



UNIVERSIDAD TECNICA DEL NORTE

FACULTAD INGENIERIA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA INGENIERIA EN MECATRÓNICA

**TRABAJO DE GRADO, PREVIO LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MECATRÓNICA**

TEMA

**COMPACTADORA DE BLOQUES NUTRICIONALES PARA
GANADO, CON UNA PRODUCCION DE 150 Kg/h EN BLOQUES
DE 20x20x15 cm**

AUTOR:

HORACIO WILLINGTON ORTIZ BELTRÁN

**DIRECTOR:
Ing. Zamir Mera**

Ibarra – Ecuador

Febrero 2014

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA



AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la Universidad.

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

DATOS DEL CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	100356811-8		
APELLIDOS Y NOMBRES:	HORACIO WILLINGTON ORTIZ BELTRÁN		
DIRECCIÓN:	AV. EUJENIO ESPEJO 9-114		
EMAIL:	ho_willy1989@hotmail.com		
TELÉFONO FIJO:	062585714	TELÉFONO MOVIL:	0988979320

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	COMPACTADORA DE BLOQUES NUTRICIONALES PARA GANADO, CON UNA PRODUCCIÓN DE 150KG/H EN BLOQUES DE 20X20X15 CM
AUTOR:	HORACIO WILLINGTON ORTIZ BELTRÁN
FECHA:	2014/02/17
PROGRAMA:	PREGRADO
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERO EN MECATRÓNICA
ASESOR / DIRECTOR:	ING. ZAMIR MERA

2. AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Horacio Willington Ortiz Beltrán, con cédula de identidad Nro. 100356811-8, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en forma digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior, Artículo 144.

Ibarra, a los 17 días del mes de Febrero de 2014

EL AUTOR:

(Firma).....

Nombre: Horacio Willington Ortiz Beltrán



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

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

Yo, Horacio Willington Ortiz Beltrán, con cédula de identidad Nro. 100356811-8, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, Artículos 4,5 y 6, en calidad de autor de la obra o trabajo de grado denominado "Compactadora de bloques nutricionales para ganado, con una producción de 150Kg/h en bloques de 20x20x15 cm", que ha sido desarrollada para optar por el título de Ingeniero en Mecatrónica en la Universidad Técnica del Norte, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato impreso y digital en la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

(Firma).....

Nombre: Horacio Willington Ortiz Beltrán

Cédula: 100356811-8

Ibarra, a los 17 días del mes de Febrero de 2014



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

V

CERTIFICACIÓN

En calidad de Director del Trabajo de Grado "Compactadora de bloques nutricionales para ganado, con una producción de 150Kg/h en bloques de 20x20x15 cm", presentado por el señor Horacio Willington Ortiz Beltrán, para optar por el título de Ingeniero en Mecatrónica, certifico que el mencionado proyecto fue realizado bajo mi dirección.

Ing. Zamir Mera

DIRECTOR



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

VI

CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asumo la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

En la ciudad de Ibarra, Diciembre del 2013

Ibarra, a los 17 días del mes de Febrero de 2014

EL AUTOR:

(Firma).....

Nombre: Horacio Willington Ortiz Beltrán



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

DECLARACIÓN

Yo, Horacio Willington Ortiz Beltrán, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; y que este no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y certifico la veracidad de las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A handwritten signature in blue ink, reading 'Willington Ortiz', is written over a horizontal line.

Horacio Willington Ortiz Beltrán



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

DEDICATORIA

A Dios, por ser mi guía, y darme la fuerza para la realización y logro de mis objetivos y metas.

A mis abuelos, padres y hermanos por ser mi apoyo incondicional, siempre dándome la fuerza para cumplir con todos los objetivos que me impuesto, y ser un ejemplo de responsabilidad.

Willington O.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme la vida y permitirme llegar a este momento importante en mi vida.

A mis padres y hermanos por la paciencia y comprensión que me han dado en el transcurso de realización de este proyecto.

A todas las personas, que han influido de manera directa o indirecta en la realización de este trabajo, por sus consejos y ayuda.

Willington O.

RESUMEN

El trabajo presentado a continuación, trata sobre la compactación de manera mecanizada de alimento balanceado en forma de bloque nutricional. Estos bloques sirven para complementar la alimentación de ganado vacuno y son la mezcla de varios componentes con base en la melaza y otros subproductos los cuales luego de ser mezclados deben ser compactados para racionar el consumo del mismo por el rumiante y para preservarlo del medio ambiente.

Después de varios análisis de selección se determinó que la compactación se va a realizar mediante una prensa hidráulica la cual suministrará la energía de compactación hacia la mezcla a través del cilindro hidráulico, que al bajar realizará la compactación dentro de un molde cúbico formado por placas de acero y que al ser compactado el bloque asumirá esta misma forma. En cuanto a la forma de operar la compactadora, va a constar de un sistema de control el cual tendrá la función principal de operar los estados de la electroválvula que a su vez manejará el avance o retroceso del pistón. Para realizar un ciclo de compactación automático se usarán transductores que detectarán la posición final del vástago y presión del sistema hidráulico que se elevará cuando compacte el material, enviando así señales que entrarán al sistema de control eléctrico el que va ser totalmente cableado siendo una lógica de relés e interruptores quienes procesen las señales de entrada de los transductores y manipulen la electroválvula.

Para el análisis de resultados del producto obtenido de la compactadora, se evaluará su volumen tomando las medidas del cubo o bloque, y pesando su masa para así determinar la densidad de cada una de las muestras, y determinar que la máquina tiene una fuerza constante de compactación y por lo tanto una operación adecuada.

ABSTRACT

The work presented, discusses mechanized way compaction of balanced nutritional food in the form of block. They serve to supplement the diet of cattle and are the mixture of various components based on molasses and other by-products which after being mixed must be compacted to the same ration consumption by the ruminant and to preserve the environment.

After several selection analysis determined that the compaction is to be performed by a hydraulic press which compaction energy supplied to the mixture through the hydraulic cylinder, when lowering the compaction performed in a cubic mold formed by plates steel to be compacted and that the block will assume this same shape. As for how to operate the compactor, will consist of a control system which will operate the main function of the states of the solenoid which in turn will drive the piston forward or reverse. To cycle automatic compaction transducers that detect the position of the rod end and pressure in the hydraulic system that will rise when compacted material, thus sending signals that enter the electrical control system which will be fully wired logic is being used relays and switches who processed input signals from transducers and handled the solenoid .

For the analysis of results of the product of the roller, its volume will be assessed taking measures in the cube or block, and weighing its mass to determine the density of each of the samples, and determine that the machine has a constant force compaction and therefore proper operation.

CONTENIDO

Autorización de uso y publicación a favor de la Universidad Técnica del Norte.....	II
Cesión de derechos de autor	IV
Certificación.....	V
Constancias.....	VI
Declaración	VII
Dedicatoria	VIII
Agradecimiento	IX
Resumen.....	X
Abstract.....	XI
Contenido.....	XII
Índice de Tablas	XIX
Índice de Imágenes	XX
Índice de Ecuaciones	XXI
Presentación	XXIII
Capítulo 1	1
1. Marco teórico	1
1.1 Introducción	1
1.2 Características de los ingredientes.....	2
1.2.1 Aglomerante	3
1.2.2 Componente proteico.....	3
1.2.3 Minerales	3
1.2.4 Componente energético.....	4
1.2.5 Fuente de nitrógeno no proteico (NNP)	4
1.2.6 Fibra de soporte.....	4
1.3 Proporciones de los ingredientes.....	4
1.4 Selección de la mezcla	5
1.5 Ventajas de la compresión de alimentos balanceados	6
1.6 Formas de compresión	7
1.6.1 Compactación mediante capas.....	7
1.6.2 Compactación mediante prensa	8
1.7 Tecnologías de compactación.....	9
1.8 Principales factores en el empleo de una prensa	10

	XIII
1.9 Clasificación y funcionamiento de las prensas.....	11
1.9.1 Clasificación de las prensas según su accionamiento	12
1.9.1.1 Prensas mecánicas	12
1.9.1.2 Prensas neumáticas	13
1.9.1.2.1 Ventajas de la prensa neumática	13
1.9.1.2.2 Desventajas y limitaciones de las prensas neumáticas	13
1.9.1.3 Prensas hidráulicas	13
1.9.1.3.1 Ventajas de la prensa hidráulica.....	14
1.9.1.3.2 Limitación de la prensa hidráulica.	15
1.10 Especificación de la prensa hidráulica	15
1.10.1 Parámetros de selección para una prensa hidráulica	16
1.10.2 Clasificación de las prensas hidráulicas	16
1.10.2.1 Prensas en C o cuello de cisne	16
1.10.2.2 Prensas de doble montante.....	17
1.10.2.3 Prensas de 4 columnas	18
1.11 Sistema hidráulico motorizado	19
1.11.1 Principales componentes de un sistema hidráulico.	20
1.11.2 Fluido hidráulico.....	21
1.11.2.1 Líquidos de base acuosa.....	21
1.11.2.2 Líquidos sintéticos	22
1.11.2.3 Aceites minerales y vegetales:	22
1.11.2.4 Selección del fluido hidráulico	22
1.11.2.4.1 Transmisión de potencia	22
1.11.2.4.2 Lubricación	22
1.11.2.4.3 Refrigeración	22
1.11.3 Depósitos.....	23
1.12 Bombas.....	24
1.12.1 Bombas de desplazamiento no positivo o hidrodinámicas.....	24
1.12.2 Bombas de desplazamiento positivo o hidrostáticas	25
1.12.2.1 Bombas de engranajes.....	26
1.12.2.1.1 Características de las bombas de engranajes.....	27
1.12.2.2 Bomba de paletas.....	27
1.12.2.2.1 Características de las bombas de engranajes.....	28

	XIV
1.12.2.3 Bombas de pistones	28
1.12.2.3.1 . Características de las bombas de pistones	28
1.13 Elementos de control y regulación	29
1.13.1 Válvulas reguladoras de presión.....	29
1.13.1.1 Válvula de seguridad	30
1.13.1.1.1 Válvulas de seguridad directas.....	30
1.13.2 Válvulas direccionales	30
1.13.2.1 Válvulas unidireccionales	30
1.13.2.1.1 Antirretorno.....	30
1.13.2.2 Válvulas direccionales varias vías	31
1.14 Accesorios	32
1.14.1 Preostatos.....	32
1.14.2 Tuberías, mangueras, racores, juntas y retenes.....	32
1.14.3 Filtros.....	33
1.14.3.1 Tipos de filtros	35
1.14.3.1.1 Filtro de aire	35
1.14.3.1.2 Filtro de retorno	35
1.14.3.1.3 Filtros de aspiración	35
1.15 Cilindros hidráulicos.....	35
1.15.1 Cilindros de simple efecto.....	36
1.15.2 Cilindros de doble efecto	37
Capítulo 2	38
2. Diseño del sistema hidráulico y eléctrico	38
2.1 Definición del problema	38
2.2 Defición de objetivos.....	38
2.2.1 Objetivo general.....	38
2.2.2 Objetivo específicos.....	39
2.3 Evaluación y selección de alternativas	39
2.3.1 Evaluación y selección del tipo de prensa	39
2.3.1.1 Funciones.....	39
2.3.1.2 Requisitos de diseño	39
2.3.1.3 Criterios de evaluación	40
2.4 Cálculo del sistema hidráulico.....	41

	XV
2.4.1 Dimensionamiento de electroválvula y válvula de alivio	42
2.4.2 Cálculo del caudal y dimensionamiento de bomba.....	44
2.4.3 Selección de la bomba.....	45
2.4.3.1 Funciones.....	45
2.4.3.2 Requisitos de diseño	45
2.4.3.3 Criterios de evaluación	45
2.4.4 Mangueras, tuberías y adaptadores	47
2.4.5 Cálculo de pérdidas en tuberías	48
2.4.6 Cálculo de potencia del motor	49
2.4.7 Unidad de potencia hidráulica.....	50
2.4.7.1 Diagrama unidad de potencia hidráulica	50
2.4.8 Cálculo del cilindro.....	50
2.5 Diseño de circuito eléctrico de la máquina.....	52
2.5.1 Circuito eléctrico de control y fuerza.....	54
2.5.1.1 Determinación del motor a usar.....	54
2.5.1.2 Dimensionamiento del contactor	55
2.5.1.3 Dimensionamiento relé térmico del motor	56
2.5.1.4 Dimensionamiento del disyuntor.....	56
Capítulo 3	57
3. Diseño mecánico.....	57
3.1 Diseño de estructura.....	57
3.1.1 Evaluación y selección del tipo de estructura de la prensa.....	57
3.1.1.1 Funciones.....	57
3.1.1.2 Requisitos de diseño	57
3.1.1.3 Criterios de evaluación	58
3.1.2 Características del material	60
3.1.3 Factor de seguridad.....	60
3.1.4 diseño de la sección del soporte de cilindro Y mesa	61
3.1.5 Análisis de fatiga de la viga	64
3.1.5.1 Factores que modifican la resistencia a la fatiga	65
3.1.5.1.1 Factor de superficie (Ka).....	65
3.1.5.1.2 Factor de tamaño (Kb)	65
3.1.5.1.3 Factor de carga (Kc).....	66

	XVI
3.1.5.1.4 Factor de temperatura (K_d).....	66
3.1.5.1.5 Factor de confiabilidad (K_e).....	66
3.1.5.1.6 Factor de efectos varios (k_f).....	66
3.1.6 Análisis de pandeo lateral de la viga	69
3.1.7 Cálculo pasador del soporte de cilindro y de la mesa.....	71
3.1.8 Análisis de los montantes de la prensa	72
3.2 Cálculo del molde	74
3.2.1 Cálculo de las placas laterales	75
3.2.2 Cálculo de la placa del apisonador	78
3.2.3 Diseño del pasador.....	79
3.2.4 Cálculo del espesor de los bocines del pasador.....	82
3.2.5 Cálculo de suelda de bocín.....	82
Capítulo 4	84
4. Construcción de la máquina.....	84
4.1 Materiales	84
4.2 Máquinas y equipos a usar	86
4.3 Proceso de fabricación	86
4.3.1 Diagrama de operación de procesos de la estructura	87
4.3.2 Diagrama de operación de procesos de molde	88
4.3.3 Diagrama de procesos de ensamblado total de Estructura y molde	89
4.4 Elaboración del gabinete de control.....	92
4.5 Pruebas de funcionamiento	94
4.5.1 Sistema eléctrico y control.....	94
4.5.2 Sistema hidráulico	94
4.6 Protocolo de pruebas.....	94
4.6.1 Equipos de medición.....	95
4.6.2 Precedimiento.....	95
4.6.2.1 Tablas de medición de datos.....	95
4.6.3 Análisis de resultados.....	96
Capítulo 5	99
5. Analisis económico y financiero	99
5.1 Evaluación económica	99
5.1.1 Costos directos	99

	XVII
5.1.1.1 Costos de materiales directos	99
5.1.1.2 Costos de servicio	99
5.1.1.3 Costo de la mano de obra directa.....	99
5.1.2 Costos indirectos	100
5.1.2.1 Costos de materiales indirectos.....	100
5.1.2.2 Costos de diseño.....	100
5.1.2.3 Otros costos indirectos	100
5.1.3 Costos total de la máquina	100
5.2 Evaluación financiera.....	105
5.2.1 Valor actual neto.....	105
5.2.1.1 Cálculo del beneficio costo.....	106
5.2.1.2 Cálculo de la tasa de descuento nominal	107
5.2.1.3 Determinación del VAN	107
5.2.2 Tasa interna de retorno (TIR)	107
5.2.3 Periodo de recuperación de la inversión (PRI)	108
6. Conclusiones y recomendaciones.....	110
6.1 Conclusiones	110
6.2 Recomendaciones	111
Bibliografía.....	112
Anexos	115
Anexo 1	116
Propiedades acero ASTM A 36	116
Anexo 2.....	117
Propiedades de seccion de perfil U	117
Anexo 3.....	118
Coeficiente de carga pandeo lateral.....	118
Anexo 4	118
Tabla cálculo de placas de molde	118
Anexo 5.....	119
Carateristicas y propiedades de pernos	119
Anexo 6.....	120
Propiedades del acero 1018.....	120
Anexo 7.....	121

	XVIII
Características electroválvula.....	121
Anexo 8	123
Características válvula alivio	123
Anexo 9	125
Características bomba hidráulica	125
Anexo 10	127
Tipos de sujeciones de cilindros.....	127
Anexo 11	128
Otros accesorios hidráulicos	128
Anexo 12	132
Diagrama de control y montaje eléctrico	132
Anexo 13	135
Diagrama hidráulico	135
Anexo 14	137
Manual de operación y mantenimiento.....	137
Anexo 15	152
Planos	152

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Diferentes componentes y proporciones en los bloques alimenticios.....	5
Tabla 1.2 Componentes de la mezcla	5
Tabla 2.1 Matriz de selección tipo de prensa a usar	41
Tabla 2.2 Matriz de selección de bomba hidráulica.....	46
Tabla 3.1 Matriz de selección de estructura de la prensa	58
Tabla 3.2 Selección de Coeficientes de Seguridad (Coeficientes de Cálculo)	60
Tabla 3.3 Factores a y b.....	65
Tabla 4.1 Lista de materiales a ser manufacturados.....	84
Tabla 4.2 Lista de Pernos.....	84
Tabla 4.3 Lista de Equipo hidráulico	85
Tabla 4.4 Herramientas a usar	86
Tabla 4.5 Lista de materiales eléctricos	93
Tabla 4.6 Medición de corrientes respecto a presión	95
Tabla 4.7 Medición de tiempos del ciclo.....	96
Tabla 4.8 Medición dimensiones del bloque	96
Tabla 4.9 Tiempos de ciclo de compactación.....	97
Tabla 4.10 Medición dimensiones del bloque.....	97
Tabla 5.1 Costos directos de materiales	101
Tabla 5.2 Costos de fabricación y mano de obra	103
Tabla 5.3 Costos de materiales indirectos	103
Tabla 5.4 Costos indirectos adicionales	104
Tabla 5.5 Costos de diseño.....	104
Tabla 5.6 Costos totales.....	104
Tabla 5.7 Ventas por año	106
Tabla 5.8 Costo de producción de bloques nutricionales anual	106
Tabla 5.9 Beneficio costo	106
Tabla 5.10 Cálculo del VAN	109
Tabla 5.11 Cálculo del TIR.....	109
Tabla 5.12 Tabla de flujo de efectivo acumulado	109

ÍNDICE DE IMÁGENES

Figura 1.1 Bloque nutricional compactado	7
Figura 1.2 Elaboración de bloques nutricionales mecanizada	9
Figura 1.3 Prensa cuello de cisne	17
Figura 1.4 Prensa de doble montante	18
Figura 1.5 Prensa de 4 columnas.....	19
Figura 1.6 Funcionamiento del sistema hidráulico	20
Figura 1.7 Reservorio de aceite	24
Figura 1.8 Rendimiento de una bomba centrífuga	25
Figura 1.9 Rendimiento de una bomba de desplazamiento positivo	26
Figura 1.10 Electroválvula de corredera de 3 posiciones.....	32
Figura 1.11 Cilindro simple efecto	36
Figura 1.12 Cilindro de doble efecto.....	37
Figura 2.1 Cilindro hidráulico con su sujeción	50
Figura 2.2 Diagrama de flujo funcionamiento máquina	53
Figura 3.1 Diagrama de la estructura	59
Figura 3.2 Diagrama de fuerzas de la viga.....	61
Figura 3.3 Diagrama de cortes y momentos.....	62
Figura 3.4 Perfil U doblada.....	63
Figura 3.5 Relación entre el límite de fatiga y el esfuerzo último de los aceros ...	64
Figura 3.6 Diagrama de fuerzas en el perno	71
Figura 3.7 Columnas de la prensa	73
Figura 3.8 Molde ensamblado	75
Figura 3.9 Placa lateral a con sus sujeciones	78
Figura 3.10 Placa lateral a con sujeción en el centro	79
Figura 3.11 Diagrama fuerzas del pasador	80
Figura 3.12 Diagrama de cortes y momentos del pasador	81
Figura 4.1 Ensamblaje molde estructura.....	91
Figura 4.2 Construcción unidad de potencia hidráulica	91
Figura 4.3 Máquina completa	92
Figura 4.4 Tablero de control	93
Figura 4.5 Bloque compactado.....	98

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación (2.1) Fuerza de compactación	41
Ecuación (2.2) Área de cilindro	42
Ecuación (2.3) Velocidad de salida del vástago	44
Ecuación (2.4) Caudal de la bomba	44
Ecuación (2.5) Velocidad en tuberías.....	48
Ecuación (2.6) Numero de Reynolds.....	48
Ecuación (2.7) Perdidas de Presión en tuberías	49
Ecuación (2.8) Potencia del Motor	49
Ecuación (2.9) Fuerza de pandeo del vástago del cilindro.....	50
Ecuación (3.1) Factor de seguridad en la viga	62
Ecuación (3.2) Esfuerzo de flexion de la viga.....	62
Ecuación (3.3) Factor de Superficie en fatiga.....	65
Ecuación (3.4) Área equivalente al 95% del esfuerzo	66
Ecuación (3.5) Factor de fatiga en tamaño	66
Ecuación (3.6) Multiplicación de factores que modifican la resistencia	66
Ecuación (3.7) Ecuación de vida finita	67
Ecuación (3.8) Esfuerzo medio	68
Ecuación (3.9) Componente de amplitud	68
Ecuación (3.10) Cálculo de factor de seguridad según criterio de Goodman.....	69
Ecuación (3.11) Momento crítico de de pandeo lateral en vigas	69
Ecuación (3.12) Momento de resistencia por torsión uniforme de la barra	69
Ecuación (3.13) Momento de resistencia por torsión no uniforme de la barra	69
Ecuación (3.14) Esbeltez de la viga	69
Ecuación (3.15) Factor de reducción.....	70
Ecuación (3.16) Momento resistente frente al pandeo	70
Ecuación (3.17) Esfuerzo de aplastamiento.....	72
Ecuación (3.18) Esbeltez de columna	73
Ecuación (3.19) Razon de esbeltez con el esfuerzo de fluencia a la mitad.....	73
Ecuación (3.20) Fuerza crítica.....	74
Ecuación (3.21) Momento de flexión máxima de placas en “x”	76
Ecuación (3.22) Momento de flexión máxima de placas en “y”	76
Ecuación (3.23) Rigidez de la placa	76

	XXII
Ecuación (3.24) Inercia de la placa	76
Ecuación (3.25) Esfuerzo en placas de acero	77
Ecuación (3.26) Espesor de placa.....	78
Ecuación (3.27) Momento flectores de placa sujeción punto centro	78
Ecuación (3.28) Esfuerzo de flexión en pasadores	80
Ecuación (3.29) Esfuerzo por desgarro	83

PRESENTACIÓN

El desarrollo del presente trabajo que trata sobre la realización de una máquina compactadora de bloques nutricionales, estará estructurado en seis capítulos en los cuales se explicará detalladamente paso a paso el proceso de elaboración de la máquina. A continuación se explica de forma breve el contenido de cada capítulo.

En el primer capítulo se presenta una breve explicación de lo que es el bloque nutricional, la mezcla y los ingredientes. También se revisa la teoría de la forma, partes y piezas de la compactadora explicando cada una de estas.

En el segundo capítulo se diseña el sistema hidráulico y de control, se selecciona las alternativas y componentes que formarán el sistema de compactación.

El tercer capítulo se trata del diseño mecánico de la estructura de la máquina la cual soportará la fuerza que aplique el cilindro. También se diseñará el molde que contendrá el material.

En el cuarto capítulo se detalla el proceso de construcción de la compactadora determinando sus materiales y procesos que intervienen. También se realizan las pruebas de funcionamiento y el análisis de las muestras.

El capítulo cinco presenta el análisis económico del proyecto analizando los costos y factibilidad de la inversión para determinar la rentabilidad del mismo.

En el capítulo seis se escriben las conclusiones y recomendaciones obtenidas del desarrollo del presente proyecto.

CAPÍTULO 1

1. MARCO TEÓRICO

1.1 INTRODUCCIÓN

Los bloques nutricionales constituyen una alternativa para la complementación en la alimentación de ganado debido a que por sus propiedades se puede proveer de manera adecuada todos los minerales, proteínas y energía necesarios para un desarrollo óptimo de los mismos. Este bloque es una mezcla balanceada de vitaminas y minerales que se encuentra en estado sólido, después de pasar por un proceso de elaboración, el cual suministra equitativamente y a la velocidad adecuada sus beneficios al animal.

Los bloques nutricionales son mezclas compuestas de muchos componentes y materiales que se pueden encontrar de manera fácil y por lo general económica los que a su vez se pueden dosificar y combinar a la manera más conveniente pudiendo así obtener el equilibrio entre las proteínas, carbohidratos, lípidos y minerales que el animal necesita en cada etapa de desarrollo.

Se lo considera una de las alternativas para las épocas secas, debido a que estos bloques tienen un costo reducido pudiéndose elaborar con ingredientes que se encuentran en las mismas fincas y que por lo general son desperdicios de cosechas anteriores que se pueden reutilizar mezclándolas con otros ingredientes como son, entre otros, la melaza y la urea y así obtener un suplemento vitamínico económico, aunque no hay que olvidar que estos bloques no reemplazan el follaje.

La elaboración de bloques nutricionales no necesita un proceso complejo de manufactura pudiéndose elaborar manualmente realizando algunos pasos básicos, y entre los cuales se encuentran: la medición de los ingredientes, el mezclado, moldeado, compactado y el secado; hay que destacar que la elaboración manual tiene muchas limitaciones, como por ejemplo que no se puede lograr una adecuada compactación y mezclado de los ingredientes, además no se puede producir una gran cantidad de mezcla debido a que es un proceso exhaustivo para la persona

2

que realiza requiriéndose una gran cantidad de mano de obra lo que encarece y disminuye la calidad de este bloque.

Entre los factores que afectan la calidad del bloque están:

El tipo de ingredientes: como son el porcentaje de la melaza, el tipo y calidad del aglomerante, el porcentaje de urea, las características del relleno adicional que se ponga a la mezcla, y de la humedad.

En la manufactura: está el nivel de mezclado, el grado de presión aplicado para compactar la mezcla, del tiempo de secado y almacenamiento del mismo.

Uno de los parámetros que más influyen la calidad y consumo del bloque es la dureza que tiene después de elaborado, y esta a su vez depende de algunos factores entre los cuales están el tipo y la proporción del aglomerante usado, del nivel de humedad de la mezcla y del grado de compactación que a su vez dependerá de la formula usada. Otro de los factores de los que va a depender la dureza es el tiempo y el lugar de almacenamiento que tenga el bloque.

Es así que al tener un sistema de compactación que cumpla con los requerimientos de los bloques nutricionales se podrá realizar una producción de mucha mejor calidad y de manera mecanizada y eficiente, logrando así un producto ideal para el consumo animal.

1.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS INGREDIENTES

Los bloques nutricionales deben contener varios ingredientes que cumplan con los requerimientos del animal, es así que través de la combinación de estos se logra el balance adecuado entre los carbohidratos, proteínas, lípidos y minerales necesarios. Entonces se determina que las variaciones en los balances de las formulas están directamente relacionadas con la etapa del animal y los ingredientes disponibles, siendo así que se pueden crear infinidad de fórmulas, con infinidad de ingredientes, en donde el proceso de elaboración juega un papel muy importante ya que de este dependerá la calidad física y consumo del mismo por el ganado.

Para las características de los ingredientes se va a describir de manera general cada uno de los componentes básicos que deben estar en una fórmula común de bloques nutricionales.

1.2.1 AGLOMERANTE

El aglomerante es el componente que ayuda a mantener el bloque en una sola pieza evitando que se desmorone, este tiene la función de ayudar a suministrar el compactado de balanceado de manera constante brindando al bloque la resistencia necesaria para poder manipularlo y almacenarlo. “En este aspecto hay diversas opiniones pero uno de los componentes importantes para conferir resistencia es el aglomerante (provoca la solidificación de las materias primas junto a la compactación). Dentro de los aglomerantes usados se encuentran, cal viva (CaO), la cal hidratada (CaOH) o apagada, el yeso, bentonita, zeolita y cemento.” (Birbe, Los Bloques Multinutricionales. Estrategia de Suplementación con Recursos Locales, para ganado de Doble propósito, 2006, pág. 7)

1.2.2 COMPONENTE PROTEICO

Este componente complementa las proteínas necesarias al bloque que aporta al equilibrio en la nutrición del ganado. Existen algunas clases de subproductos que aportan este componente. “Se pueden mencionar algunas como semillas enteras de oleaginosas (algodón, ajonjolí), harinas de oleaginosas (algodón, maní y ajonjolí), harinas de hojas y frutos partidos de leguminosas como *Gliricidia sepium*, *Leucaena leucocephala*, *Albizia saman*, *Cassia moschata* entre otras.” (Birbe, Los Bloques Multinutricionales. Estrategia de Suplementación con Recursos Locales, para ganado de Doble propósito, 2006, pág. 11)

1.2.3 MINERALES

Uno de los componentes más importante que debe tener un bloque nutricional son los minerales que son imprescindibles en la nutrición y entre los cuales la sal y el fósforo constituyen los más importantes. Este subproducto se encuentra en el mercado el cual se adiciona a la mezcla según los requerimientos de los rumiantes.

1.2.4 COMPONENTE ENERGÉTICO

Este ingrediente es la base del bloque siendo el más importante y el que aporta entre otros los carbohidratos necesarios al rumiante además que le da la humedad principal en la mezcla del bloque; el producto que por lo general se usa es la melaza que por sus propiedades energéticas, saborizantes, facilidad de encontrar en el mercado y costo lo hacen el componente más usado y adecuado para la elaboración de este balanceado.

1.2.5 FUENTE DE NITRÓGENO NO PROTEICO (NNP)

Este ingrediente es fijo en cualquiera de las mezclas y fórmulas de bloques multinutricionales y el más común es la urea que aporta la cantidad de nitrógeno no proteico necesaria en la nutrición de ganado. Otros ingredientes usados son la gallinaza, pollinaza o el fosfato diamónico.

1.2.6 FIBRA DE SOPORTE

Este ingrediente aporta al bloque soporte para evitar que se despedace en determinadas circunstancias ya que al añadirse a la mezcla se forma un entramado que ayuda a la solidez del bloque. “Pueden ser usados diversos subproductos para soporte del bloque, entre tales como cascarillas de diferentes semillas (soya, algodón, arroz), tusa de maíz, heno de gramínea seco, cortado o molido, bagacillo de caña molido, hojas secas, copra de palma o coco cortada, entre otros.” (Birbe, Los Bloques Multinutricionales. Estrategia de Suplementación con Recursos Locales, para ganado de Doble propósito, 2006, pág. 15).

1.3 PROPORCIONES DE LOS INGREDIENTES

Las proporciones de los diferentes componentes de la mezcla del bloque es muy importante debido a que una concentración o uso excesivo de uno o más de los ingredientes que concentran la mayor cantidad de vitaminas puede provocar en el animal daño por sobredosis o por el contrario cuando no se proporciona la mezcla con los suficientes vitaminas y minerales será un balanceado sin valor nutritivo y por lo tanto no cumplirá su función. La siguiente tabla determina las cantidades recomendables para componer un balanceado.

Tabla 1.1 Diferentes componentes y proporciones en los bloques alimenticios.

Componentes	Proporciones
Aglomerante (CaOH, CaO)	5-10 %
Fuente proteica	15 –35 %
Minerales (macro y micro)	5-15 %
Fuente de energía y palatabilidad (melaza)	25-65 %
Fuente de nitrógeno no proteico (NNP) urea	5-10%
Fuente de soporte (heno u hojas cortados)	3-5 %
Agua	Opcional para cada mezcla
Drogas	Opcional
Total	Debe sumar 100 %

Fuente: Birbe, B. Los Bloques nutricionales.

Elaboración: Autor

1.4 SELECCIÓN DE LA MEZCLA

La selección de la fórmula se hará con el objetivo de establecer una mezcla comprobada su utilidad y poder partir de ahí para la determinación de algunos parámetros de diseño de la máquina y de comprobación del producto resultante.

Esta fórmula se la determinará de un estudio científico en donde explica las condiciones normales en las que se elabora un bloque nutricional y las características que debe tener según la fuerza de compactación que se le dé para una fórmula específica.

La fórmula está compuesta de:

Tabla 1.2 Componentes de la mezcla

Ingredientes	Porcentajes
Melaza	31 %
Urea perlada	10%
Semilla entera de algodón	27%
Minerales	15%
Fosfato diamónico	4%
Heno molido	3%
Cal Hidratada (CaOH)	10%
Total	100%

Fuente: Birbe, Elaboracion de bloques nutricionales con urea fosfato

Elaboración: Autor

1.5 VENTAJAS DE LA COMPRESIÓN DE ALIMENTOS BALANCEADOS

Empezaremos definiendo lo que significa compactación de balanceados, lo cual existen algunas definiciones que a continuación se detallan.

Calderón, Gladys. (2008), lo define como:

“La compactación es la densificación de un material mediante cargas mecánicas. Encierra el concepto de reagrupación de partículas, obligándolas a ordenarse de tal modo, que un número dado de ellas ocupen un espacio mínimo dentro de las posibilidades físicas del proceso”.

De esta forma Birbe, Los Bloques Multinutricionales. Estrategia de Suplementación con Recursos Locales, para ganado de Doble propósito, (2006) afirmó que:

Es “el proceso mediante el cual se reducen los vacíos en la mezcla de materiales alimenticios, como consecuencia de la expulsión del aire por aplicación de determinada carga (energía)”

“al aumentar el nivel de compactación, se modifican las densidades y las resistencias. A mayor compactación, las partículas se reacomodan, ocupando los espacios vacíos (grandes y pequeños) de la mezcla alimenticia húmeda. Aumentando la compactación, aumenta el peso de los BMN y la densidad seca (Birbe *et al.*, 1994; Birbe, 1998), coincidiendo con Hadjipanayiotou *et al.*, (1993), quienes señalaron que la intensidad de presión en el prensado a la mezcla alimenticia húmeda, tiene efecto significativo en la densidad y la resistencia del BMN”.

Aquí se señala algunas ventajas que se logran a través de la compactación entre las cuales están:

- Establecer un contacto más firme entre las partículas
- El material compactado tiene mayor valor de soporte y se hace más estable para manipularlo, almacenarlo y transportarlo.
- Minimizar la capacidad de absorber y retener agua, dando una menor posibilidad de ataque de microorganismos

- Toda la masa del bloque tiene homogeneidad, por lo que se garantiza un mejor control de calidad, y disminuye la variabilidad en el consumo animal los cuales podrían ingerir una cantidad mayor de la permitida, con el peligro de intoxicación por urea.
- Da longevidad al bloque.
- Disminución del tiempo de solidificación. Se logran estructuras firmes, que facilitan su manipulación.

Figura 1.1 Bloque nutricional compactado



Fuente: <http://www.engormixcommaganaderia.blogspot.com/2011/06>

1.6 FORMAS DE COMPRESIÓN

Para realizar la compactación de bloques nutricionales se utiliza 2 métodos que se considerarían aceptables y los cuales son la compactación mediante capas y la compactación mediante una sola carga mecánica o hidráulica. A continuación se explica los dos tipos de compactación.

1.6.1 COMPACTACIÓN MEDIANTE CAPAS¹

Este tipo de compactación usa la normativa de Proctor para la compactación de suelos donde se mide la energía de la caída de un peso repetidas veces para determinar el grado de compactación que va a tener una determinada fórmula. A continuación se describe este proceso:

Se determina un número de capas las cuales se irán colocando una a una en el molde, compactándolas uniformemente a través de la caída de una altura conocida

¹ Birbe, Los Bloques Multinutricionales. Estrategia de Suplementación con Recursos Locales, para ganado de Doble propósito

8

del peso de un martillo y un número de golpes determinado, hasta lograr el llenado requerido del molde.

La energía aplicada durante la compactación con un martillo que cae de una altura se determina con la siguiente fórmula:

$$E_c = \frac{W_r \cdot H \cdot N_b \cdot N_l}{V} \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Donde:

W_r : Masa del martillo [kg]

H : Altura de caída del martillo [cm]

N_b : Número de golpes por capas

N_l : Número de capas

V : Volumen del molde [cm³]

Este tipo de compactación se puede considerar como artesanal debido a que su realización es completamente manual.

Este método es usado principalmente para realizar investigación ya que debido a su proceso tiene la desventaja de que “una mala compactación dinámica, por ejemplo, en una sola capa, ocasiona graves problemas en el consumo animal (Birbe *et al.*, 2005), manipulación y transporte, ya que el bloque no va a tener una resistencia homogénea en todas sus caras” (Birbe, Elaboracion de bloques nutricionales con urea fosfato).

Birbe (2006) afirma que “La compactación es uno de los puntos más importantes dentro del aspecto tecnológico del bloque multinutricional”

1.6.2 COMPACTACIÓN MEDIANTE PRENSA

Esta compactación se realiza mediante una prensa diseñada para este fin y consiste en la aplicación de una carga o una fuerza constante ya sea mecánica o hidráulica.

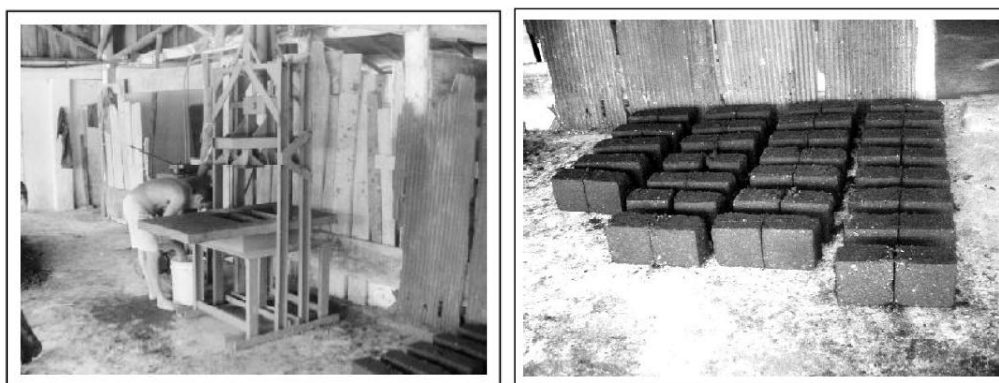
Este método es mucho más eficiente pudiéndose fabricar de esta forma bloques a un nivel industrial (mecanizada), lo cual influencia en el nivel de producción que aumenta considerablemente.

En la elaboración mecanizada se usa una prensa con una cámara para el moldeado y compactación de la mezcla.

Pérez, G (2007), establece las siguientes ventajas:

- Control sobre la compactación, para obtener bloques suaves o duros, según los propósitos de su uso.
- Disminución del tiempo de solidificación. Se logran estructuras firmes, que facilitan su manipulación.
- Incremento de la productividad de la mano de obra en la preparación de los bloques.
- Aumentos de la producción. Permite suplementar un mayor número de animales.
- Si los bloques están bien hechos, a las 24 horas se pueden almacenar.

Figura 1.2 Elaboración de bloques nutricionales mecanizada



Fuente: Pérez, G (2007). Manual de cría vacuna.

1.7 TECNOLOGIAS DE COMPACTACIÓN

Una prensa es una máquina que sirve para compactar o reducir el volumen de un determinado objeto a través de la aplicación de fuerza en una superficie sobre otra u otras superficies. Para realizar este trabajo se puede usar varios tipos de mecanismos para prensas entre las cuales se encuentran el sistema mecánico, hidráulico y neumático.

Las prensas tienen diversos usos y aplicaciones por lo que en las últimas décadas han alcanzado gran popularidad sobre todo en la producción en serie y de grandes cantidades en diferentes industrias.

Por ejemplo una de las industrias en las que más se usa es en la de metalmecánica en la fabricación de piezas en masa para diferentes aplicaciones como por ejemplo la automotriz donde se usa ampliamente para la fabricación de partes a través de embutidos, cizallados, troquelados, etc. Los cuales hacen que su costo sea relativamente bajo respecto que si esas mismas piezas se las fundiera y maquinara.

1.8 PRINCIPALES FACTORES EN EL EMPLEO DE UNA PRENSA

Al estudiar el empleo de una prensa para una determinada producción, los factores principales que deben tenerse en cuenta son:

- La clase de operación a realizarse, lo cual influye esencialmente en el tipo de prensa con respecto a la forma de su bastidor o estructura principal, y de su mecanismo de acción.
- El material que va a ser empleado en el prensado o compactación va a determinar la fuerza, precisión, forma de alimentación. También influye la forma y el tamaño del mismo lo cual fijará las dimensiones de la mesa, la luz, y carrera; con respecto a la carrera debe ser lo más corta posible para evitar deterioro de sus partes, pero suficientemente amplia para poder manejar libremente el material.
- La producción en unidad de tiempo, que determina principalmente la velocidad de trabajo que a su vez refleja en la potencia que va a necesitar la prensa. Otro factor es el sistema de alimentación que tendrá que adaptarse para que fluya el material.
- Otro factor que influye en gran medida es el precio del producto procesado por la prensa el cual determina el límite de inversión y la conveniencia de una u otra clase de prensa.

1.9 CLASIFICACION Y FUNCIONAMIENTO DE LAS PRENSAS

Las prensas se pueden clasificar de varias maneras las cuales están:

a) Según sus elementos activos:

- Prensas de simple efecto.
- Prensas de doble efecto.
- Prensas de triple efecto.

b) Según la posición en el espacio de las guías:

- Prensas verticales.
- Prensas horizontales.
- Prensas inclinadas.

c) Según la velocidad:

- Prensas convencionales (de 12 a 200 ciclos por minuto).
- Prensas rápidas (de 300 a 700 ciclos por minuto).
- Prensas de alta velocidad (de 800 hasta 1600 ciclos por minuto).

d) Según su energía de accionamiento:

- Prensas mecánicas.
- Prensas hidráulicas.
- Prensas neumáticas.

e) Según su estructura:

- Prensa cuello de cisne.
- Prensas de doble montante.
- Prensas de 4 columnas.

f) Según el agente motor:

- Prensas manuales.
- Prensas de gravedad.
- Prensas de motor.

De las clasificaciones anteriormente descritas la que se destaca para nuestros intereses es la clasificación según su energía de accionamiento de la cual ampliará las definiciones y las características más destacables de las subclases así como las ventajas y desventajas. Para incluir y resumir con respecto a las otras clasificaciones, se puede decir que será una prensa de accionamiento a motor, de posición vertical y de simple efecto.

1.9.1 CLASIFICACIÓN DE LAS PRENSAS SEGÚN SU ACCIONAMIENTO

1.9.1.1 Prensas mecánicas

Antiguamente las prensas mecánicas eran las más usadas. El funcionamiento de las prensas mecánicas tiene el siguiente procedimiento básico, en donde el motor se encuentra conectado mediante un embrague de fricción a un volante que a su vez está unido a un cigüeñal que lo hace girar directamente o por medio de engranajes o bandas, en el cual el funcionamiento del motor es continuo siendo el acople y desacople del embrague el que determine el funcionamiento de la prensa el cual se opera desde un control manual ya sea pedal o botonera. Es así que este cigüeñal al girar transmite el movimiento a una biela, la cual a su vez transfiere su desplazamiento a la parte que realiza el trabajo la cual tiene movimiento lineal y se desliza en guías. También consta de un freno que detiene el cigüeñal después de cada desconexión del embargue.

Según el método de aplicación de potencia al ariete las prensas mecánicas se pueden clasificar en prensas de pedal, usadas para trabajos livianos, las prensas de manivela usadas en operaciones de recorte, perforado y estirado. Las de conducción excéntrica se usan solo donde se necesita un solo martinete de golpe corto. Las de acción de leva están provistas de un reposo, en la parte inferior del golpe, por esta razón a veces se usan para accionar los anillos de sostén del disco en las prensas de estampado. Las de conducción por charnela son usadas donde se requieren grandes adelantos mecánicos junto a una acción rápida. Los mecanismos de palanca acodillada son usados principalmente en las prensas de estirado para accionar el soporte de discos.

1.9.1.2 Prensas neumáticas

Las prensas neumáticas funcionan por la transmisión de energía del aire comprimido hacia un mecanismo (cilindro neumático) produciendo un movimiento lineal con una fuerza y velocidad determinadas. El principio de funcionamiento de este tipo de energía es la de ley de los gases ideales en el cual se le aplica energía para comprimirlo, y devuelve esta energía acumulada al descomprimirlo.

1.9.1.2.1 Ventajas de la prensa neumática

- La principal ventaja de las prensas neumáticas es su velocidad debido a que pueden moverse a velocidades altas y con una fácil regulación, son más rápidas que las prensas hidráulicas.
- El trabajo con aire no daña los componentes de un circuito por efecto de golpes de ariete.
- El aire es de fácil captación con un suministro casi ilimitado por lo que hace que su sistema de funcionamiento sea más económico.
- Las sobrecargas no presentan situaciones de riesgo o que daño en los equipos en forma permanente.
- Son extremadamente versátiles, capaces de ser colocadas en cualquier posición y sobretodo se usan en lugares donde la higiene es indispensable.
- El mantenimiento de estas prensas y sus sistemas de control es más económico por tener menos piezas y ser más sencillo.

1.9.1.2.2 Desventajas y limitaciones de las prensas neumáticas

- La principal limitación de las prensas de sistema neumático es la presión que puede alcanzar el aire comprimido lo que no permite alcanzar grandes fuerzas.
- Si los circuitos de control y distribución antes de llegar a la prensa son muy extensos se producen pérdidas de cargas considerables.
- Altos niveles de ruido generado por la descarga del aire hacia la atmósfera.

1.9.1.3 Prensas hidráulicas

Una prensa hidráulica, es un mecanismo que está conformado por uno o más pistones los que mediante un líquido que circula a través de estos realiza un movimiento lineal. El principio de la prensa hidráulica es la de un vaso comunicante

descrito por el principio de Pascal. Estas prensas generalmente son de tipo oleo hidráulico y es mediante el aceite que funcionan.

Estas prensas por su característica principal de usar un fluido incompresible y altas presiones, en teoría no tendrían límite de fuerza por lo que se puede fabricar en dimensiones muy grandes con el uso de uno o varios cilindros.

Son usadas básicamente en la aplicación de fuerzas de eleve de carga pesada o de fuerzas de compresión. Es el equivalente hidráulico de una palanca mecánica. Las características de alto desempeño, larga duración, y bajo costo con respecto a su fuerza, las han hecho muy usadas en diferentes aplicaciones como troqueles, moldeadoras de plástico, prensas de corte, plegadoras, o como compactadora la cual se usa para reducir el volumen de algún tipo de material o sustancia por medio de dos o más superficies que se juntan sometiendo a presión lo que se encuentra entre ellas.

1.9.1.3.1 Ventajas de la prensa hidráulica

- Fuerza constante en toda la carrera. Se puede mantener invariable la fuerza que puede suministrar el actuador a lo largo de toda la carrera, la ventaja de esta es no tener la necesidad de hacer cálculos de la fuerza al principio o final de la carrera.
- Menor costo de adquisición. Al relacionar con respecto a su fuerza no hay otro tipo de prensa que proporcione la misma energía de compactación por el mismo precio.
- Mantenimiento a menor costo. Estas prensas hidráulicas tienen un diseño bastante sencillo con escasas partes en movimiento y al funcionar, casi siempre, con aceite permanentemente se encuentran lubricadas. Son pocas las ocasiones que da algún tipo de avería y que por lo general son defectos menores, que son simples de corregir. Por la sencillez de la construcción de las mismas se puede reparar fácilmente sin la necesidad de hacer desmontajes de piezas de gran tamaño lo que se refleja en menores tiempos de mantenimiento, y mayor producción.

- Seguridad de sobrecarga. No se corre el riesgo de romper piezas o la misma prensa por un excedente de fuerza; porque al tener el máximo de fuerza permitida, se abre una válvula de seguridad y evita una sobre presión.
- Flexibilidad en control. Se puede tener varios controles en una prensa hidráulica, como es fuerza, carrera, tiempo de trabajo, movimientos secuenciales por medio de temporizadores, alimentadores, contadores, etc. Una función muy común es la de disponer de una velocidad rápida de aproximación, y otra más lenta de trabajo, con ventajas en la productividad.
- Dimensiones menores. La cantidad de fuerza no es proporcional al tamaño, según va incrementando la fuerza, se va economizando comparando con los otros tipos de prensas.
- Ruido menor. Con menos partes movibles, el nivel de ruido iniciado por la prensa hidráulica es mucho menos que otras. Siendo la única fuente de ruido la bomba.

1.9.1.3.2 Limitación de la prensa hidráulica.

- Velocidad. Las prensas hidráulicas tienen una menor velocidad de trabajo que una mecánica o neumática, por lo que si se necesita solo velocidad, esta opción no sería tan adecuada.
- Control longitud de carrera. Se puede realizar varios tipos de control de la longitud de carrera los más comunes son el control electromecánico y otro electrónico diferenciándose en la precisión, en donde, la primera opción es aproximadamente 0,5mm y la segunda 0,25mm. Hay otras opciones para esta función en la cual se usa un control de presión, para que cuando llegue a un tonelaje retroceda el pistón obteniendo así una producción muy pareja. Otra forma que no es tan común es el uso de topes regulables dentro de los cilindros que permiten una buena precisión, este tipo de control se encuentra por lo general en máquinas herramientas.

1.10 ESPECIFICACIÓN DE LA PRENSA HIDRÁULICA

Al tener determinado el tipo de prensa a dimensionar, la cual va a ser hidráulica, procederemos a determinar las subclases de esta, así como sus características

más específicas a fin de determinar todos los componentes que intervienen en un sistema hidráulico y que posteriormente serán calculados e implementados.

1.10.1 PARÁMETROS DE SELECCIÓN PARA UNA PRENSA HIDRÁULICA

Tonelaje. Lo primero que hay que determinar es la fuerza requerida para hacer un determinado trabajo.

Acción. Lo determina el trabajo que se va a realizar ya sea un embutido cizallado prensado, etc.

Estructura. Esto depende del trabajo que se va a realizar con respecto a la fuerza que va a tener que soportar y la precisión de la misma, el acceso o accesos que se requiera al material procesado ya sea por uno o más lados de la prensa.

Accesorios. Depende de los requerimientos especiales o específicos para realizar el trabajo como por ejemplo se puede tener un control de altura mediante sensores, o un control de presión para hacer un retorno del movimiento, un control de tiempo de prensado, una amortiguación hidráulica, mas cilindros, o combinaciones de estos según la necesidad.

1.10.2 CLASIFICACIÓN DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS

Existen muchos tipos de prensas hidráulicas que actualmente se comercializan y así mismo se pueden realizar muchas clasificaciones de prensas hidráulicas pero para nuestro caso usaremos la clasificación según la estructura en donde encontramos 3 tipos de prensas:

- Prensas en C o cuello de cisne
- Prensas de doble montante
- Prensas de 4 columnas

1.10.2.1 Prensas en C o cuello de cisne

La prensa hidráulica con bastidor tipo C también conocida como prensa de marco C o cuello de cisne, que debe su nombre a la forma de su estructura, está compuesto de un marco rígido y su torsión es equilibrada, lo que le permite alcanzar alta rigidez y precisión. En la parte superior se encuentra el cilindro hidráulico

encargado de suministrar la fuerza hacia la pieza o material la máxima fuerza que se puede alcanzar es de 200 toneladas y cuenta con acceso en tres de los cuatro lados. Entre los usos o aplicaciones más comunes están para tensar el metal y moldearlo, también es aplicada en el procesamiento de materiales no metálicos y productos de metalurgia de polvos. En general es muy utilizada en trabajos como aplanado, perforado, moldeado, encorvado, estampado, ensamblaje, remachado y otros propósitos generales.

Figura 1.3 Prensa cuello de cisne



Fuente: <http://www.montequipo.com/prensasc.html>

1.10.2.2 Prensas de doble montante

Es mucho más rígida que la prensa con armadura en C, pero solo con 2 lados de accesibilidad uno delantero y otro posterior. Existen una gran variedad de prensas de este tipo entre las que destacan las prensas monobloc y la tipo H, pero que en general tienen la misma forma difiriendo en que la prensa monobloc es una sola estructura rígida completamente soldada y por lo general son de gran tamaño y tonelaje y por el contrario la tipo H es una prensa que tiene una mesa de trabajo la cual es ajustable a la altura que se necesite, lo que la convierte en muy flexible y versátil para realizar todo tipo de trabajos.

En esta prensa de doble montante se puede colocarle gran cantidad de controles tanto eléctricos como hidráulicos y electrónicos lo que las hace ideales para todo tipo de aplicaciones como por ejemplo para operación de corte y conformados

pesados, diseñada especialmente para trabajos de matricería, embutición, estampación y, en general, donde sea requerido el uso del proceso de prensado.

La capacidad de una prensa de potencia se especifica generalmente como sigue:

- Ancho y fondo de la bancada.
- Luz (Distancia máxima entre la bancada y el pistón. La luz es ajustable dentro de ciertos límites)
- Amplitud de la carrera del vástago.
- Fuerza disponible.

Figura 1.4 Prensa de doble montante



Fuente: <http://www.montequipo.com/prensash.html>

1.10.2.3 Prensas de 4 columnas

La estructura consta básicamente de cuatro columnas, tres vigas y cuatro postes está diseñada para operar en espacios grandes. La prensa es especial para el trabajo con forjado, perforado, encorvado, aplanado y ensambles multi-prensas para formar líneas de producción automáticas. Una guía en cuatro ubicaciones cilíndricas asegura la posición para que su precisión se mantenga y sea de fácil acceso a pruebas y mantenimiento. Es también muy flexible y los ajustes de sus sistemas de control se lo pueden hacer fácilmente. En este tipo de prensa se tiene acceso por los 4 lados por lo que hay que poner mucha atención a la seguridad.

Figura 1.5 Prensa de 4 columnas

Fuente: <http://www.accurl.es/4-2-yl32-series-four-column-hydraulic-presses.html>

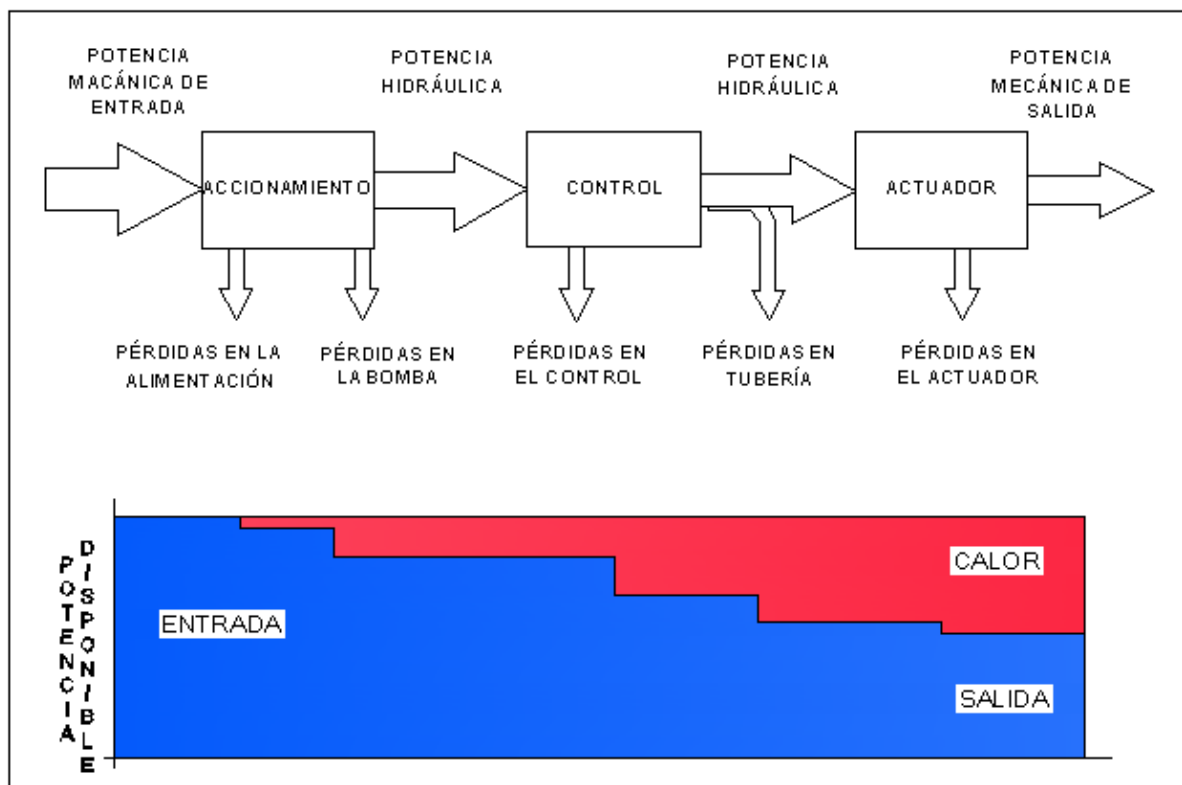
1.11 SISTEMA HIDRÁULICO MOTORIZADO

Para aplicaciones industriales se requiere de un sistema que brinde una mayor y constante potencia para realizar un trabajo más productivo por lo que se requiere de una unidad de potencia motorizada la cual está constituida de un conjunto de componentes interconectados. El número de componentes varían de sistema a sistema, dependiendo del uso particular, incluso un sistema puede alimentar a varios subsistemas también denominados como circuitos.

Los componentes básicos de los sistemas de potencia hidráulica son esencialmente los mismos para todos, los cuales podemos diferenciar en el transcurso de la transformación de potencia a través del sistema. Primeramente se distingue la energía mecánica que entra al sistema a través del giro de un motor (que puede ser eléctrico o de combustión interna) y se transmite a la bomba la cual transforma la energía a potencia hidráulica, en el cual el líquido está sometido a una presión y un caudal de flujo que se transmite a través de un sistema de control el cual es el encargado direccionar el flujo a donde sea requerido y que va hacia uno o varios actuadores ya sea este un motor hidráulico o un cilindro volviendo así a transformarse en energía mecánica de movimiento.

Hay que también decir que en este proceso de transformaciones de potencia de energía mecánica a hidráulica y nuevamente a energía mecánica se producen pérdidas que determinan el rendimiento del sistema. Esta energía que se pierde se transforma en calor que se disipa en cada uno de los componentes por los que se transfiere las distintas energías que vas desde la energía mecánica en el motor, bomba y actuadores hasta la energía hidráulica que se pierde en los sistemas de control y tuberías. En la figura 1.6 se puede observar mejor el proceso de funcionamiento de un sistema hidráulico.

Figura 1.6 Funcionamiento del sistema hidráulico



Fuente: Festo Hydraulics

Elaborado: El Autor

1.11.1 PRINCIPALES COMPONENTES DE UN SISTEMA HIDRÁULICO.

Para que un sistema hidráulico sea funcional se necesita de varios elementos que se encargan de su accionamiento, mantenimiento y control, y son:

- Fluido hidráulico, encargado de transmitir la energía
- Bombas son los encargados de transformar la energía mecánica en hidráulica.

- Elementos de regulación, control y seguridad, encargados de regular y controlar los parámetros del sistema (presión, caudal, dirección, etc.).
- Acondicionadores y accesorios, que son el resto de elementos que configuran el sistema (filtros, intercambiadores de calor, depósitos, manómetros, presostatos, etc.).
- Actuadores, que son los elementos que vuelven a transformar la energía hidráulica en mecánica.

1.11.2 FLUIDO HIDRÁULICO²

Se define como fluido en hidráulica al referirse al líquido que se utiliza como medio de transmisión de energía. El fluido hidráulico tiene cuatro funciones principales: Transmitir potencia, lubricar piezas móviles, minimizar fugas y disipar el calor. Estos fluidos deben ser lubricantes, refrigerantes, anticorrosivos, soportar temperaturas sin evaporarse, soportar altas presiones, absorber ruido y vibraciones. Se distinguen tres tipos de fluidos hidráulicos:

- Líquidos de base acuosa
- Líquidos sintéticos
- Aceites minerales y vegetales

1.11.2.1 Líquidos de base acuosa

- *Aceite mineral de agua*
Mezcla: Hasta 15% de aceite
Temperatura: Entre +10° C y +70° C
- *Agua en aceite mineral*
Mezcla: Hasta 50 a 60% de aceite
Temperatura: Entre +10° C y +70° C
- *Agua con glicerina*
Mezcla: Hasta 50 a 65% de glicerina
Temperatura: Entre -45°C y +65°C
- *Glicol - agua*
Mezcla: Hasta 35 a 60% de agua resto alcohol

² Roldan Viloría, 2000. Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada. Thomson Paraninfo

Temperatura: Entre -15°C y $+60^{\circ}\text{C}$

1.11.2.2 Líquidos sintéticos

- *Esteres fosfatados*

Temperatura de trabajo: Entre -55°C y $+150^{\circ}\text{C}$

- *Siliconas*

Temperatura de trabajo: Entre -70°C y $+300^{\circ}\text{C}$

1.11.2.3 Aceites minerales y vegetales:

Tienen el inconveniente de degradarse con la temperatura.

Temperatura de trabajo: Entre $+10^{\circ}\text{C}$ a $+100^{\circ}\text{C}$.

1.11.2.4 Selección del fluido hidráulico

Para la selección de un fluido hidráulico hay que tomar en cuenta varios factores entre los cuales de manera general se encuentran:

1.11.2.4.1 Transmisión de potencia

Para transmitir potencia, el fluido debe circular fácilmente por los conductos internos de los componentes y las líneas de distribución. La exagerada resistencia al flujo produce pérdidas de energía considerables. Otra característica es también que el fluido debe ser lo más incompresible posible, así, cuando se ponga en marcha el sistema la acción sea instantánea.

1.11.2.4.2 Lubricación

La lubricación es el principal cometido del fluido hidráulico. La lubricación se produce cuando existe una película que mantiene separadas las dos superficies de la bomba u otro componente. Según las condiciones de trabajo se deberá poner o no aditivos como por ejemplo para darle características, antidesgaste, anticorrosivo, antiespumante y capacidad de evacuar el calor.

1.11.2.4.3 Refrigeración

Otra característica de un fluido es la de poder absorber el calor generado en el transcurso del sistema y que después es liberado por las paredes del tanque al ambiente, así se evita un calentamiento excesivo de los componentes.

1.11.3 DEPÓSITOS

El principal propósito del depósito es el de almacenar el fluido para el funcionamiento del sistema, en otras palabras prestar el espacio suficiente para tener todo el fluido necesario más una reserva, disipando el calor y manteniendo el fluido limpio.

El tanque o depósito debe tener algunas características que le permitan su óptimo rendimiento como son, entre otras, tener una vasta superficie para que el fluido pueda transferir el calor hacia el ambiente por convección, otra característica es la tener dentro una velocidad de circulación bastante baja para que exista sedimentación de partículas que se lo puede lograr con un buen volumen de fluido. Además debe disponer de una cámara de aire que facilite la eliminación del aire disuelto en el fluido. Otra función que por lo general es la de permitir el montaje de los componentes de control, filtración del sistema y el conjunto motor bomba.

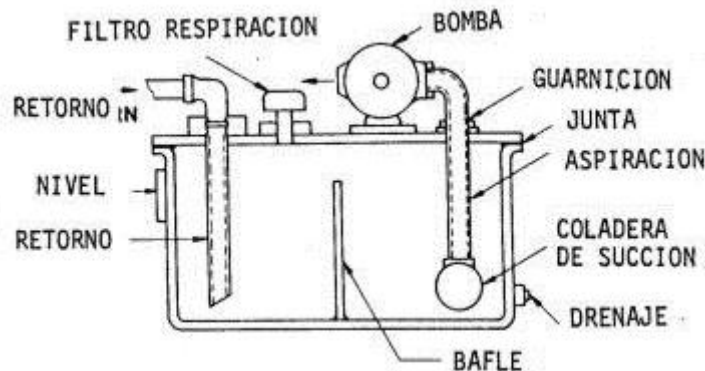
El tanque o depósito también tiene algunos accesorios que usualmente se coloca que ayudan a verificar las condiciones del tanque como son el indicador de nivel de fluido y de temperatura por lo general estos dos están integrados en uno solo. Otro accesorio común es el uso o colocación de baffles, separadores o tabiques que se encuentra entre la aspiración y la descarga para evitar turbulencias dentro del tanque y ayuda a la sedimentación. También un tanque tiene que tener una entrada que tiene una tapa con un filtro de aire como respiradero y una salida la cual puede ser con un tapón de drenaje, además de una tapa más grande para mantenimiento.

Para el dimensionamiento del tanque y su forma no existe una norma establecida o muy clara pero debe ser lo suficientemente grande para que contenga el líquido, soporte dilataciones y disipe calor de manera constante, entre los modelos de tanque existen los cilíndricos que son más económicos, los rectangulares y rectangulares prismáticos que tienen una mayor área de disipación de calor. En cuanto al tamaño para garantizar un buen funcionamiento deben tener un aproximadamente entre dos a cuatro veces el caudal de la bomba expresada en litros o galones por minuto.

Para evitar que se absorba aire las conexiones deben encontrarse bajo el nivel del aceite así se evita que exista cavitación o entrada de aire que perjudicaría al normal

funcionamiento y a la durabilidad del sistema. Las demás conexiones que se encuentran sobre el tanque deben estar totalmente herméticas para evitar entrada o salida de aire o fluido respectivamente. Igualmente la línea de descarga debe situarse lo más alejada y aislada de la succión para así evitar que partículas extrañas o muy grandes sean succionadas.

Figura 1.7 Reservorio de aceite



Fuente: http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica_hidraulica4.html

1.12 BOMBAS

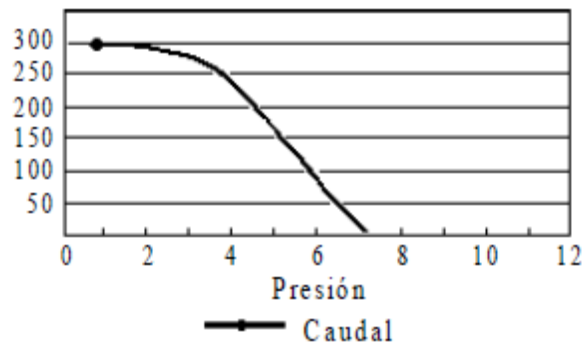
Las bombas son los mecanismos encargados de convertir la energía mecánica en energía hidráulica. Existe gran variedad de tamaños y con diferentes tipos de mecanismos de bombeo. En cuanto a la clasificación se distinguen dos categorías básicas: hidrodinámicas o de desplazamiento no positivo e hidrostáticas o de desplazamiento positivo.

1.12.1 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO NO POSITIVO O HIDRODINÁMICAS

Estas bombas usualmente son utilizadas para el transporte de fluidos, y funciona por lo general mediante fuerza centrífuga. Una bomba de desplazamiento no positivo, también llamada hidrodinámica no dispone de sistemas de estanqueidad entre la de entrada y salida, por lo que su caudal variará en función de la contrapresión que encuentre el fluido a su salida. La entrada de estas bombas se encuentra al mismo recto del eje o axial al impulsor mientras que la salida está de forma tangencial a la bomba o impulsor (bomba centrífuga). El caudal entregado por la bomba no tiene la fuerza suficiente para vencer la presión de la salida y al no

tener estanqueidad entre los dos orificios, el fluido fuga interiormente de un orificio a otro y disminuye el caudal conforme aumenta la presión en el sistema. Es así que en este tipo de bombas la presión máxima alcanzable variara en función de la velocidad de rotación del elemento impulsor.

Figura 1.8 Rendimiento de una bomba centrífuga



Fuente: Roca Ravell, 1998, Oleohidraulica Básica y Diseño de Circuitos

1.12.2 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO O HIDROSTATICAS

Las bombas hidrostáticas, se caracterizan porque suministran la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independiente de la presión que encuentre el líquido a su salida, ya que únicamente es aspirado y transportado. El caudal suministrado no depende sensiblemente de la presión, por lo que son apropiadas para la transmisión de potencia.

Estas bombas guían al fluido que se desplaza a lo largo de toda su trayectoria, el cual siempre está contenido entre el elemento impulsor, que puede ser un émbolo, un diente de engranaje, un aspa, un tornillo, etc., y la carcasa o el cilindro. La uniformidad de caudal en cada ciclo se logra debido a tolerancias muy pequeñas entre el elemento impulsor y la carcasa de la bomba. Consiguiendo así, que la cantidad de fluido que escapa en el interior de la bomba sea mínima, y despreciable en comparación con el máximo caudal de la misma.

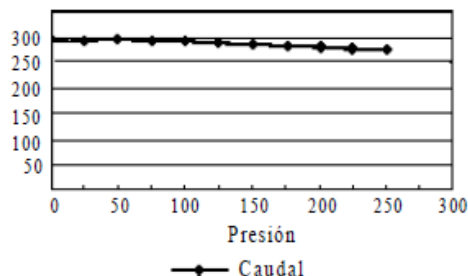
El movimiento del desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. Para conseguir un desplazamiento positivo, el elemento que produce el intercambio de energía puede tener un movimiento alternativo como lo hace un émbolo, o también puede tener un movimiento rotatorio. Las bombas hidrostáticas o también denominadas

volumétricas, por la razón que existe una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye volumen (impulsión).

Una ventaja de las bombas hidrostáticas con respecto a las hidrodinámicas es que para poder trabajar no es necesario “cebarse”, es decir, no se necesita llenar antes el conducto de succión y el interior de la bomba para que se pueda iniciar su marcha. En las bombas hidrostáticas, a medida que la bomba funciona, por sí misma va introduciendo el líquido y se va expulsando el aire contenido en el conducto de succión.

Las bombas hidrostáticas se dividen en dos grupos principales: bombas de caudal fijo y bombas de caudal variable. En donde, el flujo de salida de una bomba de caudal variable puede cambiarse y alterar la geometría del elemento de bombeo o la cilindrada del mismo. Para nuestro caso usaremos las bombas de caudal fijo en las cuales el desplazamiento de fluido en cada cilindrada se mantiene constante en cada ciclo o revolución.

Figura 1.9 Rendimiento de una bomba de desplazamiento positivo



Fuente: Roca Ravell, 1998, Oleohidráulica Básica y Diseño de Circuitos

Las bombas hidrostáticas también se agrupan según el tipo de elemento de bombeo, y más específicamente las bombas rotatorias las cuales sus definiciones serán ampliadas para su posterior selección del tipo de bomba.

1.12.2.1 Bombas de engranajes

El principio de funcionamiento consiste en dos engranajes externos los cuales se encuentran alojados en una carcasa que al girar transportan fluido a presión entre sus dientes perfectamente acoplados. Uno de los engranajes está directamente acoplado al eje de la bomba el cual será el motriz que conducirá a otro que se encuentra libre. Al rodar los engranajes giran en sentido contrario lo cual crea un

vacío en la cámara de entrada de la bomba lo que hace que el fluido se introduzca en el espacio vacío y sea transportado por la parte exterior de los engranajes que forman unas cámaras con el cuerpo de la bomba y las placas laterales también conocidas como placas de presión o de desgaste. Mientras giran los engranajes se van incrementando la presión que resulta a la salida de la bomba. Este proceso de alta presión hace que se realizan grandes esfuerzos en los engranajes y los cojinetes que los soportan por lo que se usan cojinetes de agujas los cuales soportan estos esfuerzos con una buena duración.

1.12.2.1.1 Características de las bombas de engranajes

Son las más difundidas y se caracterizan por:

- Desplazamientos hasta 250 cm³/rev con una amplia gama de caudales en el mercado.
- Presiones hasta 250 bar
- Solo desplazamiento fijo
- Buen margen de velocidades, accionamiento indirecto limitado, facilidad de montaje múltiple
- Generalmente ruidosa
- Poco sensible a la contaminación
- Bajo mantenimiento
- Compacta, ligera
- Bajo coste

1.12.2.2 Bomba de paletas

Estas bombas constan de un número de paletas las cuales se encuentran en la periferia de un rotor y se deslizan en el interior de un cuerpo o carcasa. Entre las paletas y las paredes laterales se delimitan las cámaras por las que se transporta el fluido.

Para conseguir que las paletas estén en contacto con las paredes laterales hay algunas formas como son por medio de la fuerza centrífuga o por una determinada presión aplicada en el extremo opuesto de la paleta. Existen algunos modelos en los que la fuerza centrífuga se completa con la acción de muelles situados en la parte interior del rotor y que empujan a la paleta para que mantenga contacto con la carcasa.

Cuando se encuentra girando el rotor, conforme aumenta el espacio de la cámara entre las paletas, el rotor y las placas laterales, se crea un vacío que hace ingresar

al fluido por la abertura de aspiración. A medida que gira el espacio de la cámara se reduce y el líquido se ve impulsado a salir por el orificio opuesto.

El desplazamiento de fluido que pueda proporcionar este tipo de bombas depende de la distancia entre el rotor y la carcasa, y también del ancho de los mismos. La estanqueidad se logra debido a una tolerancia muy ajustada entre el conjunto rotor-paletas y las placas laterales, también del ajuste entre el extremo de las paletas y la carcasa. Este ajuste depende de la fuerza que mantiene a la paleta presionada contra la carcasa, que puede ser una de las antes descritas.

1.12.2.2.1 Características de las bombas de engranajes

- Desplazamientos hasta 200 cm³/rev
- Presiones hasta 280 bar
- Solo desplazamientos fijo
- Arranque suave
- Facilidad de montajes dobles
- Silenciosa
- Facilidades de mantenimiento

1.12.2.3 Bombas de pistones

Para su funcionamiento usan el principio de una bomba oscilante o pistón, pero en vez de usar un pistón tienen varios conjuntos pistón-cilindro, dispuestos alrededor de un eje motriz, el que al girar produce un movimiento alternativo de los mismos. Este movimiento alternativo produce la aspiración fluido al retraerse o expandirse y es expulsado en su carrera hacia adelante o de compresión produciendo así el caudal. Existen dos tipos básicos de bombas de pistones, radiales y axiales, siendo la principal diferencia entre estas, la disposición de los pistones con respecto al eje motriz de la bomba. Una de las principales ventajas de esta bomba con respecto a los otros tipos de bombas es que tiene una eficiencia mayor. Con respecto al desplazamiento de la bomba viene determinado por el tamaño y número de los pistones y, por la longitud de su carrera

1.12.2.3.1 . Características de las bombas de pistones

- Desplazamientos hasta 750 cm³/rev
- Presiones hasta 350 bar/400 bar

- Alto nivel de ruido
- Sensible a las condiciones de entrada y al contaminación
- Adecuadas para bucle abierto y cerrado
- Alto rendimiento global
- Larga vida útil
- Forma corta y ancha
- Facilidad de montajes múltiples
- Coste elevado
- Voluminosa
- Buena compatibilidad de fluidos

1.13 ELEMENTOS DE CONTROL Y REGULACIÓN

Posterior al trabajo de la bomba en el que introduzca el fluido al sistema hidráulico es necesario una serie de componentes para regular y controlar los parámetros de presión y caudal del fluido dentro del sistema, así como también de controlar la dirección del flujo en el sentido que sea necesario.

Para este acometido existen muchas válvulas capaces de realizar todas las funciones requeridas de control y regulación de los parámetros. Estas válvulas regulan la presión, el caudal, y la dirección del fluido, y se dividen en los tres grupos:

- Válvulas reguladoras de presión
- Válvulas direccionales
- Válvulas reguladoras de caudal

Las válvulas reguladoras de presión por lo general funcionan por medio de un pistón que es sensible a la presión; las direccionales, se basan en el desplazamiento de una corredera dentro de un alojamiento, haciendo que el flujo se dirija a uno u otro orificio de salida; las válvulas reguladores de caudal tienen como función la reducción del paso de fluido al momento de ser atravesadas, y esto se logra mediante el uso de mecanismos estranguladores o de correderas.

1.13.1 VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESIÓN

Estas válvulas tienen la función de controlar la presión en el sistema hidráulico. De una manera simple se puede decir que se trata de válvulas de dos vías que pueden ser normalmente abiertas, o normalmente cerradas.

1.13.1.1 Válvula de seguridad

Una válvula de presión que no permite el paso de fluido en condiciones normales es decir normalmente cerrada. Tienen la función principal de limitar la presión máxima en el sistema, con el objetivo de dar seguridad de que no se sobrepase el valor límite de presión máxima de en un determinado componente o sistema. Expresado en otras palabras se utilizan para preservar la presión máxima dentro de los rangos para los que está diseñado el circuito.

1.13.1.1.1 Válvulas de seguridad directas

Esta válvula también llamada de seguridad simple o acción directa por lo general está formada por un obturador o bola que se mantiene en su asiento, mediante un muelle, la cual se activa mediante la presión que entra a la válvula en la parte frontal, la cual es superior a la que la mantiene cerrada venciendo la fuerza del muelle y permitiendo el paso del fluido hacia la salida de la válvula que por lo general se conecta al depósito; para su regulación estas válvulas constan de un tornillo de ajuste el cual regula la fuerza del muelle que sostiene el obturador y esta puede ser regulada a cualquier presión de accionamiento mientras se encuentre en su rango de trabajo.

1.13.2 VÁLVULAS DIRECCIONALES

Son válvulas que dirigen el la circulación del fluido en uno u otro sentido mediante la apertura o bloqueo del paso abriéndose o cerrándose en las distintas líneas de conexión. Se clasifican usualmente por el número de pasos, es decir el número de entradas y salidas más el número de posiciones en que pueden situarse.

1.13.2.1 Válvulas unidireccionales

Las válvulas unidireccionales son, como su propio nombre indica, válvulas que permiten el flujo del fluido sea en un sólo sentido, y evitan el flujo en sentido inverso. Estas válvulas pueden ser de dos tipos:

1.13.2.1.1 Antirretorno

Esta válvula normalmente cerrada se encuentra bloqueada mediante un cono o una bola, presionados contra su asiento por medio de un muelle. Para que el fluido circule a través de esta se necesita que la presión entre en contraposición a la del muelle lo que desbloqueará la válvula; caso contrario, si el fluido a presión ingresa

a la válvula por la parte del muelle, se bloqueará el paso debido a que esta presión se sumará a la del muelle y no ingresará el fluido e impidiendo que pueda ir en sentido contrario.

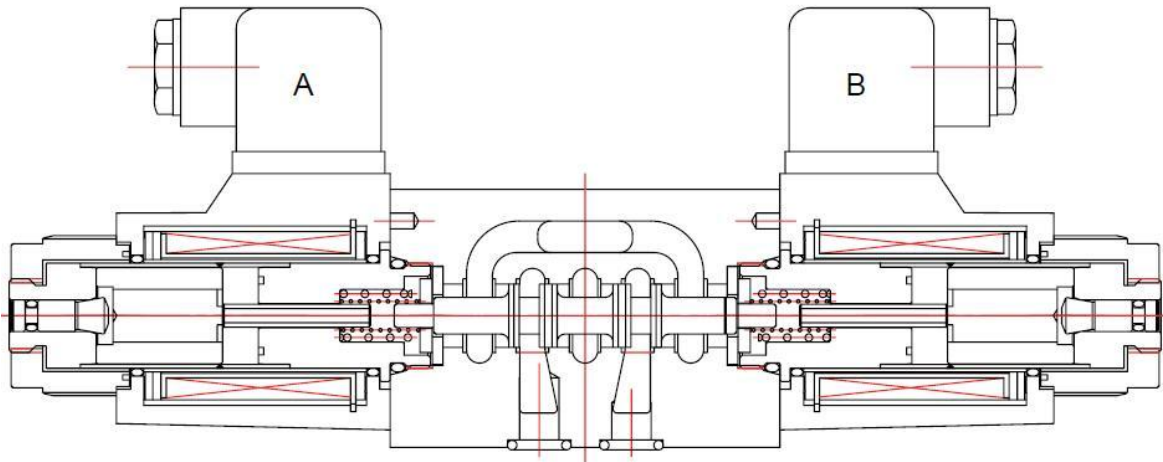
1.13.2.2 Válvulas direccionales varias vías

Estas válvulas permiten el paso del fluido desde una entrada hacia diferentes salidas que tienen que realizar sus funciones, y también tener una salida a tanque. Estas válvulas pueden ser normalmente cerradas o normalmente abiertas las cuales pueden tener diferentes formas de accionamiento ya sea mecánico, eléctrico, pilotado hidráulicamente o la combinación de cualquier par de estas. Para la realización de este direccionamiento de fluido existen dos tipos de mecanismos las válvulas direccionales las rotativas, y las de desplazamiento lineal. Las válvulas de desplazamiento lineal son las más usadas, y la conexión interna de las vías se realiza desplazando una corredera que se encuentra dentro una camisa en la que se hallan los oricios de entradas y salidas.

Para el accionamiento de estas válvulas, como ya se mencionó existen tres formas: el direccionamiento mecánico, en el cual la operación de la válvula sea de corredera o de bola se ejecuta por medio de una palanca que es accionada exteriormente; en el direccionamiento eléctrico esta función se ejecuta por la acción de solenoides que mueven la corredera; y el accionamiento hidráulico en el cual el desplazamiento de la corredera se ejecuta mediante presión hidráulica que entra por uno u otro lado de la misma. Igualmente existen combinaciones como son entre las manuales e hidráulicas y las eléctricas e hidráulicas.

Existen casos en los que se maneja una gran cantidad de caudal en los que la fuerza necesaria para desplazar la corredera es muy alta, y el accionamiento manual o eléctrico no es suficiente para realizar el trabajo. Para solucionar este inconveniente se usa la presión hidráulica del mismo sistema para controlar el desplazamiento de la corredera. Este tipo de válvulas se denominan pre comandadas y para realizar el pilotaje se usa una válvula más pequeña sea mecánica o eléctrica la cual controla la válvula de accionamiento hidráulico más grande.

Figura 1.10 Electroválvula de corredera de 3 posiciones



Fuente: <http://www.intlfpa.com/catalog/DWF/F-Model/F1.pdf>

1.14 ACCESORIOS

1.14.1 PREOSTATOS

Son componentes que se usan para detectar cuando la presión ha llegado a un determinado valor caso en el cual da una señal eléctrica; dentro tiene interruptor eléctrico que se abre o cierra dando una señal cuando alcanza la presión de taraje la cual se calibra por lo general mediante un tornillo que comprime un muelle.

1.14.2 TUBERÍAS, MANGUERAS, RACORES, JUNTAS Y RETENES

Para realizar las conexiones y transporte del fluido entre componentes del sistema hidráulico se usan tuberías que pueden ser de dos tipos las tuberías rígidas y flexibles.

Las tuberías rígidas son tubos o conductos que soportan altas presiones, las cuales son fabricadas en acero y obtenidas mediante un proceso de estirado y recocidos sucesivos, lo cual de las da la propiedad de una suficiente plasticidad para permitir deformaciones. Otro material que se puede usar es el cobre, pero tiene un inconveniente debido a una acción catalítica sobre el aceite que acelera su envejecimiento.

Las tuberías flexibles se utilizan por lo general en situaciones donde el componente receptor no tiene una posición fija durante el funcionamiento, o cuando existen

vibraciones o conexiones provisionales y no es aconsejable el uso de tuberías rígidas. Existe gran variedad de tipos de mangueras y para diferentes tipos de presión las cuales constan básicamente de un tubo de plástico resistente recubierto por una malla de acero. Para interconectar dentro del sistema con los otros componentes las tuberías flexibles disponen de una gran variedad de adaptadores con varios tipos de roscas diseñados para soportar presión. Además existe juntas de acople rápido las cuales se pueden conectar en los elementos con solo una simple acción manual sin necesidad de herramientas.

Las mangueras flexibles se deben instalar de tal manera que no se tuerzan durante el funcionamiento de la máquina, debido a que si no se lo hace se producen pérdidas de carga y se deterioran rápidamente.

Para las conexiones de descarga las cuales son de baja presión se suele usar tuberías comunes debido a que su costo es bajo y su trabajo va a ser moderado. Además deben ser lo suficientemente grandes para reducir pérdidas de energía y usar la mínima cantidad de accesorios y codos. También se debe procurar que estas líneas de retorno terminen bajo el nivel de aceite del depósito para impedir que haya turbulencia y aireación

Un parámetro muy importante de las tuberías es el diámetro interior o nominal, el cual es normalizado y sirve para establecer los demás accesorios y las reducciones y ampliaciones que se requieran.

Con respecto a las conexiones de la bomba hay que destacar que el orificio de entrada o succión del fluido es generalmente mayor que el de salida a presión. Es aconsejable mantener constante el tamaño en todo el largo de la línea de entrada a la bomba y que ésta sea lo más corta posible evitando codos o accesorios al mínimo para así reducir las pérdidas de carga que se podría ocasionar. Otro factor que se debe tomar en cuenta es que a la entrada de la bomba va existir un vacío por lo cual las conexiones de entrada deben ser totalmente selladas para evitar la succión de aire.

1.14.3 FILTROS

Tienen como misión principal la de retener partículas y contaminantes insolubles en el fluido, mediante el paso del fluido a través de un material poroso.

Los elementos que usualmente contaminan el aceite son:

- Agua y ácidos
- Partículas metálicas
- Hilos y fibras.
- Polvo, partículas de juntas y pintura.

Un factor importante es el grado de filtración y se define como el tamaño de la partícula más fina que puede retener el filtro. Su medida se expresa en micras y va desde 1 a 270 micras.

Los factores principales que determinan el filtrado:

- Nivel de filtración
- Presión de trabajo
- Caudal
- Perdidas de carga en el filtro
- Frecuencias de mantenimiento
- Superficie filtrante
- Accesibilidad del circuito
- Coste
- Características del fluido
- Ambiente de trabajo (temperatura, suciedad, vibraciones, etc.)

Datos técnicos de los filtros:

- Grado de filtración
- Caudal filtrante
- Presión máxima
- Tipo de fijación
- Tipo de elemento filtrante
- Presión diferencial
- Colocación en el circuito

1.14.3.1 Tipos de filtros

1.14.3.1.1 Filtro de aire

En un depósito de aceite se producen variaciones de nivel en el nivel del fluido y se debe al funcionamiento normal de la máquina y se compensa con la entrada y salida de aire del depósito. Este aire que circula debe ser filtrado para evitar la entrada de contaminantes al depósito. Se lo coloca por lo general en la parte superior del tanque para que trabaje en seco. El material que usualmente están hechos es de papel celulósico y solo sirve para filtrar aire. Generalmente tienen un grado de filtración de 25 micras.

1.14.3.1.2 Filtro de retorno

Es un filtro de baja presión que se instala en casi todos los sistemas hidráulicos. El objetivo principal de este es la filtrar el fluido después de haber circulado por los componentes del sistema, así retiene los contaminantes generados por el circuito. Puede filtrar hasta caudales de 340 litros/min. La filtración va desde 10 a 200 micras.

1.14.3.1.3 Filtros de aspiración

Este elemento se coloca al extremo de la tubería de aspiración de la bomba por debajo del nivel de aceite, con el objetivo de protegerla de las partículas de gran tamaño que se encuentran en el depósito. El grado de filtración generalmente suele ser superior a 50 micras. El uso de este filtro es aconsejable para disminuir la probabilidad de fallos de la bomba y aumentar su vida útil.

1.15 CILINDROS HIDRÁULICOS

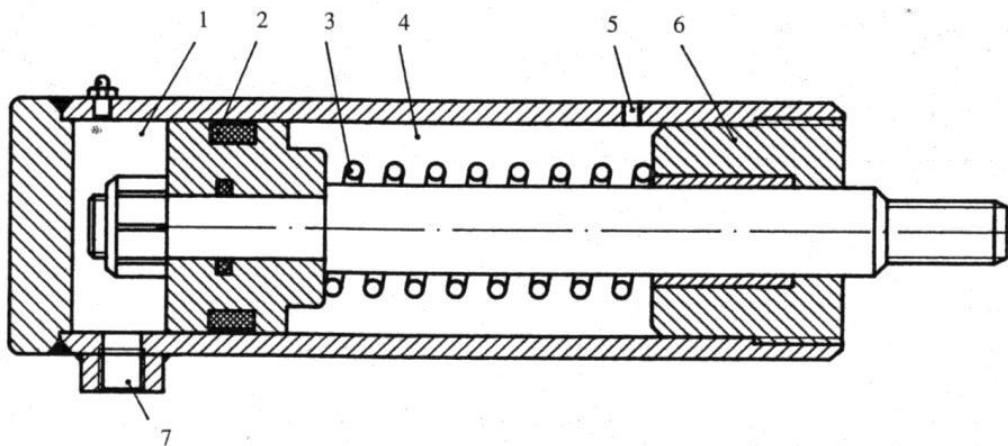
Los cilindros están formados de un cuerpo tubular con dos cabezales o tapas una en cada extremo. Dentro del cuerpo tubular corre el pistón, que se prolonga linealmente y es quien realiza el trabajo por medio del vástago. Para que el vástago se desplace tiene que por lo menos haber una tapa perforada. El pistón es el que crea la fuerza de empuje y de tracción, por medio de la presión del fluido en una u otra de las caras del mismo. Al ser la fuerza proporcional al área de la cara del pistón hay que resaltar que no siempre la fuerza de ambas caras es la misma debido a que por lo menos en una está la presencia del vástago la cual reduce el área efectiva del pistón y por lo tanto tiene una fuerza de tracción menor. En cuanto

a la construcción del cilindro de debe crear un sello y evitar fugas de fluido entre pistón y la camisa del cilindro y entre la tapa del cilindro y vástago, para lo cual se usan juntas dinámicas, mientras que las fugas entre cabezales y camisa del cilindro, así como entre el pistón y su vástago, se realizan por medio de juntas estáticas. Para que trabaje el cilindro además de las piezas antes descritas se necesita de una fijación o sujeción para que se puedan ensamblar en una máquina o donde se trabaje.

1.15.1 CILINDROS DE SIMPLE EFECTO

En esta clase de cilindro el movimiento solo se puede generar en un solo lado debido a que el fluido a presión se puede introducir por una sola cámara, y el retorno del cilindro se produce por la acción de una fuerza mecánica como puede ser el propio peso del pistón, un resorte o un contrapeso.

Figura 1.11 Cilindro simple efecto



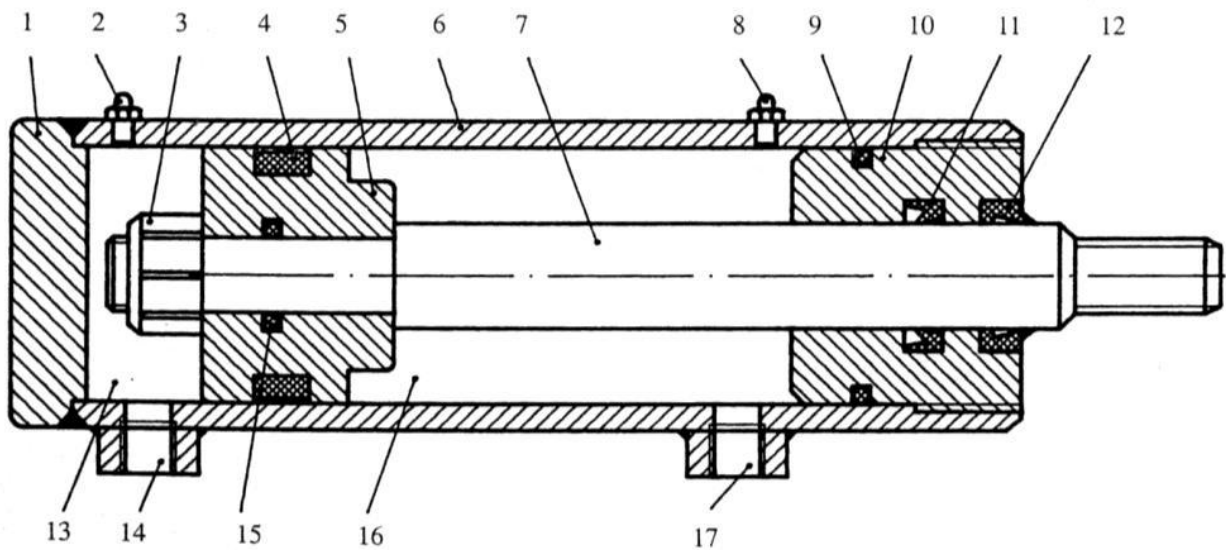
Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn2.html#seccion25>

- 1) Cámara de aceite
- 2) Junta de estanqueidad
- 3) Resorte
- 4) Cámara de aire
- 5) Orificio de entrada de aire
- 6) Tapa
- 7) Orificio de entrada de aceite

1.15.2 CILINDROS DE DOBLE EFECTO

En este tipo de cilindro se puede ejercer la fuerza en los dos sentidos debido a que el fluido puede accionar el movimiento en las dos caras del pistón. También se suele llamar a este tipo de actuador como cilindro diferencial por la razón de tener en el pistón áreas desiguales; la diferencia de áreas es debida al área del vástago, lo cual produce una diferencia en la velocidad y fuerza de avance y retroceso.

Figura 1.12 Cilindro de doble efecto



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn2.html#seccion25>

- | | | |
|-----------------------|------------------------------|------------------------|
| 1) Tapa posterior | 7) Vástago | 13) Cámara trasera |
| 2) Purgadores de aire | 8) Purgadores de aire | 14) Orificio de aceite |
| 3) Tuerca de fijación | 9) Junta hermética | 15) Juntas herméticas |
| 4) Junta dinámica | 10) Tapa | 16) Cámara delantera |
| 5) Pistón | 11) Junta dinámica de cierre | 17) Orificio de Aceite |
| 6) Camisa o tubo | 12) Anillo rascador | |

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAÚLICO Y ELÉCTRICO

2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La alimentación del ganado debe ser de manera balanceada y ajustándose a las necesidades de cada especie, necesitándose la compra de alimentos complementarios los cuales, su compra, se incrementan en épocas de sequía, aumentando los costos de producción siendo los productores que ven afectados sus animales.

Existe una alternativa para la alimentación, se conoce como bloques nutricionales, los cuales tienen costos accesibles y muchos beneficios nutricionales, el proceso de elaboración de estos es manual y artesanal, siendo la compactación del bloque un importante factor para determinar la calidad del mismo.

La necesidad de tener un equipo que compacte los bloques nutricionales de una manera adecuada provoca que los bloques no tengan las características que se necesitan, sobre todo de conservación y dureza, y se limite la producción de los mismos.

Entonces, ¿Se podría construir un equipo capaz de compactar la mezcla para producir bloques nutricionales de una manera mecanizada y elaborar un buen producto?

2.2 DEFICIÓN DE OBJETIVOS

2.2.1 OBJETIVO GENERAL

Compactar bloques nutricionales para la producción animal de forma práctica y mecanizada a través de una máquina compactadora.

2.2.2 OBJETIVO ESPECÍFICOS

- Describir las propiedades básicas de las mezclas que se van a procesar por la máquina a partir de estudios agroindustriales ya realizados por otras personas.
- Analizar el proceso de compactación que se realiza para elaborar los bloques nutricionales.
- Describir las partes básicas de los bloques que conforman la compactadora y materiales a utilizar para la construcción de la misma, así como de los componentes y equipos adicionales que se van a utilizar.
- Diseñar e implementar cada una de las partes que componen cada bloque para la construcción de la compactadora.
- Calibrar la máquina a través de la realización de pruebas mediante la compactación de bloques nutricionales.
- Realizar un presupuesto referencial de la inversión realizada en la ejecución del proyecto.

2.3 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Basándose en los requerimientos para realizar la compactación se va a seleccionar los aspectos principales que van a definir la forma y funcionamiento de la prensa.

2.3.1 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DEL TIPO DE PRENSA

2.3.1.1 Funciones

- Transforme la energía eléctrica en energía mecánica.
- Recibir la masa dentro de un molde varias veces por minuto.
- Transferir la energía de compactación hacia la masa a diferentes alturas.

2.3.1.2 Requisitos de diseño

- La energía de accionamiento debe ser eléctrica de 110/220 V.
- Debe suministrar una fuerza constante en toda su carrera de 2500 Kg.
- La carrera de trabajo será de 450 mm.
- Deberá tener control en la fuerza de compactación para hacer bloques prensados según la necesidad de cada fórmula.

- El recorrido de la carrera deberá ser automático tanto en la subida como en la bajada, sin importar la altura de material que se encuentre en el molde.
- El mecanismo de accionamiento debe ser lo más simple posible para disminuir el proceso de fabricación de la máquina evitando muchas piezas maquinadas lo que reflejará en el costo final.
- Debe ser un sistema que no requiera de un mantenimiento complejo.
- Se procurará que el sistema ocupe el menor espacio posible y tenga un peso reducido.
- Será segura cuando exista sobrecargas y cualquier imprevisto.

2.3.1.3 Criterios de evaluación

- Fuerza suficiente y constante en toda la carrera.
- Seguridad en las operaciones.
- Control de parámetros.
- Velocidad de trabajo.
- Costo de fabricación.
- Peso.
- Mantenimiento.
- Tamaño.
- Ruido.

Para evaluar cuantitativamente la selección del tipo de prensa primero se va a determinar la importancia de cada criterio entonces:

Seguridad = Fuerza > Control = Velocidad = Costo > Mantenimiento = Peso > Tamaño > Ruido

Para la deliberación se va a realizar una matriz de selección de criterios en base a los parámetros antes descritos, y se va a calificar con una valoración de 10 al valor más alto y con cero al valor más bajo.

Tabla 2.1 Matriz de selección tipo de prensa a usar

Criterios	Alternativas						
	Peso	Mecánica		Hidráulica		Neumática	
		Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación
Seguridad	14%	7	0,98	8	1,12	9	1,26
Fuerza	14%	5	0,7	10	1,4	5	0,7
Control	12%	5	0,6	9	1,08	9	1,08
Velocidad	12%	6	0,72	9	1,08	8	0,96
Costo	12%	5	0,6	7	0,84	7	0,84
Mantenimiento	10%	5	0,5	7	0,7	9	0,9
Peso	10%	5	0,5	7	0,7	8	0,8
Tamaño	9%	5	0,45	7	0,63	8	0,72
Ruido	7%	7	0,49	7	0,49	7	0,49
Total	100%	50	5,54	71	8,04	70	7,75

Fuente: Autor

Según lo evaluado se determina que la prensa a usar será hidráulica por la razón que la fuerza que puede suministrar es mayor y estable en toda su carrera teniendo un tamaño de la prensa relativamente pequeño. La velocidad será constante y moderada lo que facilitará el control de la compactación que se realice en el material, y todo esto a un coste lo suficientemente razonable con las prestaciones que ofrece.

2.4 CÁLCULO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El sistema hidráulico es el encargado de suministrar la fuerza para compactar el material y está compuesto en dos partes principales la unidad de potencia y el cilindro. Para este cálculo nos basaremos en el libro de Roldan Viloría, (2000).

La unidad de potencia, está constituida de cuatro partes fundamentales las que serán dimensionadas que son el motor, la bomba, la electroválvula, y los accesorios.

Se determinó que la presión máxima de compactación de la masa será de $6,25 \text{ Kg/cm}^2$ y el molde tendrá una dimensión de 20x20 cm entonces.

$$F = P_{cil} \cdot A \quad \text{Ecuación (2.1)}$$

$$F = 6,25 * 400$$

$$F = 2500 \text{ Kg} = 24525 \text{ N}$$

Donde:

F : Fuerza ejercida por el sistema hidráulico.

P_{cil} : Presión del cilindro.

A : Área del molde

Primeramente asumiremos una presión de 2000 psi para el dimensionamiento del diámetro mínimo del cilindro.

$$A_{cil} = 1,45 \cdot \frac{F}{P_{cil}} \quad \text{Ecuación (2.2)}$$

$$A_{cil} = 1,45 \cdot \frac{24525 \text{ N}}{2000 \text{ psi}}$$

$$A_{cil} = 17,78 \text{ cm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{cil}}{\pi}}$$

$$d = 4,75 \text{ cm} \approx 5.08 \text{ cm}$$

2.4.1 DIMENSIONAMIENTO DE ELECTROVÁLVULA Y VÁLVULA DE ALIVIO

Obtenido el diámetro del cilindro volveremos a calcular la presión real que necesitará el cilindro para alcanzar la fuerza; esta será la presión mínima que deberá llegar al cilindro después de descontar las pérdidas de los componentes anteriores.

$$P_{cil} = 1,45 \cdot \frac{F}{A_{cil} \cdot n}$$

n : es el rendimiento del cilindro que será del 95%

$$P_{cil} = 1846,87 \text{ psi}$$

Debemos calcular las pérdidas de presión en tuberías y válvulas para determinar la presión mínima que debería estar a la salida de bomba.

Primeramente determinaremos la electroválvula a usar la cual para el caudal y la presión que vamos a manejar y por la facilidad de encontrar en el mercado escogeremos una electroválvula Cetop 03 con las siguientes características.

Marca	IPF
Tipo	4/3 centro abierto
Modelo	DG03-8C-115VAC
Caudal máximo	25 GPM (95 lts/min)
Presión máxima de operación	4500 psi (360 Bar)
Aceite Hidráulico	ISO VG 32,46,68
Voltaje de operación	AC 115 V
Conectores	DIN 40050
Frecuencia máxima de cambio de estados	240 veces por minuto

Para determinar la pérdida de presión de la electroválvula nos referimos a la curva de rendimiento (Anexo 8) en la cual para este caudal tenemos:

$$P_{val} = 1psi$$

La válvula de seguridad o de alivio va a tener las siguientes características:

Marca	Prince
Modelo	RV-4H
Caudal máximo	30 GPM (114 lts/min)
Rango de presión de operación	1500 a 3000 psi

Las pérdidas en la válvula de alivio serán despreciables según la curva de rendimiento (Anexo 9).

Para determinar la pérdida de presión en las tuberías primero determinaremos el caudal que manejaremos en el sistema hidráulico.

2.4.2 CÁLCULO DEL CAUDAL Y DIMENSIONAMIENTO DE BOMBA

Para empezar se establecerá la velocidad de salida del vástago a través de un tiempo en los que se estima la salida total del cilindro, el cual tendrá una carrera de 45 cm, entonces:

$$v = \frac{s}{t}$$

Donde:

v : es la velocidad del vástago.

s : es la carrera del vástago.

t : es el tiempo de salida del vástago.

$$v = \frac{45 \text{ cm}}{11 \text{ s}}$$

$$v = 4.09 \approx 4 \text{ cm/s}$$

Ahora calcularemos el caudal mínimo que necesitaremos para la salida del vástago y estableceremos como partida la velocidad de salida del vástago.

$$v = \frac{50 Q_{min}}{3 A_{cil}} \quad \text{Ecuación (2.3)}$$

$$Q_{min} = \frac{3 \cdot v \cdot A_{cil}}{50}$$

Donde:

v : Velocidad de salida del vástago y será de 4 cm/s

Q : Caudal mínimo.

$$Q_{min} = 4,86 \frac{\text{lbs}}{\text{min}}$$

El caudal mínimo en cm^3/rev de la bomba será:

$$Q_1 = 1000 \frac{Q_{min}}{N} \quad \text{Ecuación (2.4)}$$

Donde N es la velocidad del motor expresada en rev/min y para nuestro caso tendremos un motor con $1720 rev/min$.

$$Q_1 = 2,82 \frac{cm^3}{rev}$$

2.4.3 SELECCIÓN DE LA BOMBA

Una vez calculado el caudal que debe suministrar la bomba, se procederá a seleccionar el tipo de bomba más adecuada para nuestro caso.

2.4.3.1 Funciones

- Convertir la energía mecánica en energía hidráulica.
- Suministrar el fluido al sistema hidráulico.
- Entregar presión al fluido.

2.4.3.2 Requisitos de diseño

- Buena gama de caudales para poder escoger la más cercana al obtenido en cálculo.
- Entregar una presión superior a los 2000 psi.
- No debe tener una gran sensibilidad a la contaminación.
- Una buena compatibilidad con el fluido.
- Un factor importante es el precio que no debe excederse.
- El mantenimiento requerido debe ser lo más bajo posible.
- El rendimiento debe estar por lo menos en un 75%.
- El tamaño debe ser pequeño que esté acorde a la dimensión de los demás componentes.
- También tiene que ser de preferencia lo más silenciosa posible.

2.4.3.3 Criterios de evaluación

- Precio según el caudal de la bomba.
- La dificultad y frecuencia de mantenimiento.
- Sensibilidad a la contaminación.
- Gama de caudales.
- Rendimiento general.
- Compatibilidad con el fluido.
- Tamaño.
- Ruido que genera.

Para evaluar cuantitativamente la selección del tipo de bomba a usar primero se va a determinar la importancia de cada criterio entonces:

Precio > Mantenimiento = Sensibilidad a la contaminación = Gama de caudales > Rendimiento = Compatibilidad fluido = Tamaño > Ruido.

Para la selección de la bomba a usar se va a realizar una matriz de decisión tomando en cuenta los tres tipos de bombas que se encuentran en el mercado para este tipo de aplicación a desarrollar.

Tabla 2.2 Matriz de selección de bomba hidráulica

Criterio	Peso	Alternativas					
		Pistones		Engranajes		Paletas	
		Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación
Precio	20%	6	1,2	9	1,8	8	1,6
Mantenimiento	15%	7	1,05	9	1,35	8	1,2
Sensibilidad a contaminación	15%	7	1,05	9	1,35	8	1,2
Gama de caudales	15%	7	1,05	9	1,35	9	1,35
Rendimiento	10%	9	0,9	7	0,7	8	0,8
Compatibilidad fluido	10%	9	0,9	8	0,8	8	0,8
Tamaño	10%	7	0,7	9	0,9	9	0,9
Ruido	5%	7	0,35	7	0,35	9	0,45
Total	100%	59	7,2	67	8,6	67	8,3

Fuente: Autor

Según lo analizado la bomba más adecuada es una bomba de engranajes externos siendo sus características más sobresalientes la amplia gama de caudales y la facilidad de encontrar en el mercado, así como su baja sensibilidad a agentes contaminantes, bajo mantenimiento, y un precio muy conveniente a las condiciones requeridas.

Entonces se escogerá una bomba de las siguientes características:

Marca: Honor
Modelo: 1AG3U35L
Desplazamiento: 3,4 cm³/rev
 5,84 lts/min a 1720 RPM
Rango RPM: 600 – 4000 rev/min
Presión continua: 3000 psi
Presión Intermitente: 3600 psi
Puertos Entrada ¾” – 16
 Salida 9/16” - 18

47

Esta bomba va a tener un caudal de $3,4 \text{ cm}^3/\text{rev}$ de caudal teórico pero para nuestro cálculo necesitamos el caudal real entonces nos referimos a la curva de rendimiento (Anexo 10) en la que se puede determinar el caudal real a 1720 RPM es:

$$Q_r = 5,4 \frac{\text{lbs}}{\text{min}}$$

2.4.4 MANGUERAS, TUBERÍAS Y ADAPTADORES

Para el dimensionamiento de las tuberías y mangueras tomaremos como base la salida de la bomba la cual tiene una dimensión de 9/16"-18 la cual tanto para las mangueras como para los adaptadores les corresponde una medida de 3/8" para todas las partes que se encuentren desde la salida de la bomba hasta antes de la salida de la electroválvula que estarán sometidas a la mayor presión.

Características de las mangueras:

Marca	ALFFLEX
Modelo	SAE 100R2AT
Diámetro interior	3/8" - 9,5mm
Diámetro exterior	19mm
Presión trabajo	330 bar – 4785 psi
Presión ruptura	1320 bar – 19140 psi
Radio curvatura mínima	130mm

Para las tuberías de la entrada a la bomba y la salidas al tanque se usara tubería galvanizada de 3/4"NPT la cual corresponde las entradas de la base del filtro y entrada de la bomba.

2.4.5 CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN TUBERÍAS

Para el cálculo de las pérdidas en las tuberías vamos primero a dimensionar el aceite a usar el cual por las características del trabajo que van a ser moderadas se va a usar un aceite ISO 32 que es un aceite hidráulico con las siguientes características:

Densidad a 15°C	875 kg/m ³
Viscosidad a 40°C	32 cSt
Índice de viscosidad	102
Punto de Inflamación	227°C

Cálculo de la velocidad de circulación del aceite en las tuberías la cual va a tener un diámetro de 0,9525cm.

$$v_{tub} = \frac{50}{3} \frac{Q_r}{A_{tub}} \quad \text{Ecuación (2.5)}$$

$$v_{tub} = \frac{50}{3} \frac{5,4}{0,7126}$$

$$v_{tub} = 126,3 \frac{cm}{s}$$

Cálculo del número de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{v_{tub} \cdot D}{\zeta} \quad \text{Ecuación (2.6)}$$

Donde

ζ : es la viscosidad cinemática.

D : es el diámetro de la tubería.

A_{tub} : es el área de la sección interna de la tubería.

$$Re = \frac{126,3 * 0,9525}{0,32}$$

$$Re = 375,94$$

49

Al ser el número de Reynolds menor a 2000 determinamos que el flujo es laminar y para el cálculo de la pérdida de presión tomaremos la ecuación de Darcy-Weissbach.

$$p_{tub} = \frac{32 \cdot \zeta \cdot \delta \cdot L_{tub} \cdot v}{10 \cdot D^2} \quad \text{Ecuación (2.7)}$$

Donde

p_{tub} : Presión de pérdida en tuberías Pa

δ : Densidad del aceite g/cm^3

L_{tub} : Largo de la tubería 157 cm

$$\begin{aligned} p_{tub} &= \frac{32 * 0,32 * 0,875 * 157 * 126,3}{10 * 0,9525^2} \\ &= 19583,08 \text{ Pa} \approx 3 \text{ psi} \end{aligned}$$

La presión total real será igual a:

$$\begin{aligned} p_r &= p_{cil} + p_{evl} + p_{tub} \\ p_r &= 1850,87 \text{ psi} \end{aligned}$$

2.4.6 CÁLCULO DE POTENCIA DEL MOTOR

Teniendo calculado el caudal de la bomba y la presión del sistema procedemos a determinar la potencia requerida por el motor:

$$P = \frac{1}{8,7} \frac{p_r \cdot Q_r}{\eta} \quad \text{Ecuación (2.8)}$$

η : es el rendimiento motor-bomba

$$P = \frac{1}{8,7} \frac{1850,87 * 5,4}{0,8}$$

$$P = 1436 \text{ W} \approx 2 \text{ HP}$$

2.4.7 UNIDAD DE POTENCIA HIDRÁULICA

Las características generales que va a tener la unidad de potencia hidráulica son:

Potencia	1.5 KW (2HP)
Capacidad	5,4 lts/min
Presión	1923 psi
Tanque	10 Gal (38lts)
Peso (con aceite)	56.15 kg
Medidas (Alto x Largo x Ancho)	520 x 560 x 440 mm

2.4.7.1 Diagrama unidad de potencia hidráulica

En este diagrama se representa el circuito hidráulico con todos los componentes por los que circula el fluido como son: la bomba, las válvulas y accesorios utilizados en el sistema (Ver Anexo 13).

2.4.8 CÁLCULO DEL CILINDRO

Para dimensionar completamente el cilindro es necesario hacer el cálculo del diámetro del vástago, a través del análisis de pandeo.

La fuerza de pandeo en el vástago está dado por:

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{n \cdot L_k^2} \quad \text{Ecuación (2.9)}$$

Donde:

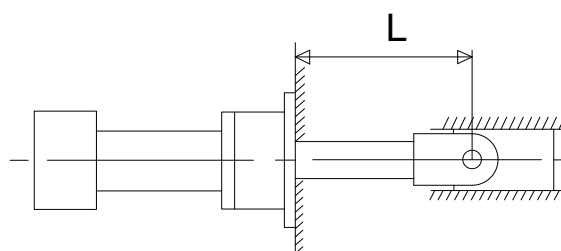
L_k : Longitud efectiva del vástago está dada por la tabla de Anexo 10.

E : Módulo de elasticidad de acero 210000 MPa.

I : Momento de inercia de la sección:

n : Es coeficiente de seguridad.

Figura 2.1 Cilindro Hidráulico con su sujeción



Fuente: El Autor

51

La sujeción del cilindro va a ser en la parte frontal tal como se muestra en la Figura 2.1 por lo tanto la longitud efectiva para el cálculo va a ser:

$$L_k = L$$

El vástago va a salir 400mm y a esto hay que añadir la distancia que tiene la sujeción que es de 100mm lo que nos da 500mm.

$$L_k = 500 \text{ mm}$$

Determinaremos primeramente el momento de inercia del eje y luego su diámetro para un factor de seguridad de $n = 3$ entonces:

$$I = \frac{F \cdot n \cdot L_k^2}{\pi^2 \cdot E}$$
$$I = \frac{24525 \cdot 3 \cdot 500^2}{\pi^2 \cdot 210000}$$
$$I = 8874,65 \text{ mm}^2$$

El momento de inercia para una sección redonda está dada por:

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64}$$
$$\Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}}$$

$$d = 20,62 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm}$$

Las características del cilindro van a ser:

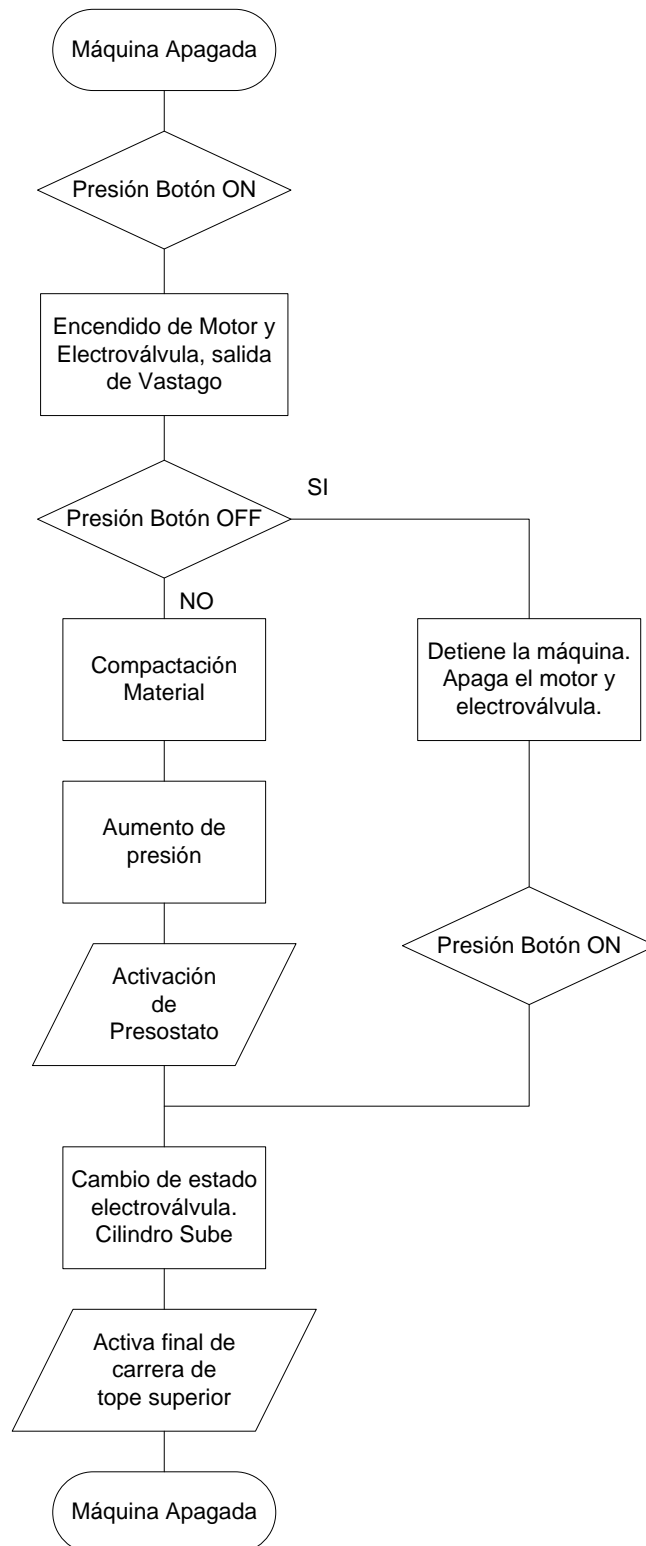
Diámetro interior de la camisa	50,8 mm
Diámetro del Vástago	25 mm
Salida del Vástago	450mm
Modo de sujeción	Placa rectangular frontal de 200x200mm

2.5 DISEÑO DE CIRCUITO ELÉCTRICO DE LA MÁQUINA

El circuito de control va a ser el encargado de ejecutar el funcionamiento de la máquina. El sistema va a ser controlado por presión, es decir, va a tener un presostato el cual va realizar el cambio de estado de la electroválvula después de la compactación, y el apagado de la misma va a ser vigilado por un final de carrera que se encuentra en la parte superior. El proceso de compactación será automático en lo que se refiere al ciclo de compactación; en cuanto a la entrada y salida del material será de forma manual.

El primer paso que se definirá para determinar el ciclo de compactación será realizar un diagrama de flujo con los procesos y variables que intervienen, para posteriormente diseñar el circuito (Ver Figura 2.2).

Figura 2.2 Diagrama de Flujo Funcionamiento Máquina



Fuente: Autor

2.5.1 CIRCUITO ELÉCTRICO DE CONTROL Y FUERZA

El circuito eléctrico de control va a constar de dos botones para maniobra de la máquina, uno es de encendido del ciclo de trabajo de la compactadora y otro de parada de emergencia. En cuanto los cambios de estado de la electroválvula serán anticipados por un final de carrera y por un presostato. El presostato detectará el aumento de presión del aceite que en cuanto llegue a la presión de taraje, enviará una señal que hará que el cilindro cambie de estado y suba. El final de carrera será quien detecte la subida del apisonador y terminará o reiniciará el ciclo según sea el caso. Al obtener las señales de entrada de los transductores y de los pulsadores se realizará la lógica de control para lo cual se va a utilizar tres relés interconectados que se activarán secuencialmente para realizar el ciclo de compactación. En cuanto al actuador, que es el cilindro hidráulico, será activado por una electroválvula la cual tiene dos solenoides que se activarán según sea la subida o bajada del vástago. Además el gabinete de control cuenta de dos indicadores luminosos, uno verde para indicar el encendido de la máquina y otro rojo que indica una sobrecarga del sistema.

En cuanto al circuito de fuerza se utilizará para el encendido del motor un contactor que será encendido por el circuito de control; además tendrá un relé o protección térmica que desconectará el circuito en caso de haber una sobrecarga de la máquina. Para la interrupción general del tablero de control y fuerza se tiene un disparador magnético de corriente.

El sistema tanto de fuerza como de control va a operar a un voltaje de 110V

El diagrama de control y fuerza se encuentra en el Anexo 12.

2.5.1.1 Determinación del motor a usar

Primeramente se establecerá el motor a usar teniendo en cuenta las condiciones de uso y características de la energía disponible.

El motor va a trabajar en un ambiente de baja contaminación, el eje del motor va transmitir su energía a la bomba mediante un acople flexible por lo que no se necesita que sea con brida. El voltaje de operación es de 110V corriente alterna, monofásico, a 60 Hz. La potencia consumida es de 2HP.

Con las características ya descritas se escoge un motor con las siguientes características:

Marca	WEG
Modelo	
Potencia	2HP (1,5 KW)
Fases	1
Voltaje de operación	110V / 220V 60Hz
Amperaje	27,6 A / 13,8 A
Velocidad	1720 RPM
Factor de servicio	1.0
Código de arranque	K

2.5.1.2 Dimensionamiento del contactor

El contactor va a ejecutar el accionamiento del motor por lo que tiene que ser dimensionado en base a la corriente de consumo, de igual manera el relé térmico de sobrecarga debe ser dimensionado en base la corriente máxima de consumo. Se va a tomar un factor de seguridad de 15% con respecto a la corriente nominal del motor.

Entonces:

$$I_k = 1,15 * I_n$$

I_k = Corriente del contactor.

I_n = Corriente del motor.

$$I_k = 1,15 * 27,6 A$$

$$I_k = 31,74 A$$

Marca	LS
Modelo	MC-32a
Accionamiento	Electromagnético
Categoría de servicio	AC3
Voltaje de bobina	AC 110V – 50/60Hz
Amperaje	32 A
Voltaje operacional, Ue	690 V
Índice de ciclos de operación por hora	1800 operaciones por hora
Numero de Polos	3 polos

2.5.1.3 Dimensionamiento relé térmico del motor

En cuanto a la protección térmica vamos a tomar un 15% de rango superior e inferior del valor nominal de consumo, entonces:

$$I_t = I_n \pm 0,15I_n$$

I_t = Corriente del relé térmico.

$$I_t = 27,6 \pm 0,15 * 27,6$$

$$I_t = 27,6 \pm 4,14 A$$

Marca	LS
Modelo	MT-32
Voltaje operacional, Ue	690 V
Clase de disparo	Clase 20 (6-20 seg)
Rango de calibración	22-32 A
Numero de Polos	3 polos

2.5.1.4 Dimensionamiento del disyuntor

Este estará encargado de la protección general del circuito de control y fuerza en caso de haber un corto circuito, también tiene la función de desconectar el tablero en caso de requerirse alguna reparación. Para el sobredimensionamiento se tomará un factor del 15% a la corriente máxima de consumo.

$$I_d = 1,15 * (I_n + I_c)$$

I_d = Corriente del disyuntor.

I_c = Corriente del circuito de control.

$$I_d = 1,15 * (27,6 + 2)$$

$$I_d = 34,04 A$$

Marca	VETO
Modelo	pow40004
Voltaje operacional	110 VAC
Corriente de disparo	40 A
Numero de Polos	2 polos

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO MECÁNICO

En este capítulo se va a diseñar, dimensionar y calcular la estructura principal que va a soportar la fuerza, resultado de la acción del cilindro hidráulico. También se va a realizar el cálculo y diseño del molde donde se depositará el material a ser compactado.

3.1 DISEÑO DE ESTRUCTURA

La estructura es donde se sujetan los componentes principales que ejecutan el trabajo de la compactadora, en el bastidor o parte superior se sostiene el cilindro hidráulico el cual es el encargado de ejecutar la fuerza para compactar el material, que se encuentra en el molde y este a su vez está colocado en la mesa de la estructura, la que soportará la fuerza del cilindro.

3.1.1 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DEL TIPO DE ESTRUCTURA DE LA PRENSA

3.1.1.1 Funciones

- Sostener las piezas principales del proceso de compactación.
- Soportar la fuerza ejercida por el actuador hidráulico.
- Tener el espacio suficiente para introducir el material.

3.1.1.2 Requisitos de diseño

- El tamaño de la bancada de trabajo deberá ser por lo menos de 550mm x 250mm.
- Soportará la acción y reacción de los 2500 Kg de fuerza que suministrará el cilindro hidráulico sin tener una deformación significativa.
- Debe facilitar la colocación de sistemas de control electromecánico.
- Los accesos son importantes por lo que debe tener una buena accesibilidad.
- La construcción será de acero ASTM A36 de preferencia hacha de algún perfil estructural para disminuir trabajo y costo.

- El peso tiene que ser lo más liviana posible.

3.1.1.3 Criterios de evaluación

- Rigidez de la bancada y bastidor cilindro.
- Seguridad en la construcción.
- Facilidad de construcción.
- Bancada con amplio lugar de trabajo.
- Facilidad de instalación de sistemas de control.
- Costo de construcción más bajo.
- Menor peso para facilidad de transporte y ubicación.

Para evaluar cuantitativamente la selección del tipo de prensa primero se va a determinar la importancia de cada criterio entonces:

Rigidez = Seguridad > Construcción = Bancada > Adaptación Control = Costo =
Peso

Para poder saber cuál de estas alternativas de estructuras de prensa es la más adecuada se va realizar una matriz de selección en donde se estimará los parámetros que se necesitaran para cumplir con los requerimientos de la prensa de bloques nutricionales.

Tabla 3.1 Matriz de selección de estructura de la prensa

Criterios	Peso	Alternativas					
		Cuello de cisne		Doble montante		De 4 columnas	
		Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación
Rigidez	20%	6	1,2	9	1,8	9	1,8
Seguridad	20%	7	1,4	8	1,6	7	1,4
Bancada	15%	6	0,9	9	1,35	7	1,05
Construcción	15%	7	1,05	9	1,35	6	0,9
Adaptación Control	10%	8	0,8	8	0,8	8	0,8
Costo	10%	7	0,7	9	0,9	7	0,7
Peso	10%	7	0,7	8	0,8	7	0,7
Total	100%	48	6,75	60	8,6	51	7,35

Fuente: Autor

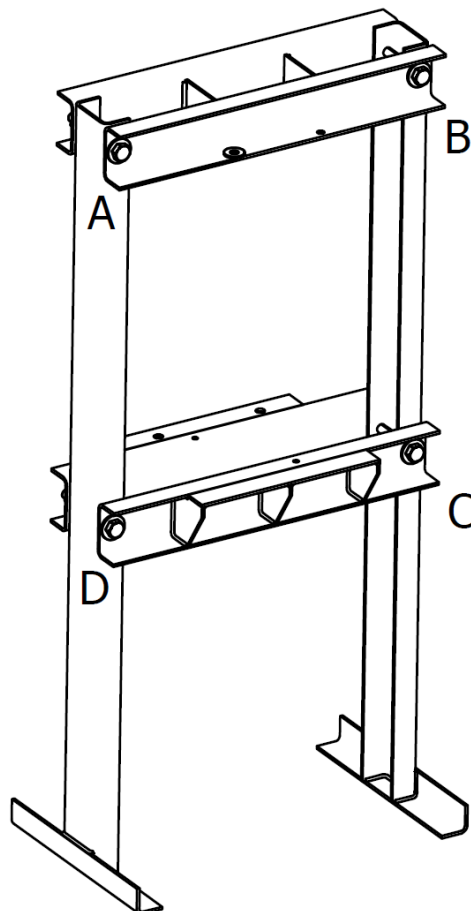
El tipo de estructura que se seleccionará es de doble montante y más específicamente tipo H y que entre sus características que destacan están su gran

rigidez, una buena precisión, posibilidad de implantar controles electromecánicos ya sea en el recorrido o en la presión, la bancada es amplia para poder trabajar cómodamente, así como el espacio que ocupa es moderado, la construcción es más simple que las otras alternativas, y su costo es adecuado con respecto a su utilidad.

La prensa tendrá las siguientes dimensiones básicas desde donde partiremos para hacer los análisis:

Ancho y fondo de la bancada:	55 x 30 cm
Luz:	46 cm
Amplitud de la carrera del vástago:	45 cm
Fuerza disponible:	2500 Kg

Figura 3.1 Diagrama de la estructura



Fuente: Autor

3.1.2 CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL

Para la fabricación de la estructura se va a tomar como base perfiles de acero ASTM A36 por las razones que es más fácil y menos costoso de encontrar en nuestro mercado. Con las siguientes características principales (ver Anexo 1):

Resistencia ultima a la tracción (S_u)	400 MPa
Resistencia a la fluencia a tracción (S_y)	250 MPa
Resistencia a la fluencia a compresión (S_{yc})	152 MPa
Módulo de Elasticidad (E)	210000 MPa
Coeficiente de Poisson (ν)	0,3
Módulo de Elasticidad Transversal (G)	80769,23 MPa

3.1.3 FACTOR DE SEGURIDAD

Para determinar el factor de seguridad para el diseño de los componentes de la prensa vamos a tomar como referencia la tabla para la selección de coeficientes de cálculo (Faires, 2001, pág. 24).

Tabla 3.2 Selección de Coeficientes de Seguridad (Coeficientes de Cálculo)

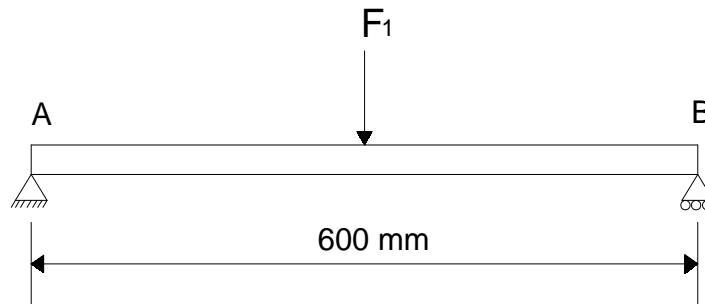
CLASE DE CARGA	ACERO, MATERIALES DUCTILES	
	Basado en la resistencia máxima	Basado en la resistencia de fluencia
Carga permanente.	3 - 4	1,5 - 2
Repetida, una dirección, gradual (choque suave).	6	3
Repetida, invertida, gradual (choque suave).	8	4
Choque.	10 - 15	5 - 7

Fuente: Faired V.M. Diseño de elementos de máquinas.

3.1.4 DISEÑO DE LA SECCIÓN DEL SOPORTE DE CILINDRO Y MESA

Para el cálculo del bastidor y mesa se va a determinar la fuerza cortante y el momento flector máximo en cada uno de las vigas, debido a que soportan fuerzas iguales tanto AB como CD (ver Figura 3.1); además solo se tomará en cuenta al esfuerzo a flexión debido a que el esfuerzo cortante es mínimo y despreciable.

Figura 3.2 Diagrama de fuerzas de la viga



Fuente: Autor

Para el cálculo de este elemento se va a asumir como una viga sometida a flexión tal como muestra la Figura 3.2, por lo que se tiene:

La fuerza total es:

$$F = 2500 \text{ kgf} = 24525 \text{ N}$$

Al estar la fuerza soportada por dos vigas entonces:

$$F_1 = \frac{F}{2} = 12262,5 \text{ N}$$

La fuerza cortante va a ser igual a:

$$V = \frac{F_1}{2}$$

$$V = 6131,25 \text{ N}$$

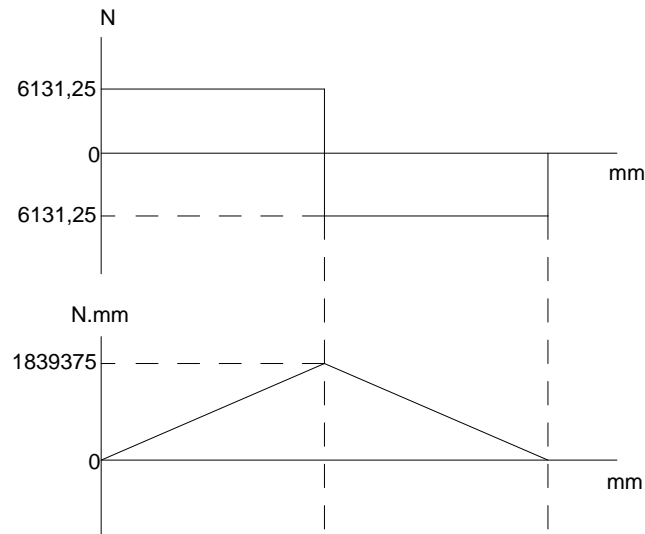
Momento flector está dado por:

$$M_{max} = V \frac{L}{2}$$

$$M_{max} = 1839375 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El diagrama de cortes y momentos es:

Figura 3.3 Diagrama de cortes y momentos



Fuente: Autor

Para determinar el perfil a usar vamos a partir de un factor de seguridad tomado de la Tabla 3.2 para así conocer determinar el esfuerzo permisible del mismo:

Factor de seguridad: $n = 3$

Calculo del esfuerzo máximo:

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ecuación (3.1)}$$

$$\sigma_{max} = \frac{250 \text{ MPa}}{3} = 83,34 \text{ MPa}$$

Cálculo de las características del perfil a usar:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \quad \text{Ecuación (3.2)}$$

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}}$$

Donde

W : es el módulo de sección del perfil.

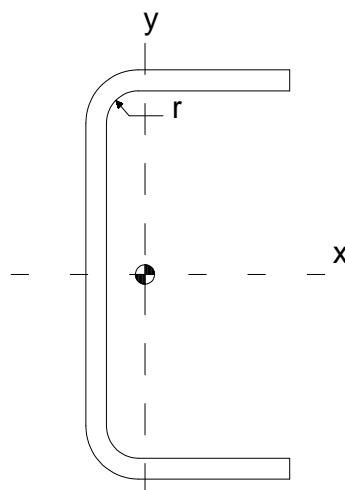
Entonces:

$$W = \frac{1839375}{83,34} = 22070,73 \text{ mm}^3$$

De esta manera determinamos un perfil U plegado de 100x50x5 según tablas (Anexo 2) el cual tiene las siguientes propiedades de sección:

r	Radio de curvatura interior del plegado.	8 mm
c_x	Distancia al centro de gravedad en x.	$15,1 \text{ mm}$
c_y	Distancia al centro de gravedad en y.	50 mm
A	Área de la sección.	904 mm^2
I_x	Momento de Inercia en el eje mayor.	1320000 mm^4
I_y	Momento de Inercia en el eje menor.	216000 mm^4
I_t	Momento de torsión de la sección.	7540 mm^4
I_a	Módulo de alabeo.	299000000 mm^6
W_x	Módulo de sección con respecto al eje mayor.	26400 mm^3
W_y	Módulo de sección con respecto al eje menor.	6190 mm^3
i_x	Radio de giro con respecto al eje mayor.	$38,2 \text{ mm}$
i_y	Radio de giro con respecto al eje menor.	$15,5 \text{ mm}$
W_{pl}	Módulo de sección plástico.	31645 mm^3

Figura 3.4 Perfil U doblada



Fuente: Autor

3.1.5 ANÁLISIS DE FATIGA DE LA VIGA

Para determinar con más certeza que el perfil a usar va a soportar el trabajo se va a realizar el cálculo del factor de seguridad a través del análisis de fatiga y más específicamente usando la teoría de esfuerzo-deformación para vida finita en la cual se va a ir determinado cada uno de los factores correctores del factor de seguridad.

Para calcular el límite a la fatiga del material a usar se va a tomar el esfuerzo ultimo a tracción multiplicado por un factor de 0,5 que es la pendiente de la curva Figura 3.5 la cual representa la relación entre el límite de fatiga y el esfuerzo último de “muchos aceros al bajo carbono y aleados” (Shigley, 2008, pág. 275).

$$S_e' \approx 0,5S_u \quad \text{si} \quad S_u < 1400 \text{ MPa (200Ksi)}$$

Por lo tanto:

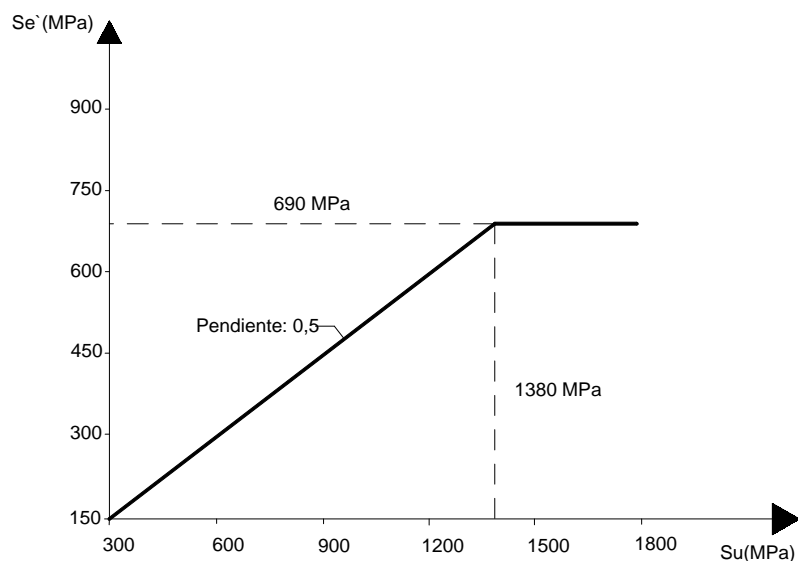
$$S_e' = 0.5 * 400 = 200 \text{ MPa}$$

Donde:

S_e' : Límite de fatiga del material.

S_u : Resistencia ultima del material.

Figura 3.5 Relación entre el límite de fatiga y el esfuerzo último de los aceros



Fuente: Shigley, Diseño de Elementos de Máquinas. Pág. 227

3.1.5.1 Factores que modifican la resistencia a la fatiga

Calcularemos los factores que modifican la resistencia a la fatiga de la viga a analizar con varias fórmulas (Shigley, 2008, pág. 278), entonces:

3.1.5.1.1 Factor de superficie (K_a)

Se determina mediante la siguiente fórmula:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

Los factores a y b se determinan según a la **Tabla 3.3**.

Tabla 3.3 Factores a y b

Acabado superficial	Factor a	Exponente b
	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Como sale de la forja	272	-0,995

Fuente: Shigley, Diseño de Elementos de Máquinas. Pág. 229

Elaborado: Autor

Entonces para un perfil laminado en caliente la ecuación quedaría:

$$K_a = 57,7 * (400^{-0,718}) = 0,781$$

3.1.5.1.2 Factor de tamaño (K_b)

Para establecer este factor hay que determinar “una dimensión efectiva que se obtiene al igualar el volumen del material sometido a esfuerzo igual o superior a 95% del esfuerzo máximo con el volumen igual en la muestra de la viga rotatoria” (Shigley, 2008, pág. 264), al ser las longitudes iguales solo se toma las áreas, entonces:

Para una U doblada según la Figura 3.4, sería:

$$A_{0,95\sigma} = 0,05 h \cdot (b - r - e)$$

$$A_{0,95\sigma} = 0,05 * 100 * (50 - 8 - 5) = 185 \text{ mm}^2$$

El área de la viga rotatoria está determinada por:

$$A_{0,95\sigma p} = 0,0766 * d_e^2 \quad \text{Ecuación (3.4)}$$

Entonces igualando y despejando

$$A_{0,95\sigma p} = A_{0,95\sigma}$$

$$d_e = \sqrt{\frac{185 \text{ mm}^2}{0,076}} = 49,33 \text{ mm}$$

Para determinar k_b se aplicara la siguiente formula:

$$k_b = 1,24 * d_e^{-0,107} \quad \text{si} \quad 2,79 \leq d_e \leq 51 \text{ mm} \quad \text{Ecuación (3.5)}$$

$$k_b = 0,817$$

3.1.5.1.3 Factor de carga (K_c)

Por ser una carga de tipo flexión se toma el factor $K_c = 1$

3.1.5.1.4 Factor de temperatura (K_d)

Para una temperatura ambiente de trabajo de 20°C se tiene:

$$k_d = 1$$

3.1.5.1.5 Factor de confiabilidad (K_e)

Se tomara un factor de confiabilidad de 99,99% por lo que el factor de confiabilidad sería:

$$k_e = 0,702$$

3.1.5.1.6 Factor de efectos varios (k_f)

Por ser el elemento calculado un material el cual no va a tener un endurecimiento artificial, no se espera que va a trabajar en condiciones de alta temperatura, ni recubrimientos electrolíticos, este factor se tomara como:

$$k_f = 1$$

Entonces el factor que modifica la resistencia es:

$$k = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad \text{Ecuación (3.6)}$$

$$k = 0,702 * 0,817 * 1 * 1 * 0,753 * 1$$

$$k = 0,4318$$

Para saber si la vida de las va a ser finita o infinita vamos a determinar en número de veces o ciclos de trabajo estimadas para 10 años de trabajo de la máquina, entonces:

$$N = R * H * D * S * M * A$$

Donde:

R : Número de ciclos de trabajo por hora.

H : Horas diarias de trabajo.

D : Días de trabajo en una semana.

S : Semanas del mes.

M : Meses en un año.

A : Años de trabajo estimados.

$$N = 25 * 8 * 5 * 4 * 12 * 10$$

$$N = 480000$$

Al ser los ciclos de trabajo menor de 10^6 se determina un cálculo de fatiga para vida finita, entonces tenemos que la resistencia para la vida finita es:

$$S_f = a.N^b \quad \text{si} \quad 10^3 < N < 10^6 \quad \text{Ecuación (3.7)}$$

$$a = \frac{(f.S_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{f.S_{ut}}{S_e}\right)$$

Donde:

S_{ut} : Resistencia última a la tensión.

f : Es la fracción de la resistencia última para la vida finita y tiene el valor de 0,9 (Shigley, 2008, pág. 293).

S_e : Resistencia para la vida infinita.

Para el cálculo de la resistencia para la vida infinita la es:

$$S_e = k * S_e'$$

$$S_e = 0,4318 * 200$$

$$S_e = 86,37 \text{ MPa}$$

68

Así los factores a y b serían:

$$a = \frac{(0,9 * 400)^2}{86,37}$$

$$a = 1500,52$$

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{0,9 * 400}{86,37}\right)$$

$$b = -0,2066$$

Entonces, la resistencia para la vida finita es:

$$S_f = 1500,5 * 480000^{-0,2066}$$

$$S_f = 100,57 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de las componentes de esfuerzos medios y de amplitud de la viga se va a tomar el modulo se sección real, por lo tanto:

Reemplazando en ecuación 3.2:

$$\sigma_{max} = \frac{1839375 \text{ N} \cdot \text{mm}}{26400 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{max} = 69,67 \text{ MPa}$$

Por ser un esfuerzo a tensión repetido en una dirección, el esfuerzo mínimo es cero, entonces calculamos las componentes de esfuerzos medios y de amplitud:

Componente de esfuerzo medio:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación (3.8)}$$

$$\sigma_m = 34,83 \text{ MPa}$$

Componente de amplitud:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación (3.9)}$$

$$\sigma_a = 34,83 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del factor de seguridad se va a tomar el criterio de Goodman modificado, entonces:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} \quad \text{si} \quad \sigma_m + \sigma_a < \frac{S_y}{n} \quad \text{Ecuación (3.10)}$$

$$n = 2$$

3.1.6 ANÁLISIS DE PANDEO LATERAL DE LA VIGA

Comprobaremos que la viga no va a sufrir torsión lateral debido a la flexión.

Primero determinaremos el momento crítico de la sección.

$$M_{cr} = \sqrt{M_{LT,V}^2 + M_{LT,W}^2} \quad \text{Ecuación (3.11)}$$

$$M_{LT,V} = \pi \cdot \frac{C_1}{L} \cdot \sqrt{G \cdot I_t \cdot E \cdot I_y} \quad \text{Ecuación (3.12)}$$

$$M_{LT,W} = \frac{C_1}{L^2} \cdot \pi^2 \cdot W \cdot E \cdot i_y \quad \text{Ecuación (3.13)}$$

Donde:

$M_{LT,V}$: Resistencia por torsión uniforme de la barra.

$M_{LT,W}$: Resistencia por torsión no uniforme de la barra.

C_1 : Coeficiente de momento equivalente y tiene un valor de 1,35 (ver Anexo 3).

G : Modulo de elasticidad transversal.

Entonces el momento crítico sería:

$$M_{LT,V} = 37151690,12 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{LT,W} = 49296905,94 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{cr} = 61728704,9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Obtendremos la esbeltez de la viga:

$$\overline{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{W_{pl,y}}{M_{cr}}} \quad \text{Ecuación (3.14)}$$

$$\overline{\lambda}_{LT} = 0,358$$

70

Calculo del factor de reducción:

$$X_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \bar{\lambda}_{LT}^2}} \leq 1 \quad \text{Ecuación (3.15)}$$

Donde:

$$\phi_{LT} = 0,5 \left[1 + \alpha_{LT} \cdot (\bar{\lambda}_{LT} - 0,2) + \bar{\lambda}_{LT}^2 \right]$$

α_{LT} : Factor de imperfección, tiene un valor de 0,76 obtenido del Anexo 3.

$$X_{LT} = 0,88$$

Determinación del momento resistente frente al pandeo.

$$M_{b,Rd} = X_{LT} \cdot W_{pl} \cdot S_y \quad \text{Ecuación (3.16)}$$

$$M_{b,Rd} = 6968073,57 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Comprobación de pandeo lateral:

$$M_{max} \leq M_{b,Rd}$$

$$1839375 \text{ N} \cdot \text{mm} \leq 6968073,57 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Se comprueba que el perfil no va a sufrir pandeo lateral, y además va a tener un factor de seguridad con respecto al mismo y el cual es:

$$n = 3,788$$

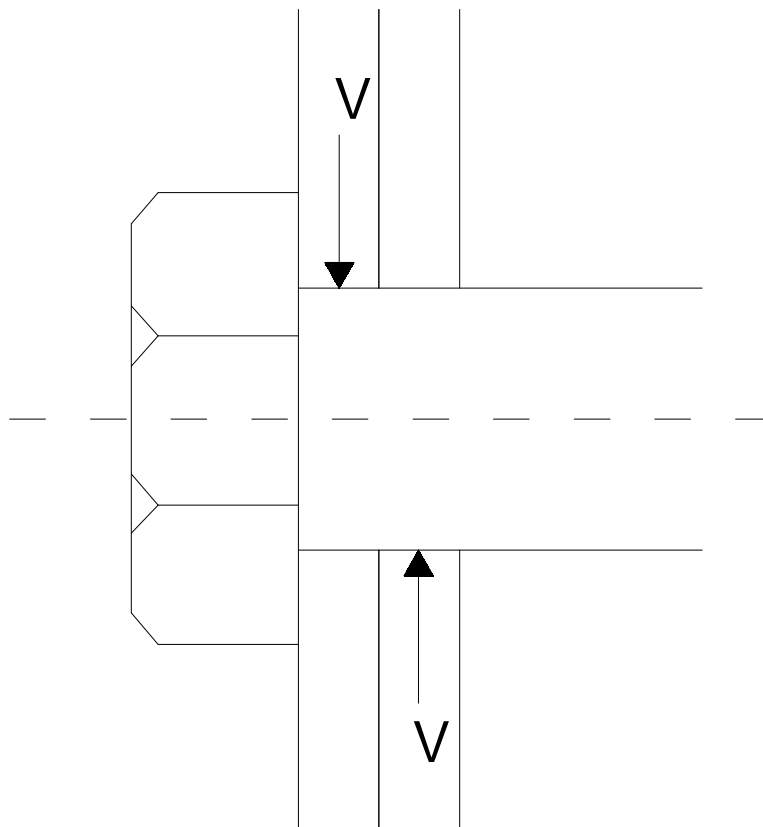
3.1.7 CÁLCULO PASADOR DEL SOPORTE DE CILINDRO Y DE LA MESA

Las vigas tanto de la mesa como del bastidor superior serán sujetas con pasadores los cuales estarán sometidos a esfuerzos de corte, tal como se muestra en la Figura 3.6.

$$V = \frac{F}{4}$$

$$V = 6131,25 \text{ N}$$

Figura 3.6 Diagrama de fuerzas en el perno



Fuente: Autor

Para nuestro pasador usaremos pernos SAE grado 8 la cual su resistencia es 827 MPa (Anexo 5) y para un factor de seguridad de 3 según Tabla 3.2.

$$\tau = \frac{S_y}{3} * 0,577$$

$$\tau = 159 \text{ MPa}$$

Encontraremos el área de la sección y posteriormente su diámetro entonces esfuerzo cortante para una sección circular está definido por:

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

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{V}{\sigma_s}$$

$$d = 7 \text{ mm}$$

Para poder tener una mayor seguridad y para conseguir la calidad de perno deseada el diámetro del perno será:

$$d = \frac{5}{8} \text{ in}$$

Ahora determinaremos el esfuerzo de aplastamiento que va a sufrir el perfil por el apoyo del pasador.

$$\sigma = \frac{V}{l \cdot d} \quad \text{Ecuación (3.17)}$$

l : es la longitud del apoyo la cual será el espesor del perfil 5mm.

$$\sigma = \frac{6131,25}{5 * 15,875}$$

$$\sigma = 77,24 \text{ MPa}$$

Para el acero ASTM A36 obtenemos el factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = 3,23$$

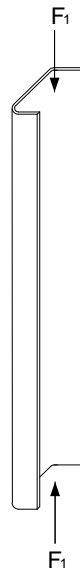
3.1.8 ANÁLISIS DE LOS MONTANTES DE LA PRENSA

Los segmentos AC y BD de la prensa están sometidos a compresión debido a la fuerza de las reacciones de la mesa y bastidor las cuales estarán distribuidas en dos partes iguales por lo que la fuerza sería:

$$F_1 = \frac{F}{2}$$

$$F_1 = 12262,5 \text{ N}$$

Figura 3.7 Columnas de la prensa



Fuente: Autor

Se va a considerar como columnas a los montantes, y para el diseño y selección del perfil se va a calcular a través del radio de giro (Norton, 1994, pág. 235), entonces:

Razón de Esbeltez de la Columna

$$\lambda = \frac{l}{i_x} \quad \text{Ecuación (3.18)}$$

Donde:

λ : Razón de esbeltez

i_x : Radio de giro del perfil

l : Longitud de la columna 700 mm

Razón de esbeltez cuando el esfuerzo a fluencia a compresión es la mitad:

$$\lambda_D = \pi * \sqrt{\frac{2E}{S_{yc}}} \quad \text{Ecuación (3.19)}$$

$$\lambda_D = 165,14$$

E : Modulo de elasticidad 210000 MPa

74

Igualando las ecuaciones 3.18 y 3.19 obtenemos el radio de giro mínimo, entonces:

$$i_x = \frac{l}{\lambda_d}$$

$$i_x = 4,23 \text{ mm}$$

El perfil que vamos a usar es una U plegada de 100x50x5mm la cual tiene las siguientes propiedades de sección:

$$i_x = 15,5 \text{ mm}$$

$$A = 904 \text{ mm}^2$$

Aplicando la ecuación 3.18 tenemos:

$$\lambda = 45,16$$

Para determinar la fuerza máxima permisible de esta columna tomaremos como una columna fija en los dos lados con valor conservador de longitud efectiva de uno, entonces:

$$P_{cr} = A * \left(S_{yc} - \frac{1}{E} * \left(\frac{S_{yc} * \lambda}{2\pi} \right)^2 \right) \quad \text{Ecuación (3.20)}$$

$$P_{cr} = 132264,9 \text{ N}$$

Cálculo del factor de seguridad

$$n = \frac{P_{cr}}{F_1}$$

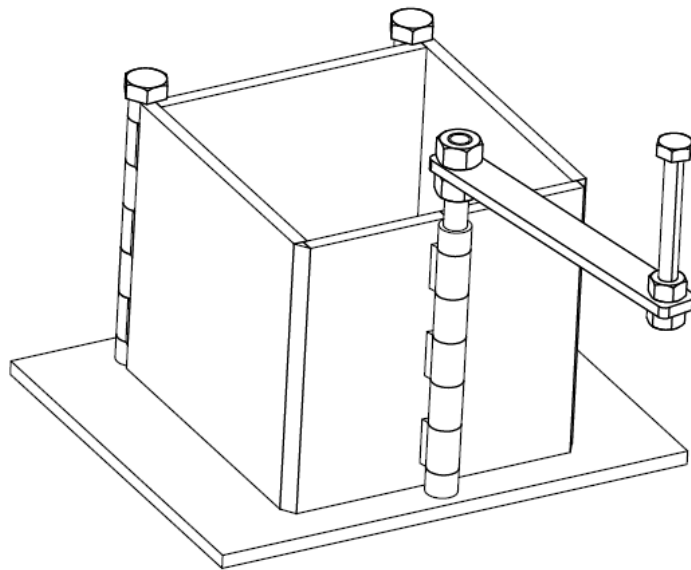
$$n = 10,78$$

3.2 CÁLCULO DEL MOLDE

El molde va a ser donde se deposite el material que va a ser compactado y a la vez tomará la forma final, la cual va a ser cuadrada o cubica, por lo cual va a tener cuatro placas laterales y una inferior que serán las encargadas de contener la presión de compactación. La entrada del material va a ser por la parte superior del

molde, que es también por donde va a entrar el apisonador. La salida del material compactado (bloque) se va a realizar a través de la parte frontal de la prensa, por lo que el molde se va poder abrir desde el frente debido a las bisagras que tendrá en sus aristas posteriores que permitirán el giro de las placas laterales; además el molde poseerá un pasador en la parte frontal que cerrará el mismo.

Figura 3.8 Molde ensamblado



Fuente: Autor

3.2.1 CÁLCULO DE LAS PLACAS LATERALES

Las placas laterales soportarán la presión que genere el material por efecto de la fuerza que se le aplique. El diseño de placas por definición no se puede calcular por métodos convencionales de vigas por lo que se determinará el espesor de las placas basándose en teorías de placas. Para determinar las formulas a usarse se va a tomar como una “Placa rectangular con dos filos simplemente apoyados y otros 2 libres” (Timoshenko S. , 1987, pág. 214) como muestra la Figura 3.9.

Para poder realizar este cálculo tomaremos el módulo de Poisson del acero con el valor de 0.3.

$$\nu = 0,3$$

Los momentos máximos se encuentran en el centro de la placa, los que se calculan con las siguientes formulas:

$$M_{x\ max} = \beta_1 \cdot q \cdot a^2 \quad \text{Ecuación (3.21)}$$

$$M_{y\ max} = \beta_2 \cdot q \cdot a^2 \quad \text{Ecuación (3.22)}$$

Donde:

q : es la carga uniformemente cargada N/mm^2

a : es el largo del lado libre

b : es el largo del lado apoyado

Para el cálculo de los coeficientes β_1 y β_2 tomaremos la tabla del Anexo 4 (Timoshenko S. , 1987, pág. 218) la cual da los valores correspondientes para este tipo de sujeción y condiciones de placa; para esto primero determinaremos el valor de ϑ .

$$\vartheta = \frac{EI}{aD}$$

D : es la rigidez de flexión de la placa

I : Segundo momento de inercia de la placa

h : Espesor de la placa

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu)^2} \quad \text{Ecuación (3.23)}$$

$$D = \frac{210000 * h^3}{12(1 - 0,3)^2}$$

$$D = 35714,3 h^3 \text{ N.mm}$$

El segundo momento de inercia de la placa es:

$$I = \frac{1}{12}bh^3 \quad \text{Ecuación (3.24)}$$

$$I = \frac{50}{3}h^3 \text{ mm}^4$$

Entonces el valor de ϑ es:

$$\vartheta = \frac{210000 * \frac{50}{3} h^3}{200 * 35714,3 h^3}$$

$$\vartheta = 0.49 \approx 0.5$$

Así determinamos:

$$\beta_1 = 0,0744 \quad \beta_2 = 0,0315$$

La carga q será igual a la presión que ejerza el apisonador en el material, siendo que el apisonador va a ser cuadrado de 20x20 cm, entonces:

$$q = \frac{F}{A} = \frac{24525 N}{400 cm^2}$$

$$q = 61,31 \frac{N}{cm^2}$$

Entonces los momentos son:

$$M_{x max} = 0,0744 * 61,31 * 20^2$$

$$M_{x max} = 1833,5 \frac{cm \cdot N}{cm}$$

$$M_{y max} = 0,0315 * 61,31 * 20^2$$

$$M_{y max} = 776,28 \frac{cm \cdot N}{cm}$$

El esfuerzo máximo para una placa está dado por:

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot M_{max}}{h^2} \quad \text{Ecuación (3.25)}$$

Si asumimos un factor de seguridad de dos y el material un acero ASTM A36 tenemos:

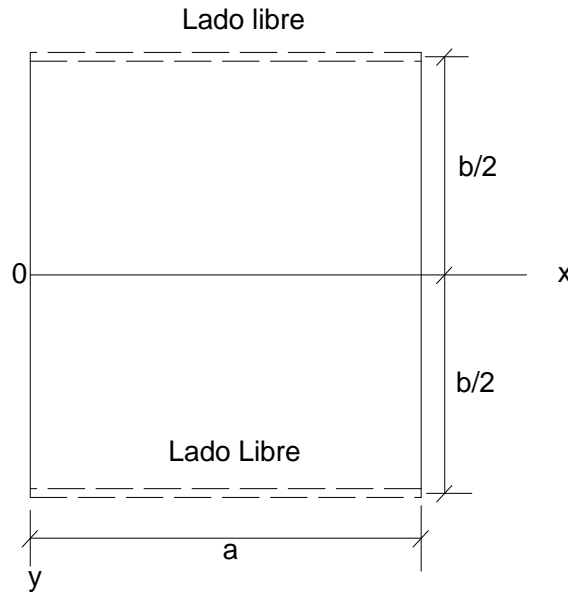
$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_y}{2} = 12500 \frac{N}{cm^2}$$

78
Despejando

$$h = \sqrt{\frac{6.M_x \max}{\sigma_{max}}} \quad \text{Ecuación (3.26)}$$

$$h = 0,93 \text{ cm} \approx 10 \text{ mm}$$

Figura 3.9 Placa lateral a con sus sujeciones



Fuente: Timoshenko, Theory of Plates and Shells. Pág. 214

3.2.2 CÁLCULO DE LA PLACA DEL APISONADOR

La placa del apisonador va a ser la que realice el trabajo de compactación del material y se va a calcular con la misma teoría de placas pero para una placa cuadrada con bordes libres soportada por reacciones uniformemente distribuidas (Timoshenko S. , 1987, pág. 235).

$$M_x = M_y = \left(0,1034 * \log \frac{u}{a} + 0,02\right) * F_p \quad \text{Ecuación (3.27)}$$

Donde:

u : es el lado del área donde se aplica la carga y es igual a 3cm.

a : es el lado de la placa y es igual a 20 cm.

$$M_x = M_y = 2580,03 \frac{\text{cm} \cdot N}{\text{cm}}$$

Si asumimos un factor de seguridad de tres y el material un acero ASTM A36 tenemos:

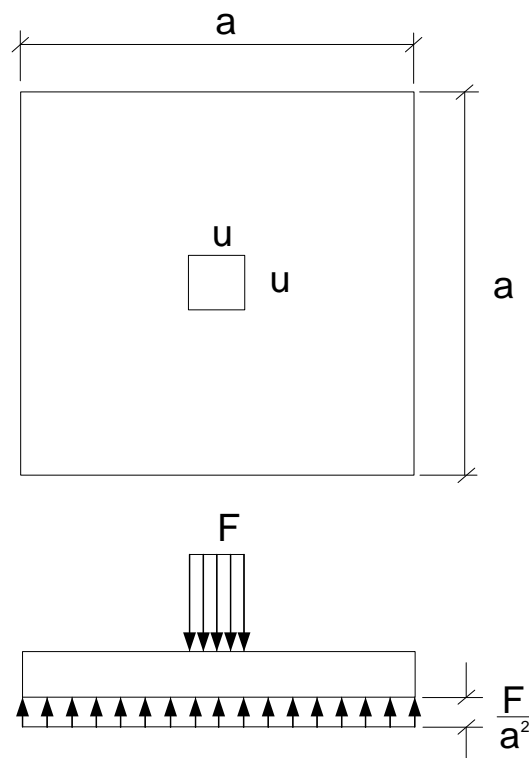
$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_y}{3} = 8333,4 \frac{N}{cm^2}$$

Aplicando la ecuación 3.26 para el cálculo del espesor de la placa tenemos:

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{x \max}}{\sigma_{max}}}$$

$$h = 1,363 \text{ cm} \approx 15 \text{ mm}$$

Figura 3.10 Placa lateral a con sujeción en el centro



Fuente: Timoshenko, Theory of Plates and Shells. Pág. 230

3.2.3 DISEÑO DEL PASADOR

El pasador va a ser el que evite que el molde se abra en la compactación del material por lo que va a soportar la fuerza que ejerzan las paredes, y esta va a ser:

$$F_p = \frac{q}{a \cdot b}$$

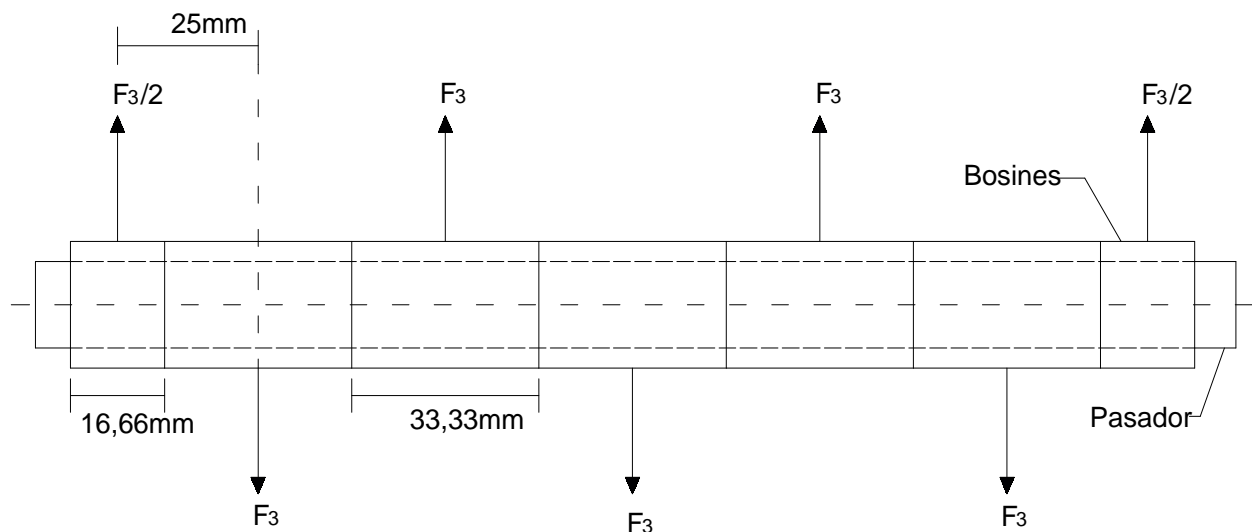
$$F_p = 24525 \text{ N}$$

El esfuerzo que más influye en el pasador es el de flexión como el de una viga con varias cargas y estas se van a distribuir en el medio de cada sección del pasador ya que es el “caso más previsor” (Faires, 2001, pág. 36), en otras palabras la forma más real de determinar el esfuerzo a flexión en el pasador y está dado por:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad \text{Ecuación (3.28)}$$

El pasador central va a soportar una la fuerza ejercida por las dos paredes tal como se muestra la Figura 3.11.

Figura 3.11 Diagrama fuerzas del pasador



Fuente: Autor

Para determinar el cálculo del diámetro del pasador primero hay que determinar los diagramas de cortes y momentos los que están dados por:

$$F_p = 24525 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{F_p}{3} = 8175 \text{ N}$$

$$V = \frac{F_3}{2} = 4087,5 \text{ N}$$

$$M = V \cdot d = 4087,5 \text{ N} \cdot 25 \text{ mm}$$

$$M = 102187,5 \text{ Nmm}$$

Calculamos el módulo resistente de una sección circular entonces tenemos:

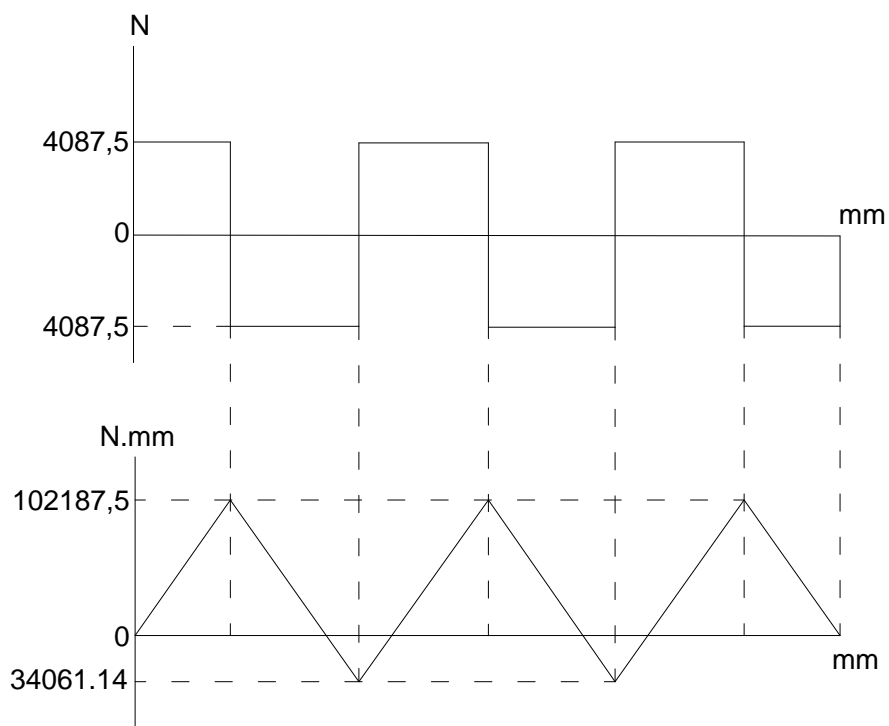
$$c = \frac{d}{2}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{64 \cdot M}{2\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{1040873,33}{d^3} \text{ N.mm}$$

Figura 3.12 Diagrama de cortes y momentos del pasador



Fuente: Autor

Calcularemos para un factor de seguridad mínimo de tres (según Tabla 3.2) y con la resistencia a la fluencia de un perno SAE grado 8 la cual es 827 MPa (Anexo 5).

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$3 = \frac{827 * d^3}{1040873,33}$$

$$d = 15,57 \text{ mm} \approx \frac{5}{8} \text{ in}$$

3.2.4 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LOS BOCINES DEL PASADOR

Los bocines son los cilindros por los que va a atravesar el pasador y serán los que van a acoplar las dos partes del molde (Faires, 2001, pág. 38), (Ver figura 3.11).

Para los bocines se va a usar un acero AISI 1018, las características son (Ver Anexo 6):

$$S_y = 370 \text{ MPa}$$

$$S_{ys} = 213,5 \text{ MPa}$$

Tomaremos un factor de seguridad de 3 (Tabla 3.2).

$$\sigma_s = \frac{S_{sy}}{3}$$

$$\sigma_s = 71,16 \text{ MPa}$$

Calcularemos el esfuerzo por desgarro que podría ocurrir en un determinado caso, para calcular el espesor de la pared del bocín.

$$\sigma_s = \frac{F_3}{2.l.e} \quad \text{Ecuación (3.29)}$$

$$e = \frac{F_3}{2.l.\sigma_s}$$

$$e = 1,72 \text{ mm} \approx 3,175 \text{ mm}$$

3.2.5 CÁLCULO DE SUELDA DE BOCÍN

Los bocines del pasador van a estar en la unión de las dos placas a manera de bisagra; la junta entre la placa y el bocín será una soldadura a lo largo del mismo.

Para el cálculo se tomará como una suelda de filete transversal (Shigley, 2008, pág. 278), entonces:

$$\sigma = 2,16 \cdot \frac{F_b}{hl}$$

Donde:

F_b : Es la fuerza que soporta el bocín.

h : El espesor de la suelda.

l : Es la longitud de la suelda.

Siendo tres bocines los que soportan la fuerza total, sería:

$$F_b = \frac{F}{3} = 8175 \text{ N}$$

Calculando el esfuerzo:

$$\sigma = 2,16 \cdot \frac{8175}{11 * 33,34}$$

$$\sigma = 48,16 \text{ MPa}$$

Ahora determinaremos el factor de seguridad tomando como base una suelda 6011 con una resistencia de 413,8 MPa, entonces:

$$n = \frac{413,8 \text{ MPa}}{48,16 \text{ MPa}}$$

$$n = 8,6$$

CAPÍTULO 4

4. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

Al tener los calculos de las piezas y sus correspondientes materiales y espesores en esta parte se va a describir la construccion de la máquina.

4.1 MATERIALES

Primero definiremos los materiales que van a ser trabajados y transformados en las piezas y luego las piezas o accesorios normalizados.

Tabla 4.1 Lista de materiales a ser manufacturados

Cantidad	Descripcion	Material	Dimensiones
1	Perfil U doblada de 100x50x5 mm	ASTM A 36	580 cm
1	Plancha 5mm	ASTM A 36	30x30 cm
1	Eje 22mm	AISI 1018	65cm
1	Plancha 10mm	ASTM A 36	110x21 cm
1	Plancha 3mm	ASTM A 36	122x122 cm
1	Angulo de alas iguales de 1 ½ x ¼ plg	ASTM A 36	30 cm
1	Plancha 4mm	ASTM A 36	50x30 cm
1	Plancha 15mm	ASTM A 36	20x20 cm
1	Eje de 5/8"	AISI 1018	75 cm

Fuente: Autor

Tabla 4.2 Lista de Pernos

Cantidad	Descripcion	Material	Dimensiones
4	Pernos 5/8" UNC	SAE Grado 8	5/8 x 6 plg
3	Pernos 5/8" UNC	SAE Grado 8	5/8 x 10 plg
1	Perno ½" UNC	SAE Grado 8	1/2 x 6 plg
4	Pernos 1/2" UNC	SAE Grado 8	1/2 x 1 ½ plg
2	Pernos 3/8" UNC	SAE Grado 5	3/8 x 3/4 plg
8	Pernos 3/8" UNC	SAE Grado 5	3/8 x 1 plg
2	Pernos 3/8" UNC	SAE Grado 5	3/8 x 2 plg

8	Tornillos 3/16" UNC	SAE Grado 5	3/16 x 2 1/2 plg
20	Pernos 1/4" UNC	SAE Grado 5	1/4 x 1 plg
10	Tuercas 5/8" UNC	SAE Grado 8	Hexagonal
7	Arandelas planas 5/8"	SAE Grado 5	5/8"
7	Rodela de presión 5/8"	SAE Grado 5	5/8"
6	Tuercas 1/2" UNC	SAE Grado 8	Hexagonal
4	Arandelas planas 1/2"	SAE Grado 5	1/2"
4	Rodela de presión 1/2"	SAE Grado 5	1/2"
10	Tuercas 3/8" UNC	SAE Grado 5	Hexagonal
10	Arandelas planas 3/8"	SAE Grado 5	3/8"
12	Rodela de presión 3/8"	SAE Grado 5	3/8"
20	Tuercas 1/4" UNC	SAE Grado 5	Hexagonal
20	Arandelas planas 1/4"	SAE Grado 5	1/4"
20	Rodela de presión 1/4"	SAE Grado 5	1/4"
8	Tuercas 3/16" UNC	SAE Grado 5	Hexagonal
8	Arandelas planas 3/8"	SAE Grado 5	3/8"
8	Rodela de presión 3/8"	SAE Grado 5	3/8"
2	Tuercas 3/4" UNC	SAE Grado 5	3/4"

Fuente: Autor

Tabla 4.3 Lista de Equipo hidráulico

Cantidad	Descripcion	Caracteristicas
1	Motor 2HP	1800 RPM 110/220V
1	Acople Flexible	1 HP por 100RPM
1	Bomba de engranajes	3.4 cm/rev 3000 psi
1	Válvula de alivio	1500 – 3000 psi - 30GPM
1	Subplaca	Cetop 03 – Puerto 3/8"
1	Electroválvula	Cetop 03 110V centro abierto
1	Base de filtro	Puerto 3/4"
1	Filtro de retorno	10 Micrones 20GPM
1	Filtro de succión	10 Micrones Puerto 3/4"
1	Manómetro de presión	3000psi 1/4"
1	Cilindro Hidráulico	Diam. Int. 2" Salida 45cm
1	Visor de nivel y temperatura	0°-100°
1	Presostato	300-2000 psi
1	Tapa filtro	Filtro aire 50 micras

Fuente: Autor

4.2 MÁQUINAS Y EQUIPOS A USAR

En esta parte se detallan cada una de las herramientas, máquinas herramientas e instrumentos de medición, para la construcción de la prensa hidráulica.

Tabla 4.4 Herramientas a usar

Máquinas herramientas	Herramientas manuales	Instrumentos medición y control
Torno paralelo	Pulidora	Escuadra
Cizalla Hidráulica	Taladro manual	Calibrador de Vernier
Plegadora hidráulica	Esmeril	Nivel
Taladro de pedestal	Sierra de arco	Flexometro
Cortador plasma	Llaves	
Suelda SMAW	Machuelo	
Suelda GMAW	Hentenalla	

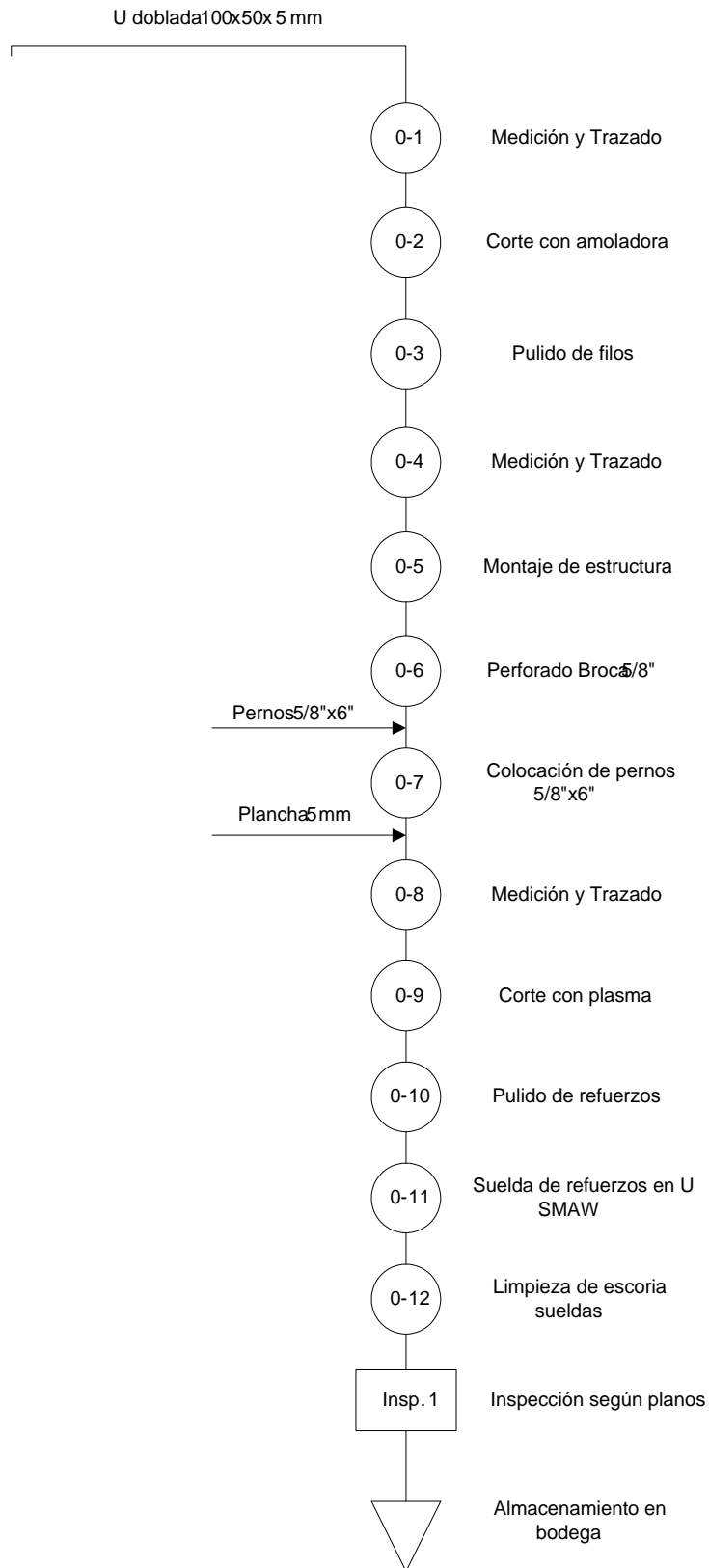
Fuente: Autor

4.3 PROCESO DE FABRICACIÓN

En esta sección se va realizar el proceso de construcción de prensa hidráulica que será realizado conforme a los planos.

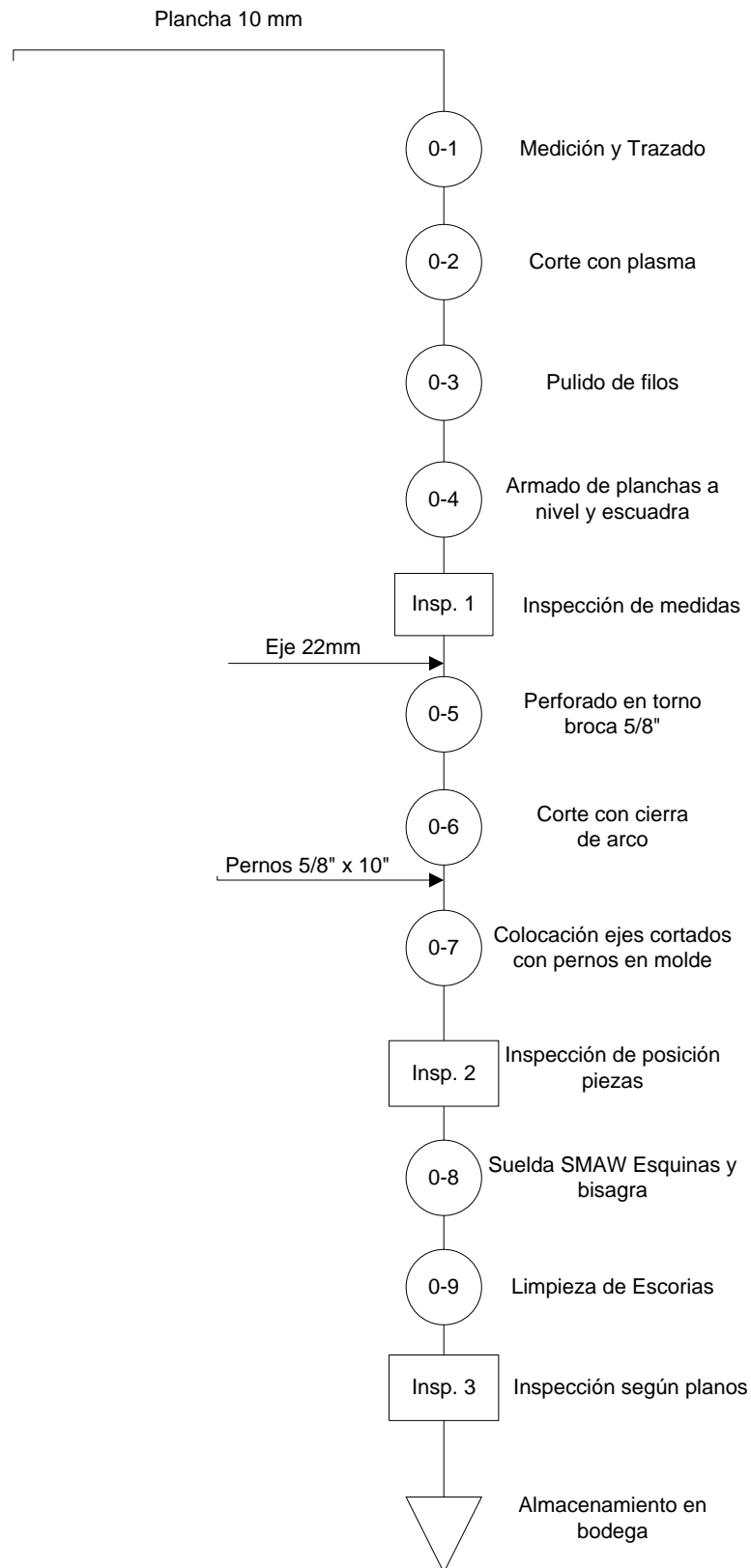
4.3.1 DIAGRAMA DE OPERACIÓN DE PROCESOS DE LA ESTRUCTURA

En este diagrama se muestra los pasos de la construcción de la estructura.



4.3.2 DIAGRAMA DE OPERACIÓN DE PROCESOS DE MOLDE

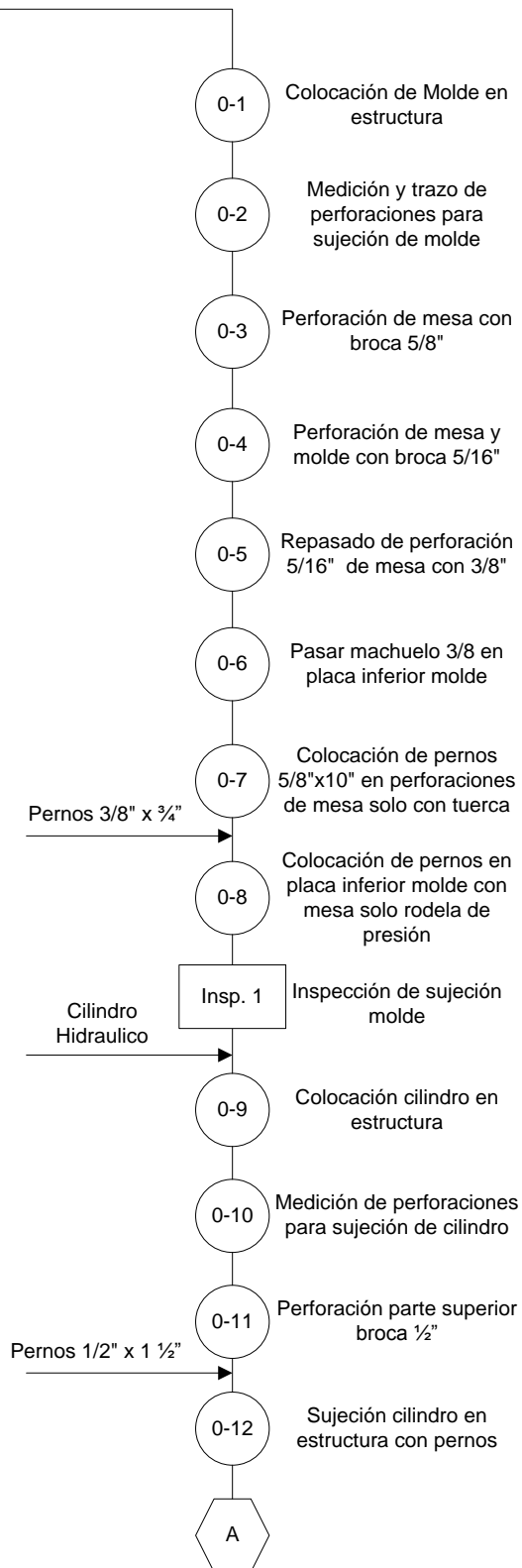
Aquí se muestra los pasos para la construcción del molde.



4.3.3 DIAGRAMA DE PROCESOS DE ENSAMBLADO TOTAL DE ESTRUCTURA Y MOLDE

En este diagrama se muestra como armar la estructura con sus componentes.

Estructura y molde



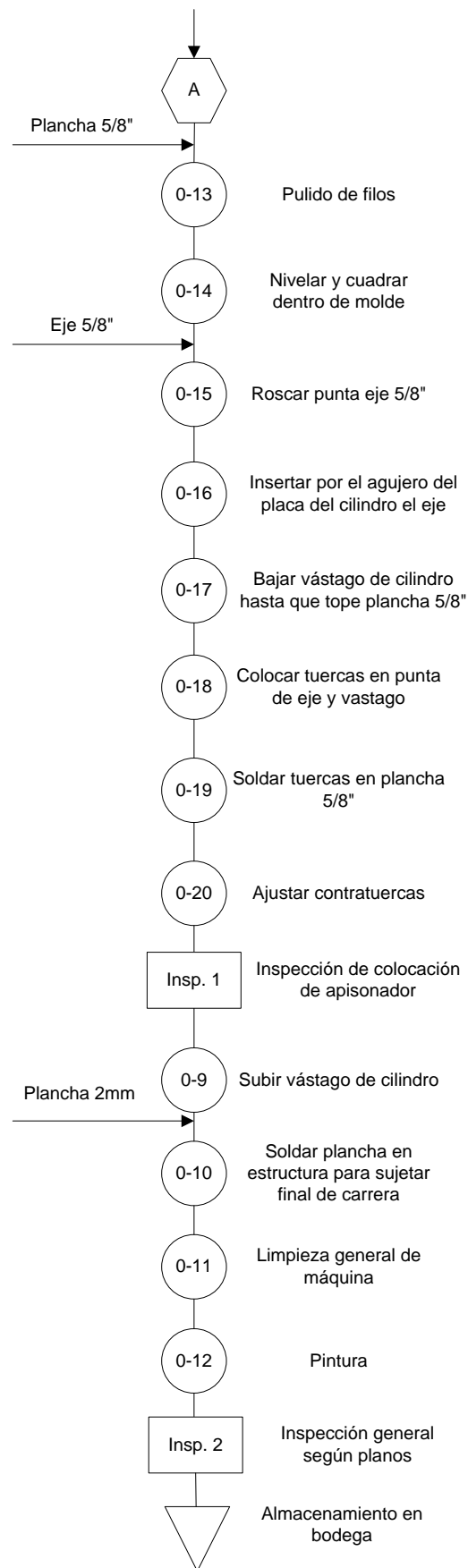


Figura 4.1 Ensamblaje molde estructura



Fuente: Autor

Figura 4.2 Construcción Unidad de potencia hidráulica



Fuente: Autor

Figura 4.3 Máquina completa

Fuente: Autor

4.4 ELABORACIÓN DEL GABINETE DE CONTROL

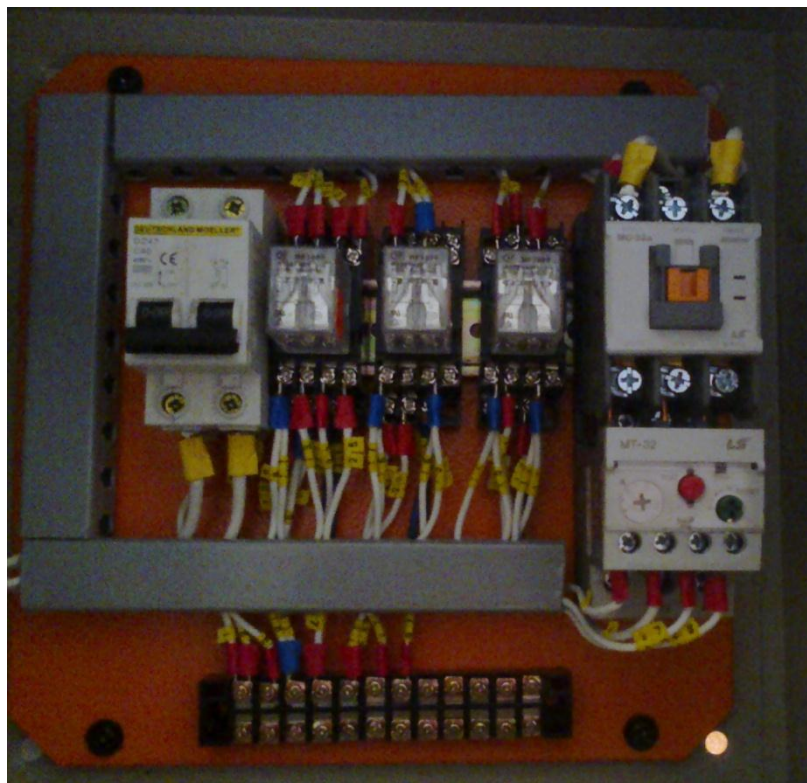
Al tener diseñado el circuito de control se construirá el circuito. Para el armaje dentro del gabinete se seguirá el plano de montaje que se encuentra en el Anexo 12.

Tabla 4.5 Lista de materiales eléctricos

Cantidad	Descripción
1	Contactador trifasico 32 Amp. 110V
1	Relé termico 20-28 Amp
3	Relés de 4 contactos
3	Bases para relé de 11 pines.
10 mts	Cable flexible #16AWG
1	Riel DIN
1	Gabinete metálico 30x30cm
1	Botón rojo NC
1	Botón verde NO
1	Luz de color verde
1	Luz de color rojo
1	Pulsador tipo hongo rojo NC
5 mts	Cable concéntrico 2x10 AWG
2 mts	Cable concéntrico 2x16 AWG
3 mts	Cable concéntrico 3x16 AWG

Fuente: Autor

Figura 4.4 Tablero de control



Fuente: Autor

4.5 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Para evaluar el funcionamiento de la máquina se van a tomar en cuenta varios parámetros los cuales se listan a continuación.

4.5.1 SISTEMA ELÉCTRICO Y CONTROL

Voltaje de operación 110V para tablero y motor.

Corriente de trabajo de motor 27,2 AMP.

Secuencia de trabajo según diagrama de flujo (Figura 2.2).

Funcionamiento de cada uno de los botones.

Funcionamiento de relé térmico.

4.5.2 SISTEMA HIDRÁULICO

Verificación de fugas en baja presión.

Funcionamiento de electroválvulas.

Velocidad de salida de vástago y entrada de vástago.

Verificación de fugas a presión máxima de trabajo.

Control de nivel de aceite.

Manómetro de presión funcionando.

Presostato funcionando a diferentes presiones.

4.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Tomaremos en cuenta los aspectos mas importantes antes y despues de operar la máquina.

- Inspección general.
- Inspección dimensional.
- Medición de corrientes.
- Ciclos de operación.

4.6.1 EQUIPOS DE MEDICIÓN

- Cronometro
Apreciación: 0,01 seg.
- Multímetro
Apreciación: 0,1 Amp.
Alcance: 1000 A.
- Flexometro
Apreciación: 1 mm.
Largo: 3 mts.
- Balanza
Apreciación: 1lb.
Maximo pesaje: 50 lb.

4.6.2 PRECEDIMIENTO

- Verificar que no haya fugas de aceite en mangueras.
- Verificar que conexiones y cables eléctricos estén completos y colocados en forma segura.
- Cerrar el pasador del molde y verificar que no haya nada dentro.
- Depositar el material dentro del molde.
- Encender la máquina y tomar el tiempo de ciclo de trabajo y llenar la tabla 4.7.
- Encender la máquina y verificar la presión de calibrage del presostato probando varias presiones y llenar la tabla 4.6.
- Compactar 5 muestras y llenar la tabla 4.8 de medidas del bloque.
- Limpiar la máquina.

4.6.2.1 Tablas de medición de datos

Estas tablas serán llenadas con los resultados de aplicar los procedimientos de prueba.

En la primera tabla se establecerán las corrientes del motor con respecto a la presión necesarias para comprobar el rendimiento de la máquina.

Tabla 4.6 Medición de corrientes respecto a presión

Descripción	Corriente (A)	Presión (psi)
Sin carga	23,8	0 psi
Cargado al máximo	27,6	1960 psi

Fuente: Autor

Para determinar los tiempos que dura un ciclo se va a llenar la siguiente tabla.

Tabla 4.7 Medición de tiempos del ciclo

Prueba	Tiempo de llenado (segundos)	Compactado material (segundos)	Salida de material (segundos)
1	33	14	22
2	32	13	21
3	31	14	21
4	33	14	22
5	32	13	23

Fuente: Autor

En la tercera tabla se llenará los valores de las medidas que tenga el bloque después de la compactación.

Tabla 4.8 Medición dimensiones del bloque

Prueba	Largo (cm)	Ancho (cm)	Alto (cm)	Peso (Kg)
1	20	20	14,8	7,5
2	20	20	14,7	7,5
3	20	20	14,9	7,5
4	20	20	14,8	7,5
5	20	20	14,7	7,5

Fuente: Autor

4.6.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con las mediciones de las tablas anteriores se va a analizar y determinar el funcionamiento de la máquina.

Con respecto a la tabla 4.6 se puede determinar que las presiones y corrientes están casi igual a lo calculado por lo que se puede decir que el sistema hidráulico funciona bien.

En el caso de la tabla 4.7 en los tiempos de ciclo, lo máximo de tiempo que debe requerir una compactación para cumplir el procesamiento de los 150 Kg en bloques de 20x20x15 es de 180 seg por bloque, entonces determinamos los resultados.

Tabla 4.9 Tiempos de ciclo de compactación

Prueba	Tiempo total de ciclo
1	69
2	66
3	66
4	69
5	68
Promedio	67,6

Fuente: Autor

Según lo que se establece en la tabla 4.9 el tiempo promedio de ciclo de trabajo es de 67,6 seg lo que está muy por debajo del máximo establecido.

Como último factor se va a realizar el análisis de medidas del bloque para determinar que la fuerza de compactación es constante en todos los ciclos, con una variación de la densidad no mayor a 0,1.

Tabla 4.10 Medición dimensiones del bloque

Prueba	Volumen (cm ³)	Densidad (g/cm ³)
1	5920	1,266
2	5850	1,282
3	5960	1,258
4	5920	1,266
5	5850	1,282
Promedio	5900	1,2708
Desviación típica	43.35	0,0096

Fuente: Autor

Analizando los resultados se puede observar que existe una muy buena constancia en la fuerza teniendo una variación mínima.

Figura 4.5 Bloque compactado



Fuente: Autor

CAPÍTULO 5

5. ANALISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

5.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA

5.1.1 COSTOS DIRECTOS

Son aquellos costos que se añaden físicamente al producto final. También contempla el trabajo necesario para la manipulación y transformación de la materia prima en producto final.

Los costos directos son los siguientes rubros, que afectan directamente al producto final:

- Materiales que forman parte de la máquina
- Servicios de fabricación
- Mano de obra.

5.1.1.1 Costos de materiales directos

Son los materiales que se introducen en el proceso productivo y se transforman en parte o totalidad de la máquina. Se detallan en la tabla 5.1.

5.1.1.2 Costos de servicio

Son los costos que constituyen el uso de equipos y máquinas herramientas que no se dispone en el taller, se detallan en la tabla

5.1.1.3 Costo de la mano de obra directa

Es la fuerza de trabajo humana empleada para transformar la materia prima en producto final. En este costo se encuentran las remuneraciones, beneficios sociales, aportes destinados a la seguridad social, horas extraordinarias y comisiones que perciben los obreros que desarrollan su trabajo de forma directa en la transformación de la materia prima.

El valor de trabajo de un obrero se tomará como 2,50 USD/hora. Las actividades realizadas por el obrero son las siguientes:

- Cortes realizados en los perfiles y planchas de acero.

100

- Soldas y maquinados.
- Pintura de las piezas terminadas.
- Ensamblajes de la máquina.

Estos costos se detallan en la siguiente tabla 5.2.

5.1.2 COSTOS INDIRECTOS

Son los costos que participan en el proceso productivo, pero que no se añaden físicamente al producto final. Estos costos tienen que ver con el tiempo que duro la producción y no con producto final, entre estos tenemos los siguientes rubros:

- Materiales indirectos
- Costos de diseño
- Otros costos indirectos

5.1.2.1 Costos de materiales indirectos

Son insumos que no forman parte de la máquina pero sin su utilización es necesaria para la construcción de la misma sin estos no sería posible. Se detallan en la tabla 5.3.

5.1.2.2 Costos de diseño

Este costo proviene de las actividades realizadas en la fase de diseño del prototipo y no pertenecen a la fase de fabricación. Se detallan en la tabla 5.5.

5.1.2.3 Otros costos indirectos

Son gastos que se generan dentro del proceso producción de la máquina y que no se pueden categorizar en las partidas anteriores. Se detallan en la tabla 5.4.

5.1.3 COSTOS TOTAL DE LA MÁQUINA

Aquí se suman todos los costos anteriormente descritos y se determina el costo total de la máquina.

Tabla 5.1 Costos directos de materiales

Descripción	Cantidad	Costo Unitario (USD)	Subtotal (USD)
Perfil U doblada de 100x50x5 mm	1	53,5	53,5
Plancha 5mm	2	0,85	1,7
Eje 22mm	3,05	2,08	6,35
Plancha 10mm	20	2,27	45,4
Plancha 3mm	35	2,05	71,75
Angulo de alas iguales de 1 ½ x ¼ plg	1	8	8
Plancha 4mm	4	2,05	8,2
Plancha 15mm	5	2,1	10,5
Eje de 5/8"	2,25	2,06	4,64
Pernos 5/8" UNC x 6 plg	4	2,75	11
Pernos 5/8" UNC x 10 plg	3	4,68	14,04
Perno ½" UNC x 6 plg	1	1,71	1,71
Pernos 1/2" UNC x 1 ½ plg	4	0,57	2,28
Pernos 3/8" UNC x 3/4 plg	2	0,17	0,34
Pernos 3/8" UNC x 1 plg	8	0,2	1,6
Pernos 3/8" UNC x 2 plg	2	0,3	0,6
Tornillos 3/16" UNC x 2 ½ plg	8	0,15	1,2
Pernos 1/4" UNC x 1 plg	20	0,09	1,8
Tuercas 5/8" UNC	10	0,38	3,8
Arandelas planas 5/8"	7	0,08	0,56
Rodela de presión 5/8"	7	0,06	0,42
Tuercas 1/2" UNC	6	0,15	0,9
Arandelas planas ½"	4	0,07	0,28
Rodela de presión ½"	4	0,05	0,2
Tuercas 3/8" UNC	10	0,06	0,6
Arandelas planas 3/8"	10	0,05	0,5
Rodela de presión 3/8"	12	0,04	0,48
Tuercas 1/4" UNC	20	0,06	1,2
Arandelas planas ¼"	20	0,04	0,8
Rodela de presión ¼"	20	0,03	0,6
Tuercas 3/16" UNC	8	0,02	0,16
Arandelas planas 3/8"	8	0,02	0,16
Rodela de presión 3/8"	8	0,02	0,16
Tuercas ¾" UNC	2	0,5	1
Equipo Hidráulico			
Motor 2HP	1	160	160
Acople Flexible	1	27,75	27,75
Bomba de engranajes	1	203,7	203,7
Válvula de alivio	1	104,1	104,1

Subplaca	1	40,93	40,93
Electroválvula	1	203,68	203,68
Base de filtro	1	32,87	32,87
Filtro de retorno	1	14,77	14,77
Filtro de succión	1	12,75	12,75
Manómetro de presión	1	12,48	12,48
Cilindro Hidráulico	1	250	250
Visor de nivel y temperatura	1	21,84	21,84
Presostato	1	211,68	211,68
Tapa filtro	1	8,8	8,8
Accesorios hidráulicos de presión	16	3,5	56
Accesorios hidráulicos de baja presión	17	1	17
Mangueras	5	9	45
Empaques y sellantes	1	9,35	9,35
Equipo Eléctrico			
Contactador trifásico 32 Amp. 110V	1	42,8	42,8
Relé térmico 20-28 Amp	1	33,8	33,8
Relés de 4 contactos	3	7,68	23,04
Bases para relé de 11 pines.	3	2,56	7,68
Cable flexible #16AWG	10	2,8	28
Riel DIN	1	3,33	3,33
Gabinete metálico 30x30cm	1	36,71	36,71
Botón rojo NC	1	3,33	3,33
Botón verde NO	1	3,33	3,33
Luz de color verde	1	3,33	3,33
Luz de color rojo	1	3,33	3,33
Pulsador tipo hongo rojo NC	1	3,92	3,92
Cable concéntrico 2x10AWG	3	1,8	5,4
Cable concéntrico 2x16 AWG	3	0,97	2,91
Cable concéntrico 3x16 AWG	3	1,36	4,08
Final de carrera	1	29,12	29,12
Marcador de cables	1	11,48	11,48
Bornera	1	3,9	3,9
Terminales	1	2	2
Pintura			
Fondo gris	1	8,4	8,4
Diluyente laca	5	1,65	8,25
Pintura sintética	1,25	8,3	10,375
Total			1.967,65

Fuente: Autor

Tabla 5.2 Costos de fabricación y mano de obra

Descripción	Cantidad horas	Costo Unitario (USD)	Subtotal
Costo fabricación unidad hidráulica	64	2,5	160
Costo fabricación molde	24	2,5	60
Costo fabricación estructura	32	2,5	80
Total			300

Fuente: Autor

Tabla 5.3 Costos de materiales indirectos

Detalles	Cantidad horas	Costo Unitario (USD)	Subtotal
Discos de corte	2	1,25	2,5
Electrodos 6011	5	8	40
Disco de pulido	2	1,4	2,8
Silicona gris 999	1	3,85	3,85
Llave de pico 12"	1	12	12
Llave de tubo 8"	1	10	10
Total			71,15

Fuente: Autor

Tabla 5.4 Costos indirectos adicionales

Descripción	Subtotal (USD)
Energía eléctrica de construcción	50
Agua	5
Teléfono	10
Transporte	30
Alimentación	15
Total	110

Fuente: Autor

Tabla 5.5 Costos de diseño

Descripción	Subtotal (USD)
Energía eléctrica diseño	35
Internet	20
Material Educativo	20
Total	75

Fuente: Autor

Tabla 5.6 Costos totales

Descripción	Subtotal (USD)
Costos directos	1.967,65
Costos directos de fabricación	300
Costos indirectos	71,15
Otros costos indirectos	110
Costos de diseño	75
Total costos compactadora	2.523,80

Fuente: Autor

5.2 EVALUACIÓN FINANCIERA

Se realiza esta evaluación para determinar si la inversión de la construcción de la máquina es rentable, mediante dos indicadores básicos como son el valor actual neto y la tasa interna de retorno.

Se determinará que la vida útil de la máquina será de 10 años que es para lo que estaba calculada previamente.

Se detallarán algunos factores necesarios para el cálculo de los indicadores financieros.

Costo de la compactadora: 2.523,80 USD

5.2.1 VALOR ACTUAL NETO

Mediante este procedimiento se calcula el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, derivados de una inversión inicial.

El procedimiento consiste en actualizar mediante una tasa (tasa de descuento) todos los flujos de caja futuros que genera el proyecto, determinando así la equivalencia en el tiempo inicial o cero y comparar este resultado con la inversión inicial. Al momento de comparar dicha equivalencia existen tres posibles resultados y recomendaciones adjuntas, como son:

- VAN < 0 La inversión produciría pérdidas por debajo de la rentabilidad exigida. No se debería aceptar el proyecto.
- VAN = 0 La inversión no produciría ni ganancias ni pérdidas. Se debería analizar más a fondo los objetivos del proyecto y determinar si es posible aceptar o negar el proyecto.
- VAN > 0 La inversión produciría ganancias por encima de la rentabilidad exigida. Se debería aceptar el proyecto.

El VAN se determina con la siguiente fórmula:

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{VN_t}{(1 + i_n)^t} - I_0$$

Donde:

VN_t : Beneficio neto del flujo del periodo t .

i_n : Tasa de descuento, rentabilidad mínima que se espera.

I_0 : Inversión inicial.

n : Número de años.

5.2.1.1 Cálculo del beneficio costo

Para el cálculo del beneficio neto se va a tomar una producción conservadora del 25% de la capacidad máxima de la máquina.

Tabla 5.7 Ventas por año

Capacidad anual de producción	Costo por bloque (USD)	Total
12000	4,00	48.000,00

Fuente: Autor

Tabla 5.8 Costo de producción de bloques nutricionales anual

Descripción	Subtotal (USD)
Costos directos de ingredientes.	31.885,2
Costos directos de mano de obra.	5.216
Costos Indirectos.	3.338,06
Total Costos	40.439,26

Fuente: Autor

Tabla 5.9 Beneficio costo

Descripción	Subtotal (USD)
Producción anual.	48.000,00
Costos de producción anual.	-40.439,26
Beneficio Neto	7.560,74

Fuente: Autor

5.2.1.2 Cálculo de la tasa de descuento nominal

Para el cálculo de la tasa de descuento se va a tomar como base primeramente la inflación del año 2012 que es del 4,16%, además se asumirá una tasa de interés al capital del 5 %.

$$i_n = d + m + d \cdot m$$

$$d = \frac{i}{1 + i}$$

Donde:

d : Tasa de descuento real.

m : Inflación anual.

i : Interés al capital.

$$d = \frac{0,05}{1 + 0,05} = 4,76\%$$

Así la tasa de descuento inicial será:

$$i_n = 0,0476 + 0,0416 + (0,0476 * 0,0416)$$

$$i_n = 9.11\%$$

5.2.1.3 Determinación del VAN

Con los factores antes descritos se va a determinar el valor actual neto mediante la tabla 5.10.

Mediante este cálculo se determina que:

VAN es igual a 52.091,91 USD por ser mayor a 0,00 se establece que el proyecto es rentable.

5.2.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

La tasa interna de retorno o tasa interna de rentabilidad, es la tasa de descuento con la que el valor actual neto o valor presente neto (VAN) es igual a cero.

El TIR es una herramienta de toma de decisiones de inversión, usada para conocer la factibilidad de una inversión. Los criterios son los siguientes:

$TIR \geq i_n$ La rentabilidad del proyecto es mayor o igual a la mínima requerida por lo que se acepta el proyecto.

$TIR < i_n$ La rentabilidad es menor que la mínima requerida por lo que se rechaza el proyecto.

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$\sum_{t=0}^n \frac{VN_t}{(1 + TIR)^t} - I_o = 0$$

La rentabilidad del proyecto o TIR va a ser de 167% (ver tabla 5.11) mayor a los 9,11% que se había propuesto por lo que es factible realizarlo.

5.2.3 PERIODO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN (PRI)

Este es un indicador que permite evaluar a corto plazo el tiempo en el cual se recuperará el total de la inversión inicial. Se determina con la siguiente fórmula:

$$PRI = n_{a-1} + \left(\frac{I_o - VAc_{a-1}}{VNt_a} \right)$$

Donde:

n_{a-1} = Año inmediato anterior en que se recupera la inversión.

I_o = Inversión Inicial.

VAc_{a-1} = Flujo de Efectivo Acumulado del año inmediato anterior en el que se recupera la inversión (Ver tabla 5.12).

VNt_a = Flujo de efectivo del año en el que se recupera la inversión.

$$PRI = 0 + \left(\frac{4.638,79 - 0}{7.560,74} \right)$$

$$PRI = 0,61 \text{ años}$$

$$PRI = 7 \text{ meses con } 10 \text{ días}$$

La inversión inicial se va a recuperar en un plazo aproximado de 7 meses con 10 días, por lo que se determina que el proyecto tiene una recuperación de capital muy favorable.

Tabla 5.10 Cálculo del VAN

n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I_o	4638,795										
VN_t	4638,795	7.560,74	7.875,26	8.202,88	8.544,12	8.899,55	9.269,77	9.655,39	10.057,06	10.475,43	10.911,21
i_n		9,11%	9,11%	9,11%	9,11%	9,11%	9,11%	9,11%	9,11%	9,11%	9,11%
$(1 + i)^n$	1	1,091	1,190	1,299	1,417	1,546	1,687	1,841	2,009	2,192	2,391
$VN_t/(1 + i)^n$		6.929,46	6.615,09	6.314,99	6.028,49	5.755,00	5.493,91	5.244,67	5.006,73	4.779,59	4.562,76
VAN	52.091,91										

Fuente: Autor

Tabla 5.11 Cálculo del TIR

n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I_o	4.638,80										
BN_t	-4.638,80	7.560,74	7.875,26	8.202,88	8.544,12	8.899,55	9.269,77	9.655,39	10.057,06	10.475,43	10.911,21
TIR%	167%										

Fuente: Autor

Tabla 5.12 Tabla de flujo de efectivo acumulado

n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
VN_t		7.560,74	7.875,26	8.202,88	8.544,12	8.899,55	9.269,77	9.655,39	10.057,06	10.475,43	10.911,21
VAc		7.560,74	15.436,00	23.638,88	32.183,00	41.082,55	50.532,32	60.007,71	70.064,77	80.540,2	91.451,41

Fuente: Autor

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Una prensa hidraulica permite tener una fuerza constante a lo largo de toda su carrera lo que es adecuado para compactar bloques nutricionales y obtener una dureza adecuada que le da estabilidad y homogeneidad al producto.
- El rendimiento global de este sistema hidráulico es de aproximadamente el 84% de la potencia total nominal del sistema en donde la mayoría de perdidas se encuentra en la parte del motor y la bomba, y siendo casi despreciables la de los demas componentes.
- La forma más adecuada para realizar el dimensionamiento de un sistema hidráulico es primero establecer una presión base y calcular el tamaño del actuador, aproximar este a una medida comercial y luego con esa referencia determinar los parametros de la bomba y el motor para evitar un sobredimensionamiento perjudicial de los elementos. Aquí se toma una presion base de 2000 psi que luego con el dimensionamiento completo obtenemos una presión corregida de 1923 psi exacta a la necesidad no sobredimensionada.
- Al ser la fuerza aplicada una carga de bajo impacto y en una sola dirección se estableció un factor de seguridad de tres la cual da satisfactoriamente una buena resistencia a la fatiga como se demostro anteriormente y no produce un sobredimensionamiento exesivo que afecte a los costos de construcción.

6.2 RECOMENDACIONES

- Al momento de construir el sistema hidráulico planificar cada una de las posiciones de las piezas tratando de usar la menor cantidad de accesorios, y de preferencia que las piezas sean modulares para así reducir el uso del espacio en la superficie del tanque.
- Dentro del tanque es recomendable poner paredes divisoras y baffles para hacer una decantación del aceite para que las impurezas se sedimenten y evitar que lleguen a la entrada de la bomba lo que ocasionaría una saturación más rápida del filtro y en caso de pasar del filtro un desgaste rápido de la bomba.
- La estructura es aconsejable construirla para ser sujeta con pernos para facilitar el desmontaje y traslado de la máquina en caso de ser necesario, así como para modificar la altura de la mesa y poner otro tipo de molde más alto o más bajo según la necesidad.
- La manera más adecuada de controlar la compactación es mediante la regulación de la presión por lo que usar un presostato es indispensable en este tipo de máquina además de que simplifica el sistema hidráulico y solo se controla eléctricamente lo que reduce costos y lo hace más flexible.
- Procurar poner componentes del sistema hidráulico con puertos de entrada y salida del mismo tamaño nominal para de esta manera evitar colocar gran cantidad de adaptadores y acoples que pueden generar pérdidas en el sistema.
- Evitar un sobredimensionamiento de las partes del sistema hidráulico, que ocasiona primeramente un encarecimiento del costo del mismo y además puede ser perjudicial para otros componentes como por ejemplo un sobredimensionamiento del motor puede provocar daños en la bomba, y en los actuadores por una presión excesiva.

BIBLIOGRAFIA

- [1.] Beer, F., & Johnston, R. J. (2001). *Mecánica de materiales*. Bogota: McGraw-Hill.
- [2.] Birbe, B. (s.f.). Elaboracion de bloques nutricionales con urea fosfato.
- [3.] Birbe, B. (s.f.). Los Bloques Multinutricionales. Estrategia de Suplementación con Recursos Locales, para ganado de Doble propósito. 15.
- [4.] Bowles, J. E. (1984). *Diseño de acero estructural*. Mexico: Primera edicion, Limusa .
- [5.] Cardona Foix, S., & Clos Costa, D. (2001). *Teoria de Máquinas*. Barcelona: Edicions UPC.
- [6.] Cervera Ruiz, M., & Blanco Díaz, E. (2003). *Mecanica de estructuras*. Barcelona: Edicions UPC.
- [7.] Chapra, S. C., & Canale, R. P. (2007). *Metodos numericos para ingenieros*. México: McGraw-Hill.
- [8.] Codina Macia, E., Berdaga Graño, J. M., & Heras Jimenez, S. d. (1998). *Máquinas hidraulicas Problemas resueltos*. Barcelona: Edicions UPC.
- [9.] CRANE. (2005). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw-Hill.
- [10.] Creus Solé, A. (1997). *Instrumentacion Industrial*. México: Alfaomega, Sexta Edicion.
- [11.] Faires, V. M. (2001). *Diseño de Elementos de MAquinas*. Montaner y Simon.
- [12.] Kenneth, J. (2001). *Bombas Seleccion, uso y mantenimiento*. México: McGraw-Hill.

- [13.] Kiseliov, V. A. (1983). *Mecanica de la construccion Curso especial*. Moscú: MIR.
- [14.] Mayori M., A. M. (2005). *Resistencia de materiales aplicada*. La paz: Yucatan Hermosa.
- [15.] Mott, R. L. (2006). *Diseño de elemntos de máquinas*. México: Prentice - Hall.
- [16.] Nash, W. A. (1991). *Resistencia de Materiales*. Mexico: McGraw-Hill.
- [17.] Neil, S., & Chironis, N. P. (2001). *Mechanisms and Mechanical Devices*. New York: McGraw-Hill.
- [18.] Nekrasov, B. (1968). *Hidraulica*. Moscú : MIR .
- [19.] Normalización, I. E. (1981). *Código de Dibujo Técnico y Mecánico*. Quito.
- [20.] Perez, G. (2007). *Manual de cria vacuna*.
- [21.] Robb, L. A. (1998). *Diccionario para ingenieros*. Mexico: Continental, S.A. de C.V.
- [22.] Roca Ravell, F. (1998). *Oleohidráulica básica y diseño de circuitos*. Catalunya: UPC.
- [23.] Roldan Viloría, J. (2000). *Neumatica, Hidraulica y Electricidad Aplicada*. Thomson Paraninfo.
- [24.] Saldarriaga, J. (2007). *Hidraulica de tuberias*. Santa Fé de Bogota: Alfaomega.
- [25.] Selianov, A. I. (1972). *Fundamentos de la teoría del envejecimiento de maquinaria*. Moscú : MIR.
- [26.] Serratos Monroy, B. (2008). *Curso elemental de diseño de tuberías industriales*. México.

- [27.] Shames, I. H. (1995). *Mecánica de fluidos*. Santa Fé de Bogota: McGraw-Hill.
- [28.] Shanley, F. (1967). *Mecánica de materiales*. Mexico: McGraw-Hill.
- [29.] Shigley, J. (1980). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: McGraw-Hill.
- [30.] Timoshenko, S. (1957). *Resistencia de Materiales*. Madrid : ESPASA-CALPE S.A.
- [31.] Timoshenko, S. (1987). *Theory of Plates and Shells*. New York: Mac Graw Hill.
- [32.] Volmir, A. (1986). *Problemas de resistencia de materiales*. Moscú : Editorial Mir.
- [33.] Zinoviev, V. (1969). *Teoría de los mecanismos y máquinas*. Moscú: MIR.

Tesis

- [34.] Cazares, R. (2008). *Evaluación del comportamiento productivo*. Ibarra, Ecuador: Universidad Tecnica del Norte.
- [35.] Loyola Segura, J. L. (2004). *Diseño de un Tanque Normado para Reservorio de Agua con Capacidad de 320 Metros Cúbicos*. Guayaquil: Proyecto de titulación. Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- [36.] Maldonado Solano, C. G. (2006). *Diseño de un Sistema Elevado para Almacenamiento de Desechos Vegetales con Capacidad de 18 Metros Cúbicos en Planta Procesadora de Plátano*. Guayaquil: Proyecto de titulación. Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- [37.] Verdezoto Armijo, I. R. (2007). *Análisis de Soldadura de una Plataforma para Transporte de Maquinaria Pesada*. Guayaquil: Proyecto de titulación. Escuela Superior Politécnica del Litoral.

ANEXOS

ANEXO 1

PROPIEDADES ACERO ASTM A 36

ASTM A36 Steel, bar

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [ASTM Steel](#); [Carbon Steel](#); [Low Carbon Steel](#)

Material Notes: Steel for general structural purposes including bridges and buildings.

Key Words: UNS K02600

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like int

Physical Properties	Metric	English
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in ³

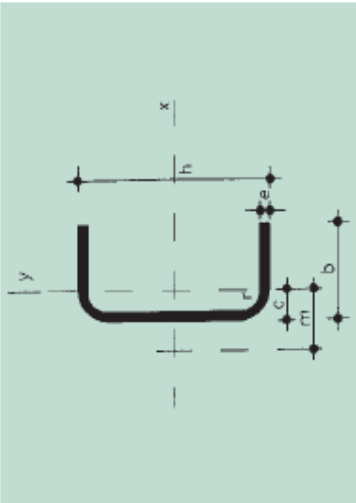
Mechanical Properties	Metric	English
Tensile Strength, Ultimate	400 - 550 MPa	58000 - 79800 psi
Tensile Strength, Yield	250 MPa	36300 psi
Elongation at Break	20 %	20 %
	23 %	23 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi
Compressive Yield Strength	152 MPa	22000 psi
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi
Poissons Ratio	0.26	0.26
Shear Modulus	79.3 GPa	11500 ksi

Component Elements Properties	Metric	English
Carbon, C	0.29 %	0.29 %
Copper, Cu	>= 0.20 %	>= 0.20 %
Iron, Fe	98 %	98 %
Manganese, Mn	0.80 - 1.2 %	0.80 - 1.2 %
Phosphorous, P	0.040 %	0.040 %
Silicon, Si	0.15 - 0.40 %	0.15 - 0.40 %
Sulfur, S	0.050 %	0.050 %

ANEXO 2

PROPIEDADES DE SECCION DE PERFIL U

Tabla 2.A3.3. Perfiles conformados U



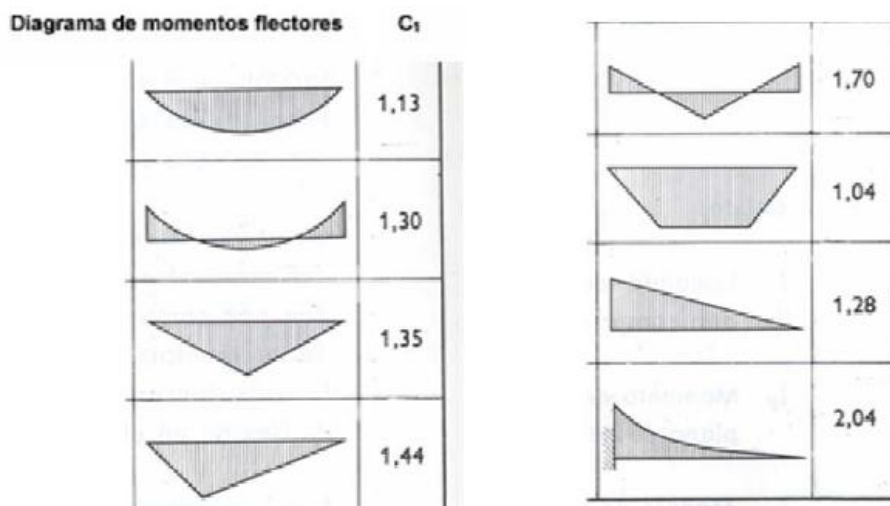
u = Perímetro
 c = Posición del eje Y
 m = Distancia al centro de esfuerzos cortantes
 A = Área de la sección
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a x
 I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a y
 I_t = Momento de torsión de la sección
 I_x = Módulo de alabeo de la sección

W_x = Módulo resistente, respecto a x
 W_y = Módulo resistente, respecto a y
 i_x = Radio de giro, respecto a x
 i_y = Radio de giro, respecto a y

Perfil	Dimensiones										Términos de sección								Peso	
	h	b	e	r	u	c	m	A	I_x	I_y	I_t	I_x	I_y	W_x	W_y	i_x	i_y	P	P	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm	kg/m	kg/m	
UF 60.3	60	30	3	3	226	0,890	1,85	3,30	17,5	2,85	0,0991	14,8	5,85	1,35	2,31	0,93	2,59	C	2,59	
UF 60.4	60	30	4	6	218	0,954	1,85	4,20	21,1	3,51	0,2240	15,8	7,03	1,72	2,24	0,91	3,30	C	3,30	
UF 80.3	80	40	3	3	306	1,140	2,48	4,50	43,9	7,03	0,1350	69,0	11,00	2,46	3,12	1,25	3,53	P	3,53	
UF 80.4	80	40	4	6	298	1,200	2,49	5,80	54,3	8,88	0,3100	79,3	13,60	3,17	3,06	1,24	4,55	C	4,55	
UF 80.5	80	40	5	8	292	1,260	2,48	7,04	63,4	10,50	0,5870	85,7	15,90	3,84	3,00	1,22	5,52	C	5,52	
UF 100.3	100	50	3	3	386	1,390	3,10	5,70	88,4	14,10	0,1710	223,0	17,70	3,90	3,94	1,57	4,48	P	4,48	
UF 100.4	100	50	4	6	378	1,450	3,12	7,40	111,0	18,00	0,3950	226,0	22,20	5,07	3,88	1,56	5,81	C	5,81	
UF 100.5	100	50	5	8	372	1,510	3,12	9,04	132,0	21,60	0,7540	299,0	26,40	6,19	3,82	1,55	7,09	C	7,09	
UF 120.4	120	60	4	6	458	1,700	3,75	9,00	198,0	31,90	0,4800	702,0	33,10	7,42	4,70	1,88	7,06	P	7,06	
UF 120.5	120	60	5	8	452	1,750	3,75	11,00	238,0	38,60	0,9210	808,0	39,60	9,08	4,64	1,87	8,66	C	8,66	
UF 120.6	120	60	6	10	446	1,810	3,75	13,00	273,0	44,80	1,5600	886,0	45,50	10,70	4,58	1,86	10,20	C	10,20	
UF 140.4	140	70	4	6	538	1,950	4,38	10,60	322,0	51,60	0,5660	1,590,0	46,00	10,20	5,51	2,21	8,32	P	8,32	
UF 140.5	140	70	5	8	532	2,000	4,38	13,00	388,0	62,70	1,0900	1,850,0	55,50	12,50	5,46	2,19	10,20	C	10,20	
UF 140.6	140	70	6	10	526	2,060	4,38	15,40	449,0	73,10	1,8500	2,060,0	64,20	14,80	5,40	2,18	12,10	C	12,10	

ANEXO 3

COEFICIENTE DE CARGA PANDEO LATERAL



ANEXO 4

TABLA CÁLCULO DE PLACAS DE MOLDE

TABLE 46. DEFLECTIONS AND BENDING MOMENTS AT THE CENTER OF A UNIFORMLY LOADED SQUARE PLATE WITH TWO EDGES SIMPLY SUPPORTED AND THE OTHER TWO SUPPORTED BY ELASTIC BEAMS (FIG. 102)
 $\nu = 0.3$

$\lambda = EI/aD$	w_{\max}	$(M_x)_{\max}$	$(M_y)_{\max}$
∞	$0.00406qa^4/D$	$0.0479qa^2$	$0.0479qa^2$
100	$0.00409qa^4/D$	$0.0481qa^2$	$0.0477qa^2$
30	$0.00416qa^4/D$	$0.0486qa^2$	$0.0473qa^2$
10	$0.00434qa^4/D$	$0.0500qa^2$	$0.0465qa^2$
6	$0.00454qa^4/D$	$0.0514qa^2$	$0.0455qa^2$
4	$0.00472qa^4/D$	$0.0528qa^2$	$0.0447qa^2$
2	$0.00529qa^4/D$	$0.0571qa^2$	$0.0419qa^2$
1	$0.00624qa^4/D$	$0.0643qa^2$	$0.0376qa^2$
0.5	$0.00756qa^4/D$	$0.0744qa^2$	$0.0315qa^2$
0	$0.01309qa^4/D$	$0.1225qa^2$	$0.0271qa^2$

ANEXO 5

CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES DE PERNOS

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras A_T (in)	
		Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	¾	¾
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ½	1 ½
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 ¼	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 ¼	2 ¼
1 ¾	1.7500	5	1.4902	1.8995				2 5/8	2 5/8
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982				3	3
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.2477				3 3/8	3 3/8
2 ½	2.5000	4	2.1752	3.9988				3 ¾	3 ¾
2 ¾	2.7500	4	2.4252	4.9340				4 1/8	4 1/8
3	3.0000	4	2.6752	5.9674				4 ½	4 ½
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989				4 7/8	
3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286				5 ¼	
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565				5 5/8	
4	4.0000	4	3.6752	11.083				6	

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)	Características del acero
1	¼ a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
	¾ a ¾	55	57	74	
2	7/8 a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
4	¼ a 1½	65	100	115	Medio carbono estirado en frío
5	¼ a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1½	74	81	105	
5.2	¼ a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	¼ a 1½	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	¼ a 1½	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8.2	¼ a 1	120	130	150	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido

ANEXO 6

PROPIEDADES DEL ACERO 1018

AISI 1018 Steel, cold drawn

Categories: [Metal](#): [Ferrous Metal](#): [Carbon Steel](#): [AISI 1000 Series Steel](#): [Low Carbon Steel](#)

Material Notes: Medium low-carbon steel, has good weldability and slightly better machinability than the lower carbon steels.

Key Words: carbon steels, AMS 5069, ASTM A108, UNS G10180, AS 1442 K1018 (Australia), AS 1443 K1018 (Australia), AF42C20, DIN 1.0453, DIN C16.8, DGN B-301 1018 (Mexico), COPANT 331 1018 (Pan America), GOST M18S, GOST 23570 18ps, GOST 23570 18sp, GOST 5520 18K, GOST 5521 S, NBN 629 C221 C17KD, BDS 9801 S (Bulgaria), GB 715 ML3 (China), TS 302 Fe35.2 (Turkey), TS 346 Fe35, UNS G10180

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like inform.

Physical Properties	Metric	English
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³

Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	126	125
Hardness, Knoop	145	145
Hardness, Rockwell B	71	71
Hardness, Vickers	131	131
Tensile Strength, Ultimate	440 MPa	63800 psi
Tensile Strength, Yield	370 MPa	53700 psi
Elongation at Break	15 %	15 %
Reduction of Area	40 %	40 %
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi
Poissons Ratio	0.29	0.29
Machinability	70 %	70 %
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi

Electrical Properties	Metric	English
Electrical Resistivity 	0.0000159 ohm-cm @Temperature 0.000 °C	0.0000159 ohm-cm @Temperature 32.0 °F
	0.0000219 ohm-cm @Temperature 100 °C	0.0000219 ohm-cm @Temperature 212 °F
	0.0000293 ohm-cm @Temperature 200 °C	0.0000293 ohm-cm @Temperature 392 °F

Thermal Properties	Metric	English
Specific Heat Capacity	0.486 J/g·°C @Temperature >=100 °C	0.116 BTU/lb·°F @Temperature >=212 °F
Thermal Conductivity	51.9 W/m-K	360 BTU-in/hr-ft ² ·°F

Component Elements Properties	Metric	English
Carbon, C	0.14 - 0.20 %	0.14 - 0.20 %
Iron, Fe	98.81 - 99.26 %	98.81 - 99.26 %
Manganese, Mn	0.60 - 0.90 %	0.60 - 0.90 %
Phosphorous, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %
Sulfur, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %

ANEXO 7

CARACTERÍSTICAS ELECTROVÁLVULA



**IFP DG03 SOLENOID OPERATED
DIRECTIONAL CONTROL VALVE**
Size NG-6/CETOP-03



FEATURES :

- Highest performance in NG 6.
- Optimized spool design to reduce flow force
- Proven quality through 10 million endurance test
- Coil outside cover with BMC fire proof material
- Surge suppressor inside DC wiring box type
- Connections to DIN, ISO and CETOP

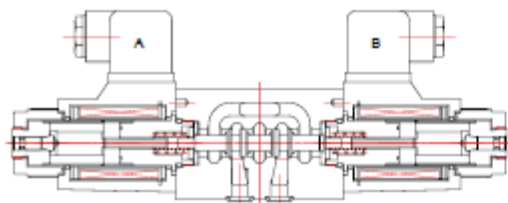


SPECIFICATION :

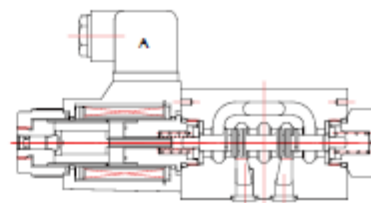
Maximum Flow Rate		25 GPM (95 LPM)
Maximum Operating Pressure		4500 PSI (360Bar)
Maximum Permissible Back Pressure		2285 PSI (160Bar)
Ambient Temperature Range		5°-122°F (-15°C-70°C)
Hydraulic Fluid Temperature		5°-158°F (-15°C-70°C)
Viscosity Range		15-400 mm²/S
Hydraulic Oil		ISO VG 32, 46, 68
Fluid Cleanliness		NAS Class 9 max
Degree of Protection to DIN40050 & IEP		IP 65
Maximum Change over Frequency		240 Times/min (AC/DC) 120 Times/min (rP)
Mounting Pattern		ISO 4401-AB-03-4-A
App.Weight Lbs (Kg)	Single solenoid (AC/DC)	3.5lbs (1.6) / 3.7lbs (1.7)
	Double solenoid (AC/DC)	4.4lbs (2.0) / 4.6lbs (2.1)
Valve Fixing Screws	Metric	M5*45l (4pcs)
	Inch	10 ~24UNCx1-3/4"L (4pcs)
Tightening Torque		45 ~60in/lbs (5~7Nm)

CROSS SECTION DIAGRAM:

■ DG03-2C-AC*-72DN



■ DG03-2A-AC*-72DN





IFP DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-6/CETOP-03

PERFORMANCE FIGURES & CURVES:

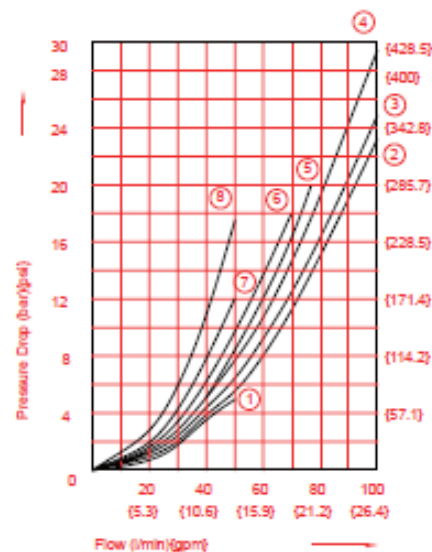
Pressure Drop Curve Reference Chart

Viscosity of Hydraulic Fluid: 20 mm²/s

Spool Type	C,B,BL				
	Control Position				
	P→A	B→T	P→B	A→T	P→T
0	4	1	4	1	5
1	6	8	6	8	7
2	4	2	4	2	-
3	5	2	5	2	-
6	5	2	5	2	-
7	4	3	4	3	-
8	6	8	6	8	7
11	6	8	6	8	7
31	5	8	5	2	-
33	5	2	5	2	-

Spool Type	A,AL			
	Control Position			
	P→A	B→T	P→B	A→T
0	4	2	4	2
2	4	6	4	6
6	5	2	5	2
7	4	3	4	3
22	4	-	4	-

Spool Type	N			
	Control Position			
	P→A	B→T	P→B	A→T
2	3	4	3	4






WIRING:

<p>■ DG03-⁻C-⁻72-WB</p>	<p>Note:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Com terminal is fitted in double solenoid valve for easiness of wiring. 2. use a ground terminal when ground wiring is necessary. 3. use a compressed terminal for m3. 4. Fasten the screw of the terminal with 4.3 - 6.1 lbs torque 	<p>■ DG03-⁻-72-DN</p>
---	---	----------------------------------

ANEXO 8

CARACTERÍSTICAS VÁLVULA ALIVIO

DIFFERENTIAL POPPET STYLE RELIEF VALVES - RV AND DRV SERIES				
<p>MODEL RV DIFFERENTIAL POPPET INLINE RELIEF</p> 		<p>The PRINCE valve model RV is a differential poppet type inline relief. The valve is made up of a relief cartridge and a cast iron valve body. The differential poppet type relief provides smooth quiet performance with a minimum variation between cracking and full flow pressures. This type relief is also less sensitive to system contamination. The model RV is well suited as a system relief up to 30 GPM and 3000 psi. It is available in two pressure ranges and both an externally adjustable and shim adjustable version.</p> <p>VALVE SPECIFICATIONS: Capacity: 30 gpm max inlet flow Weight: 3 lbs. Pressure: 3000 psi max</p>		
<p>MODEL DRV DIFFERENTIAL POPPET DOUBLE RELIEF</p> 		<p>The PRINCE valve model DRV is a differential poppet type double relief. This valve uses the same relief cartridge as the model RV. The double relief is used in systems that require cross over relief protection such as a reversible hydraulic motor, or systems that require a cushion valve such as double acting cylinders.</p> <p>VALVE SPECIFICATIONS: Capacity: 30 gpm max inlet flow Weight: 5.5 lbs. Pressure: 3000 psi max</p>		
<p>MODEL RV-0 DIFFERENTIAL POPPET RELIEF CARTRIDGE</p> 		<p>The PRINCE valve model RV-0 is the differential poppet relief cartridge used in many valve models. It is available preset to install into RV valves in the field or into a custom application. This relief cartridge can also be used in the RD5100, RD5200, RD5300 and SV stack valve inlet section.</p> <p>VALVE SPECIFICATIONS: Capacity: 30 gpm max inlet flow Pressure: 3000 psi max</p>		
STANDARD MODELS AVAILABLE				
MODEL NUMBER	MODEL NUMBER	VALVE TYPE	RELIEF SETTING	PORT SIZE
RV-1H	DRV-1HH	ADJUSTABLE 1500-3000 PSI	2000 PSI @ 10 GPM	#12 SAE
RV-2H	DRV-2HH	ADJUSTABLE 1500-3000 PSI	2000 PSI @ 10 GPM	3/4" NPTF
RV-4H	DRV-4HH	ADJUSTABLE 1500-3000 PSI	2000 PSI @ 10 GPM	1/2" NPTF
RV-2L	DRV-2LL	ADJUSTABLE 500-1500 PSI	1000 PSI @ 10 GPM	3/4" NPTF

MODEL RV AND DRV SPECIAL MODELS AND MOUNTING DIMENSIONS

SPECIAL MODEL RV RELIEF VALVES

Other relief valve models not listed on previous page are available in OEM quantities. To select a model number use the order code matrix shown at right. Consult a sales representative if options other than those listed are required.

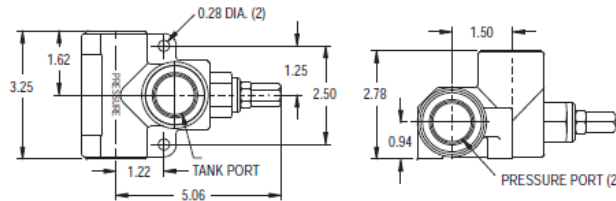
RV			
MODEL NUMBER	PORT SIZE	RELIEF TYPE	PRESSURE SETTING
RV	1 - #12 SAE 2 - 3/4 NPTF 3 - #10 SAE 4 - 1/2 NPTF 5 - #8 SAE O - Cartridge Only, No Body.	H- Adjustable 1500-3000 PSI L- Adjustable 500-1500 PSI NH- Non-Adjustable 1500-3000 PSI NL- Non-Adjustable 500-1500 PSI	Specify Relief Pressure in PSI. Leave Blank for Standard Setting STANDARD SETTING 2000 PSI for H and NH 1000 PSI for L and NL

SPECIAL MODEL DRV RELIEF VALVES

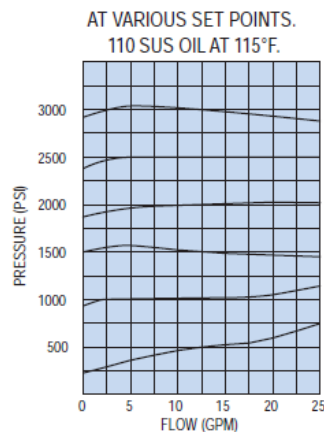
Other relief valve models not listed on previous page are available in OEM quantities. To select a model number using the order code matrix at right. Consult a sales representative if options other than those listed are required.

DRV				XX	XX
MODEL NUMBER	PORT SIZE	RELIEF TYPE		RELIEF SETTINGS (PSI)	
DRV	1 - #12 SAE 2 - 3/4 NPTF 3 - #10 SAE 4 - 1/2 NPTF 5 - #8 SAE	Port A/B #1	Port C/D #2	Port A/B	Port C/D
		H- Adjustable 1500-3000 PSI L- Adjustable 500-1500 PSI NH- Non-Adjustable 1500-3000 PSI NL- Non-Adjustable 500-1500 PSI	H- Adjustable 1500-3000 PSI L- Adjustable 500-1500 PSI NH- Non-Adjustable 1500-3000 PSI NL- Non-Adjustable 500-1500 PSI	Relief Settings: The two digits represent the relief settings in 100s to the nearest 100 PSI for the respective ports. EXAMPLE: 08 = 800 PSI 17 = 1700 PSI	

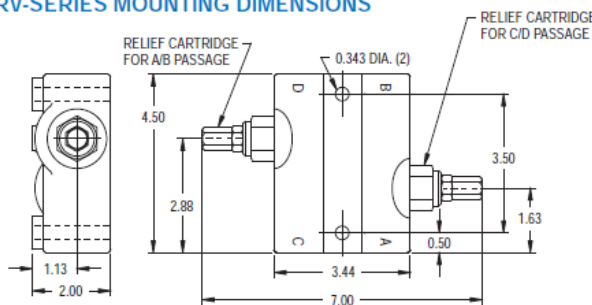
RV-SERIES MOUNTING DIMENSIONS



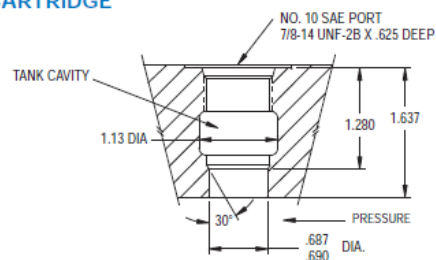
RV-SERIES RELIEF CURVES



DRV-SERIES MOUNTING DIMENSIONS



MACHINING DIMENSIONS FOR RELIEF VALVE CARTRIDGE

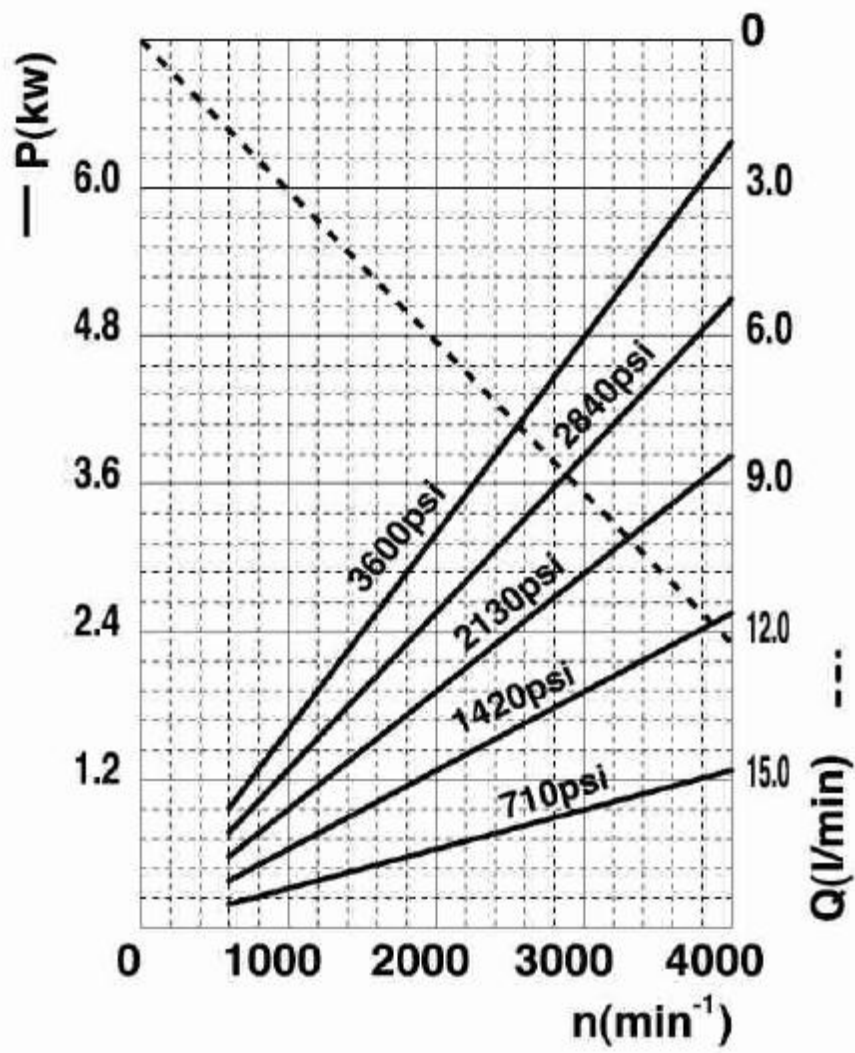


FIELD CONVERSION KITS:

- 660250002 ADJ. RELIEF CARTRIDGE 1500-3000 PSI RV ONLY
- 660250003 ADJ. RELIEF CARTRIDGE 500-1500 PSI*
- 660250004 NON-ADJUSTABLE RELIEF CARTRIDGE 1500-3000 PSI RV ONLY
- 660250005 NON-ADJUSTABLE RELIEF CARTRIDGE 500-1500 PSI*
- 660250011 ADJ. RELIEF CARTRIDGE 1500-3000 PSI DRV ONLY
- 660250012 NON-ADJUSTABLE RELIEF CARTRIDGE 1500-3000 DRV ONLY
- 660590001 RV SEAL KIT
- 660590004 DRV SEAL KIT
- 670300005 1500-3000 PSI RELIEF SPRING
- 670300006 500-1500 PSI RELIEF SPRING

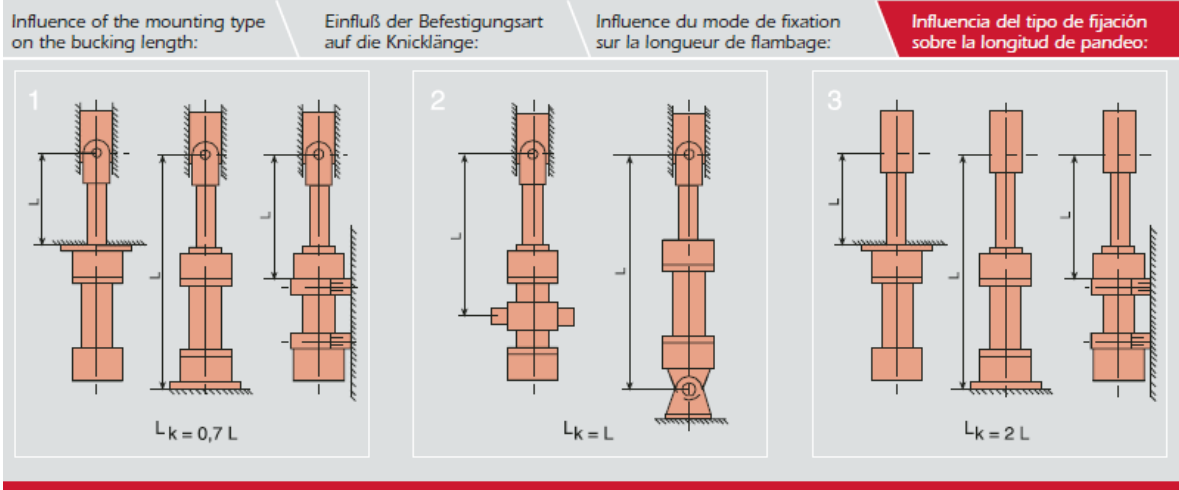
* NOTE: THESE CARTRIDGES ARE THE SAME ON BOTH RV AND DRV VALVES

MODEL 35



ANEXO 10

TIPOS DE SUJECIONES DE CILINDROS



ANEXO 11

OTROS ACCESORIOS HIDRÁULICOS

Acople flexible para motor y bomba.

IFP DRIVE COUPLINGS



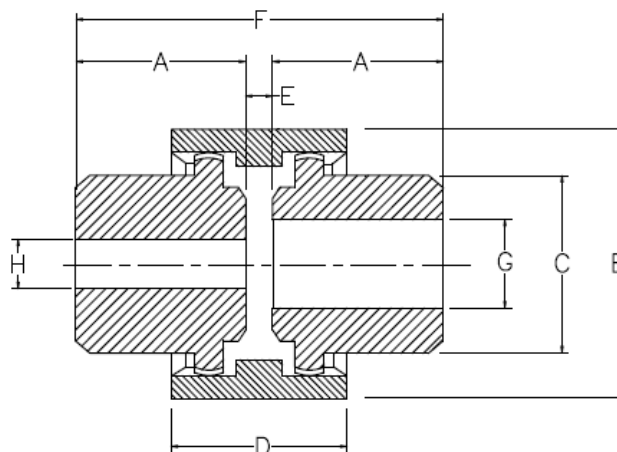
- Low cost
- Long trouble free life
- Easy installation
- High Horsepower to weight ratio
- Requires no maintenance or lubrication



IFP FLEXIBLE DRIVE COUPLINGS have two steel gear hubs engaged in a nylon sleeve. The gears have a crowned tooth form which permits axial and angular misalignment. They are low cost, easy to assemble, and require no maintenance or lubrication. IFP has standardized on three models to cover a comprehensive range of bore sizes and power ratings.

Assembly Procedure:

1. Maximum angular misalignment is $\pm 2^\circ$.
Maximum parallel misalignment is $\pm 0.039"$ (1 mm).
2. Ensure that the IFP Drive Coupling gear Hubs are an easy fit to their respective shafts. Do not use heavy blows to force the hubs on.
3. When in position, the hubs should have a gap of 0.156"(4 mm) as denoted by 'E' dimension. Maximum gap is not critical, so long as teeth on both hubs are completely within sleeve at all times when installed.
4. Tighten grub screws to locate both gear hubs on to their respective shafts.



MODEL	Max. Speed R.P.M	HP Per 100 RPM	Weight Lb. (kg.)	A in(mm)	B in(mm)	C in(mm)	D in(mm)	E in(mm)	F in(mm)	G		H Pilot Bore
										Max. Bore	Min. Bore	
IFP-28	5000	1	2.2 (1)	1.6(40)	2.6(67)	1.7(44)	1.5(38)	0.2(4)	3.3(84)	11/8(28)	0.4(10)	0.4(10)
IFP-42	5000	1.75	4.4 (2)	1.7(42)	3.4(87)	2.4(60)	2.0(52)	0.2(4)	3.5(88)	15/8(42)	0.4(10)	0.4(10)
IFP-55	4000	8	11.0(5)	2.4(60)	4.8(121)	3.1(80)	2.5(64)	0.2(4)	4.9(124)	21/8(55)	0.7(19)	0.7(19)

Aceite Hidráulico

GULF HARMONY AW ISO VG 32 ; ISO VG 46 ; ISO VG 68



DEFINICIÓN GULF HARMONY AW es el resultado de la unión de unas bases parafínicas de alta calidad con aditivos cuidadosamente seleccionados, convirtiéndole en un aceite hidráulico de altísimas prestaciones.

APLICACIONES

- Todo tipo de equipos y sistemas hidráulicos que requieran de normas internacionales según DIN tipo HLP ó ISO HM.
- Compresores de aire (de acuerdo al tipo y fabricante).
- Rodamientos y engranajes poco cargados.

PROPIEDADES

- Alta protección frente al desgaste, ofreciendo a la maquinaria máxima vida para sus componentes, incluso en funcionamientos muy severos, y por tanto reduciendo los costes de mantenimiento.
- Excelente estabilidad a la oxidación, que le permite prolongar los períodos de sustitución del aceite.
- Demulsibilidad excelente, permitiendo la rápida separación del agua, proveniente de fugas o condensación de la humedad del aire.
- Muy buena filtrabilidad, aunque exista contaminación por agua.
- Altísima estabilidad a la hidrólisis, evitando el fenómeno de colmataje de filtros.
- Protección anticorrosión y antiherrumbre, creando una película protectora sobre las superficies metálicas, y previniendo de los ataques químicos, incluso en las condiciones mas severas.
- Excelentes propiedades antiespuma y antiaire, que eliminan el fenómeno de cavitación y los ruidos en las bombas.
- Permite la reducción de stocks, al poder usarse en múltiples aplicaciones, reduciendo costes y evitando posibles errores.

NIVEL DE PRESTACIONES GULF HARMONY AW satisface y sobrepasa los siguientes niveles de calidad:

- ISO 6743/4, categoría HM
- DIN 51524, parte 2, categoría HLP
- AFNOR NF E 48-603, categoría HM
- DENISON: HF-1, HF-2, HF-0 (T6H20C)
- VICKERS: M-2950-S y I-286-S
- CINCINNATI-MILACRON: P68, P69, P70

Características	Método	ISO VG 32	ISO VG 46	ISO VG 68
Densidad a 15°C Kg/m ³	ISO 3675	875	880	884
Viscosidad, cSt a 40°C	ISO 3104	32.0	45.9	67.5
a 100°C		5.4	6.8	8.7
Índice de viscosidad	ISO 2909	102	100	100
Punto de congelación, °C	ISO 3016	-27	-27	-21
Punto de inflamación Cleveland, °C	ISO 2592	227	232	242

Valores típicos de las fabricaciones normales que pueden variar ligeramente según las tolerancias de fabricación.

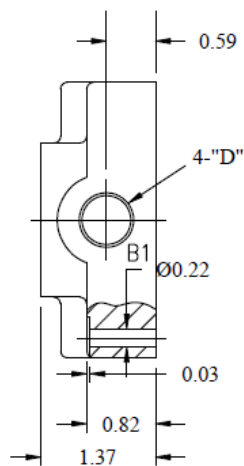
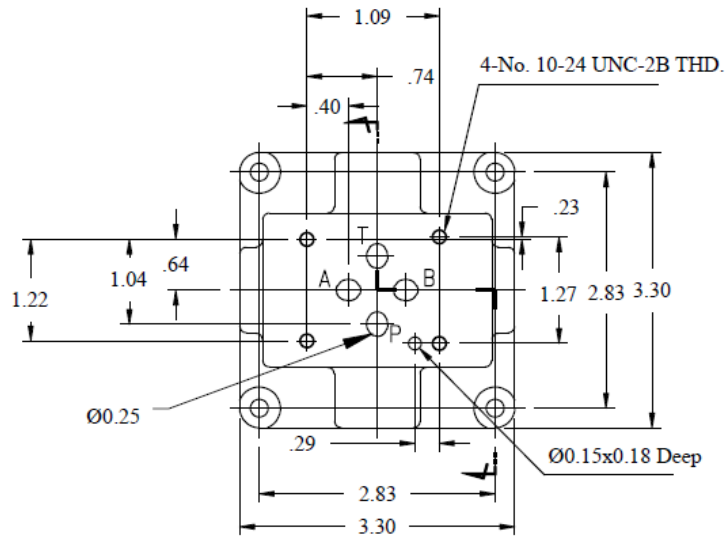
Subplaca Electroválvula

IFP DGSP03 SUBPLATES (Side Port)



DIMENSIONS (inches)

MATERIAL : STEEL CASTING



MODEL NO	PORT SIZE
DGSP03N-6E	NPT 3/8 "
DGSP03S-6E	SAE 3/8 "
DGSP03N-8E	NPT 1/2 "
DGSP03S-8E	SAE 1/2 "

Mangueras Hidráulicas

AF ALFFLEX**Steel Wire Braided Hydraulic**

SAE 100 R2 AT



- TUBE** : HIDRAULIC OIL RESISTANT, SPECIAL SYNTHETIC RUBBER
- REINFORCEMENT** : HIGH TENSILE 2 STEEL WIRE BRAIDS
- COVER** : OIL, ABRASION AND WEATHER RESISTANT WRAPPED SYNTHETIC RUBBER
- APPLICATION** : FOR HIGH PRESSURE HYDRAULIC SYSTEMS IN INDUSTRY AND AGRICULTURE



-40°C / +100°C

-40°F / +212°F

(+ 125°C Discontinuous)

ID		OD	WP		BP/PB		VACUUM	BR/KY/r	W/A	L/B
inch	mm	mm	bar	psi	bar	psi	bar	mm	gr/mt	mt
3/16	4.8	13.4	415	6018	1650	23925	-0.95	90	287	+10
1/4	6.4	15	400	5800	1600	23200	-0.95	100	405	+10
5/16	7.9	16.6	350	5075	1400	20300	-0.95	115	446	+10
3/8	9.5	19	330	4785	1320	19140	-0.95	130	563	+10
1/2	12.7	22.2	275	3988	1100	15950	-0.95	180	658	+10
5/8	16	25.4	250	3625	1000	14500	-0.95	205	786	+10
3/4	19	29.3	215	3118	850	12325	-0.80	240	927	+10
1	25.4	38.1	165	2393	650	9425	-0.80	300	1391	+10
1 1/4	31.8	48.3	125	1813	500	7250	-0.80	420	2036	+10
1 1/2	38.1	54.6	90	1305	360	5220	-0.80	500	2270	+10
2	50.8	67	78	1131	310	4500	-0.60	630	2872	+61
2 1/2	63.5	79.3	75	1090	300	4350	-0.60	760	3784	+61
3	76.2	91.3	50	725	200	2900	-0.60	900	4004	+61

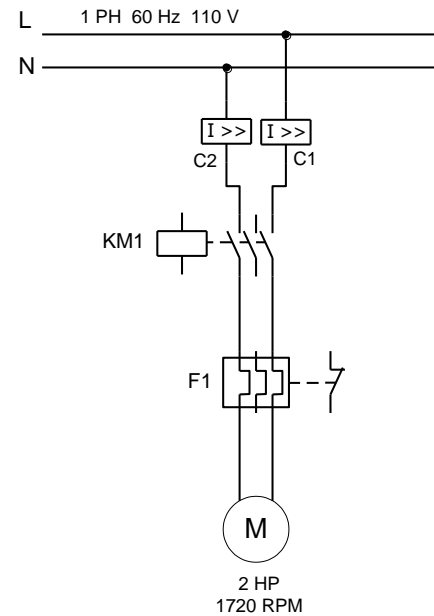
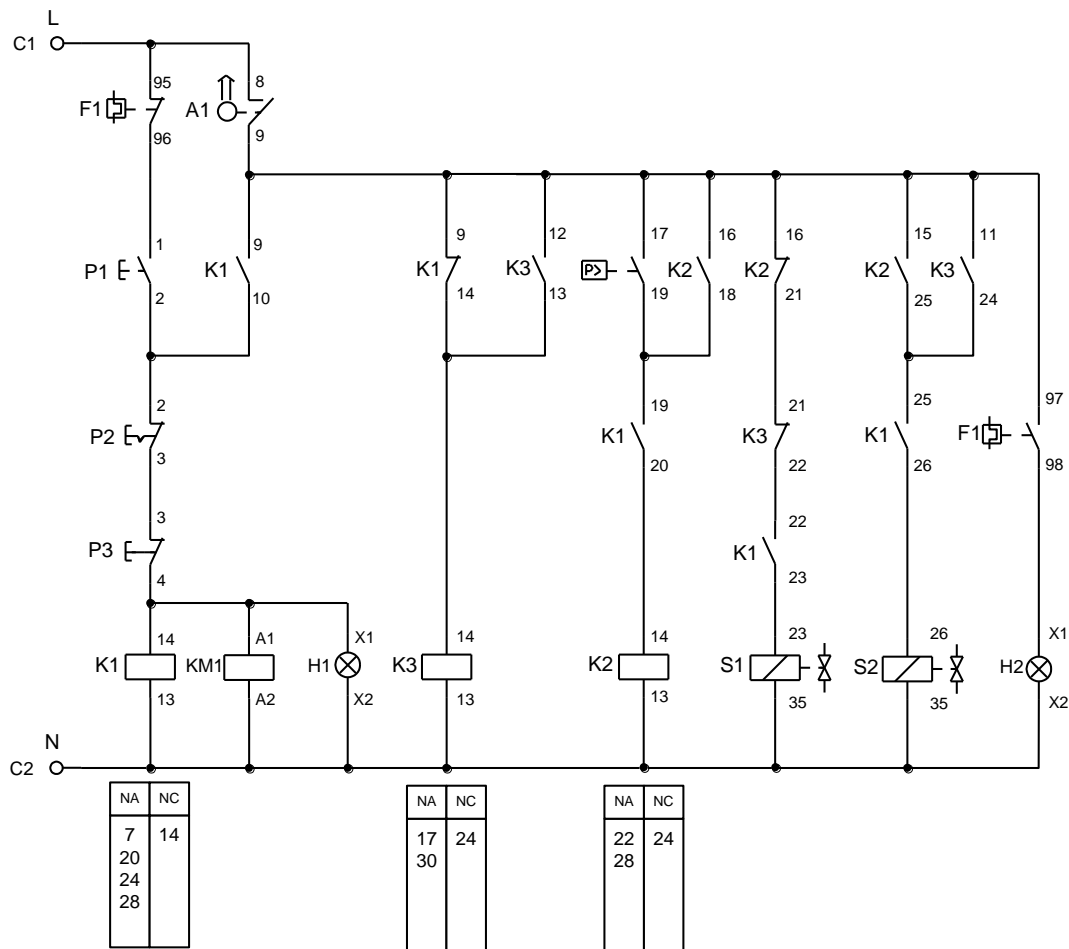
NORMS	SAE J 517 100 R2 AT DIN EN 853 2 SN TS 6387 EN 853 2 SN	MARKING	TRANSFER EMBOSSSED INK JET	COLOUR	
-------	---	---------	----------------------------------	--------	--

AF

ANEXO 12

DIAGRAMA DE CONTROL Y MONTAJE ELÉCTRICO

DESCRIPCIÓN:	CIRCUITO DE CONTROL																	CIRCUITO DE FUERZA																														
SECCIÓN:	1	2	3	4	5	6	7	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	48

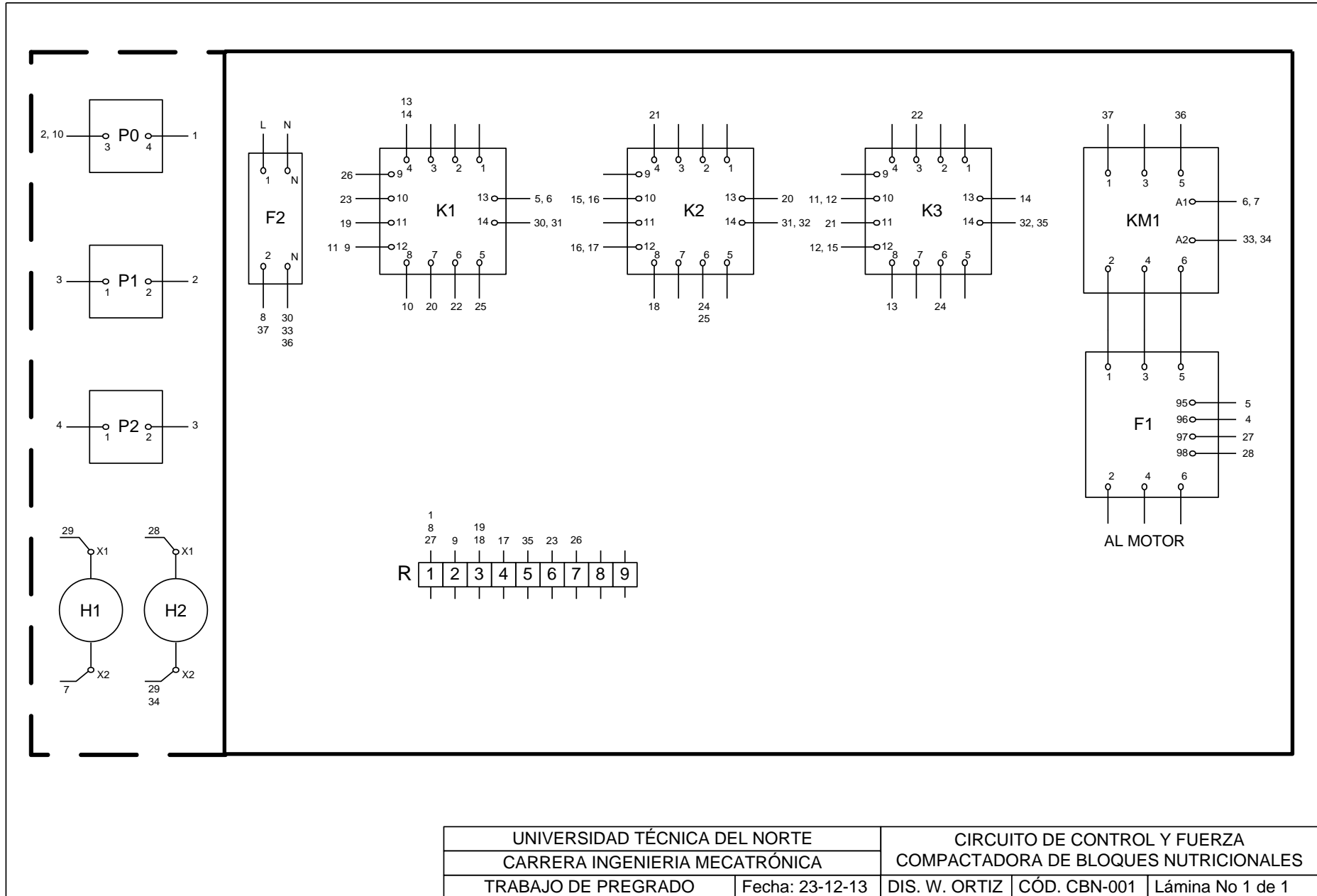


NA	NC
7	14
20	
24	
28	

NA	NC
17	24
30	

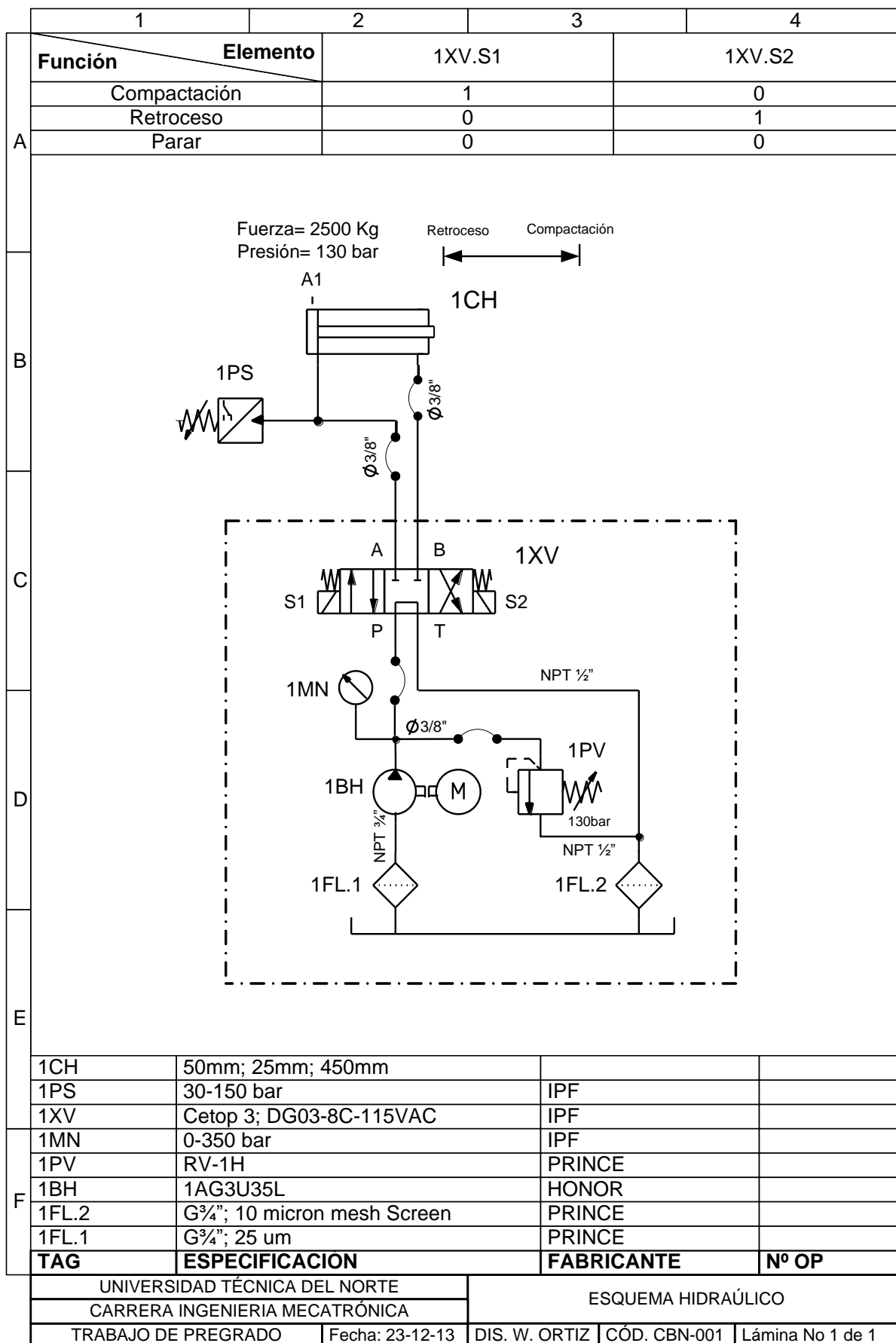
NA	NC
22	24
28	

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE		CIRCUITO DE CONTROL Y FUERZA		
CARRERA INGENIERIA MECATRÓNICA		COMPACTADORA DE BLOQUES NUTRICIONALES		
TRABAJO DE PREGRADO	Fecha: 23-12-13	DIS. W. ORTIZ	CÓD. CBN-001	Lámina No 1 de 1



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE		CIRCUITO DE CONTROL Y FUERZA		
CARRERA INGENIERIA MECATRÓNICA		COMPACTADORA DE BLOQUES NUTRICIONALES		
TRABAJO DE PREGRADO	Fecha: 23-12-13	DIS. W. ORTIZ	CÓD. CBN-001	Lámina No 1 de 1

ANEXO 13
DIAGRAMA HIDRAÚLICO



ANEXO 14

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

1. INFORMACIÓN GENERAL.

1.1 Datos característicos de la máquina.

Descripción	Compactadora de bloques multinutricionales
Dimensiones (Largo x Ancho x Alto)	1500 x 500 x 1750 mm
Peso Aproximado (Kg)	120Kg
Potencia Instalada	Motor 2 HP monofásico 110/220V
Año de fabricación	2013
Trabajo que realiza	Prensado de balanceado preparado para ganado vacuno
Fuerza máxima de prensado	2500 Kg
Distancia de columnas frontal	550 mm
Distancia de columnas lateral	100 mm
Diámetro interno del cilindro	50 mm
Distancia entre mesa y cilindro	Min. 50mm / Max. 500mm
Recorrido máximo del cilindro	450mm
Velocidades	
- Acercamiento	40mm/s
rápido	47mm/s
- Retroceso Máximo	

1.2. Descripción de la máquina.

La compactadora está diseñada para las operaciones de prensado de bloques nutricionales dentro de un molde, con su correspondiente unidad hidráulica y equipo eléctrico.

El actuador es de doble efecto de funcionamiento automático controlado por un final de carrera y presostato.

1.3. Componentes de la máquina

1. Bastidor (Estructura). De cinco piezas desmontables, construida en perfiles de acero ASTM A 36, y sujetado mediante pernos. En la parte superior se encuentra montado el cilindro hidráulico y el cuadro de pulsadores de maniobra, y protecciones eléctricas. En la mesa se encuentra el molde donde se coloca el material a ser compactado.

2. Molde. Donde se deposita el material para ser compactado.

3. Unidad hidráulica.

Al lado derecho del bastidor se encuentra el reservorio del aceite hidráulico, con sus respectivos controles y componentes hidráulicos, que se describen a continuación.

- Motor eléctrico.
- Bomba de engranajes externos.
- Válvula direccional para avance y retroceso del cilindro.
- Válvula de alivio para seguridad.
- Presostato.
- Depósito de aceite con llave de vaciado, tapa hermética, etc.
- Filtro de aspiración y succión.

4. Equipo eléctrico.

- Contactor de fuerza y relés instalados en el interior de un tablero de distribución o caja térmica, además de los correspondientes elementos de seguridad y protección.
- Cuadro de pulsadores de maniobra, contiene los pulsadores y lámparas de maniobra, sobre un panel dispuesto en el lado izquierdo de la prensa.

5. Cilindro. De diámetro 50.8mm por 450 mm de salida y vástago cromado-duro, de 25mm de diámetro.

1.4. Fijación e instalación

La estructura o bastidor de la compactadora está provista de 2 ángulos en la parte inferior los cuales le dan la estabilidad necesaria para evitar algún volteo. Si se considera necesario se puede hacer una sujeción al piso con pernos de anclaje.

En cuanto a la unidad de potencia hidráulica por su diseño es muy estable por lo que no hay ningún peligro de volteo; las vibraciones aunque son bajas en algún caso podrían ocasionar problemas que se solucionarían anclando el reservorio al piso colocando bajo este algún material de goma para aislar las vibraciones.

El espacio mínimo para la instalación, trabajo en la máquina es de:

- Largo: 1500 mm
- Ancho: 1500 mm
- Alto: 2000 mm



Maquina compactadora con sus partes principales

MANUAL DE OPERACION DE LA MAQUINA

2. SEGURIDAD.

2.1. Normas generales de seguridad.

Se prohíbe la utilización de la máquina para motivos diferentes de aquel descrito en el capítulo anterior y a personal indebidamente formado.

Las máquinas sólo deben ser manejadas, mantenidas y reparadas por personal calificado y profesional.

Antes de empezar a trabajar se deben conocer perfectamente la función y posición de todos los mandos y las características técnicas y funcionales de la misma. Todo operador está obligado a leer y comprender las instrucciones de operación, especialmente las indicaciones de seguridad.

La conservación de la máquina en condiciones óptimas de servicio constituye un factor importante en seguridad y por ello este manual de instrucciones debe quedar a disposición del personal de mantenimiento.

Importante:

Para el correcto empleo de esta máquina y a fin de prevenir cualquier tipo de daño material o personal, se debe aplicar y hacer respetar las siguientes normas de seguridad:

- 1) No tratar de poner la máquina en marcha sin antes haber entendido perfectamente cómo funciona.
- 2) No desactivar los dispositivos de seguridad. Se prohíbe quitar los dispositivos de protección y seguridad.
- 3) Antes de cada inicio de turno asegurarse del funcionamiento de los dispositivos de seguridad.
- 4) Antes de poner la máquina en marcha asegurarse de que todo el personal se haya retirado del entorno próximo de la compactadora.
- 5) No poner en marcha la máquina, ni realizar operaciones de mantenimiento o reparaciones, en estado de cansancio profundo ni bajo los efectos de medicamentos, sedantes, productos alcohólicos, etc.
- 6) Mantener en orden y limpio el puesto de trabajo.
- 7) No dejar herramientas o llaves sobre la máquina o cerca de la misma.
- 8) Asegurarse en todo momento de estar en posición segura y en equilibrio respecto a la máquina en trabajo.
- 9) Las llaves de acceso a los mandos del cuadro eléctrico serán guardadas por personal calificado.
- 10) Para las reparaciones llamar al personal calificado.

- 11) Cualquier intervención de mantenimiento debe realizarse con la máquina parada y sin alimentación eléctrica.
- 12) Antes de poner la máquina en marcha asegurarse de que no existen cuerpos extraños en el interior del molde.
- 13) Está prohibido lubricar, limpiar o ajustar los mecanismos durante el movimiento.
- 14) No colocar ni apoyar recipientes de líquidos en las proximidades de las partes eléctricas.
- 15) No abastecer tensión a la máquina si está dañando el interruptor general o los dispositivos de seguridad.
- 16) La máquina no puede utilizarse, ni los pulsadores deben ser manipulados por más de un operador al mismo tiempo.
- 17) Guardar con cuidado y en lugar seguro este manual de instrucciones para que sea útil en posteriores consultas.

2.2. Dispositivos de seguridad de la máquina.

A fin de garantizar la salud y la seguridad de las personas expuestas, el equipo está dotado de los siguientes elementos de protección:

2.2.1. Dispositivos de seguridad del cuadro eléctrico.

En el interior del cuadro eléctrico están instalados los siguientes dispositivos de seguridad:

- a) Breaker general de corte calibrado según demanda del motor que protege contra los posibles cortacircuitos que pudieran ocasionarse.
- b) Relé térmico de desconexión por sobrecarga de la máquina.
- c) La puerta del cuadro eléctrico va provista de cerraduras de seguridad las cuales necesitan llave especial para poder abrir el cuadro eléctrico.

2.2.2. Dispositivos de seguridad hidráulica.

La principal protección que tiene el sistema hidráulico es la válvula de seguridad o alivio la cual se calibra a una presión que en caso de ser sobrepasada se abre conduciendo el líquido hacia el tanque.

2.3. Identificación de las zonas de trabajo y de mando y control.

La zona de trabajo específica en funcionamiento normal correspondiente a:

- La zona frontal delantera de la máquina que es por donde el operario introduce la mezcla.

Las zonas de mando y de control:

- La zona superior izquierda de la máquina donde se encuentra los mandos y controles eléctricos de la máquina.

2.4. Identificación de las zonas de riesgo.

Las zonas de riesgo existentes en la máquina son:

- Zona de prensado. Corresponde a la zona de prensado y en ella existe el riesgo de atrapamiento cuando el cilindro empieza a bajar.
- Zona posterior del bastidor de la máquina. Por esta parte se accede también a la zona de prensado y por lo tanto existe riesgo de atrapamiento cuando el cilindro empieza a bajar.

2.5. Riesgos residuales.

Riesgo de contacto eléctrico directo con elementos o partes en tensión, por manipulación en el cuadro eléctrico sin haber interrumpido el funcionamiento de la máquina. Deberá establecerse una parada general de la máquina antes de la realización de los trabajos.

2.6. Equipos de protección Individual

El usuario de la máquina deberá utilizar como mínimo los siguientes medios de protección personal.

- La ropa del operador de producción o de mantenimiento no debe ser demasiado amplia y sin partes colgantes. Las mangas deben ser ajustadas o elásticas para que se ajusten bien al cuerpo. No se deben llevar pulseras, relojes, cinturones, anillos o cadenas por el riesgo de atrapamiento o enganche con elementos de la máquina. En caso de llevar pelo largo éste debe estar adecuadamente recogido. De los bolsillos de la ropa de trabajo no deben sobresalir objetos, como trapos o útiles, que puedan representar un peligro potencial para el operador.
- Equipos de protección auditiva.
- Botas o zapatos de seguridad de punta de acero, para protegerse contra la posible caída de objetos manipulados y choques de los pies con elementos fijos.
- Guantes contra riesgo mecánico para manipulación, impermeables para evitar el contacto continuo de las manos con los aceites y grasas que se encuentran en las piezas.

3. PUESTA EN MARCHA Y PARO DE LA MÁQUINA.

3.1. Uso previsto de la máquina.

El uso previsto de esta máquina es el compactado de bloques nutricionales. La compactadora está construida de modo tal que es posible colocar fácilmente la mezcla de balanceado. La máquina está diseñada para que el operador efectúe la carga y descarga de forma manual. Su utilización está concebida para un solo operario.

La máquina no ha sido diseñada para trabajar con materiales peligrosos, como explosivos, tóxicos, inflamables o nocivos, ni tampoco en atmósfera explosiva.

El empleo de materiales no compatibles con el equipo pueden ser fuentes de peligro para los operadores y para las instalaciones.

3.2. Antes de la puesta en marcha.

Antes de la puesta en marcha por primera vez hay que asegurarse de que se cumplen los siguientes puntos:

- Asegurarse de que los valores de tensión y frecuencia de la red son los correctos para la máquina y que la variación sea de un máximo de $\pm 10\%$.
- Utilizar cables de alimentación de sección adecuada. Deben tener una sección de $5,27\text{mm}^2$ (10 AWG) a 110V y una sección de $3,31\text{mm}^2$ (12 AWG) a 220V.
- La línea de alimentación debe estar protegida contra cortocircuitos.

Los puntos anteriores deben ser revisados por un técnico electricista calificado.

También hay que asegurarse de que se cumplen los siguientes puntos:

- Iluminación adecuada.
- Espacio libre en el entorno de la máquina, de forma que se garantice una rápida evacuación de la zona de trabajo por parte del operador.

3.3. Calibración de la máquina

1. El primer punto a calibrar es la protección eléctrica del motor que se encuentra dentro del gabinete; se lo hace con un destornillador ubicando la flecha en el valor de la corriente, sea a 27,6 Amp a 110V o 14 Amp a 220V.
2. El presostato que se encuentra en la parte superior se calibra mediante un tornillo manual marcado con la presión en bar y se escoge la según la fuerza requerida mediante la tabla siguiente.

Presión (bar)	Fuerza cilindro (Kg)	Energía de compactación* (Kg/cm ²)
30	589	1,47
40	785	1,96
50	982	2,45
60	1178	2,95
70	1374	3,44
80	1571	3,93
90	1767	4,42
100	1963	4,91
110	2160	5,40
120	2356	5,89
130	2552	6,38

* La energía de compactación está dada para un apisonador con área de 400 cm². Para otro apisonador se debe usar la siguiente fórmula:

$$\text{Energía de Compactación} = \frac{\text{Fuerza de cilindro}}{\text{Área de apisonador}} \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$



Presostato regulable para control de presión

3.4. Operaciones normales de la máquina.

En esta prensa se realizan 4 operaciones:

- Operación 1. Colocación del material dentro del molde cerrado por el pasador.
- Operación 2. Presión del botón de encendido (botón verde) hasta que el apisonador suelte el final de carrera, el retorno o cambio de estado del cilindro será automático debido al presostato que se activa cuando la presión llega a un valor predeterminado; al subir vuelve a apagarse cuando el apisonador vuelve a presionar el final de carrera.
- Operación 3. Apertura del molde quitando el pasador para extraer el bloque ya compactado.
- Operación 4. Cerrar el molde colocando el pasador para un nuevo ciclo.

3.5. Paro de la máquina.

Para detener el ciclo hay que presionar el pulsador rojo o el paro de emergencia y se apagará la máquina. Luego de presionar el botón se detiene la bajada o subida del vástago; al momento de volver a encender, siempre sea cual sea la posición, el vástago va a subir hasta que active el final de carrera y reinicie el ciclo.



Tablero de control de la máquina

3.6. Regulación de la válvula de alivio o seguridad.

La válvula de alivio nos garantiza que en caso de alguna falla en el funcionamiento eléctrico la presión no se eleve más de un límite y pueda ocasionar algún daño a la máquina o al operador.

Para regular la presión de seguridad actuaremos sobre la válvula de alivio que se encuentra sobre el reservorio de aceite a continuación de la bomba. La presión del cilindro puede verse en el manómetro que indica esta presión.

La válvula de alivio habrá que regularla con un margen de seguridad suficiente para que no se interrumpa el prensado (131 bar o 1850 psi), y solo se active en caso de sobrepresión por algún obstáculo o sobre esfuerzo.

Esta válvula va calibrada pero en caso de necesitarse la calibración de esta válvula debe hacerse por un profesional calificado.

Una vez regulada la presión de seguridad en la válvula de alivio puede que ésta salte y se quede abajo el vástago presionando sin cambiar de estado la electroválvula, en este caso hay que parar la máquina y regular el presostato el cual no debe sobrepasar los 130bar.



Válvula de alivio

MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA

4. Mantenimiento

4.1. Recomendaciones generales de mantenimiento.

El mantenimiento debe ser realizado exclusivamente por personal especializado y competente.

Inmediatamente después de haber efectuado las operaciones de mantenimiento asegurarse de que:

- Todas las piezas sustituidas y las herramientas empleadas han sido retiradas de la máquina.
- Todos los dispositivos de seguridad funcionan perfectamente.
- Tener especial cuidado con el mantenimiento de todos los componentes de seguridad, componentes del cuadro eléctrico, etc.

4.2. Mantenimiento general.

4.2.1. Lubricación.

La falta de lubricación, o una mala lubricación, puede causar daños a los componentes. Al usar aceite la máquina para su funcionamiento la mayor parte de las piezas se auto lubrican.

Una de las partes que necesita ser lubricada es el eje guía que se encuentra en el apisonador el cual se debe poner cualquier tipo de grasa para evitar que friccionen en gran medida con el bocín del cilindro. La frecuencia de lubricación debería ser diaria.

4.2.2. Mantenimiento mecánico.

Se revisarán al menos los siguientes puntos:

- Estado y ajuste de la guía del apisonador.
- Desgaste del molde
- Rodamientos del motor.
- Rodamientos de la bomba.
- Control de la fijación de los grupos o conjuntos de elementos.

4.2.3. Mantenimiento eléctrico.

Se revisarán al menos los siguientes puntos:

- Sistema de mando eléctrico.
- Estado de los conductores eléctricos.

- Protección térmica de sobrecargas del motor.
- Estado cuadro eléctrico en general.
- Funcionamiento de los pulsadores y del paro de emergencia.

4.2.4. Mantenimiento hidráulico.

Se revisarán al menos los siguientes puntos:

- Estado de los niveles de aceite.
- Circuito hidráulico en general. Periódicamente se controlará la presión principal.
- Control de fugas en el circuito hidráulico. El sistema de hidráulico debe comprobarse a intervalos regulares en cuanto a fugas para evitar pérdidas económicas y daños al resto de componentes.
- Estado del filtro de aceite, mediante el manómetro de saturación ubicado en la base del filtro.

4.2.4.1. Cuidado del aceite hidráulico.

La limpieza del aceite es el factor más importante para asegurar un buen funcionamiento y una larga vida en los equipos hidráulicos. Por lo tanto, es necesario cumplir las instrucciones de mantenimiento relativas a filtros, válvulas y aceites para mantener el aceite dentro de un grado de limpieza óptimo.

Los cambios de aceite deberán realizarse según las condiciones de trabajo y el envejecimiento del aceite. Aceite muy envejecido y sucio no puede ser mejorado añadiéndole aceite nuevo, es más económico vaciar la instalación y llenarlo con aceite nuevo.

Antes de proceder al llenado del depósito se habrá efectuado una limpieza del mismo lo más meticulosa posible. Es importante mantener el nivel del aceite de acuerdo con el visor de nivel colocado en el depósito.

El nivel de aceite debe comprobarse diariamente. Para ello observaremos y nos aseguraremos de que el nivel de aceite está a la mitad entre el mínimo y el máximo.

4.2.4.2. Dirección de rotación del eje de la bomba.

En caso de reparación o sustitución de la bomba se tendrá en cuenta el sentido de giro del eje de la bomba. Las bombas normalmente giran en sentido horario, observando la bomba desde el extremo del eje. Si la bomba gira en otro sentido al actual se hará un cambio en la conexión del motor.

4.2.4.3. Filtros.

Los filtros deben limpiarse o cambiarse periódicamente, según carga de trabajo de la máquina, y por supuesto, cada vez que se cambie el aceite.

Los filtros de aspiración deben ser revisados a intervalos regulares, limpiándolos o sustituyéndolos, según lo aconseje el tipo de elemento filtrante que se use y el estado en que se encuentre.

4.2.4.4. Juntas de estanqueidad de los cilindros.

Las juntas de estanqueidad, se tienen que controlar el desgaste al menos cada año y reponerlas en caso de necesidad.

Ante un cambio de juntas tener en cuenta los siguientes consejos:

- Deben limpiarse todas las piezas muy cuidadosamente a fin de que no quede polvo, suciedad, virutas o cualquier otro tipo de partículas ajenas al sistema.
- No deben emplearse herramientas con aristas.
- Antes de realizar el montaje es necesario engrasar bien, todos los componentes: pistón, camisa, vástago y las propias juntas.

4.2.4.5. Válvulas.

Sólo cuando por razones de avería o suciedad se provoca un incorrecto funcionamiento de las válvulas se procedería a su limpieza, utilizando para ello soluciones jabonosas y nunca sustancias inflamables con el fin de evitar el peligro de incendio y explosiones.

4.2.4.6. Temperatura.

Se controlará que no se hayan producido recalentamientos en rodamientos, retenes, aceites, motores eléctricos, solenoides, etc.

Debido a que en un sistema hidráulico casi todas las pérdidas de rendimiento se transforman en calor, es normal que el aceite se caliente. Sin embargo, la temperatura de los componentes en general no debe sobrepasar los 70 °C.

4.2.5. Almacenamiento de repuestos.

Los repuestos se almacenarán en un lugar seco y sin humedad ambiental y libre de productos corrosivos o vapores oxidantes.

Periódicamente se verificará el correcto almacenaje y estado de conservación de los repuestos.

4.2.6. Limpieza.

Al término de cada turno de trabajo, después de haber cortado la tensión del cuadro eléctrico, se aconseja limpiar la máquina.

Limpiar de eventuales pérdidas de aceite la zona de trabajo y el suelo alrededor de la máquina. Al final de cada mes de trabajo, eliminar toda la suciedad de las superficies de la máquina. Hacer una limpieza a fondo.

Después de la limpieza es conveniente controlar todos los componentes mecánicos de la máquina. Además después de la limpieza se controlarán y lubricarán todas las partes móviles de la máquina como se describe en el apartado de lubricación.

4.3. Análisis de Anomalías

ANOMALIA	CAUSA
<p>Ruido excesivo en bomba hidráulica</p>	<p>Cavitación</p> <ul style="list-style-type: none"> - Filtro de aspiración obturado total o parcialmente. - Cuerpos extraños en la tubería de aspiración. - Viscosidad del aceite muy elevada, a la temperatura de funcionamiento. - Velocidad de rotación excesiva del motor o la bomba. - Nivel de aceite demasiado bajo. <p>La bomba aspira aire</p> <ul style="list-style-type: none"> - Nivel de aceite demasiado bajo, no cubriendo la boca de aspiración. - Tubería de aspiración estropeada. - Retén de salida del eje de la bomba estropeado. - Emulsión del aceite (formación de espuma) por desembocar las líneas de retorno por encima del nivel de líquido. <p>Otros casos</p> <ul style="list-style-type: none"> - Cuerpo de la bomba desgastado o defectuoso. - Rodamientos desgastados o defectuosos. - Acoplamiento defectuoso o averiado.
<p>Ruido excesivo o vibraciones en la valvula de seguridad</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Válvula demasiado pequeña para el caudal que elimina - Obturador de la tapa o su asiento defecioso o desgastado - Presion excesiva en la linea de retorno - Taraje de la valvula demasiado proximo al de otra valvula del circuito

ANEXO 15

PLANOS