLIZANTE

Posee un movimiento lineal intermitente de arriba hacia abajo, el cual es utilizado para el mecanismo de las mordazas de sellado.



Fig. 3.9. Eje deslizante

3.4.4 MORDAZAS

Las mordazas son mecanismos de cierre el cual mediante bloques metálicos u otros elementos adicionales ejecutan las tres etapas de sellado (Véase *Fig.2.4*), con sus respectivas variaciones según la operación que realicen dentro del sistema.

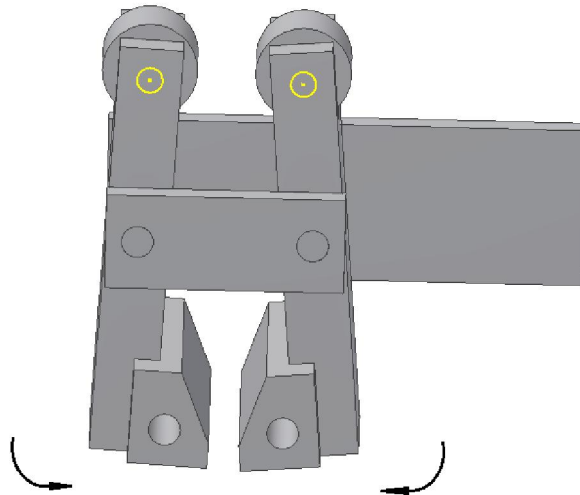


Fig. 3.10. Mecanismo esquemático de mordazas

3.4.5 LEVAS

Estos elementos hacen que las mordazas se cierren a través de puntos de apoyo y rodillos que operan como seguidores y así lograr que los bloques de la mordaza sigan una trayectoria utilizada para cada estación. De igual manera su diseño es distinto en relación al trabajo que efectúan.

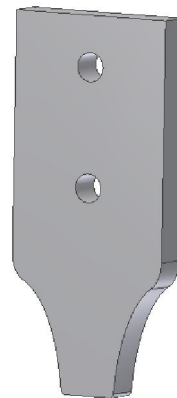


Fig. 3.11. Leva

3.4.6 RESORTES A TENSIÓN

Estos resortes efectúan la operación de volver a un estado de apertura a las mordazas, luego de haber realizado la función de cierre en las tres etapas de sellado evitando que los tubos queden sujetos.

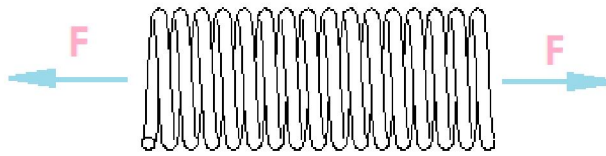


Fig.3.12. Resortes a tensión

3.5 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

El sistema de dosificación consiste en los diferentes elementos utilizados para que se desarrolle el llenado del producto dentro de los tubos, y por lo analizado en el estudio de alternativas se requieren dispositivos neumáticos para el accionamiento del sistema. Sus elementos más relevantes son los siguientes:

3.5.1 TOLVA DE ALIMENTACIÓN

La tolva es donde se almacena el producto dentro del sistema, con un volumen necesario para que la máquina pueda operar por un largo tiempo, tomando en cuenta la naturaleza del fluido muchas veces este tipo de tolva requiere de elementos adicionales como agitadores o calentadores para que se pueda transportar fácilmente el producto.



Fig. 3.13. Tolva de alimentación

3.5.2 VÁLVULA DE DOSIFICACIÓN (BY-PASS)

La válvula se encarga de paso y bloqueo del flujo a través de éste, mediante un mecanismo rotatorio accionado por un cilindro neumático y un brazo mecánico.

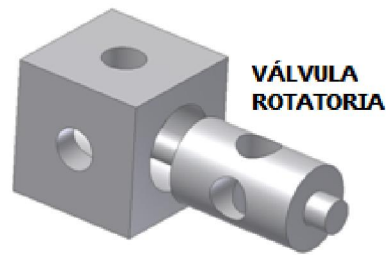


Fig. 3.14. Válvula de dosificación

3.5.3 SISTEMA CILINDRO-ÉMBOLO

Este cilindro es donde se almacena el flujo momentáneamente luego de haber pasado por la tolva y por medio del émbolo conseguir la succión y descarga del producto a una presión y volumen requeridos.

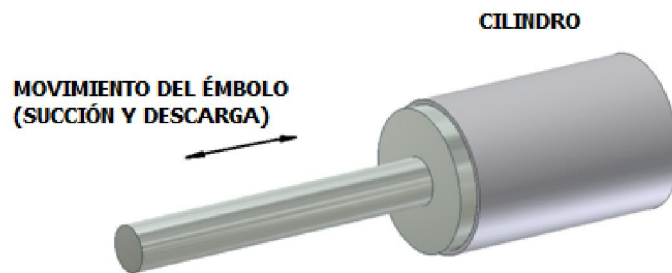


Fig.3.15. Cilindro-Émbolo de dosificación

3.5.4 CILINDROS NEUMÁTICOS

Para este sistema de dosificación son necesarios dos cilindros neumáticos.

Cilindro de doble efecto con doble vástago.- Este cilindro es utilizado para accionar el sistema cilindro-émbolo señalado anteriormente, con un vástago para aplicar la fuerza requerida para la descarga del flujo y el otro utilizado para regular en el volumen (Fin de carrera).

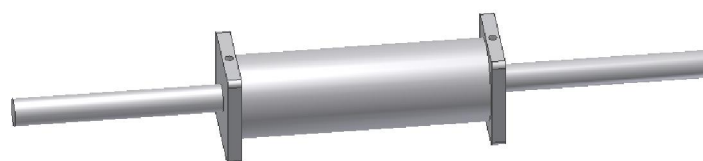


Fig. 3.16. Cilindro neumático de doble vástago

Cilindro de doble efecto de un vástago.- Este es utilizado para accionar el brazo que permite la rotación del eje de la válvula de dosificación.

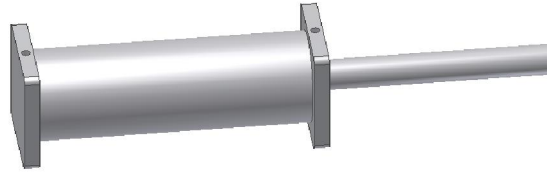


Fig. 3.17. Cilindro neumático de un vástago

3.5.5 TUBERÍA DE DESCARGA DEL PRODUCTO

Esta tubería es por donde pasa el flujo antes de llegar al tubo plástico cuya característica principal es su longitud y su diámetro de descarga.

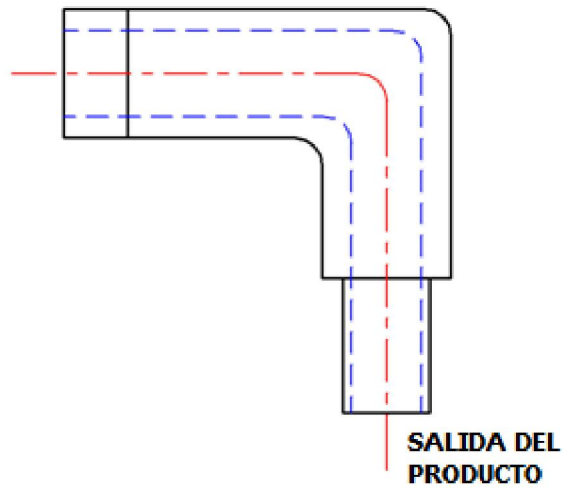


Fig. 3.18. Tubería de salida del producto

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO

4.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se realiza el diseño de las alternativas seleccionadas y demás elementos que componen la máquina dosificadora y selladora.

Para los cálculos correspondientes es prioridad el análisis del mecanismo de movimiento intermitente para conocer los tiempos necesarios que se requiere durante el sellado y dosificado, así como la base del diseño de los demás elementos del sistema motriz.

En base a la soldadura de los plásticos, se considera la cantidad de calor y su tiempo de actuación, para que no se produzca la deformación o quemado del material. Lo importante es realizar un análisis energético del tubo colapsible para establecer la temperatura máxima requerida para ablandar el polietileno y la presión necesaria en las mordazas para un cierre perfecto del tubo.

Es importante el estudio de las características físicas del producto para establecer el comportamiento que presenta al momento del llenado, lo que implica la determinación de las condiciones necesarias que se requiere para mover el fluido, del mismo modo el diámetro, y velocidad de flujo para un volumen establecido de producto.

4.2 PARÁMETROS Y RESTRICCIONES DE DISEÑO

- ***DIMENSIONES TOTALES DE LA MÁQUINA***

Debido a que la máquina es semiautomática, se debe disponer de unas dimensiones a las cuales se trabaje sin contratiempo y con comodidad aceptable del operador.

Además tomando en cuenta una estatura promedio de una persona de 1.70 m, las medidas generales de la máquina son:

Ancho: 1500 mm

Longitud: 500 mm

Altura máxima hasta la tolva: 1800 mm

Altura máxima hasta la mesa: 750 mm

- ***MATERIA PRIMA A UTILIZARSE***

En los lugares donde se manipula el producto, es decir, donde hay contacto directo con la crema cosmética se debe garantizar la salubridad e higiene de los productos, por lo que se utiliza acero inoxidable el cual cumple con las condiciones necesarias cuando se trabaja con alimentos o como en este caso para cremas que son de uso humano.

Las partes de la máquina donde se utiliza acero inoxidable son el sistema de sellado y el sistema de dosificado donde existe manipulación y partes por donde se transporte la crema.

Además se debe considerar materiales compatibles, como es el caso del duralón o el aluminio que se añaden a los dos sistemas señalados.

Por otra parte está el sistema motriz el cual en su totalidad es de acero al carbono para sus elementos.

- ***DIMENSIONES DEL TUBO DE POLIETILENO***

Para el análisis energético en el sellado del tubo, así también, el análisis en lo que concierne al volumen a dosificar, es preciso conocer las medidas que tiene el tubo de polietileno.

Cabe destacar que en el mercado existe una demanda variada de presentaciones de producto con diferente volumen, por lo que la máquina debe tener la capacidad de llenar varios de estos tipos.

Los tubos por lo general son importados y sus dimensiones son normalizadas dependiendo del peso del producto final, sin embargo se selecciona un tipo específico de presentación del tubo para el análisis, cuyas dimensiones (mm) son las siguientes:

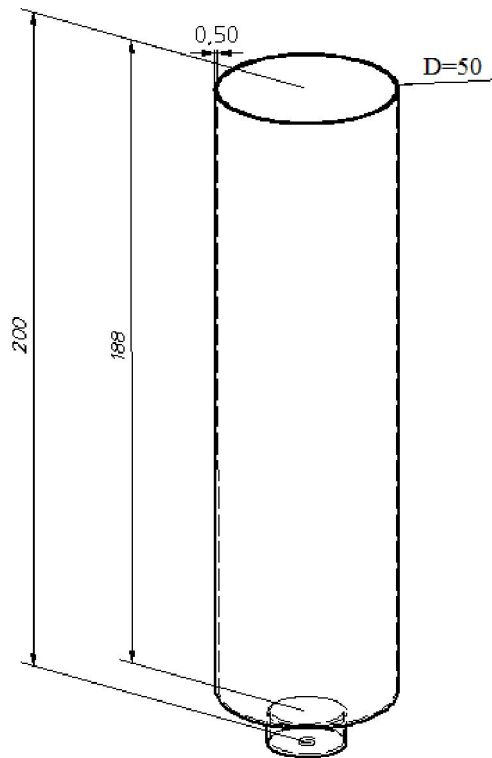


Fig.4.1. Medidas generales de tubo colapsible para el llenado de 250 gr.de producto

- **MÉTODO DE GENERACIÓN DE CALOR**

Se considera como elemento calefactor del sistema, una resistencia eléctrica de tipo cartucho, debido a que este elemento se acopla dentro del bloque de las mordazas de calentamiento y ésta debe soportar altas temperaturas.

- **CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL PRODUCTO**

Se limita la capacidad de la máquina en lo que respecta al tipo de producto y sus características físicas.

El producto a llenar son cremas de viscosidades altas que necesiten elementos adicionales para lograr su transporte de la tolva de almacenamiento hacia el tubo.

Al mismo tiempo esta limitante actúa en la tubería de descarga, la cual debido a la viscosidad evita un derramamiento no deseado por los sobrantes que quedan dentro de la tubería, es decir, el diámetro aunque es muy importante, no resulta crítico como si fuese el caso de tener agua como producto a dosificar.

4.3 CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DEL SELLADO

4.3.1 CRUZ DE MALTA Y RUEDA DE GINEBRA

Para el diseño de la cruz de malta se inicia conociendo el radio de la rueda de ginebra, radio del rodillo, y el número de ranuras de la cruz de malta.

Se necesita cubrir el número de 15 tubos por minuto por lo que se establece una cantidad de ranuras de 8, por considerarse un número par y estar a una relación de 16 tubos en 2 vueltas de operación.

Donde:

a = Distancia entre el centro de la rueda de ginebra y el eje central del rodillo.

n_r = Número de ranuras de la cruz de malta

Datos:

$a = 45 \text{ mm}$

$n_r = 8 \text{ ranuras}$

En la *Fig. 4.2.*, se muestra el ángulo β que es la mitad del ángulo subtendido por dos ranuras adyacentes.

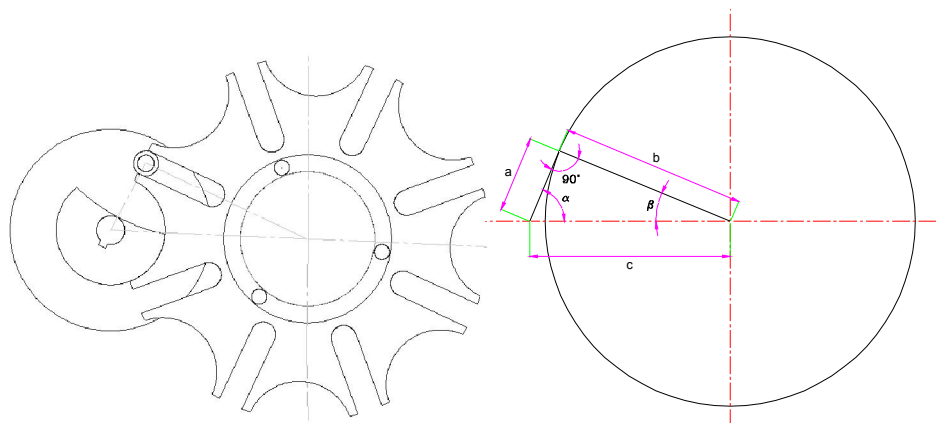


Fig. 4.2. Triángulo formado por el mecanismo

Para determinar el ángulo β se parte de la ecuación¹¹:

$$\beta = \frac{360^\circ}{2n_r}$$

Ec. (4.1)

$$\beta = \frac{360^\circ}{2(8)}$$

$$\beta = 22,5^\circ$$

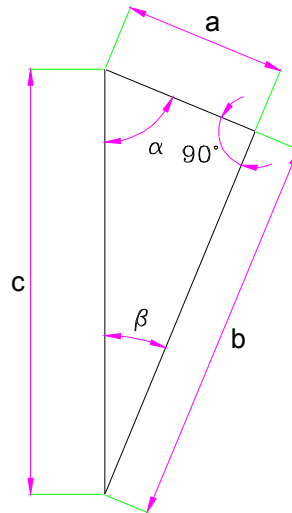


Fig. 4.3. Triángulo del mecanismo

Una vez determinado el ángulo β , se procede a encontrar la distancia entre el centro de la rueda y la cruz de malta, con la siguiente ecuación:

$$c = \frac{a}{\text{sen}\beta}$$

Ec. (4.2)

$$c = \frac{45}{\text{sen}(22,5^\circ)}$$

$$c = 117,6 \text{ mm}$$

Se determina el lado b y el ángulo α trigonómicamente:

$$\cos\beta = \frac{b}{c}$$

Ec. (4.3)

¹¹ ANÁLISIS Y MECANISMOS Y PROYECTOS, Lent Deane, Ed. Reverté S.A., España 1974, Pg. 250

$$b = \cos\beta \times c$$

$$b = \cos (22,5^\circ) \times 117,6 \text{ mm}$$

$$b = 108,64 \text{ mm}$$

$$\alpha = 180^\circ - 90 - \beta$$

Ec. (4.4)

$$\alpha = 180^\circ - 90^\circ - 22,5^\circ$$

$$\alpha = 67,5^\circ$$

Tomando en cuenta el ángulo doble que se forma entre el rodillo cuando está en contacto con la cruz de malta y la distancia entre centros de la rueda y la cruz, se encuentra el porcentaje de tiempo total de movimiento del sistema, con la siguiente relación:

Ec. (4.5)

$$R = \frac{135^\circ}{360^\circ}$$

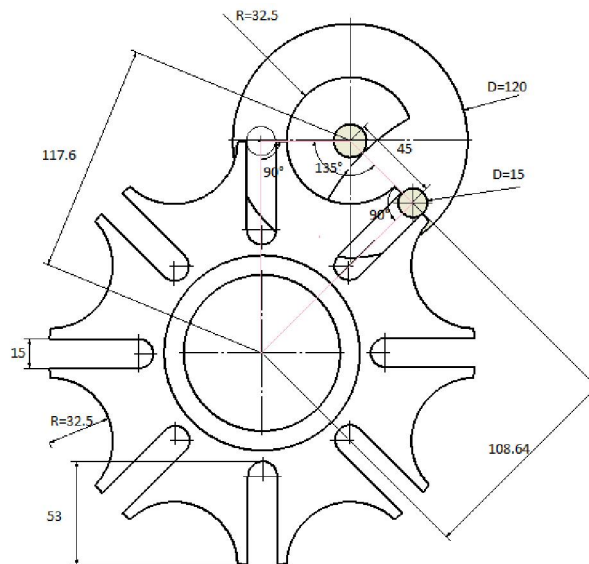


Fig.4.4. Medidas generales del mecanismo

Donde:

R = Relación de movimiento

360° = Ángulo de una vuelta entera

135° = Ángulo de acción para el movimiento

$$R = 0,375 \approx 37,5\%$$

En resumen el 37,5% del tiempo total está en movimiento y el 62,5% restante se encuentra estático. Ahora se calcula el tiempo total de operación:

$$Tiempo\ Total = \frac{1\ min}{16} \quad \boxed{Ec.\ (4.6)}$$

$$Tiempo\ Total = 0,0625\ min/tubo$$

$$Tiempo\ Total = 3,75\ seg/tubo$$

Entonces cada tubo posee un tiempo total de operación de 3,75 segundos en los cuales se ejecutan las operaciones de colocación, dosificado, calentamiento, sellado, corte y expulsión del tubo.

De lo que se deduce que para cada tubo se distribuyen dos tiempos:

- Tiempo muerto (t_{muerto})
- Tiempo de acción ($t_{acción}$)

$$t_{muerto} + t_{acción} = 3,75\ s \quad \boxed{Ec.\ (4.7)}$$

Se obtiene los tiempos individualmente:

$$t_{muerto} = 3,75 \times 0,625$$

$$t_{muerto} = 2,35\ s$$

$$t_{acción} = 3,75 \times 0,375$$

$$t_{acción} = 1,4\ s$$

Para el cálculo del espesor de la cruz de malta con la cual es fabricada es omitido debido a que no se aplica ninguna fuerza considerable.

Se asume un valor de 16 mm para el espesor de la cruz y para la manzana donde se desliza la rueda de ginebra (media luna) y un espesor de 10 mm para la rueda de ginebra.

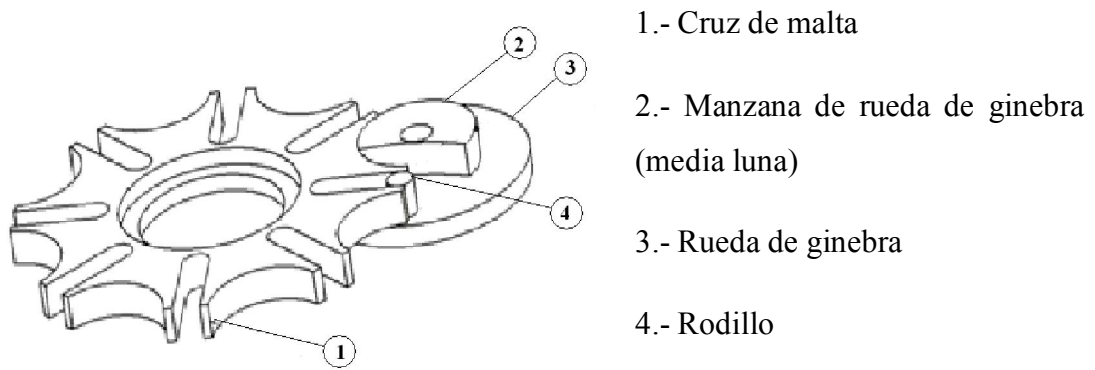


Fig.4.5. Partes principales del mecanismo

Para el rodillo se considera un cojinete de deslizamiento debido a que lo crítico en este punto es el desgaste provocado al existir contacto entre metal-metal y también porque se requiere una lubricación adecuada.

Para el dimensionamiento del cojinete se conoce el diámetro exterior de 15 mm por el ancho de la ranura en la cruz de malta, y una longitud de 16 mm por el espesor de la cruz de malta.

Se necesita conocer la carga radial que va a soportar dicho cojinete para la adecuada selección del tipo de cojinete de deslizamiento; para conocer esta carga radial se requiere calcular los demás elementos que intervienen directamente en el conjunto, que se analizan en adelante.

4.3.2 DISEÑO DEL PLATO GIRATORIO

Como se indica en la sección 3.4.2 se requiere diseñar un plato rotatorio que transporte a los tubos a las diferentes estaciones del proceso, para este elemento se va a utilizar aluminio fundido liso, ya que al estar expuesto al aire se crea una fina capa superficial de óxido de aluminio (Al_2O_3) impermeable y adherente que detiene el proceso de oxidación, lo que le proporciona resistencia a la corrosión y durabilidad.¹²

Como características relevantes se tiene:

- De fácil mecanizado debido a su baja dureza.
- Es un material dúctil.
- Permite la fabricación de piezas por fundición, forja y extrusión.

¹² <http://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio>

- Es de baja densidad, por lo que el material es liviano.
- Además es de un relativo bajo costo

Propiedades del aluminio

$$\text{Esfuerzo de fluencia}^{13} (S_y) = 90 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Densidad } (\rho) = 2650 \frac{Kg}{m^3}$$

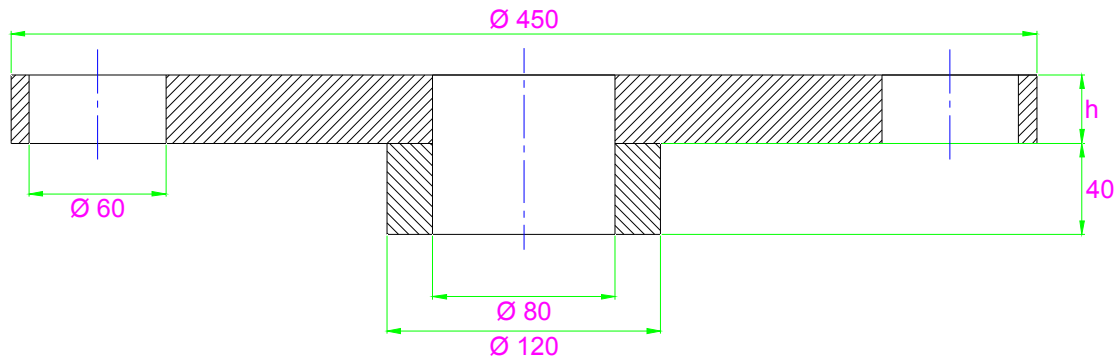


Fig. 4.6. Dimensiones del plato rotatorio

En la Fig. 4.6. se muestra las dimensiones del plato, considerando las dimensiones generales de la máquina señaladas en la sección (4.2).

Se requiere calcular el espesor h de la plancha de aluminio, tomando en cuenta que se aplican fuerzas en cada una de las estaciones (compartimentos del tubo), cuya magnitud es la sumatoria del peso del tubo colapsible de mayor volumen con el producto y el peso de la boquilla que la sostiene.

Se procede a calcular la fuerza con las siguientes consideraciones:

- Peso del tubo con el producto¹⁴ = 250 gr (Se calcula con el máximo peso)
- Peso de la boquilla

Para la boquilla se necesita dimensionar y calcular su volumen seguido de su peso, considerando como material Duralón C100, el cual es muy utilizado en la industria farmacéutica.

¹³ RESISTENCIA DE LOS MATERIALES, Pytel-Singer, Cuarta edición, NY, Pág. 532.

¹⁴ Ver Alcance del Proyecto, Pg. 3

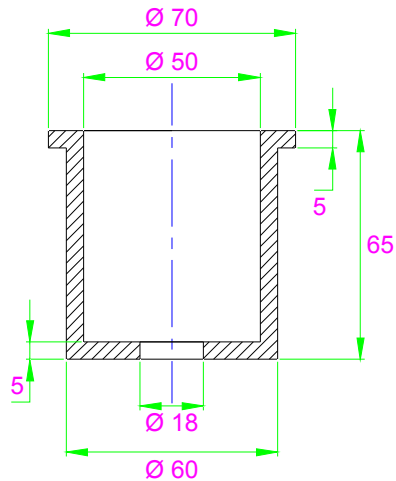


Fig. 4.7. Boquilla porta-tubos (Duralón)

Para efectos de cálculo de todos los elementos se utiliza el programa SOLID WORKS, el cual nos permite graficar elementos mecánicos en 3D, y desplegar propiedades físicas y mecánicas de dichos elementos tales como: volumen, masa, inercia, etc.

En este programa, muchos de los materiales a utilizarse no se encuentran dentro de su librería por lo que es necesario personalizar dentro del mismo software las propiedades requeridas con datos reales obtenidos de tablas.

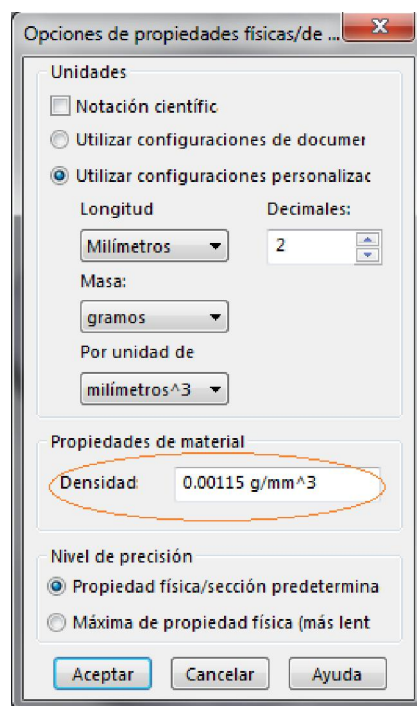
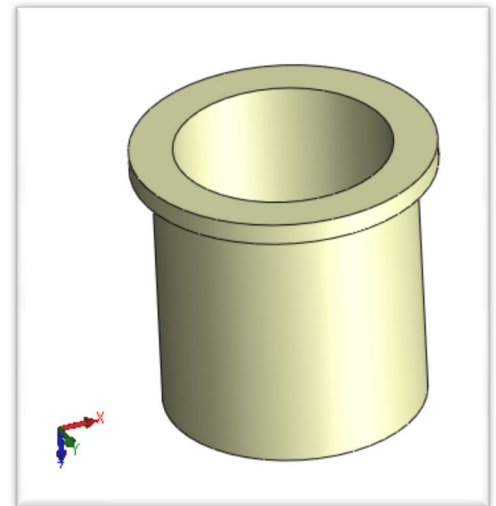
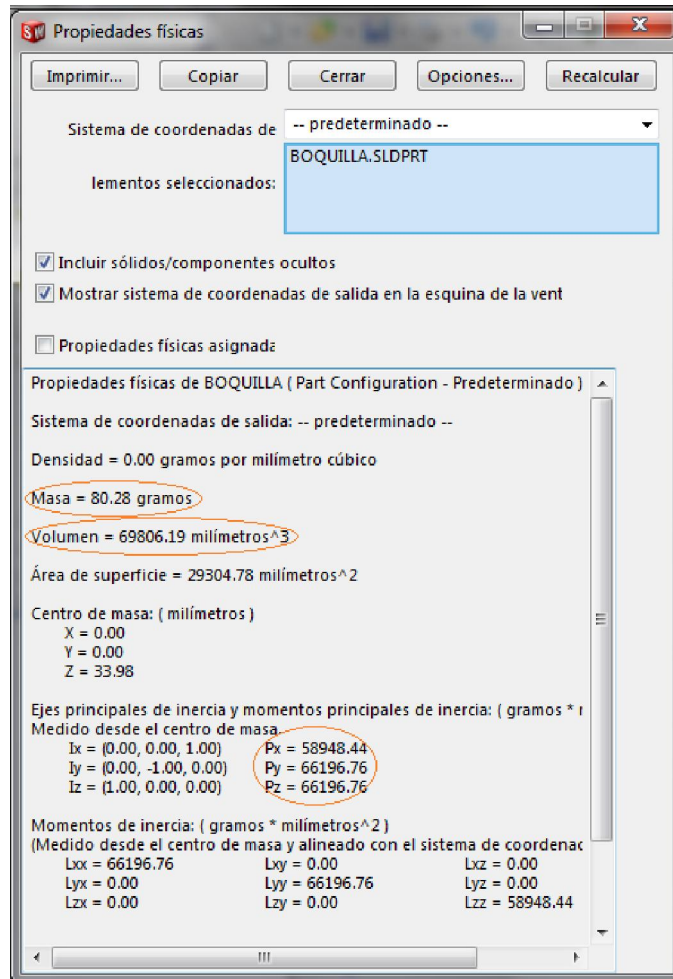


Fig. 4.8. Personalización de las propiedades de los materiales

En la *Fig. 4.8*. Se muestra la edición de los datos del material plástico Duralón C100 cuya densidad obtenida mediante tablas del fabricante¹⁵ es de 0.00115 g/mm³ por lo que se tiene la siguiente tabla:

Tabla. 4.1. Tabla de Propiedades físicas obtenidas del programa Solid Works para la boquilla



De la *Tabla 4.1*. se obtienen los datos de volumen, masa y una densidad propia del duralón:

Datos:

$$V = 69806,19 \text{ mm}^3 = 6,9806 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m = 80.28 \text{ gr} = 0.08028 \text{ Kg.}$$

$$\rho = 1150 \text{ kg/m}^3$$

¹⁵ Ver anexo D.1.(b).

La masa se define por:

$$m = \rho \cdot V$$

Ec. (4.8)

Donde:

m = Masa del elemento

ρ = Densidad del elemento

V = Volumen

Reemplazando:

$$m = 1150 \frac{kg}{m^3} \times 6,9806 \times 10^{-5} m^3$$

$$m = 0,08028 \text{ kg}$$

Por lo que se comprueba la eficiencia del software y en posteriores cálculos se utilizará los datos proporcionados por el programa.

Por definición:

$$W = m \cdot g$$

Ec. (4.9)

Donde:

$W = W_b$ = Peso de la boquilla de duralón

g = Gravedad

$$W_b = 0,08028 \text{ kg} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_b = 0,787 \text{ N}$$

La magnitud de la fuerza F_e que es la fuerza ejercida en cada estación:

$$F_e = W_b + W_t$$

Ec. (4.10)

Donde:

W_t = Peso del tubo con el producto

Entonces:

$$F_e = 0,787 N + \left(0,25 kg \times \frac{9,81 N}{1 kg} \right)$$

$$F_e = 3,24 N$$

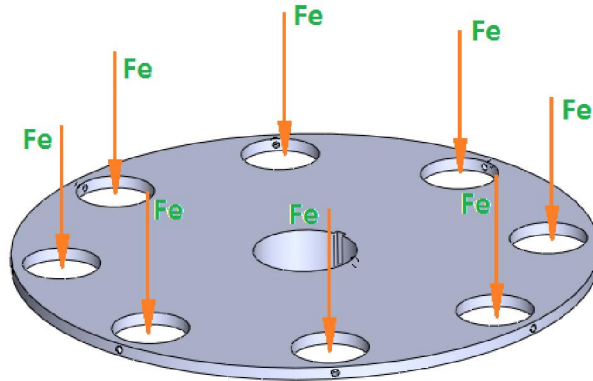


Fig.4.9. Fuerzas distribuidas en las estaciones del plato

Debido a que es un elemento simétrico, los momentos efectuados por la fuerza F_e se contrarrestan, pero por efectos de cálculo se asume como una fuerza puntual ejercida en un orificio como punto crítico del elemento, se toma en cuenta como la sumatoria de fuerzas F_e , a una distancia del eje del plato al eje del orificio.

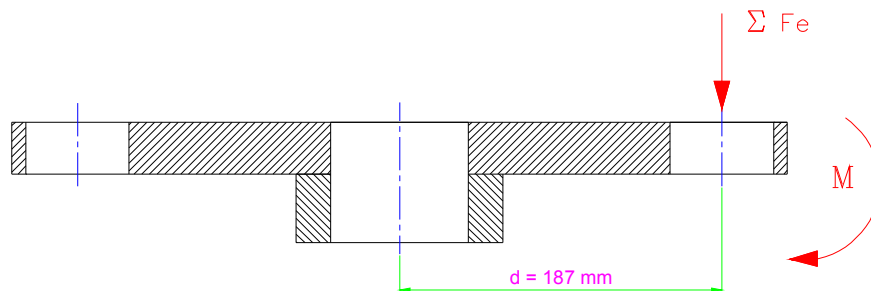


Fig.4.10. Sumatoria de fuerzas en un orificio

Se define el momento M como:

$$M = \Sigma F_e \cdot d$$

Ec. (4.11)

Donde:

M = Momento máximo

ΣF_e = Sumatoria de las fuerzas F_e

d = Distancia entre centros

Entonces:

$$M = (3,24 \times 8)N \times 187mm$$

$$M = 4847,04 N \cdot mm$$

Para encontrar el espesor h de la plancha de aluminio se utiliza la ecuación¹⁶:

$$\sigma_{perm} = \frac{M \cdot c}{I_T} \quad \text{Ec. (4.12)}$$

Donde:

σ_{perm} = Esfuerzo permisible del material

c = Distancia desde el centro de gravedad

I_T = Inercia total

Se calcula el esfuerzo permisible y la inercia total¹⁷:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{\eta} \quad \text{Ec. (4.13)}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia del material (*Aluminio*)

η = Factor de Seguridad

El factor de seguridad es utilizado en ingeniería de diseño para considerar las incertidumbres que puedan ocurrir cuando las cargas reales actúen sobre un elemento diseñado y construido¹⁸.

Para la boquilla se evalúa el diseño por resistencia del material, es por esto que se asume un factor de seguridad de 2 es decir $\eta > 1$ debido a que no existen cargas críticas y puntuales, al contrario todas las cargas se encuentran distribuidas sobre todo el elemento; satisfaciendo así el concepto de factor de diseño.

¹⁶ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 54.

¹⁷ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 13.

¹⁸ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 12.

Entonces:

$$\sigma_{perm} = \frac{90 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$\sigma_{perm} = 45 \text{ N/mm}^2$$

Se calcula la inercia en las áreas individuales para hallar la inercia total en función del espesor h que es el valor a encontrar.

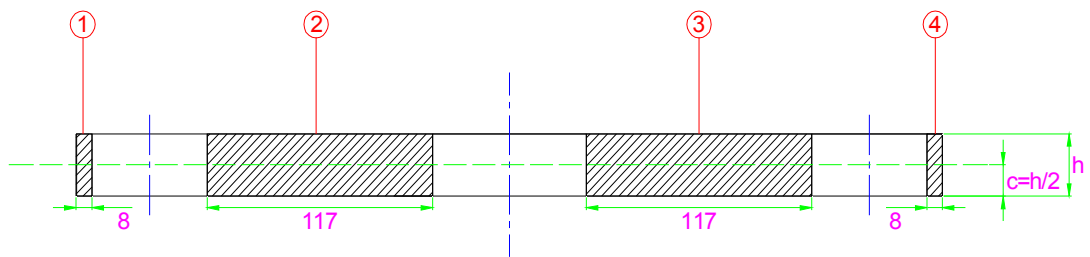


Fig.4.11. Áreas de inercia

$$I_T = I_1 + I_2 + I_3 + I_4$$

Ec. (4.14)

Sabiendo que la inercia de un área rectangular con respecto al centro de gravedad es:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Ec. (4.15)

Donde:

b = Base

h = Altura

$$I_T = \frac{8h^3}{12} + \frac{117h^3}{12} + \frac{117h^3}{12} + \frac{8h^3}{12}$$

$$I_T = \frac{125h^3}{6} \text{ mm}$$

Reemplazando los valores en la Ec. (4.12), se tiene:

$$45 \text{ N/mm}^2 = \frac{4847,04 \text{ N} \cdot \text{mm} \times \frac{h}{2}}{\frac{125h^3}{6}}$$

$$h = \sqrt{\frac{4847,04 \text{ N} \cdot \text{mm} \times 6}{2 \times 125 \text{ mm} \times 45 \text{ N/mm}^2}}$$

$$h = 1,61 \text{ mm}$$

El resultado obtenido es un valor pequeño ya que las cargas que soporta este elemento son de magnitudes igualmente pequeñas, por lo que se selecciona una plancha de aluminio con un espesor de 10 mm, por motivos de estética y mecanizado es la más apropiada y está disponible en el mercado nacional.

4.3.3 DISEÑO DEL TORNILLO REGULADOR

Se necesita diseñar un tornillo el cual permita soportar el peso y regular la altura del plato giratorio y que será fabricado de un acero inoxidable AISI 304 por estar cercano al producto y por salubridad, entonces se considera un tornillo de potencia de rosca cuadrada¹⁹, el cual es un dispositivo que se utiliza en las maquinarias para convertir el movimiento angular en movimiento lineal y transmitir fuerza o potencia.

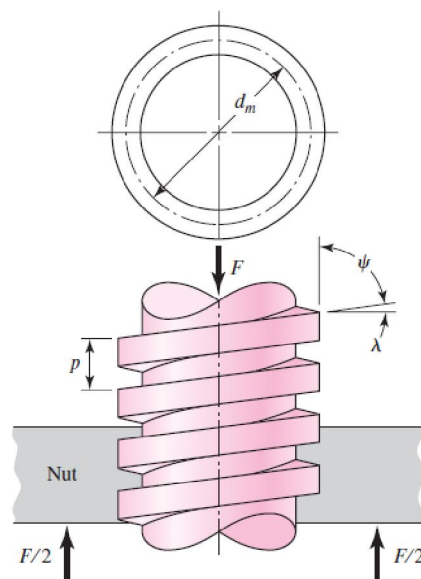


Fig.4.12. Tornillo de potencia

¹⁹ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pg. 384

La Fig.4.12. se muestra un tornillo de potencia de rosca cuadrada, de un solo filete, que tiene un diámetro medio d_m , un paso p , un ángulo de avance λ y un ángulo de hélice ψ ; soporta una carga axial de compresión F , se necesita hallar la expresión matemática del par de torsión para levantar esa carga T_s y la expresión correspondiente para bajarla T_b .

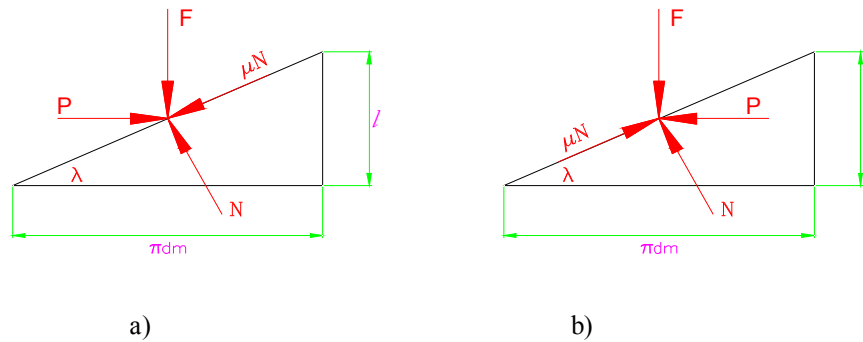


Fig.4.13. Diagrama de fuerza a) al subir la carga; b) al bajar la carga

En el proceso del cálculo del tornillo de potencia se necesita conocer la fuerza F que es la fuerza resultante de la suma de todas las fuerzas que actúan en el tornillo.

Se procede a encontrar los pesos del plato giratorio asumiendo que todas las estaciones están con los tubos llenos y el peso de la cruz de malta.

Peso del plato giratorio:

Se tiene los datos del plato de aluminio del programa:

Masa = 4138,80 gramos

Volumen = 156181158 mm³

$m = 4,1388$ Kg

Reemplazando la masa m en la ecuación del peso Ec.(4.9), y sumando la fuerza F_e multiplicado por 8 estaciones, se tiene el peso total del plato, tubos y boquillas:

$$W_p = (m \times 9,81 \text{ m/s}^2) + (F_e \times 8) \quad \text{Ec. (4.16)}$$

Donde:

W_p =Peso del plato con los tubos llenos

Entonces:

$$W_p = (4,1388 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2) + (3,24 \text{ N} \times 8)$$

$$W_p = 66,52 \text{ N}$$

Peso de la cruz de malta:

Reemplazando los datos de la cruz de acero al carbono AISI 1018 en la ecuación, se tiene:

$$m = 2,0584 \text{ Kg}$$

Reemplazando en la Ec.(4.9):

$$W_c = m \cdot g \quad \text{Ec. (4.17)}$$

Donde:

W_c = Peso de la cruz de malta

g = Gravedad

$$W_c = 2,0584 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$W_c = 20,24 \text{ N}$$

Entonces la fuerza resultante Fr es:

$$Fr = W_p + W_c \quad \text{Ec. (4.18)}$$

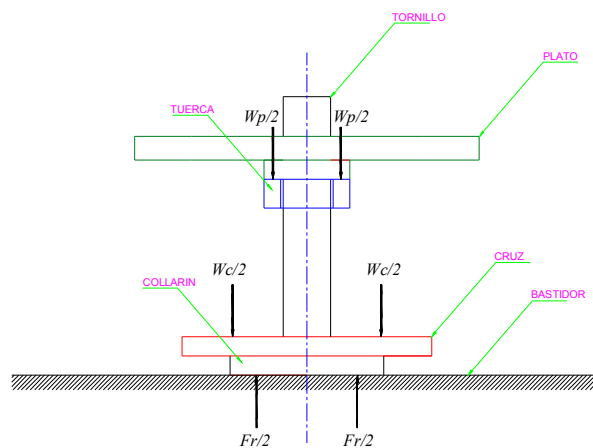


Fig.4.14. Diagrama de cuerpo libre para el conjunto del tornillo

Reemplazando:

$$Fr = 66,52 \text{ N} + 20,24 \text{ N}$$

$$Fr = 86,76 \text{ N}$$

Con la fuerza que se encontró se halla los datos necesarios para dimensionar el tornillo, asumiendo los siguientes datos:

$$dc = 90 \text{ mm (Diámetro del collarín)}$$

$$p = 5 \text{ mm (Paso de la rosca cuadrada)}$$

$$h = 2 \text{ (Numero de entradas)}$$

$$d = 80 \text{ mm (Diámetro mayor)}$$

$$d_i = 63 \text{ mm (Diámetro interior del tubo de acero inox. AISI 304)}^{20}$$

$$\mu_{collarin} = \mu_{Filete} = 0,12 \text{ (Coeficiente de fricción del collarín y del filete de la rosca con lubricación, acero-acero)}^{21}$$

Los datos a obtener con sus respectivas fórmulas son²²:

$$dm = \text{Diámetro medio}$$

$$P = \text{Profundidad del filete}$$

$$dr = \text{Diámetro menor}$$

$$l = \text{Avance}$$

$$Ts = \text{Torque necesario para subir la carga}$$

$$Tb = \text{Torque necesario para bajar la carga}$$

- Ancho de profundidad

$$P = \frac{p}{2}$$

Ec. (4.19)

²⁰ Material – Acero Inox. AISI 304, Barra Perforada, Catálogo Iván Bohman C.A, Pág. 43.

²¹ MANUAL DE FÓRMULAS TÉCNICAS, Kurt Gieck/Reiner Gieck, 30ª. edición, Sección Z20.

²² DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 389.

$$p = \frac{5 \text{ mm}}{2}$$

$$p = 2,5 \text{ mm}$$

- Diámetro medio

$$dm = d - \frac{p}{2}$$

Ec. (4.20)

$$dm = 80 \text{ mm} - \frac{5 \text{ mm}}{2}$$

$$dm = 77,5 \text{ mm}$$

- Diámetro menor

$$dr = d - p$$

Ec. (4.21)

$$dr = 80 \text{ mm} - 5 \text{ mm}$$

$$dr = 75 \text{ mm}$$

- Avance longitudinal

$$l = n \cdot p$$

Ec. (4.22)

$$l = 2 \times 5 \text{ mm}$$

$$l = 10 \text{ mm}$$

- Torque de subida

$$Ts = F_r \times \frac{dm}{2} \times \left(\frac{\mu \pi dm + l}{\pi dm - \mu l} \right) + \mu \times F_r \times \frac{dc}{2}$$

Ec. (4.23)

$$Ts = 86,76 \text{ N} \times \frac{77,5 \text{ mm}}{2} \times \left(\frac{0,12 \times \pi \times 77,5 \text{ mm} + 10 \text{ mm}}{\pi \times 77,5 \text{ mm} - 0,12 \times 10 \text{ mm}} \right) + 0,12 \times 86,76 \text{ N} \times \frac{90 \text{ mm}}{2}$$

$$Ts = 1012,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- Torque de bajada

$$T_b = F_r \times \frac{dm}{2} \times \left(\frac{\mu \pi dm - l}{\pi dm + \mu l} \right) + \mu \times F_r \times \frac{dc}{2} \quad \text{Ec. (4.24)}$$

$$T_b = 86,76 \text{ N} \times \frac{77,5 \text{ mm}}{2} \times \left(\frac{0,12 \times \pi \times 77,5 \text{ mm} - 10 \text{ mm}}{\pi \times 77,5 \text{ mm} + 0,12 \times 10 \text{ mm}} \right) + 0,12 \times 86,76 \text{ N} \times \frac{90 \text{ mm}}{2}$$

$$T_b = 264,05 \text{ N} \cdot \text{mm} + 468,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_b = 732,55 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Nota: El tornillo es autobloqueante²³ ya que el torque para vencer el rozamiento es positivo (+ 264,05 N.mm), esto quiere decir que el plato junto con las boquillas y los tubos no tiende a deslizarse sobre las rosca por la acción de sus pesos.

4.3.4 CÁLCULO DE LA FUERZA REQUERIDA PARA MOVER EL CONJUNTO

Se dispone a calcular la fuerza que se necesita para mover todo el conjunto mostrado en la Fig. 4.15. El cual consta de varios elementos.

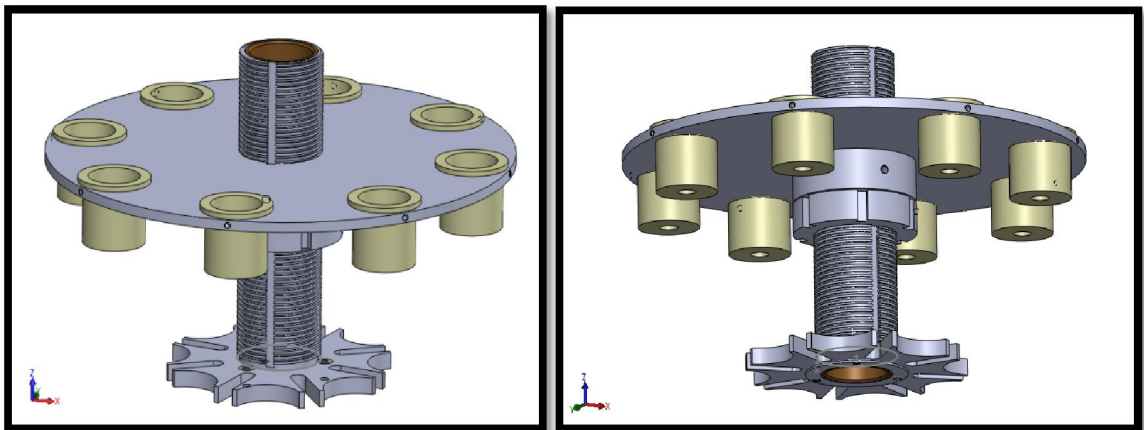


Fig.4.15. Ensamblaje de los elementos del conjunto

²³ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pg. 389 - 390

Dicha fuerza actúa en una de las hendiduras de la cruz cuando comienza el movimiento, ósea durante el tiempo de acción ($t_{acción}$) que es de 1,4 seg; se conoce que la velocidad angular inicial ω_0 es cero, porque parte del reposo.

Se procede al cálculo de la velocidad angular de la cruz de malta, sabiendo que el número de revoluciones por minuto (r.p.m.) de la rueda de ginebra es 16 como se definió en la sección 4.3.1.

- **Velocidad Angular**²⁴

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad \text{Ec. (4.25)}$$

Donde:

ω_1 = Velocidad angular de la rueda de ginebra

n_1 = Numero de revoluciones por minuto en la rueda de ginebra

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 16}{60}$$

$$\omega_1 = 1,67 \text{ rad/seg}$$

Para encontrar ω_2 se utiliza la siguiente relación²⁵:

$$\omega_1 \times d_1 = \omega_2 \times d_2 \quad \text{Ec. (4.26)}$$

Donde:

ω_2 = Velocidad angular de la cruz de malta

d_1 = Diámetro del centro de la rueda de ginebra hasta el eje del cojinete de deslizamiento

d_2 = Diámetro del centro de la cruz de malta hasta el eje del cojinete de deslizamiento

²⁴ MÁQUINAS PRONTUARIO, Nicolás Larburu, 13^o Edición, Pág. 114.

²⁵ http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_transmisión

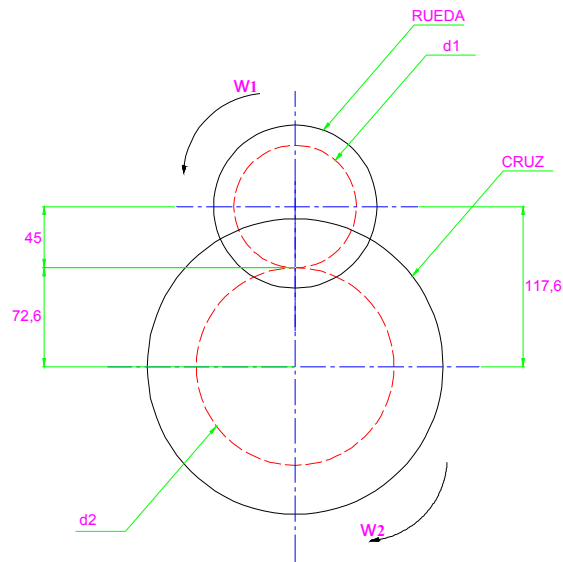


Fig.4.16. Diámetros entre la cruz de malta y la rueda de ginebra, donde actúa la fuerza

Datos:

$$d_1 = 90 \text{ mm}$$

$$d_2 = 145,2 \text{ mm}$$

Despejando y reemplazando los datos en la Ec. (4.26) se tiene:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \times d_1}{d_2}$$

$$\omega_2 = \frac{1,67 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times 90 \text{ mm}}{145,2 \text{ mm}}$$

$$\omega_2 = 1,04 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Por definición la aceleración angular es:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t_{acción}}$$

Ec. (4.27)

Donde:

α = Aceleración angular de la cruz de malta

$$\alpha = \frac{\omega_{2f} - \omega_{2i}}{t_{acción}}$$

$$\alpha = \frac{1,04 \frac{rad}{seg} - 0 \frac{rad}{seg}}{1,4 s}$$

$$\alpha = 0,74 \frac{rad}{s^2}$$

Para calcular la resistencia que se opone al conjunto se requiere conocer los pesos de cada uno de los elementos, considerando que algunos elementos no tienen una geometría definida, y que cada elemento es de distinto material.

Tabla. 4.2. Tabla de materiales para los elementos del conjunto²⁶

Elemento	Material
Plato Giratorio	Aluminio Fundido
Boquilla	Duralon C100
Tubos con el producto	Poliétileno + producto
Cruz de malta	Acero al Carbono AISI 1040
Tornillo de Potencia	Acero Inox. ABI 304
Bronces	Bronce Fosforico UNS C524
Chaveta	Acero Inox. ABI 304
Tuerca	Acero Inox. ABI 304

Con la ayuda del software se tiene las masas y por consiguiente los pesos de cada elemento como se indica en la siguiente tabla:

²⁶ Se utiliza una chaveta para garantizar la sujeción entre el plato y el tornillo de potencia; así también se utilizan dos Cojinetes de Bronce, para evitar el desgaste entre el eje fijo y el tornillo al momento del giro.

Tabla. 4.3. Tabla de masas y pesos para los elementos del conjunto

Elemento	Material	Masa [Kg]	Peso [N]
Plato Giratorio	Aluminio Fundido	4,139	40,602
Boquilla (8)	Duralon C100	0,642	6,300
Tubos con el producto (8)	Polietileno + producto	2,000	19,620
Cruz de malta	Acero al Carbono AISI 1045	2,058	20,193
Tornillo de Potencia	Acero Inox. AISI 304	3,921	38,461
Bronces	Bronce Fosforico UNS C524	0,531	5,210
Chaveta	Acero Inox. AISI 304	0,014	0,142
Tuerca	Acero Inox. AISI 304	1,467	14,390
<u>TOTAL</u>		14,772	144,917

4.3.4.1 MOMENTO DE INERCIA DEL CONJUNTO

El momento de inercia de masa es una propiedad que mide la resistencia del cuerpo a la aceleración angular. Este momento se usa en dinámica para estudiar el movimiento rotatorio.

El momento de inercia de masa²⁷ de cada elemento se calcula según su geometría, por lo tanto las fórmulas a considerar son las siguientes:

De los elementos descritos anteriormente en la Tabla 4.2, cada uno gira dentro de un mismo eje de referencia, a excepción de las boquillas y los tubos llenos de producto.

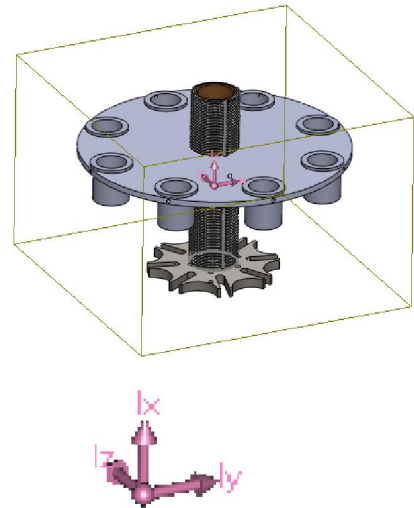
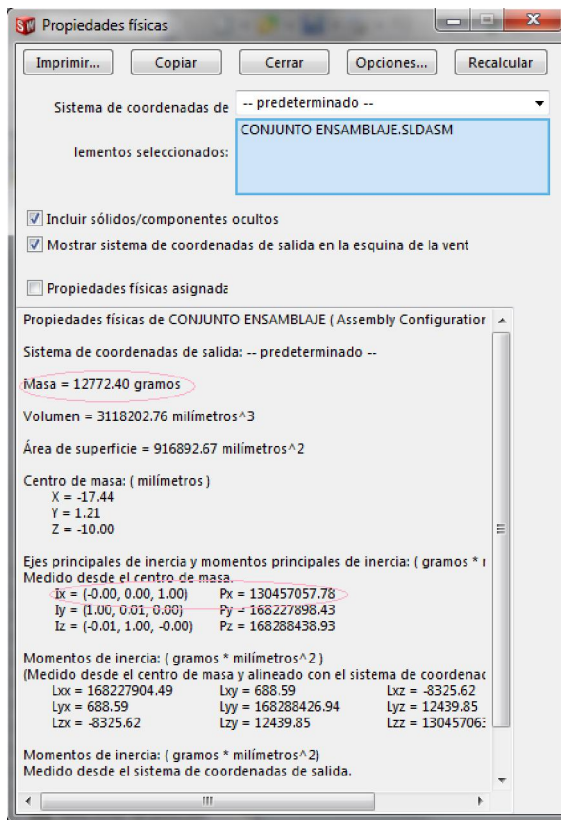
En donde la inercia total es igual a la suma de la inercia de cada uno de los elementos antes mencionados, es decir:

$$I_{Total} = \sum_{n=1}^n I_n \quad \boxed{\text{Ec. (4.28)}}$$

Por esta razón se procede a realizar el ensamblaje de los elementos fijos de conjunto y encontrar el momento de inercia del conjunto, a excepción de la inercia de los tubos; esto se debe a que el ensamblaje señalado en la Fig. 4.15. no constan los tubos colapsibles con el producto.

²⁷ ESTÁTICA, Russel C. Hibbeler, Décima edición, Pág. 537, 641

Tabla. 4.4. Tabla correspondiente a los datos del ensamblaje del conjunto



El momento de inercia obtenido del conjunto es de:

$$I_{Conjunto} = 130457057,78 \text{ g} \cdot \text{mm}^2 = 0,13 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Entonces:

$$I_{Total} = I_{Conjunto} + I_{Tubos}$$

Ec. (4.29)

Donde:

I_{Total} = Inercia total del conjunto

$I_{Conjunto}$ = Inercia del conjunto ensamblado

I_{Tubos} = Inercia de los tubos llenos de producto

Se procede al cálculo del momento de inercia de los tubos para lo cual se utiliza la siguiente ecuación el cual rige para elementos que giran en un eje en particular:

$$I_{Tubos} = m_{tubos} \cdot r^2$$

Ec. (4.30)

Donde:

m_{tubos} = Masa total de los 8 tubos llenos

r = Radio de giro con el eje de referencia

Entonces:

$$I_{Tubos} = 2 \text{ Kg} \times (0,187 \text{ m})^2$$

$$I_{Tubos} = 0,069 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Reemplazando en la *Ec. (4.29)* se tiene:

$$I_{Total} = 0,13 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 + 0,069 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{Total} = 0,200 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Por definición²⁸:

$$M_{cruz} = I_{Total} \times \alpha$$

Ec. (4.31)

$$M_{cruz} = F \times d$$

Ec. (4.32)

Donde:

M_{cruz} = Momento resultante en la cruz.

F = Fuerza

d = Distancia (medida desde el eje de la cruz de malta hasta el eje del cojinete de deslizamiento $d = 72,6 \text{ mm}$)

Igualando las ecuaciones *Ec. (4.31)* y *Ec. (4.32)* se tiene:

$$I_{Total} \cdot \alpha = F \cdot d$$

Ec. (4.33)

Despejando la Fuerza F se tiene:

$$F = \frac{I_{Total} \times \alpha}{d}$$

Ec. (4.34)

²⁸ DINÁMICA, J. L. Meriam / L.G. Kraige, Tercera Edición, Pg. 361

Reemplazando:

$$F = \frac{0,20039505778 \text{ Kg.m}^2, x 0,74 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}}{0,0726 \text{ m}}$$

$$F = 2,042 \text{ N}$$

4.3.5 SELECCIÓN DEL COJINETE DE DESLIZAMIENTO PARA LA RUEDA DE GINEBRA

Una vez calculada la carga que actúa en el conjunto $F=2,042 \text{ N}$ se complementa la selección del Cojinete de Deslizamiento de la sección 4.3.1.

El diseño del cojinete requiere determinar una combinación adecuada de diámetro y/o longitud que operará con una viscosidad adecuada de fluido, con holgura razonable y manufacturable, y con una razón de excentricidad que no permita el contacto metal a metal bajo carga o en cualquier situación esperada de sobrecarga. La fuerza aplicada F y la velocidad de rotación ω' son valores conocidos²⁹.

Datos:

$$F = 2,042 \text{ N} = 0,46 \text{ lb}$$

$$\omega' = 16 \text{ rpm}$$

El cojinete de deslizamiento no tiene una velocidad de rotación definida debido a que existe un movimiento relativo entre el eje, el cojinete y la cruz, entonces se asume la velocidad de rotación de 16 rpm de la rueda, por que el cojinete actúa 16 períodos por cada minuto.

Con los valores ya conocidos se inicia el cálculo convirtiendo la velocidad dada en rpm a rps y se determina la velocidad tangencial.

$$\omega' = 16 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 0,266 \frac{\text{rev}}{\text{s}}$$

Velocidad Tangencial (V_t)

$$V_t = \pi \cdot d \cdot \omega'$$

Ec. (4.35)

²⁹ DISEÑO DE MÁQUINAS, Robert L. Norton, Primera edición, 1999, Pág. 661.

Donde:

V_t = Velocidad tangencial

d = Diámetro del eje donde se aloja el cojinete = 10 mm = 0,4 plg

El diámetro del eje se asigna un valor de 10 mm ya que se selecciona un cojinete tipo buje, por la razón que estos son de gran facilidad de montaje y desmontaje

$$V_t = \pi \times 0,4 \text{ plg} \times 0,266 \frac{\text{rev}}{\text{s}}$$

$$V_t = 0,1 \frac{\text{plg}}{\text{s}}$$

Tolerancia Diametral

Se determina la tolerancia diametral y radial:

$$Cd = r_h \cdot d$$

Ec. (4.36)

Donde:

Cd = Tolerancia diametral

r_h = Razón de holgura

La razón de holgura³⁰ r_h se define como Cd/d , las razones de holgura casi siempre están en el rango de 0,001 a 0,002 y a veces llegan hasta 0,003.

Por esta razón se asume $r_h = 0,0015$.

$$Cd = 0,0015 \cdot 0,4 \text{ plg}$$

$$Cd = 0,0006 \text{ plg}$$

Por razones de construcción se adopta un valor de $Cd = 0,004$ que es equivalente a 0,1mm en el S.I.

³⁰ DISEÑO DE MÁQUINAS, Robert L. Norton, Primera edición, 1999, Pág. 663

Tolerancia radial

$$Cr = \frac{Cd}{2}$$

Ec. (4.37)

Donde:

Cr = Tolerancia radial

$$Cr = \frac{0,004}{2}$$

$$Cr = 0,002 \text{ plg}$$

Longitud del cojinete

Deberá escogerse una longitud de cojinete o una razón l/d , con base en consideraciones de espacio. Razones l/d mayores darán en la película presiones inferiores, siendo todo lo demás igual.³¹

En este caso como se asignó en el final de la sección 4.3.1 la longitud l del cojinete que es de 16 mm y es equivalente a 0,63 plg, por el espesor de la cruz de malta.

Razón experimental de excentricidad

“Para determinar esta razón experimental de excentricidad se elige un número de Ocvirk O_N , la elección de este número tiene un efecto significativo en el diseño. G. B. DuBois ha dado alguna guía al proponer que se considere un número de carga $O_N = 30$ ($\epsilon=0,82$) como límite superior de una carga moderada, $O_N = 60$ ($\epsilon=0,90$) como límite superior de una carga pesada, y $O_N = 90$ ($\epsilon=0,93$) como límite superior de una carga severa”³². Por esta razón se asigna un $O_N = 15$ ya que la carga que se tiene es 2,042 N ó 0,46 lb, lo que se considera una carga baja o moderada.

Con dicho dato se calcula la razón experimental de excentricidad con la siguiente fórmula:

$$\epsilon_x = 0,21394 + 0,38517 \log O_N - 0,0008 (O_N - 60)$$

Ec. (4.38)

³¹ DISEÑO DE MÁQUINAS, Robert L. Norton, Primera edición, 1999, Pág. 663

³² DISEÑO DE MÁQUINAS, Robert L. Norton, Primera edición, 1999, Pg. 664

Donde:

ε_x = Razón experimental de excentricidad

$$\varepsilon_x = 0,21394 + 0,38517 \log 15 - 0,0008 (15 - 60)$$

$$\varepsilon_x = 0,703$$

Factor de carga de diseño

Una forma conveniente de encarar este problema es definiendo un factor de carga no dimensional K_ε , contra el cual se puedan calcular, trazar y comparar parámetros del cojinete.

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon \cdot [\pi^2(1 - \varepsilon^2) + 16\varepsilon^2]^{\frac{1}{2}}}{4(1 - \varepsilon^2)^2}$$

Ec. (4.39)

Donde:

K_ε = Factor de carga de diseño

$$K_\varepsilon = \frac{0,703 \times [\pi^2(1 - 0,703^2) + 16(0,703)^2]^{\frac{1}{2}}}{4(1 - 0,703^2)^2}$$

$$K_\varepsilon = 2,466$$

Viscosidad del lubricante

$$\eta = \frac{F \cdot Cr^2}{K_\varepsilon \cdot Vt \cdot l^3}$$

Ec. (4.40)

Donde:

η = Viscosidad del lubricante

$$\eta = \frac{0,46 \text{ lb} \cdot (0,002 \text{ plg})^2}{2,466 \times 0,1 \frac{\text{plg}}{\text{s}} \cdot (0,63 \text{ plg})^3}$$

$$\eta = 2,98 * 10^{-5} \text{ reyn} \cong 29,84 \mu\text{reyn}$$

De acuerdo a la Fig.4.17, se determina un aceite Motor SAE 70W y se obtiene la temperatura de 122 °F.

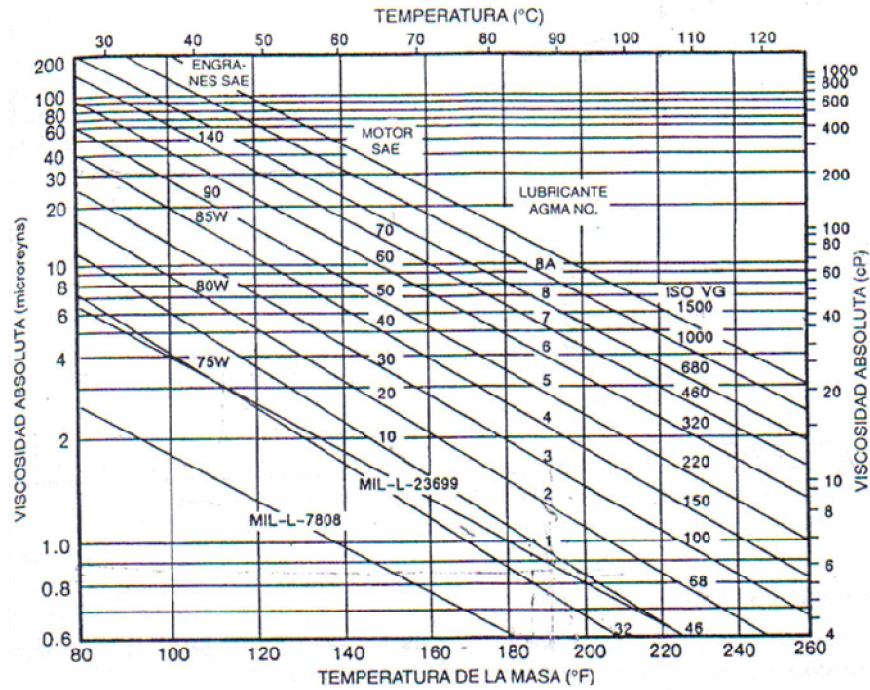


Fig.4.17. Viscosidad Absoluta en función de la temperatura de aceites lubricantes de petróleo en grados de viscosidad ISO³³

4.3.6 ANÁLISIS DEL COJINETE DE DESLIZAMIENTO DEL TORNILLO DE POTENCIA

El cojinete de deslizamiento para el tornillo de potencia opera de manera similar al anterior cojinete, por lo se utiliza las mismas ecuaciones para el análisis.

Al igual se inicia el cálculo convirtiendo la velocidad dada en rpm a rps y se determina la velocidad tangencial.

Las revoluciones del elemento son de 2 rpm en la realidad pero por efectos de cálculo se toma el mismo valor que el proceso anterior ya que con el dato real no se puede evaluar y conseguir resultados razonables.

$$\omega = 16 \frac{rev}{min} \left(\frac{1min}{60 s} \right) = 0,266 \frac{rev}{s}$$

Velocidad Tangencial V_t , Ec. (4.35)

$$V_t = \pi \cdot d \cdot \omega$$

³³ DISEÑO DE MÁQUINAS, Robert L. Norton, Primera edición, 1999, Pág. 647

Donde:

d = Diámetro del eje donde se aloja el cojinete = 60 mm = 2,362 plg

El diámetro se asigna un valor de 60 mm, por ser el diámetro interior del tornillo.

$$Vt = \pi \times 2,362 \text{ plg} \times 0,266 \frac{\text{rev}}{\text{s}}$$

$$Vt = 1,97 \frac{\text{plg}}{\text{s}}$$

Se determina la tolerancia diametral y radial:

Tolerancia Diametral Ec. (4.36)

Se asume $r_h = 0,002$

$$\therefore Cd = 4,724 * 10^{-3} \text{ plg}$$

Tolerancia radial con Ec. (4.37)

$$\therefore Cr = 2,362 * 10^{-3} \text{ plg}$$

Longitud del cojinete

Deberá escogerse una longitud de cojinete o una razón l/d , con base en consideraciones de espacio. En este caso como se asigno la longitud l del cojinete que es de 30 mm y es equivalente a 1,18 plg.

Razón experimental de excentricidad

Como ya se describió la forma de elegir el numero de Ocvirk O_N , y siendo la misma carga, entonces se asigna el mismo número de Ocvirk del caso anterior que es $O_N = 15$, por lo que la carga es moderada.

Con dicho dato se calcula la razón experimental de excentricidad con la Ec. (4.38):

$$\varepsilon = 0,21394 + 0,38517 \log O_N - 0,0008 (O_N - 60)$$

Donde:

$$\varepsilon = 0,21394 + 0,38517 \log 15 - 0,0008 (15 - 60)$$

$$\varepsilon = 0,703$$

Factor de carga de diseño

Dicho factor se calcula con la *Ec. (4.39)*:

Entonces:

$$K_{\varepsilon} = \frac{0,703 \times [\pi^2(1 - 0,703^2) + 16(0,703)^2]^{\frac{1}{2}}}{4(1 - 0,703^2)^2}$$

$$K_{\varepsilon} = 2,466$$

Viscosidad del lubricante *Ec. (4.40)*

Entonces:

$$\eta = \frac{0,46 \text{ lb} \cdot (2,362 \cdot 10^{-3} \text{ plg})^2}{2,466 \times 1,97 \frac{\text{plg}}{\text{s}} \cdot (1,18 \text{ plg})^3}$$

$$\eta = 3,215 \cdot 10^{-7} \text{ reyn} \cong 0,32 \mu\text{reyn}$$

De acuerdo a la *Tabla. 4.5*, se determina un aceite Motor SAE 10W y se obtiene la temperatura de 225 °F para la película.

4.3.7 DISEÑO DE LA CHAVETA PARA LA RUEDA

Para el análisis de la chaveta se realiza un diseño estático de la misma puesto que este elemento tiene como fin la sujeción entre 2 componentes, en este caso la rueda de ginebra y el eje.

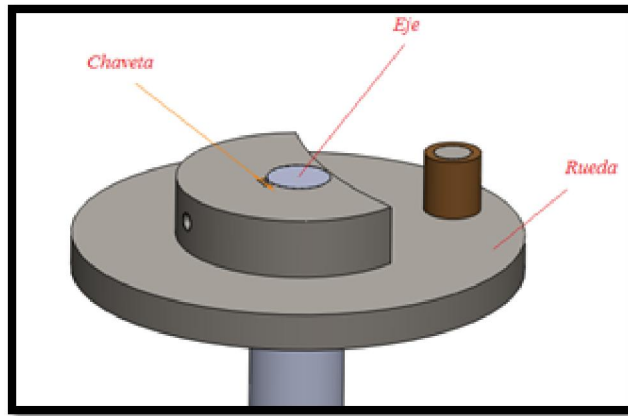


Fig.4.18. Sujeción de dos componentes o elementos por medio de la claveta

Como la mitad de la claveta está alojada en la rueda y la otra en el eje dichas fuerzas realmente actúan en un área $(b/2)L$ como se indica en la Fig.4.19. En este caso no se puede tener la localización exacta de la fuerza por lo que se toma de referencia una distancia (r) que es el radio del eje.

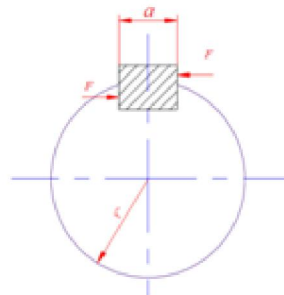


Fig.4.19. Fuerzas sobre la claveta

Donde:

L = Longitud de la claveta.

r = Radio del eje

En el sistema mostrado en la Fig.4.20. Existe una fuerza que actúa sobre la rueda ($F = 2,042 N$) calculado anteriormente, una fuerza contraria F' que ejerce la rueda sobre la claveta y un momento torsionante sobre el eje³⁴.

³⁴ DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, V.M. Faires, Barcelona, Cuarta edición, Pág.365-369

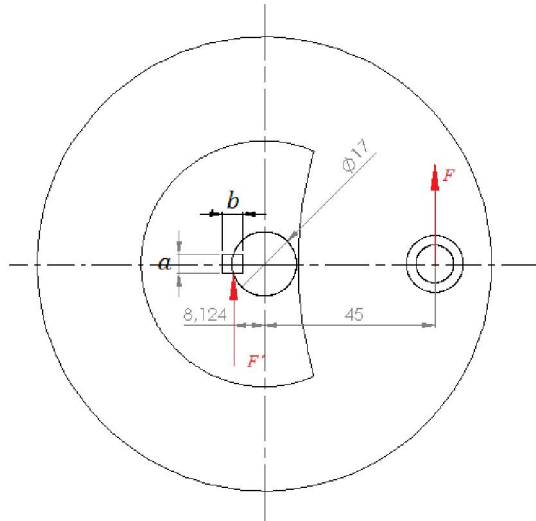


Fig.4.20. Diagrama de cuerpo libre para el sistema rueda, eje y chaveta

Se procede a realizar el equilibrio del sistema:

$$\sum M_O = 0$$

$$(F \times 45 \text{ mm}) - (F' \times 8,5 \text{ mm}) = 0$$

$$(2,042 \text{ N} \times 45 \text{ mm}) - (F' \times 8,5 \text{ mm}) = 0$$

$$F' = 10,81 \text{ N}$$

Donde:

F' = Fuerza ejercida sobre la chaveta

El momento a torsión sobre el eje es el siguiente:

$$T = 10,81 \text{ N} \times 8.5 \text{ mm}$$

$$T = 91.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

La selección de la chaveta se realiza en función del diámetro del eje por la siguiente tabla:

Tabla. 4.5. Tabla de diámetro del eje, y dimensiones de la chaveta³⁵

Diámetro del eje [mm]	<i>a</i> [mm]	<i>b</i> [mm]	<i>L</i> [mm]
10-12	4	4	10-30
12-17	5	5	10-40
17-22	6	6	12-50
22-30	8	7	20-70
30-38	10	8	25-90
38-44	12	8	30-120
44-50	14	9	35-140
50-58	16	10	45-180
58-68	18	11	50-200
68-78	20	12	60-220
78-92	24	14	70-280
92-110	28	16	80-300
110-130	32	18	90-350
130-150	36	20	100-400
150-170	40	22	120-400
170-200	45	25	160-400

Para un eje de diámetro de 17 mm se tiene:

$$a = 5 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

Se requiere calcular la longitud *L* de la chaveta con el análisis de esfuerzos que actúan en el elemento.

Existen dos tipos de esfuerzos para las chavetas por lo que se calcula una longitud *L* para cada caso:

1) ESFUERZO A CORTE O CIZALLADURA

Para el análisis a corte se toma en cuenta la teoría de la energía de distorsión (T.E.D.) para materiales dúctiles³⁶, por lo que:

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

Ec. (4.41)

³⁵ DIBUJO TÉCNICO MECÁNICO, Straneo S., Consorti R., Ed Montaner, 1° edición, Madrid 1969, Pág. 293

³⁶ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 249-251.

Donde:

S_{sy} = Resistencia al cortante

S_y = Resistencia de fluencia del material dúctil

Reemplazando los valores con los datos para un material AISI 1018 ($S_y=235 \text{ N/mm}^2$) para la chaveta se tiene:

$$S_{sy} = 0.577 \times 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ (MPa)}$$

$$S_{sy} = 135.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ (MPa)}$$

La longitud de la chaveta viene dada por la siguiente ecuación³⁷:

$$L = \frac{2 T}{S_{sy} a D}$$

Ec. (4.42)

Donde:

L = Longitud de la chaveta para cizalladura

T = Momento a torsión en el eje

a = Ancho de la chaveta

D = Diámetro del eje

Entonces:

$$L = \frac{2 \times 91.9 \text{ N} \cdot \text{mm}}{135.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 5 \text{ mm} \times 17 \text{ mm}}$$

$$L = 0.016 \text{ mm.}$$

³⁷ DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, V.M. Faires, Barcelona, Cuarta Edición, Pg.368

2) ESFUERZO A COMPRESIÓN O APLASTAMIENTO

Para el análisis en aplastamiento se asigna un factor de diseño para encontrar la resistencia al aplastamiento.

$$S_{sc} = \frac{S_y}{\eta} \quad \boxed{\text{Ec. (4.43)}}$$

Donde:

S_{sc} : Resistencia a compresión contra las paredes.

Se asigna un $\eta=2$, ya que no debe existir falla con respecto a la resistencia del material del cual está fabricado la chaveta, sin embargo debe ser un valor bajo con respecto al factor de seguridad del eje con el cual va acoplado, es decir este elemento funciona como un material fusible, entonces:

$$S_{sc} = \frac{235 \frac{N}{mm^2}}{2}$$

$$S_{sc} = 117.5 \frac{N}{mm^2}$$

La longitud de la chaveta viene dada por la siguiente ecuación:

$$L = \frac{4 T}{S_{sc} b D} \quad \boxed{\text{Ec. (4.44)}}$$

Donde:

b = Altura de la chaveta

Reemplazando:

$$L = \frac{4 \times 91.9 \text{ N} \cdot \text{mm}}{117.5 \frac{N}{mm^2} \times 5 \text{ mm} \times 17 \text{ mm}}$$

$$L = 0.04 \text{ mm.}$$

Con los resultados obtenidos se selecciona la mayor longitud L para chaveta, como en este caso las magnitudes son pequeñas debido a que no existe una carga crítica, por construcción se selecciona una chaveta de 5 x 5 x 15 mm.

4.3.8 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA REQUERIDA PARA MOVER EL ENSAMBLAJE TOTAL DE LOS ELEMENTOS

Para determinar la fuerza es necesario conocer los siguientes parámetros:

- Dimensionamiento de los engranajes cónicos.
- Momento rotacional de subconjunto rueda, eje y piñón cónico.

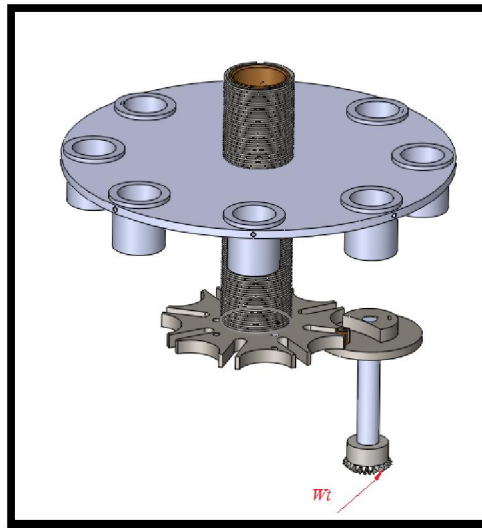


Fig.4.21. Ensamblaje total de los elementos

4.3.8.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES RECTOS

Cuando se necesita transmitir movimiento entre ejes perpendiculares, es necesario recurrir a los engranajes cónicos, estos generalmente se hacen para un ángulo entre ejes de 90° . Los dientes pueden ser fundidos, fresados ó generados siendo estos últimos los más exactos.

En este caso la relación de velocidad es 1:1 por lo que, tanto el engranaje (conducido) y el piñón (conductor) tienen las mismas dimensiones.

Para iniciar el diseño se parte con la asignación de los siguientes datos:

$$N_G = \text{Número de dientes del engranaje} = 21$$

$$N_P = \text{Número de dientes del piñón} = 21$$

$$m = \text{Módulo} = 2.5 \text{ mm}$$

$$\phi = \text{Ángulo de presión} = 20^\circ$$

Se calcula el ángulo de paso (γ) mediante la siguiente ecuación:

$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G} \quad \text{Ec. (4.45)}$$

Entonces:

$$\tan \gamma = \frac{21}{21}$$

$$\gamma = 45^\circ$$

Se determina el valor del diámetro de paso (d), mediante la siguiente ecuación:

$$d = m \cdot N_P \quad \text{Ec. (4.46)}$$

Entonces:

$$d = 2,5 \text{ mm} \times 21$$

$$d = 52.5 \text{ mm} \approx 2 \text{ plg}$$

Partiendo de este valor se procede a calcular el paso diametral P [dientes/plg] mediante la siguiente ecuación:

$$P = \frac{N_P}{d} \quad \text{Ec. (4.47)}$$

Entonces:

$$P = \frac{21}{2 \text{ plg}}$$

$$P = 10.5 \frac{\text{dientes}}{\text{plg}}$$

El paso circular (ρ) se lo calcula en la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{\pi d}{N_P} \quad \text{Ec. (4.48)}$$

Reemplazando los valores en la Ec. (4.48) se tiene:

$$\rho = \frac{\pi \times 52.5 \text{ mm}}{21} = 7,854 \text{ mm}$$

Se calcula el ancho de cara (F_c) con la siguiente ecuación:

$$\text{Engranaje:} \quad F_c = \frac{A_o}{3} \quad \boxed{\text{Ec. (4.49)}}$$

$$\text{Piñón:} \quad F_c = \frac{10}{P} \quad \boxed{\text{Ec. (4.50)}}$$

$$A_o = \frac{d/2}{\text{sen } \gamma} \quad \boxed{\text{Ec. (4.51)}}$$

Donde:

A_o = Largo de cono.

Reemplazando los valores en la Ec. (4.51) se tiene:

$$A_o = \frac{52.5 \text{ mm}/2}{\text{sen } 45^\circ} = 37,123 \text{ mm}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la Ec. (4.49) se tiene:

$$F_c = \frac{37,123 \text{ mm}}{3} = 12,37 \text{ mm}$$

Reemplazando el paso diametral P en [dientes/mm] en la Ec. (4.50) se tiene:

$$F_c = \frac{10}{0,413 \text{ dientes/mm}} = 24.2 \text{ mm}$$

Se selecciona el menor de los 2 valores encontrados por lo que:

$$F_c = 12.37 \text{ mm.}$$

Se calcula el diámetro medio (dm) mediante la siguiente ecuación:

$$dm = d - F_c \cdot \text{sen } \gamma \quad \boxed{\text{Ec. (4.52)}}$$

Entonces:

$$dm = 52.5 \text{ mm} - 12.37 \text{ mm} \times \text{sen } 45^\circ$$

$$dm = 43,75 \text{ mm} \approx 1,722 \text{ plg.}$$

La velocidad en la línea de paso (V) según el diámetro medio en [pie/ min]:

$$V = \frac{\pi \cdot dm \cdot n}{12}$$

Donde:

n = revoluciones por minuto del piñón

Reemplazando los valores se tiene:

$$V = \frac{\pi \times 1,722 \times 16}{12} = 7,21 \frac{pie}{min}$$

Con todos los valores encontrados se puede dimensionar al par de engranajes cónicos.

4.3.8.2 MOMENTO ROTACIONAL DE SUBCONJUNTO RUEDA, EJE Y PIÑÓN CÓNICO

En el D.C.L. del subconjunto de la Fig.4.22. Se muestran las fuerzas que actúan sobre el sistema los cuales generan momentos a torsión sobre el eje.

Se necesita determinar el momento de inercia rotacional de masa que se genera por el peso del subconjunto.

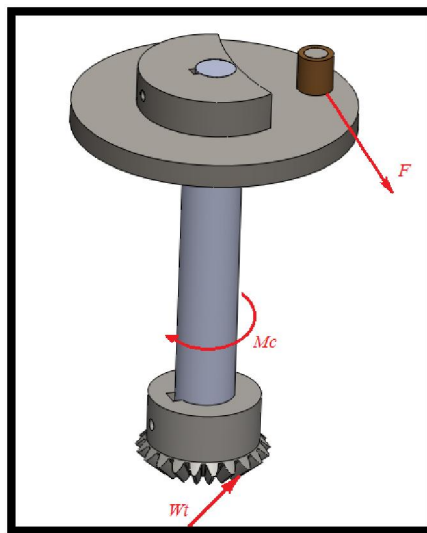


Fig.4.22. Diagrama de cuerpo libre del subconjunto

Tomando en cuenta la Ec. (4.31) se calcula el momento M_c .

$$M_c = I \cdot \alpha$$

Donde:

M_c = Momento de inercia rotacional del subconjunto

I = Inercia de masa del subconjunto = $1,95 * 10^{-3} \text{ Kg.m}^2$

α = Aceleración angular del subconjunto

Por definición en la Ec. (4.27), la aceleración angular del subconjunto es:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t}$$

Donde:

$\Delta\omega$ = Variación de la velocidad angular de la rueda = 1,67 rad/seg

t = Tiempo

Los elementos considerados móviles del subconjunto serán acelerados desde el instante en que se encuentra en reposo, es decir que la velocidad angular inicial es igual a cero ($\omega_0=0$) hasta que alcance la velocidad angular de funcionamiento (ω).

El tiempo en alcanzar la velocidad angular de funcionamiento se lo conoce como tiempo de arranque. Por cuestiones de diseño y del sistema, se asigna un valor de tiempo de arranque igual a 0.5 segundos.

Entonces:

$$\alpha = \frac{1,67 \text{ rad/seg}}{0,5 \text{ seg}}$$

$$\alpha = 3,34 \text{ rad/seg}^2$$

Reemplazando en la Ec. (4.31) se tiene:

$$M_c = 1,95 * 10^{-3} \text{ Kg. m}^2 * 3,34 \text{ rad/seg}^2$$

$$M_c = 6,513 * 10^{-3} \text{ N. m} = 6,513 \text{ N. mm}$$

Se procede a realizar el equilibrio del sistema y encontrar la fuerza tangencial W_t :

$$\sum M_o = 0$$

$$(F \times 45 \text{ mm}) - \left(Wt \times \frac{d_m}{2} \right) - Mc = 0$$

$$(2,042 \text{ N} \times 45 \text{ mm}) - \left(Wt \times \frac{43,75 \text{ mm}}{2} \right) - 6,513 \text{ N} \cdot \text{mm} = 0$$

$$Wt = 4,5 \text{ N}$$

Donde:

Wt = Fuerza tangencial sobre el diente del piñón

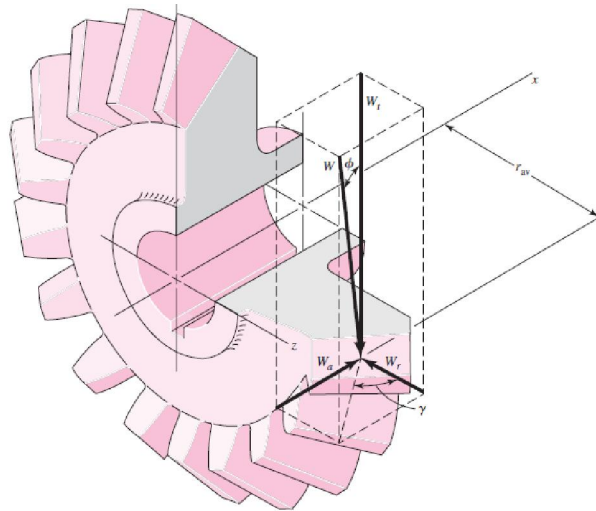


Fig.4.23. Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane cónico

Por consiguiente se calcula las componentes Wa y Wr .³⁸

Donde:

Wa = Fuerza axial en el diente

Wr = Fuerza radial en el diente

$$Wr = Wt \cdot \tan \phi \cdot \cos \gamma$$

Ec. (4.54)

$$Wr = 4,5 \text{ N} \times \tan 20^\circ \times \cos 45^\circ$$

$$Wr = 1,29 \text{ N}$$

$$Wa = Wt \cdot \tan \phi \cdot \sin \gamma$$

Ec. (4.55)

³⁸ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Octava edición, Pág. 689.

$$W_a = 4,5 N \times \tan 20^\circ \times \sin 45^\circ$$

$$W_a = 1,29 N$$

4.3.8.3 DISEÑO DINÁMICO A FATIGA POR FLEXIÓN³⁹

Los esfuerzos en una rueda de diente recto se los estudia en el diente como se indica en la Fig.4.23 se desprecia los esfuerzos producidos por la fuerza radial y axial, y solo se diseña el diente a flexión se toma en cuenta la fuerza tangencial.

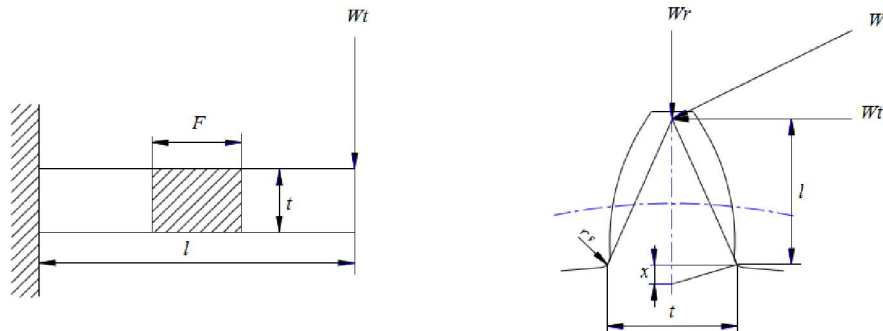


Fig.4.24. Sección transversal de un diente

Debido a los efectos dinámicos que generan los engranes por las velocidades variadas que emiten ruido, se debe considerar un factor de velocidad K_V con la siguiente ecuación:

$$K_V = \frac{50}{50 + \sqrt{V}}$$

Ec. (4.56)

Reemplazando:

$$K_V = \frac{50}{50 + \sqrt{V7.21}} = 0.95$$

Partiendo de la ecuación para el esfuerzo a flexión de un diente, se aplica la ecuación de Lewis:

$$\sigma = \frac{Wt \cdot P}{K_V \cdot Fc \cdot J}$$

Ec. (4.57)

Donde:

Wt = Fuerza tangencial sobre el diente del piñón = 4,5N = 1.011 Lb

³⁹ DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta Edición, Pg. 643-648

J = Factor geométrico de concentración de esfuerzos = 0,2 (Se determina mediante la Fig. del anexo C.10.a)

K_v = Factor dinámico = 0,95

P = Paso diametral = 10,5 dientes / plg \approx 0,43 dientes / mm.

F_c = Ancho de cara = 12,37 mm \approx 0,48 plg

Entonces:

$$\sigma = \frac{4,5 N \times 0,43 \text{ dientes /mm}}{0,95 \times 12,37 \text{ mm} \times 0,2}$$

$$\sigma = 0,83 N/mm^2$$

Se procede a encontrar el límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación:

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \quad \boxed{\text{Ec. (4.58)}}$$

Donde:

S_e = Limite de fatiga del diente del engranaje

S_e' = Limite de fatiga del material del engranaje

K_a = Factor de superficie = 0,82 (Anexo C.10.ff.c, Fig.13.25)

K_b = Factor de tamaño = 0,98 (Anexo C.10.ff.d, Tabla.13.9)

K_c = Factor de confiabilidad = 0,897 (Anexo C.10.ff.f, Tabla. 13.10)

K_d = Factor de temperatura = 1 (Anexo C.10.ff. e, Tabla 13.33)

K_e = Factor de modificación por concentración del esfuerzo = 1 (Se utiliza un $K_e = 1$ para engranajes)

K_f = Factor de efectos diversos = 1,33 (Anexo C.10.ff.g, Tabla 13.11)

El límite de resistencia a la fatiga del diente es:

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} \quad \boxed{\text{Ec. (4.59)}}$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia última a la tracción (AISI 1018) = 58 Kpsi = 400 N/mm²

Por lo que:

$$S_{e'} = 0,5 \times 400 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{e'} = 200 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando en la Ec.(4.58) se tiene:

$$S_e = 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 0,825 \times 0,98 \times 0,897 \times 1 \times 1 \times 1,33$$

$$S_e = 193 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- **FACTOR DE SEGURIDAD**

Para determinar el factor de seguridad se utiliza la siguiente ecuación:

$$\eta_G = K_o \cdot K_m \cdot \eta \quad \boxed{\text{Ec. (4.60)}}$$

Donde:

η_G = Factor dinámico para engranes

K_o = Factor de sobrecarga (Anexo C.10.ff.h, Tabla 13.12) = 1,5

K_m = Factor de distribución de carga según la AGMA⁴⁰ (Anexo C.10.ff.i, Tabla 13.13) = 1,6

η = Factor de seguridad ordinario

Entonces:

$$\eta_G = 1,5 \times 1,6 \times \eta$$

$$\eta_G = 2,4 \eta \quad \boxed{\text{Ec. (4.61)}}$$

⁴⁰ American Gear Manufacturer Association

El factor de seguridad n_G es:

$$\eta_G = \frac{Se}{\sigma} \quad \boxed{\text{Ec. (4.62)}}$$

Entonces:

$$\eta_G = \frac{193 \text{ N/mm}^2}{0,83 \text{ N/mm}^2}$$

$$\eta_G = 232,5$$

Despejando n en la (Ec. 4.61) se obtiene:

$$\eta = \frac{n_G}{2,4} = \frac{232,5}{2,4}$$

$$\eta = 96,8$$

El factor de seguridad ordinario η esta por sobre los valores permisibles del diseño, por lo que se concluye que el diseño no falla por fatiga a flexión.

4.3.8.4 DISEÑO DINÁMICO POR FATIGA SUPERFICIAL⁴¹

Los engranes están sometidos a esfuerzos cíclicos durante su operación los cuales provocan desgaste superficial es decir podrían fallar por fatiga superficial en sus dientes en un lapso de tiempo, por esta razón, los materiales utilizados en la fabricación de estos elementos mecánicos deben contrarrestar este efecto.

La resistencia a la fatiga en la superficie que corresponde a los aceros está dado por:

$$Sc = 0,4HB - 10 \text{ [kpsi]} \quad \boxed{\text{Ec. (4.63)}}$$

Donde:

Sc = Resistencia a la fatiga en la superficie

HB = Dureza Brinell del material =126 (AISI 1018)

⁴¹ DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta Edición, Pg. 651-654

Entonces:

$$S_c = 0,4(126) - 10 = 40,4 \text{ Kpsi}$$

Según la AGMA recomienda modificar el límite de fatiga de superficie con la ecuación:

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_c \quad \text{Ec. (4.64)}$$

Donde:

S_H = Límite de fatiga superficial

C_L = Factor de duración o vida = 1 (Anexo C.10.fs.a)

C_H = Factor de relación de dureza = 0.8: para engranes rectos

C_T = Factor de temperatura = 1: $T < 250^\circ\text{C}$

C_R = Factor de confiabilidad = 1

Reemplazando en la Ec. (4.64) se encuentra la resistencia hertziana:

$$S_H = \frac{1 \times 0,8}{1 \times 1} \cdot 40,4 \text{ Kpsi}$$

$$S_H = 50,5 \text{ Kpsi}$$

Se determina el factor de seguridad para los engranajes con la ecuación:

$$n_G = \frac{W_{tp}}{W_t} \quad \text{Ec. (4.65)}$$

Siendo:

W_{tp} = Fuerza tangencial permisible

Para encontrar la fuerza transmitida permisible se utiliza la ecuación:

$$W_{tp} = \left(\frac{S_H}{C_P} \right)^2 \cdot K_V \cdot F \cdot d \cdot I \quad \text{Ec. (4.66)}$$

Siendo:

C_p = Coeficiente elástico para engranes rectos = 2300 (acero sobre acero, anexo C.10.fs.b)

I = Factor geométrico

d = Diámetro de paso de engranaje= diámetro de paso del piñón=2 plg ($d_G = d_p$)

El factor geométrico se lo calcula con la siguiente expresión:

$$I = \frac{\text{sen}\phi \cdot \text{cos}\phi}{2} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{Ec. (4.67)}$$

Siendo:

ϕ = Ángulo de presión = 20°

m_G = Relación de velocidad

La relación de velocidad m_G se lo consigue con la ecuación:

$$m_G = \frac{d_G}{d_p} \quad \text{Ec. (4.68)}$$

Entonces:

$$m_G = \frac{2 \text{ plg}}{2 \text{ plg}} = 1$$

Reemplazando los valores obtenidos en la Ec. (4.67) se tiene:

$$I = \frac{\text{sen}20^\circ \times \text{cos}20^\circ}{2} \cdot \frac{1}{1 + 1}$$

$$I = 0,08$$

Con la Ec. (4.66) y con los valores hallados se evalúa W_{tp} por lo que:

$$W_{tp} = \left(\frac{50.5 \cdot 10^3 \text{ psi}}{2300} \right)^2 \times 0,95 \cdot 0,48 \text{ plg} \cdot 2 \text{ plg} \cdot 0,08$$

$$W_{tp} = 35.7 \text{ lb}$$

El factor de seguridad η_G es igual a:

$$\eta_G = \frac{35.7 \text{ lb}}{1.011 \text{ lb}} = 35.3$$

Resolviendo la Ec. (4.60) se obtiene el factor de seguridad ordinario, entonces:

$$\eta = \frac{\eta_G}{K_o \cdot K_m} = \frac{35.3}{1.5 \cdot 1.6}$$

$$\eta = 14.7$$

Comparando los dos factores de seguridad ordinarios encontrados, se entiende que es más crítico la falla por fatiga superficial en los engranajes (*n fatiga flexión* > *n fatiga superficial*); por consiguiente los resultados obtenidos en el diseño de engranes cónicos no falla por ninguno de los casos.

- **SELECCIÓN DE LA CHAVETA**

Por lo ya expuesto anteriormente en la selección de la chaveta de la rueda de ginebraje las cargas no son críticas, por lo que de acuerdo a la *Tabla 4.5*. Se selecciona una chaveta de 8 x 7 con una longitud de 20 mm. Para la sujeción del engrane cónico con un eje de diámetro 25 mm.

4.3.9 DISEÑO ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE SELLADO

En esta sección del diseño de la máquina se muestra los cálculos relacionados con el diseño energético de las dos estaciones del proceso de sellado de los tubos de polietileno los cuales son de importancia previo al diseño mecánico, puesto que se necesita conocer varios parámetros de los elementos que conforman el sistema.

Las dos estaciones del proceso son:

1. El diseño del sistema calefactor para la soldadura de las paredes del tubo.
2. El diseño del sistema de enfriamiento de la junta soldada del tubo.

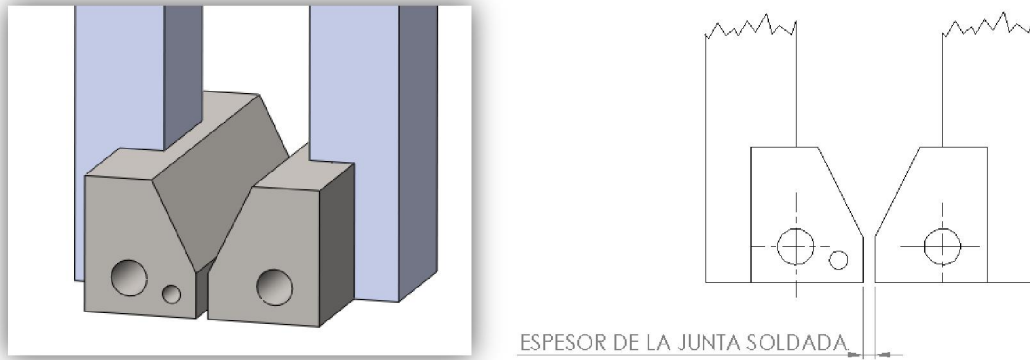


Fig.4.25. Esquema del sistema de sellado

Para el sellado de los tubos existen variables que intervienen directamente con el proceso los cuales se detallan a continuación:

- Espesor y masa de la lámina de polietileno (junta soldada)
- Área de sellado
- Energía suministrada en un lapso de tiempo
- Temperatura de sellado.
- Temperatura superficial de los selladores y enfriadores para cada instante de tiempo.
- Temperatura ambiente en la cual trabaja la máquina.
- Tiempo de calentamiento de los selladores.

Es por esto que se hace un estudio de relación existente entre las principales variables que intervienen en el proceso de sellado.

4.3.9.1 DISEÑO DEL SISTEMA CALEFACTOR

El presente análisis se lo realiza con el fin de determinar la energía necesaria para realizar el calentamiento de los bloques calefactores desde la temperatura ambiente hasta una temperatura de trabajo, el cual corresponde a la temperatura de ablandamiento del material plástico del cual está fabricado el tubo.

En la presente tabla se muestra los rangos de temperatura para el termosellado de láminas plásticas:

Tabla. 4.6. Rangos de temperatura de termosellado de láminas de polietileno ⁴²

MATERIAL	°F	°C
Recubrimiento de celofán	200-300	90-150
Acetato de celulosa	400-500	205-260
Recubrimiento de polyester	490	255
Poli-cloro trifluoroetileno	415-450	210-230
Polietileno	250-375	120-190
Poliestireno	220-300	105-150
Poli-vinil alcohol	300-400	150-205
Poli-vinil cloruro y copolímero (no rígido)	200-400	90-205
Poli-vinil cloruro y copolímero (rígido)	260-400	125-205
Poli-vinil cloruro mezclado con goma de nitrilo	220-350	105-175
Poli-vinil dieno cloruro	285	140
Caucho hidrocloruro	225-350	105-175
Etileno fluorado-propileno copolímero	600-750	315-400

Para el análisis se asigna una temperatura promedio de sellado de 155°C.

Es de importancia conocer en principio las dimensiones de los elementos que intervienen en el sistema calefactor de acuerdo a las dimensiones del tubo que se va analizar (ver Fig.4.1).

Para este sistema se fija como elemento calefactor un bloque de aluminio el cual posee una buena conductividad térmica y contiene un orificio donde se aloja una resistencia eléctrica tipo cartucho de 3/8 de pulgada existentes en el mercado.

Se establece las siguientes medidas para el bloque de aluminio:

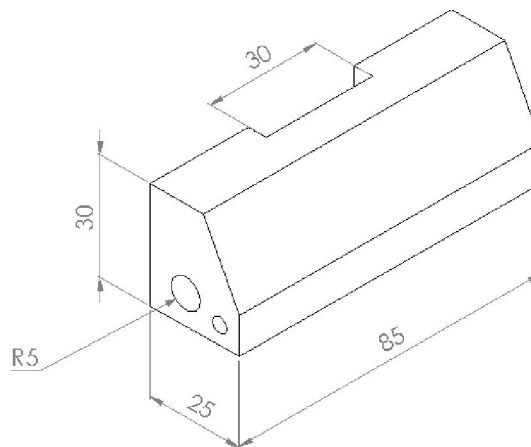


Fig.4.26. Medidas generales del bloque calefactor

⁴² TESIS EPN, "DISEÑO DE UN SISTEMA DE TERMOSELLADO", Ayala Esparza Freddy, 2002

Es necesario también incorporar a la máquina un dispositivo que controle el suministro de energía para cada requerimiento para aprovechar la energía disponible y evitar pérdidas que afectarían en el costo de operación.

El análisis de la transferencia de calor del proceso de sellado se lo dividirá en balance de energía en estado transitorio y balance de energía en estado estable.

- **ANÁLISIS EN ESTADO TRANSITORIO**

Se determina la energía necesaria en un tiempo establecido para calentar a los bloques de aluminio desde una temperatura ambiente de 25°C hasta una temperatura de trabajo de 155°C, considerada para el presente diseño.

El balance de energía se lo realiza en el siguiente volumen de control:

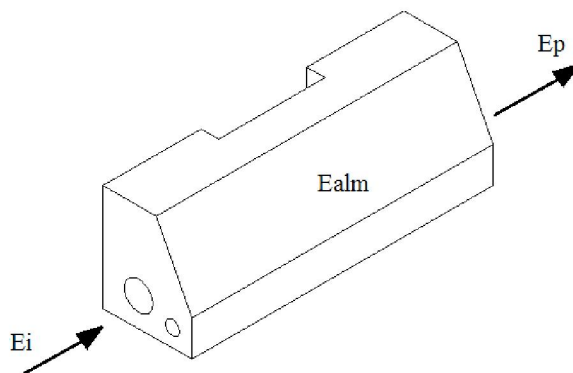


Fig.4.27. Balance de energía para el bloque calefactor

$$E_i = E_{alm} + E_p$$

Ec. (4.69)

Donde:

E_i = Energía que ingresa al bloque

E_{alm} = Energía almacenada en el bloque

E_p = Energía perdida por convección y radiación

Energía almacenada en los bloques de aluminio

La energía almacenada en el bloque de aluminio viene dada por:

$$E_{alm} = m \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta}$$

Ec. (4.70)

Donde:

m = Masa del bloque de aluminio = 0.12 Kg

C_p = Calor específico del aluminio = 0.243 [Wh/Kg°C]

$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{\partial T_s}{\partial \theta}$ = Variación de la temperatura respecto al tiempo [°C/h]

Por lo tanto la energía almacenada es:

$$E_{alm} = 0,12 \text{ Kg} \cdot 0,243 \text{ Wh/Kg}^\circ\text{C} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \theta}$$

$$E_{alm} = 0.03 \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \theta}$$

Pérdidas de energía

Para las pérdidas de energía se establece la ecuación:

$$E_p = E_{pconv} + E_{prad}$$

Ec. (4.71)

Donde:

E_{pconv} = Energía perdida por convección natural hacia los alrededores

E_{prad} = Energía perdida por radiación hacia los alrededores

Energía perdida por convección (natural)

Para encontrar las perdidas por convección se establece la ecuación:

$$E_{pconv} = E_{pconv(S)} + E_{pconv(L)}$$

Ec. (4.72)

Donde:

$E_{pconv(S)}$ = Energía perdida por convección por las caras superiores

$E_{pconv(L)}$ = Energía perdida por convección por las caras laterales

El cálculo de la energía perdida por convección en la parte superior se lo calcula de la siguiente manera:

$$E_{pconv(S)} = h_s \cdot A_s \cdot \Delta T$$

Ec. (4.73)

$$E_{pconv(S)} = h_s \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty)$$

Ec. (4.74)

Donde:

h_s = Coeficiente de convección de la pared plana horizontal

A_s = Área de convección superior = $8.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

T_s = Temperatura superficial del bloque = 155°C

T_∞ = Temperatura del aire = 25°C

Se calcula el coeficiente de convección mediante la ecuación simplificada para paredes planas y flujo laminar⁴³:

$$h_s = 1,42 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$$

Ec. (4.75)

Donde:

$\Delta T = T_s - T_a$ = Gradiente de temperatura

$T_a = T_\infty$ = temperatura superficial inicial (*se asume una variación mínima de temperatura entre la superficie del bloque y los alrededores)

L = Dimensión horizontal = 0.085 m

Entonces:

$$h_s = 1,42 \left(\frac{155 - 25}{0.085} \right)^{1/4}$$

$$h_s = 8,88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Reemplazando los valores en la Ec.(4.74):

$$E_{pconv(s)} = 8.88 \times 8,4 \cdot 10^{-3} \cdot (T_s - T_a)$$

$$E_{pconv(s)} = 0,074 \cdot (T_s - T_a)$$

⁴³ TRANSFERENCIA DE CALOR, J.P. Holman, 1ª edición en español, Pág.244.

El cálculo de la energía perdida por convección en la parte lateral se lo calcula de la siguiente manera:

$$E_{pconv(L)} = h_L \cdot A_L \cdot (T_s - T_a) \quad \boxed{\text{Ec. (4.76)}}$$

Donde:

h_L = Coeficiente de convección de la pared plana vertical

A_L = Área de convección lateral = $1,48 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Se calcula el coeficiente de convección mediante la Ec.(4.75) por lo que se obtiene:

$$h_L = 1,42 \left(\frac{155 - 25}{L} \right)^{1/4}$$

Donde:

L = Dimensión vertical = 0.03 m

Entonces el resultado es:

$$h_L = 11,52 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Reemplazando los valores en la Ec.(4.76):

$$E_{pconv(L)} = 11,52 \times 1,48 \cdot 10^{-3} \cdot (T_s - T_a)$$

$$E_{pconv(L)} = 0,017 \cdot (T_s - T_a)$$

Entonces la energía total perdida por convección al ambiente será:

$$E_{pconv} = 0,074 \cdot (T_s - T_a) + 0,017 \cdot (T_s - T_a)$$

$$E_{pconv} = 0,091 \cdot (T_s - T_a)$$

Energía perdida por radiación

La ecuación para calcular estas pérdidas es⁴⁴:

$$E_{prad} = A_{rad} \cdot \varepsilon \cdot \sigma_{SB} \cdot (T_s^4 - T_a^4) \quad \boxed{\text{Ec. (4.77)}}$$

⁴⁴ TRANSFERENCIA DE CALOR, J.P. Holman, 1ª edición en español, Pág.295

Donde:

ε = Emisividad del aluminio a temperatura ambiente = 0.04

σ_{SB} = Constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

T_s = Temperatura absoluta superficial de bloque = $155^\circ\text{C} = 428,15 \text{ K}$

T_a = Temperatura absoluta de los alrededores = $25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$

A_{rad} = Área superficial del bloque = 0.012 m^2

El coeficiente de transferencia de calor por radiación se calcula mediante un balance de energía de la siguiente manera:

$$h_{rad} \cdot A_{rad} \cdot (T_s - T_a) = A_{rad} \cdot \varepsilon \cdot \sigma_{SB} \cdot (T_s^4 - T_a^4) \quad \text{Ec. (4.78)}$$

Se obtiene la ecuación:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{SB} \cdot (T_s^4 - T_a^4)}{(T_s - T_a)} \quad \text{Ec. (4.79)}$$

Reemplazando en la Ec.(4.79) :

$$h_{rad} = \frac{0.04 \times 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (428,15^4 - 298,15^4)}{(428,15 - 298,15)}$$

$$h_{rad} = 0.44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

El calor perdido por radiación se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$E_{prad} = h_{rad} \cdot A_{rad} \cdot (T_s - T_a) \quad \text{Ec. (4.80)}$$

Entonces:

$$E_{prad} = 0.44 \times 0.012 \times (T_s - T_a)$$

$$E_{prad} = 5,28 \cdot 10^{-3} \cdot (T_s - T_a)$$

Entonces se obtiene la energía perdida total reemplazando las pérdidas por convección y radiación en la Ec.(4.71):

$$E_p = 0,091 \cdot (T_s - T_a) + 5,28 \cdot 10^{-3} \cdot (T_s - T_a)$$

$$E_p = 0,096 \cdot (T_s - T_a)$$

Entonces la energía necesaria para calentar los bloques de aluminio adopta la siguiente expresión:

$$E_i = 0,03 \frac{\partial T_s}{\partial \theta} + 0,096(T_s - T_a)$$

Ec. (4.81)

Cuyas condiciones iniciales son:

- Para un tiempo $\theta = 0 \text{ h}$, la temperatura $T_s = 25^\circ\text{C}$.

Resolviendo la ecuación diferencial se tiene la ecuación de la energía E_i [W] en función de un tiempo θ [h] y con la temperatura final T_s [$^\circ\text{C}$]:

$$E_i = \frac{T_s - 25}{10,41 \cdot (1 - e^{-3,2\theta})}$$

Ec. (4.82)

$$T_s = 155^\circ\text{C}$$

Entonces:

$$E_i = \frac{130}{10,41 \cdot (1 - e^{-3,2\theta})}$$

Ec. (4.83)

Con la expresión anterior se evalúan los parámetros de funcionamiento de los bloques calefactores a diferentes tiempos, considerando que la temperatura superficial máxima de servicio es de 155°C y la temperatura de los alrededores de 25°C por lo que se establece la cantidad de energía entregada a los bloques para un tiempo preestablecido.

Tabla.4.7. Tiempo de calentamiento y energía suministrada a los bloques calefactores

TIEMPO (Horas)	TIEMPO (Min)	ENERGIA SUMINISTRADA (W)
0,03	2	136,4
0,05	3	84,5
0,08	5	55,3
0,1	6	45,6
0,11	7	42
0,13	8	36,7
0,15	9	32,8
0,16	10	31,1

Se elige una potencia entregada de $84,5 \text{ W}$ para que los bloques alcancen una temperatura de servicio que corresponde a un tiempo de 3 minutos, el cual es un

tiempo considerado aceptable para que los elementos almacenen calor para en lo posterior iniciar el proceso de sellado.

La potencia total es de 169 W puesto que son dos bloques de iguales características.

- **ANÁLISIS EN ESTADO ESTABLE**

El análisis se realiza una vez que los bloques calefactores han alcanzado la temperatura de trabajo requerida.

La transmisión de calor se produce por el contacto del plástico con el bloque calefactor, por lo que se establece una transmisión de calor en estado estable unidireccional.

Para encontrar la energía necesaria para el sellado se requiere analizar un volumen de control de la zona de sellado:

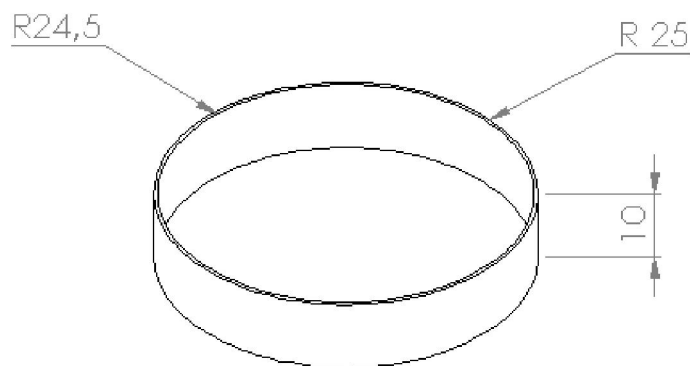


Fig.4.28. Volumen de control de la zona del tubo a sellarse

Los datos del polietileno son:

$$\rho_{PE} = \text{Densidad del polietileno de baja densidad} = 920 \text{ Kg/m}^3$$

$$Cp_{PE} = \text{Calor específico del polietileno} = 2100 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} = 0,583 \text{ Wh/Kg}^\circ\text{C}$$

Se obtienen los siguientes datos de la zona del tubo a sellarse:

$$m_{plast} = \text{Masa del plástico} = 7,2 \cdot 10^{-4} \text{ Kg}$$

$$Vc = \text{volumen de control} = 7,77 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$As = \text{Área de sellado} = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

El área de sellado comprende el área total exterior del tubo donde el calor se transfiere en estado estable unidireccional desde las paredes de los bloques calefactores hacia las paredes externas del tubo en la zona de sellado.

El balance de energía para el análisis es el siguiente:

$$E'i = E'_{alm} + E'_{cr}$$

Ec. (4.84)

Siendo:

$E'i$ = Energía necesaria para el ablandamiento y sellado

E'_{alm} = Energía absorbida por el plástico

E'_{cr} = Energía perdida por convección-radiación

Energía absorbida por el plástico

$$E'_{alm} = m_{plast} \cdot Cp_{PE} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \theta}$$

Ec. (4.85)

Entonces:

$$E'_{alm} = 7,2 * 10^{-4} Kg \cdot 0,583 \frac{Wh}{Kg \text{ } ^\circ C} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \theta}$$

$$E'_{alm} = 4,2 * 10^{-4} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \theta}$$

Energía perdida por convección-radiación

En el momento en que los bloques calefactores se cierran, el área del tubo expuesta a una temperatura infinita o temperatura ambiente son la cara superior y las dos secciones laterales.

El área de convección-radiación es: $8,85 * 10^{-5} m^2$

Debido a que el área adquiere valores muy pequeños las perdidas resultan ser también pequeñas por lo que se toma el coeficiente de convección como coeficiente global de perdidas.

El coeficiente de convección-radiación h_{cr} se halla con la Ec. (4.75), por lo que se tiene:

$$h_{cr} = 1,42 \left(\frac{155 - 25}{L} \right)^{1/4} \rightarrow L = 0.098 \text{ m}$$

$$h_{cr} = 8,57 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Entonces la energía total es:

$$E'_{cr} = h_{cr} \cdot A_{cr} \cdot (Ts - Ta)$$

Ec. (4.86)

$$A_{cr} = \text{Área de análisis} = 8,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Reemplazando:

$$E'_{cr} = 8,57 \cdot 8,85 \cdot 10^{-5} \cdot (Ts - Ta)$$

$$E'_{cr} = 7,6 \cdot 10^{-4} \cdot (Ts - Ta)$$

Sustituyendo los resultados en la Ec.(4.84) se tiene la energía necesaria para el ablandamiento y sellado entonces adopta la siguiente expresión:

$$E'i = 4,2 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\partial Ts}{\partial \theta} + 7,6 \cdot 10^{-4} \cdot (Ts - Ta)$$

Ec. (4.87)

Cuyas condiciones iniciales para el volumen de control son:

- Para un tiempo $\theta = 0 \text{ h}$, la temperatura $Ts = 25^\circ C$.

Resolviendo la ecuación diferencial se tiene:

$$E'i = \frac{181 Ts - e^{-1.81\theta} - 4525}{238095(1 - e^{-1.81\theta})}$$

Ec. (4.88)

Donde $Ts = 155^\circ C$, por lo que se tiene:

$$E'i = \frac{23530 - e^{-1.81\theta}}{238095(1 - e^{-1.81\theta})}$$

Ec. (4.89)

El tiempo de sellado esta dentro del tiempo muerto calculado para el sistema cruz de malta cuyo valor es de 2,35 segundos.

Durante este tiempo las mordazas efectúan 3 etapas:

1. Cierre de mordazas.
2. Sellado y ablandamiento de la junta soldada.
3. Apertura de mordazas.

Es por esto que se toma un valor de 2 segundos para la segunda etapa considerando que el tiempo restante de 0.35 segundos corresponde al cierre y apertura de las mordazas.

Tiempo de servicio:

$$\theta = 2 \text{ s} = 5.56 \cdot 10^{-4} \text{ h}$$

Sustituyendo en la *Ec. (4.89)*:

$$E'i = \frac{23530 - e^{-1.81 \times 5.56 \cdot 10^{-4}}}{238095(1 - e^{-1.81 \times 5.56 \cdot 10^{-4}})}$$

$$E'i = 98.33 \text{ W}$$

La energía obtenida es la energía total necesaria para el ablandamiento del polietileno y es la energía total que pierden los bloques durante el sellado, es por esto que se debe suministrar una energía de 98.33 W que compense esta pérdida.

Si los espesores y la masa de la zona de sellado aumenta, la energía necesaria para el sellado aumenta; es decir que las variables que intervienen en el sellado son directamente proporcionales en cuestiones de consumo energético.

4.3.9.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

En esta parte de diseño energético se analiza el sistema de mordazas de enfriamiento y sellado a presión de la junta soldada.

Para esto se analizan los bloques que deben extraer el calor almacenado en la junta soldada para conseguir una unión perfecta de las paredes del tubo y a su vez la disminución de la temperatura superficial de la zona de sellado para que en la etapa posterior se realice el corte de los excesos de material sin ningún problema.



Fig.4.29. Esquema del proceso de sellado y enfriamiento

Las mordazas de enfriamiento deben estar fabricados de un material capaz de absorber el calor y lograr un enfriamiento de las masa del plástico en los 2 segundos que dura el proceso por lo que el material debe ser un buen conductor de calor como es el caso del aluminio, bronce o cobre los cuales tiene un coeficiente de conductividad térmica relativamente altos.

Para mayor seguridad se selecciona un bloque de cobre para el proceso.

El fin es determinar el sistema de enfriamiento de los bloques para que estos tengan una temperatura superficial constante durante toda la etapa de trabajo que aproximadamente es de 18°C a 25°C.

Para este análisis se determina la geometría de los bloques de enfriamiento los cuales se detallan a continuación (medidas generales):

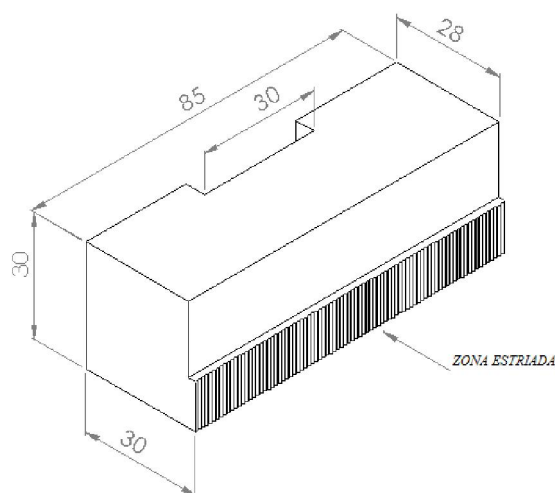


Fig.4.30. Medidas generales del bloque de enfriamiento

Se establece ductos de agua dentro de los bloques para conseguir el enfriamiento constante de los mismos.

Determinación del calor que debe disiparse

Para este análisis se debe considerar las siguientes condiciones:

- Transferencia de calor en estado estable
- La energía que se extrae de la junta soldada se transfiere al bloque y al agua de refrigeración.

El calor que debe extraerse de la junta soldada está definido por la ecuación:

$$Q_{js} = m_{js} \cdot Cp_{PE} \cdot (Tf_{js} - To_{js}) \quad \boxed{\text{Ec. (4.90)}}$$

Donde:

Q_{js} = Calor a extraerse de la junta soldada

m_{js} = Masa de la junta soldada = $7,2 \cdot 10^{-4}$ Kg

Cp_{PE} = Calor específico del polietileno = 2100 J/Kg°C

Tf_{js} = Temperatura final de la junta soldada = 18°C (se asume la temperatura del agua de la red pública)

To_{js} = Temperatura inicial de la junta soldada = 155°C

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$Q_{js} = 7,2 \cdot 10^{-4} \cdot 2100 \frac{J}{Kg^{\circ}C} \cdot (18^{\circ}C - 155^{\circ}C)$$

$$Q_{js} = -207,14 J$$

Para un tiempo de 2 segundos que dura el proceso se tiene el calor por unidad de tiempo:

$$\dot{Q}_{js} = 103,57 W$$

Este calor debe extraerse de la junta soldada por el bloque de la mordaza, es decir que toda esta energía que gana la mordaza debe ser transferida al flujo de agua.

Como el calor que se extrae se distribuye a cada bloque cada uno debe extraer la mitad de ese calor entonces se tiene:

$$\dot{q} = 51,785 W$$

\dot{q} = Calor que debe disiparse del bloque y transferirse al agua por cada bloque

Con la cantidad de calor a disiparse se realiza una simulación de transferencia de calor por el programa TCB el cual sirve para analizar problemas de transferencia de calor por conducción y convección.

En el software se ingresa los datos conocidos para en lo posterior obtener un análisis gráfico del fenómeno descrito.

Para este caso se dibuja el perfil del bloque de enfriamiento y a la vez ingresando todos los valores conocidos y calculados anteriormente.

En el anexo B.1. se describe los pasos para la utilización del programa.

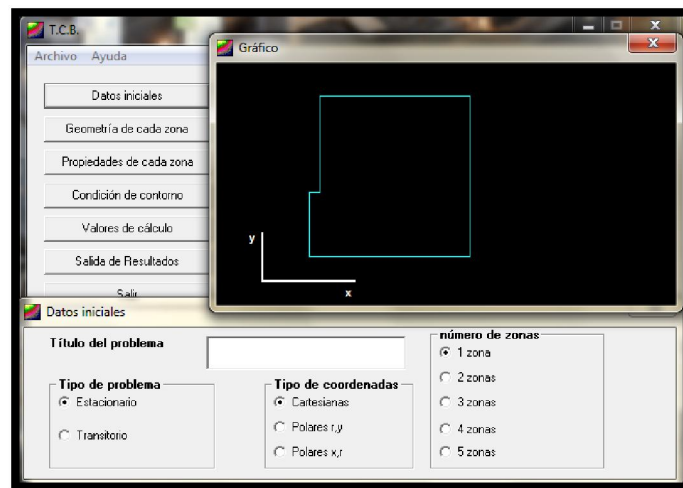


Fig.4.31. Programa TCB para análisis de transferencia de calor

Una vez concluido con el proceso de ingreso de datos se obtiene una gráfica que describe las zonas más calientes por donde deberá pasar el ducto para el agua y servirá como ayuda para determinar las dimensiones de los ductos de enfriamiento.

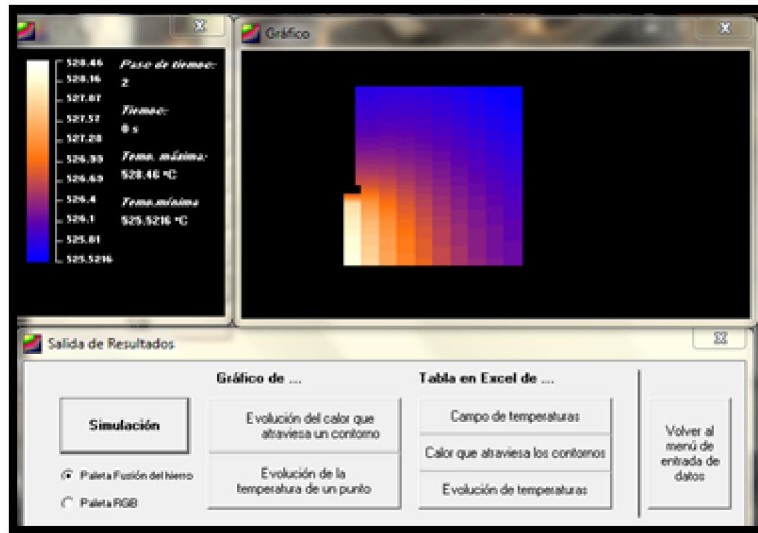


Fig.4.32. Distribución de calor en estado estable para el bloque de cobre

En la Fig. 4.32 Se puede observar claramente la zona caliente en el intervalo de 2 segundos que dura el sellado por lo que las perforaciones de los ductos de agua deberán pasar por esas zonas.

A continuación se establece las dimensiones y localizaciones de las perforaciones:

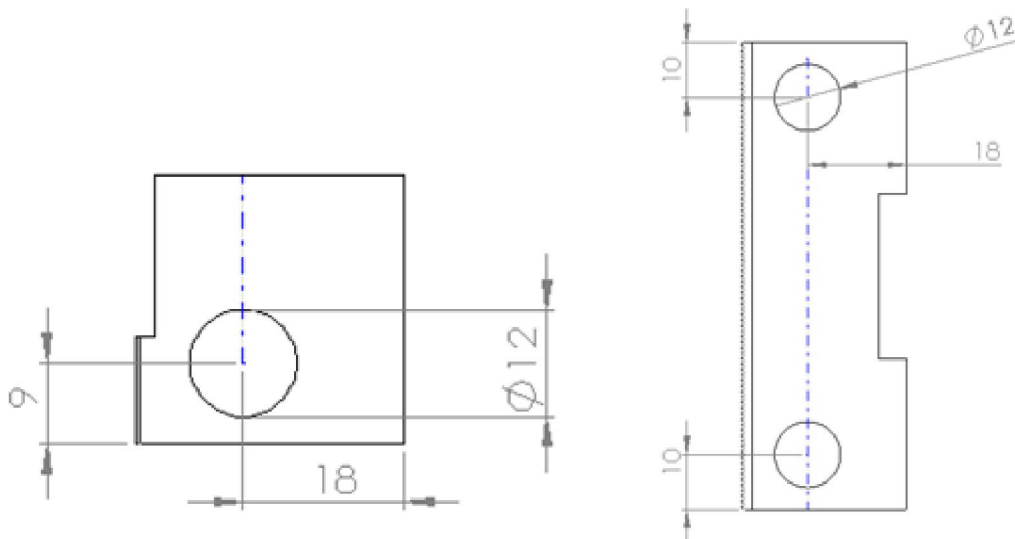


Fig.4.33. Dimensiones de las perforaciones de los ductos de refrigeración

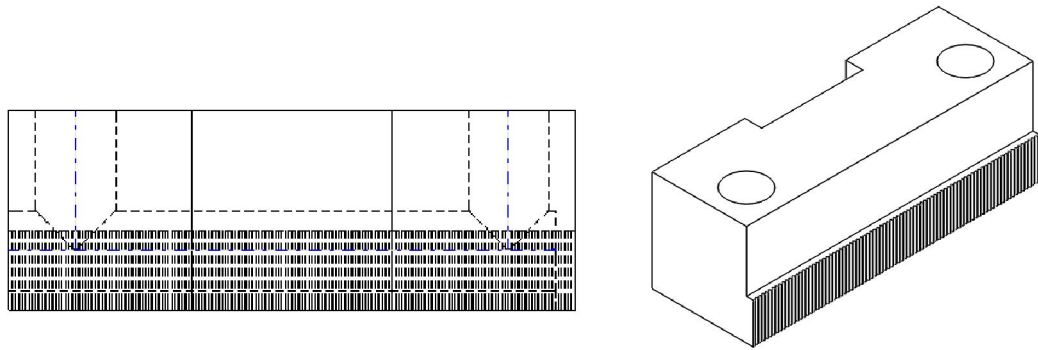


Fig.4.34. Esquema de los bloques con las perforaciones

Disposición del sistema de enfriamiento en el bloque⁴⁵

Para este análisis se lo compara con el sistema de enfriamiento de los moldes de inyección de plásticos debida a la semejanza de las condiciones del proceso.

A continuación se comprueba si el sistema de refrigeración señalado es el adecuado y para esto se procede de la siguiente manera:

Se calcula el coeficiente de Reynolds para determinar el tipo de flujo que se dispone con la siguiente ecuación⁴⁶:

$$Re = \frac{v_{m_w} \cdot \rho_w \cdot D}{\mu_w} \quad \text{Ec. (4.91)}$$

Donde:

v_{m_w} = Velocidad del agua de la red pública de agua potable

ρ_w = Densidad del agua a 18 °C = 998,5 Kg/m³

D = Diámetro del canal de refrigeración = 12 mm = 0.012 m

μ_w = Viscosidad dinámica del agua a 18°C = 1,063*10⁻³ N.s/m²

Para encontrar la velocidad del flujo del agua dentro de la tubería de la red pública se lo realiza experimentalmente con la válvula abierta en un 80% aproximadamente; por lo que encuentran los siguientes datos:

⁴⁵ EL PLÁSTICO EN LA INDUSTRIA Y MOLDES PARA INYECCIÓN, Mengues- Mohren, Tomo 3, Pág.108-118

⁴⁶ EL PLÁSTICO EN LA INDUSTRIA Y MOLDES PARA INYECCIÓN, Mengues- Mohren, Tomo 3, Pág.117.

$$Q_w = \text{Caudal} = 0.00012 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_{m_w} = \text{velocidad media} = 1,16 \text{ m/s}$$

$$A_w = \text{Área transversal de salida del agua en la tubería} = 1,038 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Reemplazando en la Ec. (4.91), se tiene:

$$Re = \frac{1,16 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 998,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,012 \text{m}^2}{1,063 \cdot 10^{-3} \text{Ns/m}^2} = 13075,13$$

El flujo es turbulento ya que $Re > 4000$.

El coeficiente de transmisión térmica α_w se lo determina mediante la siguiente ecuación⁴⁷:

$$Nu = \frac{\alpha_w \cdot D}{k_w}$$

Ec. (4.92)

Despejando:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot k_w}{D}$$

Ec. (4.93)

Donde:

Nu = Número de Nusselt

α_w = Coeficiente de transmisión térmica del agua

k_w = Conductividad térmica del agua = 0,61 W/m°C

El número de Nusselt se lo determina mediante la siguiente expresión⁴⁸:

$$Nu = 0,037(Re^{0,75} - 180) \times Pr^{0,42} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right) 0,67 \right]$$

Ec. (4.94)

Donde:

Pr = Coeficiente de Prandtl para el agua a 18°C = 7,6 (adimensional)

L = Longitud aproximada del ducto de refrigeración = 107 mm = 0,107 m

⁴⁷ FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, Incropera F., Cuarta edición, pág. 320

⁴⁸ EL PLÁSTICO EN LA INDUSTRIA Y MOLDES PARA INYECCIÓN, Mengues- Mohren, Tomo 3, Pág.117

Entonces:

$$Nu = 0.037(13075,37^{0,75} - 180) \times 7,6^{0,42} \left[1 + \left(\frac{0,012 \text{ m}}{0.107 \text{ m}} \right)^{0,67} \right]$$

$$Nu = 97,23$$

Sustituyendo en la *Ec.(4.93)* se obtiene:

$$\alpha_w = \frac{97,23 \cdot 0,61 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.012 \text{ m}}$$

$$\alpha_w = 4942,52 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Se procede a encontrar el calor intercambiado \dot{q}_u entre el bloque de enfriamiento y el ambiente con ecuación siguiente:

$$\dot{q}_u = h_u \cdot A_u \cdot (T_a - T_w)$$

Ec. (4.95)

Siendo:

h_u = Coeficiente de transferencia de calor para convección libre en aire = 10 W/m²°C

A_u = Área exterior del bloque de enfriamiento = 0,012 m²

T_a = Temperatura de los alrededores = 25°C

T_w = Temperatura del agua = 18°C

Reemplazando:

$$\dot{q}_u = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}} \times 0.012 \text{ m}^2 \cdot (25^\circ\text{C} - 18^\circ\text{C})$$

$$\dot{q}_u = 0,84 \text{ W}$$

A continuación se aplica la ley de transmisión térmica de Newton para encontrar la diferencia de temperatura entre el agente de enfriamiento (agua) y la pared del ducto de refrigeración:

$$\Delta\theta_1 = \theta_{KK} - \theta_{TM}$$

Ec. (4.96)

La ecuación para encontrar la diferencia de temperaturas es:

$$\theta_{KK} - \theta_{TM} = \frac{\dot{q} + \dot{q}_u}{2 \cdot F_{KK} \cdot \alpha_w} \quad \text{Ec. (4.97)}$$

Donde:

$\Delta\theta_1$ = Diferencia de temperaturas entre el agua y la pared del ducto de enfriamiento

θ_{KK} = Temperatura de la pared del canal de enfriamiento

θ_{TM} = Temperatura del agua o agente moderador = 18°C

F_{KK} = Superficie del canal de enfriamiento = $4,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Entonces con la Ec. (4.97) se obtiene:

$$\theta_{KK} - \theta_{TM} = \frac{51,785 \text{ W} + 0,84 \text{ W}}{2 \cdot 4,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot 4942,52 \text{ W/m}^2\text{°C}}$$

$$\theta_{KK} - \theta_{TM} = 1,32 \text{ °C}$$

Por lo tanto:

$$\theta_{KK} = 1,32 \text{ °C} + \theta_{TM} \quad \text{Ec. (4.98)}$$

Reemplazando:

$$\theta_{KK} = 1,32 \text{ °C} + 18 \text{ °C}$$

$$\theta_{KK} = 19,32 \text{ °C}$$

Con los resultados obtenidos se calcula la temperatura de la pared del bloque donde existe el contacto con la masa de plástico (junta soldada) mediante la siguiente ecuación⁴⁹:

$$\theta_w - \theta_{KK} = \frac{S_{KK} \cdot \dot{q}}{2 \cdot k_{Cu} \cdot F_p} \quad \text{Ec. (4.99)}$$

⁴⁹ EL PLÁSTICO EN LA INDUSTRIA Y MOLDES PARA INYECCIÓN, Mengues- Mohren, Tomo 3, Pág.118.

Siendo:

θ_W = Temperatura de la pared del bloque (zona estriada Fig. 4.30)

S_{KK} = Distancia del canal de enfriamiento a la pared del molde = 12 mm = 0,012 m

k_{Cu} = Conductividad térmica del bloque de cobre = 401 W/m°C

Fp = Superficie proyectada de la pieza (área de la zona estriada) = $1,02 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Reemplazando:

$$\theta_W - 19,32 \text{ °C} = \frac{0,012 \text{ m} \cdot 51,785 \text{ W}}{2 \cdot 401 \frac{\text{W}}{\text{m}} \text{ °C} \cdot 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\theta_W = 20,08 \text{ °C}$$

La temperatura de la pared del bloque de enfriamiento de cobre θ_W esta dentro del rango de temperaturas de pared para moldes de inyección (0°C a 70°C), por lo que el proceso de enfriamiento se lo efectúa sin problemas.⁵⁰

PRESIÓN SOBRE EL ÁREA DE LA ZONA DE SELLADO

Este factor es de gran importancia puesto que se requiere la fuerza necesaria sobre área de sellado para que el plástico quede perfectamente soldado mediante la compresión de la zona estriada de los bloques de enfriamiento.

Para conseguir esto las estrías de las dos partes del bloque deben entrelazarse para reducir el espesor de la junta soldada como se muestra en la figura siguiente:

⁵⁰ EL PLÁSTICO EN LA INDUSTRIA Y MOLDES PARA INYECCIÓN, Mengues- Mohren, Tomo 3, Tabla 14, Pág.108

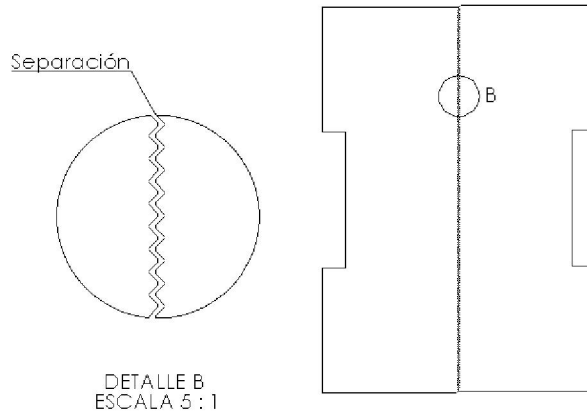


Fig.4.35. Cruce de las estrías de los bloques de enfriamiento

La separación existente entre los dos bloques se lo regula mediante las levas descritas en la *Fig. 3.11* del capítulo 3 donde el ancho de la leva determina el recorrido del bloque de cobre y por ende la presión que actúa; estas consideraciones se analizarán posteriormente.

4.3.10 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE CORTE

Luego de haber pasado por los dos procesos anteriores en esta estación se analiza el corte de los excesos producidos por el calentamiento y el enfriamiento bajo presión de las mordazas.

Estos excesos de material se encuentran situados en la parte superior de la junta soldada.



Fig.4.36. Proceso de corte

Para efectuar el corte se dispone de un sistema de cuchillas fabricados de un material resistente al desgaste debido a que esta operación se lo efectúa por el contacto en corte entre el acero y el plástico de manera cíclica, es decir, estas cuchillas trabajan en el corte de los excesos de material plástico de todos los tubos durante la producción.

En consecuencia los parámetros que intervienen en este proceso son:

- El ángulo de filo disponible en la cuchilla.
- Tipo de material de las cuchillas de corte.
- La resistencia de los materiales que intervienen en el mecanismo.

Ángulos de filo en las cuchillas

Se considera el proceso semejante al corte de materiales por cizallamiento como es el caso de las guillotinas o cizallas para el corte de papel.

En el mercado mundial existen fabricantes de estos dispositivos para el corte de materiales desde láminas metálicas, madera, plástico, papel, etc., los cuales recomiendan ángulos de de filo en las herramientas de corte.

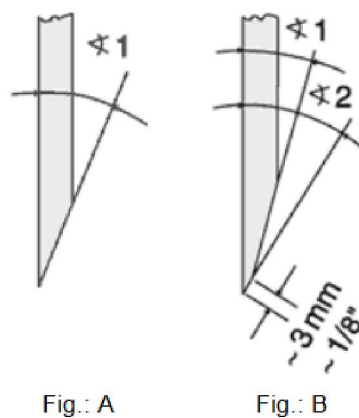


Fig.4.37. Ángulos de filo de cuchillas de corte

En ocasiones es necesario un filo o un doble filo Fig.4.37, ya que puede mejorar la calidad del corte y la vida útil de las cuchillas mediante la modificación de los ángulos de filo para que se adapte a materiales específicos.

En la siguiente tabla se muestra los ángulos de filo o bisel recomendados por fabricantes especializados en el corte de materiales:

Tabla. 4.8. Tabla de ángulos de filo para materiales plásticos⁵¹

✦ Plásticos/Otros materiales					
recorte material	Bisel < 1	Bisel < 2	recorte material	Bisel < 1	Bisel < 2
Amianto	19°	-	Goma (muy blanda)y	17°	-
Acetato	25°	-	Laminas metalicasm	19°	-
Astralón (lamina)	24°	-	Materiales para juntas	22°	-
Caucho (dureza media)	19°	-	Poliestireno	24°	26°
Caucho (dureza)	22°	-	Polietilenot	25°	-
Celofan	22°	24°	PVC (blando)	22°	-
Celuloide	22°	-	PVC(duro)	22°	24°
Chapa madera (blando)	19°	-	PVC (suelos)	19°	22°
Chapa madera (duro)	19°	22°	Tarjeta de circuitos	26°	-
Corcho	19°	-	Tejido Kevlar	22°	24°
Cuero	23°	-	Tejido textil	19°	-
Filtro	19°	-	Tela de asmoril	22°	-

De acuerdo a la *tabla 4.8.* se selecciona el ángulo de filo de 25° para el corte de polietileno, cuyo ángulo deberá tener la cuchilla de corte.

En las cizallas o guillotinas comunes se puede notar que una del par de cuchillas se encuentra estática, es decir se mantiene fija y a la vez mantiene fijo al material a cortar, es por esto que el ángulo de filo de esta es mucho mayor que la primera cuchilla con el fin de evitar el desgaste rápido y aumentar rigidez durante el proceso.

Entonces se establece el ángulo de filo para la segunda cuchilla el cual debe ser mayor a la primera.

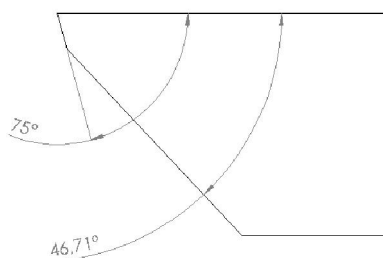


Fig.4.38. Ángulos de filo correspondientes a la cuchilla de doble bisel

⁵¹ <http://www.fassco.de/spanish/html/schnittwinkel.html>

Material de las cuchillas de corte

El tipo de material se lo selecciona de acuerdo a las características de operación considerando la disponibilidad en el mercado.

Según el catálogo de aceros Bohler del Ecuador el material más apropiado para la fabricación de las cuchillas es el acero para trabajar en frío K-100 de fácil maquinabilidad, excelente dureza y resistencia al desgaste luego del tratamiento térmico correspondiente.

Disposición de los elementos

En el mecanismo mostrado en la *Fig.4.39* se observa el esquema de la disposición de los elementos que conforman el sistema de corte.

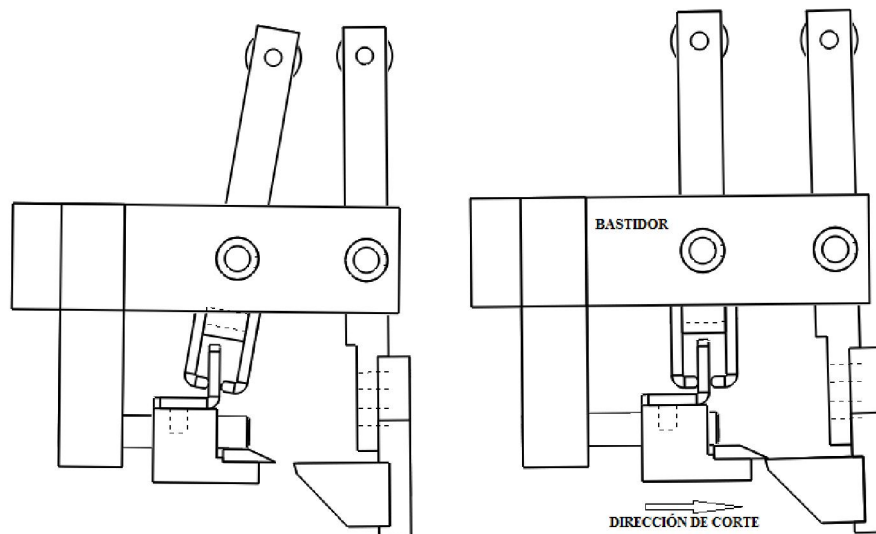


Fig.4.39. Esquema de las mordazas de corte

4.3.11 DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE SELLADO

Dentro del sistema mecánico del sistema de sellado intervienen elementos considerados como críticos para el diseño, tal es el caso de los resortes a tensión de las mordazas, los pernos que mantienen fijo a columna donde se acopla todo el sistema de sellado, y las levas correspondientes a cada una de las mordazas.

4.3.11.1 DISEÑO DE LOS RESORTES A TENSIÓN

Los resortes mecánicos se utilizan en las máquinas para ejercer fuerzas, proporcionar flexibilidad, almacenar o absorber energía, por lo que en la máquina tienen la función de mantener en una posición abierta a las tres mordazas cuando las levas no actúan

sobre los rodillos y además debe permitir el retorno a su posición inicial una vez que las fuerzas de sellado hayan dejado de actuar sobre los rodillos.

Estos resortes helicoidales de tensión son construidos con ganchos en sus extremos que sirven para transmitir la carga, además debe considerarse el efecto de concentración de esfuerzos tanto en el gancho como en el cuerpo.

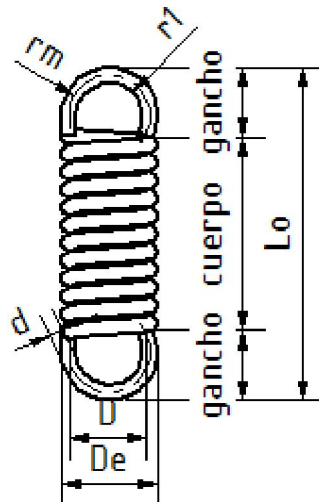


Fig.4.40. Partes de un resorte a tensión

Las secciones críticas en un resorte a tensión se representan en la siguiente figura:

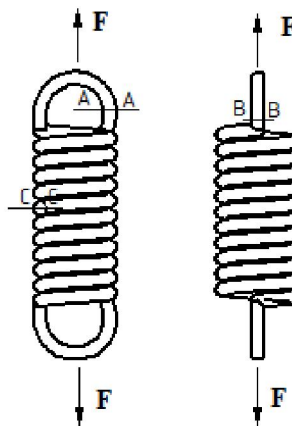


Fig.4.41. Localización de las secciones críticas

La sección A-A corresponde a los esfuerzos normales que se producen en el gancho, la sección B-B donde se encuentran los esfuerzos en la base del gancho y la sección C-C a los esfuerzos en el alambre del cuerpo del resorte.

Cálculo de las fuerzas en el resorte

Para que las mordazas consigan llegar a una posición inicial luego de haberse aplicado una fuerza externa debe existir una fuerza recuperadora ejercida por el resorte mayor al peso de los elementos en movimiento.

Se define que la mordaza con mayor peso es el de corte, por los elementos que la conforman cuyo valor es 12.85 N (Solidworks).

Con este valor se realiza un diagrama de cuerpo libre para la mordaza de corte para encontrar la fuerza que mantiene estático al elemento en la posición abierta:

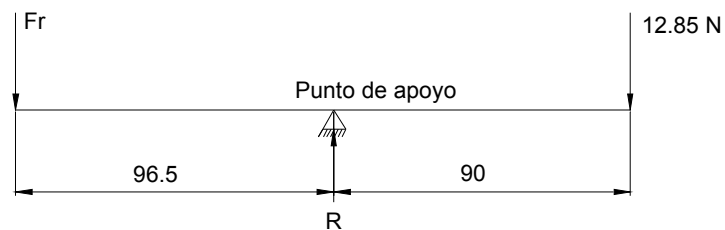


Fig.4.42. DCL para la mordaza de corte

Entonces $F_r = 12 \text{ N}$

De acuerdo a las dimensiones de la maquina existe una distancia de 64 mm entre los soportes del resorte en posición abierta de las mordazas y 89 mm cuando se efectúa el cierre.

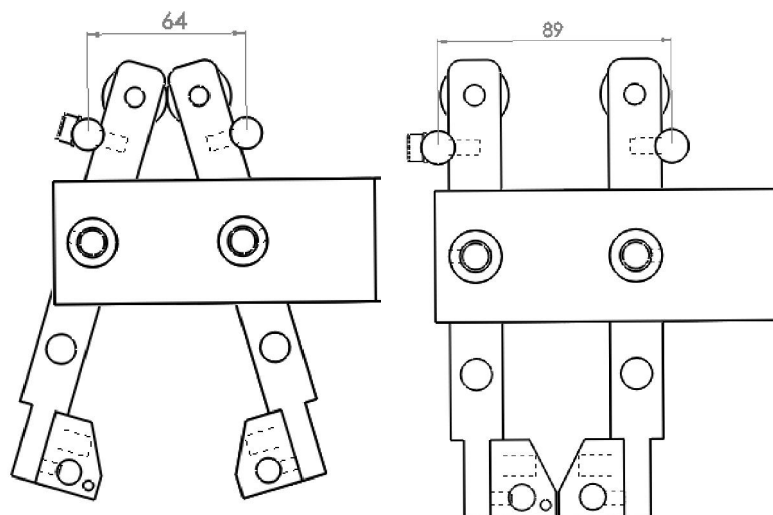


Fig.4.43. Distancias entre los soportes de los resortes para las 2 posiciones

Con los valores obtenidos se selecciona un tipo de resorte con las medidas necesarias, estableciendo las siguientes características del resorte a tensión⁵²:

D_e = Diámetro exterior = 11.5 mm

D = Diámetro medio = 10.5 mm

d = Diámetro del alambre = 1 mm

r_1 = Radio interior del gancho = 5 mm

r_m = Radio medio = 5.5 mm

r'_m = Radio de curvatura en la base del gancho 1.5 mm

L_o = Longitud libre del resorte = 60 mm

Material = Acero de alambre de instrumento musical AISI 1085

N = Número total de espiras = 40

Con estos valores se calcula la constante del resorte con la ecuación⁵³:

$$K = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N} \quad \text{Ec. (4.100)}$$

Siendo:

K = Constante del resorte

G = Módulo de rigidez del acero = 79,3 GPa (anexo C.13.c)

De lo que se obtiene:

$$K = \frac{(1\text{mm})^4 \cdot 79,3 \text{ GPa} (10)^6}{8 \cdot (10,5\text{mm})^3 \cdot 40} = 214 \text{ N/m}$$

Por definición la fuerza en un resorte viene dada por:

$$F = K \cdot x \quad \text{Ec. (4.101)}$$

⁵² Datos reales obtenidos de un resorte a tensión con características similares de operación.

⁵³ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 472.

Donde x es el desplazamiento lineal.

En consecuencia se establece la ecuación para determinar las fuerzas necesarias para el desplazamiento del resorte a una posición final:

$$F_x = K (L_c - L_o)$$

Ec. (4.102)

Donde:

F_x = Fuerza aplicada para una distancia x

L_c = Longitud final del resorte entre diámetros exteriores de los ganchos

Entonces las fuerzas para las posiciones de la *Fig. 4.43*, son:

Fuerza para la posición de 64 mm entre centros:

$$F_o = 214 \text{ N/m} \cdot (0,076 \text{ m} - 0,06 \text{ m})$$

$$F_o = 3,42 \text{ N (Precarga)}$$

Fuerza para la posición de 89 mm entre centros:

$$F_f = 214 \text{ N/m} \cdot (0,101 \text{ m} - 0,06 \text{ m})$$

$$F_f = 8,77 \text{ N (Carga)}$$

Determinación de las fuerzas máximas en el resorte⁵⁴

Las fuerzas máximas son de importancia para conocer hasta qué punto el resorte puede resistir antes de la deformación.

Se empieza determinado los siguientes valores:

S_{ut} = Resistencia última a la tensión

S_y = Esfuerzo de fluencia

S_{sy} = Resistencia de fluencia a la torsión

⁵⁴ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 472-484.

Con las ecuaciones siguientes:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Ec. (4.103)

Donde:

A = Constante para el tipo de resorte escogido = 2170 MPa

m = Exponente = 0,146

Reemplazando:

$$S_{ut} = \frac{2170}{1^{0,146}} = 2170 \text{ MPa}$$

Y,

$$S_y = 0,75 \cdot S_{ut}$$

Ec. (4.104)

$$S_y = 0,75 \cdot 2170 \text{ MPa} = 1627,5 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y$$

Ec. (4.105)

$$S_{sy} = 0,577 \cdot 1627,5 \text{ MPa} = 939 \text{ MPa}$$

Además se requiere conocer los siguientes factores:

Factores geométricos

$$C = \frac{D}{d}$$

Ec. (4.106)

$$r_1 = r_m - \frac{d}{2}$$

Ec. (4.107)

Factores de carga

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C}$$

Ec. (4.108)

$$k_1 = \frac{r_m}{r_1}$$

Ec. (4.109)

$$k_2 = \frac{r_m}{r_1}$$

Ec. (4.110)

Obteniendo:

$$C = 10,5$$

$$r'_1 = 1$$

$$K_s = 1,04$$

$$k_1 = 1,5$$

$$k_2 = 1,1$$

Fuerza máxima en el cuerpo:

$$F_{maxC} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot Ssy}{8 \cdot K_s \cdot D}$$

Ec. (4.111)

$$\therefore F_{maxC} = 33,76 \text{ N}$$

Fuerza máxima en la base del gancho:

$$F_{maxB} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot Ssy}{8 \cdot k_1 \cdot D}$$

Ec. (4.112)

$$\therefore F_{maxB} = 23,41 \text{ N}$$

Fuerza máxima en el gancho:

$$F_{maxG} = \frac{Sy}{\frac{32 \cdot k_2 \cdot r_m}{\pi \cdot d^3} + \frac{4}{\pi \cdot d^2}}$$

Ec. (4.113)

$$\therefore F_{maxG} = 25,87 \text{ N}$$

Las fuerzas del resorte calculadas anteriormente son mucho menores a las fuerzas máximas, por lo que el tipo de resorte seleccionado no falla dentro del diseño estático.

DISEÑO DINÁMICO

Debido a que el resorte opera constantemente variando su longitud de una posición inicial a una final durante intervalos cortos de tiempo, es decir, existen ciclos de

operación por ende se requiere conocer si el resorte puede o no fallar por fatiga dentro de un diseño dinámico en las secciones críticas del elemento.

Resistencia a la fatiga en el cuerpo (Sección C-C)

En esta parte del resorte existen esfuerzos fluctuantes debido a la precarga (F_o) y la carga máxima de trabajo (F_f) produciendo un esfuerzo a corte en el alambre del resorte.

Se determina se determina el esfuerzo a corte en la sección mediante:

$$\tau_a = K_s \cdot \frac{8 \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec. (4.114)}$$

Donde:

τ_a = Esfuerzo a corte en la sección del alambre

F_a = Fuerza media producida por la precarga y la carga

$$F_a = \frac{F_o - F_f}{2} \quad \text{Ec. (4.115)}$$

Reemplazado:

$$F_a = \frac{8,77 \text{ N} - 3,42 \text{ N}}{2} = 2,68 \text{ N}$$

Reemplazando en la Ec. (4.114):

$$\tau_a = 1,04 \cdot \frac{8 \cdot 2,68 \cdot 10,5}{\pi \cdot 1^3} = 74,52 \text{ MPa}$$

Según la teoría de Goodman para el corte el factor de diseño esta dado por:

$$\eta = \frac{Sse}{\tau_a} \quad \text{Ec. (4.116)}$$

Donde: Sse = Límite de resistencia a la fatiga del resorte (corregida)

Se establece la ecuación para obtener el límite de resistencia a la fatiga:

$$Sse = Sse^0 \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \quad \text{Ec. (4.117)}$$

Para el caso de la sección C-C los valores de $K_a = K_b = K_f = 1$, para conseguir una larga vida útil del elemento.

La ecuación se reduce a:

$$S_{se} = S_{se'} \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \quad \text{Ec. (4.118)}$$

Donde:

$S_{e'}$ = Limite de resistencia a la fatiga del elemento sin corregir = 310 MPa (Para resortes no graneados)

K_c = Factor de confiabilidad = 0,897; R = 90% (Tabla 7-7 Shigley, anexo C.11.d)

K_d = Factor de temperatura = 1; $T < 450^\circ\text{C}$

K_e = Factor de concentración de esfuerzos

El factor de concentración de esfuerzos esta dado por:

$$K_e = \frac{1}{K_c} \quad \text{Ec. (4.119)}$$

Siendo:

$$K_c = \frac{k_3}{K_s} \quad \text{Ec. (4.120)}$$

Siendo:

$$k_3 = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad \text{Ec. (4.121)}$$

En consecuencia se tiene:

$$K_e = \frac{1}{1,1} = 0,9$$

Reemplazando todos los valores encontrados en la Ec.(4.118) se tiene:

$$S_{se} = 310 \text{ MPa} \times 0,897 \times 1 \times 0,9 = 250,26 \text{ MPa}$$

Entonces el factor de diseño o seguridad es:

$$\eta = \frac{250,26 \text{ MPa}}{74,52 \text{ MPa}}$$

$\eta = 3,35 > 1 \Rightarrow$ El resorte tiene una larga vida util

Resistencia a la fatiga en el gancho (Sección A-A)

Los esfuerzos en esta sección son normales y el material es dúctil, por lo tanto:

$$Sse_1 = Sse'_1 \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf \quad \text{Ec. (4.122)}$$

Para la sección A-A, $Ka, Ke, Kf = 1$ y la ecuación se reduce a:

$$Sse_1 = Sse'_1 \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \quad \text{Ec. (4.123)}$$

Donde:

$Kb =$ Factor de tamaño $= 1 ; d \leq 0,3 \text{ plg}; 1\text{mm} \leq 8\text{mm}$

$Kc = 0,897; R = 90\%$

$Kd = 1; T < 450^\circ\text{C}$

$Sse'_1 \rightarrow Sse'_1 = 0,5 \cdot Sut ; \quad \text{si } Sut \leq 200\text{Kpsi}(1378\text{MPa})$

$Sse'_1 = 100 \text{ Kpsi } (689\text{MPa}); \quad \text{si } Sut > 200\text{Kpsi}$

$Sut = 2170 \text{ Mpa}$

$\therefore Sse'_1 = 689 \text{ MPa}$

Entonces:

$Sse_1 = 689 \text{ MPa} \times 1 \times 0,897 \times 1$

$Sse_1 = 618,03 \text{ MPa}$

Según la línea de Goodman, se establece que:

$$S_m = \frac{Sse_1}{\frac{Sse_1}{Sut} + \frac{\sigma_a}{\sigma_m}} \quad \text{Ec. (4.124)}$$

Y el factor de diseño por:

$$\eta = \frac{S_m}{\sigma_m} \quad \text{Ec. (4.125)}$$

Donde:

σ_a = Esfuerzo normal alternante o amplitud

σ_m = Esfuerzo normal medio

Para calcular estos factores se utilizan las ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{r_m}{r_1} \cdot \frac{32 \cdot F_a \cdot r_m}{\pi \cdot d^3} + \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2} \quad \text{Ec. (4.126)}$$

$$\sigma_m = \frac{r_m}{r_1} \cdot \frac{32 \cdot F_m \cdot r_m}{\pi \cdot d^3} + \frac{4 \cdot F_m}{\pi \cdot d^2} \quad \text{Ec. (4.127)}$$

$$F_m = \frac{F_o + F_f}{2} \quad \text{Ec. (4.128)}$$

$$\therefore F_m = \frac{8,77 \text{ N} + 3,42 \text{ N}}{2} = 12,19 \text{ N}$$

En consecuencia se tiene:

$$\sigma_a = \frac{5,5}{5} \cdot \frac{32 \cdot 2,68 \cdot 5,5}{\pi \cdot 1^3} + \frac{4 \cdot 2,68}{\pi \cdot 1^2} = 168,56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{5,5}{5} \cdot \frac{32 \cdot 12,19 \cdot 5,5}{\pi \cdot 1^3} + \frac{4 \cdot 12,19}{\pi \cdot 1^2} = 766,72 \text{ MPa}$$

Reemplazando en la Ec.(4.124):

$$S_m = \frac{618,03}{\frac{618,03}{2170} + \frac{168,56}{766,72}} = 1224,8 \text{ MPa}$$

Y el factor de diseño es:

$$\eta = \frac{1224,8 \text{ MPa}}{766,72 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 1.6 \rightarrow \text{No falla}$$

Resistencia a la fatiga en la base del gancho (Sección B-B)

El análisis es similar que para el cuerpo, es decir se consideran esfuerzos a corte y se cambia el factor de esfuerzo K_s por K_l .

$$\tau_a = k_1 \cdot \frac{8 \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec. (4.129)}$$

Sustituyendo:

$$\tau_a = 1,5 \cdot \frac{8 \cdot 2,68 \cdot 10,5}{\pi \cdot 1^3} = 107,48 \text{ MPa}$$

El límite de resistencia a la fatiga está dada por:

$$Sse_2 = Sse'_2 \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \quad \text{Ec. (4.130)}$$

$$Sse' = Sse'_2 = 310 \text{ MPa}$$

$$K_c = 0,897$$

$$K_d = K_e = 1$$

$$\therefore Sse'_2 = 278,07 \text{ MPa}$$

El factor de diseño es:

$$\eta = \frac{Sse'_2}{\tau_a} = \frac{278,07 \text{ MPa}}{107,48 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 2,58 \rightarrow \text{No falla en esta sección}$$

4.3.11.2 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS⁵⁵

Las juntas soldadas se ubican en el soporte de las mordazas y en las placas soporte de las levas de sellado produciendo un esfuerzo a flexión de los mismos como se indica en la siguiente figura:

⁵⁵ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 450-460.

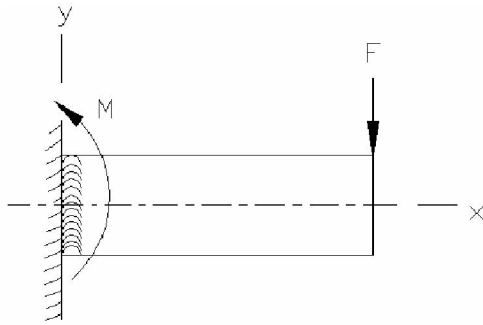


Fig.4.44. Juntas soldadas a flexión

La sección con mas carga se encuentra en el soporte de las mordazas cuyo material base es acero AISI 304 y se realiza el análisis en esta parte considerando un diseño estático.

El electrodo a utilizarse es el E308L-16 proporcionado por AGA (Anexo E.2), recomendado para la soldadura de este tipo de acero inoxidable.

Del catalogo del obtiene la resistencia a la tracción (S_{ut}) del material del electrodo:

$$S_{ut} = 60 \frac{Kg}{mm^2} = 588 N/mm^2 (MPa)$$

$$S_{y_t} = 0,75 \cdot S_{ut} = 0,75 \times 588 \frac{N}{mm^2} = 441 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Resistencia a la fluencia})$$

$$S_{y_c} = 0,6 \cdot S_{y_t} = 0,6 \times 441 \frac{N}{mm^2} = 264,6 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Resistencia al corte})$$

Se calcula el momento de inercia unitario con la ecuación siguiente:

$$I_u = \frac{d_s^3}{6}$$

Ec. (4.131)

Donde:

I_u = Momento de inercia unitario

d_s = Longitud de la soldadura = 50 mm = 0,05 m

$$\therefore I_u = \frac{0,05^3}{6} = 2,08 * 10^{-5} m^3$$

Luego se calcula el momento de inercia verdadero con la fórmula:

$$I = 0,707 \cdot h \cdot I_u \quad \text{Ec. (4.132)}$$

h = Altura de la garganta de soldadura = 6 mm

$$I = 0,707 \cdot 0,006 \text{ m} \cdot 2,08 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$I = 8,82 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Se encuentra el esfuerzo normal en la soldadura:

$$\sigma_n = \frac{M_f \cdot c}{I} \quad \text{Ec. (4.133)}$$

Donde:

M_f = Momento flector actuante

En el momento flector es producida por el peso de los elementos además se considera la fuerza ejercida por las levas al estar en contacto con la mordaza de corte el cual se asume que es equivalente a la máxima fuerza del resorte.

$$\therefore M_f = F \cdot d = (68,6 \text{ N} + 8,77 \text{ N}) \cdot 0,123 \text{ m} = 9,55 \text{ Nm}$$

$$\therefore \sigma_n = \frac{9,55 \text{ Nm} \cdot 0,025 \text{ m}}{8,82 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4} = 2706916,1 \text{ N/m}^2$$

Se calcula el esfuerzo cortante:

$$\tau_y = \frac{F_y}{A_g} \quad \text{Ec. (4.134)}$$

Siendo:

$$A_g = 1,414 \cdot h \cdot d \quad \text{Ec. (4.135)}$$

Donde:

F_y = Fuerza vertical = 77,37 N

A_g = Área de la garganta = $4,24 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

$$\therefore \tau_y = \frac{77,37 \text{ N}}{4,24 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 182476,41 \text{ N/m}^2$$

Se obtiene el esfuerzo de Von Mises con la ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau_y^2} \quad \text{Ec. (4.136)}$$

$$\therefore \sigma' = \sqrt{(2706916,1)^2 + 3(182476,41)^2} = 2725305 \text{ N/m}^2$$

El factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{Sy_t}{\sigma'} \quad \text{Ec. (4.137)}$$

$$\therefore \eta = \frac{441 * 10^6}{2725305} = 161$$

Lo que quiere decir que la soldadura es suficientemente resistente para esta aplicación.

4.3.11.3 DISEÑO DE PLACA SOPORTE

Se necesita calcular una placa que es el soporte de los elementos del sellado, para lo cual previamente se dimensiona la placa como se indica en la *Fig. 4.45*, en este caso se tiene una placa apoyada en los bordes con una carga P sobre la superficie donde la deflexión máxima se da en el centro de la placa; se debe asumir una deflexión inicial permisible, en base a los parámetros de deflexiones permisibles recomendadas.

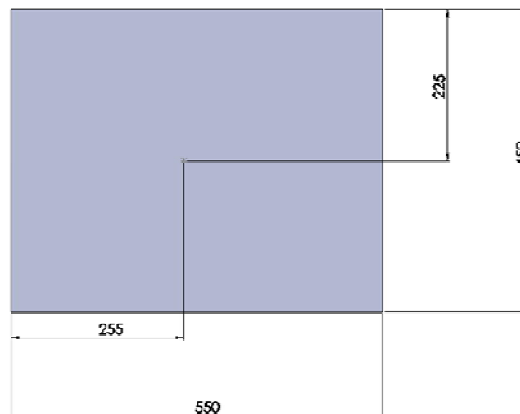


Fig.4.45. Dimensiones de la Placa Soporte

Datos:

$$a = 450 \text{ mm}$$

$$b = 550 \text{ mm}$$

Se establece la ecuación:

$$[\delta] = \frac{L}{2000} = \frac{b}{2000} \quad \boxed{\text{Ec. (4.138)}}$$

Donde:

$[\delta]$ = Deflexión permisible

a = Lado menor de la placa

b = Lado mayor de la placa

$$[\delta] = \frac{550 \text{ mm}}{2000}$$

$$[\delta] = 0,275 \text{ mm}$$

El análisis de las placas planas sujetas a cargas laterales es muy complicado porque las placas se flexionan en todos los planos verticales. Por eso se han logrado deducciones matemáticas estrictas sólo en algunos casos especiales, la mayor parte de estas fórmulas contienen cierto empirismo racional.

La deflexión máxima para este caso está dada por la ecuación⁵⁶:

$$\delta = \alpha \frac{P \cdot a^2}{E \cdot h^3} \quad \boxed{\text{Ec. (4.139)}}$$

Donde:

δ = Deflexión máxima

P = Carga

E = Módulo de elasticidad

h = Espesor

⁵⁶ MARKS MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO, Eugene A. Avallone, Tomo 1, Pg. 5-56

α = Coeficiente

El valor de α se lo obtiene en base a la relación b/a de la tabla coeficientes para placas⁵⁷.

Ec. (4.140)

$$\alpha = \frac{b}{a}$$

$$\therefore \alpha = \frac{550}{450} = 1,22 \cong 1,2$$

Para el valor de b/a aproximado a 1,2 e interpolando según la tabla:

$$\alpha = 0,0603$$

Se asigna el valor de la carga que es el peso de los elementos del dispositivo sellador y es 327 N, también se multiplica por un factor de diseño $\eta = 1,2$ este valor se asume por cargas no consideradas como el peso de la placa y pernos entonces:

$$P = 327 \text{ N} \times 1,2$$

$$P = 392,5 \text{ N}$$

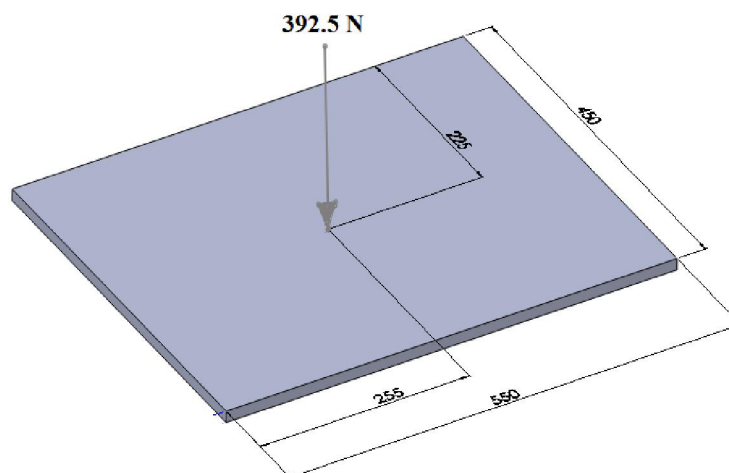


Fig.4.46. Carga sobre la placa soporte

⁵⁷ Anexos C.8.

Además para el cálculo del espesor inicial se necesita conocer los siguientes datos:

Material: Aluminio Liso

Modulo de Elasticidad (E) = 6900 N/mm²

Entonces considerando que la deflexión δ debe ser menor que la deflexión permisible $[\delta]$ se tiene:

$$[\delta] \geq \alpha \frac{P \cdot a^2}{E \cdot h^3} \quad \text{Ec. (4.141)}$$

$$2,75 * 10^{-4} m \geq 0,0603 x \frac{392.5 N x (0,450 m)^2}{6,9 * 10^9 \frac{N}{m^2} x h^3}$$

Donde se despeja el espesor h y se tiene:

$$h_0 = 0,0136 m \cong 13,6 mm$$

Se tiene este espesor inicial de 13,6 mm pero por facilidad de montaje y construcción se selecciona un espesor de 15 mm para la placa soporte, con el cual se garantizan una deflexión real menor a la permisible.

La deflexión real obtenida para una placa de $h = 15$ mm y con una carga de $P = 392.5 N$ se determina:

$$\delta = 0,0603 x \frac{390 N \cdot (0,450 m)^2}{6,9 * 10^9 \frac{N}{m^2} x (0,015 m)^3}$$

$$\delta = 2,05 * 10^{-4} m = 0,2 mm$$

$$\therefore [\delta] \geq \delta \quad \rightarrow \quad 0,275 mm \geq 0,2 mm$$

Se concluye que el diseño es el apropiado por tener una mínima deflexión.

4.3.11.4 DISEÑO DE LOS PERNOS DE SUJECIÓN DE LA COLUMNA BASE

Estos pernos están situados en la columna base el cual soporta todo el peso de los elementos del sistema de mordazas, por lo que se analiza esta sección.

Para desarrollar esta parte se selecciona un perno con cabeza hueca hexagonal M8 x 1,25 de grado 1.5, el mismo que debe verificarse si soporta a la carga aplicada, en la Fig. 47 se muestra la disposición de 4 pernos de sujeción del sistema.

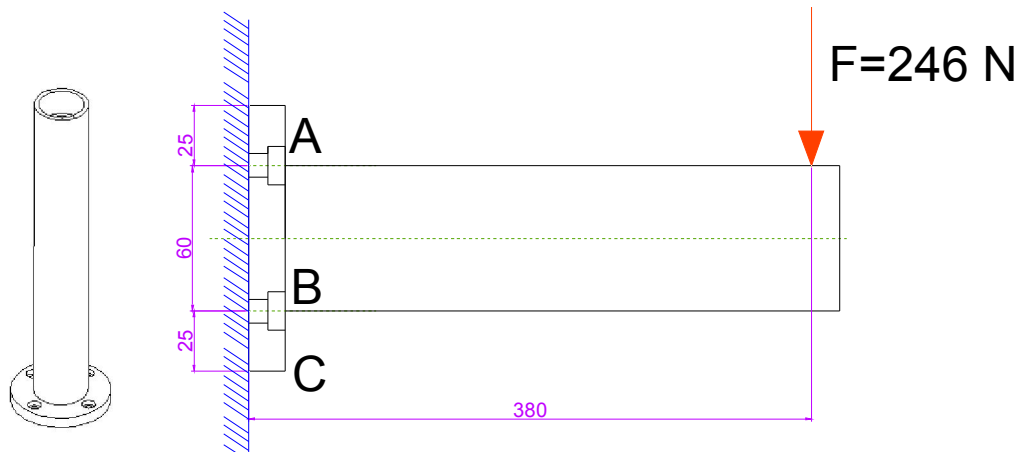


Fig.4.47. Columna base

Los sujetadores o pernos superiores absorben toda la carga del momento flector y los pernos inferiores toda la carga del cortante directo. La longitud de agarre de los sujetadores es de 15 mm (espesor de la placa de aluminio).

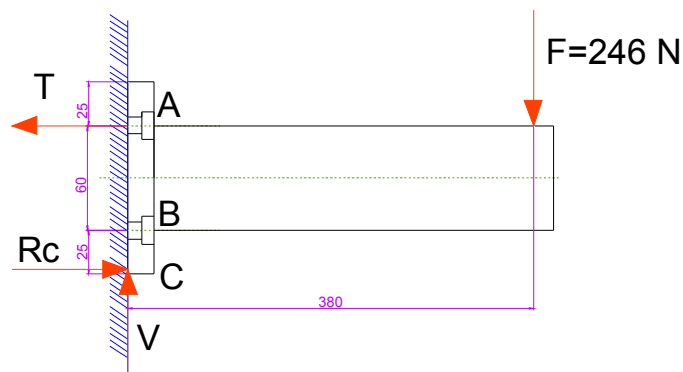


Fig.4.48. DCL de la columna base

Cálculo de las cargas en el sujetador

$$\sum M_c = 0$$

$$F \cdot 0,38 = T \cdot 0,085$$

$$246 \text{ N} \cdot 0,38 \text{ m} = T \cdot 0,085 \text{ m}$$

$$T = 1100 \text{ N}$$

$$\text{Carga para cada tornillo superior} = \frac{T}{2} = 550 \text{ N}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$V = F = 246 \text{ N}$$

$$\text{Carga para cada tornillo inferior} = \frac{246}{2} = 123 \text{ N}$$

DISEÑO ESTÁTICO DE LOS TORNILLOS SUPERIORES⁵⁸

Los sujetadores superiores están sometidos a tensión simple, por lo tanto se diseñara con la teoría de falla de tensión simple y se utiliza la siguiente fórmula:

$$F_i = A_t \cdot S_y - C_r \cdot P \cdot \eta$$

Ec. (4.142)

Donde:

F_i = Precarga

A_t = Área de esfuerzo de tensión

S_y = Esfuerzo de fluencia

P = Carga aplicada

C_r = Constante de rigidez

η = Factor de diseño o seguridad

Rigidez del tornillo (K_b)

$$K_b = \frac{A \cdot E}{l}$$

Ec. (4.143)

Siendo:

A = Sección transversal del tornillo M8 x 1.25

E = Módulo de elasticidad = $30 \cdot 10^6$ psi = 206700 MPa

⁵⁸ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 382-405.

$l =$ Longitud de agarre = 15 mm

$$\therefore K_b = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot E}{4 \cdot l} = \frac{\pi \cdot 8^2 \cdot 206700}{4(15)} = 692658,3 \frac{N}{mm}$$

Rigidez de los elementos (K_m)

$$K_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \frac{1 + 0,5d}{1 + 2,5d} \right]}$$

Ec. (4.144)

$$\therefore K_m = \frac{\pi \cdot 206700 \cdot 8}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \frac{1 + 0,5(8)}{1 + 2,5(8)} \right]} = 14987724,96 \frac{N}{mm}$$

La constante de rigidez C_r es:

$$C_r = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

Ec. (4.145)

$$\therefore C_r = \frac{692658,3}{692658,3 + 14987724,96} = 0,044$$

Para un perno M8 x 1.25 grado 1.5 (tabla 8-5 Shigley, anexo C.13.b) se tiene los siguientes datos:

$$S_{ut} = 60 \text{ Kpsi} = 413,4 \text{ MPa}$$

$$S_p = 60 \text{ Kpsi} = 206,7 \text{ MPa (Resistencia a la prueba)}$$

$$S_y = 60 \text{ Kpsi} = 248,04 \text{ MPa}$$

El área de esfuerzo de tensión (tabla 8-1 Shigley, anexo C.13.a) es de:

$$A_t = 36,6 \text{ mm}^2$$

La precarga para el tornillo debe estar dentro del siguiente rango:

$$0,6 F_p \leq F_i \leq 0,9 F_p$$

$$F_p = A_t \cdot S_p$$

Ec. (4.146)

$$F_p = 36,6 \text{ mm}^2 \cdot 206,7 \frac{N}{\text{mm}^2} = 7565,22 \text{ N}$$

$$F_{i(\min)} = 0,6 \cdot F_p = 0,6 \cdot 7565,22 \text{ N} = 4539,13 \text{ N}$$

$$F_{i(\max)} = 0,9 \cdot F_p = 0,9 \cdot 7565,22 \text{ N} = 6808,13 \text{ N}$$

Se elige una precarga de:

$$F_i = 5000 \text{ N}$$

Por lo tanto de la Ec.4.142 se obtiene el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{A_t \cdot S_y - F_i}{C_r \cdot P} \quad \text{Ec. (4.147)}$$

$$\eta = \frac{36,6 \cdot 248,04 - 5000}{0,044 \cdot 550} = 168,5$$

Lo que se verifica que el perno seleccionado soporta la carga propuesta en tensión.

DISEÑO ESTÁTICO DE LOS TORNILLOS INFERIORES

Los sujetadores inferiores están sometidos a corte directo, aplastamiento y flexión, por lo que se utilizará las teorías individuales para esfuerzos puros.

Corte puro

Se calcula el esfuerzo a corte (τ_{xy}):

$$\tau_{xy} = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. (4.148)}$$

$$\therefore \tau_{xy} = \frac{V}{A} = \frac{V \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{123 \cdot 4}{\pi \cdot 8^2} = 2,3 \text{ MPa}$$

El factor de diseño es:

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}} \quad \text{Ec. (4.149)}$$

$$\therefore \eta = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}} = \frac{0,577 \cdot S_y}{\tau_{xy}} = \frac{0,577 \cdot 248,04 \text{ MPa}}{2,3 \text{ MPa}} = 62,2 \rightarrow \text{No falla}$$

Aplastamiento

En el aplastamiento actúan esfuerzos normales producidos en la holgura entre el perno y la columna base por lo que se utiliza la ecuación:

$$\sigma_x = \frac{V}{t \cdot d} \quad \text{Ec. (4.150)}$$

Siendo:

t = Espesor de la zona de holgura = 7 mm

$$\therefore \sigma_x = \frac{123}{7 \cdot 8} = 2,2 \text{ MPa}$$

$$\therefore \eta = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{248,04 \text{ MPa}}{2,2 \text{ MPa}} = 112 \rightarrow \text{No falla}$$

Flexión

Al igual que en el aplastamiento actúan esfuerzos normales por lo tanto:

$$\sigma'_x = \frac{32 \cdot V \cdot t}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec. (4.151)}$$

$$\therefore \sigma'_x = \frac{32 \cdot 123 \cdot 7}{\pi \cdot 8^3} = 17,13 \text{ MPa}$$

$$\therefore \eta = \frac{S_y}{\sigma'_x} = \frac{248,04 \text{ MPa}}{17,13 \text{ MPa}} = 14,4 \rightarrow \text{No falla}$$

4.4 DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ

4.4.1 DISEÑO DE LAS LEVAS

4.4.1.1 DISEÑO DE LA LEVA MOTRIZ

En la figura 3.5 del capítulo 3, se muestra el tipo de leva que se emplea para lograr un movimiento rectilíneo alternativo de su seguidor, además, este elemento logra ejercer las fuerzas necesarias para su elevación y descenso mediante una zona de deslizamiento interno entre la leva y el seguidor lo cual no es común en otros tipos de levas.

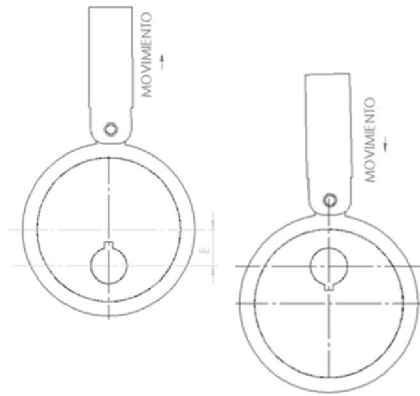


Fig.4.49. Movimientos del seguidor según la posición angular de la leva

Para realizar el diseño gráfico se realiza el diagrama de desplazamiento para el seguidor en función del ángulo de la leva o el tiempo si se tiene la velocidad angular del mismo.

Para este caso se asumen dimensiones de la leva lo cual sirve para graficar la curva de desplazamiento y así distinguir el tipo de movimiento para este tipo de leva, entonces el diagrama que se obtiene es el siguiente:

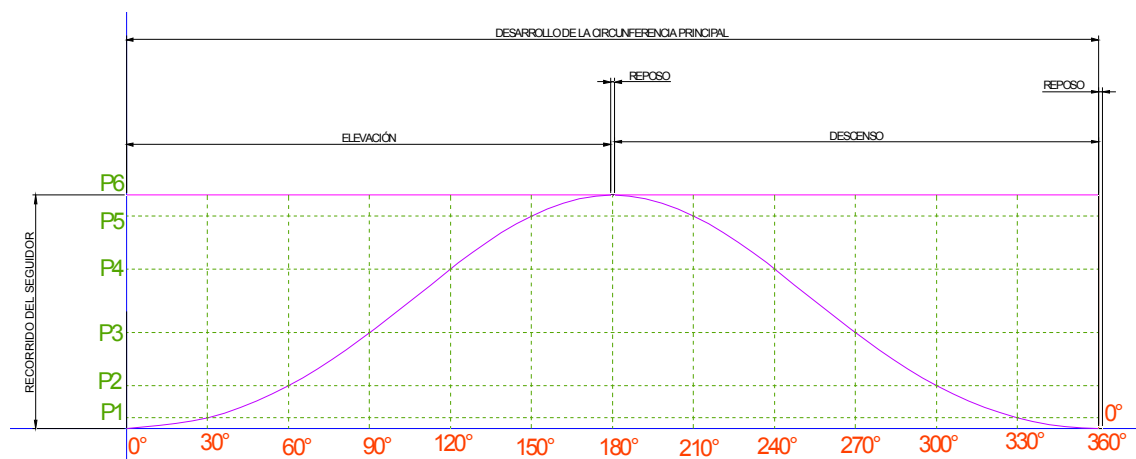


Fig.4.50. Diagrama de desplazamiento para la leva

En la Fig. 4.50 se observa los puntos de inflexión de curva, los cuales se sitúan en las posiciones de 90° y 270° de la leva para la posición P3 del seguidor, y también para el desplazamiento máximo y mínimo del seguidor P6 y P0 respectivamente el reposo del seguidor puede considerarse como nulo por ser muy bajo.

De acuerdo a estas condiciones se selecciona el tipo de movimiento del seguidor para la curva descrita el cual corresponde a un movimiento cicloidal, debido a que las distancias recorridas por el seguidor son irregulares y no tiene una secuencia definida

en el intervalo de ascensión es decir de 0° a 180° de rotación de la leva, tal como sucede en un movimiento armónico (divisiones iguales de la semicircunferencia de diámetro igual al recorrido) o movimiento parabólico (1, 3, 5, 5, 3, 1).⁵⁹

Diseño analítico de la leva motriz

Para este diseño se toma en cuenta el recorrido estimado del seguidor que de acuerdo a las dimensiones de las mordazas de sellado y la máquina se asume una distancia de 60 mm.

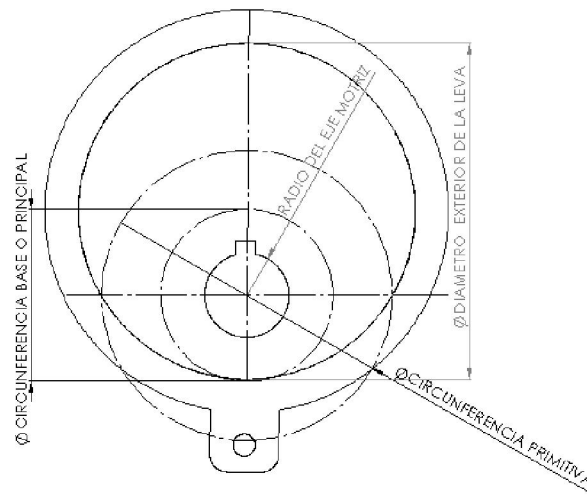


Fig.4.51. Partes principales de la leva motriz

Partiendo de este valor se calcula el radio de la circunferencia primitiva mediante la ecuación:

$$r_p = \frac{f_L \cdot d_s}{\beta_L}$$

Ec. (4.152)

Donde:

r_p = Radio de la circunferencia primitiva

f_L = Factor de leva = 3,46 (Para movimiento cicloidal y un ángulo de presión de 30°)⁶⁰

⁵⁹ ANÁLISIS CINEMÁTICO Y PROYECTOS DE MECANISMOS, Lent Deane - Shigley Joseph, Compilado Biblioteca UPS, Pág. 221-222.

⁶⁰ "La experiencia muestra que una leva bien diseñada el ángulo máximo de presión no debe exceder de los 30° con esto se evita que la leva se trabe en el movimiento", ANÁLISIS CINEMÁTICO Y PROYECTOS DE MECANISMOS, Lent Deane - Shigley Joseph, Compilado Biblioteca UPS, Pág. 410, 238.

$d_s =$ Elevación de la leva = 60 mm

$\beta_L =$ Ángulo de elevación de la leva en radianes = π

Reemplazando

$$r_p = \frac{3,46 \cdot 60 \text{ mm}}{\pi} = 66,08 \text{ mm}$$

Para encontrar el radio de la circunferencia base o principal se utiliza la ecuación:

$$r_A = r_p - \frac{d_s}{2}$$

Ec. (4.153)

Entonces:

$$r_A = 66,08 \text{ mm} - \frac{60 \text{ mm}}{2} = 36,8 \text{ mm}$$

A partir de estos valores se realiza el diagrama de desplazamientos con las medidas reales de la leva.

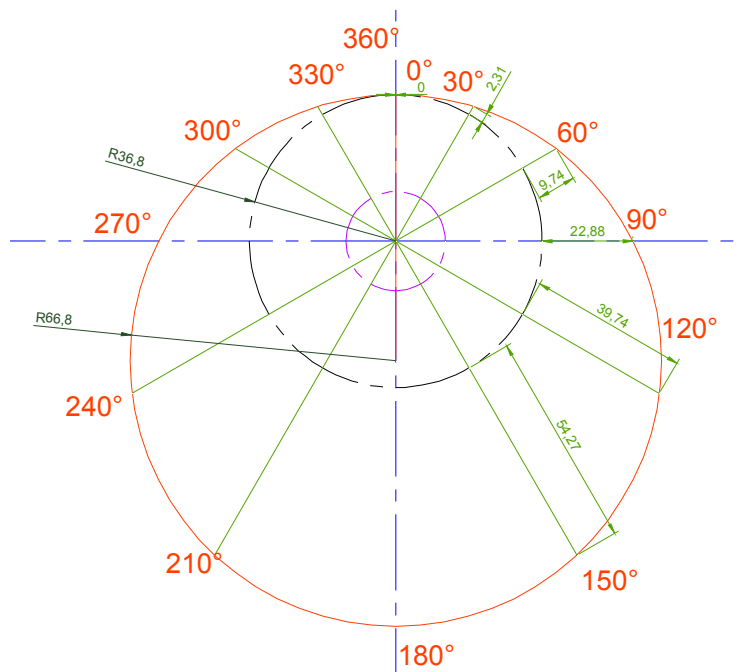


Fig.4.52. Trazo del perfil de la leva motriz

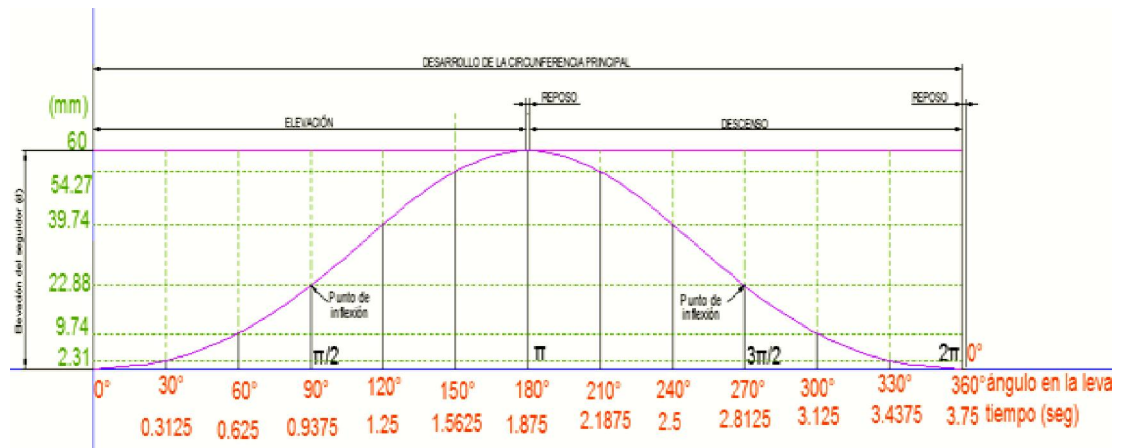


Fig.4.53. Diagrama real de desplazamientos para la leva motriz

Movimientos básicos del seguidor

Para la determinación de estos movimientos se parte de la ecuación de desplazamiento el cual para el movimiento cicloidal es la siguiente:

$$y = d_s \left(\frac{\theta_L}{\beta_L} - \frac{1}{2\pi} \text{sen} \frac{2\pi\theta_L}{\beta_L} \right) \quad \text{Ec. (4.154)}$$

Siendo:

θ_L = Posición angular de la leva para una posición "y" del seguidor

A partir de la ecuación anterior se puede encontrar la respectiva velocidad, aceleración y la segunda aceleración⁶¹, derivando la ecuación por la regla de la cadena, entonces se define las ecuaciones siguientes⁶²:

Velocidad

$$\dot{y} = \frac{d_s \omega_L}{\beta_L} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta_L}{\beta_L} \right) \quad \text{Ec. (4.155)}$$

⁶¹ La segunda aceleración o también llamado "tirón" corresponde a la derivada de la ecuación de la aceleración que físicamente se representa en ciertos tipos de levas donde existan choques o cambios bruscos de movimiento.

⁶² ANÁLISIS CINEMÁTICO Y PROYECTOS DE MECANISMOS, Lent Deane - Shigley Joseph, Compilado Biblioteca UPS, Pág. 232.

Aceleración

$$\ddot{y} = 2 d_s \pi \left(\frac{\omega_L}{\beta_L} \right)^2 \operatorname{sen} \frac{2\pi\theta_L}{\beta_L} \quad \boxed{\text{Ec. (4.156)}}$$

Segunda aceleración o tirón

$$\ddot{y} = 4 d_s \pi^2 \left(\frac{\omega_L}{\beta_L} \right)^3 \cos \frac{2\pi\theta_L}{\beta_L} \quad \boxed{\text{Ec. (4.157)}}$$

Donde:

ω_L = Velocidad angular de la leva en radianes = 16 rpm = 1,67 rad/s

Para este caso el importante determinar la velocidad del seguidor por lo que se calcula la velocidad máxima, el cual corresponde al punto donde existe mayor pendiente en la curva es decir en el punto de inflexión.

Reemplazando $\theta_L = \pi/2$ en la Ec. (4.154) se reduce a:

$$\dot{y} = \frac{60 \text{ mm} \cdot 1,67 \text{ rad/s}}{\pi} (1 - \cos \pi)$$

Entonces la velocidad para un desplazamiento 22.88 mm en elevación es:

$$\dot{y} = 63,8 \text{ mm/s}$$

Por lo que se concluye que en este tipo de leva no existen choques y tampoco se puede trabar pues se diseña con un ángulo de presión de 30° que se encuentra dentro del rango permisible, además se pueden encontrar las velocidades y aceleraciones del seguidor para cualquier punto.

Material de fabricación

Esta leva debe construirse de un acero al carbono AISI 1018 resistente al desgaste debido a que en la máquina se encuentra dentro del sistema motriz y también por abaratar costos, sin embargo, este elemento requiere una lubricación permanente debido al constante deslizamiento entre las superficies de la camisa y la leva que puede considerarse como una desventaja pero es necesaria por la función que cumple.

A medida que las superficies de contacto se reducen en sentido axial el elemento tiende a trabarse, por lo que se asigna un espesor de la leva de 15 mm para evitar este fenómeno y garantizar un funcionamiento sin problemas.

4.4.1.2 DISEÑO DE LAS LEVAS DE SELLADO

Una vez determinado las características de la leva motriz se puede conocer la geometría de las levas de sellado cuyo seguidor es un rodillo de diámetro 26 mm.

Estas levas de sellado se dividen en 2 grupos:

1. Leva para calentamiento y enfriamiento
2. Leva para el corte

La leva para calentamiento y enfriamiento es similar pues la función que cumple es trasladar a las mordazas a una posición cerrada simultáneamente, mientras que la leva de corte posee una geometría distinta, para este caso se requiere una posición en reposo para la una cuchilla y en movimiento para la otra (no simultánea, Fig. 4.39), para que se pueda cortar el plástico sin problema.

LEVA PARA CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO

El esquema de la leva y su función se lo representa en la *Fig. 4.54*, cuya geometría es simétrica con respecto a un eje central, y de acuerdo a las dimensiones del conjunto el ancho de la leva se limita a 35 mm, por lo que en este diseño se pretende conocer la longitud y el perfil de la misma.

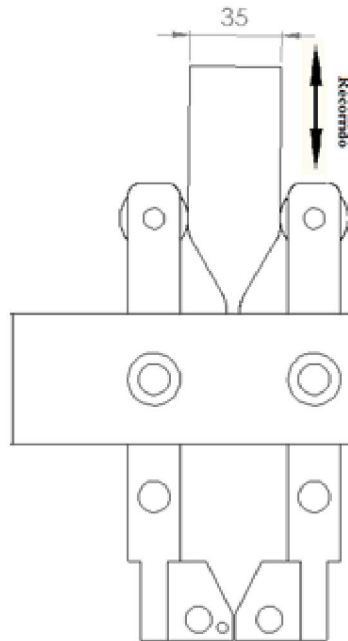


Fig.4.54. Cierre de mordazas por acción de la leva

Determinación del recorrido de la leva para los 2 segundos

En esta parte del diseño se determina el recorrido longitudinal de la leva para cumplir con los 2 segundos que dura el proceso de calentamiento y enfriamiento de la junta.

Esto se lo realiza gráficamente a partir de la *Fig. 4.53*, donde se muestra los tiempos y las posiciones del seguidor con respecto a la leva motriz, entonces se establece una relación de tiempo – desplazamiento, como se detalla a continuación:

$$x_l = \frac{t_r \cdot 360^\circ}{3,75 \text{ s}} \quad \text{Ec. (4.158)}$$

Siendo:

x_l = Posición angular de la leva motriz para una distancia requerida

t_r = Tiempo requerido = 1 segundo en elevación = 1 segundo en descenso

360° = Posición angular para una revolución de la leva motriz

3.75 s = Tiempo que tarda la leva en dar una revolución

Entonces el desplazamiento angular requerido es:

$$x_l = \frac{1 \text{ s} \cdot 360^\circ}{3,75 \text{ s}} = 96^\circ$$

Con este valor se ingresa a la curva de la fig. 4.55 y se obtiene un desplazamiento para el seguidor.

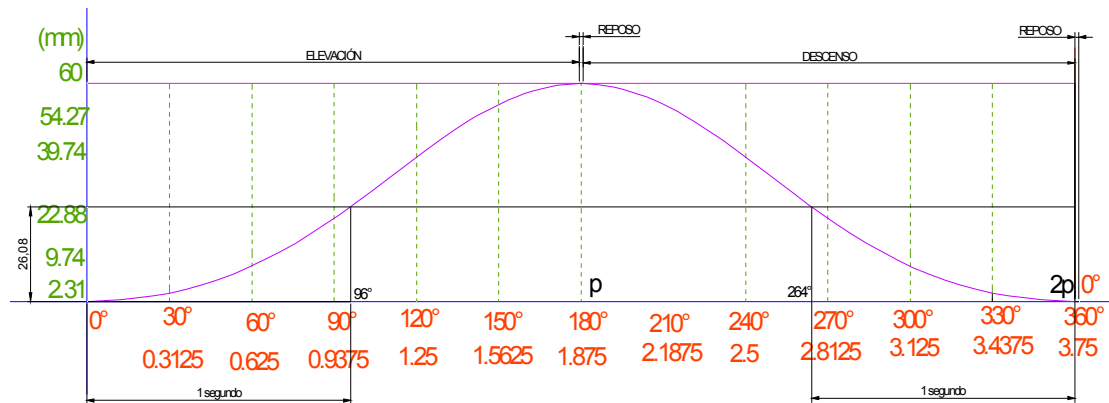


Fig.4.55. Curva para el recorrido de 2 segundos

El recorrido obtenido gráficamente es de 26.08 mm que corresponden a la etapa de elevación y descenso del seguidor que duran los dos segundos requeridos.

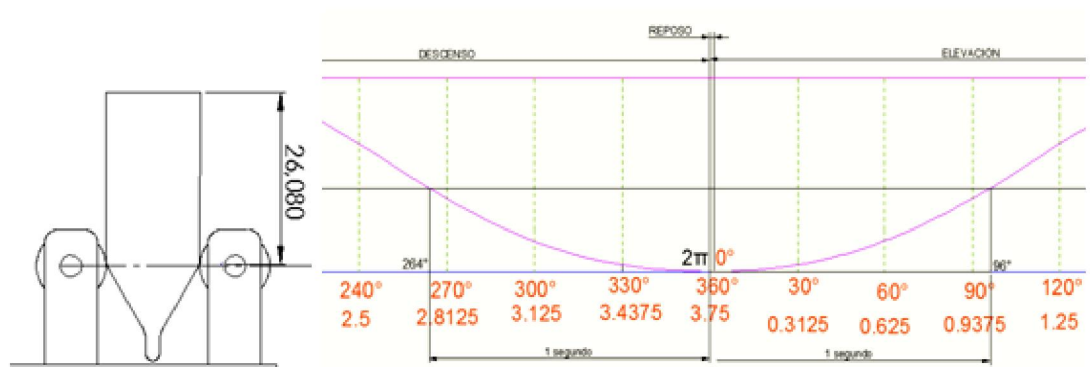


Fig.4.56. Ciclo de operación para 2 segundos

El ciclo mostrado en la Fig. 4.56 corresponde al descenso y elevación de la leva.

Dimensionamiento de la leva

Como el recorrido total es de 60 mm y el recorrido obtenido es de 26.08 mm, la diferencia corresponde a la otra parte de la leva, es decir se dispone de una distancia de 34 mm.

Con el criterio de ángulo de presión para levas, se determina el ángulo de inclinación de la leva es decir de 30° y los radios de curvatura para la construcción de acuerdo al rodillo del seguidor (el diámetro del rodillo es 26 mm).

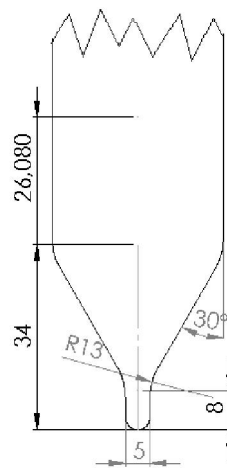


Fig.4.57. Dimensionamiento de la parte inferior de la leva

Nota: La leva de enfriamiento bajo presión deberá poseer un ancho con una tolerancia superior de + 0,5 mm es decir 35.5 mm para conseguir la compresión de la junta soldada y conseguir la unión perfecta del material plástico.

LEVA PARA EL CORTE

Esta leva posee una geometría diferente, ya que la función que debe cumplir es proporcionar un movimiento secuencial de reposo y movimiento de las cuchillas para realizar el corte.

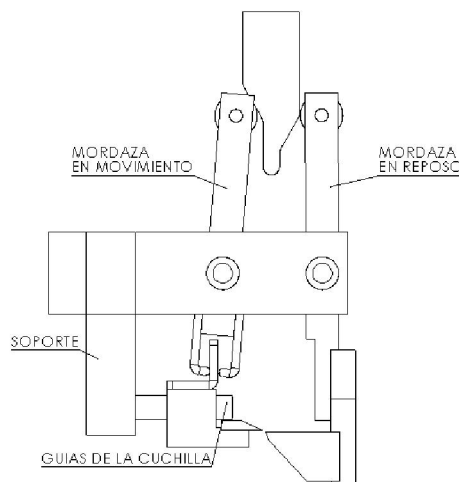


Fig.4.58. Partes del sistema de corte

Para esto se limita el recorrido a 60 mm y un ancho de 35 mm al igual que en las levas anteriores además se toma en cuenta que las mordazas de corte poseen dimensiones distintas a las ya expuestas para el calentamiento y enfriamiento debido

a que los recorridos de las cuchillas son pequeños para evitar atascamientos y desgaste excesivo.

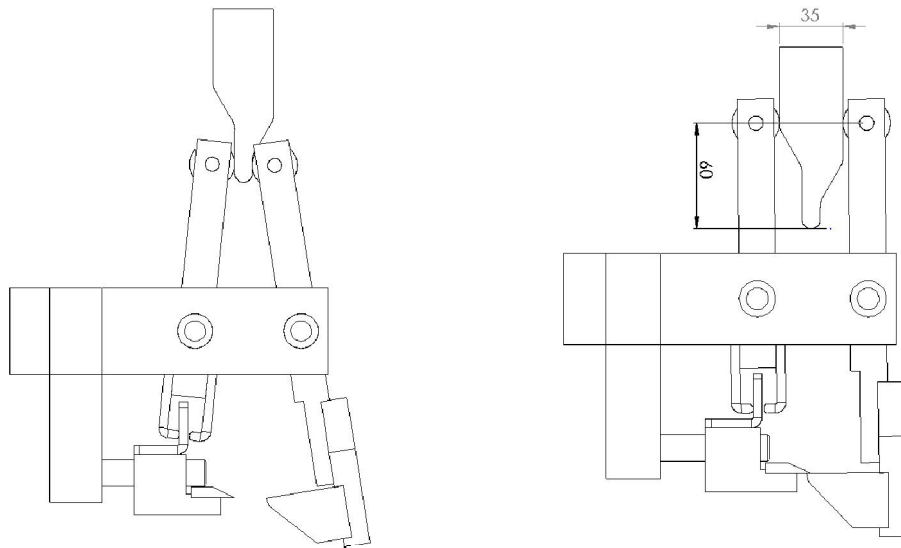


Fig.4.59. Acción de la leva de corte sobre las mordazas

Dimensionamiento de la leva

Con los mismos criterios de ángulos de presión en levas y las restricciones en las medidas ya señaladas se asigna las siguientes dimensiones:

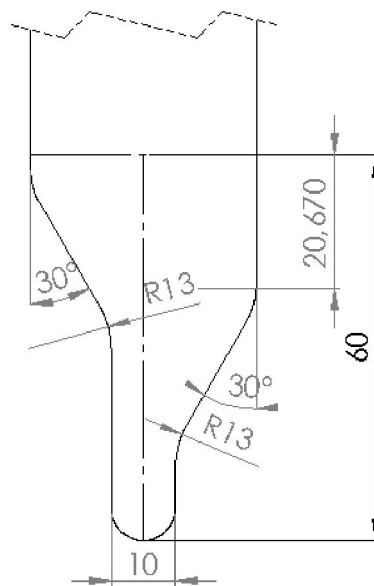


Fig.4.60. Dimensionamiento de la parte inferior de la leva de corte

Comprobación de los tiempos para los recorridos obtenidos

De la Fig. 4.60 se tiene un recorrido de 20,67 mm y mediante la curva de desplazamiento de la Fig. 4.55 se determina el tiempo en que se realiza el corte.

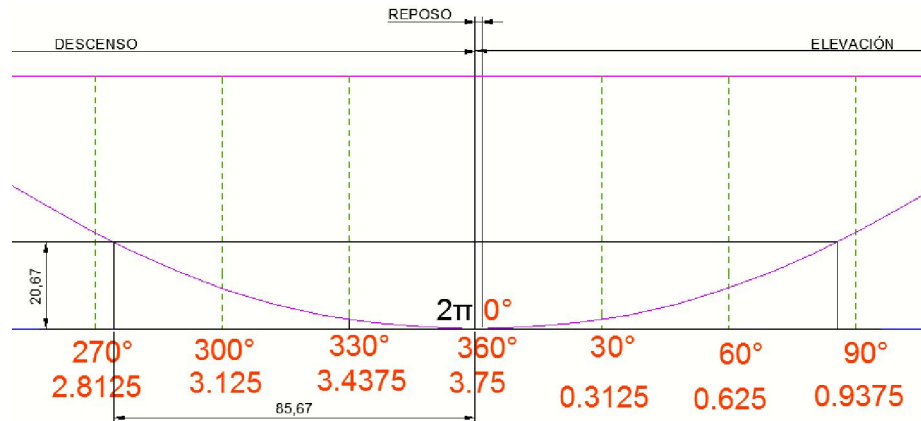


Fig.4.61. Posición angular de la leva motriz para el recorrido obtenido

De la grafica se obtiene un desplazamiento angular de 85,67° para el descenso el cual es el mismo para elevación con un total de 171.34° y con la Ec.(4.158) se encuentra el tiempo que tarda la operación de corte, entonces:

$$t_r = 1.8 \text{ s}$$

El tiempo obtenido es de 1.8 segundos, el cual se encuentra dentro de los rangos que no presenta inconvenientes, es decir, este tiempo no supera el tiempo de sellado de 2 segundos por lo que el corte se lo realiza más rápido y se evita atascamientos de los tubos en cada estación.

Material de las levas de sellado

El material empleado para estas levas es acero inoxidable AISI 304 por la manipulación de los elementos durante la calibración del sistema previo al proceso de producción y por garantizar la salubridad.

4.4.2 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DESLIZANTE (SEGUIDOR - LEVA MOTRIZ)

Para el dimensionamiento de la longitud se requiere conocer las dimensiones de las placas soporte de las levas.

Debido a que las cargas sobre estas placas no son consideradas como críticas, se asigna placas o platinas de acero AISI 304 de 50 mm de ancho y un espesor de 12 mm para obtener estabilidad del conjunto.

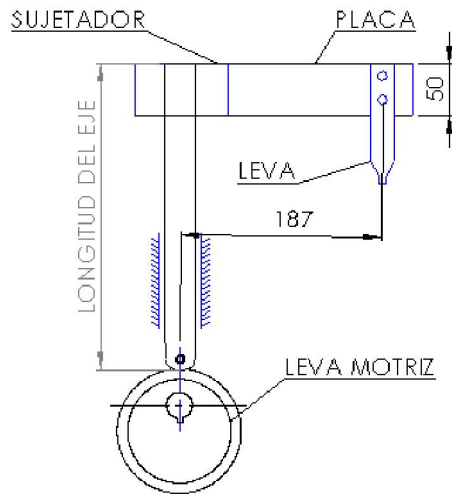


Fig.4.62. Partes del conjunto del sistema de levas

Una vez asignada la medida de la placa soporte se define la longitud de la leva de corte que se encuentra en una posición más alta que las levas de calentamiento con una diferencia de 35 mm y por ende la longitud del eje deslizante.

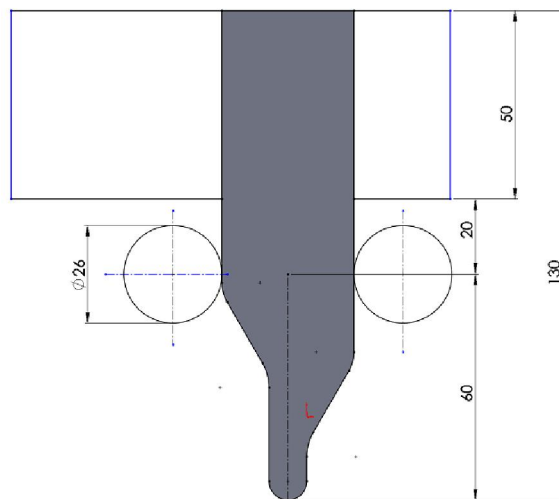


Fig.4.63. Longitud real de la leva de corte

Con la ayuda del SolidWorks se puede determinar la longitud del eje realizando un ensamblaje de los elementos en las posiciones máximas en función de los demás componentes.

La longitud encontrada para el eje deslizante es de 650 mm.

4.4.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTORREDUCTOR

Una vez que se ha definido los diferentes componentes del sistema de movimiento de la máquina dosificadora y selladora, se puede calcular la potencia necesaria para realizar todo el proceso, además que servirá para determinar la relación de transmisión que debe existir entre las catarinas del eje del motor y el eje motriz para cumplir con las 16 rpm necesarios y a su vez encontrar todas las fuerzas que actúan sobre el eje motriz.

Para determinar la potencia requerida es necesario conocer los siguientes parámetros:

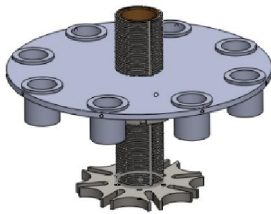
- Inercias de las masas en movimiento
- Aceleración angular desde una velocidad angular inicial hasta una velocidad angular nominal.

Con los parámetros anteriores se determina el torque necesario para mover los elementos además de vencer la fuerza de rozamiento de los mismos.

Inercia de las masas en movimiento

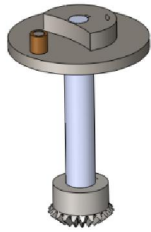
Para determinar las inercias de los elementos móviles se lo hará utilizando el Solidworks para ciertos elementos y de manera individual para otros.

Conjunto 1



$$I_1 = 130457057,27 \text{ g} \cdot \text{mm}^2 = 0,1304 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Conjunto 2



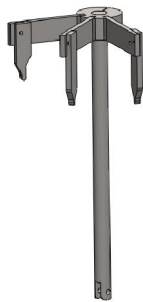
$$I_2 = 1946675,48 \text{ g*mm}^2 = 1,946 * 10^{-3} \text{ Kg *m}^2$$

Conjunto 3



$$I_3 = 8366961,54 \text{ g*mm}^2 = 8,367 * 10^{-3} \text{ Kg *m}^2$$

Conjunto 4



$$I_4 = 418897439,24 \text{ g*mm}^2 = 0,42 \text{ Kg *m}^2$$

Eje motriz (valor estimado)

$$I_5 = 150905,36 \text{ g*mm}^2 = 1,51 * 10^{-4} \text{ Kg *m}^2$$

Tubos llenos de producto

$$I_6 = 0,069 \text{ Kg *m}^2$$

Engranaje cónico

$$I_7 = 1,07 * 10^{-4} \text{ Kg *m}^2$$

La aceleración angular desde una velocidad angular inicial hasta una velocidad angular nominal se determinó en la sección de los engranajes cónicos cuyo valor es:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t} = \frac{1,67 \text{ rad/seg}}{0,5 \text{ seg}}$$

$$\alpha = 3,35 \text{ rad/seg}^2$$

Con estos datos se calcula las potencias para cada uno de los conjuntos:

Torque para el conjunto 1

El torque esta dado por la *Ec. (4.31)* el cual es:

$$T_1 = I_1 \cdot \alpha$$

$$T_1 = 0,1304 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \times 3,35 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 0,436 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potencia⁶³ requerida para el conjunto 1

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot \omega}{9550}$$

Ec. (4.159)

$$P_1 = \frac{0,436 \text{ N} \cdot \text{m} \times 16 \text{ rpm}}{9550} = 7,305 * 10^{-4} \text{ Kw}$$

Torque para el conjunto 2

$$T_2 = 1,946 * 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \times 3,34 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 6,5 * 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potencia requerida para el conjunto 2

$$P_2 = \frac{6,5 * 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m} \times 16 \text{ rpm}}{9550} = 1,09 * 10^{-5} \text{ Kw}$$

Torque para el conjunto 3

$$T_3 = 8,367 * 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \times 3,34 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 0,028 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potencia requerida para el conjunto 3

$$P_3 = \frac{0,028 \text{ N} \cdot \text{m} \times 16 \text{ rpm}}{9550} = 4,7 * 10^{-5} \text{ Kw}$$

⁶³ PRONTUARIO DE MECÁNICA INDUSTRIAL APLICADA, José Roldan, Editorial Paraninfo, Pág.168

Torque para el conjunto 4

$$T_4 = 0,42 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \times 3,34 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 1,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potencia requerida para el conjunto 2

$$P_4 = \frac{1,4 \text{ N} \cdot \text{m} \times 16 \text{ rpm}}{9550} = 2,35 * 10^{-3} \text{ Kw}$$

Torque para el conjunto 5

$$T_5 = 1,51 * 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \times 3,34 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 5,04 * 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potencia requerida para el conjunto 5

$$P_5 = \frac{1,4 \text{ N} \cdot \text{m} \times 16 \text{ rpm}}{9550} = 8,45 * 10^{-7} \text{ Kw}$$

Torque para el conjunto 6

$$T_6 = 0,069 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \times 3,34 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 0,234 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potencia requerida para el conjunto 6

$$P_6 = \frac{0,234 \text{ N} \cdot \text{m} \times 16 \text{ rpm}}{9550} = 4 * 10^{-4} \text{ Kw}$$

Torque para el conjunto 7

$$T_7 = 1,07 * 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \times 3,34 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 3,6 * 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potencia requerida para el conjunto 7

$$P_7 = \frac{3,6 * 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{m} \times 16 \text{ rpm}}{9550} = 5,98 * 10^{-7} \text{ Kw}$$

Se calcula la potencia requerida sumando todas las potencias calculadas:

$$P_{REQ} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7$$

Ec. (4.160)

$$P_{REQ} = 7,305 * 10^{-4} + 1,09 * 10^{-5} + 4,7 * 10^{-5} + 2,35 * 10^{-3} + 8,45 * 10^{-7} + 4 * 10^{-4} + 5,98 * 10^{-7}$$

$$P_{REQ} = 3,54 * 10^{-3} \text{ kW}$$

$$1 \text{ HP} = 0,746 \text{ kW}$$

$$\therefore P_T = 4,74 * 10^{-3} \text{ HP}$$

Considerando situaciones de sistemas mecánicos en malas condiciones, rozamiento entre los elementos, vibraciones, prolongadas horas de operación, numerosos arranques, malas instalaciones eléctricas, se recomienda un factor de servicio de 1,5 es decir la potencia del motor es:

$$P_{MOTOR} = 4,74 * 10^{-3} \text{ HP} \times 1.5$$

$$P_{MOTOR} = 7,11 * 10^{-3} \text{ HP} \times 1.5$$

Debido a que en el mercado existen motorreductores con potencias estandarizadas se selecciona un motor de 0,5 HP (0,37 Kw) cuya potencia es mayor a la calculada y evita todo contratiempo que pueda surgir en la operación de la máquina.⁶⁴

4.4.4 SELECCIÓN DE LAS CATARINAS Y CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para el motorreductor seleccionado existen variaciones en las revoluciones del eje de salida, según el catalogo de la empresa BKB para motorreductores de la marca italiana Varvel las rpm disponibles son de 14, 18, 20, 25, 29, 35, 50, 70, 93, 140 y 200.

Las revoluciones por minuto requeridas es de 16 para el eje motriz, por lo que se necesita realizar una relación de transmisión por catarinas para cumplir esta condición, para esto se utiliza el catálogo de Martin Sprockets disponibles en Ivan Bohman.

⁶⁴ PRONTUARIO DE MECÁNICA INDUSTRIAL APLICADA, José Roldan, Editorial Paraninfo, España, Pág.258



Fig.4.64. Catarina o Sprocket tipo B marca Martin

Es por esto que selecciona un motorreductor de 0,5 HP de 20 rpm, para alcanzar un número de dientes pequeño de la catarina conductora lo que es recomendado para obtener un funcionamiento suave a velocidades moderadas.⁶⁵

Para determinar la relación de transmisión se utiliza la siguiente expresión:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Ec. (4.161)}$$

Donde:

n_1 = Revoluciones por minuto de la catarina conductora = 20 rpm

n_2 = Revoluciones por minuto de la catarina conducida = 16 rpm

Entonces:

$$i = \frac{20}{16} = 1,25$$

El número de dientes de la catarina conducida se obtiene por la ecuación:

$$Z_2 = i \cdot Z_1 \quad \text{Ec. (4.162)}$$

Donde:

Z_1 = Número de dientes de la catarina conductora⁶⁶ = 16

⁶⁵ FUNDAMENTOS DE MECANISMOS Y MÁQUINAS PARA INGENIEROS, Calero Roque, Primera edición, España 1999, Pág.284

Z_2 = Número de dientes de la catarina conducida

$$\therefore Z_2 = 1,25 \cdot 16 = 20$$

Con las características principales de las catarinas y con el catálogo de Martin Sprockets se elige:

- Catarina conductora = D40B16H (Ver anexo E.4.)
- Catarina conducida = D40B20H (Ver anexo E.4.)

Que corresponden a la serie # 40 de doble cordón o hilera, de 1/2" de paso y fabricados en hierro fundido.

POSICIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS

“Se recomienda evitar la transmisión vertical tanto como sea posible, particularmente con dientes pequeños en la parte baja, si es posible se diseña inclinada tal que el afloje caiga sobre el diente conductor. Esto ayudara a evitar el desgaste de los dientes.”⁶⁷

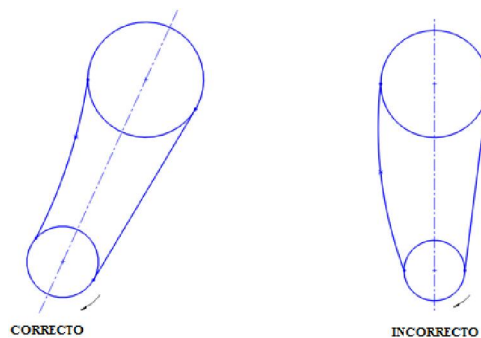


Fig.4.65. Posición recomendada para la transmisión

Como siguiente paso determina la longitud aproximada de la cadena en función del número de pasos mediante la siguiente expresión⁶⁸:

$$\frac{L}{\mathcal{P}} = \frac{2C}{\mathcal{P}} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2(C/\mathcal{P})} \quad \text{Ec. (4.163)}$$

⁶⁶ Se debe preferir siempre un número de dientes impar, pero debido a que las rpm disponibles de los motorreductores no proporcionan un número impar exacto y pequeño para la catarina motriz se selecciona un valor aproximado.

⁶⁷ FUNDAMENTOS DE MECANISMOS Y MÁQUINAS PARA INGENIEROS, Calero Roque, Primera edición, España 1999, Pág.283

⁶⁸ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 822.

Donde:

L = Longitud de la cadena

P = Paso de la cadena = $\frac{1}{2}$ " = 12,7 mm

C = Distancia tentativa entre centros = 440 mm

Reemplazando:

$$\frac{L}{P} = \frac{2 \cdot 440}{12,7} + \frac{16 + 20}{2} + \frac{(20 - 16)^2}{4\pi^2(440/12,7)}$$

$$\therefore \frac{L}{P} = 87,3 \text{ pasos}$$

Este valor se aproxima a un número par de pasos para evitar un medio eslabón en la cadena por lo que se tiene 86 pasos y este será el utilizado.

Sustituyendo $\frac{L}{P} = 86$ en la Ec.(4.163) se tiene:

$$C = 432 \text{ mm} \approx 34 \text{ pasos}$$

$$\therefore L = 96 \text{ pasos} \approx 1092,2 \text{ mm}$$

La distancia entre centros no debe de exceder de 80 pasos y de 30 a 50 pasos sería lo mejor, por lo que el resultado obtenido es correcto.

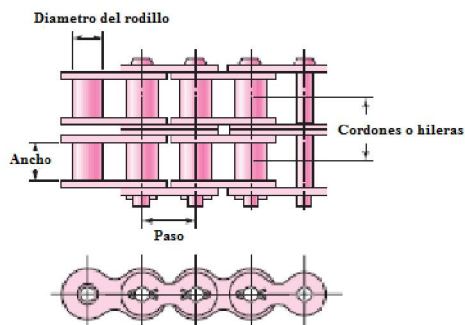


Fig.4.66. Partes de la cadena

4.4.5 DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS SOBRE LAS CATARINAS

Las fuerzas sobre las catarinas actúan sobre el diámetro de paso o primitivo del mismo por lo que se determina los diámetros para los dos sprockets.

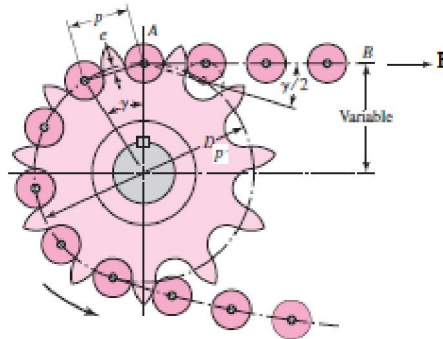


Fig.4.67. Partes de la cadena

La fórmula para encontrar los diámetros de paso es la siguiente⁶⁹:

$$D_p = \frac{\mathcal{P}}{\text{sen}(180/Z)}$$

Ec. (4.164)

$$\therefore D_{p1} = \frac{0,5 plg}{\text{sen}(180/16)} = 2,56 plg = 65 \text{ mm}$$

$$\therefore D_{p2} = \frac{0,5 plg}{\text{sen}(180/20)} = 3,2 plg = 81,18 \text{ mm}$$

Siendo:

D_{p1} = Diámetro de paso de la catarina conductora

D_{p2} = Diámetro de paso de la catarina conducida

⁶⁹ DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, Robert L. Mott, Cuarta edición, México 2006, Pág. 293

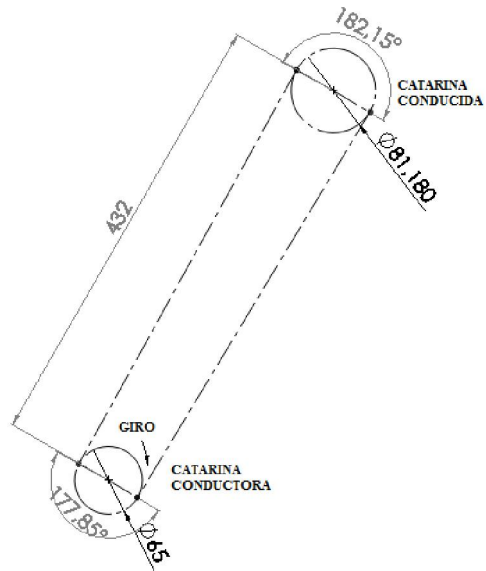


Fig.4.68. *Ángulos de contacto o de agarre de ruedas para cadenas*

Nota: El ángulo de inclinación del sistema es de 30° respecto a la vertical.

Fuerzas sobre la catarina conductora

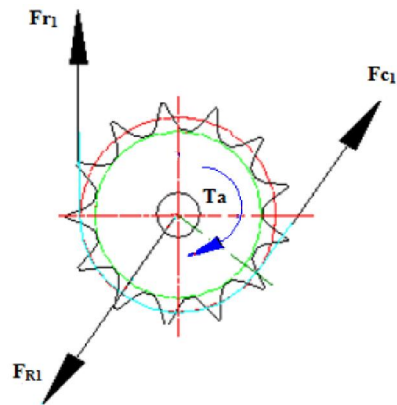


Fig.4.69. *DCL de la catarina conductora*

Donde:

F_{c1} = Fuerza tangencial

F_{r1} = Fuerza residual en el último eslabón abrazado

F_{R1} = Fuerza resultante

T_a = Torque en el eje a

$$\sum M_a = 0$$

$$(F_{c1} - F_{r1}) \cdot r_1 = T_a$$

Ec. (4.165)

Para encontrar el torque se utiliza la ecuación⁷⁰:

$$T_a = \frac{63000 \cdot H}{n}$$

Ec. (4.166)

H = Potencia del motorreductor = 0,5 HP

n = Rpm del motor

$$T_a = \frac{63000 \cdot 0,5}{20} = 1575 \text{ lb} \cdot \text{plg} \approx 178,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para encontrar la fuerza residual se utiliza la expresión⁷¹:

$$F_{r1} = F_{c1} \cdot \left[\frac{\text{sen } \gamma}{\text{sen}\left(\frac{360}{Z} + \gamma\right)} \right]^{Z_a}$$

Ec. (4.167)

$$\gamma = \frac{360}{Z}$$

Ec. (4.168)

$$Z_a = \beta_a \cdot \frac{Z}{360^\circ}$$

Ec. (4.169)

Donde:

γ = Ángulo de presión = 22,5°

β_a = Ángulo de agarre para la catarina conductora = 177,85°

$$\therefore Z_a = 177,85 \cdot \frac{16}{360^\circ} = 8$$

$$F_{r1} = F_{c1} \cdot \left[\frac{\text{sen } 22,5}{\text{sen}\left(\frac{360}{16} + 22,5\right)} \right]^8 = 7,36 \cdot 10^{-3} \cdot F_{c1}$$

⁷⁰ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág. 73.

⁷¹ FUNDAMENTOS DE MECANISMOS Y MÁQUINAS PARA INGENIEROS, Calero Roque, Primera edición, España 1999, Pág.276.

Reemplazando en la *Ec.(4.165)* :

$$(F_{c1} - 7,36 \cdot 10^{-3} \cdot F_{c1}) \cdot 1,28 \text{ plg} = 1575 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

$$\therefore F_{c1} = 1239,6 \text{ lb} \approx 5521,8 \text{ N}$$

$$\therefore F_{r1} = 9,12 \text{ lb} \approx 40,6 \text{ N}$$

Fuerzas sobre la catarina conducida

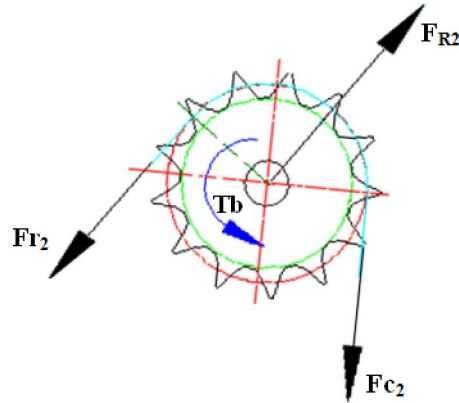


Fig.4.70. DCL de la catarina conducida

Donde:

F_{c2} = Fuerza tangencial

F_{r2} = Fuerza residual en el último eslabón abrazado

F_{R2} = Fuerza resultante

T_b = Torque en el eje b

Las fuerzas producidas sobre la catarina conducida son iguales que las de la conductora en sentido opuesto (acción-reacción) debido a que actúan en el mismo tramo de la cadena.

$$\therefore F_{c2} = 1239,6 \text{ lb} \approx 5521,8 \text{ N}$$

$$\therefore F_{r2} = 9,12 \text{ lb} \approx 40,6 \text{ N}$$

Para encontrar el torque en el eje b se utiliza la *Ec.(4.166)*, para un rpm de 16:

$$T_b = \frac{63000 \cdot 0,5}{16} = 1968,75 \text{ lb} \cdot \text{plg} \approx 222,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.4.6 DISEÑO DEL EJE MOTRIZ

Una vez encontrados todas las fuerzas que actúan sobre el eje motriz producidos por los dispositivos antes descritos, se determina las dimensiones del eje principal.

Con las restricciones de las dimensiones en la máquina y las posiciones que ocupan los elementos sobre el eje se tiene las siguientes medidas:

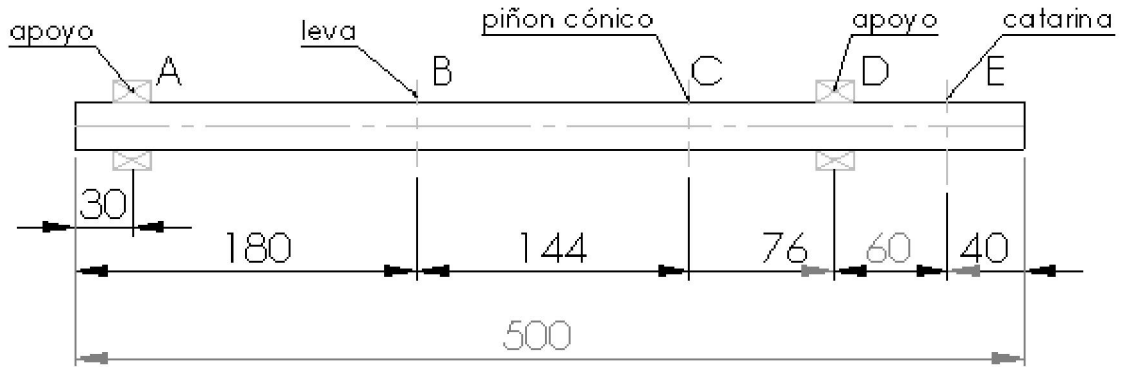


Fig.4.71. Dimensiones longitudinales y ubicaciones de los elementos

Se realiza el diagrama de cuerpo libre:

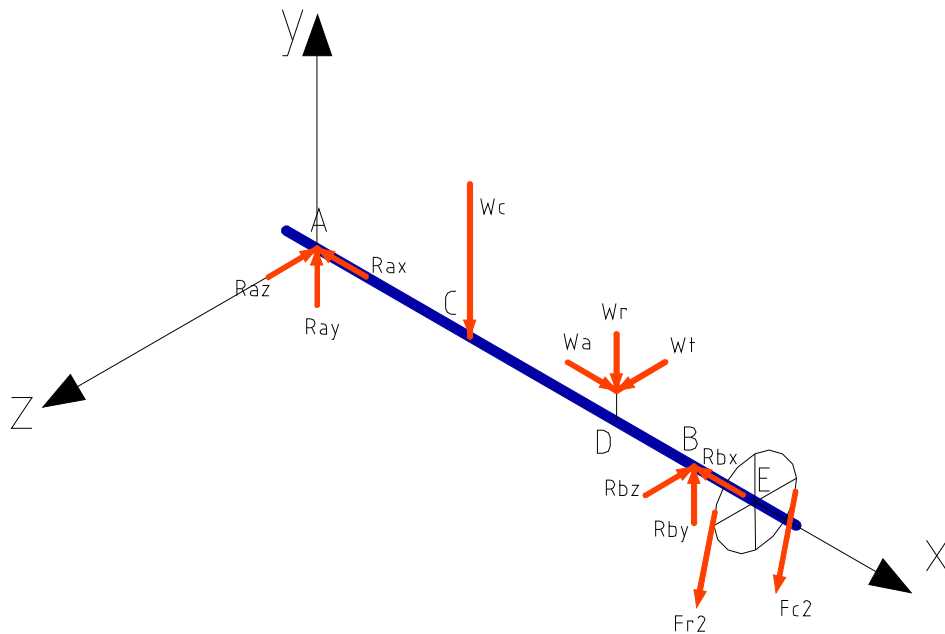


Fig.4.72. DCL del eje motriz

Cálculo de reacciones

Se conocen los siguientes datos de las fuerzas:

$$W_c = \text{Fuerza producida por el sistema de levas} = 160 \text{ N}$$

$$W_a = \text{Fuerza axial en los dientes del engranaje cónico} = 1,29 \text{ N}$$

$$W_r = \text{Fuerza radial en los dientes del engranaje cónico} = 1,29 \text{ N}$$

$$W_t = \text{Fuerza tangencial en los dientes del engranaje cónico} = 4,5 \text{ N}$$

$$F_{c2} = \text{Fuerza tangencial en la catarina conducida} = 5521,8 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \text{Fuerza residual en la catarina conducida} = 40,6 \text{ N}$$

$$D_{p2} = \text{Diámetro de paso de la catarina} = 81,18 \text{ mm}$$

$$d_{pe} = \text{Diámetro de paso de la catarina} = 52,5 \text{ mm}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$W_a - R_{ax} - R_{bx} = 0$$

$$R_{ax} + R_{bx} = 1,29 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} - W_c - W_r + R_{by} - (F_{c2} \cos 30^\circ) - (F_{r2} \cos 30^\circ) = 0$$

$$R_{ay} - 160 - 1,29 + R_{by} - (5521,8 \cos 30^\circ) - (40,6 \cos 30^\circ) = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} = 4978,45 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{az} + R_{bz} - W_t - (F_{c2} \sin 30^\circ) - (F_{r2} \sin 30^\circ) = 0$$

$$R_{az} + R_{bz} - 4,5 - (5521,8 \sin 30^\circ) - (40,6 \sin 30^\circ) = 0$$

$$R_{az} + R_{bz} = 2785,7 \text{ N}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$(W_t \cdot 0,294) - (R_{bz} \cdot 0,37) + [(F_{c2} \text{ sen } 30^\circ + F_{r2} \text{ sen } 30^\circ) \cdot 0,43] = 0$$

$$(4,5 \cdot 0,294) - (R_{bz} \cdot 0,37) + [(5521,8 \text{ sen } 30^\circ + 40,6 \text{ sen } 30^\circ) \cdot 0,43] = 0$$

$$R_{bz} = 3243,6 \text{ N}$$

$$R_{az} = 458 \text{ N}$$

$$\sum M_z = 0$$

$$(W_c \cdot 0,15) + (W_r \cdot 0,37) - (R_{by} \cdot 0,294) + [(F_{c2} \text{ cos } 30^\circ + F_{r2} \text{ cos } 30^\circ) \cdot 0,43] \\ = 0$$

$$(W_c \cdot 0,15) + (W_r \cdot 0,37) - (R_{by} \cdot 0,294) \\ + [(5521,8 \text{ cos } 30^\circ + 40,6 \text{ cos } 30^\circ) \cdot 0,43] = 0$$

$$R_{by} = 5664 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 685 \text{ N}$$

Con la ayuda del software MDSolids 3.2 se encuentra los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para los planos XY y XZ .

PLANO XY

El momento M_1 es producido por la fuerza W_a

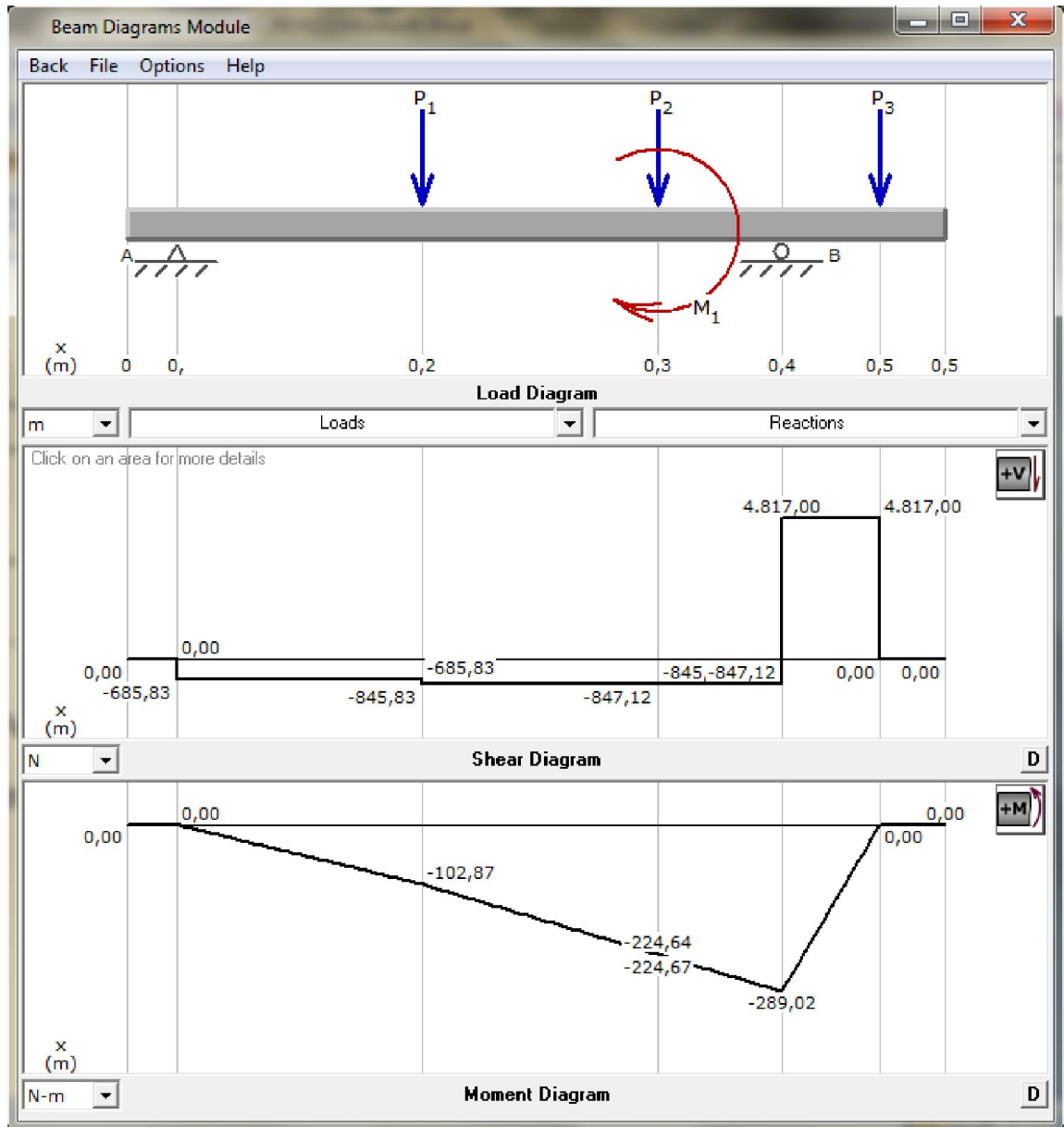


Fig.4.73. Fuerza cortante y momento flector en el plano XY

PLANO XZ

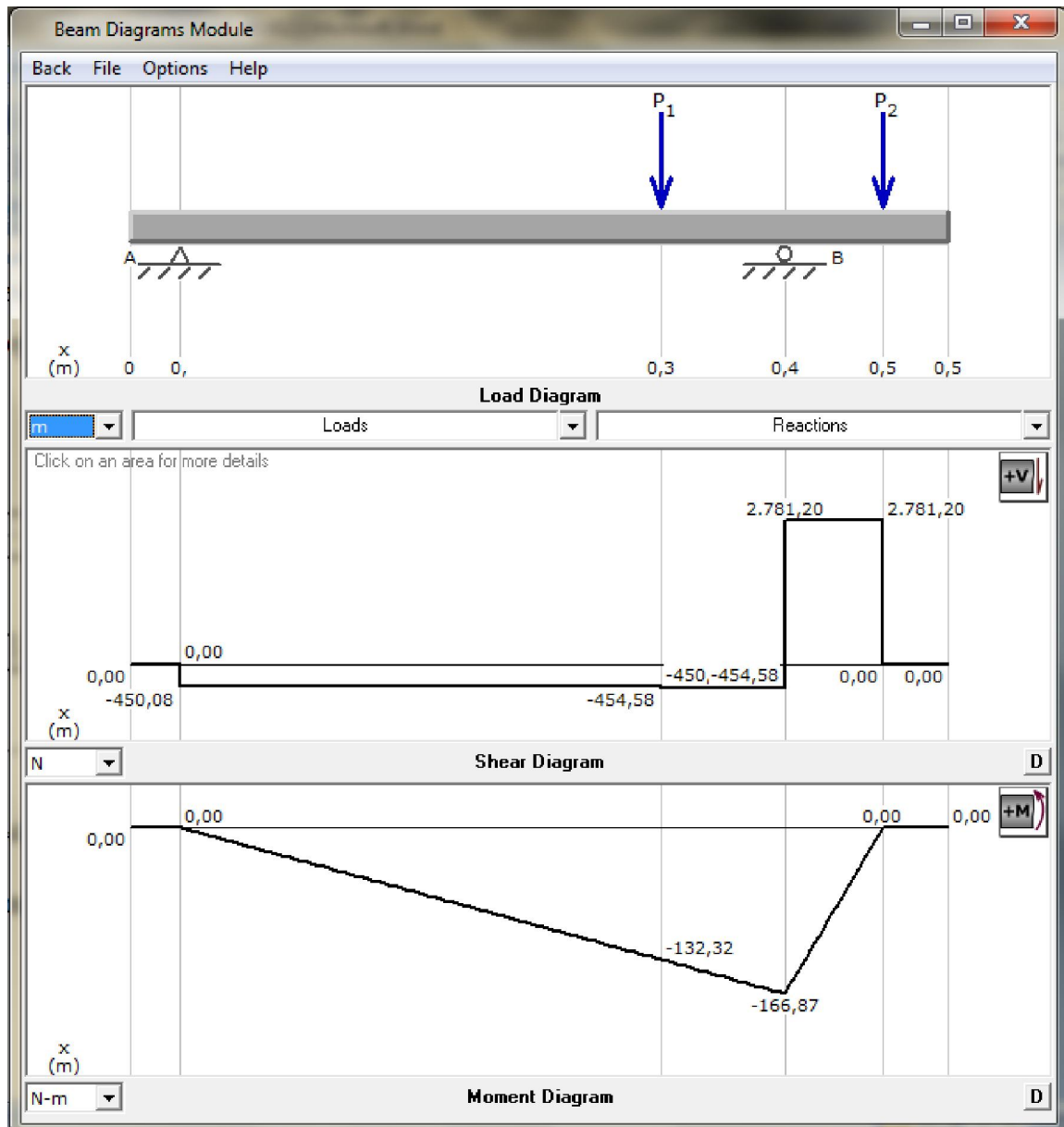


Fig.4.74. Fuerza cortante y momento flector en el plano XZ

Como se puede observar, tanto en el plano XY y XZ el mayor momento flector se da en la sección B por lo que se diseña el eje para esta sección.

Se calcula el momento resultante máximo con la siguiente ecuación:

$$M_{Rm\acute{a}x} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

Ec. (4.170)

Donde:

M_{xy} = Mayor momento flector en el plano xy

M_{xz} = Mayor momento flector en el plano xz

$$\therefore M_{Rm\acute{a}x} = \sqrt{289,02^2 + 166,87^2} = 333,7 \text{ N} * \text{m} \approx 2949 \text{ lb} * \text{plg}$$

El eje motriz trabaja durante todo el tiempo por lo que se realiza un dise\u00f1o din\u00e1mico a fatiga.

Al obtener las reacciones en los apoyos se considera que el eje est\u00e1 sometido a esfuerzos muy elevados en la secci\u00f3n E y B producidos por las fuerzas de la catarinas, debido al torque alto del motor por lo se selecciona un acero bonificado AISI 4340 o acero 705 de Ivan Bohman para obtener mayor confiabilidad en la operaci\u00f3n.

En el dise\u00f1o de ejes de transmisi\u00f3n el factor de seguridad del mismo, est\u00e1 en funci\u00f3n de los siguientes par\u00e1metros o variables:

- Di\u00e1metro del eje motriz (se asume).
- Propiedades mec\u00e1nicas del material.⁷²
- Factores de dise\u00f1o a fatiga a flexi\u00f3n y torsi\u00f3n.⁷³

Lo que quiere decir que se realiza el dise\u00f1o de un modo iterativo considerando las variables descritas. Por facilidad de c\u00e1lculo se utiliza el EXCEL para ingresar las variables conforme cambia el factor de seguridad.

Los datos del acero AISI 4340 son:

$$S_y = 70 \frac{Kg}{mm^2} = 99354,64 \text{ psi}$$

$$S_{ut} = 110 \frac{Kg}{mm^2} = 156128,72 \text{ psi}$$

⁷² Cat\u00e1logo de aceros de Ivan Bohman, anexo D.4.

⁷³ DISE\u00d1O EN INGENIER\u00cdA MEC\u00c1NICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edici\u00f3n, P\u00e1g.306-356.

Para el diseño se considera el criterio de Goodman modificado⁷⁴, el límite de resistencia a la fatiga en el diseño dinámico⁷⁵ y los componentes de los esfuerzos fluctuantes⁷⁶.

Para el caso de los “esfuerzos fluctuantes”, es conveniente descomponer los esfuerzos, tanto normales como cortantes, de la siguiente manera:

$\tau_{max}, \sigma_{max} \rightarrow$ Esfuerzos máximos

$\tau_{min}, \sigma_{min} \rightarrow$ Esfuerzos mínimos

$\tau_a, \sigma_a \rightarrow$ Amplitud de los esfuerzos

$\tau_m, \sigma_m \rightarrow$ Esfuerzos medios

$\tau_r, \sigma_r \rightarrow$ Intervalo total del esfuerzo

$\tau_s, \sigma_s \rightarrow$ Esfuerzos estáticos

Estos esfuerzos se calculan así:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} \quad \text{Ec. (4.171)}$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} \quad \text{Ec. (4.172)}$$

$$\sigma_r = 2 \cdot \sigma_a \quad \text{Ec. (4.173)}$$

$$\tau_a = \frac{(\tau_{max} - \tau_{min})}{2} \quad \text{Ec. (4.174)}$$

$$\tau_m = \frac{(\tau_{max} + \tau_{min})}{2} \quad \text{Ec. (4.175)}$$

$$\tau_r = 2 \cdot \tau_a \quad \text{Ec. (4.176)}$$

Ecuaciones comunes en el diseño de ejes de transmisión:

$$\sigma_{x,max} = \frac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec. (4.177)}$$

⁷⁴ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág.331-334.

⁷⁵ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág.305-313.

⁷⁶ DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, Joseph Edward Shigley, Cuarta edición, Pág.329-330.

$$\tau_{xy,max} = \frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot d^3}$$

Para el diagrama de “Goodman”, el esfuerzo medio lo representa la abscisa y se lleva como ordenada la amplitud del esfuerzo. El límite de fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según corresponda el problema, es el valor del límite de la amplitud de esfuerzo.

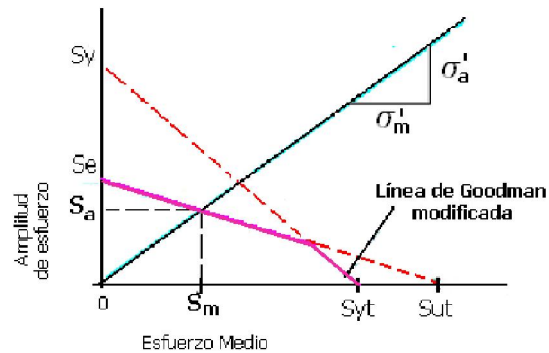


Fig.4.75. Diagrama de la línea de Goodman Modificado cuando se conoce la razón de los dos (σ'_a/σ'_m).

Para encontrar los valores de σ'_a y σ'_m se utiliza las ecuaciones:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad \text{Ec. (4.179)}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad \text{Ec. (4.180)}$$

Siendo: $\sigma_{xa} = \sigma_a$ (Flexión)

$$\sigma_{xm} = \sigma_m \text{ (Flexión)}$$

$$\tau_{xya} = \tau_a \text{ (Torsión)}$$

$$\tau_{xym} = \tau_m \text{ (Torsión)}$$

El factor de seguridad está dado por:

$$\eta = \frac{Sm}{\sigma'_m} \quad \text{Ec. (4.181)}$$

El valor de S_m se obtiene con el cruce de línea formada por la pendiente de la razón (σ'_a/σ'_m) y la línea de Goodman modificada.

Se ingresa las ecuaciones correspondientes en cada celda del Excel.

Tabla. 4.9. Tabla de resultados del diseño del eje motriz (método iterativo)

NOMBRE DE LA VARIABLE	Símbolo	Unidades	Fórmula	Resultado	Datos	Referencia
Diámetro del eje motriz	d	pulg			1	Se asume
Momento Máximo	M_{max}	lb-pulg			2949	
Esfuerzo a torsión	T_{max}	lb-pulg			210,9	
Esfuerzo a flexión	$\sigma_{x,max}$	lb/pulg ²	$\sigma_{x,max}=32*M_{max}/\pi*d^3$	30038,26734		Esf alternante
Esfuerzo a flexión amplitud	σ_{xa}	lb/pulg ²	$\sigma_{xa}=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2$	15019,13367		
Esfuerzo a flexión medio	σ_{xm}	lb/pulg ²	$\sigma_{xm}=(\sigma_{max}+\sigma_{min})/2$	0		
Esfuerzo cortante	τ_{xy}	lb/pulg ²	$\tau_{xy}=16*T/\pi*d^3$	1074,10488		
Esfuerzo cortante amplitud	τ_{xya}	lb/pulg ²	$\tau_{xya}=(\tau_{max}-\tau_{min})/2$	0		
Esfuerzo cortante medio	τ_{xym}	lb/pulg ²	$\tau_{xym}=(\tau_{max}+\tau_{min})/2$	1074,10488		
Esfuerzo amplitud'	σ'_a	lb/pulg ²	$\sigma'_a=((\sigma_{xa})^2+3(\tau_{xya})^2)^{1/2}$	15019,13367		
Esfuerzo medio'	σ'_m	lb/pulg ²	$\sigma'_m=((\sigma_{xm})^2+3(\tau_{xym})^2)^{1/2}$	1860,404225		
MATERIAL:AISI 4340/ACERO 705 BOHMAN						
Resistencia fluencia	Sy	psi			99354,64	
Resistencia última	Sut	psi			156128,72	
Límite de fatiga de la probeta	Se'	psi	$S'_e=0,5*S_{ut}$	78064,36		
Factor de superficie	ka			0,7		Fig 7-10
Factor de tamaño	kb			0,869		0,3 plg<d <10 plg
Factor de confiabilidad	kc			0,897		90%
Factor de temperatura	kd			1		T<450 C
Sensibilidad a la ranura flexión	q			0,73		Fig 7-18, r=0,06 pulg
factor de concentración de esf. flexión	kt			1,2		Fig A26-7, r/d=0,2;D/d=1,02
	kef		$k_{ef}=1/(1+q(k_t-1))$	0,872600349		
Sensibilidad a la ranura torsión	qs			0,9		Fig 7-18, r=0,06 pulg; recocado
factor de concentración de esf. torsión	kts			1,15		
	ket		$k_{et}=1/(1+q(k_t-1))$	0,881057269		
Factor de concentración de esfuerzos	ke		$ke=kef*ket$	0,76881088		
Factor de efectos diversos	kf			1		
Límite de fatiga del eje	Se	kpsi	$S_e=S'_e*k_a*k_b*k_c*k_d*k_e*k_f$	32747,83427		
	S_m		$S_m=S_e/((S_e/S_{ut})+(\sigma'_a/\sigma'_m))$	3953,716629		
Factor de seguridad	n		$n=S_m/\sigma'_m$	2,125192244		

En consecuencia se selecciona un eje de diámetro de 1 plg o 25,4 mm en acero AISI 4340 para un factor de seguridad de 2,12 considerado aceptable dentro del diseño dinámico.

4.4.7 DISEÑO DE LOS PERNOS DEL SOPORTE DEL EJE MOTRIZ

En esta parte de la máquina es donde la carga es mayor en los pernos de sujeción por ello la importancia de su análisis.

Las cargas que actúan en los soportes están sometidos a tensión por lo tanto solo se diseña estáticamente por la teoría de falla de tensión simple, al igual que los pernos de la columna base descritas anteriormente. Para este caso se selecciona un perno M10 x 1.5 de grado 1.5, por lo que se verifica si soporta a las cargas.

Las cargas son producidas por las fuerzas del sistema motriz y catarinas por lo que se toma las cargas de la catarina conducida los cuales son:

$$F_{c2} = 1239,6 \text{ lb} \approx 5521,8 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 9,12 \text{ lb} \approx 40,6 \text{ N}$$

La fuerza resultante es igual a la sumatoria de las dos cargas por lo que la carga total es de:

$$F_{R2} = 5521,8 \text{ N} + 40,6 \text{ N} = 5562,4 \text{ N}$$

$$\text{Carga para cada tornillo superior} = \frac{F_{R2}}{2} = 2781,2 \text{ N}$$

Con la misma secuencia del diseño estático de los tornillos sometidos a tensión se calcula la rigidez del tornillo:

Rigidez del tornillo (K_b) Ec.(4.143):

$$\therefore K_b = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot E}{4 \cdot l} = \frac{\pi \cdot 10^2 \cdot 206700}{4(15)} = 1082278,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Rigidez de los elementos (K_m) Ec.(4.144):

$$\therefore K_m = \frac{\pi \cdot 206700 \cdot 10}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \frac{1 + 0,5(10)}{1 + 2,5(10)} \right]} = 22689280,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

La constante de rigidez C_r con la Ec.(4.145) es:

$$\therefore C_r = \frac{1082278,6}{1082278,6 + 22689280,2} = 0,045$$

Para un perno M10 x 1.5 grado 1.5 (tabla 8-5 Shigley) se tiene los siguientes datos:

$$S_{ut} = 60 \text{ Kpsi} = 413,4 \text{ MPa}$$

$$S_p = 60 \text{ Kpsi} = 206,7 \text{ MPa} \text{ (Resistencia a la prueba)}$$

$$S_y = 60 \text{ Kpsi} = 248,04 \text{ MPa}$$

El área de esfuerzo de tensión⁷⁷ es de:

$$A_t = 58 \text{ mm}^2$$

La precarga para el tornillo debe estar dentro del siguiente rango:

$$0,6 F_p \leq F_i \leq 0,9 F_p$$

$$F_p = A_t \cdot S_p$$

Ec. (4.182)

$$F_p = 58 \text{ mm}^2 \cdot 206,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 11988,6 \text{ N}$$

$$F_{i(\text{mín})} = 0,6 \cdot F_p = 0,6 \cdot 11988,6 \text{ N} = 7193,16 \text{ N}$$

$$F_{i(\text{máx})} = 0,9 \cdot F_p = 0,9 \cdot 11988,6 \text{ N} = 10789,74 \text{ N}$$

Se elige una precarga de:

$$F_i = 8500 \text{ N}$$

Por lo tanto de la Ec.(4.147) se obtiene el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{A_t \cdot S_y - F_i}{C_r \cdot P}$$

$$\therefore \eta = \frac{58 \cdot 248,04 - 8500}{0,045 \cdot 2781,2} = 47$$

El resultado indica que el perno resiste la aplicación propuesta.

⁷⁷ Ver Anexos C13.

4.5 CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DEL DOSIFICADO

4.5.1 SISTEMA CILINDRO-ÉMBOLO DE DOSIFICACIÓN

A partir de las dimensiones del tubo de la *Fig. 4.1* se tiene un volumen máximo de dosificación por lo que el cilindro debe poseer la capacidad de almacenar este volumen, para la correcta y justa dosificación.

Volumen máximo teórico de dosificación

Se analiza para un volumen máximo teórico para tener una referencia de la carrera necesaria del cilindro neumático que ejecuta el proceso de dosificado propiamente dicho.

$$V_{max_t} = \left(\frac{\phi i^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot Ht \quad \boxed{Ec. (4.183)}$$

Donde:

V_{max_t} = Volumen máximo teórico de dosificación

ϕi = Diámetro interior del tubo = 49 mm = 4,9 cm

Ht = Altura del tubo sin la zona de sellado = 178 mm = 17,8 cm (Ver *Fig.4.28*)

$$V_{max_t} = \left(\frac{(4,9 \text{ cm})^2 \cdot \pi}{4} \right) \times 17,8 \text{ cm}$$

$$V_{max_t} = 335,66 \text{ cm}^3$$

Las dimensiones del cilindro dosificador deben cumplir con la capacidad establecida de volumen máximo, optimizando las dimensiones para un buen funcionamiento y consecuentemente disminuir material y costos.

Minimización del material

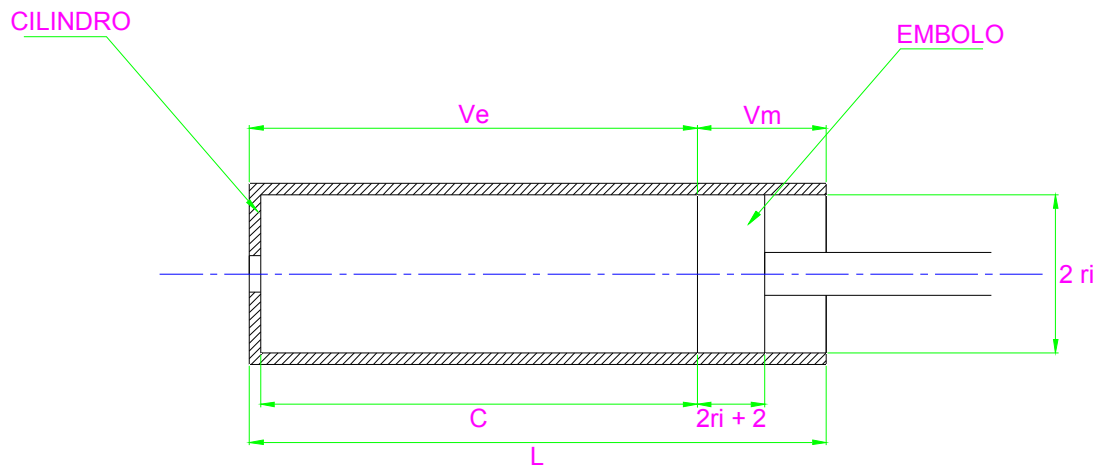


Fig.4.76. Cilindro-Émbolo de dosificación

Para reducir el material se analiza los elementos bajo estas condiciones:

$$V_T = V_e + V_m \quad \text{Ec. (4.184)}$$

$$V_m = A_b \cdot (2r_i + 2) \quad \text{Ec. (4.185)}$$

$$A_T = 2 A_b + A_i \quad \text{Ec. (4.186)}$$

$$A_b = \pi \cdot r_i^2 \quad \text{Ec. (4.187)}$$

$$A_i = 2\pi \cdot r_i \cdot L \quad \text{Ec. (4.188)}$$

$$L = C + 2r_i + 2 \quad \text{Ec. (4.189)}$$

$$C = \frac{V_e}{A_b} \quad \text{Ec. (4.190)}$$

Donde:

$V_T =$ Volumen interno total

$V_e =$ Volumen del envase

$V_m =$ Volumen muerto

$r_i =$ Radio interno

$A_T =$ Área interna total del dosificador

$Ab = \text{Área interna de la base del cilindro dosificador}$

$A_i = \text{Área interna del cilindro con respecto a la carrera del émbolo}$

$L = \text{Longitud del cilindro}$

$C = \text{Carrera del émbolo}$

Datos:

$$Ve = V_{max_t} = 335,66 \text{ cm}^3$$

Reemplazando Ve en la Ec. (4.190) se obtiene:

$$C = \frac{335,66 \text{ cm}^3}{\pi \cdot ri^2}$$

Reemplazando C en la Ec. (4.187) se obtiene:

$$A_T = 2 \pi \cdot ri^2 + 2 \pi \cdot ri \cdot \left(\frac{335,66}{\pi \cdot ri^2} + 2ri + 2 \right)$$

Desarrollando la expresión se obtiene:

$$A_T = 6 \cdot \pi \cdot ri^2 + \frac{671,32}{ri} + 4 \cdot \pi \cdot ri$$

Derivando la expresión:

$$\frac{\partial A_T}{\partial ri} = 12\pi \cdot ri - \frac{671,32}{ri^2} + 4\pi$$

Para minimizar el radio del cilindro:

$$\frac{\partial A_T}{\partial ri} = 0$$

Ec. (4.191)

Entonces:

$$12\pi \cdot ri - \frac{671,32}{ri^2} + 4\pi = 0 \quad (\text{multiplicando por } ri^2)$$

$$12\pi \cdot ri^3 - 671,32 + 4\pi ri^2 = 0$$

Resolviendo:

$$r_i = 2,504 \text{ cm}$$

Reemplazando r_i en las ecuaciones *Ec. (4.190)* y *Ec. (4.189)* se obtiene los siguientes valores:

$$C = \frac{335,66 \text{ cm}^3}{\pi \cdot (2,504 \text{ cm})^2} \qquad C = 17 \text{ cm}$$

Nota: La carrera calculada corresponde a un volumen máximo teórico de dosificación, pero en la realidad un tubo no se llena en su totalidad, es decir, existe un vacío en el interior del tubo para evitar que el producto llegue a estar en contacto con la zona de sellado del tubo lo que impediría un sellado perfecto, por lo cual la carrera de cilindro neumático debe encontrarse en un rango menor al calculado.

Entonces:

$$C_{real} < C$$

La longitud estimada del cilindro del dosificador es:

$$L = 17 \text{ cm} + 2 \times 2,504 \text{ cm} + 2 \qquad L = 24 \text{ cm}$$

Diámetro interior del cilindro:

$$\phi_i = 2 \cdot r_i \qquad \boxed{\text{Ec. (4.192)}}$$

Donde:

ϕ_i = Diámetro interior

$$\phi_i = 2 \times 2,504 \text{ cm} \qquad \phi_i = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm}$$

Con los datos obtenidos se selecciona un tubo de acero inoxidable AISI 304. El diámetro interior para la cámara de dosificación ϕ_i como se calculó en esta sección se obtuvo un resultado de 50mm, pero se asignara una barra perforada inoxidable AISI 304-L de diámetro exterior de 80mm por un diámetro interior de 45mm, según el catalogo de Iván Bohman⁷⁸, por encontrarse disponible en el mercado.

⁷⁸ CATÁLOGO DE ACEROS, Iván Bohman.

Para determinar las dimensiones del émbolo de dosificación se necesita conocer las características cilindro neumático de doble vástago que se utilizará.

4.5.2 VÁLVULA DE DOSIFICACIÓN (BY-PASS)

En esta válvula lo más importante es el cálculo de las velocidades y caudales de carga y descarga de la válvula de dosificación, se toma como datos la densidad y viscosidad proporcionada por el análisis en el Departamento de ciencia de los alimentos y biotecnología de la Escuela Politécnica Nacional.⁷⁹

Para que el diseño de este elemento logre un mejor desempeño, se realizó el análisis de densidad y viscosidad de dos productos diferentes como son; *gel para cabello* y *crema humectante*, a continuación se muestra la descripción de dichas muestras con los datos necesarios.

Tabla. 4.10. Tabla de codificación de muestras

Descripción de las muestras	Código de las muestras
Gel para Cabello	Ms 1
Crema humectante	Ms 2

Los datos de densidad y viscosidad para cada producto son:

Tabla. 4.11. Tabla de densidad y viscosidad

Muestra	Densidad (g/mL)	Viscosidad a 50 rpm (c.p.s*)
Ms 1	0,975	14,4 x 10 ³
Ms 2	1,021	6,18 x 10 ³

*c.p.s = centipoise

Se escogió la viscosidad a 50 rpm (Viscosidad dinámica), ya que el fluido se encuentra en movimiento entonces a 50 rpm es un valor más aproximado para este diseño.

También otros datos útiles son:

$$t_{muerto} = T_d = \text{Tiempo de descarga}^{80} = 2,35 \text{ s}$$

⁷⁹ ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, Departamento de ciencia de los alimentos y biotecnología, AnexoC.4.

⁸⁰ Ver Sección 4.3.1

$$t_{acción} = T_c = \text{Tiempo de carga}^{81} = 1,4 \text{ s}$$

Para calcular las velocidades de carga y descarga se comienza con el cálculo del caudal de descarga:

$$Q = \frac{V_{max}}{T_d} \quad \boxed{\text{Ec. (4.193)}}$$

$$Q_{descarga} = \frac{V_{max}}{T_d} \quad \boxed{\text{Ec. (4.194)}}$$

Donde:

$Q_{descarga}$ = Caudal de descarga

V_{max} = Volumen máximo de dosificación = 335,66 cm³

$$Q_{descarga} = \frac{335,66 \text{ cm}^3}{2,35 \text{ s}}$$

$$Q_{descarga} = 142,834 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 1,428 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Con la ecuación del número de Reynolds⁸² se determina si el flujo es laminar o turbulento:

$$Re = \frac{\delta \cdot vel \cdot d}{\nu} \quad \boxed{\text{Ec. (4.195)}}$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

δ = Densidad del fluido

vel = Velocidad del fluido

d = Diámetro mínimo requerido

ν = Viscosidad Dinámica

⁸¹ Ver Sección 4.3.1

⁸² MECÁNICA DE FLUIDOS, Robert L. Mott, Sexta edición, México, 2006, Pág. 230.

Y la ecuación del caudal⁸³:

$$Q = vel . A \quad \boxed{Ec. (4.196)}$$

Donde:

Q = Caudal

A = Área

Se despeja la velocidad vel :

$$vel = \frac{Q}{A} \quad \boxed{Ec. (4.197)}$$

El área por definición es igual a:

$$A = \frac{\pi . d^2}{4} \quad \boxed{Ec. (4.198)}$$

Entonces se reemplaza la *Ec. (4.198)* en la *Ec. (4.197)*:

$$vel = \frac{4 . Q}{\pi . d^2} \quad \boxed{Ec. (4.199)}$$

Se reemplaza la *Ec. (4.199)* en la *Ec. (4.195)*:

$$Re = \frac{\delta . A . Q . d}{\pi . d^2 . \nu} \quad \boxed{Ec. (4.200)}$$

Para aplicaciones prácticas del flujo en tuberías, se encuentra que si el número de Reynolds para el flujo es menor que 2000, éste será laminar. Si el número de Reynolds es mayor que 4000, el flujo será turbulento. En el rango de números de Reynolds entre 2000 y 4000 es imposible predecir qué flujo existe; por tanto, se denominará *región crítica*. Las aplicaciones prácticas involucran flujos que se encuentran bien dentro del rango laminar o bien dentro del turbulento, por lo que la existencia de dicha región de incertidumbre no ocasiona demasiadas dificultades. Si se encuentra que el flujo en un sistema se halla en la región crítica, la práctica usual es cambiar la tasa de flujo o diámetro del tubo para hacer que el flujo sea en definitiva laminar o turbulento. Entonces es posible realizar análisis más precisos.

⁸³ MECÁNICA DE FLUIDOS, Robert L. Mott, Sexta Edición, México, 2006, Pg. 155

Como conclusión se tiene que los flujos que tienen número de Reynolds grandes debido a una velocidad elevada y/o una viscosidad baja, tienden a ser turbulentos. Aquellos fluidos con viscosidad alta y/o que se mueven a velocidades bajas, tendrán números de Reynolds bajos y tendrán a comportarse en forma laminar⁸⁴.

Gel

$$v_{gel} = 14,4 * 10^3 cps \times \frac{0,001 \frac{Kg}{m.s}}{1 cps}$$

$$v_{gel} = 14,4 \frac{Kg}{m.s}$$

$$\delta_{gel} = 0,975 \frac{g}{mL} \times \frac{1Kg}{1000g} \times \frac{1000mL}{1L} \times \frac{1000L}{1m^3}$$

$$\delta_{gel} = 975 \frac{Kg}{m^3}$$

Crema

$$v_{crema} = 6,18 * 10^3 cps \times \frac{0,001 \frac{Kg}{m.s}}{1 cps}$$

$$v_{crema} = 6,18 \frac{Kg}{m.s}$$

$$\delta_{crema} = 1,021 \frac{g}{mL} \times \frac{1Kg}{1000g} \times \frac{1000mL}{1L} \times \frac{1000L}{1m^3}$$

$$\delta_{crema} = 1021 \frac{Kg}{m^3}$$

Se calcula el número de Reynolds de cada producto para determinar si se encuentran en el límite de flujo laminar o flujo turbulento.

Se asigna un diámetro de 20 mm equivalente a 0,02 m para las perforaciones de la válvula de dosificación (bypass), para poder determinar el número de Reynolds con la Ec. (4.200).

⁸⁴ MECÁNICA DE FLUIDOS, Robert L. Mott, Sexta edición, México, 2006, Pág. 231.

Gel

$$Re = \frac{975 \frac{Kg}{m^3} \times 4 \times 1,428 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} \times 0,02 m}{\pi \times (0,02 m)^2 \times 14,4 \frac{Kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 0,62$$

Crema

$$Re = 1,501$$

Se concluye que con cada producto el flujo es laminar, ya que está por debajo de 2000, lo que quiere decir que en ninguno de los dos casos de flujo resulta crítico en cuanto a las velocidades de carga y descarga.

Entonces se calcula las velocidades del gel para tener una idea del comportamiento del fluido:

Con los datos de caudal de descarga $Q_{descarga}$ y diámetro d se calcula la velocidad de descarga $V_{descarga}$ con la Ec. (4.199).

$$V_{descarga} = \frac{4 \times 1,428 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,02 m)^2}$$

$$V_{descarga} = 0,454 \frac{m}{s}$$

Para el cálculo de la velocidad de carga V_{carga} se determina el caudal de carga Q_{carga} con la Ec. (4.194).

$$Q_{carga} = \frac{V_{max}}{T_c}$$

Ec. (4.201)

Donde:

Q_{carga} = Caudal de carga

$$Q_{carga} = \frac{335,66 cm^3}{1,4 s}$$

$$Q_{carga} = 239,76 \frac{cm^3}{s} = 2,397 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Entonces:

$$V_{carga} = \frac{4 \times 2,397 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,02 m)^2} = 0,763 \frac{m}{s}$$

4.5.3 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO DE DOBLE VÁSTAGO

Se elige un cilindro neumático capaz de cumplir con las condiciones de trabajo tanto en su tiempo de actuación o tiempo de carga, como en la velocidad, para esta selección es de mucha ayuda el software de selección y diseño neumático ProPneu V.4.2.2.18 perteneciente a FESTO, se ingresa los datos requeridos en el programa como son:

- Tiempo de posicionamiento
- Longitud de carrera requerida
- Ángulo de instalación
- Dirección de movimiento
- Masa en movimiento
- Diámetro interior del émbolo

Después se selecciona el cilindro con las mejores características que se requiere y que exista en el mercado nacional, con todos sus accesorios como válvulas, mangueras, racores, etc.

Con la *Ec. (4.8)* se calcula la masa a dosificar o en movimiento:

$$m = \rho \cdot V$$

$$m = 975 \frac{Kg}{m^3} \cdot 3,3566 * 10^{-4} m^3$$

$$m = 0,33 Kg$$

Datos requeridos del programa:

$$t_{acción} = T_c = \text{Tiempo de carga} = 1,4 \text{ s}$$

$$C = \text{Longitud de carrera requerida} = 17 \text{ cm (estimada)}$$

$$\text{Angulo de instalación} = 0^\circ$$

$$\text{Dirección de movimiento} = \text{extender}$$

$$m = \text{Masa en movimiento} = 0,33 \text{ Kg}$$

$$\phi_i = \text{Diametro interior} = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm}$$

$$V_{carga} = \text{Velocidad promedio} = 0,763 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Mediante el programa se obtiene cilindros de marca Festo de la serie DNG para diámetros de émbolo de 50 mm con carreras disponibles de 25, 40, 50, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400 y 500, por lo que se selecciona un cilindro con una carrera menor a la calculada anteriormente es decir la carrera más apropiada corresponde a 160 mm lo que estaría dentro del rango de dosificación necesario.

La serie del cilindro es: DNG-50-160-PPV-A-S2⁸⁵ con los siguientes resultados.

$$\text{Tiempo total de posicionamiento} = 0,84 \text{ s}$$

$$\text{Velocidad Promedio} = 0,25 \text{ m/s}$$

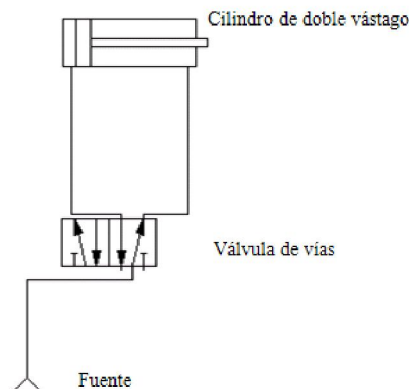


Fig.4.77. Diagrama neumático del cilindro de doble vástago

⁸⁵ Catálogo de neumática de FESTO A.G. & C.O. Cilindros normalizados DNG/DNGL/DNGZK/DNGZS, ISO 15552, Anexo E.1.

Tabla. 4.12. Tabla de características del cilindro DNG-50-160-PPV-A-S2

Tiempo total de posicionamiento	1,99 s
Velocidad promedio	0,08 m/s
Velocidad de impacto	0,08 m/s
Máx. velocidad	0,14 m/s
Energía dinámica de impacto	0,03 J
Velocidad media del aire	23,56 m/s
Consumo de aire mínimo	1,9135 l
Regulación PPV	20 % ..

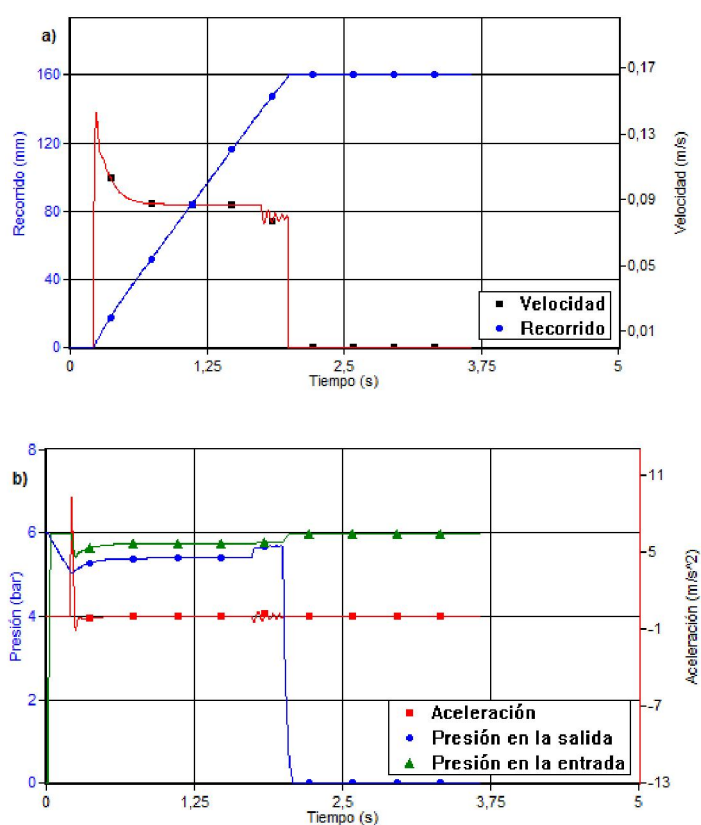


Fig.4.78. Diagrama de resultados cilindro neumático de doble vástago a) Tiempo vs. Recorrido; b) Tiempo vs. Presión

Tabla. 4.13. Lista de accesorios del cilindro neumático de doble vástago

	Tipo	Denominación	Longitud	Unid.
1	34627 DNG-50-PPV-A-S2	Accionamiento	160 mm	1
2	163791 CPE18-M3H-5JS-1/4	Válvula de vías		1
3	193146 GRLA-1/4-QS-6-D	Válvula de estrangulación de retención		2
4	159662 PUN-4x0,75-BL	Tubo flexible	1 m	2
5	159664 PUN-6x1-BL	Tubo flexible	1 m	2
6	190644 QS-1/4-4	Racor		1
7	153003 QS-1/4-6	Racor		2

Como los datos de tiempo total de posicionamiento y la velocidad promedio, lanzados por el programa son menores que los calculados, se concluye que el cilindro neumático de doble vástago DNG-50-160-PPV-A-S2 es eficaz como elemento para dosificar el producto.

4.5.4 DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL ÉMBOLO DEL CILINDRO DE DOSIFICACIÓN

Como se muestra en la *Fig.4.75*, el émbolo es el encargado de dosificar y crear una hermeticidad entre el embolo y el cilindro y también que no exista fugas del cilindro por la presión dentro del mismo.

Para obtener la altura del émbolo, se calcula con los datos de la *sección 4.5.1* de $r_i = 2,504 \text{ cm} = 25,04 \text{ mm}$ y con la siguiente ecuación:

$$h_E = 2r_i + 2$$

Ec. (4.202)

Donde:

h_E = Altura del embolo del cilindro de dosificación

$$h_E = 2 \times (25,04 \text{ mm}) + 2$$

$$h_E = 52,08 \text{ mm}$$

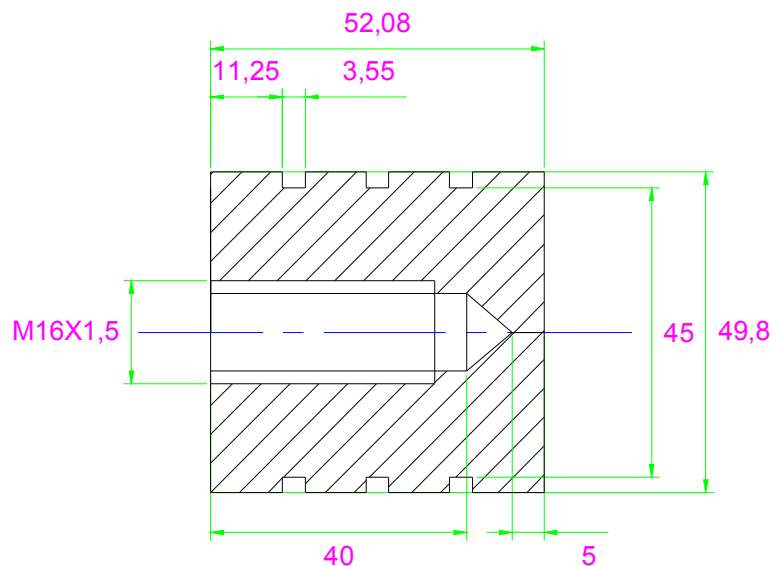


Fig.4.79. Émbolo del dosificador

El émbolo consta de un agujero roscado M16x1,5 que es la rosca del vástago⁸⁶ del cilindro de doble vástago elegido, también consta de tres ranuras circulares de diámetro 45 mm que es el diámetro interior ID⁸⁷ de los o´rings que se alojan en dichas ranuras.

Las características de los o´rings son:

$ID = \text{Diámetro interior} = 45 \text{ mm}$

$CS = \text{Espesor} = 3,55 \text{ mm}$

El material del émbolo se asigna duralón C100, ya que es un material para aplicaciones farmacéuticas y alimenticias garantizando salubridad dentro del cilindro dosificador.

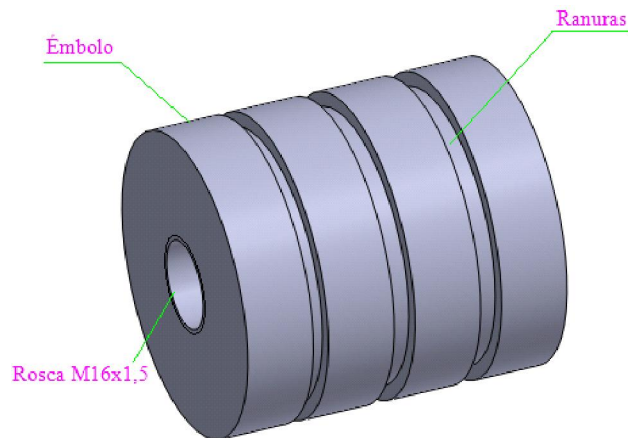


Fig.4.80. Émbolo y sus partes principales

4.5.5 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO DE UN VÁSTAGO DE ACCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA BY-PASS

La válvula by-pass tiene un mecanismo rotatorio con un brazo mecánico accionado por un cilindro neumático y precisamente este es un el cilindro neumático de un vástago, entonces se elige el cilindro neumático capaz de cumplir con las condiciones de trabajo requeridas, la selección se hará con el programa ProPneu V.4.2.2.18 perteneciente a FESTO.

⁸⁶ Catálogo de neumática de FESTO A.G. & C.O. Cilindros normalizados DNG/DNGL/DNGZK/DNGZS, ISO 15552, Anexo E.1.

⁸⁷ NORMA ISO 3601-1 para O´rings, Anexo E.5.

Para obtener los datos necesarios se realiza el modelo del conjunto del by-pass en SOLIDWORKS, el cual asignando el material indicado (Acero Inox. 304), se obtiene el dato de la masa.

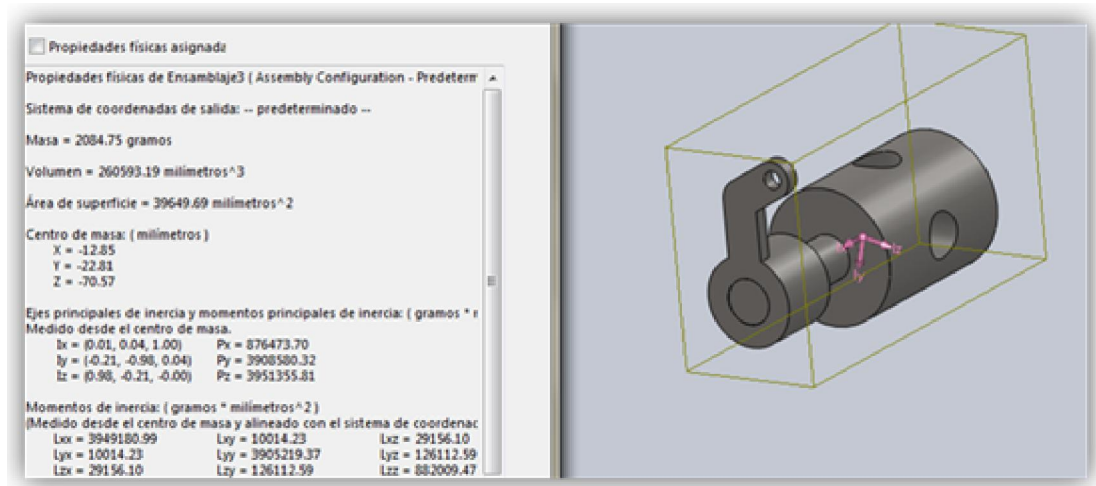


Fig.4.81. Modelo del By-pass con tabla de propiedades físicas

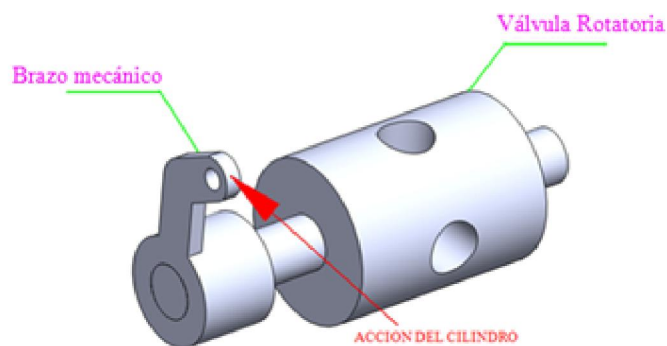


Fig.4.82. By-pass con sus partes, y la dirección de acción del cilindro

Como se observa en la Fig.4.81 la acción del cilindro es en la dirección indicada, para obtener la longitud de carrera requerida C y el ángulo de instalación aproximado, se determina gráficamente con el Solidworks.

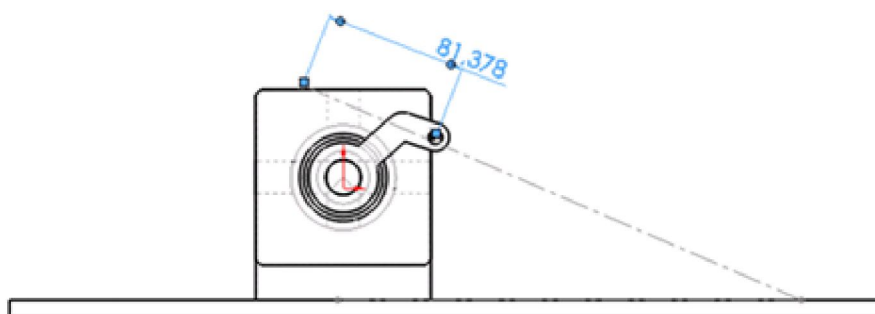


Fig.4.83. By-pass y la longitud de carrera requerida del cilindro neumático

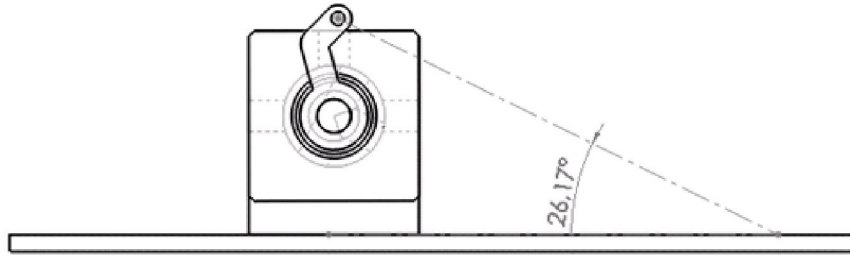


Fig.4.84. Bypass y ángulo de instalación aproximada

Datos requeridos del programa:

$$t_{muerto} = T_d = \text{Tiempo de descarga} = 0,84 \text{ s}$$

$$C = \text{Longitud de carrera requerida} = 82 \text{ mm}$$

$$\text{Angulo de instalación} = 26^\circ$$

Dirección de movimiento = retirar

$$m = \text{Masa en movimiento} = 2084,75 \text{ g} = 2,084 \text{ kg}$$

$$\phi_i = \text{Diametro interior} = 20 \text{ mm}$$

Se obtiene un cilindro DSN-20-100-P⁸⁸ con los siguientes resultados:

$$\text{Tiempo total de posicionamiento} = 0,8 \text{ s}$$

$$\text{Velocidad Promedio} = 0,1 \text{ m/s}$$

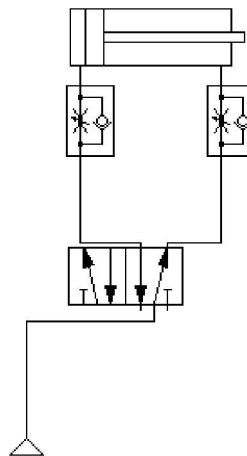


Fig.4.85. Diagrama neumático del cilindro de un vástago

⁸⁸ Catálogo de neumática de FESTO A.G. & C.O. Cilindros normalizados DSN, Anexo E.1.

Tabla. 4.14. Tabla de características del cilindro DSN-20-100-P

Tiempo total de posicionamiento	0,8 s
Velocidad promedio	0,1 m/s
Velocidad del impacto, amortiguador	0,14 m/s
Máx. velocidad	0,17 m/s
Energía dinámica de impacto	0,02 J
Velocidad media del aire	12,37 m/s
Consumo de aire mínimo	0,1933 l
Energía transformada (YSE)	0,5 J

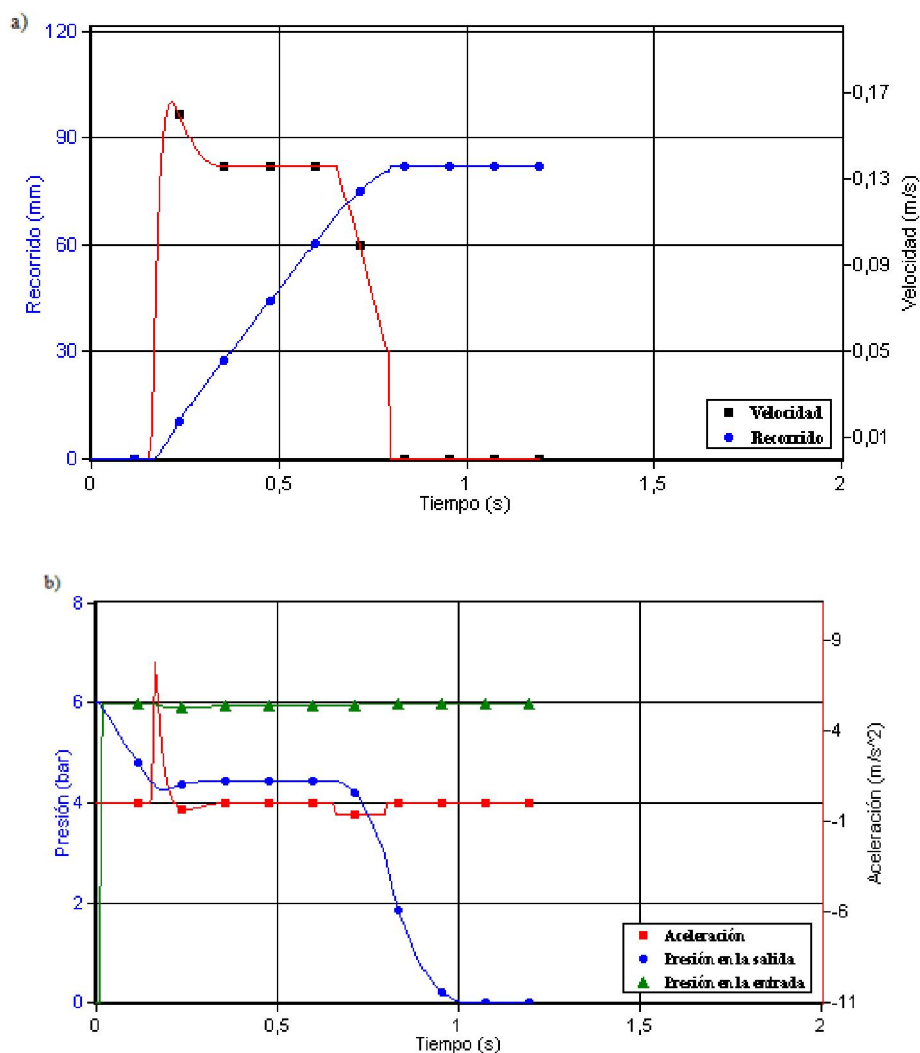


Fig.4.86. Diagrama de resultados cilindro neumático de un vástago a) Tiempo vs. Recorrido; b) Tiempo vs. Presión

Tabla. 4.15. Lista de accesorios del cilindro neumático de un vástago

		Tipo	Denominación	Longitud	Unid.
1	5070	DSN-20-100-P	Accionamiento		1
2	191194	YSRW-8-14	Amortiguador		1
3	196939	CPE14-M1BH-5J-1/8	Válvula de vías		1
4	2307	U -1/8	Silenciador		2
5	193144	GRLA-1/8-QS-6-D	Válvula de estrangulación de retención		2
6	159660	PUN-3x0,5-BL	Tubo flexible	1 m	2
7	159664	PUN-6x1-BL	Tubo flexible	1 m	1
8	11944	CN-1/8-PK-3	Racor		1
9	153002	QS-1/8-6	Racor		2

4.5.6 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO DE UN VÁSTAGO DEL EXPULSOR DE TUBOS

En la parte final del proceso de dosificado y sellado existe un mecanismo de “Expulsión de los tubos colapsibles” totalmente llenos de producto y absolutamente sellados por lo cual se necesita un cilindro neumático de un vástago, para la expulsión de los vasos se elige el cilindro neumático capaz de cumplir con las condiciones de trabajo requeridas, la selección se hará con el mismo programa, como se lo hizo anteriormente.

Datos requeridos del programa:

$$T_p = \text{Tiempo de posicionamiento} = 1,5 \text{ s}$$

$$C = \text{Longitud de carrera requerida} = 200 \text{ mm}$$

$$\text{Angulo de instalación} = 0^\circ$$

$$\text{Dirección de movimiento} = \text{extender}$$

$$m = \text{Masa en movimiento} = 250 \text{ g} = 0,25 \text{ kg}$$

$$\phi_i = \text{Diametro interior} = 25 \text{ mm}$$

Se obtiene un cilindro DSN-25-200-PPV⁸⁹ con los siguientes resultados:

$$\text{Tiempo total de posicionamiento} = 1,42 \text{ s}$$

$$\text{Velocidad Promedio} = 0,14 \text{ m/s}$$

⁸⁹ Catálogo de neumática de FESTO A.G. & C.O. Cilindros normalizados DSN Anexo E.1.

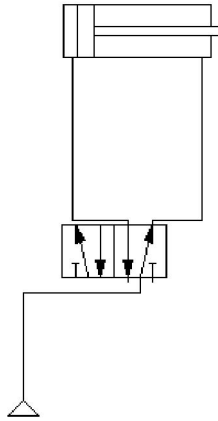
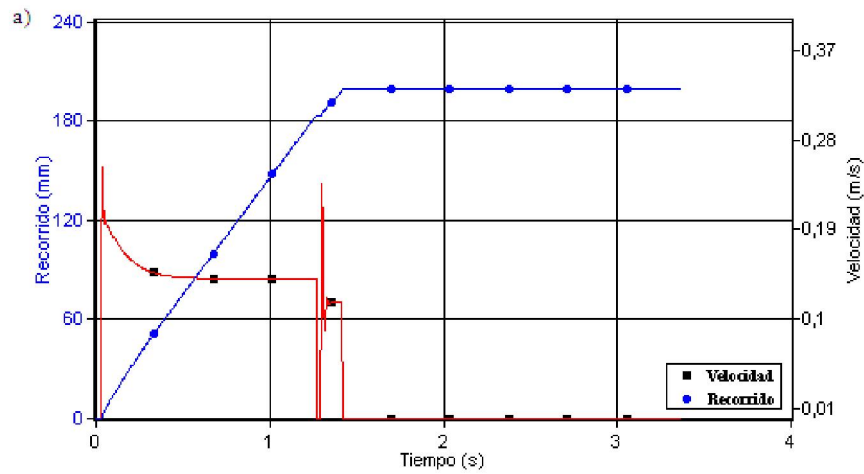


Fig. 4.87. Diagrama neumático del cilindro de un vástago

Tabla. 4.16. Tabla de características del cilindro DSN-25-200-PPV

Tiempo total de posicionamiento	1,42 s
Velocidad promedio	0,14 m/s
Velocidad de impacto	0,12 m/s
Máx. velocidad	0,25 m/s
Energía dinámica de impacto	0 J
Velocidad media del aire	16,95 m/s
Consumo de aire mínimo	0,723 l
Regulación PPV	100 %..



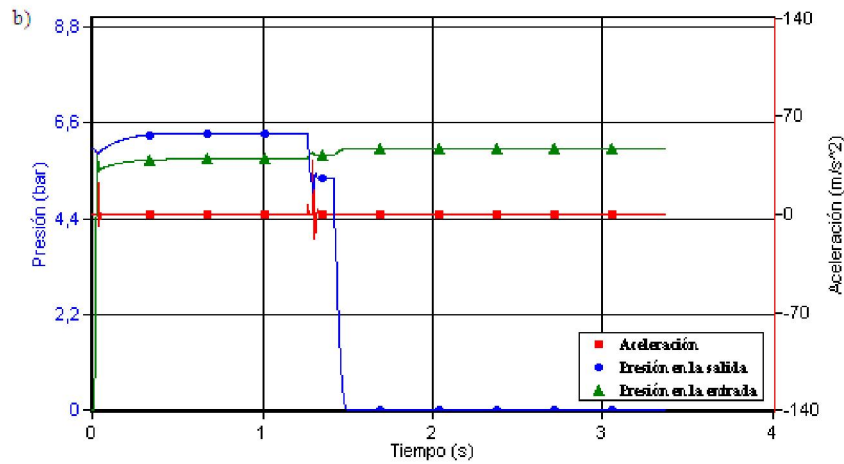


Fig.4.88. Diagrama de resultados cilindro neumático de un vástago a) Tiempo vs. Recorrido; b) Tiempo vs. Presión

Tabla. 4.17. Lista de accesorios del cilindro neumático de un vástago

		Tipo	Denominación	Longitud	Unid.
1	9671	DSN-2S-200-PPV	Accionamiento		1
2	196939	CPE14-M1BH-SI-1/8	Válvula de vías		1
3	2307	U -1/8	Silenciador		2
4	193144	GRLA-1/8-QS-6-D	Válvula de estrangulación de retención		2
5	159660	PUN-3x0,5-BL	Tubo flexible	1 m	2
6	159664	PUN-6x1-BL	Tubo flexible	1 m	1
7	11944	CN-1/8-PK-3	Racor		1
8	153002	QS-1/8-6	Racor		2

A parte de todos los accesorios descritos, también son necesarios otros elementos adicionales para el control de los tiempos dentro del proceso.

Debido a que se requiere una estabilidad del flujo del producto al momento de la descarga se acopla una válvula de regulación de caudal de aire al avance del cilindro neumático de doble vástago y además de temporizadores para la sincronización de los tiempos con respecto al segundo cilindro neumático. Esta parte se lo describirá en el siguiente capítulo.

4.5.7 DIMENSIONAMIENTO DE LA TOLVA

La máquina dispone de una tolva de almacenamiento del producto para la transportación hacia el cilindro dosificador el cual tiene que poseer un volumen

necesario para un proceso continuo de llenado sin que exista interrupciones que retrasen la producción.

Para esto se requiere conocer un volumen máximo de servicio de la tolva en un día de trabajo.

Entonces se dimensiona la tolva tomando en cuenta los parámetros y restricciones de diseño correspondiente a las dimensiones totales de la máquina, para cumplir la altura máxima hasta la tolva que es 1800 mm, además se asigna un ángulo de 45° con respecto a la horizontal, para que la tolva tenga mayor volumen.

En la figura siguiente se muestra las dimensiones de la tolva y el grafico del desarrollo del cono para el corte de la plancha:

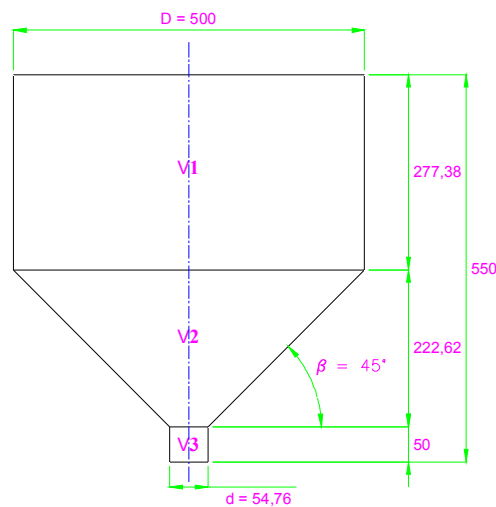


Fig.4.89. Dimensiones de la tolva

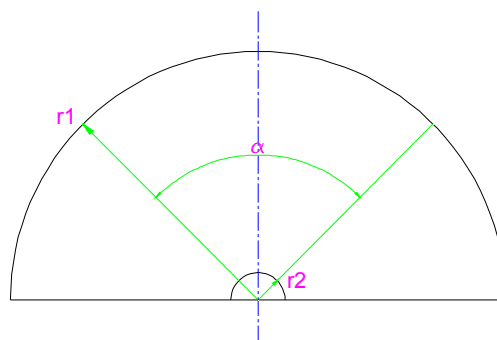


Fig.4.90. Desarrollo del cono

Ahora se procede a calcular el volumen real de la tolva con la siguiente ecuación:

$$VT = V1 + V2 + V3$$

Ec. (4.203)

Donde:

VT = Volumen total de la tolva

$V1$ = Volumen del cilindro mayor

$V2$ = Volumen del cono

$V3$ = Volumen del cilindro menor

Por definición:

$$V1 = \frac{\emptyset^2 \cdot \pi \cdot h}{4}$$

Ec. (4.204)

$$V1 = \frac{(50 \text{ cm})^2 \times \pi \times 27,738 \text{ cm}}{4}$$

$$V1 = 54463,44 \text{ cm}^3$$

$$\therefore V3 = 117,76 \text{ cm}^3$$

$$V2 = \frac{\pi \cdot h \left[\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{D}{2}\right) \cdot \left(\frac{d}{2}\right) \right]}{3}$$

Ec. (4.205)

$$V2 = \frac{\pi \times 22,262 \text{ cm} [(25 \text{ cm})^2 + (2,738)^2 + (25) \times (2,738)]}{3}$$

$$V2 = 16340,97 \text{ cm}^3$$

Con la Ec. (4.192) se calcula el volumen total de la tolva:

$$VT = 54463,44 \text{ cm}^3 + 16340,97 \text{ cm}^3 + 117,76 \text{ cm}^3$$

$$VT = 70922,61 \text{ cm}^3$$

Entonces se calcula el volumen máximo con que se llena un tubo, tomando en cuenta que el volumen varía según la densidad y que el valor máximo de masa en los tubos es de 250 gr.

Se analiza con los dos productos descritos anteriormente para observar cual es el de mayor volumen para que pueda definir el más crítico.

Con la Ec. (4.8) se calcula el volumen máximo que se llena un tubo:

$$V = \frac{m}{\rho}$$

De la Tabla.4.11 se obtiene las densidades de los productos los cuales son:

Densidad del gel para cabello = 0,975 g/ml

Densidad de la crema humectante = 1,021 g/ml

Volumen del gel:

$$V = \frac{250g}{0,975 \frac{g}{ml}}$$

$$V = 256,41 \text{ ml} = 256,41 \text{ cm}^3$$

Volumen de la crema:

$$V = \frac{250g}{1,021 \frac{g}{ml}}$$

$$V = 244,85 \text{ ml} = 244,85 \text{ cm}^3$$

Como se observa la de mayor volumen es el perteneciente al gel para cabello, $V = 256,41 \text{ cm}^3$ entonces se toma este dato para el cálculo. Como en el proceso de dosificado se logra una producción de 16 tubos por minuto y 8 horas corresponden a un día total de trabajo equivalentes a 480 min se tiene un volumen total de servicio de:

$$V_{ts} = 480 \text{ min} \times 256,41 \text{ cm}^3 \times \frac{16}{min}$$

$$V_{ts} = 1969228,8 \text{ cm}^3$$

Para calcular el número de cambios se divide el volumen total de servicio V_{ts} para el volumen total de la tolva VT .

$$\#Cambios = \frac{V_{ts}}{VT} \quad \text{Ec. (4.206)}$$

Donde:

$\#Cambios$ = Número de cambios del producto en la tolva en un día

V_{ts} = Volumen total de servicio

$$\#Cambios = \frac{1969228,8 \text{ cm}^3}{70922,61 \text{ cm}^3}$$

$$\#Cambios = 27,77 \approx 28 \text{ cambios}$$

Para calcular el ángulo del desarrollo se toma en cuenta el ángulo de inclinación, se calcula con esta ecuación⁹⁰:

$$\alpha = 360^\circ - (2 \cdot \pi \cdot \cos \beta) \quad \text{Ec. (4.207)}$$

Donde:

α = Ángulo del desarrollo

β = Ángulo de la tolva respecto a la horizontal

$$\alpha = 360^\circ - (2 \cdot \pi \cdot \cos 45^\circ)$$

$$\alpha = 360^\circ - 4,44 \text{ rad} \times \frac{360^\circ}{2 \cdot \pi \text{ rad}}$$

$$\alpha = 360^\circ - 254,39^\circ$$

$$\alpha = 105,61^\circ$$

El ángulo de desarrollo es utilizado para el corte de la plancha.

⁹⁰ TESIS EPN, "DISEÑO DE UNA ENVASADORA SEMI-AUTOMÁTICA DE SHAMPOO PARA MICROEMPRESA", Jiménez C., 2002, Pág. 92.

4.5.8 TUBERÍA DE DESCARGA DEL PRODUCTO

Es necesario determinar las dimensiones de la tubería de descarga puesto que de esto depende el comportamiento del fluido en el instante de dosificado.

El objetivo es determinar si el flujo se encuentra en flujo laminar lo que indicaría que en el dosificado no existen derramamientos o choques bruscos entre fluido con el tubo.

Los factores que influyen son las características ya analizados de los fluidos como el caudal para los dos segundos que dura aproximadamente el proceso y las demás propiedades físicas como densidad y viscosidad dinámica.

Además otro factor importante son las dimensiones de la tubería por lo que se selecciona un diámetro de salida de 8 mm, con el cual debe verificarse si está o no en flujo laminar.

$$Volumen\ del\ gel = 256,41\ cm^3$$

$$Volumen\ de\ la\ crema = 244,85\ cm^3$$

Los caudales para los dos segundos son:

$$Q_{gel} = 128,2\ \frac{cm^3}{s} = 1,282 * 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}$$

$$Q_{crema} = 122,4\ \frac{cm^3}{s} = 1,224 * 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}$$

Las densidades son:

$$\delta_{gel} = 975\ \frac{Kg}{m^3}$$

$$\delta_{crema} = 1021\ \frac{Kg}{m^3}$$

Las viscosidades son:

$$v_{gel} = 14,4\ \frac{Kg}{m \cdot s}$$

$$v_{crema} = 6,18\ \frac{Kg}{m \cdot s}$$

Reemplazando los datos en la Ec. (4.189) se tiene:

$$\therefore Re_{gel} = \frac{975 \frac{Kg}{m^3} \cdot 4 \cdot 1,282 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} \cdot 0,008m}{\pi \cdot (0,008)^2 \cdot 14,4 \frac{Kg}{m \cdot s}} = 0,34$$

$$\therefore Re_{crema} = \frac{1021 \frac{Kg}{m^3} \cdot 4 \cdot 1,224 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} \cdot 0,008m}{\pi \cdot (0,008)^2 \cdot 6,18 \frac{Kg}{m \cdot s}} = 0,8$$

Por lo tanto se comprueba que con el diámetro seleccionado no presenta problema en el proceso ($Re < 2000$).

4.6 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE

El cálculo de la estructura soporte de la máquina no se considera crítico en comparación a los elementos antes diseñados, por lo que este diseño se lo realiza con el programa de cálculo estructural SAP 2000 v12, con el cual se puede modelar y simular la estructura realísticamente, con cargas y colocando perfiles que se encuentran disponibles en el mercado.

En el programa también se puede observar si la estructura o cualquier elemento puede fallar o no, mediante un código de colores, además proporciona las reacciones en cada punto y los momentos máximos en los elementos más críticos.

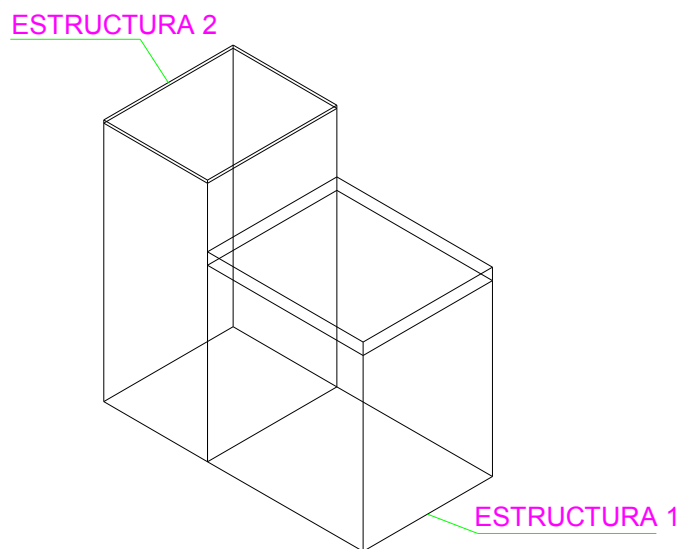


Fig.4.91. Estructuras a Diseñar

Como se observa en la *Fig.4.91*. se divide la estructura general en dos estructuras para el análisis, entonces se dibuja la estructura en el software y se toma las recomendaciones siguientes:

- Correcta colocación de unidades al inicio de la modelación de la estructura.
- Definir correctamente el material para de los perfiles en este caso es Steel ASTM A36.
- Definir correctamente el perfil que se va a colocar en la estructura, en este caso se selecciona ángulos de 30x30x4.
- Colocar las cargas de manera que se pueda simular la fuerza en los lugares más críticos.
- Definir el tipo de apoyo o restricciones en los apoyos, en este caso son apoyos fijos.

4.6.1 ESTRUCTURA 1

Una vez ya definido las recomendaciones antes citadas se muestra la estructura 1 con las respectivas cargas, las cuales se colocan en la mitad de cada perfil donde va a resistir dicha carga *Fig. 4.92*.

Nota: Se colocan perfiles en las diagonales de cada cara para que la estructura adquiera estabilidad.

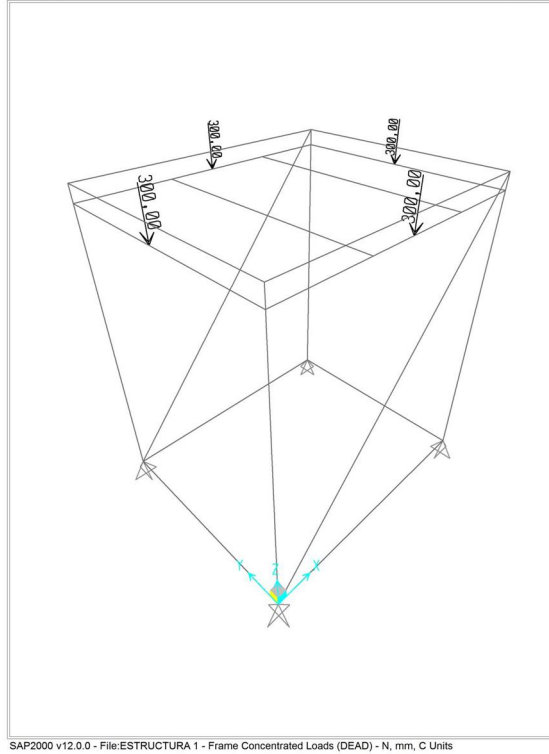


Fig. 4.92. Estructura 1 con las cargas

Ahora se corre el análisis para mostrar las reacciones, gráficos de momentos, deflexiones y cortes máximos como se muestran en las Fig. 4.93. y Fig. 4.94.

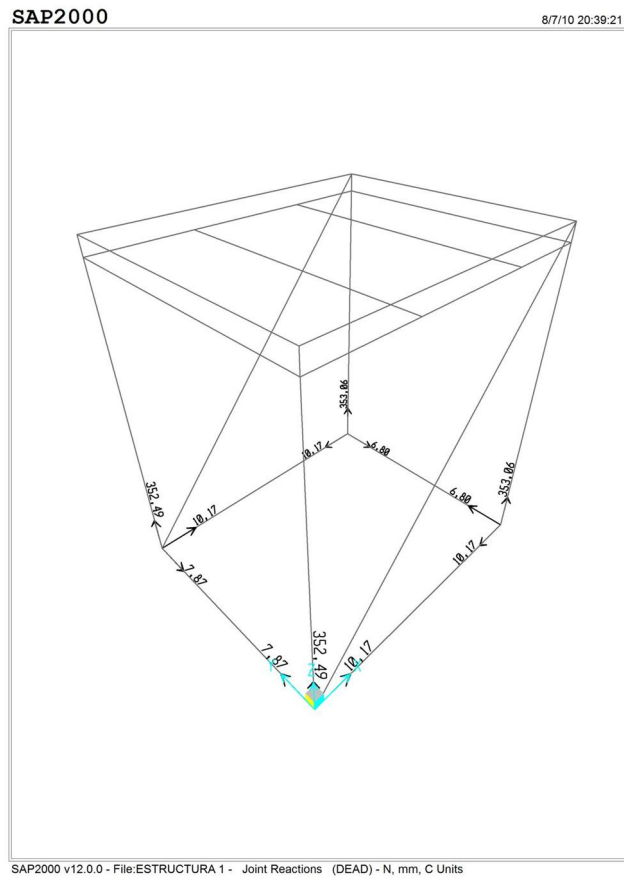


Fig.4.93. Estructura 1 con las reacciones en cada punto de apoyo y en las 3 direcciones X,Y,Z

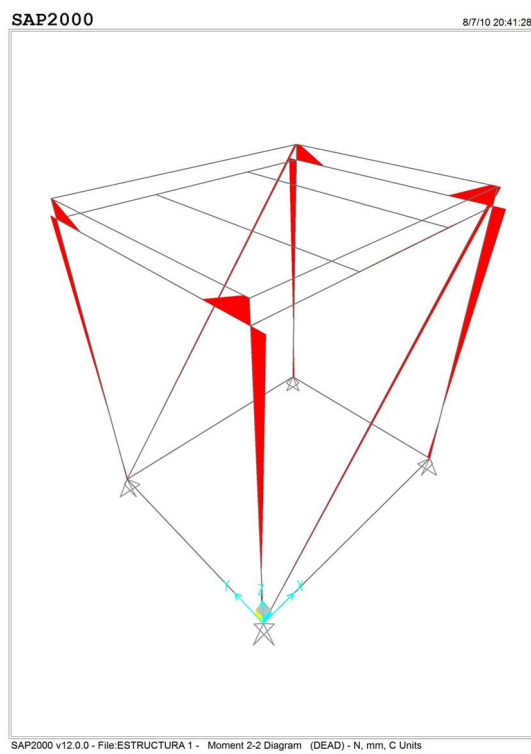


Fig.4.94. Estructura 1 con el gráfico de momentos en cada elemento

En la *Fig.4.95* se muestra los diagramas de corte, momento y deflexión máximo de un elemento, considerado el más crítico, se puede observar que la deflexión máxima toma el valor de 0,002081 mm, lo que resulta insignificante para la estructura.

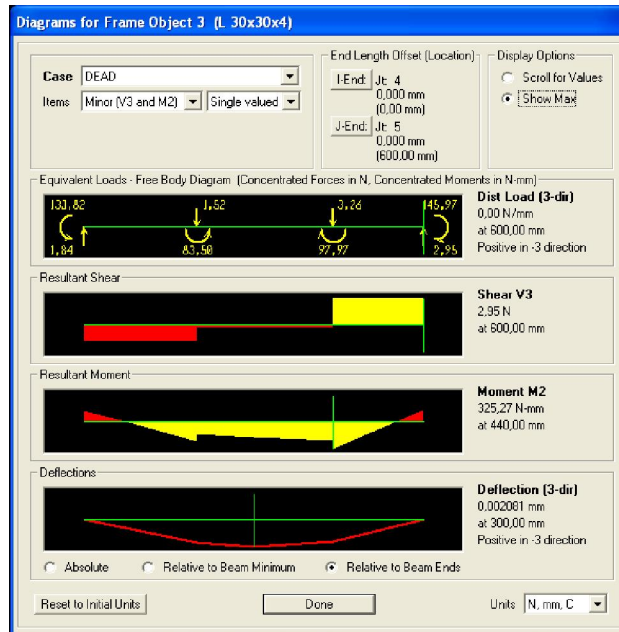


Fig.4.95. Gráfico de corte, momento y deflexión máximo del elemento más crítico

Una vez ya conocido todos estos datos se da click en diseñar y chequear la estructura, con esto se conoce si algún elemento de la estructura con el perfil asignado puede fallar, esta comprobación se lo hace con una escala de colores, como se observa en la *Fig. 4.96*.

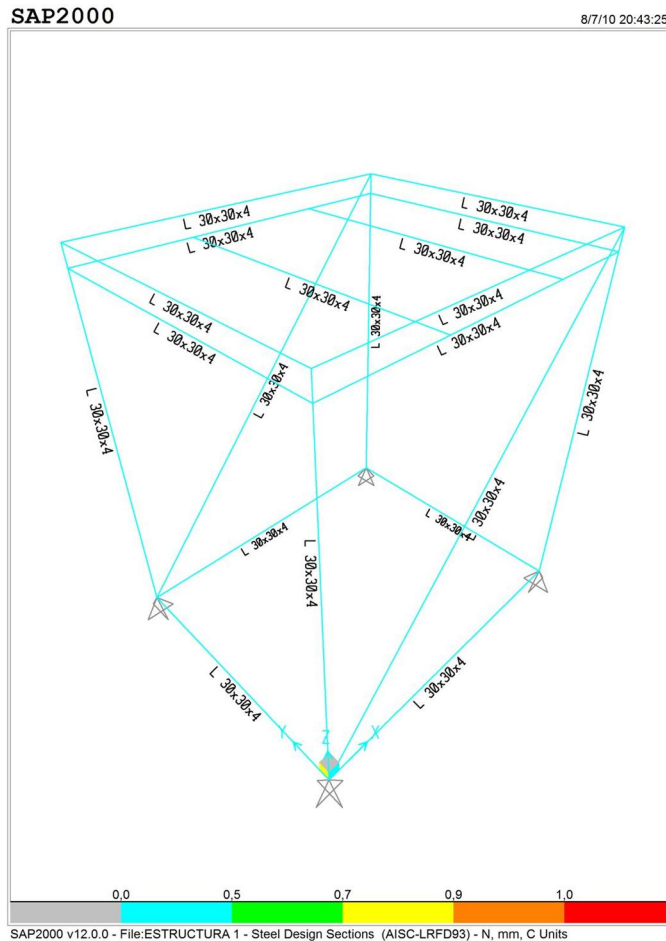


Fig.4.96. Diseño de la estructura y verificación de elementos

Los valores permisibles son de 0,00 a 0,70 ó hasta el color verde, se puede asumir que la estructura esta correctamente diseñada y no falla; por lo que se comprueba que esta estructura no falla.

4.6.2 ESTRUCTURA 2

Para realizar el diseño de la estructura 2 se toma en cuenta todos los pasos anteriormente expuestos para el cálculo de la estructura 1.

Lo que varía son las longitudes de los perfiles y las cargas.

Las nuevas cargas se muestran en la Fig. 4.97., como se observa en un lado de la estructura existe una carga mucho mayor a las otras, esto es porque en dicho punto está ejerciendo el peso de la tolva y los elementos que intervienen en el conjunto del dosificador.

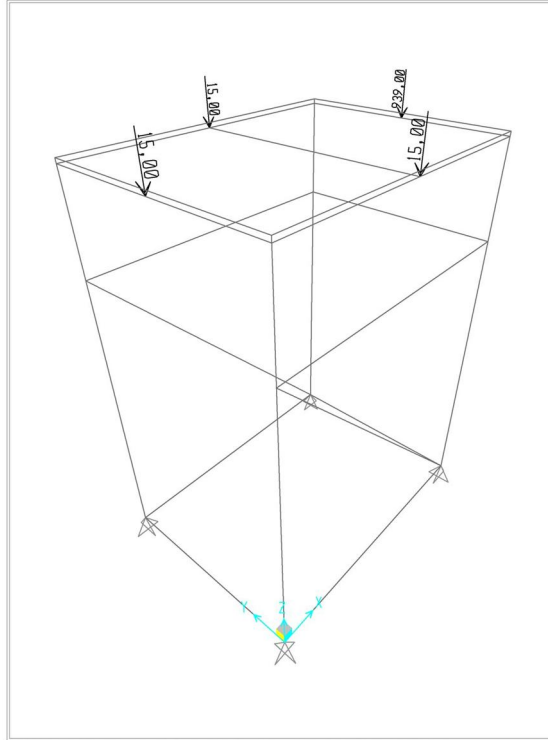


Fig.4.97. Estructura 2 con las cargas

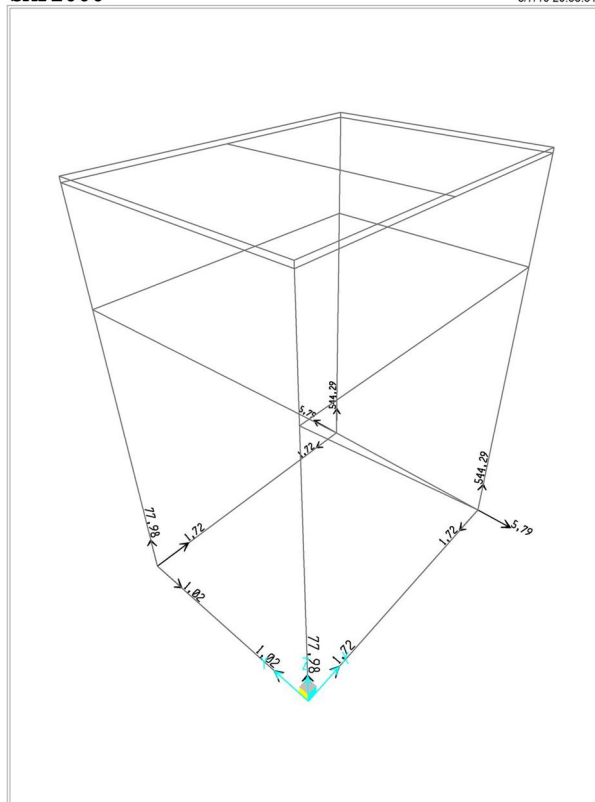


Fig.4.98. Estructura 2 con las reacciones en cada punto de apoyo y en las 3 direcciones X,Y,Z

En la Fig. 4.99. se indican el gráfico de momentos de los elementos.

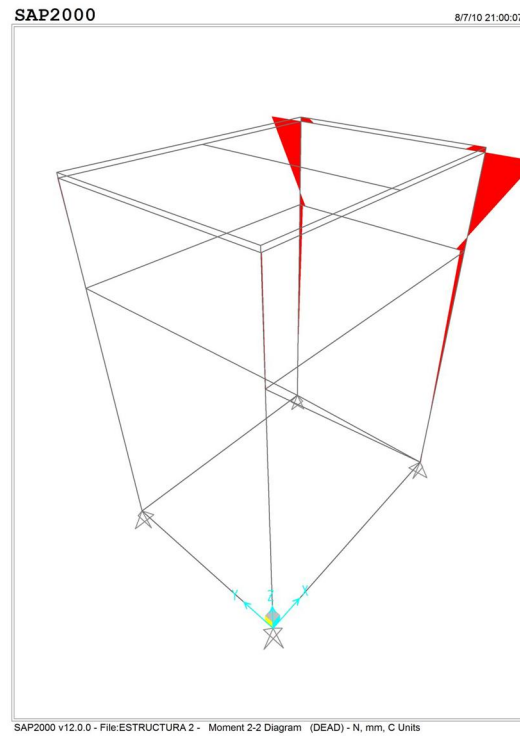


Fig.4.99. Estructura 2 con el gráfico de momentos en cada elemento

Al igual que en la estructura 1 se muestra los diagramas de corte, momento y deflexión máximo de un elemento, considerado el perfil donde existe la mayor carga como el más crítico, se puede observar que la deflexión máxima es negativa y toma el valor de $-0,000629$ mm, lo que también resulta insignificante para la estructura.

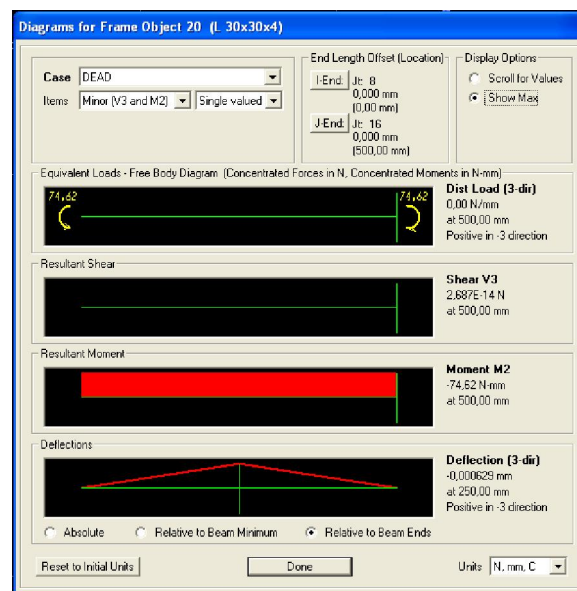


Fig.4.100. Gráfico de corte, momento y deflexión máximo del elemento más crítico

Se realiza el diseño y chequeo de la estructura con lo que se tiene:

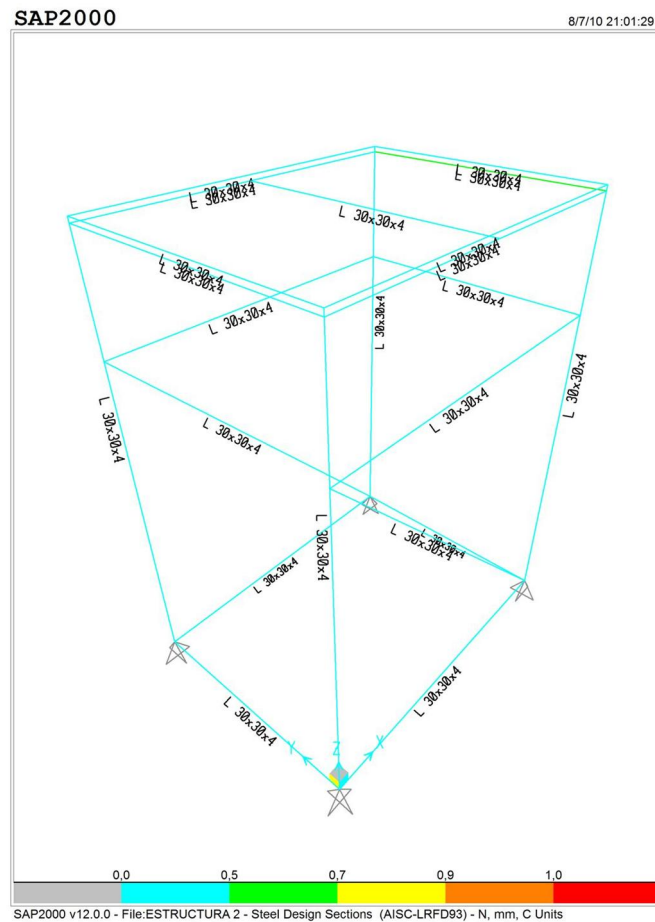


Fig.4.101. Diseño de la estructura y verificación de elementos

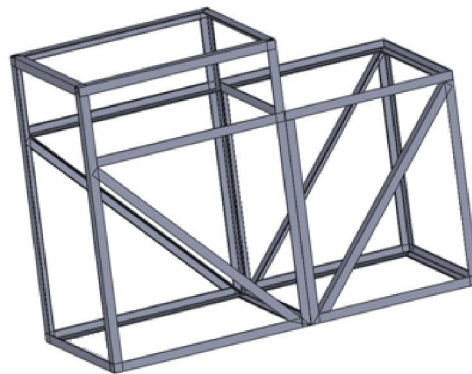


Fig.4.102. Estructura terminada

Como se señaló en el diseño de la estructura 1 hasta el color verde se puede asumir que la estructura esta correctamente diseñada y no falla; y el elemento que soporta la mayor carga llega hasta el color verde como se observa en la Fig.4.101., por lo que se comprueba que esta estructura no falla.

4.7 DESARROLLO DEL SISTEMA ELECTRICO Y NEUMÁTICO

Para concluir con el diseño de la máquina dosificadora y selladora, se desarrollara un sistema de mando eléctrico de la máquina. Para este procedimiento se ha creído conveniente realizar un sistema “electro-neumático”, por razones de facilidad en la diagramación del circuito.

Como primer paso se tiene el diagrama del circuito de fuerza de la máquina que consta principalmente del motor, guardamotor, contactor, relé térmico y las resistencias (niquelinas) para prevenir alzas o caídas de tensión y daños en los equipos.

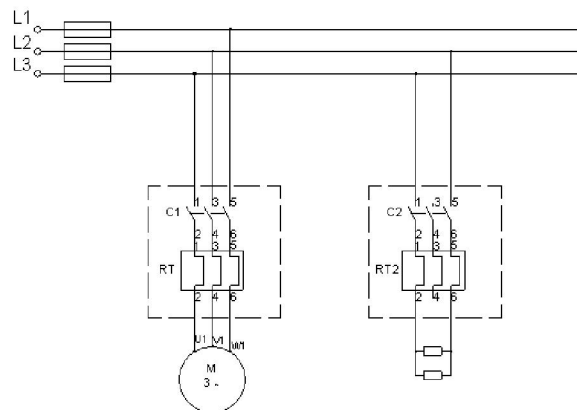


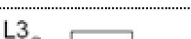
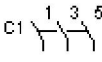





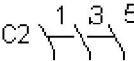
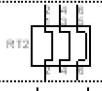



Fig.4.103. Diagrama de Fuerza del circuito electroneumático

A continuación se muestra la lista de componentes de este diagrama.

Tabla. 4.18. Lista de componentes del Diagrama de Fuerza

Simbolo	Marca	Denominación del Componente
	L1	Linea 1 con Fusible
	L2	Linea 2 con Fusible
	L3	Linea 3 con Fusible
	C1	Contactos del contactor del motor
	RT	Relé Termico del Motor (Guardamotor)
	U1	Contacto del Motor U1
	V1	Contacto del Motor V1
	W1	Contacto del Motor W1
	M	Motor
	C2	Contactos del contactor de la Resistencias
	RT2	Relé Termico (Resistencias o Niquellinas)
	N	Resistencias o Niquellinas

Como segundo paso se tiene el diagrama del circuito de mando, el cual es un esquema electroneumático, que nos facilita el esquema por tener menos elementos tanto eléctricos como neumáticos.

En electroneumática, la energía eléctrica sustituye a la energía neumática como el elemento natural para la generación y transmisión de las señales de control que se ubican en los sistemas de mando.

Los elementos nuevos y/o diferentes que entran en juego están constituidos básicamente para la manipulación y acondicionamiento de las señales de voltaje y corriente que deberán ser transmitidas a dispositivos de conversión de energía eléctrica a energía neumática para lograr la activación de los actuadores neumáticos (cilindros neumáticos).

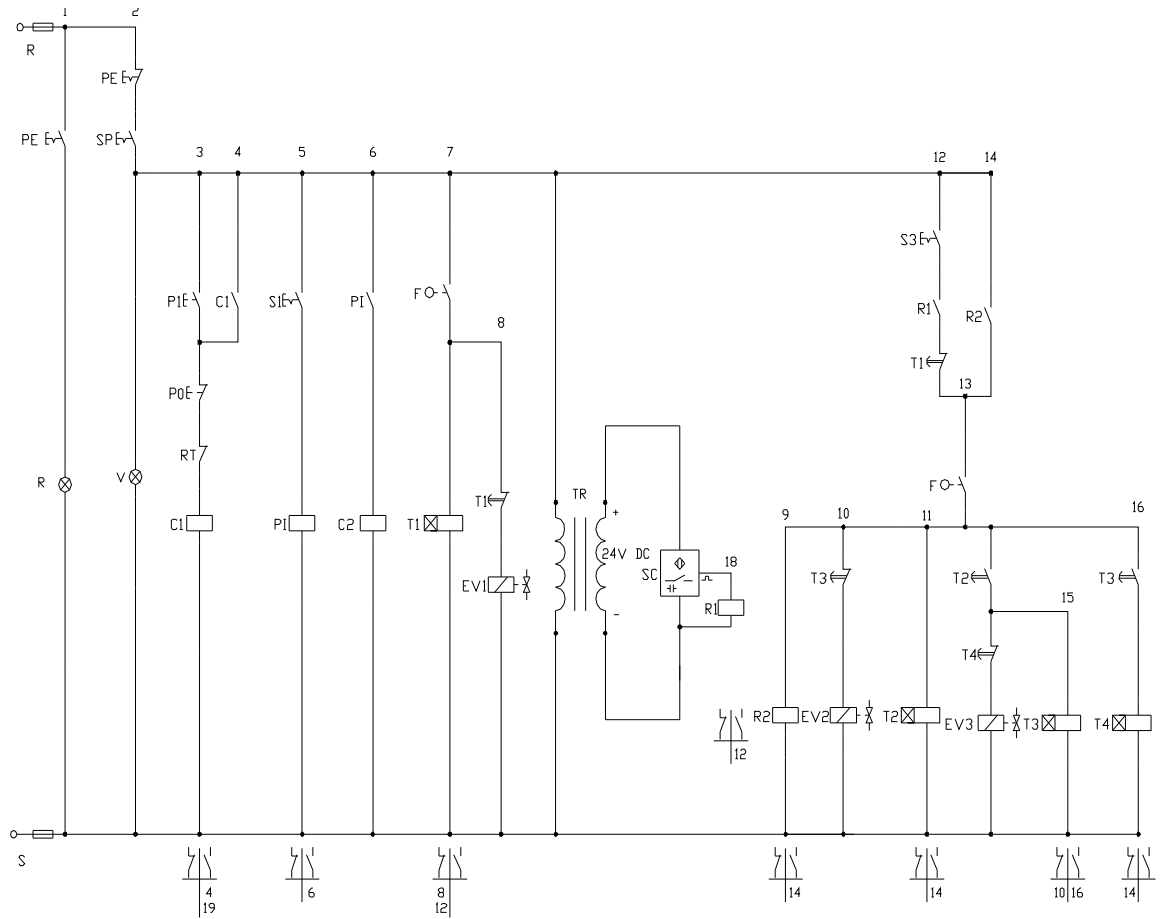






Fig.4.104. Diagrama de mando del circuito electro neumático

Este circuito⁹¹ está provisto por varios elementos que a continuación se describen:

⁹¹ En la sección de “Planos” se muestra de manera más clara los diagramas eléctricos y/o neumáticos.

Tabla. 4.19. Lista de componentes del diagrama de mando

Simbolo	Marca	Denominación del Componente
	L	Línea Trifásica
	S	Línea Trifásica
	SP	Selector Principal
	RT	Rele Térmico (motor)
	P0	Pulsador Apagado del Motor
	P1	Pulsador Encendido del Motor
	C1	Contactor 1 del Motor
	C1	Contacto del Contactor
	S1	Selector del Pirometro
	PI	Pirometro
	PI	Contacto del Pirometro
	C2	Resistencia Eléctrica
	T1	Temporizador 1 (Apagado Expulsor)
	T1	Contacto NC del Temp.1
	EV1	Electroválvula 1 (Expulsor)

	SC	Sensor Capacitivo
	R1	Relé del sensor
	R2	Contacto del Relé 2
	EV2	Electroválvula 2 (By-pass)
	T2	Temporizador 2 de retardo del dosificado
	T2	Contacto NA del Temp.2
	EV3	Electroválvula 3 (Dosificador)
	T3	Temporizador 3 apagado By-pass
	T3	Contacto NC del Temp.3
	T3	Contacto NA del Temp.3
	T4	Temporizador 4 de Retorno del Cilindro del Dosificador
	T4	Contacto NC del Temp.4
	R1	Contacto NA del Relé 1
	S3	Selector de la Dosificación
	R	Luz piloto Roja
	V	Luz piloto Verde
	PE	Paro de Emergencia
	R2	Relé 2 (Electroválvulas)
	TR	Transformador
	F	Final de Carrera

Como tercer y último paso del circuito neumático se realiza el diagrama neumático con la alimentación de aire comprimido, la unidad de mantenimiento, las electroválvulas y los actuadores (cilindros neumáticos), como se puede observar el diagrama neumático es muy simple, por que se tiene las electroválvulas, de ahí el

control se lo realiza con el diagrama de mando de la *Fig. 4.104*. que más adelante se realizará la explicación con una breve memoria descriptiva del circuito.

CIRCUITO NEUMÁTICO

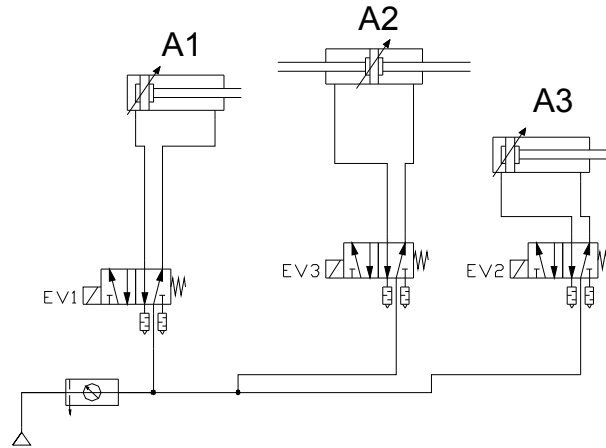


Fig.4.105. Diagrama de mando del circuito neumático

También se muestra la nomenclatura, simbología y descripción de los elementos del diagrama neumático.

Tabla. 4.20. Lista de componentes del diagrama neumático

Símbolo	Marca	Denominación del Componente
		Alimentación de Aire Comprimido
		Unidad de Mantenimiento
	EV1	Electroválvula 1 (Expulsor)
	EV2	Electroválvula 1 (By-pass)
	EV3	Electroválvula 1 (Dosificador)
	A1	Cilindro Neumatico de Doble Efecto 1 Vastago (Expulsor)
	A2	Cilindro Neumatico de Doble Efecto 2 Vastago (Dosificador)
	A3	Cilindro Neumatico de Doble Efecto 1 Vastago (By-pass)

A continuación se muestra el comportamiento de los cilindros A1, A2, A3; en un diagrama de estado Tiempo vs. Longitud de carrera.

Denominación del componente	Marca	0	5	10	15	20	25	30	35
Cilindro doble efecto	A1	250							
		200							
		150							
		100							
		50							
		mm							
Cilindro doble efecto	A2	160							
		120							
		80							
		40							
		mm							
Cilindro doble efecto	A3	120							
		80							
		40							
		mm							

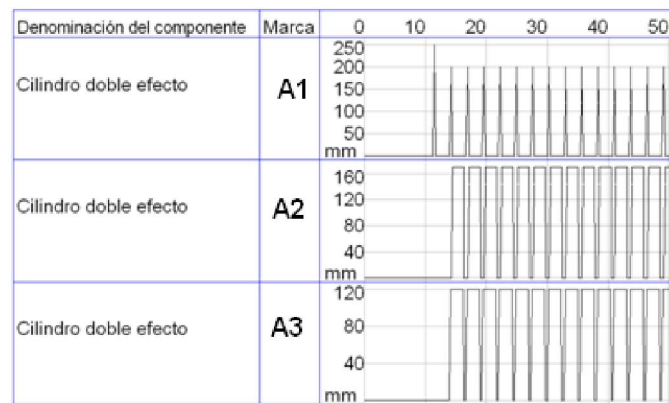
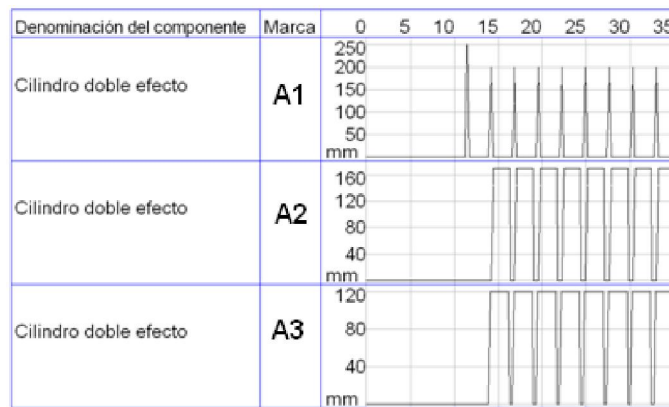
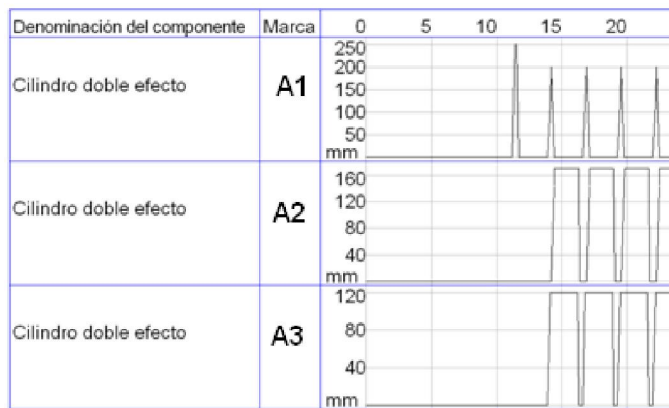


Fig.4.106. Diagrama de estado de los Cilindros A1, A2 y A3; Tiempo vs. Longitud de Carrera

4.7.1 MEMORIA DESCRIPTIVA DEL CIRCUITO ELECTRONEUMÁTICO

Este circuito está provisto de un selector principal (SP), el cual es accionado y energiza al sistema, lo que también acciona la luz piloto verde (V), se cuenta también con un Pulsador 1 (P1) el cual acciona el motor y consecuentemente el motorreductor, entonces comienza a girar el eje motriz y todos los demás elementos motrices; la rueda de ginebra, la cruz de malta, el plato giratorio, las levas, etc. También lo principal es que energiza al transformador que de igual manera acciona el sensor capacitivo (SC) el cual censa si existe tubos en el plato giratorio para en cuanto el sensor llegue a la posición de 1 (censado) accione el final de carrera (F) y da paso para que se enciendan; la electroválvula 1 (EV1), el relé del sensor (R1) y el temporizador 1 offdelay (T1); seguidamente se acciona el cilindro neumático del expulsor (A1); entonces pasado el tiempo en el (T1) se desconecta el contactor del (T1) y se desconecta la EV1, entonces el cilindro y todos los elementos vuelven a su estado inicial.

Como segunda instancia se tiene un selector de dosificación (S3) independiente al (SP) y al accionamiento del expulsor; en cuanto el (S3) es accionado, y el (R1) es accionado por el (SC), se energiza esta segunda parte del sistema accionando el contacto del relé 2 (R2), entonces se acciona la electroválvula 2 (EV2) que acciona el cilindro del By-pass (A3), como también se acciona el temporizador 2 offdelay (T2) que es el que retarda el accionamiento de la electroválvula 3 (EV3) la que acciona el cilindro del dosificación (A2), entonces transcurrido el tiempo del (T2) se acciona la (EV3) la que acciona el cilindro A2, al mismo tiempo que accionan el temporizador 3 offdelay (T3) de apagado del cilindro (A3), transcurrido el tiempo del (T3) se desconecta el contacto del (T3), lo que hace que se desconecte la (EV2) y se accione el temporizador 4 offdelay (T4) que transcurrido el tiempo programado se desconecte la (EV3) y, otra vez todos los elementos vuelven a su estado inicial para un iniciar un nuevo ciclo.

En el aspecto de seguridad hay que aclarar que el sistema también consta de un paro de emergencia (PE) el cual se encuentra cerca del operario, que en cualquier momento y por cualquier circunstancia des-energiza automáticamente a todo el sistema, y apaga todas las funciones de la máquina, encendiendo también la luz piloto de color rojo (R).

CAPÍTULO V

5. ANALISIS DE COSTOS DEL PROYECTO

5.1 INTRODUCCIÓN

Una vez diseñada la máquina dosificadora y selladora, es necesario realizar un análisis económico, para obtener una referencia del costo total del equipo.

En los costos de la máquina intervienen:

- Costos directos.
- Costos indirectos.
- Otros rubros.

5.2 COSTOS DIRECTOS

Los costos directos son los gastos que se incurren en la compra de materiales, accesorios y equipos utilizados para el funcionamiento de la máquina, por ejemplo, materiales para los ejes, engranajes, mordazas, etc.

También inciden en los gastos los suministros; en estos se toman en cuenta los resortes, o´rings, cadenas, catarinas, etc. Así como los equipos necesarios para el funcionamiento de la maquina, son por ejemplo; el motoreductorreductor, etc.

En la *Tabla 5.1* y la *Tabla 5.2* se muestran los rubros correspondientes a los costos de materiales de los elementos de la máquina y la estructura respectivamente, obtenidos en el mercado actual a este ítem se le denomina total costo materiales.

Tabla. 5.1. Tabla de materiales de los elementos de la máquina

#	Elemento	Material	Dim. Brutas (mm)	PRECIO
1	Boquillas	Duralon C100-Color Natural	φ75 x 560	\$ 63,83
2	Cruz de malta	AISI 1018	φ220 x 18	\$ 23,20
3	Rueda de ginebra	AISI 1018	φ122 x 28	\$ 17,00
4	Eje rueda	AISI 1018	φ37 x 183	\$ 2,89
5	Tornillo de Potencia	AISI 304-L	φ90 x φ63 x 322	\$ 96,60
6	Brida Tornillo de Potencia	AISI 304-L	φ100 x φ71 x 12	\$ 7,80
7	Tuerca Tornillo de Potencia	AISI 304	φ122 X 32	\$ 21,50
8	Bronces Tornillo	Bronce Fosfórico	φ72 x φ58 x 64	\$ 19,20
9	Plato Giratorio	Aluminio Liso	φ455 x 10	\$ 167,30
10	Manzana Plato Giratorio	Aluminio Liso	φ125 x 42	\$ 45,60
11	*Cojinetes Pequeños	Bronce Fosfórico	φ22 x 240	\$ 12,20
12	Piñones conicos	AISI 1018	φ60 x 75	\$ 3,50
13	Eje motriz	Bonificado 705	φ 25,4 x 510	\$ 8,80
14	Eje motor	Bonificado 705	φ 35 x 205	\$ 6,56
15	Soporte placas levas	AISI 304	φ 100 x 52	\$ 20,34
16	Levas	AISI 304	40 x 470 x 12	\$ 10,68
17	Placas soporte levas	AISI 304	50 x 550 x 12	\$ 15,62
18	Leva motriz	Acero 1018	φ 140 x 45	\$ 12,39
19	Camisa leva motriz	Acero 1018	φ 160 x 22	\$ 13,17
20	Retenedores de ejes	Acero 1018	φ 50x 60	\$ 1,85
21	Base soportes del eje motriz	Acero 1018	25 x 200 x 10	\$ 2,80
22	Base motorreductor	Acero 1018	200 x 300 x 10	\$ 10,09
23	Soportes eje motriz	Acero 1018	55 x 340 x 25	\$ 5,60
24	Bronces eje motriz + eje rueda	Bronce fosfórico	φ 40 x 85	\$ 13,20
25	Bronces eje deslizante	Bronce fosfórico	φ 55 x 65	\$ 20,77
26	Soporte eje rueda	Aluminio	φ 100 x 60	\$ 18,72
27	Bloque By-Pass	AISI 304	φ135 x 125	\$ 91,02
28	Eje By-pass	AISI 304	φ63 x 167	\$ 25,16
29	Tapas Laterales By-pass	AISI 304	100 x 205 x 15	\$ 47,71
30	Eje Tapas laterales By-pass	AISI 304	φ50 x 40	\$ 4,16
31	Bronce Tapas	Bronce Fosfórico	φ32 x 55	\$ 6,20
32	Eje Brazo	AISI 304	φ42 x 32	\$ 2,68
33	Placa Brazo	AISI 304	50 x 40 x 6	\$ 5,00
34	Cilindro de Dosificación	AISI 304-L	φ80 x φ45 x 245	\$ 12,43
35	Émbolo del Cilindro de Dosificación	Duralon C100-Color Natural	φ55 x 55	\$ 4,00
36	Tolva	AISI 304	1220x2440x1,5	\$ 162,50
37	Regulador + cilindro inferior tolva	AISI 304	φ 2 1/2 " x 400	\$ 2,40
38	Regulador de carrera	AISI 304	φ 2 " x 200	\$ 1,20
39	Soporte Aluminio	Aluminio Liso	128 x 95 x 32	\$ 33,66
40	Placas Soporte Sellado	AISI 304	1350 x 50 x 15	\$ 177,71
41	Sujetador Mordazas	AISI 304	φ127 x 52	\$ 40,77
42	Blques de Enfriamiento	Cobre	31 x 31 x 175	\$ 73,20
43	Bloques de Calentamiento	Aluminio Liso	30 x 35 x 175	\$ 17,50
44	Rodillos Mordazas	AISI 304	φ25,4 (1plg)x 105	\$ 2,60
45	Pasadores Mordazas	AISI 304	φ12,7 (1/2plg) x 350	\$ 2,00
46	Base Dosificador	Aluminio Liso	410 x 510 x 10	\$ 177,00
47	Eje deslizante + mordazas	AISI 304	φ 35 x 1760	\$ 93,77
48	Guías cuchilla un bisel	AISI 304	φ 15 x 200	\$ 1,89
49	Eje soporte de resortes	AISI 304	φ 12,7 x 480	\$ 3,55
50	Soporte cuchilla 1B	AISI 304	55 x 95 x 40	\$ 40,20
51	Soporte cuchilla 2B	AISI 304	90 x 115 x 18	\$ 47,71
52	Bronces guias cuchilla 1B	Bronce fosfórico	φ 25 x 70	\$ 3,98
53	Cuchilla de corte 2B	Acero K-100	55 x 115 x 35	\$ 20,08
54	Cuchilla de corte 1B	Acero K-100	30 x 115 x 8	\$ 3,30
SUBTOTAL				\$ 1.744,59
12%IVA				\$ 209,35
TOTAL				\$ 1.953,94

Tabla. 5.2. Tabla de materiales de la estructura de la máquina

#	Elemento	Material	Dim. Brutas (mm)	PRECIO
ESTRUCTURA 1				
55	Angulo (Parantes Horizontales 1)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 6,07
56	Angulo (Parantes Horizontales 2)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 7,29
57	Angulo (Parantes Verticales)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 5,67
58	Angulo (Diagonales 1)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 6,96
59	Angulo (Diagonales 2)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 7,46
ESTRUCTURA 2				
60	Angulo (Parantes Horizontales 1)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 6,07
61	Angulo (Parantes Horizontales 2)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 4,86
62	Angulo (Parantes Verticales)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 7,61
63	Angulo (Diagonales 1)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 4,29
64	Angulo (Diagonales 2)	A-36 ANGULO	30x30x4	\$ 8,26
65	Plancha para forrar estructura	Inox. 430 (Brillante)	1220x2440x1	\$ 284,48
66	Ángulos y soportes (Para los cilindros)	AISI 304	65x400x5	\$ 10,65
SUBTOTAL				\$ 359,66
12%IVA				\$ 43,16
TOTAL				\$ 402,82

Donde el total de la materia prima a utilizarse es la suma del subtotal 1 y subtotal 2.

$$TOTAL\ COSTO\ MATERIALES = Subtotal\ 1 + Subtotal\ 2$$

$$TOTAL\ COSTO\ MATERIALES = \$ 1953,94 + \$ 402,82$$

$$TOTAL\ COSTO\ MATERIALES = \$ 2356,76\ USD$$

En las *Tabla 5.3*, *Tabla 5.4* y *Tabla 5.5* se presentan los costos de los pernos (suministros No.1), elementos prefabricados y accesorios (suministros No.2) y los elementos eléctricos-neumáticos respectivamente, utilizados en la máquina, a este ítem se le denomina total costo suministros.

Tabla. 5.3. Tabla de pernos y accesorios de los pernos

SUMINISTROS No. 01

IT.	DENOMINACION	MATERIAL	DIMEN.	CANT.	P/UNIT	P/TOTAL
1	Pernos cabeza allen	acero	M8 x 20	7	\$ 0,16	\$ 1,12
2	Pernos cabeza allen	acero	M6 x 15	16	\$ 0,30	\$ 4,80
3	Pernos cabeza hexagonal	acero	M8 x 30	4	\$ 0,08	\$ 0,32
4	Pernos cabeza hexagonal	acero	M12 x 20	14	\$ 0,35	\$ 4,90
5	Pernos cabeza hexagonal	acero	M10 x 25	8	\$ 0,45	\$ 3,60
6	Pernos cabeza hexagonal	acero	M10x 25	8	\$ 0,45	\$ 3,60
7	Pernos cabeza hexagonal	acero	M5 x 15	6	\$ 0,15	\$ 0,90
8	Prisioneros	acero	M6 X 10	10	\$ 0,15	\$ 1,50
9	Prisioneros	acero	M5 x 12	7	\$ 0,10	\$ 0,70
10	Prisioneros	acero	M4 x 8	6	\$ 0,10	\$ 0,60
11	Prisioneros	acero	M5 x 15	2	\$ 0,15	\$ 0,30
12	Prisioneros	acero	M8 x 15	4	\$ 0,20	\$ 0,80
13	Tornillos cabeza avellanada	acero	M6 x 15	12	\$ 0,20	\$ 2,40
14	Pernos cabeza allen	inoxidable	M10 x 40	4	\$ 1,40	\$ 5,60
15	Pernos cabeza allen	inoxidable	M8 x 10	3	\$ 0,46	\$ 1,38
16	Pernos cabeza allen	inoxidable	M8 x 17	8	\$ 0,50	\$ 4,00
17	Pernos cabeza allen	inoxidable	M8 x 15	4	\$ 0,46	\$ 1,84
18	Pernos cabeza allen	inoxidable	M8 x 25	9	\$ 0,40	\$ 3,60
19	Pernos cabeza allen	inoxidable	M10 x 15	2	\$ 0,55	\$ 1,10
20	Pernos cabeza hexagonal	inoxidable	M8 x 15	12	\$ 0,30	\$ 3,60
21	Pernos cabeza hexagonal	inoxidable	M10 x 25	2	\$ 0,50	\$ 1,00
22	Pernos cabeza hexagonal	inoxidable	M6 x 15	80	\$ 0,26	\$ 20,80
23	Pernos cabeza hexagonal	inoxidable	M6 x 15	2	\$ 0,35	\$ 0,70
24	Pernos cabeza hexagonal	inoxidable	M5 x 15	16	\$ 0,35	\$ 5,60
					SUBTOTAL	\$ 74,76
					12%IVA	\$ 8,97
					TOTAL	\$ 83,73

Tabla. 5.4. Tabla de elementos prefabricados y accesorios, suministros 2

**SUMINISTROS No. 02
ELEMENTOS PREFABRICADOS**

IT.	DENOMINACION	UNID.	CANT	P/Unit	P Total
1	Catarina D40B16H	u	1	\$ 7,38	\$ 7,38
2	Catarina D40B20H	u	1	\$ 10,71	\$ 10,71
3	Cadena de rodillos serie 40 doble hilera (caja de 3 metros)	u	1	\$ 51,00	\$ 51,00
4	Resortes a Tensión Ø11,5 x 60	u	6	\$ 1,00	\$ 6,00
5	Abrazadera articulada de 3 segmentos de 2 1/2pulg.	u	1	\$ 5,00	\$ 5,00
6	Ferrul para soldar de 2 1/2pulg. X 100 de alto	u	1	\$ 10,00	\$ 10,00
7	Orings Øe= 52 mm x 3,5 de espesor	u	3	\$ 2,57	\$ 7,71
8	Resistencias electricas 100 W	u	2	\$ 12,00	\$ 24,00
9	Garruchas Fijas, rueda en hierro fundido (Alt. Max. =±160mm)	u	2	\$ 23,10	\$ 46,20
10	Garruchas giratorias, rueda en hierro fundido (Alt. Max. =±160mm)	u	2	\$ 46,83	\$ 93,66
11	Motorreductor	u	1	\$ 319,00	\$ 319,00
SUBTOTAL					\$ 580,66
12%IVA					\$ 69,68
TOTAL					\$ 650,34

ACCESORIOS

IT.	DENOMINACION	UNID.	CANT	P/Unit	P Total
12	Tuberia flexible (AGUA) Ø 12 mm ó 1/2"	m	5	\$ 4,06	\$ 20,30
13	Racores G1/4 acople exterior para tuberia	u	6	\$ 0,15	\$ 0,90
14	Teflon	u	3	\$ 0,22	\$ 0,66
15	Abrazadera de 1/2 plg	u	6	\$ 0,22	\$ 1,32
16	Electrodos inoxidable E308L-16	kg	1	\$ 21,00	\$ 21,00
17	Electrodos E60-11	kg	2	\$ 4,77	\$ 9,54
18	Varilla ER308L para soldadura TIG Ø 1,5 mm	kg	1	\$ 28,00	\$ 28,00
19	Varillas de Tungsteno delgado	u	10	\$ 5,76	\$ 57,60
20	Acido limpieza de soldadura inoxidable	Gal.	2	\$ 30,00	\$ 60,00
21	Disco de corte de 1 mm inoxidable (Ø 4")	u	15	\$ 1,61	\$ 24,15
22	Discos de desbaste inoxidable (Ø 4")	u	5	\$ 3,52	\$ 17,60
23	Pintura anticorrosiva plateado (Aerosol)	u	6	\$ 8,26	\$ 49,56
24	Hojas de sierra	u	10	\$ 1,35	\$ 13,50
25	Cepillo de alambre inoxidable	u	2	\$ 3,19	\$ 6,38
26	Cepillo de alambre acero	u	2	\$ 3,86	\$ 7,72
27	Limas diente medio 8"	u	2	\$ 2,25	\$ 4,50
28	Limas diente medio 10"	u	2	\$ 2,75	\$ 5,50
29	Lijas Grano fino	u	10	\$ 0,33	\$ 3,30
30	Lubricantes (1 Galon Aceite)	Gal.	1	\$ 20,99	\$ 20,99
31	Grasa SWEPCO 101 (cartuchos (400g))	u	2	\$ 16,00	\$ 32,00
32	Cinta antiadherente termorresistente (Teflonada para temperatura 200°)	u	1	\$ 31,88	\$ 31,88
SUBTOTAL					\$ 416,40
12%IVA					\$ 49,97
TOTAL					\$ 466,37
TOTAL SUMIN. 2					\$ 1.116,71

Tabla. 5.5. Tabla de elementos eléctricos y neumáticos.

TIPO	#	Elemento	Unid	Cant	P/ UNIT	PRECIO FINAL	
ELEMENTOS ELÉCTRICOS	1	Fusibles (Tipo Pila)	u.	3	\$ 0,20	\$ 0,60	
	2	Paro de emergencia autoenclavador con bloque NA y NC	u.	1	\$ 3,50	\$ 3,50	
	3	Luz piloto rojo	u.	1	\$ 1,50	\$ 1,50	
	4	Luz piloto verde	u.	1	\$ 1,50	\$ 1,50	
	5	Selector principal	u.	1	\$ 2,50	\$ 2,50	
	6	Kit Pulsador de paro y pulsador de marcha (verde marcha)	u.	1	\$ 7,50	\$ 7,50	
	7	Contactador	u.	1	\$ 10,50	\$ 10,50	
	8	Relé termico	u.	2	\$ 20,00	\$ 40,00	
	9	Selector de media vuelta	u.	2	\$ 2,50	\$ 5,00	
	10	Pirómetro	u.	1	\$ 70,00	\$ 70,00	
	11	Termocupla	u.	1	\$ 3,90	\$ 3,90	
	12	Final de carrera	u.	1	\$ 28,00	\$ 28,00	
	13	Contactador	u.	1	\$ 10,50	\$ 10,50	
	14	Transformador	u.	1	\$ 38,00	\$ 38,00	
	15	Sensor Capacitivo Autoreflexivo	u.	1	\$ 62,00	\$ 62,00	
	16	Rele	u.	1	\$ 5,50	\$ 5,50	
	17	Temporizadores	u.	4	\$ 16,00	\$ 64,00	
	18	Cable # 16 Rojo	m.	10	\$ 0,19	\$ 1,90	
	19	Cable # 16 Negro	m.	10	\$ 0,19	\$ 1,90	
	20	Cable # 14 x 3	m.	12	\$ 1,40	\$ 16,80	
	21	Resistencias Diam. 3/8 x 8,5 cm de largo, rectos, 220V	u.	2	\$ 12,00	\$ 24,00	
TOTAL ELECT.						\$ 399,10	
12%IVA						\$ 47,89	
TOTAL						\$ 446,99	
ELEMENTOS NEUMÁTICOS	22	Electroválvulas	u.	3	\$ 46,43	\$ 139,29	
	23	Tubería flexible	m.	5	\$ 1,04	\$ 5,20	
	24	Silenciadores	u.	6	\$ 2,73	\$ 16,38	
	25	Unidad de mantenimiento	u.	1	\$ 56,14	\$ 56,14	
	26	Acoples Rápidos (Racores)	u.	9	\$ 0,90	\$ 8,10	
	27	Flauta distribuidora	u.	1	\$ 70,00	\$ 70,00	
	28	Valvula reguladora de caudal	u.	3	\$ 15,20	\$ 45,60	
	29	Acoples rápidos roscados (Racores)	u.	4	\$ 0,90	\$ 3,60	
	30	Cilindro Neumático DNG-50-200-PPV-A-S2	u.	1	\$ 130,29	\$ 130,29	
	31	Cilindro Neumático DSN-20-100-PPV-A	u.	1	\$ 103,64	\$ 103,64	
	32	Cilindro Neumático DNG-25-200-PPV-A	u.	1	\$ 115,83	\$ 115,83	
	33	Acoples (De 1/8 a 1/4) ADAPTADOR 1/4 FPT X 1/8 MPT	u.	4	\$ 1,86	\$ 7,44	
	TOTAL NEUMA.						\$ 701,51
	12%IVA						\$ 84,18
TOTAL						\$ 785,69	
TOTAL ELEMENT.						\$ 1.232,68	

Donde el total de los suministros a utilizarse es la suma de las *tablas 5.3, 5.4 y 5.5*:

$$TOTAL COSTO SUMINISTROS = Subtotal 3 + Subtotal 4 + Subtotal 5$$

$$TOTAL COSTO SUMINISTROS = \$ 83,73 + \$ 1116,71 + \$ 1232,68$$

$$TOTAL COSTO SUMINISTROS = \$ 2433,12 USD$$

De la suma de los totales de las *tablas 5.1, 5.2, 5.3, 5.4 y 5.5* se obtienen los costos directos, es decir:

$$\text{Costos Directos} = (\text{Costo de materiales} + \text{Costos de suministros})$$

$$\text{Costos Directos} = (\$ 2356,76 + \$ 2433,12)$$

$$\text{Costos Directos} = \$ 4789,88 \text{ USD}$$

5.3 COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos son rubros que se originan por concepto de utilización de maquinaria, útiles de máquinas, máquinas herramientas, procesos manuales y mano de obra. Por ejemplo, la utilización del torno, fresadora, dobladora, soldadora, etc.

Para considerar estos rubros se toma en cuenta el costo por hora máquina y mano de obra, en cada proceso.

En la *Tabla 5.6* se detallan los tiempos de fabricación para cada elemento y la maquinaria utilizada.

Tabla. 5.6. Tabla de elementos, materia prima y tiempo/máquina.

IT	DENOMINACIÓN	CANT	MAT.	HORA TORNO	HORA FRESA	HORA SUELDA (SMAW)	HORA SUELDA (GTAW)	HORA DOBLADOR A
1	Cruz de malta	1	AISI 1018	0,5	4	0	0	0
2	Rueda de ginebra	1	AISI 1018	0,5	1,5	0	0	0
3	Eje rueda	1	AISI 1018	1	0,3	0	0	0
4	Soporte eje Rueda	1	Aluminio Liso	1	0,3	0	0	0
5	Tornillo de Potencia	1	AISI 304-L	7	1	0,3	0	0
6	Brida Tornillo de Potencia	1	AISI 304-L	1	0,3	0	0	0
7	Tuerca Tornillo de Potencia	1	AISI 304	2	1	0	0	0
8	Bronces Tornillo	2	Bronce Fosfórico	1	0	0	0	0
9	Plato Giratorio	1	Aluminio Liso	1	3	0	0	0
10	Manzana Plato Giratorio	1	Aluminio Liso	1	1	0	0	0
11	Cojinetes Rueda de Ginebra	1	Bronce Fosfórico	0,5	0	0	0	0
12	Piñones conicos	2	AISI 1018	2	6	0	0	0
13	Boquillas	8	Duralon C100	2	0	0	0	0
14	Placa base	1	Aluminio Liso	0	2	0	0	0
15	Manzana de la placa base	1	Aluminio Liso	1,5	0,5	0	0	0
16	Eje motriz	1	AISI 4340	0,5	0,5	0	0	0
17	Soportes Eje motriz	2	AISI 1018	0	5	0,5	0	0
18	Cojinetes Eje Motriz	2	Bronce Fosfórico	1	0	0	0	0
19	Leva Motriz	1	AISI 1018	3	1	0	0	0
20	Camisa leva Motriz	1	AISI 1018	1	1	0,5	0	0
21	Pasador leva	1	AISI 4340	0,5	0	0	0	0
22	Eje deslizante	1	AISI 304	0,5	1	0	0	0
23	Columna base	1	AISI 1018	2	0	0,5	0	0
24	Brida de la columna base	1	AISI 1018	1	1	0	0	0
25	Cojinetes eje deslizante	2	Bronce Fosfórico	1	0	0	0	0
26	Eje Motor	1	AISI 4340 (705)	1	0,5	0	0	0
27	Retenedores de ejes	3	AISI 1018	1	0,5	0	0	0
28	Base Motorreductor	1	AISI 1018	0	1	0,5	0	0
29	Sujetador Mordazas	1	AISI 304	0,5	3	0	0	0
30	Soporte Mordazas	3	AISI 304	0	5	1	0	0
31	Cojinetes de los soportes de las mordazas	12	Bronce Fosfórico	3	0	0	0	0
32	Mordazas calentamiento	2	AISI 304	0,5	4	0	0	0
33	Mordazas enfriamiento	2	AISI 304	0,5	4	0	0	0
34	Mordazas Corte	2	AISI 304	0,5	4	0	0	0
35	Bloques de calentamiento	2	Aluminio Liso	0,3	2	0	0	0
36	Bloques de enfriamiento	2	Cobre	0	4	0	0	0
37	Soporte Cuchilla de Doble bisel	1	AISI 304	0	2	0	0	0
38	Soporte principal cuchilla de un bisel	1	Aluminio Liso	0	2	0	0	0
39	Soporte secundaria cuchilla de un bisel	1	AISI 304	0	1	0	0	0
40	Cojinetes soporte secundario	2	Bronce Fosfórico	0,5	0	0	0	0
41	Guias cuchilla de un bicel	2	AISI 304	0,5	0	0	0	0
42	Cuchilla de un bisel	1	K 100	0	1	0	0	0
43	Cuchilla de doble bisel	1	K 100	0	2	0	0	0
44	Platina cuchilla de corte	1	AISI 304	0	0,5	0	0	0,3
45	Platina mordaza	2	AISI 304	0	0,5	0	0	0,5
46	Rodillos	6	AISI 304	2	0	0	0	0
47	Sujetador Levas	1	AISI 304	0,5	3	0	0	0
48	Placas Soporte Levas	3	AISI 304	0	2	0,5	0	0
49	Leva Calentamiento y Enfriamiento	2	AISI 304	0	2	0	0	0
50	Leva de Corte	1	AISI 304	0	1,5	0	0	0
51	Soporte Resortes	6	AISI 304	4	0,5	0	0	0
52	Bloque By-pass	1	AISI 304	3	5	0	0	0
53	Eje By-pass	1	AISI 304	1	0,5	0	0	0
54	Tapas Laterales By-pass	2	AISI 304	2	3	0	0	0
55	Bronce Tapas	2	Bronce Fosfórico	1	0	0	0	0
56	Eje Brazo	1	AISI 304	0,5	0,3	0	0,3	0
57	Placa Brazo	1	AISI 304	0	0,5	0	0	0
58	Cilindro de Dosificación	1	AISI 304-L	3	0	0	0	0
59	Émbolo del Cilindro de Dosificación	1	Duralon C100	1	0	0	0	0
60	Tolva	1	AISI 304	0	0	0	2	1

IT	DENOMINACIÓN	CANT	MAT.	HORA TORNO	HORA FRESA	HORA SUELDA (SMAW)	HORA SUELDA (GTAW)	HORA DOBLADORA
61	Regulador fin de carrera de cilindro neumatico	1	AISI 304	3	1	0	0,5	0
62	Cilindro inferior tolva	2	AISI 304	1	0	0	1	0
63	Soporte Cilindro By-pass	1	AISI 304	0	0,5	0,5	0	0
64	Soporte Cilindro Dosificación	1	AISI 304	0	0,5	0,5	0	0
65	Horquilla Cilindro By-pass	1	AISI 304	1	0,5	0	0	0
66	Tubería de descarga	1	AISI 304	1	0	0	0,5	0
67	Tapa frontal 1	1	Inox 430	0	0	0	1	0,5
68	Tapa frontal 2	1	Inox 430	0	0	0	1	0,5
69	Tapa lateral 1	2	Inox 430	0	0	0	2	1
70	Tapa lateral 2	1	Inox 430	0	0	0	1	0,5
71	Tapa motor	1	Inox 430	0	0	0	1	0,5
72	Tapa posterior	1	Inox 430	0	0	0	1	0,5
73	Tapa superior Dosificado	1	Inox 430	0	0	0	1	0,5
74	Tapa superior Sellado	1	Inox 430	0	0	0	1	0,5
75	Soporte elementos eléctricos	1	AISI 304	0	0	0	0	0,5
76	Placas Ruedas	4	AISI 1018	0	0,5	1	0	0
77	Bandeja	1	AISI 304	0	0,5	0	1	1
78	Soportes Protección Máquina	1	AISI 304	0	0	2	0	1
79	Estructura	1	A-36	0	0	4	0	0
TOTAL				64,8	89,2	11,8	14,3	8,8

En la *Tabla 5.7* se detallan los costos indirectos por maquinaria y mano de obra según la *Tabla 5.6* tiempo/máquina.

Tabla. 5.7. Tabla de máquina, tiempo y costo total.

MAQUINA	HORAS	COSTO/HORA	COSTO TOTAL
TORNO	64,8	10	\$ 648,00
FRESADORA	89,2	12	\$ 1.070,40
SUELDA SMAW	11,8	5	\$ 59,00
SUELDA GTAW	14,3	8	\$ 114,40
DOBLADORA	8,8	7	\$ 61,60
TALADRO	2	5	\$ 10,00
OPERACIONES MANUALES	8	3	\$ 24,00
MONTAJE Y AJUSTE	16	10	\$ 160,00
INSTALACIÓN ELÉCTRICA	4	12	\$ 48,00
TOTAL			\$ 2.195,40

Costos Indirectos = Costo Total "Tiempo/máquina"

Costos Indirectos = \$ 2195,40

5.4 OTROS RUBROS

Para determinar estos gastos se considera un rubro denominado costo de imprevistos, los cuales pueden ser; movilización propia, impresión de planos, materiales extras, etc., que representara el 10% de la suma de los costos directos e indirectos, ya que son difíciles de especificar, desglosar y caracterizar.

Es así que:

$$\text{Otros Rubros} = 0,1 \cdot (\text{Costos directos} + \text{Costos indirectos})$$

$$\text{Otros Rubros} = 0,1 \cdot (\$ 4789,88 + \$ 2195,40)$$

$$\text{Otros Rubros} = 0,1 \cdot (\$ 6985,28)$$

$$\text{Otros Rubros} = \$ 698,53 \text{ USD}$$

De la suma de los tres costos se obtiene el costo parcial de la máquina, el que es de:

$$\text{Costo parcial de la máquina} = \$ 6985,28 + \$ 698,53$$

$$\text{Costo parcial de la máquina} = \$ 7683,80 \text{ USD.}$$

Al costo parcial de la máquina se le suma el costo de diseño.

5.4.1 COSTO DEL DISEÑO

El valor del costo de diseño se determina mediante la siguiente relación:

$$\text{Costo total de diseño} = \frac{\text{Costo}}{\text{hora}} \text{ USD} \cdot \# \text{ horas}$$

$$\text{Costo total de diseño} = 15 \text{ USD} \cdot 150 \text{ horas}$$

$$\text{Costo total de diseño} = \$ 2250 \text{ USD}$$

Para el costo/hora del diseño se toma como base la inexperiencia de los diseñadores, por este motivo este es relativamente bajo.

$$\text{Costo total de la máquina} = \text{Costo parcial} + \text{Costo del Diseño}$$

$$\text{Costo total de la máquina} = \$ 7683,80 + \$ 2250$$

$$\text{Costo total de la máquina} = \$ 9933 \text{ USD}$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Al finalizar el presente trabajo, se presenta las conclusiones más importantes:

1. Se cree que las alternativas seleccionadas cumplen satisfactoriamente con el objetivo principal planteado que es diseñar una máquina dosificadora y selladora de cremas y geles en tubos colapsibles utilizando materia prima existente en el país.
2. En la cruz de malta, el tiempo muerto es donde la cruz se queda inmóvil es el espacio clave donde se produce las etapas de dosificación, calentamiento y sellado, este tiempo es mayor que el tiempo de acción, donde la cruz se mueve a la siguiente posición.
3. El plato debe contar con ocho agujeros para poder dosificar quince tubos por minuto como se estimó.
4. Es importante realizar un estudio previo de las propiedades físico-químicas de los fluidos a dosificar para determinar las velocidades y una elección adecuada del cilindro de dosificación; así como es significativo realizar el estudio de las propiedades físicas, térmicas y eléctricas del plástico a sellar, ya que es un parámetro fundamental que sirve para realizar el diseño del sistema de sellado.
5. El estudio térmico de los bloques calefactores ayuda a determinar la potencia eléctrica necesaria para llegar a una temperatura de trabajo que corresponde al ablandamiento del material plástico y su consiguiente sellado.
6. Debido a la diversidad que existe en la viscosidad de los fluidos a dosificar, las características de la máquina diseñada permite ampliar su utilización a fluidos más o menos viscosos y densos que el tomado para el diseño.

7. El sistema de control de la máquina, resulta más conveniente, un sistema electroneumático, ya que se consigue tener reducción en el número de elementos tanto eléctricos como neumáticos y facilita la diagramación y su complejidad.
8. La utilización de acero inoxidable en los diferentes elementos de la máquina sobretodo los cuales están más en contacto con el fluido a dosificar, garantiza que el procesos de dosificado sea higiénico, logrando que el fluido no se contamine.

RECOMENDACIONES

1. Es aconsejable realizar un correcto mantenimiento de la máquina, para evitar un posterior desgaste y deterioro de sus partes, tal como se indica en el manual del operario; sobre todo de las partes que necesitan una manutención continua con lubricación.
2. El aislamiento térmico o bien la cinta antiadherente y termorresistente en los bloques de calentamiento, debe ser reemplazada periódicamente, ya que es afectada por la temperatura y es la que evita el contacto directo entre la superficie del plástico y los bloques de sellado.
3. Se debe tener en cuenta que cuando se utilice teflón para sellar las uniones roscadas, se debe asegurar que no exista restos dentro de la tubería que puedan penetrar dentro de las válvulas y así alteren el buen funcionamiento; así como cuando se monte la tolva se debe asegurar que no existan cuerpos extraños para la higiene del producto.
4. Cuando se elabora sistemas neumáticos o como en este caso electro-neumáticos, resulta conveniente modelar el proceso en algún equipo didáctico a escala o mejor aún con algún software proporcionado por los proveedores de dichos productos, con el fin de evaluar y verificar el buen funcionamiento del sistema, como movimientos, accionamientos y controles.

5. Se tiene que asegurar que el aire del suministro neumático haya sido previamente filtrado y lubricado. Una válvula operada por aire sin filtrar, ni lubricar, es propensa a trabarse y a desgastarse rápidamente.

6. Se debe procurar tener la tolva siempre llena para mantener una presión hidrostática constante para garantizar un volumen de dosificado correcto, con mínimos márgenes de error.

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY J. E.; Diseño en ingeniería mecánica; Mc. Graw Hill; Cuarta Edición; México; 1989.
- NORTON ROBERT; Diseño de máquinas; Segunda edición; Barcelona; España; 1950.
- ROBERT L. MOTT; Mecánica de fluidos Aplicada; Ed. Pearson; Cuarta Edición; México.
- HOLMAN J.P.; Transferencia de calor; 1º edición en español.
- MENGUES- MOHREN; El plástico en la industria y moldes para inyección; Tomo 3.
- MEYSENBUG C. M. Von, Tecnología de los plásticos para ingenieros, España, 1981.
- NEUMANN ALEX & BOCKOFF FRANK, Welding of plastics, EEUU-Ohio 1959, 1ra edición.
- INCROPERA F.; Fundamentos de Transferencia de Calor; Pearson Educación; Cuarta Edición; México; 1999.
- EUGENE A. AVALLONE; Marks manual del ingeniero mecánico; Tomo 1; Mc. Graw Hill; México; 1995.
- LENT DEANE - SHIGLEY JOSEPH; Análisis cinemático y proyectos de mecanismos; Compilado Biblioteca UPS.
- PYTEL-SINGER, Resistencia de los materiales, Cuarta edición.
- JOSÉ ROLDAN; Prontuario de mecánica industrial aplicada; Editorial Paraninfo.
- CALERO ROQUE; Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros; Primera edición; España; 1999.
- IVAN BOHMAN; Catálogo de aceros de Iván Bohman.

- American Gear Manufacturer Association.
- FESTO; Catálogo de neumática de FESTO A.G. & C.O. Cilindros normalizados.
- INEN; Código de Dibujo Técnico-Mecánico; Quito-Ecuador; 1981.
- HERMAN JUTZ-EDWARD SCHARKUS; 3ra edición GTZ, Alemania 1984; pg. 94-99.

DIRECCIONES ELECTRÓNICAS

<http://es.wikipedia.org/wiki/Emulsión>

http://www.egipto.com/egipto_para_nino/introduccion.html

<http://www.textoscientificos.com/emulsiones>

<http://www.amvediciones.com/tpfmd.htm>

http://es.wikipedia.org/wiki/Fuerzas_de_van_der_Waals

<http://www.fassco.de/spanish/html/schnittwinkel.html>

<http://es.wikipedia.org/wiki/aluminio>

<http://www.dichtomatik.mx/index.html>

http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_transmisión

http://www.festo.com/cms/es_es/index.htm

<http://www.varvel.com>

GLOSARIO DE TÉRMINOS

- ✓ **Tanteos.-** Acción y efecto de tantear o tantearse, suponer o presumir alguna cosa.
- ✓ **Coloide.-** es un sistema físico-químico formado por dos fases: una continua, normalmente fluida, y otra dispersa en forma de partículas; por lo general sólidas.
- ✓ **Fase Dispersa.-** es la sustancia que se halla en menor proporción.
- ✓ **Punto de Fusión.-** El punto de fusión es la temperatura a la cual la materia pasa de estado sólido a estado líquido es decir se funde.
- ✓ **Soluto.-** Se llama soluto a la sustancia minoritaria (aunque existen excepciones) en una disolución o, en general, a la sustancia de interés. Es una sustancia disuelta en un determinado disolvente (Solvente).
- ✓ **Solvente.-** Un disolvente es una sustancia que permite la dispersión de otra en su seno. También es el componente de la mezcla que se encuentra en mayor proporción.
- ✓ **Nano.-** Es un prefijo del Sistema Internacional de Unidades que indica un factor de 10^{-9} . Como por ejemplo nanosegundo.
- ✓ **Tejidos Adiposos.-** Tejido formado por células que contienen exclusivamente grasa.
- ✓ **Nonatos.-** nacido por cesárea.
- ✓ **Vítreo.-** De vidrio, o que tiene sus propiedades parecido al vidrio. Estado de una sustancia que posee propiedades intermedias entre el estado sólido y el líquido, como p. ej. el vidrio.
- ✓ **Fuerzas Van der Waals.-** Denominada así en honor al científico holandés Johannes Diderik van der Waals, es la fuerza atractiva o repulsiva entre moléculas (o entre partes de una misma molécula) distintas a aquellas debidas al enlace covalente o a la interacción electrostática de iones con otros o con moléculas neutras.
- ✓ **Polímeros.-** son macromoléculas (generalmente orgánicas) formadas por la unión de moléculas más pequeñas llamadas monómeros.

- ✓ **Monómero.-** (del griego mono, uno y meros, parte) es una molécula de pequeña masa molecular que unida a otros monómeros, a veces cientos o miles, por medio de enlaces químicos, generalmente covalentes, forman macromoléculas llamadas polímeros.
- ✓ **Copolimerizados.-** una macromolécula compuesta por dos o más unidades repetitivas distintas, que se pueden unir de diferentes formas por medio de enlaces químicos.
- ✓ **Kevlar.-** o tereftalamida es una poliamida sintetizada por primera vez en 1965 por la química Stephanie Kwolek, esencialmente hay dos tipos de fibras de Kevlar: Kevlar 29 y Kevlar 49. El kevlar 29 es la fibra tal y como se obtiene de su fabricación. Se usa típicamente como refuerzo en tiras por sus buenas propiedades mecánicas, o para tejidos. El kevlar 49 se emplea cuando las fibras se van a embeber en una resina para formar un material compuesto. Las fibras de Kevlar 49 están tratadas superficialmente para favorecer la unión con la resina.
- ✓ **Cianamida.-** sustancia utilizada en el tratamiento de la deshabituación de los pacientes alcohólicos crónicos ya que ayuda a mantener la abstinencia provocando en los pacientes aversión hacia el alcohol, de forma similar al disulfiram.
- ✓ **Disulfiram.-** es un fármaco usado para ayudar en el tratamiento del alcoholismo crónico, produciendo una reacción aguda al consumo de etanol.
- ✓ **Estireno.-** Líquido aromático, incoloro, componente del alquitrán de hulla y de ciertos aceites esenciales. Se disuelve en algunos líquidos, pero no se disuelve muy fácilmente en agua. Miles de millones de libras se producen al año para fabricar productos tales como caucho, plásticos, material aislante, cañerías, partes de automóviles, envases de alimentos y revestimiento de alfombras.
- ✓ **Melamínica.-** Correspondiente a la melamina; la melamina es un compuesto orgánico; es levemente soluble en agua, y naturalmente forma un sólido blanco.
- ✓ **Fenólica.-** Correspondiente a Fenol; el fenol en forma pura es un sólido cristalino de color blanco-incoloro a temperatura ambiente; es conocido también como ácido fénico o ácido carbólico, puede sintetizarse mediante la oxidación parcial del benceno.

- ✓ **Dipolo.-** Sistema formado por dos polos puntuales magnéticos iguales y de signo contrario, situados a una distancia constante.
- ✓ **Infusible.-** Que no puede fundirse o derretirse.
- ✓ **Enlace covalente.-** Un enlace covalente se produce por compartición de electrones entre dos átomos.
- ✓ **Curado.-** Endurecido, seco, fortalecido o curtido.
- ✓ **Inocuidad.-** Incapacidad para hacer daño.
- ✓ **Álcalis.-** Óxido o hidróxido metálico soluble en agua que tiene propiedades básicas.
- ✓ **Vinilo.-** Radical monovalente no saturado derivado del eteno o etileno, del que resulta por pérdida de un átomo de hidrógeno. También se denomina etenilo.
- ✓ **Amida.-** Compuesto orgánico de fórmula R-CO-NH₂, derivado del ácido correspondiente: casi todas las amidas son sólidas.
- ✓ **Cianamida.-** Derivado del ácido cianhídrico con un grupo amino que sustituye el hidrógeno.
- ✓ **Urea.-** Sustancia orgánica que se forma en el hígado como producto final del metabolismo y se expulsa con la orina y el sudor.
- ✓ **Resina.-** Sustancia pegajosa, sólida o de consistencia pastosa, que se disuelve en el alcohol pero no en el agua y que se obtiene de algunas plantas de forma natural o se fabrica artificialmente: la resina de los pinos es muy amarillenta.
- ✓ **Etileno.-** El etileno o eteno es un compuesto químico orgánico formado por dos átomos de carbono enlazados mediante un doble enlace. Es uno de los productos químicos más importantes de la industria química. Se halla de forma natural en las plantas.
- ✓ **Adhesión.-** Adherencia; fuerza con que se atraen las moléculas de diversos cuerpos que están en contacto.
- ✓ **Dispersiones.-** Esparcimiento de una sustancia en el seno de otra que es mucho más abundante que la primera.
- ✓ **Serpentín.-** Tubo hueco y enrollado en espiral que sirve para enfriar líquidos o gases calientes.