



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**

**FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS  
NATURALES NO RENOVABLES.**

**CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**TÍTULO:**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS A COMPRESIÓN DE  
BRIQUETAS DE ASFALTO**

TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR  
POR EL TÍTULO DE INGENIERO  
ELECTROMECAÁNICO.

**AUTOR:**

Cristian Manuel Valverde Carrasco

**DIRECTOR:**

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc

**LOJA - ECUADOR**

**2017**

## CERTIFICACIÓN

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

**DIRECTOR DE TESIS**

### CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“Diseño de una máquina para ensayos a compresión de briquetas de asfalto”**, previa la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Cristian Manuel Valverde Carrasco**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 04 de Octubre del 2016



Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

**DIRECTOR DE TESIS**

## AUTORÍA

Yo: **CRISTIAN MANUEL VALVERDE CARRASCO**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales, por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

**Firma:**



**Cedula:** 1803694973

**Fecha:** Loja a los 25 días del mes de mayo del 2017.

**CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCION PARCIAL O TOTAL, Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.**

Yo **CRISTIAN MANUEL VALVERDE CARRASCO**, declaro ser autor de la tesis titulada: “**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS A COMPRESIÓN DE BRIQUETAS DE ASFALTO**”, como requisito para optar al grado de **INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja a los veinticinco días del mes de mayo del dos mil diecisiete.

**Firma:**



**Autor:** Cristian Manuel Valverde Carrasco

**Cedula:** 1803694973

**Dirección:** Loja (Pablo Palacio y El Emperador).

**Correo electrónico:** crissvalverde@gmail.com

**Teléfono:**

**Celular:** 0997223236

**DATOS COMPLEMENTARIOS**

**Director de tesis:** Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc

**Tribunal de grado:** Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc

Dr. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD.

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc



## **DEDICATORIA**

El presente trabajo se lo dedico primeramente a Dios por haberme brindado salud y fuerza para poder culminar mis estudios universitarios. A mis queridos padres: Jaime Valverde y Bélgica Carrasco, quienes me brindaron su apoyo en los buenos y malos momentos en el transcurso de toda mi formación académica.

A mis hermanos: Verónica, Geovanny, Juan Carlos y Andrea Valverde Carrasco, quienes han sido un pilar fundamental para seguir adelante, apoyándome moral y económicamente en los momentos más difíciles de mi vida.

A todos mis docentes por brindarme sus conocimientos, a mis compañeros y amigos quienes me han apoyado emocionalmente en esta etapa de culminación.

**Cristian Manuel Valverde Carrasco**

## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Nacional de Loja, al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables en la carrera de Ingeniería Electromecánica a cada uno de los docentes, quienes incondicionalmente me impartieron sus conocimientos y forjando de esta manera fundamentos técnicos, para un desempeño ético como futuro profesional.

Al Ing. Gonzalo Riofrío Cruz, Mg. Sc, director de tesis, quién me ha compartido su conocimiento y dedicación, inmerso en un ambiente de paciencia en la guía del presente proyecto de tesis.

A mis padres, hermanos, compañeros y amigos (as), quienes con su apoyo incondicional me motivaron, sin mitigar la esperanza en la culminación de la presente con satisfacción.

**Cristian Manuel Valverde Carrasco**

## TABLA DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN.....	I
AUTORÍA .....	II
CARTA DE AUTORIZACIÓN .....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTO .....	V
TABLA DE CONTENIDOS .....	VI
1. TÍTULO.....	1
2. RESUMEN .....	2
2.1 SUMMARY .....	3
3. INTRODUCCIÓN.....	4
4. REVISIÓN DE LITERATURA .....	6
4.1 CAPÍTULO I: GENERALIDADES.....	6
4.1.1 Materiales pétreos para briquetas. ....	6
4.1.2 Material Aglutinante.....	6
4.1.3 Método de diseño de mezcla asfáltica. ....	7
4.1.4 Briquetas de asfalto. ....	8
4.1.5 Ensayos y tolerancias de una briqueta de asfalto. ....	9
4.1.6 Propiedades mecánicas de las briquetas. ....	10
4.1.7 Máquinas de ensayos para briquetas. ....	11
4.1.8 Clasificación según su energía de accionamiento. ....	11
4.1.9 Tipos de ensayos para briquetas de asfalto.....	15
4.2 CAPÍTULO II: DISEÑO MECÁNICO.....	18
4.2.1 Esfuerzo y Resistencia.....	18
4.2.2 Esfuerzo por flexión. ....	22
4.2.3 Esfuerzo cortante. ....	24
4.2.4 Viga apoyada. ....	26
4.2.5 Columnas.....	27
4.2.6 Espesor de la placa base. ....	31
4.2.7 Diseño de elementos de máquinas.....	32
4.2.8 Pernos. ....	36
4.2.9 Soldadura.....	39
4.3 CAPÍTULO III: DISEÑO HIDRÁULICO.....	42

4.3.1 Fundamentos de la mecánica de fluidos.....	42
4.3.2 Sistema hidráulico.....	44
4.3.3 Elementos hidráulicos.....	45
4.4 CAPÍTULO IV: DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	56
4.4.1 Sistema eléctrico.....	56
4.4.2 Accesorios.....	57
5. MATERIALES Y MÉTODOS.....	58
5.1. Materiales.....	58
5.2 Metodología.....	59
6. RESULTADOS.....	60
6.1 Diseño conceptual de la máquina de ensayos.....	60
6.1.1 Análisis funcional de la máquina de ensayos.....	60
6.1.2 Requerimientos.....	60
6.1.3 Etapa funcional de la máquina de ensayos.....	62
6.2 Diseño y selección de elementos mecánicos.....	63
6.2.1 Diseño estructural de la máquina de ensayos.....	63
6.2.2 Diseño del bastidor de la máquina.....	63
6.2.3 Análisis del bastidor debido a flexión.....	68
6.2.4 Análisis del bastidor por corte.....	74
6.2.5 Cálculo del diámetro de la varilla roscada.....	79
6.2.6 Cálculo del espesor de la placa base.....	91
6.2.7 Dimensionamiento de los elementos de máquinas.....	95
6.2.8 Selección de pernos.....	100
6.3 Dimensionamiento de los dispositivos Hidráulicos.....	106
6.3.1 Bomba hidráulica.....	106
6.3.2 Cilindro hidráulico.....	109
6.3.3 Motor eléctrico.....	114
6.3.4 Tuberías y mangueras.....	116
6.3.5 Elementos de control.....	122
6.3.6 Manómetro.....	127
6.3.7 Filtro de succión.....	127
6.3.8 Filtro de aire y llenado de aceite.....	128
6.3.9 Indicador para el nivel de aceite.....	129

6.3.10 Tapón de drenado. ....	129
6.3.11 Acoples. ....	130
6.3.12 Selección del aceite hidráulico. ....	130
6.3.13 Dimensionamiento del depósito de aceite. ....	131
6.3.14 Circuito hidráulico. ....	132
6.4 Dimensionamiento Eléctrico. ....	134
6.4.1 Selección de los elementos para el sistema de control. ....	134
6.4.2 Circuito eléctrico. ....	137
6.4.3 Selección de los accesorios. ....	140
6.5 Representación de la máquina de ensayos diseño final. ....	142
6.6 Análisis económico. ....	144
6.6.1 Costos directos. ....	144
6.6.2 Costos indirectos. ....	148
7. DISCUSIÓN. ....	151
8. CONCLUSIONES. ....	152
9. RECOMENDACIONES. ....	153
10. BIBLIOGRAFÍA. ....	154
11. ANEXOS. ....	164

## TABLA DE FIGURAS

Figura 1. Briquetas de asfalto. ....	9
Figura 2. Máquina de ensayos manual. ....	12
Figura 3. Máquina de ensayos mecánica. ....	13
Figura 4. Máquina de ensayos hidráulica. ....	14
Figura 5. Ensayo de compresión.....	16
Figura 6. Ensayo de tracción indirecta. ....	17
Figura 7. Viga sometida a tensión. ....	19
Figura 8. Esfuerzo de compresión. ....	20
Figura 9. Viga sometida a esfuerzo por flexión. ....	22
Figura 10. Distribución de esfuerzos sobre la sección de la viga.....	23
Figura 11. Esfuerzo cortante en una viga. ....	24
Figura 12. Viga simple apoyada. ....	26
Figura 13. Columna a tracción. ....	27
Figura 14. Dimensiones de las roscas unificadas y métricas.....	29
Figura 15. Placa base sometida a una carga. ....	31
Figura 16. Chaveta cuadrada & rectangular ....	33
Figura 17. Fuerzas sobre una chaveta.....	33
Figura 18. Tipos de acoples.....	35
Figura 19. Elemento de nivelación.....	37
Figura 20. Terminología general de soldadura. ....	40
Figura 21. Tipos de uniones soldadas.....	40
Figura 22. Elementos de un sistema hidráulico.....	44
Figura 23. Bomba de engranajes externos.....	45
Figura 24. Cilindro hidráulico. ....	47
Figura 25. Manguera. ....	51
Figura 26. Depósito de aceite. ....	55
Figura 27. Elementos principales para la estructura de la máquina. ....	63
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del bastidor. ....	64
Figura 29. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.....	66
Figura 30. Centro de inercia viga UPN. ....	68
Figura 31. Sección transversal con tramo a - b.....	75
Figura 32. Bastidor. ....	77
Figura 33. Análisis de esfuerzo en el bastidor.....	78
Figura 34. Desplazamiento máximo en el bastidor. ....	78
Figura 35. Diámetro de la varilla roscada.....	79
Figura 36. Varilla roscada. ....	81
Figura 37. Análisis de esfuerzo en el bastidor.....	81
Figura 38. Tuerca hexagonal. ....	82
Figura 39. Placa metálica sujeta por medio de dos tuercas. ....	83
Figura 40. Dimensiones de las roscas unificadas y métricas.....	86
Figura 41. Contacto en los filetes de una rosca entre perno y tuerca. ....	87
Figura 42. Área de la raíz de un filete de un tornillo sometida a cortante.....	88

Figura 43. Dimensiones de la placa expuesta a la carga. ....	91
Figura 44. Momento flector máximo respecto al eje x. ....	92
Figura 45. Placa base. ....	94
Figura 46. Esfuerzo máximo de Von Mises en la placa base. ....	94
Figura 47. Desplazamiento máximo en la placa base. ....	95
Figura 48. Chaveta & Eje del motor. ....	95
Figura 49. Acople motor - bomba. ....	100
Figura 50. Espesor de los materiales a sujetar. ....	102
Figura 51. Longitud de la rosca y vástago del perno. ....	103
Figura 52. Bomba hidráulica. ....	109
Figura 53. Pistón y cilindro. ....	109
Figura 54. Fuerza de extensión en el cilindro. ....	111
Figura 55. Vástago y cilindro. ....	112
Figura 56. Longitud de carrera de un cilindro. ....	113
Figura 57. Cilindro hidráulico brida trasera. ....	114
Figura 58. Motor eléctrico monofásico. ....	115
Figura 59. Funcionamiento del cilindro al accionar la bomba. ....	122
Figura 60. Válvula direccional (4/3) y manifold. ....	123
Figura 61. Representación de la presión de descarga. ....	123
Figura 62. Válvula reguladora de caudal. ....	124
Figura 63. Válvula reguladora de presión. ....	126
Figura 64. Válvula antirretorno. ....	126
Figura 65. Manómetro. ....	127
Figura 66. Filtro de succión. ....	128
Figura 67. Filtro de aire y llenado. ....	128
Figura 68. Indicador vertical para el nivel de aceite. ....	129
Figura 69. Tapón de drenado tipo magnético. ....	130
Figura 70. Acoples hidráulicos. ....	130
Figura 71. Conexión del circuito hidráulico. ....	133
Figura 72. Switch unipolar On-Off. ....	134
Figura 73. Switch unipolar On-Off-On. ....	134
Figura 74. Botón de emergencia. ....	135
Figura 75. Lámparas piloto de cabeza cuadrada. ....	135
Figura 76. Conductor eléctrico. ....	136
Figura 77. Terminales eléctricos. ....	136
Figura 78. Circuito de control. ....	138
Figura 79. Anillo de carga. ....	140
Figura 80. Cabezal de rotura Marshall. ....	141
Figura 81. Cabezal de rotura Lottman. ....	141
Figura 82. Indicador de flujo. ....	142
Figura 83. Máquina de ensayos para briquetas de asfalto. ....	143
Figura 84. Máquina de ensayos a compresión. ....	216
Figura 85. Distribución de las partes principales de la máquina. ....	218
Figura 86. Panel de control. ....	222

## TABLA DE TABLAS

Tabla 1. Normas para ensayo de materiales. ....	8
Tabla 2. Requisitos especificados para la preparación de mezcla asfáltica.....	11
Tabla 3. Factores de seguridad. ....	21
Tabla 4. Torque recomendado para cada tipo de perno.....	39
Tabla 5. Esfuerzos cortantes admisibles sobre soldaduras de chaflán. ....	40
Tabla 6. Tamaños mínimos del cordón para placas gruesas.....	41
Tabla 7. Velocidad del pistón y factor máximo de carga. ....	48
Tabla 8. Velocidad de avance según el proceso. ....	51
Tabla 9. Especificaciones de diseño. ....	60
Tabla 10. Dimensiones de perfil UPN 80. ....	68
Tabla 11. Pesos teóricos de la placa ASTM A36. ....	101
Tabla 12. Matriz morfológica para selección de la bomba.....	106
Tabla 13. Matriz morfológica para selección del aceite. ....	131
Tabla 14. Componentes del sistema hidráulico. ....	133
Tabla 15. Componentes del circuito de control.....	139
Tabla 16. Rangos variables de cargas.....	140
Tabla 17. Materiales directos.....	144
Tabla 18. Elementos normalizados.....	145
Tabla 19. Costo de maquinado. ....	147
Tabla 20. Costo de ensamblaje. ....	147
Tabla 21. Costo directo total. ....	147
Tabla 22. Materiales indirectos. ....	148
Tabla 23. Gastos indirectos. ....	149
Tabla 24. Costo indirecto total. ....	149
Tabla 25. Costo total de la máquina de ensayos.....	149
Tabla 26. Presión límite de funcionamiento. ....	217
Tabla 27. Lectura del comparador de carátula. ....	225
Tabla 28. Análisis de fallas y causas. ....	229



## **1. TÍTULO**

Diseño de una máquina para ensayos a compresión de briquetas de asfalto.

## **2. RESUMEN**

El presente proyecto de tesis se centra en el diseño de una máquina hidráulica (electrohidráulica) para ensayos a compresión de briquetas de asfalto, destinada a laboratorios de tratamiento de agregados con el fin de someter a pruebas el revestimiento vial. La misma que permitirá evaluar la estabilidad y flujo de la mezcla asfáltica en el proceso de compresión, y obtener de esta manera las propiedades físicas de la briketa, para determinar los valores apropiados del contenido de cemento asfáltico en dosificación de los diversos agregados.

El diseño de la máquina de ensayos se realizó aplicando toda la información técnica y bibliográfica obtenida sobre los conceptos fundamentales de las briquetas de asfalto, proceso de ensayo, requerimientos de una máquina de ensayos para briquetas de asfalto y sistemas de accionamiento de una máquina. Y por consiguiente se procedió a realizar el análisis de funcionamiento y los cálculos respectivos.

La máquina de ensayos a compresión está diseñada para el tratamiento de briquetas de asfalto bajo las normas ASTM D – 1559 (Marshall) y ASTM D – 4123 (Lottman), la misma consta con una estructura metálica para una capacidad de 12 kN (2.700 lbf), valor considerado como carga máxima que podría recibir la máquina; un anillo de carga con un rango de medición de 0 N (0 lbf) hasta 10 kN (2.200 lbf); un cilindro hidráulico que aportará con una carga de 10 kN (2.200 lbf), carga referencial para el proceso de ensayo de la briketa de asfalto, a un desplazamiento de 2 pulgadas por minuto tanto para ensayos tipo Marshall y Lottman; una bomba hidráulica que suministrará un caudal de 1,3 cm<sup>3</sup> / rev y un motor eléctrico monofásico 110 V / 220 V, el cual será el encargado de accionar el sistema hidráulico y poner en funcionamiento la máquina.

Además se analizó la inversión total producida por la construcción de la máquina de ensayos, involucrando para ello los costos directos e indirectos totales. También se proporciona un instructivo para la realización del ensayo a compresión de las briquetas de asfalto, especificaciones técnicas, precauciones, operación de la máquina, manipulación de accesorios y mantenimiento.

## 2.1 SUMMARY

This thesis project focuses on designing an asphalt briquette compression testing hydraulic (electro-hydraulic) machine designed for aggregate processing laboratories in order to test road coatings. This same machine is also aimed at evaluating the stability and flow of the asphalt mixture in the compression process and thereby obtain the physical properties of the briquette, ascertain the appropriate content values of the asphaltic cement in batches of the various aggregates.

The design of the testing machine was achieved using all technical and bibliographic information obtained from the fundamental concepts of asphalt briquettes, the testing process, requirements for an asphalt briquetting testing machine and drive systems of the machine. And consequently it proceeded to conduct an operation analysis and respective calculations.

The compression testing machine was designed for handling of asphalt briquettes under ASTM D - 1559 (Marshall) and ASTM D - 4123 (Lottman) regulations. The machine has a metallic structure for a capacity of 12 kN (2.700 lbf), a value considered as a maximum load that the machine could handle. In addition it has a loading ring with a measuring range of 0 N (0 lbf) up to 10 kN (2.200 lbf); a hydraulic cylinder with a measuring range of 10 kN (2.200 lbf), referential load for the testing process of the asphalt briquette to a displacement of 2 inches per minute for both the Marshall and Lottman tests; a hydraulic pump to supply a flow rate of 1.3 cm<sup>3</sup> / rev and a 110 V / 220 V single phase electric motor, responsible for powering the hydraulic system and operating the machine.

In addition the total investment brought about by the construction of the testing machine, including both the total direct and indirect costs were analyzed. Likewise a user guide detailing trial compression using asphalt briquettes, technical specifications, precautions, operation of the machine, handling accessories and maintenance was also provided.

### **3. INTRODUCCIÓN**

La planta procesadora de asfalto en la provincia de Loja, se ve obligada a diseñar un revestimiento asfáltico de calidad y para ello cuentan con laboratorios en el cual se realizan análisis de suelos y ensayos a compresión de las briquetas de asfalto.

Dichos laboratorios poseen máquinas universales electromecánicas para los procesos de análisis y ensayos, repercutiendo de esta manera en el mantenimiento continuo de las partes mecánicas de la máquina, la designación y preparación de los accesorios según el proceso a realizar generando pérdida de tiempo previo a la ejecución. Es por este motivo que se realiza el diseño de una máquina hidráulica (electrohidráulica) exclusivamente para ensayos a compresión de briquetas de asfalto.

La utilización de máquinas de ensayo a compresión para briquetas de asfalto está orientada a comprobar la durabilidad del revestimiento asfáltico, ya que es necesario someterlo a ensayos mecánicos de compresión a objeto de determinar los valores de resistencia del mismo. Aquellos valores contribuyen en el diseño de la mezcla que determinan el contenido óptimo de asfalto y combinación específica de agregados, para lograr que el cemento asfáltico adquiera mayor consistencia mejorando su durabilidad, confortabilidad y una incrustación óptima sobre la calzada.

El presente proyecto de fin de carrera está centrado, en el diseño y cálculo de los materiales, componentes electromecánicos, componentes hidráulicos y componentes eléctricos de una máquina para ensayos de resistencia mecánica a compresión de briquetas de asfalto, por lo cual el objetivo general que se propuso al inicio de la investigación es el siguiente:

- Cálculo y diseño de una máquina hidráulica para ensayos de resistencia mecánica a compresión de briquetas de asfalto, producidas en la provincia de Loja.

Para lograr la ejecución del objetivo general se definen los siguientes objetivos específicos.

- Sistematizar la información técnica y bibliografía sobre ensayos mecánicos en el proceso a compresión para briquetas de asfalto.
- Cálculo, diseño y/o selección de los componentes electromecánicos de la máquina de ensayos de resistencia a compresión de briquetas de asfalto.

- Elaborar un procedimiento técnico para realización del ensayo a compresión de las briquetas de asfalto.

## **4. REVISIÓN DE LITERATURA**

### **4.1 CAPÍTULO I: GENERALIDADES.**

#### **4.1.1 Materiales pétreos para briquetas.**

Agregados pétreos: Es un material sólido inerte (Pacheco Pineda & Campisi Garcia, 2005), en forma de fragmentos graduados utilizados en la preparación de pavimentos y diversas aplicaciones con la mezcla de otros materiales aglutinantes.

##### **4.1.1.1 Agregado grueso.**

El agregado grueso puede estar constituido por roca triturada, grava triturada o por una mezcla de ambos materiales. El agregado grueso triturado deberá provenir de rocas y/o gravas sanas y durables, que cumplan los requisitos de calidad necesarios (Ministerio de Transportes y Obras Publicas, MOP - 001-F 2002, 2002), con un diámetro máximo de 25 mm (1 pulg) o menor.

##### **4.1.1.2 Agregado fino.**

El agregado fino podrá estar constituido por arena manufacturada por trituración, arena natural o por una mezcla de ambos materiales. La arena manufacturada deberá provenir de rocas sanas y durables, que cumplan los requisitos de calidad necesarios (Ministerio de Transportes y Obras Publicas, MOP - 001-F 2002, 2002), cuyo tamaño varía entre 0.05 mm y 2 mm de diámetro de aspecto poroso y puede almacenar una gran cantidad de humedad.

#### **4.1.2 Material Aglutinante.**

Son Materiales capaces de unir los fragmentos pétreos para formar un conjunto compacto, muy utilizados en construcciones viales, uno de las más importantes para la construcción de una briqueta es el material de asfalto.

##### **4.1.2.1 Asfalto.**

El asfalto es material de color oscuro bituminoso, provienen de yacimientos naturales o del petróleo. Se caracteriza por la cohesión y adhesión con materiales granulares, ideal para pavimentación e impermeabilización.

El asfalto se clasifica en tres grupos:

- **Cementos asfálticos:** Son utilizados para la pavimentación de carreteras.
- **Asfaltos líquidos:** Son la mezcla del cemento asfáltico y algún solvente del petróleo.
- **Emulsiones asfálticas:** se producen diluyendo agua y cemento asfáltico, sirven para tratamientos superficiales, riesgos de adherencia, mezclas abiertas y lechadas asfálticas. (Ministerio de Comercio, Industria y Turismo., 2012)

#### **4.1.3 Método de diseño de mezcla asfáltica.**

El método de Marshall es el más utilizado para el diseño de mezclas asfálticas en caliente “formulados inicialmente por Bruce Marshall”, Ingeniero encargado del control de calidad de las mezclas asfálticas del Departamento de carreteras del Estado de Mississippi, la formulación inicial fue mejorada y completados más tarde por el cuerpo de ingenieros de los EE. UU.

El ensayo Marshall solo es aplicable para mezclas en caliente, utilizando agregados cuyo tamaño máximo sea inferior o igual a 25 mm. El objetivo principal del método es determinar el contenido óptimo del asfalto para una combinación de “agregados de composición y granulometría determinadas”. El método Marshall utiliza especímenes de prueba estándar de 64 mm (2 ½”) de alto y 102 mm (4”) de diámetro; se preparan mediante un procedimiento específico para calentar, combinar y compactar mezclas de asfalto-agregado dado por la norma (ASTM D1559).

Los dos aspectos principales del método Marshall son la densidad-análisis de vacíos, y la prueba de estabilidad y flujo de los especímenes compactados; cabe mencionar que este proceso de diseño no tiene especificado pruebas para agregados minerales ni para cementos asfálticos.

El método Marshall comienza con la preparación de las briquetas, para lo cual requiere cumplir con las siguientes condiciones previas:

- Que los materiales cuyo uso se propone cumplan las condiciones fijadas por las especificaciones.
- Que las mezclas de agregados satisfagan las normas fijadas por las especificaciones en cuanto a la granulometría.

- Que se disponga de suficiente volumen de agregados secos y divididos por grupos según su tamaño.
- Que se determine el peso científico aparente de todos los agregados empleados en la mezcla y el peso específico del asfalto, con el objeto de utilizarlos en el análisis de los vacíos y la determinación de la densidad de la mezcla. (Garnica Anguas, Delgado Alamilla, & Sandoval Sandoval, 2005)

#### 4.1.3.1 Normas para el diseño de mezcla asfáltica.

El diseño Marshall de mezclas asfálticas permite determinar la resistencia, la estabilidad-flujo y contenido de emulsión con agregados, por lo tanto para obtener un diseño óptimo se tiene que proceder a la aplicación de normas (Tabla 1), las cuales podrán ser AASHTO T 245 o ASTM D1559.

Tabla 1. Normas para ensayo de materiales.

<i>NORMA</i>		<i>MATERIA</i>
<i>ASTM D 75</i>	<i>AASHTO T 2</i>	<i>MUESTREO DE MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN DE CARRETERAS</i>
<i>ASTM D 1556</i>	<i>AASHTO 191</i>	<i>DENSIDAD DEL SUELO EN SITIO: MÉTODO CONO Y ARENA</i>
<i>ASTM D 2922</i>	<i>AASHTO T 310</i>	<i>MÉTODO DEL DESÍMETRO NUCLEAR</i>
<i>ASTM D 4429</i>	<i>AASHTO</i>	<i>C. B. R. IN SITU</i>
<i>ASTM D 6951</i>	<i>AASHTO</i>	<i>CONO DINÁMICO DE PENETRACIÓN</i>
<i>ASTM D 140</i>	<i>AASHTO T 40</i>	<i>TOMA DE MUESTRAS DE MATERIAL BITUMINOSO</i>
<i>ASTM D 1559</i>	<i>AASHTO T 245</i>	<i>RESISTENCIA AL FLUJO PLÁSTICO DE MEZCLAS BITUMINOSAS EMPLEANDO EL APARATO MARSHALL</i>
<i>ASTM D 2950</i>	<i>AASHTO</i>	<i>DENSIDAD DE CAMPO EN MEZCLAS ASFÁLTICAS (DENSÍMETRO NUCLEAR)</i>
<i>ASTM D 1195</i>	<i>AASHTO T 221</i>	<i>ENSAYO DE PLACA</i>
<i>ASTM D 1587</i>		<i>TOMA DE MUESTRAS SUPERFICIALES DE SUELO INALTERADO</i>
<i>ASTM D 1586</i>	<i>AASHTO T 206</i>	<i>ENSAYO SPT</i>

\* “ASTM” Sociedad Americana para Ensayo de Materiales (American Society for Testing and Materials).

\* “AASHTO” Asociación Americana de Autoridades de Vialidad y Transporte de los Estados. (American Association of State Highway and Transportation Officials).

Fuente: (Román Chamba , 2011)

Para obtener la resistencia retenida a la tensión diametral (tracción indirecta) o Lottman, se procede bajo las normas ASTM D 4123 / AASHTO T 283, cuya presión mínima de referencia es  $2,5 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \cong 36 \text{ psi} \cong 2,48 \text{ bar}$ .

#### 4.1.4 Briquetas de asfalto.

La briqueta de asfalto es un cuerpo semirrígido que está compuesto por la dosificación de la mezcla de agregados pétreos, previamente triturados y cemento asfáltico para



posteriormente ser sometido a compactación dentro de un molde, mediante golpes de martillo Marshall. El número de golpes del martillo (35, 50 ó 75) depende de la cantidad de tránsito para la cual la mezcla está siendo diseñada.

Ambas caras de cada briqueta reciben el mismo número de golpes. Así, una probeta Marshall de 35 golpes recibe, realmente, un total de 70 golpes. Una probeta de 50 golpes recibe 100 impactos. (Estado de Artes, 2008)

Briqueta de asfalto (Figura 1), cuyas medidas son 4" (10.16 cm) de diámetro y 2.5" (6.5 cm) de altura, elaboradas empleando procedimientos de compactación especificados. Los dos factores principales en este método son: densidad-vacíos y el ensayo estabilidad-flujo de briquetas compactadas. (Pacheco Pineda & Campisi Garcia, 2005)



Figura 1. Briquetas de asfalto.

Fuente: (Pavement Interactive, 2011).

#### **4.1.5 Ensayos y tolerancias de una briqueta de asfalto.**

Los ensayos que se deben realizar para la comprobación de la calidad de los agregados y el material asfáltico serán los indicados en el numeral 406-8.02, de las especificaciones generales para la construcción de caminos y puentes "MOP - 001-F 2002".

La mezcla asfáltica deberá cumplir con los requisitos siguientes:

Porcentaje en peso de ligante:	5,0 % a 5,8% sobre la mezcla.
Porcentaje de vacíos:	Superior al 4%.
Estabilidad Marshall (60 °C):	Mayor a 1650 libras.
Estabilidad retenida luego de 7 días en agua a temperatura ambiente:	Superior al 75 %.

Las tolerancias admitidas y las actividades a realizar para el control de calidad de la obra terminada son similares a las mostradas en el numeral 405-5.04 para el hormigón asfáltico mezclado en planta, de las Especificaciones Generales MOP-001-F-2000.

406-8.02 *Materiales*.- Este requisito no es aplicable en la presente especificación.

405-5.04. *Ensayos y Tolerancias*.- Los agregados deberán cumplir los requisitos de calidad, cuyas pruebas están determinadas en la subsección 811-2, (*Cementos asfálticos*). La granulometría será comprobada mediante el ensayo INEN 696 (*Análisis granulométrico en los áridos “grueso y fino”*), que se efectuará sobre muestras que se tomarán periódicamente de los acopios de existencia, de las tolvas de recepción en caliente y de la mezcla asfáltica preparada, para asegurar que se encuentre dentro de las tolerancias establecidas para la fórmula maestra de obra.

La calidad del material asfáltico será comprobada mediante las normas indicadas en la subsección 810-2 (*Descripción y requisitos*), para cementos asfálticos. (Ministerio de Transportes y Obras Publicas, MOP - 001-F 2002, 2002)

#### **4.1.6 Propiedades mecánicas de las briquetas.**

Una vez obtenidas las briquetas se procede a la determinación de sus propiedades mecánicas con ayuda de una máquina de ensayos a compresión las cuales son:

##### **4.1.6.1 Estabilidad.**

La capacidad que tienen los asfaltos para resistir la deformación ante el efecto de las cargas impuestas por los vehículos. En el laboratorio se calcula como la máxima resistencia en libras en el cual una briqueta estándar a 60°C falla al aplicarle una carga, a una velocidad de 2 pulgadas por minuto tanto para ensayos tipo Marshall y Lottman según (Garrote Villar). Esta falla ocurre cuando la presión medida en el dial del reloj micrométrico llega al máximo.

##### **4.1.6.2 Flujo.**

Es el movimiento o deformación total que se produce en la mezcla entre el comienzo del ensayo y la carga máxima durante el ensayo de estabilidad, expresado en centésimas de pulgada. (Pacheco Pineda & Campisi Garcia, 2005)

La mezcla deberá cumplir los requisitos especificados en la (Tabla 2).

Tabla 2. Requisitos especificados para la preparación de mezcla asfáltica.

Ensayos de acuerdo al método Marshall	TRÁFICO							
	MUY PESADO		PESADO		MEDIO		LIVIANO	
	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.
Nº de golpes / cara	75		75		50		35	
Estabilidad (lbf)	2.200	----	1.800	----	1.200	----	750	----
Flujo (pulgada/100)	8	14	8	14	8	16	8	16
% vacíos en mezcla								
Capa de rodadura	3	5	3	5	3	5	3	5
Capa intermedia	3	8	3	8	3	8	3	8
Capa de base	3	9	3	9	3	9	3	9

Fuente: Especificaciones generales para la construcción de caminos y puentes. (MOP)

Las muestras de hormigón asfáltico serán tomadas de la mezcla preparada de acuerdo con la fórmula maestra de obra, y sometidas a los ensayos según el método Marshall. (Ministerio de Transportes y Obras Publicas, MOP - 001-F 2002, 2002)

#### **4.1.7 Máquinas de ensayos para briquetas.**

Las máquinas de ensayo están diseñadas para determinar pruebas de resistencia y durabilidad de las briquetas de asfalto, aplicando cargas a las muestras con pesas semicirculares, está equipada con un calibrador provisto de anillo para determinar la carga de ensayo, de un marco de carga para el ensayo de estabilidad y un medidor de flujo, para establecer la deformación bajo la carga máxima de ensayo. (Rios Ciaffaroni , 2011)

#### **4.1.8 Clasificación según su energía de accionamiento.**

Existen varias máquinas de ensayos para briquetas de asfalto, las mismas que se diferencian de acuerdo la fuente de energía utilizada para accionarla. Las cuales se dividen en:

##### **4.1.8.1 Máquina de ensayos con accionamiento manual.**

La máquina de ensayos es un equipo diseñado para aplicar cargas manualmente (Figura 2), mediante una biela acoplada a un dispositivo de engranajes situados en la base de la máquina. El sistema de engranajes permite operar la máquina con dos relaciones diferentes, logrando un avance lento para aplicación de la fuerza durante el ensayo y un avance rápido para el regreso. (Pinzuar Ltda, 2015)

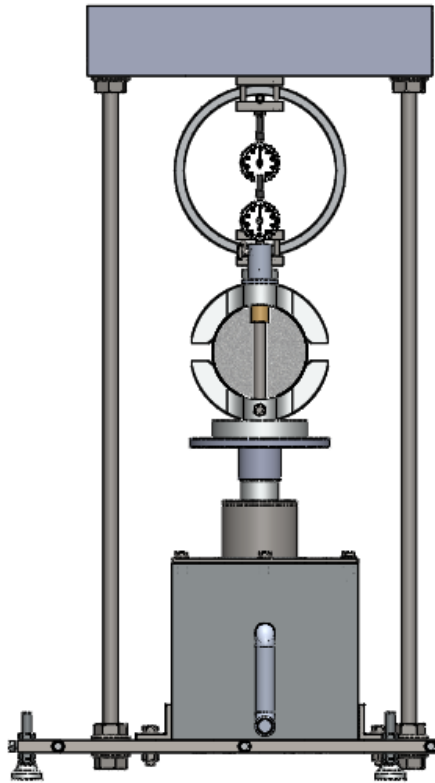


Figura 2. Máquina de ensayos manual.

Fuente: Valverde C.

Ventajas:

- Es accionada de manera directa por el usuario.
- No necesita electricidad, combustible o presión de algún fluido.
- Son más pequeñas y compactas que las eléctricas,
- Son más fáciles y livianas de transportar.

Desventajas:

- Mantenimiento del accionamiento mecánico por ser un dispositivo compacto.
- El tiempo que tarda el actuador en completar el ciclo al subir y bajar.
- La presión no constante que puede alcanzar el actuador al ser accionada por el usuario.

#### 4.1.8.2 Máquina de ensayos con accionamiento mecánico.

La máquina de ensayos funciona mecánicamente y esta accionada por un motor eléctrico de C.A, (Figura 3), que a través de un accionamiento mecánico transmite el desplazamiento lineal aplicando una carga vertical de subida y bajada del plato.

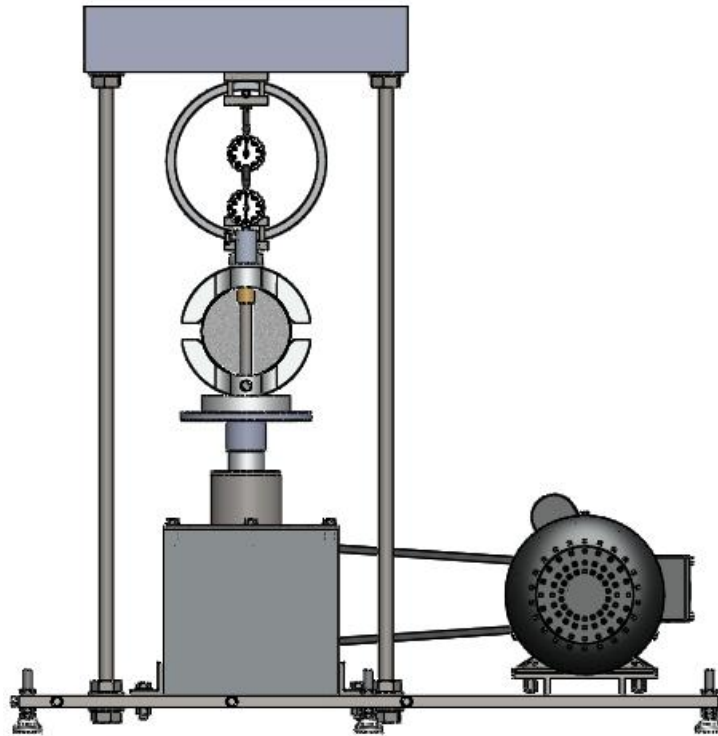


Figura 3. Máquina de ensayos mecánica.

Fuente: Valverde C.

Ventajas:

- Bajo costo.
- Facilidad de construcción.
- Elementos comercializados.

Desventajas:

- Alto nivel de ruido.
- Inseguridad.
- Relación de transmisión no constante (deslizamiento).
- Grandes esfuerzos de contacto.
- Resbalamiento por sobrecarga. (Vanegas Useche, Libardo, 2012)

#### **4.1.8.3 Máquina de ensayos con accionamiento hidráulico.**

Esta máquina tiene una bomba hidráulica (Figura 4), que al accionarla envía una fuerza de salida al cilindro hidráulico, este a su vez empuja el émbolo a una presión constante que comprime el cabezal en conjunto con la briqueta.

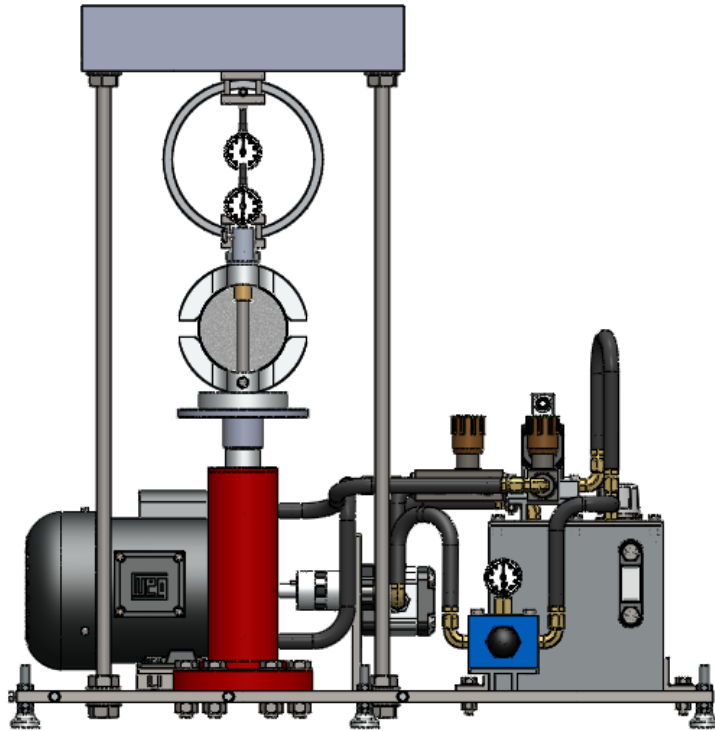


Figura 4. Máquina de ensayos hidráulica.

Fuente: Valverde C.

#### Ventajas:

- Las fuerzas pueden regularse de manera continua.
- Se puede llegar en los elementos hidráulicos de trabajo hasta su total parada, sin riesgos de sobrecarga o tendencia al calentamiento.
- El aceite se adapta a las tuberías y transmite fuerza como si fuera una barra de acero.
- Los elementos son reversibles además de que se pueden frenar en marcha.
- Hay pocas piezas en movimiento como por ejemplo: bombas, motores y cilindros.
- Multiplicación de fuerzas; Visto en la prensa hidráulica.

#### Desventajas:

- Se obtienen velocidades bajas en los actuadores.
- En la manipulación de los aceites, aparatos y tuberías, como el lugar de la ubicación de la máquina; en la práctica hay muy pocas máquinas hidráulicas que extremen las medidas de limpieza.
- Exige un buen mantenimiento.
- Las bombas, motores, válvulas proporcionales y servo válvulas son caras. (IEM-CHN, 2013)

#### **4.1.8.4 Máquina de ensayo según la estructura del bastidor.**

- **Columnas.**

Las máquinas de ensayo están constituidos por dos o cuatro columnas cilíndricas, las cuales se encuentran unidas a los bastidores y aseguradas en los extremos con un juego de tuercas logrando de esta manera estabilidad entre el conjunto. La característica principal de estas estructuras es que tiene mayor capacidad de fuerza y son muy rígidas a la vez. Por lo tanto el empleo del número de columnas es de vital importancia en una estructura, ya que soportarán con mayor efectividad el esfuerzo de compresión generada por el actuador hidráulico, obteniendo de esta manera resultados precisos, seguros y satisfactorios.

#### **4.1.9 Tipos de ensayos para briquetas de asfalto.**

Los ensayos consisten en aplicar carga a varias muestras para evaluar la estructura interna de la mezcla y su comportamiento físico-mecánico, el ensayo puede ser realizado mediante la selección de accesorios diseñados técnicamente que se acoplan sin ninguna dificultad con la briqueta de asfalto y dependiendo del tipo de ensayo mecánico que se requiere realizar, entre ellos se tienen:

##### **4.1.9.1 Ensayo de compresión.**

El método Marshall original es aplicable únicamente a mezclas asfálticas en caliente para pavimentación, que contengan agregados de tamaño máximo de 25 mm (1") o menor. El método modificado se desarrolló para tamaños máximos superiores a 38 mm (1.5"), y está concebido para el diseño en laboratorio y control en campo de mezclas asfálticas en caliente, con graduación densa. Debido a que la prueba de estabilidad es de naturaleza empírica los resultados no permiten estimar el comportamiento en el campo.

El método Marshall utiliza especímenes de prueba estándar de 64 mm (2 ½") de alto y 102 mm (4") de diámetro; que se preparan calentando, mezclando y compactando las mezclas de asfalto- agregado según la norma (ASTM D-1559). Los dos aspectos principales del método Marshall son: la densidad-análisis de vacíos, y la prueba de estabilidad y flujo de los especímenes compactados. (Rodriguez Veliz, 2011)

Las briquetas normalizadas se someten a compresión en la máquina de ensayos representada (Figura 5).

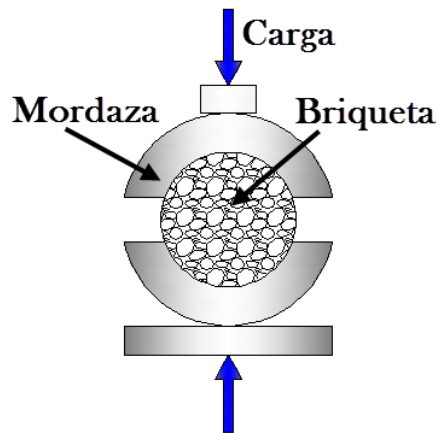


Figura 5. Ensayo de compresión.

Fuente: Valverde C.

#### 4.1.9.2 Ensayo de tracción indirecta.

La determinación de la resistencia a tracción indirecta (Figura 6), en las mezclas bituminosas representa un parámetro mecánico que puede resultar una herramienta sumamente útil para evaluar la calidad del proceso constructivo de la capa asfáltica, al valorar su cohesión en la mezcla.

Se ha deducido que existe una correlación entre la densidad y la resistencia a tracción indirecta de la mezcla, y que ésta última es un parámetro capaz de evaluar a la mezcla con mayor sensibilidad que la obtenida mediante el uso de la densidad, pues se ha demostrado que puede conseguirse la misma densidad con temperaturas bajas y una elevada energía o con mayor temperatura y menor energía, resultando la cohesión conseguida mayor en este último caso.

A partir del análisis de estos resultados se han recomendado valores mínimos a conseguir en cada una de las mezclas estudiadas para establecer un FACTOR DE CALIDAD, en función de la diferencia entre la resistencia de la mezcla fabricada y la conseguida tras su extensión y compactación en obra.

Este factor, varía con la calidad conseguida en cada obra, ya que cuanto menor sea el factor mayor es la calidad y más semejanza existe entre el producto final y la mezcla proyectada en laboratorio.



El conocimiento de los valores de tracción indirecta en laboratorio es una herramienta más, para determinar el posible comportamiento de la mezcla en función de su cohesión, pero el control más importante que se realiza a la capa terminada es determinar la densidad de la mezcla en laboratorio con el método Marshall y compararla con la obtenida en el campo. (Ramírez Turcios , 2009)

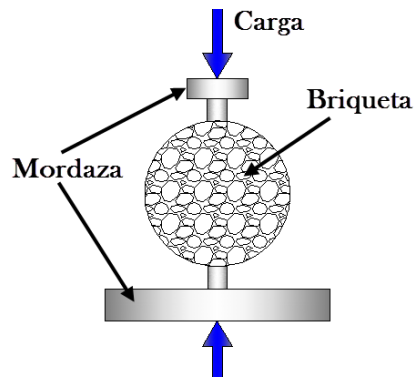


Figura 6. Ensayo de tracción indirecta.

Fuente: Valverde C.

## 4.2 CAPÍTULO II: DISEÑO MECÁNICO.

### 4.2.1 Esfuerzo y Resistencia.

El esfuerzo es inducido por la carga que es aplicada en dirección normal (perpendicular) en el mismo sentido o sentido opuesto sobre la cara del cuerpo o material de estudio. En cambio la resistencia es la propiedad de un material o elemento mecánico, que se obtiene en el momento que el material es sometido a una carga, aquellas propiedades son, el límite de proporcionalidad, la fluencia y la fractura.

En el diseño de los elementos mecánicos de la prensa de ensayos para briquetas de asfalto es de vital importancia la seguridad y la durabilidad de dichos elementos que se componen, es por aquella situación que los cálculos están basados en las siguientes exigencias sugeridas por (Bernard J , Bo O , & Steven R Schmid, 2000):

Tensión:

$$0.45 S_Y \leq [\sigma_{perm}] \leq 0.60 S_Y \quad [\text{Ec. 1}]$$

Cortante:

$$[\tau_{perm}] \leq 0.60 S_Y \quad [\text{Ec. 2}]$$

Flexión:

$$0.60 S_Y \leq [\sigma_{perm}] \leq 0.75 S_Y \quad [\text{Ec. 3}]$$

Aplastamiento:

$$[\sigma_{perm}] \leq 0.90 S_Y \quad [\text{Ec. 4}]$$

Donde los diferentes tipos de carga que experimenta un material son diversos y están relacionados con los esfuerzos permisibles (admisibles), representados como esfuerzo normal permisible  $[\sigma_{perm}]$  y esfuerzo cortante permisible  $[\tau_{perm}]$ .

Para comprobar que la resistencia mecánica del material a seleccionar sea el adecuado y garantice un diseño satisfactorio; se debe determinar mediante la siguiente ecuación que

el producto del esfuerzo máximo “ $\sigma_{m\acute{a}x}$ ” y un factor de seguridad “N”, no supere el valor de la resistencia de fluencia a la tracci3n o esfuerzo limite “ $S_y$ ”.

$$S_y \geq \sigma_{m\acute{a}x} * N \quad [\text{Ec. 5}]$$

Para seleccionar un elemento y el material del cual ser3 fabricado hay que dise1arlo matem3ticamente, de acuerdo a los resultados obtenidos tanto de los esfuerzos real (m3ximo), respecto al valor permisible y compararlos mediante relaciones establecidas, as3 determinar un dimensionamiento correcto. Aquello se lograr3 con la aplicaci3n de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{perm} \quad (\text{No falla}) \quad [\text{Ec. 6}]$$

$$\tau_{m\acute{a}x} \leq \tau_{perm} \quad (\text{No falla}) \quad [\text{Ec. 7}]$$

Donde:

- $\sigma_{m\acute{a}x} = \text{Esfuerzo de tracci3n real (MPa)}$
- $\tau_{m\acute{a}x} = \text{Carga aplicada real (MPa)}$

#### 4.2.1.1 Esfuerzo de tensi3n.

Se presenta cuando sobre un elemento actúan dos fuerzas iguales (Figura 7), pero de sentido contrario y que tienden a alargar el material. (Dpto. Ingenier3a mec3nica, energetica y de materiales, 2004)



Figura 7. Viga sometida a tensi3n.

Fuente: Valverde C.

El esfuerzo de tensi3n aplicado a un material segun (Vanegas Useche, Libardo, 2012), se define por la siguiente ecuaci3n:

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \quad [\text{Ec. 8}]$$

Donde:

- $\sigma_t = \text{Esfuerzo de tracci3n (Pa)}$

- $F = \text{Carga aplicada (N)}$
- $A = \text{Área de la sección transversal (m}^2\text{)}$

#### 4.2.1.2 Esfuerzo de compresión.

Se presenta cuando sobre una pieza actúan dos fuerzas iguales (Figura 8), pero en el mismo sentido y que tienden a aplastar el material, tratando de comprimir el punto en la dirección de dicho esfuerzo.

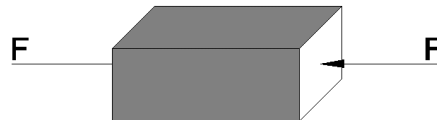


Figura 8. Esfuerzo de compresión.

Fuente: Valverde C.

Para determinar el esfuerzo de compresión aplicado a un material (Vanegas Useche, Libardo, 2012), sugiere la siguiente ecuación:

$$\sigma_c = -\frac{F}{A} \quad [\text{Ec. 9}]$$

Donde:

- $\sigma_c = \text{Esfuerzo de compresión (Pa)}$
- $F = \text{Carga aplicada (N)}$
- $A = \text{Área de la sección transversal (m}^2\text{)}$

#### 4.2.1.3 Ley de HOOKE.

La mayor parte de las estructuras de ingeniería se diseñan para sufrir deformaciones relativamente pequeñas, que involucran sólo la parte recta del diagrama de esfuerzo-deformación correspondiente. Puede decirse que el esfuerzo  $\sigma$  es directamente proporcional a la deformación  $\epsilon$ . (Beer, Johnston, DeWolf, & Mazurek, 2010)

La ecuación es representada como:

$$\sigma = E * \epsilon \quad [\text{Ec. 10}]$$

Donde:

- $\sigma = \text{Esfuerzo (Pa)}$
- $E = \text{Módulo de elasticidad (Pa)}$

- $\epsilon = \text{Deformación unitaria}$

#### 4.2.1.5 Factor de seguridad.

Es un factor utilizado para evaluar la condición segura de un elemento mecánico que es sometido a una fuerza, el concepto de factor de seguridad, también conocido como ‘coeficiente de cálculo’ el factor de seguridad es representado por la siguiente ecuación:

$$N = \frac{S}{\sigma} = \frac{\text{Tensión límite}}{\text{Tensión máxima permisible}} \geq 1 \quad [\text{Ec. 11}]$$

Donde:

- $N = \text{Factor de seguridad}$
- $S = \text{Carga que podría originar la rotura (Pa)}$
- $S_y \text{ o } S_u = \text{Si } S \text{ es de tensión (Pa)}$
- $S_{yc} \text{ o } S_{uc} = \text{Si } S \text{ es de compresión (Pa)}$
- $S_{ys} \text{ o } S_{us} = \text{Si } S \text{ el esfuerzo es cortante (Pa)}$
- $\sigma = \text{Tensión máxima permisible (MPa)}$

En la (Tabla 3), se puede encontrar los factores de seguridad mínimos recomendados:

Tabla 3. Factores de seguridad.

CLASES DE CARGA	ACEROS, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES QUEBRADIZOS	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima *	Basado en la resistencia de fluencia **	Basado en la resistencia máxima	
Carga permanente, N=	3-4	1,5-2	5-6	7
Repetida, una dirección, gradual (choque suave), N=	6	3	7-8	10
Repetida, invertida, gradual (choque suave), N=	8	4	10-12	15
Choque *, N=	10-15	5-7	15-20	20

\* Resistencia máxima se refiere a  $S_u$ ,  $S_{uc}$  o  $S_{us}$ .

\*\* Resistencia de fluencia se refiere a  $S_y$ ,  $S_{yc}$  o  $S_{ys}$ .

Fuente: (Faires, 1995)

La selección del tipo de material o perfil a ser utilizado en el diseño es necesario obtener las fuerzas cortantes y el momento flector máximo  $M_{\text{máximo}}$ , para realizar el cálculo y por consiguiente el análisis de la viga adecuada, por medio de la siguiente ecuación:

$$W_{\text{diseño}} = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma} \quad [\text{Ec. 12}]$$

Donde:

- $W_{\text{diseño}} = \text{Módulo de sección del perfil (cm}^3\text{)}$
- $M_{\text{máx}} = \text{Momento flector máximo (N * m)}$
- $\sigma = \text{Tensión máxima permisible (Pa)}$

El momento flector máximo  $M_{\text{max}}$ , se obtiene del diagrama de momentos al aplicarle la carga.

$$W_{\text{diseño}} < W_x \quad [\text{Ec. 13}]$$

Donde:

- $W_x = \text{Módulo de sección del perfil real (cm}^3\text{)}$

#### 4.2.2 Esfuerzo por flexión.

Una viga (Figura 9), es un elemento que soporta cargas transversales a su eje. Esas cargas producen momentos de flexión en la viga, las cuales a su vez causan el desarrollo de esfuerzos de flexión. Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales estos son de tensión o de compresión. (Mott, P. E, 2006)

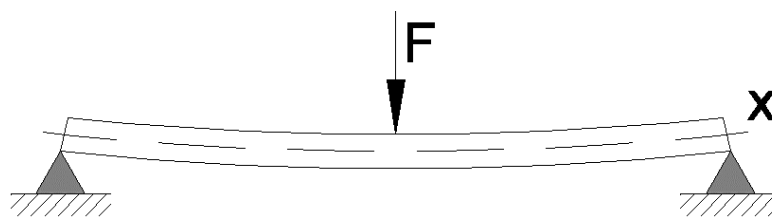


Figura 9. Viga sometida a esfuerzo por flexión.

Fuente: Valverde C.

El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal (Figura 10), de una viga está en la parte más alejada del eje neutro de la sección.

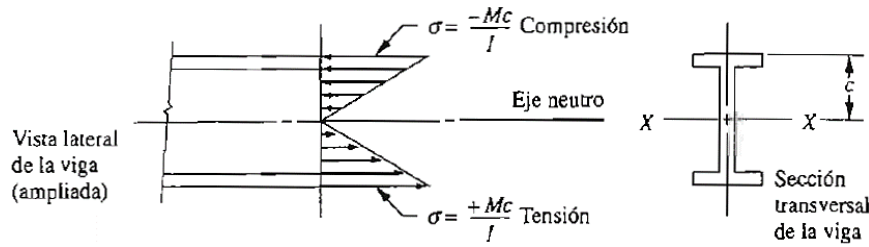


Figura 10. Distribución de esfuerzos sobre la sección de la viga.

Fuente: (Mott, P. E, 2006)

Para calcular el esfuerzo máximo y mínimo, producido por flexión se enuncia la siguiente ecuación:

$$\sigma = \pm \frac{Mc}{I} \quad [\text{Ec. 14}]$$

En donde los puntos críticos  $c$ , por tracción  $c_t$  y compresión  $c_c$ , se obtiene mediante las siguientes ecuaciones:

$$c_c = \frac{\sum y_i * A_i}{\sum A_i} \quad [\text{Ec. 15}]$$

$$c_t = b - c_c \quad [\text{Ec. 16}]$$

Donde:

- $\sigma$  = Esfuerzo máximo en las fibras extremas de la viga (MPa)
- $M$  = Momento flexionante en la sección de interés ( $N * m$ )
- $c = c_t$  y  $c_c$  Distancia del eje centroidal "traccion, compresion" (m)
- $I$  = Momento de inercia del área transversal respecto al eje neutro ( $m^4$ )

El momento de inercia respecto al eje Y se obtiene mediante la siguiente ecuación sugerida por (Vanegas Useche, Libardo, 2012):

$$I_y = I_1 + I_2 + \dots + I_n \quad [\text{Ec. 17}]$$

Donde:

$$I_n = (\bar{I}_n + A_n * d_n^2) \quad [\text{Ec. 18}]$$

$$\bar{I}_n = \frac{bh^3}{12} \quad [\text{Ec. 19}]$$

$$A_n = b * h \quad [\text{Ec. 20}]$$

$$Y_1 = t/2 \quad [\text{Ec. 21}]$$

$$Y_2 = b/2 \quad [\text{Ec. 22}]$$

$$d_1 = c_c - t/2 \quad [\text{Ec. 23}]$$

$$d_2 = y_2 - c_c \quad [\text{Ec. 24}]$$

En donde:

- $I_n = \text{Momentos de inercia por cada \u00e1rea (m}^4\text{)}$
- $\bar{I}_n = \text{Momento de inercia rectangular (m}^4\text{)}$
- $A_n = \text{\u00c1rea de la secci\u00f3n transversal (m}^2\text{)}$
- $Y = Y_1 \text{ y } Y_2 \text{ distancias referentes al eje Y en NR (m)}$
- $d = d_1 \text{ y } d_2 \text{ Distancias entre centros del eje (m)}$

En el dise\u00f1o conviene definir el t\u00e9rmino m\u00f3dulo de secci\u00f3n seg\u00fan (Mott, P. E, 2006) (Budynas & Keith Nisbett, 2008), se define por la siguiente ecuaci\u00f3n:

$$S = \frac{I_y}{c} \quad [\text{Ec. 25}]$$

Donde:

- $S = \text{Modulo de secci\u00f3n compresi\u00f3n y tracci\u00f3n (m}^3\text{)}$
- $I_y = \text{Momento de inercia del \u00e1rea transversal respecto al eje neutro (m}^4\text{)}$
- $c = \text{Distancia del eje centroidal de la viga a las fibras extremas (m)}$

Ya que I y c son propiedades geom\u00e9tricas del \u00e1rea de la viga, S tambi\u00e9n lo es. Entonces en el dise\u00f1o, al esfuerzo m\u00e1ximo se acostumbra a definirlo tambi\u00e9n como esfuerzo de dise\u00f1o  $\sigma_d$  seg\u00fan (Mott, P. E, 2006).

#### 4.2.3 Esfuerzo cortante.

Las fuerzas aplicadas a un elemento estructural (Figura 11), pueden inducir un efecto de deslizamiento de una parte del mismo con respecto a otra. En este caso, sobre el \u00e1rea de deslizamiento se produce un esfuerzo cortante, tangencial, o de cizalladura.

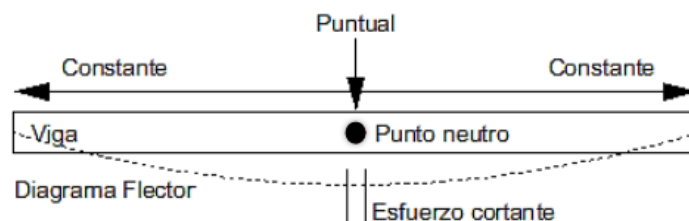


Figura 11. Esfuerzo cortante en una viga.

Fuente: (Baselli , 2011).



En las siguientes ecuaciones está representado el esfuerzo cortante:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Q * V}{I * t} \text{ (Sección no definida)} \quad [\text{Ec. 26}]$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A} \text{ (Sección circular)} \quad [\text{Ec. 27}]$$

Donde:

- $\tau_{m\acute{a}x}$  = Esfuerzo cortante en vigas (MPa)
- $V$  = Fuerza cortante máximo (N)
- $Q$  = Primer momento con respecto al eje centroidal de área ( $m^3$ )
- $I$  = Momento de inercia de la sección transversal de la viga ( $m^4$ )
- $t$  = Ancho de la sección transversal de la viga (m)

Para calcular el valor de Q con la ecuación definida según (Mott, P. E, 2006), es la siguiente:

$$Q = A_p * \bar{y} \quad [\text{Ec. 28}]$$

Donde:

$$A_p = A_1 + A_2 + A_3 \quad [\text{Ec. 29}]$$

En donde:

- $A_p$  = Área de sección arriba del lugar donde se calcula el esfuerzo ( $m^2$ )
- $\bar{y}$  = Distancia del eje neutro de la sección al centroide del área  $A_p$ . (m)

De acuerdo a la (TECO) Teoría del Esfuerzo Cortante Octaédrico / Von Mises, se deduce el estado de esfuerzo plano (G Budynas & J Keith , 2008). Se expresa por medio de la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad [\text{Ec. 30}]$$

Donde:

- $\sigma'$  = Esfuerzo de Von Mises (MPa)
- $\sigma_x$  = Esfuerzo principal máximo (MPa)
- $\tau_{xy} = \tau_{m\acute{a}x}$  = Esfuerzo cortante (MPa)
- $S_y$  = Resistencia a fluencia del material (MPa)
- $N$  = Factor de seguridad

En donde:

$$\sigma' \geq S_y \quad (\text{No falla}) \quad [\text{Ec. 31}]$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{N} \quad [\text{Ec. 32}]$$

#### 4.2.4 Viga apoyada.

Es aquella viga con ambos extremos apoyados A y B (Figura 12), en el cual es aplicada una carga puntual en el centro de la luz, produciendo reacciones y momentos los mismos que se obtienen mediante las siguientes ecuaciones (Anexo 3).

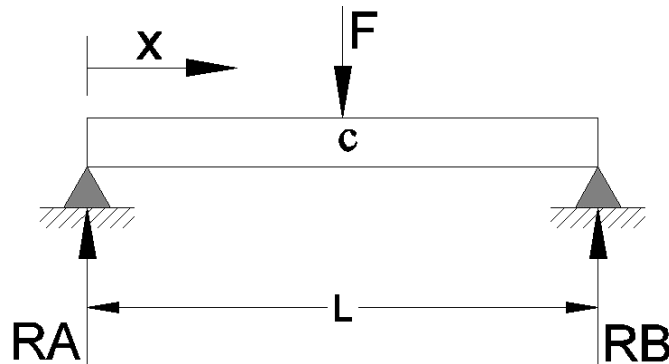


Figura 12. Viga simple apoyada.

Fuente: Valverde C

$$R_A = R_B = \frac{F}{2} \quad [\text{Ec. 33}]$$

$$V_{AC} = \frac{F}{2} \quad [\text{Ec. 34}]$$

$$M_{m\acute{a}x} = M_C = \frac{FL}{4} \quad [\text{Ec. 35}]$$

$$M_{AC} = \frac{F * x}{2} \quad [\text{Ec. 36}]$$

$$M_{CB} = \frac{F(L - x)}{2} \quad [\text{Ec. 37}]$$

Donde:

- $R_A = R_B =$  Reacciones en A y B (N)
- $V_{AC} =$  Cortante máximo (N)
- $M_{m\acute{a}x} =$  Momento flector máximo (N \* m)
- $M_A =$  Momento en A (N \* m)
- $M_B =$  Momento en B (N \* m)
- $F =$  Carga aplicada (N)

- $L = \text{Longitud de la viga (m)}$
- $x = \text{Distancia en la que se aplica carga (m)}$

#### 4.2.5 Columnas.

Es un miembro estructural importante que soporta cargas axiales (Figura 13). Las cuales suelen ser concéntrica dicha carga es (aplicada al centro del eje), o excéntrica cuando la carga es (aplicada de forma paralela al eje).

Las columnas tienden a fallar por inestabilidad elástica, por falta de rigidez o dimensionamiento inadecuado logrando de esta manera que la columna no pueda permanecer erguida al aplicarle cualquier tipo de carga.

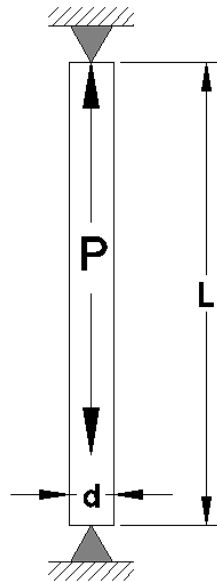


Figura 13. Columna a tracción.

Fuente: Valverde C.

La columna se encuentra apoyada en los dos extremos y sometida a una combinación de esfuerzos como es tracción y flexión, el esfuerzo que le aplica es excéntrico. Para obtener los valores correspondientes en el diseño se emplearan las siguientes ecuaciones sugeridas por (Faires, 1995):

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_t + \sigma_f \quad [\text{Ec. 38}]$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_t - \sigma_f \quad [\text{Ec. 39}]$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{perm}} \quad [\text{Ec. 40}]$$

$$\sigma_{perm} \leq \sigma_{m\acute{a}x} \quad [\text{Ec. 41}]$$

Donde:

- $\sigma_t = \text{Esfuerzo a tracción (MPa)}$
- $\sigma_f = \text{Esfuerzo a flexión (MPa)}$
- $\sigma_{m\acute{a}x} = \text{Esfuerzo m\acute{a}ximo a tracci3n (MPa)}$
- $\sigma_{m\acute{i}n} = \text{Esfuerzo m\acute{i}nimo a compresi3n (MPa)}$
- $\sigma_{perm} = \text{Esfuerzo permisible del material (MPa)}$
- $F_s = \text{Factor de seguridad}$

#### 4.2.5.1 Varilla roscada

Mediante la siguiente ecuaci3n de esfuerzo de corte m\acute{a}ximo seg\un (Vanegas Useche, Libardo, 2012), se obtiene el di\ametro de la varilla roscada:

$$V = \frac{F}{N_{col}} \quad [\text{Ec. 42}]$$

Donde:

- $V = \text{Fuerza cortante (N)}$
- $F = \text{Carga aplicada (N)}$
- $N_{col} = \text{N\acute{u}mero de columnas}$

El esfuerzo cortante permisible es:

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{N} \quad \text{Donde:} \quad S_{ys} = 0.577 * S_y \quad [\text{Ec. 43}]$$

Donde:

- $S_y = \text{Fluencia m\acute{i}nima a la tracci3n (MPa)}$  Anexo 8
- $N = \text{Factor de seguridad}$

El di\ametro de corte est\adado por:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A_c} \quad \text{Donde:} \quad A_c = \frac{\pi * d^2}{4} \quad [\text{Ec. 44}]$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A_c} \leq \tau_{perm} \quad [\text{Ec. 45}]$$

$$d = \sqrt{\frac{16 * V}{3 * \pi * \tau_{perm}}} \quad [\text{Ec. 46}]$$

Donde:

- $d = \text{Diámetro de la columna (m)}$

Un factor de seguridad mínimo recomendado de 4 A 5 para una varilla roscada según sugerencia del fabricante (Técnica S. A, 2014).

#### 4.2.5.2 Esfuerzo cortante en los filetes de la rosca.

Las conexiones de los extremos roscados de la varilla y la tuerca se encuentran sometidos a esfuerzo de tracción vertical el mismo que es generado por el accionamiento del cilindro hidráulico. Dicho esfuerzo provoca una posible falla por cortante de los filetes (Figura 14), esta falla se debe a la resistencia relativa de los materiales que se encuentran constituidos la varilla y la tuerca.

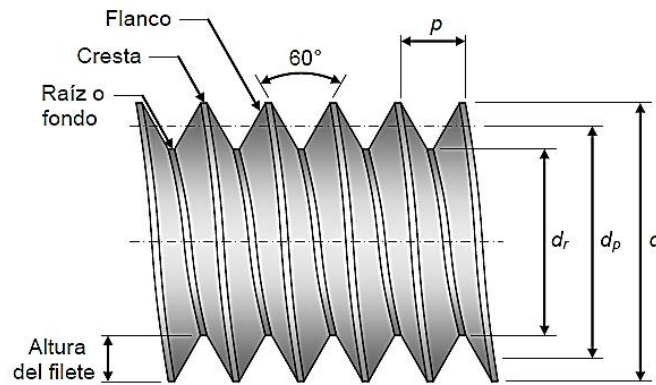


Figura 14. Dimensiones de las roscas unificadas y métricas.

Fuente: (Vanegas Useche, Libardo, 2012)

Por lo tanto para determinar el esfuerzo cortante de los filetes tanto de la varilla roscada como en la tuerca (Vanegas Useche, Libardo, 2012), sugiere las siguientes ecuaciones:

$$S_{sba} = \frac{F_{bt}}{A_{ba}} \quad [\text{Ec. 47}]$$

Donde:

- $S_{sba} = \text{Esfuerzo máximo por cortante (MPa)}$
- $F_{bt} = \text{Fuerza total que se transmite (N)}$
- $A_{ba} = \text{Área total de la raíz del filete (m}^2\text{)}$

El diámetro menor de la varilla está dado por:

$$d_r = d - \frac{1.299038}{N_h} \quad [\text{Ec. 48}]$$

Donde:

- $d = \text{Diámetro mayor "nominal" (pulg)}$
- $N_h = \text{Número de hilos por pulgada}$

Para el paso de la rosca se tiene:

$$p = \frac{1 \text{ pulg}}{N_h} \quad [\text{Ec. 49}]$$

Donde:

- $p = \text{paso de la rosca (pulg)}$

El número de filetes del perno en contacto con la tuerca está dado por:

$$N_f = \frac{L_T}{p} \quad [\text{Ec. 50}]$$

Donde:

- $N_f = \text{Filetes del perno en contacto con la tuerca}$
- $L_T = \text{Longitud de la tuerca (pulg)}$
- $p = \text{paso de la rosca (pulg)}$

Como el esfuerzo no se distribuye uniformemente en todos los filetes debido a los errores de manufactura. (Norton, 2011), recomienda que el número de filetes que toman la carga,  $n_f$ , se considere:

$$1 \leq n_f \leq N_f \quad [\text{Ec. 51}]$$

Donde:

- $n_f = \text{Factor de carga}$

Para la selección de los valores de  $n_f$  según (Vanegas Useche, Libardo, 2012), recomienda deben ser más cercanos a 1 que a  $N_f$ . Ya que con esta medida se logrará prevenir mayores imperfecciones en la elaboración del tornillo y la tuerca.

El área a cortante del perno es:

$$A_{ba} = \pi * d_r * (W_i * p) * n_f \quad \text{Donde:} \quad 1 \leq n_f \leq N_f \quad [\text{Ec. 52}]$$

Donde:

- $W_i = \text{Área de cortante de barrido menor en el filete}$

El área a cortante en la tuerca es:

$$A_{ba} = \pi * d * (W_o * p) * n_f \quad \text{Donde:} \quad 1 \leq n_f \leq N_f \quad [\text{Ec. 53}]$$

Donde:

- $W_o = \text{Área de cortante de barrido mayor en el filete}$

Para determinar que la selección es la correcta se debe verificarse que el esfuerzo cortante en la varilla y la tuerca no sobrepasen un valor permisible, así:

$$S_{sba} \leq \frac{S_{ys}}{N_{ba}} \quad \text{Donde:} \quad S_{ys} = 0.577 * S_y \quad [\text{Ec. 54}]$$

Donde:

- $S_{sba} = \text{Esfuerzo de Von Mises (MPa)}$
- $S_y = \text{Resistencia a fluencia del material (MPa)}$
- $N_{ba} = \text{Factor de seguridad}$

#### 4.2.6 Espesor de la placa base.

La placa base (Figura 15), es un elemento de acero encargada de transmitir o soportar las cargas perpendiculares en todo su perímetro, tienen dimensiones establecidas que son la longitud, anchura y espesor, proporcionando de esta manera el tamaño físico total de la misma.

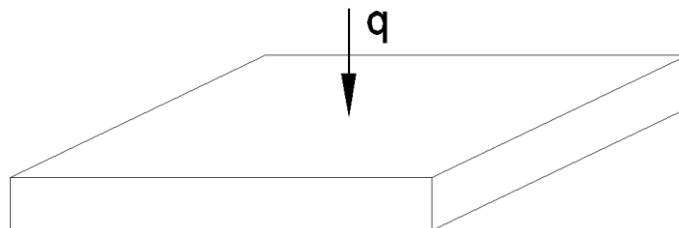


Figura 15. Placa base sometida a una carga.

Fuente: Valverde C.

Para el análisis de la placa base se toma en cuenta el espesor que es conjuntamente analizado en dependencia de la presión que será generado por la fuerza que aplica el cilindro hidráulico cuando el embolo es accionado, por lo tanto (Timoshenko, 1987), propone las siguientes ecuaciones:

$$q = \frac{F}{A} \quad [\text{Ec. 55}]$$

$$M_{x-\text{máx}} = \beta_2 \cdot q \cdot a^2 \quad [\text{Ec. 56}]$$

$$\sigma_{x-\text{máx}} = \frac{\sigma_x}{N} \quad [\text{Ec. 57}]$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot (M_{x-\text{máx}})}{\sigma_{x-\text{máx}}}} \quad [\text{Ec. 58}]$$

Donde:

- $M_{x-\text{máx}}$  = Momento flector en  $x$  (N)
- $\beta_2$  = Coeficiente 2
- $q$  = Carga uniforme (Pa)
- $a$  = Largo "Lado libre" (m)
- $b$  = Ancho "Lado apoyado" (m)
- $h$  = Espesor de la placa (m)
- $A$  = Área de la placa (m<sup>2</sup>)
- $F$  = Carga aplicada (N)
- $\sigma_x$  = Resistencia de fluencia en tracción (MPa)

#### 4.2.7 Diseño de elementos de máquinas.

##### 4.2.7.1 Dimensionamiento de la chaveta.

Una chaveta o cuña, es un elemento de máquina de sección rectangular o cuadrada (Figura 16), que va colocada en un chavetero entre el eje y la masa de una pieza, con el objetivo de permitir la transmisión de pares torsores y/o movimiento entre los elementos unidos como poleas y ejes que son más frecuentes. Las chavetas son elementos normalizados y muy bien diseñados para de esta manera evitar el desgaste o la rotura.



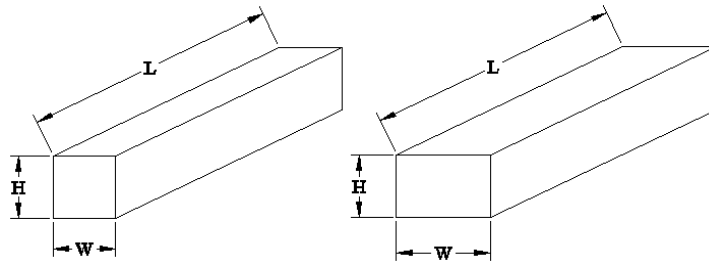


Figura 16. Chaveta cuadrada & rectangular

Fuente: Valverde C.

Las fallas que suelen darse es el corte a través de la interface eje/cubo (Figura 17), y falla por compresión debido a la acción de empuje entre los lados de la cuña y el material del eje o del cubo (Mott, P. E, 2006).

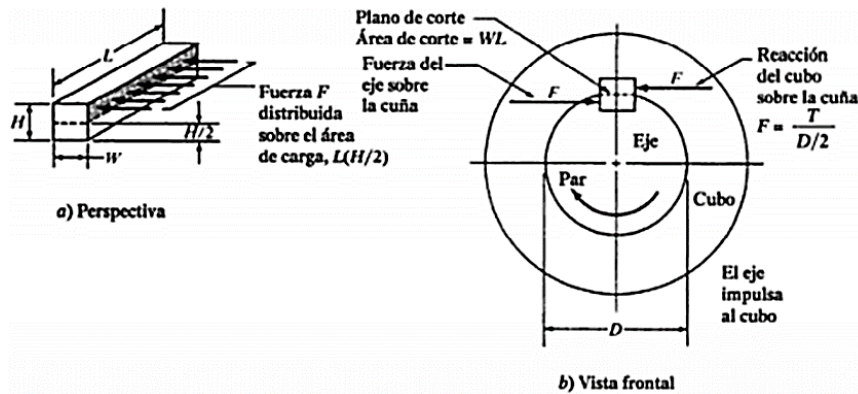


Figura 17. Fuerzas sobre una chaveta.

Fuente: (Mott, P. E, 2006)

Donde:

- $H =$  Altura de la chaveta (m)
- $W =$  Ancho de la chaveta (m)
- $L =$  Longitud de la chaveta (m)

En donde el momento torsor o par es:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad [\text{Ec. 59}]$$

Donde:

- $P =$  Potencia del motor (W)
- $\omega =$  Velocidad angular del motor (rpm)

Para determinar la magnitud de fuerza transmitida se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$F = \frac{2.T}{D} \quad [\text{Ec. 60}]$$

Donde:

- $T = \text{Momento torsor (N.m)}$
- $F = \text{Fuerza cortante (N)}$
- $D = \text{diametro del eje (m)}$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F}{A_s} \quad \text{Donde:} \quad A_s = W.L \quad [\text{Ec. 61}]$$

Donde:

- $W = H = \text{Ancho de la chaveta (m)}$
- $L = \text{Longitud de la chaveta (m)}$

El esfuerzo cortante de diseño:

$$\tau_d = \frac{0,5.S_y}{N} \quad [\text{Ec. 62}]$$

Donde:

- $S_y = \text{Resistencia de fluencia mínima (MPa)}$
- $N = \text{Factor de seguridad}$

Por lo tanto la desigualdad de resistencia al esfuerzo cortante es:

$$\tau \leq \tau_d \quad [\text{Ec. 63}]$$

Donde:

- $\tau = \text{Esfuerzo cortante (MPa)}$
- $\tau_d = \text{Esfuerzo cortante de diseño (MPa)}$

El esfuerzo de compresión es:

$$\sigma = \frac{4.T}{D.L.H} \quad [\text{Ec. 64}]$$

Cuando la falla por empuje se relaciona con el esfuerzo de compresión a un lado de la chaveta se tiene el siguiente esfuerzo de diseño:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad [\text{Ec. 65}]$$

Por lo tanto la desigualdad de resistencia al por esfuerzo de compresión es:

$$\sigma \leq \sigma_d \quad [\text{Ec. 66}]$$

Donde:

- $\sigma = \text{Esfuerzo a compresión (MPa)}$
- $\sigma_d = \text{Esfuerzo de diseño a compresión (MPa)}$

Para diseñar una chaveta en aplicaciones industriales típicas según (Mott, P. E, 2006); recomienda como un factor de seguridad adecuado  $N = 3$ .

#### 4.2.7.2 Dimensionamiento de acople motor-bomba.

Los acoplamientos o acoples (Figura 18), son elementos mecánicos que sirven para transmitir torque, entre el eje de un transmisor (motor), al eje de un receptor (bomba). Los acoples son elementos técnicamente avanzados y modernos que previene la desalineación entre dos dispositivos independientes, conectándolos con el propósito principal de transmitir energía.



Figura 18. Tipos de acoples.

Fuente: (Transmisiones temperley, 2015)

Para determinar un acople se debe conocer el par nominal mediante las siguientes ecuaciones sugeridas por (Paulstra, 2004), la misma que se encuentra en relación de la potencia y la velocidad de rotación.

$$C = \frac{9735 \cdot P}{n} \quad [\text{Ec. 67}]$$

Donde:

- $P = \text{Potencia nominal (kW)}$
- $n = \text{Velocidad de rotación (rpm)}$

Para seleccionar el tamaño adecuado de un acople hay que tener en cuenta el siguiente coeficiente de seguridad:

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad [\text{Ec. 68}]$$

Donde:

- Las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras ( $k_1$ ).
- Las frecuencias de arranque ( $k_2$ ).
- Número de horas de funcionamiento por día ( $k_3$ ).

El par nominal efectivo del acoplamiento es:

$$C_e = k \cdot C \quad [\text{Ec. 69}]$$

## **4.2.8 Pernos.**

### **4.2.8.1 Elementos de nivelación.**

Son elementos o pernos (Figura 19), de característica flotante y firme, que son utilizados en las máquinas para nivelarlas y dar estabilidad.



Figura 19. Elemento de nivelación.

Fuente: (Elesa-Ganter, 2012)

Para determinar la carga que va a soportar los pernos se debe tener en cuenta los componentes de la máquina y para el mismo (Burbano Pabón & Larrea Aymar, 2011), sugiere las siguientes ecuaciones:

Carga total  $W_T$ , que soporta un perno:

$$W_T = W_M + W_H + W_E + W_{ACC} \quad [\text{Ec. 70}]$$

Donde:

- $W_M = \text{Peso elementos mecánicos (kg)}$
- $W_H = \text{Peso elementos hidráulicos (kg)}$
- $W_E = \text{Peso elementos eléctricos (kg)}$
- $W_{ACC} = \text{Peso de accesorios (kg)}$

El peso en unidad de perno  $W$  será:

$$W = \frac{W_T}{N^{\circ}} \quad [\text{Ec. 71}]$$

Donde:

- $N^{\circ} = \text{Número de pernos}$

#### 4.2.8.2 Pernos.

- **Pernos de sujeción.**

Los sujetadores son utilizados para unir dos o más piezas. Los más comunes son los sujetadores roscados que se encuentran constituidos por pernos con tuercas, el tornillo de cabeza y espárragos entre otros.

Para la selección de los sujetadores roscados (Anexo 18), son aplicadas las siguientes ecuaciones según (Budynas & Keith Nisbett, 2008):

La longitud del perno es considerado mediante el material refiriéndose a los espesores y dimensionamiento se considera la siguiente ecuación:

$$L = e_{\text{material}} + e_{\text{placa}} + H_{\text{tuerca}} + t_{\text{arandela}} + \#_{\text{hilos}} \quad [\text{Ec. 72}]$$

Donde:

- $e_{\text{material}}$  = Espesor base del elemento a sujetar (pulg)
- $e_{\text{placa}}$  = Espesor de la placa (pulg)
- $H_{\text{tuerca}}$  = Espesor de la tuerca (pulg) Anexo 7
- $t_{\text{arandela}}$  = Espesor de la arandela (pulg) Anexo 18
- $\#_{\text{hilos}}$  = Número de hilos por pulgada (pulg) Anexo 17

La longitud de la rosca se la obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$L_{\text{rosca}} = 2 * d + 1/4 \text{ pulg} \quad L \leq 6 \text{ pulg} \quad [\text{Ec. 73}]$$

Donde:

- $d$  = Diámetro nominal del perno (pulg)

La longitud de vástago se obtiene:

$$L_d = L - L_{\text{rosca}} \quad [\text{Ec. 74}]$$

Donde:

- $L$  = Longitud sugerida del perno (pulg)
- $L_{\text{rosca}}$  = Longitud de la rosca (pulg)






- **Cubierta o protección de la máquina.**

Las protecciones son utilizados para dar seguridad eliminando los riesgos o peligros relacionados en el ámbito laboral, en vista que son colocados sobre la máquina para cubrir, encerrar, proteger o separar lugares o cosas peligrosas como piezas o mecanismos en movimiento y así se logre que las personas no puedan tener acceso, evitando de esta manera que se encuentren expuestos a peligros.

- **Torque recomendado para pernos.**

Cada perno tiene una resistencia que al ser ensamblado con algún elemento o pieza corre el riesgo de romperse al aplicársele un torque no adecuado ya que comúnmente esto suele suceder, entonces para evitar y dar más seguridad al perno que no se fracture al momento apretarlo es necesario el uso de un torquímetro que es calibrado dependiendo las especificaciones de cada perno las mismas que son mostradas en la (Tabla 4), por cuanto se tiene  $1 \text{ Lb/Pie} = 1.35582 \text{ N*m}$ .

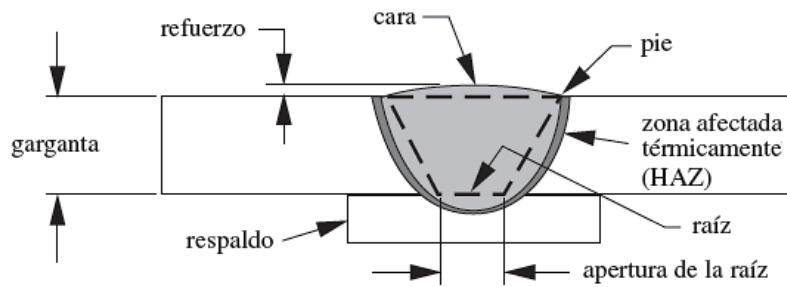
Tabla 4. Torque recomendado para cada tipo de perno.

Grado SAE	1 or 2	5	6	8	Competencia
					
Tamaño	Lb/Pie	Lb/Pie	Lb/Pie	Lb/Pie	Lb/Pie
1/4	5	7	10	10.5	11
5/16	9	14	19	22	24
3/8	15	25	34	37	40
7/16	24	40	55	60	65
1/2	37	60	85	92	97
9/16	53	88	120	132	141
5/8	74	120	167	180	192
3/4	120	220	280	286	316
7/8	190	302	440	473	503
1	282	466	660	714	771

Fuente: (Widman, 2015)

#### 4.2.9 Soldadura.

El proceso de soldadura eléctrica también denominada soldadura de arco la misma que consiste en la unión permanentemente de piezas metálicas (Figura 20), esta aplicación se enfoca en el calor que es generado por la máquinas de soldar (soldadora), tiene la facilidad de operación con corriente alterna o directa con un voltaje suficiente como para crear el arco eléctrico y así fundir el material de relleno denominado varilla (electrodo), sobre un material base hasta llegar a unir las piezas.



Al final un metal soldado con una combinación del material de relleno y el material base. Asimismo, hay una zona afectada por calor o HAZ.

Figura 20. Terminología general de soldadura.

Fuente: (Norton, 2011)

#### 4.2.9.1 Tipos de juntas.

El tipo de junta (Figura 21), es la relación entre dos partes unidas y por cuanto es seleccionado según sea el requerimiento del diseño de la máquina, esta a su vez dependiendo la geometría del material.

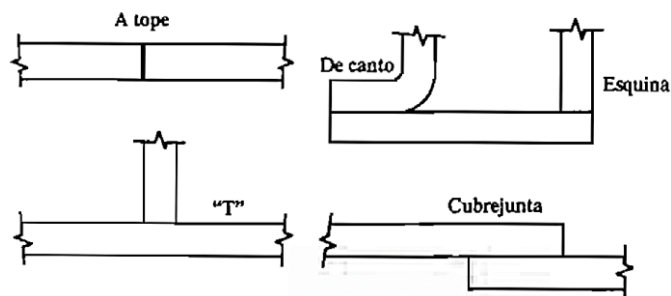


Figura 21. Tipos de uniones soldadas.

Fuente: (Mott, P. E, 2006)

Para la selección de la varilla o electrodo tiene mucho que ver la composición química de material típico a unir (Tabla 5), ya de ello depende el tipo y características del electrodo a utilizar. Por lo tanto hay que considerar el esfuerzo admisible sobre la soldadura del chaflán.

Tabla 5. Esfuerzos cortantes admisibles sobre soldaduras de chaflán.

A. Acero		
Tipo de electrodo	Metales típicos que se unen (grado ASTM)	Esfuerzo cortante admisible
E60	A36, A500	18 ksi (124 MPa)
E70	A242, A441	21 ksi (145 MPa)
E80	A572, Grado 65	24 ksi (165 MPa)
E90		27 ksi (186 MPa)
E100		30 ksi (207 MPa)
E110		33 ksi (228 MPa)

Fuente: (Mott, P. E, 2006)



En vista que en el presente caso se va a emplearse el acero ASTM A36, entonces el tipo de varilla a seleccionar es los electrodos recubiertos E-6011 (Anexo 20), por su alta penetración para soldar en toda posición con CA y CD, en la industria son utilizados en barcos, estructuras, reparaciones y uniones de tuberías entre otras. En la (Tabla 6), se representa los tamaños mínimos del cordón de soldadura recomendados por (Mott, P. E, 2006), para los diversos espesores de placas metálicas.

Tabla 6. Tamaños mínimos del cordón para placas gruesas.

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1\frac{1}{2}$	5/16
$> 1\frac{1}{2} - 2\frac{1}{4}$	3/8
$> 2\frac{1}{4} - 6$	1/2
$> 6$	5/8

Fuente: (Mott, P. E, 2006)

### 4.3 CAPÍTULO III: DISEÑO HIDRÁULICO.

El diseño hidráulico consiste básicamente en estructurar el sistema hidráulico mediante el dimensionamiento de los dispositivos adecuados para el sistema. Los cuales son empleados con la finalidad de transmitir el fluido de un lugar a otro, logrando de esta manera transformar la energía hidráulica circulante en presión para el accionamiento del sistema de mando y el actuador. Estos sistemas también denominados oleohidráulicos, trabajan por medio de fluidos hidráulicos (aceite u otros), los mismos que pueden regularse de manera continua con el fin de obtener una fuerza saliente que pueda satisfacer una necesidad requerida.

#### 4.3.1 Fundamentos de la mecánica de fluidos.

La mecánica de fluidos es la parte de la mecánica que estudia las leyes del comportamiento de los fluidos en equilibrio, hidrostática y en movimiento, hidrodinámica (Mataix, 1986), con una acción de fuerzas aplicadas en el sistema.

##### 4.3.1.1 Presión.

La presión se define como la cantidad de fuerza que se ejerce sobre una unidad de área de una sustancia, o sobre una superficie (Mott, 2006). Se enuncia por medio de la siguiente ecuación:

$$P = \frac{F}{A} \quad [\text{Ec. 75}]$$

Donde:

- $F$  = Fuerza sobre una unidad de superficie (N)
- $A$  = Área de dicha superficie ( $m^2$ )

##### 4.3.1.2 Caudal.

Caudal o flujo volumétrico es el volumen de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo (Mott, 2006), sugiere la siguiente ecuación:

$$Q = A * v \quad [\text{Ec. 76}]$$

Donde:

- $A = \text{Área de la sección de transmisión del caudal (m}^2\text{)}$
- $v = \text{Velocidad de transmisión del fluido (m/s)}$

El caudal que se necesita a través del área transversal de un conductor se denomina velocidad de trabajo y se obtiene con la siguiente ecuación:

$$v = \frac{L}{t} \quad [\text{Ec. 77}]$$

Donde:

- $L = \text{Carrera ejercida por el vástago (m)}$
- $t = \text{Tiempo de recorrido del vástago (s)}$

El caudal puede calcularse de la siguiente manera:

$$Q = \frac{V}{t} \quad [\text{Ec. 78}]$$

Donde:

- $V = \text{Volmen del fluido (m}^3\text{)}$
- $t = \text{tiempo de transmisión del fluido (s)}$

#### 4.3.1.3 Número de Reynolds.

El número de Reynolds estudia el comportamiento de un fluido, en particular en lo que se refiere a las pérdidas de energía, depende de que flujo sea laminar o turbulento. La ecuación siguiente muestra la definición básica del número de Reynolds (Mott, 2006):

$$N_R = \frac{v * D}{\nu}$$

Donde:

- $v = \text{Velocidad promedio del flujo (m/s)}$
- $D = \text{Diámetro del tubo (m)}$
- $\nu = \text{Viscosidad cinemática (m}^2\text{/s)}$

Numero de Reynolds crítico en prácticas de flujos de tuberías, se encuentra que si el flujo es menor a 2000, entonces es laminar. Y si el número de Reynolds es mayor que 4000, entonces es turbulento.

### 4.3.2 Sistema hidráulico.

Un sistema hidráulico se encuentra constituido por una serie de elementos (Figura 22), como cilindros, bombas, válvulas y reguladores cuya función principal es suprimir la aplicación de fuerzas sometidas por el hombre.

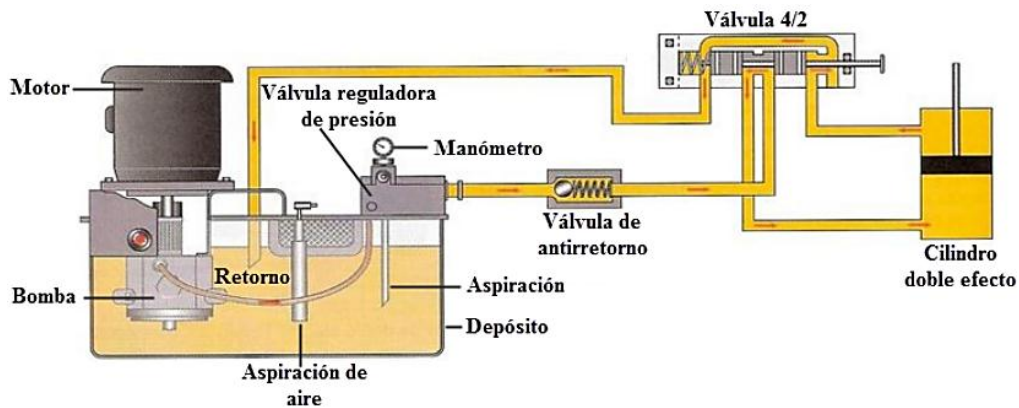


Figura 22. Elementos de un sistema hidráulico.

Fuente: (wikitecnotarraga, 2015).

Los elementos de un sistema hidráulico se encuentran representados en el circuito anterior, que ha sido seleccionado por su simplicidad el mismo que cumple con la secuencia de operación necesaria. Los componentes que constituyen el circuito son:

- Bomba hidráulica.
- Cilindro hidráulico.
- Motor eléctrico.
- Manguera y Tubería.
- Válvula direccional (4/3).
- Válvula reguladora de caudal.
- Válvula reguladora de presión.
- Válvula antirretorno.
- Manómetro.
- Filtros.
- Indicador del nivel de aceite.
- Tapón de drenado.
- Aceite hidráulico.
- Depósito de aceite.

### 4.3.3 Elementos hidráulicos.

El sistema hidráulico transmite energía mediante un fluido (aceite), con el conjunto de los siguientes elementos.

#### 4.3.3.1 Bomba hidráulica.

La bomba hidráulica convierte la energía mecánica desarrollada por una fuente exterior en energía hidráulica entregando mediante impulsión un cierto flujo de líquido en cada ciclo de trabajo. (Solé, 2007)

Las bombas hidráulicas se clasifican según el principio de accionamiento entre las más comunes se encuentran las siguientes ver (Anexo 25), se tiene:

- **Bomba de engranajes externos.**
- **Bomba de paletas.**
- **Bomba de pistones radiales.**

De las cuales la bomba con engranajes externos (Figura 23), es la más utilizada industrialmente, quien está constituida de dos engranajes de igual número de dientes, encerrados en una carcasa. Al rotar los engranajes cumplen la función de proyectar el fluido hidráulico hacia afuera mediante impulsión. Las cuales tienen un rendimiento (volumétrico) aproximado de 80% a 91%.

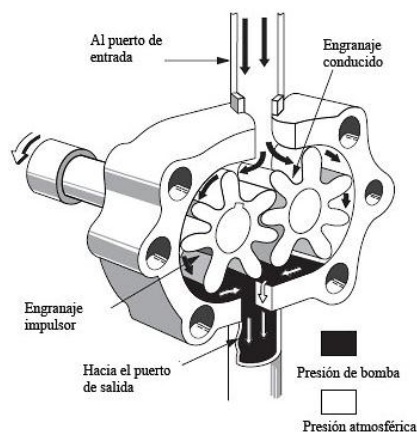


Figura 23. Bomba de engranajes externos.

Fuente: (Vargas, 2011)

Las principales características de una bomba de engranajes externos son las siguientes:

- Presiones de operación hasta 160 bar.

- Desplazamiento del caudal hasta 250 cm<sup>3</sup>/rev
- Generalmente ruidosos.
- Fácil manipulación que permiten lograr altas presiones.
- Fácil desmontaje para realizar mantenimiento.
- Las bombas de engranajes son bombas robustas y ligeras.
- Más baratos. (Juarez, 2014)
- **Caudal.**

El caudal de la bomba es fundamental y se obtiene en base del volumen total del cilindro en función del desplazamiento de extensión y extracción del pistón sobre el tiempo.

Para determinar el caudal (Solé, 2007), sugiere las siguientes ecuaciones:

Volumen en el desplazamiento de extensión.

$$V_{\text{extensión}} = \frac{\pi * D^2}{4} * L \quad [\text{Ec. 79}]$$

Donde:

- $D = \text{Diámetro del pistón (m)}$
- $L = \text{Carrera del cilindro (m)}$

Volumen en el desplazamiento de extracción.

$$V_{\text{extracción}} = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * L \quad [\text{Ec. 80}]$$

Donde:

- $D = \text{Diámetro del pistón (m)}$
- $d = \text{Diámetro del vástago (m)}$
- $L = \text{Carrera del cilindro (m)}$

En donde el volumen total será:

$$V_{\text{total}} = V_{\text{extensión}} + V_{\text{extracción}} \quad [\text{Ec. 81}]$$

El caudal en función del volumen total se obtendrá mediante un tiempo de 20 segundos, que será el tiempo que tarda el ciclo de extensión-extracción del pistón.

$$Q = \frac{V_{total}}{t} \quad [Ec. 82]$$

Donde:

- $t =$  Tiempo en que tarda el ciclo de extensión – extracción del pistón (s)

#### 4.3.3.2 Cilindro hidráulico.

Los cilindros hidráulicos (Figura 24), también denominados actuadores lineales son alimentados en su parte interna por un fluido (aceite) a presión, generando de esta manera la salida del vástago a una determinada velocidad lineal y fuerza constante.

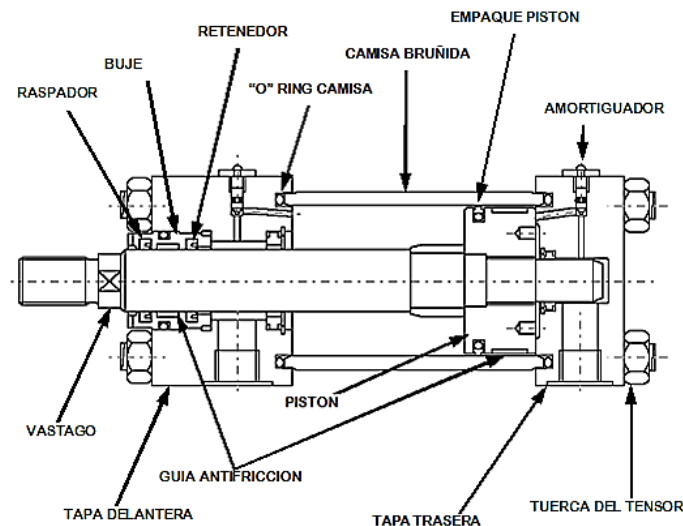


Figura 24. Cilindro hidráulico.

Fuente: (Rueda, 2014)

Los cilindros hidráulicos según su función tienen la siguiente clasificación:

- \* **Cilindro de simple efecto:** El vástago es empujado por la fuerza del fluido y requiere de una fuerza exterior (no hidráulica), para contraer.
- \* **Cilindro de simple efecto:** El vástago requiere de la fuerza del fluido para ser empujado y contraído.

Las características principales de un cilindro hidráulico es la presión a ejercer y sus dimensiones, por cuanto es de vital importancia el dimensionamiento de los siguientes elementos:

- Diámetro del pistón.
- Diámetro del vástago.
- Longitud de la carrera.
- **Diámetro del pistón.**

El pistón o émbolo de un cilindro hidráulico, es empujado por el flujo de entrada o de salida dentro de la cámara, y ya que el vástago está sujeto a él, cuando el pistón se mueve hacia cada uno de los lados del cilindro el vástago se contrae o se extrae. (ASHM "Aceros y sistemas hidráulicos del México", 2014)

Al emplear las siguientes ecuaciones sugeridas por (Solé, 2007), permite determinar el diámetro del pistón, el vástago y longitud de carrera, mediante el cual se lograra obtener una fuerza a compresión requerida de trabajo.

La fuerza de operación se encuentra en relación de la carga con un factor de carga (Tabla 7), seleccionado según la velocidad del pistón.

Tabla 7. Velocidad del pistón y factor máximo de carga.

Velocidad del pistón (mm/s)	Factor máximo de carga
8 a 100	70%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Fuente: (Solé, 2007)

$$F_{op} = \frac{C}{F.C} \quad [Ec. 83]$$

Donde:

- $F_{op}$  = Fuerza de operación (N)
- $C$  = Carga de aplicación (N)
- $F.C$  = Factor máximo de carga

Por consiguiente el diámetro del pistón será:



$$D = \sqrt{\frac{4 * F_{op}}{0,9 * \pi * P}} \quad [\text{Ec. 84}]$$

Donde:

- $F_{op}$  = Fuerza de operación (N)
- $P$  = Presión de operación (MPa o bar)
- $D$  = Diámetro del pistón (m)

Una vez calculado el diámetro del pistón se considera la siguiente ecuación para obtener la fuerza de extensión ejercida en el cilindro.

La fuerza de extensión será:

$$F_{extensión} = P * \frac{\pi * D^2}{4} * 0.9 \quad [\text{Ec. 85}]$$

Donde:

- $F_{extensión}$  = Fuerza de extensión (N)
- $P$  = Presión de operación (MPa o bar)
- 0.9 = Coeficiente de rozamiento, juntas y partes móviles del cilindro
- **Diámetro del vástago.**

El Vástago, es una barra cromada que permite la transmisión de fuerza que se genera por la presión de entrada de aceite en los cilindros hidráulicos. El aceite entra en el puerto de entrada y empuja al pistón, esto hace que el vástago se extraiga. (ASHM "Aceros y sistemas hidráulicos del México", 2014)

Por consiguiente el diámetro del pistón sería comprobado así:

$$D = \sqrt{\frac{4 * F_{op}}{0.9 * \pi * P} + d^2} \quad [\text{Ec. 86}]$$

Donde:

- $F_{op}$  = Fuerza de operación (N)
- $P$  = Presión de operación (MPa o bar)
- $d$  = Diámetro del vástago (m)

Una vez calculado el diámetro del vástago se considera la siguiente ecuación para obtener la fuerza de retracción ejercida en el cilindro.

La fuerza de retracción será:

$$F_{retracción} = P * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * 0.9 \quad [\text{Ec. 87}]$$

Donde:

- $F_{retracción}$  = Fuerza de retracción (N)
- $P$  = Presión de operación (MPa o bar)
- $D$  = Diámetro del pistón (m)
- $d$  = Diámetro del vástago (m)
- 0.9 = Coeficiente de rozamiento, juntas y partes móviles del cilindro
- **Longitud de la carrera.**

La longitud de carrera es la distancia de desplazamiento del pistón dentro del cilindro, a través del cual se aplica energía hidráulica proveniente de la bomba determinando de esta manera la magnitud del trabajo al expulsar el pistón y vástago.

#### 4.3.3.3 Motor eléctrico.

Un motor eléctrico es una máquina que transforma la energía eléctrica que entra en energía útil de salida como movimiento o energía mecánica, mediante interacciones electromagnéticas.

Para determinar el motor eléctrico apropiado influye el caudal del fluido a ser transportado según (Sohipren S.A, 2005), plantea las siguientes ecuaciones:

La potencia requerida es:

$$P_{ot} = \frac{Q * P}{600} \quad [\text{Ec. 88}]$$

Donde:

- $P_{ot}$  = Potencia para accionar la bomba (kW)
- $Q$  = Caudal (l/min)
- $P$  = Presión requerida para el sistema (bar)
- $\eta_{bomba}$  = Eficiencia bomba

La potencia necesaria es:

$$P_{necesaria} = \frac{P_{ot}}{\eta_{bomba}} \quad [\text{Ec. 89}]$$

#### 4.3.3.4 Manguera y tubería.

Una manguera y tubería (Figura 25), es un elemento hueco generalmente se los encuentran de textura rígida o flexible, son diseñados para transportar fluidos de un lugar a otro en alta o baja presión.



Figura 25. Manguera.

Fuente: (Oviedo, 2015)

El fluido al circular por el interior de una manguera tiene especificaciones específicas de velocidades, avance sugerido para el desplazamiento del pistón según (Galárraga Torres & Rodríguez sánchez , 2015)(Tabla 8).

Tabla 8. Velocidad de avance según el proceso.

Proceso	Velocidad m/ min
Prensa hidráulica	1.8
Prensa dobladora	1.8
Prensa mecánica	1.8 - 44
Martinete	14.4 - 258
Apisonador accionado con gas	120 - 4900
Explosivo	540 - 13800
Magnético	1600 - 13800
Electrohidráulico	1600 - 13800

Fuente: (Galárraga Torres & Rodríguez sánchez , 2015)

Por otro lado según (Solé, 2007), las velocidades sugeridas del fluido en los sistemas hidráulicos son:

Aspiración de la bomba hidráulica.	0,6 a 1,2 m/s
Caudal de fluido en la impulsión.	2,0 a 5,0 m/s
Caudal de retorno.	1,5 a 4,0 m/s

Para determinar el diámetro adecuado de las mangueras hidráulicas (Solé, 2007), sugiere las siguientes ecuaciones:

- **Aspiración (succión) de aceite.**

El diámetro de la tubería sugerido para la aspiración depósito-bomba se relaciona con una velocidad de avance del pistón.

$$d_{int-tub} = \sqrt{\frac{4 * Q_{asp}}{\pi * V}} \quad [Ec. 90]$$

Donde:

- $d_{int-tub}$  = Diámetro interno de la tubería (m)
- $V$  = Velocidad del fluido (m/s)
- $Q_{asp}$  = Caudal de aspiración (m<sup>3</sup>/s)

En donde la velocidad efectiva del fluido dentro de la tubería a un diámetro interno (Anexo 25):

$$V_{ef} = \frac{4 * Q_{asp}}{\pi * d_{int-tub}^2} \quad [Ec. 91]$$

Donde:

- $V_{ef}$  = Velocidad efectiva fluido (m/s)
- **Fluido en el sistema de presión.**

El caudal sugerido para la extensión del pistón con una velocidad de avance del pistón.

$$d_{int-man} = \sqrt{\frac{4 * Q_{extensión}}{\pi * V}} \quad [Ec. 92]$$

Donde:

- $d_{int-man}$  = Diámetro intermo de la manguera (m)
- $V$  = Velocidad del fluido (m/s)

- $Q_{extensión} = \text{Caudal de extensión (m}^3/\text{s)}$

En donde la velocidad efectiva del fluido dentro de la manguera a un diámetro interno, (Anexo 31):

$$V_{ef} = \frac{4 * Q_{extensión}}{\pi * d_{int-man}^2} \quad [\text{Ec. 93}]$$

Donde:

- $V_{ef} = \text{Velocidad efectiva fluido (m/s)}$
- **Fluido de retorno.**

El diámetro del conducto sugerido para el retorno al depósito del aceite al depósito se expresa por medio de la ecuación como sigue.

$$d_{int-tub} = \sqrt{\frac{4 * Q_{retracción}}{\pi * V}} \quad [\text{Ec. 94}]$$

Donde:

- $d_{int-tub} = \text{Diámetro interno tubería de retorno (m)}$
- $V = \text{Velocidad del fluido (m/s)}$
- $Q_{ret} = \text{Caudal de retorno (m}^3/\text{s)}$

En donde la velocidad efectiva del fluido dentro de la manguera a continuación se tiene la ecuación:

$$V_{ef} = \frac{4 * Q_{ret}}{\pi * d_{int-tub}^2} \quad [\text{Ec. 95}]$$

Donde:

- $V_{ef} = \text{Velocidad efectiva fluido (m/s)}$

#### 4.3.3.5 Elementos de control y regulación.

Es un dispositivo encargado de controlar o regular el flujo de un fluido que es suministrado a presión por medio de una bomba.

- **Válvula direccional.**

La válvula de control o direccional es la que suministra el fluido al cilindro para de esta manera accionarlo.

La presión generada por el cilindro se determina mediante la siguiente ecuación:

$$P_{cil} = \frac{F_{ap}}{A_{cil}} \quad [\text{Ec. 96}]$$

Donde:

- $P_{cil}$  = Presión en el cilindro (bar)
- $F_{ap}$  = Fuerza de aplicación (N)
- $A_{cil}$  = Área del cilindro ( $m^2$ )

- **Válvula reguladora de caudal.**

Una válvula reguladora de caudal es un dispositivo mecánico que permite graduar el paso de un fluido limitando la presión de descarga con el fin de reducir la velocidad del caudal de fluido según sea la necesidad requerida.

Mediante la aplicación fundamental del principio de Pascal se determina la presión de descarga por el cilindro, quedando como resultado la siguiente ecuación:

$$P_{desc} = \frac{P_{cil} * A_{cil}}{A_{desc}} \quad \text{Donde:} \quad A_{desc} = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} \quad [\text{Ec. 97}]$$

Donde:

- $P_{cil}$  = Presión en el cilindro (bar)
- $A_{cil}$  = Área del cilindro ( $m^2$ )
- $A_{desc}$  = Área de descarga ( $m^2$ )

#### **4.3.3.6 Depósito de aceite.**

El depósito (Figura 26), es un elemento que puede ser diseñado para realizar varias funciones como almacenar el fluido del sistema, también puede separar al fluido de los contaminantes e impurezas. Un depósito diseñado eficientemente permitirá que el calor del sistema sea disipado sin inconveniente alguno.

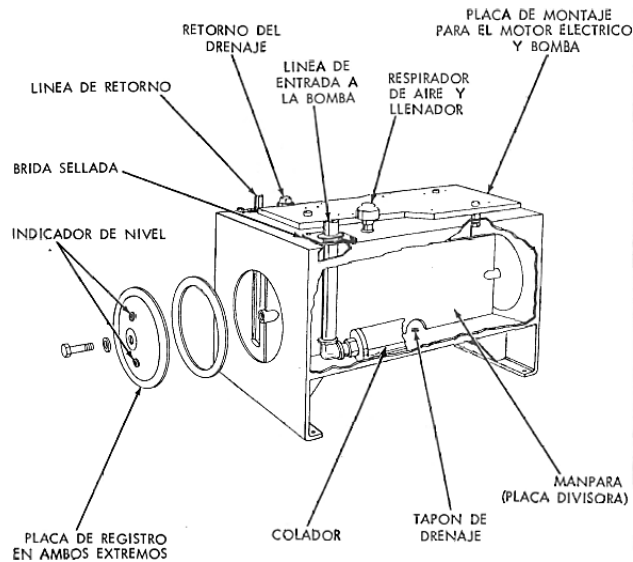


Figura 26. Depósito de aceite.

Fuente: (Alisters, 2014)

Para obtener el volumen del depósito (Alisters, 2014), sugiere la siguiente ecuación, la misma describe que el volumen sea de 2 o 3 veces el caudal en galones por minuto (gal/min) para sistemas hidráulicos de tamaño pequeño a mediano como es el presente caso.

$$T_{dep} = 3 * 60 \text{ seg} * Q_b \quad [\text{Ec. 98}]$$

Donde:

- $T_{dep}$  = Tamaño del depósito ( $m^3$ )
- $Q_b$  = Caudal de la bomba (GPM)

La dimensión del depósito se determina con la ecuación sugerida a continuación.

$$D_{dep} = h_{dep} * b_{dep} * l_{dep} \quad [\text{Ec. 99}]$$

Donde:

- $h_{dep}$  = Altura del depósito (m)
- $b_{dep}$  = Base del depósito (m)
- $l_{dep}$  = Longitud del depósito (m)

## **4.4 CAPÍTULO IV: DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.**

### **4.4.1 Sistema eléctrico.**

Un sistema eléctrico está constituido por varios elementos, que son los encargados de ejecutar y permiten el accionamiento adecuado de la máquina en el proceso de operación.

#### **4.4.1.1 Sistema de control.**

Los sistemas de control se encuentran constituidos por una serie de dispositivos eléctricos como switches, interruptores y lámparas de señalización que cumplen la función de controlar el paso de energía con el objetivo de energizar o desenergizar el circuito.

#### **4.4.1.2 Elementos eléctricos.**

El sistema de control permitirá que la máquina realice actividades directamente vinculadas con el ciclo de trabajo. Los elementos del sistema de control son los siguientes:

- Switch unipolar On-Off (Arranque).
- Switch bipolar On-Off-On (Arriba-Paro-Abajo).
- Interruptor presión-tracción.
- Lámparas de señalización.
- Conductor eléctrico.
- Terminales eléctricos.



#### **4.4.2 Accesorios.**

##### **4.4.2.1 Accesorios para el proceso de ensayo.**

Forman parte complementaria de la máquina, son utilizados para adquirir mediciones y como soporte de la briqueta en el proceso de ensayo. Los accesorios de la maquina se encuentran constituidos por:

- Anillo de carga.
- Cabezal de rotura Marshall.
- Cabezal de rotura Lottman.
- Indicador de flujo.

## **5. MATERIALES Y MÉTODOS.**

Para la elaboración del presente proyecto de tesis se procedió a obtener información bibliográfica y técnica mediante manuales de ensayos, acerca de las propiedades, características y comportamiento de las briquetas de asfalto al momento de exponerles al ensayo. Como también los principales parámetros y requerimientos específicos que debe tener una máquina de ensayos referentes a los parámetros funcionales tales como velocidad, caudal y presión.

A partir de la información bibliográfica obtenida se procede a calcular los elementos de la máquina considerando el análisis estático, de resistencia de materiales, optando por coeficientes de seguridad aceptables para garantizar la resistencia y durabilidad de los elementos. Para posteriormente con el empleo de un software de ingeniería proceder a modelar, analizar y verificar.

### **5.1. Materiales.**

Los materiales utilizados para el diseño se describen a continuación:

- Material bibliográfico (Físico y virtual).
- Computador portátil.
- Software de ingeniería.

## 5.2 Metodología.

Proceso metodológico para el desarrollo del proyecto investigativo.

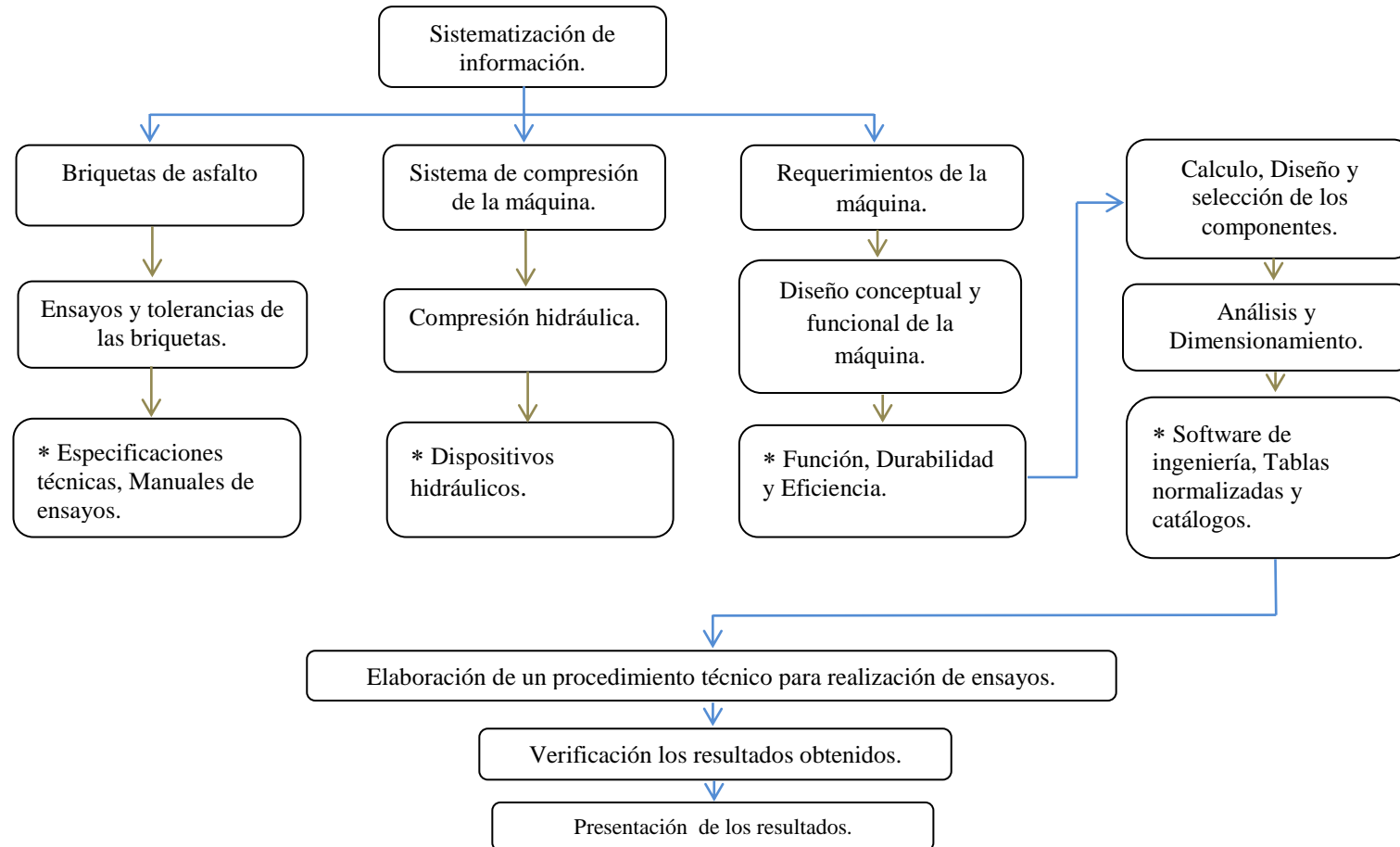


Diagrama: Proceso del diseño de la máquina de ensayos.

Fuente: Valverde C.

## 6. RESULTADOS

### 6.1 Diseño conceptual de la máquina de ensayos.

Se efectuará el diseño de una máquina para ensayos a compresión de briquetas de asfalto.

#### 6.1.1 Análisis funcional de la máquina de ensayos.

Para el análisis funcional de la máquina de ensayos es de vital importancia el diseño conceptual ya que en este se generan las posibles opciones de accionamiento para la máquina que se podría tomar en cuenta para el diseño final, mediante el cual se logra establecer los sistemas que debe estar conformado el funcionamiento completo de la máquina. Por lo tanto los sistemas que se encontrará conformada la máquina son: sistema hidráulico y sistema eléctrico.

#### 6.1.2 Requerimientos.

Los requerimientos (Tabla 9), se encuentran planteados en dependencia de la información técnica y bibliográfica obtenida en varios medios relacionados al funcionamiento de una máquina de ensayos para briquetas de asfalto.

Tabla 9. Especificaciones de diseño.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA		Máquina de ensayos a compresión para briquetas de asfalto.	Fecha inicial: Última revisión
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA			Página: 1/1
<b>ESPECIFICACIONES</b>			
<b>Concepto</b>	<b>Propone</b>	<b>R/D</b>	<b>Descripción</b>
Función	C+D	R R	Prensado de briquetas Presión de trabajo regulable
Movimiento	D	R	Accionamiento (Vertical) del actuador hidráulico a una velocidad de funcionamiento de 2 pulgadas por minuto.
Señales y control	D	R	Switch (Arranque)
	D	R	Switch (Arriba, abajo)
	D	D	Botón (Emergencia)
Energía	D+M	D	Motor eléctrico 110 V

Seguridad y Ergonomía	C	D	Eficiencia y comodidad
-----------------------	---	---	------------------------

\* M: Marketing, C: Cliente, D: Diseño.

\* (R/D): Requerimiento, Deseo.

Fuente: Estructura del diseño de Carles Riba.

- **Función:** La máquina debe cumplir con la función de prensado de las briquetas de asfalto para los diferentes tipos de ensayo ya sea Marshall o Lottman. Para el cual es necesario que la presión sea graduada por medio de reguladores de presión.
- **Movimiento:** Es el movimiento específico que realizará la máquina para el proceso de ensayos el mismo que será lineal (vertical), una vez que el actuador hidráulico es accionado por la bomba.
- **Señales y control:** La máquina está conformada por dispositivos de control y señalización los mismos que contribuirán con el encendido, desplazamiento lineal del actuador y un paro de emergencia en caso de algún inconveniente laboral.
- **Energía:** Estará constituido por un motor eléctrico de 110 V. El mismo que al ser energizado pondrá en funcionamiento la bomba, accionando de esta manera el sistema hidráulico.
- **Seguridad y Ergonomía:** Son los dispositivos de seguridad que se encuentran relacionados directamente con la protección de la máquina y en algunos casos para evitar accidentes de orden laboral. Mientras tanto el proceso ergonómico establecerá comodidad para el usuario, fácil uso, eficiencia y buen nivel de trabajo confortable (altura de operación).

### 6.1.3 Etapa funcional de la máquina de ensayos.

El funcionamiento de la máquina de ensayos tendrá la siguiente etapa de trabajo:

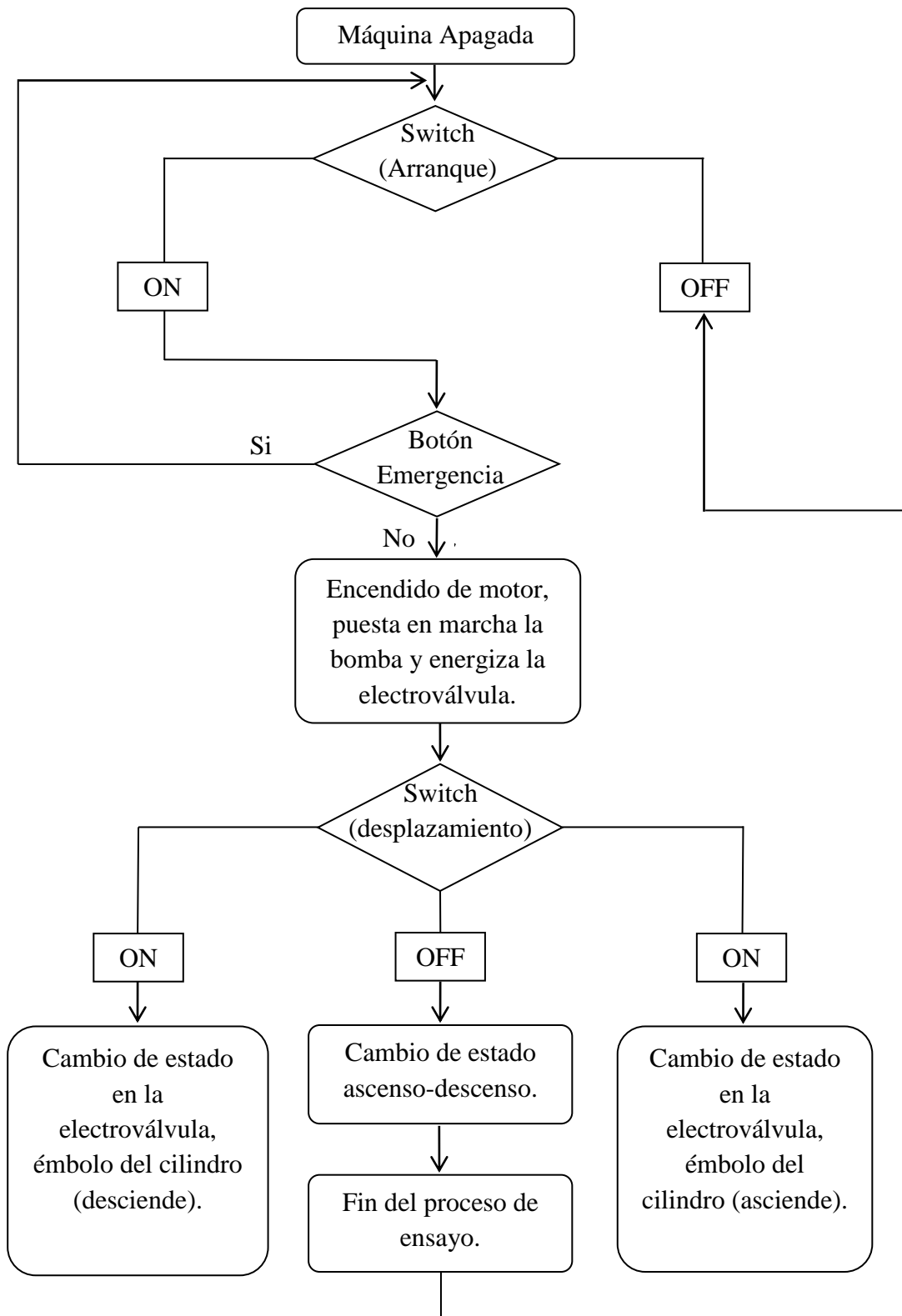


Diagrama: Etapa de funcionamiento de la máquina de ensayos.

Fuente: Valverde C.

## 6.2 Diseño y selección de elementos mecánicos.

El diseño y selección de los elementos mecánicos se realizarán mediante procesos matemáticos, empleados en la ingeniería para determinar la características del material requerido a seleccionar para los elementos de la máquina y lograr de esta manera que no fallen; garantizando la operatividad del sistema en el transcurso del tiempo de uso.

Por cuanto esto se logrará al verificar y corroborar los resultados obtenidos por medio de cálculos, con la aplicación de programas de computación para ingeniería.

### 6.2.1 Diseño estructural de la máquina de ensayos.

El diseño de la estructura es la parte fundamental de la máquina la misma que consiste en dimensionar, calcular y seleccionar los elementos principales de la estructura (Figura 27), a los cuales van acoplados todos los dispositivos hidráulicos y eléctricos.

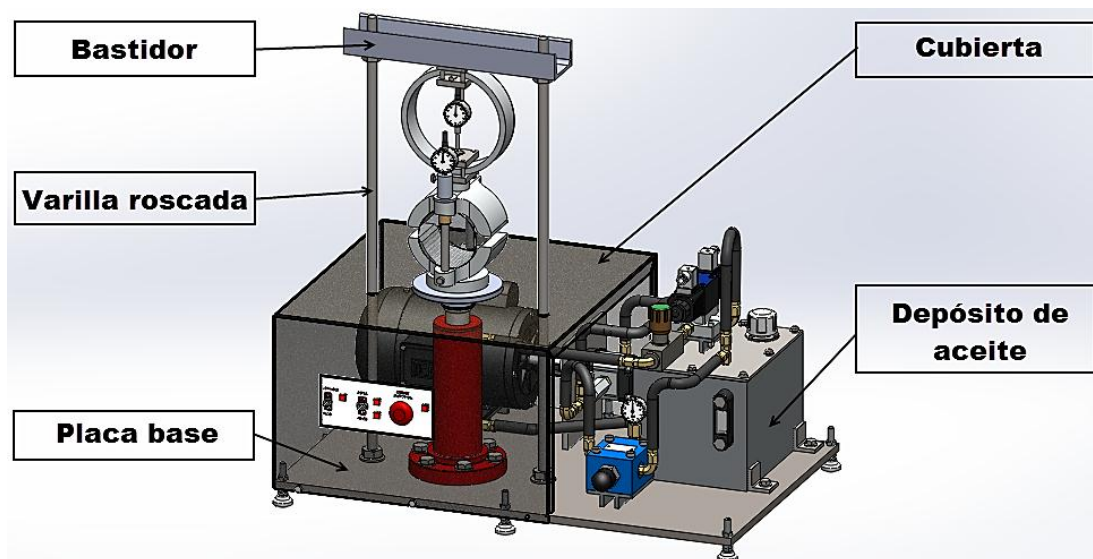


Figura 27. Elementos principales para la estructura de la máquina.

Fuente: Valverde C.

### 6.2.2 Diseño del bastidor de la máquina.

Para el diseño del bastidor se utilizará material de acero ASTM A36 (Anexo 1) tipo UPN, el mismo que es muy utilizado en la industria para la fabricación de carrocerías, estructuras metálicas como vigas y viguetas entre otras. Ya que son rentables económicamente y de fácil acceso en el mercado.

El bastidor va ubicado en la parte superior (Figura 27), ensamblada con las columnas por medio de tuercas, tiene la función principal de soportar una capacidad de carga

establecida según datos obtenidos en (Ministerio de Transportes y Obras Publicas, MOP - 001-F 2002, 2002) de 10 kN (2.200 lbf) para tráfico de tipo muy pesado. Por lo tanto para el diseño del bastidor se considera un 20% de la misma, en caso de aplicar carga superior a la especificada, entonces se tiene:

$$F = 10 \text{ kN} + 10 \text{ kN} * 0,2$$

$$F = 10 \text{ kN} + 2 \text{ kN}$$

$$F = 12 \text{ kN}$$

### 6.2.2.1 Análisis estático del bastidor.

El bastidor al fijarse en las columnas mediante tuercas en los dos extremos, descartando de esta manera la posibilidad de que exista movimiento alguno es por esta razón que es considerada como una viga apoyada.

Diagrama de cuerpo libre del perfil (Figura 28), mediante el cual se representan una carga puntual centrada, las reacciones y momentos que serán utilizados para realizar el análisis y determinación de la viga adecuada.

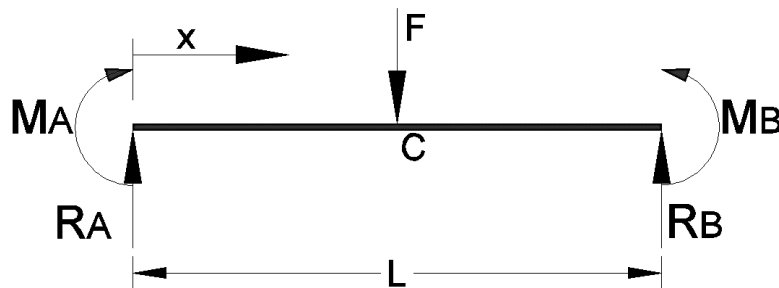


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del bastidor.

Fuente: Valverde C.

Las reacciones en los puntos de los apoyos (A - B) se determinan con la ecuación 33, por lo tanto al remplazar valores se obtiene:

Datos:

$$F = 12.000 \text{ N}$$

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



$$R_A = \frac{12.000 \text{ N}}{2}$$

$$R_A = 6.000 \text{ N}$$

Donde:

$$R_B = R_A$$

El cortante máximo que la viga soportara en un punto establecido al aplicarse una carga, se determina con la ecuación 34. Obteniendo como resultado lo siguiente:

Datos:

$$F = 12.000 \text{ N}$$

$$V_{AC} = \frac{F}{2}$$

$$V_{AC} = \frac{12.000 \text{ N}}{2}$$

$$V_{AC} = 6.000 \text{ N}$$

El momento flector máximo y en los extremos se encuentra relacionado con la longitud de la viga seleccionada para el diseño por cuanto al utilizar la ecuación 35, ecuación 36 y ecuación 37, se tiene:

Datos:

$$F = 12.000 \text{ N}$$

$$L = 370 \text{ mm}$$

Momento flector máximo:

$$M_C = \frac{FL}{4}$$

$$M_C = \frac{[(12.000 \text{ N}) * (370 \text{ mm})]}{4}$$

$$M_C = 1.110.000,0 \text{ N} * \text{mm} = 1.110 \text{ N} * \text{m}$$

Donde:

$$M_{m\acute{a}x} = M_C$$

Momentos flectores en los apoyos (A – B):

Donde:

$$x = L/2$$

$$M_{AC} = \frac{F * x}{2}$$

$$M_{AC} = \frac{[(12.000 \text{ N}) * (370 \text{ mm}/2)]}{2}$$

$$M_{AC} = 1.110.000,0 \text{ N} * \text{mm} = 1.110 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_{CB} = \frac{F(L - x)}{2}$$

$$M_{CB} = \frac{[(12.000 \text{ N}) * (370 \text{ mm} - 185\text{mm})]}{2}$$

$$M_{CB} = 1.110.000,0 \text{ N} * \text{mm} = 1.110 \text{ N} * \text{m}$$

El esfuerzo cortante y los momentos flectores calculados se procede a representar mediante la (Figura 29), a continuación se tiene:

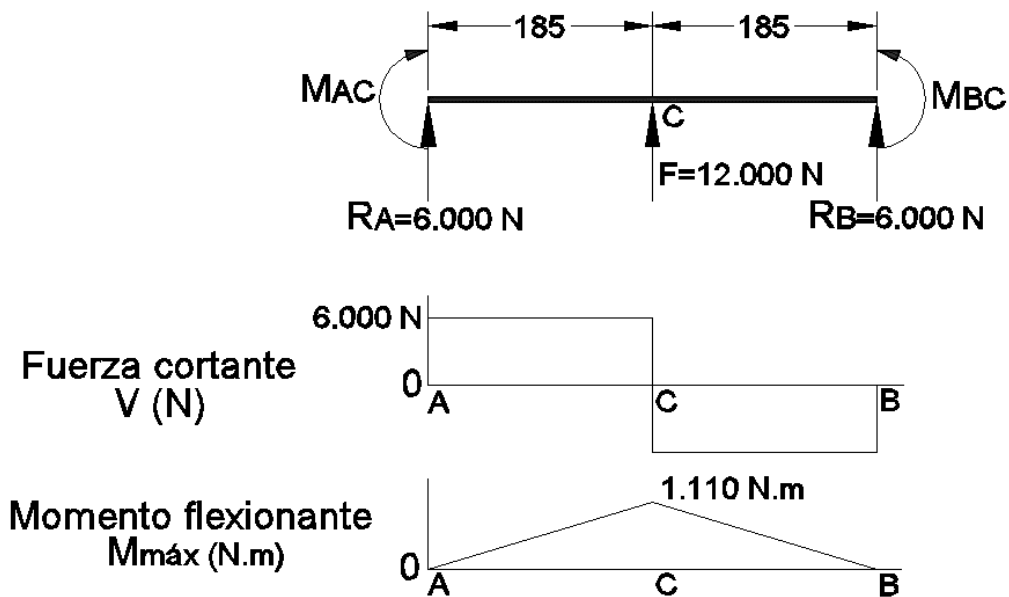


Figura 29. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Fuente: Valverde C.

Luego se determinará la tensión máxima permisible mediante la ecuación 11, utilizando una resistencia de fluencia a la tracción del acero ASTM A36 (Anexo 1) y aplicando un factor de seguridad  $N = 2$  (Tabla 3), para determinar un elemento mecánico seguro entonces se tiene:

Datos:

$$S_y = 250 \text{ MPa} \qquad \text{Acero ASTM A36}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{perm} = 125 \text{ MPa}$$

Para determinar el módulo de sección del perfil se lo realiza con la aplicación de la ecuación 12. Por lo tanto el valor del momento flector máximo  $M_{m\acute{a}x}$  requerido se ilustra en la (Figura 29), obteniendo de esta manera:

Datos:

$$M_{m\acute{a}x} = 1.110 \text{ N} * \text{m}$$

$$\sigma_{perm} = 125 \text{ MPa}$$

$$W_{dise\tilde{n}o} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{perm}}$$

$$W_{dise\tilde{n}o} = \frac{1.110 \text{ N} * \text{m}}{125 \text{ MPa}}$$

$$W_{dise\tilde{n}o} = \frac{1.110 \text{ N} * \text{m}}{125 * 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$W_{dise\tilde{n}o} = 8,8810^{-6} \text{ m}^3$$

$$W_{dise\tilde{n}o} = 8,88 \text{ cm}^3$$

Se considera un perfil laminado UPN 80 donde el módulo de sección del perfil real es  $W_x$  (Anexo 2), por consiguiente al aplicar la ecuación 13, se obtiene:

$$W_{dise\tilde{n}o} < W_x$$

$$8,88 \text{ cm}^3 < 26,50 \text{ cm}^3$$

- **Selección de viga para el bastidor.**

Con un valor de  $W_x = 26,50 \text{ cm}^3$ , se determina que el perfil laminado a utilizarse es UPN 80, por las dimensiones ya que en el proceso de análisis satisface los requerimientos de resistencia para el tipo de aplicación proyectada, dichas dimensiones principales se representan a continuación en la (Tabla 10).

Tabla 10. Dimensiones de perfil UPN 80.

Perfil Tipo	Ancho	Profundidad	Espesor del alma	Espesor del ala
	h (mm)	b (mm)	t (mm)	e (mm)
UPN 80	80	45	6	8

Fuente: Valverde C.

### 6.2.3 Análisis del bastidor debido a flexión.

Cuando se aplica una carga puntual perpendicular al bastidor esta llega a deformarse temporalmente generando flexión y provocando esfuerzos de tensión y compresión, denominándose también esfuerzos máximos y mínimos, los cuales se calculan relacionando el momento flector máximo y el momento de inercia.

El momento de inercia de la sección transversal de una viga definida como perfil UPN 80, en el que se idealiza el perfil en figuras geométricas conocidas (Figura 30), para el proceso de análisis método sugerido por (James M & Barry J, 2009):

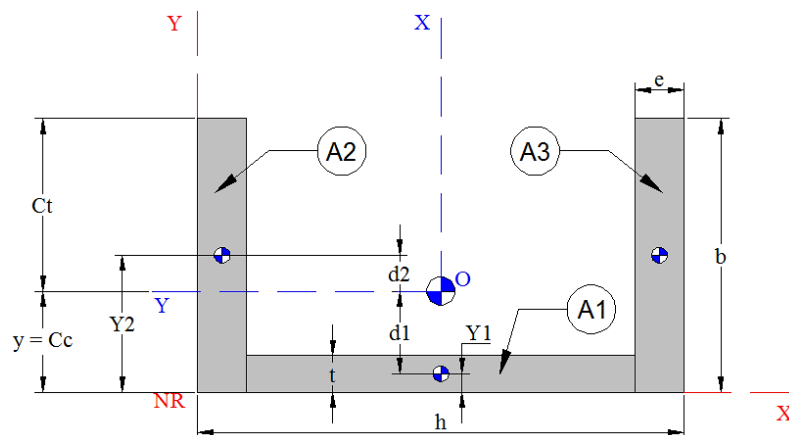


Figura 30. Centro de inercia viga UPN.

Fuente: Valverde C.

El origen O de las coordenadas Y-X está ubicado en el centroide del área de la sección transversal y, por lo tanto. El centroide se determina dividiendo el perfil en figuras

rectangulares ( $A_1$ ,  $A_2$  y  $A_3$ ), por medio de la ecuación 20, para posteriormente designar  $Y_1$  y  $Y_2$  como las distancias desde el eje Y-Y, empleando la ecuación 21, ecuación 22 y ecuación 24, como sigue:

Área " $A_1$ " y distancia " $Y_1$ " referentes a la figura # 1.

$$A_1 = b * h$$

$$A_1 = [(h - 2 * e) * (t)]$$

$$A_1 = [(80 \text{ mm} - 2 * 8 \text{ mm}) * (6 \text{ mm})]$$

$$A_1 = 384 \text{ mm}^2$$

$$Y_1 = t/2$$

$$Y_1 = 6 \text{ mm}/2$$

$$Y_1 = 3 \text{ mm}$$

Área " $A_2$ " y distancia " $Y_2$ " referentes a la figura # 2.

$$A_2 = e * b$$

$$A_2 = [(8 \text{ mm}) * (45 \text{ mm})]$$

$$A_2 = 360 \text{ mm}^2$$

$$Y_2 = b/2$$

$$Y_2 = 45 \text{ mm}/2$$

$$Y_2 = 22,5 \text{ mm}$$

Área " $A_3$ " y distancia " $Y_3$ " referentes a la figura # 3.

$$A_3 = A_2$$

$$Y_3 = Y_2$$

La distancia de compresión  $c_c$ , para ubicar el centroide de todo el canal respecto al eje Y se obtiene por medio de la ecuación 15, por lo tanto se tiene:

$$c_c = \frac{\sum y_i * A_i}{\sum A_i}$$

$$c_c = \frac{Y_1 * A_1 + 2 * Y_2 * A_2}{A_1 + 2 * A_2}$$

$$y = c_c = \left[ \frac{(3 \text{ mm}) * (384 \text{ mm}^2) + 2 * (22,5 \text{ mm}) * (360 \text{ mm}^2)}{384 \text{ mm}^2 + 2 * (360 \text{ mm}^2)} \right]$$

$$c_c = 15,72 \text{ mm} = 15.72 * 10^{-3} \text{ m}$$

La distancia por tracción  $c_t$ , para ubicar el centroide del canal respecto al eje Y se obtiene por medio de la ecuación 16, por lo tanto se tiene:

$$c_t = b - c_c$$

$$c_t = (45 \text{ mm} - 15,72 \text{ mm})$$

$$c_t = 29,28 \text{ mm} = 29.28 * 10^{-3} \text{ m}$$

Para los momentos de inercia ( $I_1$ ,  $I_2$  y  $I_3$ ), de las figuras se iniciará por calcular las distancias desde el eje centroidal ( $d_1$ ,  $d_2$  y  $d_3$ ), a cada área hasta el eje Y, empleando la ecuación 23 y ecuación 24 obteniendo de esta manera:

$$d_1 = c_c - t/2$$

$$d_1 = 15,72 \text{ mm} - 6 \text{ mm}/2$$

$$d_1 = 12,72 \text{ mm}$$

$$d_2 = Y_2 - c_c$$

$$d_2 = (22,5 \text{ mm} - 15,72 \text{ mm})$$

$$d_2 = 6,78 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_2$$

Iniciando con el área de cada figura rectangular se obtiene el momento de inercia  $I_n$ , por consiguiente se reemplaza la ecuación 19, en la ecuación 18 y se procede a insertar datos, de esta forma se tiene:

Momento de inercia área 1.

$$I_1 = (\bar{I}_1 + A_1 * d_1^2)$$

$$I_1 = \left( \frac{bh^3}{12} + A_1 * d_1^2 \right)$$

$$I_1 = \left( \frac{[(h - 2 * e) * (t)^3]}{12} + A_1 * d_1^2 \right)$$

$$I_1 = \left( \frac{[(80 \text{ mm} - 2 * 8 \text{ mm}) * (6 \text{ mm})^3]}{12} + 384 \text{ mm}^2 * (12,72 \text{ mm})^2 \right)$$

$$I_1 = 63.282,5 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia área 2.

$$I_2 = (\bar{I}_2 + A_2 * d_2^2)$$

$$I_2 = \left( \frac{bh^3}{12} + A_2 * d_2^2 \right)$$

$$I_2 = \left( \frac{eb^3}{12} + A_2 * d_2^2 \right)$$

$$I_2 = \left( \frac{(8 \text{ mm}) * (45 \text{ mm})^3}{12} + 360 \text{ mm}^2 * (6,78 \text{ mm})^2 \right)$$

$$I_2 = 77.298,6 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia área 3.

$$I_3 = I_2$$

El momento centroidal  $I_y$  respecto al eje Y, de toda el área de sección transversal aplicando la ecuación 17, se tiene:

$$I_y = I_1 + I_2 + I_3$$

$$I_y = I_1 + 2 * I_2$$

$$I_y = 63.282,5 \text{ mm}^4 + 2 * (77.298,6 \text{ mm}^4)$$

$$I_y = 217.879,7 \text{ mm}^4 = 2,178 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

Los módulos de sección de la parte superior e inferior correspondientes a los esfuerzos de compresión y tracción de la viga aplicando la ecuación 25, respectivamente son:

En compresión:

$$S_c = \frac{I_y}{c_c}$$

$$S_c = \frac{2,178 * 10^{-7} m^4}{15,72 * 10^{-3} m}$$

$$S_c = 1,385 * 10^{-5} m^3$$

En tracción:

$$S_t = \frac{I_y}{c_t}$$

$$S_t = \frac{2,178 * 10^{-7} m^4}{29,28 * 10^{-3} m}$$

$$S_t = 7,438 * 10^{-6} m^3$$

Los esfuerzos máximos en la sección transversal se encuentran constituidos por el esfuerzo de compresión máximo que ocurre en la parte inferior de la viga ( $\sigma_c$ ), y el esfuerzo de tracción máximo ( $\sigma_t$ ) o esfuerzo máximo ( $\sigma_{m\acute{a}x}$ ) se tiene en la parte superior de la viga, por lo tanto con un momento flector máximo de 1.110 N\*m, al sustituirse en la ecuación 14, así:

$$\sigma_c = -\frac{M c_c}{I_y}$$

$$\sigma_c = -\frac{M_{m\acute{a}x}}{S_c}$$

$$\sigma_c = -\frac{1.110 N * m}{1,385 * 10^{-5} m^3}$$

$$\sigma_c = -80,1 MPa$$

$$\sigma_t = \frac{M c_t}{I_y}$$

$$\sigma_t = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_t}$$

$$\sigma_t = \frac{1.110 N * m}{7,438 * 10^{-6} m^3}$$

$$\sigma_t = 150,3 MPa$$

$$\sigma_t = \sigma_{m\acute{a}x}$$

Al obtener el esfuerzo de tracción máximo que es ejecutado por medio del análisis flexionante en la viga. Se procede a reemplazar la ecuación 3 en la ecuación 6 para



realizar el análisis de falla en relación del esfuerzo permisible y esfuerzo máximo, entonces se tiene:

Datos:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 150,3 \text{ MPa}$$

$$S_y = 250 \text{ MPa} \quad \text{Acero ASTM A36}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{perm}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq 0,75 * S_y$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq 0,75 * 250 \text{ MPa}$$

$$150,3 \text{ MPa} \leq 187,5 \text{ MPa} \quad (\text{No falla})$$

Obteniendo un esfuerzo admisible también definido como esfuerzo de permisible  $\sigma_{perm}$  de 187,5 MPa, Se puede notar que no habrá fractura ya que sí cumple con lo designado y que la viga no fallará por flexión.

Para determinar el factor de seguridad se realiza mediante la ecuación 11, la cual designa a la resistencia de fluencia entre el esfuerzo máximo permisible. Por lo tanto se tiene:

Datos:

$$S_y = 250 \text{ MPa} \quad \text{Acero ASTM A36}$$

$$\sigma_{perm} = 187,5 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{perm}}$$

$$N = \frac{250 \text{ MPa}}{187,5 \text{ MPa}}$$

$$N = 1,33 \quad (\text{No falla})$$

Con el factor de seguridad obtenido es aceptable, teniendo en cuenta que  $N \geq 1$ . Lo que garantiza que la viga no fallará y que el diseño es seguro.

Una vez obtenido el factor de seguridad, se procede a comprobar que el valor de la resistencia de fluencia a la tracción o esfuerzo limite “Sy” no sea superado. Lo cual mediante la siguiente ecuación 5 se tiene:

Datos:

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = 150,3 \text{ MPa}$$

$$N = 1,33$$

$$S_y \geq \sigma_{\text{m}\acute{a}\text{x}} * N$$

$$250 \text{ MPa} \geq 150,3 \text{ MPa} * 1,33$$

$$250 \text{ MPa} \geq 199,8 \text{ MPa} \quad (\text{Cumple})$$

#### 6.2.4 Análisis del bastidor por corte.

La mayoría de vigas tienden a desarrollar fuerzas de corte que son producidas al aplicarle cargas exteriores y verticales a su eje; estas fuerzas en las vigas producen deformación permanente antes de fracturarse o daño interno de su estructura. Por lo tanto en el análisis de las vigas por corte se requiere de los siguientes términos.

El esfuerzo cortante permisible consta de unas 0,60 veces de la resistencia de fluencia, la misma que se representa en la ecuación 2. Se tiene:

Datos:

$$S_y = 250 \text{ MPa} \quad \text{Acero ASTM A36}$$

$$\tau_{\text{perm}} = 0.60 * S_y$$

$$\tau_{\text{perm}} = 0.60 * (250 \text{ MPa})$$

$$\tau_{\text{perm}} = 150 \text{ MPa}$$

El área de la sección donde se va a calcular el esfuerzo de corte se obtiene mediante la ecuación 29, entonces:

Datos:

$$A_1 = 384 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = 360 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = A_2$$

$$A_p = A_1 + 2 * A_2$$

$$A_p = 384 \text{ mm}^2 + 2 * (360 \text{ mm}^2)$$

$$A_p = 1.104 \text{ mm}^2 = 1,704 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

El valor del primer momento con respecto al eje centroidal del área de la sección transversal considerando sobre el segmento a - b (Figura 31), mediante la ecuación 28, se tiene:

Datos:

$$A_p = 1,104 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\bar{y} = y = 15.72 * 10^{-3} \text{ m}$$

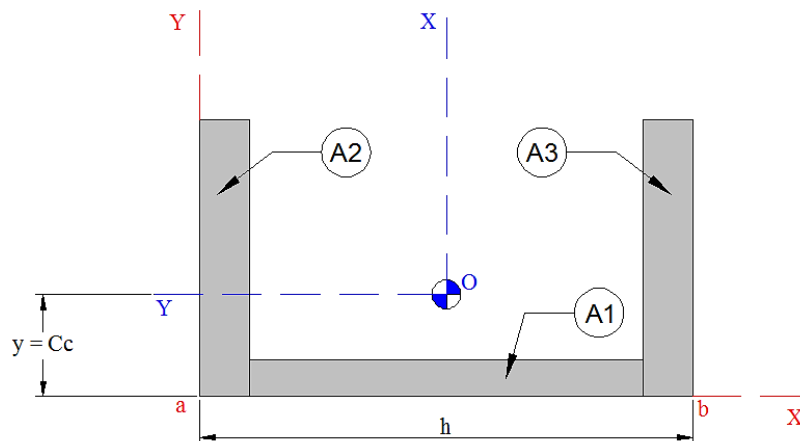


Figura 31. Sección transversal con tramo a - b.

Fuente: Valverde C.

$$Q = A_p * \bar{y}$$

$$Q = (1,104 * 10^{-3} \text{ m}^2) * (15.72 * 10^{-3} \text{ m})$$

$$Q = 1,735 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

El esfuerzo cortante de la viga se obtiene con la ecuación 26, ya que la sección a estudiarse es no definida, por cuanto:

Datos:

$$Q = 1,735 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V = 6.000 \text{ N} \quad (\text{Figura 29})$$

$$I = I_y = 2,178 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$t = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{Q * V}{I * t}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{(1,735 * 10^{-5} \text{ m}^3) * (6.000 \text{ N})}{(2,178 * 10^{-7} \text{ m}^4) * (0,08 \text{ m})}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 5,97 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{\text{máx}} = 5,97 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante máximo calculado es de 5,97 MPa por el cual mediante la ecuación 7, a continuación se procede a realizar el análisis correspondiente:

Datos:

$$\tau_{\text{máx}} = 5,97 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{perm}} = 150 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{máx}} \leq \tau_{\text{perm}}$$

$$5,97 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \quad (\text{No falla})$$

Se puede apreciar que la relación matemática satisface lo requerido, ya que la viga no fallará por corte.

Para determinar el esfuerzo de Von Mises en el plano se realiza a partir de la ecuación 30, que resulta:

Datos:

$$\sigma_x = \sigma_{\text{máx}} = 150,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{\text{máx}} = 5,97 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(150,3 \text{ MPa})^2 + 3 * (5,97 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 150,6 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se obtiene por medio de la ecuación 32, esta relaciona la resistencia de fluencia con el esfuerzo del material con el esfuerzo Von Mises. A continuación al remplazar datos se tiene:

Datos:

$$S_y = 250 \text{ MPa} \quad \text{Acero ASTM A36}$$

$$\sigma' = 150,6 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$N = \frac{250 \text{ MPa}}{150,6 \text{ MPa}}$$

$$N = 1,7 \quad (\text{No falla})$$

El factor de seguridad obtenido es aceptable e indica que el material es el apropiado lo que garantiza que la viga no fallará.

#### 6.2.4.1 Análisis de elementos finitos del bastidor.

El perfil para el bastidor (Figura 32), tendrá una longitud de  $L = 370 \text{ mm}$  y se encargará en soportar la carga ejercida por el cilindro hidráulico.

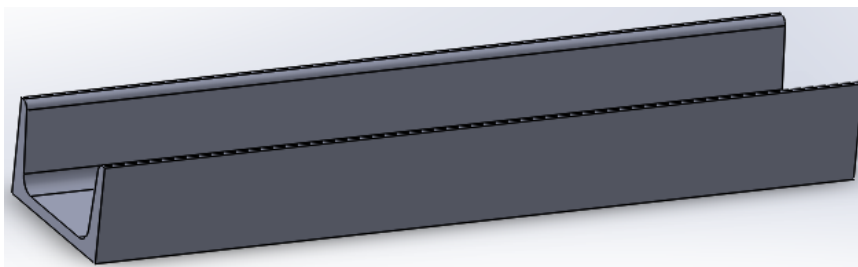


Figura 32. Bastidor.

Fuente: Valverde C.

Al aplicarle la carga requerida para el diseño se realiza el análisis de elementos finitos del bastidor mediante un Software de ingeniería, por lo tanto se obtiene que el mayor esfuerzo máximo de Von Mises que soporta el bastidor es de  $161.0 \text{ MPa}$  como se muestra en la (Figura 33), notando que no supera la resistencia a fluencia del acero A36

que es 250 MPa. Determinando de esta manera que no habría inconvenientes con el perfil UPN dimensionado.

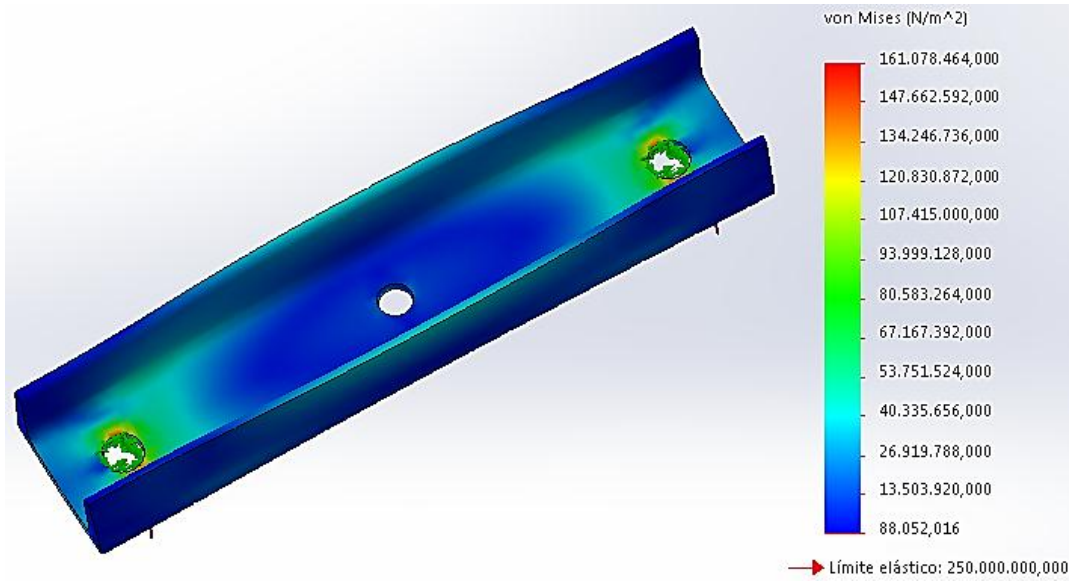


Figura 33. Análisis de esfuerzo en el bastidor.

Fuente: Valverde C.

Al aplicarle una carga en el bastidor genera desplazamiento en el material. Por consiguiente en el análisis del bastidor (Figura 34), se obtiene un desplazamiento máximo de 0,0999 mm determinando de esta manera que se puede considerar como despreciable.

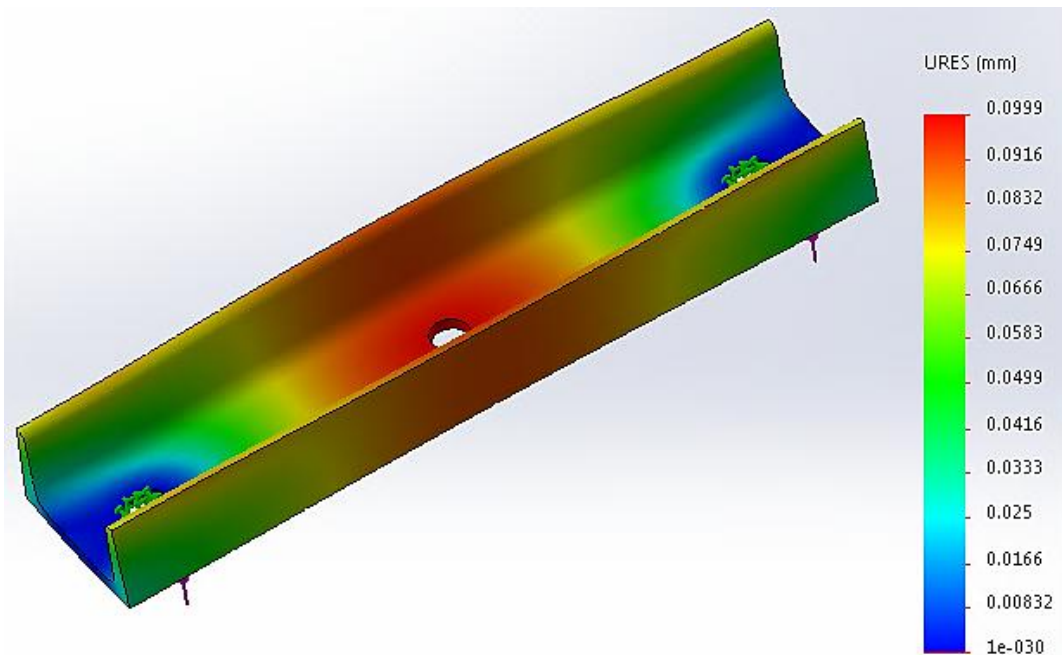


Figura 34. Desplazamiento máximo en el bastidor.

Fuente: Valverde C.

### 6.2.5 Cálculo del diámetro de la varilla roscada.

La fuerza de cortante que será aplicada se determinara mediante la ecuación 42, la misma que se encuentra relacionada con la carga de diseño a tracción que es 12.000 N (Figura 35), a ser distribuida entre 2 columnas, entonces se tiene:

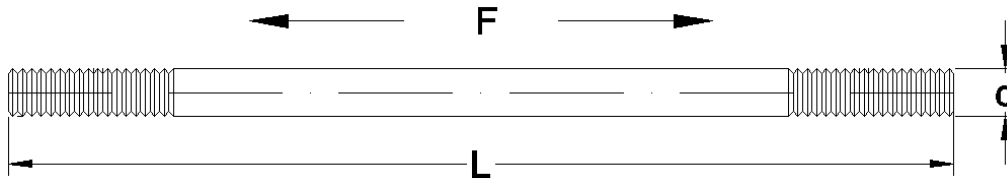


Figura 35. Diámetro de la varilla roscada.

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$F = 12.000 \text{ N}$$

$$N_{col} = 2$$

$$V = \frac{F}{N_{col}}$$

$$V = \frac{12.000 \text{ N}}{2}$$

$$V = 6.000 \text{ N}$$

El material a utilizarse para el diseño de las columnas es el acero AISI 1018 (Anexo 4), por lo tanto procede a determinar el esfuerzo constante permisible mediante la resistencia de fluencia a tracción un factor de seguridad de  $N = 4$  mediante la ecuación 43, a continuación se tiene:

Datos:

$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

Acero AISI 1018

$$N = 4$$

Factor de seguridad

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{N}$$

$$\tau_{perm} = \frac{0.577 * S_y}{N}$$

$$\tau_{perm} = \frac{0.577 * 235 \text{ MPa}}{4}$$

$$\tau_{perm} = 33,9 \text{ MPa} = 33,9 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Al remplazar el área de corte en la ecuación 44, se obtiene el esfuerzo máximo de corte en función del diámetro, como sigue:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A_c} \quad \text{Donde:} \quad A_c = \frac{\pi * d^2}{4}$$
$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 * V}{3 * \pi * d^2}$$

Según la ecuación 45, se tiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A_c} \leq \tau_{perm}$$

Por lo tanto:

$$\tau_{perm} = \frac{16 * V}{3 * \pi * d^2}$$

A continuación al despejar el diámetro se obtiene la ecuación 46, que al evaluarla se tiene:

Datos:

$$V = 6.000 \text{ N}$$

$$\tau_{perm} = 33,9 \text{ MPa} = 33,9 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{16 * V}{3 * \pi * \tau_{perm}}}$$

$$d = \sqrt{\frac{16 * 6.000 \text{ N}}{3 * \pi * 33,9 * 10^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$d = 0.0173 \text{ m} = 17,3 \text{ mm}$$

El dimensionamiento del diámetro de la columna obtenido es 17,3 mm pero en vista que no existe en el medio comercial. Se procede a seleccionar una columna de diámetro normalizado como es 19.05 mm (3/4 pulg) (Anexo 4).



### 6.2.5.1 Análisis de elementos finitos de la varilla roscada.

La varilla roscada (Figura 36) es el acero AISI 1018, por cuanto al determinar el esfuerzo cortante permisible mediante la resistencia de fluencia a tracción y aplicando un factor de seguridad de  $N = 4$  recomendado según (Técnica S. A, 2014).



Figura 36. Varilla roscada.

Fuente: Valverde C.

La fuerza de cortante que será aplicada será distribuida entre 2 columnas, la misma que se encuentra relacionada con la carga total de diseño a tracción que es 12.000 N. Al realizar el análisis de elementos finitos de la varilla roscada mediante un Software de ingeniería, se obtiene que el esfuerzo máximo de Von Mises que soporta es de 35.9 MPa como se muestra en la (Figura 37), notando que no supera la resistencia a fluencia del acero AISI 1018 que es 235 MPa. Determinando de esta manera que no habría inconvenientes con la varilla roscada de acero AISI 1018 dimensionado.

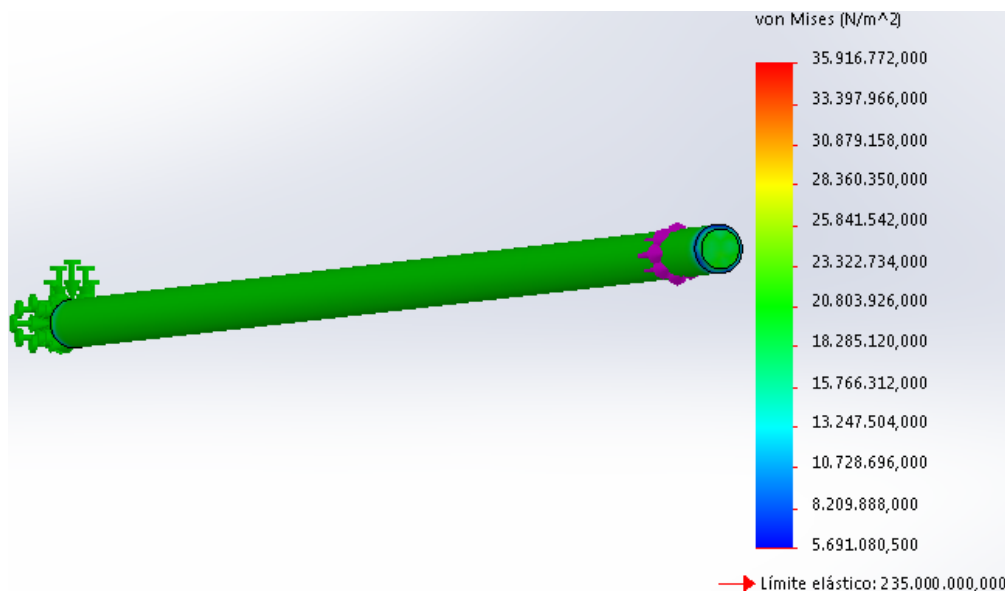


Figura 37. Análisis de esfuerzo en el bastidor.

Fuente: Valverde C

Al obtener el diámetro de la columna se tendrá en cuenta las características y su aplicación, para proceder a la selección de las tuercas (Figura 38), en conjunto con arandelas planas y arandelas de presión mediante el (Anexo 5), estas últimas queda a consideración.

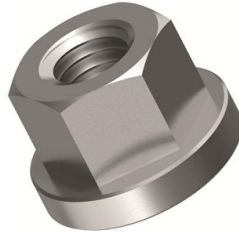


Figura 38. Tuerca hexagonal.

Fuente: (Forch, 2015)

Una vez seleccionado el diámetro de la columna se pasa a evaluar la ecuación 45, y determinar un dimensionamiento correcto si cumple o no con el diseño, de esta manera obteniéndose:

Datos:

$$V = 6.000 \text{ N}$$

$$d = 19,05 \text{ mm} = 0,01905 \text{ m}$$

$$\tau_{perm} = 33,9 \text{ MPa}$$

$$\frac{4 * V}{3 * A_c} \leq \tau_{perm}$$

$$\frac{16 * V}{3 * \pi * d^2} \leq \tau_{perm}$$

$$\frac{16 * 6.000 \text{ N}}{3 * \pi * (0,01905 \text{ m})^2} \leq 33,9 \text{ MPa}$$

$$28,0 \text{ MPa} \leq 33,9 \text{ MPa} \quad (\text{Cumple})$$

### 6.2.5.2 Longitud de la rosca.

El diámetro obtenido que la varilla roscada es de 19.05 mm (3/4 pulg), mediante el cual se procede a determinar la longitud de la zona de sujeción referente a la rosca (Figura 39). Y para ello se considera la ecuación 72, a continuación se obtiene que:

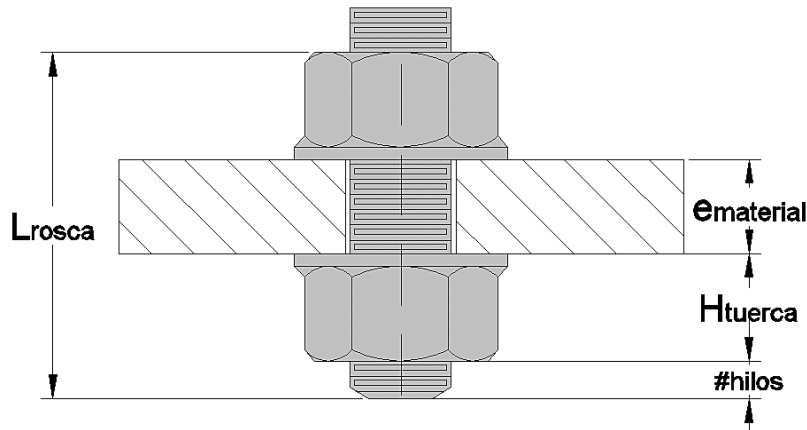


Figura 39. Placa metálica sujeta por medio de dos tuercas.

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$e_{material} = 5/8 \text{ pulg}$$

$$H_{tuerca} = 61/64 \text{ pulg}$$

$$\#hilos = 6/10 \text{ pulg}$$

$$L = e_{material} + 2 * H_{tuerca} + \#hilos$$

$$L = 5/8 \text{ pulg} + 2 * (61/64 \text{ pulg}) + 3/10 \text{ pulg}$$

$$L = 2,83 \text{ pulg} = 71,9 \text{ mm}$$

La longitud de la rosca mínima que se requiere es 71,9 mm (2,83 pulg), por cuanto se tendrá en cuenta para la selección una longitud estándar de 76,2 mm (3 pulg).

### 6.2.5.3 Análisis a tracción de la columna.

La columna se encontrará expuesta a esfuerzo de tracción y esfuerzo por flexión la misma que es determinada con la ecuación 8 y ecuación 14, en el presente caso de estudio no existe una radial aplicada perpendicularmente a la columna es por aquella situación que el esfuerzo por flexión no existe, entonces:

Datos:

$$F = P = 6.000 \text{ N}$$

$$d = 19.05 \text{ mm} = 0,01905 \text{ m}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A}$$

Donde:  $A = \frac{\pi * d^2}{4}$

$$\sigma_t = \frac{4 * 6.000 N}{\pi * (0,01905 m)^2}$$

$$\sigma_t = 21,0 * 10^6 N/m^2 = 21,0 MPa$$

$$\sigma_f = \pm \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_f = 0$$

El esfuerzo máximo a tracción de la columna se determina mediante la ecuación 38, entonces se tiene:

Datos:

$$\sigma_t = 21,0 MPa$$

$$\sigma_f = 0$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_t + \sigma_f$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 21,0 MPa + 0$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 21,0 MPa$$

El esfuerzo mínimo a compresión de la columna se determina mediante la ecuación 39, por lo tanto:

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_t - \sigma_f$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = 21,0 MPa - 0$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = 21,0 MPa$$

El esfuerzo permisible se obtiene con la ecuación 1, la misma que se encuentra relacionado con el esfuerzo de fluencia del material como se expresa a continuación:

Datos:

$$S_y = 235 MPa$$

Acero AISI 1018

$$\sigma_{perm} = 0.60 * S_y$$

$$\sigma_{perm} = 0.60 * 235 MPa$$

$$\sigma_{perm} = 141 MPa$$

Factor de seguridad se evalúa con ayuda de la ecuación 40. Por lo tanto se tiene:

Datos:

$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm} = 141 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{perm}}$$

$$F_s = \frac{235 \text{ MPa}}{141 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 1,66$$

(No falla)

Con la ecuación 41, se determinará si el elemento en el transcurso de su función llega a fallar, a continuación se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{perm}$$

$$21,0 \text{ MPa} \leq 141 \text{ MPa}$$

(Cumple)

La deformación unitaria se obtiene mediante la ley de Hooke quien sugiere la ecuación 10, la misma que al evaluar resulta:

Datos:

$$E = 200 \text{ GPa} = 200 * 10^9 \text{ Pa}$$

$$\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} = 21,0 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\epsilon = \frac{21,0 * 10^6 \text{ Pa}}{200 * 10^9 \text{ Pa}}$$

$$\epsilon = 0,000105$$

(La deformación unitaria es mínima)

#### 6.2.5.4 Análisis por esfuerzo cortante de los filetes de la rosca.

La avería por cortante en los filetes de los pernos y tuercas es una falla que suele suceder con frecuencia al aplicarle una carga mayor de la recomendada, por el cual para

evitarlo se procede a realizar el análisis respectivo de los mismos. En la (Figura 40), se muestra las dimensiones y nomenclatura de los pernos.

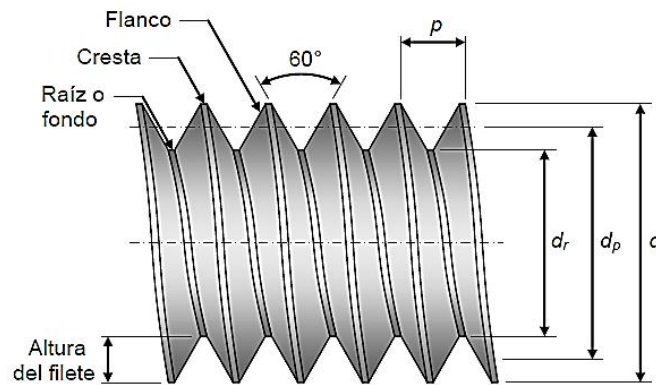


Figura 40. Dimensiones de las roscas unificadas y métricas.

Fuente: (Vanegas Useche, Libardo, 2012)

A partir la ecuación 48, se obtiene el diámetro menor de la varilla roscada. La misma que al evaluarla se tiene:

Datos:

$$d = 19.05 \text{ mm} = 3/4 \text{ pulg}$$

$$N_h = 10/\text{pulg}$$

Anexo 6

$$d_r = d - \frac{1.299038}{N_h}$$

$$d_r = 3/4 \text{ pulg} - \frac{1.299038}{10/\text{pulg}}$$

$$d_r = 0,6201 \text{ pulg}$$

El paso de la rosca se determina mediante la ecuación 49, por el cual se tiene:

Datos:

$$N_h = 10$$

Anexo 6

$$p = \frac{1 \text{ pulg}}{N_h}$$

$$p = \frac{1 \text{ pulg}}{10}$$

$$p = 0,1 \text{ pulg}$$

Para obtener el número de filetes en contacto entre el la tuerca y el perno como se muestra en la (Figura 41), se procede a evaluar la ecuación 50, respectivamente:

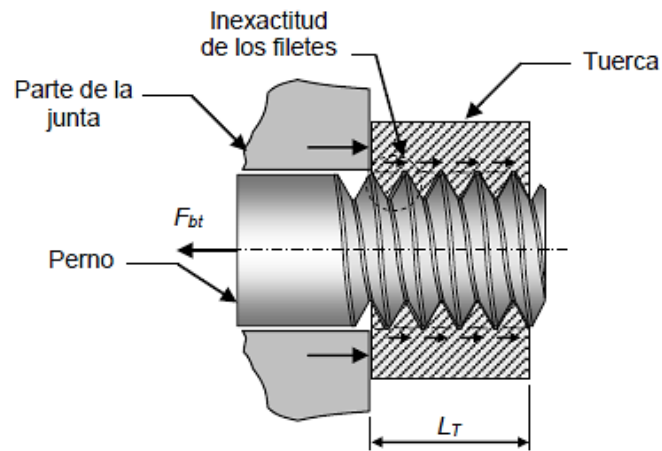


Figura 41. Contacto en los filetes de una rosca entre perno y tuerca.

Fuente: (Vanegas Useche, Libardo, 2012)

Datos:

$$L_T = 41/64 \text{ pulg}$$

Anexo 7

$$p = 0,1 \text{ pulg}$$

$$N_f = \frac{L_T}{p}$$

$$N_f = \frac{41/64 \text{ pulg}}{0,1 \text{ pulg}}$$

$$N_f = 6.4$$

Al obtener el número de filetes en contacto entre el la tuerca y el perno  $N_f$ . (Norton, 2011), recomienda que se designe un factor de carga  $n_f$  que se encuentre entre 1 y  $N_f$  mediante la ecuación 51.

En el presente caso se designa un factor de carga  $n_f$  igual a 4 para un diseño confiable, con el fin de prevenir mayores imperfecciones o fallos del perno y la tuerca al momento de aplicarle la carga.

Datos:

$$n_f = 4$$

$$N_f = 6,4$$

$$1 \leq n_f \leq N_f$$

$$1 \leq 4 \leq 6,4$$

A continuación se procede a calcular el área de barrido del filete de la rosca  $A_{ba}$ , pero para ello se requiere conocer el ancho del filete en la raíz ( $W_i * p$ ) como se muestra en la (Figura 42), dicho proceso se realiza tanto para el perno como para la tuerca.

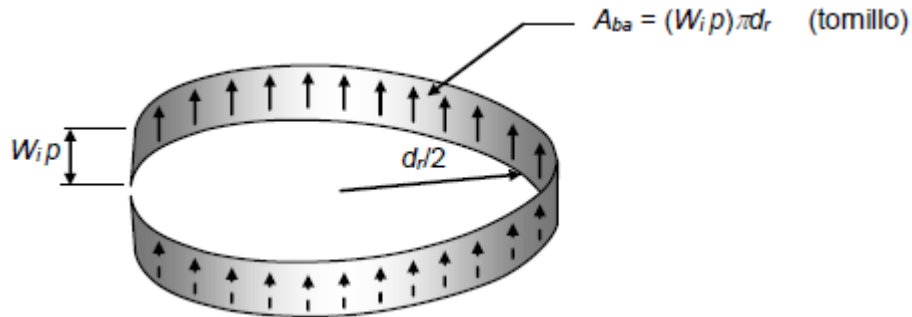


Figura 42. Área de la raíz de un filete de un tornillo sometida a cortante.

Fuente: (Vanegas Useche, Libardo, 2012)

- **En el perno.**

El área cortante de los filetes en el perno se obtiene mediante la ecuación 52, a continuación se tiene:

Datos:

$$d_r = 0,6201 \text{ pulg}$$

$$W_i = 0,80$$

Anexo 8

$$p = 0,1 \text{ pulg}$$

$$n_f = 4$$

$$A_{ba} = \pi * d_r * (W_i * p) * n_f \quad \text{Donde:} \quad 1 \leq n_f \leq N_f$$

$$A_{ba} = \pi * 0,6201 \text{ pulg} * (0,80 * 0,1 \text{ pulg}) * 4$$

$$A_{ba} = 0,6233 \text{ pulg}^2 = 4,02 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

El esfuerzo cortante en los filetes del perno se tiene evaluando la ecuación 47, obteniendo que:

Datos:



$$F_{bt} = 6.000 \text{ N}$$

$$A_{ba} = 4,02 * 10^{-4} m^2$$

$$S_{sba} = \frac{F_{bt}}{A_{ba}}$$

$$S_{sba} = \frac{6.000 \text{ N}}{4,02 * 10^{-4} m^2}$$

$$S_{sba} = 14,9 \text{ MPa}$$

Para corroborar que el diseño es el adecuado se procede a verificar los resultados obtenidos mediante la ecuación 45, considerando un factor de seguridad igual a 4. A continuación se tiene:

Datos:

$$S_{sba} = 14,9 \text{ MPa}$$

$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

Acero AISI 1018

$$N_{ba} = 4$$

$$S_{sba} \leq \frac{S_{ys}}{N_{ba}} \quad \text{Donde:} \quad S_{ys} = 0.577 * S_y$$

$$S_{sba} \leq \frac{0.577 * S_y}{4}$$

$$14,9 \text{ MPa} \leq \frac{0.577 * 235 \text{ MPa}}{4}$$

$$14,9 \text{ MPa} \leq 33,8 \text{ MPa} \quad (\text{Cumple})$$

Se puede apreciar que la relación satisface lo requerido y por lo tanto se tiene un resultado favorable para el diseño y selección de la varilla roscada.

- **En la tuerca.**

El área cortante de los filetes de la tuerca se determina con la ecuación 53, por lo tanto se tiene:

Datos:

$$d = 0,750 \text{ pulg} = 3/4 \text{ pulg}$$

$$W_o = 0,88$$

Anexo 8

$$p = 0,1 \text{ pulg}$$

$$n_f = 4$$

$$A_{ba} = \pi * d * (W_o * p) * n_f \quad \text{Donde:} \quad 1 \leq n_f \leq N_f$$

$$A_{ba} = \pi * 0,750 \text{ pulg} * (0,88 * 0,1 \text{ pulg}) * 4$$

$$A_{ba} = 0,829 \text{ pulg}^2 = 5,35 * 10^{-4} m^2$$

Mediante la ecuación 47, se procede a determinar el esfuerzo cortante en los filetes de la tuerca, se tiene que:

Datos:

$$F_{bt} = 6.000 \text{ N}$$

$$A_{ba} = 5,35 * 10^{-4} m^2$$

$$S_{sba} = \frac{F_{bt}}{A_{ba}}$$

$$S_{sba} = \frac{6.000 \text{ N}}{5,35 * 10^{-4} m^2}$$

$$S_{sba} = 11,2 \text{ MPa}$$

Una vez que se obtuvo el esfuerzo cortante en los filetes de la tuerca, por consiguiente se verifica el resultado mediante la ecuación 45, considerando un factor de seguridad igual a 4. Obteniendo de esta manera que:

Datos:

$$S_{sba} = 11,2 \text{ MPa}$$

$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

Acero AISI 1018

$$N_{ba} = 4$$

$$S_{sba} \leq \frac{S_{ys}}{N_{ba}} \quad \text{Donde:} \quad S_{ys} = 0.577 * S_y$$

$$S_{sba} \leq \frac{0.577 * S_y}{4}$$

$$11,2 \text{ MPa} \leq \frac{0,577 * 235 \text{ MPa}}{4}$$

$$11,2 \text{ MPa} \leq 33,8 \text{ MPa} \quad (\text{Cumple})$$

La relación establece que si el esfuerzo cortante obtenido en la rosca de la tuerca sea menor que el esfuerzo permisible, para que el diseño sea satisfactorio. Por lo tanto se concluye que resultado es favorable y que no habrá problemas por fallo en la tuerca al momento que se aplique la carga.

### 6.2.6 Cálculo del espesor de la placa base.

El material para la placa base que se utilizará es de acero ASTM A36. Ya que es muy utilizado en la industria, en la construcción de estanques y aplicaciones estructurales en general. Por ser rentables económicamente y de fácil acceso en el mercado. Las dimensiones de la placa base son (850 x 500) mm y para determinar el espesor se considera la carga de aplicación ( $F$ ) a la que permanecerá expuesta al momento que el cilindro hidráulico genere el desplazamiento del vástago.

Por lo tanto carga ( $q$ ) a soportar la placa base se encuentra en dependencia de la carga aplicada entre el área que accionará el cilindro hidráulico en sujeción de las varillas roscada (Figura 43). Dicha carga se determina mediante la ecuación 55, se tiene:

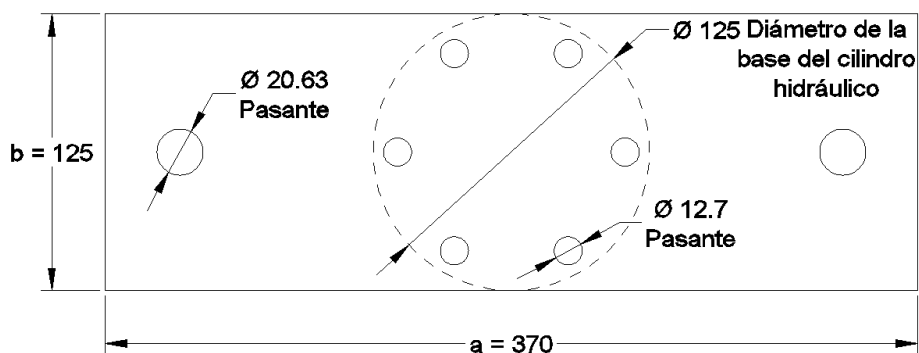


Figura 43. Dimensiones de la placa expuesta a la carga.

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$F = 12.000 \text{ N}$$

$$a = 370 \text{ mm} = 0,37 \text{ m}$$

$$b = 125 \text{ mm} = 0,125 \text{ m}$$

$$q = \frac{F}{A}$$

Donde:  $A = a * b$

$$q = \frac{12.000 \text{ N}}{0,37 \text{ m} * 0,125 \text{ m}}$$

$$q = 259.459 \text{ N/m}^2$$

Una vez que será aplicada a la placa se procede a seleccionar el factor numérico beta 2 (Anexo 10) cuyo valor depende de la relación a/b de los lados de la placa donde  $b < a$ , entonces se tiene:

Datos:

$$F = 12.000 \text{ N}$$

$$a = 370 \text{ mm} = 0,37 \text{ m}$$

$$b = 125 \text{ mm} = 0,125 \text{ m}$$

$$\frac{b}{a} = \frac{0,125 \text{ m}}{0,37 \text{ m}} = 0.33$$

Por lo tanto:

$$\beta_2 = 0,1259$$

El momento flector respecto al eje  $x$  (Figura 44), es evaluado con la ecuación 56, se tiene:

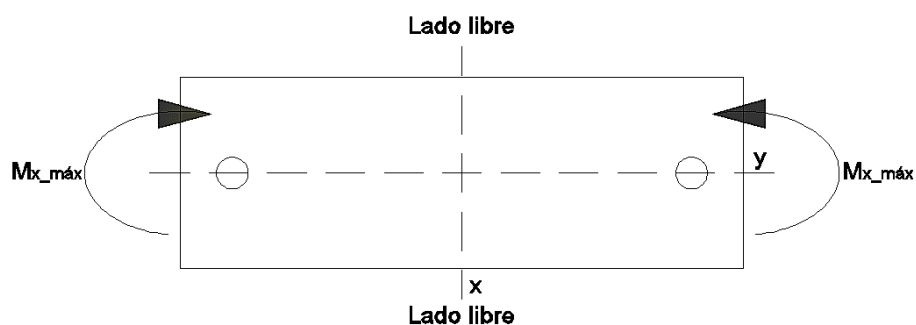


Figura 44. Momento flector máximo respecto al eje  $x$ .

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$\beta_2 = 0,1259$$

$$q = 259.459 \text{ N/m}^2$$

$$a = 370 \text{ mm} = 0,37 \text{ m}$$

$$M_{x-\text{máx}} = \beta_2 \cdot q \cdot a^2$$

$$M_{x-\text{máx}} = (0,1259) * (259.459 \text{ N/m}^2) * (0,37 \text{ m})^2$$

$$M_{x-\text{máx}} = 4.471,9 \text{ N} * \text{m/m}$$

El esfuerzo máximo se determinará mediante la ecuación 57, en la evaluación se estimará un factor de seguridad de 2 en la (Tabla 3), obteniendo lo siguiente:

Datos:

$$\sigma_x = 250 \text{ MPa}$$

Acero A36

$$N = 2$$

$$\sigma_{x-\text{máx}} = \frac{\sigma_x}{N}$$

$$\sigma_{x-\text{máx}} = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{x-\text{máx}} = 125 \text{ MPa} = 125 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

El espesor de la placa base se determina con la ecuación 58, de la siguiente manera se tiene:

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot (M_{x-\text{máx}})}{\sigma_{x-\text{máx}}}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 * (4.471,9 \text{ N} * \text{m/m})}{125 * 10^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$h = 0,0146 \text{ m} = 14,6 \text{ mm}$$

El valor calculado del espesor mínimo que debe tener la placa base es de 14,6 mm, pero debido a que existen planchas con medidas normalizadas se opta por seleccionar una plancha de 15,87 mm (5/8 pulg) (Anexo 9).

### 6.2.6.1 Análisis de elementos finitos de la placa base.

La placa base (Figura 45), aquel elemento de acero se encargara de alojar a la bomba y los diversos implementos que constituyen la máquina además soportará las cargas perpendiculares ocasionados por el accionar del cilindro hidráulico en el momento del ensayo.

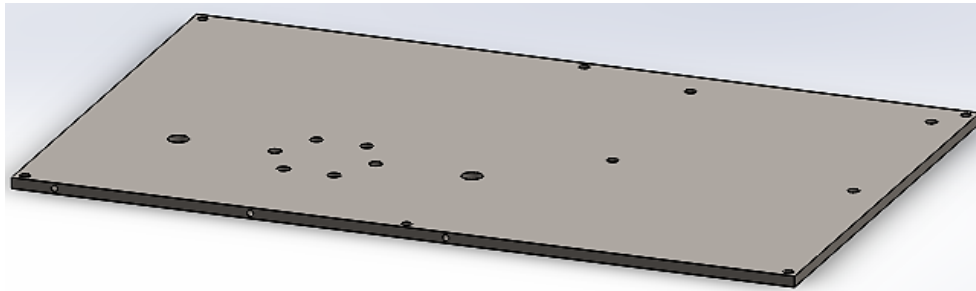


Figura 45. Placa base.

Fuente: Valverde C.

Al realizar el análisis de elementos finitos a la placa base se obtiene que el mayor esfuerzo máximo de Von Mises que soporta es 115,4 MPa como se observa en la (Figura 46), por lo que no supera la resistencia a fluencia del acero A36 que es 250 MPa. Concluyendo que el espesor obtenido de la placa es el adecuado para el diseño ya que garantizará un funcionamiento sin inconvenientes.

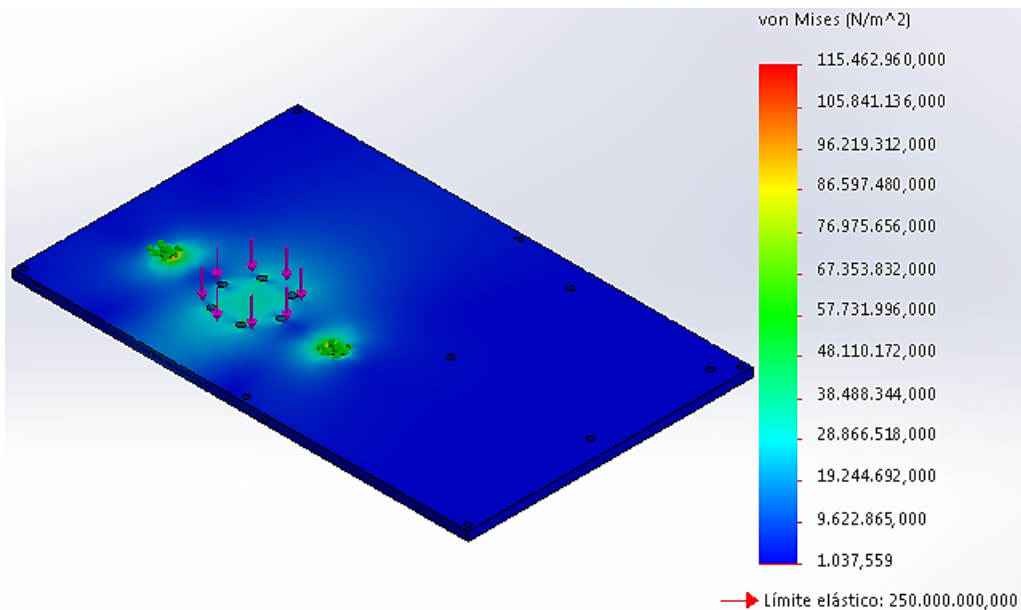


Figura 46. Esfuerzo máximo de Von Mises en la placa base.

Fuente: Valverde C.

De acuerdo con el resultado del análisis en la placa base se obtiene que el desplazamiento máximo generado por la fuerza aplicada es de 0.176 mm (Figura 47), valor que se puede considerar prácticamente despreciable.

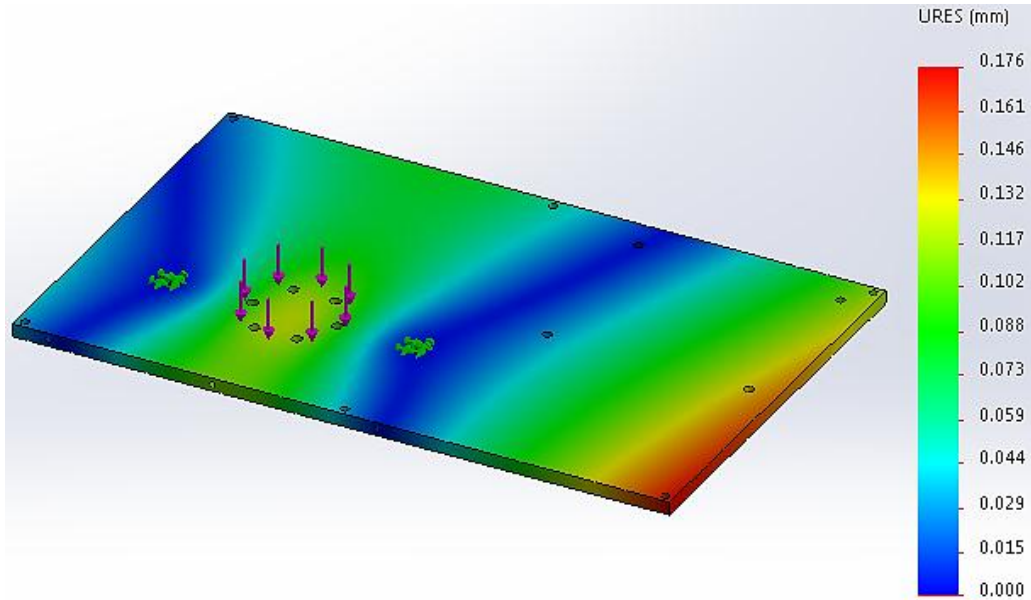


Figura 47. Desplazamiento máximo en la placa base.

Fuente: Valverde C.

## 6.2.7 Dimensionamiento de los elementos de máquinas.

### 6.2.7.1 Análisis de la chaveta.

Para el análisis de la chaveta (Figura 48), cuya información correspondiente de potencia, velocidad angular del motor y detalles de la chaveta se obtiene del (Anexo 26), como sigue:

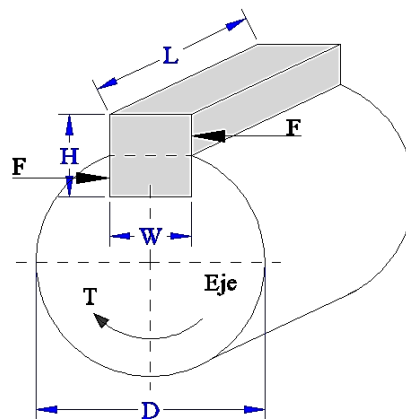


Figura 48. Chaveta & Eje del motor.

Fuente: Valverde C.

El momento torsor o par del motor se determina utilizando la ecuación 59, por lo tanto se tiene:

Datos:

$$P = 0,37 \text{ kW} = 370 \text{ W} = 370 \text{ N} \cdot \text{m/s}$$

$$\omega = 1.750 \text{ rpm} = 183,3 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{370 \text{ N} \cdot \text{m/s}}{183,3 \text{ rad/s}}$$

$$T = 2,018 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La fuerza transmitida hacia la chaveta se determina con la ecuación 60, como sigue:

Datos:

$$T = 2,018 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$D = 15,875 \text{ mm} = 15,875 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$F = \frac{2 \cdot T}{D}$$

$$F = \frac{2 \cdot 2,018 \text{ N} \cdot \text{m}}{15,875 \cdot 10^{-3} \text{ m}}$$

$$F = 254,2 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante al aplicar la ecuación 61, se tiene:

Datos:

$$F = 254,2 \text{ N}$$

$$W = 6,35 \text{ mm} = 6,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 20 \text{ mm} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

Donde:  $A_s = W \cdot L$



$$\tau = \frac{254,2 \text{ N}}{(6,35 * 10^{-3} \text{ m}) * (20 * 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\tau = 2,0 * 10^6 \text{ N/m}^2 = 2,0 \text{ MPa}$$

El material para el análisis de la chaveta es de acero AISI 1020 (Anexo 11), el mismo que es muy utilizado en la industria para la construcción de ejes, engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas. Por consiguiente el esfuerzo cortante de diseño se determina con la ecuación 62, por lo tanto:

Datos:

$$S_y = 205 \text{ MPa} \quad \text{Acero AISI 1020}$$

$$N = 3$$

$$\tau_d = \frac{0,5 \cdot S_y}{N}$$

$$\tau_d = \frac{0,5 * 205 \text{ MPa}}{3}$$

$$\tau_d = 34,17 \text{ MPa}$$

Al utilizar la ecuación 63, se determina las condiciones que debe tener la chaveta para no producirse el fallo, teniendo a continuación:

$$\tau \leq \tau_d$$

$$2,0 \text{ MPa} \leq 34,17 \text{ MPa} \quad (\text{No falla})$$

Al cumplir la condición se determina que la chaveta con las dimensiones (6.35 x 6,35 x 20) mm, no fallara al esfuerzo por corte o cizallamiento.

El esfuerzo de compresión se determina al aplicar la ecuación 64, por lo tanto:

Datos:

$$T = 2,018 \text{ N} * m$$

$$D = 15,875 \text{ mm} = 15,875 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 20 \text{ mm} = 20 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$H = 6,35 \text{ mm} = 6,35 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sigma = \frac{4.T}{D.L.H}$$

$$\sigma = \frac{4 * 2,018 \text{ N} * \text{m}}{(15,875 * 10^{-3} \text{ m}) * (20 * 10^{-3} \text{ m}) * (6,35 * 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\sigma = 4,0 * 10^6 \text{ N/m}^2 = 4,0 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de diseño por compresión se determina con la ecuación 65, se tiene:

Datos:

$$S_y = 205 \text{ MPa}$$

Acero AISI 1020

$$N = 3$$

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{205 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_d = 68,3 \text{ MPa}$$

Al utilizar la ecuación 66, se determina las condiciones que debe tener la chaveta para no producirse el fallo, teniendo a continuación:

$$\sigma \leq \sigma_d$$

$$4,0 \text{ MPa} \leq 68,3 \text{ MPa}$$

(No falla)

Al cumplir la condición se determina que la chaveta con las dimensiones (6.35 x 6,35 x 20) mm, no fallara al esfuerzo por compresión o aplastamiento.

#### **6.2.7.2 Selección de acople motor - bomba.**

Un acople apropiado es uno de los objetivos fundamentales para que no existan inconvenientes en la máquina, por lo tanto es necesario determinar mediante la ecuación 67 el par nominal que debe transmitir el motor y así garantizar el dimensionamiento apropiado del acople. A continuación se obtiene:

Datos:

$$P = 0.37 \text{ kW}$$

$$n = 1.750 \text{ rpm}$$

$$C = \frac{9735 * P}{n}$$

$$C = \frac{9735 * 0.37 \text{ kW}}{1.750 \text{ rpm}}$$

$$C = 2,05 \text{ N * m}$$

Los coeficientes ( $K_1$ ,  $K_2$  y  $K_3$ ), para el determinar el coeficiente de seguridad son:

Las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras. Máquinas receptoras “Bombas de engranajes, bombas de paletas entre otras” en (Anexo 12), se tiene:

$$k_1 = 1,2$$

Las frecuencias de arranque. El número de arranques por hora “10”, (Anexo 13), se tiene:

$$k_2 = 1,1$$

Número de horas de funcionamiento por día. El número de funcionamiento por horas se encuentra en el rango de “2 - 8”, (Anexo 14), se tiene:

$$k_3 = 1$$

El coeficiente de seguridad de determina por medio de la ecuación 68, a continuación se expresa:

Datos:

$$k_1 = 1,2$$

$$k_2 = 1,1$$

$$k_3 = 1$$

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

$$k = 1,2 * 1,1 * 1$$

$$k = 1,32$$

El par nominal del acoplamiento se obtiene con la ecuación 69, y utilizando una unidad de conversión como es (1 N\*m = 8,857 lb\*in), por lo tanto:

Datos:

$$k = 1,32$$

$$C = 2,05 N * m$$

$$C_e = k \cdot C$$

$$C_e = 1,32 * 2,05 N * m$$

$$C_e = 2,70 N * m = 23,9 lb.in$$

Se procede a la selección del acople marca Lovejoy (Figura 49), tipo L – 050 con un par nominal efectivo de 25,2 lb.in utilizando el (Anexo 15), ya que el par nominal efectivo obtenido es de 23,9 lb.in, y no existe en el mercado.

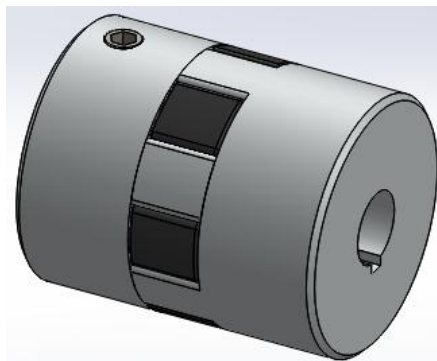


Figura 49. Acople motor - bomba.

Fuente: Valverde C.

## 6.2.8 Selección de pernos.

### 6.2.8.1 Selección de pernos para nivelación.

Los pernos de nivelación se encontraran expuestos todo el tiempo a cargas estáticas, por ende se requiere determinar la carga total, la misma que se obtendrá con la ecuación 70, a continuación se tiene:

Para obtener el peso del depósito se considera como material de diseño, el acero ASTM A36; cual tiene un peso de 25,187 kg/m<sup>2</sup> para un espesor de lámina 1/8 pulgada, que equivale a 3,175 mm (Tabla 11).

Tabla 11. Pesos teóricos de la placa ASTM A36.

TABLA DE PESOS, ESPORES Y TOLERANCIAS DE LAMINA Y PLACA									
Cal No.	Espesor		Peso		Cal No.	Espesor		Peso	
	Milésimas	Tolerancia	Kg/Mt 2	Tolerancia		Milésimas	Tolerancia	Kg/Mt 2	Tolerancia
1"	1.000	1.0350	201.5000	208.552	1/8	0.125	0.1320	25.187	26.596
		0.9900		199.455			0.1220		24.583
7/8	0.8750	0.9006	176.3120	182.478	11	0.1196	0.1270	24.099	25.59
		0.8650		174.298			0.1121		22.588
3/4	0.7500	0.7800	151.1250	157.170	12	0.1046	0.1120	21.077	22.598
		0.7400		149.110			0.0972		19.588
5/8	0.6250	0.6500	125.9370	130.975	13	0.0897	0.0971	18.074	19.568
		0.6150		123.923			0.0822		16.563
1/2	0.5000	0.5200	100.7500	104.780	14	0.0747	0.0821	15.052	16.543
		0.4900		98.735			0.0710		14.306
3/8	0.3750	0.3940	75.5030	79.391	16	0.0598	0.6350	12.050	12.795
		0.3650		73.547			0.0568		10.256
5/16	0.3125	0.3313	62.9600	66.757	18	0.0478	0.0506	9.632	10.236
		0.3025		60.954			0.0449		9.047
1/4	0.2500	0.2680	50.3750	54.002	20	0.0359	0.0388	7.234	7.818
		0.2400		48.360			0.0344		6.932
3/16	0.1875	0.1920	37.7810	36.688	22	0.0299	0.0313	6.025	6.307
		0.1800		36.270			0.0284		5.723

Fuente: (ABINSA ACERO, 2016)

Datos:

$$W_M = 112,244 \text{ kg}$$

$$W_H = 19,846 \text{ kg}$$

$$W_E = 12,5 \text{ kg}$$

$$W_{ACC} = 11,37 \text{ kg}$$

$$W_T = W_M + W_H + W_E + W_{ACC}$$

$$W_T = 112,244 \text{ kg} + 19,846 \text{ kg} + 12,5 \text{ kg} + 11,37 \text{ kg}$$

$$W_T = 155,96 \text{ kg}$$

El peso en unidad del perno (carga estática), se determina con la ecuación 71, para el cual se estima utilizar 6 pernos por lo tanto se tiene:

Datos:

$$W_T = 155,96 \text{ kg}$$

$$N^{\circ} = 6 \text{ u}$$

$$W = \frac{W_T}{N^{\circ}}$$

$$W = \frac{155,96 \text{ kg}}{6 u}$$

$$W = 25,99 \text{ kg}$$

El peso en unidad del perno  $W$  o carga estática, calculado es de 25,99 kg, en vista que aquel valor no existe se optará por seleccionar la carga estática de 30 kg, marca Elessa tipo GN 343.6-40-M12-63-KR mediante el (Anexo 16).

### 6.2.8.2 Selección de los pernos.

- Selección pernos de sujeción.

**Bomba hidráulica:** Tiene como referencia 2 orificios de expansión con diámetro de 10,5 mm y la base con un espesor de 15,87 mm (5/8 pulg), datos que servirán como referencia para la selección de los pernos que serán utilizados para el anclaje sobre una placa de acero ASTM A36 de 9,53 mm (3/8 pulg), de espesor.

La longitud del perno (Figura 50), se obtiene mediante la ecuación 72, a continuación se tiene:

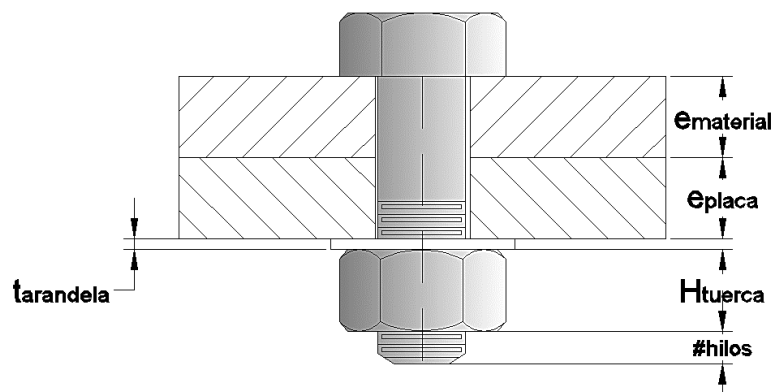


Figura 50. Espesor de los materiales a sujetar.

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$e_{material} = 5/8 \text{ pulg}$$

$$e_{placa} = 3/8 \text{ pulg}$$

$$H_{tuerca} = 21/64 \text{ pulg}$$

$$t_{\text{arandela}} = 0,065 \text{ pulg}$$

$$\#_{\text{hilos}} = 6/16 \text{ pulg}$$

$$L = e_{\text{material}} + e_{\text{placa}} + H_{\text{tuerca}} + t_{\text{arandela}} + \#_{\text{hilos}}$$

$$L = 5/8 \text{ pulg} + 3/8 \text{ pulg} + 21/64 \text{ pulg} + 0,065 \text{ pulg} + 3/16 \text{ pulg}$$

$$L = 1,58 \text{ pulg} = 40,12 \text{ mm}$$

El diámetro seleccionado para el análisis de la longitud de la rosca (Figura 51), es 9,53 mm (3/8 pulg), se determina con la ecuación 73, por lo tanto se tiene:

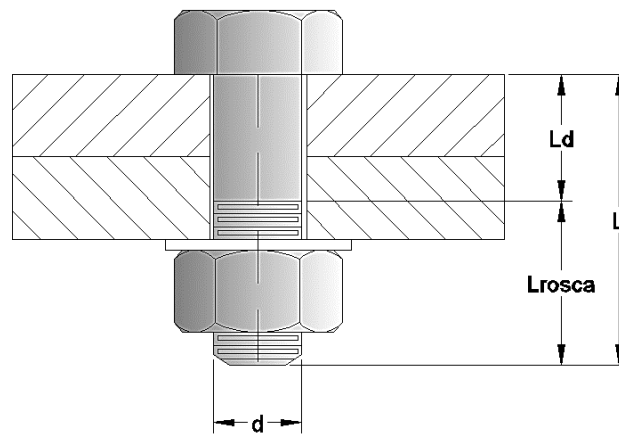


Figura 51. Longitud de la rosca y vástago del perno.

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$d = 3/8 \text{ pulg}$$

$$L_{\text{rosca}} = 2 * d + 1/4 \text{ pulg}$$

$$L_{\text{rosca}} = 2 * 3/8 \text{ pulg} + 1/4 \text{ pulg}$$

$$L_{\text{rosca}} = 1 \text{ pulg} = 25,4 \text{ mm}$$

La longitud del vástago se determina por medio de la ecuación 74, se tiene:

Datos:

$$L = 1.58 \text{ pulg}$$

$$L_{\text{rosca}} = 1 \text{ pulg} = 25,4 \text{ mm}$$

$$L_d = L - L_{\text{rosca}}$$

$$L_d = 1.58 \text{ pulg} - 1 \text{ pulg}$$

$$L_d = 0.58 \text{ pulg} = 14,7 \text{ mm}$$

Por lo tanto los pernos a seleccionar son de alta resistencia, la bomba hidráulica se encontrará sujeta mediante pernos completos grado 5 (Anexo 19), SAE 3/8 UNC x 1-9/16 pulg.

La selección de los diversos pernos de sujeción para los dispositivos y componentes de la máquina de ensayos se realizó mediante el modelo matemático anterior, por lo tanto se tiene:

**Cilindro hidráulico:** Se encontrará acoplado mediante pernos completos de alta resistencia grado 5, SAE 9/16 UNC x 2-1/4 pulg.

**Motor eléctrico:** Se fijará mediante pernos completos de alta resistencia grado 4, SAE 5/16 UNC x 1-3/16 pulg.

**Depósito de aceite:** Los pernos a seleccionar son de alta resistencia, por cuanto el depósito de aceite se encontrará sujeto mediante pernos completos grado 5, SAE 3/8 UNC x 1-3/8 pulg.

Para colocar la tapa del depósito de aceite se requiere de 8 pernos completos de alta resistencia grado 1, SAE 1/4 UNC x 1 pulg.

**Válvula direccional:** Los pernos (vienen incluidos), por defecto en el conjunto; los mismos que permitirán acoplar y asegurar el manifold (sub - plato de montaje) con la válvula direccional.

Los pernos que dispone para sujeción de la válvula son 4 unidades con las siguientes características Allen 10 ~ 24 UNC x 1-3/4 pulg L.

Los pernos de sujeción manifold – placa base de acero ASTM A36 de 1/4 pulg, son 4 unidades con la siguientes características Allen de 10 - 24 UNC x 1-1/2 pulg.

**Válvula reguladora de presión:** Los pernos de sujeción (vienen incluidos), en el conjunto, los mismos que permiten asegurar la válvula reguladora de presión con la base de acero ASTM A36 de 1/4 pulg.



Los pernos que dispone para sujeción son 4 unidades tienen las siguientes características Allen 8 ~ 32 UNC x 2-5/8 pulg L.

- **Selección del material para cubierta o protección de la máquina.**

El material a utilizar para la protección de la máquina, es acero ASTM A36 (Anexo 9), de un espesor de 3,175 mm (1/8 pulg), la misma que se encontrará sujeta a los extremos mediante pernos grado 1, SAE 1/4 UNC x 5/8 pulg.

## 6.3 Dimensionamiento de los dispositivos Hidráulicos.

### 6.3.1 Bomba hidráulica.

Para la selección de la bomba adecuada del sistema hidráulico de la máquina se procede a utilizar una matriz morfológica (Tabla 12), la cual ayudará según los criterios de funcionamiento de la alternativa adecuada, las mismas son:

Alternativa #1: Bomba de engranajes externos.

Alternativa #2: Bomba de paletas.

Alternativa #3: Bomba de pistones radiales.

Principales características de funcionamiento a considerar de la bomba, para el proceso de selección:

- Presión de operación máxima para accionar el cilindro hidráulico.
- Desplazamiento del caudal.
- Nivel de ruido.
- Fácil de trabajar a presiones variables.
- Fácil desmontaje para realizar mantenimiento.
- Bomba menos robusta.
- Bomba menos costosa.

Tabla 12. Matriz morfológica para selección de la bomba.

Criterio	Peso (%)	Alternativa # 1		Alternativa # 2		Alternativa # 3	
		Calif.	Pond.	Calif.	Pond.	Calif.	Pond.
Presión	20	9	1,8	9	1,8	9	1,8
Caudal	20	9	1,8	9	1,8	9	1,8
Ruido	10	7	0,7	9	0,9	6	0,6
Operatividad	15	9	1,35	6	0,9	9	1,35
Mantenibilidad	15	9	1,35	9	1,35	9	1,35
Robustez	10	8	0,8	5	0,5	7	0,7
Costo	10	9	0,9	8	0,8	5	0,5
Promedio	100 %		8,7		8,06		8,1

Fuente: Valverde C.

Una vez analizado las diversas opciones se determina que la bomba a utilizarse es una bomba de engranajes externos “Alternativa # 1”, siendo sus características las adecuadas para el sistema, alcanzando una ponderación de 8,7.

### 6.3.1.1 Cálculo del caudal del ciclo de trabajo.

El caudal requerido del sistema es en base a los ciclos de desplazamiento de extensión y expansión del vástago - pistón, que está relacionado con el volumen de fluido que circula en el cilindro.

El volumen de extensión del pistón se determina con la ecuación 79, dicho desplazamiento será generado en un tiempo de 10 segundos (Tecnun, 2006). A continuación se tiene:

Datos:

$$D = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$L = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

$$V_{\text{extensión}} = \frac{\pi * D^2}{4} * L$$

$$V_{\text{extensión}} = \frac{\pi * (0,05 \text{ m})^2}{4} * 0,1 \text{ m}$$

$$V_{\text{extensión}} = 1,963 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

El volumen de extracción del pistón-vástago se determina con la ecuación 80, el desplazamiento de extracción será generado en un tiempo de 10 segundos. Por cuanto:

Datos:

$$D = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$d = 28 \text{ mm} = 0,028 \text{ m}$$

$$L = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

$$V_{\text{extracción}} = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * L$$

$$V_{\text{extracción}} = \frac{\pi * [(0,05 \text{ m})^2 - (0,028 \text{ m})^2]}{4} * 0,1 \text{ m}$$

$$V_{\text{extracción}} = 1,347 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

El volumen total en el ciclo de extensión y extracción se obtiene evaluando la ecuación 81, como sigue:

Datos:

$$V_{\text{extensión}} = 1,963 * 10^{-4} m^3$$

$$V_{\text{extracción}} = 1,347 * 10^{-4} m^3$$

$$V_{\text{total}} = V_{\text{extensión}} + V_{\text{extracción}}$$

$$V_{\text{total}} = 1,963 * 10^{-4} m^3 + 1,347 * 10^{-4} m^3$$

$$V_{\text{total}} = 3,31 * 10^{-4} m^3$$

Para determinar el caudal se realizará con la ecuación 82, la misma que debe ser evaluada con el tiempo de extensión y extracción del pistón-vástago.

Datos:

$$V_{\text{total}} = 3,31 * 10^{-4} m^3$$

$$t = 20 s$$

$$Q = \frac{V_{\text{total}}}{t}$$

$$Q = \frac{3,31 * 10^{-4} m^3}{20 s}$$

$$Q = 1,655 * 10^{-5} m^3/s$$

Una bomba adecuada será aquella que proporcione el caudal máximo que requiere para poner en operación el cilindro hidráulico, la misma que estará accionada por un motor eléctrico de 1.750 rpm. Por lo tanto la cilindrada o desplazamiento teórico, que deberá tener la bomba será la siguiente:

Datos:

$$Q = 1,655 * 10^{-5} m^3/s = 993 cm^3/min$$

$$\omega = 1.750 rev/min$$

$$Cilindrada_{\text{teórica}} = \frac{993 cm^3/min}{1.750 rev/min}$$

$$Cilindrada_{\text{teórica}} = 0,567 cm^3/rev$$

En vista que las bombas tienen un rendimiento volumétrico específico, el rendimiento de la bomba de engranajes externos tiene 0,9 (Anexo 21), por el cual al evaluar la cilindrada necesaria será:

$$Cilindrada_{necesaria} = \frac{0,567 \text{ cm}^3/\text{rev}}{0,9}$$

$$Cilindrada_{necesaria} = 0,63 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

- **Selección de la bomba hidráulica.**

La bomba hidráulica a seleccionar es la que satisface el parámetro de cilindrada necesaria obtenido, por cuanto se utilizará la bomba de engranajes externos (Figura 52), marca NIMCO tipo 1AG2U01L (Anexo 22).

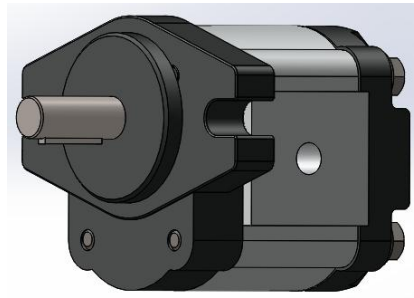


Figura 52. Bomba hidráulica.

Fuente: Valverde C.

### 6.3.2 Cilindro hidráulico.

#### 6.3.2.1 Calculo del diámetro del pistón.

En la (Figura 53), se representa el diámetro del pistón del cilindro hidráulico el mismo que es evaluado por medio de la fuerza de operación,

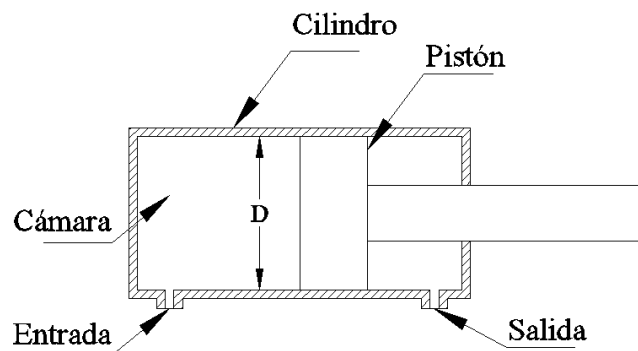


Figura 53. Pistón y cilindro.

Fuente: Valverde C.

La velocidad nominal con la que se desplaza el pistón, está dado por la carrera establecida de 100 mm entre un determinado tiempo que serían 10 segundos; por cuanto al aplicar la ecuación 77, se define:

Datos:

$$v_{nominal} = \frac{L}{t}$$

$$v_{nominal} = \frac{100 \text{ mm}}{10s}$$

$$v_{nominal} = \frac{10 \text{ mm}}{s}$$

En vista que la velocidad nominal del pistón es de 10 mm/s, se procede a seleccionar un factor máximo de carga en el presente caso es un 70 %, representado en la (Tabla 7).

Por lo tanto para completar el proceso se requiere de la carga de aplicación mínima de compresión de la briqueta de asfalto para tráfico muy pesado según el “Ministerio de Transportes y Obras Publicas, MOP - 001-F 2002, 2002”, sugiere como requisito que la carga mínima debe ser  $C = 10.000 \text{ N}$  (2.200 lbf) (Tabla 2).

Una vez que se tiene en cuenta la carga mínima aplicable de compresión de la briqueta de asfalto, se opta por utilizar para el diseño una carga de aplicación de  $C = 12.000 \text{ N}$ . Es decir considerando un incremento del 20 %, en caso de existir sobre carga. Entonces la fuerza de operación se obtiene con la ecuación 83, como sigue:

Datos:

$$C = 12.000 \text{ N}$$

$$F.C = 70\% = 0.70$$

$$F_{op} = \frac{C}{F.C}$$

$$F_{op} = \frac{12.000 \text{ N}}{0.70}$$

$$F_{op} = 17.142,8 \text{ N}$$

Por cuanto el diámetro del pistón se obtiene con la ecuación 84, como sigue:

Datos:

$$F_{op} = 17.142,8 \text{ N}$$

$$P = 16 \text{ MPa} = 16 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * F_{op}}{0,9 * \pi * P}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 17.142,8 \text{ N}}{0,9 * \pi * 16 * 10^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$D = 0,0389 \text{ m} = 38,9 \text{ mm} \cong 40 \text{ mm}$$

Se considera un diámetro comercial del pistón de 40 mm.

La fuerza de extensión (Figura 54), se determina con la ecuación 85. A continuación se tiene:

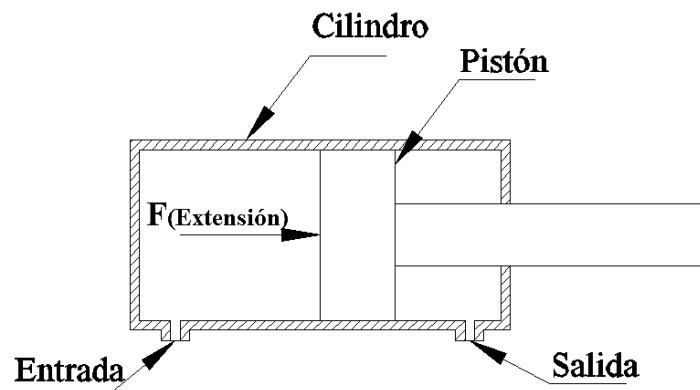


Figura 54. Fuerza de extensión en el cilindro.

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$P = 16 \text{ MPa} = 16 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

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

0.9 = Coeficiente de rozamiento

$$F_{extensión} = P * \frac{\pi * D^2}{4} * 0.9$$

$$F_{extensión} = 16 * 10^6 \text{ N/m}^2 * \frac{\pi * (0,04 \text{ m})^2}{4} * 0.9$$

$$F_{\text{extensión}} = 18.095,5 \text{ N}$$

### 6.3.2.2 Cálculo del diámetro del vástago.

El vástago (Figura 55), al obtener el diámetro de pistón de 40 mm, se determina el diámetro del vástago es 28 mm (Anexo 23). Para recalcular del diámetro del pistón se realiza mediante la ecuación 86, por lo tanto:

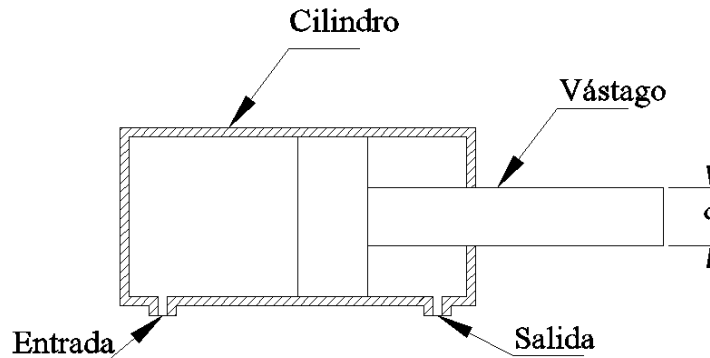


Figura 55. Vástago y cilindro.

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$F_{op} = 17.142,8 \text{ N}$$

$$P = 16 \text{ MPa} = 16 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$d = 28 \text{ mm} = 0,028 \text{ m}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * F_{op}}{0.9 * \pi * P} + d^2}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 17.142,8 \text{ N}}{0.9 * \pi * 16 * 10^6 \text{ N/m}^2} + (0,028 \text{ m})^2}$$

$$D = 0,0479 \text{ m} = 47.9 \text{ mm} \cong 50 \text{ mm}$$

Con un diámetro de vástago de 28 mm, el diámetro del pistón a seleccionar es de 50 mm (Anexo 23).

La fuerza de retracción del pistón se determina al aplicar la ecuación 87, a continuación se tiene:



Datos:

$$P = 16 \text{ MPa} = 16 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$D = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$d = 28 \text{ mm} = 0,028 \text{ m}$$

0.9 = *Coefficiente de rozamiento*

$$F_{retracción} = P * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * 0.9$$

$$F_{retracción} = 16 * 10^6 \text{ N/m}^2 * \frac{\pi * [(0,05 \text{ m})^2 - (0,028 \text{ m})^2]}{4} * 0.9$$

$$F_{retracción} = 19.407,5 \text{ N}$$

La fuerza de retracción del pistón es mayor que la fuerza de extensión, aunque con muy poca diferencia como se puede apreciar en los resultados obtenidos anteriormente.

### 6.3.2.3 Determinación del límite de carrera del pistón.

La longitud de carrera (Figura 56), según los requerimientos y especificaciones de trabajo, ya que en el momento de realizar el montaje del cabezal y la briqueta se obtiene una altura, a dicha altura aplicándole la diferencia de la altura del anillo de carga y la estructura dando como resultado la longitud requerida para el proceso de compresión que será el desplazamiento vertical del pistón y salida del vástago.

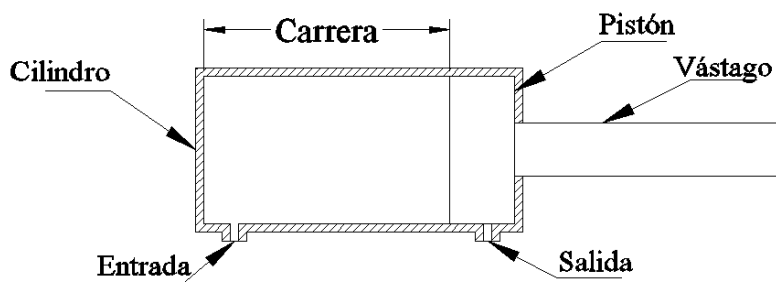


Figura 56. Longitud de carrera de un cilindro.

Fuente: Valverde C.

Como longitud de carrera se tendrá  $L = Z = 100 \text{ mm}$ .

- **Selección del cilindro hidráulico.**

El cilindro hidráulico que cumple con las condiciones requeridas para el proceso de operación es tipo brida trasera y amarre del vástago # 10 (Figura 57), marca Cicrosa el mismo que es seleccionado mediante el (Anexo 23).

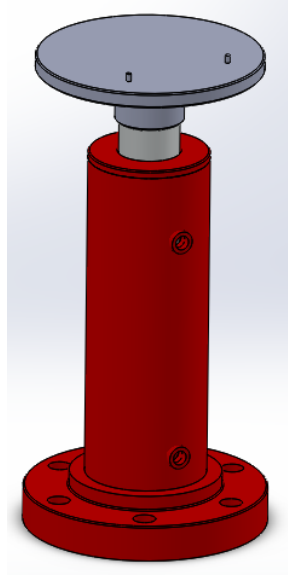


Figura 57. Cilindro hidráulico brida trasera.

Fuente: Valverde C.

### 6.3.3 Motor eléctrico.

El motor eléctrico que accionara la bomba debe ser de bajas revoluciones y un voltaje monofásico de 110 V / 220 V, este tipo de motores son utilizados para mover bombas oleohidráulicos y maquinarias.

Para determinar la potencia requerida del motor se obtiene con la ecuación 88, a continuación se tiene:

Datos:

$$Q = 1,655 * 10^{-5} \text{ m}^3/s = 0,993 \text{ L/min}$$

$$P = 160 \text{ bar}$$

$$P_{ot} = \frac{Q * P}{600}$$

$$P_{ot} = \frac{0,993 \text{ L/min} * 160 \text{ bar}}{600}$$

$$P_{ot} = 0,26 \text{ kW}$$

La potencia necesaria del motor se obtiene con la ecuación 89, la misma que se encuentra en relación potencia nominal del motor entre la eficiencia o rendimiento de la bomba. Para evaluarla se considera un valor de 0,9 (Anexo 21), se tiene:

Datos:

$$P_{ot} = 0,26 \text{ kW}$$

$$\eta_{bomba} = 0,9$$

$$P_{necesaria} = \frac{P_{ot}}{\eta_{bomba}}$$

$$P_{necesaria} = \frac{0,26 \text{ kW}}{0,9}$$

$$P_{necesaria} = 0,29 \text{ kW}$$

- **Selección del motor eléctrico.**

La potencia necesaria será 0,37 kW (0.5 HP), ya que la potencia calculada es de 0,29 kW no existe en el mercado. El motor adecuado para el accionamiento del sistema hidráulico es de marca WEG (Figura 58) y se seleccionará mediante el (Anexo 24), dicho motor a utilizar es de uso general tipo NEMA 48 / 56 – IP 55; los motores con un grado de protección IP 55, contribuye en la protección del motor en cuanto al polvo y agua.

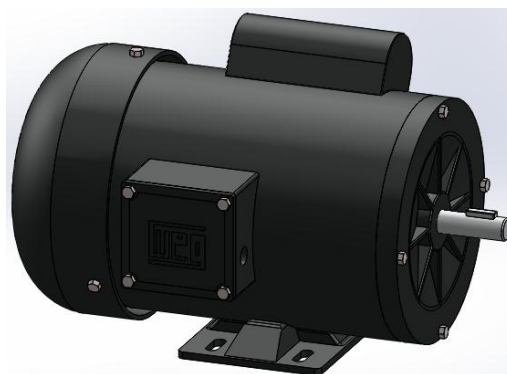


Figura 58. Motor eléctrico monofásico.

Fuente: Valverde C.

### 6.3.4 Tuberías y mangueras.

#### 6.3.4.1 Tubería de succión.

El caudal de aspiración se obtiene considerando el diámetro del pistón y la velocidad de avance  $V_{av}$  (Tabla 8). Mediante la ecuación 76, se tiene:

Datos:

$$D = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$V_{av} = 1,8 \text{ m/min} = 0,03 \text{ m/s}$$

$$Q_{asp} = A * V_{av} \quad \text{Donde:} \quad A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$Q_{asp} = \frac{\pi * D^2}{4} * V_{av}$$

$$Q_{asp} = \frac{\pi * (0,05 \text{ m})^2}{4} * 0,03 \text{ m/s}$$

$$Q_{asp} = 5,89 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

El diámetro de la tubería de aspiración se obtiene por medio de la ecuación 90, donde la velocidad de aspiración de la bomba hidráulica sugerida es  $V = 1,2 \text{ m/s}$ , por lo tanto:

Datos:

$$Q_{asp} = 5,89 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 1,2 \text{ m/s}$$

$$d_{int-tub} = \sqrt{\frac{4 * Q_{asp}}{\pi * V}}$$

$$d_{int-tub} = \sqrt{\frac{4 * 5,89 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * 1,2 \text{ m/s}}}$$

$$d_{int-tub} = 0,0079 \text{ m} = 7.9 \text{ mm}$$

- **Selección de la tubería de succión.**

El diámetro de la tubería mínimo calculado es 7,9 mm por cuanto debido a que no es comercial se selecciona un diámetro de 12,7 mm (1/2 pulg) mediante el (Anexo 25), ya que es de fácil acceso en el mercado.

Cálculo del comportamiento del fluido en el interior de la tubería para ello se requiere de la velocidad efectiva la misma que se obtendrá mediante la ecuación 91, una vez seleccionado el diámetro interno de la tubería, por cuanto se determina:

Datos:

$$Q_{asp} = 5,89 * 10^{-5} m^3/s$$

$$d_{int-tub} = 9,7 * 10^{-3} m$$

$$V_{ef} = \frac{4 * Q_{asp}}{\pi * d_{int-tub}^2}$$

$$V_{ef} = \frac{4 * 5,89 * 10^{-5} m^3/s}{\pi * (9,7 * 10^{-3} m)^2}$$

$$V_{ef} = 0,797 m/s$$

Para determinar el comportamiento del fluido por la tubería se emplea el método de número de Reynolds, que tiene relación con la velocidad eficaz, el diámetro interno y la viscosidad cinemática del fluido, a continuación se tiene:

Datos:

$$V_{ef} = 0,797 m/s$$

$$D = d_{int-tub} = 9,7 * 10^{-3} m$$

$$\nu = 68 mm^2/s = 6,8 * 10^{-5} m^2/s$$

$$N_R = \frac{V_{ef} * D}{\nu}$$

$$N_R = \frac{0,797 m/s * 9,7 * 10^{-3} m}{6,8 * 10^{-5} m^2/s}$$

$$N_R = 113.6$$

El número de Reynolds,  $N_R < 2000$ , por lo tanto el flujo que se tendrá desde el deposito – bomba será laminar.

### 6.3.4.2 Manguera de presión.

El caudal de extensión dentro del cilindro se determinará con el diámetro del pistón y la velocidad de avance  $V_{av}$  (Tabla 8). Utilizando la ecuación 76, se tiene:

Datos:

$$D = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$V_{av} = 1,8 \text{ m/min} = 0,03 \text{ m/s}$$

$$Q_{extensión} = A * V_{av} \quad \text{Donde:} \quad A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$Q_{extensión} = \frac{\pi * D^2}{4} * V_{av}$$

$$Q_{extensión} = \frac{\pi * (0,05 \text{ m})^2}{4} * 0,03 \text{ m/s}$$

$$Q_{extensión} = 5,89 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

El diámetro de la manguera que accionará el cilindro hidráulico, se obtiene con la ecuación 92; donde la velocidad de impulsión del fluido hidráulico sugerida es  $V = 4,5$  m/s, por lo tanto:

Datos:

$$Q_{extensión} = 5,89 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 4,5 \text{ m/s}$$

$$d_{int-man} = \sqrt{\frac{4 * Q_{extensión}}{\pi * V}}$$

$$d_{int-man} = \sqrt{\frac{4 * 5,89 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * 4,5 \text{ m/s}}}$$

$$d_{int-man} = 0,004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

- **Selección de la manguera de presión.**

El diámetro mínimo de la manguera que se obtiene por medio de los cálculos realizados es 4 mm. Pero en vista que no comercial se opta a seleccionar un diámetro 17,3 mm, código de referencia PE110 (Anexo 26). Debido que es de fácil acceso comercialmente.

Cálculo del comportamiento del fluido en el interior de la manguera para ello se requiere de la velocidad efectiva la misma que se obtendrá mediante la ecuación 93, una vez seleccionado el diámetro interno de la manguera, por cuanto se determina:

Datos:

$$Q_{\text{extensión}} = 5,89 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{\text{int-man}} = 9,5 \text{ mm} = 0,0095 \text{ m}$$

$$V_{ef} = \frac{4 * Q_{\text{extensión}}}{\pi * d_{\text{int-man}}^2}$$

$$V_{ef} = \frac{4 * 5,89 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * (0,0095 \text{ m})^2}$$

$$V_{ef} = 0,830 \text{ m/s}$$

Para determinar el comportamiento del fluido que circula por la manguera se emplea el método de número de Reynolds, se tiene:

Datos:

$$V_{ef} = 0,830 \text{ m/s}$$

$$D = d_{\text{int-man}} = 0,0095 \text{ m}$$

$$\nu = 68 \text{ mm}^2/\text{s} = 6,8 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$N_R = \frac{V_{ef} * D}{\nu}$$

$$N_R = \frac{0,830 \text{ m/s} * 0,0095 \text{ m}}{6,8 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$N_R = 115,9$$

El número de Reynolds,  $N_R < 2000$ , por lo tanto el flujo que se tendrá desde el depósito – cilindro hidráulico será laminar.

### 6.3.4.3 Tubería de retorno.

El caudal de retracción dentro del cilindro se determinará con el diámetro del pistón y vástago, considerando la velocidad de avance  $V_{av}$  (Tabla 8). Utilizando la ecuación 76, se tiene:

Datos:

$$D = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$d = 28 \text{ mm} = 0,028 \text{ m}$$

$$V_{av} = 1,8 \text{ m/min} = 0,03 \text{ m/s}$$

$$Q_{retracción} = A * V_{av} \quad \text{Donde:} \quad A = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4}$$

$$Q_{retracción} = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * V_{av}$$

$$Q_{retracción} = \frac{\pi * [(0,05 \text{ m})^2 - (0,028 \text{ m})^2]}{4} * 0,03 \text{ m/s}$$

$$Q_{retracción} = 4,04 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

El diámetro de la tubería de retorno se obtiene con la ecuación 94, donde la velocidad de retorno del aceite pistón – vástago del cilindro hidráulico sugerida es  $V = 4 \text{ m/s}$ , por lo tanto:

Datos:

$$Q_{retracción} = 4,04 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 4 \text{ m/s}$$

$$d_{int-tub} = \sqrt{\frac{4 * Q_{retracción}}{\pi * V}}$$

$$d_{int-tub} = \sqrt{\frac{4 * 4,04 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * 4 \text{ m/s}}}$$

$$d_{int-tub} = 0,0035 \text{ m} = 3,5 \text{ mm}$$

- Selección de la tubería de retorno.



El diámetro de la tubería mínimo que se obtiene por medio de cálculos es 3,5 mm pero aquella medida no es comerciable y de fácil acceso. Por el cual se selecciona un diámetro de 12,7 mm (1/2 pulg) con ayuda del (Anexo 25).

Cálculo del comportamiento del fluido en el interior de la tubería para ello se requiere de la velocidad efectiva la misma que se obtendrá mediante la ecuación 95, una vez seleccionado el diámetro interno de la tubería, por cuanto se determina:

Datos:

$$Q_{retracción} = 4,04 * 10^{-5} m^3/s$$

$$d_{int-tub} = 9,7 mm = 9,7 * 10^{-3} m$$

$$V_{ef} = \frac{4 * Q_{retracción}}{\pi * d_{int-tub}^2}$$

$$V_{ef} = \frac{4 * 4,04 * 10^{-5} m^3/s}{\pi * (9,7 * 10^{-3} m)^2}$$

$$V_{ef} = 0,546 m/s$$

Para determinar el comportamiento del fluido por la tubería se emplea el método de número de Reynolds, que tiene relación con la velocidad eficaz, el diámetro interno y la viscosidad cinemática del fluido, a continuación se tiene:

Datos:

$$V_{ef} = 0,546 m/s$$

$$D = d_{int-tub} = 9,7 * 10^{-3} m$$

$$\nu = 68 mm^2/s = 6,8 * 10^{-5} m^2/s$$

$$N_R = \frac{V_{ef} * D}{\nu}$$

$$N_R = \frac{0,546 m/s * 9,7 * 10^{-3} m}{6,8 * 10^{-5} m^2/s}$$

$$N_R = 77,8$$

El número de Reynolds,  $N_R < 2000$ , por lo tanto el flujo que se tendrá desde el cilindro hidráulico – depósito será laminar.

### 6.3.5 Elementos de control.

#### 6.3.5.1 Válvula direccional.

La presión necesaria que se requiere para realizar el ensayo de compresión de una briqueta de asfalto; es una parte fundamental para la selección de la válvula direccional, por lo tanto se necesita conocer la fuerza de aplicación y el área del cilindro (Figura 59).

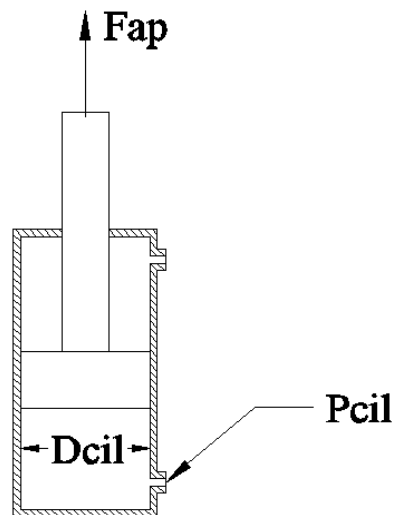


Figura 59. Funcionamiento del cilindro al accionar la bomba.

Fuente: Valverde C.

La presión del cilindro al accionar la bomba con el pistón se determina mediante la ecuación 96, se tiene:

Datos:

$$D = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$F_{ap} = 10.000 \text{ N} = 2.200 \text{ lbf}$$

$$A_{cil} = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A_{cil} = \frac{\pi * (0,05 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_{cil} = 1,96 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P_{cil} = \frac{F_{ap}}{A_{cil}}$$

$$P_{cil} = \frac{10.000 \text{ N}}{1,96 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$P_{cil} = 5.1 \text{ MPa} = 51 \text{ bar}$$

- **Selección de la válvula direccional.**

Con un caudal de trabajo de 0,993 L/min y la presión del cilindro obtenida se procede a la selección de la válvula direccional (Figura 60), marca IPF modelo DG03-8C-110 VAC-72-DN y un manifold modelo DGSP-03S-6E mediante el (Anexo 27).

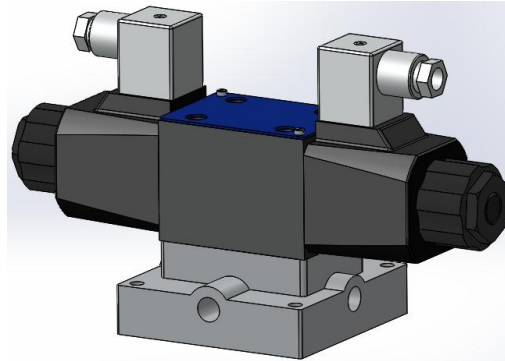


Figura 60. Válvula direccional (4/3) y manifold.

Fuente: Valverde C.

### 6.3.5.2 Válvula reguladora de caudal.

La válvula reguladora de caudal será la que regule la velocidad de fluido en el proceso de retracción del pistón – vástago en el cilindro; por lo tanto hay que tener en cuenta la presión de descarga generada desde el interior del cilindro (Figura 61). La misma que se obtiene aplicando la ecuación 97, a continuación:

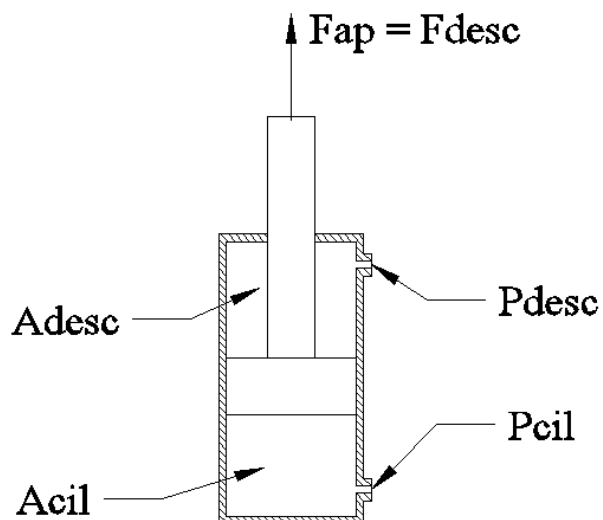


Figura 61. Representación de la presión de descarga.

Fuente: Valverde C.

Datos:

$$P_{cil} = 51 \text{ bar}$$

$$A_{cil} = 1,96 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D = 0,05 \text{ m}$$

$$d = 0,028 \text{ m}$$

$$A_{desc} = 1,34 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P_{desc} = \frac{P_{cil} * A_{cil}}{A_{desc}} \quad \text{Donde: } A_{desc} = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4}$$

$$P_{desc} = \frac{51 \text{ bar} * 1,96 * 10^{-3} \text{ m}^2}{1,34 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$P_{desc} = 74,5 \text{ bar}$$

- **Selección de válvula reguladora de caudal.**

Al determinar la presión de ascenso y presión de descarga, que genera al accionar el cilindro hidráulico y utilizando el (Anexo 28), se seleccionan las válvulas reguladoras del caudal (Figura 62), marca STAUFF modelo PNDRV – 10S.

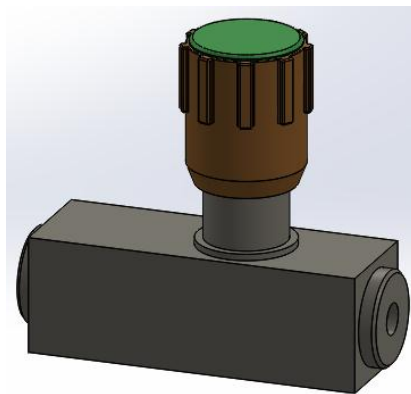


Figura 62. Válvula reguladora de caudal.

Fuente: Valverde C.

- **Válvula reguladora de caudal para el ascenso.**

El porcentaje de apertura requerida de la válvula reguladora de caudal, se obtiene considerándose el uso de la velocidad nominal de accionamiento del cilindro hidráulico y la velocidad requerida para el accionamiento del cilindro hidráulico en el proceso de ensayo de la briqueta de asfalto. Por consiguiente a continuación se tiene:

Datos:

$$v_{nominal} = 10 \text{ mm/s}$$

$$v_{requerida} = 2 \text{ pulgadas/min} = 0,85 \text{ mm/s}$$

10 mm/s	-----	100 %
0,85 mm/s	-----	porcentaje <sub>requerido</sub>

$$\text{porcentaje}_{requerido} * 10 \text{ mm/s} = 0,85 \text{ mm/s} * 100 \%$$

$$\text{porcentaje}_{requerido} = \frac{0,85 \text{ mm/s} * 100 \%}{10 \text{ mm/s}}$$

$$\text{porcentaje}_{requerido} = 8,5 \%$$

- **Válvula reguladora de caudal para el descenso.**

Para el descenso del vástago - pistón se tendría que reducir la velocidad nominal para evitar que el conjunto descienda bruscamente, por lo tanto el porcentaje de apertura de la válvula reguladora de caudal será en un 50 %, con dicho porcentaje se lograra determinar la velocidad requerida adecuada para el proceso. En consecuencia a continuación se tiene:

Datos:

$$v_{nominal} = 10 \text{ mm/s}$$

$$\text{porcentaje}_{requerido} = 50 \%$$

10 mm/s	-----	100 %
V <sub>requerida</sub>	-----	50 %

$$v_{requerida} * 100 \% = 10 \text{ mm/s} * 50 \%$$

$$v_{requerida} = \frac{10 \text{ mm/s} * 50 \%}{100 \%}$$

$$v_{requerida} = 5 \text{ mm/s}$$

### 6.3.5.3 Válvula reguladora de presión.

La válvula reguladora de presión (Figura 63), será la encargada de regular y mantener constante la presión que se requiere para realizar el proceso de operación.

- **Selección de la válvula reguladora de caudal.**

La presión de compresión requerida es 51,0 bares, por el cual se procede a la selección de la válvula marca Rexroth tipo DBD – TN 08, mediante el (Anexo 29).

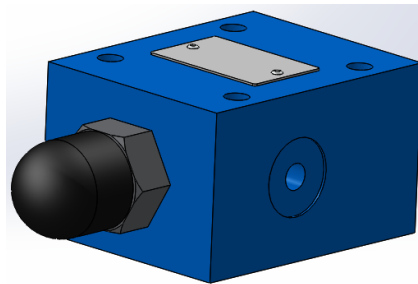


Figura 63. Válvula reguladora de presión.

Fuente: Valverde C.

### 6.3.5.4 Válvula antirretorno.

La válvula antirretorno o de retención (Figura 64), se utilizan en los sistemas hidráulicos para permitir el flujo del fluido en una sola dirección bloqueando de esta manera el regreso del mismo.

- **Selección de la válvula antirretorno.**

Para la obtención de la válvula antirretorno se debe tener en cuenta los parámetros calculados anteriormente como son la presión y el caudal de salida del fluido, por lo tanto mediante el (Anexo 30) se procede a seleccionar el dispositivo marca HAWE tipo B2 la misma que cumple con las condiciones requeridas para el proceso de operación.

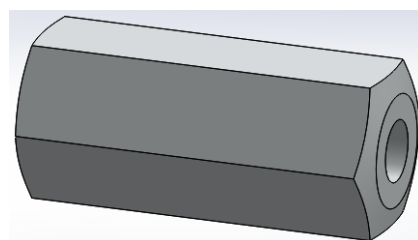


Figura 64. Válvula antirretorno.

Fuente: Valverde C.

### 6.3.6 Manómetro.

Por medio de un dispositivo de regulación (válvula de regulación), se obtiene la presión del fluido requerida para el accionamiento del cilindro hidráulico, dicha presión saliente debe ser medida por un manómetro (Figura 65); para su elección hay que tener en cuenta la presión máxima de la bomba que es (250 bar = 254,9 kgf / cm<sup>2</sup>).

- **Selección del manómetro.**

El manómetro a seleccionar es de acero inoxidable y lleno de glicerina marca DE WIT mediante el (Anexo 31).



Figura 65. Manómetro.

Fuente: Valverde c.

La instalación de este tipo de manómetros son diseñados para ser instalados en ambientes donde existan agentes corrosivos, gran cantidad de polvo, vibración excesiva.

### 6.3.7 Filtro de succión.

La función principal del filtro de succión (Figura 66), es proteger la bomba reteniendo impurezas y suciedades generadas en el ciclo de funcionamiento.

- **Selección del filtro de succión.**

Un parámetro importante es el caudal nominal para la selección de un elemento de filtrado. Por lo tanto se selecciona un filtro marca Verion tipo SC3 – 005, con ayuda del (Anexo 32).

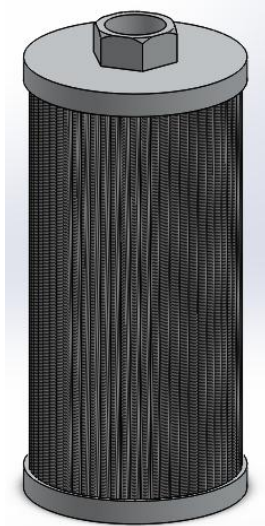


Figura 66. Filtro de succión.

Fuente: Valverde C.

### 6.3.8 Filtro de aire y llenado de aceite.

El filtro de aire y llenado (Figura 67), contribuirá en el llenado del aceite hidráulico al depósito, como también en la retención de deciduos contaminantes del ambiente y del fluido.

- **Selección del filtro de aire y llenado.**

El filtro de aire y llenado de la marca Miselli código FSB/05 se seleccionó por medio del (Anexo 33), teniendo en cuenta la presentación y la utilidad del elemento.

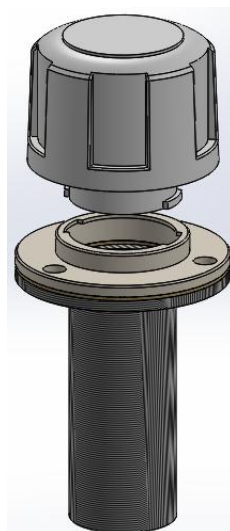


Figura 67. Filtro de aire y llenado.

Fuente: Valverde C.



### **6.3.9 Indicador para el nivel de aceite.**

Con el indicador del nivel de aceite (Figura 68), se logrará controlar los niveles máximos y mínimos, para de esta manera evitar daños futuros de la máquina por falta del aceite hidráulico.

- **Selección del indicador de nivel de aceite.**

El indicador vertical del nivel de aceite a seleccionar es de la marca Miselli código SLV/76 mediante el (Anexo 34).



Figura 68. Indicador vertical para el nivel de aceite.

Fuente: Valverde C.

### **6.3.10 Tapón de drenado.**

Se incorpora un tapón de drenaje (Figura 69), con la finalidad de verificar si existen residuos o impurezas internas por desgaste o en caso de que se requiera realizar algún tipo de mantenimiento.

- **Selección del tapón de drenaje.**

Se selecciona un tapón de tipo magnético de la marca Miselli código TMA - 38 (Anexo 35).

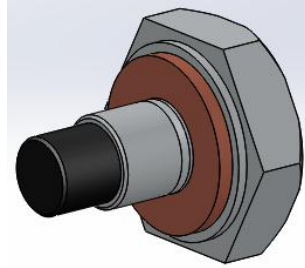


Figura 69. Tapón de drenado tipo magnético.

Fuente: Valverde C.

### 6.3.11 Acoples.

Los acoples (Figura 70), son utilizados para conectar o adaptar mangueras con los dispositivos hidráulicos los cuales son seleccionados mediante el (Anexo 36). Dicha selección es independiente de la entrada y salida de todos los dispositivos hidráulicos.



Figura 70. Acoples hidráulicos.

Fuente: (Parker).

### 6.3.12 Selección del aceite hidráulico.

El índice de viscosidad en el aceite es una de las características principales para la selección del aceite adecuado para el sistema hidráulico, para ello, se mencionaría que entre más bajo el índice de viscosidad natural mejor, esto depende del ambiente de trabajo y que no existan cambios de temperatura extremos. Por lo tanto en la (Tabla 13), se procede a la selección de las alternativas sugeridas según (Anexo 37), las cuales son:

Alternativa #1: Aceite SAE 5W-40.

Alternativa #2: Aceite HYDO ADVANCED 10W.

Alternativa #3: Aceite ISO VG 68.

Las características técnicas del aceite hidráulico se obtiene mediante el (Anexo 38), a continuación de tiene:

Tabla 13. Matriz morfológica para selección del aceite.

Característica	Peso (%)	Alternativa # 1		Alternativa # 2		Alternativa # 3	
		Calif.	Pond.	Calif.	Pond.	Calif.	Pond.
Índice de viscosidad	40	7	2,8	9	3,6	9	3,6
Viscosidad cinemática a 40°C	30	8	2,4	7	2,1	8	2,4
Viscosidad cinemática a 100°C	30	7	2,1	7	2,1	8	2,4
Promedio	100 %		7,3		7,8		8,4

Fuente: Valverde C.

Al analizar las diversas opciones se determina que el tipo de aceite a utilizarse para el sistema hidráulico es el aceite ISO VG 68 “Alternativa # 3”, alcanzando una ponderación de 8,4.

Las características del aceite ISO VG 68 para el sistema son:

- Densidad a 15 °C = 884 kg/m<sup>3</sup>
- Viscosidad a 40 °C = 68 cSt = 0.000068 m<sup>2</sup>/s
- Índice de viscosidad = 100
- Punto de congelación °C = -21
- Punto de inflamación °C = 242 °C

### 6.3.13 Dimensionamiento del depósito de aceite.

La capacidad del depósito de aceite se obtendrá mediante la ecuación 98. Por consiguiente en el presente caso se designara por 3 veces el caudal en (gal/min). Por lo tanto se tiene:

Datos:

$$Q_b = 1,3 \text{ cm}^3/\text{rev} = 0,01 \text{ gal}/\text{seg}$$

$$V_{dep} = 3 * 60 \text{ seg} * Q_b$$

$$V_{dep} = 3 * 60 \text{ seg} * 0,01 \text{ gal}/\text{s}$$

$$V_{dep} = 1,80 \text{ gal}$$

El volumen total del depósito será incrementado un 30% con respecto al volumen calculado con la finalidad que el depósito cuente con una cámara de vacío. A continuación se tiene:

$$V_{total} = V_{dep} + V_{dep} * 30\%$$

$$V_{total} = 1,80 \text{ gal} + 1,80 \text{ gal} * 0,3$$

$$V_{total} = 2,34 \text{ gal} \cong 2,5 \text{ gal}$$

Para el dimensionamiento del depósito de aceite se realiza mediante la ecuación 99, considerándose; alto (h), ancho (b) y longitud (l) del depósito. A continuación se tiene:

Datos:

$$h_{dep} = 190 \text{ mm} = 0,19 \text{ m}$$

$$b_{dep} = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

$$l_{dep} = 260 \text{ mm} = 0,26 \text{ m}$$

$$D_{dep} = h_{dep} * b_{dep} * l_{dep}$$

$$D_{dep} = 0,19 \text{ m} * 0,2 \text{ m} * 0,26 \text{ m}$$

$$D_{dep} = 9,88 * 10^{-3} \text{ m}^3 = 2,6 \text{ gal}$$

El material que se empleará para el depósito de aceite es una plancha de acero ASTM A36 con 3,175 mm (1/8 pulg) de espesor (Anexo 9), y para las bases de sujeción se opta por un ángulo de acero AISI 304 de 38,10 mm (1-1/2 pulg) y 6,35 mm (1/4 pulg) de espesor (Anexo 39), son los más utilizados en la industria para la construcción de puentes, estanques entre otros. Y como prioridad son de fácil acceso en el mercado.

#### **6.3.14 Circuito hidráulico.**

El diseño del circuito hidráulico (Figura 71), se desarrolló mediante el software FESTO FluidSIM HIDRAULIC. El mismo que da la facilidad de realizar simulaciones para verificar el funcionamiento requerido de los componentes hidráulicos, antes de la instalación. Y proceder a realizar modificaciones si fuese necesario.

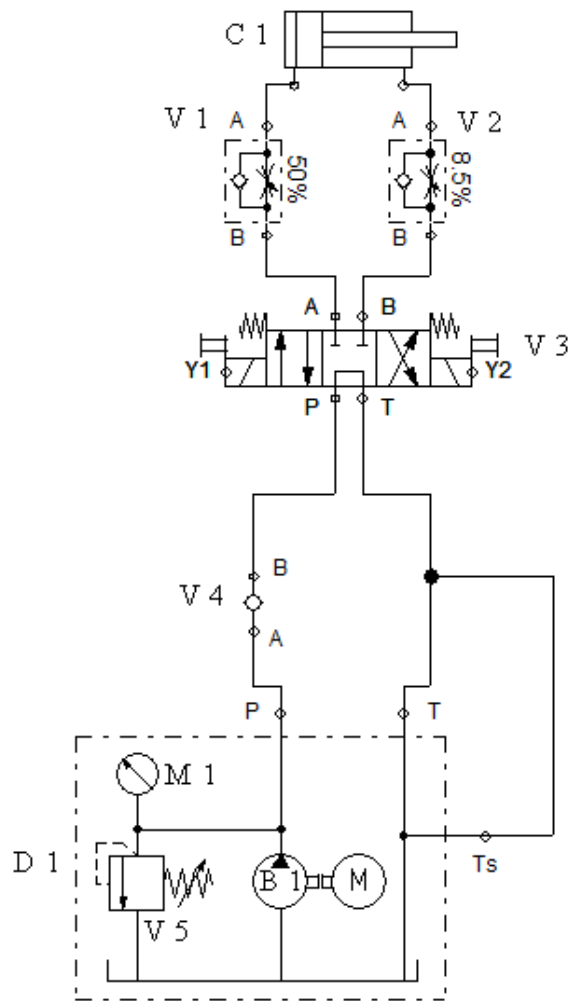


Figura 71. Conexión del circuito hidráulico.

Fuente: Valverde C.

El circuito hidráulico consta de los siguientes dispositivos (Tabla 14), que mediante el uso de marcas facilitara su identificación, a continuación se tiene:

Tabla 14. Componentes del sistema hidráulico.

Marca	Componente
C1	Cilindro hidráulico
V1	Válvula reguladora de caudal (descenso)
V2	Válvula reguladora de caudal (ascenso)
V3	Válvula direccional 4 vías a solenoide
Y1	Electroválvula “Arriba”
Y2	Electroválvula “Abajo”
V4	Válvula antirretorno
D1	Depósito de aceite
M1	Manómetro
V5	Válvula reguladora de presión
B1	Bomba hidráulica
M	Motor eléctrico

Fuente: Valverde C.

## 6.4 Dimensionamiento Eléctrico.

### 6.4.1 Selección de los elementos para el sistema de control.

#### 6.4.1.1 Selección de switch unipolar On – Off (Arranque).

Por medio del switch unipolar (Figura 72), se iniciará la secuencia de trabajo de la máquina, permitiendo dar arranque y apagado del motor; por lo tanto, el switch unipolar será seleccionado mediante el código MA111 (Anexo 40).



Figura 72. Switch unipolar On-Off.

Fuente: (Direct Industry EMAS, 2016)

#### 6.4.1.2 Selección de switch bipolar On – Off - On (Arriba – Paro - Abajo).

El switch bipolar (Figura 73), a utilizarse será seleccionado mediante el código MA113 (Anexo 40). Por medio del cual activará los contactos de la electroválvula, permitiendo el paso del aceite a través del cilindro hidráulico, el mismo que al accionar cumplirá con las funciones de subir, parar y bajar el vástago en un determinado momento.



Figura 73. Switch unipolar On-Off-On.

Fuente: (Direct Industry EMAS, 2016)

#### 6.4.1.3 Selección del interruptor presión – tracción.

El interruptor de presión – tracción (Figura 74), se encuentra destinado para suspender el funcionamiento de la máquina; en caso de alguna anomalía, ya sea en la máquina o

exteriores a la misma. El dispositivo eléctrico a seleccionar es marca Siemens código 3SB32 01-1CA21 (Anexo 41).



Figura 74. Botón de emergencia.

Fuente: (SIEMENS, 2012)

#### **6.4.1.4 Selección de lámparas de señalización.**

Las luces de señalización (Figura 75), se visualizarán cuando el sistema se encuentre en funcionamiento o cuando el interruptor de emergencia se encuentre presionado desconectando de esta manera todo el circuito. Mediante el (Anexo 42), se seleccionará las luces de señalización.



Figura 75. Lámparas piloto de cabeza cuadrada.

Fuente: (AliExpress, 2015)

#### **6.4.1.5 Selección del conductor para el circuito de control.**

El circuito de control o mando se encuentra compuesto de diversos elementos eléctricos y por tal manera el conductor (Figura 76), recomendado para el circuito es # 16 AWG. Una vez seleccionado el calibre del conductor se debe fijar el tipo, mediante el (Anexo 43).

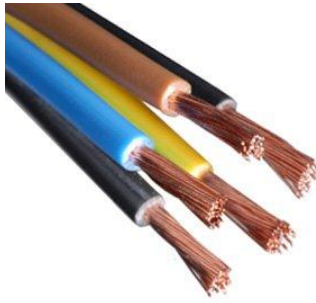


Figura 76. Conductor eléctrico.

Fuente: (SCAME electrical solutions, 2016)

#### **6.4.1.6 Selección de los terminales eléctricos.**

Se utilizarán vario tipos y medidas de terminales eléctricos (Figura 77), los cuales serán seleccionados dependiendo de la sección y el diámetro de los conductores (Anexo 44).



Figura 77. Terminales eléctricos.

Fuente: (Conetcable, 2012)



## **6.4.2 Circuito eléctrico.**

### **6.4.2.1 Circuito de control.**

El circuito eléctrico de control o mando (Figura 78), se realizó mediante el software CADe - SIMU. El circuito consta de dos switches para maniobrar la máquina, el primer switch encenderá del motor eléctrico y el segundo switch controlará los procesos de desplazamiento del cilindro hidráulico dependiendo de los estados de los solenoides de la válvula direccional. También consta de un interruptor presión - tracción (paro de emergencia), que será utilizado cuando exista un movimiento fallido laboral o procedente de la máquina.

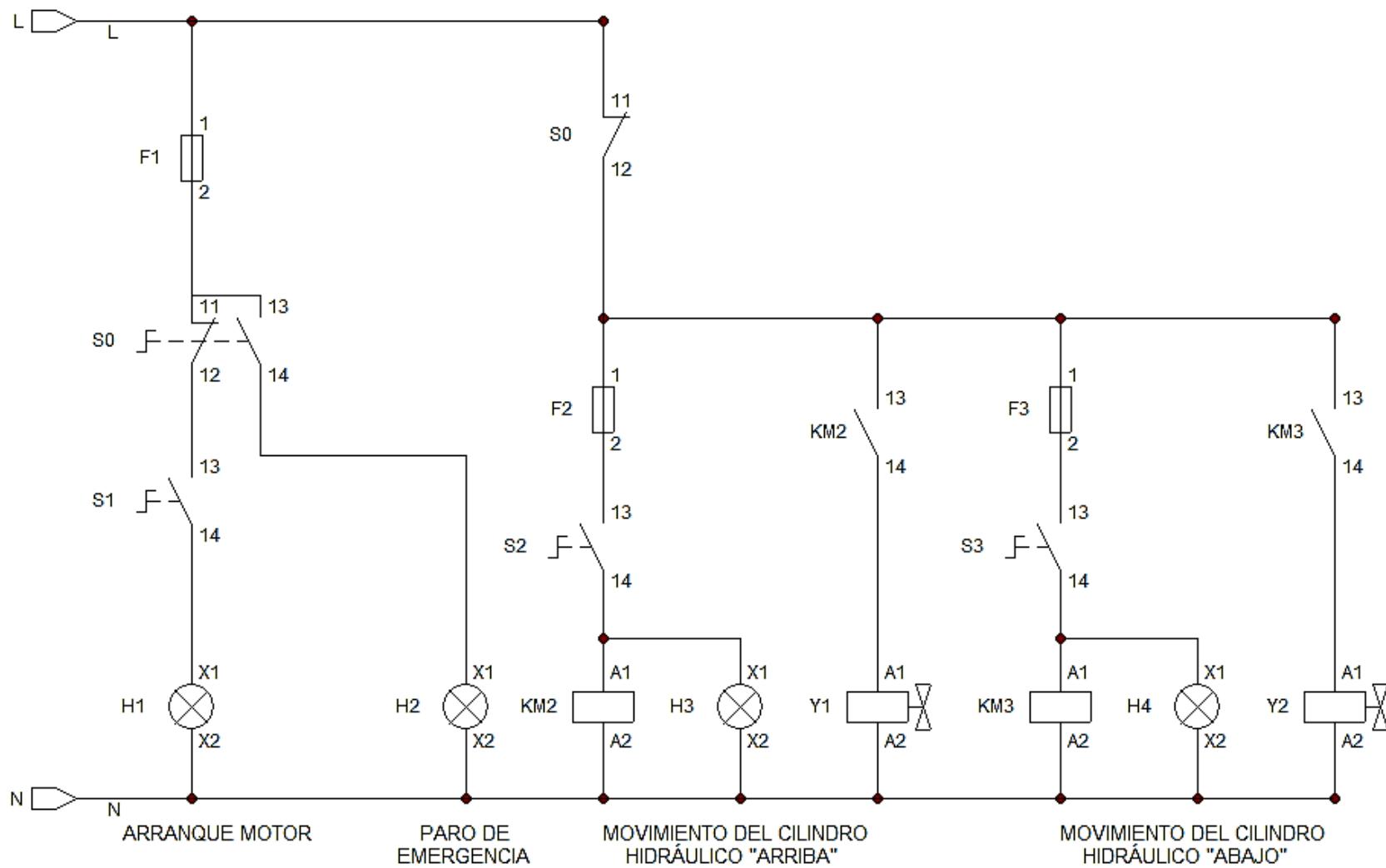


Figura 78. Circuito de control.

Fuente: Valverde C.

El circuito de control se encuentra constituido por varios dispositivos de los cuales se detallan individualmente en la (Tabla 15), que mediante el uso de marcas se procederá a su respectiva identificación, por lo tanto se tiene:

Tabla 15. Componentes del circuito de control.

<b>Marca</b>	<b>Componente</b>
F1	Fusible 1
F2	Fusible 2
F3	Fusible 3
S0	Interruptor presión – tracción
S1	Switch unipolar
H	Lámparas de señalización
S2 + S3	Switch bipolar
KM2	Bobina monoestable “Arriba”
Y1	Electroválvula “Arriba”
KM3	Bobina monoestable “Abajo”
Y2	Electroválvula “Abajo”

Fuente: Valverde C.

### 6.4.3 Selección de los accesorios.

#### 6.4.3.1 Selección del anillo de carga.

El anillo de carga o dinamométrico (Figura 79), será utilizado para adquirir valores de compresión generados por el actuador hidráulico hacia la briqueta de asfalto en el momento del ensayo.

Por lo tanto el anillo de carga a seleccionar es para una carga de 10 kN (2.200 lbf), de la marca Humboldt código H-4454.020 y tendrá incorporado un indicador análogo que mostrará la carga aplicada, dicho elemento se seleccionará mediante el (Anexo 45).



Figura 79. Anillo de carga.

Fuente: (Humboldt, 2012)

Los anillos de carga pueden ser utilizados para rangos variables de cargas detallados en la (Tabla 16).

Tabla 16. Rangos variables de cargas.

Rango de carga.		
lbf	kN	kgf
110	0,5	50
220	1,0	100
550	2,5	250
1.100	5,0	500
2.200	10,0	1.000
5.500	25,0	2.500
11.000	20,0	5.000
22.000	100,0	10.000

Fuente: (Humboldt, 2012)

#### 6.4.3.2 Selección del cabezal de rotura Marshall.

Hay que tener en cuenta las dimensiones y especificaciones de la briqueta de asfalto que son utilizadas en el proceso de ensayo, por lo tanto mediante el (Anexo 45) se procede a seleccionar el cabezal apropiado (Figura 80), es de código H-1342 marca Humboldt.



Figura 80. Cabezal de rotura Marshall.

Fuente: (Humboldt, 2012)

#### Especificaciones:

- **Acabado:** Chapado en cromo para facilitar su limpieza y su resistencia a la oxidación.
- **Dimensiones:** 101.6 mm (4") diámetro interno.
- **Base:** 152.4 mm (6") diámetro. (Orion RCP Laboratorios)

#### 6.4.3.3 Selección del cabezal de rotura Lottman.

Para seleccionar del cabezal de rotura (Figura 81), se tiene en consideración las dimensiones de la briqueta de asfalto que son utilizadas en el proceso de ensayo, por lo tanto el cabezal a seleccionar es de código H-1349 marca Humboldt (Anexo 45).



Figura 81. Cabezal de rotura Lottman.

Fuente: (Humboldt, 2012)

### **Especificaciones:**

- **Acabado:** En acero zincado para facilitar su limpieza y la resistencia a la oxidación.
- **Dimensiones:** 101.6 mm (4")
- **Base:** 152.4 mm (6") diámetro. (Orion RCP Laboratorios)

#### **6.4.3.4 Selección del indicador de flujo.**

Este instrumento consiste en un indicador de flujo especial y una camisa guía de aluminio (Figura 82), que se ajusta a la barra guía del molde de prueba de estabilidad, por consiguiente el indicador a seleccionar es de código H-1344M (métrico) marca Humboldt, la misma que se obtiene mediante el (Anexo 45).



Figura 82. Indicador de flujo.

Fuente: (Humboldt, 2012)

### **Especificaciones:**

- Fijación: Fundición de aluminio.
- Indicador: Dial con dispositivo de frenado.

#### **6.5 Representación de la máquina de ensayos diseño final.**

En vista que la máquina de ensayos para briquetas de asfalto (Figura 83), fue diseñada ha una capacidad de 12 kN (2.700 lbf) necesaria para la operación requerida. Por consiguiente podrá ser de fácil manipulación para comprobar el comportamiento del revestimiento asfaltico, mediante los ensayos de compresión por rotura Marshall o rotura Lottman, que comúnmente son utilizados en las diversas empresas constructoras de vías.

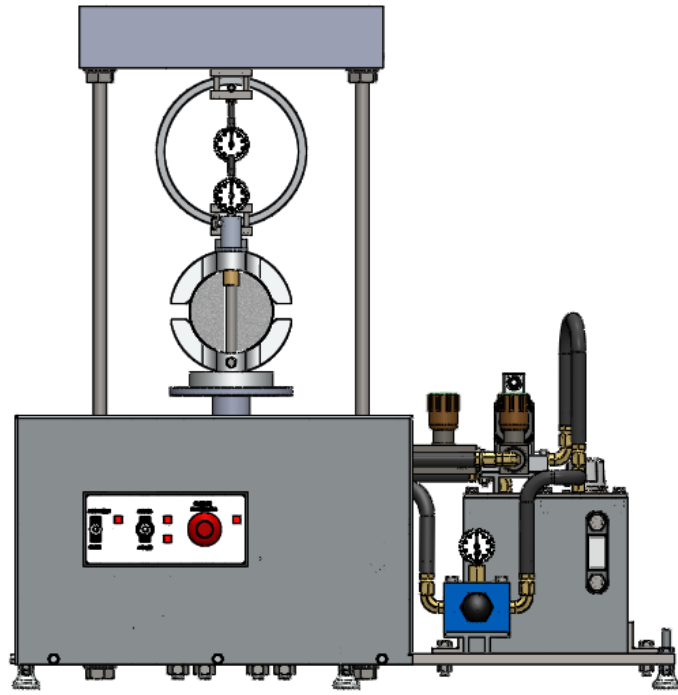


Figura 83. Máquina de ensayos para briquetas de asfalto.

Fuente: Valverde C.

## 6.6 Análisis económico.

El análisis económico de la máquina se realiza con la finalidad de proyectar el costo que tendrá el proceso de fabricación, involucrando varios factores como son la adquisición de materiales y dispositivos normalizados. Por lo tanto el costo total de la máquina de ensayos está compuesto en dos grupos que son costos directos y costos indirectos a continuación definiéndolos de la siguiente manera se tiene:

### 6.6.1 Costos directos.

Están relacionados con aquellos elementos o insumos que se transforman en productos terminados a través del uso de mano de obra directa, los cuales son:

#### 6.6.1.1 Materiales directos.

En la (Tabla 17), se muestran los diversos costos de materiales directos que se encuentran constituidos para la construcción de la máquina a continuación se tiene:

Tabla 17. Materiales directos.

Detalles	Especificaciones técnicas	Cantidad (Unidad)	Precio unitario (USD)	Precio total (USD)
Perfil UPN 80	(80 x 45 x 370) mm	1	10,85	10,85
Plancha acero A36	(850 x 500 x 16) mm	1	45,30	45,30
Plancha acero A36	(350 x 150 x 9,53) mm	1	2,20	2,20
Angulo AISI 304	(40 x 6 x 500) mm	1	5,06	5,06
Plancha acero A36	(1900 x 1120 x 3,18) mm	1	28,80	28,80
Plancha acero A36	(300 x 250 x 6,35) mm	1	2,06	2,06
Eje AISI 1018	Ø 3/4 pulg x 1000 mm	2	3,80	7,60
Tubo acero inoxidable	Ø 1/2 pulg x 160 mm	1	0,75	0,75
Tubo acero inoxidable	Ø 1/2 pulg x 120 mm	1	0,75	0,75
			Subtotal	103,37
			14% iva	14,47
			Total	117,84

Fuente: Valverde C.

#### 6.6.1.2 Elementos normalizados.

En la (Tabla 18), se muestran los elementos normalizados ya que se encuentran en almacenes y son de libre adquisición en el mercado por lo tanto a continuación se tiene:



Tabla 18. Elementos normalizados.

Detalles	Especificaciones técnicas	Cantidad (Unidad)	Precio unitario (USD)	Precio total (USD)
<b>Material mecánico</b>				
Perno de nivelación	M 12	6	7,46	44,76
Perno grado 5 SAE	3/8 UNC x 1-9/16 pulg	2	0,20	0,40
Tuerca	3/8 pulg	2	0,08	0,16
Arandela plana	3/8 pulg	2	0,05	0,10
Arandela presión	3/8 pulg	2	0,05	0,10
Perno grado 5 SAE	9/16 UNC x 2-1/4 pulg	6	0,70	4,20
Tuerca	9/16 pulg	6	0,25	1,50
Arandela plana	9/16 pulg	6	0,40	2,40
Arandela presión	9/16 pulg	6	0,40	2,40
Perno grado 4 SAE	5/16 UNC x 1-3/16 pulg	4	0,12	0,48
Tuerca	5/16 pulg	4	0,05	0,20
Arandelas plana	5/16 pulg	4	0,07	0,28
Arandelas presión	5/16 pulg	4	0,07	0,28
Perno grado 5 SAE	3/8 UNC x 1-3/8 pulg	4	0,20	0,80
Tuerca	3/8 pulg	4	0,08	0,32
Arandela presión	3/8 pulg	4	0,05	0,20
Perno grado 1 SAE	1/4 UNC x 1 pulg	8	0,06	0,48
Tuerca	1/4 pulg	8	0,04	0,32
Arandela plana	1/4 pulg	8	0,05	0,40
Arandela presión	1/4 pulg	8	0,05	0,40
Perno grado 1 SAE	1/4 UNC x 5/8 pulg	9	0,06	0,54
Arandela presión	1/4 pulg	9	0,05	0,45
Perno grado 5 SAE	5/8 UNC x 3/4 pulg	1	0,77	0,77
Arandela presión	5/8 pulg	1	0,25	0,25
Perno Allen (Cabeza cilíndrica)	10-24 UNC x 1-3/4 pulg	4	0,30	1,20
Tuerca FLANGE	3/4 pulg	8	0,50	4,00
<b>Material hidráulico</b>				
Acople Motor - bomba	L-0,50	1	54,05	54,05
Bomba hidráulica	1AG2U01L	1	243,34	243,34
Manómetro	251 V	1	13,80	13,80
Cilindro hidráulico	8115/Z	1	447,97	447,97
Motor eléctrico	NEMA 48/56-IP 55	1	227,83	227,83
Manguera presión	PE110	6 m	8,00	48,00
Válvula direccional	DG03-8C-110VAC-72	1	159,20	159,20
Manifold	DGSP-03S-6E	1	45,80	45,80
Válvula antirretorno	B2	1	19,00	19,00
Válvula reguladora de	PNDRV	2	38,00	76,00

caudal				
Válvula reguladora de presión	DBD-TN 08	1	100,05	100,05
Filtro de succión	SC3-003	1	20,00	20,00
Filtro de aire y llenado	FSB/05	1	20,80	20,80
Indicador nivel de fluido	SLV/76	1	21,36	21,36
Tapón de drenado	TMA-14	1	2,90	2,90
Codo	6 ETX	9	2,94	26,46
Acople Manguera	6 XHX6	13	3,28	42,64
Unión	6 HTX	6	1,80	10,80
Unión con tuercas	6 HX6	2	2,76	5,52
Unión tee con tuercas	6 JX6	1	3,10	3,10
Unión 9/16 - 18	6 F5OXO	1	2,90	2,90
Unión 3/4 - 16	6-8 C5OX	1	4,30	4,30
Unión con tuerca	6 WETX	1	4,50	4,50
Conector hembra	6 GTXO	1	1,45	1,45
Codo con tuerca	6 C6XO	1	3,12	3,12
Acople con tuerca	6 C6X	1	1,45	1,45
Conector para succión	6 - 8 G6X	1	3,12	3,12
Tuerca succión	6 WLN	1	0,50	0,50
Tee con tuerca	6 WJTX	1	4,50	4,50
Tuerca retorno	6 WLN	1	0,50	0,50
Conector para retorno	6 - 6 G6X	1	3,12	3,12
Socket	PCAP - 6B	14	2,42	33,88
Material eléctrico				
Switch unipolar	MA111	1	3,50	3,50
Switch bipolar	MA113	1	3,50	3,50
Interruptor de presión-tracción	3SB32 03-1CA21	1	18,00	18,00
Lámpara de señalización	Cuadrada	4	2,50	10,00
Conductor TFF	# 16 AWG	7 m	0,60	4,20
Cable concéntrico	# 14 x 3	2	2,50	5,00
Enchufe	Tipo B (Conexión tierra)	1	1,00	1,00
Terminal eléctrico	EFD-25043 y EF-25063-2	20	0,15	3,00
Anillo de carga	H-4454.020	1	1535,0	1535,0
Cabezal Marshall	H-1342	1	766,55	766,55
Cabezal Lottman	H-1349	1	648,50	648,50
Indicador de flujo	H-1344M (métrico)	1	657,00	657,00
			Subtotal	5.374,6
			14% iva	752,4
			Total	6.127,0

Fuente: Valverde C.

### 6.6.1.3 Costo de maquinado.

El costo de maquinado (Tabla 19), consiste en un valor que se agrega a la remoción de un metal ya sea por medio de una herramienta de corte o cualquier otro tipo de herramienta, de tal forma que la pieza terminada sea realmente la deseada por el usuario. Por lo tanto para el presente proyecto se considera un 30 % de los materiales directos y elementos normalizados.

Tabla 19. Costo de maquinado.

Especificación técnica	Precio unitario (USD)	Precio total (USD)
Materiales directos	117,84	117,84
Elementos normalizados	6.127,0	6.127,0
	Subtotal	6.244,84
	30% en maquinado	1.873,45

Fuente: Valverde C.

### 6.6.1.4 Costo de ensamblaje.

La mano de obra (Tabla 20), para el ensamble se clasifica por el trabajo directo e indirecto realizado por el recurso humano con la finalidad de transformar los materiales directos que pasaron por el proceso de maquinado en un producto final o deseado. El trabajo de ensamble a realizarse una vez que los materiales se encuentran en disposición, se considera de un tiempo estimado de 8 horas diarias.

Tabla 20. Costo de ensamblaje.

Mano de obra	Costo por mano de obra en USD/día	Tiempo total día	Precio total (USD)
Mecánica	25	15	375,00
Hidráulica	25	15	375,00
Eléctrica	25	15	375,00
		Total	1.125,00

Fuente: Valverde C.

**Costo directo total:** En la (Tabla 21), se muestra los diversos costos directos a considerarse a continuación se tiene:

Tabla 21. Costo directo total.

Costos directos	Precio en (USD)
Materiales directos	117,84
Elementos normalizados	6.127,0

Costo de maquinado	1.873,45
Costo de ensamblaje	1.125,00
<b>Total</b>	<b>9.243,29</b>

Fuente: Valverde C.

### 6.6.2 Costos indirectos.

Los costos indirectos se encuentran directamente relacionados con los elementos que se consumen y forman parte de la construcción de la máquina como complemento ya sea en parte de la estética en el interior o exterior de la misma.

#### 6.6.2.1 Materiales indirectos.

Los materiales indirectos (Tabla 22), son aquellos materiales o suministros que constituyen de forma importante en la producción de un artículo y dar a la máquina un buen terminado.

Tabla 22. Materiales indirectos.

Detalles	Especificaciones técnicas	Cantidad (Unidad)	Precio unitario (USD)	Precio total (USD)
Electrodo	E 6011 (1/8 pulg)	3 lb	2,00	6,00
Loctite	Liquido	1	2,30	2,30
Silicona tubo (gris)	Empaque	1	2,95	2,95
Lija de agua	# 100	2	0,40	0,80
Lija de agua	# 80	2	0,45	0,90
Franela	Tela	2	1,00	2,00
Guaípe funda	Hilachas de tela	2	2,00	4,00
Pintura de fondo	Blanco mate 1/2 gal	1	12,00	12,00
Pintura superficial	Marrón 1/2 gal	1	8,00	8,00
Thinner	Diluyente	1 gal	7,00	7,00
Teflón	Cinta	4	0,50	2,00
Brocha	Elemento 2 pulg	2	1,00	2,00
Aceite hidráulico	ISO VG 68	3 gal	10,00	30,00
			Subtotal	79,95
			14% iva	11,19
			<b>Total</b>	<b>91,14</b>

Fuente: Valverde C.

### 6.6.2.2 Gastos indirectos.

Los gastos indirectos (Tabla 23) o también denominados gastos de imprevistos que se presentan en el transcurso de la fabricación de la máquina, en la mayoría de casos suelen darse por transporte o varios inconvenientes a presentarse, por lo tanto se considera el 15 %. También se considera el costo del diseño para el cual se opta por el 10% del gasto subtotal como sigue:

Tabla 23. Gastos indirectos.

Especificación técnica	Precio unitario (USD)	Precio total (USD)
Costo directo total	9.243,29	9.243,29
Materiales indirectos	91,14	91,14
	Subtotal	9.334,43
	15% imprevistos	1400,16
	10% Diseño	933,44

Fuente: Valverde C.

Los gastos indirectos totales entre los valores de imprevisto y diseño, en el presente se tiene 2.333,6 USD.

**Costo indirecto total:** En la (Tabla 24), se muestra los diversos costos indirectos a considerarse a continuación se tiene:

Tabla 24. Costo indirecto total.

Costos indirectos	Precio en (USD)
Materiales indirectos	91,14
15% imprevistos	1400,16
10% Diseño	933,44
<b>Total</b>	<b>2.424,74</b>

Fuente: Valverde C.

**Costo total de la máquina de ensayos:** El costo total de la máquina se detalla en la (Tabla 25), la cual resulta de la adición en cuanto a los valores totales directos e indirectos como sigue:

Tabla 25. Costo total de la máquina de ensayos.

Costo Total	Precio en (USD)
Costos directos	9.243,29
Costos indirectos	2.424,74
<b>Total</b>	<b>11.668,03</b>

Fuente: Valverde C.

Como se puede apreciar el costo total de la inversión es 11.668,03 USD, determinando de esta manera que el costo es relativamente aceptable para la construcción y de fácil acceso para el ambiente de trabajo a ser utilizada.

## **7. DISCUSIÓN**

Una vez que se efectuó la revisión respectiva de la información en catálogos referentes al funcionamiento de la máquina, características en el proceso de ensayos de las briquetas de asfalto y posteriormente realizados los cálculos, se procede a determinar los componentes apropiados para la máquina de ensayos, por lo tanto se considera que:

Al llevar a cabo el estudio ingenieril por medio de resistencia de materiales y diseño de máquinas. Se verifico análogamente y tecnológicamente utilizando un software de ingeniería que los elementos de la estructura de la máquina tengan la resistencia requerida lo cual garantiza confiabilidad y un adecuado funcionamiento.

Al realizar un análisis cauteloso para el dimensionamiento de los dispositivos hidráulicos, los mismos que considerando el caudal, presión y velocidad se seleccionó la bomba hidráulica de engranajes externos, manómetro, cilindro hidráulico de brida trasera, manguera y tubería, válvulas reguladoras de caudal, válvula reguladora de presión, válvula direccional, entre otros.

Para en circuito eléctrico y puesta en funcionamiento de la máquina de ensayos, se optó por analizar la secuencia de operación de la máquina. Que mediante el cual se seleccionó un interruptor presión-tracción en caso de emergencia y los switches de encendido y desplazamiento del amarre del vástago.

El costo total de la inversión para la fabricación de la máquina de ensayos es relativamente considerable, por lo que es recomendable la construcción del mismo teniendo en cuenta que el sistema de accionamiento genera gran confiabilidad de operación, al reducir tiempo en mantenimiento y costos generados al remplazar piezas deterioradas causadas por el desgaste parcial o total.

## 8. CONCLUSIONES

- La máquina de ensayos, está orientada para realizar pruebas de compresión de briquetas de asfalto en laboratorios de tratamiento del revestimiento vial y satisfacer los requerimientos generales para la construcción de caminos según la norma ASTM D "MOP - 001-F 2002, 2002". Obteniendo de la misma los requisitos específicos para la preparación de la mezcla asfáltica y la velocidad de operación de la máquina que es de 2 pulgadas por minuto tanto para ensayos tipo Marshall y Lottman. Y posteriormente se realizó el diseño conceptual y de detalle de los distintos elementos de la máquina como son: bastidor, varillas roscadas, placa base y demás componentes constitutivos, obteniéndose resultados de operación satisfactorios.
- La máquina de ensayos permitirá el tratamiento de briquetas de asfalto con gran versatilidad apta para realizar ensayos bajo las normas ASTM D – 1559 (Marshall) y ASTM D – 4123 (Lottman). Con una capacidad de operación en el proceso de ensayo de la máquina de 3.3 kN (750 lbf) hasta una carga máxima de 10 kN (2.200 lbf), teniendo en consideración la capacidad del anillo de carga para el proceso.
- El dimensionamiento del sistema hidráulico y los diversos dispositivos se realizó estableciendo las presiones requeridas de extensión y retracción mediante el desplazamiento vertical del cilindro hidráulico, con la aplicación de una carga de referencia para rotura de la biqueta de asfalto. Logrando de esta manera satisfacer los requerimientos exigidos para la realización del ensayo.
- El software de ingeniería, a través del método de análisis por elementos finitos permitió verificar y corroborar los diseños propuestos para los elementos principales de la máquina de ensayos. Además se implementó y simulo los sistemas de control e hidráulico los mismos que satisfacen los ciclos de trabajo a ejercer.



## **9. RECOMENDACIONES**

- Realizar mejoras en el sistema de control manual a sistema control automático de tal manera que al producirse el proceso de ensayo de la briqueta se logre obtener los valores de estabilidad y flujo según el tipo de tráfico que se requiera.
- Colocar guarda de malla cubriendo el sistema hidráulico para dar seguridad eliminando los riesgos o peligros relacionados en el ámbito laboral. Específicamente en el depósito de aceite de tal manera evitar que los accesorios sufran des calibraciones o fisuras accidentales.
- Rediseñar el sistema hidráulico considerando las posiciones de los elementos tratando de usar pocos accesorios, de preferencia reducir el uso del espacio en la superficie del depósito de aceite.

## 10. BIBLIOGRAFÍA

- Abad Casado, F. (01 de Mayo de 2007). *TÉCNICAS DE MEDIDA Y ENSAYO DE PROPIEDADES*. Recuperado el 19 de 09 de 2015
- ABINSA ACERO. (2016). *Tolerancias en placas y láminas (espesores)* . Recuperado el 14 de 06 de 2016, de [http://abinsa.mex.tl/frameset.php?url=/1005044\\_Tolerancias-en-placas-y-laminas--espesores-.html](http://abinsa.mex.tl/frameset.php?url=/1005044_Tolerancias-en-placas-y-laminas--espesores-.html)
- ACTROL. (2016). *Contactors & Overloads*. Recuperado el 20 de 01 de 2016, de <http://www.actrol.com.au/Products/Electrical/Switch-Gear/Contactors--Overloads/LS-MT-Thermal-Overloads/>
- AHMSA. (2013). *Esfuerzos permisibles y resistencias del acero*. Recuperado el 13 de 11 de 2015, de [http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual\\_Construccion\\_2013/Capitulo\\_2b.pdf](http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_2b.pdf)
- Alibaba. (1995). *Tuerca y tornillo*. Recuperado el 26 de 11 de 2015, de <http://spanish.alibaba.com/product-gs/nut-and-bolt-m34-wing-nuts-bolt-screw-m24-bolt-specifications-60186645534.html>
- AliExpress. (2015). *Pilot Light*. Recuperado el 12 de 01 de 2016, de <http://es.aliexpress.com/item/2pcs-AC-220V-Blue-Light-Indicator-Dash-Pilot-Light-Square-head-with-Cable/32425624612.html?spm=2114.43010308.2.38.NWbnIF>
- Alisters, B. A. (13 de 9 de 2014). *Manual de hidráulica industrial*. Recuperado el 20 de 12 de 2015, de <https://es.scribd.com/doc/239600292/Manual-de-Oleohidraulica-Industrial-Vickers-pdf>
- Área de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de estructuras. (07 de 2011). *Resistencia de materiales*. Recuperado el 23 de 10 de 2015, de [http://www.eis.uva.es/reic/jc/IQweb/Docs\\_varios/apuntes\\_RMgrado.pdf](http://www.eis.uva.es/reic/jc/IQweb/Docs_varios/apuntes_RMgrado.pdf)
- Argo Hitos. (s.f.). *Suction Filters*. Recuperado el 12 de 31 de 2015, de [http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/products/filtration/downloads/Datasheet\\_AS010\\_1010\\_EN\\_01.pdf](http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/products/filtration/downloads/Datasheet_AS010_1010_EN_01.pdf)
- Armas, Y. (2015). *Tablas de momentos de vigas tipo*. Recuperado el 14 de 11 de 2015, de [http://www.academia.edu/7316347/Tablas\\_de\\_momentos\\_de\\_vigas\\_tipo](http://www.academia.edu/7316347/Tablas_de_momentos_de_vigas_tipo)
- ASHM "Aceros y sistemas hidráulicos del México". (13 de 8 de 2014). *Partes de los Cilindros Hidráulicos*. Recuperado el 18 de 12 de 2015, de <http://www.ashm.mx/blog/partes-de-los-cilindros-hidraulicos/>

- Asphalt Institute MS-22. (09 de Agosto de 2015). *Diseño de mezclas asfálticas*. Obtenido de [http://www.biblioteca.udep.edu.pe/bibvirudep/tesis/pdf/1\\_130\\_181\\_83\\_1181.pdf](http://www.biblioteca.udep.edu.pe/bibvirudep/tesis/pdf/1_130_181_83_1181.pdf)
- Baselli , A. (25 de 11 de 2011). *Viga cadena de hormigon armado con apoyos*. Recuperado el 23 de 10 de 2015, de [http://www.mailxmail.com/viga-cadena-hormigon-armado-apoyos-arquitectura-construccion\\_h](http://www.mailxmail.com/viga-cadena-hormigon-armado-apoyos-arquitectura-construccion_h)
- Beer, F. P., Johnston, E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2010). *Mecánica de materiales* (Quinta edición ed.). (M. Á. Castellanos, Ed.) México: The McGraw-Hill Companies, Inc. Recuperado el 26 de 10 de 2015
- Bernard J , H., Bo O , J., & Steven R Schmid. (2000). *Elementos de máquinas* (Primera ed.). (A. E. García Hernández, Trad.) México: McGraw-Hill. doi:ISBN 0-256-19069-09
- Budynas, R. G., & Keith Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shingley* (Octava edición ed.). The McGraw-Hill Companies, Inc. doi:978-970-10-6404-7
- Burbano Pabón, W. F., & Larrea Aymar, J. L. (1 de 2011). *Tesis; Diseño y construcción de una máquina recubridora de pastillas y bombones*. Recuperado el 30 de 11 de 2015
- Carrión González, J. E. (03 de 2013). *Instalaciones eléctricas*. Loja, Loja, Ecuador. Recuperado el 13 de 01 de 2016
- CICRO S. A. (13 de 05 de 2007). *Cilindros y Cromados*. Recuperado el 15 de 02 de 2016, de <http://www.diprax.es/down/B201%20Cilindros%20hidraulicos%20industriales.pdf>
- Colcha Díaz, J. G., & Villa Orozco, M. E. (30 de Septiembre de 2010). *Tesis; Diseño e implementación de un sistema electrónico informático para aplicaciones en ensayos en la máquina universal*. Recuperado el 15 de Abril de 2015, de <http://dspace.epoch.edu.ec/bitstream/123456789/891/1/15T00458.pdf>
- Conetcable. (2012). *Terminales aislados*. Recuperado el 21 de 01 de 2016, de [http://www.conetcable.com/catalogos/terminales\\_aislados.pdf](http://www.conetcable.com/catalogos/terminales_aislados.pdf)
- Controls. (16 de Abril de 2015). *Equipos de ensayo para la industria de la construcción*. Obtenido de [http://www.controls-group.com/...php/url...75.../nomefile=75\\_81\\_es.pdf](http://www.controls-group.com/...php/url...75.../nomefile=75_81_es.pdf)
- Coronado Iturbide, J. (11 de 2002). *Manual centroamericano para diseño de pavimentos*. Recuperado el 7 de 11 de 2015, de <http://www.camineros.com/docs/cam060.pdf>

- Dipac. (s.f.). Productos de acero. Quito. Recuperado el 2 de 11 de 2015, de <file:///C:/Users/Usuario/Downloads/upn.pdf>
- Direct Industry EMAS. (2016). *Basic switches*. Recuperado el 12 de 01 de 2016, de <http://pdf.directindustry.es/pdf-en/emas/basic-switches/38087-127995.html>
- Disensa. (s.f.). Características generales de los conductores electricos. Recuperado el 13 de 01 de 2016, de [http://disensa.com/main/images/pdf/electro\\_cables.pdf](http://disensa.com/main/images/pdf/electro_cables.pdf)
- Dpto. Ingeniería mecánica, energetica y de materiales. (2004). *Principios básicos de resistencia de materiales*. Recuperado el 23 de 10 de 2015, de [http://www.imac.unavarra.es/web\\_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap1.pdf](http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap1.pdf)
- eHow en español. (2009). *Ventajas y desventajas de herramientas manuales y eléctricas*. Recuperado el 21 de 10 de 2015, de [http://www.ehowenespanol.com/ventajas-desventajas-herramientas-manuales-electricas-info\\_95998/](http://www.ehowenespanol.com/ventajas-desventajas-herramientas-manuales-electricas-info_95998/)
- Electromateriales S.A. (2016). *Contactor magnético*. Recuperado el 20 de 01 de 2016, de <http://www.electroma.com/collections/ls-industrial-systems-1/products/contactor-magneticomc-65-c-bob-240v-metasol>
- Elesa-Ganter. (2012). *Elementos de nivelación*. Recuperado el 30 de 11 de 2015, de <http://www.elesa-ganter.com/in/2/sp/8433/4/88/levelling-elements/gn-343.6/eg/>
- ERA & Relmo. (s.f.). *Uso general NEMA 48/56 IP55*. Recuperado el 30 de 03 de 2016, de [http://www.era-relmo.com/wsite/index.php?option=com\\_content&view=article&id=36:weg&catid=3&Itemid=9](http://www.era-relmo.com/wsite/index.php?option=com_content&view=article&id=36:weg&catid=3&Itemid=9)
- Estado de Artes. (26 de 02 de 2008). Diseño de mezclas asfálticas. Recuperado el 20 de 09 de 2015
- Faires, V. M. (1995). *Diseño de Elementos de Máquinas* (Cuarta edición ed.). México: Editorial Limusa. Recuperado el 30 de 10 de 2015
- FESTO\_Didactic. (s.f.). *Apunte de hidráulica*. Recuperado el 20 de 12 de 2015, de [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lim/ortega\\_e\\_js/capitulo4.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/ortega_e_js/capitulo4.pdf)
- Fluid power internacional. (s.f.). *Directional control valve*. Recuperado el 24 de 12 de 2015, de <http://www.intlfpa.com/catalog/dwf/f-model/fa.pdf>
- Forch. (2015). *Tuerca con valona DIN 6331, inox A2*. Recuperado el 2 de 12 de 2015, de <http://goo.gl/yOxp5Y>
- G Budynas, R., & J Keith , N. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shingley* (Octava edición ed.). (M. Á. Sánchez, Ed.) México: McGraw-Hill. doi:970-10-3646-8

- Galárraga Torres, M. T., & Rodríguez Sánchez, E. F. (04 de 2015). *Tesis: Diseño y construcción de una prensa hidráulica para conformado de chapa metálica de 5 toneladas con colchón neumático*. Recuperado el 05 de 04 de 2016
- Garnica Anguas, P., Delgado Alamilla, H., & Sandoval Sandoval, C. D. (2005). Análisis comparativo de los métodos Marshall y Superpave para compactación de mezclas asfálticas. Recuperado el 26 de 01 de 2016, de <http://imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt271.pdf>
- Garrote Villar, E. (s.f.). *ENSAYO DE TRACCIÓN INDIRECTA*. Recuperado el 14 de 07 de 2015, de <http://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/3324/55872-8.pdf>
- Gerdau Corsa. (2014). *Miembros en compresión*. Recuperado el 11 de 11 de 2015, de [http://www.gerdaucorsa.com.mx/articulos/Miembros\\_en\\_Compresion.pdf](http://www.gerdaucorsa.com.mx/articulos/Miembros_en_Compresion.pdf)
- Gulf. (08 de 2006). *GULF HARMONY AW ISO VG 32*. Recuperado el 16 de 10 de 2016, de [http://www4.total.fr/Europe/Spain/PDF/FichTec\\_Gulf\\_Harmony\\_AW.pdf](http://www4.total.fr/Europe/Spain/PDF/FichTec_Gulf_Harmony_AW.pdf)
- HAWE Hydraulik. (2007). *Válvula antirretorno*. Recuperado el 24 de 12 de 2015, de [http://hawe.cohimar.com/valvulas\\_antirretorno.pdf](http://hawe.cohimar.com/valvulas_antirretorno.pdf)
- Humboldt. (2012). *Equipos de Ensayo para Materiales de la Construcción*. Recuperado el 22 de 11 de 2015, de [http://www.humboldtmg.com/digital-catalog/Spanish/Spanish-full\\_100\\_plain.pdf](http://www.humboldtmg.com/digital-catalog/Spanish/Spanish-full_100_plain.pdf)
- IEM-CHN. (29 de 08 de 2013). *Ventajas y desventajas de los sistemas hidráulicos y neumáticos*. Recuperado el 21 de 10 de 2015, de <http://iem-chn.blogspot.com/2013/08/14-ventajas-y-desventajas-de-los.html>
- Inveas. (21 de Enero de 2015). *PLANTAS DE ASFALTO EN VENEZUELA*. Obtenido de [http://www.camineros.com/docs/Plantas%20de%20Asfalto%20en%20Venezuela%20\(INVEAS\)-%20Ing%20Nestor%20Sanchez%20-%20@NestorL.pdf](http://www.camineros.com/docs/Plantas%20de%20Asfalto%20en%20Venezuela%20(INVEAS)-%20Ing%20Nestor%20Sanchez%20-%20@NestorL.pdf)
- James M, G., & Barry J, G. (2009). *Mecánica de materiales* (México, D.F ed.). (J. L. Cárdenas, Trad.) México, D.F: Cengage Learning Editores, S.A. doi:ISBN-10: 607-481-315-9
- Jaramillo Grisales, D. (2014). *Taller hidráulica y neumática; conceptos y fundamentos*. Recuperado el 12 de 12 de 2015, de <https://docs.google.com/document/d/1V4jDF0TChBYTi3dA4zYtAataD7Vx3Pkj9v5kIpfoPFw/preview>
- Jaramillo Jimenez, J. O. (2001). *Ingeniería estructural I*. Recuperado el 23 de 10 de 2015, de <http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales/4080020/html/contenido.html>

- Juarez, M. (13 de 10 de 2014). *Bombas hidráulicas de desplazamiento positivo*. Recuperado el 19 de 12 de 2015, de [http://infmk2013amarcosjuarezcontreras133.blogspot.com/2014\\_10\\_01\\_archive.html](http://infmk2013amarcosjuarezcontreras133.blogspot.com/2014_10_01_archive.html)
- KELLY SUPPLY. (s.f.). *Type Jaw Couplings*. Recuperado el 31 de 03 de 2016, de [http://kscdirect.com/images/PDF/H\\_24.pdf](http://kscdirect.com/images/PDF/H_24.pdf)
- López Céspedes, A., & Mesa Hernandez, J. C. (21 de Enero de 2015). *Diseño de una metodología de automatización y control para los procesos de dosificación, mezcla y carga de una planta de asfalto*. Obtenido de <http://repository.lasalle.edu.co/bitstream/handle/10185/16661/T44.07%20L881d.pdf?sequence=1>
- LSIS Electric Products. (12 de 2011). *Contactor magnético y relé térmico*. Recuperado el 20 de 01 de 2016, de <http://www.actrol.com.au//Global/Assets/Catalogues/324-LS-IS-Products-Overview-Catalogue.pdf>
- Martinez Tunarroza, D. C., & Romero Carranza, D. P. (21 de Enero de 2015). *Diseño de una metodología de control para el proceso de secado de los materiales petreos en una planta de asfalto*. Obtenido de <http://repository.lasalle.edu.co/bitstream/handle/10185/14819/T44.07%20M366d.pdf?sequence=1>
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas* (Segunda edición ed.). España: Castillo S. A. doi:84-219-0175-3
- MatWeb. (2013). Material property data. Recuperado el 23 de 02 de 2016, de [http://amet-me.mnsu.edu/userfilesshared/DATA\\_ACQUISITION/mts/MET324/02-01-2013/ASTM-A36-Steel-bar.pdf](http://amet-me.mnsu.edu/userfilesshared/DATA_ACQUISITION/mts/MET324/02-01-2013/ASTM-A36-Steel-bar.pdf)
- Mikael J, H. (3 de 1972). *Notes on proving rings and frames for soil testing equipment*. Recuperado el 23 de 11 de 2015, de [www.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=AD0756199](http://www.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=AD0756199)
- Ministerio de Comercio, Industria y Turismo. (19 de 06 de 2012). [http://www.sic.gov.co/drupal/sites/default/files/estados/Resolucion\\_36858\\_Archivo\\_Averiguacion\\_Preliminar\\_Texsa\\_Fiberglass.pdf](http://www.sic.gov.co/drupal/sites/default/files/estados/Resolucion_36858_Archivo_Averiguacion_Preliminar_Texsa_Fiberglass.pdf). Recuperado el 18 de 10 de 2015
- Ministerio de Obras Publicas "MOP". (21 de Enero de 2015). *Plantas Asfálticas*. Obtenido de [http://es.slideshare.net/UCGcertificacionvial/plantas-asfálticas-semana-4?qid=e0c27d51-2964-493d-8733-c19c52ad697f&v=default&b=&from\\_search=](http://es.slideshare.net/UCGcertificacionvial/plantas-asfálticas-semana-4?qid=e0c27d51-2964-493d-8733-c19c52ad697f&v=default&b=&from_search=)

- Ministerio de Transportes y Obras Publicas, MOP - 001-F 2002. (2002). *Especificaciones generales para la construcción de caminos y puentes*. Recuperado el 16 de 01 de 2015, de [http://www.obraspublicas.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2013/07/01-07-2013\\_ConcursoPublico\\_StoDomingo-Esmeraldas-Especificaciones-Tecnicas.pdf](http://www.obraspublicas.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2013/07/01-07-2013_ConcursoPublico_StoDomingo-Esmeraldas-Especificaciones-Tecnicas.pdf)
- Miño, C. (s.f.). Curso de instrumentos de medición. Recuperado el 28 de 01 de 2016, de <http://www.monografias.com/trabajos-pdf4/curso-instrumentos-medicion/curso-instrumentos-medicion.pdf>
- MISELLI. (2011). *Accesories for hydraulic components*. Recuperado el 10 de 04 de 2016, de <http://www.rijkers-hydrauliek.nl/files/miselli-rh-gb-2011lr.pdf>
- Mobil. (2016). *Mobil Delvac Hydraulic 10W*. Recuperado el 16 de 10 de 2016, de [http://www.mobil.com/Peru-Spanish/Lubes/PDS/GLXXS2CVLMOMobil\\_Delvac\\_Hydraulic\\_10W.aspx](http://www.mobil.com/Peru-Spanish/Lubes/PDS/GLXXS2CVLMOMobil_Delvac_Hydraulic_10W.aspx)
- Mott, P. E, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta edición ed.). México: Prentice-Hall, INC. doi:970-26-0812-0
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos* (Sexta edición ed.). (P. M. Rosas, Ed.) México: Pearson Education. doi:970-26-0805-8
- NIMCO controls. (s.f.). *HIGH PRESSURE GEAR PUMPS*. Recuperado el 28 de 03 de 2016, de [http://www.nimco-controls.com/virtupload/content/93/Pumps\\_series\\_1.pdf](http://www.nimco-controls.com/virtupload/content/93/Pumps_series_1.pdf)
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas* (Cuarta edición ed.). (L. M. Castillo, Ed.) México: Pearson Education Inc. doi:978-607-32-0589-4
- Orion RCP Laboratorios. (s.f.). Asfalto. Recuperado el 29 de 01 de 2016, de <http://www.orionrcp.com/#!estabilidad-marshal/c5u2>
- Ortiz Beltrán, H. W. (17 de 02 de 2014). *Tesis; Compactadora de bloques nutricionales para ganado, con una producción de 150 kg/h en bloques de 20x20x15 cm*. Recuperado el 8 de 11 de 2015
- Ortiz Hidalgo, C. I. (2 de 2013). *Tesis; Estudio de los parámetros de diseño de una prensa hidráulica para la elaboración de tapas bombeadas y su relación con los problemas de funcionamiento que actualmente presenta en la empresa induacero de la ciudad de Latacunga*. Recuperado el 13 de 11 de 2015, de <http://repo.uta.edu.ec/bitstream/123456789/4339/1/Tesis%20I.%20M.%20171%20-%20Ort%C3%ADz%20Hidalgo%20Ciro%20Ignacio.pdf>
- Oviedo, S. (2015). *Mangueras hidráulicas*. Recuperado el 22 de 12 de 2015, de <https://es.scribd.com/doc/79056864/MANGUERAS-HIDRAULICAS>

- Pacheco Pineda, C. J., & Campisi Garcia, Á. A. (16 de 9 de 2005). *Tesis; Comportamiento de las mezclas de concreto asfáltico tn-12 y tipo iii a diferentes temperaturas 90°C, 100°C, 110°C, 120°C*. Recuperado el 16 de 4 de 2015, de <http://200.35.84.131/portal/bases/marc/texto/2301-05-00452.pdf>
- Parker. (2013). *Special application hose*. Recuperado el 05 de 04 de 2016, de [http://www.parker.com/literature/FCG%20INDIA/FC%20India%20Hose%20catalogue,%20Nagpur%20\(FCGNGP-1\).pdf](http://www.parker.com/literature/FCG%20INDIA/FC%20India%20Hose%20catalogue,%20Nagpur%20(FCGNGP-1).pdf)
- Parker Store. (2012). *Soluciones y servicios hidráulicos y neumáticos*. Recuperado el 05 de 04 de 2016, de [http://www.parker.com/Literature/Corporate%20EMEA/ParkerStore%20catalogue%202012/ParkerStore%20catalogue%202012\\_ES.pdf](http://www.parker.com/Literature/Corporate%20EMEA/ParkerStore%20catalogue%202012/ParkerStore%20catalogue%202012_ES.pdf)
- Parker. (s.f.). *Triple-Lok™ & Triple-Lok™*. Recuperado el 12 de 04 de 2016, de [http://www.parker.com/Literature/Tube%20Fittings%20Division/Triple-Lok\\_&\\_Triple-Lok\\_2\\_37%C2%B0\\_Flare\\_Tube\\_Fittings.pdf](http://www.parker.com/Literature/Tube%20Fittings%20Division/Triple-Lok_&_Triple-Lok_2_37%C2%B0_Flare_Tube_Fittings.pdf)
- Paulstra. (2004). *Acoplamientos Elásticos*. Recuperado el 18 de 11 de 2015, de <http://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/2649/34593-3.pdf?sequence=3>
- Pavement Interactive. (21 de 4 de 2011). *Bulk Specific Gravity*. Recuperado el 6 de 11 de 2015, de <http://www.pavementinteractive.org/article/bulk-specific-gravity/>
- Perez Garcia, A., & Guardiola Villora, A. (2010). *Prontario y herramientas informáticas para cálculo de estructuras*. (I. técnica, Ed.) doi:978-84-9381281-2
- Pinzuar Ltda. (2015). *Equipos para laboratorio de suelos, concretos y asfaltos*. Recuperado el 6 de 11 de 2015, de [http://www.pinzuar.com.co/pinzuar/index.php?option=com\\_virtuemart&view=productdetails&virtuemart\\_product\\_id=152&virtuemart\\_category\\_id=16&lang=es](http://www.pinzuar.com.co/pinzuar/index.php?option=com_virtuemart&view=productdetails&virtuemart_product_id=152&virtuemart_category_id=16&lang=es)
- Pinzuar Ltda. (2015). *Equipo para ensayo de estabilidad y fluencia Marshall*. Recuperado el 6 de 11 de 2015, de [http://www.cosacov.com.ar/index.php?sec=a\\_equipoensayosestabilidad.htm](http://www.cosacov.com.ar/index.php?sec=a_equipoensayosestabilidad.htm)
- Pinzuar Ltda. (2015). *Equipos para laboratorio de suelos, concretos y asfaltos*. Recuperado el 16 de 10 de 2015
- Pinzuar Ltda. (2015). *Equipos para laboratorio de suelos, concretos y asfaltos*. Recuperado el 6 de 11 de 2015, de [http://www.pinzuar.com.co/pinzuar/index.php?option=com\\_virtuemart&view=productdetails&virtuemart\\_product\\_id=160&virtuemart\\_category\\_id=23&lang=es](http://www.pinzuar.com.co/pinzuar/index.php?option=com_virtuemart&view=productdetails&virtuemart_product_id=160&virtuemart_category_id=23&lang=es)



- Ramírez Turcios , O. L. (15 de Agosto de 2009). *Tesis; Diseño de mezcla de concreto asfáltico drenante, utilizando asfaltos modificados para superficies de rodadura*. Recuperado el 15 de Abril de 2015, de [http//](http://)
- Rexroth Bosch Group. (02 de 12 de 2014). *Válvulas de presión*. Recuperado el 06 de 04 de 2016, de <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=ES&Region=none&VHist=Start,p537333,p537336,p537699,p545155&PageID=p545161>
- RICELI EQUIPOS. (s.f.). Cabezal de rotura para ensayos de estabilidad marshall. Recuperado el 29 de 01 de 2016, de <http://riceliequipos.net/cp/pProducto.php?id=4&id2=53>
- Rios Ciaffaroni , G. (2011). Ensayo Marshall. Recuperado el 11 de 10 de 2015, de [http://guidoriosciaffaroni.blogspot.com/2015/04/cueva-del-ingeniero-civil\\_27.html](http://guidoriosciaffaroni.blogspot.com/2015/04/cueva-del-ingeniero-civil_27.html)
- Rodriguez Veliz, E. A. (30 de 12 de 2011). Tesis; “Análisis de la metodología superpave para el diseño de mezclas asfálticas en las carreteras de Manabí”. Manabí. Recuperado el 12 de 04 de 2015
- Román Chamba , R. D. (2011). *Tesis; Competencias técnicas en ensayos de campo en vialidad-grado I*. Recuperado el 27 de 01 de 2016, de [http://dspace.utpl.edu.ec/bitstream/123456789/8905/1/UTPL\\_Roman\\_Chamba\\_Robert\\_Danilo\\_625X282.pdf](http://dspace.utpl.edu.ec/bitstream/123456789/8905/1/UTPL_Roman_Chamba_Robert_Danilo_625X282.pdf)
- Rubio Espinoza, A. J. (2008). *Electricidad y circuitos eléctricos básicos*. Recuperado el 11 de 01 de 2016, de [http://roble.pntic.mec.es/jprp0006/tecnologia/3eso\\_recursos/unidad10\\_corriente\\_continua\\_y\\_electromagnetismo/apuntes\\_andres\\_rubio\\_espinosa.pdf](http://roble.pntic.mec.es/jprp0006/tecnologia/3eso_recursos/unidad10_corriente_continua_y_electromagnetismo/apuntes_andres_rubio_espinosa.pdf)
- Rueda, C. H. (2014). *Hidráulica Practica*. Recuperado el 15 de 12 de 2015, de <http://www.hidraulicapractica.com/es/educacional/como-se-construye-y-funciona-un-cilindro-hidraulico>
- Salazar Trujillo, J. E. (2007). *Resistencia de materiales básica para estudiantes de ingeniería* (Primera Edición ed.). Colombia: Universidad Nacional de Colombia Sede Manizales. doi:978-958-8280-08-0
- Sapiensman. (2015). *Neumática e Hidráulica*. Recuperado el 19 de 12 de 2015, de [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica\\_hidraulica9.htm](http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9.htm)
- SCAME electrical solutions. (2016). *Conductor Eléctrico de BT*. Recuperado el 13 de 01 de 2016, de <http://tienda.rpmingeneria.cl/?product=conductor-electrico-de-bt>
- Schneider Electric. (s.f.). Categorías de empleo para contactores. Recuperado el 20 de 01 de 2016, de <http://www2.schneider->

- electric.com/resources/sites/SCHNEIDER\_ELECTRIC/content/live/FAQS/33000/FA33498/es\_ES/Categorias%20de%20empleo.pdf
- Shell. (10 de 2002). *Shell HELIX Ultra 5W-40*. Recuperado el 16 de 10 de 2016, de <http://densialubricantes.com/shell/Helix%20Ultra%205w-40.pdf>
- Shingley, J. E., & Mitchell, L. D. (1985). *Diseño en ingeniería mecánica* (Tercera edición ed.). México: McGRAW-HILL. doi:968-451-607-10
- Siemens. (08 de 2012). Disjuntores. Recuperado el 18 de 01 de 2016, de [https://w3.siemens.com.br/buildingtechnologies/br/pt/produtos-baixa-tensao/protecao-eletrica/Minidisjuntores/Documents/Catalogo-5SY4e5\\_AGO-12.pdf](https://w3.siemens.com.br/buildingtechnologies/br/pt/produtos-baixa-tensao/protecao-eletrica/Minidisjuntores/Documents/Catalogo-5SY4e5_AGO-12.pdf)
- SIEMENS. (2012). *Pulsadores y lámparas de señalización para todas las aplicaciones*. Recuperado el 12 de 01 de 2016, de <http://www.tme.eu/es/Document/8c5ecd483df88fd5bb4f22fb5f16f706/3SB3.pdf>
- Siemens Ltda. (s.f.). Disjuntores mono/bi/tri/tetrapolares. Recuperado el 18 de 01 de 2016, de [http://w3.siemens.com.br/buildingtechnologies/br/pt/produtos-baixa-tensao/protecao-eletrica/Minidisjuntores/Documents/FICHAS%20TECNICAS\\_Minidisjuntores.pdf](http://w3.siemens.com.br/buildingtechnologies/br/pt/produtos-baixa-tensao/protecao-eletrica/Minidisjuntores/Documents/FICHAS%20TECNICAS_Minidisjuntores.pdf)
- Sohipren S.A. (5 de 2005). *Manual basico de oleohidraulica*. Recuperado el 22 de 11 de 2015, de [http://www.sohipren.com/imagenes/pdf1/Manual\\_Basico\\_de\\_Oleohidraulica.pdf](http://www.sohipren.com/imagenes/pdf1/Manual_Basico_de_Oleohidraulica.pdf)
- Solé, A. C. (2007). *Neumática e Hidráulica* (Primera Edición ed.). España: Alfaomega. doi:84-267-1420-X
- STAUFF. (s.f.). *Pressure compensated flow control valves*. Recuperado el 24 de 12 de 2015, de [https://www.wainbee.com/suppliers/stauff/Stauff\\_Valves.pdf](https://www.wainbee.com/suppliers/stauff/Stauff_Valves.pdf)
- Streeter, V. L., Wylie, E. B., & Bedford, K. W. (2000). *Mecánica de fluidos* (Novena edición ed.). (J. G. V., Trad.) Colombia: McGraw-Hill Interamericana, S.A. doi:958-600-987-4
- SUMITEC. (s.f.). *AISI 1018*. Recuperado el 18 de 03 de 2016, de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>
- SUMITEC S. A. (s.f.). *AISI 1020*. Recuperado el 26 de 03 de 2016, de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201020.pdf>
- SySindustriales. (s.f.). *Manómetro DE WIT*. Recuperado el 28 de 03 de 2016, de <http://www.sysindustriales.com.mx/Catalogos/DEWIT.PDF>

- Técnica S. A. (22 de 05 de 2014). *Técnica en fijación y soportetería*. Recuperado el 2 de 12 de 2015, de [http://www.tecnicaenfijacion.com.mx/precios/lista\\_precios\\_tecnica.pdf](http://www.tecnicaenfijacion.com.mx/precios/lista_precios_tecnica.pdf)
- Tecnun. (07 de 11 de 2006). Laboratorio de Neumática y Oleohidráulica. Recuperado el 22 de 05 de 2017, de <http://www4.tecnun.es/asignaturas/neumatica/Practica%20Oleohidraulica%20Sol.pdf>
- Timoshenko, S. (1987). *Theory of plates and shells*. (Segunda Edición ed.). United States of America: Mc Graw-Hil. doi:0-07-064779-8
- Transmisiones temperley. (2015). *Acoplamientos*. Recuperado el 18 de 11 de 2015, de <http://www.transmisionestemperley.com/acoplamientos.htm>
- Trujillo, S. (18 de 12 de 2012). *Ensayo CBR*. Recuperado el 6 de 11 de 2015, de <http://es.slideshare.net/santitrujillo1/ensayo-cbr?related=1>
- Vanegas Useche, Libardo. (03 de 09 de 2012). *Conceptos de resistencia de materiales*. Recuperado el 23 de 10 de 2015, de <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Cap2.pdf>
- Vanegas Useche, Libardo. (8 de 09 de 2012). *Introducción a los accionamientos de máquinas*. Recuperado el 23 de 10 de 2015, de <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap-1-Int-Dis-II.pdf>
- Vargas, J. (7 de 6 de 2011). *Hidráulica*. Recuperado el 20 de 12 de 2015, de <http://es.slideshare.net/jamesmarinv/hidraulica-8239389>
- Varillas Baltazar, G. (3 de 5 de 2014). *Normas de ensayos*. Recuperado el 7 de 11 de 2015, de <http://es.slideshare.net/giulianavarillasbaltazar/normas-de-ensayos>
- Verion. (s.f.). *Filtro*. Recuperado el 07 de 04 de 2015, de [http://www.verion.com.ar/images/productos/filtros/C\\_FILTROS.pdf](http://www.verion.com.ar/images/productos/filtros/C_FILTROS.pdf)
- Vilchez, R. (27 de 05 de 2010). *Esfuerzos combinados*. Recuperado el 23 de 10 de 2015, de <http://es.slideshare.net/vilchez/esfuerzos-combinados>
- Widman, R. (29 de 12 de 2015). *Widman International SRL*. Recuperado el 21 de 04 de 2016, de <http://www.widman.biz/boletines/30.html>
- wikitecnotarraga. (2015). *Circuitos neumáticos e hidráulicos*. Recuperado el 15 de 12 de 2015, de <http://wikitecnotarraga.wikispaces.com/TEMA+3++CIRCUITOS+NEUM%C3%81TICOS+E+HIDR%C3%81ULICOS>
- Yencisa. (2013). *Entrega técnica, política de garantía y Mantenimiento periódico*. Recuperado el 16 de 10 de 2016, de <http://www.yencisa.com/pa/images/pdf/Manualmantenimiento638-639C.pdf>

## 11. ANEXOS

### ANEXO 1: Propiedades del acero A36.

#### ASTM A36 Steel, bar

<b>Categories:</b>	<a href="#">Metal</a> ; <a href="#">Ferrous Metal</a> ; <a href="#">ASTM Steel</a> ; <a href="#">Carbon Steel</a> ; <a href="#">Low Carbon Steel</a>
<b>Material Notes:</b>	Minimum Cu content when copper steel is specified. Used for guard
<b>Key Words:</b>	UNS K02600
<b>Vendors:</b>	<a href="#">Click here to view all available suppliers for this material.</a>
	Please <a href="#">click here</a> if you are a supplier and would like information on

Physical Properties	Metric
Density	7.85 g/cc


Mechanical Properties	Metric
Tensile Strength, Ultimate	400 - 550 MPa 58000
Tensile Strength, Yield	250 MPa
Elongation at Break	20.0 % 23.0 %
Modulus of Elasticity	200 GPa
Compressive Yield Strength	152 MPa
Bulk Modulus	140 GPa
Poissons Ratio	0.260
Shear Modulus	79.3 GPa

Component Elements Properties	Metric
Carbon, C	0.260 %
Copper, Cu	0.20 %
Iron, Fe	99.0 %
Manganese, Mn	0.75 %
Phosphorous, P	<= 0.040 %
Sulfur, S	<= 0.050 %

[References](#) for this datasheet.

Fuente: (MatWeb, 2013)

## ANEXO 2: Especificaciones generales de un perfil laminado UPN.



# PERFILES LAMINADOS UPN

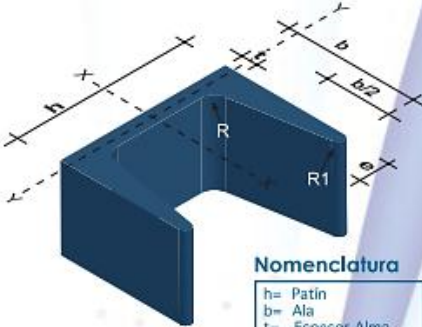


### Especificaciones Generales

Calidad: ASTM A 36 / ENS 235 JR / EN10025  
 ASTM A 572 / ENS 275 JR / EN10025

Otras calidades: Previa consulta  
 Largo normal: 6,00mts y 12,00mts  
 Otros largos: Previa consulta  
 Acabado: Natural  
 Otro acabado: Previa Consulta

VIGAS



**Nomenclatura**

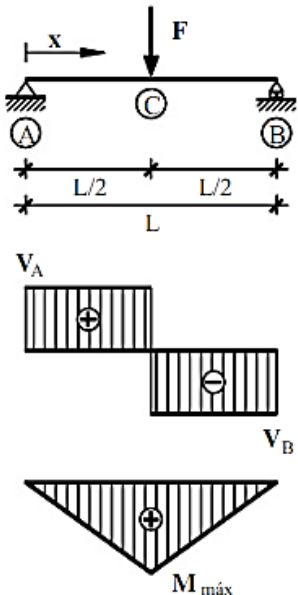
- h= Patín
- b= Ala
- t= Espesor Alma
- e= Espesor Ala
- R= Radio Giro Alma
- R1= Radio Giro Ala

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica		Punto Fluencia	
Kg/mm <sup>2</sup>	Mpa	Kg/mm <sup>2</sup>	Mpa
37 - 52	370 - 520	24	235

Denominación	Dimensiones						Área Sección cm <sup>2</sup>	Pesos kg/mts	Propiedades			
	h mm	b mm	t mm	e mm	R mm	R1 mm			Inercia (cm <sup>4</sup> )		Módulo Resistencia (cm <sup>3</sup> ) Sección	
								Eje X-X	Eje Y-Y	Eje X-X	Eje Y-Y	
UPN 80	80	45	6,00	8,00	8,00	4,00	1,10	8,64	106,00	19,40	26,50	6,36
UPN 100	100	50	6,00	8,50	8,50	4,50	13,50	10,60	206,00	29,30	41,20	8,49
UPN 120	120	55	7,00	9,00	9,00	4,50	17,00	13,40	364,00	43,20	60,70	11,10
UPN 140	140	60	7,00	10,00	10,00	5,00	20,40	16,00	605,00	62,70	86,40	14,80
UPN 160	160	65	7,50	10,50	10,50	5,50	24,00	18,80	905,00	85,30	116,00	18,30
UPN 180	180	70	8,00	11,00	11,00	5,50	28,00	22,00	1350,00	114,00	150,00	22,40
UPN 200	200	75	8,50	11,50	11,50	6,00	32,20	25,30	1910,00	148,00	191,00	27,00
UPN 220	220	80	9,00	12,50	12,50	6,50	37,40	29,40	2690,00	197,00	245,00	33,60
UPN 240	240	85	9,50	13,00	13,00	6,50	42,30	33,20	3600,00	248,00	300,00	39,60
UPN 260	260	90	10,00	14,00	14,00	7,00	48,30	37,90	4820,00	317,00	371,00	47,70
UPN 300	300	100	10,00	16,00	16,00	8,00	58,80	46,20	8030,00	495,00	535,00	67,80

Fuente: (Dipac)

**ANEXO 3: Viga simple apoyada con carga puntual centrada.**

<b>VIGA SIMPLE APOYADA: carga puntual <math>F</math> centrada.</b>	
	<b>Reacciones y solicitaciones</b>
	Reacciones: $R_A = R_B = \frac{F}{2}$ Cortantes: $V_{AC} = \frac{F}{2}$ $V_{CB} = -\frac{F}{2}$ Flectores: $M_{AC} = \frac{F}{2}x$ $M_{CB} = \frac{F}{2}(L-x)$ $M_{\max} = M_C = \frac{FL}{4}$ para $x = \frac{L}{2}$
	<b>Deformaciones</b>
Giros: $\phi_A = -\frac{FL^2}{16EI}$ $\phi_B = \frac{FL^2}{16EI}$ $\phi_C = 0$ Elástica: $y_{AC} = \frac{FL^2x}{16EI} \left( 1 - \frac{4x^2}{3L^2} \right)$ $y_{CB} = \frac{FL^2(L-x)}{12EI} \left( \frac{3}{4} - \frac{(L-x)^2}{L^2} \right)$ Flecha máxima: $y_{\max} = y_C = \frac{FL^3}{48EI}$ para $x = \frac{L}{2}$	

Fuente: (Armas, 2015)



**ANEXO 4: Acero AISI 1018.**



## EJES ACERO DE TRANSMISIÓN



### Especificaciones Generales

**Calidad** AISI 1018

**Descripción** Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

**Aplicaciones** Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3

**Longitud** 6 m

#### Composición Química

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 0,05

#### Dimensiones

Diámetro
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1 1/4"
1 1/2"
1 3/4"
2"
2 1/4"
2 1/2"
2 3/4"
3"
4"
5"
6"

#### Propiedades Mecánicas




Resistencia Mecánica (N/mm <sup>2</sup> )	Punto de fluencia (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
410 - 520	235	20	143



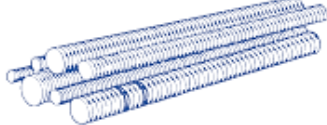


**EJES**

Fuente: (Dipac)


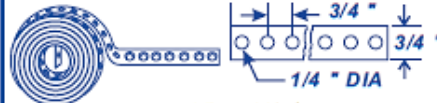
## ANEXO 5: Varilla roscada.

Varilla Roscada				Rondana Plana		Rondana Presión	
 <p>1.00 MT.</p>				 <p>Empaque 100/500/1000</p>			
CLAVE	DIAMETRO	CARGA DE DISEÑO EN KG A 345°C	PESO APROX. POR PZA. KG	CLAVE	DIAMETRO	CLAVE	DIAMETRO
VR1 05	3/16 "		.097	RPL 03	1/8 "	RP 03	1/8 "
VR1 06	1/4 "	109	.164	RPL 04	5/32 "	RP 04	5/32 "
VR1 08	5/16 "	191	.269	RPL 05	3/16 "	RP 05	3/16 "
VR1 10	3/8 "	277	.405	RPL 06	1/4 "	RP 06	1/4 "
VR1 13	1/2 "	513	.739	RPL 08	5/16 "	RP 08	5/16 "
VR1 15	5/8 "	822	1.198	RPL 10	3/8 "	RP 10	3/8 "
VR1 19	3/4 "	1230	1.790	RPL 13	1/2 "	RP 13	1/2 "
VR1 22	7/8 "	1712	2.326	RPL 15	5/8 "	RP 15	5/8 "
VR1 25	1 "	2252	3.270	RPL 19	3/4 "	RP 19	3/4 "
VR1 32	1 1/4 "	3632	4.930	RPL 22	7/8 "	RP 22	7/8 "
				RPL 25	1 "	RP 25	1 "
				RPL 28	1 1/8 "	RP 38	1 1/2 "

Varilla Roscada				Tuerca Hexagonal G-2		Tuerca Mariposa	
 <p>3.05 MT.</p>							
CLAVE	DIAMETRO	PESO APROX. POR PZA. KG	PIEZAS X ATADO	CLAVE	DIAMETRO	CLAVE	DIAMETRO
VR3 06	1/4 "	.521	50	TUH 03	1/8 "	TUM 05	3/16 "
VR3 08	5/16 "	.789	50	TUH 04	5/32 "	TUM 06	1/4 "
VR3 10	3/8 "	1.264	25	TUH 05	3/16 "	TUM 08	5/16 "
VR3 13	1/2 "	2.402	20	TUH 06	1/4 "	TUM 10	3/8 "
VR3 15	5/8 "	3.674	10	TUH 08	5/16 "	TUM 13	1/2 "
VR3 19	3/4 "	5.414	5	TUH 10	3/8 "		
VR3 22	7/8 "	6.990	5	TUH 13	1/2 "		
VR3 25	1 "	9.140	5	TUH 15	5/8 "		
				TUH 19	3/4 "		
				TUH 22	7/8 "		
				TUH 25	1 "		
				TUH 28	1 1/8 "		
				TUH 32	1 1/4 "		

Cople Hexagonal				Cinta Perforada		
 <p>Sae 1008</p>				 <p>1.5 mt. Más larga</p>		
Para unir varilla roscada (sobrantes)				CLAVE	LONGITUD	PIEZAS POR CAJA
CH 06	1/4 "	3/8 x 7/8"	200	CP 25	26.5 mts.	9
CH 08	5/16 "	1/2 x 1"	150	*Acero pregalvanizado Calibre 24 x 3/4		
CH 10	3/8 "	1/2 x 1"	150	*Carga de Diseño : 40 kg.		
CH 13	1/2 "	5/8 x 1 1/4"	100	*Colgar Tubos.- Abrace el tubo introduzca un tornillo de 1/4 x 1/2 y apriete la tuerca		
CH 15	5/8 "	13/16 x 2 1/8"	50			
CH 19	3/4 "	1 x 2 1/4"	50			

Fuente: (Técnica S. A, 2014)



**ANEXO 6: Roscas unificadas (UNS), serie de roscas bastas (UNC) y finas (UNF).**

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 <sup>2</sup> )	Número de hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tracción $A_t$ (in <sup>2</sup> )	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	½	½
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	

Fuente: (Vanegas Useche, Libardo, 2012)

**ANEXO 7: Dimensiones de tuercas hexagonales.**

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

**ANEXO 8: Coeficientes  $W_i$  Y  $W_o$  para roscas estándar.**

Tipo de filete	$W_i$	$W_o$
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Diente de sierra	0.90	0.83

Fuente: (Vanegas Useche, Libardo, 2012)

## ANEXO 9: Propiedades de la plancha acero A36.



# PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE



### Especificaciones Generales

**Espesores** 1,20mm a 150,00mm  
**Roles** Ancho 1000mm, 1220mm, 1500mm  
**Planchas** 4 x 8 pies y a medida

### Calidad Comercial

Calidad	Composición Química							Propiedades Mecánicas				Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%AL	%CU	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
JIS G3131 SPHC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,05 max	0,02 0,08	0,2 max	270 min	29 min	0= 0e	SAE 1010 ASTM A-569	
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,025 max	0,04 max	0,02 0,08	0,2 max				JIS G3132 SPHT1	
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,03 max	0,02 0,08	0,2 max				ASTM A-635 ASTM A-570 GRADO 33	

### Calidad Estructural

Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas					Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
ASTM A-568M Grado A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min			
ASTM A-283 Grado C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015	
JIS G-3101 5541 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36	
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min			
A570-GR50	0,25	1,35 max	0,035 max	0,04 max				340 min	450 min 550 max	17 min	1-1/2e		

Fuente: (Dipac)

**ANEXO 10: Flechas y momentos flectores en placas rectangulares uniformemente cargadas con los bordes simplemente apoyados y los otros dos libres.**

$$\nu = 0.3$$

$b/a$	$x = a/2, y = 0$			$x = a/2, y = \pm b/2$	
	$w = \alpha \frac{qa^4}{D}$	$M_x = \beta_1 qa^2$	$M_y = \beta'_1 qa^2$	$w = \alpha_2 \frac{qa^4}{D}$	$M_x = \beta_2 qa^2$
	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\beta'_1$	$\alpha_2$	$\beta_2$
0.5	0.01377	0.1235	0.0102	0.01443	0.1259
1.0	0.01309	0.1225	0.0271	0.01509	0.1318
2.0	0.01289	0.1235	0.0364	0.01521	0.1329
$\infty$	0.01302	0.1250	0.0375	0.01522	0.1330

Fuente: (Timoshenko, 1987)



## ANEXO 11: Propiedades del acero AISI 1020.

### ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

**1. Descripción:** acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

**2. Normas involucradas:** ASTM A108

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 111 HB  
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)  
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)  
Elongación 25%  
Reducción de área 50%  
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)  
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.18 – 0.23 % C  
0.30 – 0.60 % Mn  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

**7. Tratamientos térmicos:** se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

Fuente: (SUMITEC S. A.)

## ANEXO 12: Coeficiente $k_1$ : Máquina motriz/máquina receptora.

Máquina motriz		Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de piston		
	4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.	
1	1,2	1,4	<p><b>1</b></p> <p>Marcha regular Inercia muy pequeña</p> <p>•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrífugas •Ventilador centrífugo ...</p>
1,2	1,4	1,7	<p><b>2</b></p> <p>Marcha irregular Inercia pequeña</p> <p>•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...</p>
1,4	1,7	2	<p><b>3</b></p> <p>Marcha irregular Inercia media</p> <p>•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrífuga para líquidos cargados ...</p>
1,7	2	2,4	<p><b>4</b></p> <p>Marcha irregular Inercia media De golpes medios</p> <p>•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...</p>
2	2,4	2,8	<p><b>5</b></p> <p>Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes</p> <p>•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibadora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...</p>
2,4	2,8	3,3	<p><b>6</b></p> <p>Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes</p> <p>•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mam-postería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...</p>

Fuente: (Paulstra, 2004)

## ANEXO 13: Frecuencia de arranque.

Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
Ver cuadro $K_1$					
<b>1</b>	1	1,2	1,3	1,5	1,6
<b>2 3</b>	1	1,1	1,2	1,3	1,4
<b>4 5 6</b>	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Fuente: (Paulstra, 2004)

## ANEXO 14: Número de horas de funcionamiento.

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coeficiente $K_3$	0,9	1	1,1	1,2

Fuente: (Paulstra, 2004)

**ANEXO 15: Acople Lovejoy.**



**L Type Jaw Couplings**

The Lovejoy elastomeric jaw type flexible couplings do not require lubrication and are the industry standard. They offer ease of assembly or disassembly; permit visual inspection of wear members (cushion types are easily inspected and can be removed quickly without disturbing the driving or driven units), and there is no wear on the metal jaws since the load is transmitted through the cushion (spider). These Lovejoy coupling are designed to perform even if the elastomeric member should fail.

Coupling Number	Rated Torque In.-Lbs. Rubber	HP/100 RPM Sox Spider	Horsepower capacity at Varying Speed (RPM) With SOX				Max. Bore
			300	1200	1800	3600	
L-035	3.5	.0056	.017	.067	.10	.20	3/8
L-050	25.2	.04	.12	.48	.72	1.44	5/8
L-070	37.8	.06	.18	.72	1.08	2.16	3/4
L-075	75.6	.12	.36	1.44	2.16	4.32	7/8
L-090	126.0	.20	.60	2.40	3.60	7.20	1
L-095	176.0	.28	.84	3.36	5.04	10.08	1 1/8
L-099	265.0	.42	1.26	5.04	7.56	15.10	1 3/16
L-100	378.0	.60	1.8	7.2	10.8	21.6	1 3/8
L-110	693.0	1.1	3.3	13.2	19.8	39.6	1 5/8
L-150	1071.0	1.7	5.1	20.4	30.6	61.2	1 7/8
L-190	1386.0	2.2	6.6	26.4	39.6	79.2	2 1/8
L-225	2080.0	3.3	9.9	39.6	59.4	118.8	2 3/8
L-276	4600.0	7.3	21.9	87.6	131.4	262.8	2 7/8

Note: All ratings in the Technical Selection Charts are based on a service factor of 1.0.

Coupling Number	Bore		Dimensions in Inches				
			Outside Diameter A	Overall Length B	Distance Between Flanges C	Length Through Bore D	Hub Diameter E
	Min.	Max.					
L-035	1/8	3/8	5/8	13/16	9/32	17/64	5/8
L-050	1/4	5/8	1 5/64	1 23/32	15/32	5/8	1 5/64
L-070	1/4	3/4	1 23/64	2	1/2	3/4	1 23/64
L-075	1/4	7/8	1 3/4	2 1/8	1/2	13/16	1 3/4
L-090	1/4	1	2 7/64	2 1/8	1/2	13/16	2 7/64
L-095	7/16	1 1/8	2 7/64	2 1/2	1/2	1	2 7/64
L-099	7/16	1 3/16	2 17/32	2 7/8	3/4	1 1/16	2 17/32
L-100	7/16	1 3/8	2 17/32	3 1/2	3/4	1 3/8	2 17/32
L-110	5/8	1 5/8	3 5/16	4 1/4	7/8	1 11/16	3 5/16
L-150	5/8	1 7/8	3 3/4	4 1/2	1	1 3/4	3 3/4



Also Available in Aluminum

**Lovejoy Size Listing**

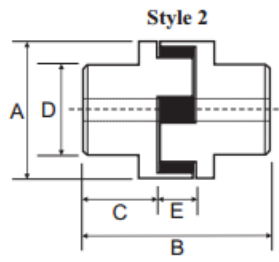
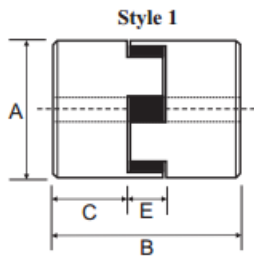
Shaft Size	Stock Number for Body Half and Spider*									
	L-050	L-070	L-075	L-090	L-095	L-100	L-110	L-150	L-190	L-225
1/4	3561007	---	---	---	---	---	---	---	---	---
5/16	3561008	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	3561009	3561018	---	---	---	---	---	---	---	---
7/16	3561011	3561019	3561029	---	3561051	---	---	---	---	---
1/2	3561012	3561020	3561030	3561042	3561052	---	---	---	---	---
5/8	3561014	3561022	3561032	3561044	3561054	3561080	---	---	---	---
3/4	---	3561024	3561034	3561046	3561056	3561082	---	---	---	---
7/8	---	---	3561036	3561048	3561058	3561084	3561098	---	---	---
1 5/16	---	---	---	---	3561059	3561085	---	---	---	---
1	---	---	---	---	3561060	3561086	3561100	3561118	---	---
1 1/8	---	---	---	---	3561062	3561088	3561102	3561120	---	---
1 3/16	---	---	---	---	---	3561089	---	---	---	---
1 1/4	---	---	---	---	---	3561090	3561104	3561122	---	---
1 5/16	---	---	---	---	---	3561091	---	---	---	---
1 3/8	---	---	---	---	---	3561092	3561106	3561124	---	---
1 1/2	---	---	---	---	---	---	3561108	3561126	---	---
1 5/8	---	---	---	---	---	---	---	3561128	---	---
15MM	---	---	3561343	---	3561372	3561408	---	---	---	---
20MM	---	---	3561348	---	---	3561413	---	---	---	---
1 7/8	---	---	---	---	---	---	---	---	3561185	---
SOX Spider	3561221	3561222	3561223	3561225	3561225	3561227	3561228	3561229	3561230	3561231
Hytre Spider	3561320	3561321	---	3561325	3561325	3561326	---	---	---	---
Urethane Spider	---	---	---	---	---	3561335	---	---	---	---

\*Complete Coupling consists of 2 body halves and 1 spider.

## JAW TYPE 'L' & 'AL' COUPLING

---

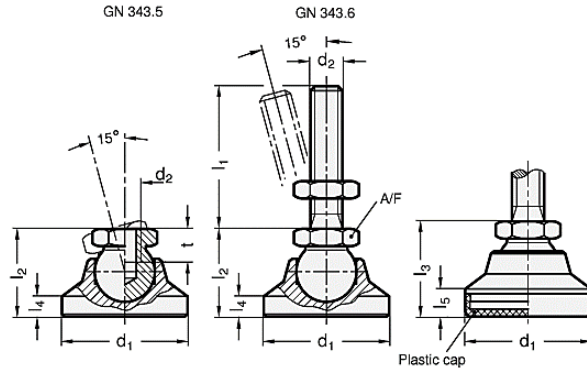
## DIMENSIONAL DATA



Fuente: (KELLY SUPPLY)



## ANEXO 16: Elementos de nivelación.



Elementos standard	Dimensiones principales					Vástago roscado		Empuñadura	Carga estática #	Peso
	Descripción	d <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	l <sub>5</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>1</sub>		A/F
<a href="#">GN 343.6-25-M8-40-KR</a>	25	-	20.5	-	5.5	M8	40	12	10	45
<a href="#">GN 343.6-25-M8-50-KR</a>	25	-	20.5	-	5.5	M8	50	12	10	50
<a href="#">GN 343.6-25-M8-63-KR</a>	25	-	20.5	-	5.5	M8	63	12	10	61
<a href="#">GN 343.6-32-M8-40-KR</a>	32	-	24.5	-	6.5	M8	40	12	10	52
<a href="#">GN 343.6-32-M8-50-KR</a>	32	-	24.5	-	6.5	M8	50	12	10	57
<a href="#">GN 343.6-32-M8-63-KR</a>	32	-	24.5	-	6.5	M8	63	12	10	67
<a href="#">GN 343.6-32-M10-50-KR</a>	32	-	24.5	-	6.5	M10	50	15	20	107
<a href="#">GN 343.6-32-M10-63-KR</a>	32	-	24.5	-	6.5	M10	63	15	20	112
<a href="#">GN 343.6-32-M10-80-KR</a>	32	-	24.5	-	6.5	M10	80	15	20	122
<a href="#">GN 343.6-40-M10-50-KR</a>	40	-	27.5	-	7.5	M10	50	15	20	157
<a href="#">GN 343.6-40-M10-63-KR</a>	40	-	27.5	-	7.5	M10	63	15	20	165
<a href="#">GN 343.6-40-M10-80-KR</a>	40	-	27.5	-	7.5	M10	80	15	20	172
<a href="#">GN 343.6-40-M12-63-KR</a>	40	-	27.5	-	7.5	M12	63	17	30	178
<a href="#">GN 343.6-40-M12-80-KR</a>	40	-	27.5	-	7.5	M12	80	17	30	190
<a href="#">GN 343.6-40-M12-100-KR</a>	40	-	27.5	-	7.5	M12	100	17	30	202
<a href="#">GN 343.6-50-M10-50-KR</a>	50	-	29.5	-	8.5	M10	50	15	20	207
<a href="#">GN 343.6-50-M10-63-KR</a>	50	-	29.5	-	8.5	M10	63	15	20	215
<a href="#">GN 343.6-50-M10-80-KR</a>	50	-	29.5	-	8.5	M10	80	15	20	222
<a href="#">GN 343.6-50-M12-63-KR</a>	50	-	29.5	-	8.5	M12	63	17	30	243
<a href="#">GN 343.6-50-M12-80-KR</a>	50	-	29.5	-	8.5	M12	80	17	30	255
<a href="#">GN 343.6-50-M12-100-KR</a>	50	-	29.5	-	8.5	M12	100	17	30	270
<a href="#">GN 343.6-60-M12-63-KR</a>	60	-	37.5	-	10	M12	63	17	30	415
<a href="#">GN 343.6-60-M12-80-KR</a>	60	-	37.5	-	10	M12	80	17	30	450
<a href="#">GN 343.6-60-M12-100-KR</a>	60	-	37.5	-	10	M12	100	17	30	474

Fuente: (Elesa-Ganter, 2012)

**ANEXO 17: Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF.**

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)









**ANEXO 18: Dimensiones básicas de arandelas simples.**

Tamaño del sujetador	Tamaño de la arandela	Diámetro		Espesor
		DI	DE	
#6	0.138	0.156	0.375	0.049
#8	0.164	0.188	0.438	0.049
#10	0.190	0.219	0.500	0.049
#12	0.216	0.250	0.562	0.065
$\frac{1}{4}$ N	0.250	0.281	0.625	0.065
$\frac{1}{4}$ W	0.250	0.312	0.734	0.065
$\frac{5}{16}$ N	0.312	0.344	0.688	0.065
$\frac{5}{16}$ W	0.312	0.375	0.875	0.083
$\frac{3}{8}$ N	0.375	0.406	0.812	0.065
$\frac{3}{8}$ W	0.375	0.438	1.000	0.083
$\frac{7}{16}$ N	0.438	0.469	0.922	0.065
$\frac{7}{16}$ W	0.438	0.500	1.250	0.083
$\frac{1}{2}$ N	0.500	0.531	1.062	0.095
$\frac{1}{2}$ W	0.500	0.562	1.375	0.109
$\frac{9}{16}$ N	0.562	0.594	1.156	0.095
$\frac{9}{16}$ W	0.562	0.625	1.469	0.109
$\frac{5}{8}$ N	0.625	0.656	1.312	0.095
$\frac{5}{8}$ W	0.625	0.688	1.750	0.134
$\frac{3}{4}$ N	0.750	0.812	1.469	0.134
$\frac{3}{4}$ W	0.750	0.812	2.000	0.148
$\frac{7}{8}$ N	0.875	0.938	1.750	0.134
$\frac{7}{8}$ W	0.875	0.938	2.250	0.165
1 N	1.000	1.062	2.000	0.134
1 W	1.000	1.062	2.500	0.165
$1\frac{1}{8}$ N	1.125	1.250	2.250	0.134

N = angosto; W = ancho; cuando no se especifique el tipo, use W.

Fuente: (G Budynas & J Keith , 2008)

## ANEXO 19: Especificaciones SAE para pernos de acero.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Fuente: (G Budynas & J Keith , 2008)

## ANEXO 20: Electrodo E-6011.

<b>Indura 230 - S</b>	<b>Clasificación AWS: E-6011</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>· Electrodo para acero al carbono</li> <li>· Toda posición</li> <li>· Corriente continua. Electrodo positivo</li> <li>· Corriente alterna</li> <li>· Revestimiento: Blanco</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>· Punto: Azul</li> <li>· Aprobado anualmente por el Lloyd's Register of Shipping, American Bureau of Shipping, Bureau Veritas, Germanischer Lloyd y Det Norske Veritas.</li> </ul>

### Descripción

Está especialmente diseñado para uso con corriente alterna, también puede ser utilizado con corriente continua, electrodo positivo. Sus otras propiedades y aplicaciones son similares al electrodo E-6010. Sus características son:

1. Alta velocidad de soldadura.
2. Eficiencia de deposición del metal superior al 70%.
3. Gran facilidad de encendido, manejo del arco y firmeza en la copa.
4. Excelente penetración.
5. Fácil remoción de escoria.
6. Produce un arco firme y estable, no afectándolo en corriente continua el fenómeno conocido por "soplo magnético".

### Usos

Este electrodo es apto para ser utilizado en todas las aplicaciones de soldadura de acero dulce, sobre todo cuando es necesario soldar en posición vertical o sobrecabeza, por su escoria de rápida solidificación.

### Aplicaciones típicas

- Estanques
- Estructuras metálicas
- Embarcaciones
- Calderería
- Obras de construcción
- Reparación de piezas y maquinarias

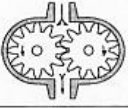

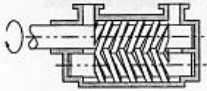

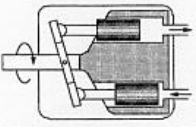
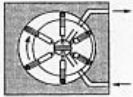
### Procedimiento para soldar

Debe seguirse el mismo procedimiento utilizado para soldar con electrodo E-6010.

<b>Composición química (típica del metal depositado):</b>						
C 0,10%; Mn 0,55%; P 0,01%; S 0,02%; Si 0,24%						
<b>Características típicas del metal depositado:</b>						
<b>Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte (según norma AWS: A5.1-91):</b>				<b>Requerimientos según norma AWS: A5.1-91:</b>		
Resistencia a la tracción :	65.700 lb/pulg <sup>2</sup>	(453 MPa)		60.000 lb/pulg <sup>2</sup>	(414 MPa)	
Límite de fluencia :	55.000 lb/pulg <sup>2</sup>	(384 MPa)		48.000 lb/pulg <sup>2</sup>	(331 MPa)	
Alargamiento en 50 mm. :	29%			22%		
<b>Amperajes recomendados:</b>						
Diámetro pulg.	Electrodo mm.	Longitud pulg.	Electrodo mm.	Amperaje		Electrodos x kg. aprox.
				min.	max.	
3/32	2,4	12	300	50	90	77
1/8	3,2	14	350	80	120	37
5/32	4,0	14	350	120	160	26
3/16	4,8	14	350	140	200	18

Fuente: (Disensa)

## ANEXO 21: Parámetros de las bombas de funcionamiento constante.

	Tipo de bomba	Margen de revoluciones r.p.m.	Volumen de expulsión (cm <sup>3</sup> )	Presión nominal (bar)	Rendimiento
	Bomba de engranajes externos	500 - 3500	1,2 - 250	63 - 160	0,8 - 0,91
	Bomba de engranajes internos	500 - 3500	4 - 250	160 - 250	0,8 - 0,91
	Bomba helicoidal	500 - 4000	4 - 630	25 - 160	0,7 - 0,84
	Bomba de aletas celulares	960 - 3000	5 - 160	100 - 160	0,8 - 0,93
	Bomba de émbolos axiales	..... - 3000	100	200	0,8 - 0,92
		750 - 3000	25 - 800	160 - 250	0,82 - 0,92
		750 - 3000	25 - 800	160 - 320	0,8 - 0,92
	Bomba de émbolos radiales	960 - 3000	5 - 160	160 - 320	0,90

Fuente: (FESTO\_Didactic, s.f.)

## ANEXO 22: Bomba de engranajes externos.

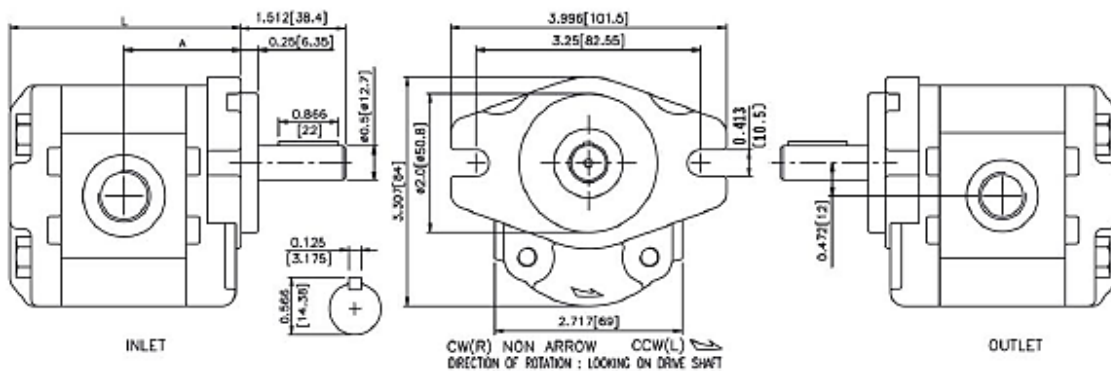
**NIMCO**  
**NIMCO**  
**CONTROLS**

**1 A SERIES**  
**TYPE 1AG2U**

### APPLICATION

1A gear pumps employ die cast front "AA" two bolt, or "4F-17" four bolt, mounting flange, and die cast rear cover, with the extruded 6061-T6 aluminium body. The A356-T6 pressure loaded bearing blocks offer high volumetric efficiency and smooth performance. High temperature NBR seals are rated up to 100 degrees C. Rated working pressures up to 3000 psi and intermittent up to 3600 psi make this pump a good choice for industrial and mobile applications.

### OVERALL DIMENSIONS



### PERFORMANCE DATA

MODEL	DISPLACEMENT		PRESSURE psi(MPa)		RPM RANGE	DIMENSIONS inch(mm)		WEIGHT		PORT
	cu	cm <sup>3</sup> /r	CONTINUOUS	MAX.		A	L	Kg	LBS	
01	0.08	1.3	3000(21)	3600(25)	600	1.855(42.04)	3.271(83.08)	1.26	2.77	INLET UNF-8 3/4" 16
02	0.12	2.0	3000(21)	3600(25)		1.894(43.04)	3.350(85.08)	1.29	2.84	
27	0.16	2.7	3000(21)	3600(25)		1.734(44.04)	3.426(87.08)	1.32	2.90	
35	0.21	3.4	3000(21)	3600(25)		1.773(45.04)	3.507(89.08)	1.36	2.99	
04	0.25	4.1	3000(21)	3600(25)		1.813(46.04)	3.586(91.08)	1.37	3.01	
05	0.31	5.1	3000(21)	3600(25)		1.872(47.54)	3.704(94.08)	1.43	3.15	
06	0.37	6.1	3000(21)	3600(25)	4000	1.931(49.04)	3.822(97.08)	1.49	3.28	OUTLET UNF-6 9/16" 18
07	0.45	7.4	2850(20)	3300(23)		2.008(51.04)	3.980(101.08)	1.54	3.39	
09	0.55	9.1	2550(18)	2850(20)		2.108(53.54)	4.176(106.08)	1.61	3.54	
11	0.67	11.0	2550(18)	2850(20)	2500	2.226(56.54)	4.412(112.08)	1.72	3.78	OUTLET UNF-8 3/4" 16
13	0.82	13.5	2550(18)	2850(20)		2.364(60.04)	4.688(119.08)	1.84	4.05	

### ORDERING EXAMPLE

The pump model number is :

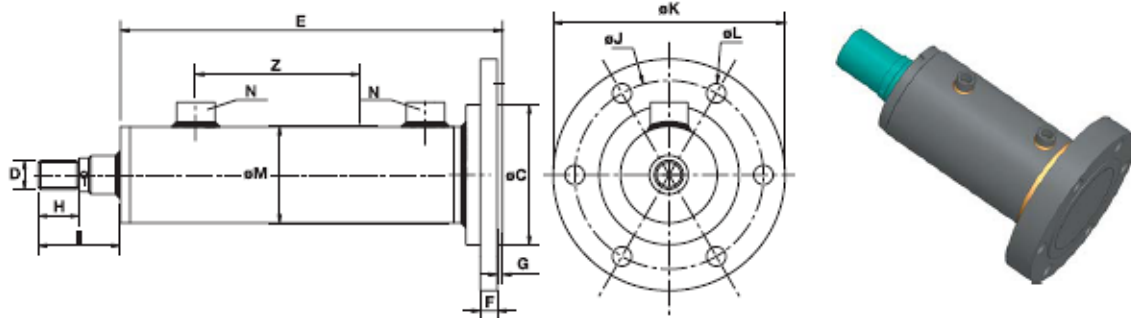
**1**      **A**      **G**      **2**      **U**              
Series    Type    Flange    Shaft    Port    Displ.    Rotation

Fuente: (NIMCO controls)



## ANEXO 23: Cilindro hidráulico.

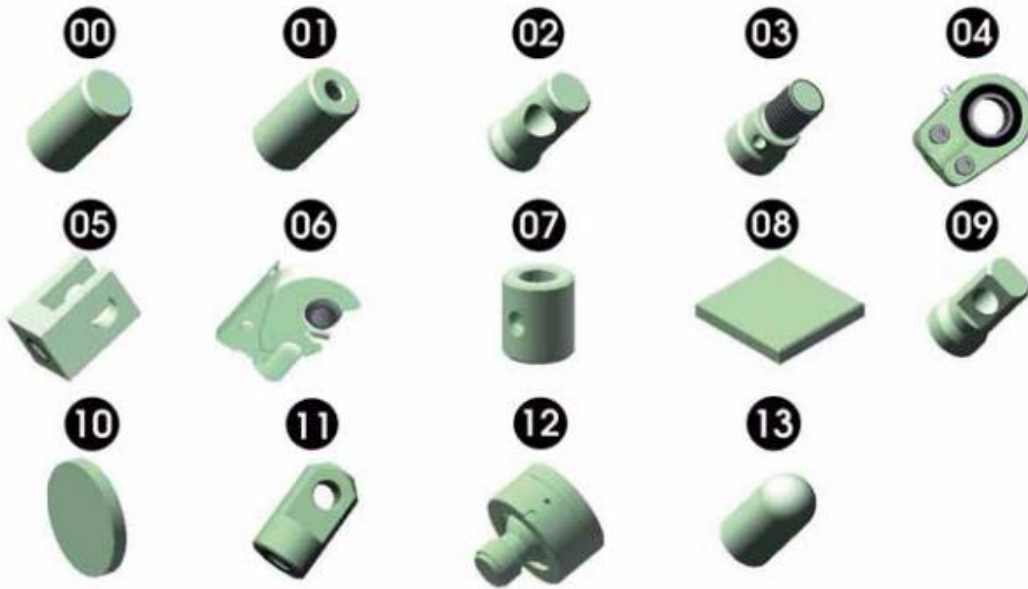
<b>Cilindros hidráulicos de simple y doble efecto</b>	<b>Single and double acting hydraulic cylinders</b>
Cilindros D.E. brida trasera	Bottom-bridle D.A. cylinders



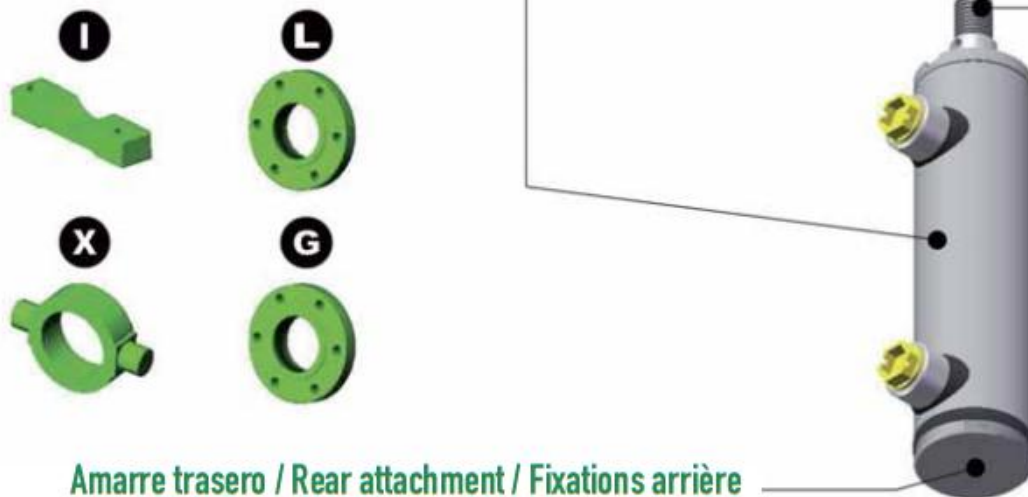
REF.	Ø VAST. ROD	Ø PISTÓN	Z CARRERA   STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8100/Z	20	32	50 - 2000	125 + Z	52	M14x1,5	15	2	18	35	67	80	7	42	1/4
8101/Z	22	40	50 - 2000	130 + Z	60	M16x1,5	15	2	22	40	82	100	9	50	3/8
8102/Z	25														
8103/Z	28														
8104/Z	25	50	50 - 2000	139 + Z	75	M20x1,5	18	2	28	48	103	125	11	60	3/8
8105/Z	28														
8106/Z	30														
8107/Z	36														
8108/Z	30	60	50 - 2000	149 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	70	3/8
8109/Z	35														
8110/Z	40														
8111/Z	36														
8112/Z	40	63	50 - 2000	149 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	75	3/8
8113/Z	45														
8114/Z	35														
8115/Z	40	70	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
8116/Z	45														
8117/Z	36														
8118/Z	40	80	50 - 2000	171 + Z	110	M33x2	28	2	45	68	142	170	15	95	3/8
8119/Z	45														
8120/Z	50														
8121/Z	56														
8122/Z	45	100	50 - 2000	185 + Z	135	M42x2	30	3	56	85	170	202	17	115	1/2
8123/Z	50														
8124/Z	56														
8125/Z	60														
8126/Z	70														
8127/Z	70														
8128/Z	90	125	50 - 2000	243 + Z	170	M48x2	40	3	63	92	210	250	21	145	3/4
8129/Z	80														
8130/Z	90	160	50 - 2000	295 + Z	215	M80x3	54	3	95	130	270	320	29	180	1
8131/Z	110														
8132/Z	110														



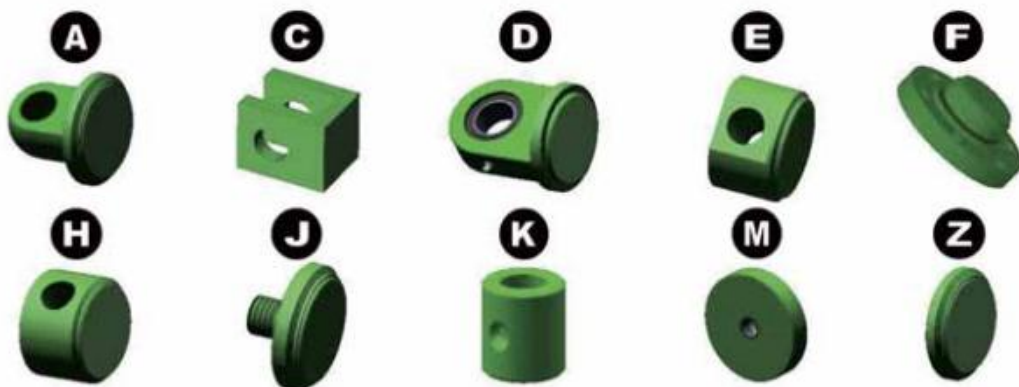
Amarre delantero / Front attachment / Fixations avant



Amarre intermedio / Intermediate attachment / Fixation intermédiaire



Amarre trasero / Rear attachment / Fixations arrière



Fuente: (CICRO S. A, 2007)

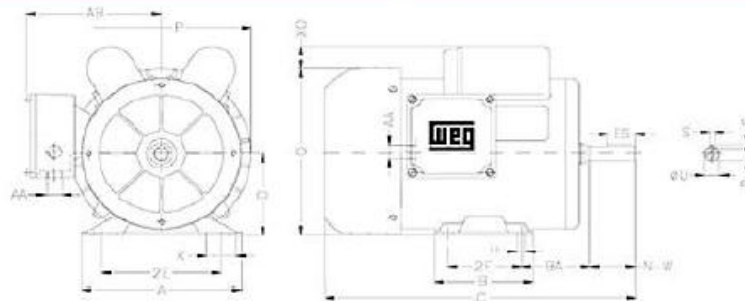
## ANEXO 24: Motor monofásico WEG.

### Uso General - NEMA 48/56 - IP55

#### Datos Electricos

Potencia kW / HP	Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente a rotor bloqueado Ip / In	Par Nominal Cn (NM)	Par a rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmax. Cn	220 V						Factor de servicio F.S.	Momento de Inercia J kgm²	Tiempo max. con rotor bloqueado en caliente / frio (s)	Peso aprox. (kg)	
								Rendimiento $\eta$ %		Factor de Potencia Cos $\phi$								
								% de la potencia nominal										
								50	75	100	50	75	100					
IV Polos - 1800 rpm																		
0,37	0,5	B56	1750	4	5,7	2,01	3,1	2,9	55	62,5	66,5	0,44	0,54	0,63	1,15	0,00339	6/13	11,3
0,37	0,5	B56	1750	3,7	5,8	2,01	2,9	2,7	56	64	66,5	0,46	0,57	0,65	1,15	0,00339	6/13	11,3
0,37	0,5	B56	1750	3,7	5,8	2,01	2,9	2,7	56	64	66,5	0,46	0,57	0,65	1,15	0,00339	6/13	11,3
0,55	0,75	B56	1750	5,9	6,1	3,01	3,5	2,9	57	65	68,5	0,43	0,53	0,62	1,15	0,00411	6/13	12,5
0,55	0,75	B56	1745	5,3	6,2	3,02	3	2,5	58,5	66	68,5	0,47	0,58	0,66	1,15	0,00411	6/13	12,5
0,55	0,75	B56	1745	5,3	6,2	3,02	3	2,5	58,5	66	68,5	0,47	0,58	0,66	1,15	0,00411	6/13	12,5
0,75	1,00	D56	1750	7,9	6,2	4,01	3,3	2,9	57	63,5	67,5	0,44	0,54	0,63	1,15	0,00564	6/13	15,3
0,75	1,00	D56	1750	7	6,5	4,01	3,2	2,7	60	67	70,3	0,45	0,56	0,65	1,15	0,00564	6/13	15,3
0,75	1,00	D56	1750	14	6,5	4,01	3,2	2,7	60	67	70,3	0,45	0,56	0,65	1,15	0,00564	6/13	15,3

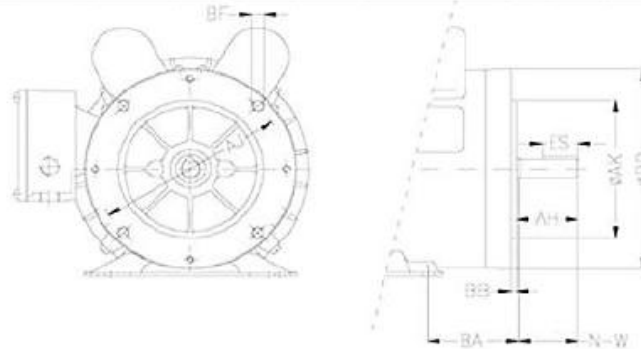
#### Datos Mecánicos



Carcasa	2E	A	P	AB	K	2F	B	C	D	BA	N-W	U	R	O	H	Rodamientos		
B56							102	282									delantero	trasero
D56	123.8	106	180	138		76.2	102	312	88.9	69.8	47.6	15.875	13.13	182	8.7	6203 ZZ	6202 ZZ	
F56H					127		165	342									6204 ZZ	
G56H							165	352									6203 ZZ	

#### Brida "C"

Carcasa	DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "C"						Cantidad de Agujeros	
	Brida	AJ	AK	BD	S	T		AH
B56	FC-149	149.2	114.3	166	UNC 3/8"x16-2B	4	52.4	4
B56	FC-95	95.2	76.2		UNC 1/4"x20-2B			
D56	FC-149	149.2	114.3		UNC 3/8"x16-2B			
D56	FC-95	95.2	76.2		UNC 1/4"x20-2B			
F56H	FC-149	149.2	114.3		UNC 3/8"x16-2B			
G56H					UNC 3/8"x16-2B			



#### Notas:

- Dimensiones en mm.
- Las informaciones contenidas en estas hojas están sujetas a modificaciones sin previo aviso. Para valores garantizados remitirse a la fábrica.

Fuente: (ERA & Relmo)

## ANEXO 25: Tubería de acero negro para aspiración e impulsión.



### TUBO MECANICO REDONDO

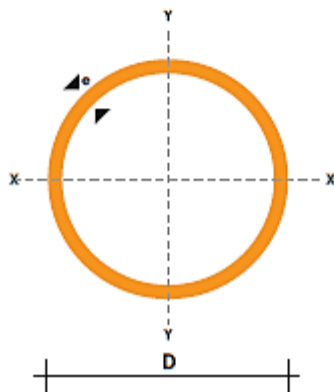
#### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A 513
<b>Recubrimiento</b>	Negro o galvanizado
<b>Largo Normal</b>	6 mts
<b>Otros largos dimensiones</b>	Previa consulta
<b>Espesor</b>	Desde 1/2" a 2 1/2"
	Desde 0,6 mm a 1,5 mm



#### NOMENCLATURA

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



DIAMETRO EXTERIOR (D)	e	P	ESPESOR		PESO		PROPIEDADES	
			Pulg	mm	kg/6m	A	I	W
1/2	12.70	0.60	1.14	0.23	0.04	0.07	0.43	
		0.75	1.44	0.28	0.05	0.08	0.42	
		0.95	1.86	0.35	0.06	0.09	0.41	
		1.10	2.10	0.40	0.07	0.11	0.41	
		1.50	2.82	0.53	0.08	0.13	0.39	
5/8	15.88	0.60	1.44	0.29	0.08	0.11	0.54	
		0.75	1.86	0.36	0.10	0.13	0.53	
		0.95	2.28	0.44	0.12	0.15	0.51	
		1.10	2.64	0.51	0.14	0.18	0.52	
		1.50	3.54	0.68	0.18	0.22	0.51	
3/4	19.05	0.60	1.74	0.35	0.15	0.16	0.65	
		0.75	2.16	0.43	0.19	0.19	0.65	
		0.95	2.70	0.54	0.22	0.23	0.64	
		1.10	3.18	0.62	0.25	0.26	0.63	
		1.50	4.20	0.83	0.32	0.34	0.62	
7/8	22.22	0.60	2.04	0.41	0.24	0.21	0.76	
		0.75	0.52	0.50	0.29	0.26	0.76	
		0.95	3.18	0.63	0.36	0.32	0.75	
		1.10	3.66	0.73	0.41	0.37	0.75	
		1.50	4.92	0.98	0.53	0.47	0.74	
1	25.40	0.60	2.28	0.47	0.36	0.28	0.88	
		0.75	2.88	0.58	0.44	0.35	0.87	
		0.95	3.60	0.73	0.55	0.43	0.87	
		1.10	4.20	0.84	0.62	0.49	0.86	
		1.50	5.64	1.13	0.81	0.64	0.85	
1 1/4	31.75	0.95	4.50	0.92	1.09	0.69	1.18	
		1.10	5.22	1.06	1.24	0.78	1.08	
		1.50	7.08	1.43	1.63	1.03	1.07	
1 1/2	38.10	0.95	5.40	1.11	1.91	1.00	1.31	
		1.10	6.24	1.28	2.19	1.15	1.31	
		1.50	8.46	1.72	2.89	1.52	1.30	
1 3/4	44.45	0.95	6.24	1.30	3.07	1.38	1.54	
		1.10	7.26	1.50	3.52	0.16	1.53	
		1.50	9.84	2.02	4.67	2.10	1.52	
1 7/8	47.63	0.95	6.78	1.40	3.80	1.60	1.65	
		1.10	7.80	1.61	4.35	1.83	1.64	
		1.50	10.26	2.17	5.79	2.43	1.63	
2	50.80	0.95	7.20	1.49	4.62	1.82	1.76	
		1.10	8.34	1.72	5.30	2.09	1.76	
		1.50	10.80	2.32	7.06	2.78	1.74	
2 3/8	60.33	1.50	13.20	2.77	12.00	3.98	2.08	
2 1/2	63.50	1.50	14.04	2.92	14.05	4.42	2.19	

Fuente: (Dipac)

## ANEXO 26: Manguera hidráulica para presión mediana.

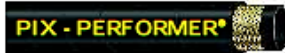
### STANDARD HYDRAULIC HOSE

Application: Medium to high pressure hydraulic lines. Suitable for petroleum based hydraulic fluids, synthetic esters, biodegradable hydraulic fluids, water-glycol based fluids and air.

Working Temperature: -40°C to +100°C (Continuous). Intermittent Temperature: -40°C to +120°C (10% of total working hours).

For air application (Temp. max 70°C) & pressure above 17 bar cover must be pin pricked.

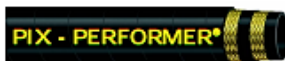
Special MSHA approved flame resistant outer cover can be provided on request.



Standards: EN 853 1SN, SAE 100 R1S-AT, ISO 1436

Product Code	Dash	DN	Bore				Pressure		Burst Pressure		U Bend (mm)	Weight (Kg/mtr)	PF
			(inch)	(mm)	(mm)	(mm)	bar	psi	bar	psi			
PE105	-3	5	3/16	4.8	9.5	11.5	250	3625	1000	14500	90	0.150	PF 22 05
PE106	-4	6	1/4	6.4	11.1	13.2	225	3263	900	13050	100	0.190	PF 22 06
PE108	-5	8	5/16	7.9	12.7	15.0	215	3118	860	12470	115	0.234	PF 22 08
PE110	-6	10	3/8	9.5	15.1	17.3	180	2610	720	10440	125	0.298	PF 22 10
PE112	-8	12	1/2	12.7	18.3	20.6	160	2320	640	9280	180	0.384	PF 22 12
PE116	-10	16	5/8	15.9	21.4	23.9	130	1885	520	7540	205	0.502	PF 22 16
PE119	-12	19	3/4	19.0	25.4	27.6	105	1523	420	6090	240	0.649	PF 22 19
PE125	-16	25	1	25.4	33.3	35.3	90	1305	360	5220	300	0.870	PF 22 25
PE131	-20	31	1-1/4	31.8	40.5	43.0	63	914	252	3654	420	1.155	PF 22 31
PE138	-24	38	1-1/2	38.1	46.8	50.5	50	725	200	2900	500	1.477	PF 22 38
PE151	-32	51	2	50.8	60.2	64.0	40	580	160	2320	630	2.135	PF 22 51
*PE163	-40	63	2-1/2	63.5	73.0	78.0	50	725	200	2900	760	2.875	**
*PE176	-48	76	3	76.2	86.0	91.0	35	508	140	2030	900	3.320	**
*PE1102	-64	102	4	101.6	111.0	116.0	25	363	100	1450	1250	4.010	**

\* Proprietary. Special Features: Good flexibility.



Standards: EN 853 2SN, SAE 100 R2S-AT, ISO 1436

Product Code	Dash	DN	Bore				Pressure		Burst Pressure		U Bend (mm)	Weight (Kg/mtr)	PF
			(inch)	(mm)	(mm)	(mm)	bar	psi	bar	psi			
PE205	-3	5	3/16	4.8	11.0	12.8	450	6525	1800	26100	90	0.310	PF 22 05
PE206	-4	6	1/4	6.4	12.7	14.9	400	5800	1600	23200	100	0.350	PF 22 06
PE208	-5	8	5/16	7.9	14.3	16.7	350	5000	1400	20000	115	0.400	PF 22 08
PE210	-6	10	3/8	9.5	16.7	19.1	330	4785	1320	19140	125	0.500	PF 22 10
PE212	-8	12	1/2	12.7	19.8	22.1	275	3988	1100	15950	180	0.600	PF 22 12
PE216	-10	16	5/8	15.9	23.0	25.3	250	3625	1000	14500	205	0.772	PF 22 16
PE219	-12	19	3/4	19.0	27.0	29.6	215	3118	860	12470	240	0.920	PF 22 19
PE225	-16	25	1	25.4	35.1	37.7	165	2393	660	9570	300	1.271	PF 22 25
PE231	-20	31	1-1/4	31.8	44.7	47.7	125	1813	500	7250	420	1.961	PF 22 31
PE238	-24	38	1-1/2	38.1	50.8	54.0	90	1305	360	5220	500	2.211	PF 22 38
PE251	-32	51	2	50.8	63.3	67.2	80	1160	320	4640	630	3.225	PF 22 51
*PE263	-40	63	2-1/2	63.5	75.0	80.0	70	1000	280	4000	760	3.710	**
*PE276	-48	76	3	76.2	88.0	93.0	55	798	220	3190	900	4.390	**
*PE2102	-64	102	4	101.6	113.0	118.0	40	580	160	2320	1250	5.300	**

\* Proprietary. Special Features: Good flexibility.

Fuente: (Parker, 2013)



## ANEXO 27: Válvula direccional de control.



### 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

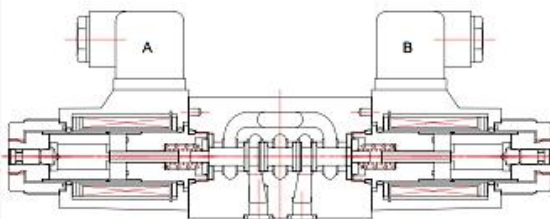


#### SPECIFICATION :

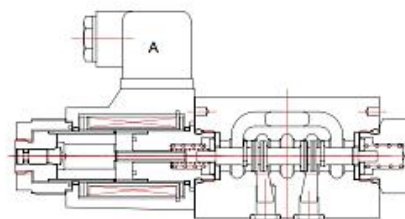
Maximum Flow Rate	<b>25 GPM (95 LPM)</b>	
Maximum Operating Pressure	<b>4500 PSI (360Bar)</b>	
Maximum Permissible Back Pressure	<b>2285 PSI (160Bar)</b>	
Ambient Temperature Range	<b>5°~122°F (-15°C~70°C)</b>	
Hydraulic Fluid Temperature	<b>5°~158°F (-15°C~70°C)</b>	
Viscosity Range	<b>15~400 mm<sup>2</sup>/S</b>	
Hydraulic Oil	<b>ISO VG 32,46,68</b>	
Fluid Cleanliness	<b>NAS Class 9 max</b>	
Degree of Protection to DIN40050 & IEP	<b>IP 65</b>	
Maximum Change over Frequency	<b>240 Times/min (AC/DC)</b>	
	<b>120 Times/min (rF)</b>	
Mounting Pattern	<b>ISO 4401-AB-03-4-A</b>	
App.Weight Lbs (Kg)	Single solenoid (AC/DC)	<b>3.5lbs (1.6) / 3.7lbs (1.7)</b>
	Double solenoid (AC/DC)	<b>4.4lbs (2.0) / 4.6lbs (2.1)</b>
Valve Fixing Screws	Metric	<b>M5*45l (4pcs)</b>
	Inch	<b>10 ~24UNCx1-3/4"L (4pcs)</b>
Tightening Torque	<b>45 ~60in/lbs ( 5~7Nm)</b>	

#### CROSS SECTION DIAGRAM:

■ DG03-2C-AC\*-72DN



■ DG03-2A-AC\*-72DN



ORDERING CODE :

**D G 03-2C-115VAC-72-DN**

1 2 3 4 5 6 7 8 9

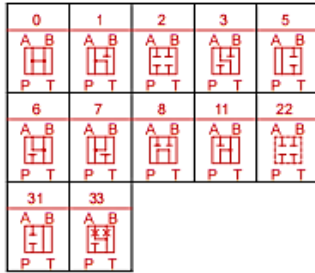
**1 DIRECTIONAL CONTROL VALVE**

**2 MANIFOLD or SUBPLATE MOUNT**

**3 NOMINAL VALVE SIZE:**

NG 6, CETOP 3 and ISO 4401-03

**4 TYPE OF SPOOL (CENTER CONDITION)**



- 0: Open center (all ports)
- 1: Open center (P, a to T)
- 2: Closed center (all ports)
- 3: Closed center (P, B)
- 5: Closed center (T, B)
- 6: Closed center (P only)
- 7: Open center (P to a, B)
- 8: Tandem center (P to T)
- 11: Open center (P, B to T)
- 22: Closed center (two way)
- 31: Closed center (P, a)
- 33: Closed center (bleed aB)

**5 SPRING ARRANGEMENT**

- A: Spring offset to port "A" single solenoid
- AL: Spring offset to port "B" single solenoid
- B: Spring centered-single solenoid
- BL: Spring centered-single solenoid
- C: Spring centered-double solenoid
- F: Spring offset-shift to center-single solenoid
- N: Without spring with detent

**6 SOLENOID VOLTAGE**

**115VAC:** AC110V 50HZ/AC120V 60HZ

R1: AC110V, 50/60Hz; rectifier built-in t

**220VAC:** AC220V, 50Hz/AC240V, 60Hz;

R2: CC220V, 50/60Hz; rectifier built-in  
12VDC: DC12V

24VDC: DC24V

**7 DESIGN NUMBER:**

72

**8 ELECTRICAL OPTIONS**

WB: WIRING HOUSING with 1/2" THREAD  
c/w INDICATOR LIGHTS

DN: DIN 43650 COIL c/w INDICATOR LIGHTS

**9 OPTIONAL INQUIRY**

LS: Surge Killer

**Características de la válvula.**

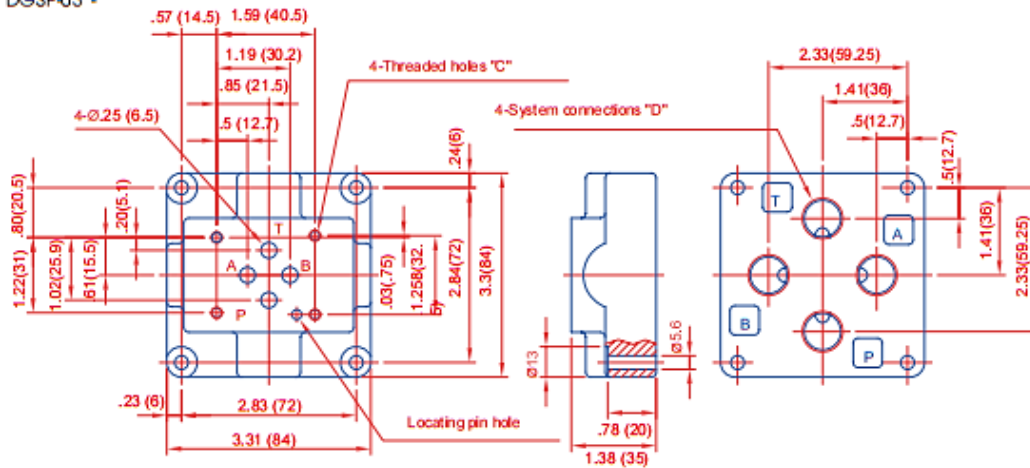
Solenoid Classification	Power Source	Voltage (V)		Inrush Current (A)	Holding Current (A)	Holding Power (W)	Permissible Voltage (%)	Insulation Grade	Coil Insulation Class	Insulation
AC	A1	110	50	1.5	0.47	23	+10,-15	B	H (180°C)	> 50
		120	60	1.5	0.42	24	+10,-15			
	A2	220	50	0.8	0.24	23	+10,-15			
		240	60	0.75	0.21	24	+10,-15			
DC	D1	12	-	-	2.4	29	+10,-10	B	H (180°C)	
	D2	24	-	-	1.16	28				
RF	R1	AC110V, 50/60 Hz		-	0.33	30	+10,-10	B	H (180°C)	
		DC99V								
	R2	AC220V, 50/60 Hz		-	0.16	30	+10,-10			
		DC198V								

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

### SUBPLATE DIMENSIONS:

Bottom Connection

■ DGSP-03\*-\*



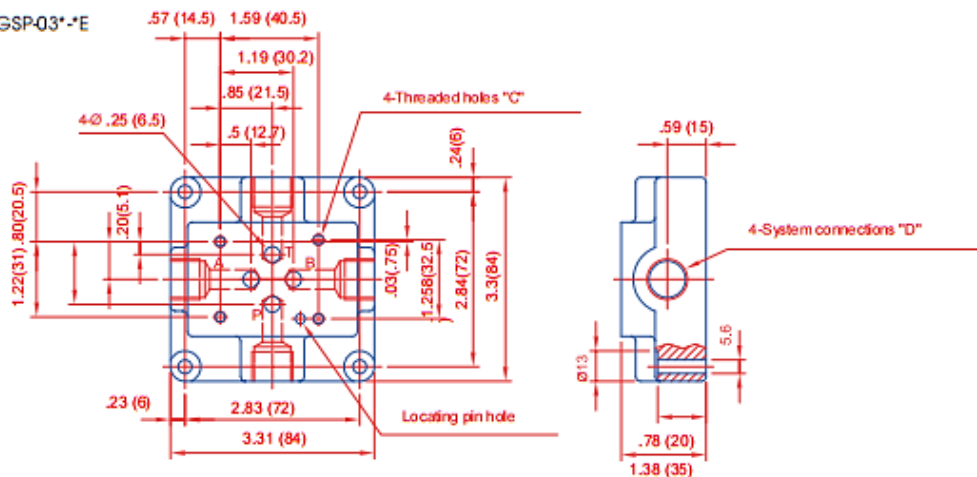
Dimensions: inches (mm)

Model	C	D	Weight
DGSP-03N-6	NO. 10-24UNC-2B	3/8"NPT	3.0 Lbs 1.4 Kgs
DGSP-03N-8	Thrd. 1/2" Deep	1/2"NPT	
DGSP-03S-6	Full Thread Depth	3/8"SAE	
DGSP-03S-8		1/2"SAE	

Model	C	D	Weight
DGSP-03-6	M5*14 Deep (Min) Full Thread Depth	3/8"Rc	3.0 Lbs 1.4Kgs
DGSP-03-8		1/2"Rc	
DGSP-03G-6		3/8"BSP	
DGSP-03G-8		1/2"BSP	

### Side Connection

■ DGSP-03\*-\*E



Dimensions: inches (mm)

Model	C	D	Weight
DGSP-03N-6E	Nbr. 10-24UNC-2B Thrd. 1/2" Deep Full Thread Depth	3/8"NPT	3.0 Lbs 1.4 Kgs
DGSP-03N-8E		1/2"NPT	
DGSP-03S-6E		3/8"SAE	
DGSP-03S-8E		1/2"SAE	

Model	C	D	Weight
DGSP-03-6E	M5*14 Deep (min) Full Thread Depth	3/8"RC	1.4 Kgs
DGSP-03-8E		1/2"R	
DGSP-03G-6E		3/8"BSP	
DGSP-03G-8E		1/2"BSP	

Fuente: (Fluid power internacional)

## ANEXO 28: Parámetros de una válvula reguladora de caudal.



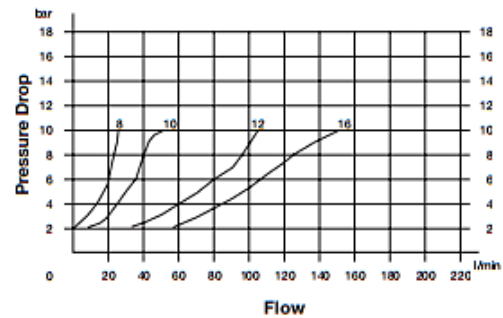
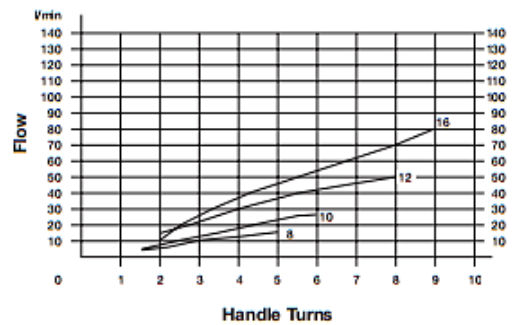
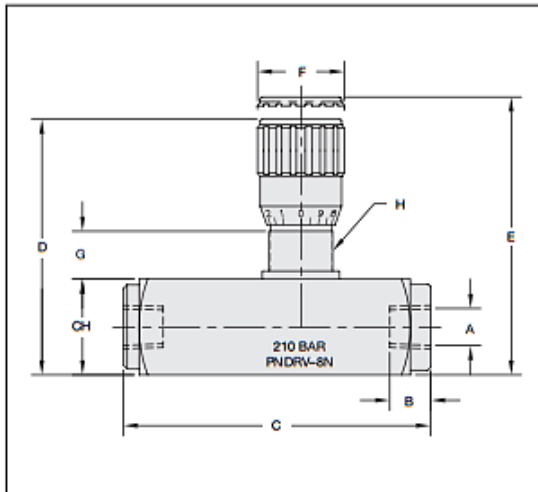
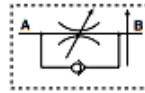
### Pressure Compensated Flow Control Valves - PNDRV Series

#### Specifications

- Sizes to 1/4", 3/8", 1/2" and 3/4" NPT
- Working Pressure 3000 PSI (200 bar)
- Carbon Steel Body, Stainless Steel Internal Components
- Stem Seal-Buna With PTFE Back Up Ring
- Temperature range: -30°F to 250°F (-34°C to 121°C)

#### Options

- VITON Seals
- Panel Mount Lock Nut (See Page V56)



#### Dimensions

Part Number	Thread A	B		C		D		E		F		G		Thread H	CH		Weight	
		in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm		in	mm	lb	kg
PNDRV-8N	1/4" NPT	0.49	3.70	3.21	3.48	1.06	0.59							M20X1	1.18	1.28		
PNDRV-8S	SAE-4	12,5	94	81,5	88,5	27	15							M20X1	30	0.58		
PNDRV-10N	3/8" NPT	0.51	4.35	3.72	4.06	1.30	0.67							M25X1,5	1.38	2.07		
PNDRV-10S	SAE-6	13	110,5	94,5	103	33	17							M25X1,5	35	0.94		
PNDRV-12N	1/2" NPT	0.61	5.39	4.41	4.80	1.50	0.71							M20X1,5	1.77	4.03		
PNDRV-12S	SAE-8	15,5	137	112	122	38	18								45	1.83		
PNDRV-16N	3/4" NPT	0.67	6.42	5.43	5.91	1.85	0.94							M40X1,5	2.17	7.37		
PNDRV-16S	SAE-12	17	163	138	150	47	24							M40X1,5	55	3.35		

Fuente: (STAUFF, s.f.)



## ANEXO 29: Parámetros de una válvula reguladora de presión.

### Datos técnicos

(póngase en contacto con nosotros en caso de utilización del aparato fuera de los valores indicados)

Generales					
Tamaño nominal	TN	6, 8	10	15, 20	25, 30
Masa		Ver páginas <a href="#">8</a> , <a href="#">8</a> y <a href="#">10</a>			
Posición de montaje		A voluntad			
Rango de temperatura ambiente	°C [°F]	-30 ... +80 [-22 ... +176] (juntas NBR) -15 ... +80 [5 ... 176] (juntas FKM)			
Resistencia mínima del material de la carcasa		Los materiales de la carcasa deben elegirse de forma que proporcionen la suficiente seguridad para todas las condiciones operativas imaginables (p. ej., en relación a la resistencia a la presión, seguridad de desprendimiento de la rosca y torques de apriete).			

Hidráulicos						
Presión de servicio máxima						
	- Entrada	bar [psi]	400 [5800]	630 [9150]	400 [5800]	315 [4568]
	- Salida	bar [psi]	315 [4568]	315 [4568]	315 [4568]	315 [4568]
Caudal máximo (válvulas estándar)			Ver curvas características en página <a href="#">9</a>			
Fluido hidráulico			Ver tabla abajo			
Rango de temperatura del fluido hidráulico	°C [°F]		-30 ... +80 [-22 ... +176] (juntas NBR) -15 ... +80 [5 ... 176] (juntas FKM)			
Rango de viscosidad	mm <sup>2</sup> /s [cSt]		10 ... 800 [60 ... 3710]			
Grado de ensuciamiento máximo admisible del fluido hidráulico con clase de pureza según ISO 4406 (c)			Clase 20/18/15 <sup>1)</sup>			

Fluido hidráulico	Clasificación	Materiales de junta adecuados	Normas
Aceites minerales	HL, HLP	NBR, FKM	DIN 51524
Biodegradable	- insoluble en agua	HETG	ISO 15380
		HEES	FKM
	- soluble en agua	HEPG	FKM
		FKM	ISO 15380

#### Avisos importantes sobre fluidos hidráulicos.

- ▶ Para más información e indicaciones para la aplicación de otros fluidos hidráulicos, ver catálogo 90220 o previa petición.
- ▶ Es posible que haya restricciones para datos técnicos de la válvula (temperatura, rango de presión, vida útil, intervalos de mantenimiento, etc.).

<sup>1)</sup> En los sistemas hidráulicos se deben respetar las clases de pureza indicadas para los componentes. Una filtración efectiva evita averías y alarga al mismo tiempo la vida útil de los componentes.  
Para seleccionar los filtros, consultar el sitio web [www.boschrexroth.com/filter](http://www.boschrexroth.com/filter).

Datos técnicos diferentes para válvulas de seguridad con diseño homologado, ver página [11](#).

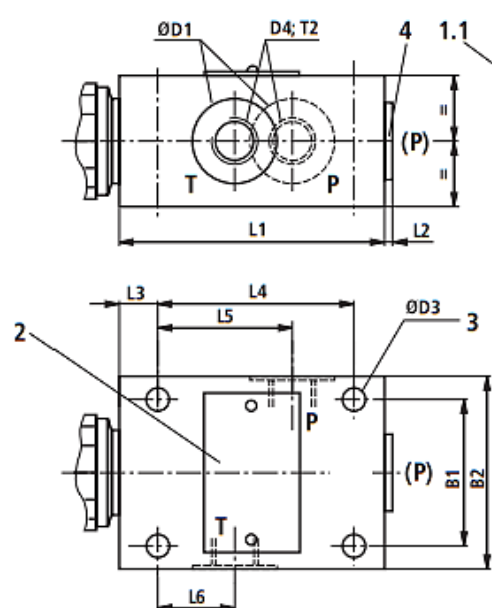
#### Aviso:

las contrapresiones hidráulicas en la conexión T se suman 1:1 a la presión de respuesta ajustada en el tipo de variador de la válvula.

#### Ejemplo:

- ▶ Ajuste de presión de la válvula mediante precompresión del resorte (Pos. 2 en página [8](#)):  $p_{\text{resorte}} = 200 \text{ bar}$
- ▶ Contrapresión hidráulica en la conexión T:  $p_{\text{hidráulica}} = 50 \text{ bar}$
- ▶  $\Rightarrow$  presión de respuesta =  $p_{\text{resorte}} + p_{\text{hidráulica}} = 250 \text{ bar}$

**Dimensiones:** Conexión roscada  
(medidas en mm [pulgadas])



**Símbolo**



- 1.1 Tipo de variador "S" (ejemplo)  
Espiga roscada con hexágono y capuchón protector;  
hexágono interior (TN6-TN20)  
hexágono exterior (TN25 y 30)
- 2 Placa de características
- 3 4 perforaciones para sujeción de válvula
- 4 Conexión adicional (P), a elección (p. e.) para medición de presión, no es posible para TN10 y nivel de presión > 400 bar (= versión "SO292").  
Para las dimensiones, ver las medidas D4; para el torque de apriete, ver la tabla a wcontinución.

Para las versiones y las medidas de los tipos de variadores, ver la página 7 y 8.

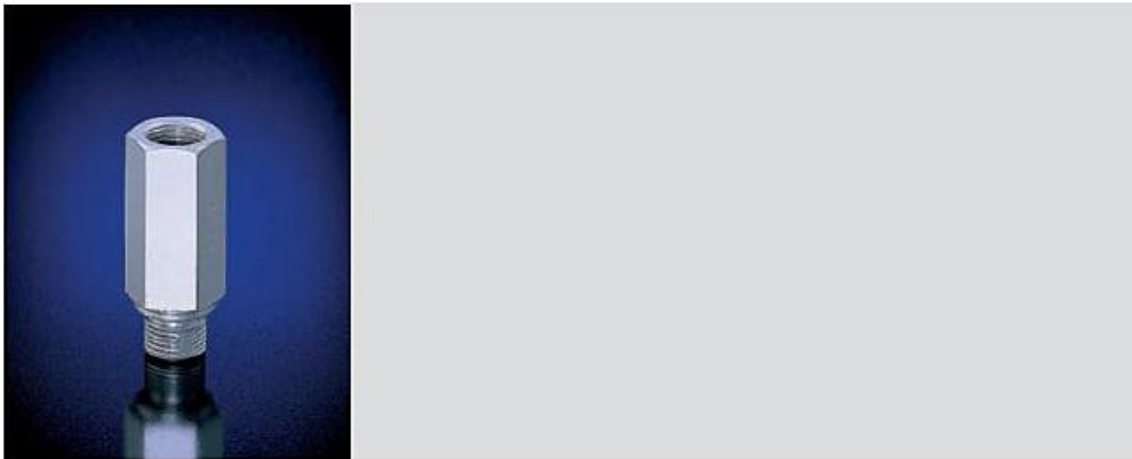
TN	B1	B2	Ø D1	D2	Ø D3	D4	Torques de apriete $M_A$ en Nm [ft-lbs] para racores <sup>1)</sup>	
							Tornillo de cierre (4)	Racores
6	45 [1.77]	60 [2.36]	25 [0.98]	M6	6,6 [0.26]	G1/4	30 [22]	60 [44]
8	60 [2.36]	80 [3.15]	28 [1.10]	M8	9 [0.35]	G3/8	40 [29]	90 [66]
10	60 [2.36]	80 [3.15]	34 [1.34]	M8	9 [0.35]	G1/2	60 [44]	130 [95]
15	70 [2.76]	100 [3.94]	42 [1.65]	M8	9 [0.35]	G3/4	80 [59]	200 [147]
20	70 [2.76]	100 [3.94]	47 [1.85]	M8	9 [0.35]	G1	135 [99]	380 [280]
25	100 [3.94]	130 [5.12]	56 [2.21]	M10	11 [0.43]	G1 1/4	480 [354]	500 [368]
30	100 [3.94]	130 [5.12]	65 [2.56]	M10	11 [0.43]	G1 1/2	560 [413]	600 [442]

TN	H1	H2	L1	L2	L3	L4	L5	L6	T1	T2	Masa, aprox. en kg [lbs]
6	25 [0.98]	40 [1.57]	80 [3.15]	4 [0.16]	15 [0.59]	55 [2.17]	40 [1.57]	20 [0.79]	10 [0.39]	12 [0.47]	1,5 [3.3]
8	40 [1.57]	60 [2.36]	100 [3.94]	4 [0.16]	20 [0.79]	70 [2.76]	48 [1.89]	21 [0.83]	15 [0.59]	12 [0.47]	3,7 [8.2]
10	40 [1.57]	60 [2.36]	100 [3.94]	4 [0.16]	20 [0.79]	70 [2.76]	48 [1.89]	21 [0.83]	15 [0.59]	14 [0.55]	3,7 [8.2]
15	50 [1.97]	70 [2.76]	135 [5.32]	4 [0.16]	20 [0.79]	100 [3.94]	65 [2.56]	34 [1.34]	18 [0.71]	16 [0.63]	6,4 [14.1]
20	50 [1.97]	70 [2.76]	135 [5.32]	5,5 [0.22]	20 [0.79]	100 [3.94]	65 [2.56]	34 [1.34]	18 [0.71]	18 [0.71]	6,4 [14.1]
25	60 [2.36]	90 [3.54]	180 [7.09]	5,5 [0.22]	25 [0.98]	130 [5.12]	85 [3.35]	35 [1.38]	20 [0.79]	20 [0.79]	13,9 [30.6]
30	60 [2.36]	90 [3.54]	180 [7.09]	5,5 [0.22]	25 [0.98]	130 [5.12]	85 [3.35]	35 [1.38]	20 [0.79]	22 [0.87]	13,9 [30.6]

<sup>1)</sup> Los torques de apriete son valores orientativos referidos a la presión de servicio máxima y utilizando un torquímetro (tolerancia ±10%).

Fuente: (Rexroth Bosch Group, 2014)

## ANEXO 30: Parámetros de una válvula antirretorno tipo B.

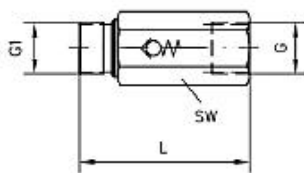


### Tipos básicos y principales parámetros

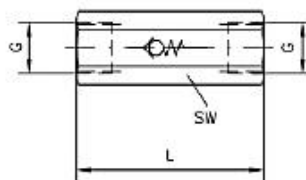
Tipo básico	Tamaño	Caudal $Q_{max.}$ (l/min)	Presión trabajo $P_{max.}$ (bar)	Conexiones	Símbolo hidráulico
B 1	- 1	15	500	G 1/4 (A)	
	- 2	20		G 3/8 (A)	
	- 3	30		G 1/2 (A)	
B 2	- 4	45		G 3/4 (A)	
B 3	- 5	75		G 1 (A)	
	- 6	120		G 1 1/4 (A)	
	- 7	160		G 1 1/2 (A)	

### Dimensiones

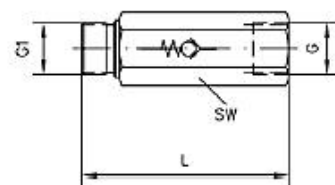
Tipo B 1 - ..



Tipo B 2 - ..



Tipo B 3 - ..



[Todas las medidas en mm, reservado el derecho a introducir modificaciones]

Tipo básico	Tamaño	L	SW	G	G1	m (kg)
B 1	- 1	50 ... 60	SW 19	G 1/4	G 1/4 A	0,11
	- 2	58 ... 67	SW 24	G 3/8	G 3/8 A	0,16
	- 3	60 ... 66	SW 27	G 1/2	G 1/2 A	0,19
B 2	- 4	70 ... 78	SW 36	G 3/4	G 3/4 A	0,36
B 3	- 5	94 ... 114	SW 41	G 1	G 1 A	0,65
	- 6	110 ... 130	SW 55	G 1 1/4	G 1 1/4 A	1,3
	- 7	115 ... 136	SW 60	G 1 1/2	G 1 1/2 A	1,5

Fuente: (HAWE Hydraulik, 2007)

## ANEXO 31: Manómetros de presión hidráulica.

**DE WIT**

Modelo 251V y 255V



### ✓ CARACTERÍSTICAS GENERALES

Exactitud:	+/- 2% del total de la escala
Elemento:	Tubo bourdon de bronce
Conexión:	Bronce 1/4" N.P.T. inf. o posterior
Mecanismo:	Bronce
Caja y Bisel:	Acero inoxidable 304
Ventana:	Acrílico
Carátula:	Aluminio fondo blanco, números negros/rojos
Aguja:	Aluminio esmaltado negro
Tamaños:	ø 63 mm (2 1/2") ø100 mm (4")
Rangos:	Doble escala, kg/cm² + psi max. 700 kg/cm² En ø100 mm (4") solo hasta 42 kg/cm²

### 🔧 APLICACIONES

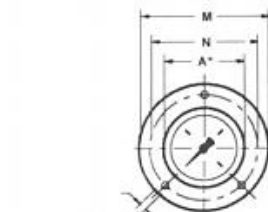
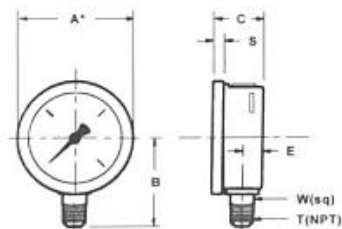
Manómetro lleno de glicerina con caja de acero inoxidable diseñado para ser instalado en ambientes donde existan agentes corrosivos, gran cantidad de polvo, vibración excesiva o la presión de la línea tenga severa pulsación o golpes de ariete causados por cambios bruscos de presión en fluidos corrosivos que no ataquen al bronce, como bombas, prensas, plantas cementeras, etc.

### 📄 COMO ORDENAR

	Cantidad	Modelo	Tamaño (mm)	Rango	Conexión
Ejem.	30 pzas.	251V	63	70 kg/cm²	inf. 1/4" N.P.T.

**PRECAUCIÓN:** No use manómetros llenos de glicerina en ninguna aplicación que incluya agentes altamente oxidantes, como el oro, el dióxido de nitrógeno, peróxido de hidrógeno, etc., porque esta combinación puede causar una explosión.

Mod 251 V



3 ORIFICIOS IGUALMENTE ESPACIADOS, COMO SE MUESTRA

Mod 255 V

### Dimensiones en mm

MODELO	A	B	C	D	E	G	J	L	M	N	S	T
251V	68	57	30	68	12	—	—	—	—	—	7	1/4"PT
251V	68	—	30	68	—	59	3	7	68	3	3	1/4"PT
25100	112	63	33	100	12	—	—	—	—	—	8	1/4"PT
25500	112	—	33	100	—	67	6	9	65	116	1	1/4"PT

### RANGOS ESTÁNDAR

PRESIÓN	
Kgf/cm²	Psi
0 - 1	0 - 15
0 - 2	0 - 30
0 - 4	0 - 60
0 - 7	0 - 100
0 - 11	0 - 150
0 - 14	0 - 200
0 - 21	0 - 300
0 - 28	0 - 400
0 - 42	0 - 600
0 - 70	0 - 1000
0 - 105	0 - 1500
0 - 140	0 - 2000
0 - 210	0 - 3000
0 - 280	0 - 4000
0 - 350	0 - 5000
0 - 560	0 - 8000
0 - 700	0 - 10000
<b>VACIO</b>	<b>-76 CmHg-</b>

Fuente: (SySindustriales)



## ANEXO 32: Filtro de succión.

### FILTROS

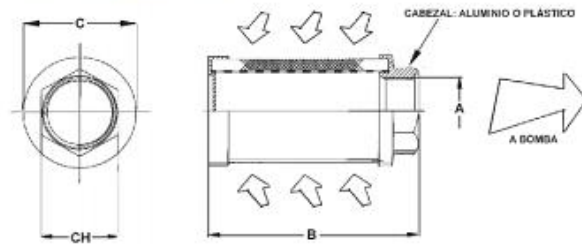


### Filtros de succión

Oleohidráulica  
**VERION®**

ISO 9001

Para montar en la succión de las bombas dentro de los depósitos.  
Caudal de 8 a 600 Lts/min.  
Filtración standard 149 µm.  
Rango de temperatura de -40 a +80°C  
Puede ser utilizado con aceites minerales, sintéticos y líquidos refrigerantes.  
A pedido con válvula by pass.



ST= Malla de bronce - Cabezal aluminio

SC3= Malla de acero inoxidable - Cabezal aluminio

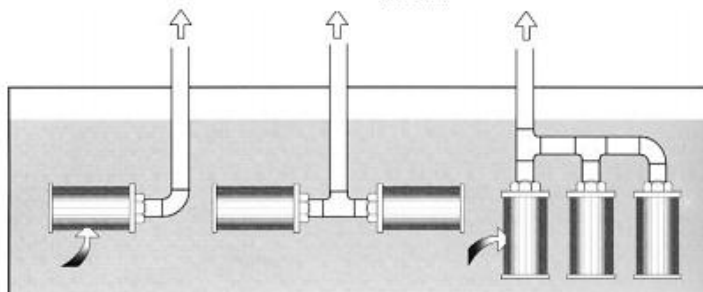
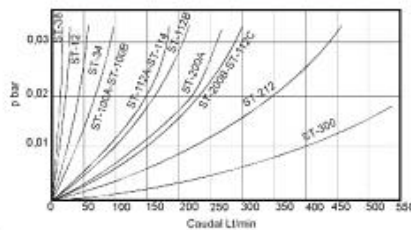
HYDROLINE	FILPRO	125 µm		A	B	C	A/F	AREA	KGS
		Lv/min	BSP						
SC3-002	-	8	1/4	90	46	24	187	0,10	
SC3-003	ST-38	12	3/8	90	46	24	187	0,10	
SC3-005	ST-12	20	1/2	105	46	30	226	0,10	
SC3-006	ST-34	25	3/4	109	64	36			
SC3-007	ST-34	28	3/4	109	64	35	406	0,20	
SC3-010	ST-100A	40	1	139	64	46	542	0,20	
SC3-015	ST-114	60	1 1/4	139	86	51	929	0,30	
SC3-020	-	80	1 1/2	168	86	60	1161	0,35	
SC3-030	ST-112B	120	1 1/2	200	86	60	1393	0,40	
SC3-040	-	160	2	235	100	70	1806	0,55	
SC3-050	-	200	2	260	100	70	2032	0,60	
SC3-075	ST-212	300	2 1/2	211	150	90	2787	0,85	
SC3-100	ST-300	400	3	272	150	100	3677	1,00	
SC3-150	-	600	3	345	150	100	4838	1,25	

FL

Malla de acero inoxidable - Cabezal plástico

TIPO	130 µm		B	C
	Lv/min	A		
FSS - 003	12	1/4"	62	70
FSS - 005	20	3/4"	62	70
FSS - 007	28	3/4"	97	70
FSS - 010	40	1"	112	70
FSS - 015	60	1 1/4"	137	100
FSS - 020	80	1 1/2"	162	100
FSS - 040	160	2"	212	100
FSS - 050	200	2"	237	100
FSS - 075	300	2 1/2"	195	140
FSS - 100	400	3"	240	140
FSS - 150	600	3"	320	140

#### Caída de presión con aceite 36



Fuente: (Verion)

#### FLOW

**DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:**

TIPO — **SC3-...-B-149**

TAMAÑO —

ROSCA BSPP —

MICRONAJE —

#### FLOW

**DESIGNACIÓN PARA ORDENAR:**

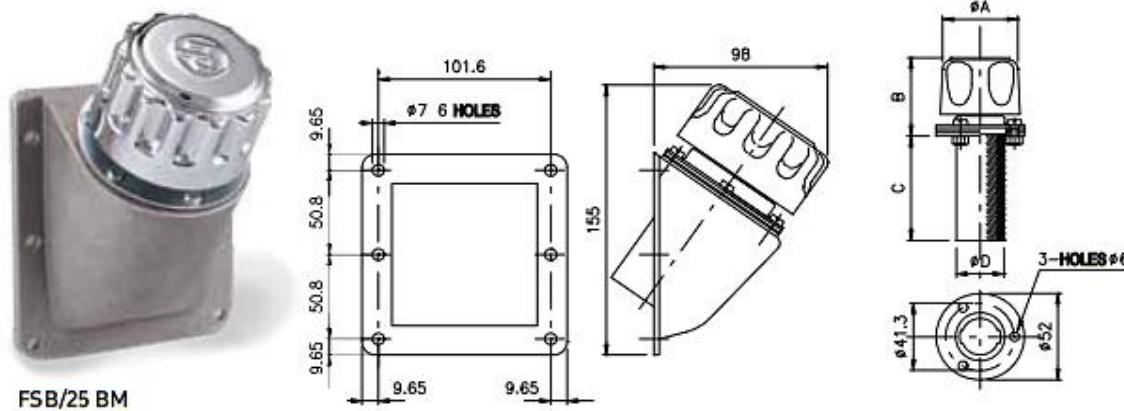
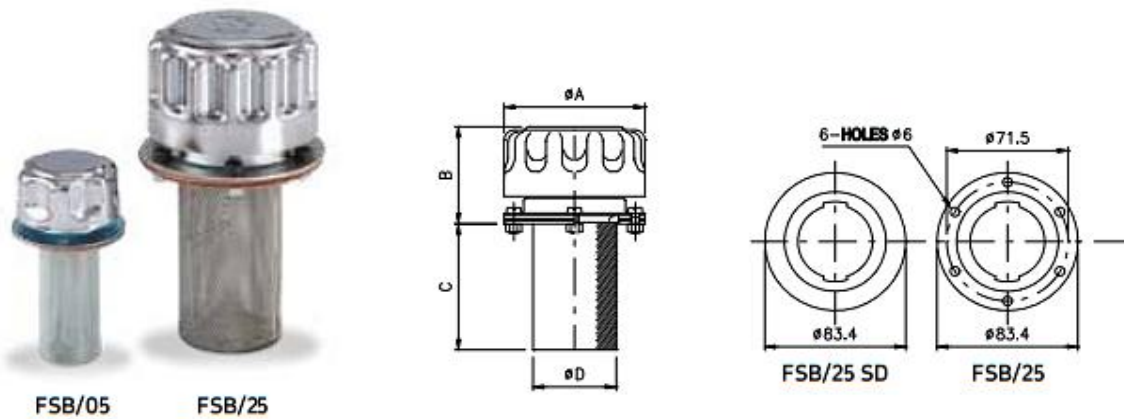
TIPO — **FSS-...-**

TAMAÑO —

## ANEXO 33: Filtro de aire.



### FSB - METAL FILLER BREATHER WITH STRAINER

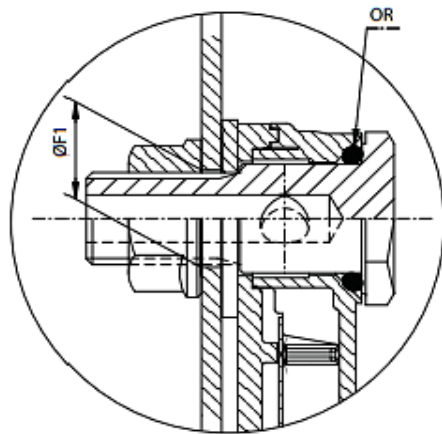
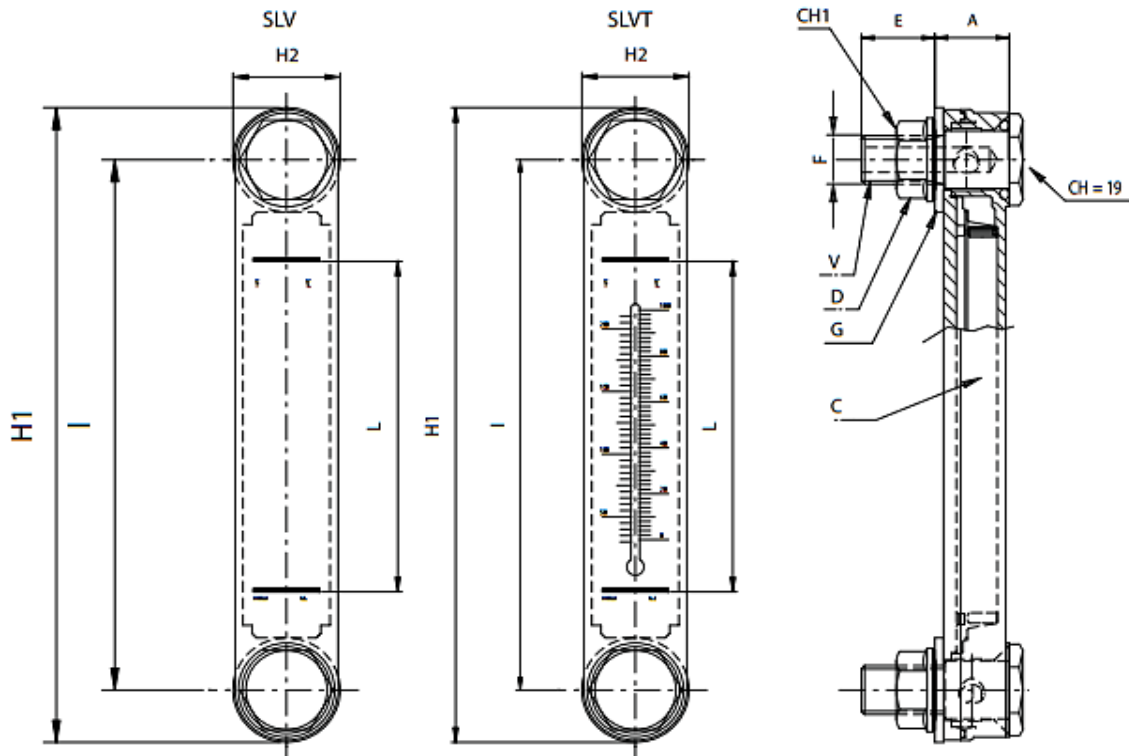


- Chrome plated steel ventilated cap, Polyurethane filter element 40 microns, airflow capacity 720 Litres/minute-max.
- Base, flange mounted with 6 bolts
- Cap, bayonet fitting
- Version FSB/SD for welding to tank surface
- Rugged cast aluminium housing (model FSB/BM)
- Standard metal strainer
- Supplied with gasket and M5 fixing bolts

Cod.	Aria / Airflow	A	B	C	D	Peso / weight gr.
FSB/05	150 Lt/min	46,5	44	65	275	96
FSB/25	720 Lt/min	80	58,5	78,5	49	300
FSB/25SD	720 Lt/min	80	55	105	38	290

Fuente: (MISELLI, 2011)

## ANEXO 34: Indicador vertical del nivel de aceite.



V= Hollow bolt  
 D= Flanged hex nut  
 G= Rat NBR seal  
 C= Transparent body

Code	I	H1	H2	F	E	A	L	CH1	ØF1	weight gr
SLV/76	76	100	27	M10	19	23	39	15	10,2	100
SLV/76/M12	76	100	27	M12	19	23	39	18	12,2	100
SLVT/76	76	100	27	M10	19	23	39	15	10,2	100
SLVT/76/M12	76	100	27	M12	19	23	39	18	12,2	100
SLV/127	127	150	27	M12	19	23	80	18	12,2	135
SLV/127/M10	127	150	27	M10	19	23	80	15	10,2	135
SLVT/127	127	150	27	M12	19	23	80	18	12,2	135
SLVT/127/M10	127	150	27	M10	19	23	80	15	10,2	135

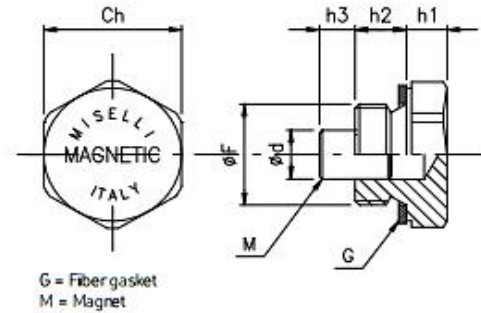
Fuente: (MISELLI, 2011)



## ANEXO 35: Tapón de drenado.



### TMA - ALUMINIUM DRAIN PLUGS WITH MAGNET



-Hex plugs manufactured from aluminium 11S, complete with asbestos-free flat seal (aluminium washer available as an option)

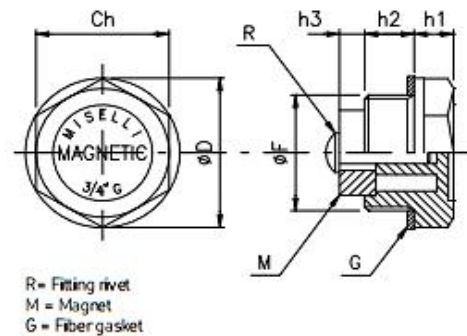
-These plugs are fitted to the bottom of the reservoir or tank, and will collect ferrous particles that are floating in the oil, helping to protect pumps, valves and cylinders

-This plug is equipped with a pressed-in cylindrical magnet, located in the base of the plug

-The plug comes with text "MAGNETIC" on the hex surface

Code	Ch	F	d	h1	h2	h3
TMA-14	19	G 1/4"	5	7	10	6
TMA-38	22	G 3/8"	8	7	10	7
TMA-12	27	G 1/2"	10	8	10	7
TMA-34	34	G 3/4"	13	8	10	7
TMA-1	40	G 1"	13	8	14	7

### TM - DRAIN PLUGS WITH MAGNET (PLASTIC)



-Thermoplastic hex plug with magnet

-Production colour black, marked MAGNETIC on the hex surface.

-The plug is fitted to the bottom of the transmission or tank, to be used as drain plug; the magnet attract ferrous metal parts, preventing damage to gears and othe moving components

-Oil resistant asbestos-free seal

-In larger quantities, these plugs are available with threads other than those shown, ie M16-18-20-22

Code	F	Ch	D	h2	h1	h3
TM-14	G 1/4"	17	20	9	7	5
TM-38	G 3/8"	18	22	10	7,5	10
TM-12	G 1/2"	24	27	11	8	9
TM-34	G 3/4"	30	34	11	9	6,5
TM-1	G 1"	35	42	12	10,5	14
TM-1415	M14X1,5	17	20	9	7	5

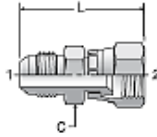
Fuente: (MISELLI, 2011)



## ANEXO 36: Acoples.

### XHX6

Extender and Expander  
37° Flare / 37° Flare Swivel

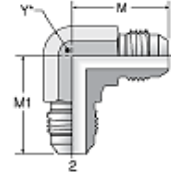


TUBE FITTING PART #	END SIZE		C HEX (in.)	L (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
	1 (in.)	2 (in.)			-S	-SS	-B
4 XHX6	1/4	1/4	9/16	1.39	7.5	7.7	3.3
6 XHX6	3/8	3/8	5/8	1.50	6.0	6.0	3.3
6-4 XHX6	3/8	1/4	5/8	1.50	6.0	6.0	3.3
8 XHX6	1/2	1/2	13/16	1.71	6.0	6.0	3.3
8-6 XHX6	1/2	3/8	13/16	1.72	6.0	6.0	3.3
10 XHX6	5/8	5/8	1	2.01	5.0	5.0	3.3
10-8 XHX6	5/8	1/2	15/16	1.93	5.0	5.0	3.3
12 XHX6	3/4	3/4	1 1/4	2.20	5.0	5.0	3.3
12-10 XHX6	3/4	5/8	1 1/8	2.19	5.0	5.0	3.3
16 XHX6	1	1	1 1/2	2.47	4.0	3.0	2.6
16-12 XHX6	1	3/4	1 1/2	2.24	4.0	3.0	2.6
20-16 XHX6	1 1/4	1	1 11/16	2.50	4.0	3.0	2.6

### ETX

Union Elbow  
37° Flare / 37° Flare

SAE 070201  
HPD Base # 2303



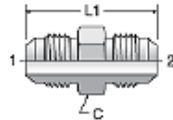
Y\* – Across wrench flat

TUBE FITTING PART #	END SIZE		M (in.)	M1 (in.)	Y (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
	1 (in.)	2 (in.)				-S	-SS	-B
2 ETX	1/8	1/8	0.78	0.78	7/16	7.5	7.7	3.3
3 ETX	3/16	3/16	0.83	0.83	7/16	7.5	7.7	3.3
4 ETX	1/4	1/4	0.89	0.89	7/16	7.5	7.7	3.3
5 ETX	5/16	5/16	0.97	0.97	9/16	6.0	6.0	3.3
6 ETX	3/8	3/8	1.06	1.06	9/16	6.0	6.0	3.3
6-4 ETX	3/8	1/4	1.06	1.05	9/16	6.0	6.0	3.3
8 ETX	1/2	1/2	1.25	1.25	3/4	6.0	6.0	3.3
8-6 ETX	1/2	3/8	1.25	1.14	3/4	6.0	6.0	3.3
10 ETX	5/8	5/8	1.45	1.45	7/8	5.0	5.0	3.3

### HTX

Union  
37° Flare / 37° Flare

SAE 070101  
HPD Base # 0303

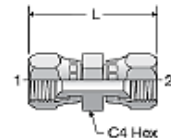


TUBE FITTING PART #	END SIZE		C HEX (in.)	L1 (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)			
	1 (in.)	2 (in.)			-S	-SS	-B	D
2 HTX	1/8	1/8	7/16	1.17	7.5	9.0	3.3	3.8
3 HTX	3/16	3/16	7/16	1.23	7.5	9.0	3.3	3.8
4 HTX	1/4	1/4	1/2	1.37	7.5	9.0	3.3	3.8
4-2 HTX	1/4	1/8	1/2	1.27	7.5	9.0	3.3	3.8
4-3 HTX	1/4	3/16	1/2	1.30	7.5	9.0	3.3	3.8
5 HTX	5/16	5/16	9/16	1.37	6.0	7.2	3.3	3.0
5-4 HTX	5/16	1/4	9/16	1.38	6.0	7.2	3.3	3.0
6 HTX	3/8	3/8	5/8	1.41	6.0	7.2	3.3	3.0
6-4 HTX	3/8	1/4	5/8	1.41	6.0	7.2	3.3	3.0

### HX6

Swivel Nut Union  
37° Swivel / 37° Swivel

HPD Base # 0606

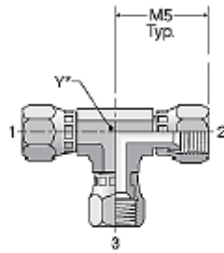


TUBE FITTING PART #	END SIZE 1 & 2 (in.)	C4 HEX (in.)	L (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
				-S	-SS	-B
4 HX6	1/4	9/16	1.48	7.5	7.7	3.3
6 HX6	3/8	11/16	1.75	6.0	6.0	3.3
8 HX6	1/2	7/8	2.02	6.0	6.0	3.3
10 HX6	5/8	1	2.24	5.0	5.0	3.3
12 HX6	3/4	1 1/4	2.31	5.0	5.0	3.3
16 HX6	1	1 1/2	2.75	4.0	3.0	2.6

## JX6

Swivel Nut Union Tee  
37° Swivel (all three ends)

HPD Base # 069T

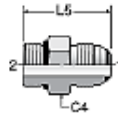


Y\* – Across wrench flats

TUBE FITTING PART #	END SIZE		Y (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
	1-3 (in.)	M5 (in.)		-S	-SS	-B
4 JX6	1/4	1.00	7/16	7.5	7.7	3.3
6 JX6	3/8	1.25	9/16	6.0	6.0	3.3
8 JX6	1/2	1.38	3/4	6.0	6.0	3.3
10 JX6	5/8	1.62	3/4	5.0	5.0	3.3
12 JX6	3/4	1.75	1 1/16	5.0	5.0	3.3
16 JX6	1	2.00	1 3/16	4.0	3.0	2.6

## F5OXO

Straight Thread Connector  
37° Flare / SAE-ORB

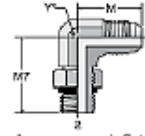


TUBE FITTING PART #	END SIZE		C4 HEX (in.)	L5 (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI) -SS
	1 (in.)	2 UN/UNF-2A			
4 F5OXO	1/4	7/16 - 20	9/16	1.23	9.0
4-6 F5OXO	1/4	9/16 - 18	11/16	1.28	7.7
6 F5OXO	3/8	9/16 - 18	11/16	1.30	7.7
6-4 F5OXO	3/8	7/16 - 20	5/8	1.27	7.7
6-8 F5OXO	3/8	3/4 - 16	7/8	1.38	7.7
8 F5OXO	1/2	3/4 - 16	7/8	1.48	7.7
8-6 F5OXO	1/2	9/16 - 18	13/16	1.44	7.7
10 F5OXO	5/8	7/8 - 14	1	1.75	6.0
12 F5OXO	3/4	1 1/16 - 12	1 1/4	1.97	6.0
16 F5OXO	1	1 5/16 - 12	1 1/2	2.05	5.4
20 F5OXO	1 1/4	1 5/8 - 12	1 7/8	2.17	5.0
24 F5OXO	1 1/2	1 7/8 - 12	2 1/8	2.37	4.0
32 F5OXO	2	2 1/2 - 12	2 3/4	2.78	2.4

## C5OX

Straight Thread Elbow  
37° Flare / SAE-ORB

SAE 070220  
HPD Base # 2503

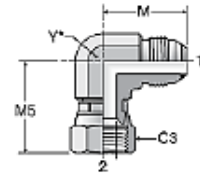


Y\* – Across wrench flats

TUBE FITTING PART #	END SIZE		M (in.)	M7 (in.)	Y (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)			
	1 (in.)	2 UN/UNF-2A				-S	-SS	-B	D
2 C5OX	1/8	5/16 - 24	0.77	0.94	7/16	5.0	6.0	3.3	3.0
3 C5OX	3/16	3/8 - 24	0.83	0.94	7/16	5.0	6.0	3.3	3.0
4 C5OX	1/4	7/16 - 20	0.89	1.03	7/16	6.0	6.0	3.3	3.0
4-2 C5OX	1/4	5/16 - 24	0.89	0.92	7/16	5.0	6.0	3.3	3.0
4-6 C5OX	1/4	9/16 - 18	1.05	1.25	9/16	6.0	5.4	3.3	3.0
4-8 C5OX	1/4	3/4 - 16	1.13	1.45	3/4	6.0	5.4	3.3	3.0
5 C5OX	5/16	1/2 - 20	0.95	1.13	9/16	6.0	5.4	3.3	3.0
5-4 C5OX	5/16	7/16 - 18	0.95	1.13	9/16	6.0	5.4	3.3	3.0
5-6 C5OX	5/16	9/16 - 18	1.06	1.25	9/16	6.0	5.4	3.3	3.0
6 C5OX	3/8	9/16 - 18	1.06	1.25	9/16	6.0	5.4	3.3	3.0
6-4 C5OX	3/8	7/16 - 20	1.06	1.19	9/16	6.0	5.4	3.3	3.0
6-5 C5OX	3/8	1/2 - 20	1.06	1.19	9/16	6.0	5.4	3.3	3.0
6-8 C5OX	3/8	3/4 - 16	1.14	1.45	3/4	6.0	5.4	3.3	3.0
6-10 C5OX	3/8	7/8 - 14	1.23	1.70	7/8	6.0	5.4	3.3	3.0
8 C5OX	1/2	3/4 - 16	1.25	1.45	3/4	6.0	5.4	3.3	3.0

## C6XO

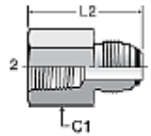
Swivel Nut Elbow  
37° Flare / 37° Swivel



TUBE FITTING PART #	END SIZE 1 & 2 (in.)	C3 HEX (in.)	M (in.)	M5 (in.)	M10 (in.)	Y (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI) -SS
							-SS
4 C6XO	1/4	9/16	0.90	1.00	0.66	7/16	7.7
6 C6XO	3/8	11/16	1.08	1.25	0.88	9/16	6.0
8 C6XO	1/2	7/8	1.25	1.38	0.95	3/4	6.0
10 C6XO	5/8	1	1.50	1.62	1.13	7/8	5.0
12 C6XO	3/4	1 1/4	1.70	1.75	1.19	1 1/16	5.0
16 C6XO	1	1 1/2	1.89	2.00	1.41	1 5/16	2.5
20 C6XO	1 1/4	2	2.13	2.31	1.69	1 5/8	2.5

# GTXO

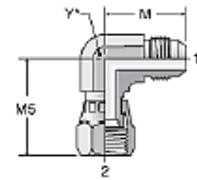
Female Connector  
37° Flare / NPTF



# C6X

Swivel Nut Elbow  
37° Flare / 37° Swivel

SAE 070221  
HPD Base # 3903



Y\* – Across wrench flats

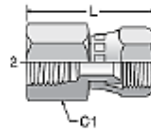
TUBE FITTING PART #	END SIZE		C1 HEX (in.)	L2 (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)	
	1 (in.)	2 NPTF			-S	-SS
4 GTXO	1/4	1/8 - 27	9/16	1.20	6.0	
6 GTXO	3/8	1/4 - 18	3/4	1.41	6.0	
8 GTXO	1/2	3/8 - 18	7/8	1.58	6.0	
10 GTXO	5/8	1/2 - 14	1 1/8	1.94	5.0	
12 GTXO	3/4	3/4 - 14	1 3/8	2.10	4.8	
16 GTXO	1	1 - 11 1/2	1 5/8	2.43	3.6	
20 GTXO	1 1/4	1 1/4 - 11 1/2	2	2.56	3.0	
24 GTXO	1 1/2	1 1/2 - 11 1/2	2 3/8	2.70	2.4	

TUBE FITTING PART #	END SIZE		M (in.)	M5 (in.)	Y (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)			
	1 (in.)	2 (in.)				-S	-SS	-B	D
3 C6X	3/16	3/16	0.83	1.00	7/16	7.5	7.7	3.3	3.8
4 C6X	1/4	1/4	0.89	1.00	7/16	7.5	7.7	3.3	3.8
5 C6X	5/16	5/16	0.95	1.06	9/16	6.0	6.0	3.3	3.0
6 C6X	3/8	3/8	1.06	1.25	9/16	6.0	6.0	3.3	3.0
8 C6X	1/2	1/2	1.25	1.38	3/4	6.0	6.0	3.3	3.0
10 C6X	5/8	5/8	1.45	1.62	7/8	5.0	5.0	3.3	2.5
12 C6X	3/4	3/4	1.66	1.75	1 1/16	5.0	5.0	3.3	2.5
12-24 C6X	3/4	1 1/2	2.11	2.59	1 7/8	3.0	2.5	2.0	•
14 C6X	7/8	7/8	1.81	1.78	1 5/16	5.0	5.0	3.3	2.5
16 C6X	1	1	1.81	2.00	1 5/16	4.0	3.0	2.6	2.0
16-12 C6X	1	3/4	1.81	1.87	1 5/16	4.0	3.0	2.6	2.0

# G6X

Swivel Nut Female Connector  
37° Swivel / NPTF

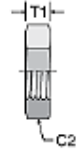
HPD Base # 0206



# WLN

Bulkhead Locknut

SAE 080118 and 070118  
HPD Base # 53-XN



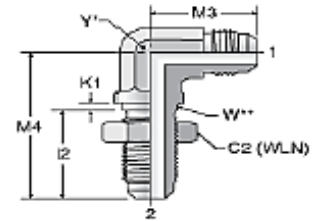
TUBE FITTING PART #	END SIZE		C1 (in.)	L (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
	1 (in.)	2 NPTF			-S	-SS	-B
4 G6X	1/4	1/8 - 27	9/16	1.27	6.0	6.0	3.3
4-4 G6X	1/4	1/4 - 18	3/4	1.43	6.0	6.0	3.3
6 G6X	3/8	1/4 - 18	3/4	1.44	5.0	5.0	3.3
6-6 G6X	3/8	3/8 - 18	7/8	1.54	5.0	5.0	3.3
6-8 G6X	3/8	1/2 - 14	1 1/8	1.80	5.0	5.0	3.3
8 G6X	1/2	3/8 - 18	7/8	1.69	5.0	5.0	3.3
8-8 G6X	1/2	1/2 - 14	1 1/8	1.94	5.0	5.0	3.3
10 G6X	5/8	1/2 - 14	1 1/8	1.98	5.0	5.0	3.3
12 G6X	3/4	3/4 - 14	1 3/8	2.01	4.0	4.0	2.6
12-8 G6X	3/4	1/2 - 14	1 1/4	2.00	5.0	5.0	3.3
16 G6X	1	1 - 11 1/2	1 5/8	2.48	3.0	3.0	2.0
20 G6X	1 1/4	1 1/4 - 11 1/2	2	2.86	2.5	2.5	1.6
24 G6X	1 1/2	1 1/2 - 11 1/2	2 3/8	3.01	2.0	2.0	1.3
32 G6X	2	2 - 11 1/2	2 7/8	3.40	1.5	1.5	1.0

TUBE FITTING PART #	TUBE O.D. (in.)	C2 HEX (in.)	T1 (in.)	Material		
				-S	-SS	-B
3 WLN	3/16	5/8	0.22	•	•	•
4 WLN	1/4	11/16	0.28	•	•	•
5 WLN	5/16	3/4	0.28	•	•	•
6 WLN	3/8	13/16	0.27	•	•	•
8 WLN	1/2	1	0.31	•	•	•
10 WLN	5/8	1 1/8	0.36	•	•	•
12 WLN	3/4	1 3/8	0.41	•	•	•
14 WLN	7/8	1 1/2	0.41	•	•	•
16 WLN	1	1 5/8	0.41	•	•	•
20 WLN	1 1/4	1 7/8	0.41	•	•	•
24 WLN	1 1/2	2 1/8	0.41	•	•	•
32 WLN	2	2 3/4	0.41	•	•	•

# WETX

Bulkhead Union Elbow  
37° Flare / 37° Flare

SAE 070701  
HPD Base # 2353  
WETX-WLN – Body with locknut  
(See page B10 for WLN)



Y\* – Across wrench flats.

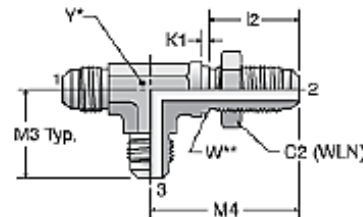
W\*\* – Bulkhead pilot dia.  
recommended clearance hole  
+.015 over W dia.

TUBE FITTING PART #	END SIZE 1 & 2 (in.)	C2 HEX (in.)	I2 (in.)	K1 (in.)	M3 (in.)	M4 (in.)	W DIA (in.)	MAX BULKHEAD WALL THICKNESS (in.)	Y (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
										-S	-SS	-B
3 WETX	3/16	5/8	0.92	0.09	0.94	1.50	0.38	0.25	7/16	7.5	7.7	3.3
4 WETX	1/4	11/16	1.20	0.09	0.97	1.59	0.44	0.25	7/16	7.5	7.7	3.3
5 WETX	5/16	3/4	1.02	0.09	1.06	1.72	0.50	0.25	9/16	6.0	6.0	3.3
6 WETX	3/8	13/16	1.09	0.09	1.09	1.81	0.56	0.35	9/16	6.0	6.0	3.3
8 WETX	1/2	1	1.25	0.13	1.36	2.11	0.75	0.35	3/4	6.0	6.0	3.3
10 WETX	5/8	1 1/8	1.39	0.13	1.56	2.39	0.88	0.35	7/8	5.0	5.0	3.3
12 WETX	3/4	1 3/8	1.56	0.13	1.78	2.67	1.06	0.35	1 1/16	5.0	5.0	3.3
14 WETX	7/8	1 1/2	1.56	0.13	1.92	2.80	1.19	0.35	1 5/8	5.0	5.0	3.3
16 WETX	1	1 5/8	1.56	0.13	1.94	2.80	1.31	0.35	1 5/8	4.0	3.5	2.3

# WJJTX

Bulkhead Run Tee  
37° Flare (all three ends)

SAE 070958  
HPD Base # 533T  
WJJTX-WLN – Body with locknut  
(See page B10 for WLN)



Y\* – Across wrench flats.

W\*\* – Bulkhead pilot dia.  
recommended clearance hole  
+.015 over W dia.

TUBE FITTING PART #	END SIZE 1-3 (in.)	C2 HEX (in.)	I2 (in.)	K1 (in.)	M3 (in.)	M4 (in.)	W DIA (in.)	MAX BULKHEAD WALL THICKNESS (in.)	Y (in.)	Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
										-S	-SS	-B
4 WJJTX	1/4	11/16	1.02	0.09	0.97	1.59	0.44	0.25	7/16	7.5	7.7	3.3
6 WJJTX	3/8	13/16	1.09	0.09	1.09	1.81	0.56	0.35	9/16	6.0	6.0	3.3
8 WJJTX	1/2	1	1.25	0.13	1.36	2.11	0.75	0.35	3/4	6.0	6.0	3.3
10 WJJTX	5/8	1 1/8	1.39	0.13	1.56	2.39	0.88	0.35	7/8	5.0	5.0	3.3
12 WJJTX	3/4	1 3/8	1.56	0.13	1.78	2.67	1.06	0.35	1 1/16	5.0	5.0	2.9
16 WJJTX***	1	1 5/8	1.56	0.13	1.94	2.80	1.31	0.35	1 7/16	4.0	3.5	2.3
20 WJJTX***	1 1/4	1 7/8	1.61	0.13	2.17	3.12	1.63	0.35	1 5/8	4.0	3.0	2.0

\*\*\*Machined from one-piece milled bar stock.

Fuente: (Parker)

### ANEXO 37: Lubricantes recomendados para diversos componentes.

	Lubricantes Recomendados			
	COMPONENTES	CANT. (L)	TEMPERATURAS	ESPECIFICACIÓN DE ACEITE
Lista de Piezas SEM 638 - 639C para Mantenimientos Periódicos	Motor	11,5 639C	-40° C	SAE 5W-40 APICF-4, CG-4, CH-4 SAE 15W-40 APICF-4, CG-4, CH-4 SAE 20W-50 APICF-4, CG-4, CH-4
		17,0 638	-15° C TO +40° C -5° C TO +50° C	
Piezas Esenciales	Transmisión y Convertidor de Torque	35	-40° C -26° C TO +40° C -5° C TO +50° C	SAE 5W-40 TDTO-10W TDTO-10W
	Diferenciales y mandos finales	24	-40° C -20° C TO +40° C +40° C	SAE 75W90 API GL-5 SAE 80W90 API GL-5 SAE 85W140 API GL-5
	Sistema Hidráulico	180	-40° C -26° C TO +40° C -5° C TO +40° C +50° C	SAE 5W-40 HYDO ADVANCED-10 HYDO ADVANCED-10 ISOVG68
	Calibración de Neumáticos		Delantero	50 Libras
			Trasero	43 Libras
Tanque de combustible		Diesel	150L	

Fuente: (Yencisa, 2013).

## ANEXO 38: Características técnicas del aceite hidráulico.

- **SAE 5W-40**

Característica	Método	Valores típicos
Grado de viscosidad SAE		5W-40
Densidad a 15 °C, kg/l	ASTM D 4052	0,851
Viscosidad cinemática, cSt	ASTM D 445	
• a 40 °C		75,4
• a 100 °C		13,16
Índice de viscosidad	ISO 2909	178
Punto de inflamación, V.A., °C	ISO 2592	217
Punto de congelación, °C	ISO 3016	-39

Fuente: (Shell, 2002).

- **HYDO ADVANCED-10W**

Mobil Hydraulic 10W	
Grado SAE	10W
Viscosidad, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	37.7
cSt @ 100°C	6.1
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	107
Cenizas sulfatadas, % peso, ASTM D 874	0.5
TBN, mg KOH/g, ASTM D 2896	4.0
Punto de fluidez, °C, ASTM D 97	-30
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	232
Densidad @ 15°C kg/l, ASTM D 4052	0.877

Fuente: (Mobil, 2016).

- **ISO VG 68**

Características	Método	ISO VG 32	ISO VG 46	ISO VG 68
Densidad a 15°C Kg/m <sup>3</sup>	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

Fuente: (Gulf, 2006).



**ANEXO 39: Propiedades de la plancha AISI 304.**



**PLATINAS  
ACERO INOXIDABLE**

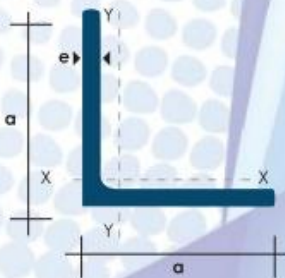


**Especificaciones Generales**

Calidad AISI 304  
 Largo Normal 6.00 m  
 Longitudes Previa Consulta

Dimensiones			Propiedades
Ancho (a)		Espesor (e)	Peso
Pulg	mm	mm	Kg/m
1"	25.4	3	-
1 1/2"	38.1	3	0.955
1 1/2"	38.1	4	1.195
1 1/2"	38.1	6	1.920
2"	50.8	3	1.186
2"	50.8	4	1.560
2"	50.8	6	2.386

**ÁNGULOS  
ACERO INOXIDABLE**



**Especificaciones Generales**

Calidad AISI 304  
 Largo Normal 6.00 m  
 Longitudes Previa Consulta

Dimensiones			Propiedades
Ancho (a)		Espesor (e)	Peso
Pulg	mm	mm	Kg/m
1"	25	3	1.14
1 1/2"	40	3	1.88
1 1/2"	40	4	2.52
1 1/2"	40	6	3.783
2"	50	3	2.363
2"	50	4	3.151
2"	50	6	4.728

**ACERO INOXIDABLE**

Fuente: (Dipac)

## ANEXO 40: Switches básicos.

**emas**<sup>®</sup>

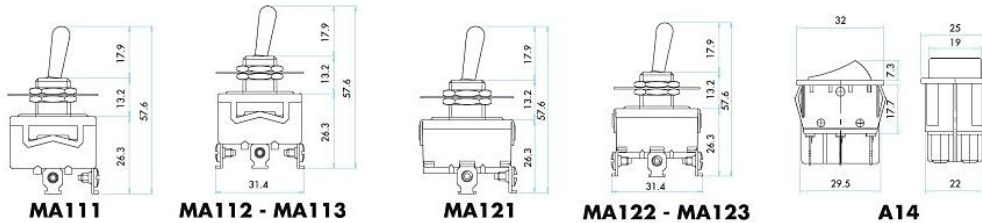
Sipariş Kodu Order Code	Kontakt Yapısı Contact Form	Kontakt Şeması Contact Scheme	Terminal Sayısı ve Tipi Terminal Quantity and Type	Etiket Label
MA111	1 NA 1 NK 1 NO 1 NC	ON OFF	2 Vidalı 2 Screwed	ON-OFF
MA111-L	1 NA 1 NK 1 NO 1 NC	ON OFF	2 Lehimli Terminali 2 Soldered Terminals	ON-OFF
MA112	2 NA 2 NO	ON ON	3 Vidalı 3 Screwed	ON-ON
MA113	2 NA 1 NK 2 NO 1 NC	ON OFF ON	3 Vidalı 3 Screwed	ON-OFF-ON
MA121	2 NA 2 NK 2 NO 2 NC	ON ON	4 Vidalı 4 Screwed	ON-OFF
MA122	4 NA 4 NO	ON ON	6 Vidalı 6 Screwed	ON-ON
MA123	4 NA 2 NK 4 NO 2 NC	ON OFF ON	6 Vidalı 6 Screwed	ON-OFF-ON
A14*	4 NA 4 NO	ON ON	4 Terminali 4 Terminals	0-1

\* Renk Kodu; Kırmızı: K, Sarı: S, Yeşil: Y, Siyah: H (Işıksız)

\* Colour Code; Red:K, Yellow: S, Green: Y, Black: H (Without Light)

Sipariş Kodu Order Code	Malzeme Material
EK2	Silikon-Plastik Silicon-Plastic

Boyutlar (mm) / Dimensions (mm)



Mandalı Anahtar, On-Off  
Handle Switch, On-Off



Mandalı Anahtar, On-On  
Handle Switch, On-On



Çift Devreli Mandalı Anahtar, On-Off  
Double Circuit Handle Switch, On-Off



Çift Devreli Mandalı Anahtar, On-On  
Double Circuit Handle Switch, On-On



Işıklı Kare Anahtar  
Square Button Illuminated



Etanj Kılıf  
Waterproof Cover





## MA1 Series Handle Switches

- High precision
- Maximum product reliability material with V0
- Long life time
- High contact reliability
- Labels suitable to contact body
- Product variety for different usages

### Technical Information

Mechanical Life	: 100.000 operations min.
Electrical Life	: 10.000 operations min.
Operating Temperature	: min./max. °C -15/+85
Operating Frequency	: Mechanical 30 operations/minute Electrical 15 operations/minute
Rated Operating Voltage $U_e$	: 250 V AC
Rated Operating Current $I_e$	: 16 A
Insulation Resistance	: 10 M $\Omega$ min. (500 V DC)
Contact Resistance	: max. 15 m $\Omega$
Dielectrical Strength	: (for 1 minute) 1500 V AC
Humidity	: max. 80%
Standard	: TS EN 61058-1



Fuente: (Direct Industry EMAS, 2016)



## ANEXO 41: Pulsadores y lámparas de señalización.

© Siemens AG 2012

### 3SB3 Pushbuttons and Indicator Lights, 22 mm Actuators and Indicators, Plastic, Round, 22 mm

#### Complete units

PU (UNIT) = 1  
PS\* = 1 unit  
PG = 41J

Color of handle	Contacts for front plate mounting	DT	Screw terminals		Spring-type terminals	
			Configurator	Price per PU	Configurator	Price per PU
			Order No.		Order No.	
<b>Pushbuttons</b>						
<b>Illuminated pushbuttons with flat button</b> with BA 9s lampholder, without lamp (ind. holder for 3 elements)						
	Red <sup>1)</sup>	1 NC	B	3SB32 07-0AA21	B	3SB32 07-0AA21-0C C0
	Yellow <sup>1)</sup>	1 NO	B	3SB32 06-0AA31	B	3SB32 06-0AA31-0C C0
	Green <sup>1)</sup>	1 NO	B	3SB32 06-0AA41	B	3SB32 06-0AA41-0C C0
	Blue <sup>1)</sup>	1 NO	B	3SB32 06-0AA51	B	3SB32 06-0AA51-0C C0
	White	1 NO	B	3SB32 06-0AA61	B	3SB32 06-0AA61-0C C0
	Clear <sup>1)</sup>	1 NO	B	3SB32 06-0AA71	B	3SB32 06-0AA71-0C C0
	Red <sup>1)</sup>	1 NO + 1 NC	B	3SB32 05-0AA21	B	3SB32 05-0AA21-0C C0
	Yellow <sup>1)</sup>	1 NO + 1 NC	B	3SB32 05-0AA31	B	3SB32 05-0AA31-0C C0
	Green <sup>1)</sup>	1 NO + 1 NC	B	3SB32 05-0AA41	B	3SB32 05-0AA41-0C C0
	Blue <sup>1)</sup>	1 NO + 1 NC	B	3SB32 05-0AA51	B	3SB32 05-0AA51-0C C0
	White	1 NO + 1 NC	B	3SB32 05-0AA61	B	3SB32 05-0AA61-0C C0
	Clear <sup>1)</sup>	1 NO + 1 NC	B	3SB32 05-0AA71	B	3SB32 05-0AA71-0C C0
<b>Mushroom pushbuttons</b>						
	<b>Mushroom push-pull buttons, Ø 40 mm, latching,</b> with pull-to-unlatch mechanism					
	Red	1 NC	▶	3SB32 03-1CA21	B	3SB32 03-1CA21-0C C0
		1 NO + 1 NC	B	3SB32 01-1CA21	B	3SB32 01-1CA21-0C C0

For online configurator see [www.siemens.com/sirius/configurators](http://www.siemens.com/sirius/configurators).

<sup>1)</sup> Inscription is possible by inserting a label.

Fuente: (SIEMENS, 2012)

## ANEXO 42: Luz piloto de cabeza cuadrada.



Voltaje:	110 VAC
Color:	Rojo, Amarillo, Verde, Azul.
Alto:	1 cm
Ancho:	1 cm
Espesor:	1 cm

Fuente: (AliExpress, 2015)

## ANEXO 43: Conductores flexibles de cobre.



### CONDUCTORES FLEXIBLES DE COBRE TIPO "FXT, TFF, TW-F"

#### DESCRIPCION

Los conductores tipo FXT, TFF y TW -F. son cableados y están contruidos con cobre de temple suave, están además aislados con una capa uniforme de material termoplástico Cloruro de Polivinilo (PVC). Pueden ser suministrados en colores variados según su calibre y con distintas formas de embalaje.



#### USOS Y APLICACIONES

Los conductores flexibles de cobre tipo FXT, TFF y TW-F son utilizados para alambrado de aparatos, cableados de tableros eléctricos de control, baterías de vehículos, instalaciones generales industriales y comerciales, donde se requiera de gran flexibilidad debido a las dificultades de trabajo y en general como cables sometidos a continuo movimiento, tal como se especifica en el National Electrical Code. Este tipo de conductor puede ser usado en lugares secos y húmedos, su temperatura máxima de operación es 60 °C y su tensión de servicio para todas las aplicaciones es 600 V.

#### PRESENTACION

Colores disponibles:

Cables (calibres del 24 al 10 AWG): Negro, blanco, azul, rojo, amarillo y verde.

Cables (calibres 8 AWG al 100 MCM): Negro y rojo.

Formas de embalaje:

A: Rollo de 100 m.

B: Carrete de 1500 m.

C: Carrete de 1000 m.

D: Carrete de 500 m.

E: Carrete múltiplo de 1000 m.

Z: Long. a requerimiento cliente.

### ESPECIFICACIONES TECNICAS

Todos los conductores fabricados por ELECTROCABLES C.A. cumplen con holgura las especificaciones establecidas en las normas de fabricación existentes para cada tipo y que son las siguientes:

Aislante de Material termoplástico, PVC 600 V. - 60 °C (\*)

(\*) También disponible aislamientos de PVC de 75, 90 y 105 °C

Calibre AWG ó MCM	Sección mm <sup>2</sup>	FORMACION	ESPEJOR AISLAMIENTO mm	DIAMETRO EXTERIOR mm	PESO TOTAL Kg/Km	Cap. de Corriente	TIPO CABLE	Altern. de embal.
		No. de Hilos por diámetro en mm.				Para 1 conductor Al aire libre Amp .		
24	0.205	7 x 0,20	0.51	1.63	5.14	---	FXT	A,E
22	0.324	11 x 0,20	0.51	1.78	7.62	---	FXT	A,E
20	0.519	17 x 0,20	0.76	2.47	9.98	5	FXT	A,E
18	0.823	12 x 0,30	0.76	2.72	13.43	7	TFF	A,E
16	1.310	19 x 0,30	0.76	3.02	18.93	10	TFF	A,B
14	2.08	30 x 0,30	1.14	4.17	32.30	25	TW -F	A,B
12	3.31	27 x 0,40	1.14	4.67	46.50	30	TW -F	A,C
10	5.26	42 x 0,40	1.14	5.26	67.90	40	TW -F	A,D
8	8.37	7 x (17x0,30)	1.52	7.31	119.70	60	TW -F	A,B,E
6	13.30	7 x (15x0,40)	1.52	8.38	174.50	80	TW -F	A,E
4	21.15	7 x (24x0,40)	1.52	9.80	269.90	105	TW -F	A,E
2	33.62	7 x (38x0,40)	1.52	11.55	402.90	140	TW -F	A,E
1	42.36	7 x (48x0,40)	2.03	13.62	521.30	165	TW -F	A,D,E
1/0	53.49	19 x (23x0,40)	2.03	15.09	648.90	195	TW -F	D,E,Z
2/0	67.43	19 x (28x0,40)	2.03	16.23	830.20	225	TW -F	D,E,Z
3/0	85.01	19 x (36x0,40)	2.03	17.86	1003.40	260	TW -F	D,E,Z
4/0	107.20	19 x (45x0,40)	2.03	19.49	1251.20	300	TW -F	D,E,Z
250	127.00	37 x (13x0,60)	2.41	22.23	1498.00	350	TW -F	Z
300	152.00	37 x (15x0,60)	2.41	23.53	1826.00	375	TW -F	Z
350	177.00	37 x (17x0,60)	2.41	24.73	2031.00	420	TW -F	Z
400	203.00	37 x (20x0,60)	2.41	26.42	2325.00	455	TW -F	Z
500	253.00	37 x (25x0,60)	2.41	28.97	2746.00	515	TW -F	Z
600	304.00	37 x (30x0,60)	2.79	32.03	3287.00	575	TW -F	Z
700	355.00	37 x (34x0,60)	2.79	33.74	3804.00	630	TW -F	Z
750	380.00	37 x (37x0,60)	2.79	34.96	4110.00	655	TW -F	Z
800	405.00	37 x (39x0,60)	2.79	35.74	4326.00	680	TW -F	Z
900	456.00	37 x (44x0,60)	2.79	37.62	4812.00	730	TW -F	Z
1000	507.00	37 x (49x0,60)	2.79	39.39	5298.00	780	TW -F	Z


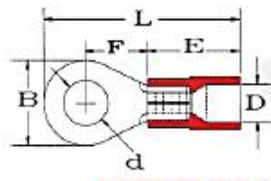
Conductor elaborado bajo normas:

NEMA WC -5, ICEA S -61-402, ASTM B172, B174, UL STANDARD 83, INEN

Fuente: (Disensa)

## ANEXO 44: Terminales eléctricos.

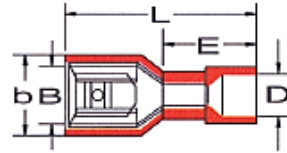
REDONDOS • À PLAGE RONDE • RING • AD OCCHIELLO • RINGFORM • OLHAL • RODONS

**105° / 600 V / Nylon / DIN 46237**

Art.	mm <sup>2</sup> /AWG	d	B	L	F	D	E	
EFD-15027	0.5-1.5	2.70	6.00	16.00	5.50	4.10	10.50	100/1000
EFD-15032	22-16	3.20	6.00	16.00	5.50			
EFD-15037		3.70	6.00	16.00	5.50			
EFD-15043		4.30	6.00	17.00	6.50			
EFD-15053		5.30	10.00	18.00	7.50			
EFD-15064		6.40	11.00	20.00	9.50			
EFD-15084		8.40	14.00	22.50	12.00			
EFD-15105		10.50	18.00	24.50	14.00			
EFD-25032	1.5-2.5	3.20	6.00	17.00	6.00	4.50	11.00	100/1000
EFD-25037	16-14	3.70	6.00	17.00	6.00			
EFD-25043		4.30	8.00	18.00	7.00			
EFD-25053		5.30	10.00	20.00	9.00			
EFD-25064		6.40	11.00	22.00	11.00			
EFD-25084		8.40	14.00	23.00	12.00			
EFD-25105		10.50	18.00	25.00	14.00			
EFD-55043	4.0-6.0	4.30	8.00	20.00	6.00	6.60	14.00	50/500
EFD-55053	12-10	5.30	10.00	21.00	7.00			
EFD-55064		6.40	11.00	22.00	8.00			
EFD-55084		8.40	14.00	25.00	11.00			
EFD-55105		10.50	18.00	27.00	13.00			
EFD-55130		13.00	19.00	32.00	18.00			

ENCHUFABLES HEMBRA TOTALMENTE AISLADOS • CLIPS FEMELLES ENTIÈREMENT PRÉISOLÉES  
 • FULLY INSULATED FEMALE DISCONNECTS • FEMMINA TOTALMENTE ISOLATI • FLACHSTECKHÜLSEN  
 VOLLISOLIERT • FÊMEA TOTALMENTE ISOLADA • FEMELLA TOTALMENT AÏLLATS



105° / 300 V / Nylon

Art.	mm <sup>2</sup> /AWG	i	mm					105°
			B	b	L	D	E	
EF-15028-2	0.25-1.65	2.8 x 0.5	3.00	5.40	19.00	4.30	10.50	100/1000
EF-15028-2-1	22-16	2.8 x 0.8	3.00	5.40	19.00			
EF-15048-2		4.8 x 0.5	5.00	7.40	19.50			
EF-15048-2-1		4.8 x 0.8	5.00	7.40	19.50			
EF-15063-2		6.3 x 0.8	6.80	9.00	21.50			
EF-25048-2	1.04-2.63	4.8 x 0.5	5.00	7.40	20.00	5.00	11.00	100/1000
EF-25048-2-1	16-14	4.8 x 0.8	5.00	7.40	20.00			
EF-25063-2		6.3 x 0.8	6.80	9.00	22.00			
EF-55063-2	2.63-6.64 12-10	6.3 x 0.8	6.80	9.00	26.00	6.60	14.00	50/500

Fuente: (Conetcable, 2012)



## ANEXO 45: Accesorios para ensayos a compresión.



**Anillo de Carga para Ensayo Marshall, 11.000 lbf (4.550 Kgf, 50 KN)— H-4454.100**  
**Anillo de Carga para Ensayo Marshall, 5.500 lbf (2.500 Kgf, 25 KN)— H-4454.050**

Anillos de carga calibrados con dial indicador para usar en ensayos Marshall, con número de serie para una identificación positiva. Vienen con una carta de calibración, mostrando la relación entre deflexión y libras fuerzas para cada anillo. Las unidades son calibradas cada 20 lbs. Desde 0 a 1.000 lbs. y cada 50 lbs. Desde 1.000 a 11.000 lbs. con la deflexión adecuada para interpolar a 10 lbs. In Kgf y KN. Viene con montaje de hilo hembra 3/4" - 16. Peso de embarque: 8 lbs. (3,7 KN)

**Anillo de Carga Digital, 11.000 lbf (4.550 Kgf, 50 KN)— H-4454.100D**  
**Anillo de Carga Digital, 5.500 lbf (2.500 Kgf, 25 KN)— H-4454.050D**

Idénticos a los anillos de carga recién descritos, excepto que usan indicadores digitales en lugar de los diales indicadores.

### Anillos de Carga

Anillos de carga para ser usados en otras variadas aplicaciones. Cumplen con la norma ASTM E74. Con número serie para identificarlos. Vienen con una carta de calibración, mostrando la relación entre deflexión y libras fuerzas para cada anillo.

Rango and Unidades de Medición			Modelo	
lbf	kN	kgf	Analog	Digital
110	0.5	50	H-4454.001	H-4454.001D
220	1.0	100	H-4454.002	H-4454.002D
550	2.5	250	H-4454.005	H-4454.005D
1,100	5.0	500	H-4454.010	H-4454.010D
2,200	10.0	1,000	H-4454.020	H-4454.020D
5,500	25.0	2,500	H-4454.050	H-4454.050D
11,000	50.0	5,000	H-4454.100	H-4454.100D
22,000	100.0	10,000	H-4454.200	H-4454.200D

NOTA: ASTM recomienda recalibrar las celdas de carga una vez al año desde su puesta en servicio.

**Cabezales de Ruptura Marshall de 4"— H-1342**  
**Cabezales de Ruptura Marshall de 100 mm— H-1342M**  
**Cabezales de Ruptura Marshall de 6"— H-1362**  
**Cabezales de Ruptura Marshall de 150 mm— H-1362M**

Los cabezales de ruptura Marshall consisten en segmentos cilíndricos superiores e inferiores con un radio de curvatura interior de 3" para muestras de 6" y de 2" y para muestras de 4". El segmento inferior va montado sobre una base; dos barras guías perpendiculares se extienden verticalmente desde la base. Una barra guía es más larga que la otra, con su correspondiente camisa guía también más larga en el segmento superior para asegurar un ensamblaje correcto. Las camisas guías en el segmento superior juntan las dos secciones sin que las varillas guías se aprieten o suelten de manera apreciable. Cumplen con norma ASTM D6927.

Peso de embarque, H-1342: 20 lbs (9,1 Kg.); H-1362: 30 lbs. (13,65 Kg.)

**Cabezal de Ruptura Lottman de 4"— H-1349**  
**Cabezal de Ruptura Lottman de 100 mm— H-1349M**  
**Cabezal de Ruptura Lottman de 6"— H-1369**  
**Cabezal de Ruptura Lottman de 150 mm— H-1349M**

Este cabezal de ruptura efectúa pruebas de resistencia a la tensión. El Modelo H-1349 tiene segmentos superiores e inferiores de 1/2" de ancho para usar con el molde de 4". El Modelo H-1369 tiene segmentos superiores e inferiores de 3/4" de ancho para usar con el molde de 6". Cumple normas ASTM D4123, AASHTO T283. Peso de embarque: 10 lbs. (4,5 Kg.)

**Kit Dial Indicador de Flujo— H-1344**

**Kit Dial Indicador de Flujo, métrico— H-1344M**

Este instrumento consiste en un dial indicador especial con freno de posición máxima y una camisa guía que se ajusta a la barra guía del molde de prueba de estabilidad, modelos H-1342 ó H-1362. H-1344 tiene un rango de 1.00" con divisiones de 0,01" y el H-1344M tiene un rango de 25mm con divisiones de 0,25mm.

**Dial Indicador para medidor de flujo— H-1344.2**

**Dial Indicador para medidor de flujo, métrico— H-1344.2M**

Dial Indicadores medidores de flujo de repuesto para H-1344 y H-1344M

**Camisa Guía para Medidor de Flujo— H-1344.1**

Fuente: (RICELI EQUIPOS)

## **ANEXO 46: Procedimiento técnico para realización de ensayos.**

### **1. Procedimiento técnico para realización del ensayo a compresión de las briquetas de asfalto.**

#### **1.1 Introducción.**

La máquina de ensayos a compresión (Figura 84), tiene un sistema de accionamiento electro-hidráulico, volviendo de esta manera fácil su operación y nada indiferente. Es manipulado por un panel de control, en el cual se describen todas y cada una de las acciones a ejecutar.

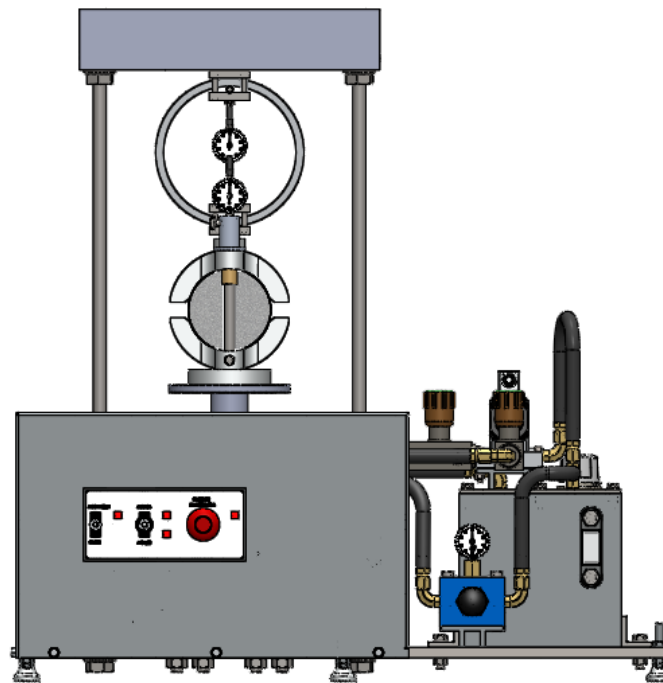


Figura 84. Máquina de ensayos a compresión.

Fuente: Valverde C.

#### **1.1.1 Descripción.**

La máquina para ensayos a compresión hidráulica, esta prensa se encuentra constituida por dos columnas y tiene un acabado de acero, la misma que ha sido diseñada con una capacidad de carga de 12 kN (2.700 lbf), para la realización de ensayos en laboratorios de tratamiento de agregados para revestimiento vial por medio de muestras "briquetas de asfalto", que generalmente se realizan con el fin de adquirir datos exactos de estabilidad y flujo.



En la parte frontal de la máquina se encuentra el panel de control que está compuesto por interruptores (switches), que son destinados para encender la máquina y maniobrar el actuador (cilindro hidráulico), que accionado por el conjunto motor – bomba, genera el desplazamiento uniforme con movimiento vertical del amarre del vástago a una velocidad constante de 2 pulgadas por minuto o 0.58 mm por segundo. También consta de un interruptor presión – tracción (paro de emergencia), que protege la máquina en caso de algún contratiempo y unas lámparas de señalización que sirven para visualizar los procesos de funcionamiento.

La máquina podrá ser utilizada para ensayos de tipo:

- Ensayo de compresión diseño Marshall.  
ASTM D 1559 o AASHTO T 245.
- Ensayo de tracción indirecta diseño Lottman.  
ASTM D 4123 o AASHTO T 283

### **1.1.2 Especificaciones técnicas.**

#### **1.1.2.1 Presión de funcionamiento.**

La presión de funcionamiento de la máquina de ensayos se encuentra desde un valor mínimo hasta un valor máximo, por lo tanto en la (Tabla 26), se tiene:

Tabla 26. Presión límite de funcionamiento.

	Mínima	Máxima
Presión general (bar)	-----	200
Presión de ensayo (bar)	-----	51,0

Fuente: Valverde C.

#### **1.1.2.2 Anillo de carga.**

La anillo de carga mide las deformaciones horizontales mediante un comparador de caratula que se encuentra acoplado en la parte interna, que al aplicarle una carga específica por medio de transferencia hidráulica de la máquina, muestra el alcance de medición que va desde 0 kN hasta 10,0 kN, dicho rango de carga es el apropiado para ensayos Marshall y Lottman.

### 1.1.2.3 Especificaciones físicas.

- **Elementos generales de la máquina de ensayos.**

Los elementos de la máquina (Figura 85), son los siguientes:

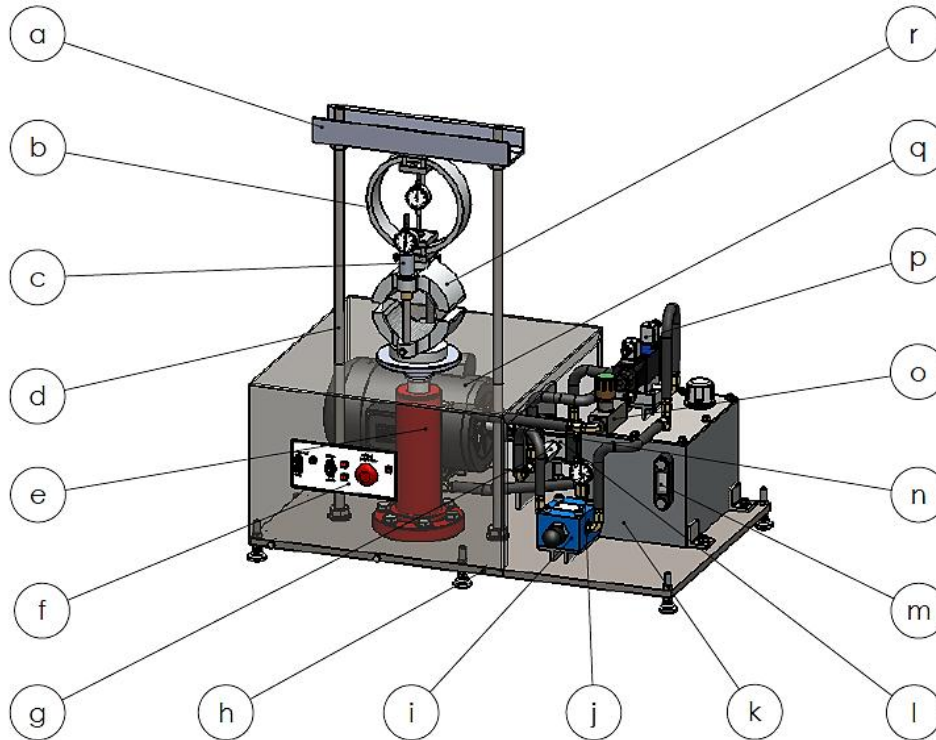


Figura 85. Distribución de las partes principales de la máquina.

Fuente: Valverde C.

Las partes de la máquina se describen a continuación:

- a. Bastidor
- b. Anillo de carga
- c. Indicador de flujo
- d. Varilla roscada
- e. Cilindro hidráulico
- f. Panel de control
- g. Válvula antirretorno
- h. Placa base
- i. Válvula reguladora de presión
- j. Manómetro
- k. Depósito de aceite

- l. Bomba hidráulica
- m. Indicador nivel de aceite
- n. Acople motor – bomba
- o. Válvula reguladora de caudal
- p. Válvula direccional
- q. Motor eléctrico
- r. Cabezal de rotura Marshall.

- **Dimensiones de la máquina de ensayos.**

La máquina de ensayos es estacionaria, ya que tiene su peso y dimensiones respectivas para instalarla, por cuanto es necesario establecer un espacio mínimo que permita ubicar la máquina en un lugar idóneo y seguro, para que de esta manera facilite el proceso ejecución. Por consiguiente el peso y las dimensiones establecidas a considerar son las siguientes:

- Peso = 155,96 kg / 343,74 lb
- Altura = 830 mm
- Largo = 850 mm
- Ancho = 520 mm.

- **Fuente de alimentación.**

La fuente de alimentación depende en gran parte de la instalación a la red local de suministro eléctrico, por cuanto tendrá que ser medido (obligatoriamente). Y asegurarse de esta manera que la tensión y frecuencia de la red coincide con la indicada en la placa del motor eléctrico. A continuación se tiene las características principales:

- 110 V; 60 Hz; 0.35 kW; 0.5 HP; 1.750 rpm; 3.7 A.
- 220 V; 60 Hz; 0.35 kW; 0.5 HP; 1.750 rpm; 3.7 A.

- **Aceite hidráulico.**

El aceite empleado en el sistema hidráulico es de clasificación ISO grado VG 68, debido a tiene sus características considerables.

## **1.2 Instalación inicial.**

### **1.2.1 Instalación física.**

Es necesario verificar la disponibilidad de todas las piezas requeridas para el proceso de ensamble, antes de instalar la máquina de ensayos a compresión hidráulica. Por consiguiente la máquina debe estar situada en un lugar de trabajo estable y muy resistente. Teniendo en cuenta un espacio aconsejable para libre manipulación y acceso en caso que requiera implementar algún tipo de mantenimiento programado o no.

La máquina de ensayos está directamente diseñada para trabajos de laboratorio y antes de ponerla en funcionamiento utilizar un nivel de burbuja, ya que debe estar nivelada. En caso de no estar nivelada es necesario, proceder ajustar los pernos para nivelación.

### **1.2.2 Instalación eléctrica.**

La máquina de ensayos a compresión hidráulica puede ser configurada a 110 VAC / 220 VAC por lo que requiere de conexión a tierra. La configuración debe realizarse por un técnico de servicio calificado y dependiendo del voltaje de línea existente en la localidad. Para de esta manera evitar riesgos eléctricos y daños al equipo por la aplicación inadecuada de corriente eléctrica. Una vez configurada la máquina para el voltaje correcto de alimentación, debe comprobarse siempre el voltaje de alimentación (tomacorriente), antes de energizar (enchufar), para de esta manera proseguir con la instalación y puesta en funcionamiento.

## **1.3 Precauciones.**

Las precauciones que se deben tener engloban principalmente en la instalación, manipulación y operación de la máquina de ensayos, las mismas que se desglosan a continuación, con el fin de prevenir accidentes en los operarios y evitar el deterioro mecánico prematuro.

- Ubicar la máquina de ensayos en un lugar despejado que se encuentre limpio, seco y con buena visibilidad.
- Verificar el voltaje de la red eléctrica, con el voltaje de operación de la máquina de ensayos.

- Asegúrese que las piezas móviles y ensambladas, se encuentren totalmente fijas, antes de poner la máquina de ensayos en funcionamiento.
- No abrir la cubierta de protección de la máquina de ensayos, mientras esta se encuentre energizada o funcionando.
- La utilización inadecuada de la máquina de ensayos puede ocasionar problemas físicos en operarios y perjuicio económico.
- No utilizar la máquina de ensayos, si esta se encuentra sin la cubierta de protección.
- Si en la máquina se detecta alguna avería o ruido excesivo y defectuoso apáguela, si es posible desconéctela de la fuente de alimentación.
- No manipular la máquina en sitios mojados o húmedos.
- La ubicación de trabajo de la máquina de ensayos debe permanecer alejada una distancia moderada de las paredes y algún otro equipo a su alrededor.
- Asegurarse que el switch de desplazamiento del amarre del vástago se encuentre en posición OFF antes de poner en funcionamiento la máquina de ensayos.
- No intente maniobrar la máquina si la briqueta de asfalto – cabezal rotura, no se encuentran centrados con el amarre del vástago.
- No manipular la máquina si se encuentran objetos desconocidos a los de la máquina de ensayos.
- No exponer la máquina de ensayos a esfuerzos excesivos ya que podría ocasionar daños internos en los componentes hidráulicos.
- Tenga cuidado, no introducir las manos cuando la máquina de ensayos se encuentra en funcionamiento y realizando el proceso de ensayo.
- Si se presentan fallos en el sistema eléctrico, no manipule y solicite ayuda a personal técnico de servicio calificado.
- Verificar que la máquina de ensayos se encuentre nivelada y estable, antes de realizar un ensayo, ya que es muy pesada y podría ocasionar desestabilidad producto del funcionamiento.
- Asegurarse mediante el indicador de nivel de aceite, que el nivel de aceite supere la señal mínima en el depósito de aceite.
- No intentar moverla o transportarla una persona sola, ya que para hacerlo requiere de un considerable grupo de personal, con equipo adecuado para proteger la cadera y espalda.
- Antes de manipular la máquina de ensayos deberá contar con el equipo de protección personal adecuado entre ellos, casco de seguridad, protectores auditivos,

respiraderos (mascarillas), guantes industriales, gafas de protección y ropa de trabajo industrial.

## 1.4 Operación.

### 1.4.1 Panel de control.

En el panel de control (Figura 86), está ubicado en la parte frontal izquierda sobre la cubierta de la máquina, permite también visualizar los diversos procesos de funcionamiento que tiene la máquina de ensayos a continuación se tiene:

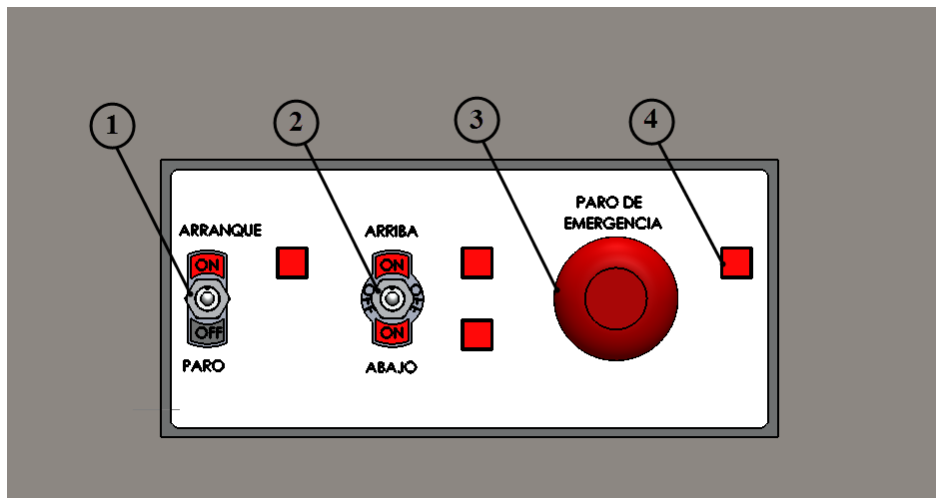


Figura 86. Panel de control.

Fuente: Valverde C.

1. Switch de arranque.
2. Switch de desplazamiento
3. Paro de emergencia.
4. Lámparas de señalización.

#### 1.4.1.1 Switch de arranque.

El switch de arranque se emplea para dar encendido general (arranque - apagado), de la máquina.

- **Arranque (encendido) de la máquina.**

Energizar la máquina siguiendo las especificaciones correctas del voltaje local a utilizar, una vez energizada la máquina se aconseja chequear que el switch de desplazamiento se encuentre en posición paro “OFF”. Para encender la máquina de ensayos, proceda

maniobrando el switch y colocando en posición ON, encendiendo posteriormente la lámpara de señalización.

- **Apagado de la máquina.**

Para apagar la máquina proceda a cambiar la posición del switch ha estado OFF así en conjunto con la lámpara de señalización se apagará. Antes de apagar la máquina de ensayos, verificar con el switch de desplazamiento abajo "ON", que el pistón – vástago haya descendido completamente.

#### **1.4.1.2 Switch de desplazamiento.**

El switch de desplazamiento presta tres servicios arriba (ON) – paro (OFF) – abajo (ON), al cambiar de posición el switch genera desplazamiento del amarre del vástago, por medio de una válvula direccional, dichas posiciones se visualizan mediante el encendido de las lámparas de señalización. Cuando se desee cambiar la dirección del desplazamiento, primero debe cambiar el switch a la posición de paro OFF y hacer una pausa por un determinado tiempo antes de cambiar la dirección de desplazamiento.

#### **1.4.1.3 Paro de emergencia.**

El paro de emergencia está previsto para suspender el funcionamiento de la máquina de ensayos, al suspender totalmente el suministro eléctrico, por lo que se apaga la máquina y se enciende la lámpara de señalización.

#### **1.4.1.4 Lámparas de señalización.**

Los procesos de encendido y desplazamiento son visualizados mediante las lámparas de señalización.

### **1.5 Realización de ensayos.**

Para la realización de ensayos se encuentra inmiscuido la manipulación de la máquina y como paso fundamental la preparación de la muestra o briqueta de asfalto. Así se tiene:

### **1.5.1 Manipulación de accesorios y preparación de la muestra.**

- Presentación de la muestra o briqueta de asfalto en el respectivo accesorio previsto para el ensayo (cabezal de rotura).
- Colocar el accesorio de medición (indicador de flujo), en el lugar específico (varilla guía) designado para la operación en el cabezal de rotura.
- Asegurarse que el amarre del vástago haya descendido en su totalidad, antes de colocar la briqueta de asfalto y el cabezal de rotura para el ensayo.
- Asegurarse que el amarre del vástago se encuentre alineado y centrado con el conjunto briqueta de asfalto – cabezal de rotura.
- Tomar en cuenta el desplazamiento máximo que tendrá el amarre del vástago con el conjunto briqueta de asfalto – cabezal de rotura, siendo 3,94 pulgadas (100 mm) el desplazamiento máximo.

### **1.5.2 Puesta en cero de dispositivos de medida.**

Los dispositivos que comúnmente hay que ponerlos a cero antes y después de ser utilizados son los accesorios de medida.

- El comparador de caratula, puesto que muestra mediciones referentes a deformación del anillo de carga.
- Indicador de flujo, quien muestra mediciones por causa del desplazamiento por deformación al comprimir la briqueta de asfalto.

### **1.5.3 Ajuste de la máquina antes del proceso de ensayo.**

Los ajustes que requiere antes de realizar el ensayo es una parte fundamental para obtener un prensado preciso y continuo.

- Ajustar el batidor mediante las tuercas ya sea en dirección arriba o abajo, solo en caso de ser necesario.
- Realizar el ajuste de la válvula reguladora de presión, hasta obtener la presión requerida para realizar el ensayo.
- Aproximar la posición de la briqueta de asfalto – cabezal de rotura, con la base del anillo de carga.

Una vez realizado modificaciones, ajustes y verificaciones puede dar inicio el proceso ensayo.



### 1.5.4 Interpretación de los datos obtenidos.

Los datos obtenidos podrán interpretarse mediante la siguiente (Tabla 27), la misma que se encuentra representada para una carga de 20 kN (11.000 lbf) con una graduación de 0,001 mm.

Tabla 27. Lectura del comparador de carátula.

Carga lbf	Lectura del comparador de carátula (dial)	Carga lbf	Lectura del comparador de carátula (dial)	Carga lbf	Lectura del comparador de carátula (dial)	Carga lbf	Lectura del comparador de carátula (dial)	Carga lbf	Lectura del comparador de carátula (dial)
0	.4	820	85.5	2600	271.6	4650	488.2	6700	707.1
20	2.4	840	87.6	2650	276.9	4700	493.5	6750	712.5
40	4.5	860	89.7	2700	282.1	4750	498.8	6800	717.9
60	6.6	880	91.7	2750	287.4	4800	504.1	6850	723.2
80	8.7	900	93.8	2800	292.6	4850	509.4	6900	728.6
100	10.7	920	95.9	2850	297.9	4900	514.7	6950	734.0
120	12.8	940	98.0	2900	303.1	4950	520.1	7000	739.4
140	14.9	960	100.1	2950	308.4	5000	525.4	7050	744.7
160	17.0	980	102.2	3000	313.7	5050	530.7	7100	750.1
180	19.0	1000	104.2	3050	318.9	5100	536.0	7150	755.5
200	21.1	1050	109.4	3100	324.2	5150	541.4	7200	760.9
220	23.2	1100	114.7	3150	329.5	5200	546.7	7250	766.3
240	25.2	1150	119.9	3200	334.7	5250	552.0	7300	771.7
260	27.3	1200	125.1	3250	340.0	5300	557.3	7350	777.0
280	29.4	1250	130.3	3300	345.3	5350	562.7	7400	782.4
300	31.5	1300	135.5	3350	350.6	5400	568.0	7450	787.8
320	33.5	1350	140.7	3400	355.8	5450	573.3	7500	793.2
340	35.6	1400	145.9	3450	361.1	5500	578.7	7550	798.6
360	37.7	1450	151.2	3500	366.4	5550	584.0	7600	804.0
380	39.8	1500	156.4	3550	371.7	5600	589.3	7650	809.4
400	41.9	1550	161.6	3600	376.9	5650	594.7	7700	814.8
420	43.9	1600	166.8	3650	382.2	5700	600.0	7750	820.2
440	46.0	1650	172.1	3700	387.5	5750	605.4	7800	825.6
460	48.1	1700	177.3	3750	392.8	5800	610.7	7850	831.0
480	50.2	1750	182.5	3800	398.1	5850	616.0	7900	836.4
500	52.2	1800	187.7	3850	403.4	5900	621.4	7950	841.8
520	54.3	1850	193.0	3900	408.7	5950	626.7	8000	847.2
540	56.4	1900	198.2	3950	414.0	6000	632.1	8050	852.6
560	58.5	1950	203.4	4000	419.1	6050	637.4	8100	858.0
580	60.5	2000	208.7	4050	424.5	6100	642.8	8150	863.4
600	62.6	2050	213.9	4100	429.8	6150	648.1	8200	868.8
620	64.7	2100	219.1	4150	435.1	6200	653.5	8250	874.3
640	66.8	2150	224.4	4200	440.4	6250	658.9	8300	879.7
660	68.9	2200	229.6	4250	445.7	6300	664.2	8350	885.1
680	70.9	2250	234.9	4300	451.0	6350	669.6	8400	890.5
700	73.0	2300	240.1	4350	456.3	6400	674.9	8450	895.9
720	75.1	2350	245.4	4400	461.6	6450	680.3	8500	901.3
740	77.2	2400	250.6	4450	466.9	6500	685.7	8550	906.8
760	79.3	2450	255.9	4500	472.2	6550	691.0	8600	912.2
780	81.3	2500	261.1	4550	477.5	6600	696.4	8650	917.6
800	83.4	2550	266.4	4600	482.9	6650	701.8	8700	923.0

Fuente: (Humboldt, 2012)

## **1.6 Mantenimiento.**

### **1.6.1 Introducción.**

En una máquina realizar un mantenimiento periódico es de vital importancia ya que esta abarca actividades como limpieza, lubricación, ajuste, reparación y cambio de elementos deteriorados si fuese el caso, todo esto con la finalidad de alargar la vida útil de la máquina. El mantenimiento también implica realizar constantes seguimientos para evitar daños extremadamente considerables.

### **1.6.2 Tipos de mantenimiento a implementar.**

#### **1.6.2.1 Mantenimiento Predictivo.**

Esto sucede cuando se realizan mediciones o seguimiento técnico de la máquina y sus componentes en busca de indicios maliciosos que permita determinar una falla antes de que se produzca.

#### **1.6.2.2 Mantenimiento Preventivo.**

Consiste en realizar tareas de revisión periódica de la máquina y sus elementos con la finalidad de detectar inconvenientes generados en la mayoría de los casos por el desgaste, contribuyendo de esta manera prevención de una inminente falla.

#### **1.6.2.3 Mantenimiento Correctivo.**

Esto sucede cuando alguna pieza o elemento de la máquina falla sin previo plan de mantenimiento, por lo tanto para habilitarla a condiciones normales de trabajo, requiere de reparación involuntaria y no planificada.

### **1.6.3 Mantenimiento general de la máquina de ensayos.**

El mantenimiento general de la máquina de ensayos consiste en realizar revisiones de los sistemas tanto mecánico, hidráulico y eléctrico. Dicho mantenimiento debe aplicarse según los diversos factores como son, la rutina de trabajo de la máquina considerándose la cantidad de horas diarias de operación, como también a un periodo semestral dependiendo los ciclos (ensayos) que se ejecutan, o a su vez tomando en cuenta el estado que se encuentre el aceite hidráulico (envejecimiento o suciedad), para reemplazarlo en conjunto con el filtro de aspiración y aquello se consigue realizando

revisiones previas a poner en funcionamiento la máquina. Previo a realizar el mantenimiento de la máquina de ensayos se debe considerar las siguientes sugerencias:

- Desconectar el motor de accionamiento de la fuente de alimentación (tomacorriente), una vez que se encuentra desenergizado (desenchufado), cerciorarse que la máquina este inhabilitada para posteriormente realizar el mantenimiento respectivo.
- Retirar la cubierta o protección de la máquina.
- Ubicar la máquina en un área adecuada y despejada de elementos ajenos a utilizar.
- Análisis minucioso de los sistemas de la máquina, dispositivos que posteriormente podrían ser frágiles y estarían propensos a romperse.

Una vez cumplido con las sugerencias. A continuación se cita el mantenimiento respectivo por realizar, el mismo que es identificado mediante los componentes que conforman la máquina de ensayos y de esta manera determinar el tipo de mantenimiento que se debe emplear.

#### **1.6.3.1 Mantenimiento mecánico.**

Se aplicará a todo el sistema mecánico de la máquina de ensayos, entre ellos a continuación se detallan los principales puntos que requiere de un continuo mantenimiento:

- Chequear los elementos externos e internos de la máquina de ensayos que no se encuentren sueltos.
- Revisar periódicamente las columnas y las tuercas de fijación que se encuentren comúnmente ajustados.
- Revisar constantemente los pernos de sujeción de todos los elementos ensamblados, que se encuentren fijos y bien ajustados.
- Revisar el conjunto de rodamientos del motor eléctrico.
- Revisar periódicamente el vástago del cilindro hidráulico con el fin de detectar fisuras, grietas o algún tipo de anomalía generada por el desgaste.
- Mantener la superficie externa de la máquina de ensayos limpia y libre de algún tipo de lubricante que haya sido derramado.
- Revisar el conjunto de rodamientos de la bomba hidráulica.

### **1.6.3.2 Mantenimiento hidráulico.**

Los trabajos de mantenimiento se aplicará en todo el sistema hidráulico de la máquina de ensayos, entre ellos a continuación se detallan los puntos más relevantes que requieren de un chequeo periódico:

- Verificar el nivel de aceite apropiado en el depósito.
- Verificar que en el sistema hidráulico, no existan fugas externas en el cilindro hidráulico.
- Verificar que el aceite hidráulico se encuentre libre de impurezas, por medio del tapón de drenado.
- Chaquear el filtro de aceite, que no se encuentre con un alto grado de suciedad.
- Drenar el aceite hidráulico usado por el tapón de drenado de manera cuidadosa y sustituir por el aceite hidráulico nuevo.
- El llenado del depósito de aceite realice utilizando recipientes adecuados, limpios y seguros con el fin de evitar que el aceite se derrame y contamine.
- Verificar periódicamente mediante el manómetro, que no exista variación de presión en todo el circuito hidráulico.
- Verificar que en el sistema hidráulico, no existan fugas por las juntas y acoples del sistema.
- Verificar que las mangueras hidráulicas, no se encuentren deterioradas.
- Verificar que el filtro de aire y llenado de fluido, no se encuentre flojo o fuera de su lugar, esto es con el fin de evitar el ingreso de impurezas al aceite hidráulico.

### **1.6.3.3 Mantenimiento eléctrico.**

Los trabajos de mantenimiento se aplicará en todo el sistema eléctrico de la máquina de ensayos, entre ellos a continuación se detallan los puntos más relevantes que requieren de un chequeo periódico:

- Revisar las conexiones y terminales del sistema eléctrico de control.
- Chequeo y limpieza del motor eléctrico.
- Revisar los conductores del sistema de control de la máquina de ensayos.
- Manipular con cuidado el conductor de alimentación (enchufe) de la máquina.
- Chequeo total de los accesorios eléctricos de control.

### 1.6.4 Análisis de fallas y causas.

Para el análisis de fallas implican aquellas tareas de seguimiento minucioso del funcionamiento de la máquina de ensayos, con el objetivo de realizar el mantenimiento respectivo a tiempo en caso de falla o avería. En la (Tabla 28), se muestra el análisis de fallas y la posible causa.

Tabla 28. Análisis de fallas y causas.

FALLA	CAUSA
Encendido de la máquina de ensayos	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fusibles de protección.</li> <li>• Switch de encendido.</li> <li>• Interruptor presión – tracción “presionado”.</li> <li>• Motor eléctrico “conexión de los bornes”</li> </ul>
Transmisión producido motor eléctrico – bomba hidráulica	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Acople motor – bomba “defectuoso”</li> <li>• Chaveta motor – bomba “fisurada”</li> </ul>
Ruidos excesivo en la bomba hidráulica	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Filtro de aceite “obstruido”</li> <li>• Nivel del aceite hidráulico “bajo”</li> <li>• Bomba hidráulica “fuga interna”</li> </ul>
Pérdida de presión en el cilindro hidráulico	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cilindro hidráulico “retenedor interno”</li> <li>• Bomba hidráulica “fuga interna”</li> <li>• Mangueras y acoples “sellado defectuoso”</li> <li>• Vástago del cilindro hidráulico “rayado o doblado”</li> </ul>
Vibración en exceso de las mangueras	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Presión excesiva “regulación”</li> <li>• Mangueras “longitud excesiva”</li> <li>• Alineación “manguera – acople”</li> </ul>
Calentamiento en exceso	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Filtro de aceite “obstruido”</li> <li>• Válvula antirretorno “obstruida”</li> <li>• Nivel del aceite hidráulico “bajo”</li> </ul>
Reacción lenta del cilindro hidráulico.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mangueras y acoples “aspiración de aire”</li> <li>• Nivel del aceite hidráulico “bajo”</li> <li>• Válvula de presión “regulación”</li> </ul>
Desplazamiento del cilindro hidráulico	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Válvula direccional “solenoides / conductos tapados”</li> <li>• Mangueras “alimentación de aceite hidráulico”</li> <li>• Mangueras “obstruida”</li> </ul>
Presión obtenida inadecuada a la requerida	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manómetro “defectuoso”</li> <li>• Válvula de presión “defectuosa / regular”</li> </ul>

Fuente: Valverde C.

**ANEXO 47: Planos.**