

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA SELLOS DE
CILINDROS HIDRÁULICOS PARA LA EMPRESA DIMAM S.A.S.**

**CINDY LLORAINÉ SÁCHEZ RINCÓN
JUAN SEBASTIAN ORDÓÑEZ ACUÑA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA SELLOS DE
CILINDROS HIDRÁULICOS PARA LA EMPRESA DIMAM S.A.S.**

**CINDY LLORAINÉ SÁCHEZ RINCÓN
JUAN SEBASTIAN ORDÓÑEZ ACUÑA**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
LEONIDAS VÁSQUEZ CHAPARRO
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

DEDICATORIA

A mi padre por ser mi fuente de inspiración y sabiduría.

A mi madre por su amor y su apoyo incondicional.

A mi hermano Cristóbal por su compañía.

A mi abuelita por consentirme con sus comidas.

*A mis amigos y compañeros por su apoyo y compañía. (DM, TM, CS,
CB, WO, SC, AO, JD, MR, BP.)*

Sebastián.

DEDICATORIA

A mis padres por su apoyo incondicional, su amor y su sacrificio.

A mis hermanos Jaime y Cristian.

A mis amigos y compañeros por hacerme reír en los momentos de mayor preocupación. (AO, BP, SC, CB, SO, GN)

Cindy.

“Aprendí que cada logro alguna vez fue considerado imposible.”

-Fragmento de “Tanto para aprender”. La culpa fue de la vaca.

AGRADECIMIENTOS

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica por su dedicación a la formación de nuevos ingenieros.

Al profesor Leonidas Vásquez, por su apoyo y dedicación.

Al ingeniero Isaías Ordóñez por su paciencia, consejos y apoyo.

A la profesora María Piedad Acuña por brindarnos su tiempo en la revisión de este libro.

A Hugo Cárdenas y Milthon Caro por su ayuda y sus conocimientos aportados en la construcción.

Al profesor Abel Parada por sus consejos y aporte.

A la empresa DIMAM S.A.S. por permitirnos llevar a cabo este proyecto.

A nuestros compañeros de carrera por los buenos y malos momentos compartidos.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	22
1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	24
1.1 HIDRÁULICA	24
1.3 ACTUADORES HIDRÁULICOS.....	28
1.3.1 Actuadores lineales	28
1.3.2 Actuadores rotatorios	29
1.4 BOMBAS HIDRÁULICAS.....	31
1.5 VÁLVULAS DIRECCIONALES	34
1.5.1 Válvulas antirretorno	34
1.5.2 Válvulas de 2 y 4 vías	34
1.6 ACEITE HIDRÁULICO.....	35
1.6.1 Velocidad en tuberías	37
1.7 SELLOS PARA CILINDROS HIDRÁULICOS	37
1.8 RECIPIENTES A PRESIÓN.....	41
1.8.1 Cilindros de pared gruesa	42
1.8.2 Cilindros presurizados internamente	44
1.9 ANÁLISIS POR COLUMNA	44
1.10 RESORTES	45
1.10.1 Resortes helicoidales de compresión	46
1.10.2 Análisis por carga cíclica de resortes	47
2. DISEÑO SISTEMA MECÁNICO	49
2.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE CARGA	49
2.1.1 Diseño del resorte helicoidal	49
2.1.2 Diseño de ballesta.....	53
2.1.3 Cilindro hidráulico para generación de carga.....	56
2.2 DISEÑO DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE PRUEBAS	58
2.2.1 Definición de los requerimientos	58

2.2.2 Documentación y generación de ideas	61
2.2.3 Evaluación y análisis preliminar de soluciones	61
2.2.3 Análisis CAE	72
2.3 DISEÑO DE PASADORES	78
2.4 DISEÑO Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA	84
2.4.1 Diseño de la estructura	84
2.4.2 Diseño de la mesa	86
3.4.3 Análisis CAE	88
3. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	94
3.1 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	94
3.1.1 Cálculo de las velocidades del aceite en las líneas	97
3.1.2 Cálculo de las presiones de taraje de las válvulas de seguridad	102
3.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES	112
3.2.1 Válvula Direccional 4/3.....	112
3.2.2 Válvulas de alivio	113
3.2.3 Válvulas de cheque.....	113
3.3 CÁLCULO DE GENERACIÓN DE CALOR.....	114
3.4 ACONDICIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA PARA ADAPTAR EL INTERCAMBIADOR DE CALOR	120
4. DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO Y DE CONTROL	121
4.1 DEFINICIÓN DE REQUERIMIENTOS	121
4.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES	122
4.2.1 Tarjeta de adquisición de datos	122
4.2.2 Sensores de presión	123
4.2.3 Diseño de la tarjeta electrónica	124
4.2.4 Diseño del sistema eléctrico	126
4.2.5 Diseño del interfaz en Labview	127
5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO DE PRUEBAS.....	132
5.1 CONSTRUCCION Y MONTAJE DEL SISTEMA MECANICO	132
5.1.1 Construcción de la mesa	132

5.1.2 Construcción de la estructura	135
5.1.3 Construcción del cilindro de pruebas	139
5.1.4 Montaje del sistema mecánico	141
5.1.5 Montaje del sistema hidráulico	143
5.1.6 Montaje del sistema eléctrico y de control	145
5.1.7 Puesta en marcha	147
6. ANÁLISIS TEÓRICO DE LOS SELLOS.....	149
7. DISEÑO DE EXPERIMENTOS Y PRUEBAS	156
7.1 DISEÑO DE EXPERIMENTOS.....	156
7.2 PRUEBAS.....	157
7.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	162
8. ANÁLISIS ECONÓMICO	169
8.1 COSTOS DEL BANCO DE PRUEBAS	169
8.2 COSTOS DE OPERACIÓN	173
CONCLUSIONES	175
RECOMENDACIONES.....	179
BIBLIOGRAFIA.....	180
ANEXOS	182

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Equilibrio hidráulico.....	26
Figura 2. Principio de Bernoulli	28
Figura 3. Válvula antirretorno.....	34
Figura 4. Tipos de centros	35
Figura 5. Sellos en un cilindro hidráulico	37
Figura 6. Perfiles de raspadores.....	38
Figura 7. Perfiles de Polypak	39
Figura 8. Correas guía	40
Figura 9. Perfiles de O-ring.....	40
Figura 10. Esfuerzos en un cilindro hidráulico de pared gruesa	42
Figura 11. Elemento diferencial de un cilindro de pared gruesa	43
Figura 12. Resorte helicoidal de compresión.....	46
Figura 13. Resorte de hojas. a) Resorte en voladizo de placa triangular; b) Resorte de hojas múltiples equivalente.....	54
Figura 14. Esquema general del acople de cilindros	56
Figura 15. Cilindro de carga.....	57
Figura 16. Esquema general cilindro	58
Figura 17. Diseño CAD del pistón.....	66
Figura 18. Diseño CAD de la tapa	67
Figura 19. Parámetros del perfil de una rosca	68
Figura 20. Fuerzas que actúan sobre el filete de la rosca	70
Figura 21. Viga empotrada con carga simple aplicada	70
Figura 22. Simplificación del perfil del filete en D_p	71
Figura 23. Ubicación de las restricciones en la camisa	73
Figura 24. Mallado de la camisa	73
Figura 25. Distribución de esfuerzos de la camisa.....	74

Figura 26. Ubicación de las restricciones en el eje	75
Figura 27. Mallado del eje.....	75
Figura 28. Distribución de esfuerzos en el vástago	76
Figura 29. Ubicación de las restricciones en el pistón	77
Figura 30. Mallado del pistón.....	77
Figura 31. Distribución de esfuerzos en el pistón	78
Figura 32. Resistencia a la fatiga Sn en función de la resistencia a la tensión.....	80
Figura 33. Banco experimental pruebas de pandeo	85
Figura 34. Diseño de la estructura del banco de pruebas.....	85
Figura 35. Modelo de la mesa soporte.....	88
Figura 36. Ubicación de las restricciones en la mesa.....	89
Figura 37. Mallado de la mesa.....	89
Figura 38. Distribución de esfuerzos en la mesa	90
Figura 39. Ubicación de las restricciones de la estructura.....	91
Figura 40. Mallado de la estructura.....	92
Figura 41. Distribución de esfuerzos en puntos críticos.....	92
Figura 42. Esquema circuito hidráulico	95
Figura 43. Movimientos de extensión y retracción	98
Figura 44. Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo.....	105
Figura 45. Factor K en accesorios	106
Figura 46. Caída de presión de la válvula direccional.....	107
Figura 47. Caída de presión en válvulas de cheque	107
Figura 48. Electroválvula	112
Figura 49. Válvula de alivio.....	113
Figura 50. Válvula cheque TOGNELLA	114
Figura 51. Dimensiones del tanque	118
Figura 52. Disipador de calor	119
Figura 53. Adaptación de la estructura para el intercambiador de calor	120
Figura 54. Diagrama de bloques.....	122
Figura 55. Arduino MEGA 2560.....	122

Figura 56. Diagrama esquemático de la tarjeta de control.....	125
Figura 57. Tarjeta electrónica para el banco.....	126
Figura 58. Panel Frontal del programa de Labview	127
Figura 59. Programación de la secuencia del banco	128
Figura 60. Diagrama de bloques del control de presión.....	129
Figura 61. Conexión sensor pasivo bifilar a la tarjeta arduino	129
Figura 62. Bloque para lectura de los sensores de presión	130
Figura 63. Diagrama de bloques del programa.....	131
Figura 64. Cortes del ángulo para el ensamblaje de la mesa	132
Figura 65. Cortes a 45° de los ángulos.....	133
Figura 66. Mesa construida	133
Figura 67. Soporte para tanque auxiliar.....	134
Figura 68. Soporte del intercambiador.....	135
Figura 69. Cortes en plasma de las piezas de la estructura	136
Figura 70. Perforación de los bloques	137
Figura 71. Bujes para los bloques de soporte.....	137
Figura 72. Bloque de soporte ensamblado	138
Figura 73. Guías del banco de pruebas.....	138
Figura 74. Ensamblaje de las guías a la estructura	139
Figura 75. Materiales para el pistón y las tapas.....	140
Figura 76. Partes del cilindro mecanizadas	140
Figura 77. Cilindro hidráulico finalizado	141
Figura 78. Sistema mecánico.....	141
Figura 79. Tanque superior del banco de pruebas	142
Figura 80. Tanque del sistema hidráulico colocado en la estructura	143
Figura 81. Posicionamiento de las válvulas y manómetros	144
Figura 82. Bloque de válvulas.....	145
Figura 83. Tarjeta electrónica	146
Figura 84. Montaje del sistema eléctrico.....	146
Figura 85. Características bomba EQUUS	148

Figura 86. Configuración de las propiedades del material en ANSYS	149
Figura 87. Propiedades del material Adiprene LF950A	150
Figura 88. Mallado del polypak del pistón	151
Figura 89. Condiciones de apoyo y fuerzas en el polypak.....	152
Figura 90. Simulación polypak del pistón.....	153
Figura 91. Mallado del polypak de la tapa	154
Figura 92. Condiciones de apoyo del polypak de la tapa.....	154
Figura 93. Simulación polypak de la tapa	155
Figura 94. Comportamiento de la presión en pruebas hechas a los sellos importados	158
Figura 95. Comportamiento de la presión en pruebas hechas a los sellos fabricados	159
Figura 96. Comparación de los labios internos de los polypacks de la tapa fabricados	163
Figura 97. Deformación del Oring de la tapa a 2500 psi.....	163
Figura 98. Deformaciones del Oring de la tapa.....	164
Figura 99. Deformaciones en polypacks de la tapa (importados).....	165
Figura 100. Fuga de aceite en la tapa con sellos importados.....	166
Figura 101. Comparación de los daños en los sellos.....	167

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Hidráulica	25
Tabla 2. Tipos de actuadores lineales	29
Tabla 3. Tipos de motores hidráulicos	30
Tabla 4. Tipos de bombas hidráulicas	32
Tabla 5. Coeficientes usados para hallar la resistencia a la rotura para cinco materiales de resortes	51
Tabla 6. Valores de Dm y Dw con diferentes valores de C para para N=2	52
Tabla 7. Valores de Dm y Dw con diferentes valores de C para N=3	52
Tabla 8. Dimensiones de la ballesta en relación al espesor de la lámina	55
Tabla 9. Propiedades del acero 1045	62
Tabla 10. Selección del tamaño del vástago	64
Tabla 11. Coeficientes de rozamiento de algunas sustancias	69
Tabla 12. Criterios para el factor de corrección por tipo de material	81
Tabla 13. Factores de confiabilidad aproximados	82
Tabla 14. Factores de corrección por tamaño	82
Tabla 15. Perfiles en H	86
Tabla 16. Ángulos de lados iguales	87
Tabla 17. Datos técnicos de los tornillos más usuales	93
Tabla 18. Velocidades en las líneas del circuito hidráulico	102
Tabla 19. Propiedades de líquidos comunes	104
Tabla 20. Presiones en líneas en avance de cilindro de pruebas	110
Tabla 21. Presiones en líneas en retorno de cilindro de pruebas	111
Tabla 22. Propiedades sensor de presión	124
Tabla 23. Especificaciones de a bomba EQUUS	148
Tabla 24. Resultados de las simulaciones	155
Tabla 25. Toma de datos	156
Tabla 26. Resultados de las pruebas	157

Tabla 27. Análisis ANOVA de los datos.....	161
Tabla 28. Costos del banco de pruebas	170
Tabla 29. Costos aparentes	172
Tabla 30. Costo unitario variable	173
Tabla 31. Costos de operación	173
Tabla 32. Costo anual.....	174
Tabla 33. Ciclos de falla.....	177

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS.....	183
ANEXO B. PLANOS DE CORTE.....	239
ANEXO C. PLANO ELECTRICO.....	243
ANEXO D. CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN.....	244
ANEXO E. ARTÍCULO: CAPACIDAD DE CARGA DE CILINDROS OLEOHIDRÁULICOS.....	247
ANEXO F. H SERIES HYDRAULIC CYLINDERS. MILLER FLUID POWER.....	254
ANEXO G. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	258

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA SELLOS DE CILINDROS HIDRÁULICOS PARA LA EMPRESA DIMAM S.A.S.*

AUTORES:

JUAN SEBASTIAN ORDOÑEZ ACUÑA
CINDY LLORAINE SANCHEZ RINCON**

PALABRAS CALVES:

Banco de pruebas, ciclos, cilindro hidráulico, fatiga, hidráulica, presión, pruebas, sellos.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es proveer a la empresa DIMAM S.A.S. un banco de pruebas para determinar la vida útil de los sellos de los cilindros hidráulicos, fabricados por la empresa, y de esta forma comparar su calidad con respecto a los sellos importados de empresas fabricantes extranjeras, sometiéndolos a ciclos de trabajo, de hasta 2Hz y presiones de hasta 3500 Psi, hasta que se presente alguna falla.

El banco se diseñará y construirá teniendo en cuenta los siguientes sistemas:

- Sistema mecánico: compuesto por la mesa de soporte y la estructura que sostiene dos cilindros hidráulicos, uno de pruebas y otro de carga, garantizando la linealidad de la carga.
- Sistema hidráulico: formado por dos circuitos independientes, uno principal que genera la potencia del sistema y otro secundario que genera la carga.
- Sistema eléctrico y de control: compuesto por la interfaz hombre-máquina que facilita el accionamiento del banco de pruebas y el circuito eléctrico que lo abastece.

Además se realizará una comparación entre la duración de los sellos fabricados, obtenida a partir de las pruebas realizadas y los resultados dados por el software ANSYS, de acuerdo a simulaciones hechas, configurando el material de acuerdo a las propiedades dadas por el proveedor.

*Proyecto de grado.

**Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Leonidas Vásquez Chaparro.

ABSTRACT

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST BENCH FOR HYDRAULIC CYLINDERS SEALS FOR DIMAM S.A.S. COMPANY.*

AUTHORS:

JUAN SEBASTIAN ORDOÑEZ ACUÑA
CINDY LLORAINE SANCHEZ RINCON**

KEY WORDS:

Seals, hydraulic, testing, cycles, fatigue, pressure, hydraulic cylinders, test bench.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to provide the company Dimam SAS with a test bench to determine the life of the seals of the hydraulic cylinders, manufactured by the company and thus, compare their quality with the seals imported from foreign manufacturers. Putting the seals to duty cycles of up to 2 Hz and pressures to 3500 psi, until a fault is present.

The bench will be designed and built considering the following systems:

- Mechanical system: composed of the support table and the structure that holds two hydraulic cylinders, one of them is a test cylinder and the other is a load cylinder, keeping the linearity of the load.
- Hydraulic system: made of two independent circuits, a main circuit generating the power and a secondary circuit generating the load.
- Electrical and control system: composed by the human-machine interface facilitating the test bench functioning and the electrical circuit which supplies it.

Also a comparison between the duration of the manufactured seals, obtained from the tests performed and the results given by the software ANSYS, according to simulations made by setting the material according to the properties given by the supplier.

*Graduation Project

**Faculty of Physics-Mechanic Engineering, School of Mechanic Engineering, Director Leonidas Vasquez Chaparro.

INTRODUCCIÓN

El desarrollo de la industria de maquinaria pesada ha aumentado en los últimos años en nuestro país por la cantidad de proyectos de expansión territorial que se ha planteado el gobierno. Dentro de esta industria se encuentra maquinaria que trabaja con sistemas hidráulicos para generar la potencia que se requiere. Es por ello, que el mantenimiento asociado a estas máquinas también ha incrementado considerablemente.

La empresa *DIMAM S.A.S* interesada en el proyecto, es una sociedad de acciones simplificadas orientada al mantenimiento, montaje y mecanizado de piezas utilizadas en la industria hidráulica. Está ubicada en la carrera 14 No. 23-61 en la ciudad de Bucaramanga. Se especializa en el mantenimiento y reparación de cilindros hidráulicos y neumáticos de la industria en general.

Dentro del área del mantenimiento, es común encontrar que se prolonga el tiempo de vida de los sellos y solo se realiza mantenimiento de los cilindros hidráulicos cuando ya son visibles algunas fallas, entre ellas, las más comunes encontradas en los cilindros son las ralladuras en la camisa o en el vástago, debido al ingreso de partículas externas que reducen la vida útil de los demás sellos y que permiten el contacto metal-metal, ejes quebrados o doblados, tapas destruidas o pistones averiados debido a los sobreesfuerzos a los que se somete el actuador.

Los sellos son los primeros elementos que se desgastan en los cilindros hidráulicos, por lo tanto el mantenimiento básico de éstos consiste en reemplazar los sellos para garantizar la estanqueidad del cilindro y su correcto funcionamiento.

Debido al desgaste excesivo, se producen cambios en las dimensiones de las camisas y pistones, y al colocar los nuevos sellos, la estanqueidad ya no se daría por estos pequeños cambios dimensionales y al poco tiempo habrían fugas y desgastes dando como resultado un nuevo mantenimiento y con el tiempo el deterioro completo del cilindro.

Esta es la principal razón por la que la empresa DIMAM S.A.S fabrica sellos hidráulicos, para poder aumentar la vida útil de los cilindros sin que haya la necesidad de reemplazarlos, lo cual significa una inversión pequeña comparada con el valor del reemplazo total.

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

En el presente capítulo se describen los conceptos básicos requeridos para el desarrollo del proyecto.

1.1 HIDRÁULICA

La hidráulica puede definirse como el estudio de las propiedades mecánicas de los fluidos y el uso de sus características para transmitir energía. El término hidráulica no solo se refiere al agua, sino a todo tipo de líquidos. Debido a las aplicaciones industriales de la hidráulica, los líquidos comúnmente usados son los aceites a base de petróleo. El uso de aceites hidráulicos para la transmisión de energía se conoce como Oleohidráulica¹

Martinez V. (2009) expresa las siguientes ventajas y desventajas del uso de la hidráulica.

Ventajas del uso de la hidráulica

- Permite transmitir grandes fuerzas a partir de elementos pequeños.
- Facilidad en el control de los actuadores.
- Uso de elementos mecánicos para la conversión de energía, lo que evita la presencia de problemas eléctricos.
- Generación de movimiento suave, sin presencia de vibraciones.
- Reversibilidad del movimiento en el actuador.
- Autolubricación de los componentes del sistema.

¹ MARTINEZ, Victoriano A. *Potencia hidráulica controlada por PLC*. Mexico : Alfaomega, 2009.

Desventajas del uso de la hidráulica

- Los sistemas son pesados por el uso de elementos mecánicos rígidos para la generación de fuerzas.
- Problemas en el mantenimiento debido a la suciedad de los elementos; los sistemas hidráulicos son muy sensibles a la suciedad.
- Se deben tener altas medidas de seguridad por la generación de grandes presiones.
- Alta probabilidad de pérdida del fluido por las uniones o racores y en los elementos que componen el sistema.
- Alto costo de los elementos hidráulicos.

A modo de resumen se presenta la Tabla 1.

Tabla 1. Hidráulica

Hidráulica	
Como parte de la técnica de fluidos, a pesar de que la hidráulica abarca mucho más que la Técnica de fluidos.	
Fuente de energía (Accionamiento)	Motor eléctrico Motor de combustión Acumulador hidráulico
Elementos de conducción de energía	Tuberías y mangueras
Portadores de energía	Líquidos
Densidad de fuerza (Densidad de potencia)	Grandes; altas presentaciones, grandes fuerzas, volumen pequeño
Variación continua de parámetros (Aceleraciones - Desaceleraciones)	Muy buena; por presión y caudal
Tipos de movimientos de los accionamientos	Movimiento lineal y rotatorio, ambos fácilmente realizables mediante cilindros o motores hidráulicos respectivamente.

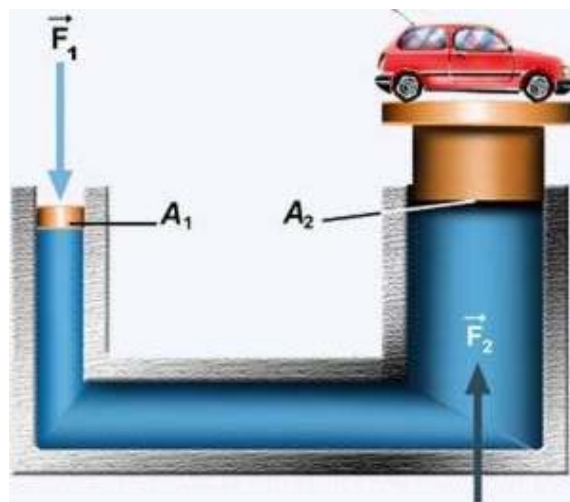
Fuente: Potencia hidráulica controlada por PLC. Alfaomega.

1.2 LEYES Y PRINCIPIOS HIDRÁULICOS

- **Ley de Pascal**

El físico, matemático y filósofo francés Blaise Pascal (1623-1662) enunció, en lo que hoy se conoce como la Ley de Pascal, que *“la presión aplicada a un fluido confinado se transmite uniformemente en todas las direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales, actuando de forma perpendicular a las paredes del recipiente.”*² A partir de este principio, el mecánico británico Joseph Bramah (1748-1814), desarrolló la prensa hidráulica en 1795; en ella se demuestra que una fuerza actuando sobre un área pequeña, genera una fuerza mayor proporcional a un área mayor como puede verse en la Figura 1.

Figura 1. Equilibrio hidráulico



Fuente: <http://e-educativa.catedu.es/>

De esta forma:

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

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

² VICKERS. *Manual de oleohidráulica industrial*. Barcelona : Blume.

Donde:

P = Presión en Pa.

F = Fuerza en N.

A = Área en m^2 .

- **Principio de Bernoulli**

La energía en un sistema con caudal constante se transforma en energía cinética, energía potencial y energía de presión, cada vez que se modifica el área de la sección transversal de la tubería. La suma de estas tres energías, en diferentes puntos del sistema, es constante si el fluido es considerado ideal³ como se muestra en la Figura 2.

$$\frac{V^2 \cdot \rho}{2} + P + \rho g z = Constante$$

Donde:

V = velocidad del fluido.

ρ = densidad del fluido.

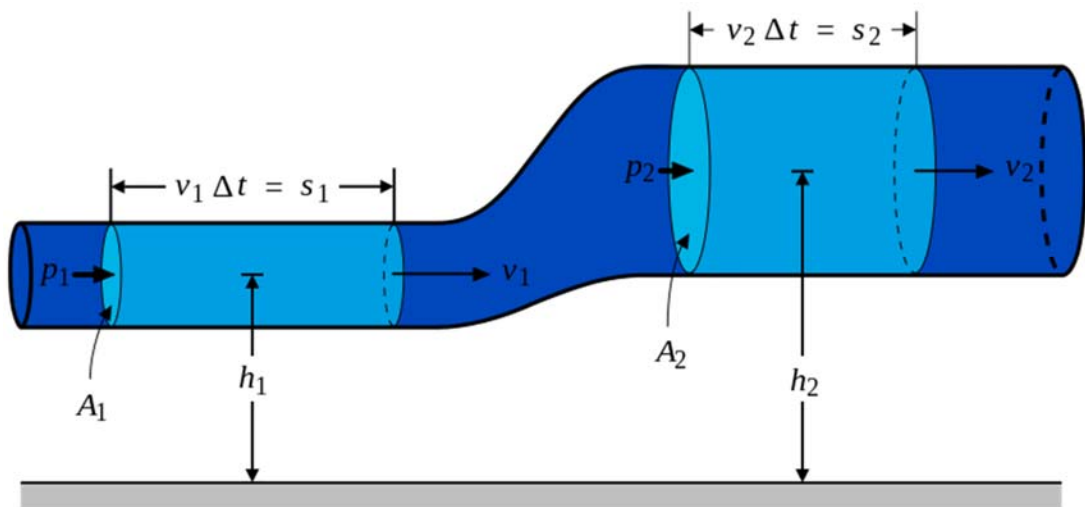
P = presión en la línea de flujo.

g = aceleración de la gravedad.

Z = altura en dirección a la gravedad.

³ M, CENGEL Yunus A y CIMBALA John. *Mecánica de fluidos, fundamentos y aplicaciones*. Mexico : McGraw Hill, 2007.

Figura 2. Principio de Bernoulli



Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Principio_de_Bernoulli

1.3 ACTUADORES HIDRÁULICOS

Los actuadores son los elementos que realizan el trabajo en los sistemas hidráulicos, a partir de las condiciones de trabajo a realizar, se determina el tipo de actuador y se empieza a diseñar el sistema. Vickers⁴ clasifica los actuadores en lineales y rotatorios.

1.3.1 Actuadores lineales Son los que generan trabajo en línea recta. En éste tipo de actuadores se encuentran los cilindros hidráulicos como se muestra en la tabla 2.

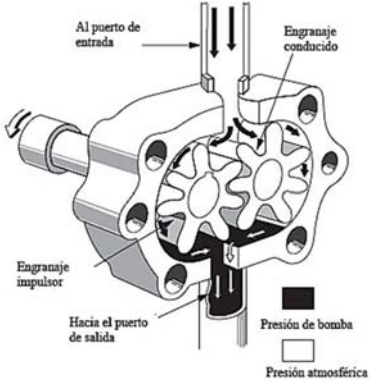
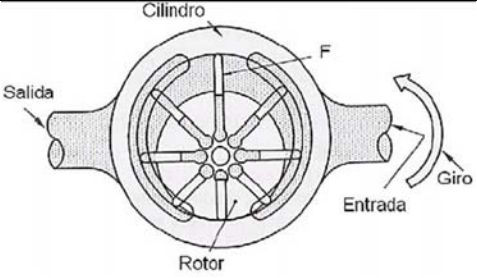
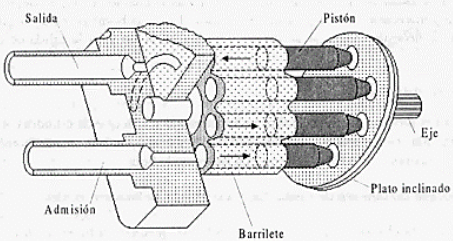
⁴ VICKERS. *Op. Cit.*, p 97.

Tabla 2. Tipos de actuadores lineales

TIPO	CARACTERISTICAS	SÍMBOLO
Simple Efecto	Es accionado hidráulicamente en un solo sentido, es decir que solo tiene un sentido de trabajo.	
Doble Efecto	Tiene accionamiento hidráulico en ambos sentidos. Realiza fuerza en los dos sentidos.	
Telescópico	Se usan cuando se requiere poco espacio en su forma comprimida, pueden tener hasta cinco etapas.	
Doble Vástago	Generan fuerzas iguales en ambos sentidos de accionamiento.	
Tipo Buzo	Ejerce fuerza en una sola dirección, el retroceso se efectúa por acción de la gravedad.	

1.3.2 Actuadores rotatorios Son los comúnmente conocidos como motores hidráulicos. Su construcción es parecida a la de las bombas, sin embargo al contrario de las bombas, los motores no impulsan el fluido sino que son impulsados por este, generando un par y un movimiento de rotación continuo. Los motores pueden ser unidireccionales o bidireccionales, de caudal variable o fijo, ver Tabla 3.

Tabla 3. Tipos de motores hidráulicos

TIPO	CARACTERISTICAS	ESQUEMA
De Engranajes	<p>Generan un par debido a la presión aplicada en la superficie de los dientes. Uno de los engranajes está acoplado al eje de accionamiento. Pueden ser bidireccionales</p>	 <p>http://www.sapiensman.com/neumatica/images/bomba-de-engranajes.jpg</p>
De Paletas	<p>La presión que actúa sobre las superficies de las paletas, es la que genera el par. Están equilibradas hidráulicamente.</p>	 <p>http://4.bp.blogspot.com/_28q8G6MzHNY/S-I_KtpaTnl/AAAAAAAAACM/nfL61nCIIRw/s1600/paletas.bmp</p>
De Pistones	<p>Pueden ser de pistones axiales o radiales, son los más eficientes, pueden trabajar tanto a altas velocidades como a altas presiones.</p>	 <p>http://industrial-automatiza.blogspot.com/</p>

1.4 BOMBAS HIDRÁULICAS

Son los elementos más importantes del sistema hidráulico ya que son las que impulsan el fluido hidráulico al sistema. Las bombas se clasifican en hidrostáticas e hidrodinámicas.


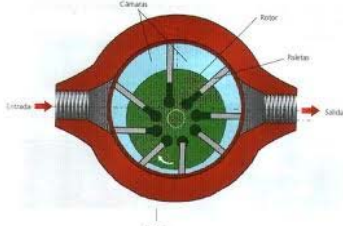
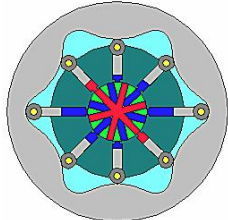
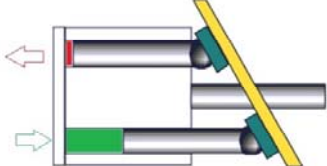
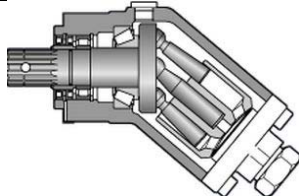
Las bombas hidrodinámicas son aquellas que se conocen como centrífugas o de turbina, no son de desplazamiento positivo; su aplicación principal es para impulsar el fluido cuando no hay otra resistencia más que el peso del mismo.

Las bombas hidrostáticas son las de desplazamiento positivo, es decir que suministran una determinada cantidad de fluido por cada ciclo que realizan. Este tipo de bombas es el que se utiliza para los sistemas hidráulicos. A modo de resumen se presenta la Tabla 4, donde se describen los tipos de bombas hidrostáticas.

Tabla 4. Tipos de bombas hidráulicas

BOMBAS DE ENGRANAJES		
INTERNOS	<p>La cámara de bombeo se forma entre los dientes de los engranajes. Tienen una pieza de separación en forma de medialuna en medio de los engranajes.</p>	 <p>http://sitioniche.nichese.com/esquemas-hidra/engranajes-exterior.jpg</p>
EXTERNOS	<p>Un engranaje es solidario con el eje de la bomba y hace girar al otro. Son de desplazamiento fijo y no están equilibrados hidráulicamente.</p>	 <p>http://blog.enrimusa.com/wp-content/uploads/2013/04/Bomba-engranajes-frontal.jpg</p>
GEROTOR	<p>Funciona de forma similar a la de engranajes internos. El rotor interno arrastra al externo formando cámaras de bombeo entre ambos.</p>	 <p>http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/4750/4918/html/bombas-rotativas-iv_8840_6_3.jpg</p>

Tabla 4. Continuación

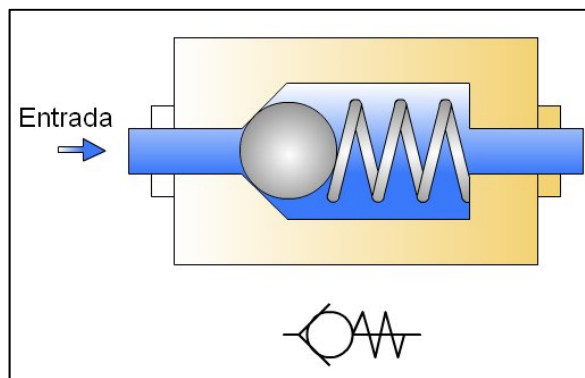
BOMBAS DE PALETAS		
COMPENSADA	El anillo de estas bombas es elíptico. La entrada y salida se encuentran a 180° lo que elimina las fuerzas de presión sobre el rotor.	
NO COMPENSADA	El eje se somete a cargas laterales por la presión que se genera sobre el rotor. Pueden ser de caudal variable.	 <p style="text-align: center;"><small>http://www.sabelotodo.org/aparatos/imagenes/bo mbapaleta.jpg</small></p>
BOMBAS DE PISTONES		
RADIALES	El bloque de cilindros gira sobre un pivote dentro de un rotor que es excéntrico con relación al primero, lo que permite que los cilindros se desplacen alternativamente.	 <p style="text-align: center;"><small>http://www.timken.com/es-es/products/coatings/engineered/PublishingImag es/RadialPistonMotor.jpg</small></p>
AXIALES	Los cilindros y el eje estacionario tienen la misma línea central. Los pistones se mueven paralelos al eje y de forma alternativa por el disco o anillo inclinado.	 <p style="text-align: center;"><small>http://www.serviciohidraulico.com.mx/bomba_de _pistones.jpg</small></p>
EJE QUEBRADO	Los pistones giran formando un ángulo con el eje de accionamiento. El ángulo de inclinación puede cambiarse lo que permite un desplazamiento variable.	 <p style="text-align: center;"><small>http://img.directindustry.es/images_dii/photo-g/bomba-hidraulica-de-pistones-axiales-de-cilindrada-fija-y-de-eje-inclinado-13611-4038354.jpg</small></p>

1.5 VÁLVULAS DIRECCIONALES

Vickers explica que son las que permiten el control de la dirección del fluido. La mayoría de estas válvulas son de posición definida, es decir, que cierran y abren pasajes para permitir el flujo en la dirección que se desea. Existen varios tipos de válvulas direccionales.

1.5.1 Válvulas antirretorno Solo permiten el paso de fluido en una sola dirección, bloqueándose si el flujo es en dirección contraria como se muestra en la Figura 3.

Figura 3. Válvula antirretorno



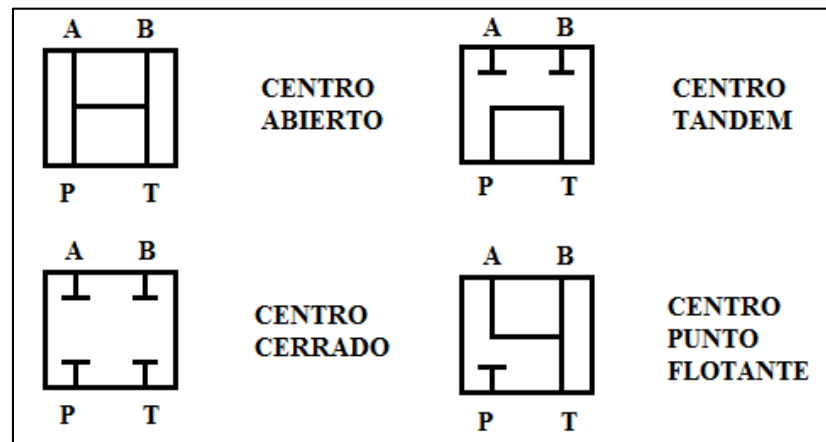
Fuente: <http://www.portaleso.com>

1.5.2 Válvulas de 2 y 4 vías Tienen dos orificios de salida A y B, una entrada de presión P y un puerto de salida a tanque T. Su función es permitir el paso de fluido y dirigirlo a cualquiera de los dos puertos de salida.

Las válvulas de 2 vías tienen una de las salidas bloqueadas lo que hace que el puerto a tanque actúe como un puerto de drenaje para las fugas internas de la válvula. Las válvulas de cuatro vías tienen una corredera deslizante que, al situarse en las posiciones disponibles, alternan la comunicación de los puertos.

Este tipo de válvulas se fabrican de 2 o 3 posiciones, aunque existen válvulas especiales con un número mayor de posiciones. Las válvulas de 3 posiciones tienen una posición central, dependiendo de la aplicación que se quiera dar a la válvula se elige el tipo de centro, ver Figura 4.

Figura 4. Tipos de centros



El accionamiento de las válvulas direccionales puede ser manual, mecánico o eléctrico. Los mandos de tipo eléctrico son los solenoides, el mando manual se hace por medio de una palanca, el mando mecánico se hace por levas o cualquier otro método mecánico. El mando de una válvula direccional también puede ser hidráulico, para esto es necesaria otra válvula, generalmente más pequeña, que active la válvula principal.

1.6 ACEITE HIDRÁULICO

Vickers explica que el aceite hidráulico cumple con cuatro objetivos esenciales dentro del sistema hidráulico.

- Es el medio de transmisión de potencia. Para no generar pérdidas grandes de potencia, el fluido hidráulico debe circular fácilmente por las tuberías y los componentes del sistema, además debe ser incompresible para que cuando un elemento se accione, el movimiento sea inmediato.
- El aceite hidráulico proporciona lubricación en los elementos del sistema, esto alarga la vida de los componentes, para ello se le agregan aditivos antidesgaste, sin embargo no todos los aceites hidráulicos contienen estos aditivos.
- La viscosidad del fluido hidráulico y el ajuste mecánico de los componentes determinan el porcentaje de fugas.
- El aceite disipa parte del calor generado por el sistema cuando circula por las líneas y en las paredes del tanque contenedor.

Además de cumplir con las funciones básicas, el fluido debe tener otras características que determinan su calidad, el aceite hidráulico debe⁵:

- Impedir la oxidación.
- Impedir que se forme lodo.
- Mantener la estabilidad y por lo tanto reducir la frecuencia de cambio del mismo.
- Reducir la formación de espuma.
- Mantener su viscosidad estable en altos rangos de temperatura.
- Reducir la corrosión.

⁵ VICKERS. *Op. Cit.*, p 47.

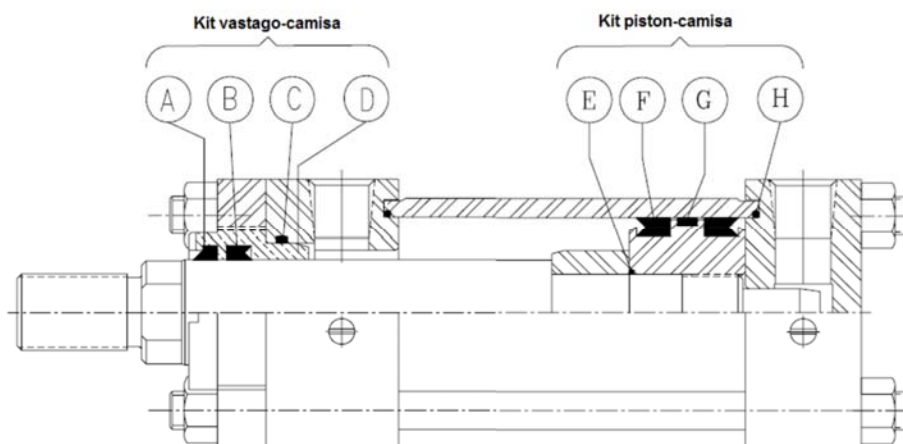
1.6.1 Velocidad en tuberías Debido al rozamiento entre las líneas y el aceite hidráulico por su circulación, la velocidad del aceite es una consideración importante en el diseño de sistemas hidráulicos. Las velocidades recomendadas, según el Manual de Oleohidráulica Industrial de Vickers, son:

- De 0.6 a 1.2 m/s en las líneas de aspiración de la bomba.
- De 2 a 5 m/s en las líneas de trabajo.

1.7 SELLOS PARA CILINDROS HIDRÁULICOS

Los sellos hidráulicos son los dispositivos o elementos encargados de mantener la estanquidad del cilindro hidráulico. Existen dos paquetes o kits de sellos en cada cilindro, uno está ubicado en el pistón y otro en la tapa del cilindro. Cada kit está compuesto por varios elementos que cumplen una función específica. En la Figura 5 se muestra la configuración del cilindro y la ubicación de los sellos.

Figura 5. Sellos en un cilindro hidráulico



Fuente: Cilindros neumáticos e hidráulicos Vayremex

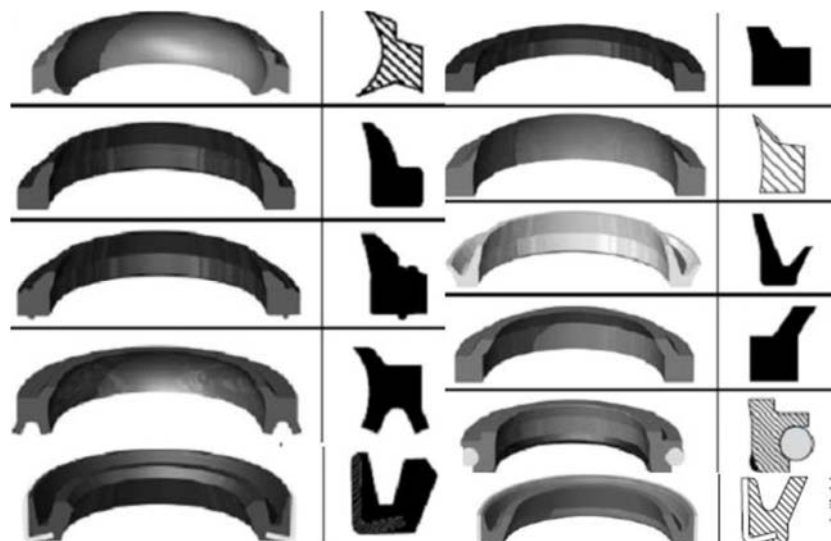
- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| A. Raspador o limpiador | E. O-ring pistón-embolo |
| B. Polypak vástago | F. Polypak pistón |
| C. O-ring vástago | G. Correa guía pistón |
| D. Correa guía vástago | H. O-ring pistón |

Cada subelemento tiene razón de ser en el cilindro, a continuación se explica la función que desempeñan cada uno:

- **Raspador o limpiador**

Son los encargados de limpiar los vástagos de cilindros hidráulicos y neumáticos, impidiendo la entrada de suciedad y partículas contaminantes, cuando los cilindros trabajan en medios abrasivos. En la Figura 6, pueden verse los distintos diseños de raspadores que existen, son fabricados en poliuretano o vitón de acuerdo a las temperaturas de trabajo, pueden fabricarse con un aro metálico exterior o interior dependiendo de las condiciones de trabajo.

Figura 6. Perfiles de raspadores

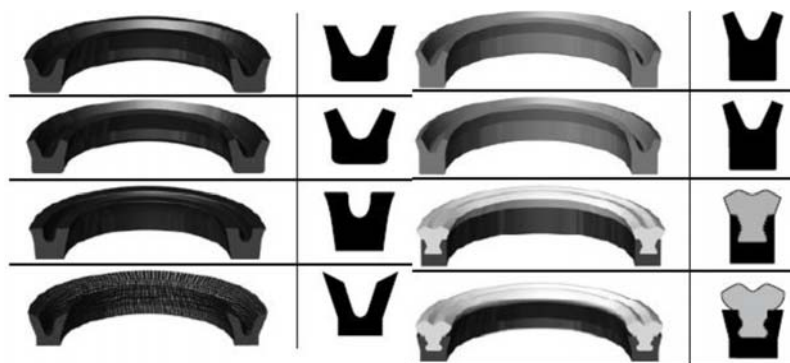


Fuente: Martin Fluid Power Catalog

- **Polypak**

Tienen la función de realizar el sellado en vástagos y tapas de cilindros hidráulicos. En la Figura 7, se observa que pueden ser de sección cuadrada, estrella o tipo Z; son labiados y dependiendo de las condiciones de trabajo, utilizan o-ring de expansión; pueden fabricarse en poliuretano, vitón o nitrilo.

Figura 7. Perfiles de Polypak

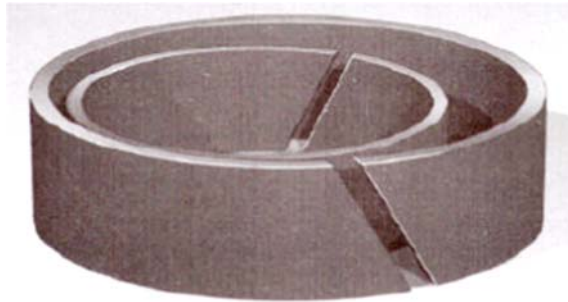


Fuente: Martin Fluid Power Catalog

- **Correa Guía**

Evitan el contacto metal-metal de las partes en movimiento, soportan posibles desalineamientos transitorios, son recomendables cuando se manejan altas presiones de los fluidos. Son de fácil instalación y alargan la vida útil de los sellos. Pueden ser fabricados, en diferentes plásticos de ingeniería como el teflón, ver Figura 8.

Figura 8. Correas guía

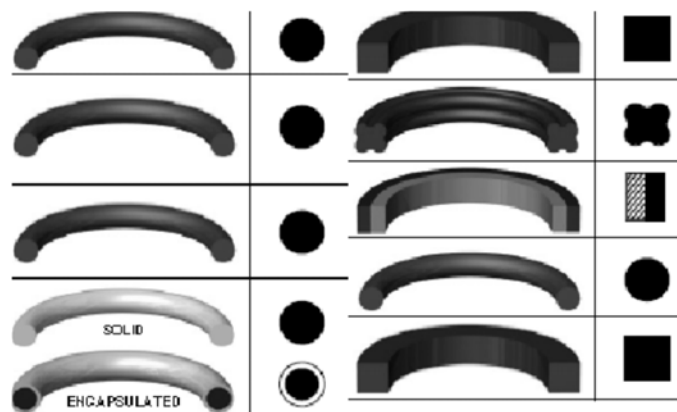


Fuente: Catálogo Chesterton Company

- **O-ring**

Es un sello con forma de toroide, que tiene como función asegurar la estanqueidad del fluido circundante. Estos se colocan en ranuras diseñadas especialmente para evitar su desgarre con las altas presiones a las que se exponen, son fabricados comúnmente en nitrilo y vitón dependiendo de las condiciones de trabajo. En la Figura 9, se observan variantes de este tipo de sello; como por ejemplo los o-ring cuadrados, o los que poseen ciertas geometrías especiales que van de acuerdo al diseño del actuador.

Figura 9. Perfiles de O-ring



Fuente: Martin Fluid Power Catalog

Los cilindros hidráulicos son elementos que requieren mantenimiento frecuentemente ya que son susceptibles a la suciedad por los ambientes abrasivos donde trabajan. El mantenimiento de los cilindros comprende básicamente cambiar todos los sellos, siendo estos los primeros en deteriorarse.

No cambiar los sellos a tiempo implica arriesgarse a que ocurran algunos de los siguientes problemas:

- Pérdida de velocidad en el actuador.
- Pérdida de fuerza en el actuador.
- Fugas de aceite por la tapa del cilindro.
- Ralladuras en la camisa o en el vástago producto de cuerpos extraños que ingresan al cilindro.
- Generación de sobre esfuerzos por desalineamientos del vástago.

1.8 RECIPIENTES A PRESIÓN

Un recipiente a presión es un elemento diseñado para contener fluidos a presiones mucho mayores que la presión atmosférica. La diferencia de presión entre el interior del recipiente y el exterior es peligrosa, ya que en la historia los recipientes a presión han sido una causa frecuente de accidentes.⁶

Primero se debe inspeccionar si el cilindro es de pared delgada o de pared gruesa, para esto se usa la relación diámetro interno (d_i) sobre espesor de la pared (e):

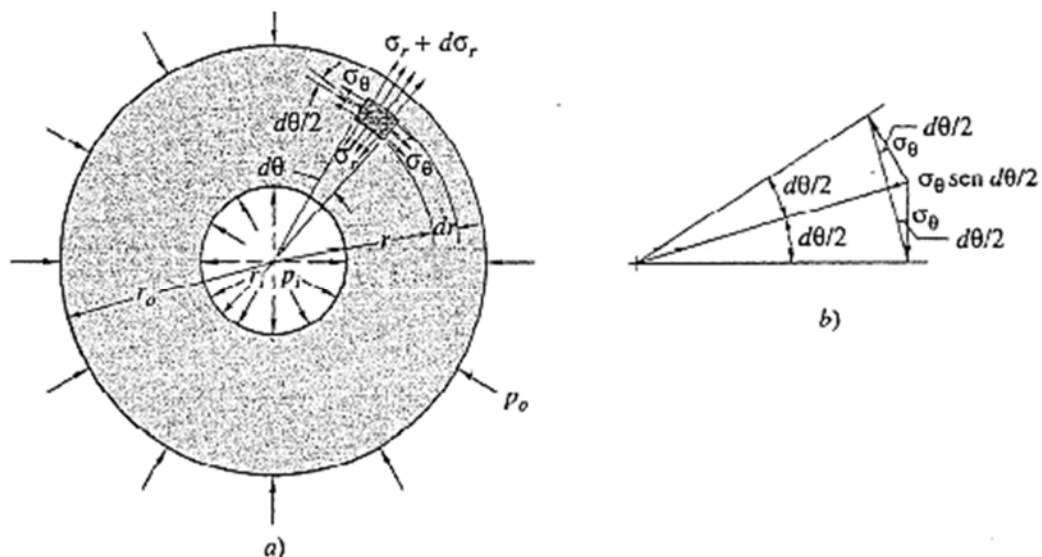
$$\frac{d_i}{e} > 40 : \text{Cilindros de pared delgada.}$$

⁶ HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. *Elementos de máquinas*. Mexico : McGraw Hill, 2000.

$\frac{d_i}{e} < 40$: Cilindros de pared gruesa.

1.8.1 Cilindros de pared gruesa El recipiente a presión como el que se muestra en la Figura 10, está sujeto a esfuerzos normales en dos direcciones que se encuentran en la pared del cilindro, el primero es el esfuerzo radial (σ_r), el segundo actúa en dirección perpendicular al anterior y es llamado esfuerzo circunferencial (σ_θ).

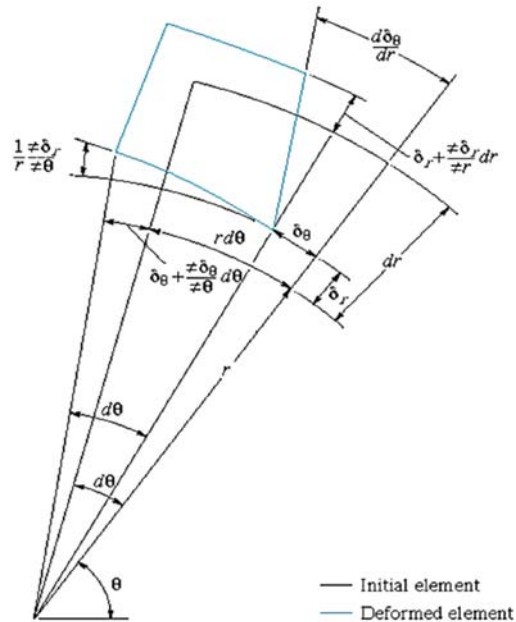
Figura 10. Esfuerzos en un cilindro hidráulico de pared gruesa



Fuente: Elementos de máquinas. Hamrock, Bernard J. 2000

En la Figura 11 se ve un elemento diferencial del cilindro de pared gruesa antes y después de ser deformado, los desplazamientos radial y circunferencial están dados por $\bar{\delta}_r$ y $\bar{\delta}_\theta$ respectivamente.

Figura 11. Elemento diferencial de un cilindro de pared gruesa



Fuente: Elementos de máquinas. Hamrock, Bernard J. 2000

Para realizar el análisis de estos recipientes Hamrock (2000)⁷ hace los siguientes supuestos:

- Se asume que los esfuerzos de tensión o compresión presentes en la pared del cilindro están uniformemente distribuidos.
- Se asume que las cargas, esfuerzos y deformaciones son simétricos con respecto a los ejes del cilindro.

⁷ HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Op. cit., p. 389.

1.8.2 Cilindros presurizados internamente Cuando se tiene una aplicación en la que la presión solo actúa al interior del cilindro (Hamrock 2000)⁸ se aplican las siguientes ecuaciones para los esfuerzos:

$$\sigma_r = \frac{p_i \cdot r_i \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i \cdot r_i \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2)$$

Donde

p_i : Es la presión interna.

r_i : Es el radio interior.

r_o : Es el radio exterior.

El esfuerzo circunferencial es de tensión y el esfuerzo radial es de compresión, además los esfuerzos máximos ocurren en $r = r_i$ y son:

$$\sigma_{r,max} = -p_i$$

$$\sigma_{\theta,max} = -p_i \left(\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right)$$

1.9 ANÁLISIS POR COLUMNA

El pandeo es una falla que se puede presentar en los cilindros hidráulicos si no son bien diseñados, el análisis de pandeo se refiere a elementos esbeltos cargados

⁸ HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Op. cit., p. 396.

centralmente a compresión, llamados columnas, cuanto más larga y más esbelta es la columna menor es el esfuerzo que puede soportar. La esbeltez de una columna se mide por la relación o grado de esbeltez K (MOTT 2006):

$$K = \frac{L}{Rg} = \frac{L}{\sqrt{\frac{I}{A}}} \quad (3)$$

Donde:

K es la relación de esbeltez,

L es la longitud de la columna,

Rg es el radio de giro,

I es la inercia de la columna con respecto al eje de esta misma,

A es el área de la sección transversal de la columna.

Para el caso en que la columna tiene una sección transversal circular⁹, el radio de giro Rg , es igual a $\frac{\pi}{4}$, reemplazando esto en la ecuación 3 se tiene:

$$K = 4 \frac{L}{D}$$

1.10 RESORTES

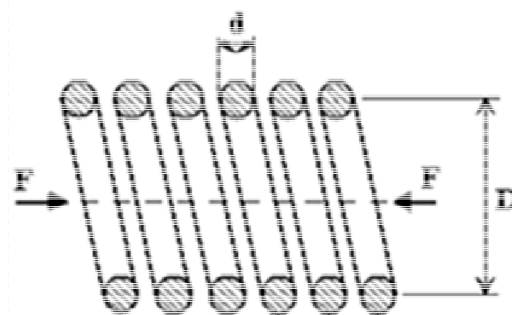
Un resorte es (HAMROCK 2000) un elemento flexible de máquina que se utiliza para ejercer una fuerza y al mismo tiempo para almacenar energía. La energía se almacena en la deformación del material del resorte y se recupera por el regreso elástico del material distorsionado. Los resortes deben tener la capacidad de

⁹ MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*. Mexico: Pearson, 2006.

soportar grandes deflexiones elásticas. Con frecuencia los resortes operan con altos esfuerzos de trabajo y con cargas que varían continuamente.

1.10.1 Resortes helicoidales de compresión Es una de las formas más comunes de resortes en la cual un alambre redondo se arrolla en una forma cilíndrica con paso constante entre las espiras adyacentes como se observa en la Figura 12.

Figura 12. Resorte helicoidal de compresión



Fuente: <http://www.mecapedia.uji.es/images>

Cuando un resorte helicoidal (HAMROCK 2000) se somete a fuerzas de compresión cada una de las espiras sufre distintos tipos de esfuerzos: esfuerzos cortantes de torsión, cortantes transversales y combinados.

El índice del resorte es una medida de la curvatura de la espiga, para la mayoría de resortes este valor se encuentra entre 3 y 12.

$$C = \frac{D}{d}$$

Donde:

- C es el índice del resorte,
- D es el diámetro medio de la espira,
- d es el diámetro del alambre.

1.10.2 Análisis por carga cíclica de resortes Debido a que con frecuencia la carga de los resortes fluctúa constantemente, se debe considerar un factor en el diseño por fatiga y concentración de esfuerzos.

Para carga cíclica se usa el factor de corrección por curvatura de Wahl (HAMROCK 2000):

$$K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (4)$$

Para poder realizar el análisis por fatiga es necesario hallar las fuerzas alternantes y medias y los esfuerzos alternantes y medios a los que se somete el resorte:

$$P_a = \frac{P_{max} - P_{min}}{2}$$

$$P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{8DK_w P_a}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{8DK_w P_m}{\pi d^3}$$

Donde:

P_a : es la fuerza alternante.

P_m : es la fuerza media.

P_{max} : es la carga máxima.

P_{min} : es la carga mínima.

τ_a : es el esfuerzo alternante.

τ_m : es el esfuerzo medio.

K_w : es el factor de Wahl.

Para el cálculo del factor de seguridad contra la fluencia por torsión se tiene (HAMROCK 2000):

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_a + \tau_m} \quad (5)$$

2. DISEÑO SISTEMA MECÁNICO

En este capítulo se desarrolla el diseño de los componentes del sistema mecánico.

2.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE CARGA

Para que los sellos estén sometidos a las cargas normales de trabajo, se necesita de un medio que permita generar ese tipo de cargas sobre el cilindro de pruebas; el uso de un resorte helicoidal para generar las cargas sobre el cilindro de pruebas se determinó en el plan de proyecto.

2.1.1 Diseño del resorte helicoidal El resorte estará sometido a ciclos de carga, se analizará siguiendo el método de carga cíclica que sugiere Hamrock¹⁰ en su libro, la fuerza mínima y máxima, f_1 y f_2 respectivamente, estarán dadas así:

$$f_1 = 0 \text{ [lbf]}$$
$$f_2 = 12000 \text{ [lbf]}$$

La fuerza mínima se toma como cero para analizar la peor condición cuando no existe precarga en el resorte y la fuerza máxima es la dada por el cilindro de pruebas. Las fuerzas media y alternativa estarán determinadas así:

$$f_m = \frac{f_2 + f_1}{2} \qquad f_a = \frac{f_2 - f_1}{2}$$

¹⁰ HAMROCK. Op. Cit., p. 261.

El índice del resorte está dado por la relación entre el diámetro medio y el diámetro del alambre.

$$c = \frac{Dm}{Dw}$$

El factor del esfuerzo cortante transversal corresponderá a la siguiente relación:

$$kd = c + \frac{0,5}{c}$$

El factor de corrección por curvatura o factor de Wahl para carga cíclica, se expresa de la siguiente manera:

$$kw = \frac{4 * c - 1}{4 * c - 4} + \frac{0,615}{c}$$

El esfuerzo alterno y el esfuerzo medio se calculan a partir de las siguientes expresiones:

$$Ta = \frac{8 * c * kw * fa}{\pi * Dw^2}$$

$$Tm = \frac{8 * c * kw * fm}{\pi * Dw^2}$$

La resistencia a la fluencia por torsión (S_{ys}) está en función de la resistencia a la rotura (S_{ut}), donde esta última está expresada en relación a los coeficientes A_p y m que dependen del material del alambre del resorte, estos coeficientes se determinan a partir de la Tabla 15.

$$S_{ys} = 0,4 * S_{ut}$$

$$S_{ut} = \frac{A_p}{D_w^m}$$

Tabla 5. Coeficientes usados para hallar la resistencia a la rotura para cinco materiales de resortes

Material	Rango del tamaño		Exponente m	Constante, A_p	
	pulg	mm		ksi	MPa
Alambre de piano ^a	0.004–0.250	0.10–6.5	0.146	196	2 170
Revenido en aceite ^b	0.020–0.500	0.50–12	0.186	149	1 880
Alambre estirado duro ^c	0.028–0.500	0.70–12	0.192	136	1 750
Cromo vanadio ^d	0.032–0.437	0.80–12	0.167	169	2 000
Cromo silicona ^e	0.063–0.375	1.6–10	0.112	202	2 000

^a Superficie lisa libre de defectos y con un acabado brillante, lustroso.

^b Superficie con cascarilla ligera de tratamiento de calor que se debe remover antes de enchapar.

^c Superficie lisa y brillante sin marcas visibles.

^d Alambre templado de calidad de aeronaval; también se obtiene recocido.

^e Templado a Rockwell C49; también se obtiene sin templar.

Fuente: Elementos de máquinas. HAMROCK 2000

Para un alambre revenido en aceite, los coeficientes serán:

$$A_p = 149000 \text{ [psi]}$$

$$m = 0,186$$

El factor de seguridad contra la fluencia está dado por la ecuación 5.

Para los valores del índice del resorte (FAIRES s.f.), se recomienda un rango de 3 a 12, sin embargo para C menores que 5, se debe tener cuidado en el bobinado de las espiras ya que se pueden presentar grietas en algunos hilos. A partir de este criterio se calculan el diámetro medio del resorte y el diámetro del alambre para

valores de C entre 3 y 5, con factores de seguridad de 2 y 3. Los resultados se tabulan y se presentan en las Tabla 6 y Tabla 7.

Tabla 6. Valores de Dm y Dw con diferentes valores de C para para N=2

N=2		
C	Dm [in]	Dw [in]
3	7,172	2,391
4	10,5	2,625
5	14,29	2,858
6	18,49	3,082
7	23,08	3,297
8	28,01	3,502
9	33,29	3,698
10	38,87	3,887
11	44,77	4,07
12	50,95	4,246

Tabla 7. Valores de Dm y Dw con diferentes valores de C para N=3

N=3		
C	Dm [in]	Dw [in]
3	8,969	2,99
4	13,13	3,282
5	17,87	3,574
6	23,13	3,854
7	28,86	4,123
8	35,03	4,379
9	41,62	4,625
10	48,61	4,861
11	55,98	5,089
12	63,71	5,309

Siguiendo las recomendaciones para los valores de C (FAIRES s.f.), sólo se tienen en cuenta los resultados para C con valores de 5 a 12. Los resultados obtenidos muestran que para un factor de seguridad igual a 2, el diámetro mínimo del alambre es 2.858 [in] con un diámetro medio del resorte de 14.29 [in] y para un factor de seguridad igual a 3, los valores de diámetro de alambre y diámetro medio son de 3.574 [in] y 17.87 [in], respectivamente.

Comparando los resultados con los valores recomendados para el diámetro del alambre en la Tabla 5, donde Dw está entre 0.020 y 0.500 pulgadas para un alambre revenido en aceite, los valores obtenidos son considerablemente mayores a los recomendados. Debido a esto, se rechaza la solución y se recurre al diseño de un resorte tipo ballesta para generar la carga requerida en el sistema.

2.1.2 Diseño de ballesta De la misma forma como se planteó para el diseño del resorte helicoidal, se diseña un resorte tipo ballesta bajo el criterio de carga cíclica y vida infinita¹¹ siguiendo el procedimiento recomendado por Hamrock.

La carga máxima es $P = 12000$ [lbf] generada por el cilindro de pruebas. El esfuerzo de diseño máximo se determina por la expresión:

$$\sigma_m = \frac{6 * P * l}{B * t^2}$$

Donde P es la carga máxima, l es la longitud máxima de la ballesta, B es el ancho de la lámina y t es el espesor de la lámina así como se muestra en la Figura 13.

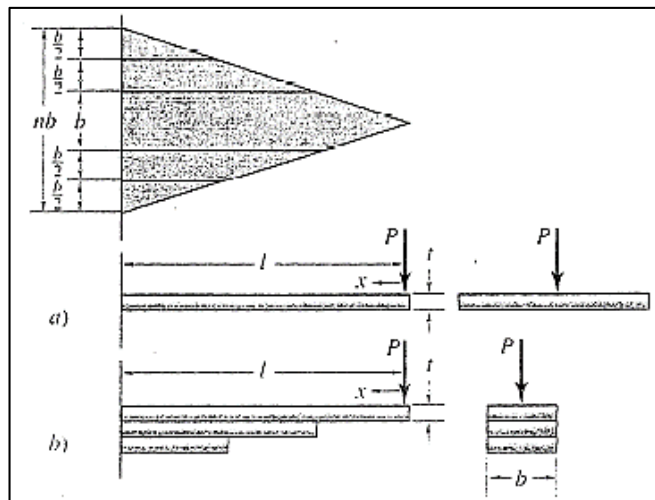
El esfuerzo de diseño máximo también está dado en función del esfuerzo permisible del material y del factor de seguridad.

¹¹HAMROCK, Op. Cit., p. 765-766

$$\sigma_m = \frac{Sp}{n}$$

Para una lámina de material SAE 1095 el valor del esfuerzo permisible es $\sigma_p = 83000$ [psi]¹². El espesor unitario de cada lámina se calcula a partir de la relación $b = B/m$, donde m es el número de láminas.

Figura 13. Resorte de hojas. a) Resorte en voladizo de placa triangular; b) Resorte de hojas múltiples equivalente.



Fuente: Elementos de máquinas. Hamrock 2000

Para realizar el cálculo se toma un factor de seguridad $n = 3$ y una longitud máxima de 50 pulgadas ya que ese es el espacio máximo que se dispone para el banco. El número máximo de láminas es 10, de esta forma variamos el espesor de la lámina para determinar la geometría de la ballesta, los resultados se registran en la Tabla 8.

¹² DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. *Diseño de máquinas, teoría y práctica*. Mexico: Compañía editorial continental S.A., 1987. p. 454

Tabla 8. Dimensiones de la ballesta en relación al espesor de la lámina

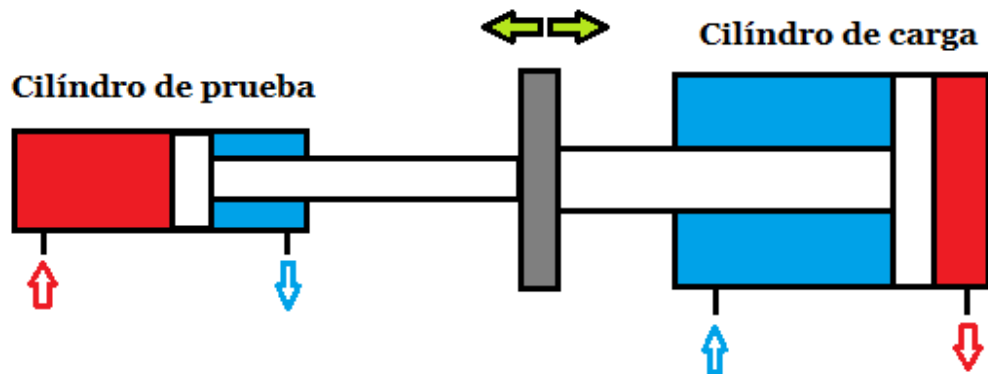
t [in]	B [in]	b [in]	H=t*m [in]
0,5	520,5	52,05	5
0,625	333,1	33,31	6,25
0,75	231,3	23,13	7,5
0,875	170	17	8,75
1	130,1	13,01	10
1,125	102,8	10,28	11,25
1,25	83,28	8,328	12,5
1,375	68,82	6,882	13,75
1,5	57,83	5,783	15
1,625	49,28	4,928	16,25
1,75	42,49	4,249	17,5
1,875	37,01	3,701	18,75
2	32,53	3,253	20
2,125	28,82	2,882	21,25
2,25	25,7	2,57	22,5
2,375	23,07	2,307	23,75
2,5	20,82	2,082	25
2,625	18,88	1,888	26,25
2,75	17,21	1,721	27,5
2,875	15,74	1,574	28,75
3	14,46	1,446	30

Los resultados muestran que el tamaño de la ballesta se sale de los requerimientos de tamaño del banco, pues el valor del ancho de cada lámina es elevado, cuanto más pequeño es el espesor, y la altura total se eleva cuanto más se aumenta el

espesor de las láminas, por este motivo la ballesta queda descartada como opción de generación de carga.

2.1.3 Cilindro hidráulico para generación de carga Debido a que la implementación de un resorte o una ballesta para el sistema de generación de la carga presenta problemas en cuanto al diseño y de construcción, se hace necesario buscar otra alternativa de solución que permita generar la carga requerida sobre el cilindro de pruebas. La opción a la que se llegó después de analizar el problema y del proceso de investigación para encontrar una solución más viable, es la de utilizar un cilindro hidráulico que actuó como generador de carga, de modo que se pueda acoplar mecánicamente con el cilindro de pruebas como se muestra en la Figura 14.

Figura 14. Esquema general del acople de cilindros



La empresa DIMAM que se especializa en reparación y fabricación de cilindros, tiene a su disposición un gran número de estos elementos que pueden ser usados como cilindro de carga. Se hace una selección para que el cilindro se adapte a las condiciones deseadas, las cuales son:

- Diámetro de la camisa mayor a 50 mm para que la presión que maneje el circuito, independiente del cilindro de carga, sea menor a la del cilindro de prueba.

- Carrera mínima de 7 cm y máxima de 20 cm, esto para no exceder el tamaño de la estructura.

Se encontró un cilindro, ver Figura 15, con las siguientes especificaciones:

Figura 15. Cilindro de carga



- Camisa hidráulica de 90 x 100 mm
- Vástago de diámetro de 38 mm
- Distancia mínima entre apoyos de 416 mm
- Carrera máxima de 100 mm
- Diámetro de los agujeros de los apoyos de 25 mm
- Racores de entrada y salida de 9 mm

El uso de un cilindro hidráulico como sistema de carga, da la posibilidad de generar fuerza tanto en la extensión como en la retracción del cilindro de pruebas, algo que no puede lograrse fácilmente si se utiliza un resorte o una ballesta, ésta es otra de las razones por las cuales se decide usar este elemento.

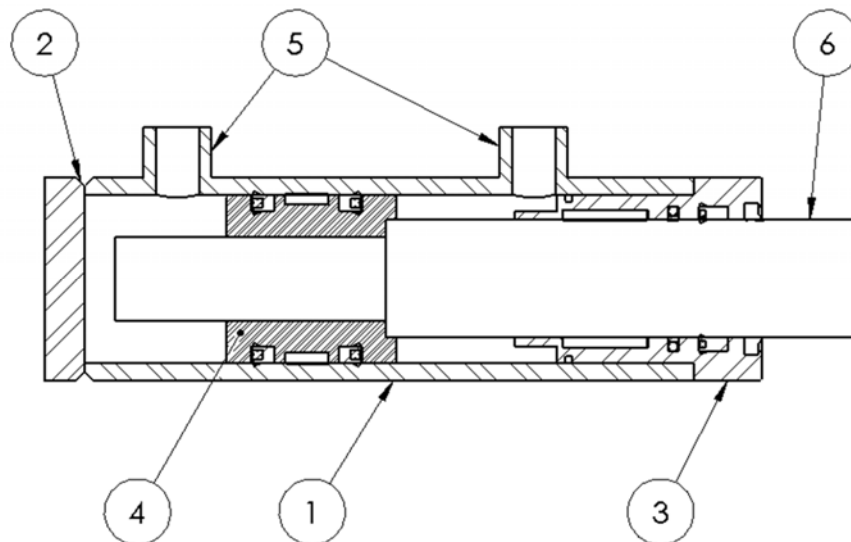
2.2 DISEÑO DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE PRUEBAS

Para el diseño del cilindro de pruebas se siguieron las tres fases básicas del proceso de diseño (GIESECKE 2006).

2.2.1 Definición de los requerimientos En el proceso de diseño es necesario definir y entender todos y cada uno de las etapas que en él intervienen, en esta primera etapa se determinaran todos los requerimientos para el diseño de un cilindro hidráulico.

En la Figura 16 se observa el esquema general de las partes de un cilindro hidráulico.

Figura 16. Esquema general cilindro



1 Camisa hidráulica

2. tapa soldada

3. tapa roscada

4. Pistón

5. Entrada y salida de aceite

6. Vástago

Para empezar el diseño se debe mencionar que la empresa interesada en el proyecto, dispone de algunos elementos, a partir de los cuales se realiza el diseño. Los elementos son:

- Bomba hidráulica de piñones de 5 GPM a 3000 PSI de presión.
- Tanque de 1 x 0,5 x 0,5 m para el almacenamiento del aceite.
- Motor de 9 HP.

Es importante aclarar que el espacio que se dispone para la construcción del banco no debe sobrepasar por mucho las dimensiones del tanque.

- **Dimensiones del cilindro de pruebas**

Las dimensiones establecidas previamente en el plan de proyecto son: 40 mm de diámetro interno de la camisa hidráulica y 25 mm de diámetro para el vástago. Calculando las áreas se obtiene:

$$a_p = \pi * \frac{d_e^2}{4} = 1256.63 \text{ mm}^2 = 1.2566 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$a_v = \frac{\pi}{4} * (d_e^2 - d_i^2) = 765.76 \text{ mm}^2 = 7.657 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Debido a que se dispone de una bomba de 5 GPM y se estableció una frecuencia de 2 Hz, se realiza el siguiente cálculo:

$$Vol = a_p * carrera \quad (6)$$

$$tiempo = \frac{vol}{caudal} \quad (7)$$

Como se requieren dos ciclos por segundo, para el avance se requiere β veces más tiempo que para el retroceso, de esta forma:

$$\beta = \frac{a_p}{a_v} = 1,641$$

Un ciclo se define como el tiempo que tarda en el avance más el tiempo de retroceso del vástago, $t_a + t_r$, y este se debe realizar en 0,5 segundos.

$$t_a + t_r = 0,5 \quad (8)$$

$$t_a = t_r * \beta \quad (9)$$

Solucionando 8 y 9 se obtiene:

$$t_a = 0,3106 \text{ segundos}$$

$$t_r = 0,1893 \text{ segundos}$$

Solucionando las ecuaciones 6 y 7 se halla la carrera del cilindro.

$$carrera = 0,07798 \text{ m} = 7.798 \text{ cm}$$

- **Fuerzas**

La fuerza de avance y de retroceso se halla con la siguiente ecuación:

$$F = P * S$$

Donde S equivale al área de pistón (a_p) en el avance y el área vástago (a_v) para el retroceso y P equivale a la presión máxima del sistema hidráulico que en este caso es 3500 psi o 24,13 Mpa. La fuerza mayor se genera en avance:

$$F_a = P * a_p = 30321 \text{ N}$$

La fuerza de retroceso será entonces:

$$F_r = P * a_v = 18476 N$$

- **Condiciones de apoyo**

Haciendo una revisión bibliográfica, se determinó que la mejor condición es la de apoyos simples en ambos extremos, debido a que es la que más se acerca a las condiciones reales de trabajo y es a la que se le han realizado más estudios.

2.2.2 Documentación y generación de ideas En esta segunda etapa se realizó una búsqueda sobre el diseño de cilindros hidráulicos, se encontraron dos documentos que fueron importantes a la hora de realizar el diseño del cilindro, estos documentos se encuentran en los anexos F y G respectivamente.

- Capacidad de carga de cilindros olehidráulicos. Edgar Salazar. Anexo F.
- Miller fluid power, H series Hydraulic cylinder. Anexo G.

2.2.3 Evaluación y análisis preliminar de soluciones En esta etapa del diseño se realizaron los cálculos de los factores de seguridad de cada uno de los componentes de cilindro hidráulico de pruebas.

- **Cálculo del factor de seguridad de la camisa**

Dado que la relación $\frac{d_i}{e} = 20$, se clasifica como un cilindro de pared gruesa.

- Aplicando las ecuaciones 1 y 2 (ver p. 43), hallamos σ_r y σ_θ respectivamente:

$$\sigma_r = 26,3 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_\theta = 119,6 \text{ Mpa}$$

El material de la camisa es acero SAE 1045 que tiene las propiedades mostradas en la Tabla 9.

Tabla 9. Propiedades del acero 1045

Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

Fuente: Compañía General de Aceros (CIA)

Calculado el factor de seguridad para la camisa se obtiene que $Nc = 3,45$. Esto indica que el esfuerzo máximo al que está sometida la camisa del cilindro hidráulico está por debajo del esfuerzo de fluencia admisible por el material.

- **Cálculo del factor de seguridad del eje**

Asumiendo que el eje está expuesto solamente a carga axial y sabiendo que está fabricado de acero SAE 1045 se tiene:

$$\sigma = \frac{F}{a} = 59,86 \text{ Mpa}$$

Calculado el factor de seguridad para la camisa se obtiene que $Nv = 6,899$. Con este valor del factor de seguridad del vástago, se asegura que no fallará bajo esas condiciones de carga.

En la tesis doctoral (SALAZAR 2006), se encontró la norma ISO/TS 13725, que especifica la formulación matemática para determinar la carga de pandeo con la cual se calculará la carga máxima a la que se podrá someter el cilindro hidráulico, en este caso se programó, con base en la norma mencionada, en MATLAB el cual arrojó los siguientes resultados:

Para los datos suministrados, estableciendo una carrera de 7.798 cm, diámetro interno del cilindro de 40 mm y diámetro del vástago de 25 mm, los cálculos por norma determinan que fallará primero el material del que está hecho el cilindro antes de que falle por pandeo.

En el manual de Miller Fluid Power (MILLER 2003) (ver anexo G), se presenta la Tabla 10, en la cual se busca la carga a la que se someterá el cilindro en libras fuerza, que en este caso es de 10900 lbf, se busca por 12000 lbf que es la siguiente carga más aproximada, luego se desplaza hacia la derecha hasta encontrar el valor de longitud del cilindro que más se acerque, en este caso el espacio máximo disponible es de 20 pulgadas, entonces para los valores anteriores de carga y longitud, el manual recomienda utilizar un eje de 1 pulgada o 25,4 milímetros, eso quiere decir que se estaría fuera de los límites de las dimensiones recomendadas por el fabricante.

Tabla 10. Selección del tamaño del vástago

Thrust in lbs.	PISTON ROD DIAMETER															
	5/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	4 1/2"	5"	5 1/2"	7"	8"	9"	10"
250	43	94	146													
400	37	83	134	186												
700	30	68	118	168	202	275										
1,000	27	60	105	155	190	257	330									
1,400	24	53	92	142	174	244	308	385								
1,800	23	48	82	127	160	230	296	366	440							
2,400	19	45	75	114	145	213	281	347	415	488						
3,200	16	41	67	103	130	194	261	329	400	461						
4,000	13	38	63	94	119	175	240	310	378	446						
5,000	9	34	60	87	110	163	225	289	360	426	494					
6,000	5	30	56	82	102	152	208	274	342	410	476					
8,000	5	26	50	76	93	137	188	245	310	375	447					
10,000	4	21	45	70	89	125	172	222	279	349	412	482				
12,000	3	17	41	65	84	118	155	210	269	326	388	454				
16,000		9	34	57	75	110	142	188	235	292	350	420				
20,000		8	28	52	68	103	136	172	218	270	326	385				
30,000		6	12	39	55	87	120	156	189	230	285	330				
40,000			11	22	43	74	108	142	177	210	248	294				
50,000			9	15	30	66	96	130	165	200	234	269	408			
60,000				14	18	57	88	119	154	190	225	256	384			
80,000				12	16	36	71	104	137	170	204	240	336			
100,000					14	22	57	90	120	154	189	222	324	400		
120,000						21	45	77	108	140	175	207	313	377		
140,000						19	27	64	98	128	160	194	301	365		
160,000						17	26	47	86	118	148	182	279	350	421	
200,000						14	23	31	67	98	131	161	260	330	402	
250,000							19	28	36	72	109	141	236	301	375	
300,000								25	34	42	86	120	212	281	351	420

Fuente: Miller Fluid Power

Teniendo en cuenta las recomendaciones del fabricante y que el cilindro soporta cargas cíclicas altas se tomó la decisión de aumentar el diámetro del eje a la siguiente medida estándar que es de 1 ¼ pulgadas o 32 mm y ya que con la camisa de 40 mm solo quedan 8 mm de espacio entre el eje y la misma, fue necesario aumentar el diámetro interno de la camisa a la siguiente medida estándar que es de 50 mm.

Debido a que se redimensionó el cilindro hidráulico es necesario volver a la fase de definición de los requerimientos. Una vez establecidas las nuevas dimensiones se realizaron nuevamente los cálculos:

$$a_p = 1963 \text{ mm}^2 = 0,001963 \text{ m}^2$$

$$a_v = 1159 \text{ mm}^2 = 0,001159 \text{ m}^2$$

$$Vol = a_p * carrera$$

$$tiempo = vol/caudal$$

$$\beta = \frac{a_p}{a_v} = 1,676$$

$$t_a + t_r = 0,5$$

$$t_a = t_r * \beta$$

$$t_a = 0,313 \text{ segundos}$$

$$t_r = 0,187 \text{ segundos}$$

$$carrera = 0,05051m = \mathbf{5.051 \text{ cm}}$$

Los nuevos valores de las fuerzas fueron:

$$F_a = P * a_p = 47400 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_r = P * a_v = 28000 \text{ N} \quad (11)$$

Los nuevos factores de seguridad de la camisa y del vástago fueron:

$$\sigma_r = 21 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_\theta = 116,5 \text{ Mpa}$$

$$\mathbf{Nc = 3,54}$$

$$\sigma = \frac{F}{a} = 51,3 \text{ Mpa}$$

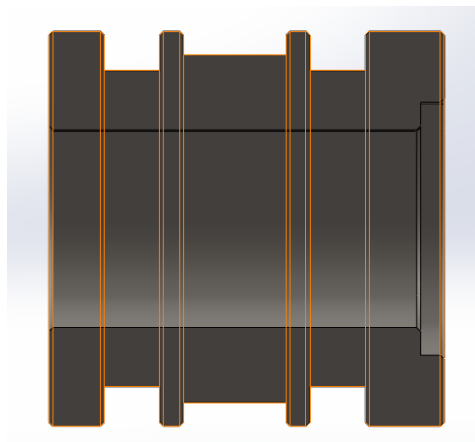
$$\mathbf{Nv = 8}$$

Ambos valores validan la decisión de aumentar las medidas del cilindro ya que los factores de seguridad son mayores a los hallados con las medidas iniciales. Luego de tener las dimensiones generales del cilindro de prueba se procedió a diseñar el resto de partes del cilindro.

- **Diseño del pistón**

El pistón es el encargado de generar la fuerza del actuador, en este caso tiene que diseñarse para albergar 2 polypak y una correa guía externas, los cuales se ajustaron a medidas estándares. En la zona donde ajusta con el vástago debe tener un descargue para que encaje perfectamente. Basados en la experiencia del ingeniero gerente de DIMAM S.A.S se procedió a diseñar el pistón como se muestra en la Figura 17.

Figura 17. Diseño CAD del pistón

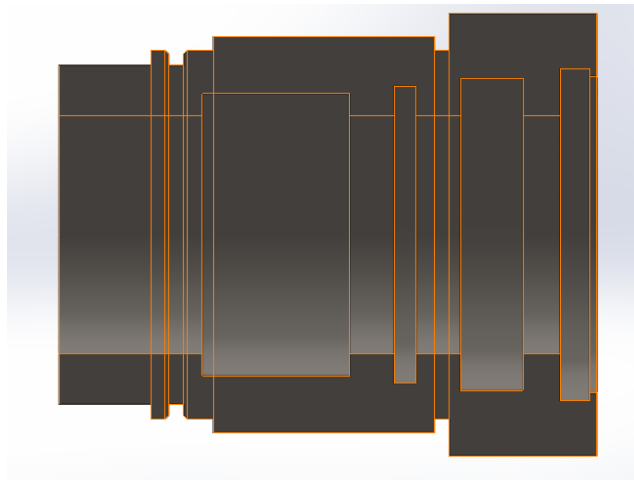


- **Diseño de la tapa**

La tapa debe albergar un Polypak, un raspador, una correa guía y una amortiguadora en el interior, y para encajar con la camisa tiene una rosca de 12

hilos por pulgada y una longitud de 3 cm, estos valores fueron dados por recomendaciones del ingeniero gerente de la empresa DIMAM S.A.S. La tapa también realiza sello en el exterior con la camisa que posee un o-ring con su debido respaldo, ver Figura 18.

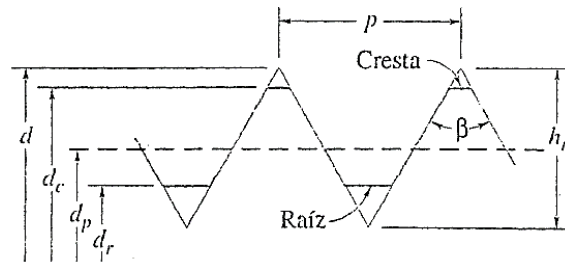
Figura 18. Diseño CAD de la tapa



- **Análisis de la resistencia de la rosca de la tapa**

Para corroborar las recomendaciones del ingeniero gerente de la empresa DIMAM S.A.S. se procede a analizar la resistencia de la rosca de la tapa.

Figura 19. Parámetros del perfil de una rosca



Fuente: Bernard J. Hamrock Elementos de maquinas

Para hallar los valores de los parámetros mostrados en la Figura 19 se usan las siguientes ecuaciones (HAMROCK 2000):

$$p = 1/n$$

Donde n es el número de hilos por pulgada, en este caso $n=12$.

$$p = 1/12$$

$$h_t = \frac{0,5 * p}{\tan 30^\circ} = 0.0722 \text{ pul} = 1.833 \text{ mm}$$

$$\beta = 60^\circ$$

$$D_p = D_c - 0,75h_t = 52.33 \text{ mm}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{p}{\pi * D_p} \right] = 0.7377^\circ$$

$$\theta_n = \tan^{-1} \left[\frac{\cos \alpha * \tan \beta}{2} \right] = 40.89^\circ$$

$$P_n = \frac{W}{\cos \theta_n \cos \alpha - \mu \sin \alpha} = 14128 \text{ [lbf]} = 62850 \text{ [N]}$$

Donde:

W : Es la carga externa,

P_n : Es la carga sobre el diente,

μ : Es la constante de rozamiento (Tabla 11) y

α : Es el ángulo de hélice.

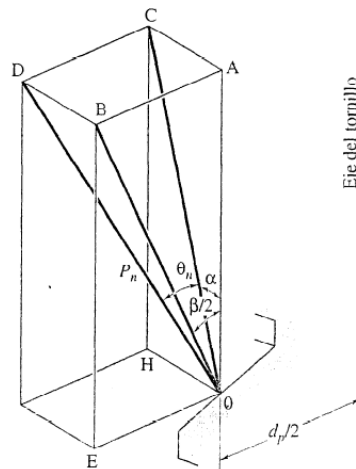
Tabla 11. Coeficientes de rozamiento de algunas sustancias

Materiales en contacto	μ_e	μ_d
Articulaciones humanas	0,02	0,003
Acero // Hielo	0,028	0,09
Acero // Teflón	0,04	0,04
Teflón // Teflón	0,04	0,04
Hielo // Hielo	0,1	0,03
Esquí (encerado) // Nieve (0 °C)	0,1	0,05
Acero // Acero	0,15	0,09
Vidrio // Madera	0,25	0,2
Caucho // Cemento (húmedo)	0,3	0,25
Madera // Cuero	0,5	0,4
Caucho // Madera	0,7	0,6
Acero // Latón	0,5	0,4
Madera // Madera	0,7	0,4
Madera // Piedra	0,7	0,3
Vidrio // Vidrio	0,9	0,4
Caucho // Cemento (seco)	1	0,8
Cobre // Hierro (fundido)	1	0,3

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Fricci%C3%B3n#Rozamiento_est.C3.A1tico

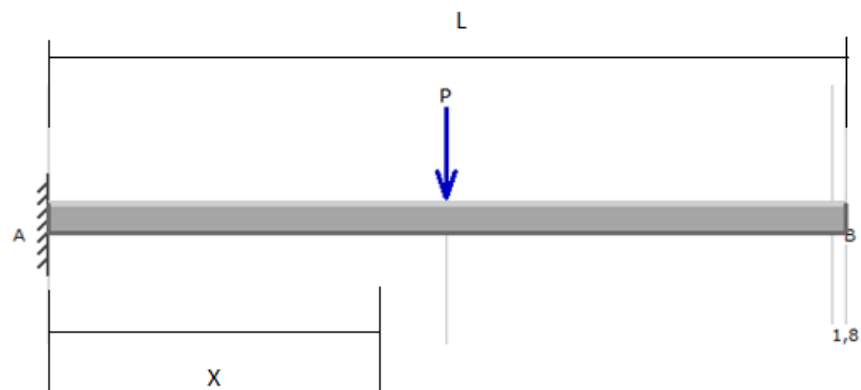
Luego teniendo la carga sobre el diente, como se observa en la Figura 20, se calcula el esfuerzo sobre el mismo suponiéndolo como una columna empotrada, ver Figura 21, con una carga aplicada en Dp .

Figura 20. Fuerzas que actúan sobre el filete de la rosca



Fuente: Elementos de máquinas. (HAMROCK 2000)

Figura 21. Viga empotrada con carga simple aplicada



El momento flector¹³ en cualquier sección a x distancia es:

$$M = -\frac{PL}{2} + Px$$

¹³ NASH, William A. *Theory and problems of strength of materials*. Florida: Schaum publishing co., 1957.

La ecuación diferencial de la viga se expresa como:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M$$

Desarrollando la ecuación diferencial y aplicando las condiciones iniciales se tiene:

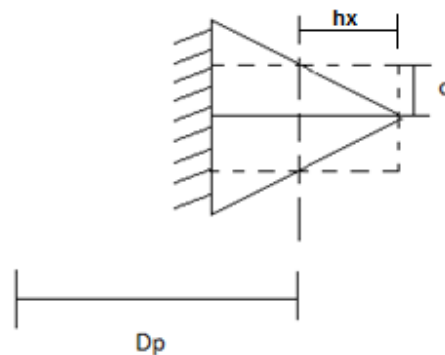
$$EIy = -PL \frac{x^2}{4} + \frac{Px^3}{6}$$

Para calcular el momento máximo es necesario derivar la ecuación 2 veces:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{PL}{2} + Px = \frac{P_n L}{2} = 3.84 [N \cdot m]$$

Para simplificar los cálculos, se asume el diente de la rosca como una viga de sección constante igual a la distancia media que hay en el D_p de la rosca, como se observa en la Figura 22.

Figura 22. Simplificación del perfil del filete en D_p



El esfuerzo por flexión se calcula con la siguiente ecuación:

$$S = \frac{Mc}{I} = 30.9 \text{ [MPa]}$$

Donde:

M : es el momento flector máximo.

c : es la distancia a la fibra neutral central $\frac{p}{2c} = \frac{ht}{h_x}$.

I : es el momento de inercia de la viga.

La tapa está fabricada de acero SAE 1045 cuya resistencia a la fluencia es 413MPa (Tabla 9), entonces calculando el factor de seguridad se tiene:

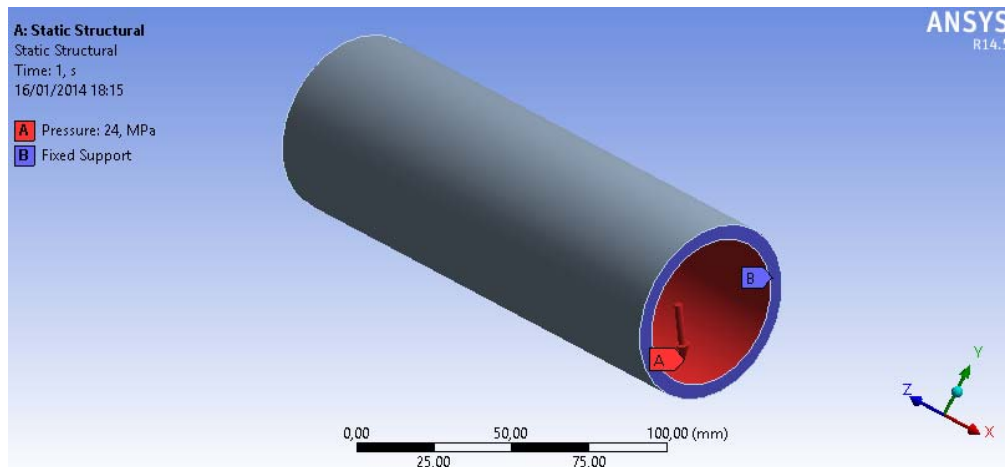
$$N = 13.36$$

2.2.4 Análisis CAE Para comparar los resultados obtenidos de las formulaciones matemáticas se realizó un análisis CAE de todas las partes asociadas al cilindro hidráulico. Para ello se utilizó el software ANSYS 14.5 que permite generar estudios específicos de las posibles soluciones implementando el método de elementos finitos que facilita el desarrollo de las pruebas sin necesidad de construir el prototipo lo que reduce costos y reduce el tiempo de diseño.

- **Análisis CAE de la camisa del cilindro hidráulico**

Al realizar un análisis de los esfuerzos a los que se expone la camisa primero es necesario aplicar restricciones que se aproximen a las condiciones reales para que el sistema pueda ser solucionado, en este caso, se aplica una presión de 24 Mpa en la cara interior y se toman como soportes fijos las caras laterales como se observa en la Figura 23.

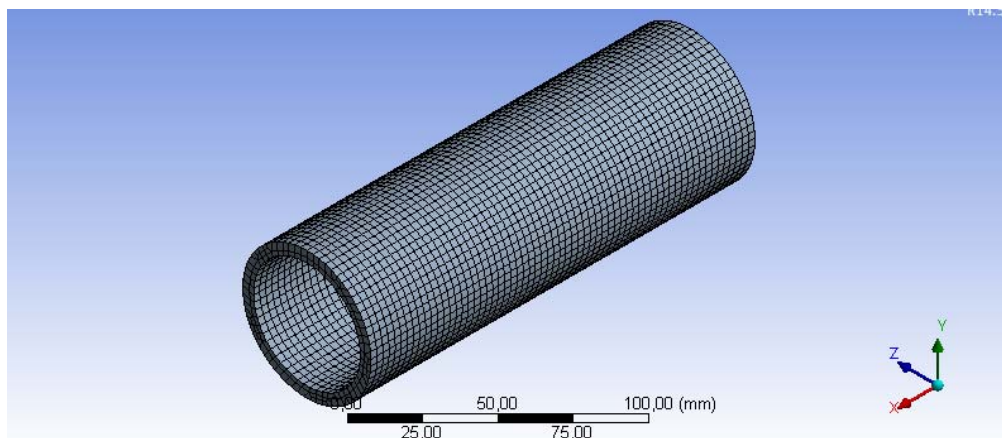
Figura 23. Ubicación de las restricciones en la camisa



Fuente: ANSYS 14.5

En los software CAE es necesario realizar un mallado para, sobre éste, aplicar el método de elementos finitos, esto quiere decir que entre más fina sea la malla o más pequeños sean los elementos, los cálculos serán más aproximados a los reales sobre el material. En la Figura 24 se observa el mallado que se realizó en ANSYS con una configuración fina que tiene 45375 nodos y 8379 elementos.

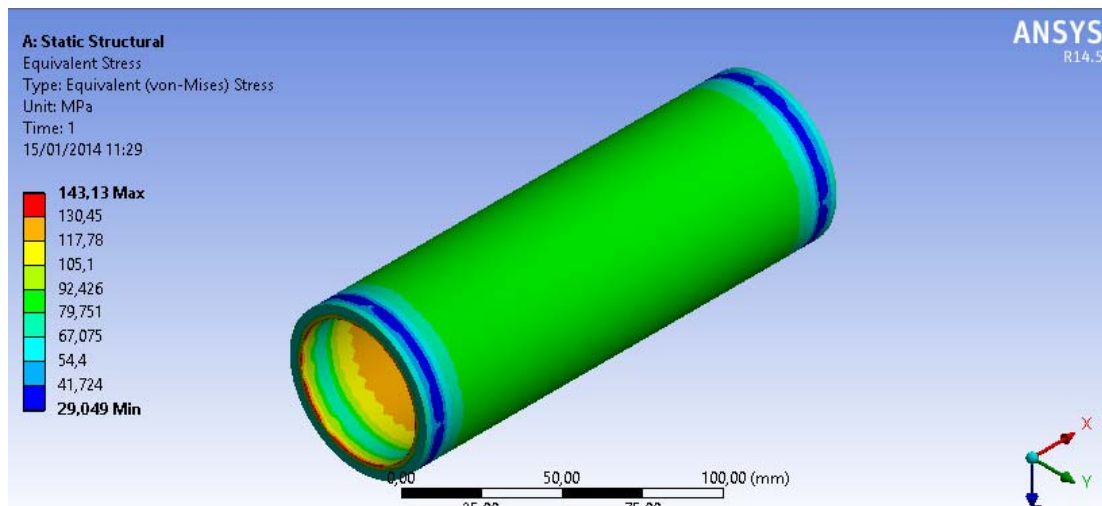
Figura 24. Mallado de la camisa



Fuente: ANSYS 14.5

Como se aprecia en la Figura 25, el esfuerzo presente en casi toda la camisa es de 117 Mpa aproximadamente, exceptuando unos puntos en los bordes, donde el esfuerzo es más grande debido a las condiciones de apoyo aplicadas.

Figura 25. Distribución de esfuerzos de la camisa



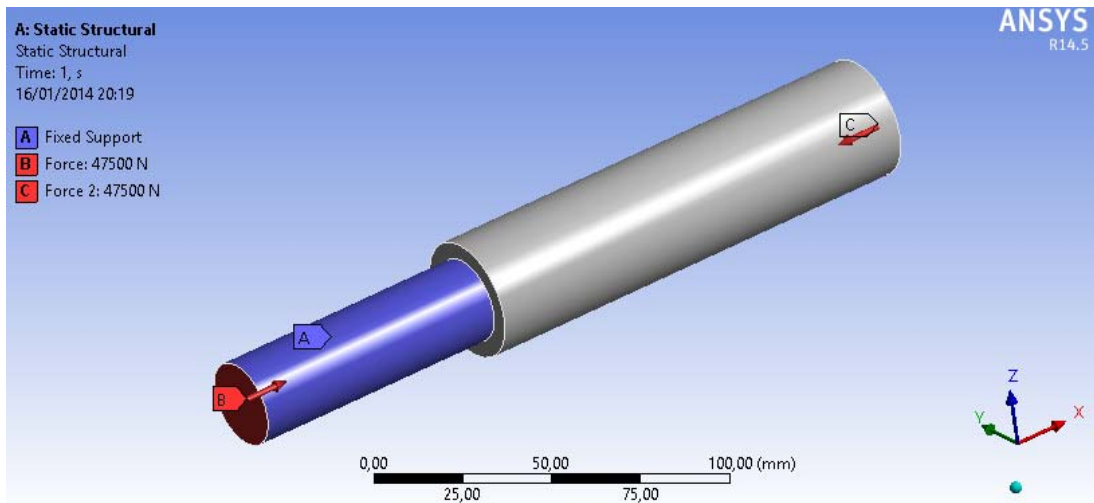
Fuente: ANSYS 14.5

Ahora comparando este resultado con el obtenido por las formulas, se observa que son aproximadamente iguales, lo que confirmó el factor de seguridad antes hallado igual a 3,5.

- **Análisis CAE del vástago**

Aplicando las restricciones necesarias, se somete el vástago a compresión pura, dada por la fuerza de avance hallada en la ecuación 10 (p. 63), el eje se soporta en donde está el pistón y la tapa, esto representa por la zona azul en la Figura 26.

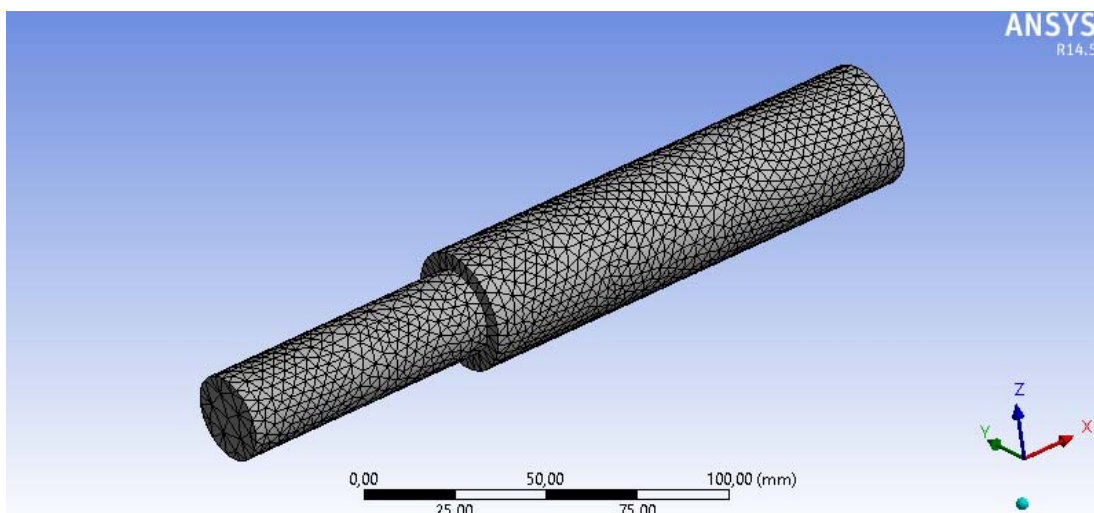
Figura 26. Ubicación de las restricciones en el eje



Fuente: ANSYS 14.5

En la Figura 27 se observa el mallado que se realizó con una configuración fina, la cual tiene 17913 nodos y 10198 elementos.

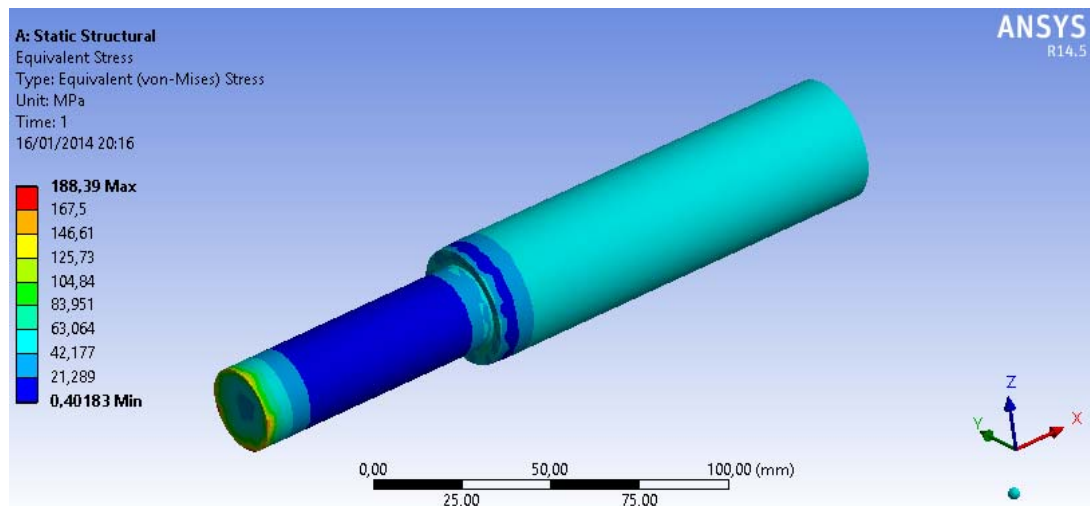
Figura 27. Mallado del eje



Fuente: ANSYS 14.5

En la Figura 28 se observa que la distribución de esfuerzos en la mayoría del eje es de 63 Mpa; igual que en el análisis de la camisa, solo unos puntos en el borde presentan esfuerzos más grandes debido a las condiciones de apoyo.

Figura 28. Distribución de esfuerzos en el vástago



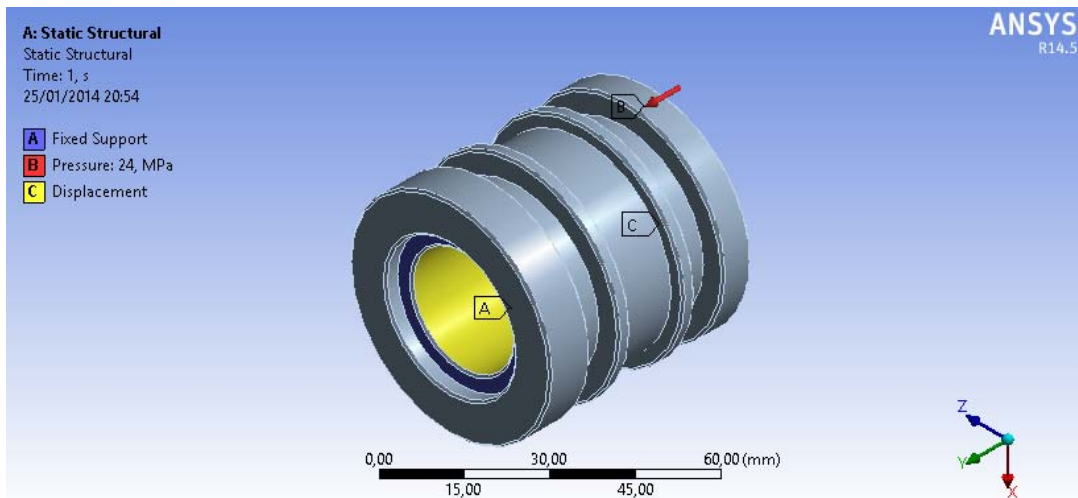
Fuente: ANSYS 14.5

Calculando de nuevo el factor de seguridad ($N = 6,5$), la diferencia está en que en los cálculos no se había considerado el cambio de sección, sino se había tomado como una barra de sección constante.

- **Análisis CAE del pistón**

El pistón está soportado en el eje, por esta razón se pone un apoyo de desplazamiento (C) en esa superficie que solo permite movimiento en el eje Y, en donde encaja con el eje, se coloca un apoyo fijo (A), pues no permite que se desplace hacia ningún lado. La presión (B) se ubica en el lugar donde contacta el pistón en la carrera de avance, como se detalla en la Figura 29.

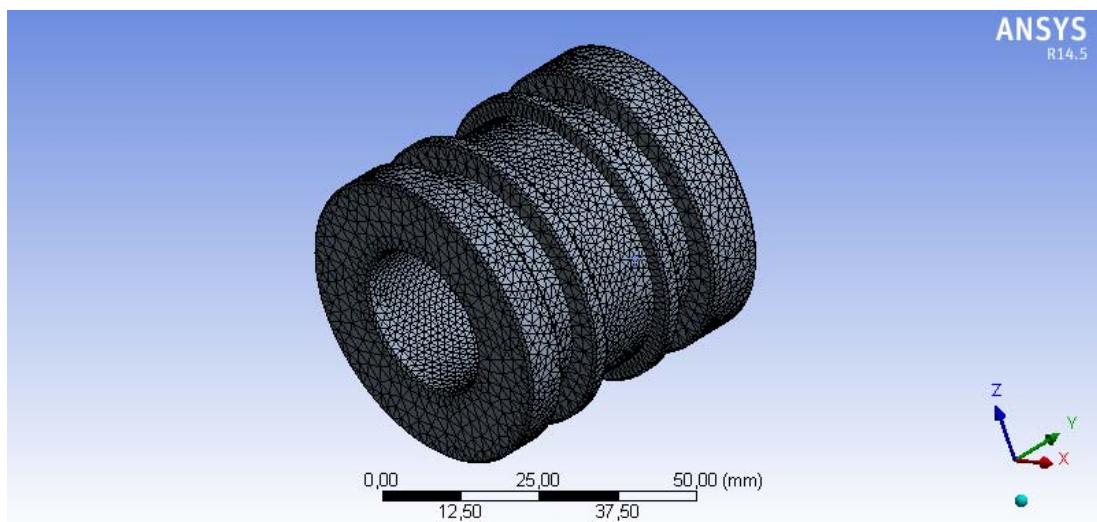
Figura 29. Ubicación de las restricciones en el pistón



Fuente: ANSYS 14.5

En la Figura 30 se observa el mallado que se realizó en ANSYS con una configuración fina que tiene 78898 nodos y 45864 elementos.

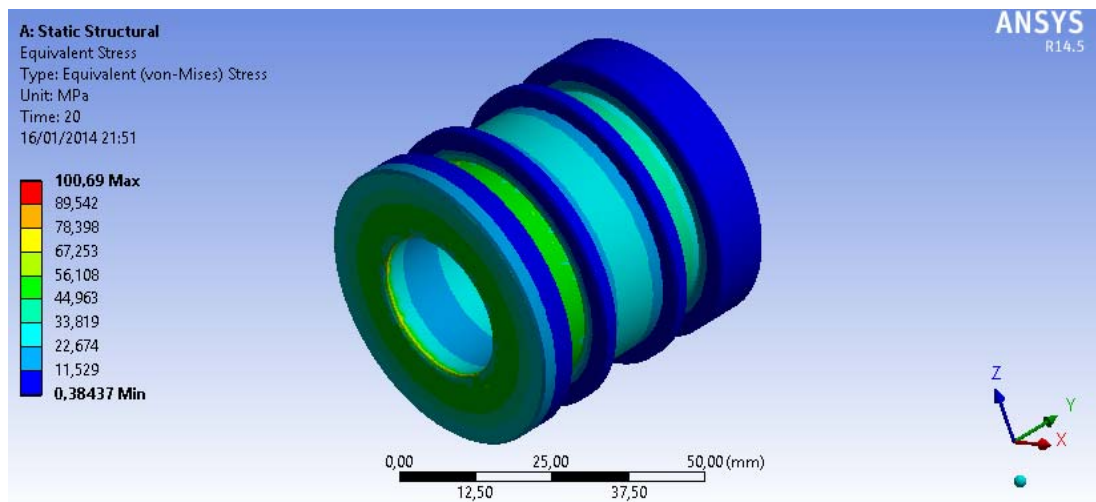
Figura 30. Mallado del pistón



Fuente: ANSYS 14.5

Al comparar el esfuerzo máximo que da el análisis CAE como se observa en la Figura 31, con el límite de fluencia del material en que se fabricó el pistón (acero SAE 1045), resulta un factor de seguridad $N = 4,1$ el cual es un valor aceptable para las condiciones de carga a las cuales se encuentra sometido.

Figura 31. Distribución de esfuerzos en el pistón



Fuente: ANSYS 14.5

2.3 DISEÑO DE PASADORES

El sistema se encuentra sometido a ciclos de carga, luego los pasadores se analizaran bajo el concepto de esfuerzos cortantes fluctuantes o método de Goodman¹⁴.

$$\frac{1}{N} = \frac{T_m}{S_{su}} + \frac{K_t \cdot T_a}{S'_{sn}} \quad (12)$$

Donde:

$$S_{su} = 0,75 * S_u \quad (13)$$

¹⁴ MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*. Mexico: Pearson, 2006. P. 190

$$S'_{sn} = 0,577 * S'_n \quad (14)$$

S'_n = resistencia de fatiga del material bajo las condiciones reales.

S'_{sn} = resistencia de fatiga en cortante bajo las condiciones reales.

Las fuerzas a las que estarán sometidos los pasadores será la carga máxima y mínima que genere el cilindro de prueba, donde la fuerza máxima se da en el avance del cilindro de pruebas y la fuerza mínima en el retroceso del mismo:

$$F_{m\acute{a}x} = 47400 [N]$$

$$F_{m\acute{i}n} = 28287 [N]$$

Los valores de la fuerza media y la fuerza alternativa que actúan sobre el pasador están dados por:

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{47400 + 28287}{2} = 37843.5 [N]$$

$$F_a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{47400 - 28287}{2} = 9556.5 [N]$$

Para los esfuerzos cortantes se tienen en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$\tau_m = \frac{F_m}{2A} = 2.353 \times 10^7 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\tau_a = \frac{F_a}{2A} = 5.941 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

La resistencia a la fluencia y el esfuerzo último se determinan a partir del material de los pasadores, en este caso se fabricaron con acero SAE 4140 cuyos valores respectivos son:

$$S_y = 589.000.000 \text{ [Pa]}$$

$$S_u = 690.000.000 \text{ [Pa]}$$

El valor de la resistencia de fatiga del material bajo las condiciones reales S'_n , se determina a partir de la ecuación 11:

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s \quad (15)$$

Donde:

S_n : es la Resistencia a la fatiga modificada.

C_m : es el factor corrección de material.

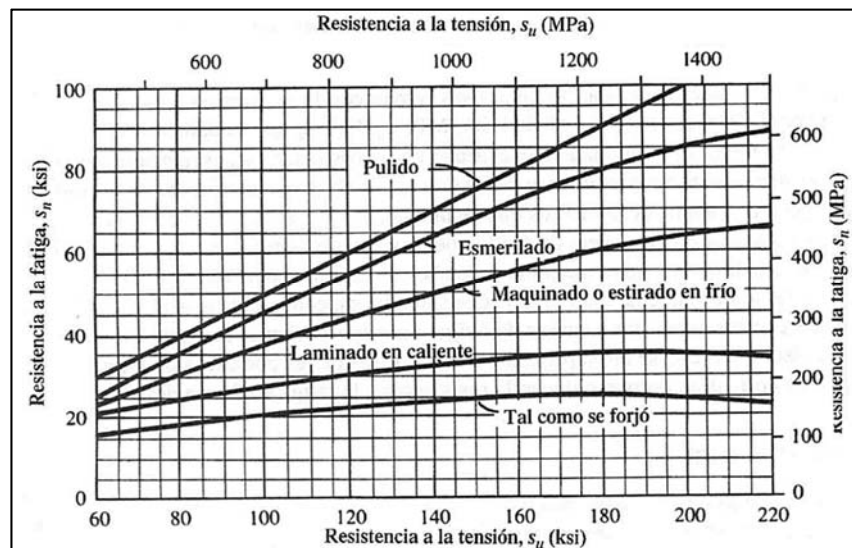
C_{st} : es el factor de corrección por tipo de esfuerzo.

C_R : es el factor de confiabilidad.

C_s : es el factor de corrección por tamaño.

El valor de S_n se determina a partir de la Figura 32, con el valor del esfuerzo último del material S_u en Ksi (100,08 Ksi) y tomando el material como estirado en frío.

Figura 32. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión



Fuente: Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, 4 Ed.

El valor de S_n es aproximadamente igual a 38 [Ksi], es decir 262'000.845,3 [Pa].

Los factores de confiabilidad, tipo de esfuerzo, material y tamaño se determinan a partir de los siguientes criterios¹⁵:

- *Factor de corrección por material C_m*

En la Tabla 12 se observan los valores del factor de corrección para cada tipo de material.

Tabla 12. Criterios para el factor de corrección por tipo de material

Acero forjado: $C_m = 1.00$	Hierro colado maleable: $C_m = 0.80$
Acero colado: $C_m = 0.80$	Hierro colado gris: $C_m = 0.70$
Acero pulverizado: $C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil: $C_m = 0.66$

Fuente: Diseño de elementos de máquinas, (MOTT 2006)

Se asume el material como acero forjado, entonces $C_m = 1,00$.

- *Factor de corrección por tipo de esfuerzo C_{st}*

Para esfuerzo flexionante $C_{st} = 1.00$

Para tensión axial $C_{st} = 0.80$

Bajo el criterio de tipo de esfuerzo se toma $C_{st} = 1.00$.

¹⁵ IBID., p. 173-177

- Factor de confiabilidad C_R

Dependiendo de la confiabilidad que se desea para el diseño se toman los valores del factor de confiabilidad como se muestran en la Tabla 13.

Tabla 13. Factores de confiabilidad aproximados

Confiabilidad deseada	C_R
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: Diseño de elementos de máquinas, (MOTT 2006)

Para una confiabilidad de 99.9%, entonces $C_R = 0.75$.

- Factor de corrección por tamaño C_S

Para determinar el valor de C_S se tiene en cuenta los criterios establecidos en la Tabla 14.

Tabla 14. Factores de corrección por tamaño

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Fuente: Diseño de elementos de máquinas, (MOTT 2006)

El diámetro del pasador es de $D = 32$ [mm], por lo tanto:

$$C_s = \left(\frac{D}{7.62}\right)^{-0.11} = 0.8540$$

A partir de la ecuación 11 se obtiene:

$$S'_n = 262000845,3 * 1 * 1 * 0.75 * 0.8540$$
$$\mathbf{S'_n = 167.808 [MPa]}$$

De las ecuaciones 9 y 10 tenemos:

$$S'_{sn} = 0,577 * 167.808 = 96.8 [MPa]$$
$$S_{su} = 0,75 * 690 = 517.5 [MPa]$$

Reemplazando los valores de S_{su} , S'_{sn} , τ_m y τ_a en la ecuación 8, tenemos el valor del factor de seguridad para los pasadores bajo una condición de carga fluctuante.

$$\mathbf{N = 9.3612}$$

El concepto de carga dinámica establece que para materiales dúctiles bajo este tipo de cargas, se recomienda un factor de seguridad igual o superior a 4, cuando se quiera dar seguridad a componentes críticos¹⁶.

¹⁶ MOTT, Op. Cit., p. 185.

2.4 DISEÑO Y ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA

La estructura en general está subdividida en dos partes, la primera, es la que soporta los cilindros hidráulicos y está compuesta por diferentes elementos que permiten el acople de ambos cilindros; la segunda, es la estructura como tal o mesa, que soporta todos los elementos del banco.

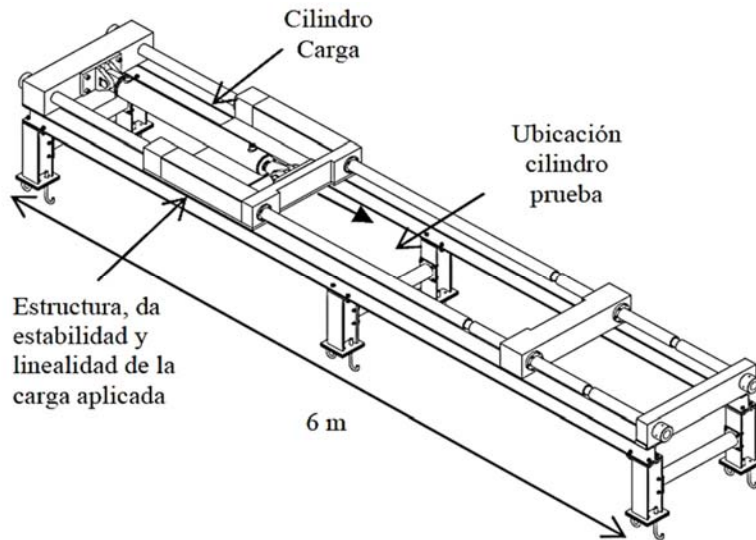
Para realizar el análisis de la estructura se utilizó el software ANSYS 14.5. Los modelos y la simulación de los mismos se desarrollaron en SolidWorks 2012, se dibujó cada pieza por separado y se analizó el ensamble de las mismas.

2.4.1 Diseño de la estructura Realizando un análisis de los documentos recopilados se encontró uno en el que el diseño de la estructura se acopla a las necesidades del proyecto.

- Estudio de la capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos (CODINA 2007).

En el documento se aprecia la Figura 33 del banco que realizaron para la prueba de carga de los cilindros.

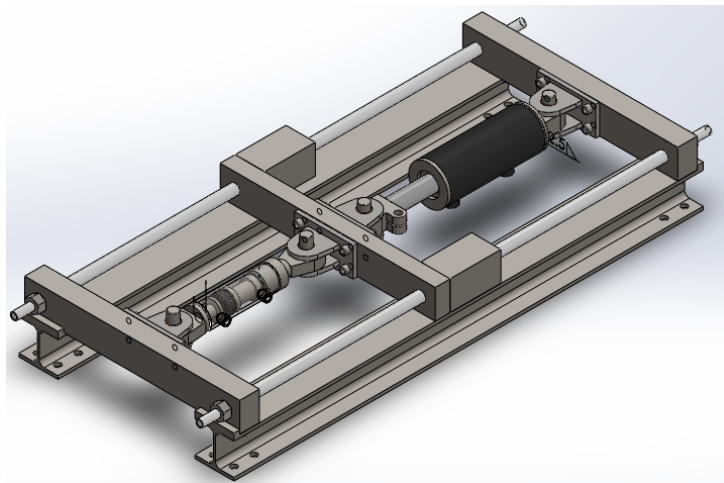
Figura 33. Banco experimental pruebas de pandeo



Fuente: Estudio de la capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos

Basándose en la Figura 34, se realizó el diseño de la estructura del banco que sostiene al cilindro de pruebas y al cilindro de carga, con apoyos articulados en sus extremos.

Figura 34. Diseño de la estructura del banco de pruebas



A la hora de realizar el diseño fue necesario tener en cuenta los materiales y los perfiles que se encuentran disponibles en el mercado local para ahorrar costos y tiempos en la construcción.

- Para la base se seleccionaron perfiles HEA 100 especificado en la Tabla 15.

Tabla 15. Perfiles en H

PERFIL H EUROPEO DE ALA ANCHA - HE																		
PERFILES HE	DIMENSIONES							DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO										
	ALTURA		ALA		DISTANCIAS			AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS						MODULO PLASTICO		CONS TORS
	DESIGNACION	h	s	b	t	r	c			d	EJE X-X			EJE Y-Y			Zx	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	kg/mt	Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry	cm ³	cm ³	Jt
HEA A 100	91.0	4.2	100.0	5.5	12.0	80.0	56.0	15.6	12.2	237.0	52.0	3.89	92.10	18.40	2.43	58.40	28.40	2.51
HEA 100	96.0	5.0	100.0	8.0	12.0	80.0	56.0	21.2	16.7	349.0	72.8	4.06	134.00	26.80	2.51	83.00	41.10	5.24
DIL 100	100.0	5.0	100.0	10.0	12.0	80.0	56.0	25.2	19.8	445.0	89.1	4.20	167.00	33.40	2.57	103.00	51.10	8.40
HEB 100	100.0	6.0	100.0	10.0	12.0	80.0	56.0	26.0	20.4	450.0	89.9	4.16	167.00	33.50	2.53	104.00	51.40	9.25
HEM 100	120.0	12.0	106.0	20.0	12.0	80.0	56.0	53.2	41.8	1,143.0	190.0	4.63	399.00	75.30	2.74	236.00	116.00	68.20
HEA A 120	109.0	4.2	120.0	5.5	12.0	98.0	74.0	18.6	14.6	413.0	75.8	4.72	159.00	26.50	2.93	84.10	40.60	2.78
HEA 120	114.0	5.0	120.0	8.0	12.0	98.0	74.0	25.3	19.9	606.0	106.0	4.89	231.00	38.50	3.02	119.00	58.90	5.99

Fuente: STECKERL. Hierros y aceros

- Las guías fueron hechas de barras cromadas. DIMAM S.A.S. es la empresa distribuidora y vendedora.
- El resto de piezas de la estructura se cortaron con plasma, de las cuales se realizaron planos en formato AutoCAD para facilitar su corte en los diferentes grosores de lámina.
- La tornillería fue seleccionada con medidas estándares de acuerdo a los requerimientos de diseño.

2.4.2 Diseño de la mesa Para la mesa se utilizó ángulo estructural tipo L de 3x3x1/4 pulgadas como se muestra en la Tabla 16, ya que es comercial y económico, además de que le da robustez a la estructura.

Tabla 16. Ángulos de lados iguales

ÁNGULO TIPO AMERICANO DE LADOS IGUALES																
PERFILES EN L	Dimensiones y propiedades para el diseño															
	DIMENSIONES			DISTANCIAS DE LOS EJES			AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS							
	ALTURA=ALA		RADIOS						EJE X-X = Y-Y			EJE W-W		EJE Z-Z		
DESIGNACIÓN	h	s	r1	x=y	w	z	lx	Sx	rx	ln	rn	lz	Sz	rz		
	mm	mm	mm	cm	cm	cm	cm2	kg/mt	cm4	cm3	cm	cm4	cm	cm4	cm3	cm
L 1/8" X 3/4"	19.05	3.17	3.20	0.58	1.34	0.82	1.11	0.88	0.37	0.28	0.58	0.58	0.73	0.16	0.19	0.38
L 1/8" X 1"	25.40	3.17	3.20	0.76	1.79	1.07	1.52	1.19	0.92	0.51	0.79	1.24	0.93	0.41	0.38	0.48
L 1/8" X 1 1/4"	31.75	3.17	4.70	0.89	2.24	1.25	1.93	1.50	1.83	0.80	0.97	2.91	1.19	0.83	0.66	0.60
L 1/8" X 1 1/2"	38.10	3.17	4.70	1.07	2.69	1.51	2.34	1.83	3.25	1.18	1.17	5.41	1.47	1.24	0.82	0.73
L 1/8" X 2"	50.80	3.17	6.30	1.40	3.58	1.97	3.10	2.46	7.91	2.13	1.60	12.49	1.97	3.32	1.68	0.99
L 1/4" X 1"	25.4	6.35	3.20	0.86	1.79	1.21	2.80	2.22	1.54	0.92	0.74	2.49	0.91	0.83	0.69	0.48
L 1/4" X 1 1/4"	31.75	6.35	4.70	1.02	2.24	1.44	3.72	2.86	3.21	1.49	0.94	4.99	1.16	1.24	0.86	0.60
L 1/4" X 1 1/2"	38.10	6.35	4.70	1.19	2.69	1.68	4.40	3.48	5.83	2.20	1.14	8.74	1.42	2.49	1.48	0.73
L 1/4" X 2"	50.80	6.35	6.30	1.50	3.58	2.10	6.06	4.75	14.57	4.10	1.55	22.47	1.93	5.82	2.77	0.99
L 1/4" X 2 1/2"	63.50	6.35	6.30	1.83	4.49	2.54	7.68	6.10	29.14	6.39	1.96	45.36	2.43	11.65	4.58	1.24
L 1/4" X 3"	76.20	6.35	7.90	2.13	5.38	2.97	9.29	7.29	51.60	9.50	2.36	78.66	2.94	20.39	6.86	1.49
L 1/4" X 4"	101.60	6.35	9.50	2.77	7.18	3.91	12.52	9.82	124.90	17.20	3.18	191.39	3.96	48.10	12.30	2.00

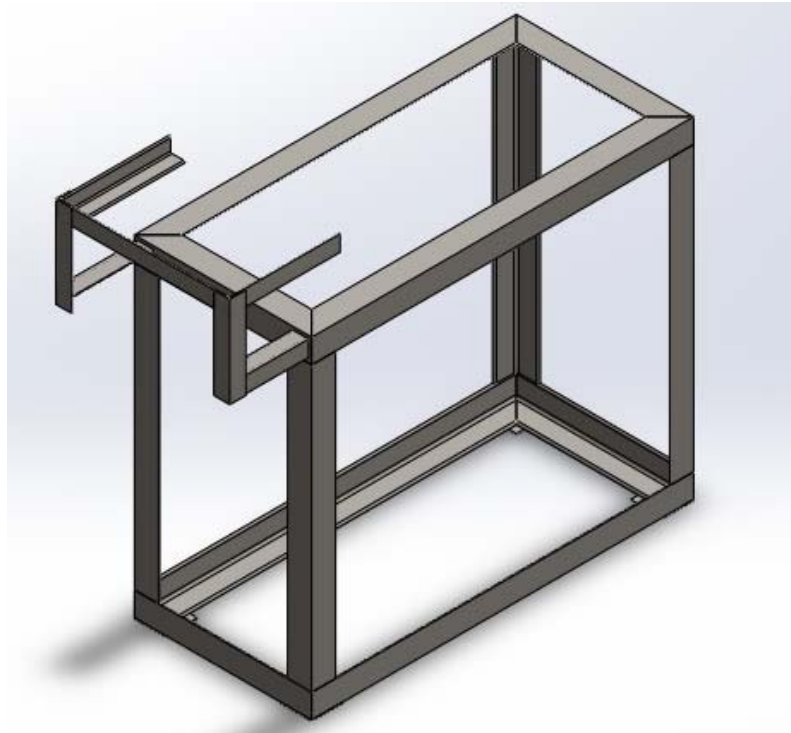
Fuente: STECKERL. Hierros y aceros

La mesa solo soporta el peso de la estructura y del sistema hidráulico como tal, por esto el diseño es simple y no tiene mayores esfuerzos, solo se necesita que sea robusto y que tenga las dimensiones adecuadas para que el motor eléctrico y el tanque encajen de forma fácil y, por lo tanto, permita realizar el mantenimiento a estos componentes.

La forma como se encuentran acoplados el motor y la bomba es la siguiente: el motor queda ubicado sobre el tanque y la bomba está sumergida; la altura total del montaje es uno de los factores que se tuvo en cuenta para dimensionar la mesa, ésta es de 65 cm.

Otro de los factores a tener en cuenta para el diseño de la mesa son las dimensiones de la estructura, es decir, el largo y ancho de la misma, en este caso se tiene una longitud de 120 cm y una anchura de 50 cm. Con estas medidas, se tienen los requerimientos básicos para dimensionar la mesa. En la Figura 35 se presenta el modelo final de la mesa.

Figura 35. Modelo de la mesa soporte



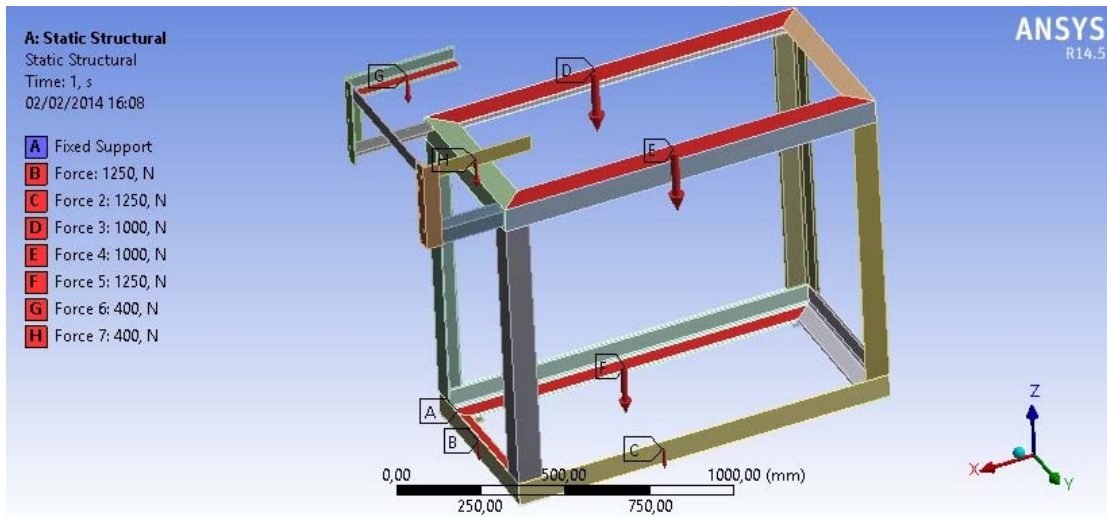
2.4.3 Análisis CAE A continuación se presenta el análisis CAE hecho para estructura y la mesa.

- **Análisis CAE de la mesa**

Estableciendo las restricciones para el análisis CAE de la mesa y observando el cálculo realizado en SolidWorks de masa, hecho para la estructura, se encontraron los siguientes resultados:

Masa de la estructura: 131,5 Kg, como está soportado en los laterales largos de la mesa, se colocan las fuerzas (D) y (E) de 1000 N cada una. Para simular el peso del tanque inferior se aplican las fuerzas (B), (C) y (F) y para la simulación del peso del tanque superior se ubican las fuerzas (G) y (H), como se observa en la Figura 36.

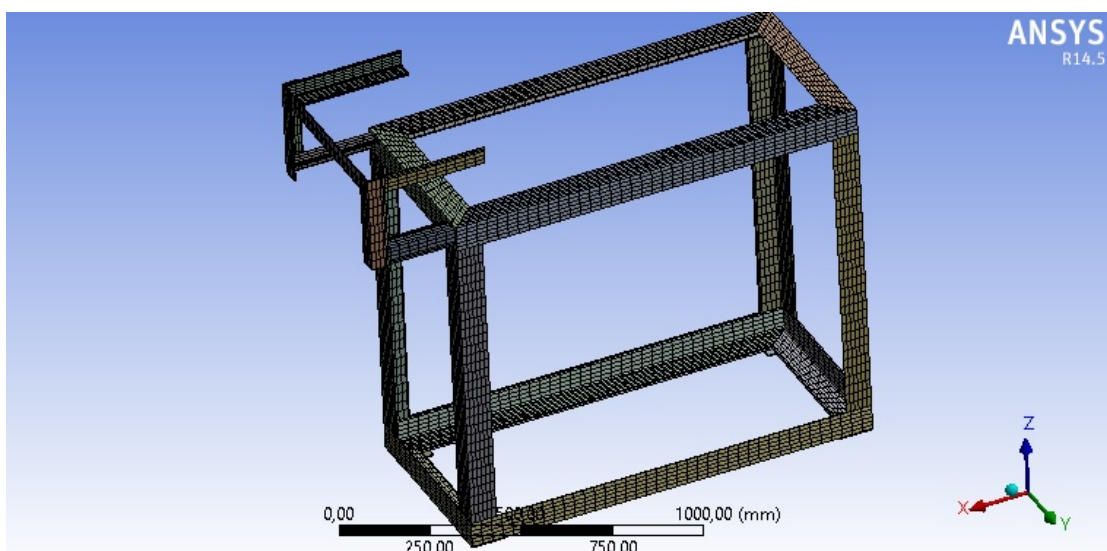
Figura 36. Ubicación de las restricciones en la mesa



Fuente: ANSYS 14.5

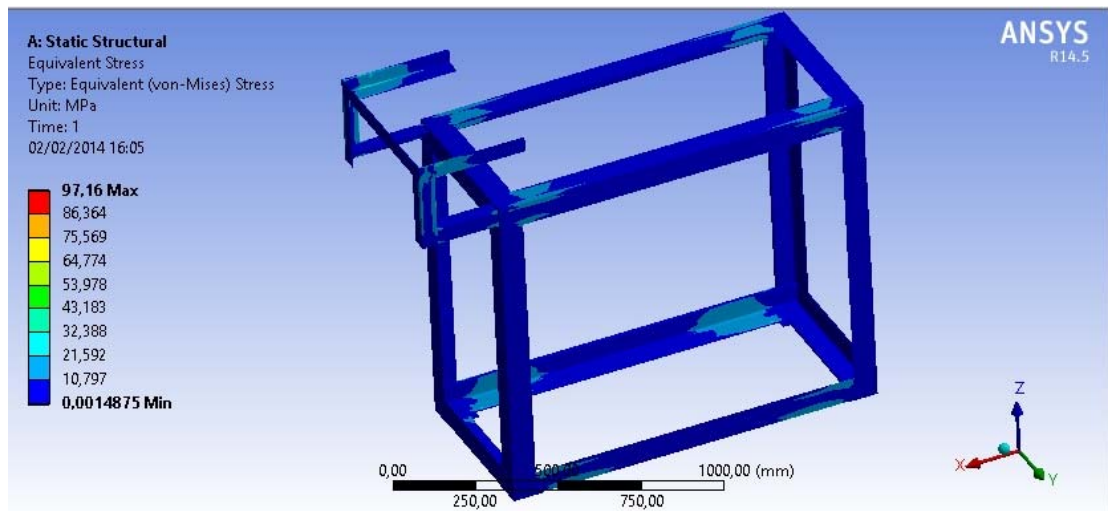
Realizando un mallado en configuración fina para la mesa se obtienen 49053 nodos y 7796 elementos como se observa en la Figura 37.

Figura 37. Mallado de la mesa



Fuente: ANSYS 14.5

Figura 38. Distribución de esfuerzos en la mesa



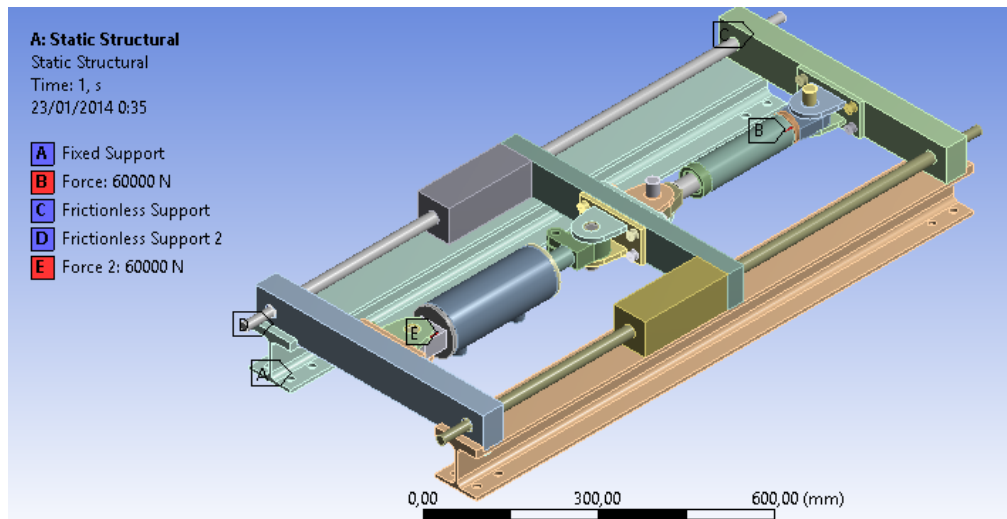
Fuente: ANSYS 14.5

Los resultados obtenidos fueron los esperados, los esfuerzos sobre la mesa no superan los 97,16 Mpa en el punto más crítico.

- **Análisis CAE de la estructura**

El apoyo fijo (A) mostrado en la Figura 39, representa el apoyo que tiene la estructura en la mesa, (B) y (E) son las reacciones que se generan con la presión en el cilindro hidráulico de prueba, (C) representa el apoyo de las guías en las tuercas, (D) es el contacto o apoyo que hay entre los tornillos, los bloques de apoyo y los perfiles en H.

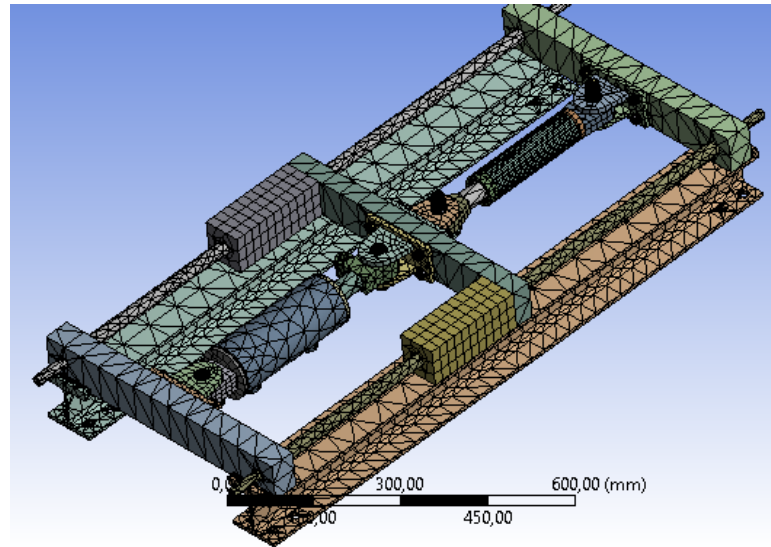
Figura 39. Ubicación de las restricciones de la estructura



Fuente: ANSYS 14.5

Fue necesario realizar un mallado grueso debido a la cantidad de objetos que hay en el ensamblaje, solo se realizó un aumento de tamaño de la malla a 1 mm en los puntos clave del ensamblaje que son los tornillos y la zona alrededor de los agujeros de estos. La malla posee 241620 nodos y 117363 elementos como se observa en la Figura 40.

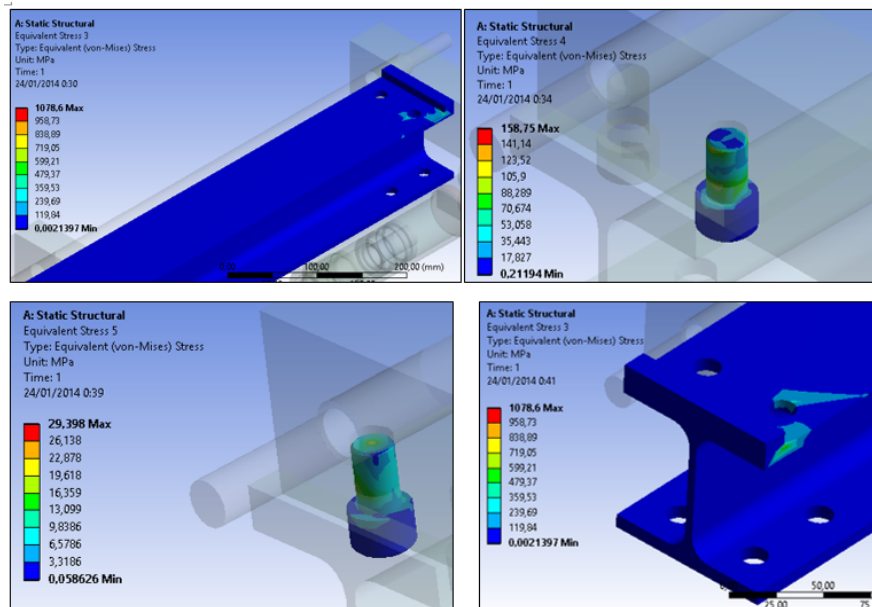
Figura 40. Mallado de la estructura



Fuente: ANSYS 14.5

Ya que la mayor parte de la estructura no sufre mayores esfuerzos solo se enfocarán las partes más críticas del análisis como se observa en la Figura 41.

Figura 41. Distribución de esfuerzos en puntos críticos



Fuente ANSYS 14.5

Realizando un análisis a los tornillos, teniendo en cuenta su resistencia de acuerdo a la Tabla 17 y haciendo una comparación del tornillo de grado más bajo, en este caso es el G-2 que tiene 60000 Psi o 414 Mpa de resistencia a la tensión, se halla el factor de seguridad para el tornillo más crítico.

$$N = 414/159 = 2,6$$

Tabla 17. Datos técnicos de los tornillos más usuales

Producto	Norma dimensional	Norma mecánica y química	Acero especificado	Resistencia mínima a la tensión LBS/PLG ²		Dureza Especificada
				Diametro	Resistencia	
TORNILLO G-2	ANSVASME B18.2.1	SAE J429 GRADO 2	BAJO MEDIO CARBON AISI 1010-1050	1/4 a 3/4 3/4 a 1 1/2	74,000 60,000	80-100HB 70-100HB
TORNILLO 307	ANSVASME B18.2.1	ASTM A307 A	BAJO MEDIO CARBON AISI 1010-1050	TODOS LOS DIAMETROS	60.000	69-100HB
TORNILLO 307	ANSVASME B18.2.1	ASTM A307 B	BAJO MEDIO CARBON AISI 1010-1050	TODOS LOS DIAMETROS	100.000 MAX 60.000 MIN	69-95HB
TORNILLO G-5	ANSVASME B18.2.1 HEAVY HEX	SAE J429 GRADO 5	MEDIO CARBON AISI 1035 - 1050 TEMP Y REV	HASTA 1 1-1/8 A 1-1/2	120,000 105,000	25-34 HRC 19-34 HRC
TORNILLO CLASE 8.8	ISO 4014 EQUIV ANSI B18.23 1M CAP	SAE J429 ASTM F5684	MEDIO CARBON AISI 1035 - 1050 TEMP Y REV.	M16 - M72	120,000	23-34 HRC
TORNILLO G-8	ANSVASME B18.2.1 CAP	SAE J429 GRADO 8	MEDIO CARBON ALEADO AISI 4135 A 9840 TEMP Y REV	TODOS LOS DIAMETROS	150,000	33-39 HRC

Fuente: <http://tornillosgumar.com/>

Dado que la diferencia en precios de un tornillo grado 8 a uno grado 2 no es grande se decide realizar el diseño con tornillos de grado 8 de ½ pulgada.

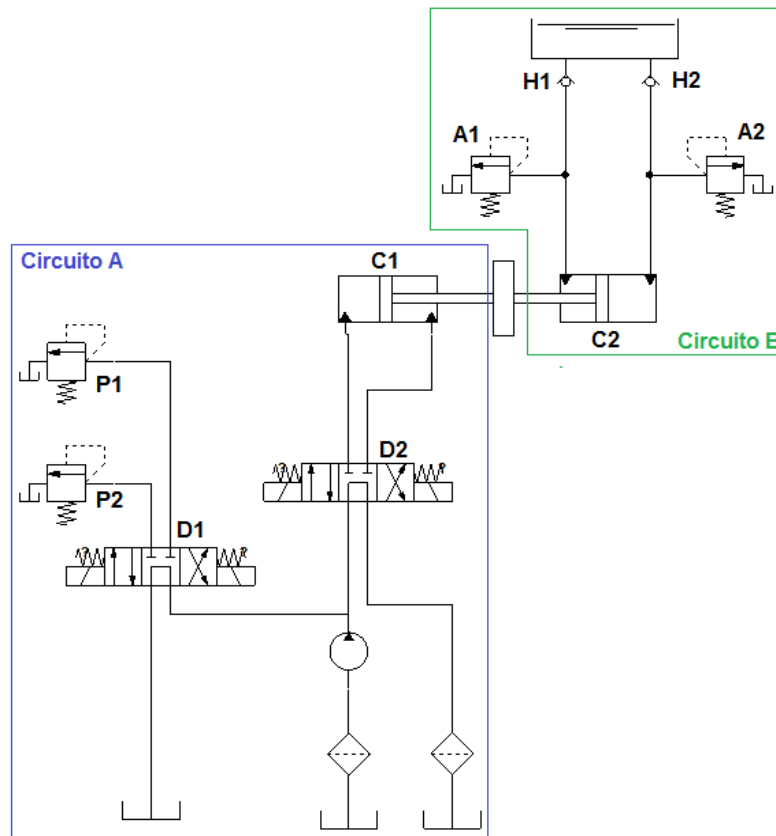
3. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

En este capítulo se presenta el diseño del circuito hidráulico y la selección de sus componentes.

3.1 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Uno de los parámetros principales que se tuvo en cuenta a la hora de diseñar el circuito hidráulico es que los ejes de los cilindros son solidarios y trabajan de forma tal que sus movimientos son opuestos, de manera que el movimiento del cilindro de carga se opone al del cilindro de prueba, creando la presión necesaria para que el cilindro de prueba realice trabajo, para esto, se diseñó el circuito que se presenta en la Figura 42.

Figura 42. Esquema circuito hidráulico



Fuente: Realizado en Automation Studio por los autores

Para el diseño del circuito se tuvo en cuenta la unidad hidráulica de la que dispone la empresa DIMAM S.A.S., esta unidad consta de:

- 5 electroválvulas Parker.
- Motor trifásico de 5 HP
- Tanque de 100x50x50 cm con capacidad para 60 Gal.
- Bomba hidráulica de piñones externos de 5 GPM a 3000 psi.
- 2 niveles de presiones ajustables.
- 1 filtro en la succión de la bomba y 1 filtro en el retorno a tanque.

- **Funcionamiento del circuito**

El sistema hidráulico consta de dos subsistemas independientes el uno del otro, el primero es el circuito (A), que permite el movimiento del cilindro de pruebas y el segundo, circuito (B), es el que condiciona el desplazamiento del cilindro de carga.

El circuito (A) está conformado por dos válvulas direccionales D1 y D2, dos válvulas de alivio P1 y P2, el cilindro de pruebas C1 y la bomba hidráulica. El circuito (B) está compuesto por dos válvulas de alivio A1 y A2, el cilindro de carga C1, y dos válvulas de cheque H1 y H2 (ver figura 42).

Para generar movimiento en el sistema, es necesario primero activar la válvula direccional D1, posicionándola en uno de los dos niveles de presión dados por las válvulas de alivio P1 y P2; una vez se active D1, se debe activar D2 para generar el movimiento del cilindro de pruebas C1.

Se debe tener en cuenta que, para generar movimiento, las válvulas direccionales D1 y D2 deben estar activas simultáneamente.

El cilindro de pruebas C1 mueve el cilindro de carga C2; cuando C1 avance, C2 retrocede, por lo tanto en su lado vástago habrá succión, lo que abrirá el cheque H1 permitiendo el paso del fluido desde el tanque superior, por el contrario, en su lado pistón, el fluido sale a tanque por la válvula de alivio A2, tarada de tal forma que permita al cilindro de pruebas realizar trabajo en este movimiento.

En el retroceso de C1, el cilindro de carga C2 avanza, entonces la succión se da en el lado pistón, esto abre el cheque H2 dando paso al fluido hidráulico; el aceite que sale del lado vástago retornará a tanque por la válvula de alivio A1, tarada para que el cilindro de pruebas realice trabajo en su retroceso.

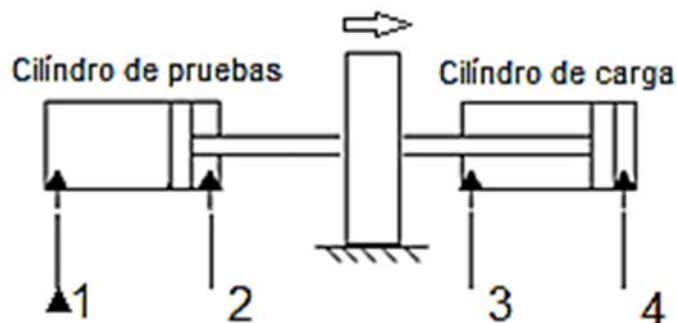
- **Ventee del sistema**

El sistema siempre se encontrar4 en ventee a menos que las v4lvulas direccionales D1 y D2 se encuentren activas, esto garantiza el m4nimo consumo de energ4a y permite el correcto funcionamiento del banco.

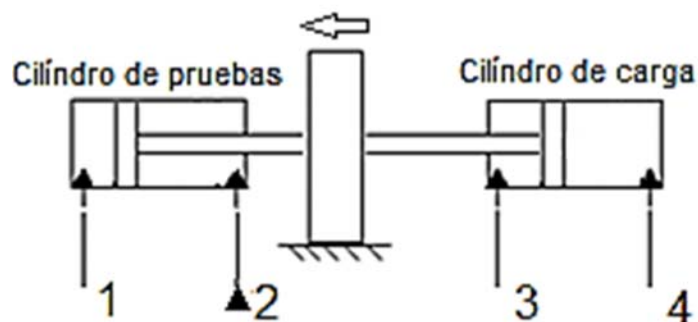
3.1.1 C4lculo de las velocidades del aceite en las l4neas Uno de los factores importantes a la hora de dise1nar el circuito hidr4ulico, es la velocidad del aceite en las l4neas, debido a que el rozamiento del mismo sobre las paredes de la tuber4a puede generar turbulencia en el fluido, lo que aumenta la ca4da de presi4n en la l4nea.

Hay que tener en cuenta que los cilindros ejecutan dos movimientos diferentes, estos son la extensi4n y la retracci4n del cilindro de pruebas. Los cilindros est4n acoplados de forma que sus movimientos son opuestos, as4, la retracci4n del cilindro de cargas se dar4 con la extensi4n del cilindro de pruebas y viceversa. A partir de esto, se calcularon las velocidades del aceite de las l4neas, para cada uno de los movimientos como se muestra en la Figura 43.

Figura 43. Movimientos de extensión y retracción



a) Extensión del cilindro de pruebas



b) Retracción del cilindro de pruebas

- **Cálculo de velocidades en las líneas en la extensión del cilindro de pruebas**

En este movimiento, el caudal que pasa por la línea 1 (Figura 43a) es el dado por la bomba, entonces la velocidad del aceite en esa línea se determina a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Q_1 = v_1 * a_1 \quad (16)$$

$$a_1 = \pi * \frac{d_{tub}^2}{4} \quad (17)$$

$$d_{tub} = 0.0127 [m]$$

$$Q_1 = \frac{Q_b[GPM] * 3,785412}{1000 * 60} = \frac{5 * 3,785412}{1000 * 60} = 0,0003155 [m^3/s]$$

Donde:

Q_1 : es el caudal que pasa por la línea 1.

a_1 : es el área de las líneas 1 y 2, ya que ambas tienen el mismo diámetro interno d_{tub} .

v_1 : es la velocidad en la línea 1.

Resolviendo las ecuaciones (16) y (17) la velocidad del aceite en la línea 1 es $v_1 = 2.49 [m/s]$.

La velocidad con la que se mueven los pistones del cilindro de pruebas y de carga es la misma, ya que ambos ejes son solidarios, entonces la velocidad de los pistones en el avance es:

$$vp = \frac{carrera}{t} \quad (18)$$

Donde t es el tiempo que tarda el pistón en realizar la carrera de avance (ecuación 18) y la carrera es la determinada en la ecuación (6), de esta forma $vp = 0.1607 [m/s]$.

El caudal de la línea 2 se calculó a partir de las siguientes expresiones:

$$Q_2 = vp * av \quad (19)$$

$$Q_2 = v_2 * a_1 \quad (20)$$

Donde:

a_v : es el área del lado vástago del cilindro de pruebas.

Q_2 : es el caudal en la línea 2.

v_2 : es la velocidad en la línea 2.

Resolviendo (19) y (20) se tiene que $Q_2 = 1.862 \times 10^{-4} [m^3/s]$ y $v_2 = 1.47 [m/s]$

Las líneas 3 y 4 son las del cilindro de carga, para hallar las velocidades en ambas líneas se realizaron los siguientes cálculos:

$$a_3 = \pi * \frac{d_{pc}^2 - d_{vc}^2}{4} \quad (21)$$

$$a_4 = \pi * \frac{d_{pc}^2}{4} \quad (22)$$

Donde:

a_3 : es el área del lado vástago del cilindro de carga, $d_{vc} = 0,38 [m]$

a_4 : es el área del lado pistón del cilindro de carga, $d_{pc} = 0,09 [m]$

Los caudales en las líneas 3 y 4 se calcularon por las ecuaciones (23) y (24).

$$Q_3 = v_p * a_3 \quad (23)$$

$$Q_4 = v_p * a_4 \quad (24)$$

El diámetro de las líneas 3 y 4 es $D_{tub} = 0.01905 [m]$, a partir de esto se determinaron las velocidades de las líneas siguiendo las ecuaciones (25) y (26):

$$a_2 = \pi * \frac{D_{tub}^2}{4}$$

$$Q_3 = v_3 * a_2 \quad (25)$$

$$Q_4 = v_4 * a_2 \quad (26)$$

De esta forma las velocidades y los caudales son respectivamente:

$$v_3 = 2.947[m/s] \quad Q_3 = 8.398 \times 10^{-4}[m^3/s] \quad \text{y} \quad v_4 = 3.586[m/s] \quad Q_4 = 1 \times 10^{-3}[m^3/s].$$

- **Cálculo de velocidades en las líneas en la retracción del cilindro de pruebas**

Cuando el cilindro de pruebas se retrae, el caudal en la línea 2 es el dado por la bomba. Para calcular las velocidades en las líneas se necesita hallar primero la velocidad del pistón, a partir de la ecuación (18) se halló esta velocidad, pero en este caso, t es el tiempo que tarda el pistón en regresar a la posición inicial, de esta forma $v_p = 0,2721 [m/s]$.

Para la línea 1:

$$Q_1 = v_p * a_p$$

$$Q_1 = v_1 * a_1$$

Resolviendo se tiene que $Q_1 = 5.344 \times 10^{-4}[m^3/s]$ y $v_1 = 4.218[m/s]$.

Para la línea 2:

$$Q_2 = v_2 * a_1$$

$$Q_2 = \frac{Q_b[GPM] * 3,785412}{1000 * 60} = \frac{5 * 3,785412}{1000 * 60} = 0.0003155 [m^3/s]$$

Entonces $Q_2 = Q_b$ y $v_2 = 2.49[m/s]$.

Para las líneas 3 y 4:

$$Q_3 = v_p * a_3$$

$$Q_4 = v_p * a_4$$

$$Q_3 = v_3 * a_2$$

$$Q_4 = v_4 * a_2$$

Entonces los caudales y las velocidades para las líneas 3 y 4 son respectivamente:

$$Q_3 = 1.423 \times 10^{-3} [m^3/s], v_3 = 4.991 [m/s] \text{ y}$$

$$Q_4 = 1.731 \times 10^{-3} [m^3/s], v_4 = 6.074 [m/s].$$

A modo de resumen se presenta la Tabla 18.

Tabla 18. Velocidades en las líneas del circuito hidráulico

Línea	Extensión	Retracción
1	2.49[m/s]	4.218[m/s]
2	1.47[m/s]	2.49[m/s]
3	2.947[m/s]	4.991[m/s]
4	3.586[m/s]	6.074[m/s]

Como se puede observar en la tabla 18, las velocidades del aceite en las líneas 2, en la extensión del cilindro de pruebas, y 3, en el movimiento de retracción, están por fuera de los valores recomendados (VICKERS s.f.), sin embargo la diferencia no es muy grande, por lo tanto se decide trabajar con estas velocidades.

3.1.2 Cálculo de las presiones de taraje de las válvulas de seguridad Para garantizar que el cilindro de carga genere contrapresión, se dispuso de dos válvulas de seguridad, ubicadas en las salidas del cilindro de carga y taradas de tal manera que la presión de apertura sea la necesaria para que el cilindro de pruebas ejerza una fuerza tal que la presión máxima en su lado pistón no supere 3500 psi.

- **Avance del cilindro de pruebas.** En el cálculo de las pérdidas se utiliza la ecuación de pérdidas de presión para flujos internos completamente desarrollados.¹⁷

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho V_{prom}^2}{2} \quad (27)$$

Donde:

ΔP : son las pérdidas de presión

L : es la longitud de la tubería

D : es el diámetro de la tubería.

ρ : es la densidad del fluido.

V_{prom} : es la velocidad promedio del fluido en la tubería.

f : es el factor de fricción.

El factor de fricción para flujo laminar completamente desarrollado¹⁸ es:

$$f = \frac{64\mu}{\rho D V_{prom}} \quad (28)$$

Donde:

μ : Viscosidad dinámica del fluido, SAE 10, ver Figura 44.

ρ : es la densidad del aceite hidráulico, Tabla 19.

D : diámetro interno de la tubería.

V_{prom} : velocidad promedio del aceite en la línea.

¹⁷ CENGEL. Op. Cit., p. 329.

¹⁸ CENGEL. Op. Cit., p.330.

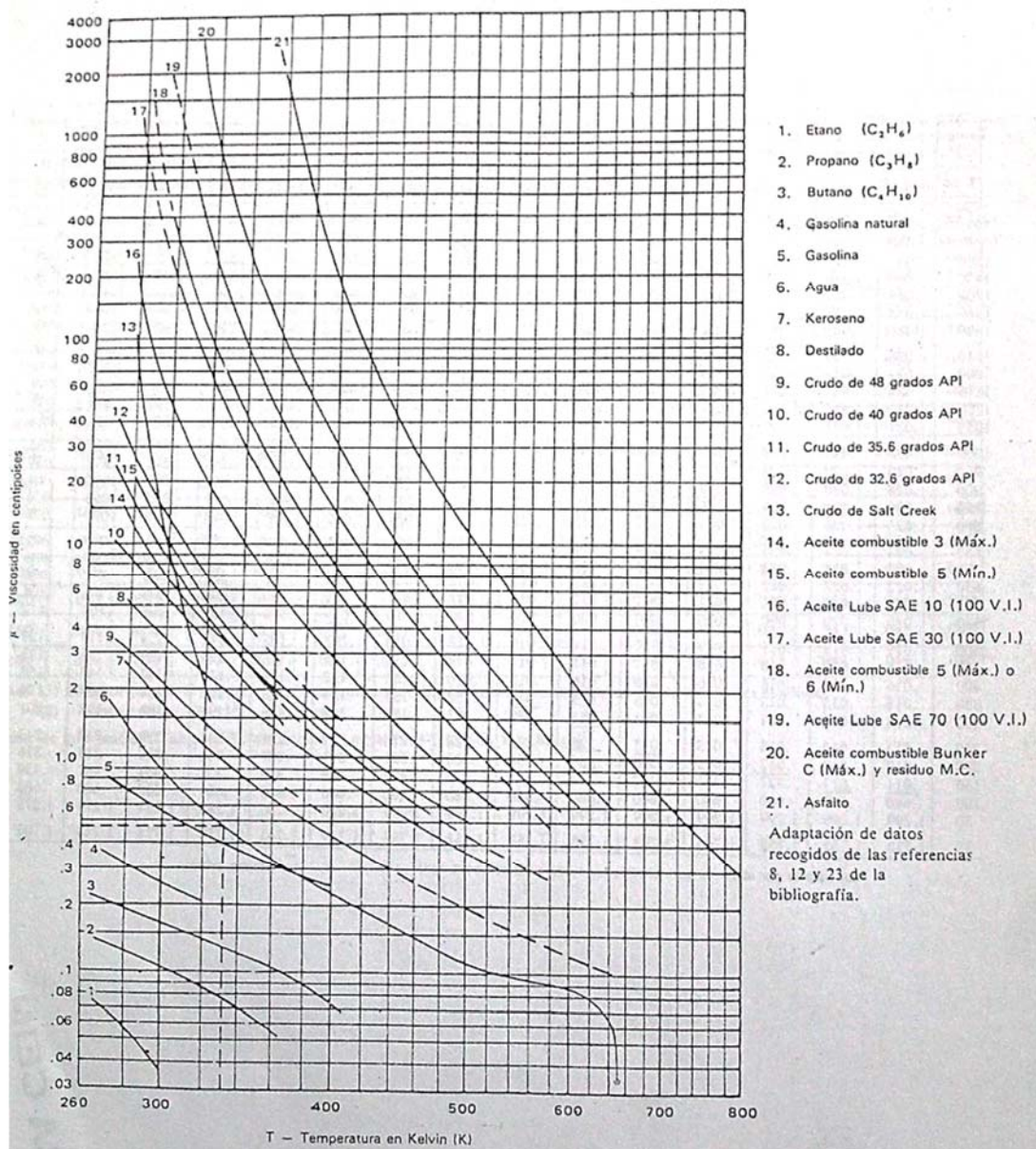
Tabla 19. Propiedades de líquidos comunes

A presión atmosférica y aproximadamente 60 a 70°F (16 a 21°C)

Líquido	Peso específico γ		Densidad ρ		Tensión superficial σ		Presión de vapor P_v	
	lb/ft ³	N/m ³	slugs/ft ³	kg/M ³	lb/ft	N/m	psia	kPa
Alcohol etílico	49.3	7 744	1.53	789	0.0015	0.022	-	-
Benceno	56.2	8 828	1.75	902	0.0020	0.029	1.50	10.3
Tetracloruro de carbono	99.5	15 629	3.09	1 593	0.0018	0.026	12.50	86.2
Gasolina	42.4	6 660	1.32	680	-	-	-	-
Glicerina	78.6	12 346	2.44	1 258	0.0043	0.063	2×10^{-6}	1.4×10^{-5}
Queroseno	50.5	7 933	1.57	809	0.0017	0.025	-	-
Mercurio	845.5	132 800	26.29	13 550	0.032	0.467	2.31×10^{-5}	1.59×10
Aceite SAE 10	57.4	9 016	1.78	917	0.0025	0.036	-	-
Aceite SAE 30	57.4	9 016	1.78	917	0.0024	0.035	-	-
Trementina	54.3	8 529	1.69	871	0.0018	0.026	7.7×10^{-3}	5.31×10^{-2}
Agua	62.4	9 790	1.94	998	0.0050	0.073	0.34	2.34

Fuente: http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/cramirez/documentos/MF_Propiedades_fluidos.pdf

Figura 44. Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo



Fuente: (CRANE 1992)

Las pérdidas de presión menores¹⁹ debidas a los codos, salidas y reducciones se determinan a partir de la ecuación 28:

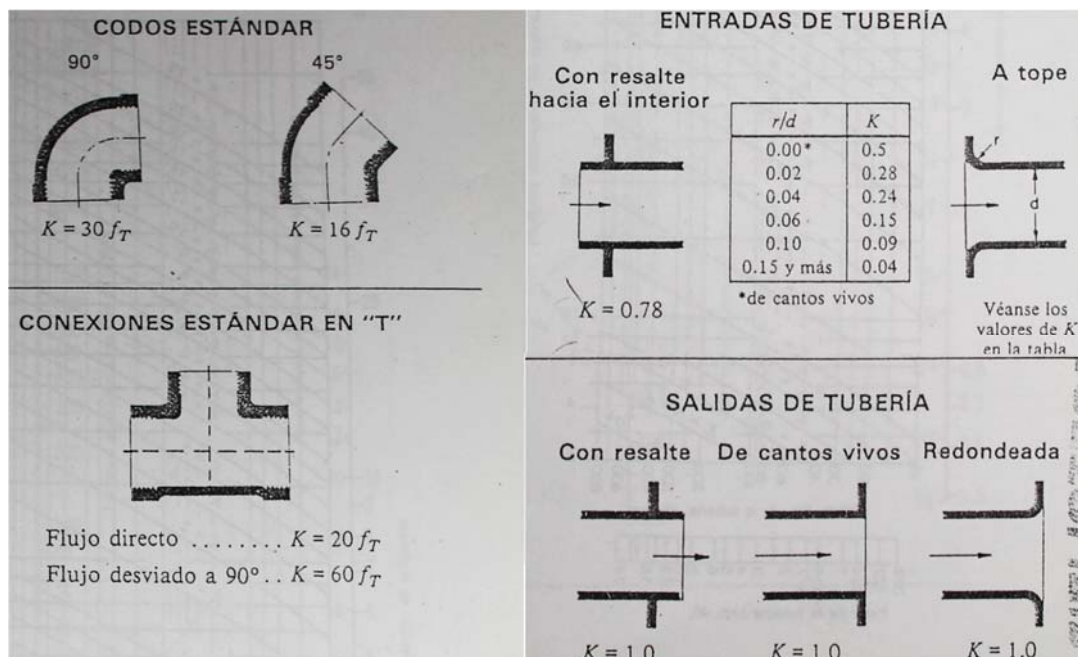
$$K_L = \sum K_i$$

$$\Delta P_l = K_L * \rho * \frac{V^2}{2} \quad (28)$$

Donde:

K_L : es la suma de los factores K de los accesorios que se presentan en la línea (Figura 45).

Figura 45. Factor K en accesorios

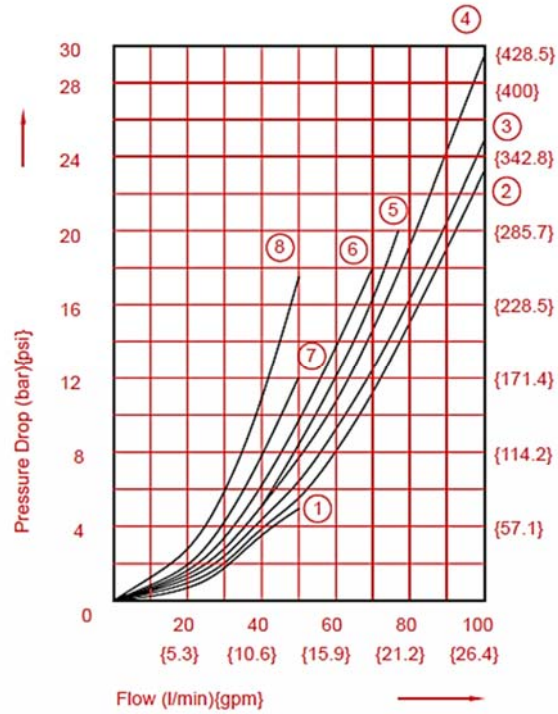


Fuente: (CRANE 1992) Modificada por los autores

Para calcular las pérdidas producidas en la válvula direccional (D2), se utilizan las curvas caudal vs presión, dadas en el catálogo como se observa en la Figura 46.

¹⁹ CRANE, División de Ingeniería. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Mexico: McGRAW HILL, 1992. P. A-49.

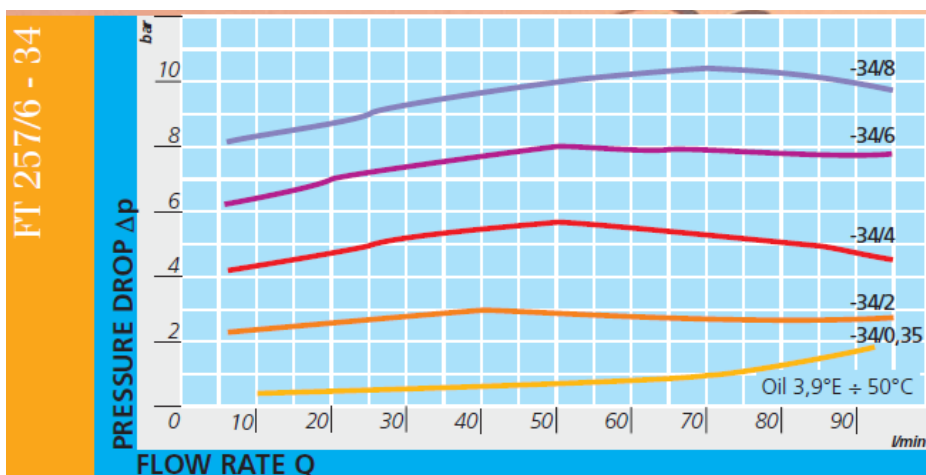
Figura 46. Caída de presión de la válvula direccional



Fuente: Catálogo válvula direccional EQUUS DG03

Las pérdidas en las válvulas de cheque se determinan a partir de la Figura 47.

Figura 47. Caída de presión en válvulas de cheque



Fuente: Catálogo TOGNELLA FT 257/6

✓ Para la línea 1, las pérdidas son, según las ecuaciones 27 y 28:

$$f = 0.03911 \quad \Delta P_1 = 0.652 \text{ [psi]}$$

Calculando las pérdidas de la válvula direccional (D2) a partir de la Figura 46, para un caudal de 5 GPM se tiene:

$$\Delta P_{dir} = 21.66 \text{ [psi]}$$

Las pérdidas menores de presión debidas a los codos, salidas y reducciones son (Figura 45):

$$K_L = 1.04$$
$$\Delta P_{l1} = 0.42 \text{ [Psi]}$$

Las pérdidas debidas a los sensores son de 3 [psi].

Entonces la presión real del lado pistón del cilindro de pruebas es de **2974.27 [psi]** ya que la presión de la bomba es de 3000 [psi].

✓ Para la línea 2, las pérdidas con $f = 0.0264$ son: $\Delta P_2 = 0.3849 \text{ [psi]}$

La caída de presión en la válvula D2 en la línea 2 es: $\Delta P_{dir} = 14.71 \text{ [psi]}$, con caudal de 2.95 GPM.

Las pérdidas menores en la línea 2 son de $\Delta P_{l2} = 0.15 \text{ [psi]}$ y las pérdidas por los sensores son de 3 [psi].

La presión real en el lado vástago del cilindro de pruebas es **18.245 [psi]**.

✓ Para la línea 3, las pérdidas en la línea con $f = 0.01358$ son de:

$$\Delta P_3 = 0.4173 \text{ [psi]}$$

Las pérdidas de presión por la válvula de cheque se determinan a partir de la Figura 47. Con caudal de 50.4 GPM: $\Delta P_{ch3} = 10,88 [psi]$

Las pérdidas menores son: $\Delta P_{l3} = 1.21 [psi]$

La presión real del lado vástago del cilindro de carga es de **13,7 [psi]**.

✓ En la línea 4, las pérdidas en la línea con $f = 0.01652$ son $\Delta P_4 = 0.343 [psi]$.

Para el movimiento de avance del cilindro de pruebas, la presión del aceite a la salida del lado pistón del cilindro de cargas, está dada por:

$$A_p = \pi * \frac{dp^2}{4} = 3,043 [in^2]$$

$$A_v = \pi * \frac{dp^2 - dv^2}{4} = 1.797 [in^2]$$

$$F = P_p * A_p - P_v * A_v = 9019 [lbf]$$

$$A_{pc} = \pi * \frac{dpc^2}{4} = 9,861 [in^2]$$

$$A_{vc} = \pi * \frac{dpc^2 - dvc^2}{4} = 8.103 [in^2]$$

$$P_{pc} = F + \frac{P_{vc} * A_{vc}}{A_{pc}} = 902.2 [psi]$$

Donde:

F: es la fuerza de trabajo del cilindro de prueba,

A_p : es el área del lado pistón del cilindro de pruebas, $d_p = 1.97$ [in]

A_{pc} : es el área del lado pistón del cilindro de carga, $d_{pc} = 3.543$ [in]

A_v : es el área del lado vástago del cilindro de pruebas, $d_v = 1.26$ [in]

A_{vc} : es el área del lado vástago del pistón de carga, $d_{vc} = 1.496$ [in]

P_{pc} : es la presión del lado pistón del cilindro de carga.

P_{vc} : es la presión del lado vástago del cilindro de carga.

Las pérdidas menores de la línea 4 son de 0.8175 [psi].

Calculando la presión de taraje de la válvula de seguridad A2 (figura 42) se tiene:

$$P_{A2} = P_{pc} - \Delta P_4 - \Delta P_{l4} = 901.04 \text{ [psi]}$$

A modo de resumen se presenta la Tabla 20, donde se muestran las pérdidas en cada línea.

Tabla 20. Presiones en líneas en avance de cilindro de pruebas

Línea 1	ΔP Línea	0.652 psi	Presión lado pistón en C1	2974.27psi
	ΔP Menores	0.42 psi		
	ΔP Direccional	21.66 psi		
	ΔP Sensores	3 psi		
Línea 2	ΔP Línea	0.3849 psi	Presión lado vástago en C1	18.245 psi
	ΔP Menores	0.15 Psi		
	ΔP Direccional	14.71 psi		
	ΔP Sensores	3 psi		
Línea 3	ΔP Línea	0.4173 psi	Presión lado vástago en C2	12.49 psi
	ΔP Menores	1.21 Psi		
	ΔP Cheque	10.88 psi		
Línea 4	ΔP Línea	0.343 psi	Taraje de A2	901.04 psi
	ΔP Menores	0.8175 psi		

- **Retorno del cilindro de pruebas.** De la misma forma, para el movimiento de retroceso del cilindro de pruebas, la presión de taraje para la válvula de seguridad a la salida del lado vástago del cilindro de carga, se muestra en la Tabla 21:

Tabla 21. Presiones en líneas en retorno de cilindro de pruebas

Línea 1	ΔP Línea	1.1 psi	Presión lado pistón en C1	105.7 psi
	ΔP Menores	1.2 psi		
	ΔP Direccional	100.4 psi		
	ΔP Sensores	3 psi		
Línea 2	ΔP Línea	1.105 psi	Presión lado vástago en C1	2973.815 psi
	ΔP Menores	0.42 Psi		
	ΔP Direccional	21.66 psi		
	ΔP Sensores	3 psi		
Línea 3	ΔP Línea	0.58 psi	Taraje de A1	604.075 psi
	ΔP Menores	2.345 psi		
Línea 4	ΔP Línea	0.7 psi	Presión lado pistón en C2	12.173 psi
	ΔP Menores	3.473 psi		
	ΔP Cheque	8 psi		

$$F = P_v * A_v - P_p * A_p = 5022 [lbf]$$

$$P_{vc} = \frac{F - P_{pc} * A_{pc}}{A_{vc}} = 607 [psi]$$

$$P_{A1} = P_{vc} - \Delta P_{l3} - \Delta P_3 = 604.075 [psi]$$

Donde:

P_{A1} : es la presión de taraje de la válvula de alivio A1.

3.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES

En el diseño del circuito hidráulico se estableció el uso de varios tipos de válvulas, en esta sección se hará una selección de estas.

3.2.1 Válvula Direccional 4/3 Para la selección de la válvula se tienen en cuenta los siguientes requerimientos:

- Ser activada eléctricamente para poder funcionar con órdenes del sistema de control.
- Capacidad de funcionamiento con ciclos de 2 Hz.
- Bobinas de los solenoides de corriente continua para facilitar su control.

Luego de realizar cotizaciones con diferentes empresas que suministran este tipo de válvulas, se encontró la siguiente referencia (Figura 48):

Marca: EQUUS

Modelo: DG03-8C-24DC-82-DN

Figura 48. Electroválvula



3.2.2 Válvulas de alivio Para la selección de las válvulas de alivio se tuvieron en cuenta los siguientes requerimientos:

- Presión máxima de 3500 Psi.
- Caudal a manejar de 27,46 GPM.

Con estos datos el proveedor ofreció la siguiente válvula (Figura 49):

Figura 49. Válvula de alivio

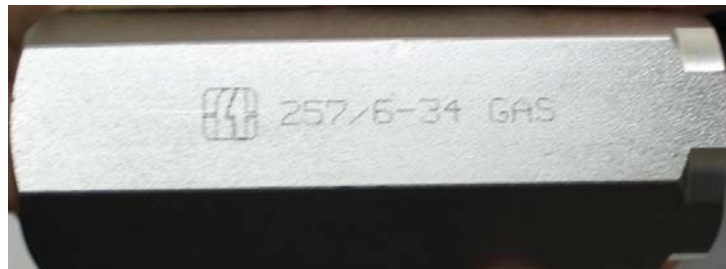


3.2.3 Válvulas de cheque El trabajo de la válvula cheque es permitir el flujo solamente en una dirección, en este caso el único requerimiento es la presión de apertura y el caudal que va a manejar la válvula; se tienen los siguientes datos:

- Presión de apertura: la menor posible para evitar problemas en las líneas de succión.
- Caudal a manejar máximo: $1.731 \times 10^{-3} [m^3/s]$ o 27,46 GPM

Con los anteriores requerimientos el proveedor nos ofreció la válvula de marca TOGNELLA, con referencia 257/6-34, como muestra la Figura 50.

Figura 50. Válvula cheque TOGNELLA



3.3 CÁLCULO DE GENERACIÓN DE CALOR

La generación de calor es un factor importante a la hora de diseñar un sistema hidráulico, debido a que el aceite no puede someterse a altas temperaturas ya que pierde propiedades, esto genera problemas en el sistema que comprometen la vida de los elementos en el mismo.

Es por esto que los fluidos hidráulicos trabajan en un rango de temperatura que depende del tipo de aceite y del tiempo de trabajo al que esté sometido el sistema.

El cambio de los sellos en los cilindros de una máquina retroexcavadora o similares, se hace cada 6 meses en promedio, cuando se realiza trabajo continuamente, a partir de esto se determina el tiempo estimado de duración de las pruebas en el banco: 10 horas, esto quiere decir que los sellos se someterán a 72.000 ciclos o menos si éstos fallan.

Debido al tiempo que permanece el banco trabajando, es necesario garantizar que la temperatura del fluido hidráulico no sobrepase los 50°C, entonces se procede a realizar el cálculo del calor generado y el disipado en el sistema.

- **Generación de calor**

La bomba es el elemento que genera la mayor cantidad de calor en el sistema hidráulico, aproximadamente el 15% de la potencia perdida, se transmite al aceite en forma de calor (MERRITT 1967), de esta forma:

$$Pot_b = \frac{Q_b[GPM] * \Delta P_b[Psi]}{1714 * \eta} * \frac{0.75 [kW]}{1[HP]} = 7,722 [kW]$$

$$q_b = Pot_b * 0,15 = \mathbf{1,158 [kW]}$$

Donde:

Pot_b : es la potencia perdida en la bomba. $Q_b = 5 [GPM]$ $\Delta P_b = 3000 [Psi]$

q_b : es el calor generado por la bomba transmitido al aceite hidráulico.

η : es la eficiencia mecánica de la bomba. $\eta = 0.85$

La generación de calor también se produce por las restricciones y los cambios de sección en las válvulas que se encuentran en el circuito. El calor generado por la válvula direccional se expresa de la siguiente forma:

$$q_{gv1} = \frac{Q_1[GPM] * \Delta P_{v1}[Psi]}{1714} * \frac{0.75 [kW]}{1[HP]} = 0,0749 [kW]$$

$$q_{gv2} = \frac{Q_2[GPM] * \Delta P_{v2}[Psi]}{1714} * \frac{0.75 [kW]}{1[HP]} = 0,01829 [kW]$$

$$q'_{gv} = q_{gv1} + q_{gv2} = \mathbf{0,06568 [kW]}$$

Donde:

ΔP_{v1} : es la caída de presión en la válvula direccional por la línea 1 con $Q_1 = Q_b$.

$$\Delta P_{v1} = 21,66 \text{ [Psi]}$$

ΔP_{v2} : es la caída de presión en la válvula direccional para la línea 2 cuando el fluido retorna a tanque con $Q_2 = 2,95 \text{ [GPM]}$. $\Delta P_{v2} = 14,17 \text{ [Psi]}$

q_{gv} : es el calor total generado por la válvula direccional.

De esta forma el calor total generado en el sistema está dado por la suma de los calores generados, así:

$$q_{gen} = q_b + q_{gv} = \mathbf{1,224 \text{ [kW]}}$$

- **Disipación de calor**

La disipación se da por los tres métodos de transferencia de calor (convección, conducción y radiación). Los elementos en el sistema hidráulico que disipan el calor del aceite son:

- *Cilindro de pruebas*

$$A_{sc} = \pi * D_c * L_c = 0,0377 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$q_c = A_{sc} * U * \Delta T = \mathbf{0,006423 \text{ [kW]}}$$

Dónde:

U : es el coeficiente universal de transferencia de calor²⁰,

$$U = 2 \left[\frac{BTU}{ft^2 * F * h} \right] = 0,00631 \left[\frac{kW}{m^2 * F} \right]$$

A_{sc} : es el área exterior superficial del cilindro de pruebas.

²⁰ MERRITT, Herbert E. *Hydraulic control system*. Cincinnati: John Wiley & Sons, Inc., 1967. p. 347

D_c : es el diámetro exterior de la camisa. $D_c = 0.06 [m]$.

L_c : es la longitud del cilindro de pruebas. $L_c = 0.2[m]$.

ΔT : es el delta de temperatura del aceite hidráulico, estimando una temperatura del fluido de $T_f=45\text{ }^\circ\text{C}$ y una temperatura ambiente de $T_a=30\text{ }^\circ\text{C}$. $\Delta T = T_f - T_a$.

- *Mangueras*. Estos elementos producen una caída de presión y por lo tanto generan calor, sin embargo el calor que disipan es mucho mayor al generado, entonces solo se consideran como elementos disipadores.

$$q_m = (2 * A_m) * U * \Delta T = \mathbf{0,01088 [kW]}$$

$$A_m = \pi * D_m * L_m = 0,03192 [m^2]$$

Dónde:

A_m : es el área de superficial de las mangueras del cilindro de pruebas.

- *Tanque*. Debe disipar la mayor cantidad de calor en el sistema, las dimensiones del tanque deben ser tales que permitan la mayor disipación de calor posible.

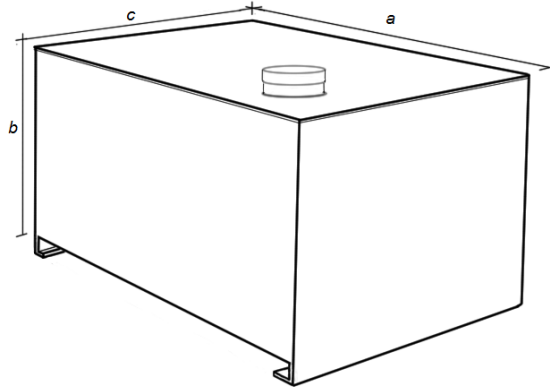
$$A_t = 2 * (a * c) + 2 * (a * b) + 2 * (b * c) = 1.915 [m^2]$$

$$q_t = A_t * U * \Delta T = \mathbf{0,3272 [kW]}$$

Donde:

A_t : Es el área superficial del tanque con $a=0,88 [m]$, $b=0,375 [m]$ y $c=0,5 [m]$ como se muestra en la Figura 51.

Figura 51. Dimensiones del tanque



- *Bloque de válvulas.* Solo se tienen en cuenta las caras laterales del bloque, debido a que estas son las que se encuentran libres al ambiente, de esta forma $d=0.0762 [m]$, $e=0.0762 [m]$ y $f=0.2731 [m]$.

$$A_{bv} = 2 * (d * e) + 2 * (d * f) = 0,05323 [m^2]$$

$$q_{bv} = A_{bv} * U * \Delta T = \mathbf{0,009068 [kW]}$$

- *Válvulas.* Al igual que con el bloque de válvulas, para las válvulas se tienen en cuenta solo las caras expuestas al ambiente, donde A_{ve} y A_{vp} corresponden a las áreas superficiales de las válvulas Equus y Parker respectivamente, de esta forma $h=0.075 [m]$, $i=0.05 [m]$, $j=0.075 [m]$, $k=0.075 [m]$ y $l=0.048 [m]$.

$$A_v = A_{ve} + A_{vp} = 0,02565 [m^2]$$

$$A_{ve} = h * i = 0,00375 [m^2]$$

$$A_{vp} = 4 * (k * l) + 2 * (j * k) = 0,0219 [m^2]$$

$$q_v = A_v * U * \Delta T = \mathbf{0,00437 [kW]}$$

Entonces el calor total disipado será:

$$\dot{q}_{dt} = \dot{q}_t + \dot{q}_m + \dot{q}_v + \dot{q}_{bv} + \dot{q}_c = \mathbf{0,357 [kW]}$$

Esto implica que solo se está disipando aproximadamente el 29,2% del calor total generado, por lo tanto se necesita un disipador externo que permita enfriar el fluido y mantenerlo a la temperatura de trabajo estable de 50 °C.

El intercambiador debe tener capacidad para disipación de 0,867 [kW] (1,2 [HP] aprox.). Se seleccionó un intercambiador aire-aceite con capacidad de disipación de 1,5[HP] como se ve en la Figura 52.

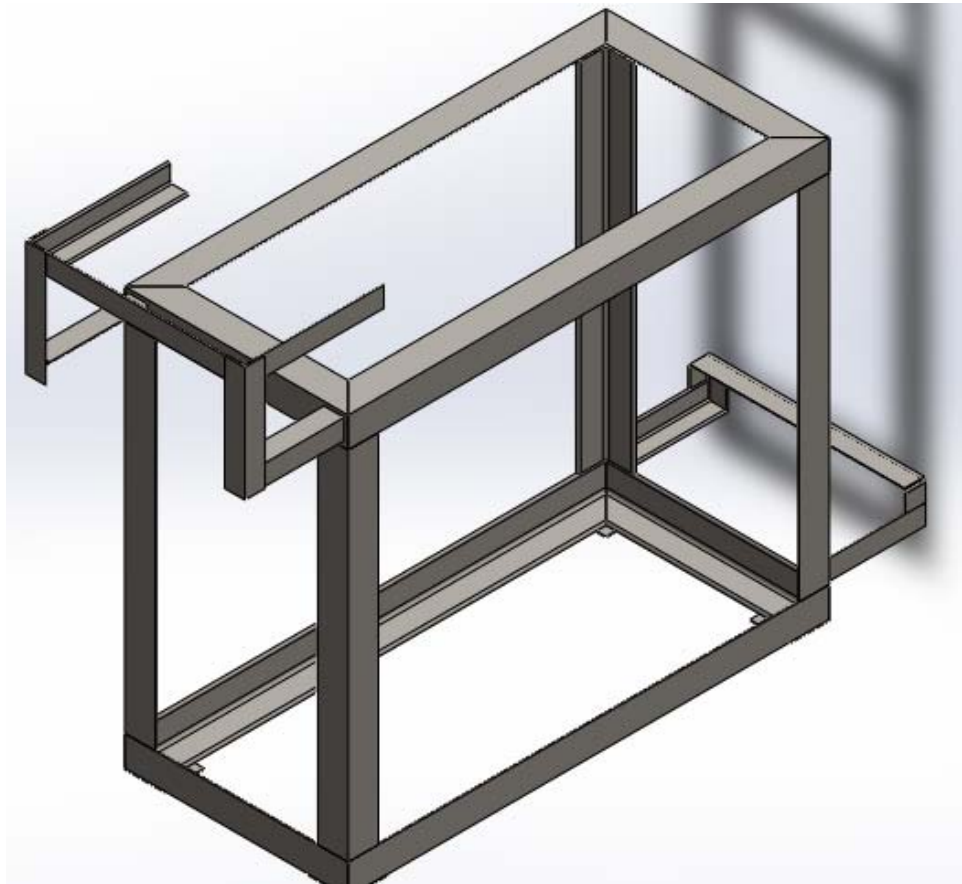
Figura 52. Disipador de calor



3.4 ACONDICIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA PARA ADAPTAR EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En el diseño inicial de la estructura del banco, no se tiene en cuenta la existencia de un intercambiador de calor, por lo tanto, se hace una modificación a la estructura para ubicarlo como se observa en la Figura 53.

Figura 53. Adaptación de la estructura para el intercambiador de calor



4. DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO Y DE CONTROL

En el siguiente capítulo se mostraran el procedimiento que se siguió para realizar tanto el sistema eléctrico como el de control.

4.1 DEFINICIÓN DE REQUERIMIENTOS

Para el diseño del sistema de control, es necesario determinar las variables a medir o a controlar en el banco de pruebas, de esta forma se tiene:

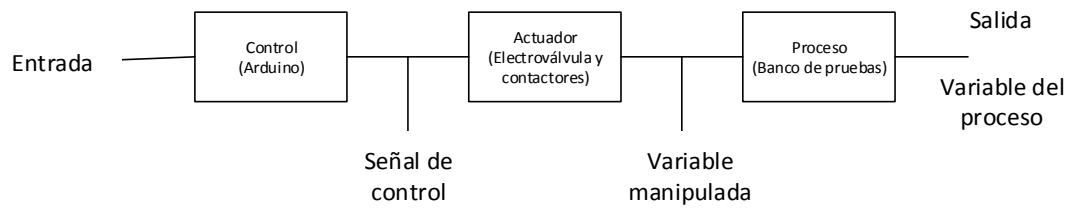
- Presión en el lado pistón del cilindro de pruebas.
- Presión en el lado vástago del cilindro de pruebas.
- Encendido y apagado del banco de pruebas.
- Conteo del número de ciclos del cilindro.
- Registro del tiempo de la prueba.

Para facilitar el entendimiento de todas estas variables al momento de la prueba, la interfaz usuario-maquina deberá contar con los siguientes requerimientos:

- Gráficas de presión contra el tiempo que dure la prueba.
- Valores de la carga generada por el cilindro de carga, según las presiones de taraje del circuito hidráulico.
- Interfaz manual para facilitar el uso del banco para cualquier persona que lo maneje.
- Interfaz automática utilizando el software LabView, para mostrar todas las variables y controlar el banco automáticamente.

Primero se planteará el diagrama de bloques del sistema de control en lazo abierto del banco de pruebas, como se observa en la Figura 54.

Figura 54. Diagrama de bloques



4.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES

A continuación se especifican cada uno de los elementos que hacen parte del sistema eléctrico y de control.

4.2.1 Tarjeta de adquisición de datos Como se estableció en el plan de proyecto, se escogió la tarjeta arduino MEGA 2560 para adquirir los datos de los diferentes sensores, como se observa en la Figura 55.

Figura 55. Arduino MEGA 2560



4.2.2 Sensores de presión Para la selección de los sensores de presión se tuvieron en cuenta las siguientes especificaciones:

- Presión máxima de 3500 psi.
- Temperatura máxima de 70°C
- Facilidad para conectarse a una línea de flujo de aceite.
- Capacidad de soportar el medio al que va a estar sometido, en este caso aceite hidráulico.
- Señal eléctrica de salida para poder conectar a la tarjeta arduino y reconocer los datos de presión.

Se seleccionó el sensor: Danfos 060G1109, con las especificaciones mostradas en la Tabla 22.

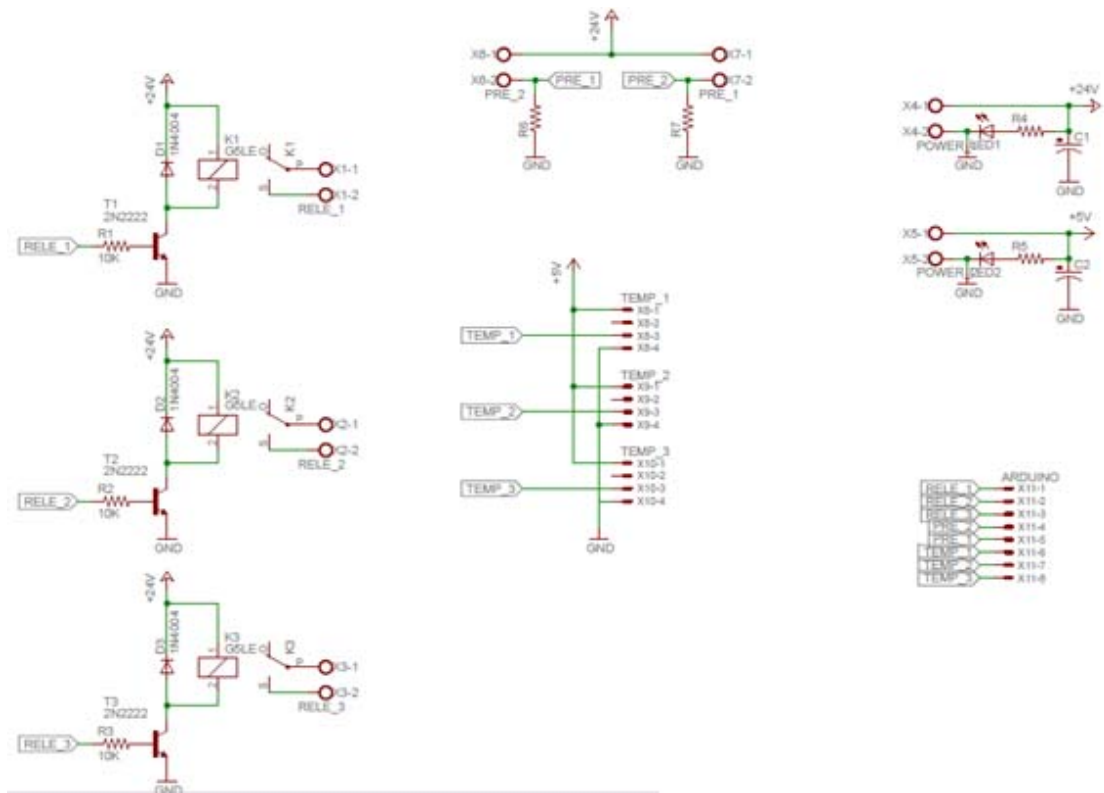
Tabla 22. Propiedades sensor de presión

Características	Valor
Tipo	MBS 3000
Peso kg	0.178 kg
- común	PIN 2
+ alimentación	PIN 1
Accuracy, max. +/- FS [%]	1,00 %
Accuracy, typical +/- FS [%]	0,5 %
Punto cero y span ajustables	No
Rango temperatura ambiente [°C]	-40 - 85 °C
Temperatura Ambiente. Rango [°F]	-40 - 185 °F
Rango de temperatura compensada [°C]	0 - 80 °C
Rango temp. compensada [°F]	32 - 176 °F
EAN	5702423064434
Electrical connection type	Pg 9, EN 175301-803-A, Male and Female
Grado IP	IP65
Diafragma rasante	No
Seguridad intrínseca	No
Temperatura del medio [°C]	-40 - 85 °C
Temperatura del medio [°F]	-40 - 185 °F
Non-linearity BFSL ±FS [%]	0,50 %
Output signal type	4 - 20 mA
Sobrecarga máx. presión [bar]	1.500,0 bar
Overload pressure max. [psi]	21.756 psi
Formato del embalaje	Multi pack
Conexión de presión	G 1/4
Pressure connection HEX [mm]	27,0
Conexión de presión estándar	EN 837
Tipo conexión de presión	G - 1/4 Male

Fuente: Catalogo enviado por el proveedor ACINCOL

4.2.3 Diseño de la tarjeta electrónica Para realizar el control y censado de las variables del banco de pruebas, es necesario realizar una tarjeta electrónica en donde se acoplen todos estos elementos, se facilite la conexión con la tarjeta arduino y con las fuentes de electricidad realizando primero un diagrama esquemático, como se observa en la Figura 56.

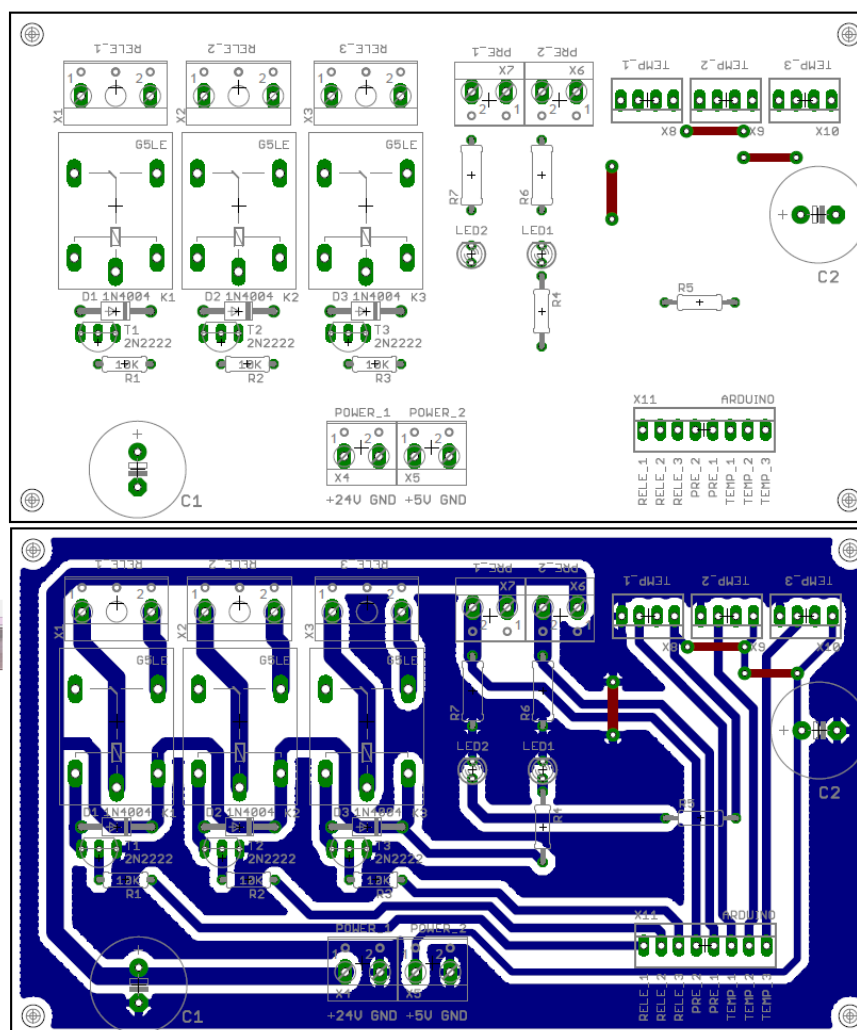
Figura 56. Diagrama esquemático de la tarjeta de control



Fuente: SMT ingenierías

Luego se realizó el diseño de la tarjeta como se observa en la Figura 57.

Figura 57. Tarjeta electrónica para el banco



4.2.4 Diseño del sistema eléctrico Para realizar el diseño del sistema eléctrico se debe tener en cuenta el espacio en donde se van a colocar los componentes, en este caso se eligió una caja que cuenta con un espacio de 23x43 cm.

El diseño de las conexiones del banco se puede detallar en el anexo C.

Para suministrar los voltajes necesarios para controlar todos los elementos, fue necesario seleccionar un transformador que permitiera obtener 110VAC y 24VDC necesarios para el sistema.

4.2.5 Diseño del interfaz en Labview A la hora de realizar el interfaz en Labview se tuvieron en cuenta todas las necesidades del banco.

Primero se realizó el diseño del panel frontal del programa como se observa en la Figura 58.

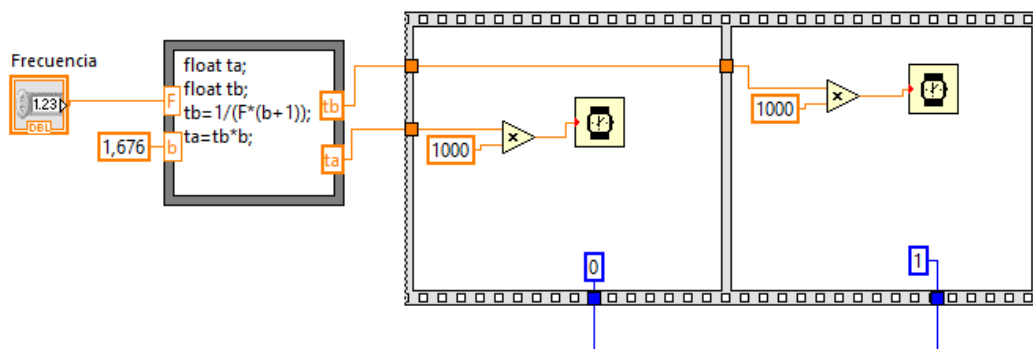
Figura 58. Panel Frontal del programa de Labview



El diagrama de bloques de Labview es el interfaz en donde se unen todos los controles o elementos colocados en el panel frontal; es un lenguaje de programación de alto nivel en donde se usan representaciones gráficas.

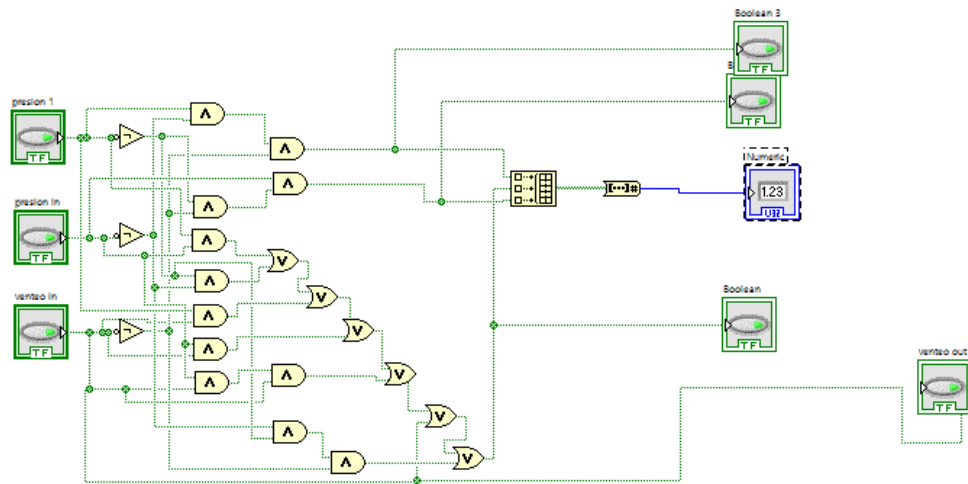
Para la primera parte del código fue necesario generar la secuencia a la cual se controlarán las electroválvulas del sistema hidráulico como se observa en la Figura 59; se realizó con un “SubVI” con un bloque de secuencia llamado “flat sequence” en el que los datos de entrada son los tiempos de la secuencia, los cuales dependen de la frecuencia que introduzca el usuario y los datos de salida son los valores a colocar en los pines digitales de salida conectados al relé que controla la electroválvula de secuencia.

Figura 59. Programación de la secuencia del banco



Luego para controlar y evitar que se llegaran a activar a la vez los 2 niveles de presión, se programó una secuencia lógica en la que la entrada son 3 botones (presion1, presion2 y venteo) y las salidas son los datos a colocar en los pines de la arduino asociados a la electroválvula que controla los niveles de presión como se observa en la Figura 60.

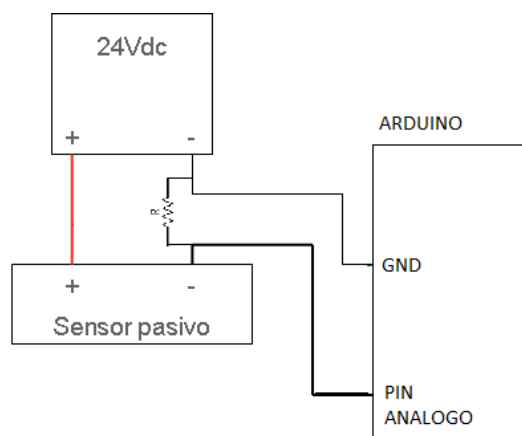
Figura 60. Diagrama de bloques del control de presión



- Caracterización de los sensores de presión

Es necesario saber cómo conectar el sensor de presión a la tarjeta arduino, que al ser un sensor pasivo-bifilar necesita de una fuente de alimentación externa que según el catálogo de éste, va desde 10 a 24V, en este caso se optó por conectarlo a una fuente de 12V y la conexión se realiza como se muestra en la Figura 61.

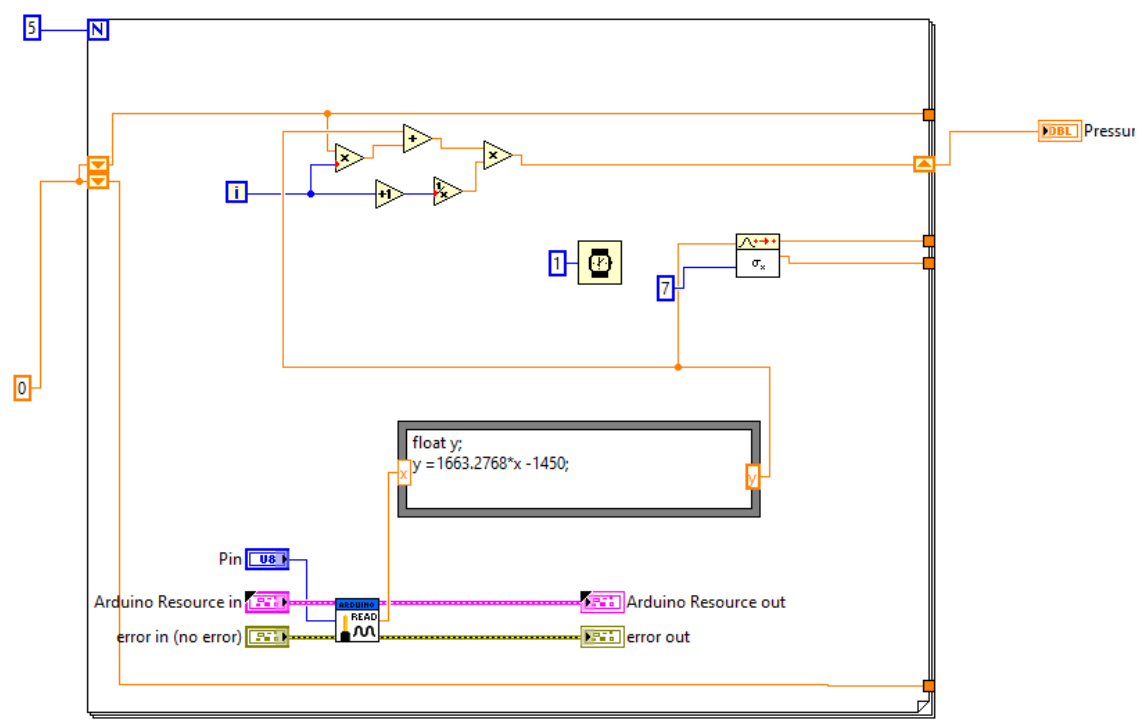
Figura 61. Conexión sensor pasivo bifilar a la tarjeta arduino



Al ser un sensor de 4 a 20 mA se debe realizar la conversión a voltaje para poder ser leído por la tarjeta arduino, en este caso esa conversión se logra colocando una resistencia (R) de 220Ω para que el voltaje mínimo sea de 0,88 V y el máximo de 4,4 V. Realizando la curva de conversión de voltaje a presión, se obtiene la recta $y = 1663,2768 \cdot X - 1450$, la cual se introducirá como dato en el subVI de lectura para los sensores de presión.

Para la lectura de los sensores de presión se realizó un subVI o bloque en donde se realiza la conversión, con un promedio de 2 datos, para así tener una medida más acertada y eliminar posibles ruidos eléctricos, como se observa en la Figura 62.

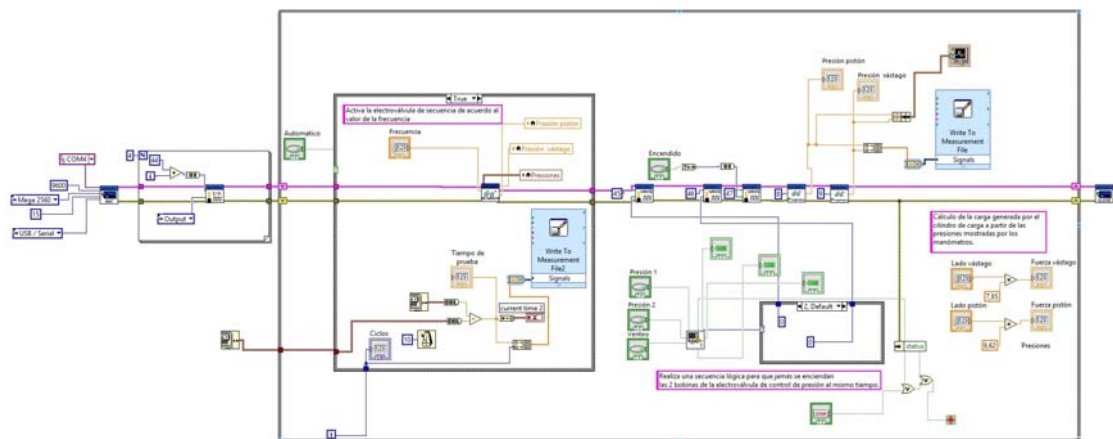
Figura 62. Bloque para lectura de los sensores de presión



Por último, para realizar la conexión de la tarjeta arduino con Labview, se utilizó la herramienta LIFA_BASE desarrollada por National Instruments y la cual tiene los bloques necesarios para que todo funcione correctamente con diferentes tipos de tarjetas arduino.

Uniendo todos los subsistemas, el diagrama de bloques final quedó como se observa en la Figura 63 o en el anexo D.

Figura 63. Diagrama de bloques del programa



5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL BANCO DE PRUEBAS

En este capítulo se describe el proceso de construcción que se realizó para el banco de pruebas.

5.1 CONSTRUCCION Y MONTAJE DEL SISTEMA MECANICO

La construcción del sistema mecánico se llevó a cabo en las instalaciones de la empresa DIMAM S.A.S y ésta dispuso de sus trabajadores para realizar el banco de pruebas.

5.1.1 Construcción de la mesa Al iniciar la construcción, primero fue necesario realizar la compra de los ángulos de $3 \times 3 \times \frac{1}{4}$ " en la empresa STECKERL, que distribuye tramos de 3 o 6 metros; se realizó la compra de dos tramos de 6 metros para realizar los cortes necesarios para ensamblar la mesa, como se muestra en la Figura 64.

Figura 64. Cortes del ángulo para el ensamblaje de la mesa



Luego se realizaron cortes a 45° en los ángulos, para que la mesa encajara como se planteó en el diseño, esto se observa en la Figura 65.

Figura 65. Cortes a 45° de los ángulos



Una vez realizados todos los cortes, se aplicó soldadura 7018 en todas las uniones, luego se rebajaron los cordones de soldadura para que quedaran a nivel, dando por terminada la construcción y el ensamblaje de la mesa, como se observa en la Figura 66.

Figura 66. Mesa construida



Una vez realizado el diseño del sistema hidráulico, se presentaron modificaciones en el diseño de la mesa, estos cambios incluyen el soporte para el tanque que abastece el cilindro de carga, con una estructura de soporte realizada en ángulo de 2"x2"x1/8" como se muestra en la Figura 67.

Figura 67. Soporte para tanque auxiliar



También se construyó el soporte para el intercambiador de calor, con cortes de ángulos de 2"x2"x1/8" y un corte de lámina de 2"x1/8", como se observa en la Figura 68.

Figura 68. Soporte del intercambiador



5.1.2 Construcción de la estructura Para empezar la construcción fue necesario realizar los cortes, por medio de plasma, de todas las piezas del ensamblaje de la estructura, mostradas en el anexo A; los cortes se observa en la Figura 69.

Figura 69. Cortes en plasma de las piezas de la estructura

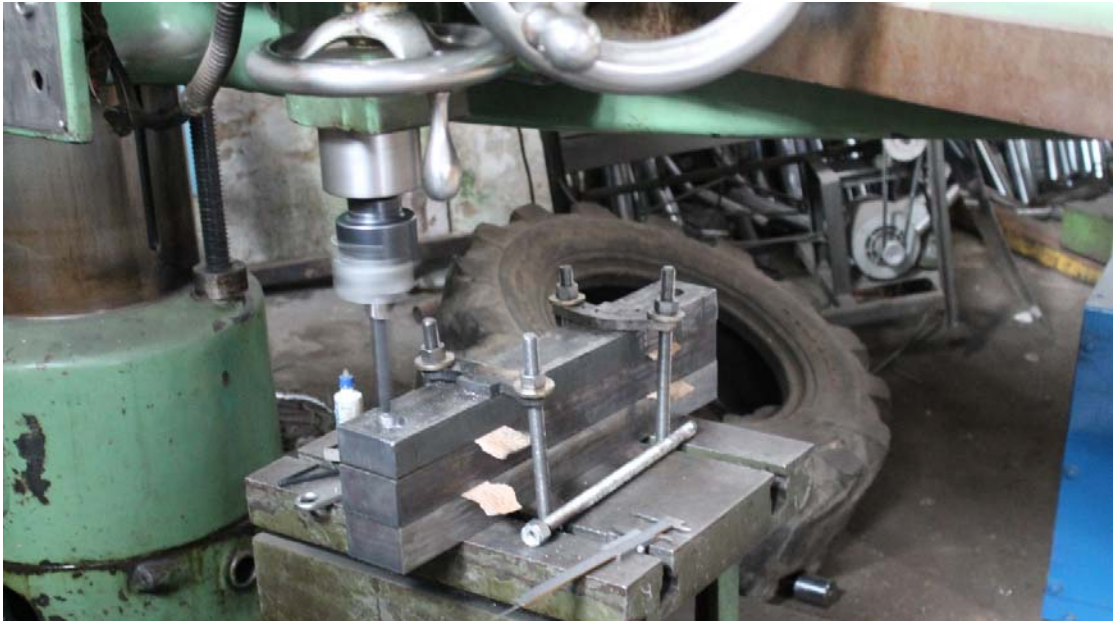


Para realizar los cortes en plasma fue necesario hacer planos de estas piezas en AutoCAD en 2D y especificar en cada plano el grosor de la lámina en que se iba a cortar cada una, estos planos son fuera de norma y sin cotas para que la máquina en que se realizan los cortes pueda reconocerlos y realizarlos sin ningún problema, estos planos se encuentran en el anexo B.

Ya que los cortes no quedaron completamente pulidos ni con un buen acabado, se realizó el maquinado de las piezas para garantizar los ajustes que se necesitaban en el diseño y para dar una mejor apariencia a las piezas.

Luego se realizaron las perforaciones de los bloques de apoyo y de soporte que exigen gran exactitud, para que las guías queden totalmente paralelas y de esta forma garantizar la linealidad de los cilindros; fue necesario realizar las perforaciones en conjunto, como se muestra en la Figura 70.

Figura 70. Perforación de los bloques



Para evitar el desgaste de las guías y los bloques de soporte, se realizaron bujes de bronce SAE 60 con ajuste de balinera, para que no sean expulsados con el movimiento de las guías; a los bujes se le insertaron raspadores en su parte exterior para evitar el ingreso de partículas indeseadas en éstos y prevenir su deterioro, como se muestra en la Figura 71.

Figura 71. Bujes para los bloques de soporte



A la hora de realizar el ensamblaje del soporte, que garantiza la linealidad de la carga, fue necesario insertar los bujes utilizando una prensa hidráulica, y luego se soldaron las partes. Luego de este ensamblaje se presentaron, ya que los bujes se cerraron al insertarlos, por lo que fue necesario rimarlos para que las guías deslizaran sin problema, como se muestra en la Figura 72.

Figura 72. Bloque de soporte ensamblado



Para finalizar la estructura se mecanizaron las guías con rosca de 12 hilos por pulgada para las tuercas de seguridad, que ajustan la estructura manteniéndola en su lugar, como se muestra en la Figura 73.

Figura 73. Guías del banco de pruebas



Aun teniendo en cuenta todas las precauciones que se tomaron en la fabricación de las partes asociadas al banco, se presentaron problemas a la hora de realizar el ensamblaje, ya que las guías no encajaban en todos los bloques, así que se les realizaron ajustes para que ensamblaran correctamente, como se observa en la Figura 74.

Figura 74. Ensamblaje de las guías a la estructura



5.1.3 Construcción del cilindro de pruebas Para iniciar el proceso de construcción del cilindro se seleccionaron y compraron los materiales; para las tapas y el pistón se compraron discos de acero AISI 1045, de los diámetros determinados en el diseño para, posteriormente, realizar el mecanizado de estos (Figura 75).

Figura 75. Materiales para el pistón y las tapas



Luego se mecanizaron según los planos entregados al operario de torno; las piezas terminadas se muestran en la Figura 76.

Figura 76. Partes del cilindro mecanizadas



Para finalizar la construcción del cilindro, se soldó la tapa a la camisa y los soportes al vástago y a la tapa soldada, también se colocaron todos los empaques para preparar el cilindro para la primera prueba, como se observa en la Figura 77.

Figura 77. Cilindro hidráulico finalizado



5.1.4 Montaje del sistema mecánico Para realizar el montaje de los cilindros en la estructura, se soldaron todas las orejas de los soportes de los cilindros a la misma, teniendo en cuenta que la distancia entre ellas sea la más exacta posible para garantizar que las cargas de los cilindros sean lineales (Figura 78).

Figura 78. Sistema mecánico



Luego se realizó el montaje del tanque auxiliar que se encargara de suministrar el aceite para el cilindro de carga, el cual fue fabricado en lámina de 1/8" con dimensiones de 55x35x25cm como se observa en la Figura 79.

Figura 79. Tanque superior del banco de pruebas



El tanque se construyó de acuerdo a las especificaciones de diseño para albergar las dos líneas que salen hacia el cilindro y los dos retornos a tanque que vienen de las válvulas de alivio, pudiendo así independizar el circuito hidráulico de carga del circuito principal que abastece al cilindro de pruebas.

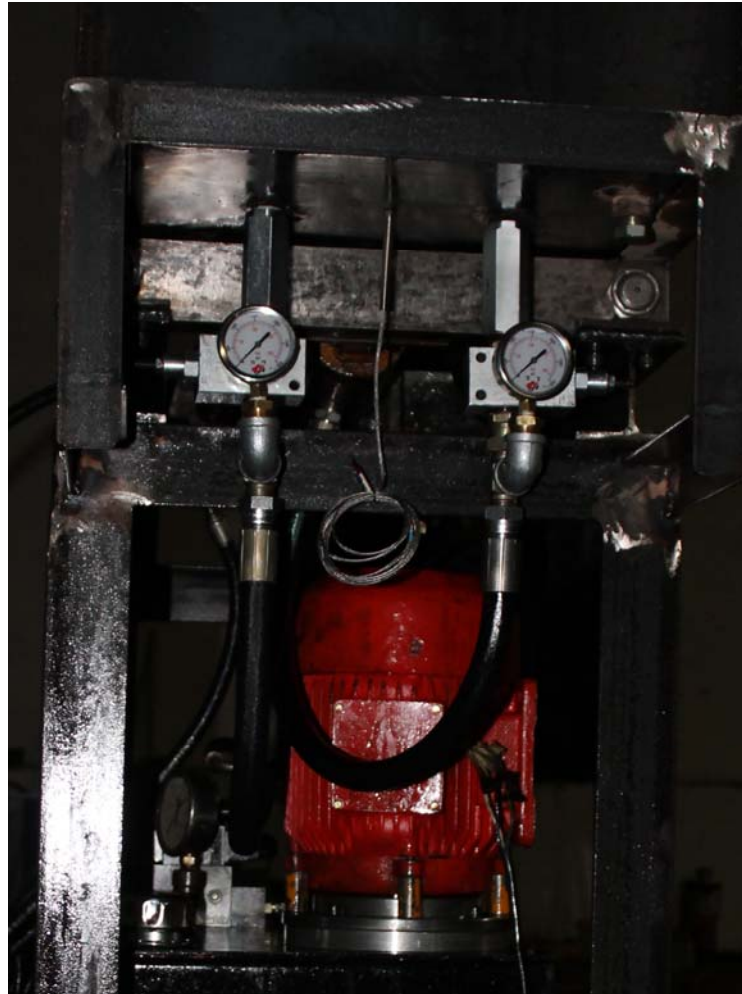
Por último se realizó el montaje del tanque del sistema hidráulico principal dentro de la estructura como se observa en la Figura 80.

Figura 80. Tanque del sistema hidráulico colocado en la estructura



5.1.5 Montaje del sistema hidráulico Para realizar el montaje del sistema hidráulico fue necesario posicionar las válvulas seleccionadas en el diseño para determinar la longitud de las mangueras y posteriormente instalarlas como se observa en la Figura 81.

Figura 81. Posicionamiento de las válvulas y manómetros



También fue necesario colocar manómetros análogos en el circuito hidráulico de carga, ya que éste no dispone de sensores y es necesario saber la presión para tarar las válvulas de alivio.

Para el circuito de carga fue necesario reemplazar una de las electroválvulas que tenía la unidad hidráulica, por una de corriente continua seleccionada en la sección 4.2.1, para el correcto funcionamiento del banco de pruebas como se observa en la Figura 82.

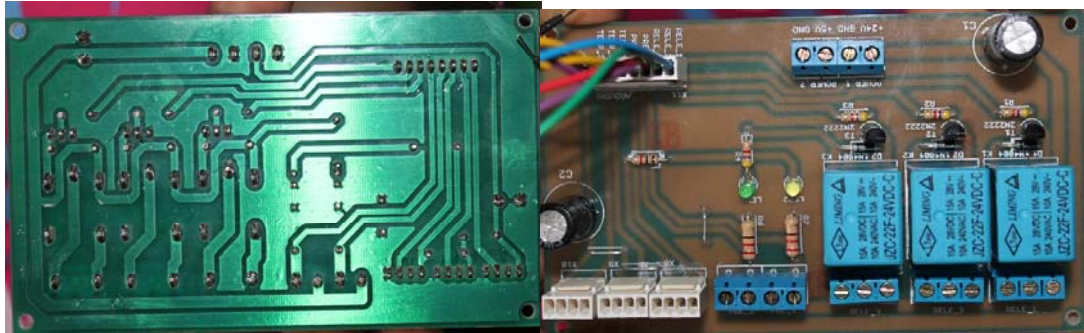
Figura 82. Bloque de válvulas



5.1.6 Montaje del sistema eléctrico y de control Después de haber seleccionado los componentes se procede a realizar el montaje del sistema de control.

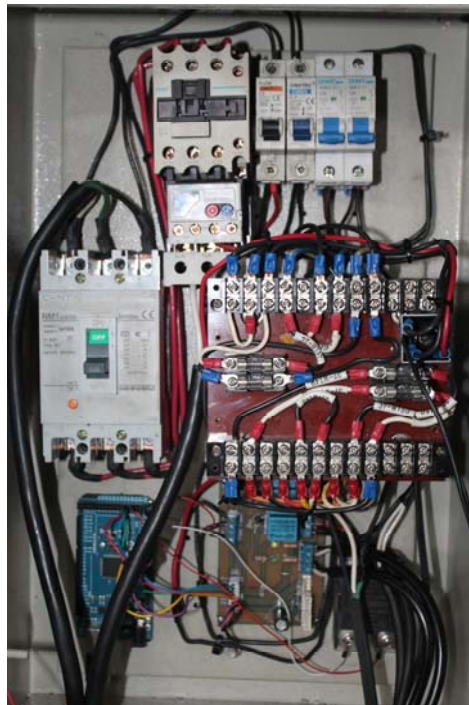
La tarjeta electrónica fue construida por la empresa SMT-ingenierías y finalmente quedó como se muestra en la Figura 83.

Figura 83. Tarjeta electrónica



Para iniciar el montaje es necesario distribuir los elementos en la caja eléctrica seleccionada en la sección 5.2.7 y realizar las conexiones pertinentes de acuerdo al plano eléctrico mostrado en el anexo C, como se observa en la Figura 84.

Figura 84. Montaje del sistema eléctrico



5.1.7 Puesta en marcha Un vez hecho el montaje del banco, se realizaron los primeros ensayos para comprobar su funcionamiento y el comportamiento de todos los componentes. En el desarrollo de estos ensayos, se encontró que el sistema hidráulico, después de una hora de funcionamiento continuo, presentaba recalentamiento del aceite, ya que alcanzaba temperaturas de hasta 90°C. Después de una exhaustiva revisión del sistema, se determinó que el problema era ocasionado por la bomba.

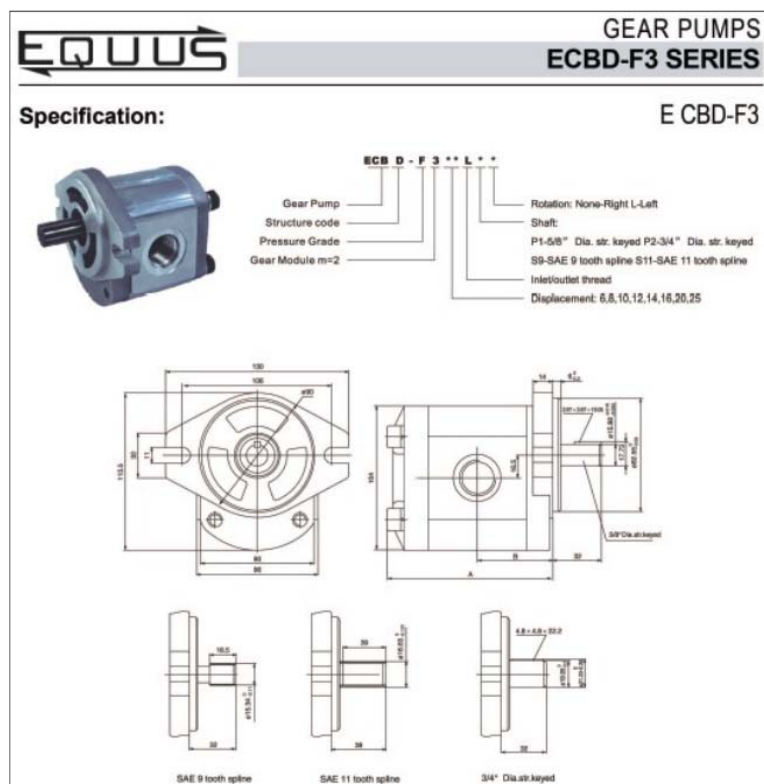
De la bomba no se conocen sus especificaciones, tampoco se conoce el comportamiento de su curva característica (caudal vs presión), por lo tanto no se sabía en qué punto de dicha curva estaba trabajando, sin embargo era de suponer que la eficiencia era muy baja, a partir de esto se decidió seleccionar una bomba que presentara un comportamiento adecuado para nuestra necesidad; de esta forma se seleccionó una bomba marca EQUUS de 4,7 Gpm hasta 2500 Psi, las características de la bomba se muestran en la Figura 85 y en la Tabla 23.

Con el valor del caudal de la nueva bomba se calculó nuevamente el calor generado y el disipado, de esta forma se obtiene:

- Calor generado = 2,071 [kW].
- Calor disipado = 1,464 [kW] (mangueras, tanque, etc.)

Las velocidades en las líneas no tienen una variación significativa con respecto al nuevo caudal, al igual que las pérdidas de presión en las mismas.

Figura 85. Características bomba EQUUS



Fuente: Catálogo EQUUS

Tabla 23. Especificaciones de a bomba EQUUS

Model	Disp. (ml/r)	Pressure(MPa)		Speed(r/min)			A(mm)	B(mm)	M	
		Rated	Max.	Rated	Max.	Min.			(Inlet)	(Outlet)
ECBD-F306	6	20	25	2000	3000	600	103	45	7/8-14	3/4-16
ECBD-F308	8	20	25	2000	3000	600	106.5	47	7/8-14	3/4-16
ECBD-F310	10	20	25	2000	3000	600	109	48	7/8-14	3/4-16
ECBD-F312	12	20	25	2000	3000	600	113	50	1-5/16-12	1-1/16-12
ECBD-F314	14	20	25	2000	3000	600	115	51	1-5/16-12	1-1/16-12
ECBD-F316	16	16	20	2000	3000	600	119	52.5	1-5/16-12	1-1/16-12
ECBD-F320	20	16	20	2000	3000	600	125	56	1-5/16-12	1-1/16-12
ECBD-F325	25	16	20	2000	3000	600	133	60	1-5/16-12	1-1/16-12


















Fuente: Catálogo EQUUS

6. ANÁLISIS TEÓRICO DE LOS SELLOS

Para realizar el análisis teórico de los sellos se utilizó el programa ANSYS 14.5 y el software SolidWorks para realizar el CAD de los sellos, de esta forma se implementó el método de elementos finitos, para determinar el número de ciclos a los que teóricamente, empezaran a fallar los sellos.

Antes de iniciar las simulaciones, fue necesario configurar los datos del material en la biblioteca de ANSYS, como se observa en la figura 86; estas propiedades fueron tomadas de la ficha técnica del material polimérico con el que se fabrican los sellos en DIMAM S.A.S. (figura 87).

Figura 86. Configuración de las propiedades del material en ANSYS

Properties of Outline Row 4: POLYURETANO				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	 
2	  Density	 Tabular		<input type="checkbox"/>
5	  Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>
6	Derive from	Young's Modulu... 		
7	Young's Modulus	1,1E+09	Pa	<input type="checkbox"/>
8	Poisson's Ratio	0,43		<input type="checkbox"/>
9	Bulk Modulus	2,619E+09	Pa	<input type="checkbox"/>
10	Shear Modulus	3,8462E+08	Pa	<input type="checkbox"/>
11	  Uniaxial Test Data	 Tabular		<input type="checkbox"/>
14	  Alternating Stress Mean Stress	 Tabular		<input type="checkbox"/>
15	Interpolation	Log-Log 		
16	Scale	1		<input type="checkbox"/>
17	Offset	0	Pa	<input type="checkbox"/>
18	 Tensile Yield Strength	1,59E+07	Pa	<input type="checkbox"/>
19	 Tensile Ultimate Strength	3,7E+07	Pa	<input type="checkbox"/>

Fuente: ANSYS 14.5

Figura 87. Propiedades del material Adiprene LF950A

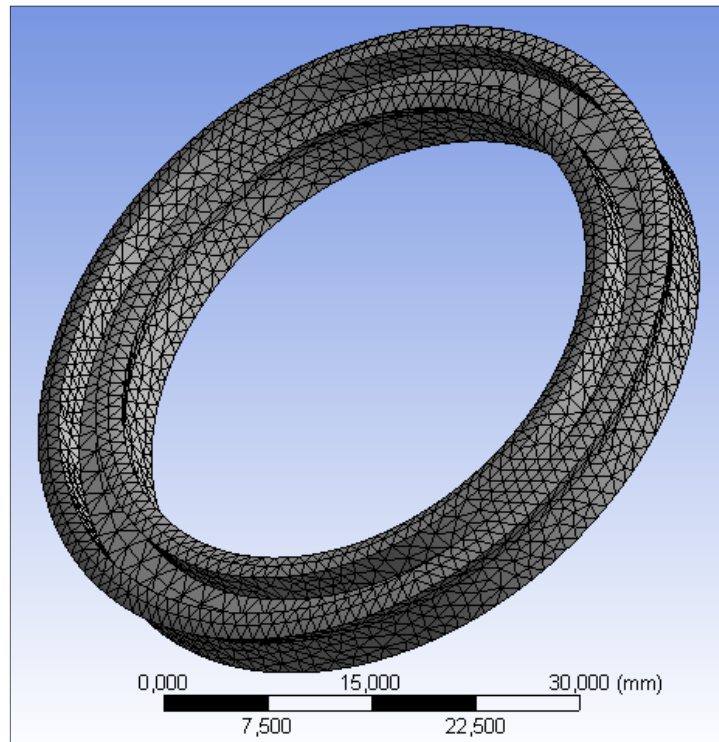
Physical Properties	
Hardness, Shore A.....	95 - 97
Hardness, Shore D	48 - 52
Tensile, psi (MPa).....	5500 (37.9)
Elongation, %.....	350
100% Modulus, psi (MPa).....	2200 (15.2)
300% Modulus, psi (MPa).....	4100 (28.3)
D-470 Split Tear, pli (kN/m)	125 (21.9)
Die C Tear, pli (kN/m)	500 (87.6)
Bashore Rebound, %.....	42
Compression Set, Method B	
22 Hrs. @ 158°F (70°C)	32
Compressive Modulus, psi (MPa)	
@ 5%.....	500 (3.4)
@ 10%.....	840 (5.8)
@ 15%.....	1200 (8.3)
@ 20%.....	1650 (11.4)
@ 25%.....	2100 (14.5)
Specific Gravity	1.13

Fuente: <http://es.chemtura.com/>

- **Polypak del pistón**

El primer paso fue generar el mallado en ANSYS para cualquier elemento, en este caso se realizó un mallado fino que tiene 19625 nodos y 10182 elementos, como se muestra en la Figura 1Figura 88.

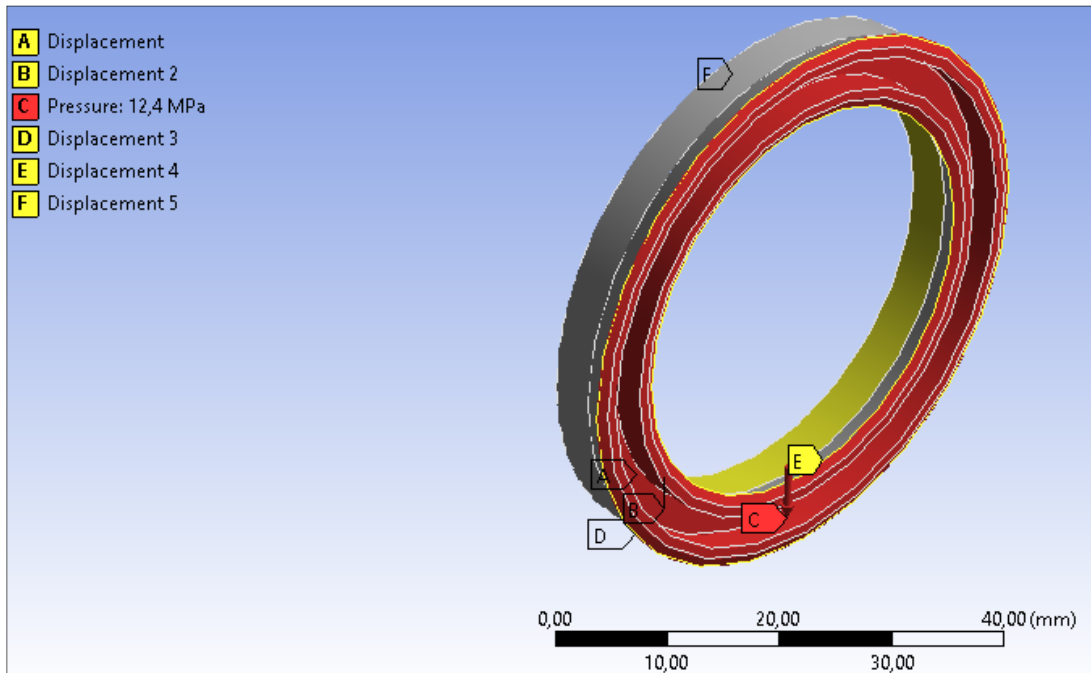
Figura 88. Mallado del polypak del pistón



Fuente: ANSYS 14.5

Luego se impusieron las condiciones de apoyo y las fuerzas a las que es expuesto el polypak como se observa en la Figura 89.

Figura 89. Condiciones de apoyo y fuerzas en el polypak



En este caso A, B, E y F representan el apoyo que hay entre el polypak y el pistón, G y D representan el apoyo que hay entre el polypak y la camisa hidráulica y C representa la presión a la que está expuesta el sello.

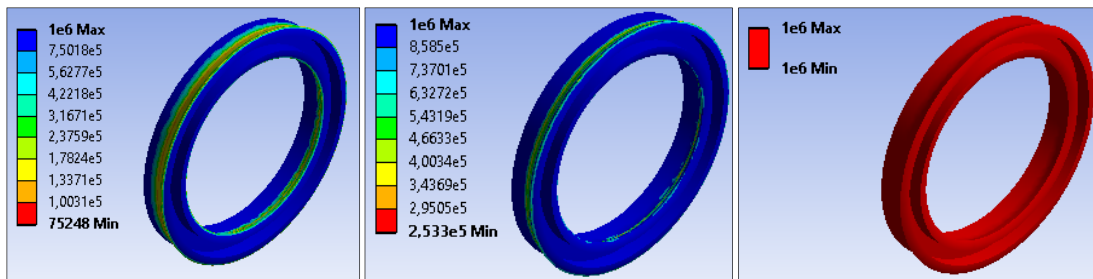
Para visualizar los resultados, fue necesario utilizar una herramienta de ANSYS llamada "Fatigue Tool", esta herramienta se configura para cargas fluctuantes que varían desde 0 hasta la máxima presión y permite seleccionar la teoría de falla a utilizar, en este caso se escogió el método de Goodman. Los resultados para cada presión son los mostrados en la Figura 90.

Figura 90. Simulación polypak del pistón

a. 2500 PSI

b. 1800 PSI

c. 1000 PSI



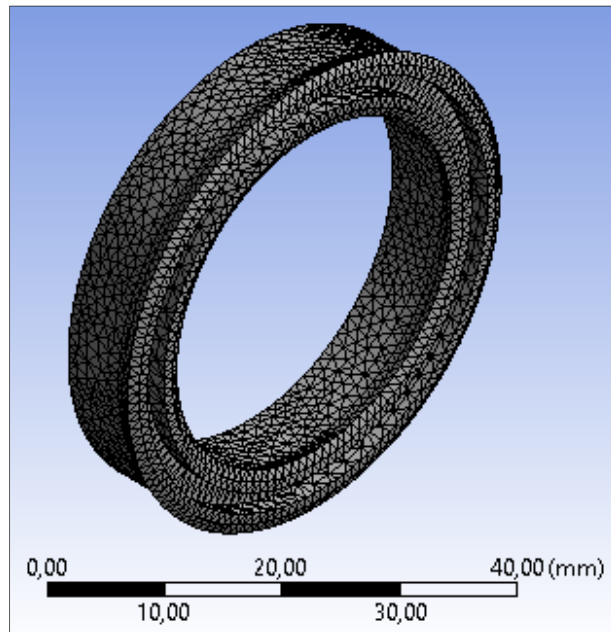
Fuente: ANSYS 14.5

Teóricamente se podría concluir que la presión es un factor determinante en la vida útil de los sellos pues se nota una gran diferencia en el número de ciclos que soportan los sellos a diferentes presiones. También se puede observar que a 1000 Psi, el sello tiene una vida infinita sometido a fatiga, es decir que no debería fallar debido a la presión.

- **Polypak de la tapa**

Realizando el mallado del polypak en configuración fina se obtuvieron 24356 nodos y 13296 elementos como se observa en la figura 91.

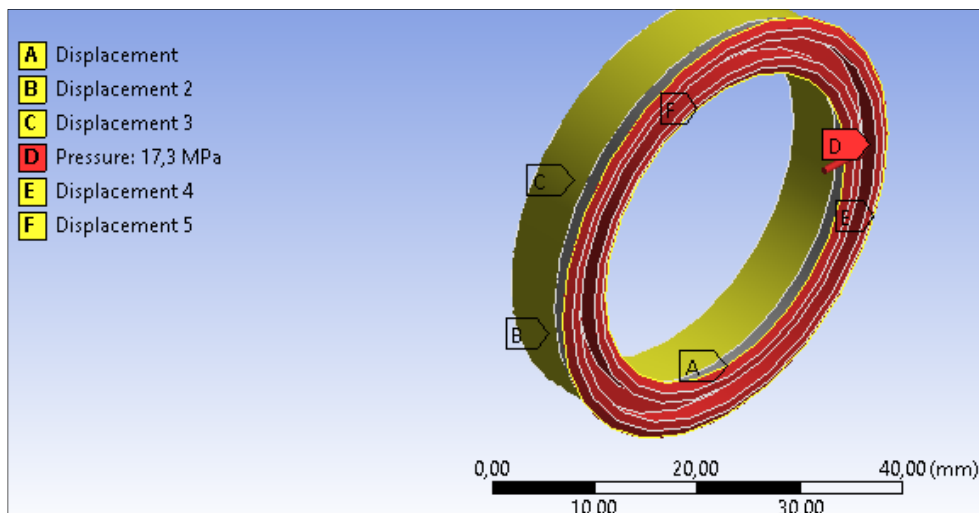
Figura 91. Mallado del polypak de la tapa



Fuente: ANSYS 14.5

Luego se impusieron las condiciones de apoyo y las fuerzas a las que es expuesto el polypak como se observa en la figura 92.

Figura 92. Condiciones de apoyo del polypak de la tapa

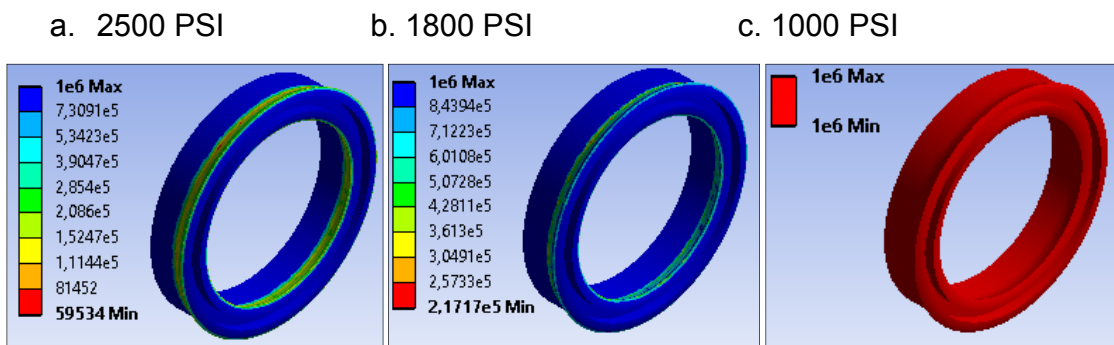


Fuente: ANSYS 14.5

En este caso A, B y E representan el apoyo que hay entre el polypak y la tapa, C y F representan el apoyo que hay entre el polypak y el vástago, y D representa la presión a la que está expuesta el sello.

Para los resultados, al igual que en el análisis del polypak del pistón, también se utilizó la herramienta “Fatigue tool” de ANSYS, se configura para cargas fluctuantes que varían desde 0 hasta la máxima presión y se escoge la teoría de falla, en este caso el método de Goodman. Los resultados se muestran en la figura 93.

Figura 93. Simulación polypak de la tapa



Fuente: ANSYS 14.5

Al igual que con el polypak del pistón, en el polypak de la tapa también se observa una gran diferencia en la vida útil cuando se varia la presión, a mayor presión menor vida útil, también se observa que los puntos más críticos se encuentran en los labios del polypak. Los resultados de ambas simulaciones se presentan en la tabla 24.

Tabla 24. Resultados de las simulaciones

VIDA ÚTIL	PISTÓN	TAPA
P1=1000 Psi	Inf	Inf
P2=1800 Psi	253300	217170
P3=2500 Psi	75248	59534

7. DISEÑO DE EXPERIMENTOS Y PRUEBAS

En este capítulo se explica el diseño de experimentos que se llevó a cabo para realizar las pruebas en el banco.

7.1 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Para realizar el análisis de los resultados de las pruebas se seleccionó un tipo de experimento aleatorizado por bloques, el cual consta de las siguientes características:

- Una variable independiente o factor.
- Un ruido.

En este caso, la variable independiente o factor es el número de ciclos que dura el paquete de sellos y el ruido es la presión de trabajo a la que se encuentra sometido el cilindro de pruebas.

Para la toma de datos se completó la tabla 25.

Tabla 25. Toma de datos

Presión	FABRICADO	IMPORTADO
P1		
P2		
P3		

Hipótesis:

$-H_0$: Con un nivel de significancia de $\alpha=0.05$ con todas las presiones de trabajo darán el mismo número de ciclos.

$-H_1$: Con un nivel de significancia de $\alpha=0.05$ por lo menos con una presión de trabajo dará un resultado diferente.

7.2 PRUEBAS

Se realizaron seis pruebas, tres a los sellos importados y tres a los fabricados, cada una de ellas a tres presiones diferentes, (1000, 1800 y 2500 Psi.) con el fin de determinar si la presión de trabajo del cilindro hidráulico, es un factor determinante en la vida útil de los sellos. De esta forma se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 26.

Tabla 26. Resultados de las pruebas

Presión [Psi]	NÚMERO DE CICLOS	
	FABRICADO	IMPORTADO
P1=1000	51360	80935
P2=1800	>200000	77224
P3=2500	>100000	68990

El comportamiento de la presión en ambas cámaras del cilindro de pruebas, para cada prueba hecha a los sellos importados y fabricados, se muestra en las figuras 94 y 95 respectivamente.

Figura 94. Comportamiento de la presión en pruebas hechas a los sellos importados

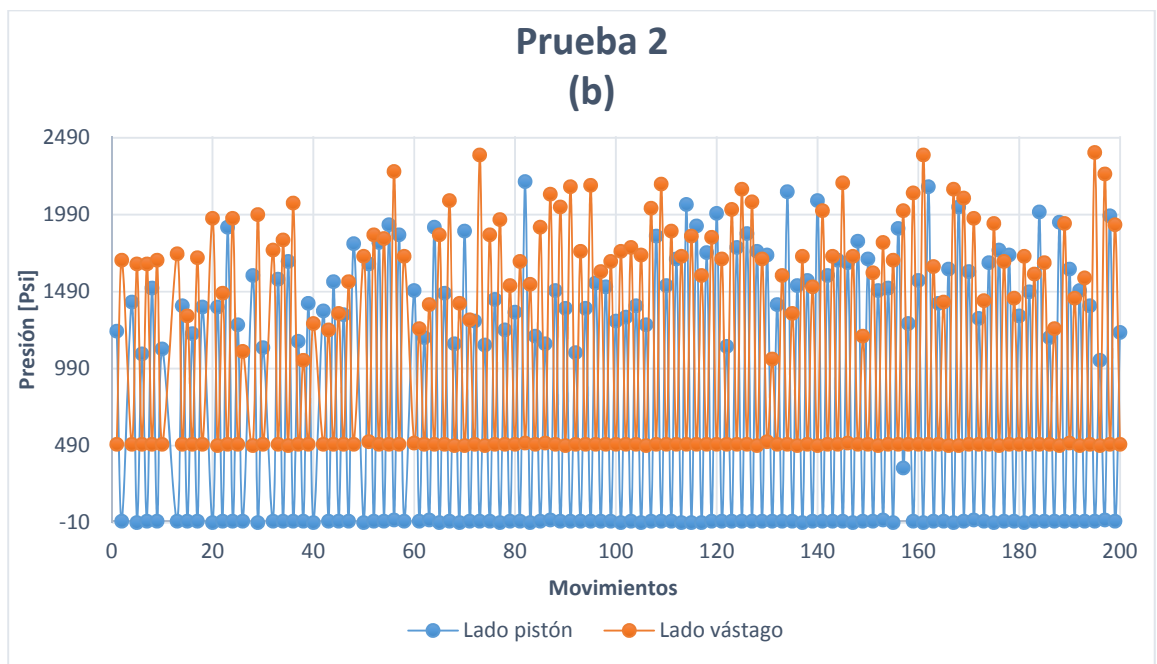
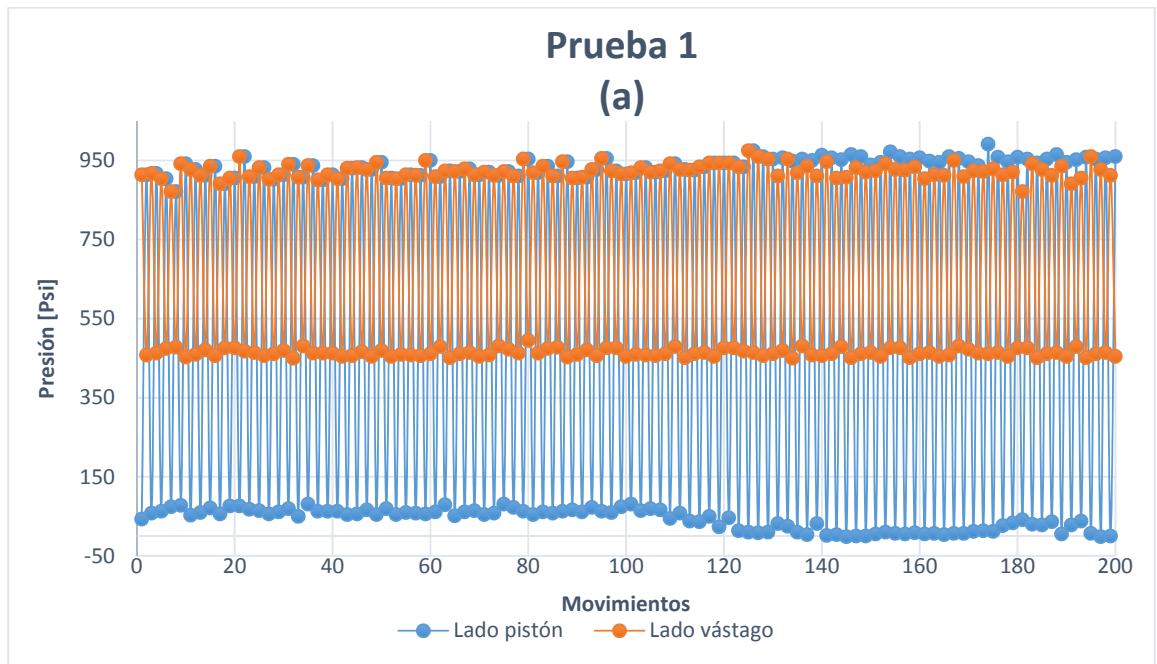


Figura 94. Continuación

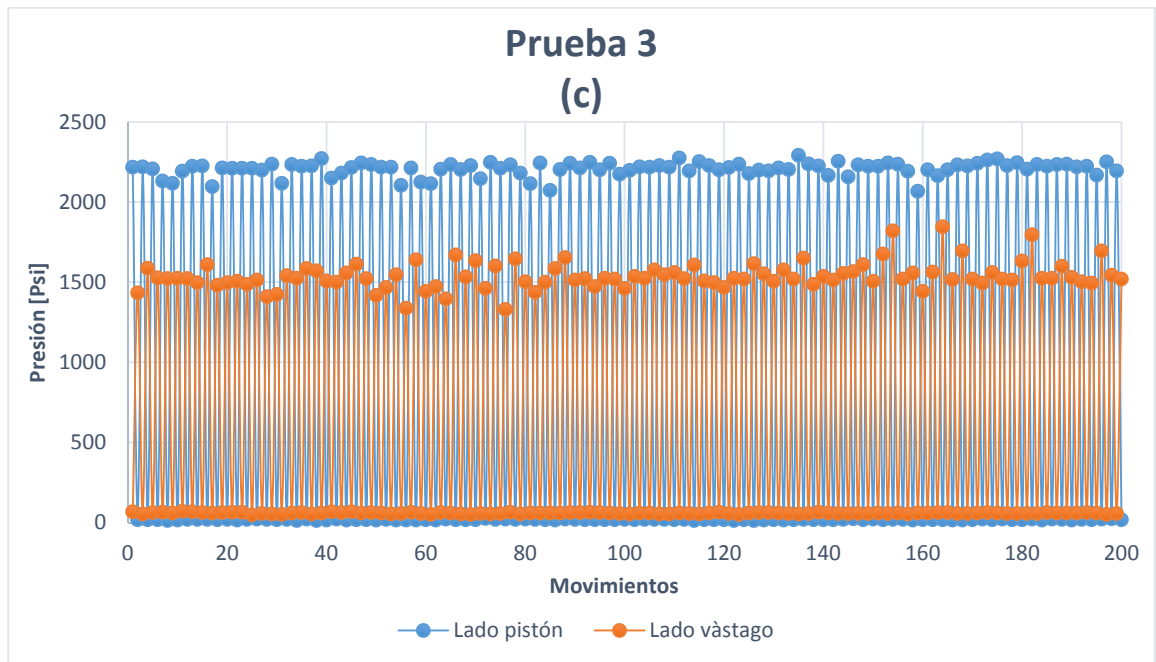


Figura 95. Comportamiento de la presión en pruebas hechas a los sellos fabricados

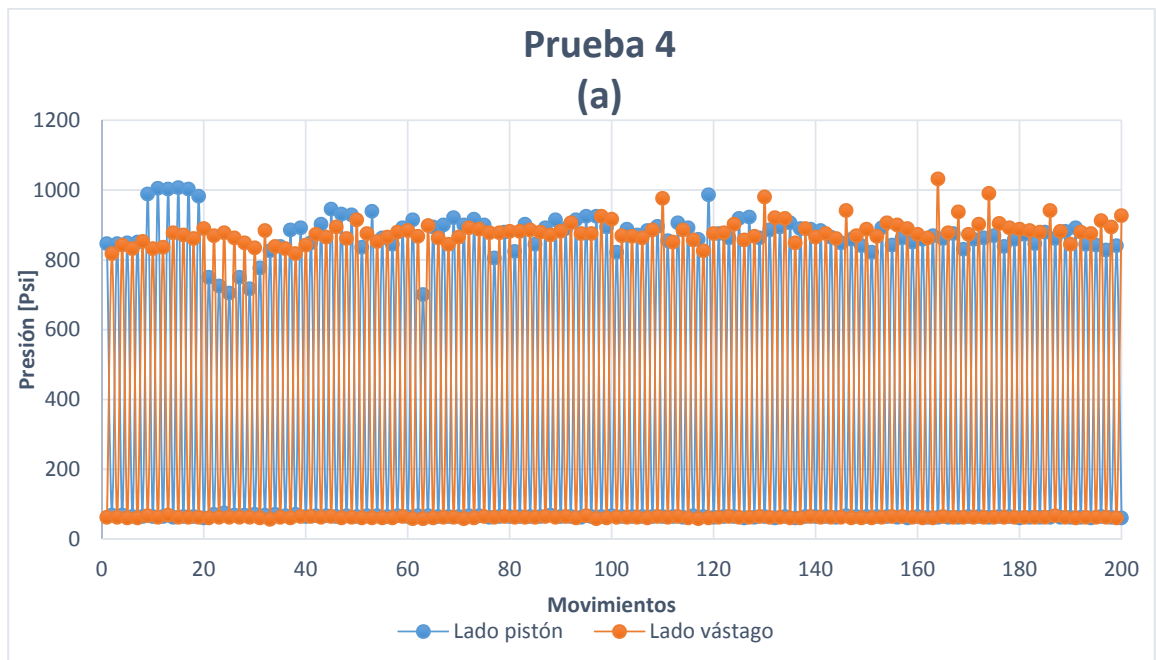
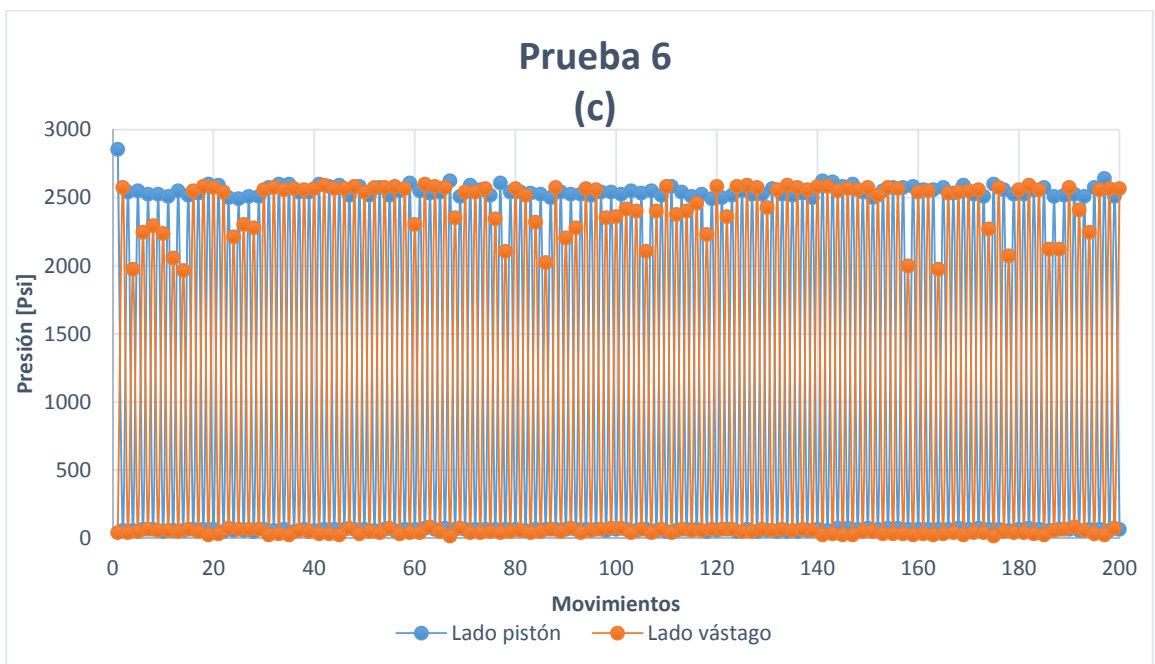
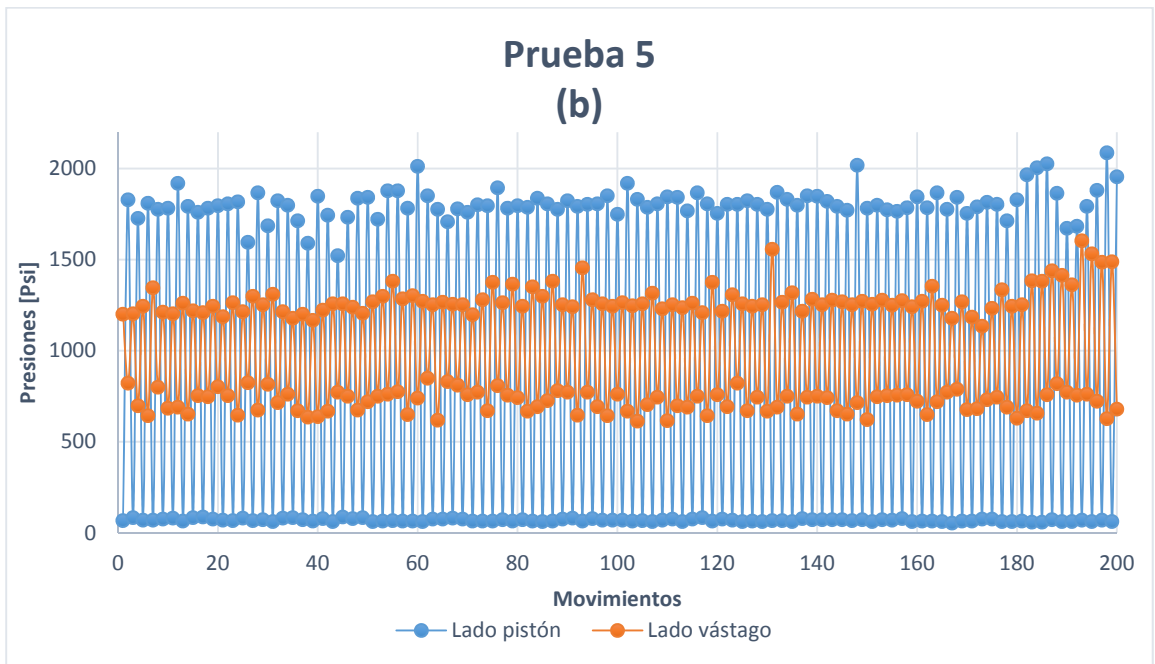


Figura 95. Continuación



Para graficar el comportamiento de las presiones, se tomaron 200 datos consecutivos aleatorios de cada prueba, ya que el registro de cada una supera los 100.000 datos y al graficarlos no se observa de forma detallada el comportamiento de las presiones, sin embargo en el anexo H se muestra las gráficas de cada prueba con todos los datos obtenidos.

Cabe destacar que la tarjeta Arduino no es una tarjeta de adquisición de datos como tal, pero puede configurarse como una, sin embargo, funciona de manera secuencial por lo tanto solo es posible realizar la lectura de los datos en ciertos puntos del programa, esta es la razón por la cual las gráficas, en las figura 94 y 95(b), no presentan un patrón completo en el comportamiento de las presiones del lado vástago, es decir, no alcanzan la mínima presión (figura 94 a y b) o la máxima presión (figura 94 c), o ambas (figura 95 b).

Realizando el análisis ANOVA correspondiente para los datos se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 27:

Tabla 27. Análisis ANOVA de los datos

FV	GL	SC	σ^2	F	F_{tabla}
Tratamiento	2	1403786137,00	701893068,50	59048771,89	9,552
Error	3	2310803450,50	770267816,83		
Total	5	3714589587,50			

Como el valor de F es mayor al valor de F_{tabla} se descarta la hipótesis H_0 y se corrobora la hipótesis H_1

- H_1 : Con un nivel de significancia de $\alpha=0.05$ por lo menos con una presión de trabajo dará un resultado diferente.

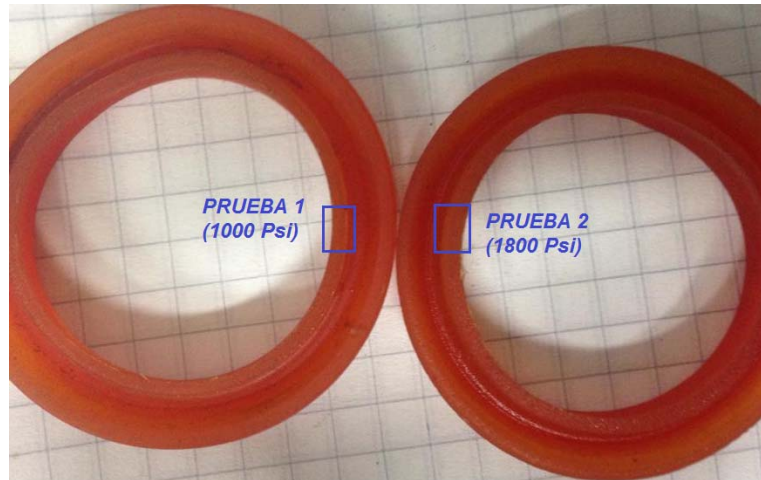
Esto quiere decir que al menos una de las presiones afecta la duración de la vida útil de los sellos.

7.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

A partir de los resultados obtenidos en las pruebas realizadas a los sellos, se hicieron las siguientes observaciones:

- La presión es un factor que afecta la vida útil de los sellos. A medida que se aumenta la presión de trabajo del cilindro, los ciclos de vida de los sellos disminuyen. Esto se puede apreciar en los resultados mostrados en la tabla 26, en la columna de sellos importados.
- Para los sellos fabricados (tabla 26), se observa que en la primera prueba, a 1000 Psi, el número de ciclos que soportó antes de presentarse la falla, fue de 51360, comparados con los resultados para las dos pruebas siguientes (1800 y 2500 Psi) este valor es considerablemente más bajo, la razón de esta diferencia se debió a la geometría que presentaba el sello de la tapa, usado en la primera prueba, con respecto a los demás, ya que el labio interno del sello era de un espesor menor y esto propició la falla prematura (figura 96).

Figura 96. Comparación de los labios internos de los polypacks de la tapa fabricados



- En las pruebas realizadas a 2500psi, se observó que primero falla el oring de la tapa que los polypacks mismos. A estas condiciones de trabajo los orings presentan deformaciones considerables como se muestra en las figuras 97 y 98, estas fallas generan fugas de aceite por la parte externa de la tapa.

Figura 97. Deformación del Oring de la tapa a 2500 psi.



Figura 98. Deformaciones del Oring de la tapa

a) A 2500 psi con polypacks importados



b) A 2500 psi con polypacks fabricados



- Para los sellos importados, primero se presentan fallas en los sellos de la tapa que los sellos del pistón. Esto se comprobó porque en las tres pruebas hechas a estos sellos, una vez finalizada la prueba y observando el estado de los mismos (figura 99), se mostraron fugas de aceite por la parte interna de la tapa del cilindro

(Figura 100), antes de que se presentara una variación considerable en el comportamiento de las presiones.

Figura 99. Deformaciones en polypacks de la tapa (importados)

a) Prueba 1 (1000 Psi).



b) Prueba 2 (1800 Psi).



c) Prueba 3 (2500 Psi).



Figura 100. Fuga de aceite en la tapa con sellos importados

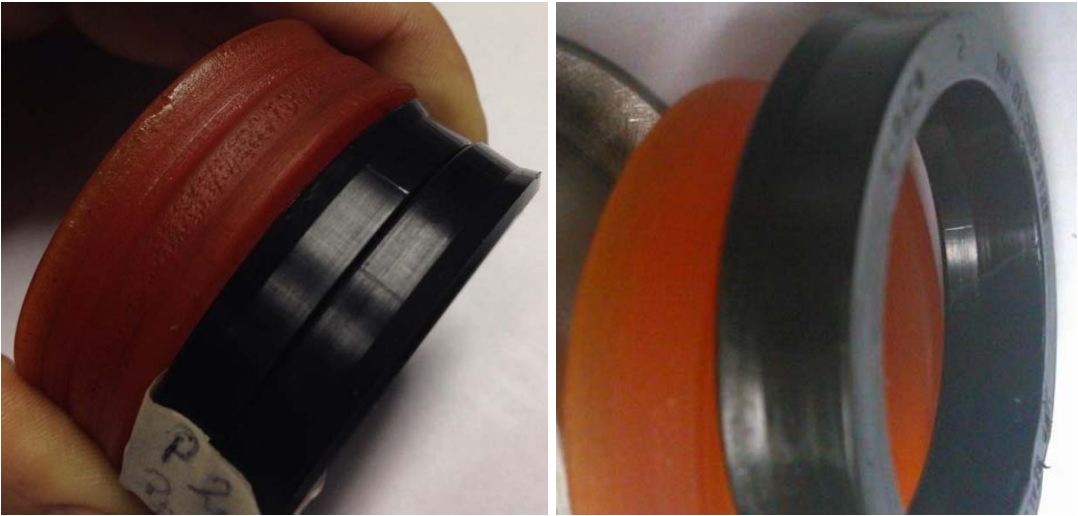


- Comparando el estado de los sellos del pistón con el sello de la tapa en las pruebas para los sellos importados, se puede observar la diferencia en el daño que sufren; esto se debe a que los sellos de la tapa son más susceptibles al daño producido por partículas externas que ingresan con el movimiento del vástago.
- A partir de los resultados obtenidos en las pruebas se puede afirmar que los sellos fabricados por la empresa DIMAM S.A.S., en el material polimérico, tienen una mayor vida útil que los sellos importados. Con excepción de la prueba a 1000 Psi, donde la falla del sello fabricado fue generada por un error de maquinado mas no por falla del material, se pueden comparar los resultados de las pruebas correspondientes a los 1800 y 2500 psi (tabla 26), donde se observa la diferencia entre los ciclos que soportaron los sellos; además se comparó el estado de los sellos después de las pruebas y se observó que los sellos fabricados no tienen daños considerables en comparación con los importados (figura 101).

Figura 101. Comparación de los daños en los sellos
a) A 1000 Psi (Pruebas 1 y 4)



b) A 1800 Psi (Pruebas 2 y 5)



c) A 2500 Psi (Pruebas 3 y 6)



8. ANÁLISIS ECONÓMICO

En este capítulo se realiza el análisis de costos, depreciación y retorno del valor del banco de pruebas.

8.1 COSTOS DEL BANCO DE PRUEBAS

En la tabla 28 se encuentran tabulados los costos de diseño y construcción del banco de pruebas reales, es decir estos fueron los costos que tuvo que asumir la empresa para la construcción del banco.

Como se había especificado en la justificación de la solución, en el banco se usaron muchos elementos que la empresa ya tenía a su disposición y por lo tanto no fue necesario invertir en ellos para su construcción, estos elementos fueron:

- Tanque principal para el depósito de aceite.
- Bomba hidráulica de piñones.
- 5 electroválvulas Parker montadas en su respectivo bloque acoplado al tanque principal.
- Mangueras hidráulicas.
- Aceite hidráulico.

Tabla 28. Costos del banco de pruebas

COSTOS			
SISTEMA	SUBSISTEMA	DETALLE	VALOR
MECÁNICO	MESA	Ángulo L3"x3"x1/8, 6 m	\$ 198.000
		Ángulo L2"x2"x1/4", 3 m	\$ 14.000
		Soldadura	\$ 16.000
		Ruedas	\$ 95.300
		Subtotal mesa	\$ 323.300
	ESTRUCTURA	Perfil I	\$ 225.000
		Cortes	\$ 310.000
		Barra cromada 1 1/4"	\$ 368.832
		Tornillos	\$ 57.850
		Roscas de seguridad	\$ 24.000
		Bujes	\$ 80.000
		Pasadores	\$ 80.000
		Subtotal estructura	\$ 1.145.682
	HIDRÁULICO	Bomba	\$ 356.387
Cilindro de prueba		\$ 300.000	
Tanque cilindro de carga		\$ 123.000	
Accesorios (mangueras, codos, uniones, etc.)		\$ 515.230	
Motor 9HP		\$ 620.000	
Válvulas (Electroválvula, alivio)		\$ 883.171	
Manómetros 3000 Psi		\$ 60.000	
Subtotal sistema hidráulico		\$ 2.857.788	
ELÉCTRICO Y DE CONTROL	Relé de estado solido	\$ 80.000	
	Sensores de presión	\$ 1.774.800	
	Arduino Mega	\$ 124.200	
	Tarjeta electrónica	\$ 120.000	
	Tacos eléctricos	\$ 103.000	
	Transformador	\$ 250.000	
	Ventiladores	\$ 100.000	
	Cable	\$ 30.000	
	Caja	\$ 180.000	
	Subtotal sistema eléctrico y de control	\$ 2.762.000	
Mano de obra			\$ 1.230.000
SUBOTAL			\$ 7.088.770
Gastos varios			\$ 708.877
Asesoría Ing. Leonidas Vasquez			\$ 2.000.000
Producción intelectual			\$ 3.000.000
TOTAL			\$ 12.797.647

De la misma forma, se realizó el análisis de los costos que hubiese hecho la empresa dado el caso de que no contara con los componentes anteriormente mencionados.

Para esto se cotizó la unidad hidráulica (bomba, tanque y válvulas), las mangueras (fabricación y corte) y el aceite hidráulico.

El costo total del banco, incluyendo los componentes cotizados, se muestran en la tabla 29.

Tabla 29. Costos aparentes

COSTOS			
SISTEMA	SUBSISTEMA	DETALLE	VALOR
MECÁNICO	MESA	Ángulo L3"x3"x1/8, 6 m	\$ 198.000
		Ángulo L2"x2"x1/4", 3 m	\$ 14.000
		Soldadura	\$ 16.000
		Ruedas	\$ 95.300
		Subtotal mesa	\$ 323.300
	ESTRUCTURA	Perfil I	\$ 225.000
		Cortes	\$ 310.000
		Barra cromada 1 1/4"	\$ 368.832
		Tornillos	\$ 57.850
		Roscas de seguridad	\$ 24.000
		Bujes	\$ 80.000
		Pasadores	\$ 80.000
		Subtotal estructura	\$ 1.145.682
	HIDRÁULICO	Cilindro de prueba	\$ 300.000
Cilindro de carga		\$ 500.000	
Unidad hidráulica (Bomba, tanque y bloque)		\$ 5.000.000	
Tanque cilindro de carga		\$ 123.000	
Mangueras		\$ 200.000	
Accesorios (mangueras, codos, uniones, etc.)		\$ 515.230	
Motor 9HP		\$ 620.000	
Válvulas (Electroválvula, alivio)		\$ 883.171	
Aceite hidráulico 60 gal.		\$ 1.650.000	
Manómetros 3000 Psi		\$ 60.000	
Subtotal sistema hidráulico		\$ 9.851.401	
ELÉCTRICO Y DE CONTROL	Relé de estado solido	\$ 80.000	
	Sensores de presión	\$ 1.774.800	
	Arduino Mega	\$ 124.200	
	Tarjeta electrónica	\$ 120.000	
	Tacos eléctricos	\$ 103.000	
	Transformador	\$ 250.000	
	Ventiladores	\$ 100.000	
	Cable	\$ 30.000	
	Caja	\$ 180.000	
	Subtotal sistema eléctrico y de control	\$ 2.762.000	
Mano de obra			\$ 1.230.000
SUBOTAL			\$ 14.082.383
Gastos varios			\$ 1.408.238
Asesoría Ing. Leonidas Vasquez			\$ 2.000.000
Producción intelectual			\$ 3.000.000
TOTAL			\$ 21.720.621

8.2 COSTOS DE OPERACIÓN

A partir del consumo energético en cada prueba se presenta la tabla 31, donde se detallan los costos de operación del banco. Para determinar el valor del costo unitario variable (CUv [\$/kWh]), se realizó un promedio de los valores de los últimos 4 meses, como se observa en la tabla 30.

Tabla 30. Costo unitario variable

	Ene	Feb	Mar	Abr	Promedio
CUv [\$/kWh]	\$370,74	\$372,47	\$372,47	\$384,56	\$ 375,06

Tabla 31. Costos de operación

Presión [psi]	I [A]	V [Vol]	Potencia [W]	Tiempo [h]	Energía [kWh]	Valor
1000	10,5	220	3197,04	12	38,36448	\$ 14.388,98
1800	15,9	220	4841,232	12	58,094784	\$ 21.789,03
2500	22,63	220	6890,3824	12	82,6845888	\$ 31.011,68

Los sellos se maquinan a partir de barras del material polimérico que fabrica la empresa. Haciendo un análisis de la producción promedio de las barras, se estima que cada mes se está produciendo un lote de material, de esta forma se calcula que el banco estará funcionando dos veces por cada lote de producción, es decir 2 veces al mes, por 12 horas por prueba, de esta manera se presenta la tabla 32.

Tabla 32. Costo anual

Costo por prueba a 2500 Psi	Tiempo [h]	Número de pruebas	Costo mensual	Costo anual
\$ 31.011,68	12	2	\$ 62.023,36	\$ 744.280,37

El consumo total anual es de \$744.280 pesos aproximadamente, asumiendo un periodo de 5 años para el retorno del dinero invertido, sumado al costo total del banco tenemos que el valor agregado al lote mensual de barras de material es de \$275.317 pesos.

CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó el sistema mecánico del banco para realizar las pruebas a los sellos tipo polypak, tanto de la tapa como del pistón de un cilindro hidráulico de 50 mm de diámetro interno de camisa y de 32 mm de diámetro de vástago, para ser implementado en la empresa DIMAM S.A.S. A partir del análisis de las diferentes opciones se determinaron las siguientes características:

- Mesa: fabricada con ángulos L3x3x1/4 pulgadas, de material ASTM A36, con altura de 100 cm, ancho de 57 cm y longitud de 120 cm, para garantizar la estabilidad de la estructura y darle robustez al sistema.

- Estructura: piezas fabricadas en acero ASTM A36 y cortadas con plasma, soportada en dos perfiles I 100x100 mm de 120 cm de longitud, ensamblada de tal manera que se garantiza la linealidad de la carga de los cilindros hidráulicos montados en la misma, los cuales están sujetos por pasadores de acero AISI 4140 de 1 ¼ pulgadas de diámetro.

- Se diseñó y construyó el sistema de potencia hidráulico del banco que permite generar frecuencias de trabajo de hasta 2 Hz, presión de hasta 3000 psi y picos de 3500 psi, con dos niveles de presión, compuesto por:

- Circuito principal: Motor de 9 HP y 1800 rpm. Bomba de piñones externos de 4,7 Gal hasta 3000 psi marca EQUUS. Manómetro de 0-5000psi. Mangueras ½ pulgada de diámetro. Válvula direccional EQUUS de 24 V DC para controlar la dirección del flujo, válvula direccional PARKER de 120 V AC para controlar los niveles de presión. Tanque con capacidad de 50 Gal. Intercambiador de calor aceite-aire con capacidad de enfriamiento de 1,5 HP.

- Circuito secundario: Cilindro de carga de 90 mm de diámetro interno de camisa y 39 mm de diámetro de vástago. Tanque con capacidad de 20 Gal. Mangueras de $\frac{3}{4}$ de pulgada. Dos manómetros de 0-3000 psi. Dos válvulas de cheque y dos válvulas de alivio TOGNELLA.

- Se diseñó y se implementó el sistema de control que permite interactuar con diversos aspectos que facilitan el funcionamiento del banco. Consta de:
 - Tarjeta Arduino Mega 2560 dispuesta como tarjeta de adquisición de datos, en conjunto con el software LabView para crear una interfaz hombre máquina, donde se pueden modificar o manipular variables como: encendido del banco, frecuencia de activación de la electroválvula, niveles de presión y disposición de la puesta en marcha para accionamiento manual o automático. Así mismo permite conocer el tiempo de duración de las pruebas y el número de ciclos totales realizados, guardándolos en un archivo de Excel para así tener un registro histórico de todas las pruebas que se realicen.

 - Transductor de presión Danfos MBS3000 para medir las presiones al lado vástago y pistón, a las que se encuentra sometido el cilindro de pruebas.

- Se realizaron simulaciones CAE con el software ANSYS en las que se determinaron los valores teóricos del número de ciclos que soportarían los polypak de la tapa y el pistón del cilindro de pruebas, a presiones de 1000, 1800 y 2500 Psi., según las propiedades del material, suministradas por el proveedor. Además se aplicó la teoría de falla a partir del método de Goodman; teniendo en cuenta lo anterior, los resultados obtenidos fueron: a 1000 psi los sellos del pistón y de la tapa presentan vida infinita; a 1800 psi los sellos del pistón fallan a los 253300 ciclos y los de la tapa a 217170 ciclos; a 2500 psi los sellos del pistón fallarán a los 75248 ciclos y los de la tapa a 59534 ciclos.

Con estos resultados se observa que los sellos de la tapa fallarán antes que los sellos del pistón, excluyendo la simulación a 1000 psi.

- Se llevaron a cabo pruebas a los sellos importados y fabricados por la empresa, de las cuales se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 33. Ciclos de falla

Presión [Psi]	NÚMERO DE CICLOS	
	FABRICADO	IMPORTADO
P1=1000	51360	80935
P2=1800	>200000	77224
P3=2500	>100000	68990

Todas las pruebas terminaron por la presencia de fugas por la parte interna de la tapa.

A partir de los resultados obtenidos, se hizo el siguiente análisis:

- Los sellos fabricados por la empresa DIMAM S.A.S., en el material Adiprene LF950A, presentan mayor durabilidad en comparación a los sellos importados.
- La presión de trabajo es un factor que influye en la vida útil de los sellos, esta afirmación solo se puede aplicar a los sellos importados, ya que las pruebas hechas a los sellos fabricados no arrojaron resultados que permitieran corroborar esta afirmación. Sin embargo en los resultados teóricos obtenidos en las simulaciones, se observó que la presión es un factor que influye considerablemente en la vida útil.

La diferencia en la variación de los resultados experimentales con respecto a los teóricos se debe a que en la simulación teórica, la única variable responsable del desgaste es la presión, lo cual lo convierte en un análisis ideal, por el contrario en las pruebas físicas, existen muchas otras variables que afectan el resultado, tales como la temperatura, la fricción, la contaminación del aceite, las variaciones dinámicas, etc.

➤ La vida útil de los sellos fabricados depende en gran medida de la geometría de los sellos, especialmente del grosor de los labios, esto se pudo determinar por la gran diferencia de los resultados obtenidos entre la prueba de 1000 psi y las de 1800 y 2500 psi de los sellos fabricados.

➤ En el análisis teórico se pudo determinar que el polypak de la tapa falla antes que los polypaks del pistón, sin embargo esto no se pudo comprobar ya que no se presentó fallas en las pruebas a los sellos fabricados.

- Se realizó un manual de operación y mantenimiento en donde se especificaron las condiciones de seguridad, los pasos a seguir para el encendido y el manejo del banco, así como la forma de llevar a cabo las pruebas, el manejo de los datos obtenidos una vez finalizada la prueba, los posibles problemas que pueden presentarse en el funcionamiento de la máquina y sus respectivas soluciones.

En la sección de mantenimiento se dieron las indicaciones de seguridad y los pasos a seguir para realizar un mantenimiento adecuado. Se realizó una descripción de las partes asociadas a cada sub-ensamblaje de la maquina con las imágenes del despiece numerando cada parte.

- Por último, los autores consideran que este proyecto es un aporte al estudio del comportamiento y la duración de los sellos de los cilindros hidráulicos, ya que no se encontraron investigaciones anteriores que trataran este tema.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda que la empresa mecanice los sellos en un torno CNC, para garantizar que las dimensiones sean iguales, debido a que pequeños cambios en la geometría tienen gran influencia en la vida útil del sello.
- Se aconseja hacer pruebas a los sellos con diferentes espesores de labios, para determinar su influencia en la vida útil de los sellos.
- Se recomienda realizar un estudio para determinar si es rentable que los sellos fabricados tenga una vida útil tan elevada, debido a que la actividad económica principal de la empresa es el mantenimiento de cilindros hidráulicos y la venta de los sellos.
- Para futuras pruebas se aconseja tener en cuenta otros factores influyentes en la vida útil de los sellos, por ejemplo, la temperatura.
- Como una mejora futura del banco de pruebas se recomienda cambiar la tarjeta Arduino por una tarjeta de adquisición de datos más robusta, ya que la tarjeta Arduino es muy susceptible a ruidos y no está diseñado para trabajar con mucha carga.

BIBLIOGRAFIA

CODINA, Esteve, KHAMASHTA, Munir y SALAZAR, Edgar. «Study of Hydraulic Cylinders load capacity.» Editado por Universidad Tecnológica de Pereira. *Scientia et Technica Año XIII*, nº 35 (Agosto 2007): 6.

CRANE, División de Ingeniería. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Mexico: MCGRAW HILL, 1992.

DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. *Diseño de máquinas, teoría y práctica*. Mexico: Compañía editorial continental S.A., 1987.

FAIRES, V. M. *Diseño de elementos de máquinas*. Barcelona: Montaner y Simon S.A., s.f.

GIESECKE, Frederick E., et. al. *Dibujo y comunicación gráfica*. Mexico: Pearson, 2006.

HAMROCK, Bernard J, JACOBSON, Bo O y SCHMID, Steven R. *Elementos de máquinas*. Mexico: McGraw Hill, 2000.

M, CENGEL Yunus A y CIMBALA John. *Mecánica de fluidos, fundamentos y aplicaciones*. Mexico: McGraw Hill, 2007.

MARTINEZ, Victoriano A. *Potencia hidráulica controlada por PLC*. Mexico: Alfaomega, 2009.

MERRITT, Herbert E. *Hydraulic control system*. Cincinnati: John Wiley & Sons, Inc., 1967.

MILLER, FLUID POWER. «PARKER.» 2003.
<http://www.parker.com/literature/Miller%20Fluidpower/miller/cat/M1112.pdf> (último acceso: 09 de septiembre de 2013).

MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*. Mexico: Pearson, 2006.

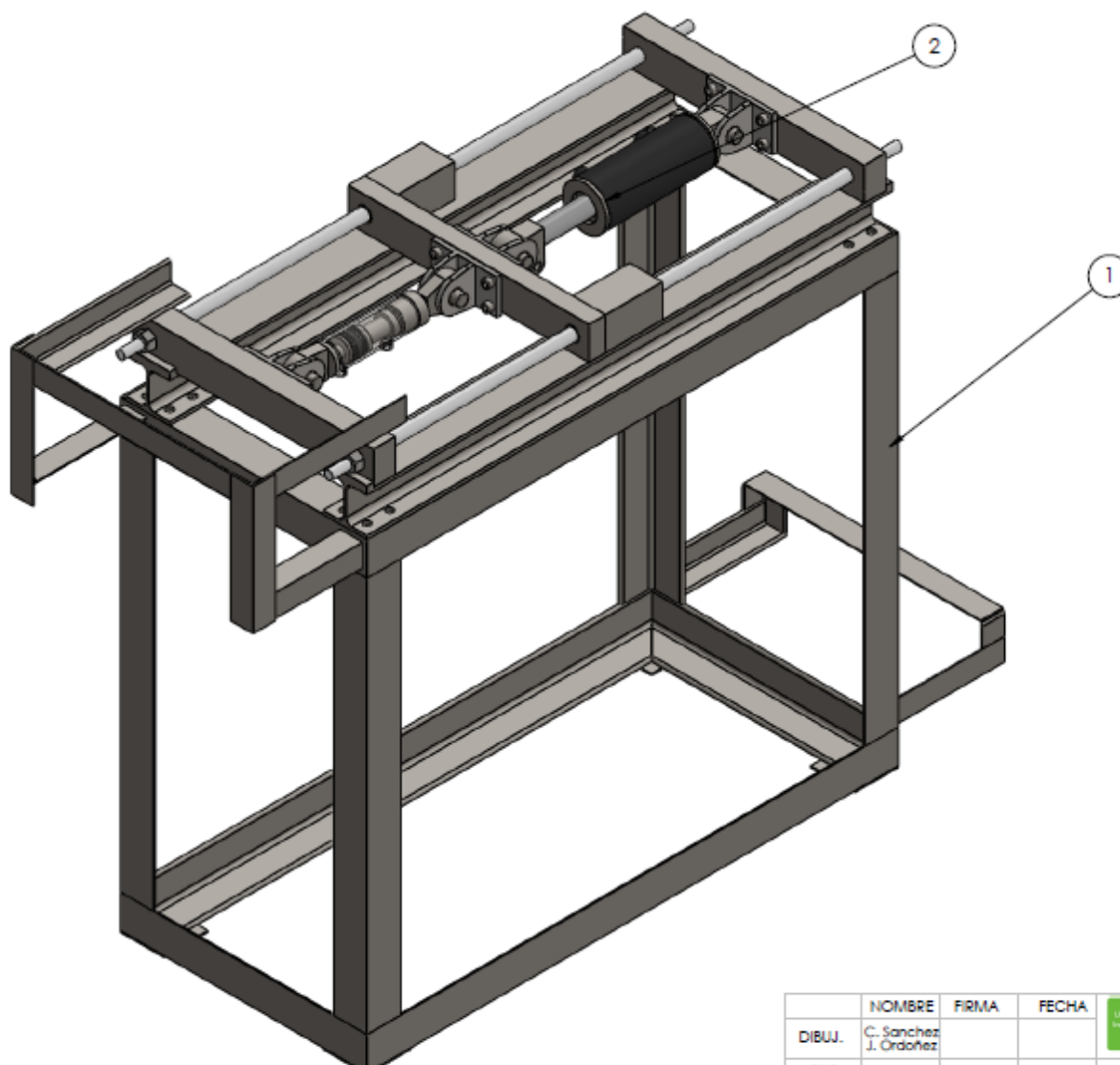
NASH, William A. *Theory and problems of strength of materials*. Florida: Schaum publishing co., 1957.

SALAZAR, Edgar. *Capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos*. Tesis doctoral, Terrassa: Universitat Politecnica de Catalunya, 2006.


VICKERS. *Manual de oleohidráulica industrial*. Barcelona: Blume, s.f.

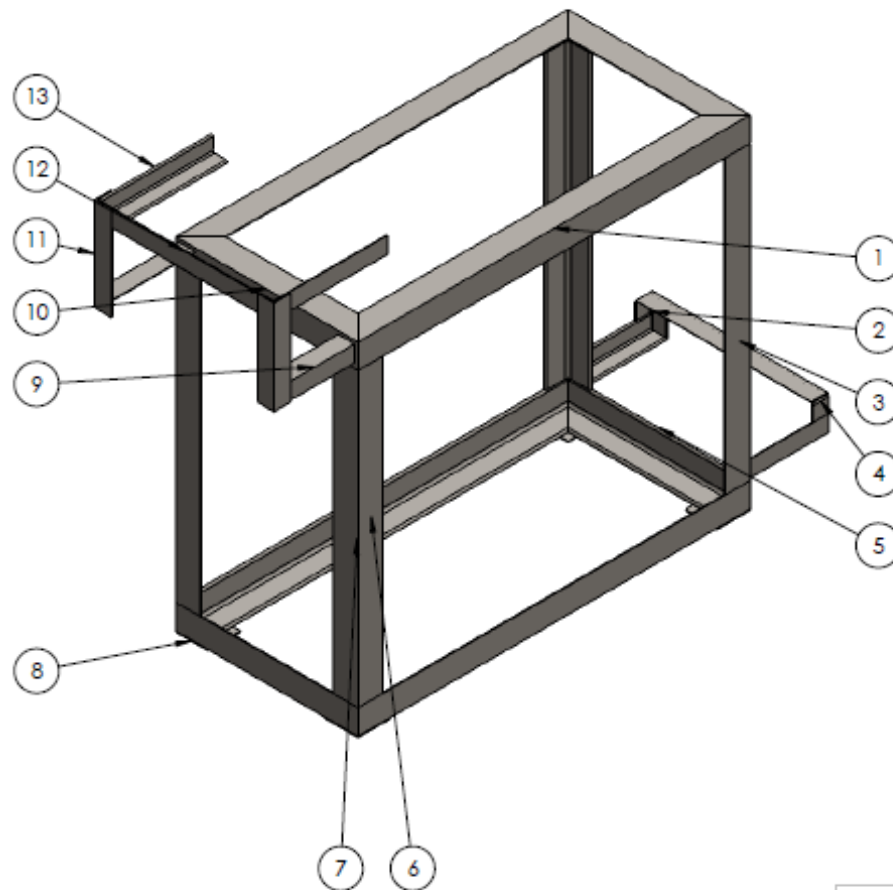
ANEXOS

ANEXO A. PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS



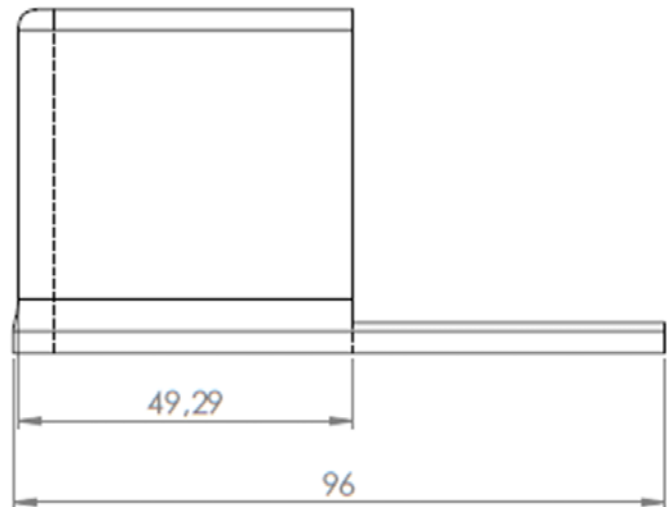
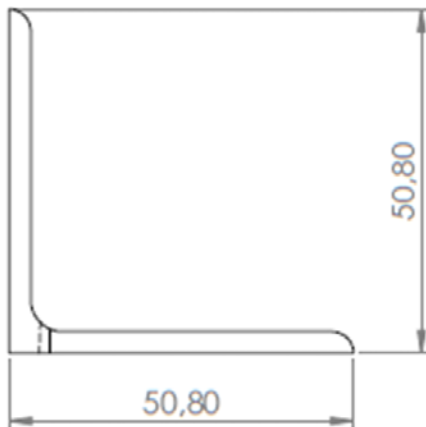
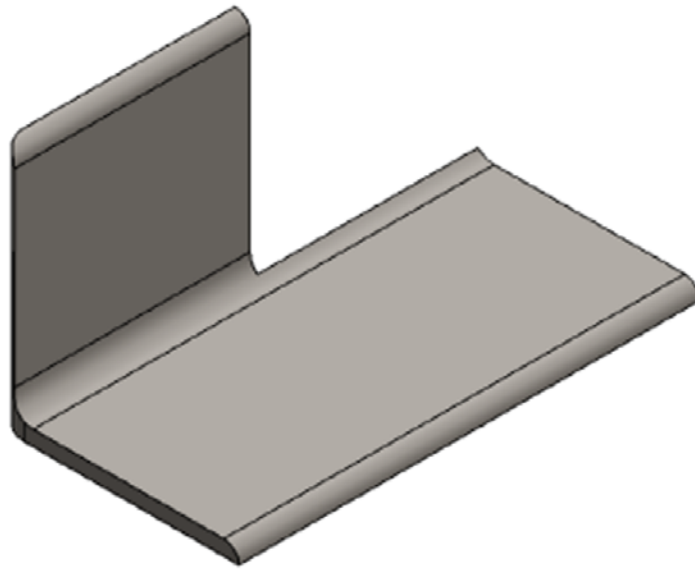
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Mesa	1
2	Estructura	1


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez J. Ordoñez			
VERIF.				
APROB.				
ESCALA	BANCO DE PRUEBAS			Material: AISI 1045
1:7				Plano núm: 00
UNIDADES mm				Hoja: 1 DE 55

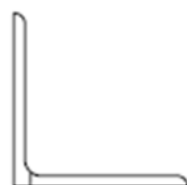
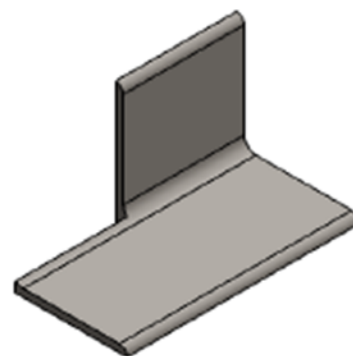
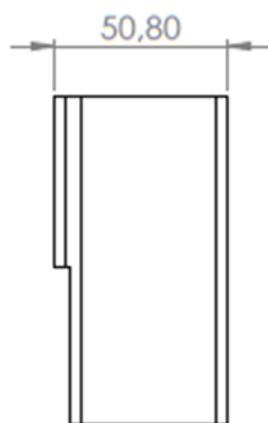


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	75x75x6x900	2
2	50x3x50-2	1
3	50x3x550	1
4	50x3x50	1
5	75x6x50	2
6	75x6x900	2
7	75x6x90	4
8	100x3	4
9	50x3x250	4
10	75x6x500	2
11	50x3x290	2
12	50x3x0.25	1
13	50x3x350	2

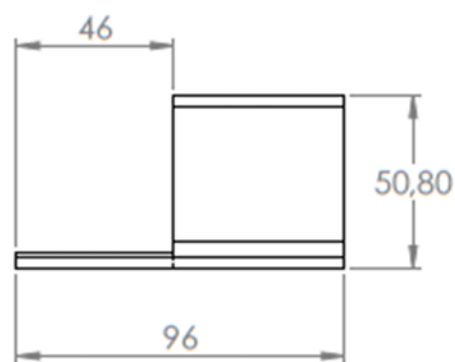
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJ.	C. Sanchez			ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
VERIF.	J. Orozco				
APROB.					
ESCALA	MESA			Material: ASTM A36	
UNIDADES				Plano núm: 00-1	
mm				Hoja: 2 DE 55	




	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIR. J.	C. Sánchez				
VERIF.	J. Ordóñez				
APROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA	50x30x50				Materia: ASTM A36
1:1					Piano núm: 00-101
UNIDADES mm					Hoja: 3 DE 55

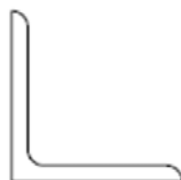
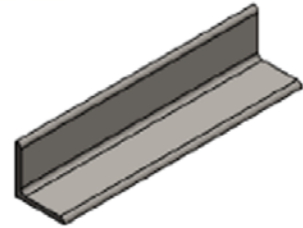


L 50x50x3




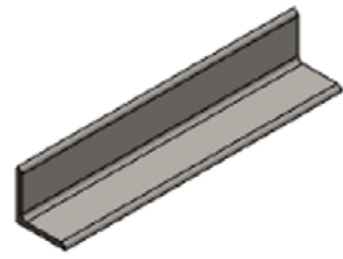
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez				
VERIF.	J. Ordoñez				
APROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:2	50x50x3-2				Materia: ASTM A36
UNIDADES mm					Plano núm: 00-102
					Hoja: 4 DE 55

ESCALA: 1:5



50x50x3 L


	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DBUJ.	C. SANCHEZ				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
VERF.	J. Ochoa				Material: ASTM A36	
APROB.				Plano núm: 00-103		
ESCALA	50x3x250				Hoja: 5 DE 55	
UNIDADES						
mm						

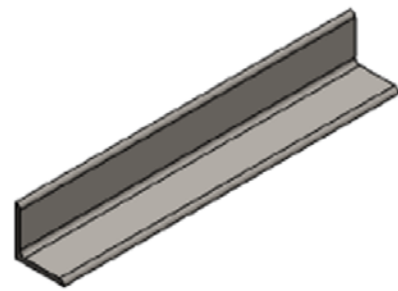


ESCALA: 1:5

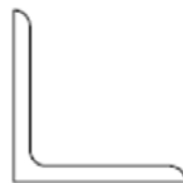


50x50x3 L


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DRUJ.	C. Sanchez	J. Ordoñez			ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
VERIF.					
A.PROB.					
ESCALA 1:2	50x3x290			Materia: ASTM A36	
UNIDADES mm				Piano núm: 00-104	
				Hoja: 6 DE 55	

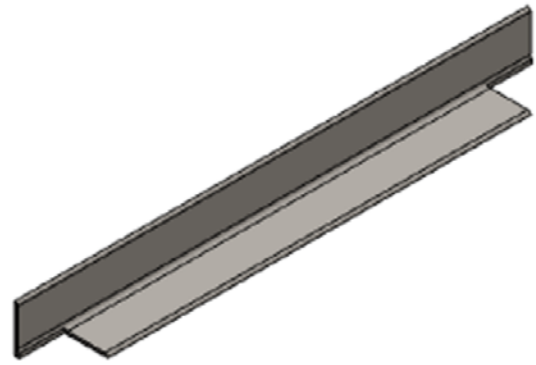
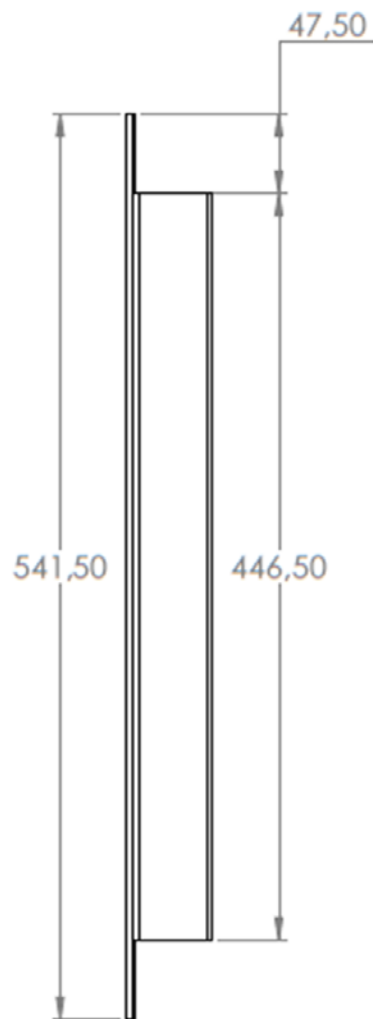


ESCALA: 1:5



50x50x3 L


	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DRG. J.	C. SANCHEZ					
VERIF.	J. Ochoa					
APROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
ESCALA 1:2	50x3x350				Materia: ASTMA36	
UNIDADES mm						Plano núm: 00-105
						Hoja: 7 DE 55

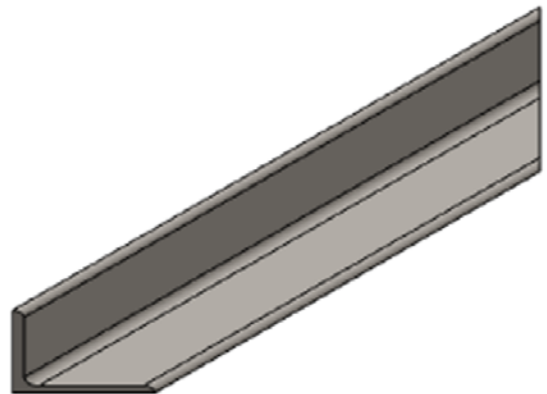
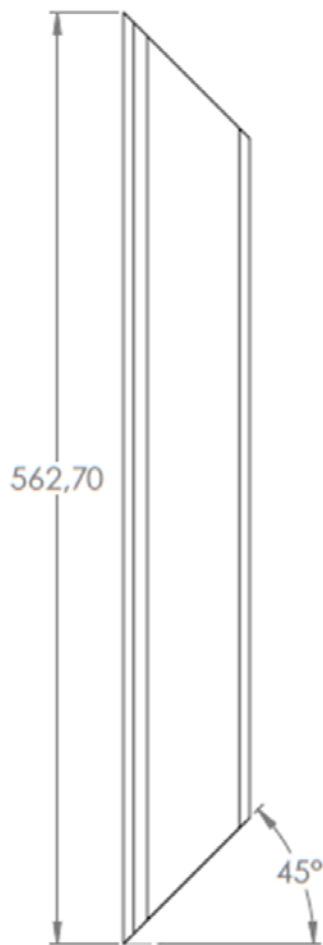


ESCALA: 1:5



50x50x3 L


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DBUJ.	C. Sanchez				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
VERIF.	J. Orozco				
A PROB.					
ESCALA 1:4	50x3x550			Materia: ASTM A36	
UNIDADES mm				Piano núm: 00-106	
				Hoja: 8 DE 55	

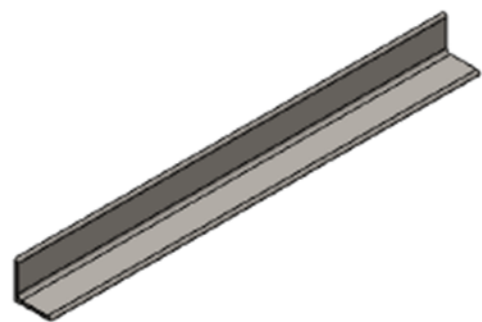


ESCALA: 1:5



75x75x6 L


	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez				
VERIF.	J. Ordoñez				
APROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:4	75x6x50				Material: ASTM A36
UNIDADES mm					Piano núm: 00-107
					Hoja: 9 DE 55

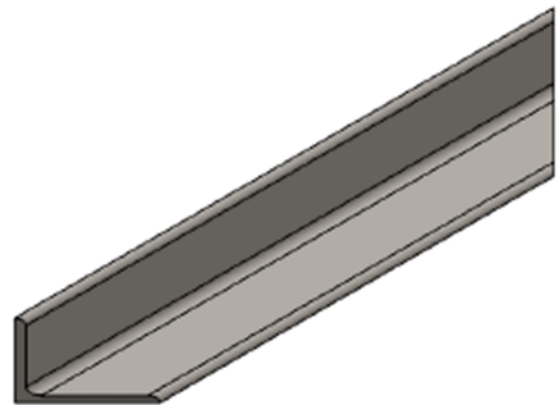
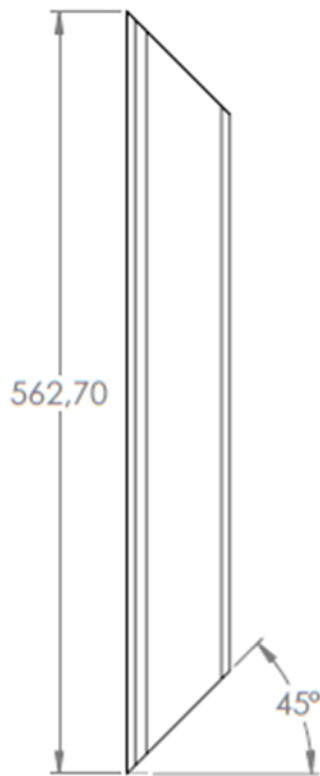


ESCALA: 1:10




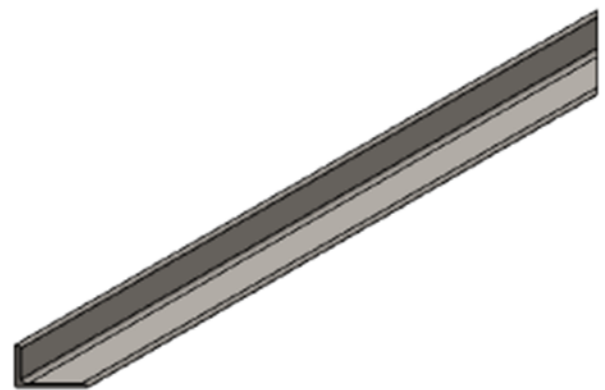
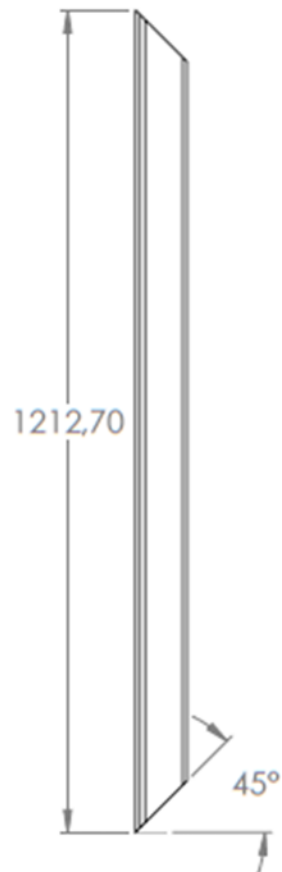
75x75x6 L

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez			
VERIF.	J. Orozco			
A.PROB.				
ESCALA 1:5	75x6x90			Material: ASTM A36
UNIDADES mm				Plano núm: 00-108
				Hoja: 10 DE 55




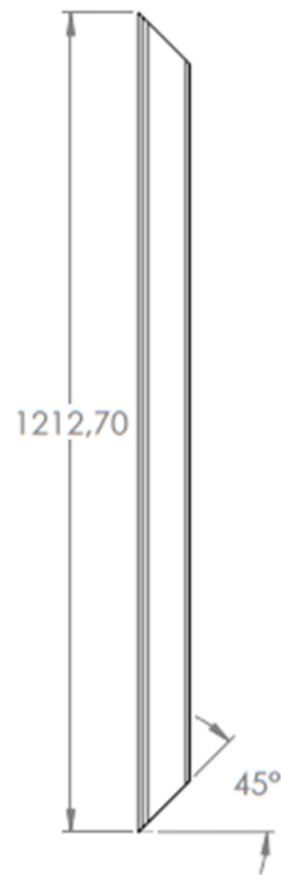
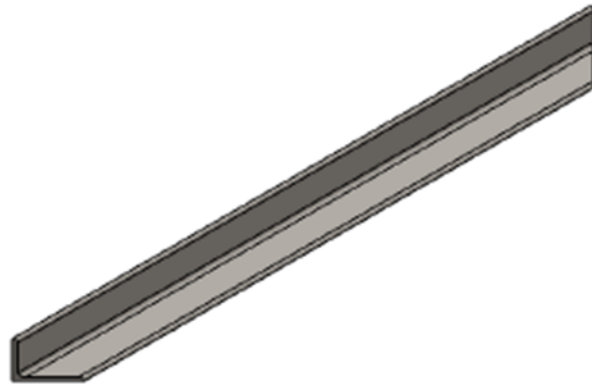
75x75x6 L

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ORIJ.	C. Sanchez J. Ordoñez				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
VERIF.					
A.PROB.					
ESCALA 1:5	75x6x500			Material: ASTM A36	
UNIDADES mm				Plano núm: 00-109	
				Hoja: 11 DE 55	




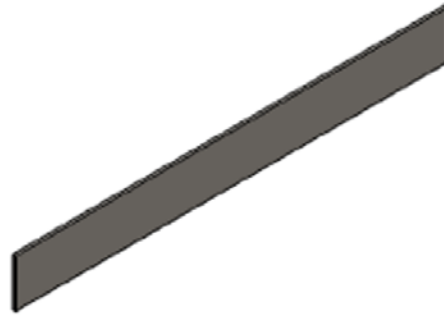
75x75x6

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez				
VERIF.	J. Ordoñez				
A.PROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:10					Materia: ASTM A36
UNIDADES mm	75x6x900				Plano núm: 00-110
					Hoja: 12 DE 55

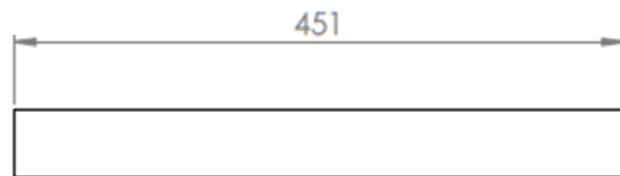



L 75x75x6 L

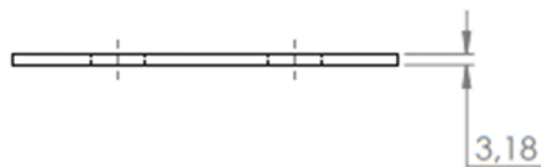
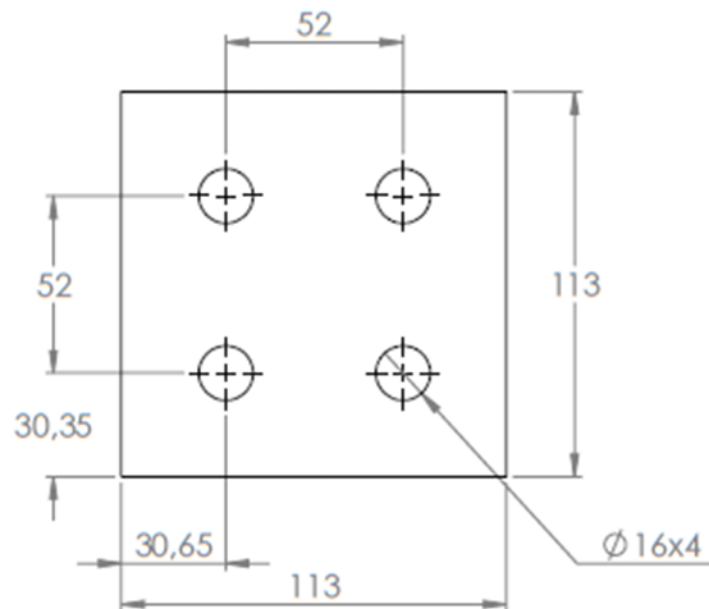
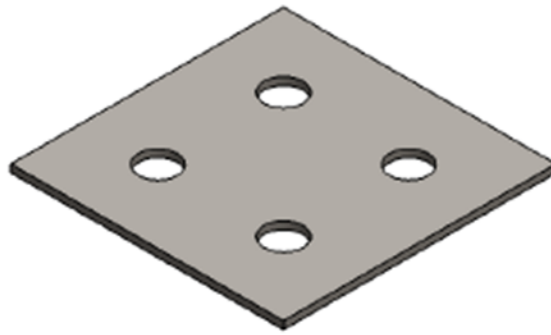
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez				
VERIF.	J. Ordoñez				
APROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:10	75x6x900-2				Materia: ASTM A36
UNIDADES mm					Plano núm: 00-111
					Hoja: 13 DE 55




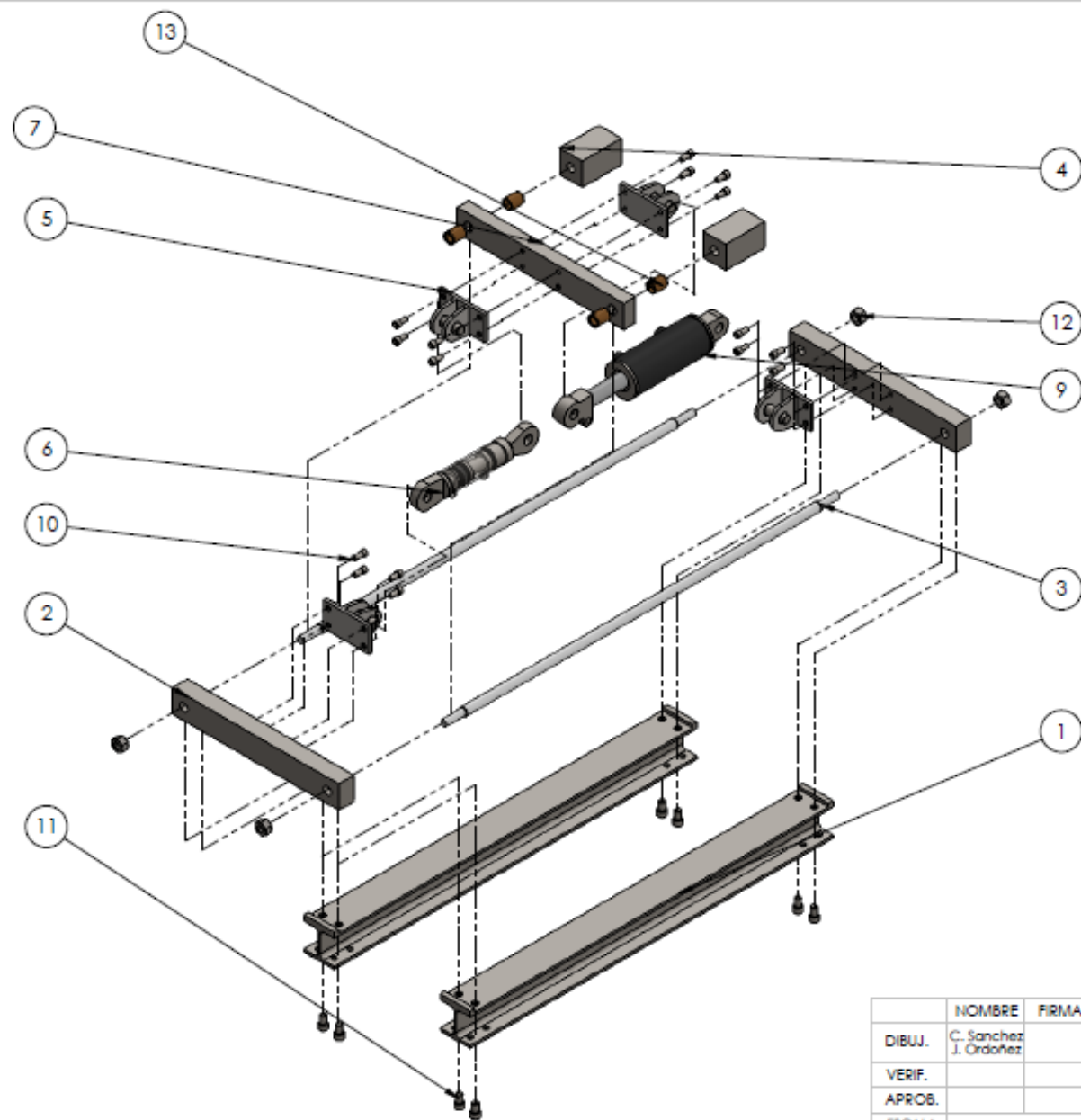
50x3




	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIB./A.	C. Sánchez J. Ochoa				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
VERF.				Material: ASTM A36	
APROB.				Plano núm: 00-112	
ESCALA 1:5	50x3 LAMINA			Hoja: 14 DE 55	
UNIDADES mm					



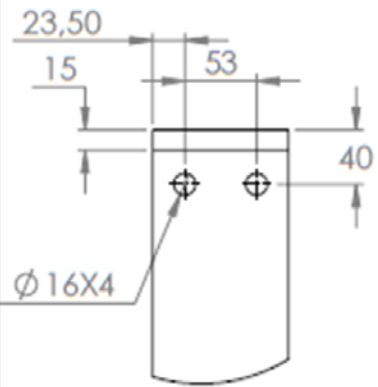
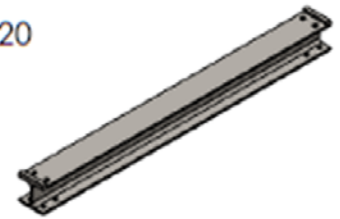
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Orozco			
A.PROC.				
ESCALA	100x100x3			Materia: ASTM A36
UNIDADES	mm			Plano núm: 00-113
				Hoja: 15 DE 55



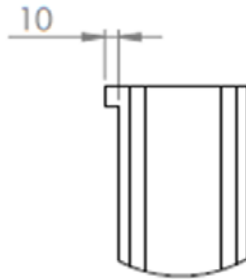
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	00-201	2
2	00-202	2
3	00-205	2
4	00-204	2
5	00-206	4
6	00-200-1	1
7	00-203	1
9	00-200-2	1
10	M12x1.5x25	16
11	M16x1.5x25	8
12	M20 x 2.5 --W-N	4
13	00-208	4

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez J. Ordoñez			
VERIF.				
APROB.				
ESCALA 1:10	ESTRUCTURA			Material: Varios
UNIDADES mm				Plano núm: 00-2
				Hoja: 16 DE 55

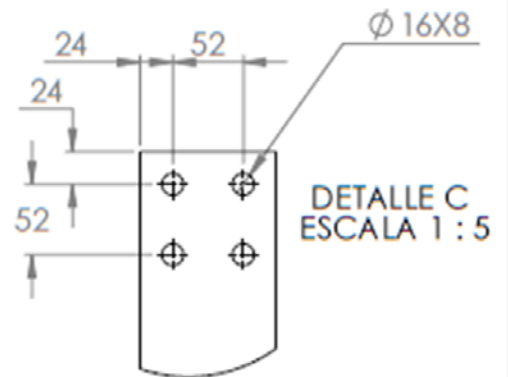
ESCALA 1:20



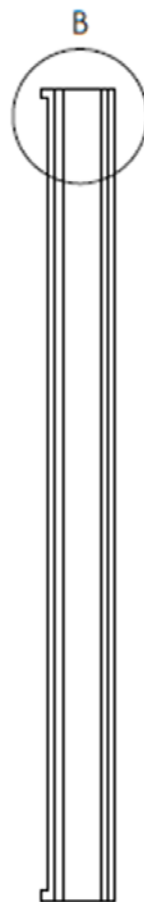
DETALLE A
ESCALA 1 : 5




DETALLE B
ESCALA 1 : 5

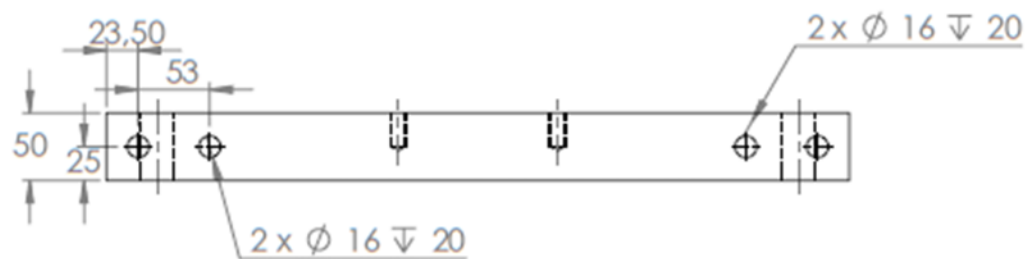
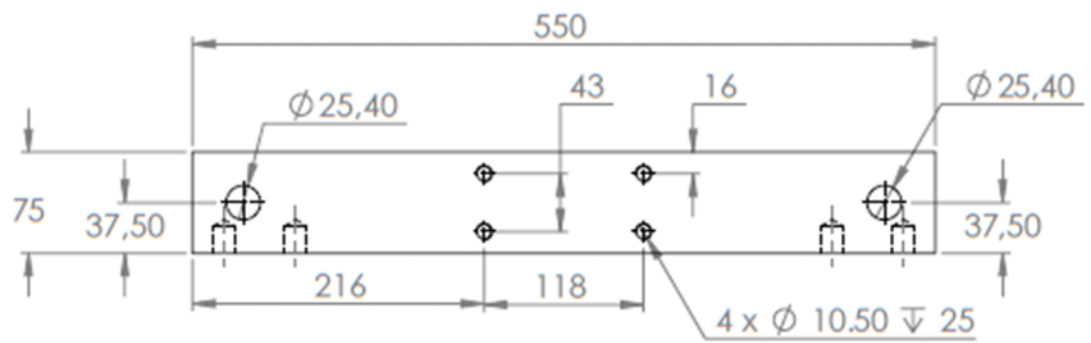
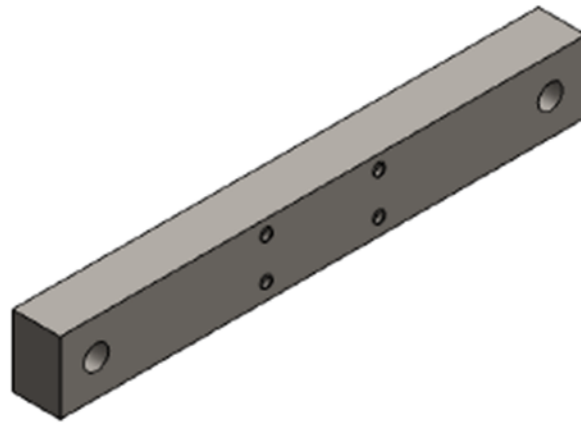



DETALLE C
ESCALA 1 : 5

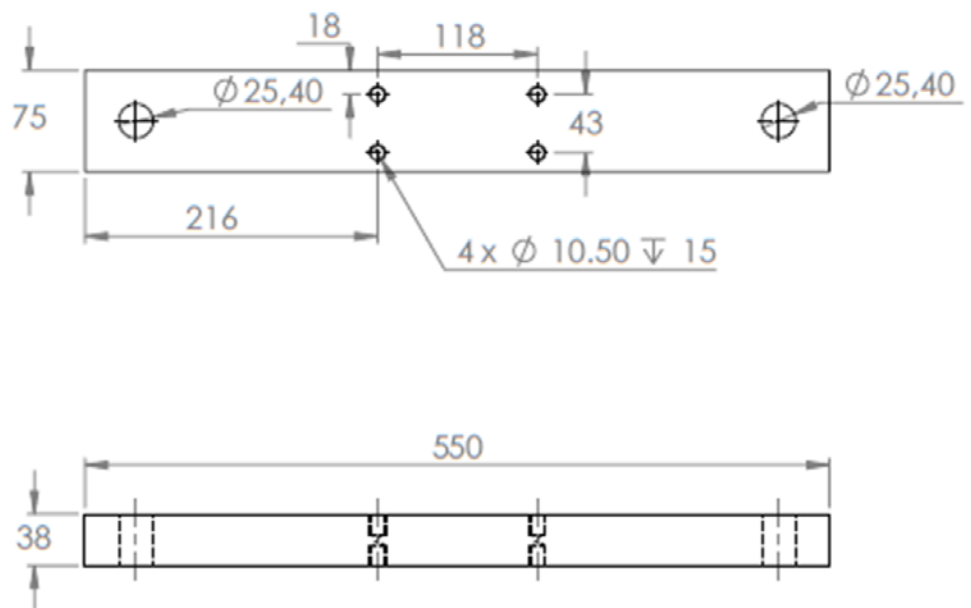
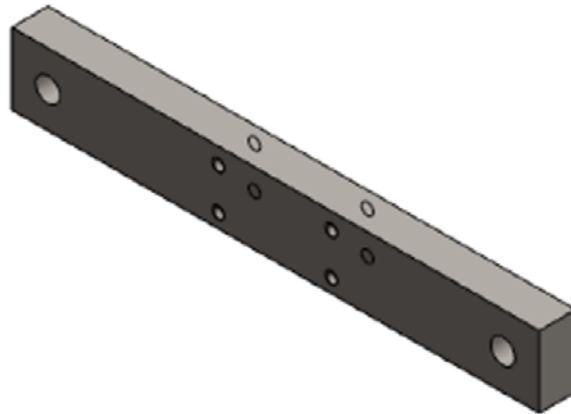



PERFIL HEA 100 DIN 1025

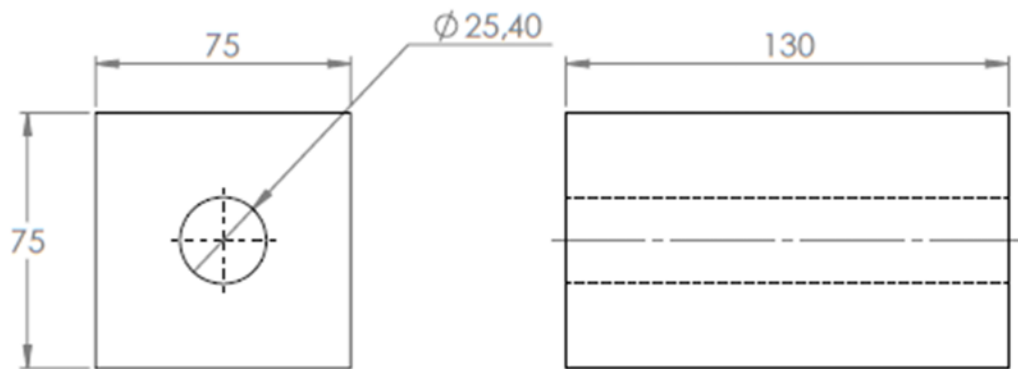
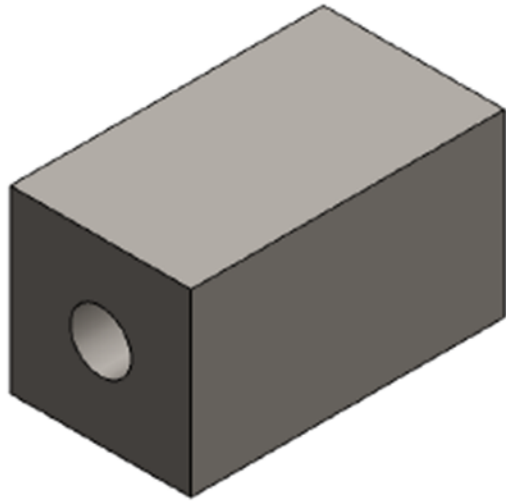
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIBUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Ordoñez			
APROB.				
ESCALA 1:10	BASE			Materia: ASTM A36
UNIDADES mm				Plano núm: 00-201
				Hoja: 17 DE 55




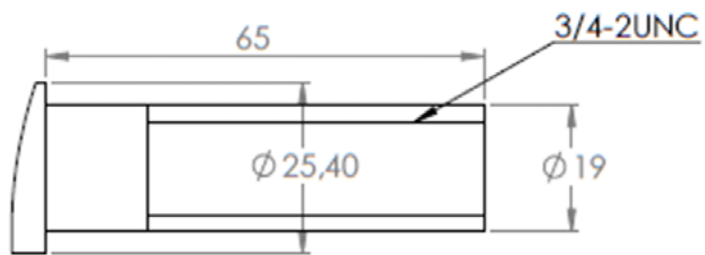
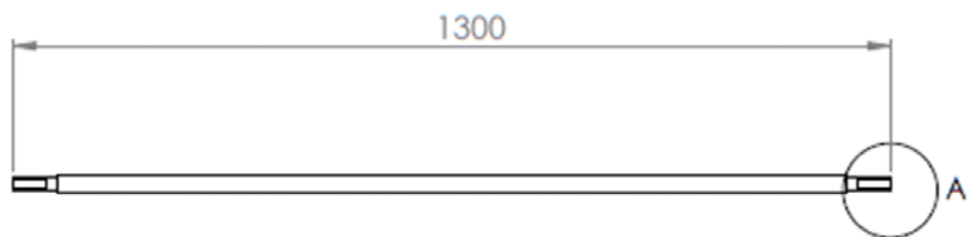
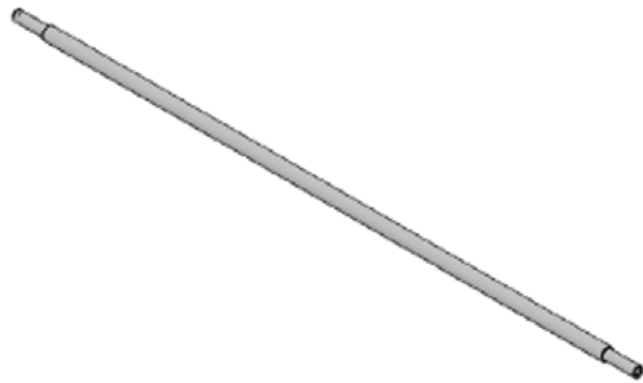
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Ordoñez			
A/PROB.				
ESCALA 1:5	BLOQUE DE APOYO			
UNIDADES mm				




	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DRUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Orozco			
A.PROB.				
ESCALA	BLOQUE DE SOPORTE			
1:5				
UNIDADES				
mm				

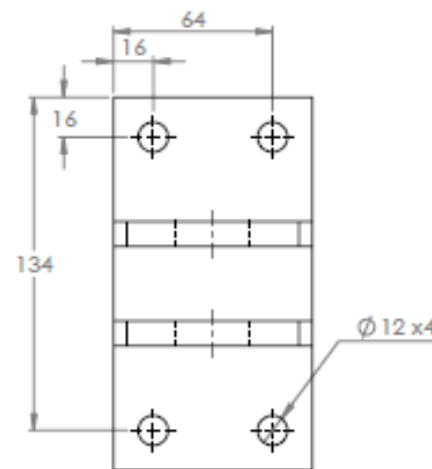
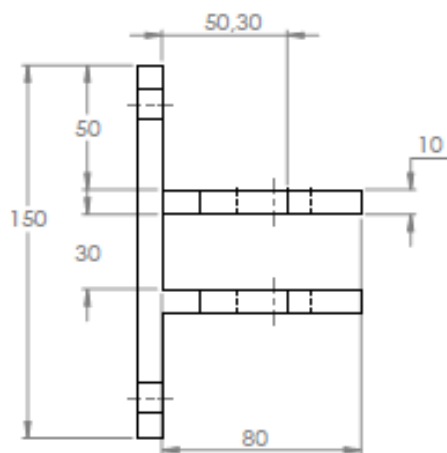
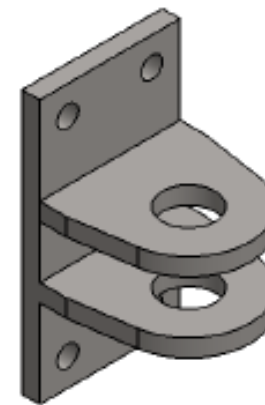
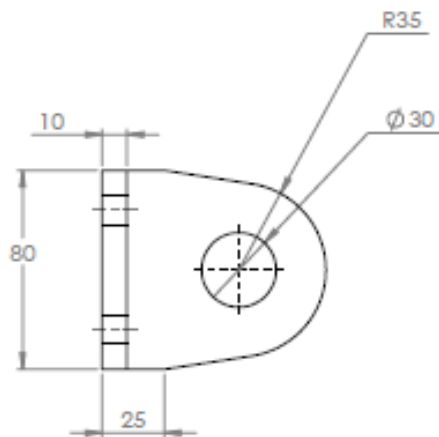


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez			
VERIF.	J. Orozco			
A/PROB.				
ESCALA 1:2	CUBO GUIA			Materia: ASTM A36
UNIDADES mm				Plano núm: 00-204
				Hoja: 20 DE 55

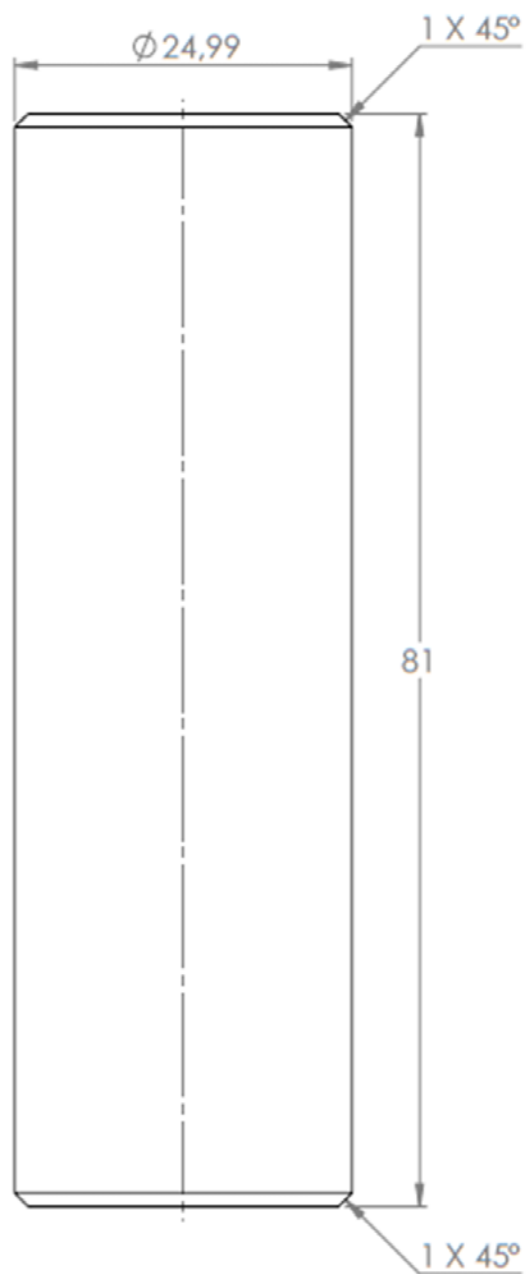



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

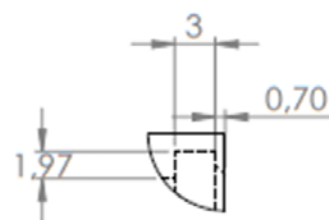
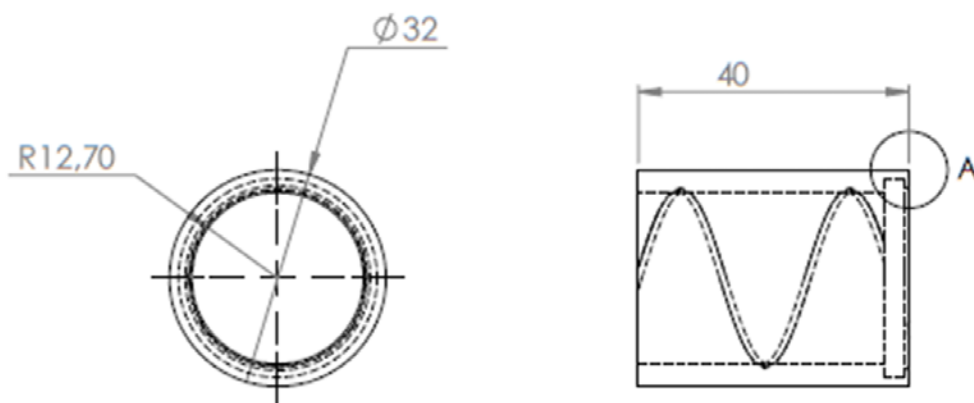
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DBUJ.	C. Sanchez				
VERIF.	J. Ordoñez				
APROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:10	GUIA				Materia: SAE 1045
UNIDADES mm					Plano núm: 00-205
					Hoja: 21 DE 55




	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJ.	C. Sanchez J. Ordoñez			ESCUOLA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
VERIF.					
APROB.					
ESCALA 1:2	APOYO DE CILINDRO			Material: ASTM A36	
UNIDADES mm				Plano núm: 00-206	
				Hoja: 22 DE 55	

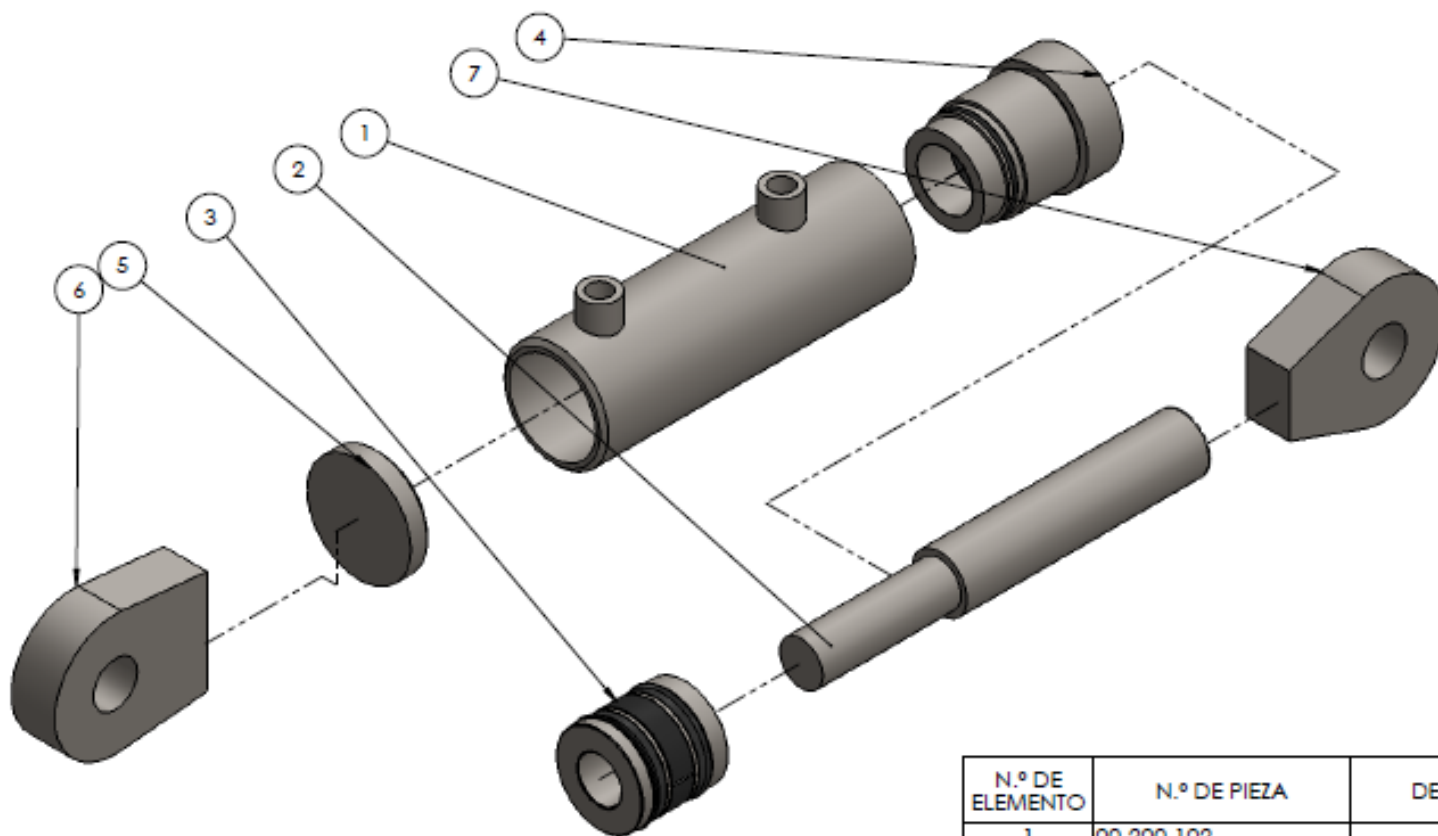


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJ.	C. Sanchez				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
VERIF.	J. Orozco				
A/PROB.					
ESCALA	PASADOR			Materia: SAE 4140	
2:1				Plano núm: 00-207	
UNIDADES				Hoja: 23 DE 55	
mm					



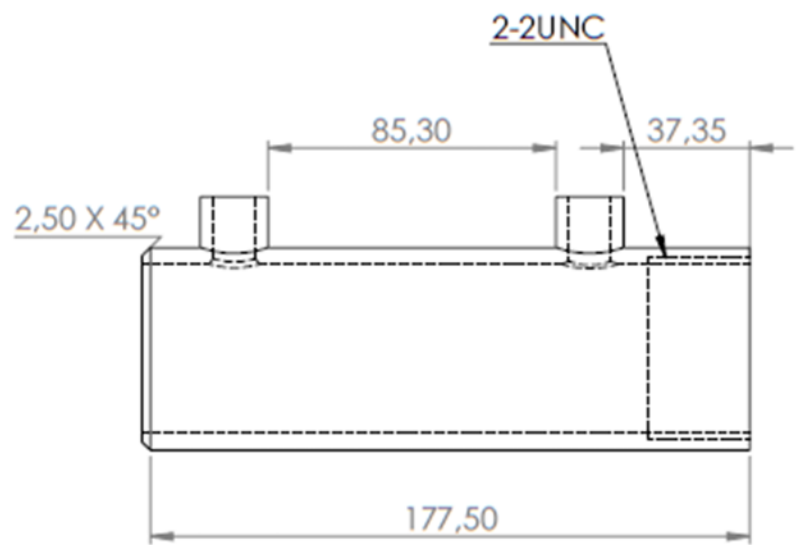
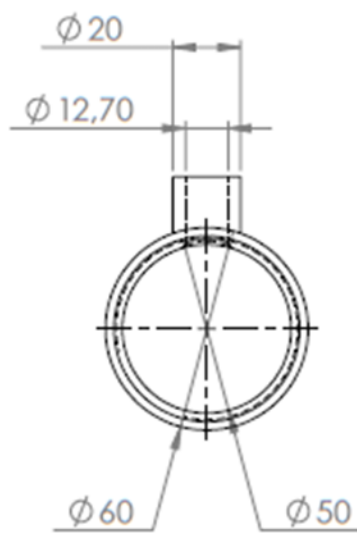
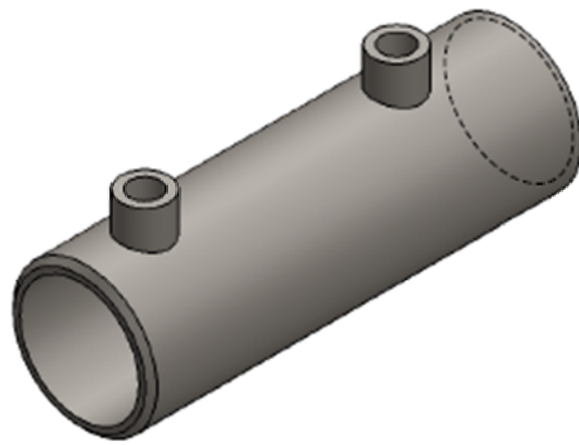
DETALLE A
ESCALA 2 : 1


	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez				
VERIF.	J. Orozco				
A.PROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:1	BUJE				Materia: UNS C52400
UNIDADES mm					Plano núm: 00-208
					Hoja: 24 DE 55

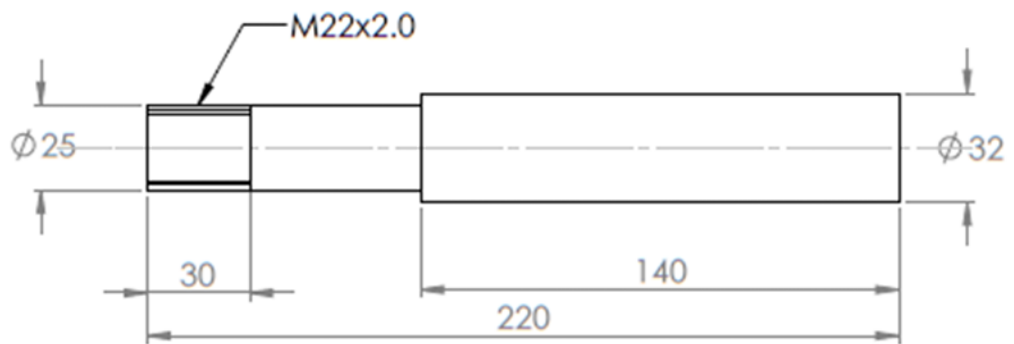
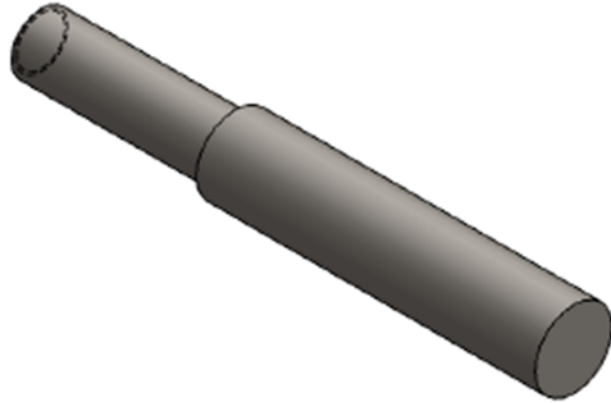



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	00-200-102	AISI 1045	1
2	00-200-103	AISI 1045	1
3	00-200-100		1
4	00-200-101		1
5	00-200-106	AISI 1045	1
6	00-200-108	ASTM A36	1
7	00-200-107	ASTM A36	1

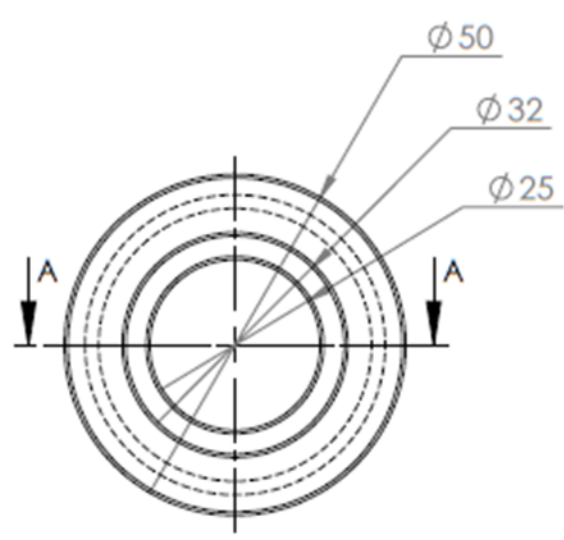
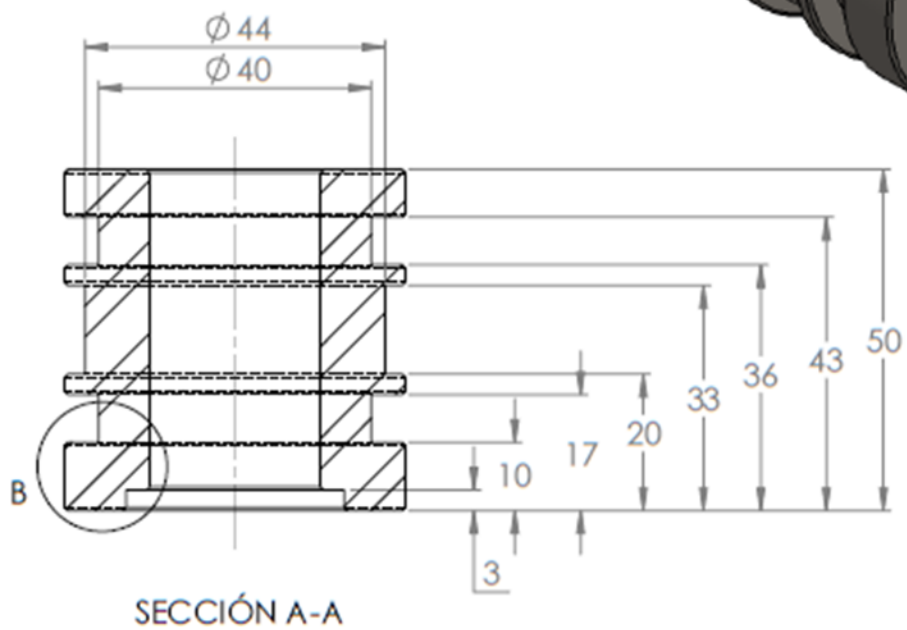
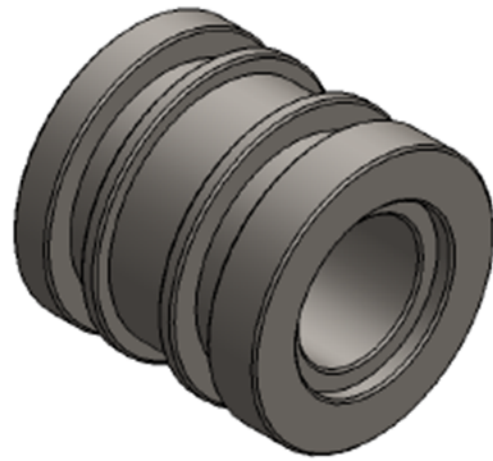
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJ.	C. Sanchez J. Orozquez			ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
VERIF.					
APROB.					
ESCALA 1:2	CILINDRO DE PRUEBAS			Material: VARIOS	
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-1	
				Hoja: 25 DE 55	



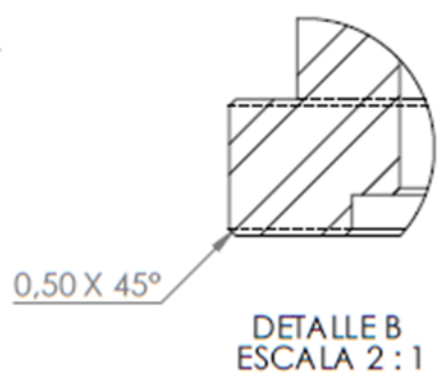
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Ordoñez			Material: AISI 1045
A.PROB.				Plano núm: 00-200-102
ESCALA 1:2	CAMISA			Hoja: 26 DE 55
UNIDADES mm				




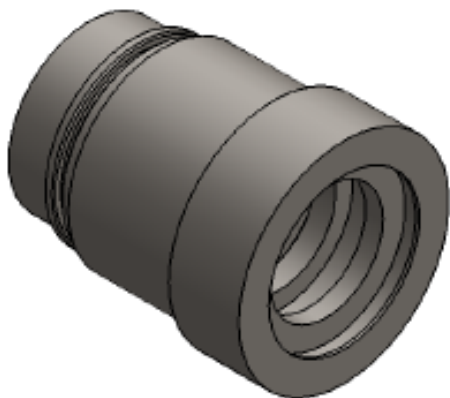
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Ordoñez			
APROB.				
ESCALA 1:2	VASTAGO CILINDRO DE PRUEBAS			Material: AISI 1045
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-103
				Hoja: 27 DE 55



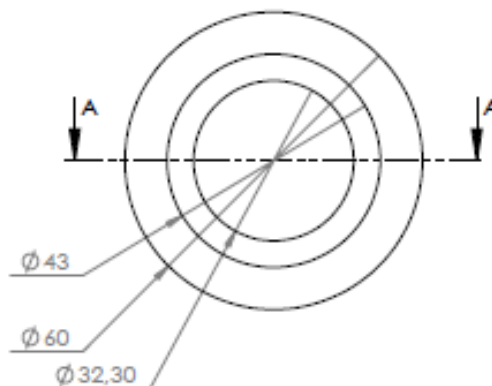
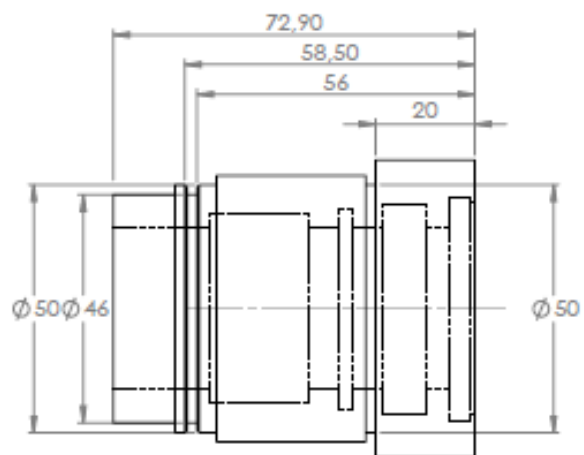
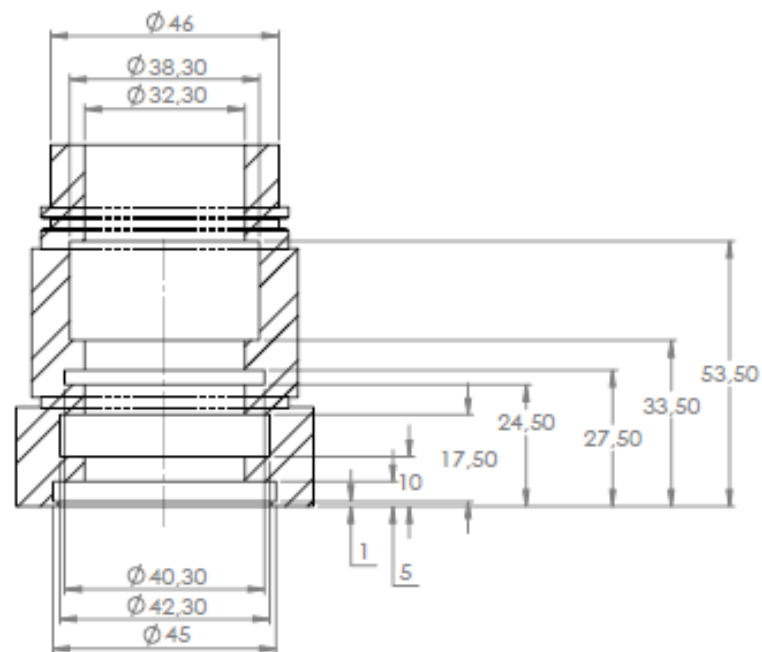
OBSERVACIÓN
Chafilón 0.5x45° en todas las aristas.




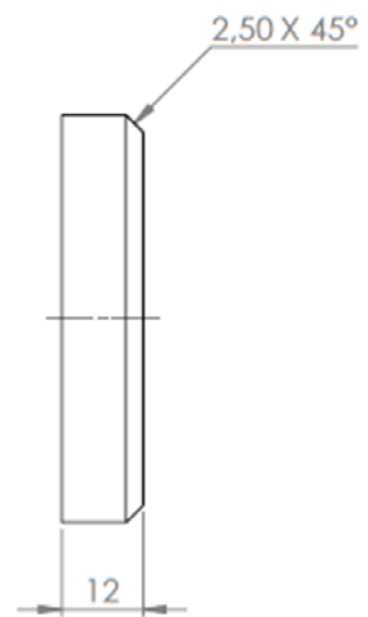
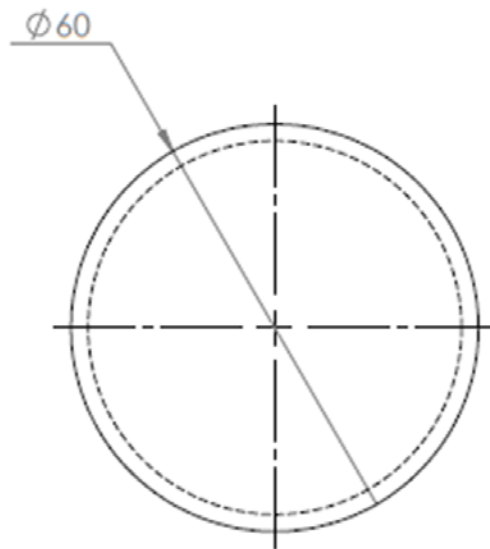
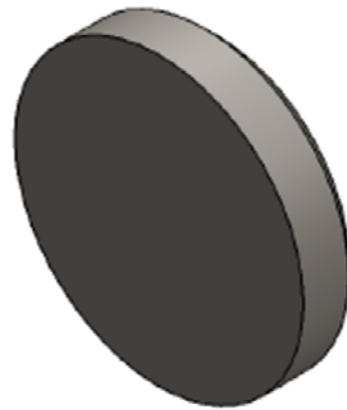
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Ordoñez			
APROB.				
ESCALA 1:1	PISTON CILINDRO DE PRUEBAS			Materia: AISI 1045
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-104
				Hoja: 28 DE 55




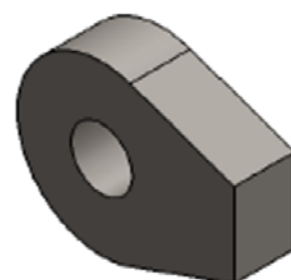
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



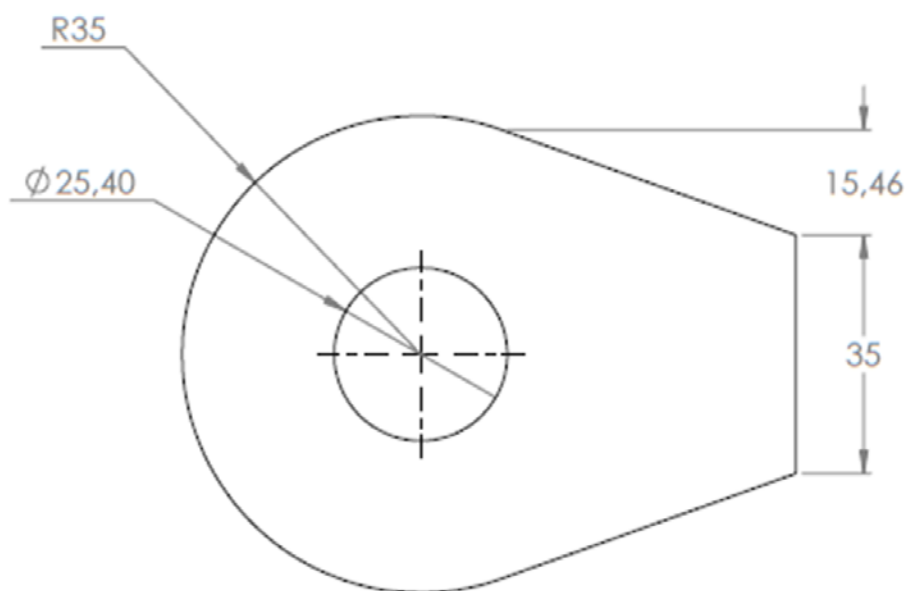
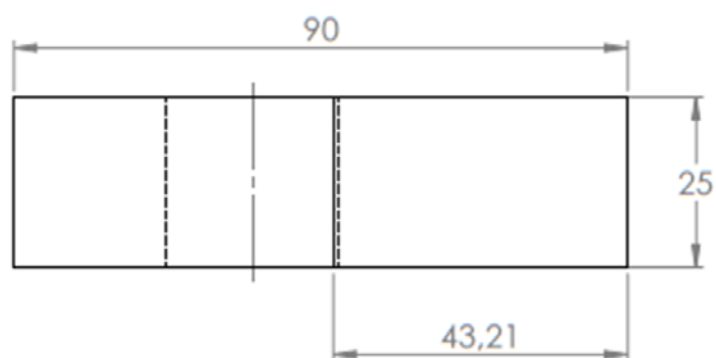
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez J. Ordofez			
VERIF.				
APROB.				
ESCALA 1:1	TAPA ROSCADA CILINDRO DE PRUEBAS			Material: AISI 1045
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-105
				Hoja: 29 DE 55



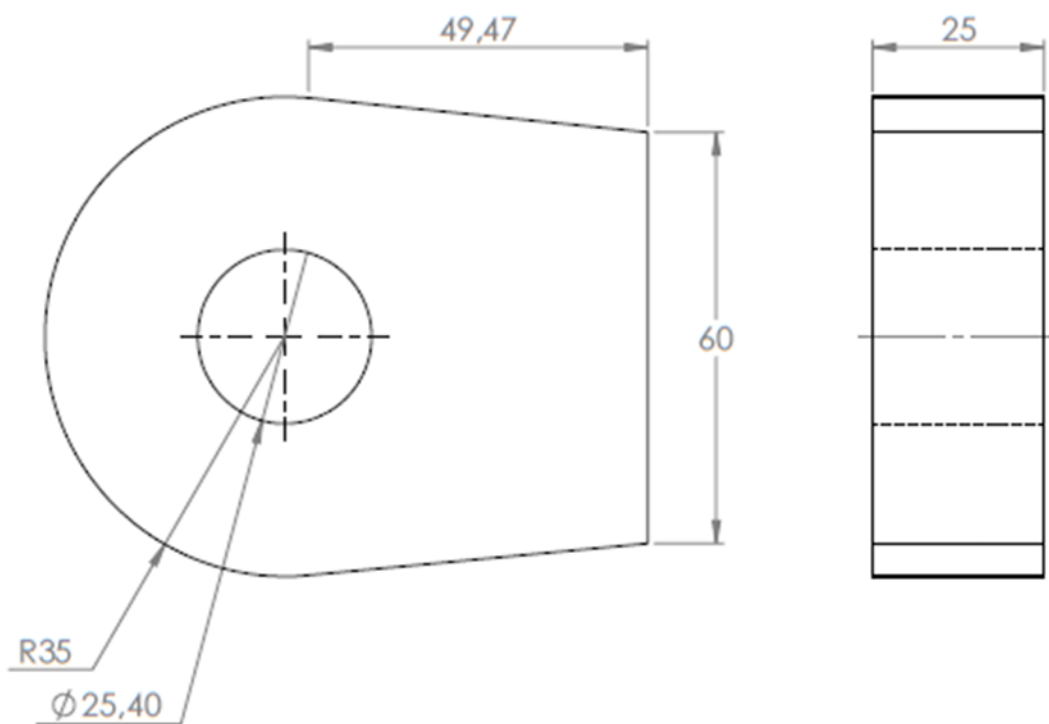
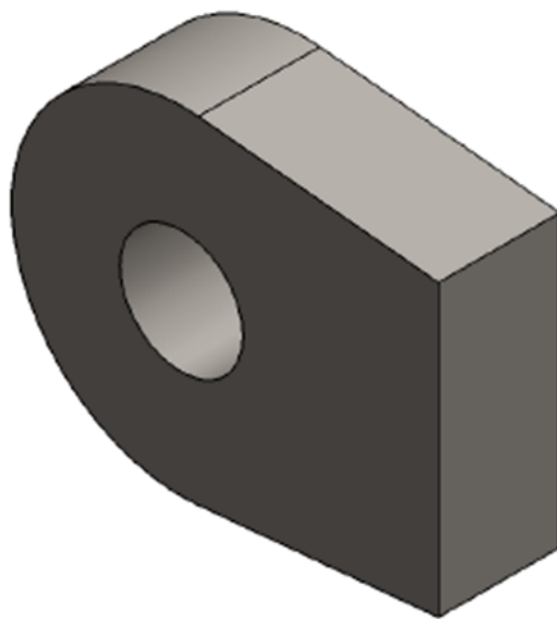
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez	J. Ordoñez		
VERIF.				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
APROB.				
ESCALA	TAPA CILINDRO DE PRUEBAS			Materia: AISI 1045
UNIDADES				Plano núm: 00-200-106
mm				Hoja: 30 DE 55




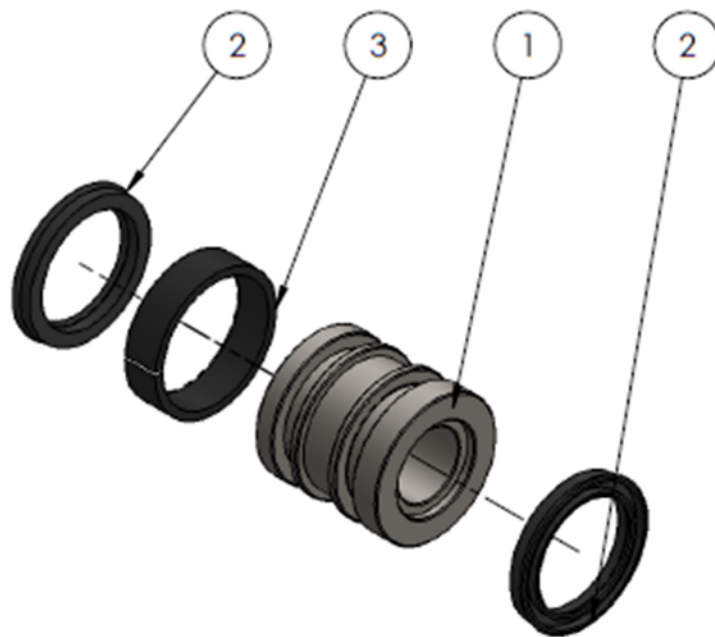
ESCALA: 1:2




	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez	J. Ordoñez		
VERIF.				
APROB.				
ESCALA	CABEZAL VÁSTAGO			Materia: ASTM A36
UNIDADES				Plano núm: 00-200-107
mm				Hoja: 31 DE 55



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Ordoñez			
A PROB.				
ESCALA	CABEZAL TAPA (P)			Materia: ASTM A36
1:1				Plano núm: 00-200-108
UNIDADES				Hoja: 32 DE 55
mm				



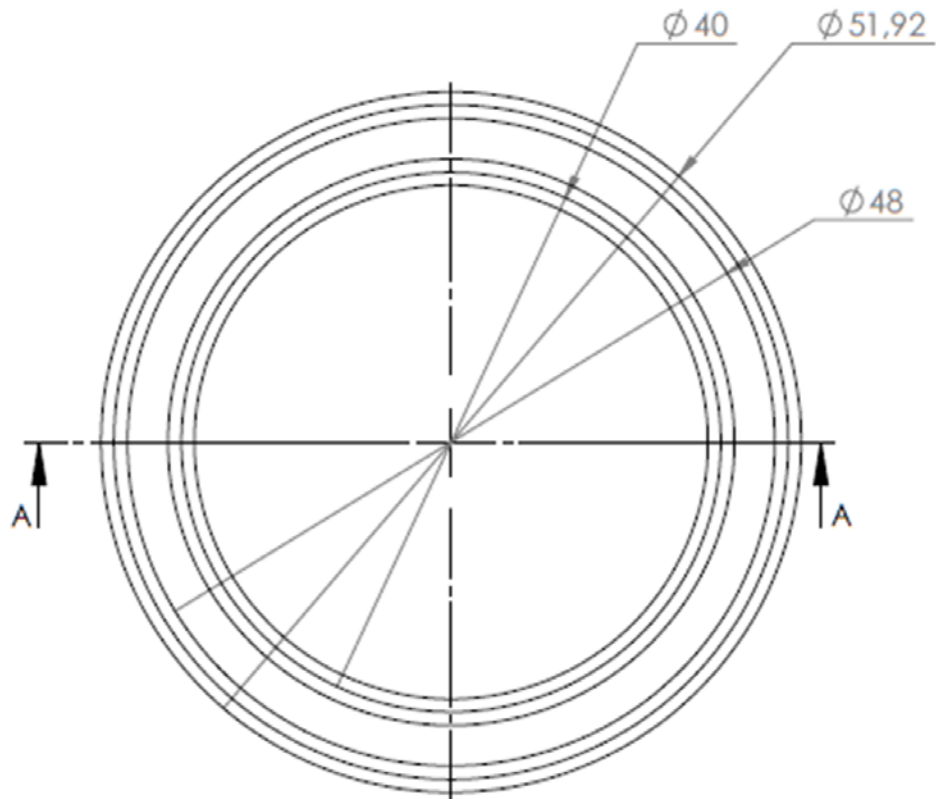
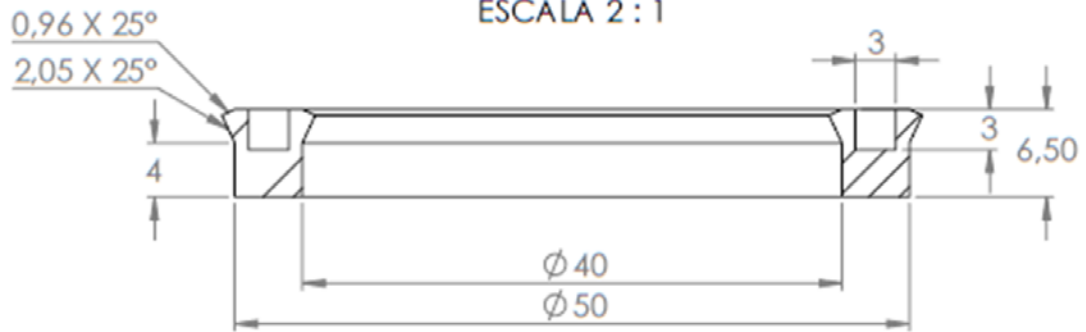
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	00-200-104	AISI 1045	1
2	00-200-100-1	POLIURETANO 11671	2
3	00-200-100-2	TEFLON	1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DBUJ.	C. Sanchez	J. Ordoñez		
VERIF.				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
A.PROB.				
ESCALA 1:2	PISTON CILINDRO PRUEBAS			Materia: Varíos
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-100
				Hoja: 33 DE 55

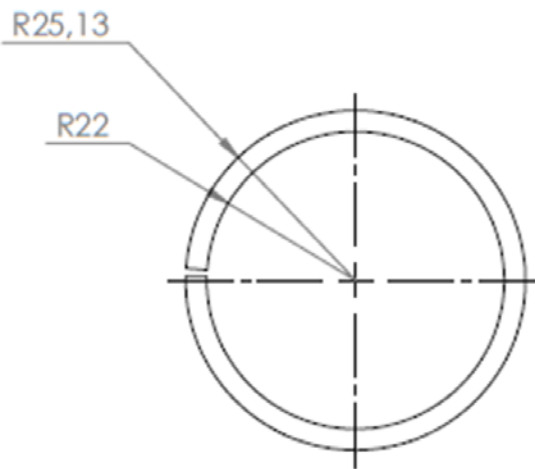
ESCALA: 1:1




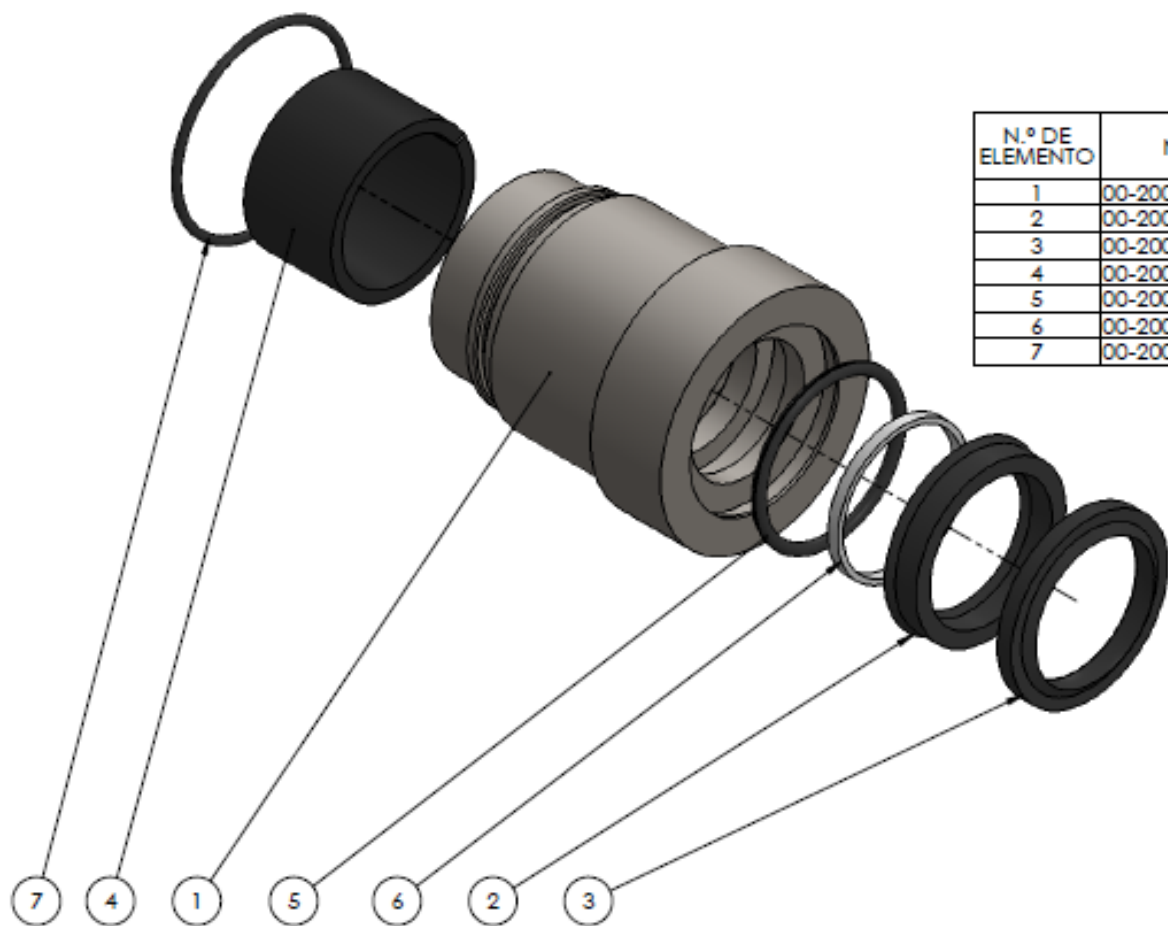
SECCIÓN A-A
ESCALA 2:1




	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez	J. Orozco			
VERIF.					
A/PROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA	POLYPAK 1				Materia: ADIPRENE LP950A
2:1					Plano núm: 00-200-100-1
UNIDADES					Hoja: 34 DE 55
mm					



	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez				
VERIF.	J. Orozco				
A/PROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:1	CORREA PISTON				Materia: TEFLON
UNIDADES mm					Plano núm: 00-200-100-2
					Hoja: 35 DE 55



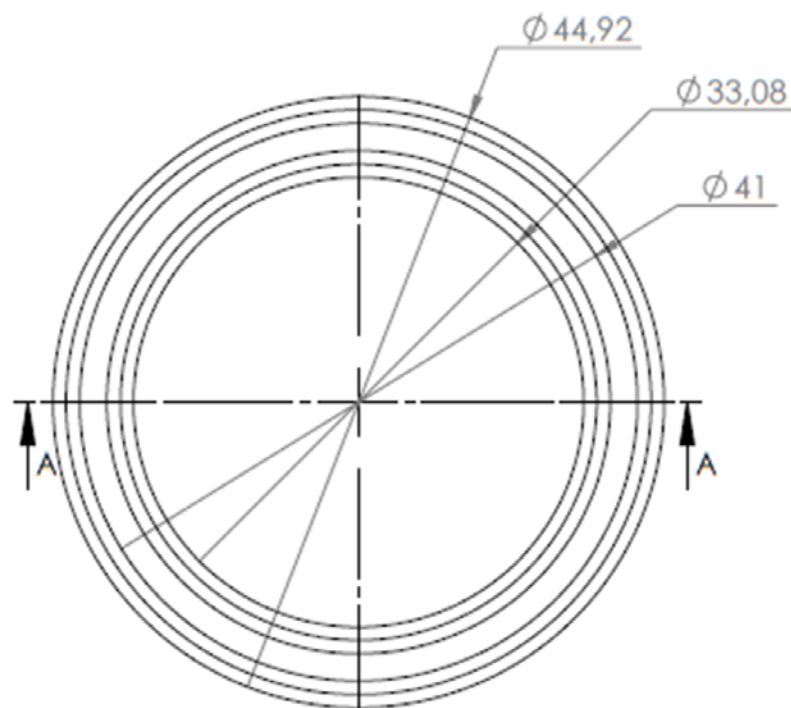
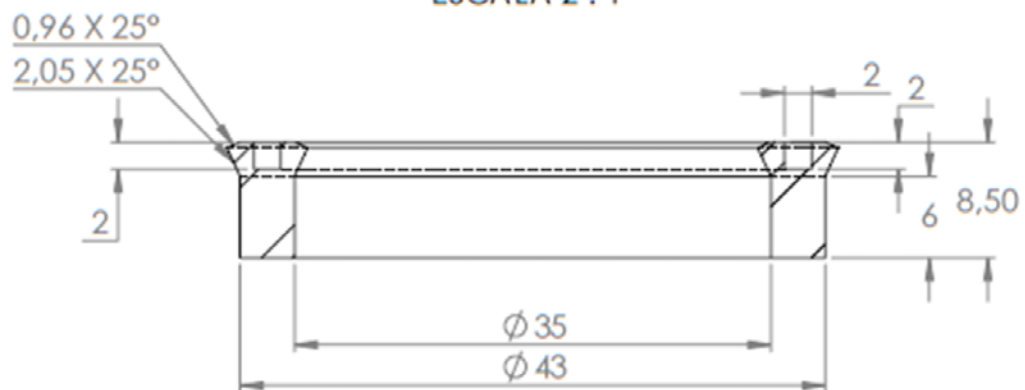
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	00-200-105	AISI 1045	1
2	00-200-101-1	ADIPRENE LF950A	1
3	00-200-101-3	NITRILO	1
4	00-200-101-2	TEFLON	1
5	00-200-101-4	NITRILO	1
6	00-200-101-5	NYLON	1
7	00-200-101-6	NITRILO	1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez J. Ordoñez			
VERIF.				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
APROB.				
ESCALA 1:1	TAPA ROSCADA (P)			Material: VARIOS
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-101
				Hoja: 06 DE 55

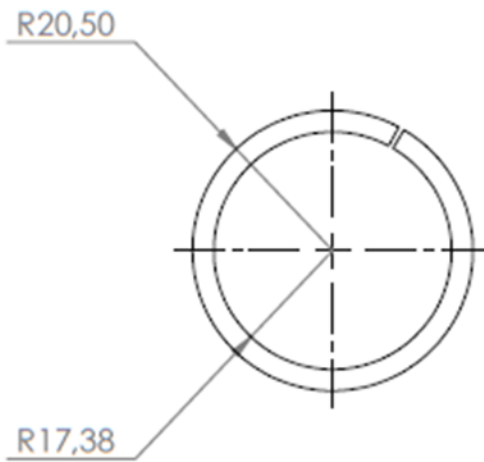
ESCALA: 1:1




SECCIÓN A-A
ESCALA 2:1



	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez	J. Orozco			ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
VERIF.				Material: ADIPRENE LP950A	
A/PROB.				Plano núm: 00-200-101-1	
ESCALA 1:2	POLYPAK 2			Hoja: 37 DE 55	
UNIDADES mm					

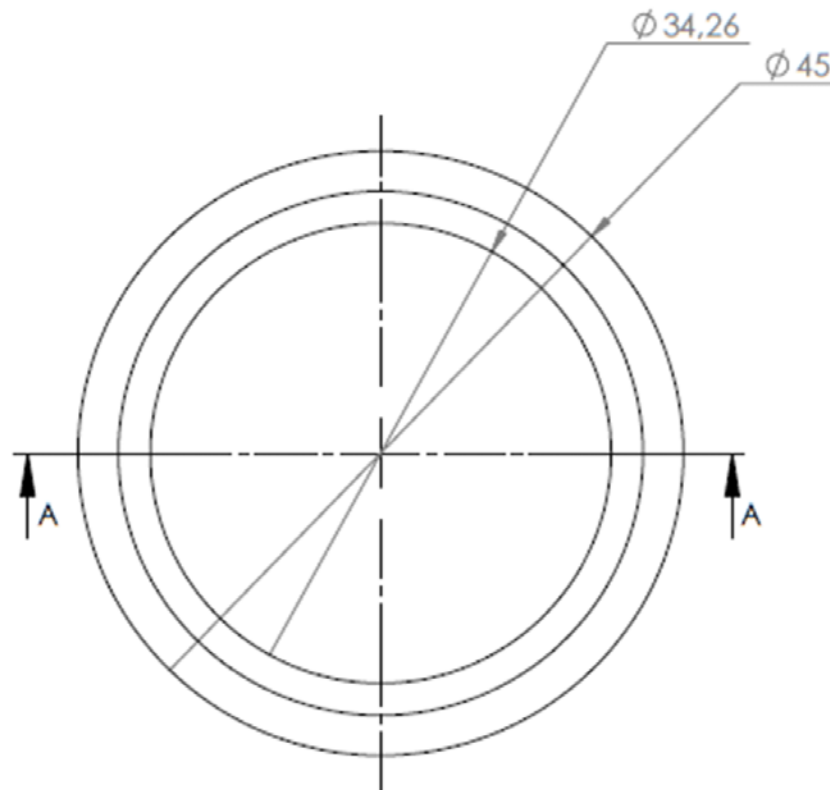



	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez				
VERIF.	J. Ordoñez				
A.PROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA	COREA TAPA				Materia: TEFLON
1:1					Piano núm: 00-200-101-2
UNIDADES					Hoja: 38 DE 55
mm					

ESCALA: 1:1



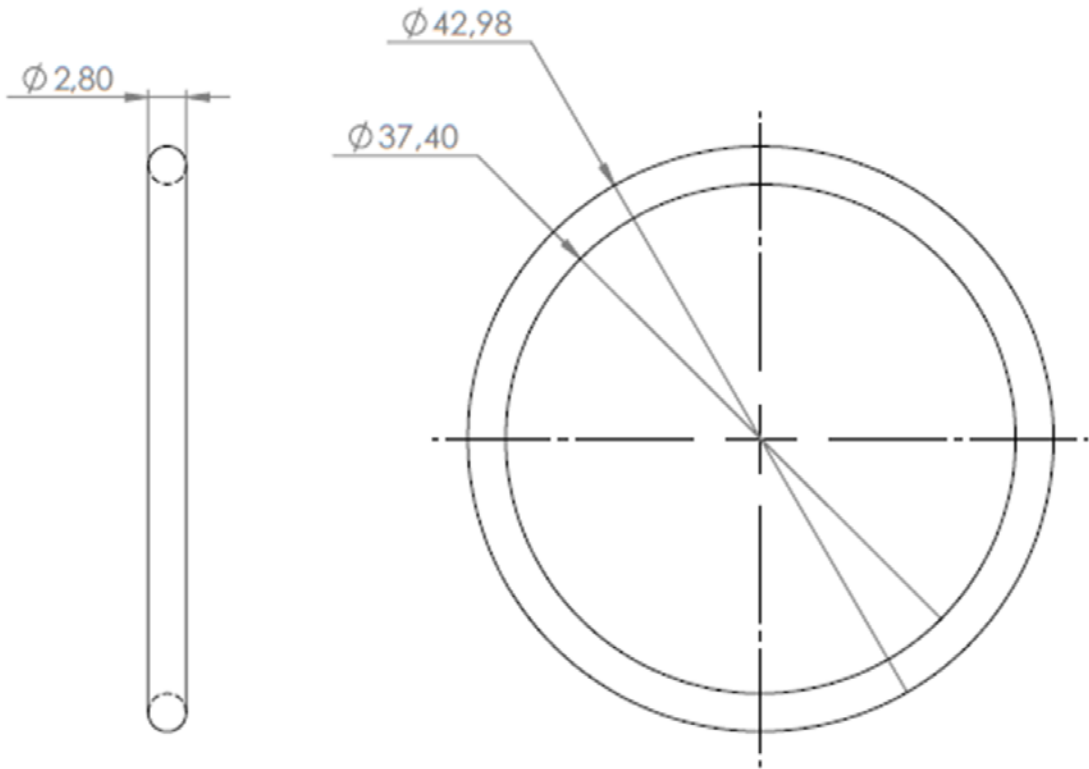
SECCIÓN A-A
ESCALA 2:1




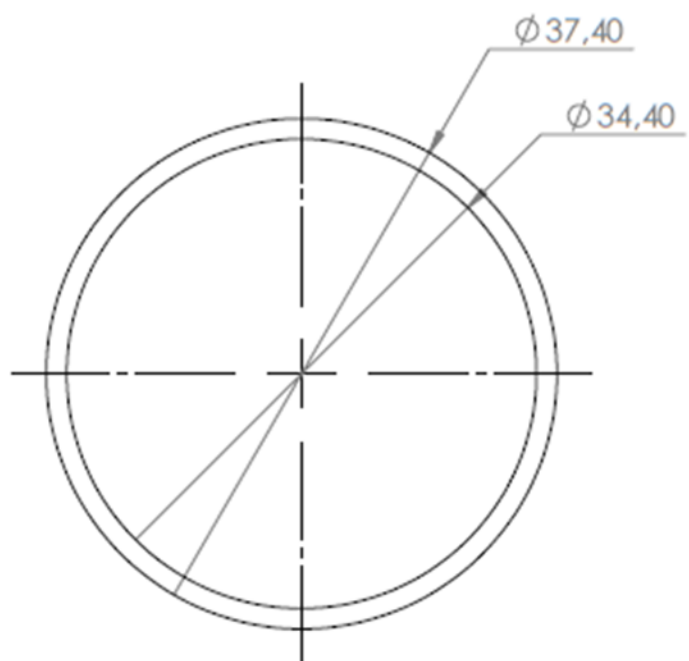
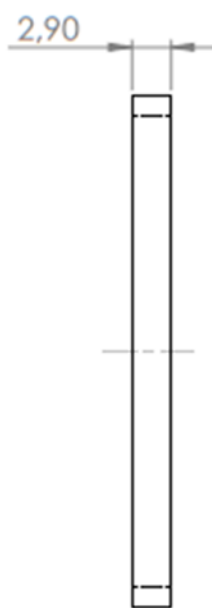
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez				
VERIF.	J. Orozco				
A/PROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA	2:1	RASPADOR			Materia: NITRILO
UNIDADES	mm				Plano núm: 00-200-101-3
					Hoja: 39 DE 55




ESCALA: 1:1

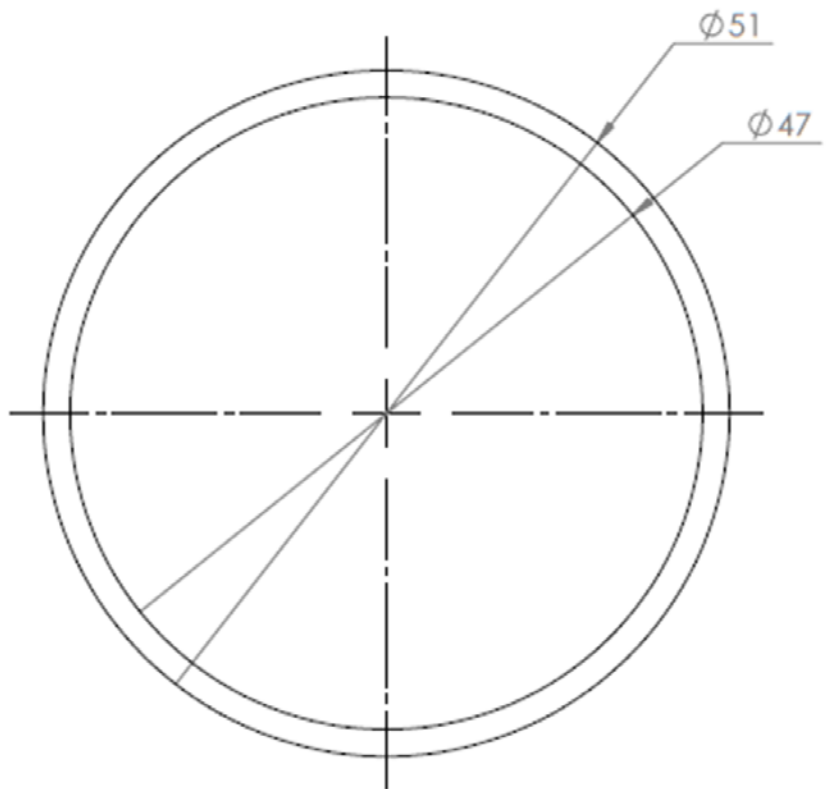



	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez	J. Orozco			
VERIF.					
A/PROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA	2:1	ORING TAPA 1			Materia: NITRIL
UNIDADES	mm				Plano núm: 00-200-101-4
					Hoja: 40 DE 55

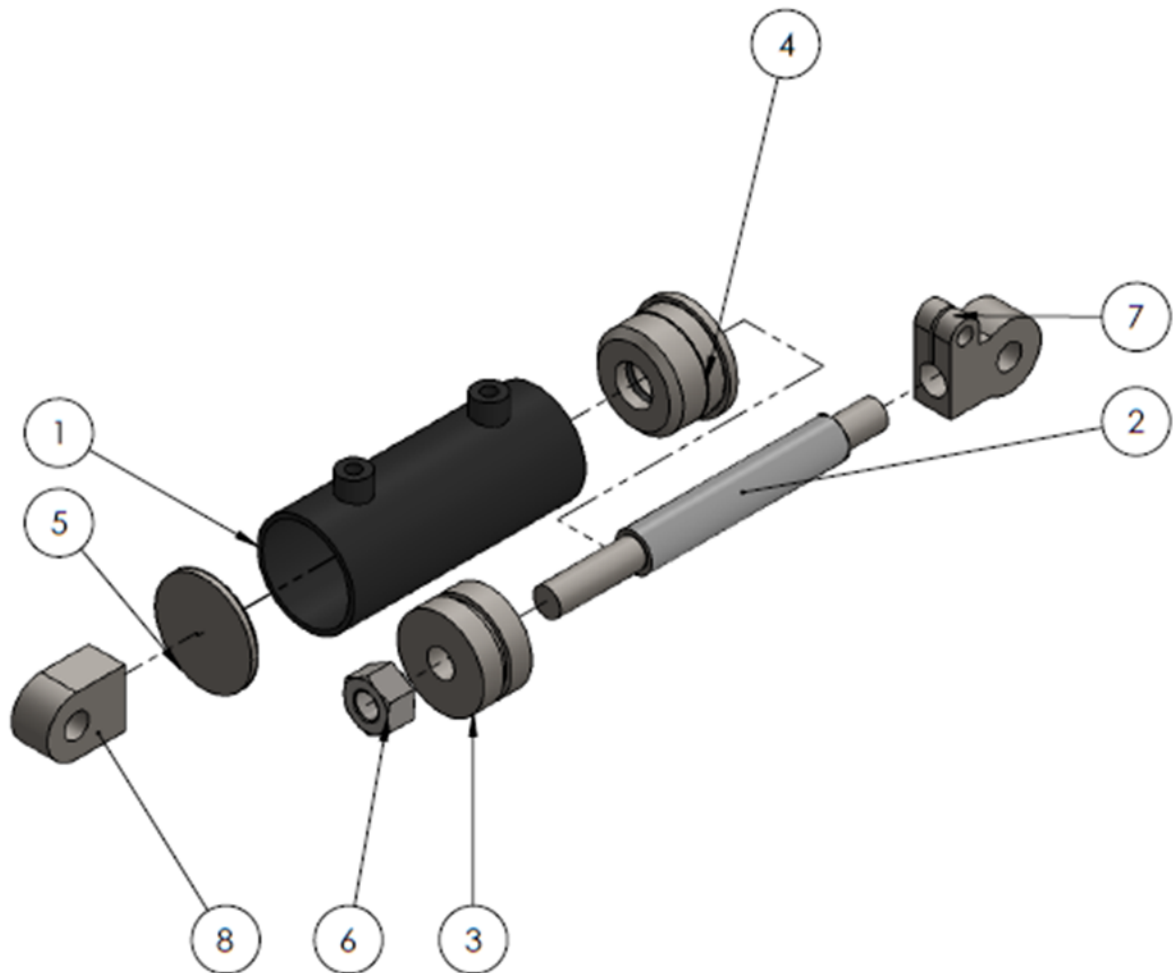


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez	J. Oroboez		
VERIF.				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
A PROX.				
ESCALA	AMORTIGUADOR TAPA [P]			Materia: TEFLON GRAFITO
2:1				Plano núm: 00-200-101-5
UNIDADES				Hoja: 41 DE 55
mm				


ESCALA: 1:1

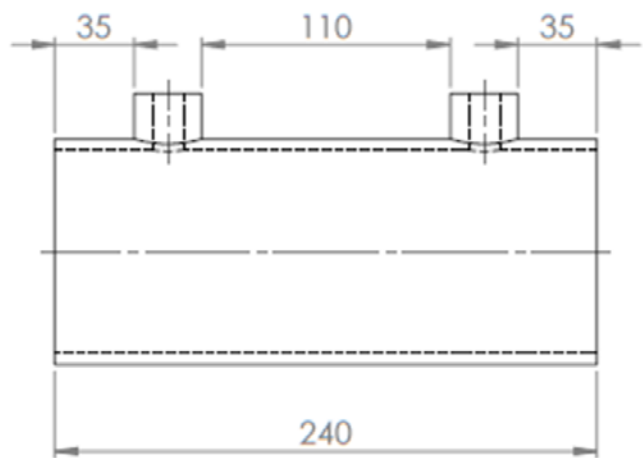
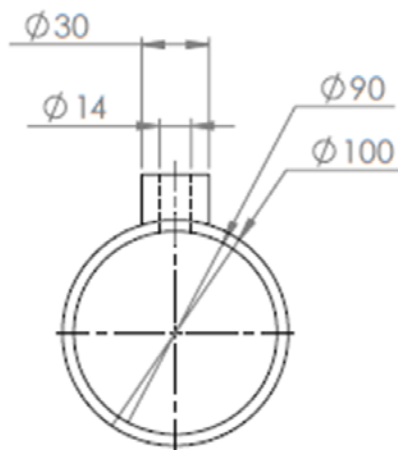



	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DBUJ.	C. Sanchez	J. Ordoñez			
VERIF.					
APROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA	2:1	ORING TAPA			Material: NITRILO
UNIDADES	mm				Plano núm: 00-200-101-6
					Hoja: 42 DE 55

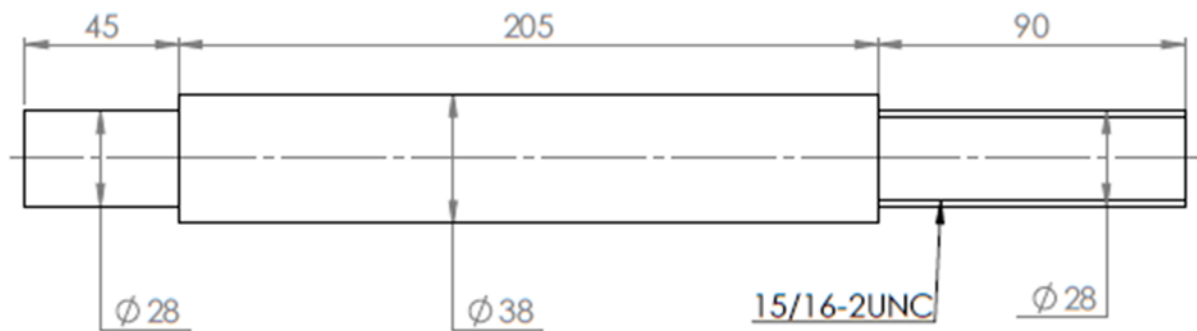
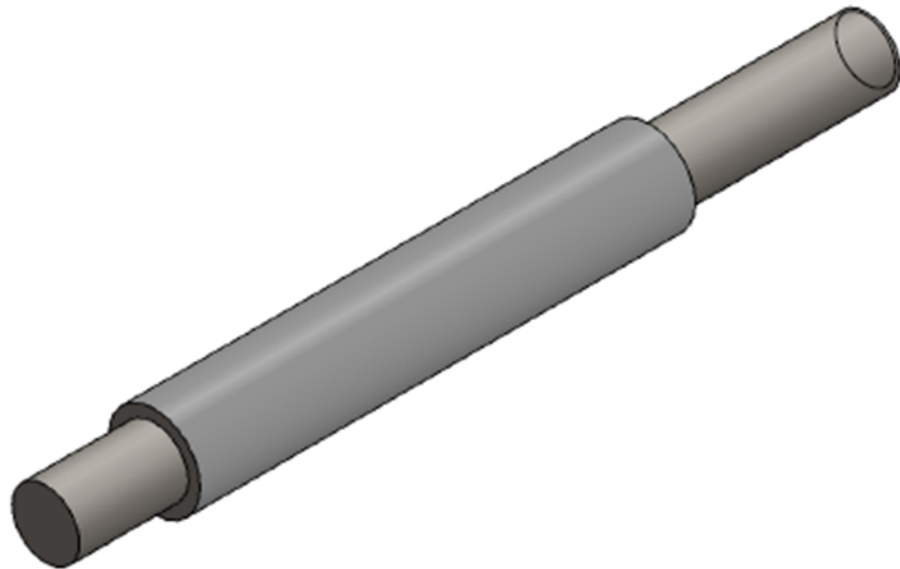



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	00-200-201	AISI 1045	1
2	00-200-202	AISI 1045	1
3	00-200-203	AISI 1045	1
4	00-200-200		1
5	00-200-205	AISI 1045	1
6	M27 x 3 --W-C		1
7	00-200-206	AISI 1045	1
8	00-200-207	AISI 1045	1

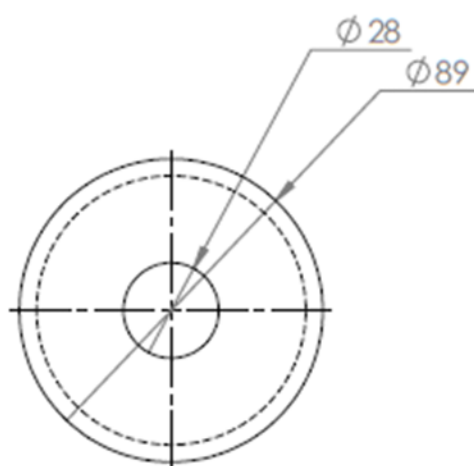
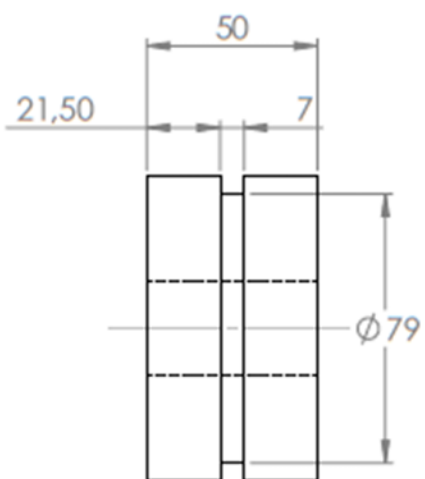
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DBUJ.	C. Sanchez	J. Orozco		
VERIF.				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
APROB.				
ESCALA 1:5	CILINDRO DE CARGA			Materia: VARIOS
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-2
				Hoja: 43 DE 55




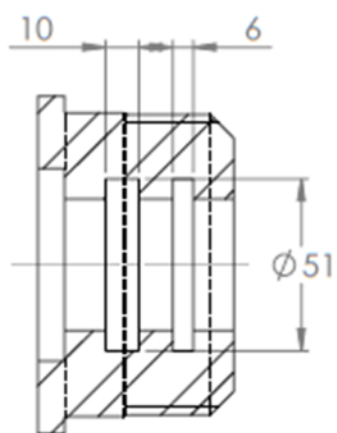
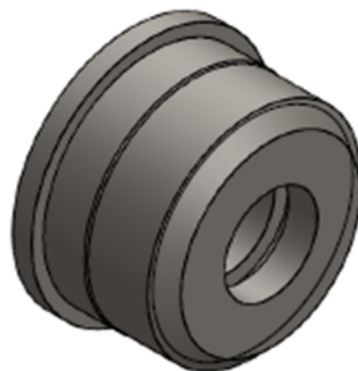
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DBUJ.	C. Sánchez	J. Ordoñez		
VERIF.				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
APROB.				
ESCALA 1:3	CAMISA CILINDRO DE CARGA			Materia: SAE 1045
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-201
				Hoja: 44 DE 55



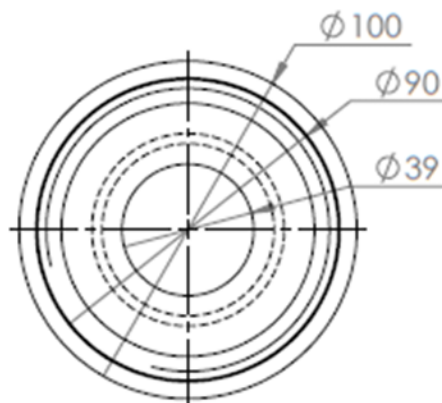
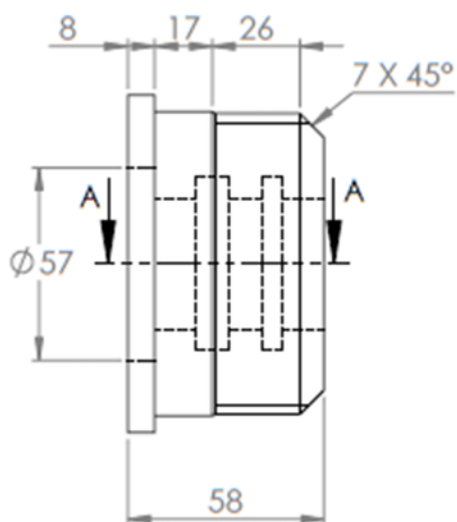
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIR.	C. Sanchez			
VER.	J. Ordoñez			
A/PROB.				
ESCALA	EJE CILINDRO DE CARGA			Materia: SAE 1045
1:2				Plano número: 00-200-202
UNIDADES				Hoja: 45 DE 55
mm				




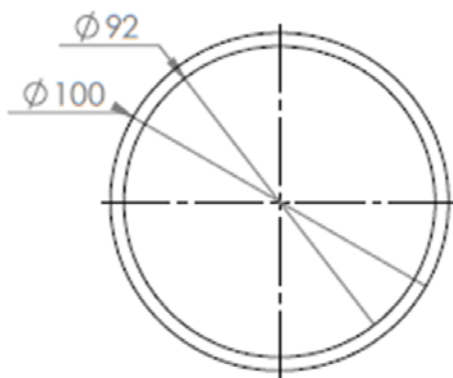
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez			
VERIF.	J. Orozco			ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
A.PROB.				
ESCALA	PISTON CILINDRO DE CARGA			Materia: SAE 1045
1:2				Plano núm: 00-200-203
UNIDADES				Hoja: 46 DE 55
mm				




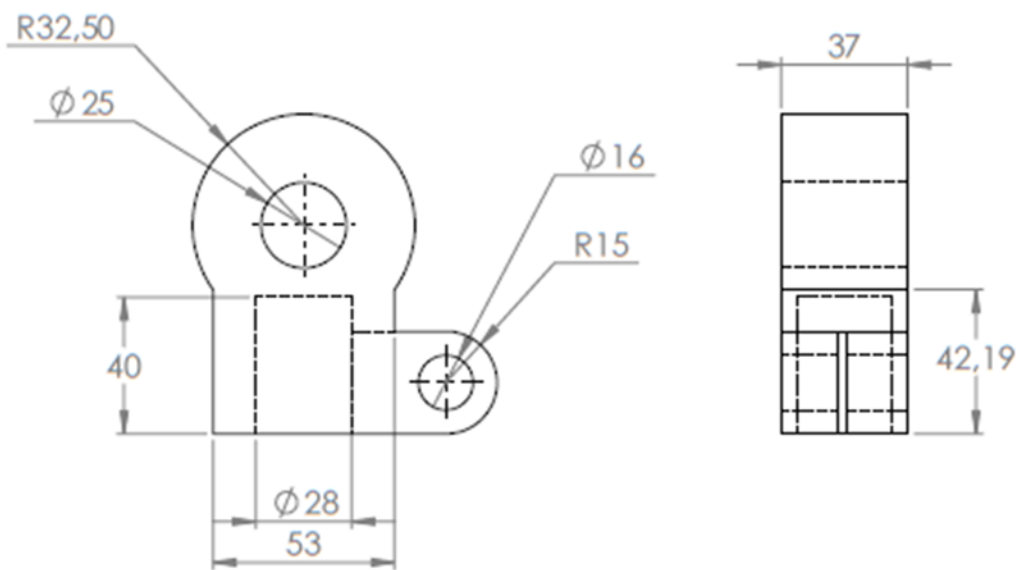
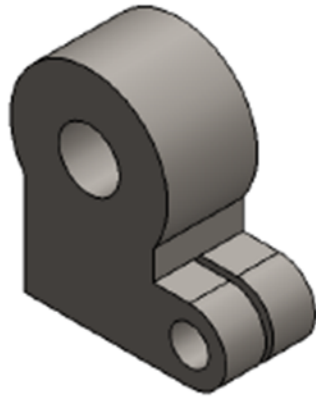
SECCIÓN A-A




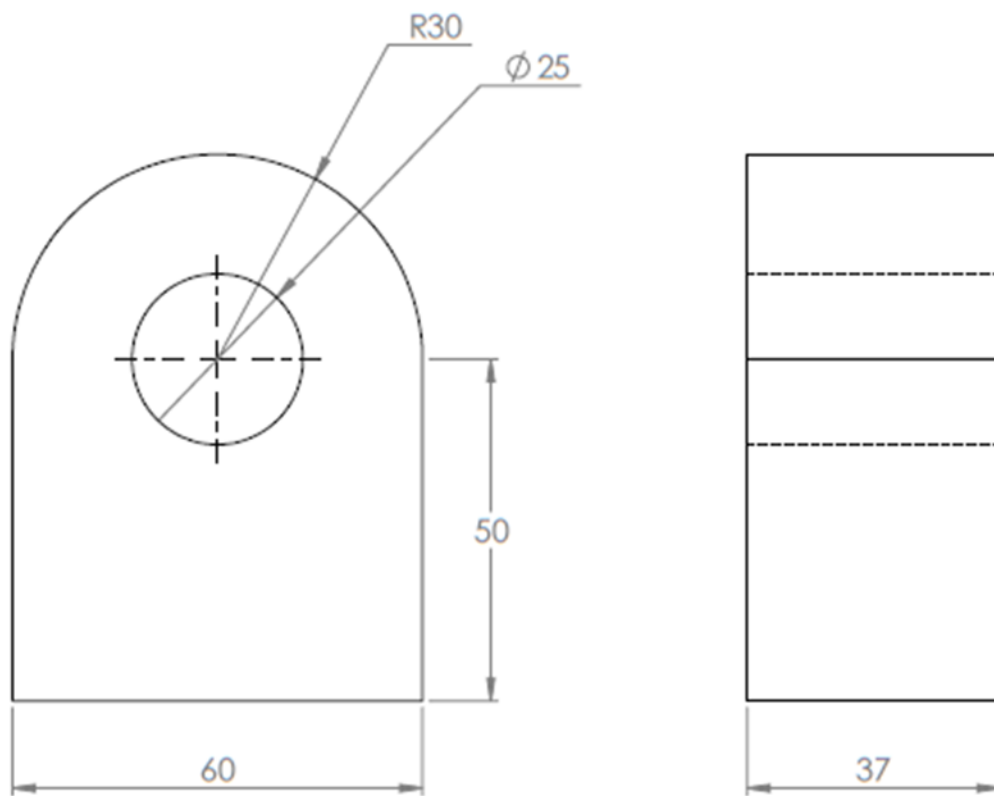
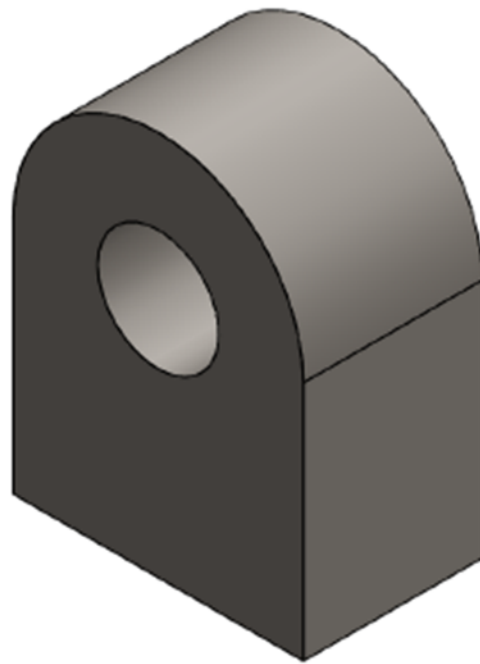
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez				
VERIF.	J. Orozco				
A/PROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:2	TAPA ROSCADA (C)				Materia: SAE 1045
UNIDADES mm					Piano número: 00-200-204
					Hoja: 47 DE 55




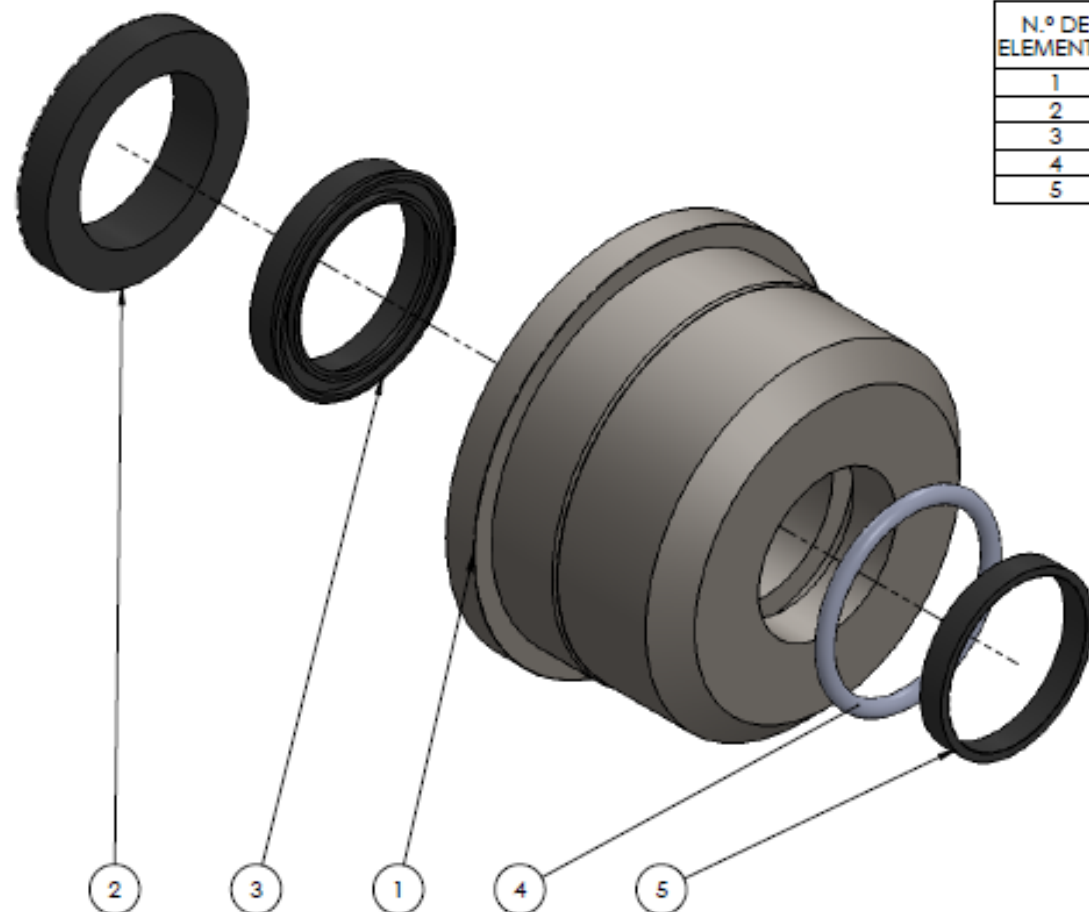
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DBUJ.	C. Sánchez J. Orozco			
VERIF.				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
APROB.				
ESCALA 1:2	TAPA (C)			Materia: SAE 1045
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-205
				Hoja: 48 DE 55





	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJ.	C. Sánchez				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
VERIF.	J. Orozco				
A/PROB.					
ESCALA 1:2	SOPORTE DEL VASTAGO (C)			Materia: SAE 1045	
UNIDADES mm				Plano número: 00-200-206	
				Hoja: 49 DE 55	

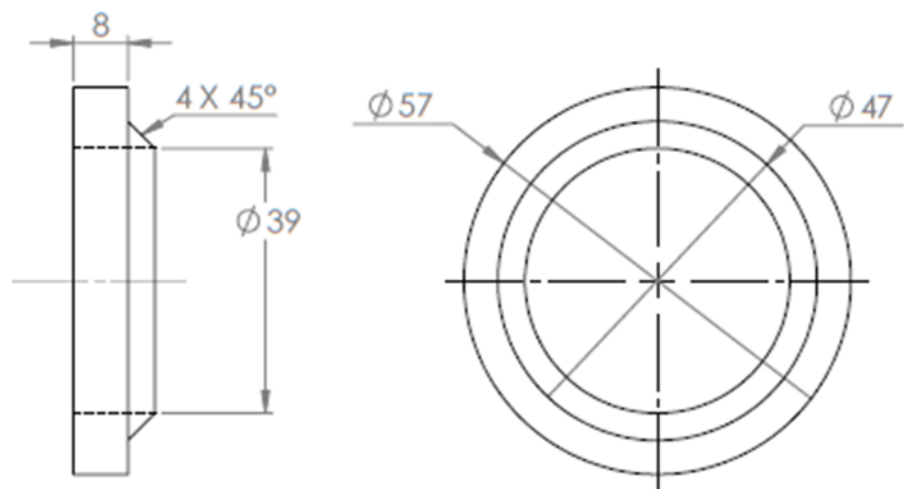



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez	J. Orozco		
VERIF.				Material: SAE 1045
APROB.				
ESCALA	APOYO CAMISA (C)			Hoja: 50 DE 55
UNIDADES				
mm				

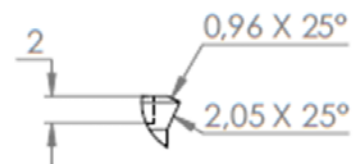
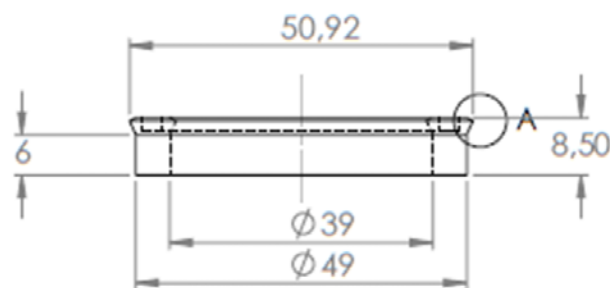
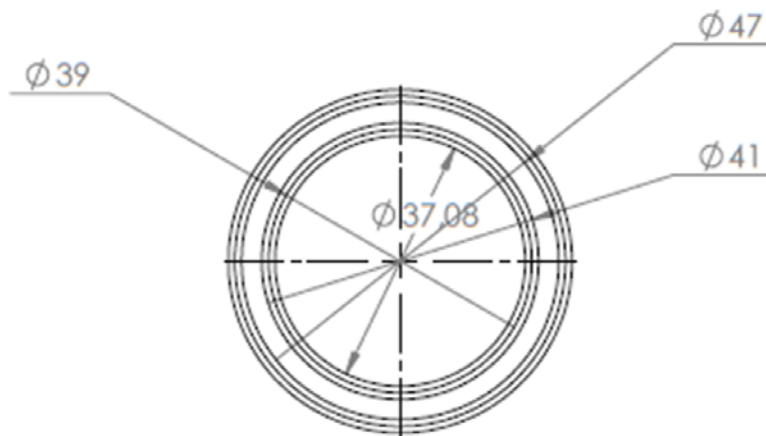


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	00-200-204	AISI 1045	1
2	00-200-200-1	POLIURETANO 11671	1
3	00-200-200-2	POLIURETANO 11671	1
4	00-200-200-3	NITRILO	1
5	00-200-200-4	POLIURETANO 11671	1


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	  UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez J. Ordoñez			
VERIF.				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
APROB.				
ESCALA 1:1	TAPA CILINDRO CARGA			Material: VARIOS
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-200
				Hoja: 51 DE 55

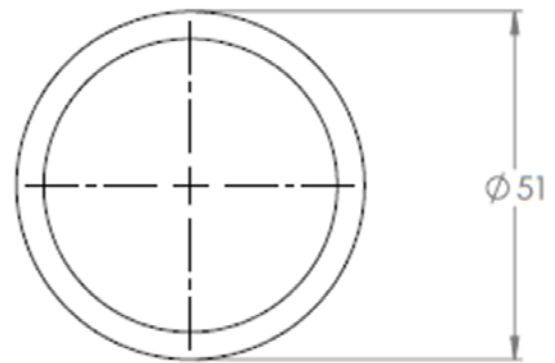
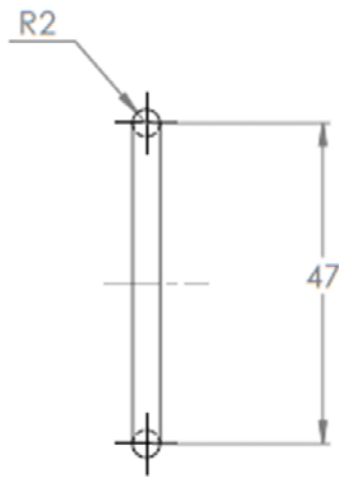



	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DBUJ.	C. Sánchez	J. Orozco			
VERIF.					
APROB.					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCALA 1:1	RASPADOR TAPA (C)				Materia: POLIURETANO 11671
UNIDADES mm					

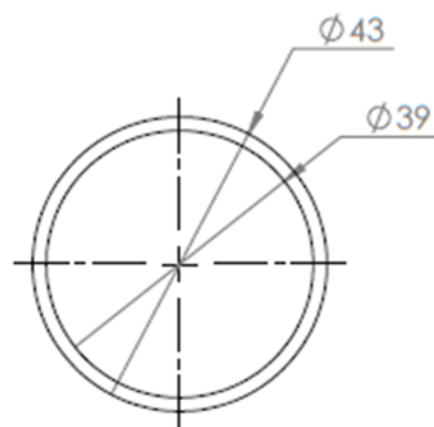
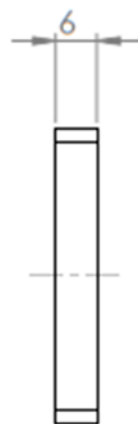



DETALLE A
ESCALA 2 : 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DESA	C. Sanchez			
VERIF.	J. Ordoñez			
APROB.				
ESCALA 1:1	POLYPAK (C)			Materia: POLIURETANO 11671
UNIDADES mm				Plano núm: 00-200-200-2
				Hoja: 53 DE 55



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sánchez			
VERIF.	J. Orozco			ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
A.PROB.				
ESCALA	ORING CILINDRO CARGA			Materia: NITRILO
1:1				Plano núms: 00-200-200-3
UNIDADES				Hoja: 54 DE 55
mm				

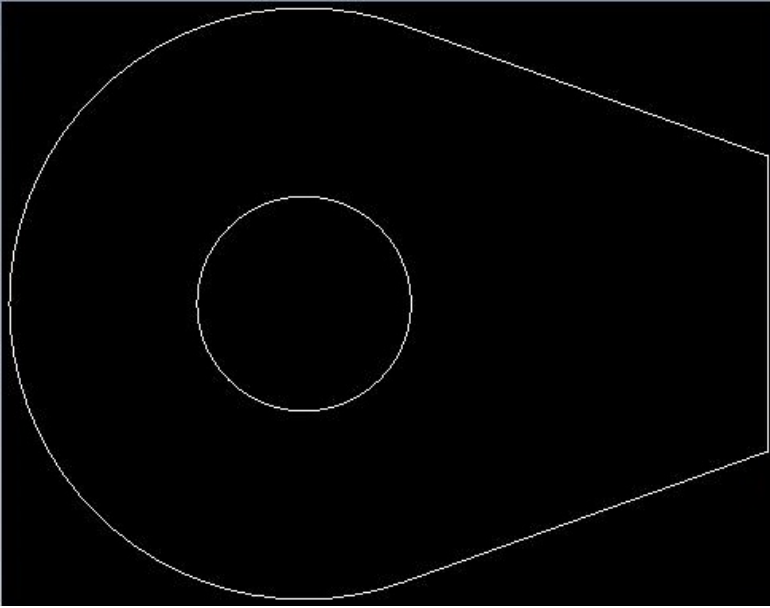


	NOMBRE	FIRMA	FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIBUJ.	C. Sanchez J. Ordoñez				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
VERIF.				Material: TEFLON GRAFITO	
APROB.				Plano núm: 00-200-200-4	
ESCALA 1:1	AMORTIGUADORA (C)				Hoja: 55 DE 55
UNIDADES mm					

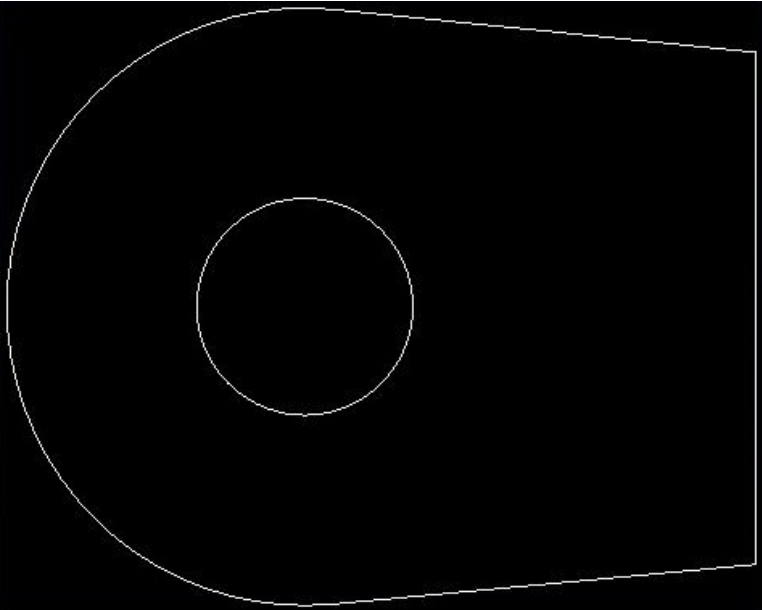
ANEXO B. PLANOS DE CORTE

En el nombre de cada archivo se describe el espesor de la lámina en que se realizara el corte y la cantidad.

Lamina espesor 1"x1



Lamina espesor 1" x1



Lamina espesor 1,5"x1



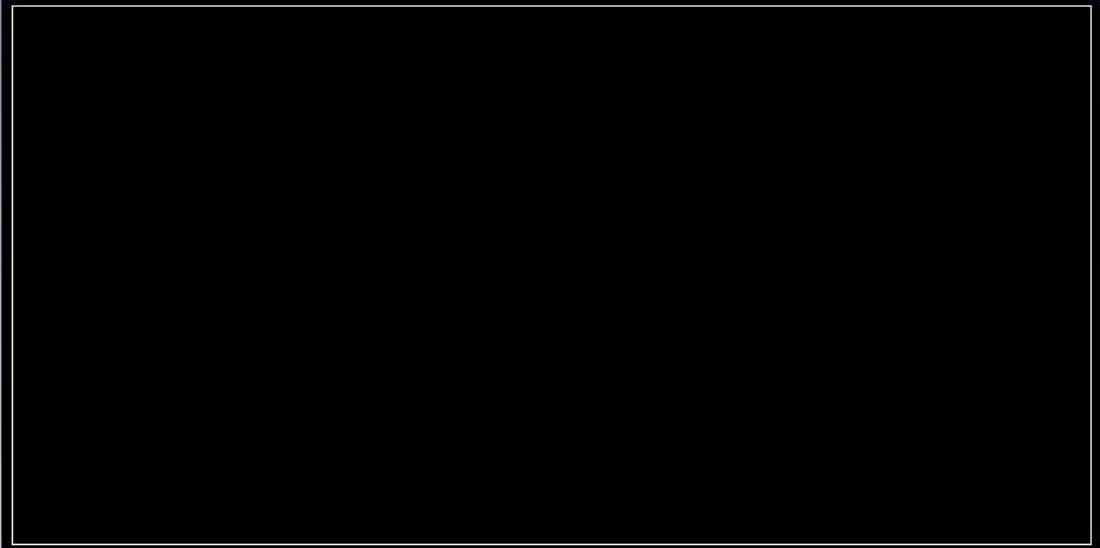
Lamina espesor 2"x2



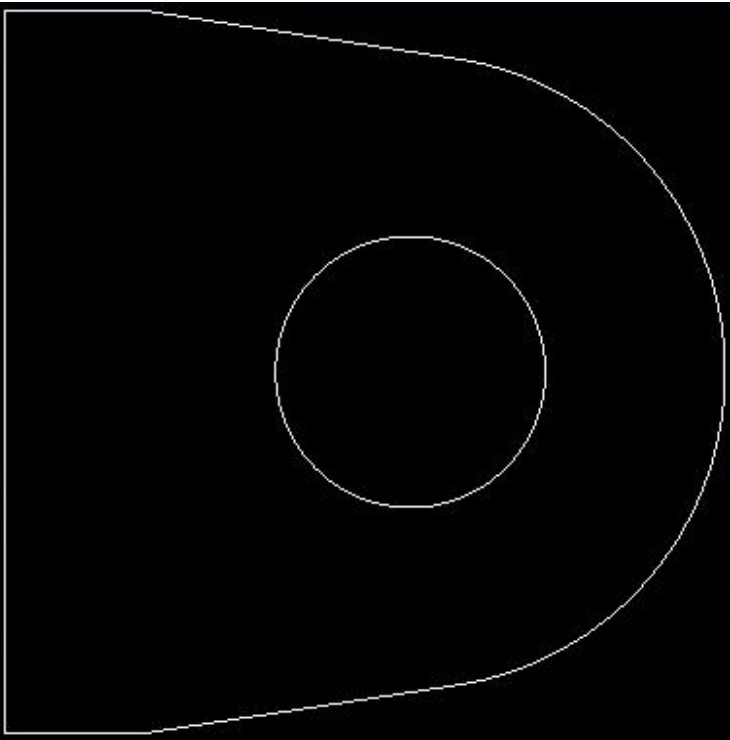
Lamina espesor 3" x2



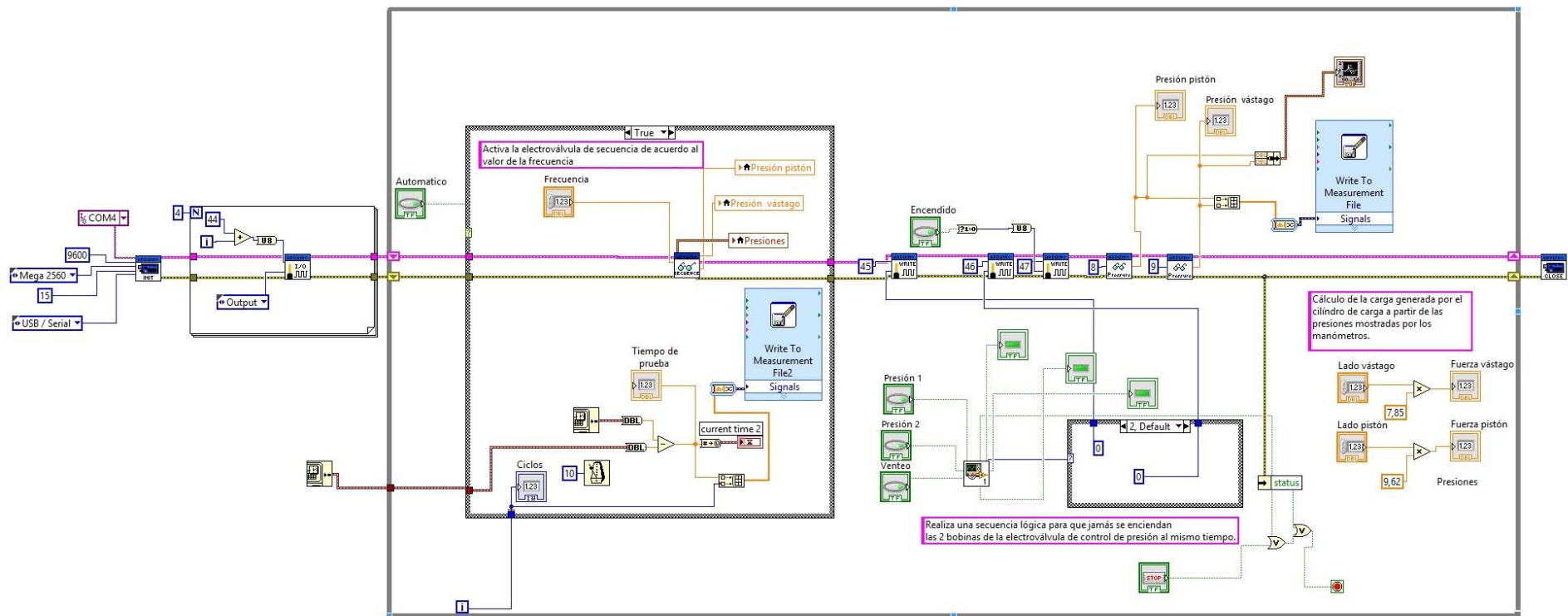
Lamina espesor 12mm x4



Lamina espesor 12mm x8



ANEXO D. CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN



BANCO DE PRUEBAS

PRESIONES EN CILINDRO DE PRUEBAS

Presión pistón

Presión vástago

Presiones

Presión pistón

Presión vástago

INICIO DE SECUENCIA

Manual

Automático

OFF

CONTRAPRESION

Lado vástago

Psi

Lado pistón

Psi

Fuerza vástago

Lbf

Fuerza pistón

Lbf

INICIO DEL BANCO

Encendido

Apagado

CONTROL DE FRECUENCIA

Frecuencia

Hz

Tiempo de prueba

Seg.

Ciclos

CONTROL DE PRESIONES

Presión 1

Presión 2

Venteo

**ANEXO E. ARTÍCULO: CAPACIDAD DE CARGA DE CILINDROS
OLEOHIDRÁULICOS**

**CAPACIDAD DE CARGA DE CILINDROS OLEOHIDRÁULICOS: Norma ISO/TS 13725
“HYDRAULIC FLUID POWER –CYLINDERS- METHOD FOR DETERMINING THE
BUCKLING LOAD”.**

RESUMEN

Se presenta este artículo con el objetivo de permitir una fácil interpretación de las formulaciones planteadas en la *NORMA ISO/TS 13725* para el cálculo de la carga admisible de pandeo, con el fin de ser aplicada de una manera rápida y sencilla en el campo del diseño, fabricación, selección y verificación de cilindros oleohidráulicos. Se plantea un ejemplo de aplicación con un cilindro en particular, tratando de correlacionar los valores ofrecidos por la ecuación de Euler (actualmente aplicada) y los obtenidos con la Norma. Esto, con el fin de identificar los efectos que puedan tener algunos parámetros que la Norma tiene en cuenta, sobre las cargas admisibles del cilindro.

PALABRAS CLAVES: Pandeo, cilindros oleo hidráulicos, flexión.

ABSTRACT

The Objective of this article is permit an easy interpretation of the formulations raised in the norm for the calculation of the admissible load of buckling, to be applied in a fast and simple way in the field of the design, manufacture, selection and verification of hydraulic cylinders. An example of application with a cylinder considers, treating to correlate the values offered by Euler equation (at the moment applied) and the obtained ones with the Norm. The purpose is to identify the effects that can have some parameters that the Norm considers, on the permissible loads of the cylinder.

KEYWORDS: Buckling, hydraulic cylinders, bending moment.

ESTEVE CODINA

Ingeniero Industrial, Ds.C
Catedrático,
Universidad Politécnica de
Cataluña
ecodina@mf.upc.es

EDGAR SALAZAR

Ingeniero Mecánico, MSc.
Profesor UTP.
Estudiante Doctorado,
Universidad Politécnica de
Cataluña.
edgar.salazar@mf.upc.es

1. INTRODUCCIÓN

Desde siempre los fabricantes y la industria de cilindros hidráulicos en general, con respecto a la carga de pandeo, han hecho uso de la fórmula de Euler de pandeo:

$$F_{Euler} = \frac{\pi^2 E_{vástago} I_{vástago}}{\eta \cdot L_{e_{actuador}}^2}$$

cuyos parámetros son tomados como:

- F_{Euler} Carga de pandeo de Euler del cilindro oleohidráulico.
- $E_{vástago}$ Módulo de elasticidad del material del vástago.
- $I_{vástago}$ Momento de inercia de la sección transversal del vástago ($\pi d^4/64$).
- η Factor de seguridad que depende de la aplicación del cilindro, y oscila entre 2 y 5.
- $L_{e_{actuador}}$ Longitud equivalente o longitud libre de pandeo que depende del montaje del cilindro (tipo de sujeción), y de la longitud total (tomada en la posición de carrera máxima), de acuerdo a la fig. 1. En este caso $L_e = S_0$.

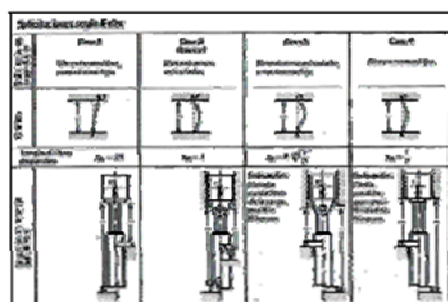


Figura 1. Longitud equivalente para cilindros oleohidráulicos con diversas condiciones de soporte.

Fecha de Recepción: 31 Mayo de 2005
Fecha de Aceptación: 15 Noviembre de 2005

Es de tener en cuenta que tal ecuación fue propuesta por Euler en 1744, basada en el análisis de columnas ideales rígidas de sección constante, cuya carga es aplicada a través del centroide de la barra. Aún así, a partir de la fecha, diversos autores han hecho modificaciones con base a un análisis teórico-experimental de columnas reales, notándose una reducción, con respecto a Euler, de las cargas críticas de pandeo planteadas.

Este criterio (Euler) no considera otros factores que se presentan con normalidad en diversas aplicaciones de los cilindros, como son excentricidad de la carga aplicada, fricción de los apoyos o de elementos en contacto, peso propio del actuador, juegos e imperfecciones en la conexión vástago-cilindro, etc.; que aunque con una buena precisión en la fabricación y montaje, deben ser parámetros a considerar, puesto que cualquier valor de estos puede desarrollar momentos progresivos que, en combinación con la carga aplicada, pueden generar cargas críticas que tienden a facilitar la generación del pandeo en el cilindro. Es por esto que se hace necesario considerar los efectos que no se han tenido en cuenta en el diseño de cilindros hidráulicos, como factores importantes en la determinación de su capacidad de carga.

**2. Norma ISO/TS 13725 (2001)
(Hydraulic fluid power –Cylinders- Method for
determining the buckling load)**

Esta Norma ha sido desarrollada por el comité técnico ISO/TC 131, 'Fluid Power System', subcomité SC3, 'Cylinders' y plantea un método para la determinación de la carga de pandeo de los cilindros hidráulicos, la cual:

- Toma en cuenta la completa geometría del cilindro, es decir, no trata al cilindro como una barra equivalente.
- Puede ser extendida para ser usada en diversos tipos de montaje, estos son:
 - bi - apoyado (apoyo articulado en cilindro y vástago).
 - Fijo en cilindro y articulado en vástago.
 - Articulado en cilindro y fijo en vástago (movimiento lineal sin rotación).
 - Fijo en cilindro (empotrado) y fijo en vástago (mvto lineal sin rotación).
 - Fijo en cilindro (empotrado) y libre en vástago.
 - Fijo en cilindro y libre en vástago (sin rotación en extremo, adaptación fija a la carga).
- Toma en cuenta una posible excentricidad en la aplicación de la carga.
- Toma en cuenta el peso del actuador, es decir, no desprecia las cargas laterales aplicadas sobre el actuador e incluye un factor de seguridad, k .
- Considera desalineamientos, en el plano de acción del peso del cilindro.

2.1 Definiciones preliminares

Para el análisis mecánico del actuador, es necesario identificar los siguientes términos:

Carga crítica de pandeo: Carga tal que, en condiciones ideales (carga centrada), llevaría el cilindro a colapso total por pandeo.

Carga máxima admisible: Carga que genera la tensión máxima admisible.

Tensión máxima: Es la tensión mayor que se genera a lo largo del vástago con la aplicación de una carga axial. En un montaje real puede surgir una excentricidad (que debe considerarse) del punto de aplicación de la carga con respecto al centroide del cilindro.

Tensión límite: Tensión de falla del cilindro. El usuario decide el valor de esta tensión. Un valor apropiado es la tensión de fluencia del material, aunque podría considerarse la tensión en el límite de proporcional del material.

Tensión máxima admisible: Tensión máxima que puede soportar el vástago, antes (de acuerdo a un valor de seguridad) que la tensión límite se genere. El factor de seguridad k , será el parámetro que defina la relación entre la carga máxima admisible y la carga real aplicada.

Tensión máxima admisible a compresión simple: Carga máxima admisible/Área del vástago

2.2 Formulaciones

Las formulaciones se basan en el análisis de equilibrio tanto del vástago como del cilindro, considerando las deformaciones que puedan generarse debidas a la aplicación de grandes cargas. Aunque la Norma se extiende a la aplicación de actuadores con distintas formas de apoyo, se presenta el análisis para apoyos simples en los extremos (bi-apoyado, caso 2, Fig. 1); ya que, además de tener una amplia aplicación industrial, es un montaje crítico con respecto a los demás, en relación a la carga de pandeo. Esta metodología de análisis para el planteamiento de las ecuaciones es general para el análisis de cilindros con las demás condiciones de soporte.

El esquema de la Figura muestra un cilindro oleohidráulico, con deformación debida a la aplicación de una carga excéntrica F . Los parámetros, cargas externas y de reacción mostradas, son empleadas para el análisis de equilibrio tanto del vástago como del cilindro. Se considera además un factor de seguridad k y un valor de excentricidad $e_a = e_d$ del punto de aplicación de la carga. Se determina inicialmente la expresión que gobierna la carga crítica de pandeo y posteriormente la tensión máxima como criterio en la determinación de la carga máxima admisible.

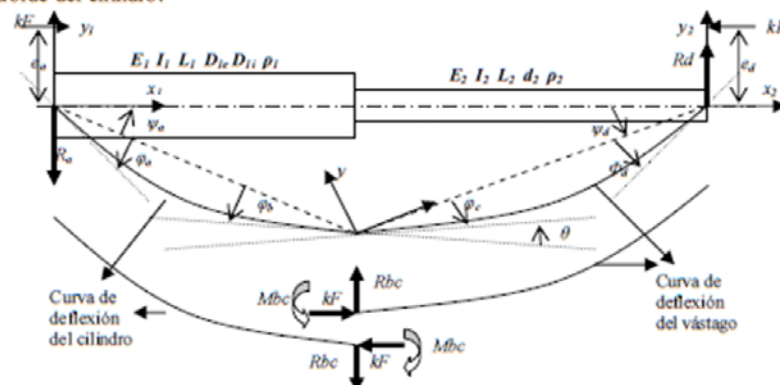


Figura 2. Esquema de un cilindro oleohidráulico no deformado y deformado, con la aplicación de una carga axial. Coordenadas, cargas externas, de reacción y parámetros geométricos.

2.2.1 Carga crítica de pandeo

Para este análisis se toman como referencia las coordenadas x_1-y_1 (cil) y x_2-y_2 (vast) de la Figura . La ecuación de equilibrio para cilindro y vástago, con una carga aplicada F es:

$$E_1 I_1 \frac{d^2}{dx_1^2} y_1(x_1) = -kF y_1(x_1), \quad E_2 I_2 \frac{d^2}{dx_2^2} y_2(x_2) = -kF y_2(x_2) \quad (1)$$

La solución tiene la forma:

$$\begin{aligned} y_1 &= C11 \operatorname{sen}(q_1 x_1) + C12 \cos(q_1 x_1) \\ y_2 &= C21 \operatorname{sen}(q_2 x_2) + C22 \cos(q_2 x_2) \end{aligned} \quad \text{donde}$$

$$q_1 = \sqrt{kF/E_1 I_1} \quad \text{y} \quad q_2 = \sqrt{kF/E_2 I_2} \quad (2)$$

Con condiciones de contorno: $y_1(0) = y_2(0) = y_1'(0) = y_2'(0) = 0$, debido a desplazamiento y momento flector nulo en los apoyos, se obtiene: $C12 = C22 = 0$; y a partir de $y_1(L_1) = y_2(-L_2)$ en el punto de conexión, se tiene que:

$$C11 \operatorname{sen}(q_1 L_1) + C21 \operatorname{sen}(q_2 L_2) = 0 \quad (3)$$

Del vástago de la Figura se tiene además que: $M_{bc} = kF \cdot y_2(-L_2)$ [y_2 evaluado en $-L_2$].

El comportamiento en la sección de vástago dentro del cilindro se representa como un sistema simple apoyado, con presencia de un momento M_{bc} (Fig. 3 Figura), que es función del ángulo θ (ángulo entre pendientes en el punto de conexión, Fig. 2).

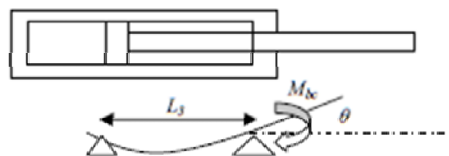


Figura 3. Relación entre momento en punto de conexión vástago-cilindro M_{bc} con ángulo θ .

De acuerdo a esta configuración: $\theta = -\frac{M_{bc} L_2}{3E_2 I_2}$ [2] en

donde θ es el ángulo entre las pendientes de las curvas de deflexión en el punto de conexión b,c (Fig. 2), esto es:

$$\frac{dy_1(L_1)}{dx_1} - \frac{dy_2(-L_2)}{dx_2} = \theta. \quad \text{De esta manera:}$$

$$C21 \left(-q_2 \cos(q_2 L_2) + \frac{kF \operatorname{sen}(q_2 L_2) L_2}{3E_2 I_2} \right) + C11 q_1 \cos(q_1 L_1) = 0 \quad (4)$$

El sistema se vuelve crítico una vez las deflexiones tienden a infinito; esto se logra, cuando el determinante de coeficientes del sistema de ecuaciones (3) y (4) tiende a cero. Así, la carga crítica de pandeo es aquella que satisface la ecuación (5).

$$kF L_2 s_1 s_2 - 3E_2 I_2 q_1 c_1 s_2 - 3E_2 I_2 q_2 c_2 s_1 = 0 \quad (5)$$

Donde:

$$s_1 = \operatorname{sen}(q_1 L_1) \quad s_2 = \operatorname{sen}(q_2 L_2) \quad c_1 = \cos(q_1 L_1) \quad c_2 = \cos(q_2 L_2)$$

2.2.2 Carga máxima admisible

En las formulaciones se asume el vástago como el elemento crítico del actuador, es decir, es el elemento que llegará con más facilidad a la tensión máxima, o aquel donde se generan las mayores tensiones (debido a su menor rigidez con respecto al cilindro).

No necesariamente la carga crítica de pandeo, será una carga de diseño confiable, debido a que en muchos casos, aún cargas menores sobrepasan las tensiones permisibles del material. Por esto, es necesario determinar la carga máxima admisible, con base en la tensión máxima, definida como:

$$\sigma_{max} = \frac{4kF}{\pi d^2} + \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \quad (6)$$

Tensión máxima que se alcanzará en las fibras del lado cóncavo del vástago una vez flexionado, soportando tensiones tanto de compresión como de flexión.

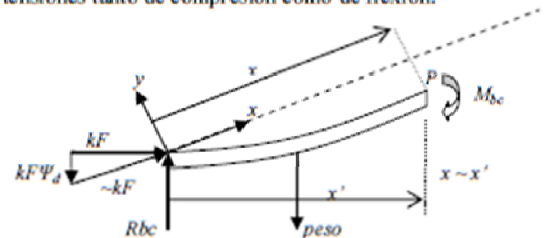


Figura 4. Diagrama de cuerpo libre sección vástago (ver Figura).

La ecuación de equilibrio para el vástago (tomando momentos en P , coordenadas $x-y$), de acuerdo al diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 4, y teniendo en cuenta su peso, es:

$$E_2 I_2 \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{\rho_2 \pi d_2^2 g}{8} x^2 + (R_{bc} - kF \psi_d) x - M_{bc} - kF y \quad (7)$$

Cuya solución ($y = y_h + y_p$) tiene la forma:

$$y = C1 \operatorname{sen}(q_2 x) + C2 \cos(q_2 x) + C3 x^2 + C4 x + C5 \quad (8)$$

Donde

$$C3 = -\frac{\rho_2 \pi d_2^2 g}{8}, \quad C4 = \frac{(R_{bc} - kF \psi_d)}{kF}, \quad C5 = \frac{1}{kF} \left(-M_{bc} + \frac{\rho_2 \pi d_2^2 g E_2 I_2}{4kF} \right)$$

Las condiciones de contorno, debido a deflexión nula $y(0) = y(L_2) = 0$ generan:

$$C2 = -C5$$

$$C1 = \frac{1}{kF \operatorname{sen}(q_2 L_2)} \left\{ -R_{bc} L_2 + kF C5 [\cos(q_2 L_2) - 1] + kF L_2 \psi_d + \frac{\rho_2 \pi d_2^2 g L_2^2}{8} \right\} \quad (9)$$

El momento máximo en el vástago M_{max} , necesario para determinar la tensión máxima (ec. (6)), corresponde al

mayor valor absoluto obtenido, evaluando en la expresión (7), los siguientes puntos en x:

En los extremos del vástago: $X_{Mmax} = 0$; $X_{Mmax} = L_2$

En los demás puntos:

$$0 < x < L_2: \quad x_{Mmax} = \frac{\arctan\left(\frac{C\sqrt{C2+n\pi}}{q_2}\right)}{q_2} \quad \left(\Leftrightarrow \frac{d^3y}{dx^3} = 0\right) \quad (10)$$

Para calcular las expresiones anteriores, es necesario hallar algunos parámetros y fuerzas en el actuador; para esto se plantearán (9) ecuaciones que permitirán la determinación de: $R_a, R_d, R_k, M_k, \theta, \psi_a, \psi_d, \phi_b, \phi_c$. Estas son (ver Figs 2 y 4):

- Relaciones de ángulos: $L_1\psi_a - L_2\psi_d = 0$ (I)
- $\theta - \psi_a - \psi_d + \phi_b - \phi_c = 0$ (II)
- Angulo entre pendientes de curvas de deflexión en punto de conexión (Fig. 3): $\theta = -\frac{M_k L_2}{3E_2 I_2}$ (III)

En Cilindro

- Suma de fuerzas en y_1 :
 $R_b + R_k = -peso_{cil} = -\rho_1 L_1 \frac{\pi}{4} (D_v^2 - D_u^2) g$ (IV)
- Suma de momentos en el punto a , (extremo apoyo cilindro):
 $L_1 R_k + M_k + kFL_1 \psi_a = -\rho_1 L_1^2 \frac{\pi}{8} (D_v^2 - D_u^2) g - kF e_a$ (V)
- Pendiente de curva de deflexión cilindro en el punto de conexión: $\frac{dy(0)}{dx} = \phi_b$ (ubicar coordenadas x-y [fig. 2] en punto de conexión, alineando x con el cilindro):

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L_1 & -L_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L_2}{3E_2 I_2} & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & L_1 & 1 & 0 & kFL_1 & 0 \\ 0 & 0 & q_1 L_1 - s_1 & q_1(1 - c_1) & 0 & kF(q_1 L_1 - s_1) & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -L_2 & 1 & 0 & 0 & kFL_2 \\ 0 & 0 & q_2 L_2 - s_2 & -q_2(1 - c_2) & 0 & 0 & -kF(q_2 L_2 - s_2) \end{pmatrix}$$

Resolviendo el sistema (11), se determinan los parámetros necesarios para el cálculo de la tensión máxima (4). Así, para un actuador dado, se podrá calcular, mediante un método algorítmico, la carga máxima admisible, como aquella que genera una tensión máxima cercana a la tensión límite del material.

$$(q_1 L_1 - s_1) R_k + q_1(1 - c_1) M_k + kF(q_1 L_1 - s_1) \psi_a + kF s_1 \phi_b = \frac{\rho_1 \pi (D_v^2 - D_u^2) g q_1}{4} \left[-\frac{L_1^2}{2} + \frac{1 - c_1}{q_1^2} \right] \quad (VI)$$

Con simplificaciones [ec. (5)]: c_b, s_b, c_2, s_2 .

En vástago

- Suma de fuerzas en y_2 :
 $R_d + R_k = peso_{vst} = \rho_2 L_2 \frac{\pi}{4} d_2^2 g$ (VII)
- Suma de momentos en el punto d , (extremo apoyo vástago):
 $-L_2 R_k + M_k + kFL_2 \psi_d = -\rho_2 L_2^2 \frac{\pi}{8} d_2^2 g - kF e_d$ (VIII)
- Pendiente de curva de deflexión vástago en el punto de conexión: $\frac{dy(0)}{dx} = \phi_c$ (Fig. 2).

$$(q_2 L_2 - s_2) R_k - q_2(1 - c_2) M_k - kF(q_2 L_2 - s_2) \psi_d + kF s_2 \phi_c = \frac{\rho_2 \pi d_2^2 g q_2}{4} \left[\frac{L_2^2}{2} - \frac{1 - c_2}{q_2^2} \right] \quad (IX)$$

Organizando las ecuaciones (I → IX) en forma matricial se obtiene el sistema (11):

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 1 & -1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} R_b \\ R_d \\ R_k \\ M_k \\ \theta \\ \psi_a \\ \psi_b \\ \phi_b \\ \phi_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\rho_1 L_1 \frac{\pi}{4} (D_v^2 - D_u^2) g \\ -\rho_1 L_1^2 \frac{\pi}{8} (D_v^2 - D_u^2) g - kF e_a \\ \frac{\rho_1 \pi (D_v^2 - D_u^2) g q_1}{4} \left[-\frac{L_1^2}{2} + \frac{1 - c_1}{q_1^2} \right] \\ \rho_2 L_2 \frac{\pi}{4} d_2^2 g \\ -\rho_2 L_2^2 \frac{\pi}{8} d_2^2 g - kF e_d \\ \frac{\rho_2 \pi d_2^2 g q_2}{4} \left[\frac{L_2^2}{2} - \frac{1 - c_2}{q_2^2} \right] \end{pmatrix} \quad (11)$$

3. EJEMPLO DE APLICACIÓN

Se trata ahora de evaluar estas ecuaciones para una aplicación en particular. Se requiere calcular la carga crítica de pandeo y carga admisible con base en la Norma, para el actuador de la figura 5 cuyas medidas se registran en la tabla 1.

A efectos comparativos en relación a la carga de Euler, se calcularán las cargas críticas y admisibles, con un factor de seguridad: $k_{(Norma)} = \eta_{(Euler)} = 1.0$. Para determinar las cargas admisibles se tomarán distintas excentricidades de la carga aplicada.

Especificación	Cilindro	Vástago
Diámetro (mm)	$D_{te} = 60$ $D_{ti} = 50$	$d_2 = 30$
Longitud a carrera máxima (mm)	$L_1 = 700$	$L_2 = 600$ $L_{vástago} = 700$
L_A (mm)	50	
L_p (mm) = L_3	$L_{vástago} - L_2 = 100$	
L_d (mm)	50	
Carrera máxima	550	
Módulo de elasticidad del material (GPa)	200	
Tensión de fluencia (MPa)	340	

Tabla 1. Datos cilindro hidráulico (Fig. 5).

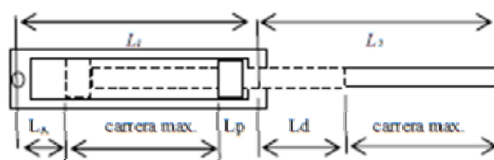


Figura 5. Esquema actuador (ejemplo de aplicación).

Para la determinación de las cargas admisibles, se ha tomado la tensión de fluencia como la tensión límite del material. La tabla 2 presenta diferentes valores obtenidos.

REFERENCIA	CRITERIOS	CARGAS (kN)	
Análisis convencional (Euler)	Carga crítica de pandeo de Euler $\frac{\pi^2 E_{res} J_{vástago}}{L_{vástago}^2}$	46.4	
Norma 13725 ISO/TC 131/SC 3	Carga crítica de pandeo [ecu. (5)] $kFL_p s_2 - 3E J_{d_1} c_1 s_2 - 3E J_{d_2} c_2 s_1 = 0$	74.6	
	Tensión máxima admisible [ecu. (6)] $\sigma_{max} = \frac{4kF}{\pi d_1^2} + \frac{32M_{max}}{\pi d_2^3}$ $\sigma_{max} \leq \sigma_{fluencia}$	Excentricidad (mm)	0
			1
			5
			20

Tabla 2. Cargas críticas de pandeo y admisibles empleando Euler y Norma 13725 (Cilindro bi-apoyado, a carrera máxima Fig. 5, tabla 1).

La carga crítica de pandeo con base en la ecuación (5) es mayor que la carga de Euler; debido a que en esta primera se analiza el actuador como una viga rígida de secciones distintas de vástago y cilindro, presentando una mayor rigidez que el actuador, visto como viga de sección constante igual al vástago, tal como se aplica actualmente (Euler). Se observa además el efecto de la

excentricidad sobre la carga máxima admisible. Para valores de excentricidad bajos (< 5mm) la carga crítica aún es mayor que la de Euler, pero esta decrece paulatinamente con el incremento de la excentricidad.

Se pueden realizar ahora curvas de tensión máxima en función de distintas relaciones de esbeltez de cilindros hidráulicos. Dicha esbeltez es la relación entre la longitud equivalente del actuador y el radio de giro r_g del vástago (como elemento crítico): $esbeltez = \frac{L_{vástago}}{r_g}$.

Se determinarán tensiones críticas y admisibles, con base en la norma, de cilindros oleohidráulicos de diversas longitudes, usando y manteniendo constantes, los valores de diámetros y material del cilindro analizado anteriormente. Para efectos de comparación, se tomarán de nuevo factor de seguridad 1.0 y varias excentricidades. Considerando de nuevo el vástago como elemento crítico, la tensión de Euler, en este caso toma la forma:

$$\sigma_{Euler} = \frac{F_{vástago}}{A_{vástago}} = \frac{\pi^2 E_{res} J_{vástago}}{A_{vástago} L_{vástago}^2} = \frac{\pi^2 E_{res}}{\left(\frac{L_{vástago}}{r_g}\right)^2} = \frac{\pi^2 E_{res}}{esbeltez^2}, \text{ donde}$$

$$r_g = \sqrt{\frac{I_{vástago}}{A_{vástago}}} = \frac{d_{vástago}}{4}. \text{ Luego, } esbeltez = \frac{4 \cdot L_{vástago}}{d_{vástago}}. \text{ Así, las}$$

longitudes L_1 y L_2 (Fig. 5) de cada actuador serán función de la carrera máxima, así:

Cilindro: $L_1 = \text{carrera max.} + L_A + L_p = \text{carr. máx} + 150 \text{ mm.}$

Vástago: $L_2 = \text{carrera max.} + L_d = \text{carr. máx} + 50 \text{ mm.}$

La tabla 3 registra las tensiones de Euler, críticas de pandeo y máximas admisibles para cilindros con distinta longitud equivalente (en función de la carrera máxima).

Carrera máxima (mm)	$L_{vástago} = L_1 + L_2$	esbeltez	Tensión de Euler (MPa)	NORMA (MPa)	
				Tensión crítica	Tensión adm.
500	1200	160	77	124	122
600	1400	187	56	90.6	88.7
700	1600	213	43	69.7	68
800	1800	240	34	54.8	53
900	2000	267	28	44.2	42.6
1000	2200	293	23	36.7	35

Tabla 3. Tensiones de Euler, críticas y máximas admisibles

Estos valores son obtenidos para excentricidad = 0 (carga idealmente centrada). De esta manera, se obtienen las curvas de la Fig. 6.

Es razonable que el comportamiento de la tensión sea similar a la carga admisible de acuerdo a la expresión ($\sigma_{adm} = F_{adm}/A$). Con las curvas de la Fig. 6 se puede determinar así, la carga máxima que genera la tensión máxima admisible, para cilindros oleohidráulicos de diferentes relaciones de esbeltez, en su carrera máxima, con sección transversal y material similares.

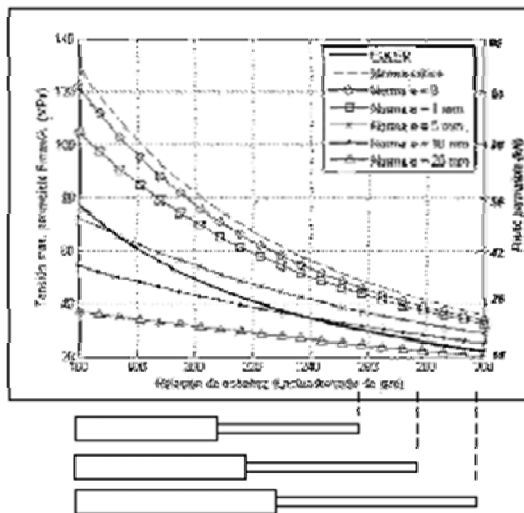


Figura 6. Tensiones máximas admisibles a distintas excentricidades, tensiones críticas de Euler y de pandeo (norma Jecu (5)), vs relaciones de esbeltez.

4. CONCLUSIONES

Como lo muestran tabla 2 y Fig. 6 es notable el efecto de parámetros críticos como la excentricidad, sobre la carga máxima admisible del actuador. Esto, sin tener en cuenta aún, otros efectos posibles dentro de toda aplicación en la industria, de los actuadores oleohidráulicos; como momentos generados debido a imperfecciones en la conexión vástago-cilindro (debido a desgaste en juntas o elementos en continuo rozamiento).

Dependiendo del tipo de montaje y la aplicación de un cilindro oleohidráulico, además de la carga aplicada, pueden surgir momentos inesperados, debido a fricciones en elementos de sujeción, que con las componentes de carga no alineadas con respecto al cilindro, pueden ser de consideración. Tales momentos serán proporcionales a la magnitud de la carga, lo cual hace que puedan ser interpretados (para uso de las formulaciones planteadas), como presencia de excentricidades en su punto de aplicación.

De igual manera, como se hace actualmente en la selección de cilindros (empleando Euler), puede determinarse el diámetro necesario de vástago de un actuador que soporta una carga dada, mediante el tipo de curvas de la figura 6. Tal diámetro será ahora función de los datos del material, del factor de seguridad, la excentricidad de carga, y las longitudes de vástago y cilindro. Para el caso del ejemplo antes planteado, se podría determinar que para una carga de 30 kN con momentos en el punto de aplicación que promedian los 300 Nm (equivalente a 30 kN x 10mm de excentricidad), se requeriría un diámetro de vástago no menor a 30mm,

si la relación de esbeltez no sobrepasa de 200 (Fig. 6). En este caso la longitud equivalente del actuador no podrá ser mayor de 1.5m ($L_e = \text{esbeltez} \cdot d_{\text{vástago}}/4$).

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] TC131/SC3/WG1, ISO/TS 13725 Technical Specification: "Hydraulic fluid power – Cylinders- Method for determining the buckling load". 1ª edición 2001-08-15.
- [2] PISARENKO, G. S., YÁKOVLEV. A.P., MATVIÉVV, V.V., *Manual de resistencia de materiales*, Tomo I, URSS, Moscú, 1975.
- [3] REXROTH, ROQUET, VICKERS. Catálogos técnicos, componentes oleohidráulicos.
- [4] [ART] HOBLIT, Fred "Critical Buckling For Hydraulic Actuating Cylinders". Stress Engineer, Lockheed Aircraft Corporation. Product Engineering, pp 108-112, July (1950).
- [5] [ART] BARAGETTI and A. Terranova. "Limit Load Evaluation Of Hydraulic Actuators". Int. J. of materials and product technology, vol. 14 No 1, pp 50-73 (1999).
- [6] [ART] BARAGETTI, S. and A. Terranova. "Bending Behaviour of Double-Acting Hydraulic Actuators". Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano, Italy. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol 215 part C, 607-619 (2001).

ANEXO F. H SERIES HYDRAULIC CYLINDERS. MILLER FLUID POWER

Miller H Series Hydraulic Cylinders

Enlarge Piston Rods for Column Strength on Long Push Stroke Cylinders

Cylinder applications requiring column strength or long cylinder push strokes may need enlarge piston rods.

However, Miller Fluid Power cautions against depending upon the higher rigidity of enlarge rods to absorb or reduce side loading. Actually, the greater flexibility of a smaller standard diameter rod transmits less side loading back to the piston rod bushing. It is important to use the correct rod diameter based on the various factors involved in your application. Enlarge rods, when not needed, merely add to the cylinder price and require longer delivery.

Standard rod diameters are recommended for all pull stroke cylinders. To determine the correct rod diameter for a push stroke application, follow these simple steps.

1. Referring to the Group A through C illustrations on the previous page, determine the value of "L" for your cylinder, or use the "Adjusted L Dimension" calculated in Step 4 on that page.
2. In the Enlarge Piston Rod Table, find in the first column your cylinder thrust value which was previously determined.
3. Move across the table to the right end and in the same row locate your "L" or "Adjusted L Dimension". If the exact value is not shown, continue to the next larger number.
4. Go to the top of the column and you will find the correct rod diameter for your cylinder application.

Enlarge Piston Rod Table

Thrust in lbs.	PISTON ROD DIAMETER																
	5/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	4 1/2"	5"	5 1/2"	7"	8"	9"	10"	
250	43	94	146														
400	37	83	134	186													
700	30	68	118	168	202	275											
1,000	27	60	105	155	190	257	330										
1,400	24	53	92	142	174	244	308	385									
1,800	23	48	82	127	160	230	296	366	440								
2,400	19	45	75	114	145	213	281	347	415	488							
3,200	16	41	67	103	130	194	261	329	400	461							
4,000	13	38	63	94	119	175	240	310	378	446							
5,000	9	34	60	87	110	163	225	289	360	426	494						
6,000	5	30	56	82	102	152	208	274	342	410	476						
8,000	5	26	50	76	93	137	188	245	310	375	447						
10,000	4	21	45	70	89	125	172	222	279	349	412	482					
12,000	3	17	41	65	84	118	155	210	269	326	388	454					
16,000		9	34	57	75	110	142	188	235	292	350	420					
20,000		8	28	52	68	103	136	172	218	270	326	385					
30,000		6	12	39	55	87	120	156	189	230	285	330					
40,000			11	22	43	74	108	142	177	210	248	294					
50,000			9	15	30	66	96	130	165	200	234	269	408				
60,000				14	18	57	88	119	154	190	225	256	384				
80,000				12	16	36	71	104	137	170	204	240	336				
100,000					14	22	57	90	120	154	189	222	324	400			
120,000						21	45	77	108	140	175	207	313	377			
140,000						19	27	64	98	128	160	194	301	365			
160,000						17	26	47	86	118	148	182	279	350	421		
200,000						14	23	31	67	98	131	161	260	330	402		
250,000							19	28	36	72	109	141	236	301	375		
300,000								25	34	42	86	120	212	281	351	420	
350,000								22	31	39	52	100	195	261	328	396	
400,000									19	37	45	77	182	241	309	374	
500,000										32	41	49	152	212	274	341	
600,000											37	45	114	183	247	310	
700,000											32	41	70	162	221	280	
800,000												37	63	118	197	260	
900,000													60	82	168	237	
1,000,000														57	73	115	212
1,200,000															51	68	170
1,400,000															45	62	105
1,600,000																57	91
1,800,000																	86
2,000,000																	82

Values of (L) for slenderness ratios (slenderness ratio = length ÷ radius of gyration = 4 x length ÷ piston rod diameter) greater than 50 have a safety factor of 5 to 1. Values of (L) for slenderness ratios less than 50 are based on compressive strength only (S = thrust ÷ rod area) and have safety factors between 2.4-1 and 5-1 which are directly proportional to (L). (i.e. the greater the value of (L) the greater the safety factor).

Miller H Series Hydraulic Cylinders

Non-Sag Piston Rods for Long Stroke, Horizontally Mounted Cylinders

Miller patented non-sag piston rods reduce bushing wear on long stroke, horizontally mounted cylinders. Keyed in your machinery in their prestressed position, to prevent rotation non-sag piston rods remain

straight without the deflections or sag of ordinary rods. Using non-sag piston rods on long stroke cylinders prevents overloading of rod bushing and piston and the resulting costly damage.

Determining If Your Cylinder Requires A Non-Sag Rod

Miller cylinders have a commercial straightness of 0.002 inches per foot of length. The gravity-induced rod sag for horizontally mounted cylinders is given in the Rod Deflection Table. To determine if this sag is excessive, follow these simple directions.

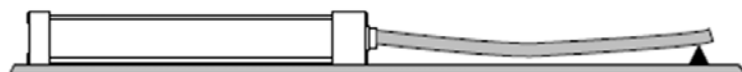
1. After having checked the rod for column strength on the previous page, find your rod diameter in the first column of the table.
2. Read across the table to the column headed by the length of the rod between supports when rod is fully extended, and find the sag in inches which can be expected with a standard rod.
3. If this figure lies within the shaded area of the table, you should specify a non-sag rod.

Rod Deflection Table

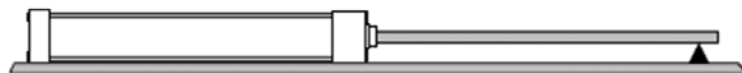
This table shows the deflections in inches of ordinary piston rods at center of span. Length of piston rod between supports is in feet. Rod diameter and sag are in inches.

Dia. Piston Rod	Weight In Lbs. PER FT.	LENGTH OF PISTON RODS (IN FEET) BETWEEN SUPPORTS WITH RODS EITHER EXTENDED OR RETRACTED																							
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
5/8	1.043	.065	.134	.255	.425	.675	1.020	1.500	5/8" rod not available in non-sag																
1	2.670	.030	.053	.099	.166	.265	.385	.580	.850	1.160	1.570														
1 1/8	5.049	.013	.028	.053	.088	.136	.212	.310	.450	.617	.830	1.100	1.418												
1 3/8	8.178	.008	.017	.033	.054	.086	.130	.192	.278	.380	.515	.680	.870	1.115	1.400										
2	10.680	.006	.013	.025	.042	.066	.101	.148	.212	.290	.390	.525	.670	.850	1.072	1.330									
2 1/2	16.690	.004	.0085	.016	.027	.042	.064	.094	.136	.186	.240	.335	.430	.545	.685	.856	1.040	1.286	1.520						
3	24.090	.006	.011	.018	.029	.045	.065	.094	.129	.175	.231	.296	.380	.475	.590	.722	.884	1.060	1.270	1.500					
3 1/2	32.710	.0043	.008	.014	.022	.033	.048	.069	.095	.128	.170	.218	.278	.350	.435	.530	.650	.780	.930	1.100					
4	42.730		.006	.010	.016	.025	.037	.053	.073	.098	.130	.166	.213	.267	.333	.405	.500	.595	.715	.844					
4 1/2	54.070		.005	.0082	.013	.020	.029	.043	.057	.078	.103	.132	.168	.212	.262	.320	.395	.470	.565	.670					
5	66.760			.0066	.0106	.016	.023	.034	.046	.063	.083	.107	.136	.171	.213	.260	.320	.380	.460	.545					
5 1/2	80.780			.0055	.0087	.013	.019	.028	.038	.052	.068	.088	.122	.142	.176	.215	.263	.315	.390	.450					
7	130.8				.054	.0883	.121	.172	.2237	.319	.421	.545	.695	.873	1.084	1.331	1.618	1.949	2.329	2.761					
8	170.9					.0663	.0993	.132	.182	.244	.322	.417	.532	.669	.830	1.019	1.239	1.493	1.783	2.114					
9	216.3					.0650	.0773	.104	.143	.193	.254	.330	.420	.528	.656	.806	.979	1.179	1.409	1.670					
10	267.0						.0059	.0084	.0116	.0156	.0206	.0267	.0340	.0428	.0531	.0652	.0793	.0955	1.141	1.353					

Standard Cylinder



Non-Sag Rod Miller Cylinder



Miller H Series Hydraulic Cylinders

Keying and Pinning Foot Mounting Cylinders

Foot mount cylinders should be keyed or pinned on the appropriate end to eliminate shearing loads on mounting bolts.

Cylinders with integral key mounts may be used where keyways can be cut in a machine member. This type of mounting accommodates shear loads, provides accurate alignment of the cylinder, and simplifies installation and servicing.

Only one end of a cylinder should be keyed to the machine. If both ends are keyed, there will be no cylinder elasticity to assist in absorbing shocks.

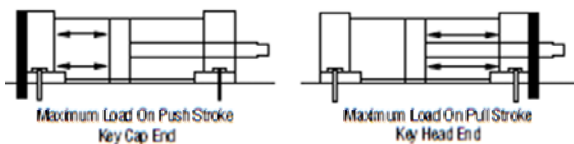
Locating pins may be used instead of shear keys to help take shear loads and to assure proper cylinder alignment. As with keys, cylinders

should be pinned at either end (but not both ends). Contrary to common die design practices, cylinders should never be pinned across corners. To do so can result in severe warping under operating pressures and temperatures.

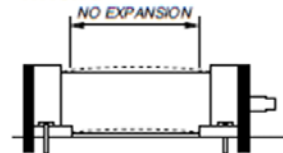
Pivoted mounts should have the same type of pivots at both the cylinder body and rod end. If a simple pivot pin is used, the pivot pin axes at each end should be parallel. Trunnion mounts are generally designed to resist only shear loads. Therefore, self-aligning mounts should not be used to support the trunnions, otherwise bending forces can also be set up.

Keying a Cylinder

RIGHT

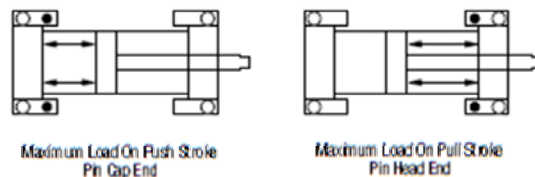


WRONG

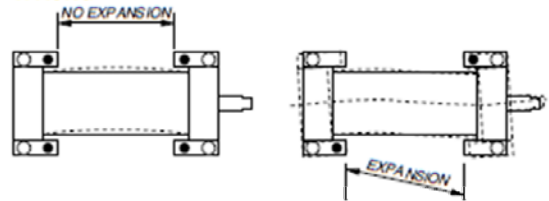


Pinning a Cylinder

RIGHT



WRONG

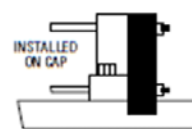
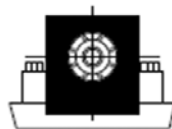


"K" Retainer-Key Extension

Provides Models 71, 72, 74, and 77 with Max. Mounting Rigidity Without Pins or Welded Keys

For a rugged mounting that cannot shift under maximum loads, the "K" retainer-key extension extends the rod retainer plate so that it slips into a slot milled in

machine's mounting surface. "K" retainer thickness is dimension "F" $\frac{3}{16}$ Extension = $\frac{1}{2}$. Available as option at additional cost.



*See respective mounting pages for dimensions — Square Retainer Section

ANEXO G. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO



MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Operación, seguridad y mantenimiento



DIMAM S.A.S.

CONTENIDO

<u>MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO</u>	259
<u>1. SECCIÓN DE SEGURIDAD</u>	261
<u>1.1 Señales de advertencia</u>	261
<u>1.2 Implementos</u>	261
<u>1.3 Inspección</u>	262
<u>2. SECCIÓN DE OPERACIÓN</u>	263
<u>2.1 Problemas de conexión</u>	267
<u>3. PRUEBAS</u>	269
<u>3.1 Preparación de los sellos</u>	269
<u>3.2 Ajuste de variables</u>	271
<u>3.3 Toma de datos</u>	271
<u>4. MANTENIMIENTO</u>	273
<u>4.1 Instrucciones de seguridad</u>	273
<u>4.2 Limpieza</u>	273
<u>4.3 Engrase y lubricación</u>	273
<u>INFORMACIÓN DEL FABRICANTE</u>	278

1. SECCIÓN DE SEGURIDAD



Antes de realizar alguna operación o mantenimiento de la máquina, es necesario que lea este manual y le dé cumplimiento a todas las instrucciones contenidas en el mismo.

1.1 Señales de advertencia

Cumpla con todas las indicaciones que se han puesto en la maquina tales como:



RIESGO ELECTRICO



RIESGO TÉRMICO



RIESGO MECÁNICO

1.2 Implementos

Para realizar cualquier operación con la maquina se recomienda utilizar los siguientes implementos de seguridad.

- Gafas de seguridad
- Bata u overol
- Botas de seguridad



1.3 Inspección

Antes de encender el banco asegúrese de que se cumplan los siguientes requerimientos:

- Asegúrese que todas las mangueras estén conectadas y aseguradas, revise que no presenten fugas.
- Revise que los niveles de aceite estén por encima del límite.
- Asegúrese que el banco este correctamente conectado a la energía eléctrica

2. SECCIÓN DE OPERACIÓN



Para empezar a utilizar el banco asegúrese de cumplir los requerimientos establecidos en la sección de seguridad.

Primero conecte el banco a la fuente de 220V, luego debe colocar en ON (o subir) todos los tacos que se encuentran en la caja del sistema eléctrico.

Luego encienda el computador del banco y ejecute la aplicación que se encuentra en el escritorio llamada "banco de pruebas.exe". Cuando inicie la aplicación, aparecerá la siguiente ventana:



Figura 1. Interfaz del programa de labview

! Antes de iniciar el programa asegúrese que en la casilla de frecuencia, en la sección de control de frecuencia, este en un valor entre 1 y 3 Hz.

Para iniciar el programa haga clic en la flecha que se encuentra en la parte superior izquierda de la ventana.

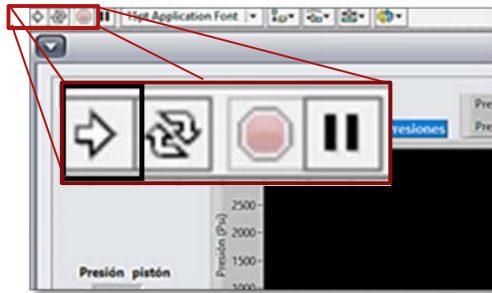


Figura 2. Inicio de programa

Luego oprima el botón de “encendido” en la sección de “inicio del banco” para encender el motor y accionar la bomba.



Figura 3. Encendido del banco

El programa por defecto iniciara en modo manual, así que para iniciar el modo automático de la prueba active el botón “automático” en la sección de “inicio de secuencia”.



Figura 4. Selección del modo automático del banco

En estos momentos la electroválvula direccional de flujo estará actuándose de acuerdo a la frecuencia establecida, pero podrá observar que aún no se mueve debido a que no se ha activado la válvula que controla los niveles de presión, es decir que el sistema se encuentra en venteo, para iniciar el movimiento es necesario que active uno de los niveles de presión que se encuentran en la sección de "control de presiones" (figura 5).



Figura 5. Selección de los niveles de presión

! Tenga en cuenta que no se podrán activar los 2 niveles de presión al mismo tiempo ya que el programa, por protección, activa el venteo cuando los dos niveles de presión se encuentran activos; para volver a seleccionar un nivel de presión simplemente desactive alguno de los niveles de presión y el programa volverá a la normalidad. Los niveles de presión se ajustan en las válvulas de alivio que se encuentran en el tanque principal (figura 6).



Figura 6. Ajuste de los niveles de presión

En la sección de “presiones en el cilindro de pruebas” se observan las presiones tomadas por los sensores tanto en valores numéricos como en la gráfica de presiones.

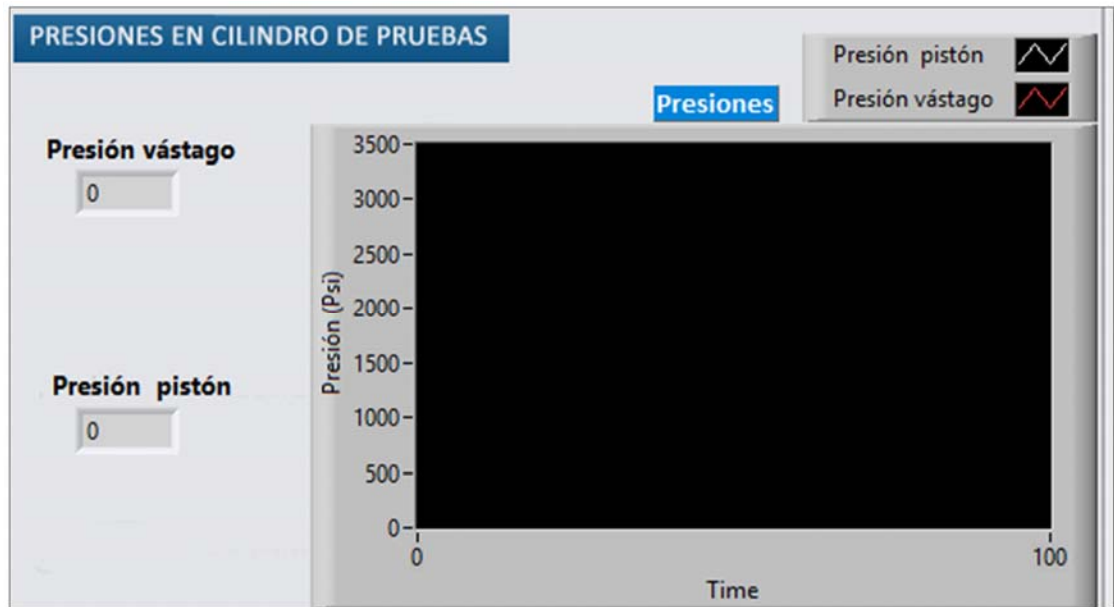


Figura 7. Presiones en cilindro de pruebas

El número de ciclos contabilizados se muestra en la sección de “control de frecuencia”, al igual que el tiempo en segundos (figura 8).

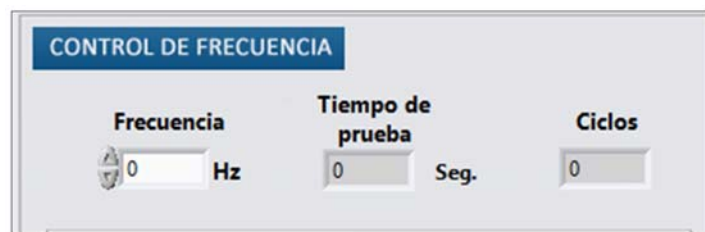


Figura 8. Control de frecuencia

Para detener el programa siga los siguientes pasos:

1. Desactive el botón “Automático” para detener la secuencia.
2. Desactive el nivel de presión.
3. Desactive el botón de “Encendido” para detener el motor.

4. Oprima el botón "Apagado" en la sección "Inicio del banco" para detener el programa.

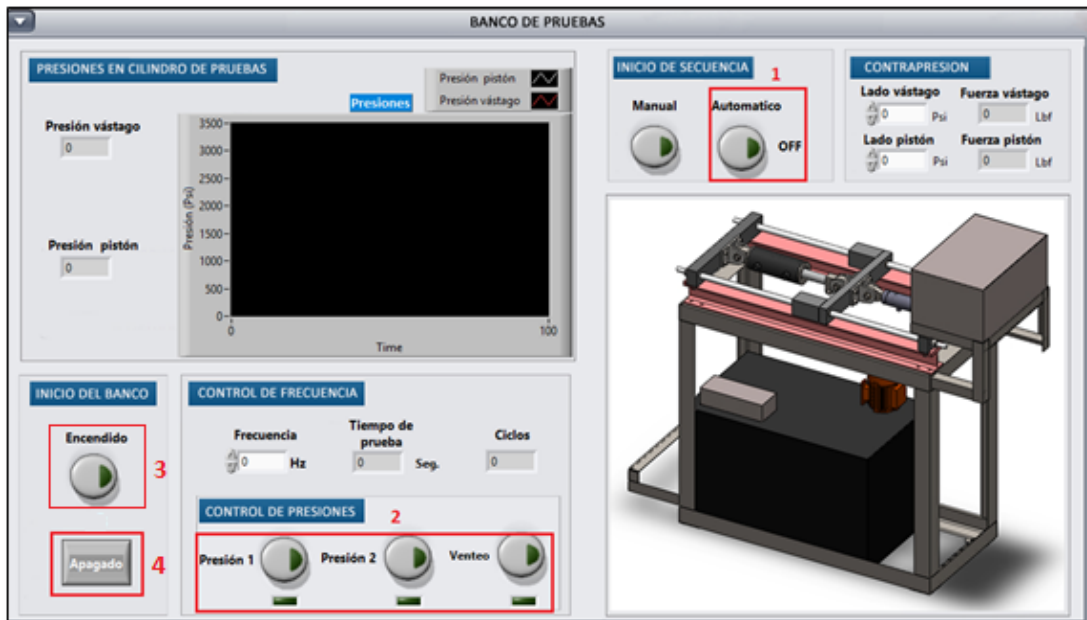


Figura 9. Pasos para apagar el programa

! Para detener el banco completamente, desactivar todos los tacos de la caja de control y desconectar la fuente de alimentación.

2.1 PROBLEMAS DE CONEXIÓN

Es probable que en el transcurso de las pruebas se presenten problemas con la conexión a la tarjeta Arduino. Estos problemas ocurren por diversas razones; tenga en cuenta la siguiente tabla en caso de que se presente alguno.

PROBLEMA	CAUSA	SOLUCIÓN
<p><i>No inicia el programa</i></p> <p><i>Al presionar el botón de encendido del banco, no ocurre nada.</i></p>	<p>Posibles desconexiones debido a la vibración.</p> <p>Fase caída en el sistema de alimentación.</p> <p>El computador no reconoce la tarjeta Arduino.</p>	<p>Revise que el led amarillo de alimentación, de la tarjeta Arduino se encuentre encendido.</p> <p>Revise todas las conexiones, asegúrese de que estén fijadas y en su sitio.</p>
<p><i>El programa funciona, pero la secuencia se detuvo.</i></p> <p><i>Los leds que indican lectura y escritura de datos (TX y RX) dejan de titilar.</i></p> <p style="text-align: center;">*</p>	<p>Posible corto en el sistema eléctrico.</p> <p>Falla eléctrica.</p> <p>Desconexión de los puertos de la tarjeta Arduino.</p>	<p>Revise todas las conexiones.</p> <p>Asegúrese de haber seguido las instrucciones dadas en la sección 2 de este manual.</p> <p>Desconecte y conecte el cable USB de Arduino, corra el programa nuevamente.</p>
<p><i>Problemas con la comunicación serial Arduino-LabView</i></p> <p><i>Uno de los leds de comunicación (RX o TX) deja de titilar y el otro sigue encendido.</i></p> <p style="text-align: center;">**</p>	<p>Fallas con el cable USB de la conexión con Arduino.</p> <p>Problemas con la programación del programa.</p>	<p>Revise que el cable USB no se caliente, si es así cámbielo.</p> <p>Cierre el programa, desconecte y conecte el cable USB y vuelva a abrir el programa.</p>

* Si las soluciones dadas no funcionan, póngase en contacto con un técnico eléctrico para que revise las conexiones eléctricas.

** Si el problema persiste comuníquese con los fabricantes.

3. PRUEBAS



Antes de iniciar las pruebas, asegúrese de haber seguido todas las instrucciones de la sección de operaciones, contenidas en este manual.

3.1 Preparación de los sellos

Para que la prueba sea válida, asegúrese de que los sellos estén sin usar y que no tengan ningún defecto de fábrica.

Para instalar los sellos en el cilindro de pruebas, tenga en cuenta los siguientes pasos:

1. Desconecte las mangueras y los sensores del cilindro de pruebas, evite el derrame de aceite hidráulico poniendo un recipiente para recogerlo.
2. Retire una chaveta, con la herramienta adecuada, de cada pasador de los apoyos del cilindro de pruebas (figura 10).



Figura 10. Extracción chaveta

3. Retire los pasadores con ayuda de un martillo teniendo en cuenta que debe sujetar el cilindro adecuadamente para que no se caiga (figura 11).

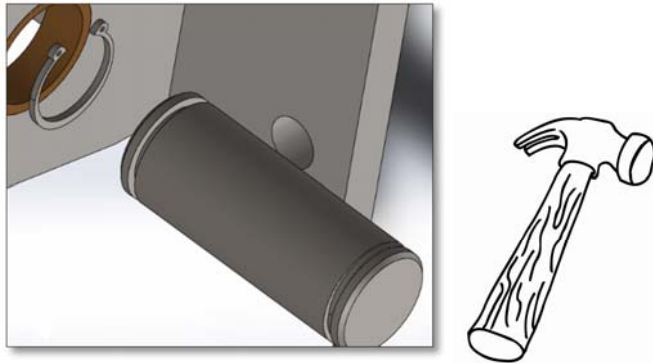


Figura 11. Extracción de los pasadores

4. Con ayuda de una prensa, sujete el cilindro para desenroscar la tapa, luego retire el vástago de la camisa con cuidado (figura 12).

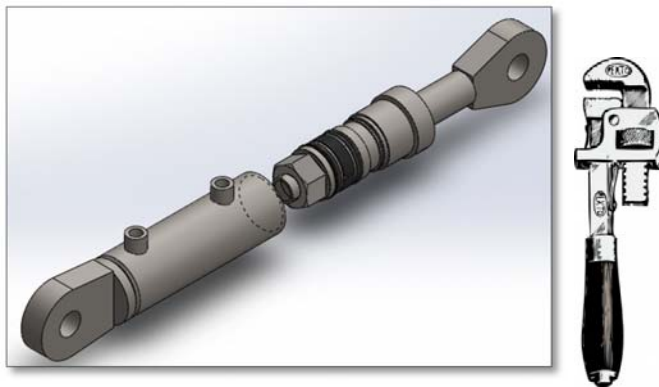


Figura 12. Desensamble de la camisa

5. Sujete el vástago y asegúrelo luego suelte la tuerca con ayuda de una copa de 1 1/2" que asegura el pistón y retire el pistón y la tapa (figura 13).

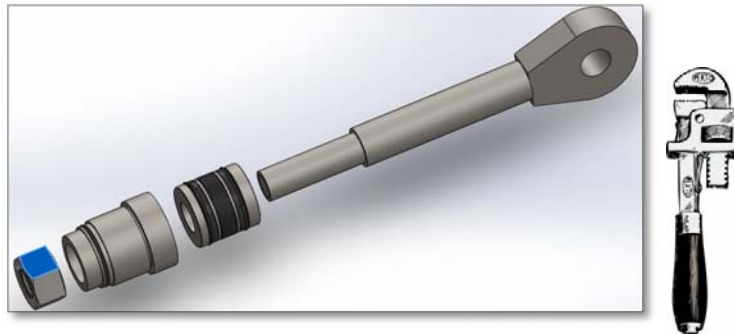


Figura 13. Desensamble del vástago

6. Retire los sellos con cuidado para evitar daños que no correspondan a los ocurridos por la prueba.
7. Ponga los sellos nuevos tanto en la tapa como en el pistón.
8. Ponga la tapa y el pistón (en ese orden) en el vástago nuevamente y asegure el pistón con la tuerca.
9. Inserte el vástago en la camisa, tenga cuidado, ya que este paso es crítico para los sellos, debido a que estos pueden dañarse por la rosca de la camisa para la tapa.
10. Enrosque la tapa y vuelva a montar el cilindro en la estructura.
11. Conecte los sensores y las mangueras, revise que no hayan fugas.

3.2 Ajuste de variables

Antes de realizar las pruebas se deben ajustar las variables que intervienen en el proceso de desgaste.

- a) ***Ajuste de la presión:*** Con el banco encendido en accionamiento manual, ajuste la electroválvula con la llave Bristol correspondiente y gírela en sentido horario para aumentar la presión o anti horario para disminuirla, el manómetro le indicará el valor de la presión tarada. Una vez hecho el cambio, asegure la tuerca para que se mantenga el nivel de presión.
- b) ***Ajuste de la carga:*** Con el banco encendido y el accionamiento en automático, ajuste con la llave Bristol correspondiente, las presiones de taraje de las válvulas del sistema de carga, según la deseada. Asegure las tuercas para evitar el cambio de presión.

3.3 Toma de datos

Para dar por terminada la prueba, verifique que el cilindro de pruebas no presente goteo de aceite, si se presenta fugas de aceite significa que la prueba ha concluido.

Lo datos de presión tomados por los sensores, el tiempo de prueba y el número de ciclos, se guardarán en dos archivos formato “.lvm”, uno llamado “presiones” donde se registran los valores de las presiones, y otro llamado “tiempo” que registra el tiempo de duración de la prueba y el número de ciclos que realizó.

Estos dos archivos los encuentra en el escritorio del computador y se ejecutan con el programa Excel de office.

! Cuando finalice la prueba, corte los archivos “presiones” y “tiempo” y cópielos en una carpeta dándole el nombre de la prueba que acaba de realizar. Cuando se realice la siguiente prueba el programa creará nuevamente estos dos archivos en el escritorio.

Figura 14. Toma de datos



4. MANTENIMIENTO



Para realizar el mantenimiento del banco de pruebas tenga en cuenta las recomendaciones dadas en este capítulo.

4.1 Instrucciones de seguridad

- Asegúrese de que el banco este totalmente apagado, revise que la línea de voltaje esté desconectada y que no haya riesgo de conexión.
- Asegúrese de que la temperatura del banco es la adecuada para realizar el mantenimiento.
- Se le recomienda tener a la mano todas las herramientas necesarias para que no tenga inconvenientes al momento de realizar el mantenimiento.
- Evite poner las herramientas encima del banco o en la altura, manténgalas en lugares por debajo de su cabeza.
- Utilice botas de seguridad cuando realice el mantenimiento.

4.2 Limpieza

- Limpiar la superficie de los tanques. Si se usa agua o algún otro líquido, debe tener cuidado con las conexiones eléctricas de las electroválvulas y de los sensores así como con la caja del sistema eléctrico y de control.
- Limpie los restos de aceite hidráulico para reducir la suciedad en lugares críticos como las superficies de deslizamiento y los cilindros.
- Limpie las aspas de los ventiladores, retire el polvo.
- Revise fugas de aceite para evitar la formación de charcos en el lugar de trabajo.

4.3 Engrase y lubricación

- Engrase las guías cada vez que termine una prueba, para evitar la fricción excesiva.
- Revise el manguito de engrasado de los bloques guía antes de engrasar, límpielo y aplique la grasa del calibre indicado con una pistola de engrasado.

- Revise los niveles de aceite en los tanques, asegúrese de que son los adecuados para el funcionamiento de la máquina.

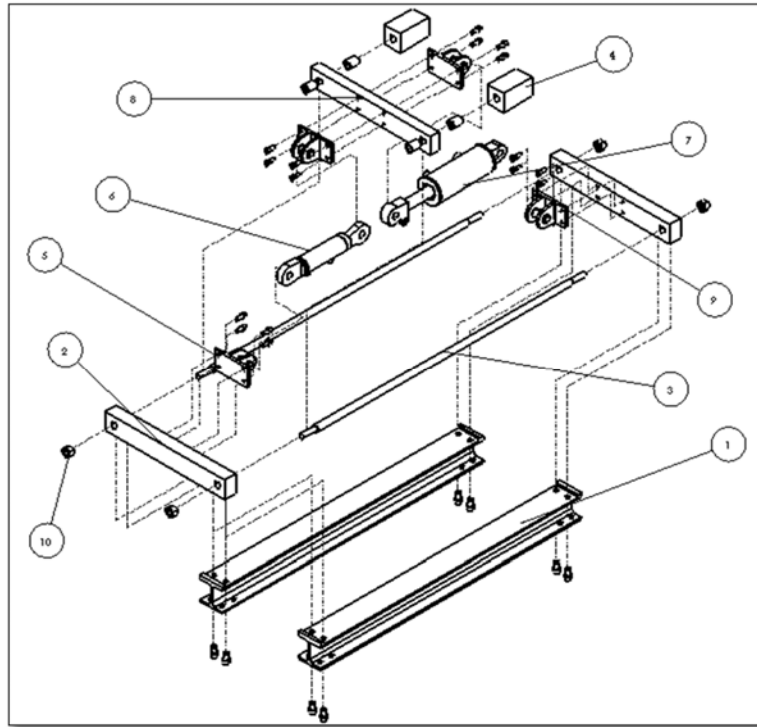


Figura 15. Despiece de la estructura

DESPIECE		
No. DE PIEZA	NOMBRE	CANTIDAD
1	Base	2
2	Bloque de apoyo	2
3	Guía	2
4	Bloque guía	2
5	Soporte cil. pruebas	2
6	Cilindro de pruebas	1
7	Cilindro de carga	1
8	Bloque deslizante	1
9	Soporte cil. carga	2
10	Tuercas de seguridad	4

Tornillo	Cantidad
16UNC 1/2" x 3/4"	16
16UNC 1/2" x 1"	24

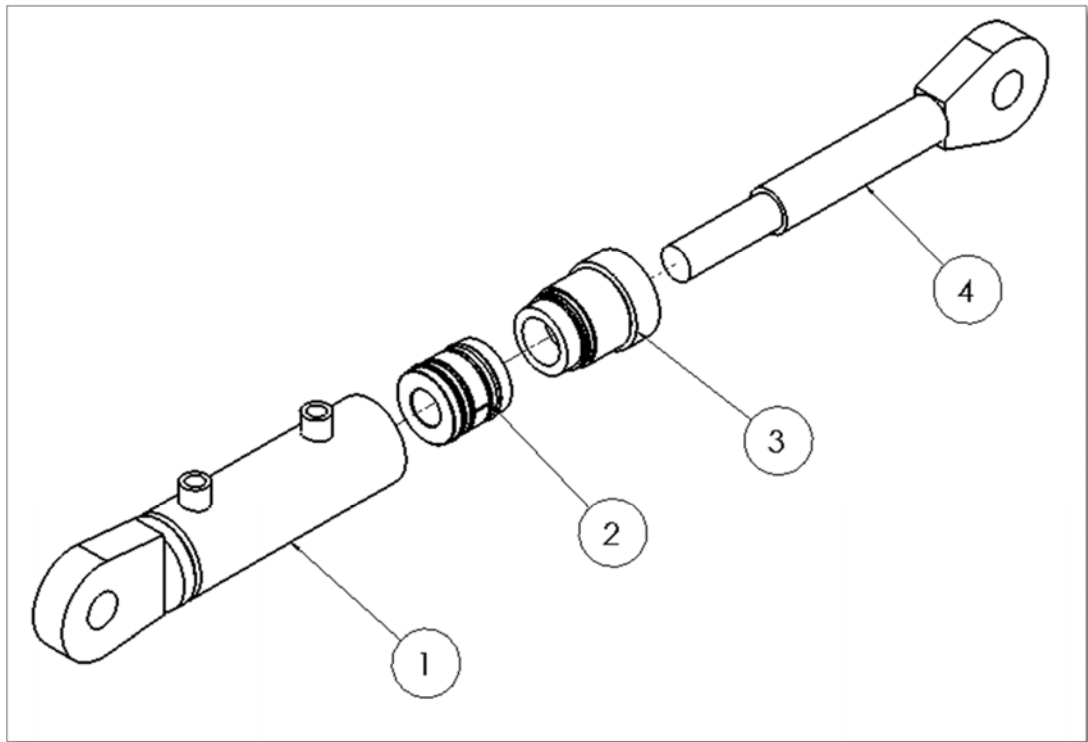


Figura 16. Despiece del cilindro de pruebas

DESPIECE		
No. DE PIEZA	NOMBRE	CANTIDAD
1	Camisa	1
2	Pistón	1
3	Tapa	1
4	Vástago	1

PISTÓN	
NOMBRE	CANTIDAD
Polypak 40x50x7 mm	2
Correa 45x50x12 mm	1

TAPA	
NOMBRE	CANTIDAD
Polypak 1 ¼ x 1 5/8 x ¼ pulg.	1
Raspador 1 ¼ pulg.	1
Oring 1 ¾ x 1/8 pulg.	1

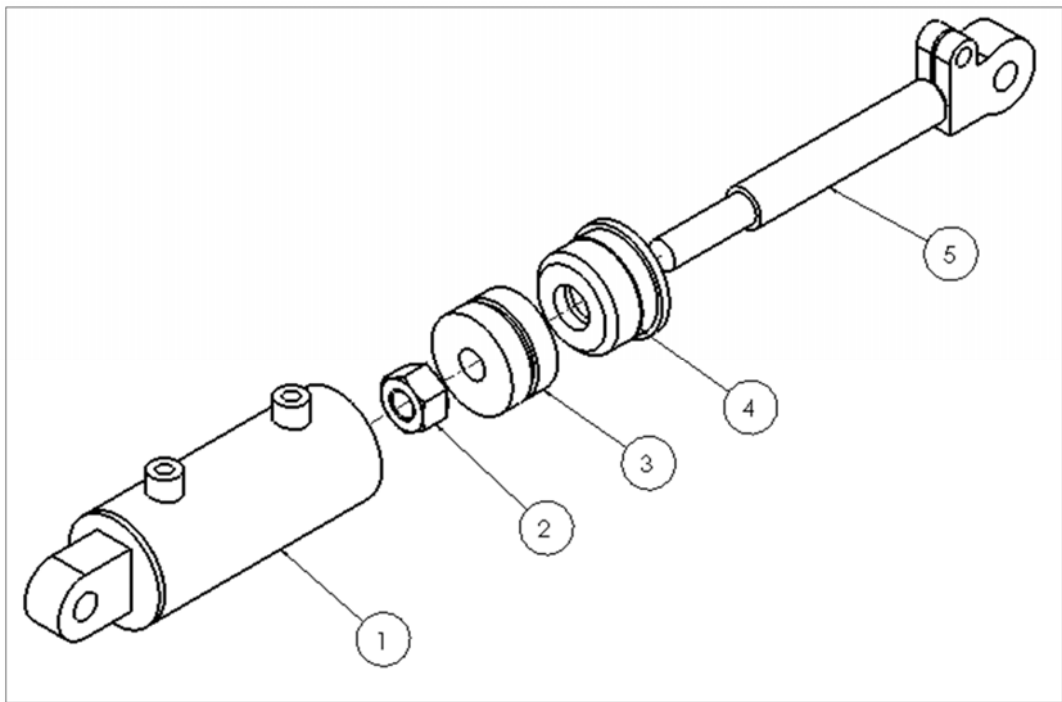


Figura 17. Despiece cilindro de carga

DESPIECE		
No. DE PIEZA	NOMBRE	CANTIDAD
1	Camisa	1
2	Tuerca de seguridad	1
3	Pistón	1
4	Tapa	1
5	Vástago	1

PISTÓN	
NOMBRE	CANTIDAD
Bidireccional	1

TAPA	
NOMBRE	CANTIDAD
Polypak	1
Raspador	1
Amortiguador	1
Oring	1

INFORMACIÓN DEL FABRICANTE

Ing. JUAN SEBASTIAN ORDÓÑEZ ACUÑA
Email: jsoa6@hotmail.com
Cel: 311 877 9787

Ing. CINDY LORAINÉ SANCHEZ RINCÓN
Email: cilosari167@gmail.com
Cel: 310 787 8850

Ing. ISAIAS ORDOÑEZ ORDÓÑEZ
Email: dimamltda@hotmail.com
Cel: 311 234 6345