

# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

## **CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA ESTAMPADORA DE JABÓN DE 90 GRAMOS CON CAPACIDAD DE 12 UNIDADES/MINUTO PARA LA EMPRESA QUÍMICA RIANDI CIA. LTDA.”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**MARCO VINICIO BRICEÑO LEÓN  
OSCAR GUSTAVO ESPINOSA MENA**

**DIRECTOR: ING. RODRIGO CONTRERAS**

**CODIRECTOR: ING. DAVID LOZA**

**Sangolquí, 2011-05-09**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA ESTAMPADORA DE JABÓN DE 90 GRAMOS CON CAPACIDAD DE 12 UNIDADES/MINUTO PARA LA EMPRESA QUÍMICA RIANDI CIA. LTDA.” fue realizado en su totalidad por Marco Vinicio Briceño León y Oscar Gustavo Espinosa Mena, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. Rodrigo Contreras**

**DIRECTOR**

---

**Ing. David Loza**

**CODIRECTOR**

**Sangolquí, 11-06-03**

## **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA ESTAMPADORA DE JABÓN  
DE 90 GRAMOS CON CAPACIDAD DE 12 UNIDADES/MINUTO PARA LA  
EMPRESA QUÍMICA RIANDI CIA. LTDA.”**

**ELABORADO POR:**

---

**Marco Vinicio Briceño León**

---

**Oscar Gustavo Espinosa Mena**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**DIRECTOR DE LA CARRERA**

**Sangolquí, 11-06-03**

## DEDICATORIA

La presente Tesis va dedicada primero a Dios por ser la luz en mi camino, y que permite que todo esto sea posible. Una dedicatoria a mis Padres, especialmente a mi Madre, que ha sido el pilar en mi formación personal y académica, empezando siempre por brindarme el mejor de los ejemplos. Dedico también este trabajo a mi querida Hermana, quien ha contribuido también en mi buen desempeño mediante su cariño y valiosos consejos.

Incluyo en éste apartado a mis demás familiares, amigos y todas las personas que hacen que día tras día aprenda a vivir la vida a plenitud, con responsabilidad y respeto por mi persona y hacia los demás.

Oscar Espinosa

Este proyecto está dedicado a Marco Briceño y Patricia León mis padres que han sido un ejemplo en mi vida, y me permitieron formarme profesionalmente apoyándome en todos mis proyectos.

A mi hermano Christian que me ha enseñado que con esfuerzo y constancia todas las metas son posibles.

Marco Briceño

## **AGRADECIMIENTOS**

Me dirijo primeramente a Dios, por darme la salud, vida, sabiduría e inteligencia para haber terminado mis estudios Universitarios.

Agradezco a mis Padres, en especial a mi Madre, por su apoyo constante, y enseñarme que en la vida hay que luchar para conseguir un objetivo. Agradezco a mi Hermana, por recordarme que todo sacrificio tiene su recompensa.

Agradezco a la Escuela Politécnica del Ejército “ESPE”, por haberme formado académicamente, y entregarme el título de Ingeniero Mecánico. A su vez agradezco a la Empresa QUÍMICA RIANDI, por habernos abierto sus puertas, y brindar su auspicio para la realización de esta Tesis.

Oscar Espinosa

A Dios que siempre está a mi lado, a mis padres que han sido apoyo incondicional durante mi vida, a la Carrera de Ingeniería Mecánica que me formo profesionalmente, a nuestros directores Ing. Rodrigo Contreras e Ing. David Loza que gracias a sus guías fue posible la realización de este proyecto.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO 1	GENERALIDADES .....	1
1.1.	ANTECEDENTES .....	1
1.1.1.	QUÍMICA RIANDI Y LA PRODUCCIÓN DE JABÓN .....	1
1.1.1.1.	DESSCRIPCIÓN DE LA PLANTA .....	1
1.1.1.2.	PROCESO DE ESTAMPADO .....	3
1.1.1.2.1.	DESCRIPCION .....	3
1.1.1.2.2.	MAQUINARIA .....	3
1.1.1.3.	PRODUCTO .....	4
1.2.	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA .....	5
1.3.	OBJETIVOS .....	7
1.3.1.	GENERAL .....	7
1.3.2.	ESPECÍFICOS .....	7
1.4.	ALCANCE .....	7
1.5.	JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO .....	7
CAPÍTULO 2	MARCO TEÓRICO .....	9
2.1.	JABÓN .....	9
2.1.1.	OBTENCIÓN Y USOS .....	9
2.2.	TEORIA DE MOLDEO .....	10
2.2.1.	CONSIDERACIONES PARA DISEÑO .....	11
2.2.1.1.	FORMA O CONFIGURACIÓN DE LAS PIEZAS .....	11
2.2.1.1.1.	RADIOS .....	11
2.2.1.1.2.	CONICIDAD .....	12

2.2.1.1.3.	ACABADO SUPERFICIAL .....	13
2.2.1.1.4.	FUERZA DE MOLDEO .....	13
2.2.1.2.	MATERIAL DE MOLDEO .....	14
2.2.1.3.	DISEÑO Y ECONOMÍA DEL MOLDE .....	14
2.3.	SISTEMAS NEUMATICOS .....	15
2.3.1.	CARACTERISTICAS .....	15
2.3.2.	ELEMENTOS NEUMATICOS .....	15
2.3.2.1.	ACTUADORES .....	16
2.3.2.1.1.	ACTUADORES LINEALES .....	16
2.3.2.1.1.1.	SELECCIÓN .....	17
2.3.2.1.2.	ACTUADORES ROTATIVOS .....	21
2.3.2.2.	VÁLVULAS .....	21
2.3.2.2.1.	VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS .....	22
2.3.2.2.1.1.	CLASIFICACIÓN .....	22
2.3.2.2.1.2.	REPRESENTACIÓN .....	23
2.3.2.2.1.3.	ACCIONAMIENTO .....	24
2.3.2.2.1.4.	SELECCIÓN .....	25
2.3.2.3.	COMPRESORES .....	25
2.3.2.3.1.	CLASIFICACIÓN .....	25
2.3.2.4.	GENERADORES DE VACÍO .....	27
2.3.2.4.1.	BOMBAS MCÁNICAS .....	27
2.3.2.4.2.	EYECTORES .....	28
2.3.2.5.	VENTOSAS .....	29
2.3.2.5.1.	FUERZA DE ELEVACIÓN .....	30
2.3.2.5.2.	GEOMETRÍA .....	32

2.3.2.5.3.	MATERIALES .....	33
2.4.	VENTAJA MECÁNICA .....	33
CAPÍTULO 3	ALTERNATIVAS PARA DISEÑO .....	37
3.1.	REQUERIMIENTOS .....	37
3.2.	ALTERNATIVAS .....	38
3.3.	EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS .....	42
CAPÍTULO 4	DISEÑO DE LA MÁQUINA .....	52
4.1.	DISEÑO MECÁNICO .....	52
4.1.1.	ANÁLISIS DE FUERZAS .....	52
4.1.2.	MECANISMO DE VENTAJA MECÁNICA .....	52
4.1.2.1.	DISEÑO DE ELEMENTOS PARA BRAZOS .....	57
4.1.2.1.1.	BRAZO 2 .....	57
4.1.2.1.1.1.	VARILLA ROSCADA .....	57
4.1.2.1.1.2.	BARRAS CON ROSCA INTERNA .....	62
4.1.2.1.2.	BRAZO 3 .....	62
4.1.2.1.2.1.	EJE DESLIZANTE .....	63
4.1.2.1.2.2.	BARRA PERFORADA .....	67
4.1.2.1.3.	BRAZO 4 .....	67
4.1.2.1.3.1.	EJE DESLIZANTE .....	68
4.1.2.2.	PASADORES .....	72
4.1.2.3.	SUJETADORES .....	75
4.1.2.4.	ANÁLISIS DE SOLDADURA.....	78
4.1.2.4.1.	SECCIONES RECTANGULARES .....	78

4.1.2.4.2.	SECCIONES CIRCULARES .....	82
4.1.3.	DISEÑO DE MOLDE .....	85
4.1.3.1.	MORDAZAS DE ESTAMPADO .....	85
4.1.3.1.1.	PROCESO PARA DETERMINACIÓN DE FORMA .....	85
4.1.3.1.2.	ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LAS MORDAZAS .....	90
4.1.3.2.	EJE PORTA MOLDE .....	92
4.1.3.3.	MECANISMO PARA GIRO DE MOLDE .....	96
4.1.4.	DISEÑO DE BASTIDOR .....	99
4.2.	DISEÑO NEUMÁTICO .....	102
4.2.1.	SELECCIÓN DE ACTUADORES .....	102
4.2.1.1.	PISTONES DE ALIMENTACIÓN .....	102
4.2.1.1.1.	FUERZA DE TRABAJO .....	102
4.2.1.1.2.	CARRERA .....	103
4.2.1.1.3.	RESISTENCIA AL PANDEO .....	103
4.2.1.1.4.	CAPACIDAD DE AMORTIGUAMIENTO .....	103
4.2.1.1.5.	CONSUMO DE AIRE .....	104
4.2.1.2.	PISTONES DE ESTAMPADO .....	104
4.2.1.2.1.	FUERZA DE TRABAJO .....	104
4.2.1.2.2.	CARRERA .....	104
4.2.1.2.3.	RESISTENCIA AL PANDEO .....	104
4.2.1.2.4.	CAPACIDAD DE AMORTIGUAMIENTO .....	105
4.2.1.2.5.	CONSUMO DE AIRE .....	105
4.2.1.3.	PISTONES DE EXPULSIÓN.. .....	106
4.2.1.3.1.	FUERZA DE TRABAJO .....	106
4.2.1.3.2.	CARRERA .....	106

4.2.1.3.3.	RESISTENCIA AL PANDEO .....	106
4.2.1.3.4.	CAPACIDAD DE AMORTIGUAMIENTO .....	107
4.2.1.3.5.	CONSUMO DE AIRE .....	107
4.2.1.4.	PISTONES PARA GIRO DE MOLDE .....	108
4.2.1.4.1.	FUERZA DE TRABAJO .....	108
4.2.1.4.2.	CARRERA .....	108
4.2.1.4.3.	RESISTENCIA AL PANDEO .....	108
4.2.1.4.4.	CAPACIDAD DE AMORTIGUAMIENTO .....	108
4.2.1.4.5.	CONSUMO DE AIRE .....	109
4.2.1.5.	PISTÓN PARA MOVIMIENTO DE CARRO .....	109
4.2.1.5.1.	FUERZA DE TRABAJO .....	109
4.2.1.5.2.	CARRERA .....	110
4.2.1.5.3.	RESISTENCIA AL PANDEO .....	110
4.2.1.5.4.	CAPACIDAD DE AMORTIGUAMIENTO .....	110
4.2.1.5.5.	CONSUMO DE AIRE .....	111
4.2.1.6.	PISTÓN PARA GIRO DE VENTOSAS .....	111
4.2.1.6.1.	FUERZA DE TRABAJO .....	111
4.2.1.6.2.	CARRERA .....	111
4.2.1.6.3.	RESISTENCIA AL PANDEO .....	112
4.2.1.6.4.	CAPACIDAD DE AMORTIGUAMIENTO .....	112
4.2.1.6.5.	CONSUMO DE AIRE .....	112
4.2.2.	SELECCIÓN DE SISTEMA DE VACIO .....	113
4.2.2.1.	BOMBA DE VACÍO .....	113
4.2.2.2.	VENTOSAS .....	113
4.2.3.	SELECCIÓN DE VÁLVULAS .....	114

4.2.3.1.	VÁLVULA PARA SISTEMA DE ALIMENTACIÓN .....	114
4.2.3.2.	VÁLVULA PARA SISTEMA DE ESTAMPADO .....	115
4.2.3.3.	VÁLVULA PARA SISTEMA DE EXPULSIÓN .....	116
4.2.3.4.	VÁLVULA PARA GIRO DE MOLD .....	116
4.2.3.5.	VÁLVULA PARA MOVIMIENTO DE CARRO .....	117
4.2.3.6.	VÁLVULA PARA GIRO DE VENTOSAS .....	117
4.2.4.	SELECCIÓN DE COMPRESOR Y UNIDAD DE MTTO.....	118
4.2.4.1.	SELECCIÓN DE COMPRESOR .....	118
4.2.4.2.	SELECCIÓN DE UNIDAD DE MANTENIMIENTO .....	118
4.3.	DISEÑO DE POTENCIA Y CONTROL .....	119
4.3.1.	CIRCUITO DE POTENCIA .....	119
4.3.2.	CIRCUITO DE CONTROL .....	119
4.3.2.1.	SELECCIÓN DE PLC .....	119
4.3.2.2.	PROGRAMACION .....	119
CAPITULO 5 CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO...		120
5.1.	RECURSOS .....	120
5.1.1.	HUMANOS .....	120
5.1.2.	MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS .....	121
5.1.3.	LISTA DE MATERIALES .....	122
5.1.4.	INFORMACIÓN: PLANOS .....	125
5.2.	INDICE DE PLANOS .....	125
5.3.	PRUEBAS .....	126
5.3.1.	VELOCIDAD DEL PROCESO .....	126
5.3.2.	CONTROL DE CALIDAD DEL PRODUCTO .....	127

5.3.3.	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	128
5.4.	MANUAL DE OPERACIÓN .....	128
5.4.1.	LUBRICACIÓN .....	128
5.4.2.	REGULACIÓN DE MECANISMOS .....	129
5.4.2.1.	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN .....	129
5.4.2.2.	SISTEMA DE ESTAMPADO .....	131
5.4.2.3.	SISTEMA DE EXPULSIÓN .....	131
5.4.2.4.	SISTEMA DE EXTRACCIÓN .....	132
5.4.3.	ENCENDIDO DE LA MÁQUINA .....	133
CAPÍTULO 6 ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO .....		136
6.1.	ANÁLISIS ECONÓMICO .....	136
6.1.1.	COSTOS DIRECTOS .....	139
6.1.1.1.	MATERIA PRIMA .....	140
6.1.1.2.	MANO DE OBRA .....	144
6.1.2.	COSTOS INDIRECTOS .....	145
6.2.	ANÁLISIS FINANCIERO .....	146
CAPITULO 7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		
7.1.	CONCLUSIONES .....	149
7.2.	RECOMENDACIONES .....	150

# ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

## FIGURAS

Figura 1.1. Procesos a llevarse a cabo durante la producción de jabón.....	2
Figura 1.2. Formas de los jabones fabricados en base a su peso .....	5
Figura 1.3 Demanda mensual insatisfecha en el 2010 e incremento de la producción durante el año 2009 y parte del 2010 .....	6
Figura 1.4 Demanda trimestral insatisfecha en el 2010 e incremento de la producción durante el año 2009 y parte del 2010 .....	6
Figura 2.1 Reacción química del jabón .....	9
Figura 2.2 Comparación entre esquinas internas dentro de un molde .....	12
Figura 2.3 Diagrama para evaluar la conicidad de desmoldeo en función de la profundidad y ángulo de inclinación .....	13
Figura 2.4 Acabado superficial afectado por la dirección de pulido del molde ....	13
Figura 2.5 Cilindro de simple efecto .....	16
Figura 2.6 Cilindro de doble efecto .....	17
Figura 2.7 Formas de sujeción para pistones .....	18
Figura 2.8 Método gráfico para análisis de pandeo .....	19
Figura 2.9 Actuador piñón-cremallera .....	21
Figura 2.10 Válvulas distribuidoras de asiento plano y cónico .....	22
Figura 2.11.a. Válvula de corredera .....	23
Figura 2.11.b. Válvula de corredera y cursor .....	23
Figura 2.12 Válvula 5/2, con conducto de escape, accionamiento manual y retorno por muelle .....	24
Figura 2.13 Compresor de pistón de una sola etapa .....	26

Figura 2.14 Compresor rotativo de paletas o multicelular .....	26
Figura 2.15 Turbocompresores radial y axial .....	27
Figura 2.16 Obtención de vacío en un Generador .....	29
Figura 2.17 Representación de una Ventosa de fuelle y el efecto de aspiración..	30
Figura 2.18 Formas de elevación con ventosas .....	31
Figura 2.19 Ventosa universal .....	32
Figura 2.20 Ventosa con fuelle .....	32
Figura 2.21 Ventosa plana, interior y válvula .....	33
Figura 2.22 Mecanismo de eslabones para triturar roca .....	35
Figura 2.23 Mecanismo de palanca sencilla formado por la unión de dos eslabones .....	36
Figura 2.23 Mecanismo de palanca sencilla formado por la unión de dos eslabones .....	38
Figura 3.2 Sistema Pistón - barra empujadora .....	39
Figura 3.3 Alternativa de 2 pistones neumáticos .....	39
Figura 3.4 Mecanismo de ventaja mecánica .....	40
Figura 3.5 Sistema para proceso de Estampado y Expulsión .....	40
Figura 3.6 Sistema para proceso de Extracción .....	41
Figura 3.7 Sistema de pistón inclinado y mecanismo de brazo de palanca .....	41
Figura 3.8 Sistema con pistones de desplazamiento horizontal y vertical .....	42
Figura 3.9 Esquema general de la máquina .....	49
Figura 3.10 Sistemas de Alimentación, Extracción y Eliminación de rebaba .....	50
Figura 3.11 Sistemas de Conformado y Expulsión .....	51

Figura 4.1. Sistema de ventaja mecánica escogido .....	53
Figura 4.2. Diagrama Vectorial de Fuerzas .....	53
Figura 4.3. Brazo 2 en conjunto .....	57
Figura 4.4. Brazo 3 en conjunto .....	62
Figura 4.5. Brazo 4 en conjunto .....	67
Figura 4.6. Ejemplo de un pasador .....	72
Figura 4.7. Sujetadores .....	75
Figura 4.8. Sección crítica de los sujetadores .....	76
Figura 4.9. Perímetro de soldadura – secciones rectangulares .....	79
Figura 4.10. Corte Vista Frontal .....	86
Figura 4.11. Corte Vista Superior .....	86
Figura 4.12. Corte Vista Lateral .....	86
Figura 4.13. Dibujo de Jabón .....	87
Figura 4.14. Determinación de masa .....	88
Figura 4.15. Vaso de Precipitados en 400 ml .....	88
Figura 4.16. Muestra de jabón en vaso de precipitación .....	89
Figura 4.17. Volumen desplazado de líquido .....	89
Figura 4.18. Esfuerzos en el molde inferior .....	91
Figura 4.19. Factor de seguridad en el molde inferior .....	91
Figura 4.20 Eje porta molde .....	93
Figura 4.21 Análisis gráfico de mecanismo para giro de molde .....	97
Figura 4.22 Fuerzas ingresadas en el bastidor .....	100
Figura 4.23 Esfuerzos en el bastidor .....	101
Figura 4.24 Factor de seguridad en el bastidor .....	101

Figura 5.1. Elementos que necesitan lubricación .....	129
Figura 5.2. Mecanismos de regulación para rampa de alimentación .....	130
Figura 5.3. Mecanismo de regulación para placa empujadora .....	130
Figura 5.4. Mecanismo regulador de fuerza de estampado .....	131
Figura 5.5. Roscas para regulación de expulsión .....	132
Figura 5.6. Mecanismos para regulación de ventosas .....	132
Figura 5.7. Mecanismos para regulación de placa de rebabeado .....	133
Figura 5.8. Regulador de presión .....	134
Figura 5.9. Tarjeta PLC y Gabinete de control .....	134
Figura 5.10. Botones de acción para encendido y paro de la máquina .....	135
Figura 6.1. Punto de equilibrio .....	148

## TABLAS

Tabla 2.1. Peso de componentes de cilindros .....	20
Tabla 2.2. Valores para factor de seguridad .....	31
Tabla 3.1 Matriz de Criterios – Proceso de Alimentación .....	43
Tabla 3.2 Matriz de Alternativas – Criterio 1 .....	43
Tabla 3.3 Matriz de Alternativas – Criterio 2 .....	43
Tabla 3.4 Matriz de Alternativas – Criterio 3 .....	43
Tabla 3.5 Matriz de Priorización – Síntesis .....	44
Tabla 3.6. Matriz de criterios – Proceso de Conformado .....	44
Tabla 3.7. Matriz de Alternativas – Criterio 1 .....	44
Tabla 3.8. Matriz de Alternativas – Criterio 2 .....	44
Tabla 3.9. Matriz de Alternativas – Criterio 3 .....	45
Tabla 3.10. Matriz de Alternativas – Criterio 4 .....	45
Tabla 3.11 Matriz de Priorización – Síntesis .....	45
Tabla 3.12. Matriz de Criterios – Proceso de Eliminación de rebaba .....	46
Tabla 3.13 Matriz de Alternativas – Criterio 1 .....	46
Tabla 3.14 Matriz de Alternativas – Criterio 2 .....	46
Tabla 3.15 Matriz de Priorización – Síntesis .....	46
Tabla 3.16 Matriz de Criterios – Control de circulación de aire .....	47
Tabla 3.17 Matriz de Alternativas - Criterio 1 .....	47
Tabla 3.18 Matriz de Alternativas - Criterio 2 .....	47
Tabla 3.19. Matriz de Priorización – Síntesis .....	47
Tabla 3.20 Mecanismos a utilizarse en la máquina .....	48
Tabla 4.1. Valores de masa y volumen del jabón .....	89
Tabla 4.2. Valores de densidad .....	90

Tabla 5.1 Detalle de actividades de operarios inmersos en la construcción de la máquina .....	120
Tabla 5.2 Descripción de máquinas y herramientas utilizadas en la etapa de construcción .....	121
Tabla 5.3 Lista de elementos mecánicos .....	122
Tabla 5.4.. Lista de elementos neumáticos .....	124
Tabla 5.5. Lista de elementos eléctricos y de control .....	125
Tabla 5.6. Desglose de la duración del tiempo de cada proceso .....	126
Tabla 5.7. Control de calidad a las barras de jabón .....	128
Tabla 6.1. Mano de obra directa actual .....	136
Tabla 6.2. Consumo de energía .....	137
Tabla 6.3. Costo total operacional .....	137
Tabla 6.4. Mano de obra directa actual .....	138
Tabla 6.5. Consumo de energía .....	138
Tabla 6.6. Costo total operacional .....	139
Tabla 6.7. Elemento Mecánicos .....	140
Tabla 6.8. Elemento Neumáticos .....	142
Tabla 6.9. Elementos Eléctricos y de Control .....	143
Tabla 6.10. Resumen de Materia prima .....	144
Tabla 6.11. Mano de obra .....	144
Tabla 6.12. Servicios prestados .....	144
Tabla 6.13. Resumen de Mano de obra .....	145
Tabla 6.14. Resumen de Costos directos .....	145

Tabla 6.15. Costos indirectos .....	145
Tabla 6.16. Costo total del proyecto .....	145
Tabla 6.17. Costos fijos para producir jabón mensuales .....	146
Tabla 6.18. Costos variables para producir jabón mensuales .....	146
Tabla 6.19. Costo total para producir jabón mensual .....	146

## **SIMBOLOGÍA**

$R_1$	Fuerza para la obtención de 1 jabón
$F$	Fuerza para la obtención de 3 jabones
$F_f$	Fuerza de los pistones
$L$	Longitud de brazos en mecanismo de ventaja mecánica
$R_f$	Fuerza en brazo 2
$R_{2f}$	Fuerza en brazo 3
$R_{2yf}$	Fuerza teórica aplicada durante estampado
$F_{ra}$	Fuerza real aplicada
$VM$	Ventaja mecánica
$S_u$	Resistencia mínima a la tracción - acero bonificado
$S_y$	Esfuerzo mínimo de cedencia – acero bonificado
$F_{max}$	Fuerza máxima
$F_{min}$	Fuerza mínima
$k_a$	Factor superficial
$k_b$	Factor de tamaño
$k_c$	Factor de carga
$k_d$	Factor de temperatura
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga
$\sigma_{max}$	Esfuerzo tomando en cuenta la fuerza máxima
$\sigma_{min}$	Esfuerzo tomando en cuenta la fuerza mínima
$\sigma_m$	Esfuerzo medio o estático

$\sigma_a$	Esfuerzo alternante
$\sigma_{eqm}$	Esfuerzo equivalente medio
$\sigma_{eqa}$	Esfuerzo equivalente alternante
$\tau$	Torque
FS	Factor de seguridad
$A_t$	Área transversal
d	Diámetro
E	Módulo de elasticidad
I	Momento de inercia
k	Radio de giro
nd	Factor de diseño
C	Constante de condiciones en los extremos para pandeo
$F_{crit}$	Fuerza crítica
$A_s$	Área de suelda
e	Espesor
$h_s$	Espesor del cordón de soldadura
t	Tiempo
S	Deslazamiento angular
$\omega$	Velocidad angular
m	Masa
f	Fuerza de rozamiento

P	Presión
v	Velocidad
$k_p$	Masa de émbolo
St	Masa de vástago
$n_{ct}$	Número de ciclos de trabajo
$Q_n$	Consumo de aire
$E_k$	Energía desarrollada por un pistón
Ez	Energía que puede absorber un pistón
$\mu$	Coefficiente de rozamiento
$E_c$	Energía cinética
V	Volumen
Q	Caudal

## RESUMEN

La Empresa QUÍMICA RIANDI CIA. LTDA. ha experimentado un gran incremento en la demanda de producción de jabón, sin poder satisfacer a los requerimientos del cliente por falta de maquinaria dentro del proceso de estampado, que se ha constituido en cuello de botella.

La necesidad de la empresa por adquirir una nueva máquina, más la necesidad de obtener el título de Ingenieros Mecánicos por parte de los alumnos de la ESPE, permite la interacción entre el factor económico (auspicio por parte de la empresa), con el factor intelectual (alumnos) para el desarrollo del Diseño y Construcción de una Máquina Estampadora de jabón de 90 gramos con capacidad de 12 unidades/minuto.

La máquina es diseñada en base a los siguientes requerimientos impuestos por la empresa:

- Producción: 12 unidades/minuto – 3 jabones por golpe.
- Fuerza regulable.
- Mordazas intercambiables.
- Fácil adquisición de repuestos en el mercado nacional.
- Mecanismo para eliminación de rebaba.

Uno de los principales parámetros y punto de partida del proyecto, es el análisis de la fuerza de estampado. Para ello, se determina que la fuerza necesaria es de 5676 lbf, la misma que se logra gracias a la acción de 2 pistones de 125 mm de diámetro y 125 mm de carrera acoplados a un sistema de ventaja mecánica, que a su vez brinda la oportunidad de regular la fuerza mediante la variación de la longitud de uno de sus brazos constitutivos.

Como consecuencia de los grandes esfuerzos generados durante el estampado, los elementos que forman parte de éste mecanismo son de acero bonificado, con excelentes propiedades mecánicas para este tipo de proceso.

El bastidor al que van acoplados todos los elementos está constituido por tubos cuadrados de 100x5 mm, procurando de igual manera que brinde las garantías necesarias para soportar los esfuerzos generados.

El molde escogido para brindar la forma al jabón es de bronce, aprovechando su alto coeficiente de conductividad térmica que sirve de gran ayuda en el sistema de enfriamiento. Su forma y geometría están dados de tal manera que se puedan obtener 3 jabones por golpe.

Al ser una máquina electroneumática, se tiene la presencia de válvulas solenoides, pistones neumáticos, ventosas, y una tarjeta LOGO Siemens para poder programar la sincronización de los ciclos de trabajo.

Los ciclos a los que se hace referencia , se resumen a continuación:

- Alimentación. – Las barras inicialmente rectangulares, son alimentadas a la máquina gracias a la presencia de una rampa de rodillos. Al descender la barra rectangular sobre ésta, dos pistones neumáticos la empujan hacia la mordaza inferior del molde.
- Conformado.- Al estar ubicada la barra rectangular sobre la mordaza inferior, se tienen el descenso de la mordaza superior, la misma que transmite la fuerza de estampado gracias al mecanismo de ventaja mecánica, obteniéndose 3 jabones por golpe.
- Expulsión.- Una vez conformados los jabones, éstos son expulsados gracias a la acción de pistones de simple efecto. De ésta forma, se despega el jabón del molde.
- Extracción.- El proceso de extracción se realiza por medio de la succión del jabón a través de ventosas que conducen el jabón a través de un troquel que se encarga de eliminar la rebaba. Finalmente el jabón es depositado sobre una banda transportadora, y listo para ser empaquetado.

La sincronización y buen funcionamiento de la máquina no sólo depende de las órdenes emitidas desde el PLC, sino también del correcto montaje de las partes constitutivas, y de la posibilidad de regulación de todos los mecanismos.

El buen acabado de todas las piezas se logra gracias a la utilización de máquinas de precisión como son torno, fresadora, taladro de banco, cizalla y plegadora eléctrica, entre otras máquinas que se encuentran dentro del área de trabajo de la empresa CHEMequip, perteneciente al mismo grupo empresarial.

Con la máquina diseñada y construida, se logran los objetivos planteados inicialmente, como son obtener mayor producción de jabón, disminuir costos de producción y generar más utilidades para la empresa. A su vez, se brinda la oportunidad de adquirir mayor experiencia a los realizadores de la tesis, dentro del campo industrial; lo cual motiva a una mejor vinculación entre la empresa con las Universidades.

# **CAPÍTULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.6. ANTECEDENTES**

La empresa CHEMequip INDUSTRIAS CIA. LTDA. nace en el año de 1985, teniendo como actividad el diseño, construcción y montaje de plantas de tratamiento de agua. Cinco años después se crea la empresa QUIMICA RIANDI CIA. LTDA, perteneciente al mismo grupo empresarial, para dotar de materia prima a CHEMequip.

QUIMICA RIANDI es una empresa que produce y comercializa productos químicos y de uso personal, como son: desoxidantes, agua desmineralizada, jabón (cosmético o de tocador, medicinal y hotelero), entre otros.

#### **1.1.1. QUIMICA RIANDI Y LA PRODUCCION DE JABON**

##### **1.1.1.1. DESCRIPCION DE LA PLANTA**

En la actualidad la empresa cuenta con una nueva planta para fabricación de jabones, que consta de 7 áreas específicas; desde la mezcla de materia prima, hasta la obtención del producto terminado. Estas áreas son:

- Área de Hidrolización.
- Área de Saponificación.
- Área de Mezcla.
- Área de Homogenización.
- Área de Cortado.
- Área de Estampado.
- Área de Empaquetado.

(Ver Figura 1.1)

No.	ACTIVIDAD	MAQUINA HIDROLIZADORA	MAQUINA SAPONIFICADORA	MAQUINA MEZCLADOR	MAQUINA HOMOGENIZADOR	MAQUINA EXTRUSORA	MAQUINA CORTADORA	MAQUINA ESTAMPADORA	OPERARIOS	OPERARIOS	MAQUINA EMPACADORA	OPERARIOS	OPERARIOS
1	Modificar el valor de pH del ácido graso que se va a utilizar para la fabricación del jabón.												
2	Mezclar la sosa cáustica con el ácido graso saponificado, hasta obtener una masa saponificada.												
3	Añadir colorantes y perfume a la masa saponificada, dependiendo de las exigencias del cliente.												
4	Homogenizar la mezcla anterior.												
5	Generar una tira de jabón de 3 metros de longitud, con textura compacta.												
6	Contar barras de jabón, tomando en cuenta las dimensiones necesarias.												
7	Obtener el jabón conformado y estampado.												
9	Realizar control de calidad (Apilar en sitios diferentes; los jabones en condiciones aceptables; de aquellos que tengan defectos).												
9.1	Analizar si la textura del jabón es suave o no.						textura dura			textura suave			
10	Empacar cada unidad en envolturas plásticas, y posteriormente en cartones.												
11	Almacenar el producto.												
12	Realizar la entrega al cliente.												

Figura 1.1. Procesos a llevarse a cabo durante la producción de jabón

En el ANEXO 1 se especifica la disposición de equipos y maquinaria que forman parte de cada línea de trabajo.

### **1.1.1.2. PROCESO DE ESTAMPADO**

#### **1.1.1.2.1. DESCRIPCION**

El Proceso de Estampado consta de varias etapas, que son:

- **Alimentación.-** En esta etapa cada barra es trasladada hacia la parte inferior del molde.
- **Conformado y Estampado.-** Se obtiene la forma del jabón deseada, en base al cierre de las mordazas que forman parte del molde.
- **Expulsión .-** El jabón es expulsado de la mordaza inferior del molde.
- **Eliminación de rebaba.-** El material en exceso es retirado, producto del conformado dentro del molde.
- **Control de calidad.-** Se realiza una inspección visual del producto obtenido, separando los jabones con buen acabado, de los que han de ser reprocesados.

#### **1.1.1.2.2. MAQUINARIA**

Actualmente la empresa QUIMICA RIANDI CIA. LTDA. dispone de dos máquinas estampadoras de jabón neumáticas (Ver ANEXO 2), con capacidad promedio de 2500 unidades diarias por cada una, es decir 5.2 jabones por minuto.

Tienen la propiedad de permitir el intercambio de mordazas, dependiendo de la forma y tamaño del jabón que se desee obtener.

Se utiliza un compresor reciprocante con presión máxima de 7 bares, con lo cual se obtiene una fuerza de 1892 lbf durante la etapa de conformado.

Las etapas de apilamiento y eliminación de rebaba son llevadas a cabo de forma manual, así como el control de calidad es realizado de forma visual.

Tomando en cuenta estas aclaraciones, el proceso total de Estampado es realizado en 11.52 segundos.

### 1.1.1.3. PRODUCTO

Dependiendo de su composición y tipo de mercado, QUIMICA RIANDI produce y comercializa varias líneas de jabón de distinta masa (10 gr, 20 gr, 60 gr, 75 gr, 90 gr, y 120 gr), que se detallan a continuación:

- **Jabones Sintéticos.**- Son considerados como productos farmacológicos al presentar valores de PH<sup>1</sup> bajos (entre 4 y 5); recomendados para uso de niños recién nacidos y personas con problemas en la piel.

Dentro de esta línea se menciona el tipo de jabón **Sinder**. Este jabón es comercializado de manera indirecta al consumidor final, por lo que la empresa brinda un servicio tercerizado.

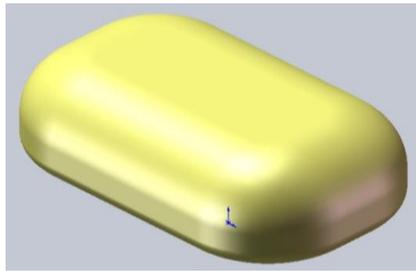
- **Jabones Químicos.**- Su fabricación se basa en el uso de ácidos grasos con bases de matico, manzanilla, hiel de vaca y miel de abeja.

Dentro de esta línea, se mencionan las marcas **Riandi** para uso humano, y **Rianzoo** para uso canino. Dichos jabones son comercializados de manera directa, al ser marcas propias de la empresa.

A su vez, se comercializan jabones tipo **Hotel**, los cuales presentan una base dura para ser estampados en frío, y sus presentaciones son variadas, dependiendo de la forma y peso. Su comercialización es de manera indirecta al consumidor final. La *Figura 1.2.a* representa un tipo de jabón químico de apariencia “normal” (10 gr, 20 gr, 60 gr, 75 gr y 90 gr), en la *Figura 1.2.b* se muestra un tipo de jabón químico “de seguridad” (120 gr).

---

<sup>1</sup> PH, magnitud que expresa el grado de acidez (pH menor que 7) o de alcalinidad (pH mayor que 7) de una solución.



(a)



(b)

**Figura 1.2. Formas de los jabones fabricados en base a su peso**

### **Detalles de la Barra de Jabón de 90 gramos**

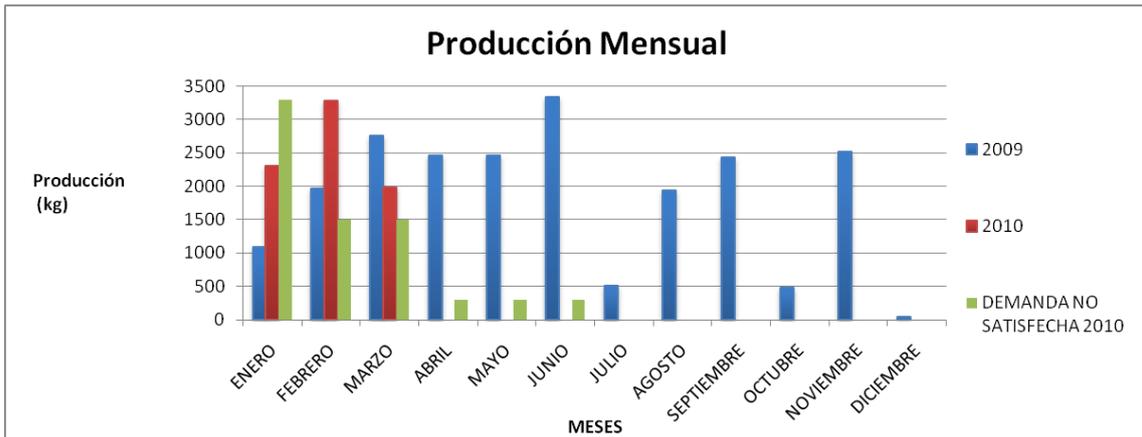
Para obtener un jabón de 90 gramos de forma redondeada, se parte de una barra rectangular de 96 gramos, de dimensiones 70x40x30 mm, la misma que después de ser conformada adoptará la forma indicada en la *Figura 2.1.a*, con dimensiones 67x38x30 mm.

## **1.7. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

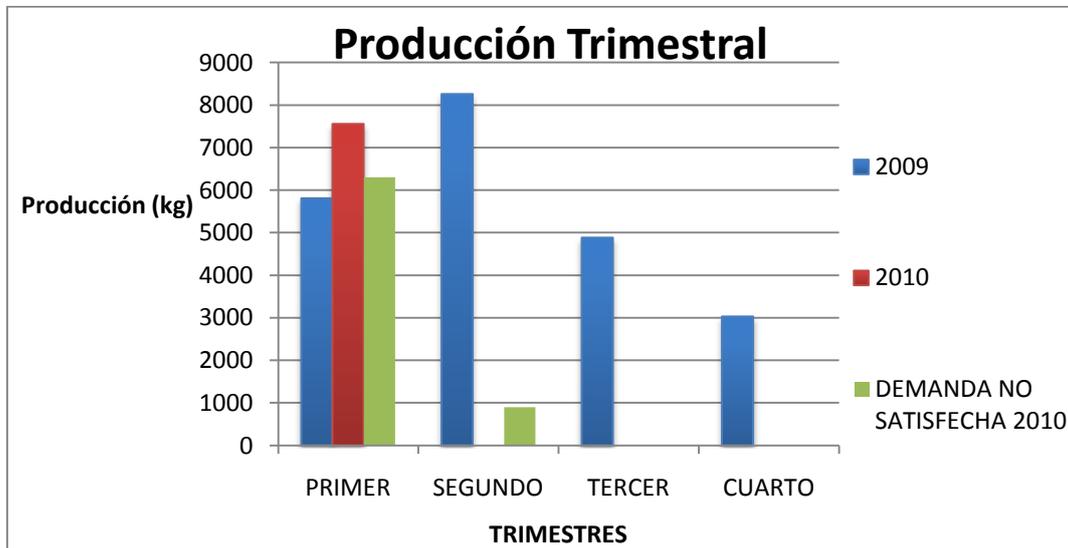
En los dos últimos años ha incrementado la demanda de jabones para la empresa, motivo por el cual, el personal ha doblado esfuerzos en sus actividades trabajando horas extras debido a la falta de maquinaria en el proceso de conformado de las barras de jabón.

Se cuenta con dos máquinas estampadoras de jabón, con capacidad productiva de 2500 unidades por minuto cada una, las cuales trabajan a su máxima capacidad sin lograr cubrir la gran demanda.

En las Figuras 1.3 y 1.4, se representa el incremento de producción en kilogramos de jabón, durante los tres primeros meses del 2010, en comparación con la producción de los mismos meses del año 2009. Estos datos fueron facilitados por la empresa, para el análisis de la demanda insatisfecha.



**Figura 1.3 Demanda mensual insatisfecha en el 2010 e incremento de la producción durante el año 2009 y parte del 2010**



**Figura 1.4 Demanda trimestral insatisfecha en el 2010 e incremento de la producción durante el año 2009 y parte del 2010**

**Necesidad insatisfecha**

La empresa QUIMICA RIANDI CIA. LTDA. necesita una máquina estampadora para jabones ya que sus máquinas actuales no satisfacen la demanda.

**Problemas a resolver**

- Satisfacer la creciente demanda del mercado de la empresa.
- Evitar la para de la producción en caso de tener el daño de una de las máquinas estampadoras existentes.

## **1.8. OBJETIVOS**

### **1.3.1 GENERAL**

Diseñar y construir una máquina estampadora de jabón de 90 gramos con capacidad de 12 unidades/minuto para la empresa QUÍMICA RIANDI CIA. LTDA.

### **1.3.2 ESPECÍFICOS**

- 1.3.2.1.** Describir los procesos de la empresa.
- 1.3.2.2.** Identificar requerimientos de diseño.
- 1.3.2.3.** Desarrollar el diseño después de evaluar la mejor alternativa.
- 1.3.2.4.** Realizar un análisis económico de la realización del proyecto.
- 1.3.2.5.** Construir y poner en marcha la máquina.

## **1.4. ALCANCE**

La máquina estampadora permitirá obtener 12 jabones de 90 gramos por minuto, mediante un sistema de mordazas doble y placa de rebabeado, después de haberse desarrollado los procesos de Alimentación, Estampado y Expulsión, cuyo control sea a través de un sistema electroneumático.

Dentro de su diseño la máquina deberá presentar la facilidad para poder intercambiar las mordazas de acuerdo a las necesidades de la empresa.

La máquina deberá poseer el respectivo manual de usuario y respaldos adicionales, que permitan su correcta manipulación.

## **1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO**

La empresa QUÍMICA RIANDI CIA. LTDA. debido al aumento de la demanda en la línea de jabones, ve la necesidad de aumentar la producción, para lo cual necesita disponer de una nueva máquina estampadora, cuya producción sea mayor a la de las máquinas ya existentes. Para ello, se busca el desarrollo de un mejor diseño que permita tener mayor eficiencia en los procesos de Alimentación de materia prima, y Extracción del producto terminado.

Actualmente las máquinas que forman parte de cada etapa dentro del proceso de producción de jabón se encuentran trabajando a su máxima capacidad, y al no existir el número necesario de estampadoras, el proceso de Estampado se ha convertido en cuello de botella. Por este motivo es importante la incorporación de una nueva máquina, para que conjuntamente con las actuales, se eviten pérdidas económicas representativas para la empresa; mediante una producción más fluida, y la eliminación de jornadas extraordinarias de trabajo. A su vez, se dará apertura para brindar de mejor manera el mantenimiento necesario a cada máquina sin tener que parar la producción, y aumentar su vida útil a través de un trabajo alternativo entre cada equipo.

El precio de una máquina estampadora simple de jabones en el mercado varía entre \$35.000 a \$65.000 (precio fob)<sup>2</sup> dependiendo de sus propiedades; por ejemplo el tipo de alimentación (manual o automática), sistema de enfriamiento del molde, intercambiabilidad de mordazas, tipo de eliminación de rebaba (manual o automático), entre otras. A su vez, dichas máquinas no siempre cumplen en su totalidad los requerimientos de la empresa, en cuanto a espacio físico dentro del área de producción, tipo de moldes, etc.

Es por ello que la empresa QUÍMICA RIANDI CIA. LTDA. aprovechando la disponibilidad de la maquinaria y personal que forma parte de la línea metalmecánica de la empresa CHEMequip INDUSTRIAS CIA. LTDA. perteneciente al mismo grupo empresarial, su experiencia en cuanto a la construcción de máquinas, más el aporte de los estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica del Ejército ESPE, decide realizar el proyecto de diseño y construcción de la máquina por cuenta propia, que a su vez se ajuste a su necesidad específica.

---

<sup>2</sup> Precio fob, es el precio que representa a los gastos asumidos por el vendedor hasta la puesta de la mercadería en el barco o medio de transporte. Posteriormente, el comprador asume la responsabilidad y gastos para el retiro del producto.

# CAPÍTULO 2

## MARCO TEÓRICO

### 2.1. JABÓN

“Es un elemento resultante de la combinación entre un álcali, y los ácidos del aceite u otro cuerpo graso; es soluble en agua y sirve comúnmente para lavar.

#### 2.1.1. OBTENCIÓN Y USOS

Las materias primas utilizadas para preparar jabón son las siguientes: materias grasas, sebos, aceites hidrogenados o vegetales, álcalis (sosa cáustica para la producción de jabones sólidos, o potasa cáustica para la elaboración de jabón líquido), sal común, y diversas sustancias colorantes, perfumes, compuestos medicinales, etc. (Figura 2.1).

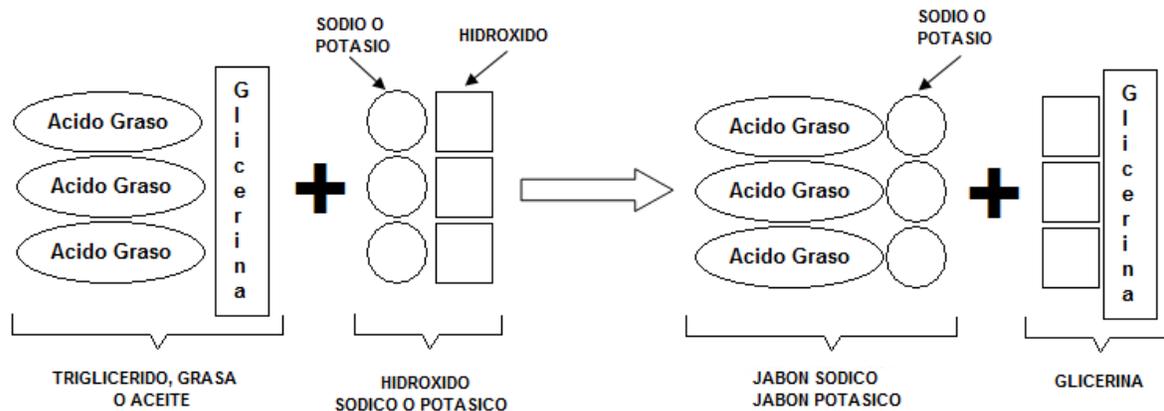


Figura 2.1 Reacción química del jabón

La primera operación del proceso consiste en combinar las materias grasas con los álcalis sometiéndolos a la acción del calor en altas calderas; después de esta etapa, que constituye la saponificación, tiene lugar la saladura que consiste en agregar una disolución concentrada de sal común.

La sustancia obtenida se somete a cocción y es enviada a recipientes donde se le agregan los productos colorantes o medicinales, así como las sustancias odorantes que sirven para disimular el olor a sebo de los jabones ordinarios. El jabón fundido (proceso en caliente), o sólido (proceso en frío), se vierte o traslada a moldes de diversas formas y tamaños y es empaquetado una vez bien seco.

Cuatro usos principales recibe el jabón. Las variedades usadas para lavar son de varias clases; la más vulgar es el jabón amarillo, que contiene gran cantidad de sebo; pero también se emplean jabones en escamas, obtenidos gracias a un complejo procedimiento mecánico. Los jabones de tocador, que integran la segunda categoría, se preparan en tres formas: en pastillas, en polvo o líquidos; todas ellas reciben el agregado de diversas sustancias colorantes y odorantes. El tercer grupo comprende los jabones medicinales, que poseen azufre, alquitrán, ácido fénico u otras sustancias recomendadas para diversas enfermedades cutáneas. Al ser jabones con fines medicinales, poseen valores bajos de PH, por lo que para su conformado se suele utilizar moldes de acero inoxidable, pues al ser de otro material, el alto grado de acidez del jabón, tiende a corroer los moldes. Por último, los jabones industriales, de alto poder detergente, son de gran utilidad para la industria textil. Durante el siglo pasado se solía fabricar jabón en los hogares utilizando moldes y métodos bastante primitivos. Esta fabricación doméstica tiende a desaparecer, pues existen máquinas que elaboran miles de pastillas de jabón en un día”<sup>5</sup>.

## **2.2. TEORÍA DE MOLDEO<sup>6</sup>**

El objetivo del moldeo, consiste en desarrollar el negativo de una figura, permitiendo obtener una gran cantidad de réplicas, después de pasarlas al material definitivo, de acuerdo al tipo de producto que se vaya a elaborar.

Durante el proceso de moldeo, se llevan a cabo algunas etapas, que son:

---

<sup>5</sup> Cita textual tomada de la Enciclopedia Ilustrada Cumbre. Ver referencia 1.

<sup>6</sup> Para el desarrollo del apartado 2.2, se toma como ayuda el Manual de Matricería – Ing. Pablo Figueroa. Ver referencia 2.

- Ubicación del material que se vaya a moldear.
- Adopción de la forma deseada.
- Expulsión del modelo obtenido.
- Retiro de material en exceso.

## **2.2.1. CONSIDERACIONES PARA DISEÑO**

Fundamentalmente se consideran tres puntos muy amplios, que son: Forma o configuración de las piezas, Material de moldeo, Diseño y economía del molde.

### **2.2.1.1. Forma o configuración de las piezas**

Se debe realizar un estudio de la forma de la pieza, para determinar si se tendrá éxito con las operaciones básicas dentro del moldeo, como son la distribución efectiva del material dentro de la cavidad, expulsión de la pieza moldeada, entre otras.

Será importante desarrollar un mecanismo de moldeo, cuyo manejo sea amigable para el operador, así como también optimizar su ciclo de trabajo.

A continuación, se presentan algunos parámetros que inciden en el estudio de la forma de la pieza, para el desarrollo del molde:

#### **2.2.1.1.1. Radios**

Si la forma de la pieza presenta esquinas, es necesario que estas sean redondas o formadas por radios, más no terminadas en punta por la intersección de dos líneas rectas. De esta forma se garantiza la buena distribución del material sobre el molde. Ver figura 2.2.

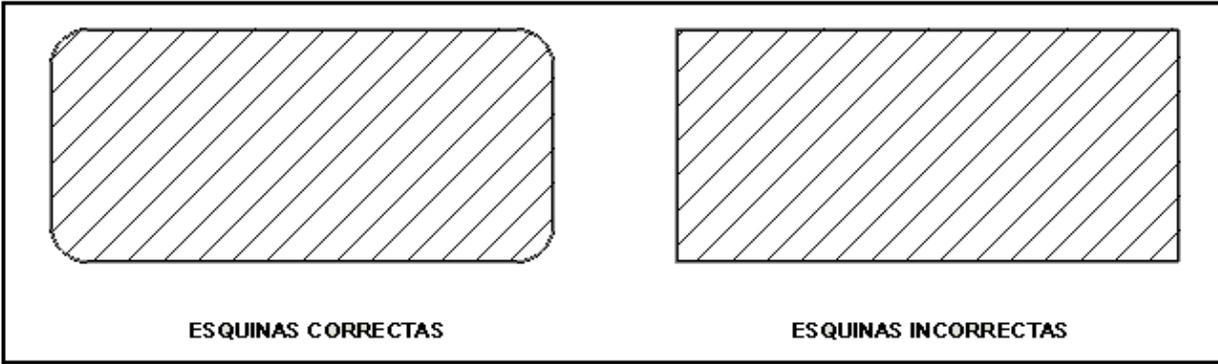
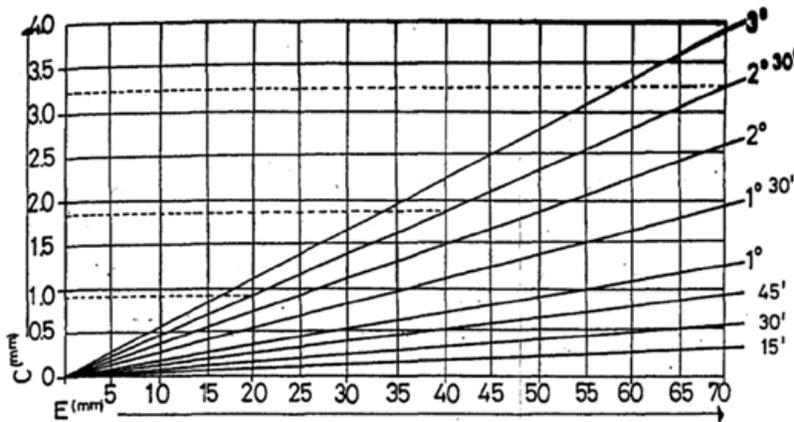
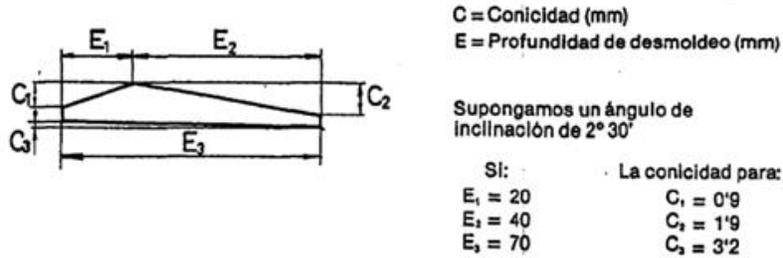


Figura 2.2 Comparación entre esquinas internas dentro de un molde

2.2.1.1.2. Conicidad

En el diseño de piezas hay que pensar en que todas las superficies situadas en la dirección de movimiento de apertura y cierre del molde han de realizarse con una determinada inclinación para facilitar el desmoldeo. Dependiendo de las características de la pieza, el valor adecuado oscila entre  $\frac{3}{4}$  y  $1^\circ$ , es decir, del 1.2 al 1.7 por cien de la altura de la pieza. En la Figura 2.3 se representa un diagrama para determinar la conicidad de partes del molde en función de la profundidad y del ángulo de inclinación.



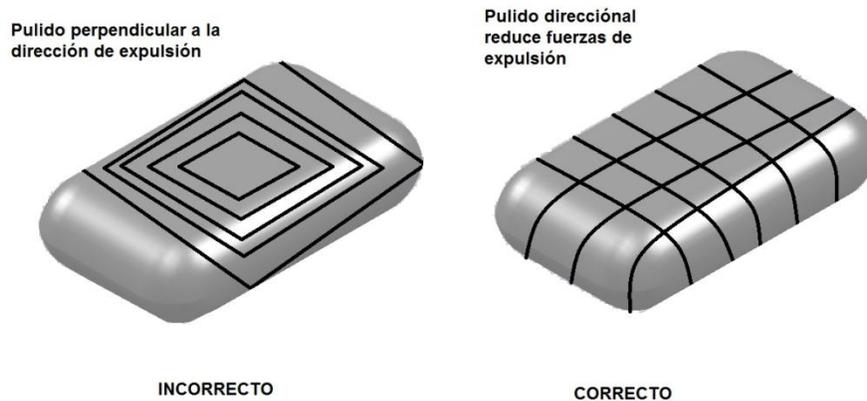


**Figura 2.3 Diagrama para evaluar la conicidad de desmoldeo en función de la profundidad y ángulo de inclinación**

Al fijar la conicidad de desmoldeo hay que tener en cuenta la contracción, según el tipo de material. La contracción es mayor cuanto mayores sean las dimensiones de la pieza, y debe ser compensado con mayor conicidad.

#### 2.2.1.1.3. Acabado superficial

El acabado o pulido superficial ha de realizarse en la misma dirección de extracción, para reducir las fuerzas de expulsión, y facilitar la salida de la pieza dentro del molde. (Figura 2.4)



**Figura 2.4 Acabado superficial afectado por la dirección de pulido del molde**

#### 2.2.1.1.4. Fuerza de moldeo

Este es un parámetro muy importante, pues su valor debe ser el necesario para vencer la resistencia del material a moldearse. Al no generarse la suficiente fuerza, se corre el riesgo de que las mordazas del molde no se cierren, provocando que el material se riegue.

La dirección de la línea de acción, o de fuerza, debe estar orientada hacia el centro de gravedad del área transversal proyectada de la pieza a moldear. De igual manera, al tener un diseño de molde con varias cavidades, será importante primero fijar la posición de la línea de fuerza, y posteriormente la disposición de las cavidades, preferentemente de forma simétrica con respecto a la línea de fuerza.

Al emplearse materiales de moldeo poco comunes, la fuerza de moldeo suele determinarse de forma experimental, al no disponer de datos como son módulo de elasticidad, coeficiente de dilatación, entre otras variables que dependen de las condiciones de trabajo.

#### **2.2.1.2. Material de moldeo**

La determinación del material de moldeo se basa en dos criterios; el primero pensando en las ventajas y desventajas que dará el material durante el proceso de conformado, y el segundo analizando el uso que tendrá la pieza moldeada.

Es así que para el primer criterio se toman en cuenta parámetros como son: elasticidad, temperatura de uso, estabilidad dimensional, color, resistencia a la abrasión, resistencia a la humedad, resistencia a agentes químicos, permeabilidad, resistencia a medios ambientales, olor y sabor, limitaciones de diseño, precio. A su vez para el segundo criterio se consideran aspectos como: densidad, peso molecular, aditivos, temperaturas de transformación, presiones de procesado, contracción de moldeo, contracción post-moldeo.

#### **2.2.1.3. Diseño y economía del molde**

El molde deberá incluir dentro de su diseño, los mecanismos necesarios para la realización efectiva del moldeo, para lograr cumplir con el número planificado de unidades.

Es importante tomar en cuenta ciertas propiedades químicas del material a moldear, para evitar que se produzcan reacciones tanto hacia el molde como hacia la pieza

conformada, por ejemplo corrosión del mole, cambio de color de la pieza, olor, entre otras.

La inversión en el material para el molde, depende de varios parámetros, como son: el precio final de cada pieza moldeada, número de unidades a producir, comportamiento mecánico ante la acción de fuerza de moldeo, desgaste ante condiciones de trabajo y ambientales, facilidad de mecanizado, propiedades del material a moldear, etc.

## **2.3. SISTEMAS NEUMÁTICOS<sup>7</sup>**

### **2.3.1. CARACTERÍSTICAS**

Sistemas neumáticos, son aquellos que emplean aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos.

Los campos de aplicación de la neumática son bastante amplios debido a la gran cantidad de ventajas que se obtienen, como por ejemplo: el trabajo a velocidades razonablemente altas y fácilmente regulables, la utilización de un elemento abundante en la tierra como es el aire, generación de energía limpia, entre otras. Sin embargo, estos tipos de sistemas tienen algunas desventajas, como son: los altos niveles de ruido generados por la descarga del aire hacia la atmósfera, limitaciones en la generación de fuerzas debido a las presiones de trabajo, pérdidas de cargas considerables en circuitos muy extensos, etc.

### **2.3.2. ELEMENTOS NEUMÁTICOS**

Dentro de la implementación de un sistema neumático, se requiere la utilización y sincronización de varios elementos que interactúan para poder cumplir con el ciclo de trabajo propuesto, basado en la siguiente estructura:

- Alimentación de energía (compresor).
- Entrada de señales (válvulas).

---

<sup>7</sup> El desarrollo del apartado 2.3 se apoya en los conceptos del libro NEUMÁTICA SMC INTERNATIONAL TRAINING. Ver referencia 3.

- Procesamiento de señales (válvulas).
- Emisión de señales (válvulas).
- Ejecución de órdenes (actuadores).

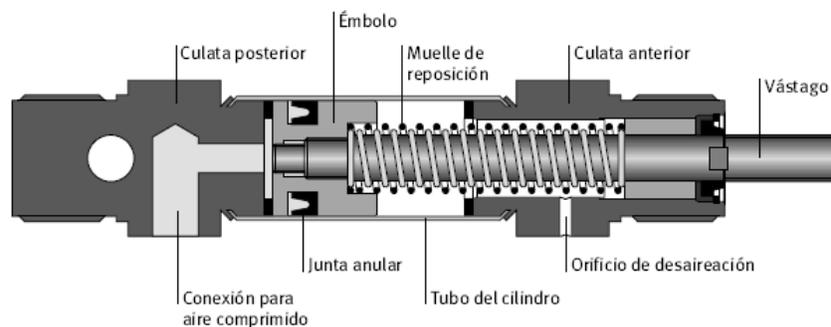
### 2.3.2.1. Actuadores

Son dispositivos que permiten transformar la energía almacenada por el aire a presión, en energía cinética. De acuerdo a su función se clasifican en actuadores lineales y actuadores rotativos.

#### 2.3.2.1.1. Actuadores Lineales

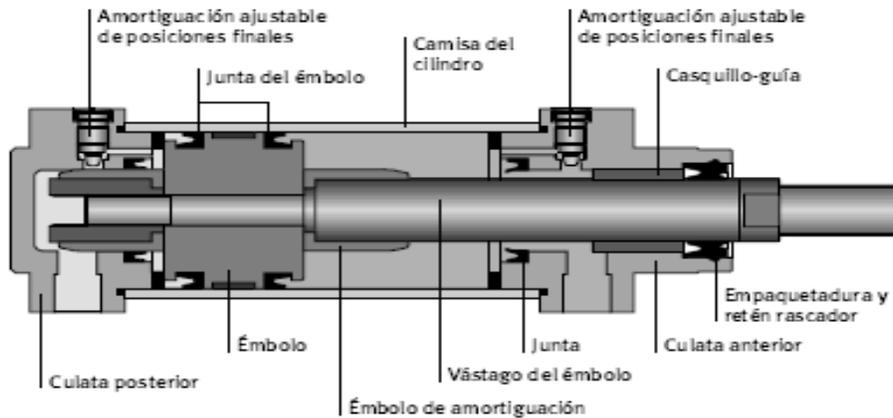
Como su nombre lo indica, son aquellos que permiten que los elementos sujetos en su extremo, tengan un movimiento lineal. Se dividen en dos grandes grupos: cilindros de simple y de doble efecto.

- Los cilindros de simple efecto se caracterizan por controlar el movimiento del vástago a través de una sola entrada de aire, el retorno a la posición inicial se logra gracias a la acción de un muelle o membrana (Figura 2.5).



**Figura 2.5 Cilindro de simple efecto**

- Los cilindros de doble efecto se caracterizan por contar con la presencia de dos tomas de aire; de esta manera los movimientos de entrada y salida del vástago, son controlados gracias a la apertura y cierre de cada entrada de aire (Figura 2.6)



**Figura 2.6 Cilindro de doble efecto**

### 2.3.2.1.1. Selección

Para la elección del tipo de actuador, se toman en cuenta algunos parámetros como son: fuerza, carrera, resistencia al pandeo, capacidad de amortiguación, consumo de aire.

- **Fuerza.**- Depende principalmente de la posición de la masa a trasladar y del grado de rugosidad de la superficie en contacto. De esta manera, se aplica la siguiente ecuación:

$$F = P \times A - f \quad (2.1)$$

Donde:

$F$  = Fuerza necesaria (N)

$P$  = Presión de trabajo (MPa)

$A$  = Área del pistón (mm<sup>2</sup>)

$f$  = Coeficiente de rozamiento (N)

- **Carrera.**- Viene dada por la distancia que se han de trasladar los elementos acoplados a los pistones.

- **Resistencia al pandeo.**- Una vez determinada la carga a trasladar, dimensiones del vástago, así como su material; es necesario realizar un análisis de pandeo, el cual está condicionado también al tipo de fijación del actuador (Figura 2.7).

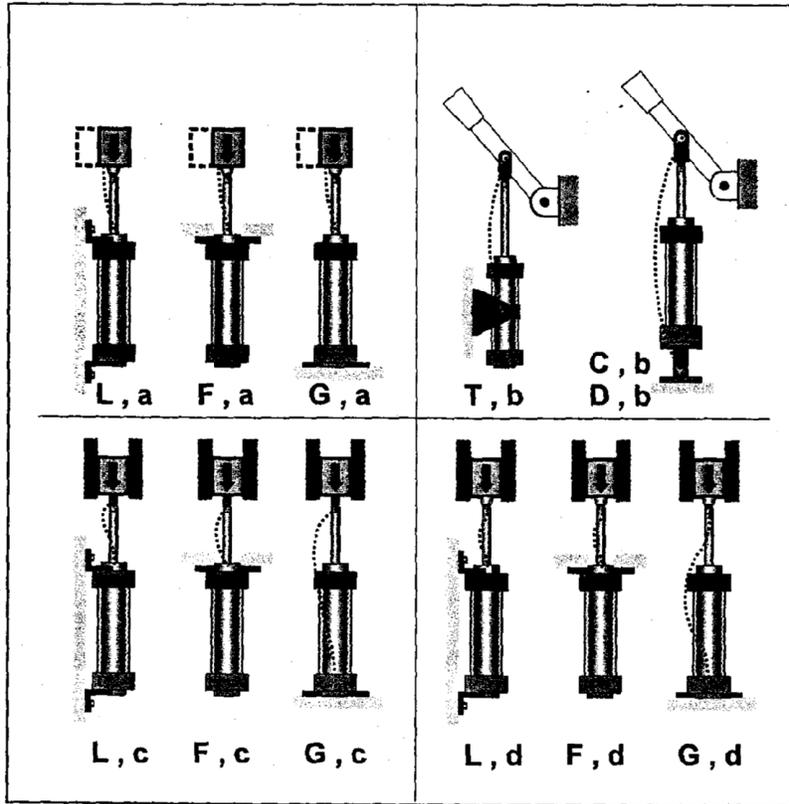


Figura 2.7 Formas de sujeción para pistones

Para ésta verificación, se puede recurrir a un método gráfico y analítico; este último en base a especificaciones por parte del fabricante. Sin embargo, mediante la Figura 2.8 se puede determinar la carrera máxima del pistón, considerando el caso más desfavorable de sujeción, es decir empotramiento trasero y carga libre.

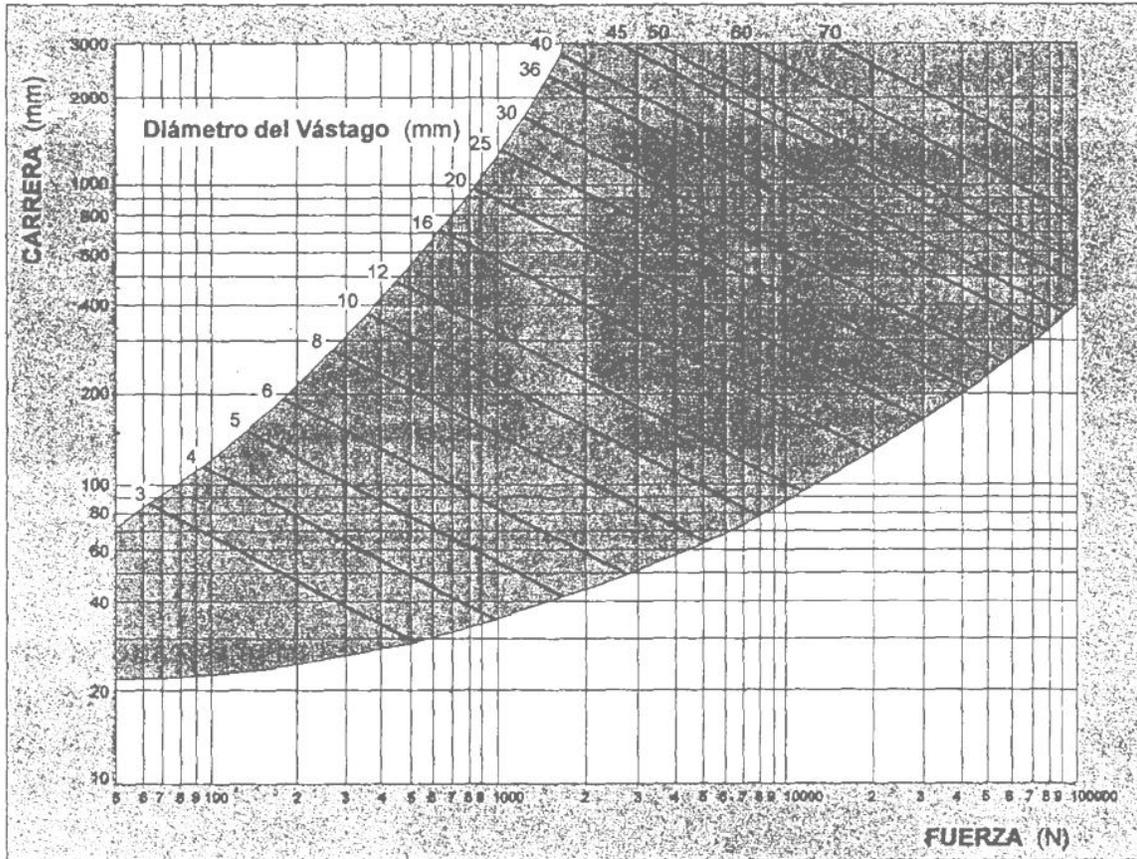


Figura 2.8 Método gráfico para análisis de pandeo

- **Capacidad de Amortiguación.**- Es importante determinar este parámetro para tomar decisiones acerca de acoplar o no, amortiguadores que puedan absorber la energía cinética generada. Para ello es necesario realizar el siguiente análisis:

$$E_k = \frac{1}{2} \times (m + k + St) \times v^2 \quad (2.2)$$

Donde:

$m$  = Masa a trasladar                      kg

$k$  = Masa del émbolo                        kg

$St$  = Masa del vástago por cada 100 mm de carrera.

$v$  = Velocidad de trabajo m/s

Algunos de los valores requeridos para la ecuación 2.2, se encuentran en la Tabla 2.1:

**Tabla 2.1. Peso de componentes de cilindros**

$\emptyset$	Ez (J)	K (kg)	St (kg/0.1m)
32	1.56	0.110	0.176
40	2.45	0.244	0.166
50	4.40	0.465	0.260
63	7.85	0.534	0.260
80	11.80	0.938	0.400
100	20.60	1.498	0.560
125	32.30	3.540	0.800
140	44.60	4.040	0.800
160	58.80	5.070	1.000

$E_k$  no puede ser mayor que el valor  $E_z$  de la tabla anterior.

De esta manera, la velocidad máxima permitida, será:

$$v_{max} = \sqrt{\frac{2 \times E_z}{m+k+St}}, \text{ m/s} \quad (2.3)$$

- **Consumo de aire.**- El cálculo para determinar el consumo de aire por parte de los actuadores, viene dado por la siguiente expresión:

$$Q_n = (A_a + A_b) \times L \times \frac{P+0.101}{0.101} \times n \times 10^{-6} \quad (2.4)$$

Donde:

$Q_n$  = Caudal necesario (l/min)

$A_a$  = Área del pistón, carrera de ida (mm<sup>2</sup>)

$A_b$  = Área del pistón, carrera de regreso (mm<sup>2</sup>)

$L$  = Carrera del cilindro (mm)

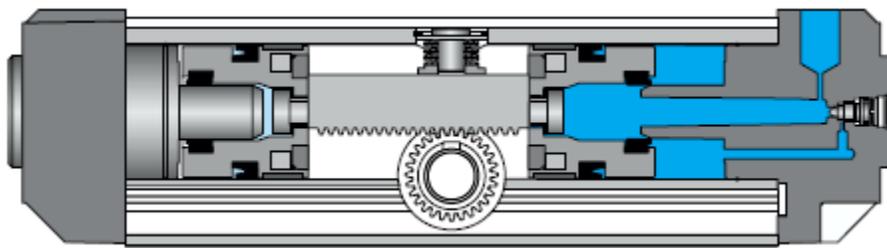
$P$  = Presión de trabajo (MPa)

$n$  = Ciclos de trabajo (ciclos/minuto)

### 2.3.2.1.2. Actuadores Rotativos

Son aquellos que permiten transformar energía neumática, en energía mecánica de rotación. Para su clasificación, se considera el alcance del ángulo de rotación.

Si se logra obtener una rotación menor a una revolución, se habla de actuadores de giro limitado, los cuales permiten alcanzar un giro máximo de  $300^\circ$  aproximadamente (Figura 2.9). Sin embargo, existen mecanismos que permiten alcanzar un mayor ángulo de rotación, como es el caso del mecanismo piñón-cremallera.



**Figura 2.9 Actuador piñón-cremallera**

Por otra parte, si se logra un obtener un número elevado de revoluciones, o un giro constante, se hará mención a un motor neumático.

### 2.3.2.2. Válvulas

Son elementos que controlan a los órganos de trabajo, mediante la ejecución de funciones de mando, como son: puesta en marcha, paro, retroceso, avance rápido, etc.

Existen varios tipos de válvulas de acuerdo a la función que han de desempeñar, como son: válvulas distribuidoras, válvulas de caudal, de regulación y de bloqueo.

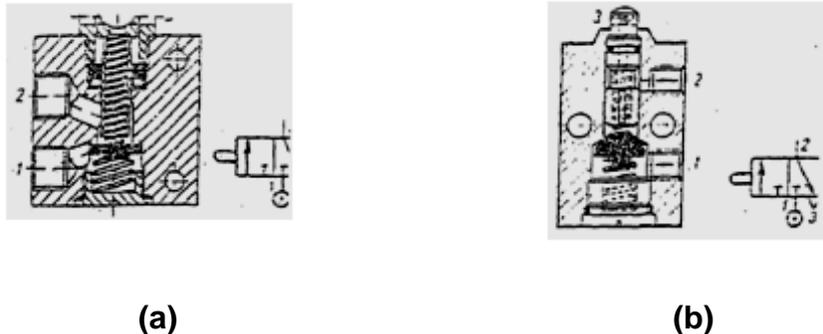
### 2.3.2.2.1. Válvulas Distribuidoras

Son las encargadas de controlar la trayectoria del aire comprimido a lo largo de sus vías internas, permitiendo obtener la carrera y dirección de desplazamiento deseado, por parte de los actuadores.

#### 2.3.2.2.1.1. Clasificación

Se clasifican en válvulas distribuidoras de asiento y válvulas de corredera.

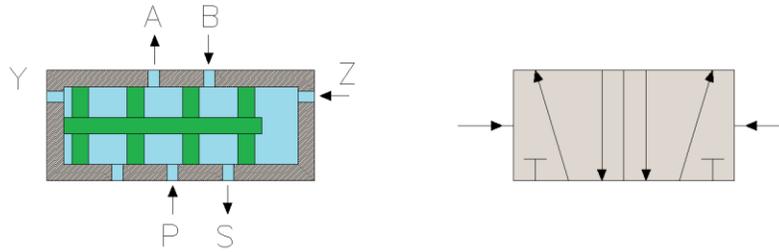
Las válvulas de asiento se caracterizan por necesitar una gran fuerza de accionamiento, para vencer la resistencia que ejerce el muelle de reposicionamiento y la generada por la presión de aire. El desplazamiento interno para su funcionamiento es pequeño, pero suficiente para permitir el paso de un gran caudal. De acuerdo a la geometría del asiento, se dividen en válvulas de asiento plano (Figura 2.10.a) y válvulas de asiento cónico (Figura 2.10.b).



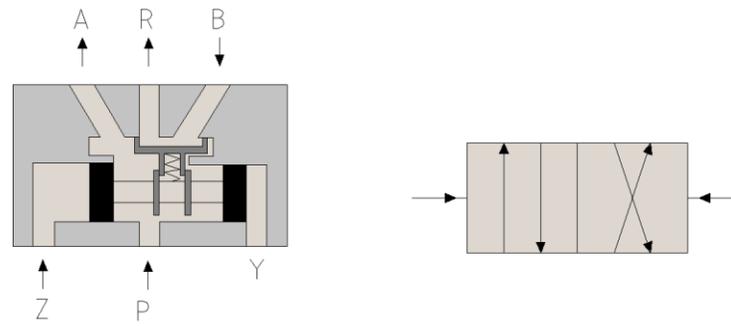
**Figura 2.10 Válvulas distribuidoras de asiento plano y cónico**

A diferencia de las válvulas de asiento, las válvulas de corredera no necesitan de una gran fuerza de accionamiento, debido a que al no existir muelles de reposición, no hay que vencer la resistencia ejercida por estos elementos. A su vez, el desplazamiento de la corredera interna para el funcionamiento de esta válvula, es mucho mayor que el necesario para las válvulas de asiento.

Las válvulas de corredera se caracterizan por tener un gran recorrido de actuación y necesitar una pequeña fuerza de accionamiento. Se clasifican en válvulas de corredera longitudinal (Figura 2.11.a) y de corredera y cursor lateral (Figura 2.11.b).



**Figura 2.11.a. Válvula de corredera**



**Figura 2.11.b. Válvula de corredera y cursor**

2.3.2.2.1.2. Representación de las válvulas distribuidoras

Para su representación, hay que tomar en cuenta el número de posiciones, y el detalle para las vías de circulación de aire.

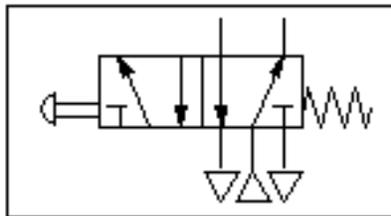
Cada posición de la válvula es representada por un cuadrado; de esta forma el número de cuadrados unidos, representará el número de posiciones.

Se conoce como vías, a los orificios para conexión de entrada y salida de aire que posee la válvula, y se representan mediante trazos sobre la cara superior e inferior de la posición de reposo. Las líneas que unen estos trazos, representan los canales internos de circulación del aire, y una flecha indica su sentido.

Las vías cerradas, se representan mediante líneas transversales sobre éstas.

La salida de aire se simboliza a través de un triángulo. Si el triángulo está unido directamente al símbolo de la válvula, indica que se tiene un escape sin empalme de tubo, y que el aire es desprendido directamente a la atmósfera. Por otra parte, si el triángulo está unido al símbolo de la válvula mediante un pequeño trazo, significa que se tiene un conducto de escape o empalme de tubo, y que el aire es evacuado hacia un punto de reunión.

En la figura 2.12 se representa una válvula 5/2, la misma que tiene dos posiciones, cinco vías, conducto de escape, accionamiento manual de pulsador de hongo, y retorno por muelle.



**Figura 2.12 Válvula 5/2, con conducto de escape, accionamiento manual y retorno por muelle**

#### 2.3.2.2.1.3. Accionamiento de las válvulas distribuidoras

El accionamiento de las válvulas puede ser manual, mecánico, neumático, eléctrico, y electro neumático; según la naturaleza del sistema:

Un accionamiento manual se lo realiza a través de un pulsador general, pulsador de hongo, palanca y pedal.

El accionamiento mecánico se lleva a cabo mediante un pulsador, rodillo, rodillo escamoteable, muelle.

El tipo de accionamiento neumático puede ser realizado por presión, por depresión, presión diferencial, accionamiento a baja presión (cabezal amplificador), servopilotaje positivo y servopilotaje negativo.

Un accionamiento eléctrico puede realizarse utilizando un electroimán, electroimán servopilotado.

Un accionamiento electro neumático, se lo realiza a través de solenoides y piloto neumático, solenoides y piloto neumático con actuador manual.

#### 2.3.2.2.1.4. Selección

Una válvula es seleccionada principalmente en base al caudal requerido por los elementos y accesorios a los que va conectada, número de posiciones de trabajo, tipo de accionamiento, tipo de retorno a posición inicial y voltaje.

### 2.3.2.3. Compresores

Son máquinas que permiten elevar la presión del aire hasta un valor de trabajo deseado, transformando la energía mecánica producida por su sistema interno, en energía de presión.

Dependiendo del tipo de compresor, se tendrán distintos valores de caudal, es decir diferentes valores de volumen de aire comprimido por unidad de tiempo.

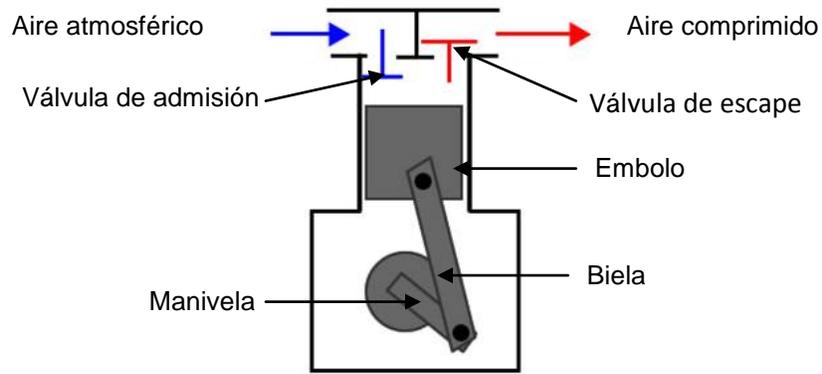
#### 2.3.2.3.1. Clasificación

Según el procedimiento de compresión que llevan a cabo, se clasifican en compresores volumétricos y en turbo compresores.

Si se realiza turbo compresión mediante el aumento de velocidad del aire aspirado, a lo largo de varias cámaras, transformando la energía cinética en energía elástica de compresión; se hace referencia a Turbocompresores.

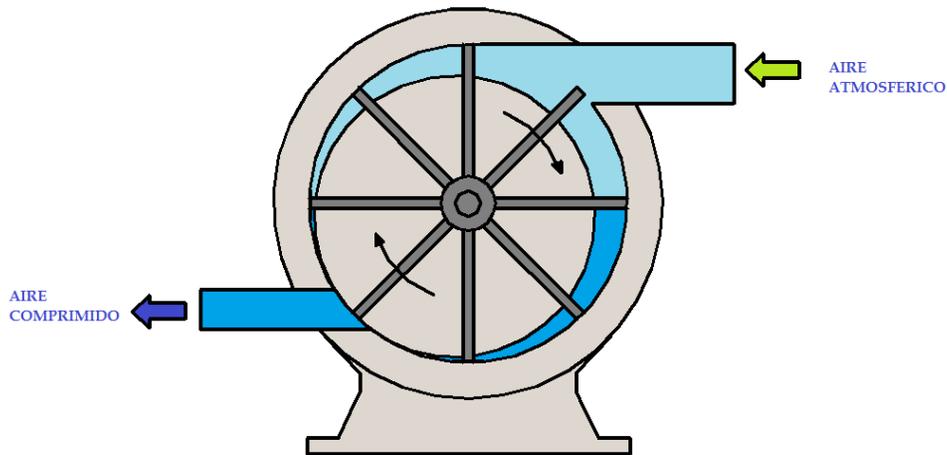
**- Compresores volumétricos.-** Son aquellos que utilizan una técnica de reducción de volumen a lo largo de la circulación del aire. Dentro de este grupo los más representativos, son el compresor de pistón, y el compresor rotativo.

El compresor de pistón (Figura 2.13), inicia su funcionamiento con la apertura de una válvula de admisión, a través de la cual el aire ingresa en el cilindro durante el descenso del pistón. Mientras el pistón asciende, el aire va comprimiéndose, hasta que finalmente sale a través de una válvula de escape.



**Figura 2.13 Compresor de pistón de una sola etapa**

El compresor rotativo (Figura 2.14), basa su funcionamiento en el giro de un rotor excéntrico con paletas deslizantes en sentido radial, dentro de un cárter cilíndrico. La compresión inicia con el ingreso de aire a través de un ducto de entrada, durante el giro del rotor, las paletas encierran una cantidad de aire, el mismo que es comprimido gracias al deslizamiento radial de las paletas en el interior del rotor. De esta forma, se genera un espacio cada vez más reducido entre las paletas y la superficie interna del cilindro, el mismo que es ocupado por el aire comprimido, que a su vez será expulsado por el ducto de salida.



**Figura 2.14 Compresor rotativo de paletas o multicelular**

- **Turbocompresores.**- Este tipo de compresores, son apropiados para aplicaciones en las que se requiere grandes cantidades de caudal. El principio de funcionamiento se

basa en la aceleración que sufre el aire, producto de la gran velocidad generada por una turbina, la cual aloja entre sus paletas o ruedas, al fluido que será comprimido.

Existen dos tipos de turbocompresores, radiales (Figura 2.15.a) y axiales (Figura 2.15.b). En el primer caso, el aire que ingresa es comprimido progresivamente gracias a una aceleración de cámara a cámara hacia afuera, en sentido radial. En el segundo caso, el aire es comprimido gracias a la rotación de unas paletas, las cuales transportan al fluido en el mismo sentido del eje.

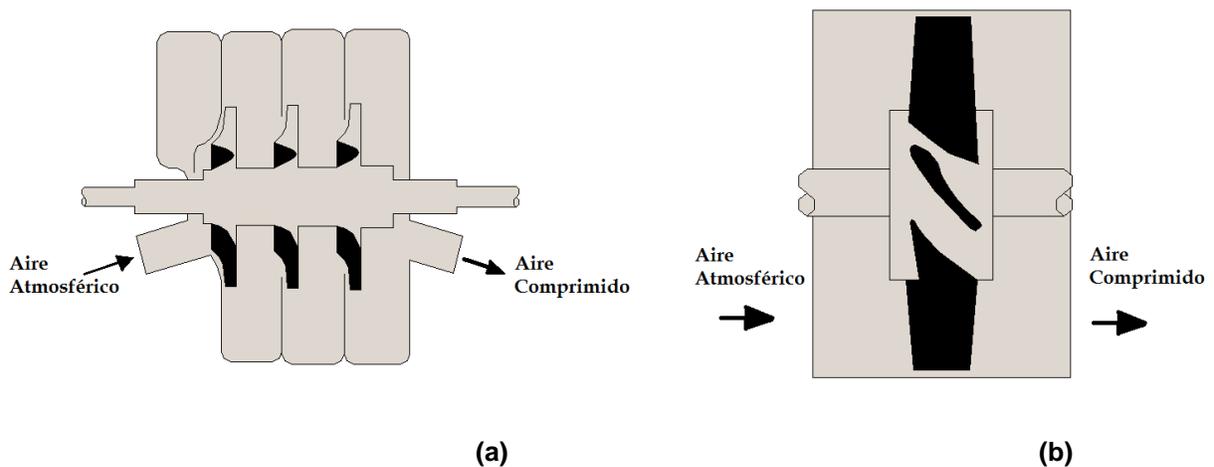


Figura 2.15 Turbocompresores radial y axial

#### 2.3.2.4. Generadores de vacío

Para generar vacío en aplicaciones industriales, existen principalmente dos mecanismos, que son: bombas mecánicas y eyectores fluidicos.

##### 2.3.2.4.1. Bombas mecánicas

Son equipos cuyo principio de funcionamiento es igual al de todas las bombas existentes, con la particularidad de que en este caso el volumen de aire es evacuado, desde un tanque hacia la atmósfera; proceso durante el cual se produce una caída de presión dentro del tanque, con respecto a la del ambiente exterior.

Son útiles en aplicaciones en las que se requiere evacuar grandes cantidades de aire, y significan un ahorro importante de instalación al contar en la mayoría de casos con la presencia de tanques de reserva. Su conexión y desconexión, dependen de los grados

de vacío máximo y mínimo que se desean tener, los mismos que son monitoreados mediante vacuostatos.

Su elección se basa en la determinación del volumen a evacuar en un periodo de tiempo, que posteriormente permitirá calcular el caudal de succión necesario:

$$Q_{suc} = \frac{V_{TQ}}{T_{vt}} \times \ln\left(\frac{P_{at}}{P_{VTQ}}\right) \quad (2.5)$$

Donde:

$Q_{suc}$  = Caudal de succión necesario                      m.bar

$V_{TQ}$  = Volumen de aire a evacuar                      litros

$P_{VTQ}$  = Presión de vacío en el tanque                      m.bar

$P_{at}$  = Presión atmosférica                      m.bar

$T_{vt}$  = Tiempo de vaciado del tanque                      s

- **Clasificación.**- Al igual que los compresores, se clasifican tomando en cuenta la dirección del flujo, y su mecanismo interno:

- Bombas con entrada y salida de flujo lineal: de pistón y de membrana.
- Bombas con entrada de flujo axial y salida radial: ventilador centrífugo y ventilador con canales laterales.
- Bombas con entrada y salida de flujo radial: bomba de paletas y bomba de álaves.

#### 2.3.2.4.1. Eyectores

Son componentes capaces de generar vacío aprovechando la energía cinética de un fluido, a través de lo que se conoce como efecto Venturi.

Este fenómeno consiste en hacer circular aire comprimido a lo largo de una boquilla cónica, el cual adquirirá una gran velocidad al llegar a la zona del difusor, y una caída de presión. La alta velocidad del fluido, arrastra el aire que se encuentra alrededor, haciendo que éste se una a la corriente que circula en el difusor. Así, se genera vacío en el interior de accesorios como ventosas, o pequeños tanques acoplados a estos eyectores. Ver figura (2.16)

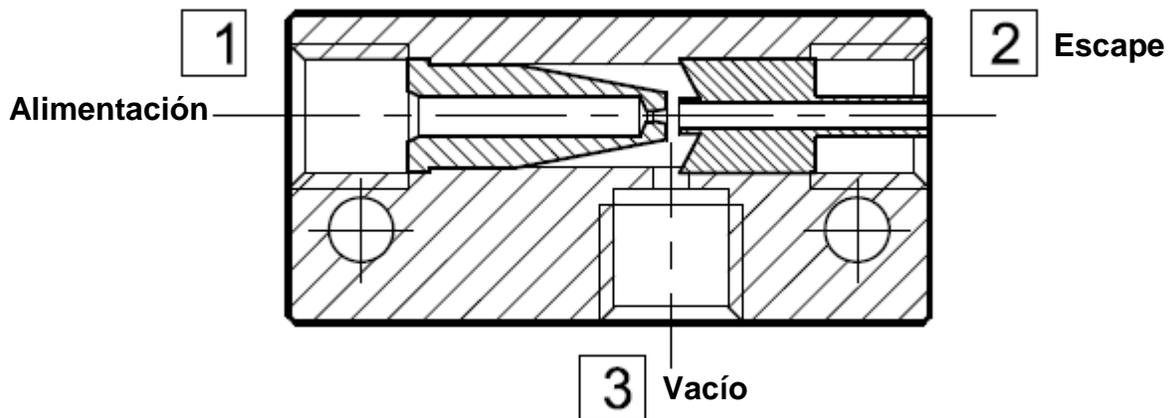


Figura 2.16 Obtención de vacío en un Generador

### 2.3.2.5. Ventosas

Las ventosas son accesorios finales dentro de un sistema de vacío, pues son las encargadas de trasladar los elementos que sujetan; son adecuadas para manipular objetos frágiles o que pueden deformarse.

Por lo simple que resulta su manejo, son ideales para procesos de automatización, y al ser aplicadas adecuadamente aseguran eficacia y economía al proceso.

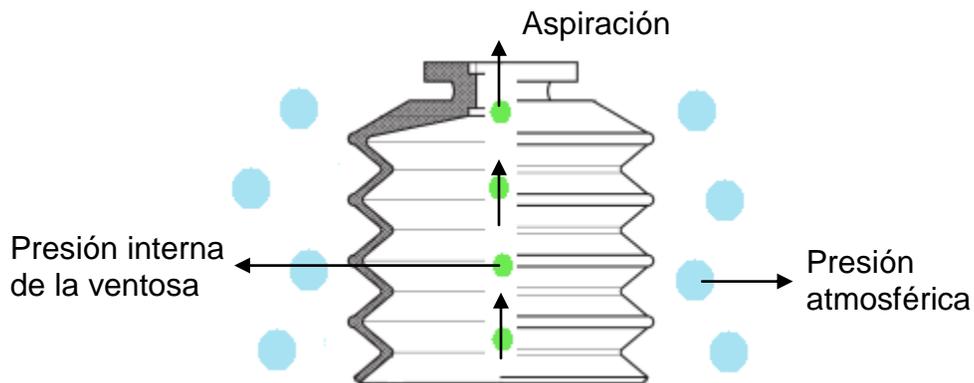
Pueden levantar desde unos gramos hasta toneladas, lo que influirá directamente en su diámetro. Para su elección se toman en cuenta los siguientes parámetros:

- Fuerza de trabajo.
- Posición del objeto (horizontal o vertical).
- Dimensiones del objeto.
- Compatibilidad del material.

- Estado de la superficie (rugosa o lisa).
- Velocidad durante movimiento.
- Frenado.

### 2.3.2.5.1. Fuerza de elevación

La ventosa es activada por la diferencia de presión entre interior de ésta y el exterior o atmósfera. Ver Figura 2.17.



**Figura 2.17 Representación de una Ventosa de fuelle y el efecto de aspiración**

Para el cálculo de la fuerza real, se ha de determinar en primera instancia el valor teórico de la fuerza, la misma que viene dada por la siguiente expresión:

$$F_{teo} = (P_{at} - P_{vent}) \times \frac{\pi - D^2}{4 \times 100} \times 9.81 \quad (N) \quad (2.7)$$

Donde:

$P_{at}$  = Presión atmosférica                      kgf/cm<sup>2</sup> absoluta

$P_{vent}$  = Presión en el interior de la ventosa      kgf/cm<sup>2</sup> absoluta

D    = Diámetro de la ventosa                      mm

$F_{teo}$  = Fuerza teórica                                      N

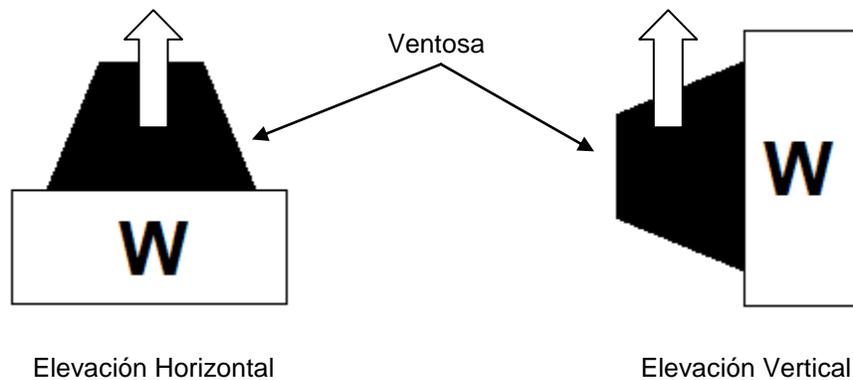
Después de haber determinado el valor anterior, es posible hallar la fuerza real, tomando en cuenta aspectos como son: posición del objeto y ventosa, velocidad

durante movimiento, frenado. Dichos aspectos se hacen presentes, al incluir un factor de seguridad de acuerdo a las características de la traslación.

$t_{vent}$  = factor de seguridad.

**Tabla 2.2. Valores para factor de seguridad (Figura 2.18)**

Elevación horizontal		Elevación horizontal	
Dinámico	≥ 4	Dinámico	≥ 8
Estático	≥ 2	Estático	≥ 4



**Figura 2.18 Formas de elevación con ventosas**

De esta forma, la fuerza real queda definida por:

$$F_{Rvent} = F_{teo} \times \frac{1}{t_{vent}} \quad (N) \quad (2.8)$$

Donde:

$F_{Rvent}$  = Fuerza real                      N

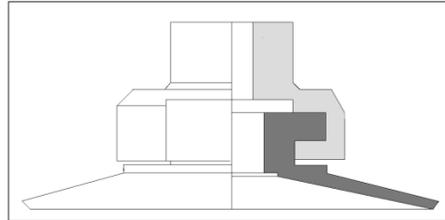
$F_{teo}$  = Fuerza teórica                      N

$t_{vent}$  = Factor de seguridad

### 2.3.2.5.2. Geometría

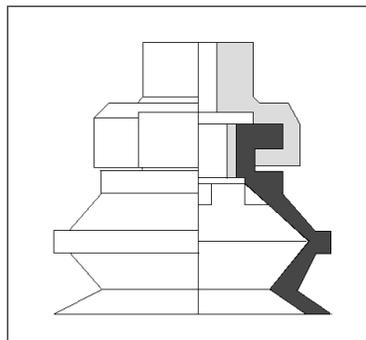
Dependiendo de la forma del elemento a sujetar existen diferentes tipos de ventosas, cuya geometría les permite adaptarse al elemento en cuestión; a su vez, incorporan accesorios que facilitan su trabajo. Entre las más utilizadas tenemos:

- Ventosa universal.- Aplicable para objetos planos, sin mucha curvatura. Figura 2.19



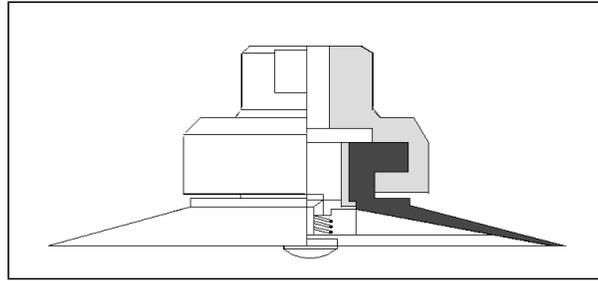
**Figura 2.19 Ventosa universal**

- Ventosa con fuelle.- La elasticidad de esta ventosa, permite manipular elementos curvos. No es recomendable para desplazamientos verticales. Figura 2.20.



**Figura 2.20 Ventosa con fuelle**

- Ventosa plana, interior con apoyo y válvula.- Tiene incorporado un mecanismo que permite una succión más rápida y menor consumo de aire, al abrirse el vacío únicamente cuando exista contacto con la superficie de apoyo. Figura 2.21.



**Figura 2.21 Ventosa plana, interior y válvula**

#### 2.3.2.5.3. Materiales

Los materiales utilizados influyen considerablemente en la capacidad de elevación de una ventosa. Los materiales más utilizados son:

NBR.- Es el material más común, fabricado para la mayoría de las aplicaciones. Es resistente al aceite, y modesto ante el envejecimiento.

Silicona.- Utilizada frecuentemente en la industria alimenticia, debido a su resistencia a temperaturas muy bajas y muy altas. Su color es blanco, por tal motivo no deja casi huellas sobre las superficies de apoyo.

Vistón.- Resistente a temperaturas muy altas.

Goma de conducción eléctrica.- Material empleado en la manipulación de componentes eléctricos, evitando su daño ante la electricidad estática.

## 2.4. VENTAJA MECÁNICA<sup>8</sup>

La Ventaja Mecánica hace referencia a la capacidad de un mecanismo para transmitir fuerza o torque, es así que para determinarla se toma en cuenta la relación entre los valores de salida y de entrada de dichas magnitudes.

Existen varios mecanismos para transmitir potencia, como son: acoplamiento entre engranes, poleas, sistemas de palanca, sistema de eslabones, entre otros.

---

<sup>8</sup> Para el desarrollo del numeral 2.4, se toman en cuenta los conceptos del libro Design of Machinery, de Norton. Ver referencia 4.

Los mecanismos de eslabones son muy utilizados en la industria debido a la gran cantidad de variantes que ofrecen, a su vez brindan una alta eficiencia, con pérdidas bajas debido a fricción.

Para su análisis hay que tomar en cuenta que a diferencia de otros mecanismos, la relación de velocidades entre los eslabones varía durante su movimiento, a su vez incluir un porcentaje por pérdidas (sistema no conservativo o real). De esta forma, partiendo de la transmisión de potencia se tiene que:

$$P_{in} = P_{out} + \text{perdidas} \quad (2.9)$$

En este tipo de mecanismos se registran pérdidas menores al 10%, quedando la ecuación anterior definida como:

$$P_{in} = P_{out} + 0.1P_{out} = 1.1P_{out} \quad (2.10)$$

La potencia también puede ser definida en términos de torque y velocidad angular:

$$1.1(T_{in} \times \omega_{in}) = T_{out} \times \omega_{out} \quad (2.11)$$

Ordenando términos,

$$1.1 \left( \frac{T_{in}}{T_{out}} \right) = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} \quad (2.12)$$

Recordando que el torque es el producto entre fuerza y la posición perpendicular a ésta, lo anterior se puede expresar como:

$$1.1 \left( \frac{F_{in} \times r_{in}}{F_{out} \times r_{out}} \right) = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} \quad (2.13)$$

A su vez, el producto entre velocidad angular y radio de giro, da como resultado velocidad angular, entonces:

$$1.1 \left( \frac{F_{in}}{F_{out}} \right) = \frac{V_{out}}{V_{in}} \quad (2.14)$$

Por definición, la ventaja mecánica es la relación entre fuerza de salida con respecto a la de entrada, o la relación entre velocidad de entrada con respecto a la de salida. Ordenando términos, se tiene:

$$1.1 \left( \frac{V_{in}}{V_{out}} \right) = \frac{F_{out}}{F_{in}} \quad (2.15)$$

Por lo tanto, en términos de fuerza, el valor real de ventaja mecánica, es:

$$VM = 0.9 \frac{F_{out}}{F_{in}} \quad (2.16)$$

En términos de velocidad angular y posición, el valor real de ventaja mecánica, es:

$$VM = 1.1 \left( \frac{r_{in}}{r_{out}} \right) \left( \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \right) \quad (2.17)$$

En la Figura 2.22 se puede apreciar un mecanismo de eslabones, empleado para triturar rocas:

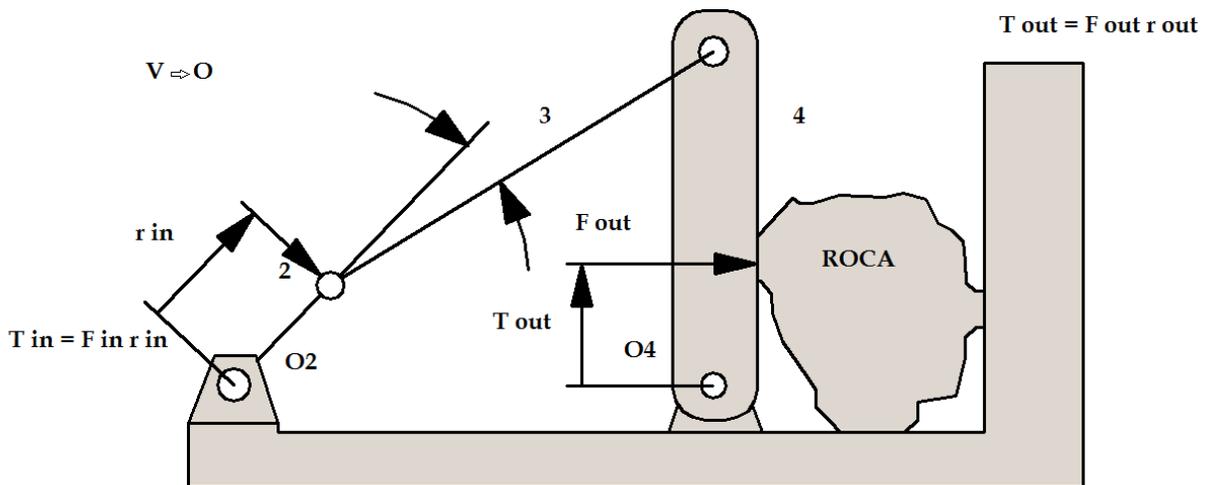
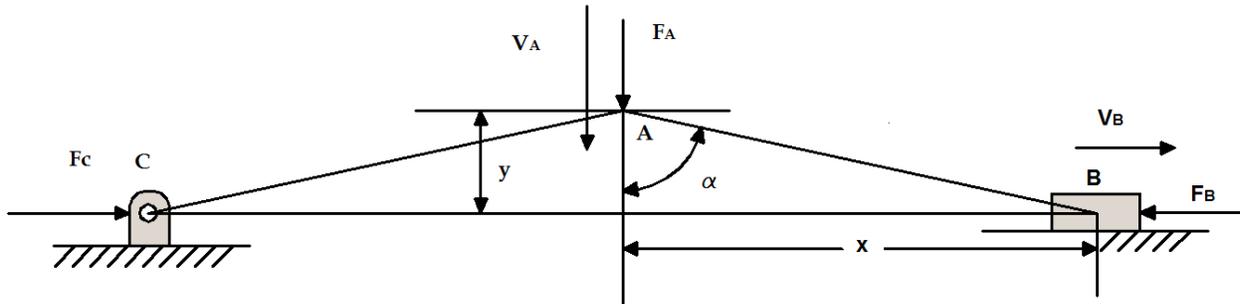


Figura 2.22 Mecanismo de eslabones para triturar roca”

Infinitas son las aplicaciones de mecanismos formados por la unión de eslabones, pero una de las configuraciones más utilizadas, es aquella formada por el acople entre dos eslabones, los cuales tienden a alinearse debido a la acción de una fuerza que actúa en su punto de unión (Figura 2.23).

Conforme se acerca a 90 grados el ángulo formado entre la línea de fuerza con la posición de los eslabones, la ventaja mecánica tiende al infinito; pero como se explicó anteriormente, las pérdidas provocadas por rozamiento reducen dicho valor, aunque la fuerza sigue siendo bastante alta.



**Figura 2.23 Mecanismo de palanca sencilla formado por la unión de dos eslabones**

Para este mecanismo, la ventaja mecánica queda definida por las siguientes expresiones:

$$VM = 0.9 \times \frac{1}{2} \tan \alpha = \frac{1}{2} \times \frac{x}{y} \quad (2.18)$$

$$VM = 0.9 \times \frac{F_B}{F_A} = 1.1 \times \frac{V_A}{V_B} \quad (2.19)$$

# CAPÍTULO 3

## ALTERNATIVAS PARA DISEÑO

### 3.1. REQUERIMIENTOS

Se evalúan individualmente los requerimientos de acuerdo al tipo de proceso.

- **Proceso de Alimentación**

Se necesita de un sistema capaz de ubicar a la barra de jabón correctamente en la mordaza inferior del molde, de manera continua y sincronizada con todo el proceso.

- **Proceso de Conformado y Estampado**

Para esta etapa se requiere de un sistema que posea la fuerza necesaria para generar 3 jabones a la vez con la forma deseada; dicha fuerza podrá ser variada a través de un mecanismo de regulación, siempre que se cumpla con el objetivo final. Es importante que los jabones ya conformados no se queden pegados dentro de las cavidades de la parte superior del molde, así que el sistema deberá incluir un mecanismo de expulsión superior (resortes), cuando se inicie el ascenso del molde. Se deberá mantener la sincronización con los procesos anteriores y posteriores.

- **Proceso de Expulsión**

Debe disponerse de un mecanismo que permita expulsar a los jabones de la mordaza inferior del molde, a través de la aplicación de una fuerza que pueda vencer el rozamiento entre el molde y los jabones, sin destruirlos.

- **Proceso de Extracción**

Se requiere un método que retire las barras de jabón de la mordaza inferior del molde, sin alterar la forma adoptada y que pueda adherirse fácilmente a ella.

- **Proceso de Eliminación de rebaba**

Dentro de este proceso se necesita que los jabones queden libres de la rebaba producida durante el proceso de conformado, adoptando su forma definitiva.

- **Control de circulación del aire**

El control del flujo de aire que permite la sincronización con los procesos anteriores deberá ser a través de un circuito cuya señal sea receptada y transmitida lo más rápido posible, optimizando el tiempo de producción.

- **Sistema de Automatización y control**

Se necesita de un sistema que brinde la posibilidad de controlar la lógica de los procesos que desempeñará la máquina. A su vez, que sea amigable en su programación, y que presente facilidades para mantenimiento.

### 3.2. ALTERNATIVAS

- **Proceso de Alimentación**

- a. Sistema compuesto por un mecanismo biela manivela, que empuje a las barras de jabón, las mismas que se ubiquen en la posición del seguidor mediante apilación manual.

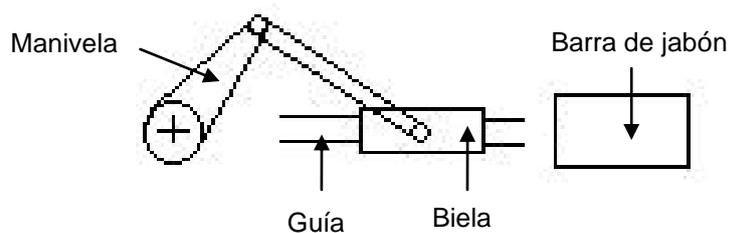
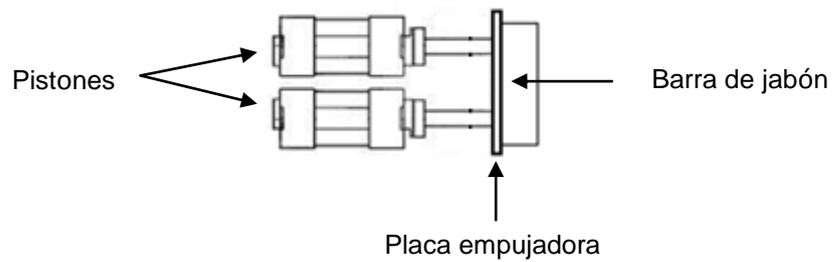


Figura 3.1 Mecanismo Biela – manivela

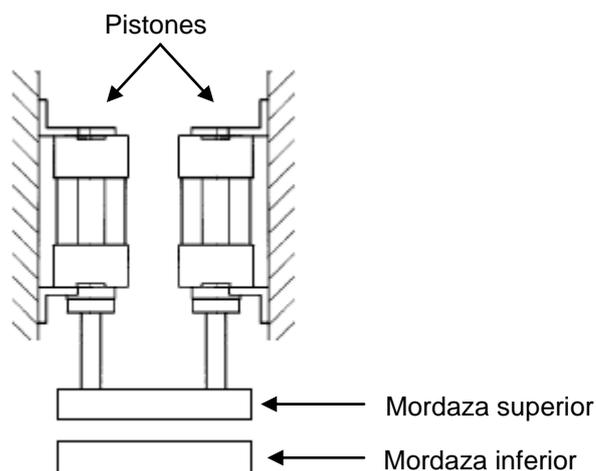
- b. Sistema compuesto por dos pistones neumáticos, unidos a una placa que empuje a la barra de jabón hasta la mordaza inferior del molde. De igual manera, la apilación es manual



**Figura 3.2 Sistema Pistón - barra empujadora**

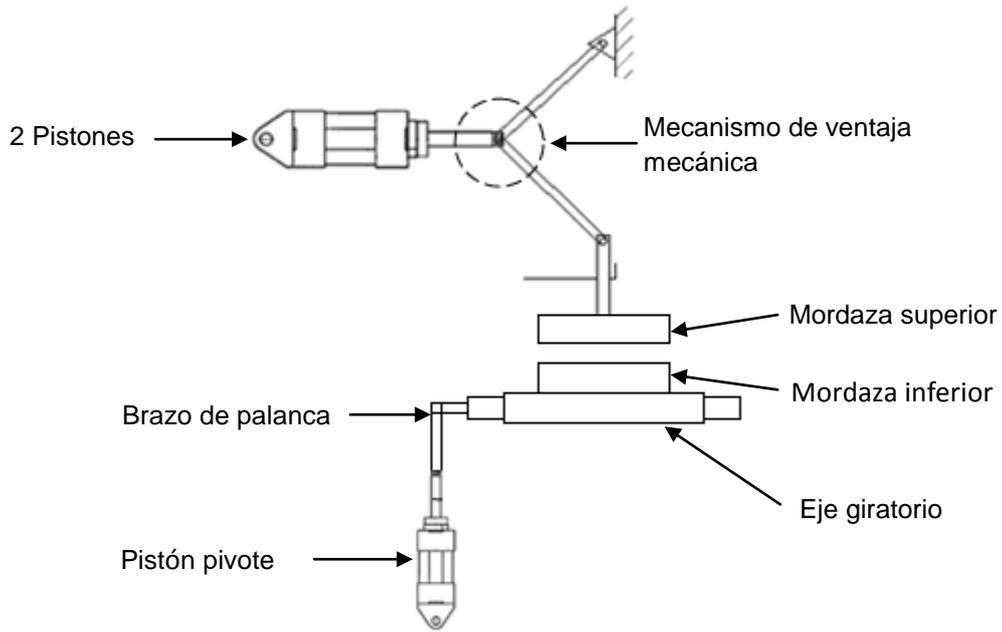
**- Proceso de Conformado y Estampado**

- a. Sistema formado por 2 pistones neumáticos, unidos en sus extremos a la mordaza superior del molde.



**Figura 2.3 Alternativa de 2 pistones neumáticos**

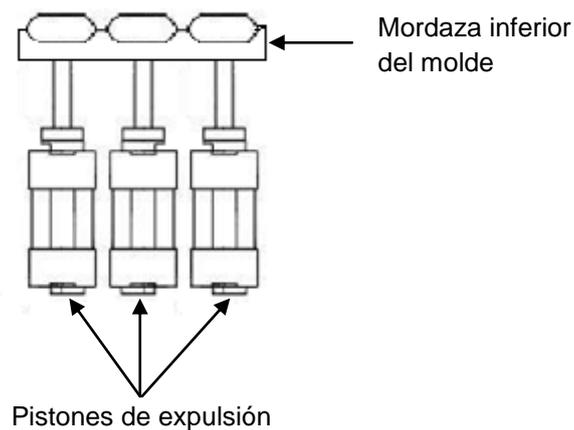
- b. Sistema compuesto por 2 pistones neumáticos acoplados a un mecanismo de ventaja mecánica. La mordaza superior del molde estará unida al mecanismo anteriormente mencionado, la mordaza inferior estará soportada por un eje y podrá girar después del conformado con ayuda de un mecanismo compuesto por un actuador lineal en calidad de pivote unido a un brazo de palanca.



**Figura 3.4 Mecanismo de ventaja mecánica**

**- Proceso de Expulsión**

La mejor alternativa es el uso de 3 micro pistones neumáticos unidos en sus extremos a un sello con la marca del jabón, lo cual permitirá expulsar a las barras sin dañar la forma adoptada.



**Figura 3.5 Sistema para proceso de Estampado y Expulsión**

**- Proceso de Extracción**

La mejor alternativa, es la utilización de ventosas con un generador de vacío.

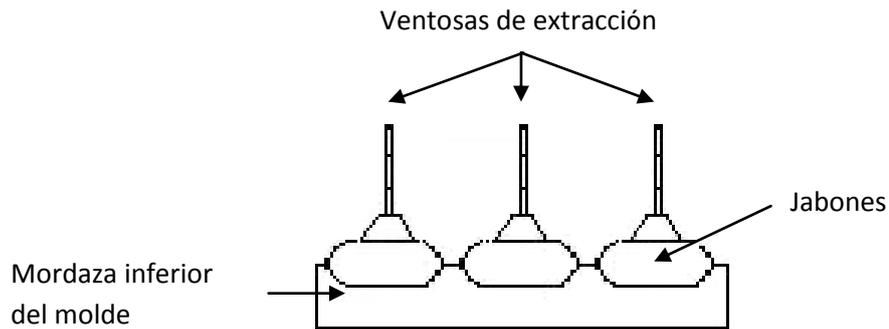


Figura 3.6 Sistema para proceso de Extracción

**- Proceso de Eliminación de rebaba**

- a. Sistema formado por un pistón inclinado que desplace linealmente a las ventosas a través de una placa con orificios, en donde será retenida la rebaba. Posteriormente un mecanismo pistón - brazo de palanca, permitirá que los jabones giren hasta quedar en posición paralela a la superficie en donde serán depositados.

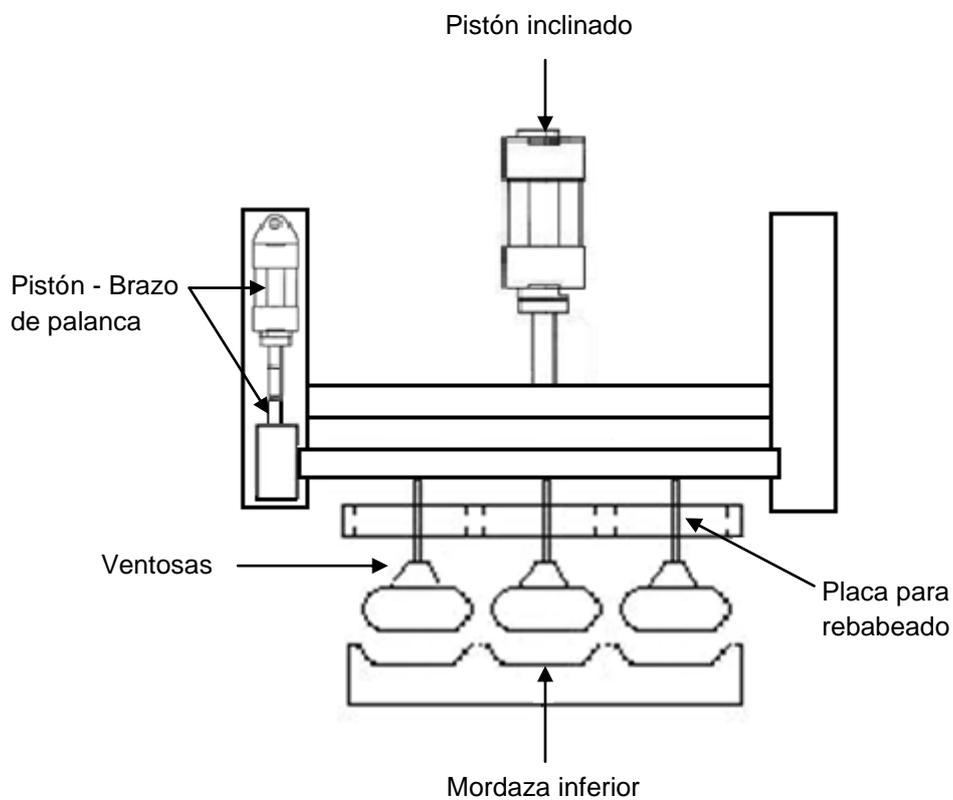
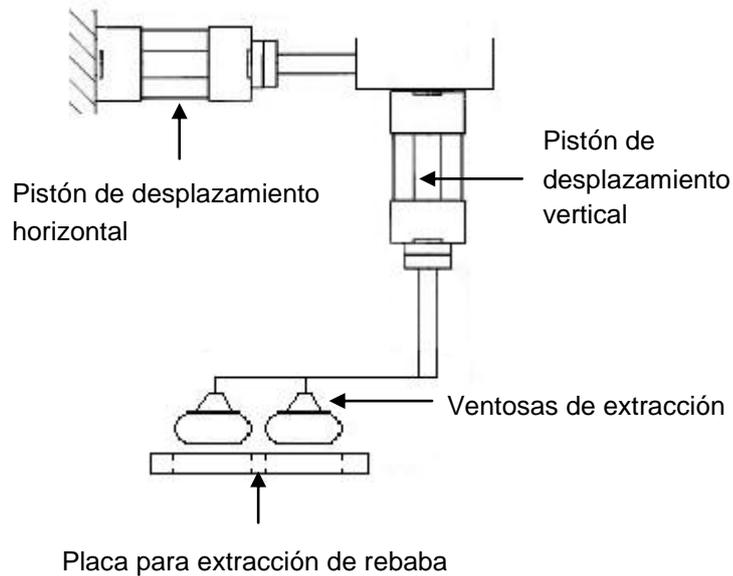


Figura 3.7 Sistema de pistón inclinado y mecanismo de brazo de palanca

- b. Sistema formado por dos pistones, uno con desplazamiento horizontal, y otro con desplazamiento vertical; que trasladarán linealmente a las barras de jabón, desde el molde hasta una placa con orificios, en donde será retenida la rebaba.



**Figura 3.8 Sistema con pistones de desplazamiento horizontal y vertical**

- **Control de circulación del aire**
  - a. Circuito compuesto por válvulas neumáticas.
  - b. Circuito compuesto por válvulas electro neumáticas.
  
- **Sistema de Automatización y Control**

Por iniciativa de la empresa se empleará un PLC – LOGO Siemens, debido a la experiencia en el manejo de dispositivos de esta clase.

### 3.3. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

#### Escalas de valoración

- |                          |                          |
|--------------------------|--------------------------|
| - Matriz de Criterios    | - Matriz de Alternativas |
| 9. Mucho más importante. | 9. Mucho más factible.   |
| 7. Más importante.       | 7. Más factible.         |

- 5. Igual de importante.
- 3. Menos importante.
- 1. Mucho menos importante.

- 5. Igual de factible.
- 3. Menos factible.
- 1. Mucho menos factible.

- **Proceso de Alimentación**

**Matriz de Criterios**

**Tabla 3.1 Matriz de Criterios – Proceso de Alimentación**

<b>CRITERIOS</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
1. Espacio ocupado por el sistema		5	5	10	33.33
2. Sincronización con todo el sistema	5		5	10	33.34
3. Fuerza de trabajo	5	5		10	33.33
				30	100

**Matrices de Alternativas**

**Tabla 3.2 Matriz de Alternativas – Criterio 1**

<b>1. Espacio ocupado por el sistema</b>	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
a. Mecanismo biela manivela		1	1	10
b. Sistema entre pistones neumáticos y placa empujadora	9		9	90
			10	100

**Tabla 3.3 Matriz de Alternativas – Criterio 2**

<b>2. Sincronización con todo el sistema</b>	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
a. Mecanismo biela manivela		1	1	10
b. Sistema entre pistones neumáticos y placa empujadora	9		9	90
			10	100

**Tabla 3.4 Matriz de Alternativas – Criterio 3**

<b>3. Fuerza de trabajo</b>	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
a. Mecanismo biela manivela		5	5	50
b. Sistema entre pistones neumáticos y placa empujadora	5		5	50
			10	100

## Matriz de Priorización - Síntesis

Tabla 3.5 Matriz de Priorización – Síntesis

Criterios Alternativas	1	2	3	TOTAL (%)	PRIORIDAD
	33.33	33.34	33.33		
Mecanismo biela manivela	10	10	50	33.33	2
Sistema entre pistones neumáticos y placa empujadora	90	90	50	66.67	1

### - Proceso de Conformado y Estampado

## Matriz de Criterios

Tabla 3.6. Matriz de criterios – Proceso de Conformado

CRITERIOS	1	2	3	4	SUMA	%
1. Facilidad de adquisición en el mercado		7	5	5	17	28.33
2. Sincronización con todo el sistema	3		5	5	13	21.67
3. Fuerza de trabajo	5	5		7	17	28.33
4. Regulación de la fuerza de trabajo	5	5	3		13	21.67
					60	100

## Matrices de Alternativas

Tabla 3.7. Matriz de Alternativas – Criterio 1

1. Facilidad de adquisición en el mercado	a	B	SUMA	%
a. 2 pistones neumáticos		5	5	50
b. 2 pistones neumáticos, con sistema con ventaja mecánica y mordaza giratoria	5		5	50
				100

Tabla 3.8. Matriz de Alternativas – Criterio 2

2. Sincronización con todo el sistema	a	B	SUMA	%
a. 2 pistones neumáticos		5	5	50
b. 2 pistones neumáticos, con sistema con ventaja mecánica y mordaza giratoria	5		5	50
				100

**Tabla 3.9. Matriz de Alternativas – Criterio 3**

<b>3. Fuerza de trabajo</b>	<b>a</b>	<b>B</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
a. 2 pistones neumáticos		5	5	50
b. 2 pistones neumáticos, con sistema con ventaja mecánica y mordaza giratoria	5		5	50
				100

**Tabla 3.10. Matriz de Alternativas – Criterio 4**

<b>4. Regulación de la fuerza de trabajo</b>	<b>a</b>	<b>B</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
a. 2 pistones de neumáticos		3	3	30
b. 2 pistones neumáticos, con sistema con ventaja mecánica y mordaza giratoria	7		7	70
				100

**Matriz de Priorización – Síntesis**

**Tabla 3.11 Matriz de Priorización - Síntesis**

<b>Criterios</b>	1	2	3	4		
	28.33	21.67	28.33	21.67	<b>TOTAL (%)</b>	<b>PRIORIDAD</b>
a. 2 pistones neumáticos	50	50	50	30	45.67	2
b. 2 pistones neumáticos, con sistema con ventaja mecánica y mordaza giratoria	50	50	50	70	54.33	1

**- Proceso de Expulsión**

La mejor alternativa es la utilización de 2 pistones neumáticos unidos en sus extremos a un sello con la marca del jabón, lo cual permitirá expulsar las barras, sin dañar la forma adoptada.

**- Proceso de Extracción**

La mejor alternativa, es la utilización de ventosas con un generador de vacío.

- **Proceso de Eliminación de rebaba**

**Matriz de Criterios**

**Tabla 3.12. Matriz de Criterios – Proceso de Eliminación de rebaba**

<b>CRITERIOS</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
<b>1. Tiempo de operación</b>		9	9	90
<b>2. Coordinación de posición y movimiento entre ventosa y placa para retiro de rebaba</b>	1		1	10
			10	100

**Matrices de Alternativas**

**Tabla 3.13 Matriz de Alternativas – Criterio 1**

<b>1. Tiempo de operación</b>	<b>a</b>	<b>B</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
<b>a. Sistema de pisón inclinado y mecanismo de brazo de palanca</b>		9	9	90
<b>b. Sistema con pistones de desplazamiento vertical y horizontal</b>	1		1	10
			10	100

**Tabla 3.14 Matriz de Alternativas – Criterio 2**

<b>2. Coordinación de posición y movimiento entre ventosa y placa para retiro de rebaba</b>	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>SUMA</b>	<b>%</b>
<b>a. Sistema de pisón inclinado y mecanismo de brazo de palanca</b>		3	3	30
<b>b. Sistema con pistones de desplazamiento vertical y horizontal</b>	7		7	70
			10	100

**Matriz de Priorización – Síntesis**

**Tabla 3.15 Matriz de Priorización - Síntesis**

	<b>Criterios</b>		<b>TOTAL (%)</b>	<b>PRIORIDAD</b>
	<b>1</b>	<b>2</b>		
<b>Alternativas</b>	90	10		
Sistema de pisón inclinado y mecanismo de brazo de palanca	90	30	90	<b>1</b>
Sistema con pistones de desplazamiento vertical y horizontal	10	70	10	<b>2</b>

- Control de circulación del aire

**Matriz de Criterios**

**Tabla 3.16 Matriz de Criterios – Control de circulación de aire**

CRITERIOS	1	2	SUMA	%
1. Rapidez de señal para flujo de aire		5	5	50
2. Costo de adquisición de equipos	5		5	50
			10	100

**Matrices de Alternativas**

**Tabla 3.17 Matriz de Alternativas - Criterio 1**

2. Rapidez de señal para flujo de aire	a	b	SUMA	%
a. Circuito formado por válvulas neumáticas		3	3	30
b. Circuito formado por válvulas electro neumáticas y sensores	7		7	70
			10	100

**Tabla 3.18 Matriz de Alternativas - Criterio 2**

3. Costo de adquisición de equipos	a	b	SUMA	%
a. Circuito formado por válvulas neumáticas		3	3	30
b. Circuito formado por válvulas electro neumáticas y sensores	7		7	70
			10	100

**- Matriz de Priorización – Síntesis**

**Tabla 3.19. Matriz de Priorización – Síntesis**

Criterios \ Alternativas	1	2	TOTAL (%)	PRIORIDAD
	50	50		
Circuito formado por válvulas neumáticas	30	30	30	2
Circuito formado por válvulas electro neumáticas y sensores	70	70	70	1

## - Sistema de Automatización y Control

Por iniciativa de la empresa, se empleará un PLC – LOGO Siemens.

Después de haber realizado las evaluaciones anteriores, la máquina (Figura 3.9) queda definida, en base al tipo de actividad, por los siguientes mecanismos:

**Tabla 3.20 Mecanismos a utilizarse en la máquina**

<b>ACTIVIDAD</b>	<b>MECANISMO ESCOGIDO</b>
Alimentación (Figura 3.10)	Pistones neumáticos, barra empujadora y banda transportadora.
Conformado y Estampado (Figura 3.11)	Dos pistones, con sistema de ventaja mecánica y mordaza giratoria
Expulsión (Figura 3.11)	Tres pistones neumáticos
Extracción (Figura 3.10)	Ventosas con generador de vacío
Eliminación de rebaba (Figura 3.10)	Pistón inclinado y mecanismo de pistón-brazo de palanca
Control de circulación del fluido	Válvulas electroneumáticas y sensores
Automatización y control	PLC - LOGO Siemens

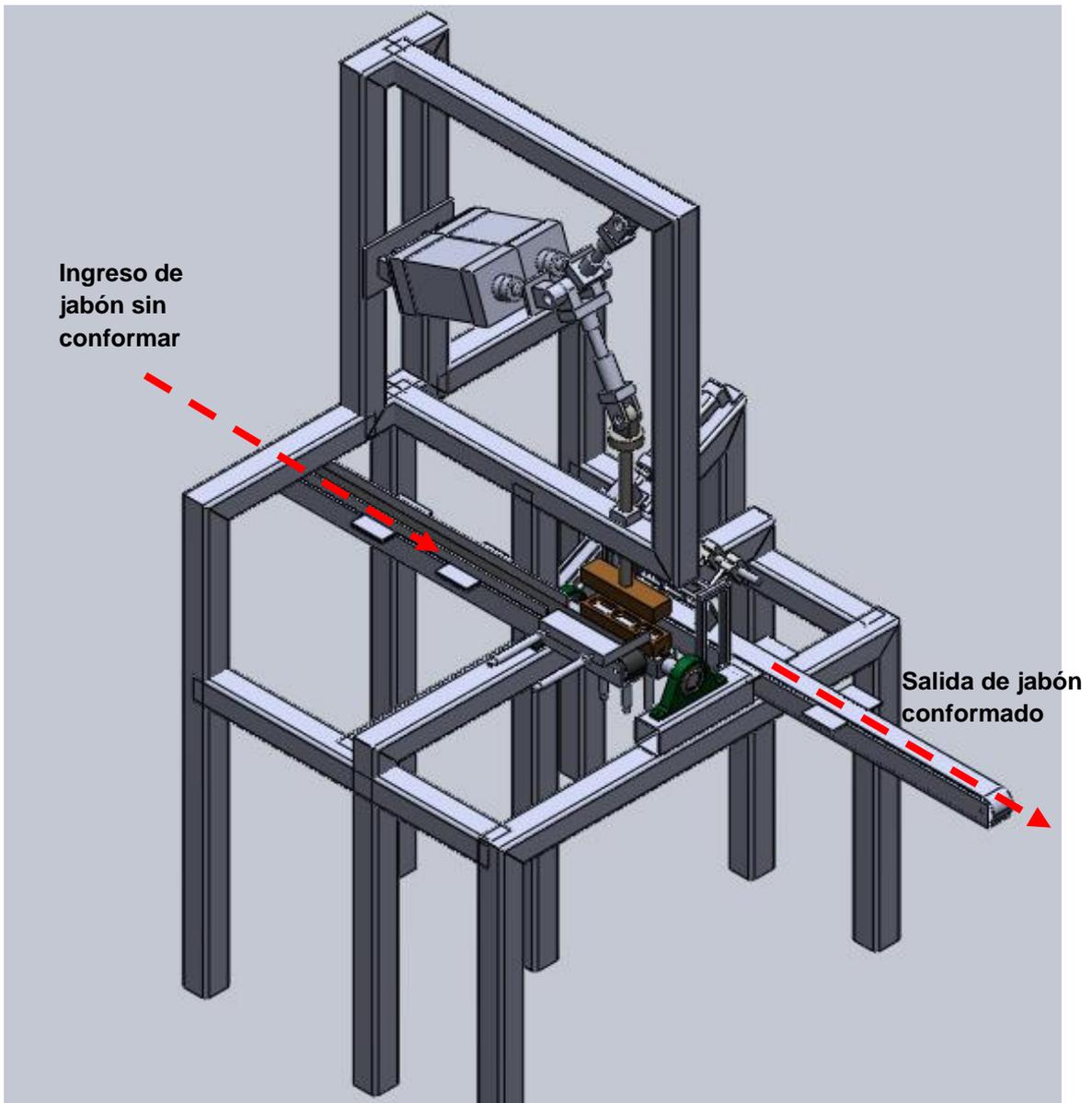
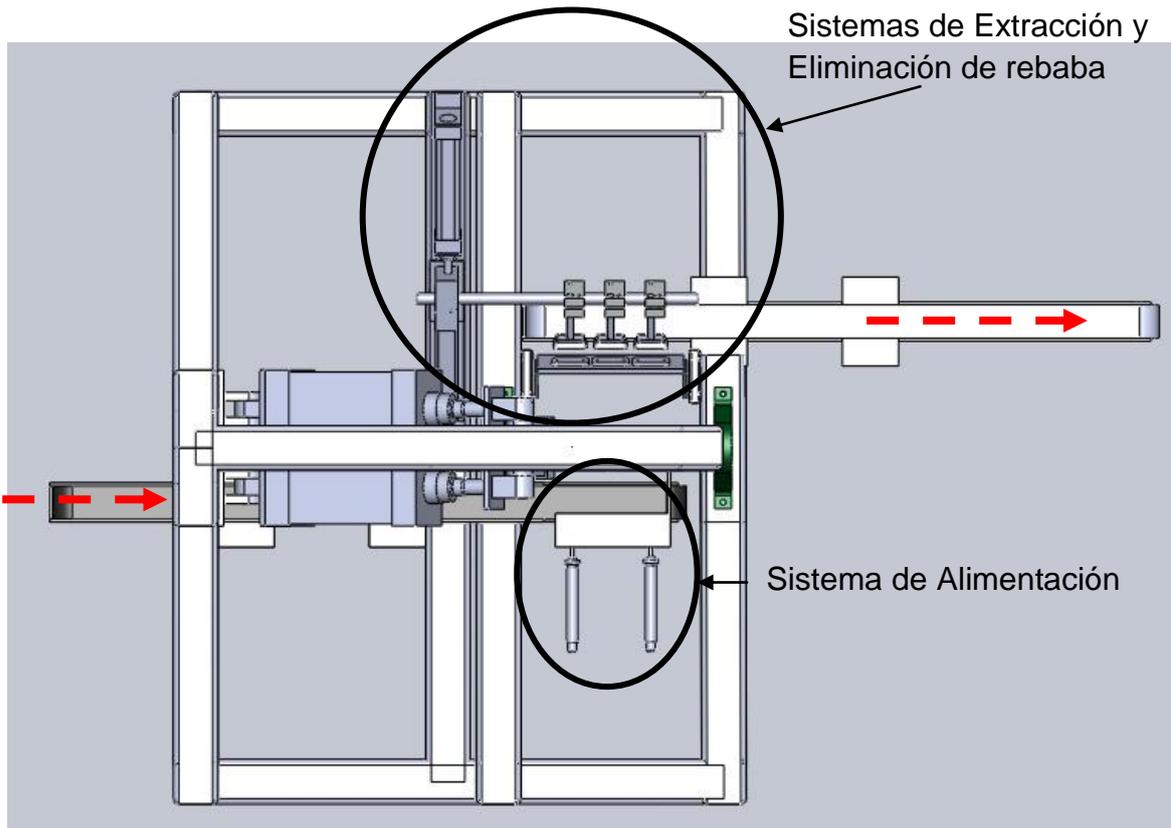


Figura 3.9 Esquema general de la máquina



**Figura 3.10** Sistemas de Alimentación, Extracción y Eliminación de rebaba

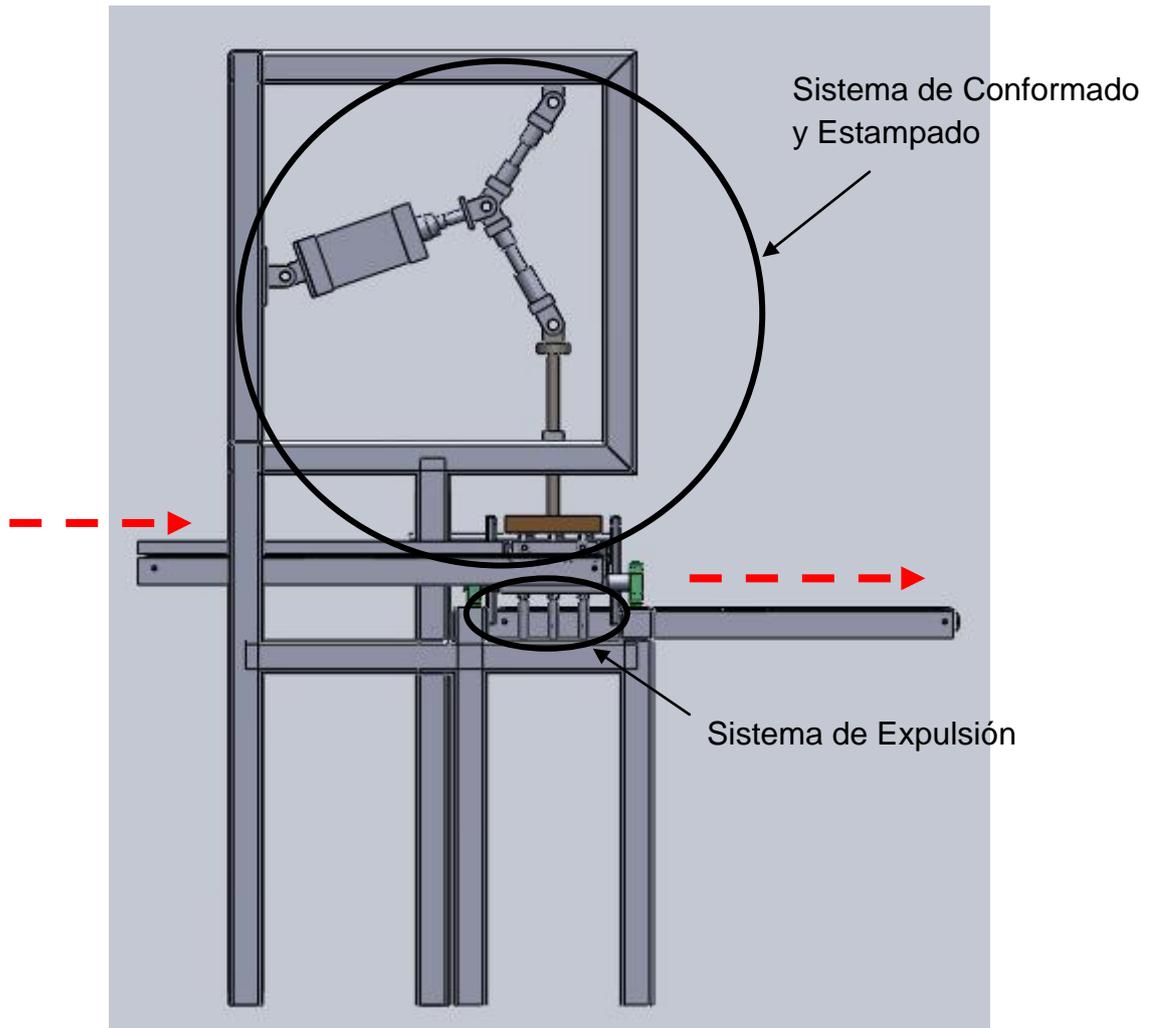


Figura 3.11 Sistemas de Conformado y Expulsión

## **CAPÍTULO 4**

### **DISEÑO DE LA MÁQUINA**

#### **4.1. DISEÑO MECÁNICO**

##### **4.1.1. ANÁLISIS DE FUERZAS**

Un factor fundamental dentro del diseño es el análisis de la fuerza de trabajo, así como también de los esfuerzos que inciden sobre los elementos que forman parte de la máquina. Posteriormente, esto permite determinar un material que brinde la resistencia necesaria a las partes de la máquina ante las cargas aplicadas.

El cálculo parte de un dato conocido, como es la fuerza real de estampado de la máquina que mejor trabaja dentro de la empresa. Este valor fue proporcionado por el técnico del área de producción, cuyo valor es el siguiente:

$$R_1 = 1892 \text{ lbf} \quad (860 \text{ kgf})$$

Debido a que esta fuerza es aplicada para el conformado de un solo jabón, se la triplica para obtener tres jabones por golpe:

$$F = 3 \times R_1 = 5676 \text{ lbf} \quad (2580 \text{ kgf})$$

Para la obtención de F se utilizan dos pistones de 125 mm de diámetro y 125 mm de carrera, los mismos que generan 1651.23 lbf (750.56 kgf) cada uno, con una presión de trabajo de 6 bares (87 psi) según especificaciones del fabricante.

##### **4.1.2. MECANISMO DE VENTAJA MECÁNICA**

Los actuadores escogidos forman parte de un sistema de ventaja mecánica, representado por la figura 4.1; el cual permite regular la fuerza de estampado sin

tener que variar la presión del compresor.

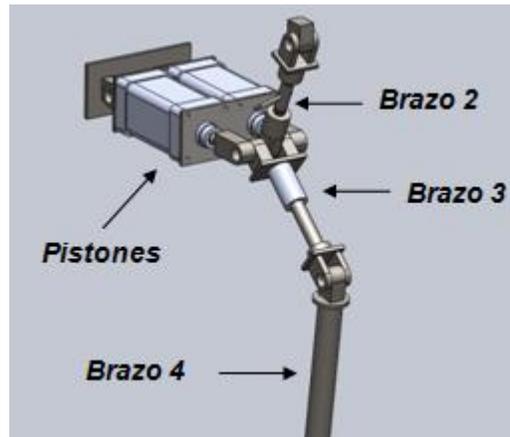


Figura 4.1. Sistema de ventaja mecánica escogido

Para obtener la fuerza necesaria hay que considerar algunas variables, como son los ángulos y longitudes de los brazos que formarán parte del mecanismo. A continuación se parte de un análisis gráfico y vectorial (Figura 4.2), que servirá para determinar las fuerzas máximas y mínimas aplicadas sobre el jabón, y sobre los elementos de éste sistema:

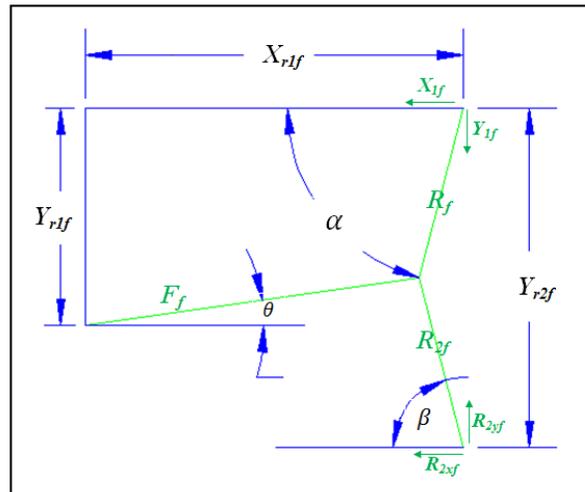


Figura 4.2. Diagrama Vectorial de Fuerzas

- **Fuerzas mínimas:**

$$F_f := 2 \cdot 1651.23 = 3.302 \times 10^3 \text{ lbf} \quad (1501.12 \text{ kgf}) \quad \text{Fuerza de los pistones a 6 bar}$$

$$\theta_f := -9^\circ$$

$$\beta_f := 74^\circ$$

$$\alpha_f := 76^\circ$$

$$L_{pb1} := 623 \text{ mm} \quad \text{Longitud del pistón extendido}$$

$$L_{pb2} := 343 \text{ mm} \quad \text{Longitud escogida del brazo 2 (tornillo)}$$

$$L_{pb3} := 315 \text{ mm} \quad \text{Longitud escogida del brazo 3}$$

$$Y_{r1f} := L_{pb1} \cdot \sin\left(\frac{\theta_f \cdot \pi}{180}\right) + L_{pb2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_f \cdot \pi}{180}\right) = 235.35 \text{ mm}$$

$$Y_{r2f} := L_{pb2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_f \cdot \pi}{180}\right) + L_{pb3} \cdot \sin\left(\frac{\beta_f \cdot \pi}{180}\right) = 635.61 \text{ mm}$$

$$X_{r1f} := L_{pb1} \cdot \cos\left(\frac{\theta_f \cdot \pi}{180}\right) + L_{pb2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha_f \cdot \pi}{180}\right) = 698.31 \text{ mm}$$

$$\Sigma MA_f := 0$$

$$R_{2xf} := \frac{F_f \cdot \cos\left(\frac{\theta_f \cdot \pi}{180}\right) \cdot Y_{r1f} - F_f \cdot \sin\left(\frac{\theta_f \cdot \pi}{180}\right) \cdot X_{r1f}}{Y_{r2f}} = 1775.36 \text{ lbf} \quad (806.98 \text{ kgf})$$

$$R_{2f} := \frac{R_{2xf}}{\cos\left(\frac{\alpha_f \cdot \pi}{180}\right)} = 7338.56 \text{ lbf} \quad (3335.71 \text{ kgf})$$

$$R_{2yf} := R_{2f} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_f \cdot \pi}{180}\right) = 7120.57 \text{ lbf} \quad (3236.62 \text{ kgf})$$

$$R_f := \frac{X_{1f}}{\cos\left(\frac{\beta_f \cdot \pi}{180}\right)} = 5392.75 \text{ lbf} \quad (2451.25 \text{ kgf})$$

$$\Sigma F_{x_f} := 0$$

$$X_{1f} := F_f \cdot \cos\left(\frac{\theta_f \cdot \pi}{180}\right) - R_{2xf} = 1486.44 \text{ lbf} \quad (675.65 \text{ kgf})$$

$$Y_{1f} := R_f \cdot \sin\left(\frac{\beta_f \cdot \pi}{180}\right) = 5183.84 \text{ lbf} \quad (2356.29 \text{ kgf})$$

A continuación se determina el valor de ventaja mecánica generada por el mecanismo escogido, haciendo uso de la ecuación 2.16:

$$VM := 0.5 \cdot 0.9 \tan\left(\frac{\alpha_f \cdot \pi}{180}\right) = 1.8$$

Como se puede apreciar, la fuerza ejercida por los pistones es aumentada en un 80%.

Mediante la ecuación 2.17 se obtiene el valor de la fuerza real aplicada, la misma que incorpora un porcentaje de pérdidas generadas por rozamiento:

$$F_{ra} := VM \cdot \left( F_f \cdot \cos\left(\frac{\theta_f \cdot \pi}{180}\right) \right) = 5887.07 \text{ lbf} \quad (2675.94 \text{ kgf})$$

## RESUMEN:

$F_f = 3302.46 \text{ lbf} \quad (1501.12 \text{ kgf})$       Fuerza de los pistones

$R_f = 5392.75 \text{ lbf} \quad (2451.25 \text{ kgf})$       Fuerza en el brazo 2 (tornillo)

$R_{2f} = 7338.56$	lbf	(3335.71 kgf)	Fuerza en el brazo 3
$R_{2yf} = 7120.57$	lbf	(3236.62 kgf)	Fuerza teórica aplicada
$F_{ra} = 5887.07$	lbf	(2675.94 kgf)	Fuerza real aplicada

- **Fuerzas máximas:**

$F_f := 2 \cdot 1651.23 = 3302.46$  lbf (1501.12 kgf) Fuerza de los pistones a 6 bar.

$$\theta_f := -6^\circ$$

$$\beta_f := 76^\circ$$

$$\alpha_f := 77^\circ$$

$L_{pb1} := 623$	mm	Longitud del pistón extendido
$L_{pb2} := 303$	mm	Longitud escogida del brazo 2 (tornillo)
$L_{pb3} := 315$	mm	Longitud escogida del brazo 3

Siguiendo el análisis anterior, los resultados son los siguientes:

$F_f = 3302.46$	lbf	(1501.12 kgf)	Fuerza de los pistones
$R_f = 6743.81$	lbf	(3065.37 kgf)	Fuerza en el brazo 2 (tornillo)
$R_{2f} = 7347.8$	lbf	(3339.91 kgf)	Fuerza en el brazo 3
$R_{2yf} = 7159.47$	lbf	(3254.30 kgf)	Fuerza teórica aplicada
$F_{ra} = 6401.77$	lbf	(2909.89 kgf)	Fuerza real aplicada
$VM = 1.95$			Ventaja mecánica obtenida

Después de haber realizado los cálculos anteriores, se concluye que tanto la fuerza máxima (6401.77 lbf) y mínima (5887.07 lbf), son mayores a la fuerza requerida de estampado (5676 lbf).

Para ello, la longitud del brazo 2 podrá variar entre 303 y 343 mm.

#### 4.1.2.1. Diseño de Elementos para Brazos

Para el diseño de estos elementos, se toma en cuenta las fuerzas máximas que se ejercen; dándose el caso más crítico, al tener el brazo 2 una longitud de 303 mm.

##### 4.1.2.1.1. Brazo 2

El Brazo 2 (Figura 4.3) está compuesto por una varilla roscada, dos barras con rosca interna, tres elementos sujetadores, y una placa; sin embargo este apartado se centra en el análisis de la varilla roscada, al ser el elemento con menor sección.



Figura 4.3. Brazo 2 en conjunto

##### 4.1.2.1.1.1. Varilla Roscada

Para el diseño y fabricación de este elemento, se escoge como material acero bonificado AISI 4340. **ANEXO 3.**

$$S_{u_{eje}} := 90 \cdot 9.81 = 882.9 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2) \quad \text{Resistencia mínima a la tracción}$$

$$S_{y_{eje}} := 70 \cdot 9.81 = 686.7 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2) \quad \text{Esfuerzo mínimo de cedencia}$$

De igual manera se toma en cuenta el fallo por fatiga debido a la gran cantidad de ciclos a la que estará expuesto este elemento. Para ello, las fuerzas existentes son:

$$F_{\max_{b2}} := R_f = 6743.81 \text{ lbf} \quad (3065.37 \text{ kgf}) \quad \text{Fuerza máxima}$$

$$F_{\min_{b2}} := 0 \text{ lbf} \quad \text{Fuerza mínima}$$

### Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

#### - Factor superficial

$$a_{b2} := 4.45$$

$$b_{b2} := -0.265$$

$$k_{a_{b2}} := a_{b2} \cdot S_{u_{eje}}^{b_{b2}} = 0.74$$

Parámetros escogidos tomando en cuenta que el acabado superficial del eje, es laminado en frío

ANEXO 4

#### - Factor de tamaño

$$k_{b_{b2}} := 1$$

Factor de tamaño, para cargas axiales

#### - Factor de carga

$$k_{C_{b2}} := 0.844$$

ANEXO 5

#### - Factor de temperatura

$$k_{d_{b2}} := 1$$

ANEXO 6

## Sensibilidad a la muesca

Para la determinación de los factores  $k_{t_{b2}}$  y  $k_{f_{b2}}$  se asume un perno de diámetro 30 mm; esto permitirá encontrar el área del perno  $A_{t_{b2}}$  y ratificar el perno definitivo después de la comprobación.

$$k_{t_{b2}} := 1.9$$

ANEXO 7

$$q_{b2} := 0.85$$

ANEXO 8

$$k_{f_{b2}} := 1 + (k_{t_{b2}} - 1) \cdot q_{b2} = 1.76$$

## Relación de esfuerzos

$$Se'_{eje} := 0.5 \cdot Su_{eje} = 441.45 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2)$$

$$Se_{eje} := k_{a_{b2}} \cdot k_{b_{b2}} \cdot k_{c_{b2}} \cdot k_{d_{b2}} \cdot Se'_{eje}$$

$$Se_{eje} = 274.74 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2)$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$\frac{Su_{eje}}{Se_{eje}} = 3.21$$

Esta relación se encuentra entre el rango de 3 y 4, fijado para elementos sometidos a tracción.

$$\sigma_{\max_{b2}}(A_{t_{b2}}) := \frac{\left( F_{\max_{b2}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{A_{t_{b2}}}$$

Esfuerzo tomando en cuenta la fuerza máxima

$$\sigma_{\min_{b2}}(A_{t_{b2}}) := \frac{\left( F_{\min_{b2}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{A_{t_{b2}}}$$

Esfuerzo tomando en cuenta la fuerza mínima

$$\sigma_{m_{b2}}(A_{t_{b2}}) := \frac{\sigma_{\max_{b2}}(A_{t_{b2}}) + \sigma_{\min_{b2}}(A_{t_{b2}})}{2}$$

Esfuerzo medio o estático

$$\sigma_{a_{b2}}(A_{t_{b2}}) := \frac{\sigma_{\max_{b2}}(A_{t_{b2}}) - \sigma_{\min_{b2}}(A_{t_{b2}})}{2}$$

Esfuerzo alternante

$$FS_{b2} := 2.5$$

Factor de seguridad

$$\frac{S_{y.eje}}{FS_{b2}} = k_{t.b2} \cdot \sigma_{m.b2}(A_{t.b2}) + \frac{S_{u.eje}}{S_{e.eje}} \cdot k_{f.b2} \cdot \sigma_{a.b2}(A_{t.b2})$$

De esta manera, se calcula que el área necesaria para la varilla roscada, es de 413.54 mm<sup>2</sup>. Sin embargo, de acuerdo al ANEXO 9 se selecciona un elemento con área igual a 561 mm<sup>2</sup>, tomando en cuenta que la rosca posee paso basto; cuyo diámetro correspondiente es 30 mm.

Por lo tanto:

$$A_{t.b2} = 413.54 \text{ mm}^2$$

Área necesaria para la varilla roscada

$$d_{b2} := 30 \text{ mm}$$

Diámetro mayor nominal

### Número de hilos:

$$L_{e.b2} := \frac{4 \cdot A_{t.b2}}{\pi \cdot d_{b2}} = 23.81$$

Longitud efectiva

$$A_{b2} := \frac{\pi \cdot d_{b2} \cdot L_{e.b2}}{2} = 1122$$

Área al esfuerzo cortante

$$\tau_{b2} := \frac{R_f}{A_{b2}} = 6.01$$

Esfuerzo cortante en la rosca

$$N_{hilos} := \frac{R_f}{\tau_{b2} \cdot \pi \cdot d_{b2} \cdot B_{m_m}} = 4.54$$

Cantidad de hilos necesaria

### Análisis de Pandeo

Se empieza definiendo si el elemento se comporta como columna larga o corta.

$$E_{b2} := 200 \cdot 10^9 \text{ Pa} \quad (\text{N/m}^2)$$

Modulo de elasticidad del material

$$L_{b2} := 303 \text{ mm}$$

Longitud de la barra 2

$$C_{b2} := 1$$

Constante de condiciones en los extremos (articulado-articulado)

**ANEXO 10**

$$nd_{b2} := 3.5$$

Factor de diseño

$$I_{b2} := \frac{\pi \cdot \left(\frac{d_{b2}}{1000}\right)^4}{64} = 3.976 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Momento de inercia

$$k_{b2} = \sqrt{\frac{I_{b2}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{b2}}{1000}\right)^2}} = 7.5 \text{ mm}$$

Radio de giro

Relación de esbeltez 1:

Relación de esbeltez 2:

$$\frac{L_{b2}}{k_{b2}} = 40.00$$

$$\left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot C_{b2} \cdot E_{b2}}{S_{yeje} \cdot 10^6}\right)^{0.5} = 75.82$$

Como el valor de la relación de esbeltez 2 es mayor al valor de la relación de esbeltez 1, se concluye que el elemento analizado se comporta como una viga corta, por lo que se utiliza la ecuación parabólica para la comprobación de pandeo

$$\frac{\left(\frac{F_{crit_{b2}} \cdot 2.2}{9.81}\right) \cdot nd_{b2}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{b2}}{1000}\right)^2} = S_{yeje} \cdot 10^6 - \left[\frac{(S_{yeje} \cdot 10^6)}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{L_{b2}}{k_{b2}}\right]^2 \cdot \frac{1}{C_{b2} \cdot E_{b2}}$$

$$F_{crit_{b2}} := 532356.95 \text{ lbf} \quad (241980.43 \text{ kgf})$$

Fuerza necesaria para producirse pandeo

Después del análisis anterior se concluye que la fuerza con la que se producirá pandeo es  $F_{crit_{b2}} = 532356.95 \text{ lbf}$  (241980.43 kgf). Como se puede apreciar la fuerza a la que está expuesto este elemento es mucho menor, por lo que el brazo 2 no sufrirá problemas de pandeo.

#### 4.1.2.1.1.2 Barras con rosca interna

El diámetro de estos elementos estará limitado por una análisis de soldadura que será realizado más adelante, sin embargo no existen problemas siempre y cuando la rosca mantenga la longitud efectiva y el número de hilos, determinados anteriormente.

#### 4.1.2.1.2. Brazo 3

El Brazo 3 (Figura 4.5), está compuesto por un eje deslizante, una barra perforada, cuatro elementos sujetadores, y dos placas. De igual manera, se enfatiza el análisis del eje deslizante, al ser el elemento con menor sección.

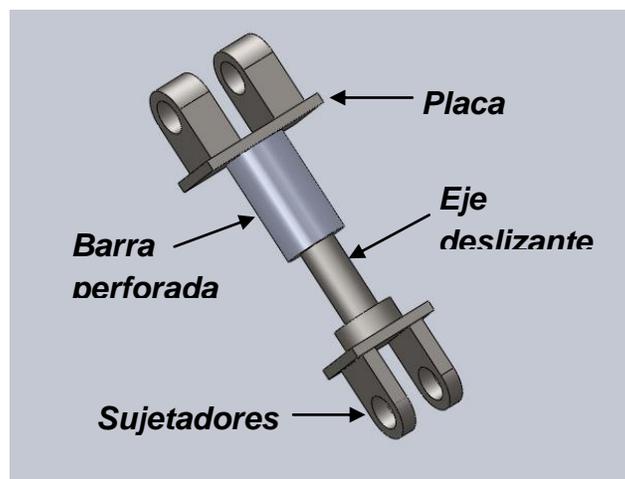


Figura 4.4. Brazo 3 en conjunto

#### 4.1.2.1.2.1. Eje Deslizante

Para el diseño y fabricación de este elemento, se escoge como material acero bonificado AISI 4340. **ANEXO 3.**

$$S_{u_{eje}} := 90 \cdot 9.81 = 882.9 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)} \quad \text{Resistencia mínima a la tracción}$$

$$S_{y_{eje}} := 70 \cdot 9.81 = 686.7 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)} \quad \text{Esfuerzo mínimo de cedencia}$$

De igual manera se toma en cuenta el fallo por fatiga debido a la gran cantidad de ciclos a la que estará expuesto este elemento. Para ello, las fuerzas existentes son:

$$F_{max_{b3}} := R_{2f} = 6572.87 \text{ lbf (2987.67 kgf)} \quad \text{Fuerza máxima}$$

$$F_{min_{b3}} := 0 \text{ lbf} \quad \text{Fuerza mínima}$$

#### **Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga**

##### **- Factor superficial**

$$a_{b2} := 4.45$$

$$b_{b2} := -0.265$$

Parámetros escogidos tomando en cuenta que el acabado superficial del eje, es laminado en frío

$$k_{a_{b2}} := a_{b2} \cdot S_{u_{eje}}^{b_{b2}} = 0.74$$

**ANEXO 4**

##### **- Factor de tamaño**

$$k_{b_{b2}} := 1$$

Factor de tamaño, para cargas axiales

##### **- Factor de carga**

$$k_{C_{b2}} := 0.844$$

**ANEXO 5**

##### **- Factor de temperatura**

$$k_{d_{b2}} := 1$$

ANEXO 6

### Sensibilidad a la muesca

Para la determinación de los factores  $k_{t_{b3}}$  y  $k_{f_{b3}}$  se asume un diámetro de 35 mm para la sección menor, un diámetro de 60 mm para la sección mayor y un radio de 2 mm; esto permitirá encontrar el área del eje  $A_{t_{b3}}$  y ratificar el diámetro definitivo después de la comprobación.

$$k_{t_{b3}} := 2.27$$

ANEXO 11

$$q_{b3} := 0.85$$

ANEXO 8

$$k_{f_{b3}} := 1 + (k_{t_{b3}} - 1) \cdot q_{b3} = 2.08$$

### Relación de Esfuerzos

$$Se1'_{eje3} := 0.5 \cdot Su1_{eje3} = 441.45 \text{ MPa (N/mm}^2)$$

$$Se1_{eje3} := k_{a_{b3}} \cdot k_{b_{b3}} \cdot k_{c_{b3}} \cdot k_{d_{b3}} \cdot Se1'_{eje3}$$

$$Se1_{eje3} = 274.74 \text{ MPa (N/mm}^2)$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$\frac{Su1_{eje3}}{Se1_{eje3}} = 3.21$$

Esta relación se encuentra entre el rango de 3 y 4, fijado para elementos sometidos a tracción.

$$\sigma_{\max_{b3}}(A_{t_{b3}}) := \frac{\left( F_{\max_{b3}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{A_{t_{b3}}}$$

Esfuerzo tomando en cuenta la fuerza máxima

$$\sigma_{\min_{b3}}(A_{t_{b3}}) := \frac{\left( F_{\min_{b3}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{A_{t_{b3}}}$$

Esfuerzo tomando en cuenta la fuerza mínima

$$\sigma_{m_{b3}}(A_{t_{b3}}) := \frac{\sigma_{\max_{b3}}(A_{t_{b3}}) + \sigma_{\min_{b3}}(A_{t_{b3}})}{2}$$

Esfuerzo medio o estático

$$\sigma_{a_{b3}}(A_{t_{b3}}) := \frac{\sigma_{\max_{b3}}(A_{t_{b3}}) - \sigma_{\min_{b3}}(A_{t_{b3}})}{2}$$

Esfuerzo alternante

$$FS_{b3} := 2.5$$

Factor de seguridad

$$\frac{S_{y1_{eje3}}}{FS_{b3}} = k_{t_{b3}} \cdot \sigma_{m_{b3}}(A_{t_{b3}}) + \frac{S_{u1_{eje3}}}{S_{e1_{eje3}}} \cdot k_{f_{b3}} \cdot \sigma_{a_{b3}}(A_{t_{b3}})$$

$$A_{t_{b3}} := 532.74 \text{ mm}^2$$

Área necesaria

$$A_{t_{b3}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{b3}^2$$

$$d_{b3} = 26.04 \text{ mm}$$

Se podría obtener la sección para el eje deslizante de 26 mm de diámetro, pero tomando en cuenta las especificaciones de la barra perforada, se mantiene el diámetro escogido de 35 mm, evitando a su vez tiempos de operación por desbaste; y garantizando mayor resistencia.

### Análisis de Pandeo

Se empieza definiendo si el elemento se comporta como columna larga o corta.

$$E_{b3} := 200 \cdot 10^9 \text{ Pa (N/m}^2\text{)}$$

Modulo de elasticidad del material

$$L_{b3} := 135 \text{ mm}$$

Longitud de la barra deslizante

$$C_{b3} := 1.2$$

Constante de condiciones en los extremos (articulado-articulado)  
**ANEXO 10**

$$n_{db3} := 3.5$$

Factor de diseño

$$I_{b3} := \frac{\pi \cdot \left(\frac{d_{b3}}{1000}\right)^4}{64} = 3.02 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Momento de inercia

$$k_{b3} = \sqrt{\frac{I_{b3}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{b3}}{1000}\right)^2}}$$

$$k_{b3} := 7.0 \text{ mm}$$

Radio de giro

Relación de esbeltez 1:

Relación de esbeltez 2:

$$\frac{L_{b3}}{k_{b3}} = 19.29$$

$$\left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot C_{b3} \cdot E_{b3}}{S_{y1_{eje3}} \cdot 10^6}\right)^{0.5} = 83.06$$

Como el valor de la relación de esbeltez 2 es mayor al valor de la relación de esbeltez 1, se concluye que el elemento analizado se comporta como una columna corta, por lo que se debe utilizar la ecuación parabólica para la comprobación de pandeo.

$$\frac{\left(\frac{F_{crit_{b3}} \cdot 2.2}{9.81}\right) \cdot n_{db3}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{b3}}{1000}\right)^2} = S_{y1_{eje3}} \cdot 10^6 - \left[\frac{\left(S_{y1_{eje3}} \cdot 10^6\right) \cdot L_{b3}}{2 \cdot \pi \cdot k_{b3}}\right]^2 \cdot \frac{1}{C_{b3} \cdot E_{b3}}$$

$$F_{crit_{b3}} := 524183.59 \text{ lbf} \quad (238265.27 \text{ kgf})$$

Fuerza crítica para producirse pandeo

Después del análisis anterior se concluye que la fuerza con la que se producirá pandeo es  $F_{crit_{b3}} = 524183.59 \text{ lbf}$  (238265.27 kgf). Como se puede apreciar la fuerza a la que está expuesto este elemento es mucho menor, por lo que el eje deslizante no sufrirá problemas de pandeo.

#### 4.1.2.1.2.2. Barra Perforada

Al servir este elemento de guía, para su selección únicamente se toma en cuenta el diámetro del eje que se deslizara en su interior. De esta manera, presenta las siguientes características:

$D_{bp} := 60 \text{ mm}$	Diámetro externo
$\phi_{bp} := 35 \text{ mm}$	Diámetro interno
$L_{bp} := 80 \text{ mm}$	Longitud

Las especificaciones detalladas, se encuentran en el **ANEXO 12**

#### 4.1.2.1.3. Brazo 4

El Brazo 4 (Figura 4.6) está formado por un eje, un sujetador y una placa. El análisis se centra en la determinación del diámetro del eje.

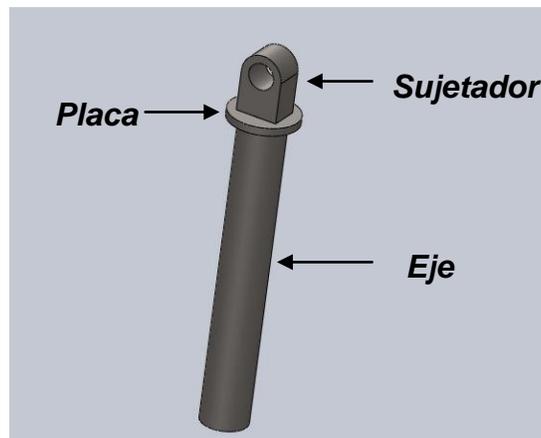


Figura 4.5. Brazo 4 en conjunto

#### 4.1.2.1.3.1. Eje Deslizante

Para el diseño y fabricación de este elemento, se escoge como material acero bonificado AISI 4340. **ANEXO 3.**

$$S_{u_{eje}} := 90 \cdot 9.81 = 882.9 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)} \quad \text{Resistencia mínima a la tracción}$$

$$S_{y_{eje}} := 70 \cdot 9.81 = 686.7 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)} \quad \text{Esfuerzo mínimo de cedencia}$$

De igual manera se toma en cuenta el fallo por fatiga debido a la gran cantidad de ciclos a la que estará expuesto este elemento. Para ello, las fuerzas existentes son:

$$F_{max_{b4}} := R_{2yf} = 7159.47 \text{ lbf (3254.30 kgf)} \quad \text{Fuerza máxima}$$

$$F_{min_{b4}} := 0 \text{ lbf} \quad \text{Fuerza mínima}$$

#### **Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga**

##### **- Factor superficial**

$$a_{b2} := 4.45$$

$$b_{b2} := -0.265$$

$$k_{a_{b2}} := a_{b2} \cdot S_{u_{eje}}^{b_{b2}} = 0.74$$

Parámetros escogidos tomando en cuenta que el acabado superficial del eje, es laminado en frío

**ANEXO 4**

##### **- Factor de tamaño**

$$k_{b_{b2}} := 1$$

Factor de tamaño, para cargas axiales

##### **- Factor de carga**

$$k_{c_{b2}} := 0.844$$

**ANEXO 5**

##### **- Factor de temperatura**

$$k_{db2} := 1$$

## ANEXO 6

### Sensibilidad a la muesca

En el brazo 4 no existen concentradores de esfuerzos, debido a la regularidad de su geometría, por este motivo los factores  $k_{tb4}$  y  $k_{fb4}$  tienen un valor numérico de 1.

$$k_{tb4} := 1$$

$$q_{b4} := 0$$

$$k_{fb4} := 1 + (k_{tb4} - 1) \cdot q_{b4} = 1.00$$

### Relación de Esfuerzos

$$Se'_{eje4} := 0.5 \cdot Su_{eje4} = 441.45 \text{ MPa (N/mm}^2)$$

$$Se_{eje4} := k_{ab4} \cdot k_{bb4} \cdot k_{cb4} \cdot k_{db4} \cdot Se'_{eje4}$$

$$Se_{eje4} = 274.74 \text{ MPa (N/mm}^2)$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$\frac{Su_{eje4}}{Se_{eje4}} = 3.21$$

Esta relación se encuentra entre el rango de 3 y 4, fijado para elementos sometidos a tracción.

$$\sigma_{\max_{b4}}(At_{b4}) := \frac{\left( F_{\max_{b4}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{At_{b4}}$$

Esfuerzo considerando la fuerza máxima

$$\sigma_{\min_{b4}}(At_{b4}) := \frac{\left( F_{\min_{b4}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{At_{b3}}$$

Esfuerzo considerando la fuerza mínima

$$\sigma_{m_{b4}}(At_{b4}) := \frac{\sigma_{\max_{b4}}(At_{b4}) + \sigma_{\min_{b4}}(At_{b4})}{2} \quad \text{Esfuerzo medio o estático}$$

$$\sigma_{a_{b4}}(At_{b4}) := \frac{\sigma_{\max_{b4}}(At_{b4}) - \sigma_{\min_{b4}}(At_{b4})}{2} \quad \text{Esfuerzo alternante}$$

$$FS_{b4} := 2.5 \quad \text{Factor de seguridad}$$

$$\frac{S_{y_{eje4}}}{FS_{b4}} = k_{t_{b4}} \cdot \sigma_{m_{b4}}(At_{b4}) + \frac{S_{u_{eje4}}}{S_{e_{eje4}}} \cdot k_{f_{b4}} \cdot \sigma_{a_{b4}}(At_{b4})$$

$$At_{b4} := 244.31 \text{ mm}^2 \quad \text{Área necesaria para el eje}$$

$$At_{b4} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{b4}^2$$

$$d_{b4} = 17.64 \text{ mm} \quad \text{Diámetro determinado para el eje}$$

A pesar de haber determinado 17.64 mm de diámetro, se escoge un eje con diámetro  $d_{b4}$  de 60 mm, debido a que el cordón de soldadura entre este elemento y la placa debe tener un mayor perímetro para no fallar, como se apreciará en un análisis posterior. Por lo tanto:

$$d_{b4} = 60 \text{ mm} \quad \text{Diámetro definitivo del eje}$$

### Análisis de Pandeo

Se empieza definiendo si el elemento se comporta como columna larga o corta.

$$E_{b4} := 200 \cdot 10^9 \text{ Pa} \quad (\text{N/m}^2) \quad \text{Módulo de elasticidad del material}$$

$$L_{b4} := 200 \text{ mm} \quad \text{Longitud de la barra 4}$$

$$C_{b4} := 1.2 \quad \text{Constante de condiciones en los extremos (empotrado-articulado)}$$

**ANEXO 10**

$$nd_{b4} := 3.5$$

Factor de diseño

$$I_{b4} := \frac{\pi \cdot \left(\frac{d_{b4}}{1000}\right)^4}{64} = 39.76 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Momento de inercia

$$k_{b4} = \sqrt{\frac{I_{b4}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{b4}}{1000}\right)^2}} = 7.5 \text{ mm}$$

Radio de giro

Relación de esbeltez 1:

$$\frac{L_{b4}}{k_{b4}} = 26.67$$

Relación de esbeltez 2:

$$\left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot C_{b4} \cdot E_{b4}}{S_{y1_{eje3}} \cdot 10^6}\right)^{0.5} = 83.06$$

Como el valor de la relación de esbeltez 2 es mayor al valor de la relación de esbeltez 1, se concluye que el eje se comporta como una columna corta, por lo que se debe utilizar la ecuación parabólica para la comprobación de pandeo.

$$\frac{\left(\frac{F_{crit_{b4}} \cdot 2.2}{9.81}\right) \cdot nd_{b3}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{b4}}{1000}\right)^2} = S_{y1_{eje3}} \cdot 10^6 - \left[\frac{\left(S_{y1_{eje3}} \cdot 10^6\right) \cdot L_{b4}}{2 \cdot \pi \cdot k_{b4}}\right]^2 \cdot \frac{1}{C_{b4} \cdot E_{b4}}$$

$$F_{crit_{b4}} := 586539.59 \text{ lbf} \quad (266608.9 \text{ kgf})$$

Fuerza crítica para producirse pandeo

Después del análisis anterior se concluye que la fuerza con la que se producirá pandeo es  $F_{crit_{b4}} = 586539.59 \text{ lbf}$  (266608.9 kgf). Como se puede apreciar la fuerza a la que está expuesto este elemento es mucho menor, por lo que el brazo 4 no sufrirá problemas de pandeo.

#### 4.1.2.2. Pasadores

Es importante el análisis de la geometría de los pasadores que van acoplados al sistema multiplicador de fuerzas, ya que aparte de servir de unión entre varios elementos, deben brindar lubricación a cada uno de estos, para evitar desgaste excesivo. A su vez están expuestos a grandes cargas cortantes sobre su sección circular.

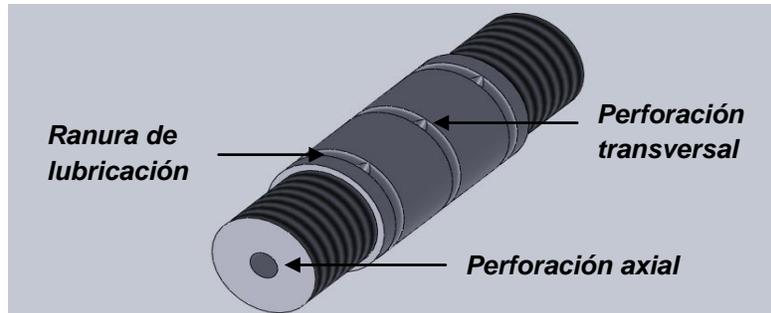


Figura 4.6. Ejemplo de un pasador

Para un cálculo general, se toma en cuenta la mayor fuerza generada dentro del sistema, la misma que provocará mayor esfuerzo cortante sobre estos elementos. Dicha fuerza, es la que actúa sobre el brazo 2:

$F_{\max_{pas2}} := R_f = 6705.53 \quad |b|$       Fuerza máxima cortante sobre pasadores

$F_{\min_{pas2}} := 0 \quad |b|$       Fuerza mínima

En primera instancia se escoge un pasador con diámetro exterior  $d_{pas2} = 34\text{mm}$ , una perforación axial con diámetro interior  $d_{i_{pas2}} = 8\text{mm}$ , y perforaciones transversales (dependiendo del número de sujetadores) con diámetro  $d_{t_{pas2}} = 5\text{mm}$ ; por motivos de lubricación. Posteriormente se ratificarán estos valores, caso contrario se variarán las dimensiones mencionadas.

## Factores que modifican el límite de resistencia a la Fatiga

### - Factor superficial

$$a_{pas2} := 4.45$$

$$b_{pas2} := -0.265$$

$$k_{a_{pas2}} := a_{pas2} \cdot S_{u_{pas2}}^{b_{pas2}} = 0.75$$

Parámetros escogidos tomando en cuenta un acabado superficial de maquinado o laminado en frío.

**ANEXO 4**

### - Factor de tamaño

$$k_{b_{pas2}} := 0.879 \cdot (0.37 d_{e_{pas2}})^{-0.107} = 0.67$$

### - Factor de carga

$$k_{c_{pas2}} := 1$$

**ANEXO 5**

### - Factor de temperatura

$$k_{d_{pas2}} := 1$$

**ANEXO 6**

## Sensibilidad a la muesca

$$k_{t_{pas2}} := 2.18$$

**ANEXO 13**

$$q_{pas2} := 1$$

Recomendación de este valor, al desconocer el valor real de q.

$$k_{f_{pas2}} := 1 + (k_{t_{pas2}} - 1) \cdot q_{pas2} = 2.18$$

## Relación de esfuerzos

$$S_{e'_{pas2}} := 0.5 \cdot S_{u_{pas2}} = 415 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

$$S_{e_{pas2}} := k_{a_{pas2}} \cdot k_{b_{pas2}} \cdot k_{c_{pas2}} \cdot k_{d_{pas2}} \cdot S_{e'_{pas2}}$$

$$S_{e_{pas2}} = 209.89 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$\frac{S_{u_{pas2}}}{S_{e_{pas2}}} = 3.95$$

Esta relación tiene un valor aceptable, tomando en cuenta que para este tipo de carga, puede llegar a 6.

$$\sigma_{\max_{pas2}}(A_{pas2}) := \frac{4}{3} \frac{\left( F_{\max_{pas2}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{A_{pas2}}$$

Esfuerzo cortante con carga máxima

$$\sigma_{\min_{pas2}}(A_{pas2}) := \frac{4}{3} \frac{\left( F_{\min_{pas2}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{A_{pas2}}$$

Esfuerzo cortante con carga mínima

$$\sigma_{m_{pas2}}(A_{pas2}) := \frac{\sigma_{\max_{pas2}}(A_{pas2}) + \sigma_{\min_{pas2}}(A_{pas2})}{2}$$

Esfuerzo medio o estático

$$\sigma_{a_{pas2}}(A_{pas2}) := \frac{\sigma_{\max_{pas2}}(A_{pas2}) - \sigma_{\min_{pas2}}(A_{pas2})}{2}$$

Esfuerzo alternante

$$FS_{pas2} := 2.5$$

Factor de seguridad

$$\frac{S_{y_{pas2}}}{FS_{pas2}} = k_{t_{pas2}} \cdot \sigma_{m_{pas2}}(A_{pas2}) + \frac{S_{u_{pas2}}}{S_{e_{pas2}}} \cdot k_{f_{pas2}} \cdot \sigma_{a_{pas2}}(A_{pas2})$$

$$A_{pas2} := 818.32 \quad \text{mm}^2$$

Área necesaria del pasador

$$A_{pas2} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{e_{pas2}}^2 - d_{i_{pas2}}^2)$$

Después de este análisis, se determina un pasador con diámetro exterior 33.26 mm, pero en base a las medidas en stock de este tipo de ejes, se escoge un pasador de diámetro:

$$d_{e_{pas2}} := 34 \quad \text{mm}$$

Diámetro mayor nominal

### 4.1.2.3. Sujetadores

Para el diseño de estos elementos (Figura 4.8), se considera el tipo de cargas a las que están sometidos, así como también el número de sujetadores que trabajen.

Todos los sujetadores que forman parte del mecanismo de ventaja mecánica trabajan a tracción, y como análisis general se toman en cuenta las cargas aplicadas sobre el brazo 2 (al ser las mayores), para determinar la mínima sección que ha de tener cada sujetador.

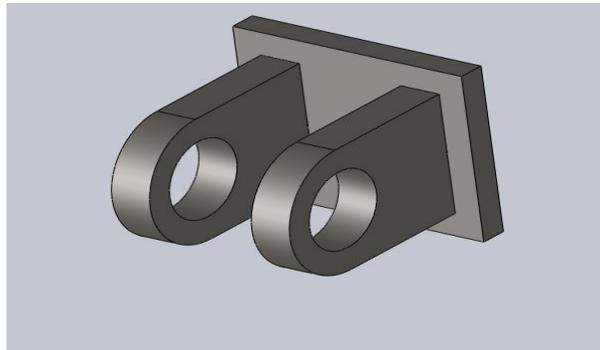


Figura 4.7. Sujetadores

Para el diseño y construcción de estas piezas, se escoge como material acero bonificado AISI 4340.

$$S_{u_{suj}} := 90 \cdot 9.81 = 882.9 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2) \quad \text{Resistencia mínima a la tracción}$$

$$S_{y_{suj}} := 70 \cdot 9.81 = 686.7 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2) \quad \text{Esfuerzo mínimo de cedencia}$$

Al igual que el brazo 2, las máximas y mínimas fuerzas axiales a las que estarán sometidos los sujetadores, para el análisis a fatiga son las siguientes:

$$F_{\max_{suj}} := \frac{R_f}{4} = 1685.95 \text{ lbf} \quad (766.34 \text{ kgf}) \quad \text{Fuerza máxima}$$

$$F_{\min_{suj}} := 0 \text{ lbf} \quad \text{Fuerza mínima}$$

Las fuerza anterior se ha dividido para cuatro, ya que son 4 secciones críticas las que forman parte de los 2 sujetadores más pequeños dentro del sistema (Figura 4.9); de esta manera el área obtenida será la necesaria para cada sección.

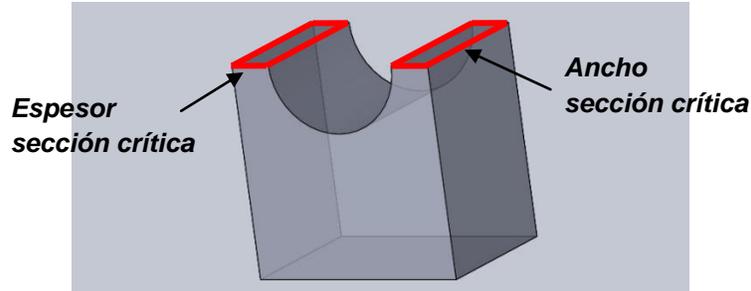


Figura 4.8. Sección crítica de los sujetadores

### Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

#### - Factor superficial

$$a_{b2} := 4.45$$

$$b_{b2} := -0.265$$

$$k_{a_{b2}} := a_{b2} \cdot S_{u_{eje}}^{b_{b2}} = 0.74$$

Parámetros escogidos tomando en cuenta que el acabado superficial del eje, es laminado en frío

**ANEXO 4**

#### - Factor de tamaño

$$k_{b_{b2}} := 1$$

Factor de tamaño, para cargas axiales

#### - Factor de carga

$$k_{c_{b2}} := 0.844$$

**ANEXO 5**

#### - Factor de temperatura

$$k_{d_{b2}} := 1$$

**ANEXO 6**

## Sensibilidad a la muesca

Para la determinación de los factores  $k_{t_{suj}}$  y  $k_{f_{suj}}$  asumimos una placa de 54 mm de ancho, con un agujero de diámetro 34 mm, por el que atravesará el pasador. Posteriormente se ratificarán las dimensiones de los sujetadores, después de la comprobación.

$$k_{t_{suj}} := 2.12$$

## ANEXO 14

$$q_{suj} := 1$$

$$k_{f_{suj}} := 1 + (k_{t_{suj}} - 1) \cdot q_{suj} = 2.12$$

## Relación de esfuerzos

$$Se'_{suj} := 0.5 \cdot Su_{suj} = 441.45 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

$$Se_{suj} := k_{a_{suj}} \cdot k_{b_{suj}} \cdot k_{c_{suj}} \cdot k_{d_{suj}} \cdot Se'_{suj}$$

$$Se_{suj} = 274.74 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)} \quad \text{Límite de resistencia a la fatiga}$$

$$\frac{Su_{suj}}{Se_{suj}} = 3.21$$

Esta relación se encuentra entre el rango de 3 y 4, fijado para elementos sometidos a tracción.

$$\sigma_{\max_{suj}}(At_{suj}) := \frac{\left( F_{\max_{suj}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{At_{suj}}$$

Esfuerzo tomando en cuenta la fuerza máxima

$$\sigma_{\min_{suj}}(At_{suj}) := \frac{\left( F_{\min_{suj}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{At_{suj}}$$

Esfuerzo tomando en cuenta la fuerza mínima

$$\sigma_{m_{suj}}(At_{suj}) := \frac{\sigma_{\max_{suj}}(At_{suj}) + \sigma_{\min_{suj}}(At_{suj})}{2}$$

Esfuerzo medio o estático

$$\sigma_{a_{\text{suj}}}(A_{t_{\text{suj}}}) := \frac{\sigma_{\text{max}_{\text{suj}}}(A_{t_{\text{suj}}}) - \sigma_{\text{min}_{\text{suj}}}(A_{t_{\text{suj}}})}{2} \quad \text{Esfuerzo alternante}$$

$$FS_{\text{suj}} := 2.5 \quad \text{Factor de seguridad}$$

$$\frac{S_{y_{\text{suj}}}}{FS_{\text{suj}}} = k_{t_{\text{suj}}} \cdot \sigma_{m_{\text{suj}}}(A_{t_{\text{suj}}}) + \frac{S_{u_{\text{suj}}}}{S_{e_{\text{suj}}}} \cdot k_{f_{\text{suj}}} \cdot \sigma_{a_{\text{suj}}}(A_{t_{\text{suj}}})$$

$$A_{t_{\text{suj}}} := 121.97 \text{ mm}^2 \quad \text{Área mínima necesaria para cada sección crítica de los sujetadores}$$

De esta manera, las dimensiones de los sujetadores más pequeños, son las siguientes:

$$a_{c_{\text{suj}1}} := 10 \text{ mm} \quad \text{Ancho de la sección crítica}$$

$$e_{c_{\text{suj}1}} := 15 \text{ mm} \quad \text{Espesor de la sección crítica}$$

$$A_{\text{suj}1} := 54 \text{ mm} \quad \text{Ancho del sujetador}$$

$$l_{\text{suj}1} := 70 \text{ mm} \quad \text{Longitud del sujetador}$$

Dependiendo del número de sujetadores que trabajen, se modificarán sus dimensiones, siempre que presenten una sección proporcional a la calculada anteriormente.

#### 4.1.2.4. Análisis de Soldadura

El análisis de soldadura es fundamental dentro del diseño de la máquina, ya que puede obligar a cada uno de los elementos a variar sus dimensiones. De esta manera se analiza el perímetro necesario y el área del cordón de soldadura para las secciones rectangulares y circulares de los componentes de la máquina.

##### 4.1.2.4.1. Secciones Rectangulares

Este análisis hace referencia a las secciones rectangulares de los sujetadores, considerando el cordón de soldadura a lo largo del perímetro de estos elementos.

De igual manera, se toman en cuenta las máximas fuerzas generadas durante el proceso de estampado, es decir las ejercidas sobre el brazo 2, y las dimensiones de los sujetadores más pequeños, garantizando a su vez que los cordones de soldadura de los sujetadores más grandes no fallen.

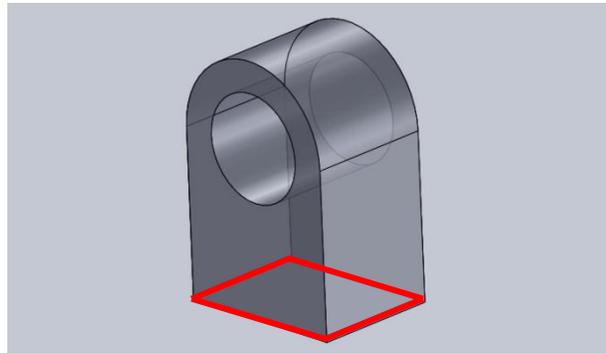
**Fuerzas ejercidas:**

$$F_{\max_{sue}} := \frac{R_f}{2} = 3371.9 \quad \text{lbf} \quad (1532.68 \text{ kgf}) \quad \text{Fuerza máxima}$$

$$F_{\min_{sue}} := 0 \quad \text{lbf} \quad \text{Fuerza mínima}$$

La fuerza anterior fue dividida para 2, ya que son 2 los sujetadores que soportarán las cargas axiales.

Las dimensiones de los sujetadores que inciden en el análisis de suelda, son (Figura 4.10):



**Figura 4.9. Perímetro de soldadura – secciones rectangulares**

$$A_{suj1} = 54 \quad \text{mm} \quad \text{Ancho del sujetador}$$

$$e_{Csuj1} = 15 \quad \text{mm} \quad \text{Espesor del sujetador}$$

## Especificaciones Electrodo E6011:

$$S_{u_{sr}} := 482 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

**ANEXO 15**

$$S_{y_{sr}} := 393 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

$$S_{su_{sr}} := \frac{2}{3} \cdot S_{u_{sr}} = 321.333 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

## Factores que modifican el límite de resistencia a la Fatiga

### - Factor superficial

$$a_{sr} := 271$$

$$b_{sr} := -0.995$$

$$k_{a_{sr}} := a_{sr} \cdot S_{u_{sr}}^{b_{sr}} = 0.58$$

Parámetros escogidos tomando en cuenta que el acabado superficial del cordón de suelda, es como sale de forja  
**ANEXO 4**

### - Factor de tamaño

$$k_{b_{sr}} := 1$$

Factor de tamaño, para cargas axiales

### - Factor de carga

$$k_{c_{sr}} := 0.896$$

**ANEXO 5**

### - Factor de temperatura

$$k_{d_{sr}} := 1$$

**ANEXO 6**

## Relación de esfuerzos

$$Se'_{sr} := 0.5 \cdot S_{u_{sr}} = 241 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

$$Se_{sr} := k_{a_{sr}} \cdot k_{b_{sr}} \cdot k_{c_{sr}} \cdot k_{d_{sr}} \cdot Se'_{sr}$$

$$Se_{sr} = 125.217 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$k_{f_{sr}} := 2$$

Factor de concentración de esfuerzo a fatiga. **ANEXO 16**

$$k_{t_{sr}} := 2$$

Factor de concentración de esfuerzo

$$A_{sr}(h_{sr}) := 0.707 \cdot h_{sr} \cdot (2 \cdot ec_{suj1} + 2 \cdot A_{suj1})$$

Área de la suelda en función de la altura de la garganta

$$\sigma_{max_{sr}}(h_{sr}) := \frac{F_{max_{sue}} \cdot \frac{9.81}{2.2}}{A_{sr}(h_{sr})}$$

Esfuerzo considerando la fuerza máxima

$$\sigma_{min_{sr}}(h_{sr}) := \frac{F_{min_{sue}} \cdot \frac{9.81}{2.2}}{A_{sr}(h_{sr})}$$

Esfuerzo considerando la fuerza mínima

$$\sigma_{m_{sr}}(h_{sr}) := \frac{\sigma_{max_{sr}}(h_{sr}) + \sigma_{min_{sr}}(h_{sr})}{2}$$

Esfuerzo medio o estático

$$\sigma_{a_{sr}}(h_{sr}) := \frac{\sigma_{max_{sr}}(h_{sr}) - \sigma_{min_{sr}}(h_{sr})}{2}$$

Esfuerzo alternante

$$\tau_{eqm_{sr}}(h_{sr}) := \sigma_{m_{sr}}(h_{sr})$$

Esfuerzo equivalente medio

$$\tau_{eqa_{sr}}(h_{sr}) := \sigma_{a_{sr}}(h_{sr})$$

Esfuerzo equivalente alternante

$$FS_{sr} := 2.5$$

Factor de seguridad

$$\frac{Ss_{sr}}{FS_{sr}} = \tau_{eqm_{sr}}(h_{sr}) \cdot k_{t_{sr}} + \frac{Ss_{sr}}{Se_{sr}} \cdot \tau_{eqa_{sr}}(h_{sr}) \cdot k_{f_{sr}}$$

$$h_{sr} = 4.28 \text{ mm}$$

Espesor del cordón de soldadura

#### 4.1.2.4.2. Secciones Circulares

Dentro de este análisis, se hace referencia a las secciones circulares de los ejes que están sometidos a cargas axiales.

A continuación, se realiza el cálculo para determinar el mínimo perímetro que recorrerá el cordón de soldadura.

Se reincide en las fuerzas ejercidas sobre el brazo 2 (fuerzas mayores), y se variará el diámetro de los brazos que forman parte de este sistema, hasta obtener un espesor óptimo para el cordón de soldadura.

$$d_{sc} = 60 \text{ mm}$$

Diámetro escogido para análisis

#### Fuerzas ejercidas

$$F_{max_{sc}} := R_f = 6743.810 \text{ lbf} \quad (3065.34 \text{ kgf}) \quad \text{Fuerza máxima}$$

$$F_{min_{sc}} := 0 \text{ lbf} \quad \text{Fuerza mínima}$$

#### Especificaciones Electrodo E6011

$$S_{u_{sc}} := 482 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2)$$

$$S_{y_{sc}} := 393 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2)$$

$$S_{s_{sc}} := \frac{2}{3} \cdot S_{u_{sc}} = 321.333 \text{ MPa} \quad (\text{N/mm}^2)$$

#### ANEXO 15

## Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

### - Factor superficial

$$a_{sc} := 271$$

$$b_{sc} := -0.995$$

$$ka_{sc} := a_{sc} \cdot Su_{sc}^{b_{sc}} = 0.58$$

Parámetros escogidos tomando en cuenta que el acabado superficial del cordón de suelda, es como sale de forja  
**ANEXO 4**

### - Factor de tamaño

$$kb_{sc} := 1$$

Factor de tamaño, para cargas axiales

### - Factor de carga

$$kc_{sc} := 0.89$$

**ANEXO 5**

### - Factor de temperatura

$$kd_{sc} := 1$$

**ANEXO 6**

## Relación de Esfuerzos

$$Se'_{sc} := 0.5 \cdot Su_{sc} = 241 \text{MPa (N/mm}^2)$$

$$Se_{sc} := ka_{sc} \cdot kb_{sc} \cdot kc_{sc} \cdot kd_{sc} \cdot Se'_{sc}$$

$$Se_{sc} = 124.378 \text{MPa (N/mm}^2)$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$kf_{sc} := 2$$

Factor de concentración de esfuerzo a fatiga  
**ANEXO 16**

$$kt_{sc} := 2$$

Factor de concentración de esfuerzo

$$A_{sc}(h_{sc}) := 1.414 \cdot \pi \cdot h_{sc} \cdot \frac{d_{sc}}{2}$$

Área de suelda en función de la altura de la garganta

$$\sigma_{max_{sc}}(h_{sc}) := \frac{F_{max_{sc}} \cdot \frac{9.81}{2.2}}{A_{sc}(h_{sc})}$$

Esfuerzo considerando la fuerza máxima

$$\sigma_{min_{sc}}(h_{sc}) := \frac{F_{min_{sc}} \cdot \frac{9.81}{2.2}}{A_{sc}(h_{sc})}$$

Esfuerzo considerando la fuerza mínima

$$\sigma_{m_{sc}}(h_{sc}) := \frac{\sigma_{max_{sc}}(h_{sc}) + \sigma_{min_{sc}}(h_{sc})}{2}$$

Esfuerzo medio o estático

$$\sigma_{a_{sc}}(h_{sc}) := \frac{\sigma_{max_{sc}}(h_{sc}) - \sigma_{min_{sc}}(h_{sc})}{2}$$

Esfuerzo alternante

$$\tau_{eqm_{sc}}(h_{sc}) := \sigma_{m_{sc}}(h_{sc})$$

Esfuerzo equivalente medio

$$\tau_{eqa_{sc}}(h_{sc}) := \sigma_{a_{sc}}(h_{sc})$$

Esfuerzo equivalente alternante

$$FS_{sc} := 2.5$$

Factor de seguridad

$$\frac{Ssu_{sc}}{FS_{sc}} = \tau_{eqm_{sc}}(h_{sc}) \cdot kt_{sc} + \frac{Ssu_{sc}}{Se_{sc}} \cdot \tau_{eqa_{sc}}(h_{sc}) \cdot kf_{sc}$$

$$h_{sc} = 6.29 \text{ mm}$$

Espesor de la garganta del cordón de soldadura

### **4.1.3. DISEÑO DEL MOLDE**

Este apartado hace referencia al diseño de las mordazas de estampado, el eje que soporta la mordaza inferior, y el mecanismo que permite el giro de estos dos elementos.

#### **4.1.3.1. Mordazas de Estampado**

Para obtener la forma de las mordazas de estampado, se parte de la determinación de la forma del jabón, lo cual permite definir la geometría de las cavidades, que darán la forma al producto.

Hay que tomar en cuenta que el molde necesita refrigeración, por lo que se deberá incluir un sistema de enfriamiento dentro de éste. A su vez, hay que analizar que este elemento resista las fuerzas de estampado, a través de una simulación.

Para determinar la forma del Jabón se deben cumplir dos parámetros que son:

1. La forma debe ser igual a los moldes de la línea de producción que mantiene actualmente la empresa.
2. El peso del jabón debe ser de 90 gramos con una desviación máxima de 2 gramos

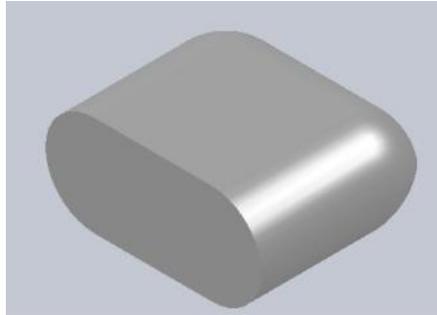
##### **4.1.3.1.1. Procedimiento para determinación de Forma**

Para determinar la forma del jabón se toma 4 muestras de jabones y se realizan cortes, los cuales serán dibujados en un programa de diseño.

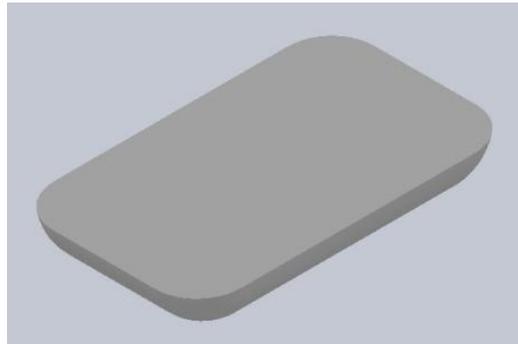
#### **Proceso de cortes de las muestras**

1. En la primera muestra se procede a realizar un corte de la vista frontal por la mitad del jabón (Figura 4.11).
2. En la segunda muestra se realiza un corte de la vista superior por el plano en el que se unen los dos moldes de jabón (Figura 4.12).

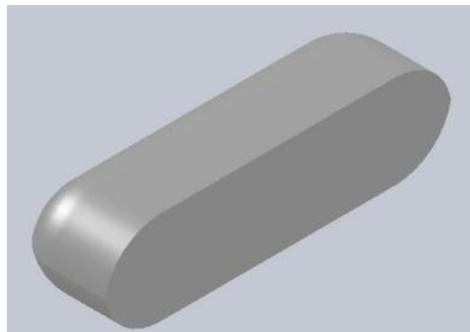
3. En la tercera muestra se realiza un corte de la vista lateral por la mitad del jabón (Figura 4.13).



**Figura 4.10. Corte Vista Frontal**

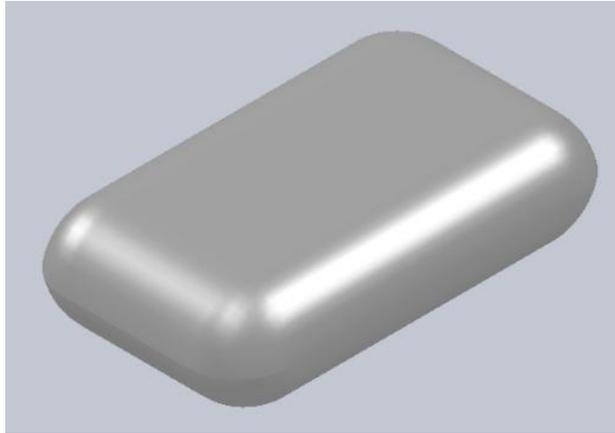


**Figura 4.11. Corte Vista Superior**



**Figura 4.12. Corte Vista Lateral**

Mediante un scanner se procede a dibujar las vistas del jabón, en un programa de diseño, y se determina la forma de jabón (Figura 4.13).



**Figura 4.13. Dibujo de Jabón**

### **Procedimiento para parámetro de peso**

Para determinar el peso se realizaron pruebas de tres muestras de jabón de la máquina estampadora, en las cuales se determinó la densidad del jabón.

### **Proceso para determinación de la densidad del Jabón**

1. Se mide la masa de jabón de cada muestra (Figura 4.15).
2. En un vaso de precipitados se coloca agua destilada hasta llegar a un volumen de 400 ml (Figura 4.16).
3. Se introduce una muestra de jabón en el vaso (Figura 4.17).
4. Se mide el volumen desplazado de líquido (Figura 4.18).
5. Se repite el procedimiento con las otras muestras.



**Figura 4.14. Determinación de masa**



**Figura 4.15. Vaso de Precipitados en 400 ml**



Figura 4.16. Muestra de jabón en vaso de precipitación



Figura 4.17. Volumen desplazado de líquido.

## Datos Obtenidos

Tabla 4.1. Valores de masa y volumen del jabón

<b>Muestras</b>	<b>Masa</b>	<b>Volumen</b>
	Gramos	MI
1	87.32	81
2	89.00	81
3	90.07	81
4	90.39	81

Con los datos obtenidos se determina la densidad de cada muestra y se realiza un promedio.

**Tabla 4.2. Valores de densidad**

<b>Muestras</b>	<b>Masa</b>	<b>Volumen</b>	<b>Densidad</b>
	gramos	ml	gr/ml
1	87.32	81	1.078
2	89.00	81	1.099
3	90.07	81	1.112
4	90.39	81	1.116
		$\Sigma$	4.405
		PROMEDIO	1.101

La densidad promedio de los jabones es de 1.101 gr/ml.

Se determina el peso del jabón en el programa con la densidad calculada anteriormente.

El peso determinado en el programa es de 89.87 gramos el cual está dentro del rango.

#### 4.1.3.1.2. Análisis de Esfuerzos en las mordazas

Para la determinación de los esfuerzos se necesitan los siguientes parámetros.

1. Fuerza de Estampado
2. Material de los mordazas
3. Geometría de las mordazas

La fuerza de estampado es igual a la fuerza máxima real generada por el sistema de ventaja mecánica la cual es de 6402 lbf (2903 kgf).

El material elegido para los moldes es bronce debido a sus buenas propiedades de transferencia de calor, las cuales son requeridas para enfriar el molde de una manera eficiente.

La geometría del molde está determinada por la forma del jabón y los agujeros de refrigeración.

Con la ayuda de un programa de simulación se determina los esfuerzos. Ver Figura 4.18 y el factor de seguridad de cada mordaza. Ver Figura 4.19.

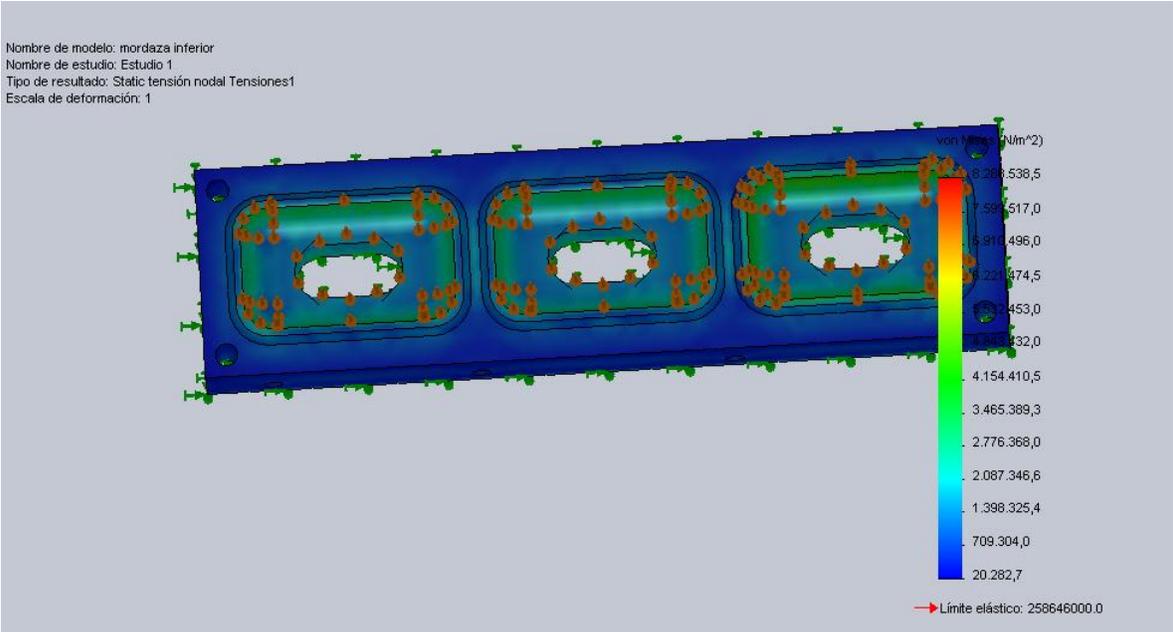


Figura 4.18. Esfuerzos en el molde inferior.

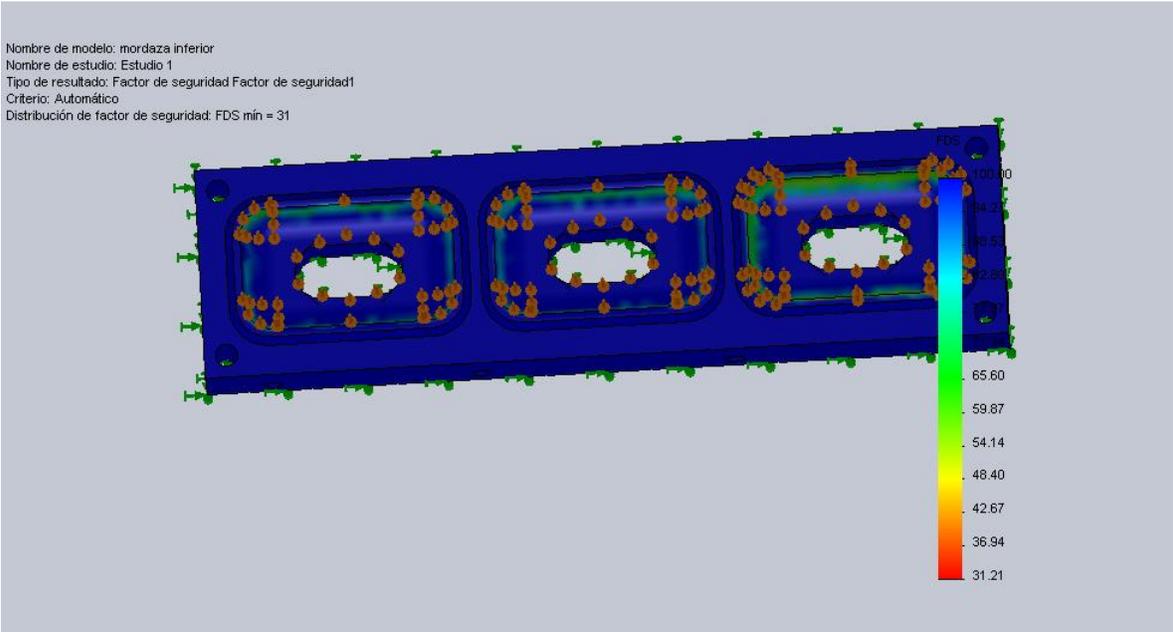


Figura 4.19. Factor de seguridad en el molde inferior.

Los resultados obtenidos con la simulación son los siguientes.

### **Mordaza Inferior**

$$\text{Esfuerzo Máximo} = 8.288.540,00 \frac{N}{m^2}$$

$$\text{Esfuerzo Mínimo} = 20.282,70 \frac{N}{m^2}$$

$$\text{Factor de Seguridad Máximo} = 100$$

$$\text{Factor de Seguridad Mínimo} = 31.21$$

### **Mordaza Superior**

$$\text{Esfuerzo Máximo} = 7.820.620,006 \frac{N}{m^2}$$

$$\text{Esfuerzo Mínimo} = 40.160,50 \frac{N}{m^2}$$

$$\text{Factor de Seguridad Máximo} = 100$$

$$\text{Factor de Seguridad Mínimo} = 15.86$$

Con los resultados obtenidos se concluye que las mordazas no fallaran al momento de aplicar la fuerza de estampado.

#### **4.1.3.2. Eje porta molde**

Este elemento sirve de soporte para la mordaza inferior, por lo que al recibir directamente la fuerza de estampado, se encuentra sometido a esfuerzos cortantes y flexión. A su vez, permite el giro del molde para que los jabones puedan ser extraídos; siendo soportado en sus extremos por chumaceras.

Su análisis se centra en la determinación de la mínima sección que ha de tener, para resistir dichos esfuerzos durante el proceso de estampado. Ver Figura 4.20.



Figura 4.20 Eje porta molde

Para el diseño y fabricación del eje, se ha escogido acero bonificado AISI 4340.

### ANEXO 3

$$S_{u_{epm}} := 90 \cdot 9.81 = 882.9 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)} \quad \text{Resistencia mínima a la tracción}$$

$$S_{y_{epm}} := 70 \cdot 9.81 = 686.7 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)} \quad \text{Esfuerzo mínimo a la cedencia}$$

Como se puede observar en la figura 4.19 el eje presenta dos secciones, así como también agujeros transversales para deslizamiento de expulsores y sujeción del molde.

Para el análisis a fatiga, las fuerzas que se toman en cuenta son:

$$F_{\max_{epm}} := F_{ra} = 6401.77 \text{ lbf (2909.89 kgf)} \quad \text{Fuerza máxima}$$

$$F_{\min_{epm}} := 0 \text{ lbf} \quad \text{Fuerza mínima}$$

Para cálculo de concentradores de esfuerzo, se asume inicialmente un eje con una sección mayor de 90 mm, una sección menor de 76 mm, un entalle de radio 2 mm, y perforaciones transversales de 13 mm de diámetro. Dichos valores se cambiarán o mantendrán, en base a los resultados obtenidos.

### Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

- Factor superficial

$$a_{epm} := 4.45$$

$$b_{epm} := -0.265$$

$$ka_{epm} := a_{epm} \cdot Su_{epm}^{b_{epm}} = 0.737$$

Parámetros escogidos tomando en cuenta que el acabado superficial del eje, es laminado en frío

#### ANEXO 4

#### - Factor de tamaño

$$d_{epm} = 76$$

$$kb_{epm} := 0.859 - 0.000837 \cdot d_{epm} = 0.795$$

#### - Factor de carga

$$kc_{epm} := 1$$

#### ANEXO 17

#### - Factor de temperatura

$$kd_{epm} := 1$$

#### ANEXO 6

### Sensibilidad a la muesca

$$kt_{epm} := 2.53$$

#### ANEXO 18

$$q_{epm} := 0.85$$

#### ANEXO 8

$$kf_{epm} := 1 + (kt_{epm} - 1) \cdot q_{epm} = 2.3$$

### Comparación de esfuerzos

$$Se'_{epm} := 0.5 \cdot Su_{epm} = 441.45 \quad \text{MPa (N/mm}^2\text{)}$$

Limite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$Se_{epm} := ka_{epm} \cdot kb_{epm} \cdot kc_{epm} \cdot kd_{epm} \cdot Se'_{epm}$$

$$Se_{epm} = 258.913 \quad \text{MPa (N/mm}^2\text{)}$$

Limite de resistencia a la fatiga

$$\frac{S_{u_{epm}}}{S_{e_{epm}}} = 3.41$$

El valor de esta relación, es aceptable tomando en cuenta que al tratarse de flexión, puede llegar a 6.

$$L_{epm} := 508 \text{ mm}$$

Longitud del eje

$$M_{max_{epm}} := \left[ \left( \frac{\frac{F_{max_{epm}} \cdot 9.81}{2}}{2.205} \right) \cdot \frac{L_{epm}}{2} \right]$$

Momento máximo

$$M_{min_{epm}} := \left[ \left( \frac{\frac{F_{min_{epm}} \cdot 9.81}{2}}{2.205} \right) \cdot \frac{L_{epm}}{2} \right]$$

Momento mínimo

$$Y_{epm}(d_{c_{epm}}) := \frac{d_{c_{epm}}}{2}$$

Distancia desde el centro de gravedad a punto periférico de la sección circular

$$I_{epm}(d_{c_{epm}}) := \frac{\pi}{64} \cdot d_{c_{epm}}^4$$

Inercia

### Esfuerzo Flector

$$\sigma_{max_{epm}}(d_{c_{epm}}) := \frac{M_{max_{epm}} \cdot Y_{epm}(d_{c_{epm}})}{I_{epm}(d_{c_{epm}})}$$

Esfuerzo flector considerando fuerza máxima

$$\sigma_{min_{epm}}(d_{c_{epm}}) := \frac{M_{min_{epm}} \cdot Y_{epm}(d_{c_{epm}})}{I_{epm}(d_{c_{epm}})}$$

Esfuerzo flector considerando fuerza mínima

$$\sigma_{m_{epm}}(d_{c_{epm}}) := \frac{\sigma_{max_{epm}}(d_{c_{epm}}) + \sigma_{min_{epm}}(d_{c_{epm}})}{2}$$

Esfuerzo flector medio o estático

$$\sigma_{a_{epm}}(d_{C_{epm}}) := \frac{\sigma_{\max_{epm}}(d_{C_{epm}}) - \sigma_{\min_{epm}}(d_{C_{epm}})}{2}$$

Esfuerzo flector  
alternante

### Esfuerzo Cortante

$$\tau_{\max_{epm}}(d_{C_{epm}}) := \frac{3}{2} \cdot \frac{\left( F_{\max_{epm}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{C_{epm}}^2}$$

Esfuerzo cortante  
considerando fuerza  
máxima

$$\tau_{\min_{epm}}(d_{C_{epm}}) := \frac{3}{2} \cdot \frac{\left( F_{\min_{epm}} \cdot \frac{9.81}{2.205} \right)}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{C_{epm}}^2}$$

Esfuerzo cortante  
considerando fuerza  
mínima

$$\tau_{m_{epm}}(d_{C_{epm}}) := \frac{\tau_{\max_{epm}}(d_{C_{epm}}) + \tau_{\min_{epm}}(d_{C_{epm}})}{2}$$

Esfuerzo cortante  
medio o estático

$$\tau_{a_{epm}}(d_{C_{epm}}) := \frac{\tau_{\max_{epm}}(d_{C_{epm}}) - \tau_{\min_{epm}}(d_{C_{epm}})}{2}$$

Esfuerzo cortante  
alternante

$$\sigma_{eqm_{epm}}(d_{C_{epm}}) := \sqrt{(\sigma_{m_{epm}}(d_{C_{epm}}))^2 + 4 \cdot (\tau_{m_{epm}}(d_{C_{epm}}))^2}$$

Esfuerzo equivalente  
medio

$$\sigma_{eqa_{epm}}(d_{C_{epm}}) := \sqrt{(\sigma_{a_{epm}}(d_{C_{epm}}))^2 + 4 \cdot (\tau_{a_{epm}}(d_{C_{epm}}))^2}$$

Esfuerzo equivalente  
alternante

$$FS_{epm} := 1.5 \quad \text{Factor de seguridad}$$

#### 4.1.3.3. Mecanismo para giro de Molde

El mecanismo está formado por un actuador lineal, un brazo de palanca y el eje analizado en el apartado 4.1.3.2.

Inicialmente se realiza un análisis gráfico del mecanismo (Figura 4.21), tomando en cuenta la posición final del actuador, ángulo de giro y longitud del brazo de palanca.

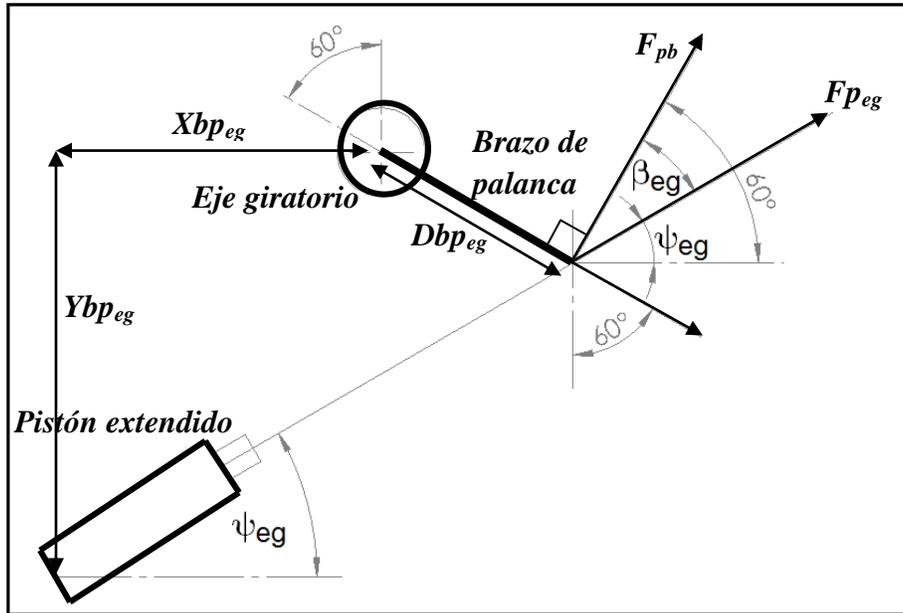


Figura 4.21 Análisis gráfico de mecanismo para giro de molde

$$I_{eg} := \frac{53084479.09}{1000^3} = 0.05 \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

Momento de inercia

$$t_{rot} := 0.2 \quad (\text{s})$$

Tiempo de rotación

$$S_{eg} := \frac{\pi}{3} \quad (\text{rad})$$

Desplazamiento angular

$$\omega_{0\,eg} := 0 \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

Velocidad angular inicial

$$\omega_{f\,eg} := \frac{2S_{eg}}{t_{rot}} = 10.47 \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

Velocidad angular final

$$a_{eg} := \frac{2 \cdot S_{eg}}{t_{rot}^2} = 52.36 \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right)$$

Aceleración angular

$$FS_{eg} := 2$$

Factor de seguridad

$$\tau_{eg} := l_{eg} \cdot a_{eg} \cdot FS_{eg} = 5.56 \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

Torque necesario

Se escoge un pistón de 32 mm de diámetro y 175 mm de carrera, el mismo que se encuentra fácilmente en el mercado nacional.

Por motivos de espacio dentro de la máquina, se ubica el pistón a una distancia horizontal  $X_{bp_{eg}} = 391\text{mm}$ , y una vertical  $Y_{bp_{eg}} = 361\text{ mm}$ ; ocupándose un brazo de palanca de longitud  $Db_{p_{eg}} = 175\text{ mm}$ . A continuación, se calcula la longitud mínima de este elemento, la misma que deberá ser menor o igual a la asumida para ratificar su valor; caso contrario se modificarán dichas longitudes.

$$F_{p_{eg}} := 106.26\text{ lbf} \quad (48.3\text{ kgf})$$

Fuerza del actuador

$$\psi_{eg} := 26.65^\circ$$

Angulo de posición final del pistón

$$\beta_{eg} := 60 - \psi_{eg} = 33.35^\circ$$

$$F_{bp} := F_{p_{eg}} \cdot \cos\left(\beta_{eg} \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 88.76 \text{ lbf} \quad (40.35\text{ kgf})$$

Fuerza perpendicular al brazo de palanca

$$d_{eg} := \frac{\tau_{eg}}{\left(F_{bp} \cdot \frac{9.81}{2.205}\right)} \cdot 1000 = 14.08 \text{ mm}$$

Distancia mínima del brazo de palanca

Como se puede apreciar, la longitud del brazo de palanca calculada es menor a la asumida, por lo que no existirán inconvenientes dentro del mecanismo.

#### 4.1.4. DISEÑO DE BASTIDOR

Para el diseño del bastidor se determinan los siguientes parámetros.

1. Perfil que debe usarse
2. Material que debe usarse
3. Rigidez del bastidor
4. Aspecto o forma

El primer paso es imponerse un perfil, el perfil seleccionado es un perfil cuadrado de 100 mm y espesor 4 mm, el perfil debe ser cuadrado ya que se comporta de mejor manera ante la torsión. El material del perfil elegido es ASTM A36 ya que se encuentra disponible en el mercado nacional. Para darle rigidez al bastidor es necesario arriostrar los elementos que sean posibles y forman parte del mismo. El aspecto o forma esta dado por el sistema de ventaja mecánico, el bastidor debe adaptarse a la forma del sistema de ventaja mecánico.

Las fuerzas ingresadas en el programa son las fuerzas resultantes del sistema de ventaja mecánico. Ver figura 4.22

$$F1= 3300 \text{ lbf (1496.59 kgf)}$$

$$F2=128.5 \text{ lbf (58.27 kgf)}$$

$$F3=6401.77 \text{ lbf (2903.29 kgf)}$$

$$F4=1666 \text{ lbf (755.55)}$$

$$F5= 6500 \text{ lbf(2947.84)}$$

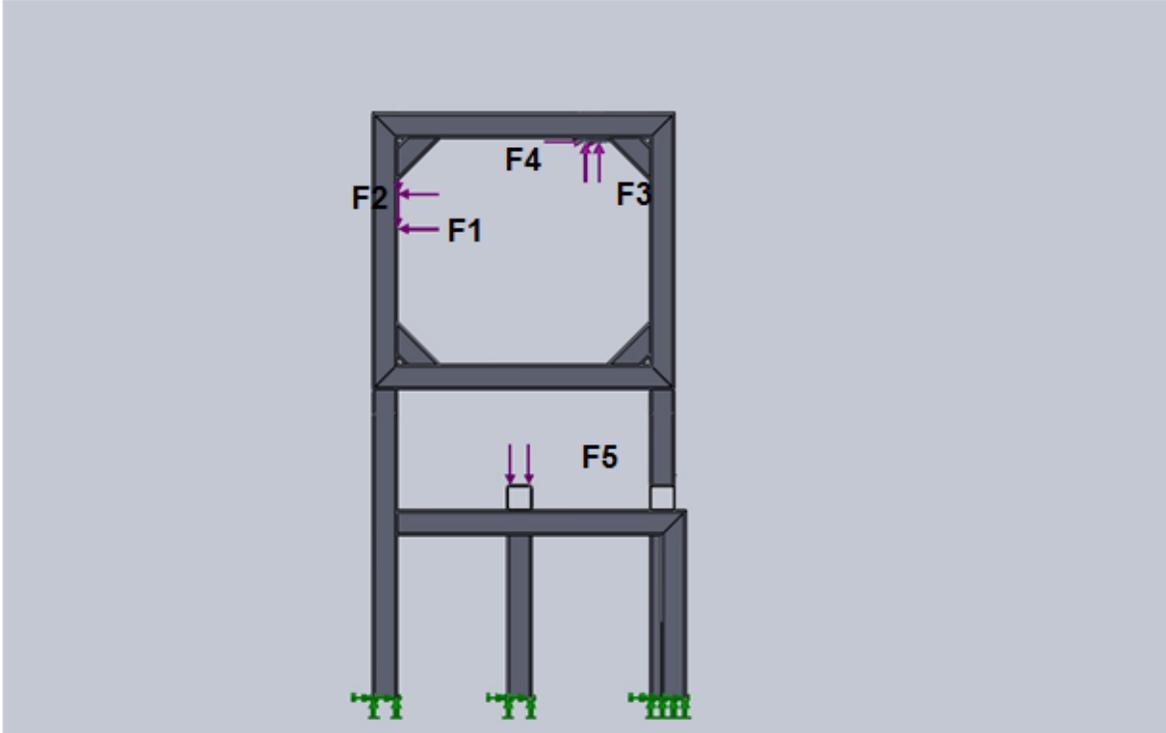


Figura 4.22 Fuerzas ingresadas en el bastidor.

Para determinar los esfuerzos. Ver Figura 4.23 y el factor de seguridad. Ver Figura 4.24 se utiliza un programa de simulación. Con el cual se comprueba si el perfil impuesto soporta las fuerzas generadas por el sistema de ventaja mecánica.

Si el factor de seguridad es muy bajo se debe seleccionar un perfil de mayor espesor al impuesto. En este caso se procede a elegir un perfil cuadrado de 100 mm y espesor 5 mm, y se realiza otra simulación.

Nombre de modelo: bastidor final  
Nombre de estudio: Estudio 2  
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 1

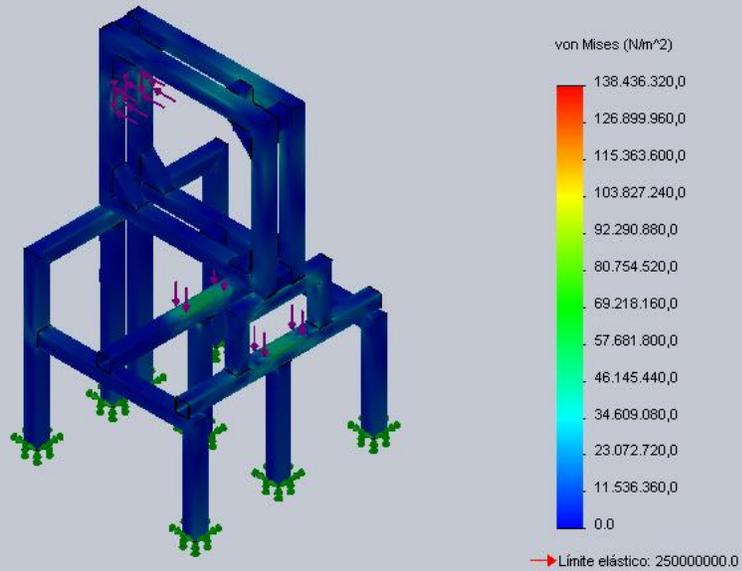


Figura 4.23 Esfuerzos en el bastidor.

Nombre de modelo: bastidor final  
Nombre de estudio: Estudio 2  
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1  
Criterio: Automático  
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.8

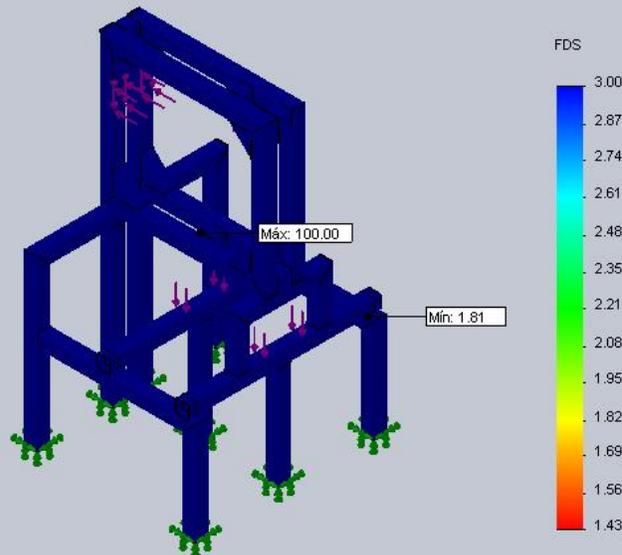


Figura 4.24 Factor de seguridad en el bastidor.

## Resumen de resultados

$$\text{Esfuerzo Máximo} = 138.436.000,00 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Factor de Seguridad Mínimo} = 1.8$$

De los resultados obtenidos se concluye que el bastidor no sufrirá ningún daño debido al funcionamiento del sistema de ventana mecánica.

## 4.2. DISENO NEUMÁTICO

### 4.2.1. SELECCIÓN DE ACTUADORES

#### 4.2.1.1. Pistones de Alimentación

Para la selección hay que tener en cuenta factores como son la presión de trabajo, el peso que se debe vencer durante el movimiento, y la carrera del émbolo.

##### 4.2.1.1.1. Fuerza de trabajo

$$m_{be} := 0.99 \text{ kg} \quad \text{Masa de la barra empujadora}$$

$$m_{bj} := 0.3 \text{ kg} \quad \text{Masa de barra de jabón antes de ser estampada}$$

$$m_{pa} := m_{be} + 2 \cdot m_{bj} = 1.59 \text{ kg} \quad \text{Masa total a trasladar}$$

$$\mu_{pa} := 0.5 \quad \text{Coeficiente de rozamiento acero - plástico}$$

$$f_{pa} := \mu_{pa} \cdot (m_{pa} \cdot 9.81)$$

$$f_{pa} = 7.8 \text{ (N)} \quad \text{Fuerza de rozamiento}$$

Se escoge inicialmente un pistón con diámetro 16 mm; a continuación se verifica que dicho actuador genere la fuerza necesaria mediante el uso de la ecuación 2.1:

Diámetro de pistón

$$d_{pa} := 16 \text{ mm}$$

$$P := 6 \text{ bar}$$

Presión de trabajo

$$F_{pa} := (P \cdot 10^{-1}) \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot d_{pa}^2 \right) - f_{pa} = 112.84 \text{ (N)}$$

Fuerza del pistón

De esta forma, se ratifica la elección del pistón de 16 mm de diámetro; cuya fuerza real es de 121 (N). **ANEXO 19**

#### 4.2.1.1.2. Carrera

De acuerdo al desplazamiento necesario de la barra antes de estampar, se necesita que la carrera del actuador sea de 100 mm.

$$L_{pa} := 100 \text{ mm}$$

Carrera del pistón escogido

#### 4.2.1.1.3. Resistencia al pandeo

En base a la figura 2.9; tomando en cuenta la fuerza y diámetro del vástago, el actuador puede tener una carrera de 230 mm.

#### 4.2.1.1.4. Capacidad de amortiguación

$$v_{pa} := 0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad de trabajo

$$m_{pa} = 1.59 \text{ kg}$$

Masa a trasladar

$$k_{pa} := 0.055 \text{ kg}$$

Masa del émbolo

$$St_{pa} := 0.088 \text{ kg}$$

Masa del vástago

$$E_{k.pa} := \frac{1}{2} (m_{pa} + k_{pa} + St_{pa}) \cdot v_{pa}^2 = 0.03 \text{ (J)}$$

Energía desarrollada

$$E_{z.pa} := 0.78 \text{ (J)}$$

Se cumple la condición, que  $E_k$  no sea mayor que  $E_z$ .

$$v_{\max_{pa}} := \sqrt{\frac{2 \cdot E_{z,pa}}{m_{pa} + k_{pa} + St_{pa}}} = 0.95 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad máxima permisible}$$

Como se puede observar, la velocidad permisible es mayor que la necesaria.

#### 4.2.1.1.5. Consumo de aire

Para el cálculo de consumo de aire, se hace uso de la ecuación 2.4:

$$n_{ct} := 12 \quad \text{Número de ciclos de trabajo}$$

$$Q_{n,pa} := (201 + 173) \cdot L_{pa} \cdot \left( \frac{P \cdot 10^{-1} + 0.101}{0.101} \right) \cdot n_{ct} \cdot 10^{-6}$$

$$Q_{n,pa} = 3.11 \frac{l}{\min}$$

### 4.2.1.2. Pistones de Estampado

#### 4.2.1.2.1. Fuerza de trabajo

La fuerza de los actuadores ya fue determinada en los apartados 4.1.1 y

4.1.2, cuyo valor total es:  $F_f = 3302.46 \text{ lbf}$  (7363 N)

#### 4.2.1.2.2. Carrera

$$L_{pe} = 125 \text{ mm}$$

#### 4.2.1.2.3. Resistencia al pandeo

En base a la figura 2.9; tomando en cuenta la fuerza y diámetro del vástago, el actuador puede tener una carrera de 1200 mm.

#### 4.2.1.2.4. Capacidad de amortiguación

Tomando como referencia la ecuación 2.2 se puede calcular la energía desarrollada, tomando en cuenta el peso de los componentes del actuador, así como también la energía máxima a disipar; cuyos valores son tomados de la tabla 2.1:

$v_{pe} := 0.125$	$\frac{m}{s}$	Velocidad de trabajo
$m_{pe} := 29$	kg	Masa a trasladar
$k_{pe} := 3.54$	kg	Masa del émbolo
$St_{pe} := 0.8$	kg	Masa del vástago
$E_{k,pe} := \frac{1}{2}(m_{pe} + k_{pe} + St_{pe}) \cdot v_{pe}^2 = 0.26$	(J)	Energía desarrollada
$E_{z,pe} := 32.3$	(J)	Energía que se puede absorber

Se cumple la condición, que  $E_k$  no sea mayor que  $E_z$ .

A continuación, se determina la velocidad máxima que podrá tener el pistón a través de la ecuación 2.3:

$$v_{max,pe} := \sqrt{\frac{2 \cdot E_{z,pe}}{m_{pe} + k_{pe} + St_{pe}}} = 1.39 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad máxima permisible}$$

Como se puede observar, la velocidad permisible es mayor a la necesaria.

#### 4.2.1.2.5. Consumo de aire

$$n_{ct} = 12 \quad \text{Número de ciclos de trabajo}$$

$$Q_{n,pe} := (12271 + 11309) \cdot L_{pe} \cdot \left( \frac{P \cdot 10^{-1} + 0.101}{0.101} \right) \cdot n_{ct} \cdot 10^{-6}$$

$$Q_{n,pe} = 245.49 \frac{l}{min}$$

### 4.2.1.3. Pistones de Expulsión

#### 4.2.1.3.1. Fuerza de trabajo

$$m_{px} := 0.093 \text{ kg}$$

Masa a expulsar

$$\mu_{px} := 0.2$$

Coeficiente de rozamiento  
bronce - bronce

$$f_{px} := \mu_{px} \cdot (m_{px} \cdot 9.81) = 0.18 \quad (\text{N})$$

Coefficiente de rozamiento

Se escoge inicialmente un pistón con diámetro 16 mm; a continuación se verifica que dicho actuador genere la fuerza necesaria:

$$d_{px} := 16 \text{ mm}$$

Diámetro de pistón escogido

$$P = 6 \text{ bar}$$

Presión de trabajo

$$F_{px} := (P \cdot 10^{-1}) \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot d_{px}^2 \right) - f_{px}$$

$$F_{pa} = 112.84 \text{ (N)}$$

Fuerza necesaria del pistón  
escogido

De esta forma, se ratifica la elección del pistón de 16 mm de diámetro; cuya fuerza real es de 121 N. **ANEXO 19**

#### 4.2.1.3.2. Carrera

$$L_{px} := 5 \text{ mm}$$

#### 4.2.1.3.3. Resistencia al pandeo

En base al diagrama 2.9; tomando en cuenta la fuerza y diámetro del vástago, el actuador puede tener una carrera de 160 mm.

#### 4.2.1.3.4. Capacidad de amortiguación

Con la ecuación 2.2 y la tabla 2.1, se calcula la energía desarrollada:

$$\begin{aligned}v_{px} &:= 0.01 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}} && \text{Velocidad de trabajo} \\m_{px} &= 0.09 \quad \text{kg} && \text{Masa a trasladar} \\k_{px} &:= 0.055 \quad \text{kg} && \text{Masa del émbolo} \\St_{px} &:= 0.0044 \quad \text{kg} && \text{Masa del vástago} \\E_{k.px} &:= \frac{1}{2}(m_{px} + k_{px} + St_{px}) \cdot v_{px}^2 = 7.47 \times 10^{-6} \quad (\text{J}) && \text{Energía desarrollada} \\E_{z.px} &:= 0.78 \quad (\text{J}) && \text{Energía que se puede absorber}\end{aligned}$$

Se cumple la condición, que  $E_k$  no sea mayor que  $E_z$ .

A continuación, se determina la velocidad máxima que podrá tener el pistón a través de la ecuación 2.3:

$$v_{max.px} := \sqrt{\frac{2 \cdot E_{z.px}}{m_{px} + k_{px} + St_{px}}} = 3.2 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad máxima permisible}$$

Como se puede observar, la velocidad permisible es mayor a la necesaria.

#### 4.2.1.3.5. Consumo de aire

$$n_{ct} = 12 \quad \text{Número de ciclos de trabajo}$$

$$Q_{n.px} := (201 + 173) \cdot L_{px} \cdot \left( \frac{P \cdot 10^{-1} + 0.101}{0.101} \right) \cdot n_{ct} \cdot 10^{-6}$$

$$Q_{n.px} = 0.16 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

#### 4.2.1.4. Pistón para Giro de molde

##### 4.2.1.4.1. Fuerza de trabajo

La fuerza necesaria de este pistón, ya fue determinada en el apartado 4.1.3.3, cuyo valor es:  $F_{p_{eg}} = 106.26 \text{ lbf}$  (473.82 N)

##### 4.2.1.4.2. Carrera

$$L_{pm} := 175 \text{ mm}$$

##### 4.2.1.4.3. Resistencia al pandeo

En base al diagrama 2.9; tomando en cuenta la fuerza y diámetro del vástago, el actuador puede tener una carrera de 450 mm.

##### 4.2.1.4.4. Capacidad de amortiguación

Como el actuador forma parte de un sistema de palanca, empleado para el giro del molde, se analiza la energía cinética de rotación:

$$I_{eg} = 0.05 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)$$

Momento de inercia

$$t_{rot} = 0.2 \text{ (s)}$$

Tiempo de rotación

$$S_{eg} = 1.05 \text{ (rad)}$$

Desplazamiento angular

$$\omega_{0_{eg}} = 0 \text{ (rad/s)}$$

Velocidad angular inicial

$$\omega_{f_{eg}} = 10.47 \text{ (rad/s)}$$

Velocidad angular final

$$a_{eg} = 52.36 \text{ (rad/s}^2)$$

Aceleración angular

$$FS_{eg} = 2$$

Factor de seguridad

$$E_{c_{eg}} = 2.91 \text{ (J)}$$

Energía cinética

Según la tabla 2.1 la energía cinética que puede disipar el pistón de 32 mm de diámetro, es 1.56 (J); por lo que se deberá acoplar un amortiguador capaz de absorber la energía generada.

#### 4.2.1.4.5. Consumo de aire

$$n_{ct} = 12$$

Número de ciclos de trabajo

$$Q_{n.pm} := (804 + 691) \cdot L_{pm} \cdot \left( \frac{P \cdot 10^{-1} + 0.101}{0.101} \right) \cdot n_{ct} \cdot 10^{-6}$$

$$Q_{n.pm} = 21.79 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

#### 4.2.1.5. Pistón para movimiento de carro

##### 4.2.1.5.1. Fuerza de trabajo

$$m_{mc} := 10 \text{ kg}$$

Masa en conjunto

$$\mu_{pc} := 0.5$$

Coeficiente de rozamiento  
acero - acero

$$\alpha_{pc} := 60^\circ$$

Ángulo de inclinación

$$f_{pc} := \mu_{pc} \cdot m_{mc} \cdot 9.81 \cdot \cos\left(\alpha_{pc} \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$f_{pc} = 24.53 \text{ (N)}$$

Coefficiente de rozamiento

Se escoge inicialmente un pistón con diámetro 32 mm; a continuación se verifica que dicho actuador genere la fuerza necesaria:

$$d_{pc} := 32 \text{ mm}$$

Diámetro de pistón escogido

$$P = 6 \text{ bar}$$

Presión de trabajo

$$F_{pc} := (P \cdot 10^{-1}) \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot d_{pc}^2 \right) - f_{pc}$$

$$F_{pc} = 458.02 \text{ (N)}$$

Fuerza necesaria del pistón escogido

De esta forma, se ratifica la elección del pistón de 32 mm de diámetro; cuya fuerza real es de 482 N. **ANEXO 19**

#### 4.2.1.5.2. Carrera

De acuerdo al desplazamiento necesario de la barra antes de estampar, se necesita que la carrera del actuador sea de 125 mm.

$$L_{pc} := 125 \text{ mm}$$

Carrera del pistón escogido

#### 4.2.1.5.3. Resistencia al pandeo

En base al diagrama 2.9; tomando en cuenta la fuerza y diámetro del vástago, el actuador puede tener una carrera de 450 mm.

#### 4.2.1.5.4. Capacidad de amortiguación

Con la ecuación 2.2 y la tabla 2.1, se calcula la energía desarrollada:

$$v_{pc} := 0.125 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad de trabajo

$$m_{mc} = 10 \text{ kg}$$

Masa a trasladar

$$k_{pc} := 0.11 \text{ kg}$$

Masa del émbolo

$$St_{pc} := 0.176 \text{ kg}$$

Masa del vástago

$$E_{k,pc} := \frac{1}{2} (m_{mc} + k_{pc} + St_{pc}) \cdot v_{pc}^2 = 0.08 \text{ (J)}$$

Energía desarrollada

$$E_{z,pc} := 1.56 \text{ (J)}$$

Energía capaz de absorber

Se cumple la condición, que  $E_k$  no sea mayor que  $E_z$ .

A continuación, se determina la velocidad máxima que podrá tener el pistón a través de la ecuación 2.3:

$$v_{\max_{pc}} := \sqrt{\frac{2 \cdot E_{z,pc}}{m_{mc} + k_{pc} + St_{pc}}} = 0.55 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad máxima permisible}$$

Como se puede observar, la velocidad permisible es mayor a la necesaria.

#### 4.2.1.5.5. Consumo de aire

$$n_{ct} = 12$$

Número de ciclos de trabajo

$$Q_{n,pc} := (804 + 691) \cdot L_{pc} \cdot \left( \frac{P \cdot 10^{-1} + 0.101}{0.101} \right) \cdot n_{ct} \cdot 10^{-6}$$

$$Q_{n,pc} = 15.56 \frac{l}{\min}$$

#### 4.2.1.6. Pistón para giro de ventosas

##### 4.2.1.6.1. Fuerza de trabajo

Debido a que este pistón forma parte de un mecanismo de brazo de palanca, cuya masa a mover es baja, se escoge un pistón de 20 mm de diámetro, el cual posee la fuerza suficiente para realizar el trabajo deseado. Su valor es:

$$F_{pv} := 189 \text{ (N)}$$

Fuerza del pistón

##### 4.2.1.6.2. Carrera

$$L_{pv} := 100 \text{ mm}$$



## 4.2.2. SELECCIÓN DE SISTEMA DE VACÍO

### 4.2.2.1. Bomba de vacío

A continuación se determina el caudal de succión que ha de tener la bomba de vacío, en base al volumen de aire que se debe extraer del sistema formado por ventosas y mangueras.

$V_{TQ} := 200$	lt	Volumen del tanque
$V_{OP} := 0.05$	lt	Volumen a evacuar
$P_{VTQ} := 400$	mbar	Presión de vacío en el tanque
$P_{at} := 1000$	mbar	Presión atmosférica
$T_{vt} := 0.25$	s	Tiempo de vaciado

Mediante la aplicación de la ecuación 2.5 tenemos:

$$Q_{suc} := \frac{V_{OP}}{T_{vt}} \cdot \ln\left(\frac{P_{at}}{P_{VTQ}}\right) \cdot 60$$

$$Q_{suc} = 11 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal de succión}$$

Con el dato obtenido, se permite la utilización de una bomba de vacío que posea la empresa cuya capacidad es de 33 lt/min, la misma que cumple de manera clara con las exigencias del sistema.

### 4.2.2.2. Ventosas

En primera instancia se escoge una ventosa de diámetro 25 mm, a continuación se analiza si la fuerza que puede brindar satisface a los requerimientos; considerando que deberá levantar una barra de jabón de 90 gramos (0.88 N).

$$P_{at} := 1.013 \text{ bar} \quad \text{Presión atmosférica}$$

$$P_{\text{vent}} := -0.3 \text{ bar}$$

Presión en el interior  
de las ventosas

$$D := 25 \text{ mm}$$

Diámetro

Con la ecuación 2.7 determinamos la fuerza teórica de la ventosa:

$$F_{\text{teo}} := (P_{\text{at}} - P_{\text{vent}}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} \cdot 9.81 = 63.23 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza teórica}$$

Para el cálculo de la fuerza real se hace uso de la ecuación 2.8, y de los factores de seguridad de la tabla 2.2, dependiendo del tipo de elevación de la ventosa:

$$t_{\text{vent}} := 5$$

Coeficiente de seguridad -  
elevación horizontal

$$F_{R\text{vent}} := F_{\text{teo}} \cdot \frac{1}{t_{\text{vent}}} = 12.65 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza real de elevación}$$

Después de haber analizado la fuerza que puede brindar la ventosa, se ratifica su diámetro de 25 mm. La geometría escogida es la de una ventosa universal con un solo fuelle, para garantizar rigidez durante su movimiento angular. De acuerdo a la textura y apariencia del jabón, se escoge que el material de la ventosa sea nitrilo.

### 4.2.3. SELECCIÓN DE VÁLVULAS

A continuación se especifican las válvulas a emplearse dentro de cada sistema, tomando en cuenta el caudal y voltaje para funcionamiento.

Cabe aclarar que todas las válvulas han de ser monoestables, garantizando que en caso de un corte de energía, éstas regresen a su posición inicial, evitando cualquier tipo de accidentes.

#### 4.2.3.1. Válvula para Sistema de Alimentación

$$Q_{n.pa} = 3.11 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

Caudal necesario por cada  
pistón

$$d_{m.pa} := 6 \text{ mm}$$

Diámetro de mangueras

$$L_{m.pa} := 2000 \text{ mm}$$

Longitud de mangueras

$$n_{ct} = 12$$

Número de ciclos de trabajo

$$Q_{n.ma} := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{m.pa}^2 \cdot L_{m.pa}}{1000^2} \cdot n_{ct} = 0.68 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal necesario para mangueras}$$

$$Q_{t.pa} := 2[(2 \cdot Q_{n.pa}) + Q_{n.ma}] = 13.82 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal total para alimentación}$$

De acuerdo al caudal determinado, se escoge una válvula solenoide 5/2, de diámetro 1/8" y 110 (V); la misma que tiene una capacidad de (400-533) lt/min.

#### ANEXO 20.

#### 4.2.3.2. Válvula para Sistema de Estampado

$$Q_{n.pe} = 245.49 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal necesario por cada pistón}$$

$$d_{m.pe} := 12 \text{ mm}$$

Diámetro de mangueras

$$L_{m.pe} := 3000 \text{ mm}$$

Longitud de mangueras

$$n_{ct} = 12$$

Número de ciclos de trabajo

$$Q_{n.me} := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{m.pe}^2 \cdot L_{m.pe}}{1000^2} \cdot n_{ct} = 4.07 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal necesario para mangueras}$$

$$Q_{t.pe} := 2[(2 \cdot Q_{n.pe}) + Q_{n.me}] = 990.1 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal total para estampado}$$

Se escoge una válvula solenoide 5/2, de diámetro 1/2" y 110 (V), con una capacidad de (1332-2220) lt/min. **ANEXO 21.**

#### 4.2.3.3. Válvula para Sistema de Expulsión

$Q_{n.px} = 0.16 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$	Caudal necesario por cada pistón
$d_{m.px} := 6 \text{ mm}$	Diámetro de mangueras
$L_{m.px} := 2500 \text{ mm}$	Longitud de mangueras
$n_{ct} = 12$	Número de ciclos de trabajo
$Q_{n.mx} := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{m.px}^2 \cdot L_{m.px}}{1000^2} \cdot n_{ct} = 0.85 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$	Caudal necesario para mangueras
$Q_{t.px} := (3 \cdot Q_{n.px}) + Q_{n.mx} = 1.32 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$	Caudal total para expulsión

Para éste sistema, se escoge una válvula solenoide 3/2, de diámetro 1/8" y 110 (V), cuya capacidad es de (400-533) lt/min. **ANEXO 20.**

#### 4.2.3.4. Válvula para Giro de Molde

$Q_{n.pm} = 21.79 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$	Caudal necesario por el pistón
$d_{m.pm} := 8 \text{ mm}$	Diámetro de mangueras
$L_{m.pm} := 2000 \text{ mm}$	Longitud de mangueras
$n_{ct} = 12$	Número de ciclos de trabajo

$$Q_{n.mm} := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{m.pm}^2 \cdot L_{m.pm}}{1000^2} \cdot n_{ct} = 1.21 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal necesario para mangueras}$$

$$Q_{t.pg} := 2(Q_{n.pm} + Q_{n.mm}) = 45.99 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal total para giro de molde}$$

Se emplea una válvula solenoide 5/2, de diámetro 1/4" y 110 (V), con capacidad de (710-799) lt/min. **ANEXO 22.**

#### 4.2.3.5. Válvula para Movimiento de Carro

$$Q_{n.pc} = 15.56 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal necesario por el pistón}$$

$$d_{m.pc} := 8 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro de mangueras}$$

$$L_{m.pc} := 3600 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de mangueras}$$

$$n_{ct} = 12 \quad \text{Número de ciclos de trabajo}$$

$$Q_{n.mc} := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{m.pc}^2 \cdot L_{m.pc}}{1000^2} \cdot n_{ct} = 2.17 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal necesario para mangueras}$$

$$Q_{t.pc} := 2(Q_{n.pc} + Q_{n.mc}) = 35.47 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal total para movimiento de carro}$$

Se escoge una válvula 5/2, de diámetro 1/4" y 110 (V), con (710-799) lt/min de capacidad. **ANEXO 22.**

#### 4.2.3.6. Válvula para Giro de Ventosas

$$Q_{n.pv} = 4.81 \quad \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad \text{Caudal necesario por el pistón}$$

$$d_{m.pv} := 6 \text{ mm}$$

Diámetro de mangueras

$$L_{m.pv} := 3400 \text{ mm}$$

Longitud de mangueras

$$n_{ct} = 12$$

Número de ciclos de trabajo

$$Q_{n.mv} := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{m.pv}^2 \cdot L_{m.pv}}{1000^2} \cdot n_{ct} = 1.15 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

Caudal necesario para mangueras

$$Q_{t.pv} := 2(Q_{n.pv} + Q_{n.mv}) = 11.94 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

Caudal total para movimiento de carro

Se escoge una válvula 5/2, de diámetro 1/8" y 110 (V), con una capacidad de (400-533) lt/min. **ANEXO 20.**

#### 4.2.4. SELECCIÓN DE COMPRESOR Y UNIDAD DE MANTENIMIENTO

##### 4.2.4.1. Selección de Compresor

Para la selección del compresor se toma en cuenta la suma de los caudales necesarios por cada actuador, de manera que:

$$Q_{n.T} := Q_{t.pa} + Q_{t.pe} + Q_{t.px} + Q_{t.pg} + Q_{t.pc} + Q_{t.pv}$$

$$Q_{n.T} = 1098.63 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

Caudal total requerido por la máquina

El compresor utilizado en la empresa tiene una capacidad de 566 lt/min, por lo que satisface a los requerimientos de la máquina. Cabe recalcar que se deberá esperar unos minutos hasta que el compresor se cargue.

##### 4.2.4.2. Selección de Unidad de Mantenimiento

De acuerdo al caudal necesario por el sistema, se escoge una unidad de mantenimiento de 1/2", con un caudal máximo de 5000 lt/min. **ANEXO 23.**

### **4.3. DISEÑO DE POTENCIA Y CONTROL**

En este apartado se analiza la automatización de la máquina; lo cual permitirá su movimiento, a través de la activación de las electroválvulas utilizadas, mediante impulsos eléctricos sincronizados en la programación del PLC.

#### **4.3.1. CIRCUITO DE POTENCIA**

Ver **ANEXO 24**

#### **4.3.2. CIRCUITO DE CONTROL**

##### **4.3.2.1. Selección de PLC**

Por iniciativa de la empresa, el PLC seleccionado es un LOGO Siemens. Para la realización de las conexiones que se han de llevar a cabo, se toma en cuenta los siguientes parámetros:

- Alimentación: 110 voltios.
- Entradas: 9 entradas debido a la presencia de 7 sensores magnéticos, pulsadores de activación, y un pulsador de emergencia.
- Salidas: 7 salidas considerando el número de válvulas presentes en la máquina.

Con los parámetros analizados se escoge un LOGO con 8 entradas y 4 salidas, más un módulo de expansión con 4 entradas y 4 salidas.

##### **4.3.2.2. Programación**

Ver **ANEXO 25**

## CAPITULO 5

### CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Este capítulo expone los procesos de construcción, calibración y puesta a punto de la máquina. Para ello se toman en cuenta todos los recursos, materiales y herramientas necesarias, los cuales se detallan a continuación.

#### 5.1. RECURSOS

##### 5.1.1. HUMANOS

Para la construcción de la máquina estampadora de jabones, cuyo beneficiario directo es la empresa QUIMICA RIANDI, se cuenta con el apoyo del personal que forma parte de la empresa CHEMequip. En la tabla 5.1, se detalla el cargo de los operarios que intervienen en el desarrollo del proyecto, y el tipo de actividad que realizan.

Tabla 5.1 Detalle de actividades de operarios inmersos en la construcción de la máquina

No. Personas	Cargo	Actividad
3	Soldador	Soldado de piezas, corte de tubos mediante uso de plasma.
1	Matricero	Mecanizado de piezas a través del manejo de torno, fresadora, y equipos de precisión.
2	Pintor	Pintado de bastidor, y recubrimiento con película impermeabilizante.
2	Chofer	Entrega de órdenes de compra y cheques a proveedores, retiro de materiales para construcción.
1	Jefe de planta	Supervisión general y colaboración en el desarrollo del proyecto.

2	Tesista	Elaboración de diseño de la máquina, supervisión y colaboración en procesos de construcción. Contacto con proveedores de materiales y elementos necesarios.
---	---------	---

### 5.1.2. MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

En la tabla 5.2, se especifican únicamente las máquinas y herramientas utilizadas en la construcción, tomando en cuenta que la empresa posee mas equipos de la misma especie.

**Tabla 5.2 Descripción de máquinas y herramientas utilizadas en la etapa de construcción**

<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Actividad</b>
2	Torno	Mecanizado preciso de piezas pequeñas.
1	Fresadora	Mecanizado preciso de piezas pequeñas.
1	Compresor	Alimentación de aire para uso de plasma, pistola de pintura.
1	Soldadora MIG	Generar cordones de soldadura
2	Plasma	Corte de piezas, con espesor máximo de 25 mm.
1	Sierra automática	Corte de tochos de acero.
3	Sierra manual	Corte de piezas, manualmente
1	Taladro de banco	Realizar agujeros
2	Esmeril de banco	Eliminar escoria, pequeñas protuberancias en elementos.
5	Amoladora	Eliminar escoria, pequeñas protuberancias en elementos (piedra de desbaste). Corte de piezas pequeñas (disco de corte).
2	Entenalla	Sujeción de elementos.
1	Lápiz bicolor	Rayado de piezas.
1	Tornillo de presión	Sujeción de elementos.
3	Escuadra	Comprobar perpendicularidad entre marcas, y posición de piezas.
2	Pie de rey (200 mm)	Medir piezas pequeñas.
2	Flexómetro (5 mts)	Medir piezas
2	Rayador	Rayado, marcado de piezas.
1	Balanza	Medir masa de jabones
1	Vaso de precipitación	Alojar agua y barra de jabón, para comprobación de volumen
1	Pipeta 50 ml, 25 ml, 5 ml, 1 ml, 0.5 ml	Retirar graduadamente liquido

### 5.1.3. LISTA DE MATERIALES

En las tablas 5.3 y 5.4, se listan todos los materiales necesarios para la construcción de la máquina.

**Tabla 5.3 Lista de elementos mecánicos**

CANTIDAD	DESCRIPCION	DESTINO
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=35$ mm, L=1200mm	Brazos, Pasadores. - Sistema multiplicador de fuerzas
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=60$ mm, L=900mm	Brazos. Sistema multiplicador de fuerzas
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=95$ mm, L=690mm	Sujetadores. - Sistema multiplicador de fuerzas
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=150$ mm, L=100mm	Placas. Sistema multiplicador de fuerzas
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=90$ mm, L=780mm	Eje para estampado
1	Eje nylon $\varnothing=60$ mm, L=170mm	Sujetadores de ventosas
1	Eje nylon $\varnothing=50$ mm, L=300mm	Barra empujadora – alimentación
1	Barra perforada Mecaplus 470 $\varnothing=60 \times 35$ mm, L=110mm	Bocín para brazo 3
1	Barra perforada Mecaplus 470 $\varnothing=100 \times 60$ mm , L=140mm	Guía para brazo 4
2	Barra perforada Mecaplus 470 $\varnothing=140 \times 85$ mm , L=20mm	Guía para brazo 4
2	Barra perforada de Bronce SAE 40 $\varnothing= 3 \frac{1}{4} \times 2 \frac{1}{4}$ mm , L=30mm	Bocín para brazo 4
5	Tubo cuadrado 100x100x4 mm (6 metros cada pieza)	Bastidor
3	Bloque de Fundición de Bronce	Moldes

**Tabla 5.3 Lista de elementos mecánicos (continuación)**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>DESTINO</b>
1	Eje nylon $\varnothing=1/2$ ", L=20 m	Sistema de Alimentación
1	Eje inoxidable $\varnothing=1/4$ ", L=20 m	Sistema de Alimentación
2	Chumacera de piso; $\varnothing=3$ "	Soporte eje de estampado
1	Eje AISI 1518 $\varnothing=1/2$ " , L=500mm	Eje para giro de ventosas
1	Eje AISI 1518 $\varnothing=1\ 1/4$ " , L=240mm	Brazo de palanca del eje de estampado
2	Chumacera de piso; $\varnothing=1/2$ "	Soporte eje de para giro de ventosas
61	Pernos completos varias medidas	Unión sistemas
115	Tuercas varias medidas	Unión sistemas
1	Varilla roscada $\varnothing=1/2$ "	Sistema de Alimentación
3	Varilla roscada $\varnothing=3/4$ "	Sistema de Extracción
9	Prisioneros varias medidas	Sujeción Sistemas
100	Anillos de seguridad m5	Sistema de Alimentación
5	Graseros m5	Sistema de Ventaja Mecánica
1	Eje AISI 1018 $\varnothing=1$ " , L=420mm	Sistema extractor de rebaba
2	Eje AISI 1018 $\varnothing=2\ 1/2$ " , L=80mm	Sistema extractor de rebaba
4	Bisagras	Sistema de Alimentación
1	Juego de riel	Sistema de Extracción

**Tabla 5.3. Lista de elementos mecánicos (continuación)**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>DESTINO</b>
9	Resortes	Sistema de Ventaja Mecánica
12	Angulo de 40 x 3	Sistema de alimentación y extracción
2	Rodamientos $\varnothing=3/4"$	Sistema de Extracción

**Tabla 5.4.. Lista de elementos neumáticos**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>DESTINO</b>
2	Pistón $\varnothing=125$ mm, L=125 mm	Pistones para estampado
2	Pistón $\varnothing=16$ mm, L=100 mm	Pistones de alimentación
3	Pistón $\varnothing=16$ mm, L=5 mm	Pistones de expulsión
1	Pistón $\varnothing=32$ mm, L=230 mm	Pistón para giro de molde
1	Pistón , $\varnothing=20$ mm	Actuador para giro de ventosas
3	Ventosa $\varnothing=25$ mm de poliuretano	Extracción de jabones
1	Bomba de vacío	Funcionamiento de ventosas
2	Válvula Solenoide 5/2 monoestable, serie 70 $\varnothing=1/8"$	Control de flujo de aire - alimentación

**Tabla 5.4. Lista de elementos neumáticos (continuación)**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>DESTINO</b>
1	Válvula Solenoide 5/2 monoestable, serie 70 Ø=1/2"	Control de flujo de aire – estampado
1	Válvula Solenoide 3/2 monoestable, serie 70 Ø=1/8"	Control de flujo de aire – expulsión
2	Válvula Solenoide 5/2 monoestable, serie 70 Ø=1/4"	Control de flujo de aire – giro molde-avance de ventosas
106	Accesorios de conexión neumática (racores, silenciadores, bushings, tapones)	Unión entre pistones, mangueras y válvulas
10	Mangueras neumáticas Ø=12mm	Unión entre pistones y válvulas
10	Mangueras neumáticas Ø=8mm	Unión entre pistones y válvulas
26	Mangueras neumáticas Ø=6mm	Unión entre pistones y válvulas

**Tabla 5.5. Lista de elementos eléctricos y de control**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>
1	Logo expansión
1	Caja Metálica
1	Logo Entrada
1	Contactador
30	Alambre 16

#### **5.1.4. INFORMACIÓN: PLANOS**

Ver ANEXO 26

#### **5.2. INDICE DE PLANOS**

Ver ANEXO 26



Como se observa, antes de que finalice el ciclo completo, se tiene el traslape e inicio de una nueva etapa (finalización de P11 e inicio de P1), ganando 0.75 segundos de tiempo por ciclo; lo cual se verá traducido en un aumento importante de unidades producidas.

- **Ciclos de trabajo por minuto**

tiempo de ciclo completo = 7.75 seg

tiempo ganado por traslape = 0.75 seg

$$\text{ciclos por minuto} = \frac{60 \text{ segundos}}{\text{tiempo de ciclo completo} - \text{tiempo ganado por traslape (seg)}}$$

$$\text{ciclos por minuto} = \frac{60 \text{ seg}}{(7.75 - 0.75) \text{ seg}} = 8.57 \text{ ciclos}$$

- **Número de unidades producidas**

unidades por golpe = 3

# unidades por minuto = unidades por golpe × ciclos por minuto

# unidades por minuto = 3 × 8.57 = 25.71

El análisis anterior se resume a la producción de un total de 25.71 jabones por minuto, tomando en cuenta 8.57 ciclos de trabajo, a una velocidad de 7 segundos.

### 5.3.2. CONTROL DE CALIDAD DEL PRODUCTO

Los parámetros que inciden en la aprobación del producto por parte del cliente, vienen dados por la apariencia y el peso del jabón.

La apariencia del jabón puede verse afectada por tres factores, como son:

- Huellas de la ventosa impregnadas sobre la barra.
- Deficiente eliminación de rebaba, después de atravesar por la placa de rebabeado.

- Deformación del jabón, producto del golpe que sufre la barra, al caer sobre la banda transportadora.

En cuanto al peso del jabón, existe una tolerancia de  $\pm 2$  gramos que debe respetar, lo cual puede variar con la fuerza y presión de trabajo.

En la **tabla 5.6** se resume el control de calidad realizado a un número determinado de muestras con una presión de trabajo de 6 bares, a distinta hora:

**Tabla 5.7. Control de calidad a las barras de jabón**

Lote	Nro. Muestras	Apariencia	Peso	Producción en buen estado (%)
		Unidades con defecto	Unidades con defecto	
1	75	0	0	100
2	100	2	1	98
3	80	1	0	98.75
4	100	0	0	100
5	90	1	0	98.89

### **5.3.3. ANALISIS DE RESULTADOS**

Después de analizar la velocidad de funcionamiento, y haber llevado a cabo un control de calidad al producto obtenido, se concluye que la máquina se encuentra en buenas condiciones de trabajo; entregando jabones en buen estado con un porcentaje promedio de aceptación del 99.13% de la producción generada.

## **5.4. MANUAL DE OPERACIÓN**

### **5.4.1. LUBRICACIÓN**

Una de las actividades previas al encendido de la máquina, es lubricar las zonas en las que se genera rozamiento.

En el caso de los pasadores se ha de emplear aceite líquido SAE 10, a través de los respectivos graseros. Para la lubricación del eje de estampado, se empleará grasa azul grado NLGI 2. Figura 5.1.

Las chumaceras que permiten el giro del molde, así como el giro de las ventosas, han de ser lubricadas de igual manera con aceite SAE 10, pero con una periodicidad de 1 vez cada tres meses.

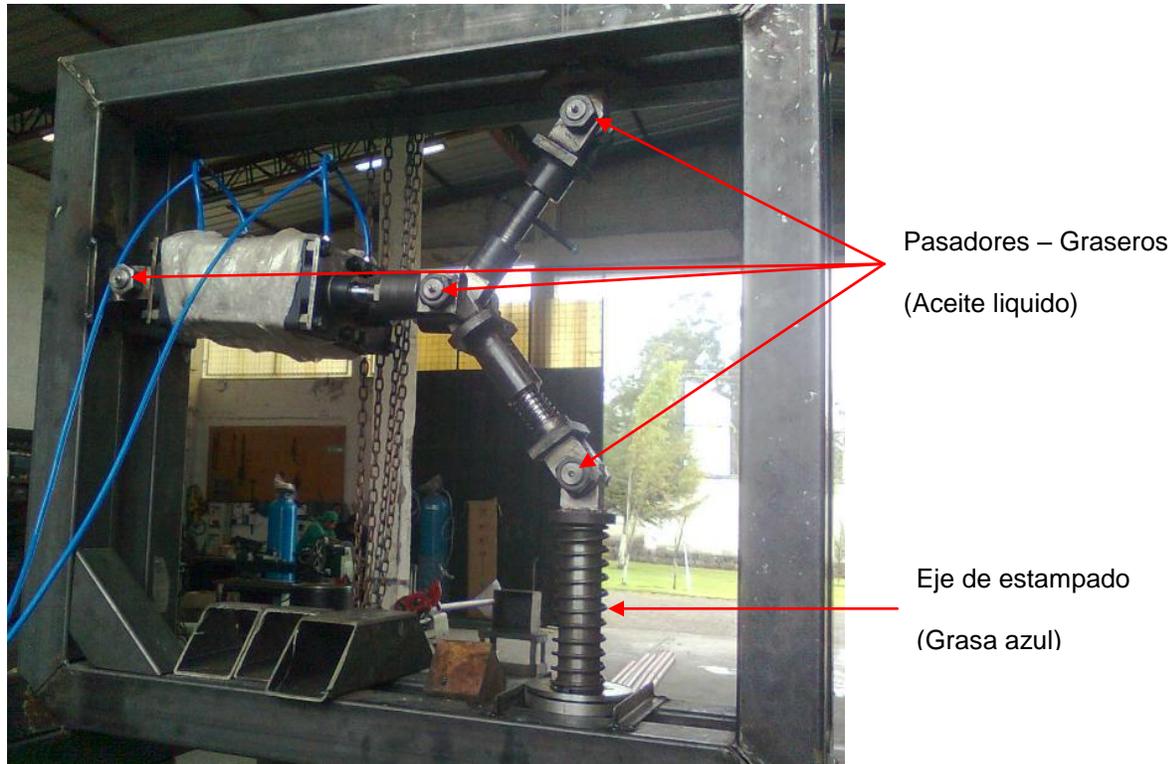


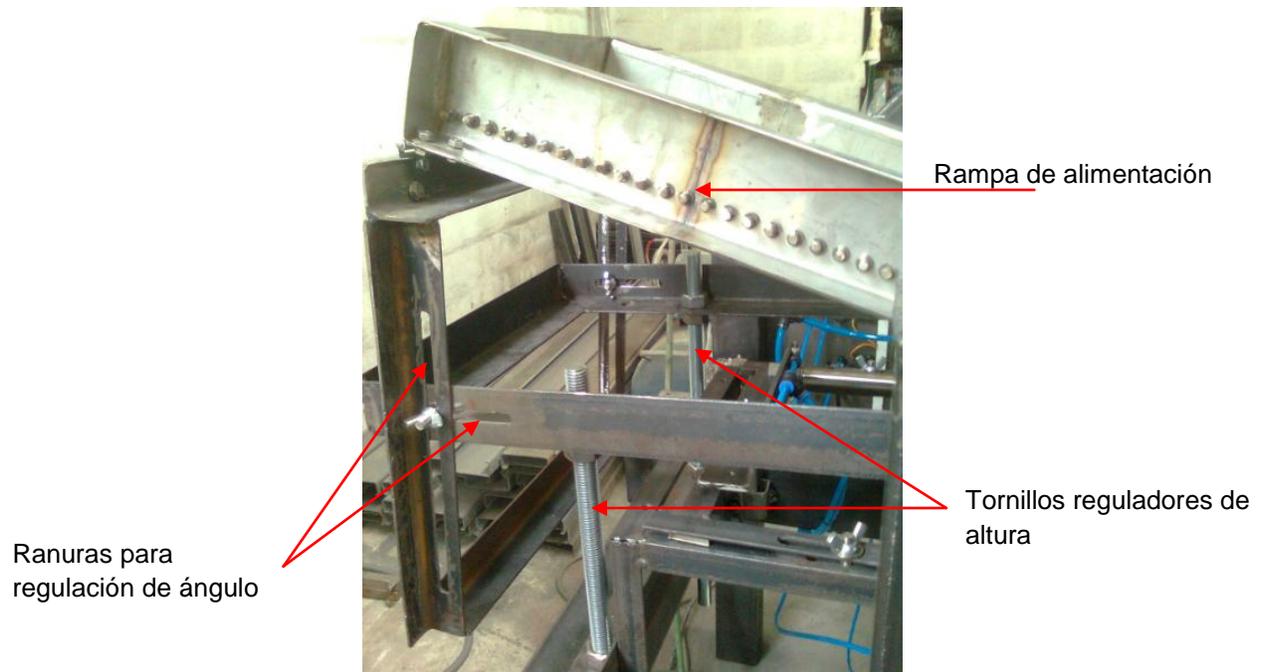
Figura 5.1. Elementos que necesitan lubricación

## 5.4.2. REGULACIÓN DE MECANISMOS

La mayoría de los mecanismos ofrecen variantes de regulación, facilitando la correcta ubicación de piezas que claves dentro de los procesos.

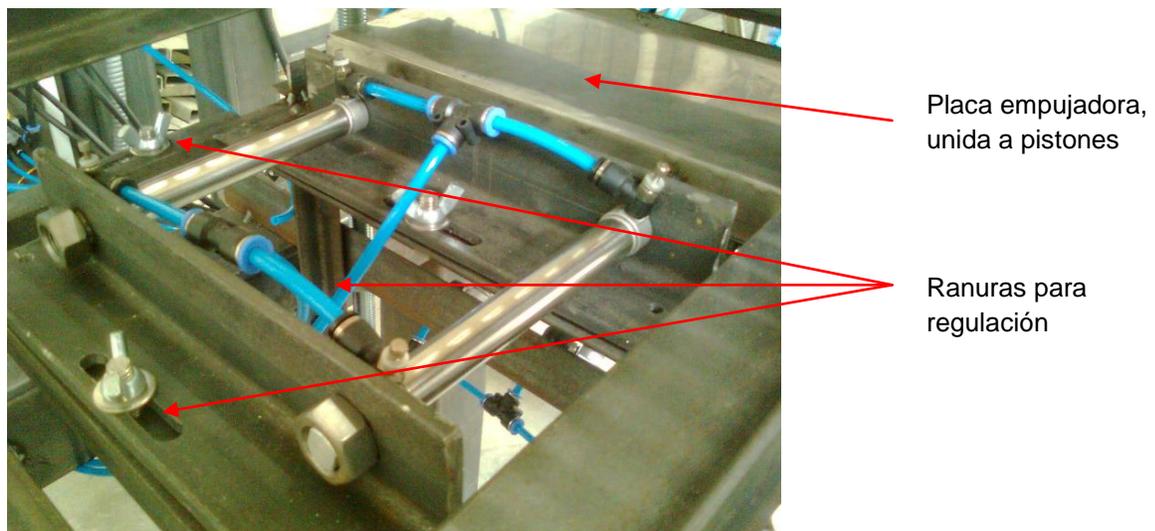
### 5.4.2.1. Sistema de Alimentación

La rampa para apilación de las barras de jabón antes de ser conformadas, puede ser regulada en cuanto a su altura, así como su ángulo de inclinación; como se muestra en la Figura 5.2:



**Figura 5.2. Mecanismos de regulación para rampa de alimentación**

La ubicación de la placa empujadora, también puede ser regulada en tres direcciones, gracias a las ranuras que posee la mesa sobre la cual se posa. Figura 5.3:



**Figura 5.3. Mecanismo de regulación para placa empujadora**

#### 5.4.2.2. Sistema de Estampado

Como ya se habló en el capítulo 3, el estampado se realiza gracias a un mecanismo de ventaja mecánica, que permite variar la longitud de una de las barras que lo conforman; gracias a la presencia de un tornillo. Figura 5.4:

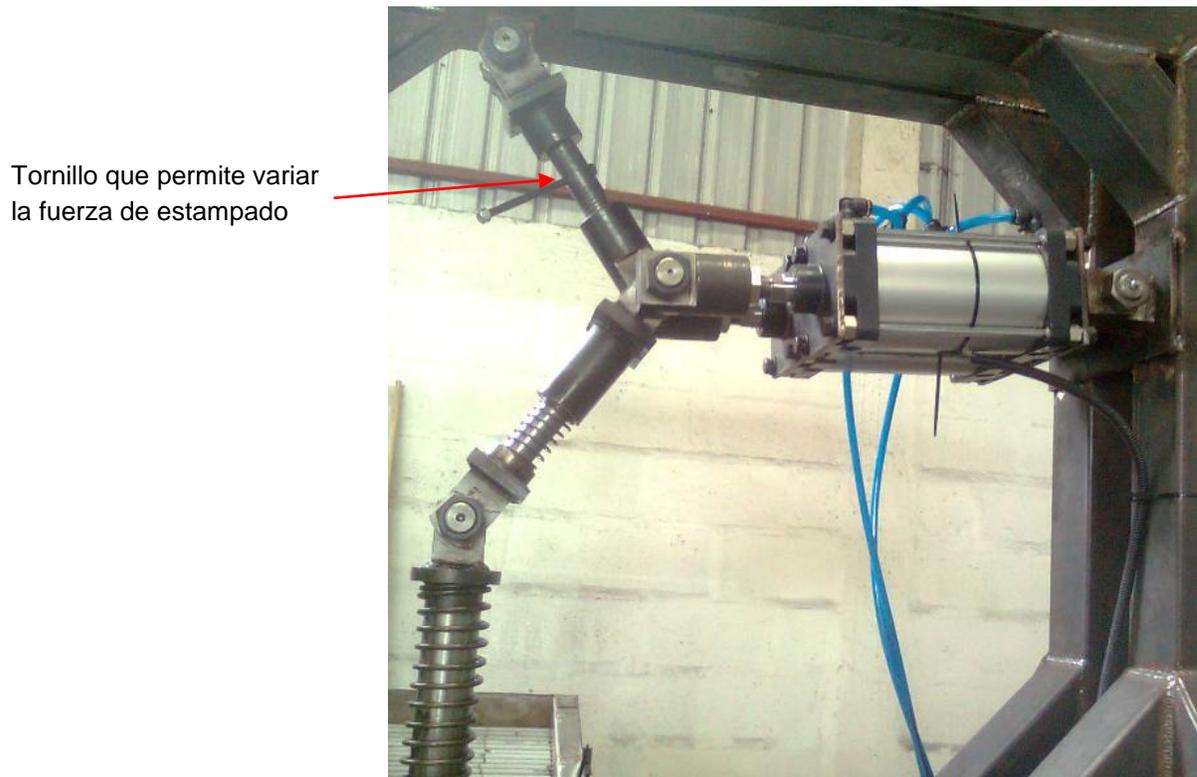
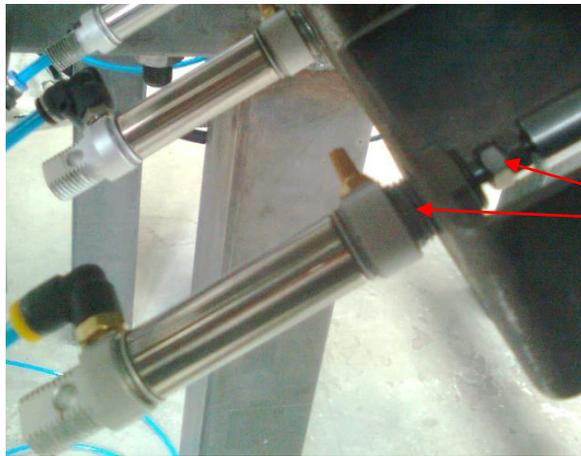


Figura 5.4. Mecanismo regulador de fuerza de estampado

#### 5.4.2.3. Sistema de Expulsión

La carrera y ubicación de los pistones de expulsión, puede ser regulada gracias a la presencia de roscas, como se puede observar en la figura 5.5:

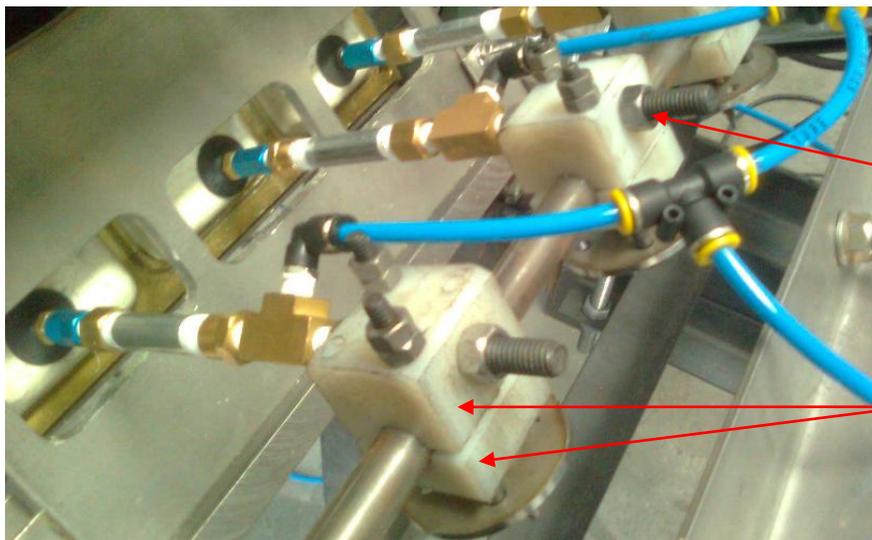


Roscas reguladores de ubicación y carrera

**Figura 5.5. Roscas para regulación de expulsión**

#### 5.4.2.4. Sistema de Extracción

La correcta ubicación y longitud de las barras que sostienen a las ventosas, permiten que el jabón sea extraído sin presentar huellas de golpes, y en forma perpendicular a la placa de rebabeado. En la Figura 5.6 se evidencia de mejor manera éstos mecanismos de regulación:

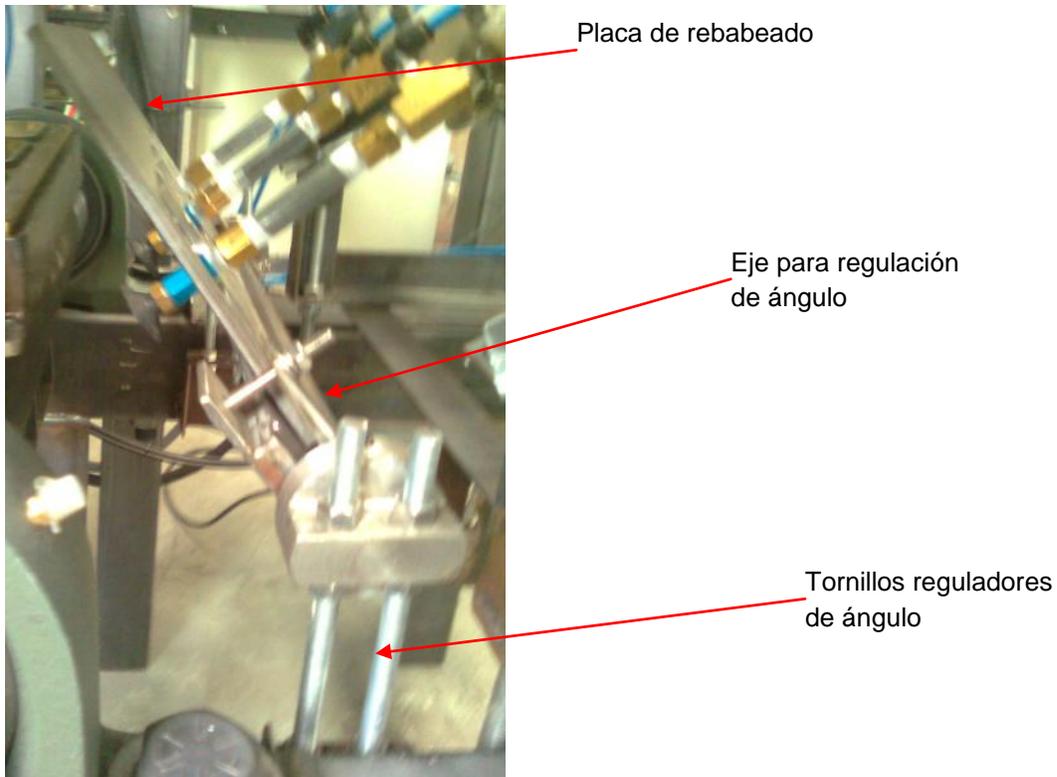


Tornillo regulador de longitud

Sujetadores reguladores de ángulo

**Figura 5.6. Mecanismos para regulación de ventosas**

La placa de rebabeado, también puede ser regulada en cuanto a su altura y posición angular. Figura 5.7:

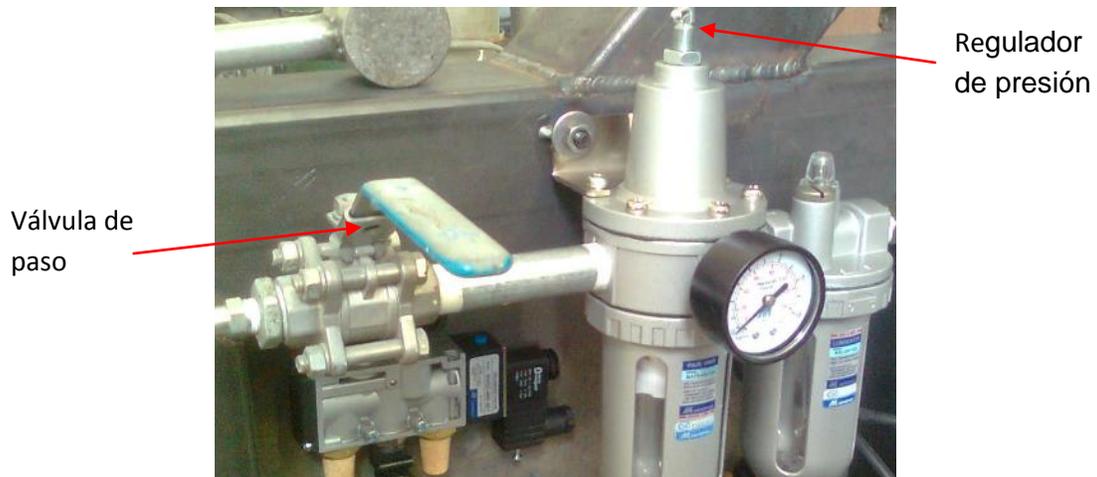


**Figura 5.7. Mecanismos para regulación de placa de rebabeado**

### **5.4.3. ENCENDIDO DE LA MÁQUINA**

Después de haber lubricado y calibrado los sistemas de la máquina, resta poner en marcha la alimentación neumática y eléctrica.

Para ello inicialmente se enciende el compresor y la bomba de vacío, esperando unos minutos hasta se obtengan los niveles de presión deseados. La presión de trabajo será de 6 bares, y puede ser variada por medio del regulador de presión. Figura 5.8:



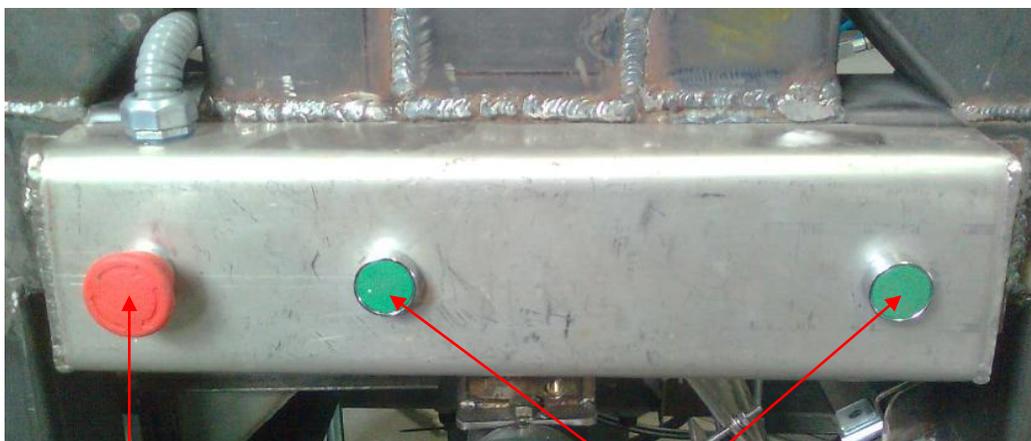
**Figura 5.8. Regulador de presión**

Listo el compresor y la bomba de vacío, se gira la perilla del gabinete de control, como se muestra en las figura 5.9:



**Figura 5.9. Tarjeta PLC y Gabinete de control**

Por último, se pulsan los botones verdes de encendido. Para detener la máquina se ha de pulsar el botón rojo de paro. Figura 5.10:



Botón de paro

Botones de  
encendido

**Figura 5.10. Botones de acción para encendido y paro de la máquina**

# CAPÍTULO 6

## ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

### 6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

Para realizar el análisis económico se procede a calcular la situación actual del proceso de estampado de la empresa. Para lo cual se calcula la mano de obra directa y el consumo de energía que se requiere para dicho proceso, con lo cual se obtiene el costo operacional.

Actualmente la empresa produce 750 kg de jabón por día. Para dicho proceso la empresa necesita 5 obreros los cuales trabajan 8 horas diarias mas 2 horas extras. La tabla 6.1. Indica los costos de mano de obra diaria.

Tabla 6.1. Mano de obra directa actual

No Personas	Horas normales de trabajo	Valor hora normal	Horas trabajadas extras	Valor hora extra
	H	\$	H	\$
5	8	1,5	2	2,25
Costo mano de obra diario \$				82,5

Una vez calculada la mano de obra, se calcula el consumo de energía diario de los equipos que están dentro de este proceso. La tabla 6.2. Indica el costo de producción diario de cada máquina.

**Tabla 6.2. Consumo de energía**

Máquina o Equipo	Potencia	Uso	Costo KW.h	Costo diario
	KW	h	\$	\$
Compresor	4	3,63	0,093	1,35
Control Máquina 1	0,0151	10	0,093	0,01
Control Máquina 2	0,0151	10	0,093	0,01
Banda Transportadora	0,12	8	0,093	0,09
			<b>Costo de energía diario \$</b>	<b>1,38</b>

Una vez obtenido el consumo de energía diario se calcula el costo operacional de dicho proceso.

**Tabla 6.3. Costo total operacional**

	VALOR
	\$
COSTO DE MANO DE OBRA DIARIA	82,50
COSTO DE CONSUMO DE ENERGIA DIARIA	1,38
<b>COSTO TOTAL OPERACIONAL DIARIO \$</b>	<b>83,88</b>

Una vez calculado el costo operacional diario se puede calcular el costo por kilogramo de jabón mediante la ecuación 6.1.

$$\text{Costo por Kg de Jabón} = \frac{\text{Costo operacional}}{\text{No de kg de jabón producidas}} \quad (6.1)$$

$$\text{Costo por Kg de Jabón} = \frac{\$83.88}{700\text{kg}} = 0.12 \left[ \frac{\$}{\text{kg}} \right]$$

Mediante este cálculo se determina que el costo por kg de jabón producido es de \$ 0,12 por kg de jabón.

A continuación se calcula el costo por kg de jabón implementando la nueva máquina, para lo cual se requiere el costo de la mano de obra y el costo del consumo de energía.

La nueva máquina produciría una cantidad de 1300 kg de jabón diarios. Para dicho proceso se reduciría la mano de obra a 3 obreros ya que no se necesita de dos personas que retiren la rebaba manualmente. La tabla 6.4. Indica los costos de mano de obra diaria.

**Tabla 6.4. Mano de obra directa actual**

No Personas	Horas normales de trabajo	Valor hora normal	Horas extras trabajadas	Valor hora extra
	H	\$	h	\$
3	8	1,5	2	2,25
<b>Costo mano de obra diario \$</b>				<b>49,5</b>

Después se calcula el costo de energía que requiere dicho proceso. La tabla 6.5 indica los costos por energía.

**Tabla 6.5. Consumo de energía**

Máquina o Equipo	Potencia	Uso	Costo KW.h	Costo diario
	KW	h	\$	\$
Compresor	4	3,19	0,093	1,19
Control Máquina Nueva	0,0151	10	0,093	0,01
Banda Transportadora	0,12	8	0,093	0,09
<b>TOTAL \$</b>			<b>1,29</b>	

A continuación se calcula el costo operacional con la nueva máquina.

**Tabla 6.6. Costo total operacional**

	<b>VALOR</b>
	<b>\$</b>
COSTO DE MANO DE OBRA DIARIA	49,50
COSTO DE CONSUMO DE ENERGIA DIARIA	1,29
<b>COSTO TOTAL OPERACIONAL DIARIO \$</b>	<b>50,79</b>

Una vez calculado el costo operacional diario se puede calcular el costo por kilogramo de jabón mediante la ecuación 6.1.

$$\text{Costo por Kg de Jabón} = \frac{\text{Costo operacional}}{\text{No de kg de jabón producidas}}$$

$$\text{Costo por Kg de Jabón} = \frac{\$50.79}{1300\text{kg}} = 0.03 \left[ \frac{\$}{\text{kg}} \right]$$

Mediante este cálculo se determina que el costo por kg de jabón producido es de \$ 0,03 por kg de jabón. Comparado con el valor de \$ 0.12 por kg de jabón, se puede ver que la nueva máquina va ahorrar un 75% en el proceso de producción de jabón.

Una vez determinado el costo del proceso de fabricación de jabón, se debe calcular el costo del proyecto. Para lo cual se calculan los costos directos e indirectos.

### **6.1.1 COSTOS DIRECTOS**

Para el cálculo de los costos directos se toman en cuenta los elementos que conforman parte de la máquina y la mano de obra para su construcción. Dichos valores están divididos en materia prima y mano de obra.

### 6.1.1.1 Materia prima

Dentro de la materia prima se ha dividido en tres partes, elementos mecánicos, elementos neumático y elementos eléctricos y de control.

**Tabla 6.7. Elemento Mecánicos**

CANTIDAD	DESCRIPCION	DESTINO	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=35$ mm, L=1200mm	Brazos, Pasadores. - Sistema multiplicador de fuerzas	31,92	31,92
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=60$ mm, L=900mm	Brazos. Sistema multiplicador de fuerzas	81,45	81,45
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=95$ mm, L=690mm	Sujetadores. - Sistema multiplicador de fuerzas	153,22	153,22
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=150$ mm, L=100mm	Placas. Sistema multiplicador de fuerzas	56,45	56,45
1	Eje AISI 4340 $\varnothing=90$ mm, L=780mm	Eje para estampado	157,06	157,06
1	Eje nylon $\varnothing=60$ mm, L=170mm	Sujetadores de ventosas	8,78	8,78
1	Eje nylon $\varnothing=50$ mm, L=300mm	Barra empujadora - alimentación	12,54	12,54
1	Barra perforada Mecaplus 470 $\varnothing=60 \times 35$ mm, L=110mm	Bocín para brazo 3	5,41	5,41
1	Barra perforada Mecaplus 470 $\varnothing=100 \times 60$ mm, L=140mm	Guía para brazo 4	45,36	45,36
2	Barra perforada Mecaplus 470 $\varnothing=140 \times 85$ mm, L=20mm	Guía para brazo 4	8,82	17,64
2	Barra perforada de Bronce SAE 40 $\varnothing=3 \frac{1}{4} \times 2 \frac{1}{4}$ mm, L=30mm	Bocín para brazo 4	15,68	31,36
5	Tubo cuadrado 100x100x4 mm (6 metros cada pieza)	Bastidor	89,60	448,00
3	Bloque de Fundición de Bronce	Moldes	212,80	638,40

**Tabla 6.7. Elemento Mecánicos (continuación)**

CANTIDAD	DESCRIPCION	DESTINO	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
1	Eje nylon $\varnothing=1/2$ ", L=20 m	Sistema de Alimentación	27,41	27,41
1	Eje inoxidable $\varnothing=1/4$ ", L=20 m	Sistema de Alimentación	30,91	30,91
2	Chumacera de piso; $\varnothing=3$ "	Soporte eje de estampado	75,26	150,53
1	Eje AISI 1518 $\varnothing=1/2$ ", L=500mm	Eje para giro de ventosas	4,12	4,12
1	Eje AISI 1518 $\varnothing=1 1/4$ ", L=240mm	Brazo de palanca del eje de estampado	3,76	3,76
2	Chumacera de piso; $\varnothing=1/2$ "	Soporte eje de para giro de ventosas	3,81	7,62
61	Pernos completos varias medidas	Unión sistemas	1,01	61,49
115	Tuercas varias medidas	Unión sistemas	0,39	45,08
1	Varilla roscada $\varnothing=1/2$ "	Sistema de Alimentación		0,00
3	Varilla roscada $\varnothing=3/4$ "	Sistema de Extracción		0,00
9	Prisioneros varias medidas	Sujeción Sistemas	0,22	2,02
100	Anillos de seguridad m5	Sistema de Alimentación	0,10	10,08
5	Graseros m5	Sistema de Ventaja Mecánica	0,11	0,56
1	Eje AISI 1018 $\varnothing=1$ ", L=420mm	Sistema extractor de rebaba	6,51	6,51
2	Eje AISI 1018 $\varnothing=2 1/2$ ", L=80mm	Sistema extractor de rebaba	4,22	8,44
4	Bisagras	Sistema de Alimentación	1,49	5,96
1	Juego de riel	Sistema de Extracción	6,19	6,19

**Tabla 6.7. Elemento Mecánicos (continuación)**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>DESTINO</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>PRECIO TOTAL</b>
9	Resortes	Sistema de Ventaja Mecánica	5,04	45,36
12	Angulo de 40 x 3	Sistema de alimentación y extracción	5,44	65,28
2	Rodamientos $\varnothing=3/4"$	Sistema de Extracción	5,13	10,26
			<b>TOTAL \$</b>	<b>2179,16</b>

**Tabla 6.8. Elemento Neumáticos**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>DESTINO</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>PRECIO TOTAL</b>
2	Pistón $\varnothing=125$ mm, L=125 mm	Pistones para estampado	324,89	649,78
2	Pistón $\varnothing=16$ mm, L=100 mm	Pistones de alimentación	39,36	78,71
3	Pistón $\varnothing=16$ mm, L=5 mm	Pistones de expulsión	51,16	153,48
1	Pistón $\varnothing=32$ mm, L=230 mm	Pistón para giro de molde	79,93	79,93
1	Pistón , $\varnothing=20$ mm	Actuador para giro de ventosas	53,59	53,59
3	Ventosa $\varnothing=25$ mm de poliuretano	Extracción de jabones	12,72	38,17
1	Bomba de vacío	Funcionamiento de ventosas	260,00	260,00
2	Válvula Solenoide 5/2 monoestable, serie 70 $\varnothing=1/8"$	Control de flujo de aire - alimentación	68,86	137,72

**Tabla 6.8. Elemento Neumáticos (continuación)**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>DESTINO</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>PRECIO TOTAL</b>
1	Válvula Solenoide 5/2 monoestable, serie 70 $\varnothing=1/2"$	Control de flujo de aire – estampado	94,75	94,75
1	Válvula Solenoide 3/2 monoestable, serie 70 $\varnothing=1/8"$	Control de flujo de aire – expulsión	68,86	68,86
2	Válvula Solenoide 5/2 monoestable, serie 70 $\varnothing=1/4"$	Control de flujo de aire – giro molde- avance de ventosas	61,26	122,52
106	Accesorios de conexión neumática (racores, silenciadores, bushings, tapones)	Unión entre pistones, mangueras y válvulas	3,50	371,30
10	Mangueras neumáticas $\varnothing=12\text{mm}$	Unión entre pistones y válvulas	2,81	28,11
10	Mangueras neumáticas $\varnothing=8\text{mm}$	Unión entre pistones y válvulas	1,40	14,00
26	Mangueras neumáticas $\varnothing=6\text{mm}$	Unión entre pistones y válvulas	0,81	20,97
			<b>TOTAL \$</b>	<b>2171,89</b>

**Tabla 6.9. Elementos Eléctricos y de Control**

<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>PRECIO TOTAL</b>
1	Logo expansión	91,03	91,03
1	Caja Metálica	36,48	36,48
1	Logo Entrada	171,12	171,12
1	Contactador	12,6	12,60
30	Alambre 16	1,21	36,30
		<b>TOTAL \$</b>	<b>347,53</b>

**Tabla 6.10. Resumen de Materia prima**

ELEMENTOS MECÁNICOS	2179,16
ELEMENTOS NEUMÁTICOS	2171,89
ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y DE CONTROL	347,53
<b>TOTAL \$</b>	<b>4698,58</b>

### 6.1.1.2 MANO DE OBRA

Dentro de la mano de obra se encuentra la mano de obra proporcionada por la empresa y los costos por servicios prestados.

**Tabla 6.11. Mano de obra**

ACTIVIDAD	HORAS	COSTO HORA	COSTO TOTAL
Tesista (Ingeniería - Dibujo)	1440	0,90	1302,00
Tesista (Ingeniería - Dibujo)	1440	0,90	1302,00
Soldador, Armador, Cortador	96	4,00	384,00
Tornero	90	4,75	427,50
Fresador	20	4,75	95,00
Ayudante	160	2,10	336,00
		<b>TOTAL \$</b>	<b>2446,50</b>

**Tabla 6.12. Servicios prestados**

DESCRIPCION	DESTINO	OPERACIÓN	PRECIO
Moldes para Jabón	Moldes estampado de	Fresado CNC, taladrado refrigeración de	1006,21
Placa de extracción de rebaba	Sistema Extracción de	Fresado CNC	301,12
Sistema de extracción de rebaba	Sistema Extracción de	Fresado, torneado, taladrado	55,00
		<b>TOTAL \$</b>	<b>1362,33</b>

**Tabla 6.13. Resumen de Mano de obra**

MANO DE OBRA EN LA EMPRESA	2446,50
SERVICIOS PRESTADOS	1362,33
<b>TOTAL MANO DE OBRA \$</b>	<b>1362,33</b>

**Tabla 6.14. Resumen de Costos directos**

MATERIA PRIMA	4698,58
MANO DE OBRA	1362,33
<b>TOTAL COSTOS DIRECTOS \$</b>	<b>6060,91</b>

## 6.1.2 COSTOS INDIRECTOS

**Tabla 6.15. Costos indirectos**

ACTIVIDAD	CANTIDAD	UNIDADES	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
ALIMENTACION	480	U	1,60	768,00
TRANSPORTE	1152	U	0,90	1036,80
IMPREVISTOS	250	\$	250,00	250,00
			\$	2054,80

Una vez sumados los costos directos e indirectos se tiene el costo real de la máquina, como se puede observar en la tabla 6.16:

**Tabla 6.16. Costo total del proyecto**

COSTOS DIRECTOS	6060,91
COSTOS INDIRECTOS	2054,80
<b>COSTO TOTAL DEL PROYECTO \$</b>	<b>8115,71</b>

## 6.2. ANÁLISIS FINANCIERO

Para realizar el análisis financiero es necesario calcular los costos fijos y variables en la producción de jabón, así como el costo total, con estos valores se encuentra el punto de equilibrio en la producción de jabones.

**Tabla 6.17. Costos fijos para producir jabón mensuales**

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR	TOTAL
MANO DE OBRA	3	339,16	1.017,48
LOCAL	1	50,00	50,00
DEPRECIACIÓN	1	67,62	67,63
GASTOS GENERALES	1	5,00	5,00
ADMINISTRACION	1	113,05	113,05
<b>TOTAL \$</b>			<b>1.253,16</b>

**Tabla 6.18. Costos variables para producir jabón mensuales**

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR	TOTAL
MANO DE OBRA/HORAS EXTRAS	3	90,00	270,00
ENERGIA ELECTRICA	1	28,38	28,38
CONSUMIBLES	1	30,00	30,00
<b>TOTAL \$</b>			<b>328,38</b>

**Tabla 6.19. Costo total para producir jabón mensual**

COSTO FIJO	1.253,16
COSTO VARIABLE	328,38
<b>TOTAL \$</b>	<b>1.581,54</b>

Una vez obtenidos los costos de producción se debe tener los datos de producción total mensual en kilogramos y el precio de venta de kilogramo.

La producción mensual es 28600 kg y el precio de venta es de \$ 0,075 por kilogramo.

El punto de equilibrio es la intersección entre el costo de producción representado en la ecuación 6.2. y el ingreso de producción representado en la ecuación 6.3.

$$CP = CF + \frac{x \text{ unidades producidas}}{\text{total unidades producidas mensualmente}} \cdot CV \quad (6.2)$$

CP: Costo de producción

CF: Costo fijo

CV: Costo variable

IP: Ingreso de producción

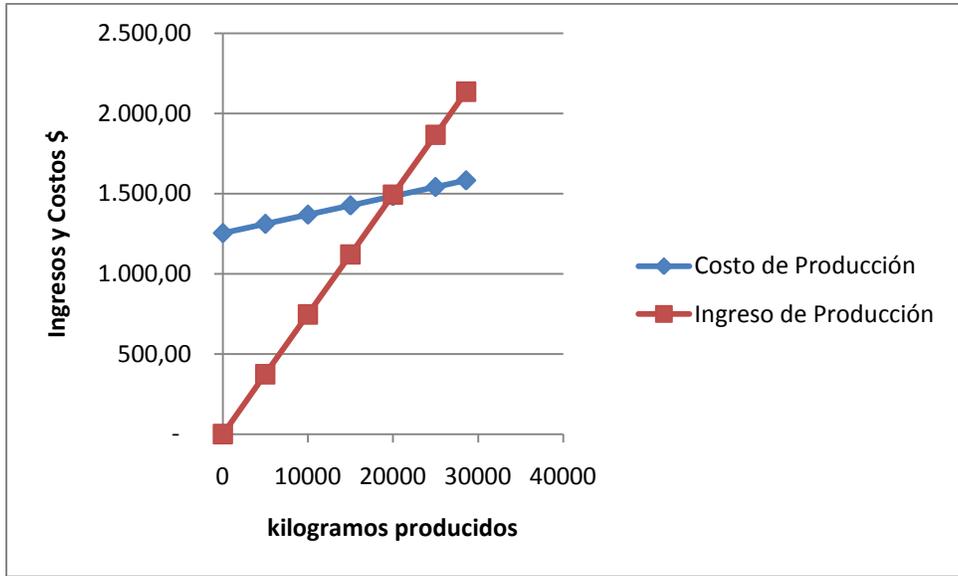
$$IP = x \text{ unidades producidas} \cdot \text{precio de venta por unidad} \quad (6.3)$$

Reemplazando los valores se obtienen las siguientes ecuaciones

$$CP = 1253,16 + \frac{x}{28600} \cdot 328,38$$

$$IP = 0,075x$$

Al igualar los dos valores se obtiene que el punto de equilibrio es de 19.729 kg de jabón. Tal como se observa en el grafico 6.1. Por lo tanto la empresa debe producir más de 19.729 jabones para tener ganancia.



**Figura 6.1. Punto de equilibrio**

# CAPÍTULO 7

## CONCLUSIONES Y RECOMERNDACIONES

### 7.1. CONCLUSIONES

- La evaluación de alternativas de diseño es un proceso a partir del cual se escoge la mejor opción, tomando en cuenta factores que se acoplan a las necesidades.
- Los mecanismos de ventaja mecánica permiten un mejor control de la fuerza, pero a su vez necesitan precisión para su maquinado y montaje.
- En la fabricación de moldes, se concluyó que la fundición de bronce presenta ciertas complicaciones en el momento de ser mecanizado, lo cual se traduce en mayor tiempo de horas de mecanizado.
- Los bocines y ejes deslizantes son elementos que necesitan un buen acabado superficial y lubricación continua, para garantizar el correcto deslizamiento.
- La precisión de los elementos construidos depende de la maquinaria utilizada, así como de la destreza del operario.
- El conocimiento de softwares de diseño, resulta una herramienta importante para la optimización de tiempo, así como también para la comprobación de resultados.
- La elaboración de proyectos de tesis, amplían el panorama de la situación actual del país en cuanto a la disponibilidad de recursos.

## 7.2. RECOMENDACIONES

- Para llevar a cabo un proyecto, se debe realizar un estudio de viabilidad tomando en cuenta la oferta de la empresa y la demanda del mercado.
- Los elementos normalizados son susceptibles de daños, por lo que es necesario que dichos elementos estén disponibles dentro del mercado local.
- Se recomienda después del maquinado de un elemento comprobar medidas, y posteriormente realizar ensambles parciales, así como verificar su funcionamiento.
- Cuando se quiera obtener matrices para moldeo, se recomienda partir de ejes sólidos, los cuales garantizan la no existencia de poros internos.
- En el diseño de sistemas, utilizar mecanismos de regulación, que faciliten la calibración y ubicación de dichos sistemas.
- Se recomienda añadir elementos de seguridad dentro de la máquina, especialmente durante la etapa de encendido, evitando que se produzcan accidentes.
- Es importante tener un margen de tiempo considerando inconvenientes en actividades como son importaciones y trabajos realizados por terceros.

## REFERENCIAS

### BIBLIOGRÁFICAS

1. GRUPO DE EDITORES. Enciclopedia Ilustrada Cumbre. 14va. ed. México, Editorial Cumbre, s.f. v.7. p.2.
2. FIGUEROA PABLO. Manual de Matricería. Primera ed. Quito, s.e. s.f.
3. GRUPO DE EDITORES. Neumatica SMC International Training. 2da. ed. Madrid, Thomson Paraninfo, 2002, pp. 101-116, 195-197.
4. ROBERT L. NORTON. Design of Machinery – An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines. 2da. Ed. USA, McGraw-Hill, 1999. pp. 259-261.
5. SHIGLEY, E y MISCHKE C. Diseño en Ingeniería Mecánica. Traducido del inglés por Javier León Cárdenas. 6ta. Ed. México, McGraw-Hill, 2004, 1257 p.
6. ROBERT L. MOTT. Diseño de Elementos y Máquinas. 4ta. Ed. México, Pearson Educación, 2006, pp. 749-757.