

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE MORDAZAS HIDRÁULICAS PARA UNA MÁQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS MARCA TINIUS OLSEN MODELO SÚPER L

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

ALVAREZ BRICEÑO RICARDO PATRICIO

(ripalbri25@hotmail.com)

PEÑA SALTOS CARLOS LUIS

(clps_86@hotmail.com)

DIRECTOR: VÍCTOR GUERRERO, PH.D.

(victor.guerrero@epn.edu.ec)

Quito, Noviembre de 2010

DECLARACIÓN

Nosotros, Ricardo Álvarez y Carlos Peña, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Ricardo Álvarez

Carlos Peña

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: Ricardo Álvarez y Carlos Peña, bajo mi supervisión.

Víctor Guerrero, Ph.D.

DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A Dios por la oportunidad que nos brinda día a día.

A mis padres por todo el amor, apoyo y confianza que han puesto en mí.

A mi hermana por estar en todo momento a mi lado.

Al Dr. Víctor Guerrero por la adecuada dirección de este proyecto, además por su confianza y amistad.

Al Ing. César Mejía por su oportuno y valioso asesoramiento.

A todos mis amigos por los momentos compartidos, por su apoyo y cariño.

Al Peña por su optimismo y por haber estado incondicionalmente conmigo en estos 6 años, por ser un amigo de verdad.

Al personal docente y administrativo de la Carrera, de manera especial a la Sra. Glorita y a la Sra. Laurita.

Ricardo

A Dios por darme salud y vida para cumplir con esta meta.

A mis padres Carlos y Miury quienes estuvieron a mi lado brindándome todo el apoyo necesario en los momentos bueno y malos de mi vida, además de la confianza y paciencia que han tenido para mí.

A mis hermanas que quiero mucho, a quienes deseo servir de ejemplo.

Al Dr. Víctor Guerrero por habernos guiado durante este proceso, además de ser un amigo en quien se puede confiar.

Al Ing. Cesar Mejía por compartir sus conocimientos con nosotros.

A todos mis familiares que se han preocupado por mí, siempre pendientes de que siga adelante.

A mis amigas y amigos con quienes he pasado momentos gratos de mi vida quienes se han preocupado por mi progreso.

Al chamo por su dedicación, que más que un compañero es un verdadero amigo, ha sido valiosa su amistad durante esta etapa de mi vida.

Al personal docente y administrativo de la Facultad.

Carlos

DEDICATORIA

A mis padres Ricardo y Anita, los héroes que llenan mi vida.
A mi hermana Hey, por ser la compañera con la que siempre supimos
salir adelante sin importar las circunstancias.
A mi familia en general.
A mis amigos y amigas de la vida, fuente inagotable de inspiración.

Ricardo

A mis padres Carlos y Miury por su amor, confianza y ejemplo.
A mis hermanas Nathaly y Geanina por estar siempre junto a mí.
A mi sobrinita Valentina.
A mi abuelita Marinita que siempre esperó este momento.
A mis familiares.
A mis amigas y amigos
Carlos

CONTENIDO

	pág
DECLARACIÓN	ii
CERTIFICACIÓN	iii
AGRADECIMIENTOS	iv
DEDICATORIA.....	v
CONTENIDO	vi
LISTA DE ANEXOS	ii
LISTA DE TABLAS.....	iii
LISTA DE FIGURAS	vii
RESUMEN	xiv
PRESENTACIÓN	xvi
1. El ensaye de materiales y el equipo adecuado para su realización	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 El ensaye de los materiales	3
1.2.1 Significado de los ensayos.....	4
1.2.2 Diseño de los ensayos	5
1.2.3 El ensaye y el sentido común.....	6
1.2.4 Clasificación de los ensayos	6
1.2.4.1 Clasificación según las dimensiones estructurales del material a ensayar	7
1.2.4.2 Clasificación según el estado del material a ensayar	15
1.2.4.3 Clasificación según el campo de estudio	16
1.2.4.4 Clasificación según el método de ensayo	16
1.2.4.5 Clasificación según la forma de aplicación de carga	17
1.2.4.6 Clasificación según las condiciones ambientales del ensayo	20
1.3 Máquinas para ensaye de materiales.....	20
1.3.1 Máquinas de engrane y tornillo	22
1.3.2 Máquinas hidráulicas.....	25
1.3.3 Máquinas electromecánicas.....	28
1.3.4 Máquinas de ensayos existentes en el LAEV	29
1.4 Sistemas de sujeción de probetas en máquinas universales de ensayos	32
1.4.1 Sistema de sujeción mecánico	33

1.4.2	Sistema de sujeción neumática.....	36
1.4.3	Sistema de sujeción hidráulico.....	38
1.5	Alcances y objetivos.....	41
1.5.1	Objetivo general.....	41
1.5.2	Objetivos específicos.....	41
1.5.3	Alcance.....	41
2.	Diseño mecánico del equipo.....	42
2.1	Requerimientos para el diseño mecánico del sistema de sujeción.....	42
2.1.1	Dimensiones y geometría de las mordazas en base a las medidas de las probetas a ensayar.....	43
2.1.2	Versatilidad, montaje y desmontaje de probetas del sistema mecánico de sujeción.....	55
2.1.3	Concordancia geométrica entre los subsistemas mecánico de sujeción e hidráulico de fuerza motriz.....	56
2.1.4	Rango de espesores de las probetas a ensayar.....	57
2.1.5	Carga de trabajo.....	57
2.1.6	facilidad de montaje y desmontaje del sistema.....	57
2.1.7	Materiales y características superficiales.....	58
2.1.8	Mantenibilidad.....	59
2.1.9	Peso y maniobrabilidad.....	59
2.2	Alternativas de subsistemas mecánicas de sujeción.....	60
2.2.1	Modelo alternativa 1.....	60
2.2.2	Modelo alternativa 2.....	63
2.2.3	Modelo alternativa 3.....	66
2.3	Selección de la alternativa de solución más adecuada.....	69
2.3.1	Funcionalidad.....	70
2.3.2	Facilidad de montaje y fabricación.....	70
2.3.3	Peso.....	71
2.3.4	Facilidad de mantenimiento.....	71
2.3.5	Costo.....	72
2.4	Diseño preliminar del sistema mecánico de sujeción seleccionado.....	72
2.4.1	Selección del ángulo de ventaja mecánica para las mordazas y el cuerpo que las contiene.....	74

2.4.1.1	Valores de ángulos encontrados en otros sistemas de sujeción.....	75
2.4.1.2	Cálculo de la fuerza que debería generar el actuador del sistema hidráulico en función del ángulo de cuña.....	75
2.4.2	Esfuerzos en los elementos del sistema de sujeción	103
2.4.2.1	Esfuerzos sobre cuerpo para mordazas	104
2.4.2.2	Esfuerzos sobre las mordazas de sujeción.....	110
2.4.2.3	Diseño y cálculo de esfuerzos del cilindro hidráulico	113
2.4.2.4	Dimensionamiento del acople transmisor de movimiento	120
2.4.2.5	Esfuerzos para determinar el diámetro del perno de anclaje del sistema mecánico a la máquina universal de ensayos.....	126
2.5	Diseño detallado del sistema mecánico de sujeción	126
2.5.1	Revisión de la distribución de material en el cuerpo que contiene a las mordazas	127
2.5.1.1	Reducción de la zona frontal y el espesor de la sección donde se apoya el cilindro hidráulico	128
2.5.1.2	Reducción de partes laterales del cuerpo.....	129
2.5.2	Sistema de retorno a posición original de las mordazas de sujeción	130
2.5.3	Redefinición de la carrera del mecanismo debido a fines constructivos	135
2.5.4	Agarre en la superficie de sujeción de las mordazas	136
2.5.5	Detalles constructivos y de funcionamiento del cilindro hidráulico	138
2.5.6	Moleteado del acople transmisor de movimiento	139
3.	Diseño del sistema hidráulico	141
3.1	Introducción.....	141
3.2	Dispositivos y accesorios de un sistema hidráulico.....	143
3.3	Diseño del sistema hidráulico para el sistema mecánico de sujeción ...	144
3.3.1	Funcionamiento del sistema de sujeción.....	145
3.3.1.1	Parte inicial o de acción de fuerza externa	145
3.3.1.2	Parte complementaria o de acción de efecto cuña	145
3.3.1.3	Parte final o de liberación de la probeta ensayada	145
3.3.2	Requerimientos para el diseño del sistema hidráulico de fuerza de empuje...	146
3.3.2.1	Requerimientos técnicos.....	146
3.3.2.2	Requerimientos operacionales.....	149
3.3.3	Diseño del sistema hidráulico.....	150

3.3.3.1	Funcionamiento general del sistema hidráulico	151
3.3.3.2	Aplicación del sistema hidráulico sobre el sistema mecánico de sujeción	154
3.3.4	Dimensionamiento del sistema hidráulico	155
3.3.4.1	Selección de sellos, limpiadores y guías para las tapas y el pistón del cilindro hidráulico	158
3.3.4.2	Selección y dimensionamiento de la bomba hidráulica.....	159
3.3.4.3	Selección del motor eléctrico	161
3.3.4.4	Selección del acople flexible bomba – motor eléctrico.....	162
3.3.4.5	Selección de válvulas de seguridad.....	162
3.3.4.6	Selección de las válvulas direccionales	163
3.3.4.7	Selección de las válvulas check pilotadas	164
3.3.4.8	Fluido hidráulico.....	164
3.3.4.9	Selección de las válvulas de control de flujo.....	165
3.3.4.10	Depósito.....	167
3.3.4.11	Manómetros	169
3.3.4.12	Mangueras	170
3.3.4.13	Acoples del sistema hidráulico.....	171
3.3.4.14	Control del sistema hidráulico	172
3.3.5	Características finales del sistema hidráulico de sujeción.....	173
4.	Fabricación y montaje del sistema hidráulico.....	175
4.1	Generalidades de la fabricación del sistema hidráulico de sujeción	175
4.2	Secuencia de fabricación del sistema hidráulico de sujeción.....	177
4.3	Protocolo de pruebas	178
4.3.1	Verificación cinemática del conjunto mordazas y acople transmisor de movimiento.....	178
4.3.2	Verificación del sistema durante el ajuste de la probeta	182
4.3.3	Verificación del comportamiento del sistema durante la liberación de la probeta.....	184
4.3.4	Verificación del cilindro hidráulico	187
4.3.5	Verificación del perno de anclaje	190
4.3.6	Verificación mecánica y cinemática del cuerpo que contiene a las mordazas	190
4.3.7	Verificación de la dureza de las mordazas de sujeción.....	191

4.3.8	Verificación de los resortes para el retorno de las mordazas.....	192
4.3.9	Pruebas de funcionamiento del sistema hidráulico de sujeción	193
4.4	Montaje	195
4.5	Uso y mantenimiento.....	196
4.5.1	Uso del equipo	196
4.5.2	Mantenimiento.....	197
4.5.2.1	Sistema mecánico de sujeción.....	197
4.5.2.2	Sistema hidráulico.....	198
4.5.3	Análisis de modos de falla y efectos	201
4.5.3.1	Fallas en las mordazas	201
4.5.3.2	Fallas en el acople transmisor de movimiento	202
4.5.3.3	Fallas en el vástago	202
4.5.3.4	Fallas en el cuerpo que contiene las mordazas	203
4.6	Costos de fabricación.....	203
5.	Simulación de las partes del sistema de sujeción.....	207
5.1	El método de los elementos finitos.....	207
5.2	Análisis del sistema de sujeción por el método de los elementos finitos.....	208
5.2.1	Selección del software a utilizar	208
5.2.2	Selección del elemento finito a utilizar	209
5.2.3	Simulación de las partes del sistema de sujeción	210
5.2.3.1	Simulación del cuerpo.....	211
5.2.3.2	Simulación de la mordaza.....	222
5.2.3.3	Simulación del acople transmisor de movimiento	230
5.2.3.4	Simulación del vástago	234
5.2.3.5	Simulación del perno de anclaje	238
6.	Conclusiones y recomendaciones	243
6.1	Conclusiones.....	243
6.2	Recomendaciones.....	245

Referencias bibliográficas

Anexos

LISTA DE ANEXOS

- Anexo 1. Resumen de las medidas de las probetas normalizadas de tracción que usualmente se ensaya en el LAEV.
- Anexo 2. Factores teóricos de concentración de esfuerzos.
- Anexo 3. Fórmulas para el cálculo de la deflexión en vigas.
- Anexo 4. Factores teóricos de concentración de esfuerzos.
- Anexo 5. Catálogo de sellos.
- Anexo 6. Catálogo de bombas de engranaje.
- Anexo 7. Catálogo de motores trifasicos jaula de ardilla marca siemens.
- Anexo 8. Catálogo de acoples flexibles marca Lovejoy.
- Anexo 9. Catálogo de válvulas de seguridad.
- Anexo 10. Catálogo de válvulas direccionales 4/3 controlados por solenoides.
- Anexo 11. Catálogo de válvulas check pilotadas.
- Anexo 12. Catálogo del fluido hidráulico.
- Anexo 13. Catálogo de válvulas de control de flujo.
- Anexo 14. Catálogo del respiradero para el tanque de almacenamiento de fluido
- Anexo 15. Catálogo del filtro para el tanque de almacenamiento de fluido
- Anexo 16. Catálogo de los manómetros para el sistema hidráulico.
- Anexo 17. Catálogo de mangueras hidráulicas.
- Anexo 18. Esquema de los acoples del sistema hidráulico.
- Anexo 19. Planos.
- Anexo 20. Hojas de procesos.

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1.	Máquinas de ensayos existentes en el LAEV y sus características.	30
Tabla 1.2.	Sistema axial torsional existente en el LAEV y sus características.	30
Tabla 2.1.	Medidas fijas principales de la máquina universal de ensayos marca Tinius Olsen Súper L con capacidad de 534 KN [120.000 lb].	46
Tabla 2.2.	Medidas de los alojamientos ubicados en el puente fijo y en el puente móvil de la máquina universal de ensayos.	47
Tabla 2.3.	Medidas de la posición inicial de la máquina universal antes de realizar un ensayo.	49
Tabla 2.4.	Código de símbolos de dimensiones de una probeta.	52
Tabla 2.5.	Dimensiones máximas y mínimas que puede tener una probeta según las normas tomadas en cuenta para el diseño del sistema de sujeción.	53
Tabla 2.6.	Resumen de los requerimientos de diseño.	60
Tabla 2.7.	Importancia relativa entre criterios de selección de alternativas.	69
Tabla 2.8.	Selección de la mejor alternativa bajo el criterio de la funcionalidad.	70
Tabla 2.9.	Selección de la mejor alternativa bajo el criterio de facilidad de montaje y fabricación.	71
Tabla 2.10.	Selección de la mejor alternativa bajo el criterio del peso.	71
Tabla 2.11.	Selección de la mejor alternativa bajo el criterio de la facilidad de mantenimiento.	71
Tabla 2.12.	Selección de la mejor alternativa bajo el criterio del costo.	72
Tabla 2.13.	Resumen de evaluaciones de cada alternativa.	72
Tabla 2.14.	Ángulos de ventaja mecánica correspondientes a las máquinas existentes en el LAEV.	75
Tabla 2.15.	Valores del factor de rozamiento entre dos superficies de acero.	77
Tabla 2.16.	Valores de fuerza para sujetar la probeta en función del ángulo de ventaja mecánica y los coeficientes de fricción.	78
Tabla 2.17.	Valores de fuerza para liberar la probeta en función del ángulo de cuña y los coeficientes de fricción.	81
Tabla 2.18.	Medidas generales del cilindro y del actuador que influyen sobre el dimensionamiento del sistema mecánico.	86
Tabla 2.19.	Descripción de las dimensiones de una mordaza.	88
Tabla 2.20.	Resumen de asignación de medidas en las mordazas.	89

Tabla 2.21. Descripción de las dimensiones del cuerpo que contiene a las mordazas.....	92
Tabla 2.22. Medidas de los detalles impuestos por el sistema hidráulico.	98
Tabla 2.23. Medidas impuestas arbitrariamente en el cuerpo que contiene a las mordazas.....	98
Tabla 2.24. Resumen y características de las medidas escogidas para la geometría del cuerpo que contiene a las mordazas.....	99
Tabla 2.25. Comparación entre las dimensiones de las mordazas usando como variable principal el ángulo de cuña.	100
Tabla 2.26. Comparación entre las dimensiones del cuerpo que contiene a las mordazas usando como variable principal el ángulo de cuña.	100
Tabla 2.27. Valores de fuerza R en función del ángulo θ y el coeficiente de fricción μ_1	103
Tabla 2.28. Valores de esfuerzos y reacciones en distintos puntos de la placa.	106
Tabla 2.29. Factor de seguridad n en función del valor de espesor K.....	110
Tabla 2.30. Valores del factor de seguridad en función de la medida de espesor n.	113
Tabla 2.31. Fuerzas necesarias para impulsar al sistema mecánico.	114
Tabla 2.32. Características de materiales principales para la construcción de elementos mecánicos.....	115
Tabla 2.33. Características geométricas de los pernos M16.....	116
Tabla 2.34. Medidas del cuerpo del cilindro y el vástago del pistón.....	118
Tabla 2.35. Resultados del análisis por elementos finitos en el acople.....	124
Tabla 2.36. Características del resorte seleccionado para el retorno de las mordazas a su posición inicial.....	135
Tabla 2.37. Características del entallado en las mordazas.....	137
Tabla 3.1. Diferencias entre energía eléctrica, hidráulica y neumática [9].	142
Tabla 3.2. Fuerzas que se necesita obtener mediante el sistema hidráulico. .	147
Tabla 3.3. Acciones del sistema hidráulico en función de la válvula distribuidora y sus efectos sobre el sistema mecánico.	155
Tabla 3.4. Acciones de la válvula check pilotada en función de la posición de la válvula distribuidora.....	155
Tabla 3.5. Medidas del cilindro hidráulico.	156

Tabla 3.6. Valores de área para sujeción y liberación.....	157
Tabla 3.7. Velocidades del actuador para el ajuste y liberación de la probeta.	157
Tabla 3.8. Caudal necesario para cada tipo de carrera por cada cilindro hidráulico.....	158
Tabla 3.9. Función y ubicación de los sellos, limpiadores y fajas de desgaste necesarios para la construcción de un cilindro hidráulico.	159
Tabla 3.10. Selección de sellos, limpiadores y fajas de desgaste.....	159
Tabla 3.11. Caudal necesario para el funcionamiento del sistema hidráulico. ...	160
Tabla 3.12. Características de la bomba hidráulica.....	160
Tabla 3.13. Características del motor eléctrico.	161
Tabla 3.14. Códigos para las partes del acople flexible.	162
Tabla 3.15. Características de la válvula de seguridad.	163
Tabla 3.16. Características de la válvula direccional.....	164
Tabla 3.17. Características de la válvula check pilotada.....	164
Tabla 3.18. Características de la válvula de control de flujo.	166
Tabla 3.19. Propiedades generales del depósito de fluido hidráulico.....	167
Tabla 3.20. Características del respiradero del depósito de fluido hidráulico.....	168
Tabla 3.21. Características del filtro de impurezas del fluido hidráulico.	169
Tabla 3.22. Características de los manómetros.	169
Tabla 3.23. Características de la manguera seleccionada para el sistema hidráulico.....	170
Tabla 3.24. Terminales necesarios para la construcción del sistema hidráulico.	171
Tabla 3.25. Acoples necesarios para la construcción del sistema hidráulico.	171
Tabla 3.26. Características físicas del sistema hidráulico de sujeción.	173
Tabla 3.27. Características del sistema hidráulico en combinación del sistema mecánico de sujeción.....	174
Tabla 4.1. Generalidades de la fabricación de las partes del sistema hidráulico.	176
Tabla 4.2. Costos de fabricación de las partes del sistema mecánico de sujeción.	204
Tabla 4.3. Costos de componentes del sistema hidráulico.	205
Tabla 5.1. Tipos de elementos finitos sólidos.....	210

Tabla 5.2. Resumen de los resultados obtenidos después del proceso de simulación en el programa CATIA V5 R18.	242
Tabla 5.3. Comparación entre los esfuerzos calculados teóricamente y los obtenidos por el método de los elementos finitos.....	242

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Clasificación de los ensayos en materiales.	7
Figura 1.2. Medidas nano y micrométricas y su ámbito de aplicación.	8
Figura 1.3. Ensayo de doblado a tres puntos.	12
Figura 1.4. Ensayo de microscopía de fuerza lateral LFM.	12
Figura 1.5. Ensayo de nanoindentación y datos obtenidos.	13
Figura 1.6. Circuito para ensayo de resonancia mecánica.	14
Figura 1.7. Probeta para ensayo de tracción de 200 x 200 μ m.	15
Figura 1.8. Clasificación de los ensayos destructivos según la forma de aplicación de carga.	17
Figura 1.9. Tipos de cargas sobre una probeta para ensayos.	19
Figura 1.10. Máquina universal de ensayos del tipo engrane y tornillo.	23
Figura 1.11. Sistema de palancas para medición de cargas.	24
Figura 1.12. Sistema de péndulo para medición de carga.	24
Figura 1.13. Celda de carga.	25
Figura 1.14. Máquina hidráulica universal de ensayos marca Tinius Olsen y sus partes.	26
Figura 1.15. Sistema de medición de carga mediante dispositivo pendular, usado en máquinas hidráulicas.	27
Figura 1.16. Sistema de medición de carga mediante método nulo, usado en máquinas hidráulicas.	27
Figura 1.17. Máquina electromecánica universal de ensayos.	29
Figura 1.18. Máquina hidráulica universal de ensayos marca Tinius Olsen modelo súper L con capacidad para 587 KN [132.000 lbs].	30
Figura 1.19. Máquina hidráulica universal de ensayos marca Tinius Olsen modelo súper L con capacidad para 534 KN [120.000 lbs].	31
Figura 1.20. Máquina electromecánica universal de ensayos marca Tinius Olsen con capacidad para 25 KN [5.620 lbs].	31
Figura 1.21. Sistema axial – torsional marca MTS con capacidad para 195 KN [44.000 lbs].	32
Figura 1.22. Sistema de sujeción para una máquina universal de ensayos.	33

Figura 1.23. Probeta plana de sección rectangular reducida (a) y probetas de sección transversal circular (b) para ensayo de tracción. _____	34
Figura 1.24. Mordazas para sistema mecánico de sujeción de máquinas universales a) Mordazas planas, b) Mordazas ranuradas. _____	35
Figura 1.25. Probeta de sección circular para ensayo de tracción según norma ASTM E8 (a) y accesorio de sujeción para las mismas (b). _____	36
Figura 1.26. Sistema neumático de sujeción basado en el efecto cuña. _____	37
Figura 1.27. Sistema de mordazas neumáticas de cilindro interno y acción lateral. _____	38
Figura 1.28. Sistema hidráulico de mordazas con cilindro interno con funcionamiento basado en el efecto cuña. _____	39
Figura 1.29. Sistema de sujeción hidráulico con pistones laterales externos. ____	40
Figura 1.30. Sistema de sujeción hidráulico con un pistón lateral interno. ____	40
Figura 2.1. Modelo en AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2009 de la máquina hidráulica universal de ensayos Tinius - Olsen modelo Súper L con capacidad para 534 KN [120.000 lb]. _____	44
Figura 2.2. Vista frontal de la máquina universal de ensayos. _____	44
Figura 2.3. Vista aérea del puente móvil de la máquina universal de ensayos. _	45
Figura 2.4. Vista aérea del puente fijo de la máquina universal de ensayos. ____	45
Figura 2.5. Corte de vista frontal (a) y corte de vista lateral (b) para observar los alojamientos presentes en los puentes de la máquina universal de ensayos. ____	47
Figura 2.6. Esquema de la posición inicial de la máquina universal y sus medidas antes de realizar un ensayo. _____	48
Figura 2.7. Longitudes de desarrollo de sujeción superior e inferior LDS1 y LDS2 . _____	50
Figura 2.8. Modelo de probeta de sección transversal rectangular para ser ensayada en la máquina universal Tinius – Olsen Súper L. _____	51
Figura 2.9. Medidas más importantes de una probeta de sección transversal rectangular a ser consideradas en el diseño de un sistema de sujeción. _____	52
Figura 2.10. Vista del modelo alternativa 1. _____	61
Figura 2.11. Vista en corte de cuarto de sección del modelo alternativa 1. ____	62
Figura 2.12. Vista del modelo alternativa 2. _____	64
Figura 2.13. Vista en corte de cuarto de sección del modelo alternativa 2. ____	65

Figura 2.14. Vista frontal del modelo alternativa 3. _____	67
Figura 2.15. Vista en corte del modelo alternativa 3. _____	67
Figura 2.16. Vista posterior del modelo alternativa 3. _____	68
Figura 2.17. Fuerzas que se generan durante un ensayo de tracción. _____	73
Figura 2.18. Diagrama de cuerpo libre sobre una mordaza durante el ajuste de la probeta. _____	76
Figura 2.19. Diagrama de cuerpo libre sobre una mordaza durante la liberación de una probeta cuando la misma no ha fallado completamente. _____	79
Figura 2.20. Diagrama de cuerpo libre sobre una mordaza durante la liberación de la probeta cuando la misma ha fallado completamente. _____	82
Figura 2.21. Características geométricas generales del subconjunto cilindro. a) Vista frontal del cilindro, b) Vista auxiliar del cilindro, c) Vista superior de la tapa posterior del cilindro, d) Vista auxiliar de la tapa posterior del cilindro. _____	84
Figura 2.22. Características geométricas generales del subconjunto actuador. a) Vista auxiliar del actuador, b) Vista frontal del actuador. _____	85
Figura 2.23. a) Vistas principales y dimensiones mínimas necesarias para definir la geometría de las mordazas, b) Vista isométrica de una mordaza del sistema mecánico de sujeción. _____	87
Figura 2.24. a) Dimensiones mínimas necesarias para definir la geometría del cuerpo que contiene a las mordazas, b) Vista superior del cuerpo y c) Vistas auxiliares del cuerpo. _____	91
Figura 2.25. Posición de las mordazas en la cual sus caras inferiores están al ras respecto de las caras inferiores del cuerpo que las contiene. Nótese que el cierre de las mordazas es total. _____	93
Figura 2.26. Espacio adicional disponible en el cuerpo que contiene a las mordazas de sujeción. _____	95
Figura 2.27. Análisis del valor máximo hasta el cual puede extenderse el desplazamiento de las mordazas de sujeción. _____	95
Figura 2.28. Representación de los valores: DIN, Lram y Lram1. _____	97
Figura 2.29. Diagrama de cuerpo libre de una mordaza durante la sujeción de una probeta. _____	102

Figura 2.30. a) Secciones de análisis de esfuerzos para el cuerpo que contiene las mordazas, b) descomposición de la fuerza reacción R sobre la sección del cuerpo ABCD. _____	105
Figura 2.31. a) Vista tridimensional de la porción del cuerpo en análisis y b) placa en voladizo con dos bordes fijos y los dos bordes restantes libres. _____	106
Figura 2.32. Transporte de la fuerza R hacia el punto de apoyo. _____	107
Figura 2.33. Sección del cuerpo a analizar. _____	108
Figura 2.34. Parámetros geométricos de la mordaza de sujeción. _____	111
Figura 2.35. Analogía entre la geometría de la mordaza y el modelo de concentrador de esfuerzos. _____	112
Figura 2.36. Parámetros geométricos principales en el diseño del cilindro. ____	114
Figura 2.37. Forma y dimensiones extremas del cilindro extremas. _____	119
Figura 2.38. Fijación del cilindro hidráulico al cuerpo de mordazas. _____	120
Figura 2.39. a) Ajuste de probetas, b) Liberación de probetas. _____	121
Figura 2.40. (a) Vista general del sistema de sujeción y (b) Análisis de las fuerzas que actúan sobre el actuador. _____	122
Figura 2.41. Secciones importantes del acople del actuador. _____	122
Figura 2.42. Fuerzas y restricciones sobre el acople del actuador en el programa de simulación por elementos finitos CATIA V5R18. _____	123
Figura 2.43. (a) Representación de las magnitudes de esfuerzos en el acople y (b) representación de las deformaciones en el acople. _____	124
Figura 2.44. (a) Ejemplo de perno sin precarga, (b) análisis de los hilos del roscado como vigas y (c) parámetros dimensionales del perno y sus hilos. ____	125
Figura 2.45. a) Vista auxiliar del cuerpo que contiene a las mordazas y b) Vista auxiliar posterior del mismo cuerpo. _____	128
Figura 2.46. Cuerpo que contiene a las mordazas donde se ha extraído la zona frontal y se ha disminuido el espesor de la parte superior. (a) Vista auxiliar, (b) vista auxiliar posterior. _____	129
Figura 2.47. Cuerpo donde se ha retirado material de secciones laterales. (a) Vista auxiliar y (b) vista auxiliar posterior. _____	130
Figura 2.48. Posición inicial y final de las mordazas conjuntamente con los resortes. _____	131
Figura 2.49. Diagrama de cuerpo libre de la mordaza de sujeción. _____	132

Figura 2.50. Carga sobre resorte. _____	134
Figura 2.51. Posiciones extremas del mecanismo de sujeción. a) Mordazas totalmente cerradas y b) Mordazas totalmente abiertas con una carrera de 22 mm. _____	136
Figura 2.52. Mordaza de sujeción de la máquina universal marca Tinius Olsen modelo Súper L con su superficie de contacto con las mordazas entallada. ____	137
Figura 2.53. Diseño detallado de las partes del cilindro hidráulico. a) Tapa posterior, b) Pistón y c) Tapa anterior. _____	139
Figura 2.54. Superficie que será moleteada para aumentar su rugosidad. _____	139
Figura 3.1. Esquema típico de un sistema hidráulico. _____	143
Figura 3.2. Diagrama del sistema hidráulico a utilizar. _____	151
Figura 3.3. Detalle del grupo motobomba. _____	152
Figura 3.4. Detalle del grupo de control y actuadores del sistema. _____	153
Figura 3.5. a) Sentido de la carrera de liberación de probetas, b) Sentido de la carrera de ajuste de probetas. _____	156
Figura 3.6. Acople flexible y sus partes. _____	162
Figura 3.7. Modelo de depósito de fluido de trabajo. _____	167
Figura 3.8. Control del sistema hidráulico de sujeción. _____	172
Figura 4.1. Dos perspectivas diferentes del modelo de cuerpo que contiene a las mordazas para protocolo de pruebas. _____	179
Figura 4.2. Vista lateral (a) y vista frontal (b) del modelo de cuerpo que contiene a las mordazas para protocolo de pruebas. _____	180
Figura 4.3. Modelo de vástago para protocolo de pruebas. _____	181
Figura 4.4. Conjunto para pruebas cinemáticas. _____	181
Figura 4.5. Conjunto para pruebas cinemáticas montado en la máquina universal de ensayos. _____	183
Figura 4.6. Prueba de sujeción de probeta en el marco de compresión de la máquina universal. _____	183
Figura 4.7. Conjunto para prueba de liberación de probeta montado en la máquina universal de ensayos. _____	186
Figura 4.8. Prueba de liberación de la probeta en el marco de tracción de la máquina universal de ensayos. _____	187

Figura 4.9. Conjunto para ensayo de pernos y ejes en la máquina universal de ensayos. _____	188
Figura 4.10. Mordaza hidráulica de sujeción montada en el marco de tracción de la máquina universal de ensayos. _____	191
Figura 4.11. Mordaza hidráulica de sujeción montada en el marco de tracción de la máquina universal de ensayos. _____	194
Figura 4.12. Criterio de longitud adecuada de una manguera hidráulica. _____	200
Figura 4.13. Criterio de radio de curvatura adecuada de una manguera hidráulica. _____	201
Figura 4.14. Criterio de instalación adecuada de mangueras hidráulicas. _____	201
Figura 5.1. Estado de cargas al cual será sometido el cuerpo durante la simulación. _____	211
Figura 5.2. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) obtenidos con elementos tetraédricos de 5 mm en cuerpo que contiene a las mordazas. _____	213
Figura 5.3. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) obtenidos con para elementos tetraédricos de 4 mm en cuerpo que contiene a las mordazas. _____	214
Figura 5.4. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) obtenidos con elementos tetraédricos de 3 mm en cuerpo que contiene a las mordazas. _____	215
Figura 5.5. Cuerpo que contiene a las mordazas rediseñado. _____	216
Figura 5.6. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) para elementos tetraédricos de 5 mm en cuerpo que contiene a las mordazas rediseñado. _____	217
Figura 5.7. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) para elementos tetraédricos de 4 mm en cuerpo que contiene a las mordazas rediseñado. _____	218
Figura 5.8. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) para elementos tetraédricos de 3 mm en cuerpo que contiene a las mordazas rediseñado. _____	219
Figura 5.9. Zonas del cuerpo donde aparecen errores de simulación. _____	220
Figura 5.10. Diagrama de cuerpo libre de la placa de refuerzo. _____	221
Figura 5.11. Estado de cargas a la cual será sometida la mordaza para la simulación. _____	222
Figura 5.12. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 4 mm en mordaza. _____	223
Figura 5.13. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 3 mm en mordaza. _____	224

Figura 5.14. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 2,8 mm en mordaza. _____	225
Figura 5.15. Estado de cargas de la mordaza rediseñada en el programa CATIA V5R18. _____	226
Figura 5.16. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 3,5 mm en mordaza rediseñada. _____	227
Figura 5.17. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 3 mm en mordaza rediseñada. _____	228
Figura 5.18. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 2,5 mm en mordaza rediseñada. _____	229
Figura 5.19. Estado de cargas del modelo de acople transmisor de movimiento. _____	230
Figura 5.20. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 2 mm en acople transmisor de movimiento. _____	231
Figura 5.21. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 1,5 mm en acople transmisor de movimiento. _____	232
Figura 5.22. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 1 mm en acople transmisor de movimiento. _____	233
Figura 5.23. Estado de cargas del vástago para simulación. _____	234
Figura 5.24. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 5 mm en el vástago. _____	235
Figura 5.25. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 4 mm en el vástago. _____	236
Figura 5.26. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 3,5 mm en el vástago. _____	237
Figura 5.27. Estado de cargas para simulación del perno de anclaje. _____	238
Figura 5.28. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 6 mm en el perno de anclaje. _____	239
Figura 5.29. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 5 mm en el perno de anclaje. _____	240
Figura 5.30. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 4 mm en el perno de anclaje. _____	241

RESUMEN

Para la certificación de materiales es necesario realizar varios tipos de ensayos mecánicos como por ejemplo ensayos de tracción, compresión, doblado, corte, flexión, etc. El ensayo mecánico más común es el de tracción. Para esta prueba se necesita de una máquina universal de ensayos y de los dispositivos suficientes para sujetar y transmitir la carga a la probeta además de un elemento que registre la fuerza durante el ensayo. Existen probetas de espesores pequeños que difícilmente pueden ser sujetadas sin que se produzca deslizamiento. En este proyecto de titulación se diseña un sistema hidráulico de sujeción basado en los requerimientos impuestos por las necesidades del Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional. De esta forma se pretende que este laboratorio perfeccione el procedimiento para ensayos de probetas de pequeño espesor. El sistema de sujeción diseñado en este proyecto está compuesto por un subsistema mecánico y otro hidráulico. El subsistema mecánico se encarga de sujetar las probetas a ensayar por medio de dos mordazas que se deslizan sobre un cuerpo que contiene dos planos inclinados que generan un efecto autoajustante. El subsistema hidráulico está compuesto principalmente por un cilindro hidráulico y un conjunto de válvulas que permiten el controlar el mismo. La función principal es generar la fuerza necesaria para sujetar las probetas hasta que se dé el mencionado efecto autoajustante. Las características físicas y geométricas de cada una de las mordazas hidráulicas del sistema diseñado en este trabajo son las siguientes: ancho: 190 mm, longitud de desarrollo de sujeción: 265 mm, profundidad: 265 mm, peso: 21,8 kg, apertura máxima entre mordazas: 7,5 mm y ángulo de cuña: 80°. Por otro lado, las características del sistema hidráulico son las siguientes: presión de la bomba: 20,7 MPa; presión de trabajo: 17,2 MPa; presión máxima en el sistema: 18,6 MPa; caudal de trabajo: 3,1 gpm; fuerza en la carrera de ajuste: 78,2 kN; fuerza en la carrera de liberación: 74,7 kN; velocidad del actuador en la carrera de ajuste de probetas: 1,5 mm/s; y velocidad del actuador en la carrera de liberación de probetas: 3 mm/s. Para concluir este trabajo se verificó el diseño de las partes más importantes del sistema mediante el programa CATIA V5R18 el cual permite el análisis por el método de los elementos finitos. Para finalizar, se debe decir que

en este proyecto se diseñaron y seleccionaron todas las partes para este sistema, sin embargo en un próximo trabajo que trate sobre su construcción se deberá revisar y reevaluar todos los métodos mencionados.

PRESENTACIÓN

Una de las principales ramas de la ingeniería es el estudio de las características de los materiales y sus posibles aplicaciones. Justamente para llevar a cabo esta actividad es de vital importancia poder obtener las propiedades mecánicas de los mismos, lo cual puede ser determinado mediante ensayos destructivos que pongan en evidencia la característica que se desea comprobar. El principal ensayo que se realiza con este fin es el de tracción, el mismo que consiste en someter a una muestra de material normalizada o no normalizada a una carga axial hasta que este falle definitivamente. Dependiendo de la forma de la muestra existen distintos accesorios que conjugados con una máquina universal de ensayos sirven para realizar las mencionadas pruebas.

Al Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional todos los días llegan muestras de materiales de todo tipo y tamaño para realizar ensayos de tracción. Para realizar estas pruebas se utilizan las máquinas universales de ensayos que se encuentran en el mismo laboratorio. Existen ocasiones en las cuales no se cuenta con los accesorios de sujeción adecuados para llevar a cabo los ensayos en algunos rangos de espesores de probetas, este es el caso de las muestras metálicas que con espesor entre 0,7 y 5 mm.

El propósito de este proyecto de titulación es diseñar un sistema hidráulico de sujeción que se adapte de la mejor forma a la máquina universal de ensayos marca Tinius Olsen modelo Súper L que se encuentra en el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y que permita sujetar de forma eficaz las muestras de material a ensayar. El proceso de diseño que se realice estará respaldado por una simulación por el método de los elementos finitos de las partes del sistema consideradas principales.

El diseño del sistema de sujeción fue desarrollado mediante un proceso ordenado, el cual se detalla a continuación. En el capítulo 1 se realiza una breve introducción en los tipos de ensayos, su importancia y aplicación científica, experimental e industrial. Además, se busca referencias de equipos existentes en el mercado que tengan características semejantes a lo que se desea llevar a cabo en este diseño.

En el capítulo 2, en primer lugar se determinan todos los requerimientos necesarios para el diseño del sistema mecánico de sujeción, contemplando que cualquier diseño debe adaptarse satisfactoriamente a la máquina universal de ensayos. Después, se presenta tres alternativas de solución al problema de entre las cuales se escoge una por el método ordinal corregido de criterios ponderados. La alternativa escogida es desarrollada hasta obtener un diseño preliminar que cumpla con todas las expectativas planteadas al inicio del capítulo. Finalmente se realiza un diseño detallado, en el cual el objetivo principal es pulir el diseño previo y añadir algunos detalles que hagan que el sistema mecánico sea más práctico.

En el capítulo 3 se diseña el sistema hidráulico que empuja el sistema mecánico. De igual forma que en el capítulo anterior, primero se establecen los requerimientos a satisfacer. Una vez establecida la forma del sistema se selecciona de catálogos todo el equipo hidráulico a utilizar con excepción del cilindro hidráulico que debe ser construido.

En el capítulo 4 se define los métodos de fabricación de las partes principales del sistema mecánico e hidráulico. Posteriormente se detalla el procedimiento de montaje, mantenimiento y se evalúan las posibles fallas que podrían suceder.

El diseño de las partes principales del sistema hidráulico de sujeción se encuentra respaldado por la simulación por el método de los elementos finitos con ayuda del programa CATIA V5R18, donde en ciertos casos se realiza un último rediseño para mejorar sus propiedades.

CAPÍTULO 1

EL ENSAYE DE MATERIALES Y EL EQUIPO ADECUADO PARA SU REALIZACIÓN

En el presente capítulo se analizará las razones por la cuales el ensaye de materiales es de gran importancia en varios campos de la ingeniería, además se realizará una clasificación de los ensayos desde los principales puntos de vista. Posteriormente a esto, se hará una revisión general sobre las máquinas para ensayos mecánicos que existen en el mercado y las que se encuentran en el LAEV, sus principios de funcionamiento, sus partes y aplicaciones. Dentro del análisis de las partes de una máquina para ensayos mecánicos el sistema que será analizado con mayor detalle será el de sujeción de probetas, del cual se realizará una clasificación y un breve estudio de su principio de funcionamiento.

1.1 INTRODUCCIÓN

El ensaye de materiales consiste en tomar un número de muestras preferentemente normalizadas de un material y realizar la cantidad necesaria de pruebas para caracterizar el comportamiento del mismo ante las circunstancias simuladas. Dichas pruebas deben realizarse necesariamente con el equipo adecuado, si es que se desea que tengan validez alguna, razón por la cual es importante conocer de antemano varias características de los ensayos a realizar. En países como el Ecuador, los laboratorios no siempre cuentan con todos los equipos y accesorios que se requiere o desea; es por esto que actividades como la remodelación de los equipos existentes y el planteamiento de la optimización continua de procedimientos de ensayos está siempre vigente. Una de las instituciones más probas a nivel nacional para la ejecución de distintos tipos de ensaye es la Escuela Politécnica Nacional. Los laboratorios de esta institución, como es de esperarse, tienen sus necesidades particulares de mejoramiento y el

Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV)¹ no es la excepción. Este laboratorio cuenta con algunos equipos que, a pesar de tener ya varios años de uso, aún se encuentran en perfectas condiciones². Sin embargo se ha observado que con ciertas modificaciones o remodelaciones algunos de estos equipos podrían aumentar su versatilidad. Este es el caso de las dos máquinas universales de ensayos Tinius Olsen Súper L que se encuentran funcionando satisfactoriamente en el LAEV³.

Una máquina universal de ensayos está compuesta por dos sistemas: el sistema de carga y el sistema de medición de carga. Dentro del sistema de carga se encuentra el sistema de sujeción de probetas. Para las máquinas universales de ensayos del LAEV este último sistema no es efectivo para un rango de espesores de probetas que va desde los 0,7 hasta los 5 mm. Es por esta razón que en este proyecto se plantea la necesidad de un rediseño del sistema de sujeción de la máquina universal de ensayos Tinius Olsen Súper L con capacidad de 534 kN [120.000 lbf]. Eventualmente, este nuevo sistema de sujeción también podrá funcionar para la máquina universal de ensayos de 587 KN [132.000 lbf] debido a que geoméricamente son casi idénticas.

En este capítulo se revisará las características principales de varios tipos de ensayos mecánicos, los cuales son realizados en su mayoría en el LAEV. Además se reconocerá las características de las máquinas usadas para realizar estos ensayos, para posteriormente definir sus sistemas principales y descubrir las carencias de las mismas, especialmente en el sistema de sujeción. Finalmente se analizará distintos tipos de sistema de sujeción existentes en la industria con el fin de observar cuales son los sistemas más comunes y eficientes para la ejecución de ensayos en máquinas parecidas a las del LAEV.

Para iniciar con el proceso de diseño es indispensable conocer los tipos de ensayos que se realizan en la máquina, los accesorios con los que cuenta y el funcionamiento de la misma. A continuación se efectuará este análisis.

¹ LAEV son las siglas de Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional

² Las máquinas hidráulicas universales de ensayos marca Tinius Olsen del LAEV fueron calibradas en agosto de 2009 y están dentro de la clase I, de acuerdo con los requerimientos de ISO 17025

³ En la sección 1.3.4 se presenta información sobre las máquinas de ensayos con sus respectivas capacidades.

1.2 EL ENSAYE DE LOS MATERIALES [1]

Antes de que se realice cualquier tipo de ensayo es importante conocer la necesidad que se desea satisfacer ya que esto ayudará a definir otras variables tales como: el equipo de ensayos, el personal de trabajo, etc.

El ensaye se lleva a cabo por al menos una de las siguientes razones:

- Aportar información rutinaria acerca de la calidad de un producto. Esta actividad es más conocida como ensaye comercial o de control.
- Recabar información nueva o más precisa acerca de materiales conocidos o emprender la caracterización de nuevos materiales al realizar una labor investigativa.
- Obtener medidas exactas de las propiedades fundamentales o constantes físicas de un material; algo que también se puede conocer como investigación científica.

La preocupación principal de la primera circunstancia, es decir del ensaye comercial, es verificar la calidad de materiales que se deben enmarcar en una especificación. Este interés surge mayormente en el contexto del control de la producción o fabricación. Los ensayos que se realicen en los materiales se convierten en una guía, ya que el objeto de esta actividad consiste en determinar si las propiedades de un material o de una parte de él están dentro de los límites requeridos.

Por otra parte, en el caso de la investigación de materiales, los propósitos son ciertamente distintos. Entre estos se tiene: llegar a nuevas conclusiones sobre los materiales ya conocidos previamente, descubrir propiedades de interés de materiales nuevos y elaborar o redactar normas de calidad o procedimientos de ensayo que permitan poner en evidencia los resultados que se desea constatar y comparar posteriormente.

La actividad conocida como ensaye científico en cambio es la recolección de un conjunto ordenado y confiable de información sobre ciertas propiedades útiles y fundamentales de los materiales. Este tipo de ensayo tiene como fin principal aportar datos para el análisis exacto de como se puede utilizar y explotar algún material en el diseño eficiente de diferentes artículos.

La gran mayoría de las actividades que se realizan en el LAEV – EPN corresponden a la comprobación de las propiedades de los materiales, es decir a la primera razón, ya que mediante la aplicación de varios procedimientos de ensayo amparados en las diferentes normas es posible determinar si un material supera los requerimientos mínimos establecidos. Esto no quiere decir que se ignore o que no se realice ningún ensayo de búsqueda de nuevos materiales. Por el contrario, la actividad investigativa del LAEV está en alza debido a la cooperación que este laboratorio presta al Laboratorio de Nuevos Materiales de la Escuela Politécnica Nacional (LANUM - EPN)

1.2.1 SIGNIFICADO DE LOS ENSAYOS

Si bien es cierto, cada vez que se realiza un ensayo en un material se obtiene un valor numérico de una propiedad sobre la cual se tiene interrogantes, muchas veces estos resultados se sobresimplifican y no se interpretan de una forma adecuada. Esto sucede en vista de que al ensayar materiales no se determinan propiedades de los mismos, debido a que no se consigue datos invariables que definan totalmente el comportamiento de un tipo de material. Más bien, se obtiene medidas, indicaciones o manifestaciones de las propiedades descubiertas en muestras de materiales que se ensaya en un complejo estado de circunstancias. Por lo tanto, el significado de los ensayos que se realice está relacionado directamente con la confiabilidad del método que se ejecute para obtener los valores que se busca.

El verdadero significado de cualquier tipo de ensayo reside en la información que sus resultados ofrezcan a un cuerpo de personal calificado para que este realice una predicción del desempeño de un material en servicio. El significado de los ensayos puede estar enmarcado en dos criterios los cuales son: medir adecuadamente una propiedad que sea suficientemente básica y representativa para que los resultados de los ensayos se puedan utilizar directamente en el diseño o, que sirva para identificar los materiales que puedan arrojar un desempeño satisfactorio para una determinada aplicación.

Un punto importante a tomar en cuenta es la variación de los datos que se obtengan de un ensayo. Esta variación de medidas cuantitativas de las

propiedades de interés puede deberse a la falta de homogeneidad en cada uno de los procesos de ensayo o también puede responder a la variación real de una propiedad dada en las muestras. Es por esta razón que para el estudio de este tema es importante usar la estadística y de esta manera llegar a una interpretación inteligente de los resultados.

1.2.2 DISEÑO DE LOS ENSAYOS

Un ensayo que se realice en un laboratorio debe cumplir con las siguientes características:

- Significativo
- Confiable
- Reproducible
- Precisión conocida
- Económico

La elección final del diseño adecuado debe estar controlada por el significado del ensayo, guiada por la economía de esfuerzo e influida por un sentido de la proporción que amerita la prueba. Según un antiguo manual del U.S. Bureau of Standards sobre el ensayo de materiales:

Una medida adecuada de una propiedad dada resulta posible cuando:

1. La propiedad puede ser definida con suficiente exactitud
2. El material es de composición y pureza conocidas
3. Las condiciones existentes son normales o conocidas
4. Los métodos experimentales son teóricamente correctos
5. Las observaciones y sus deducciones se hacen con el cuidado debido
6. El orden de exactitud de los resultados se conoce

Es verdad que es prácticamente imposible alcanzar a reunir todas estas condiciones en una sola circunstancia, pero cuando se propugna los resultados se puede pasar de la etapa cualitativa a la cuantitativa y los resultados pueden denominarse como constantes porque los reensayos que se realicen no

evidenciarán resultados muy diferentes. El grado de exactitud a alcanzar en un ensayo se convierte en una situación netamente práctica, pero en términos generales este debe guardar una estricta relación con el propósito en cuestión.

1.2.3 EL ENSAYE Y EL SENTIDO COMÚN

El ensayo no debe usarse nunca como un sustituto del pensamiento a pesar de que coopere en el análisis del caso en estudio. Es más, antes de iniciar un ensayo, este debe entenderse bien y el carácter general de los resultados debe ser previsto. Un ensayo permanece incompleto hasta que se comprueba e interpreta; es decir, hasta que se realiza un informe. Es por eso que una obligación del ingeniero debe ser presentar los resultados del experimento de forma clara, inteligente y agradable. El formato que lleve dicho informe debe ajustarse para satisfacer las necesidades de quien lo solicitó.

1.2.4 CLASIFICACIÓN DE LOS ENSAYOS [1,2]

El ensayo tiene como objetivo comprobar la aptitud de materiales para su empleo y como es de suponerse existen tantos tipos de ensayos como propiedades que se deseen comprobar. A continuación y mediante un conjunto de criterios se realiza una clasificación de los ensayos (ver Figura 1.1).

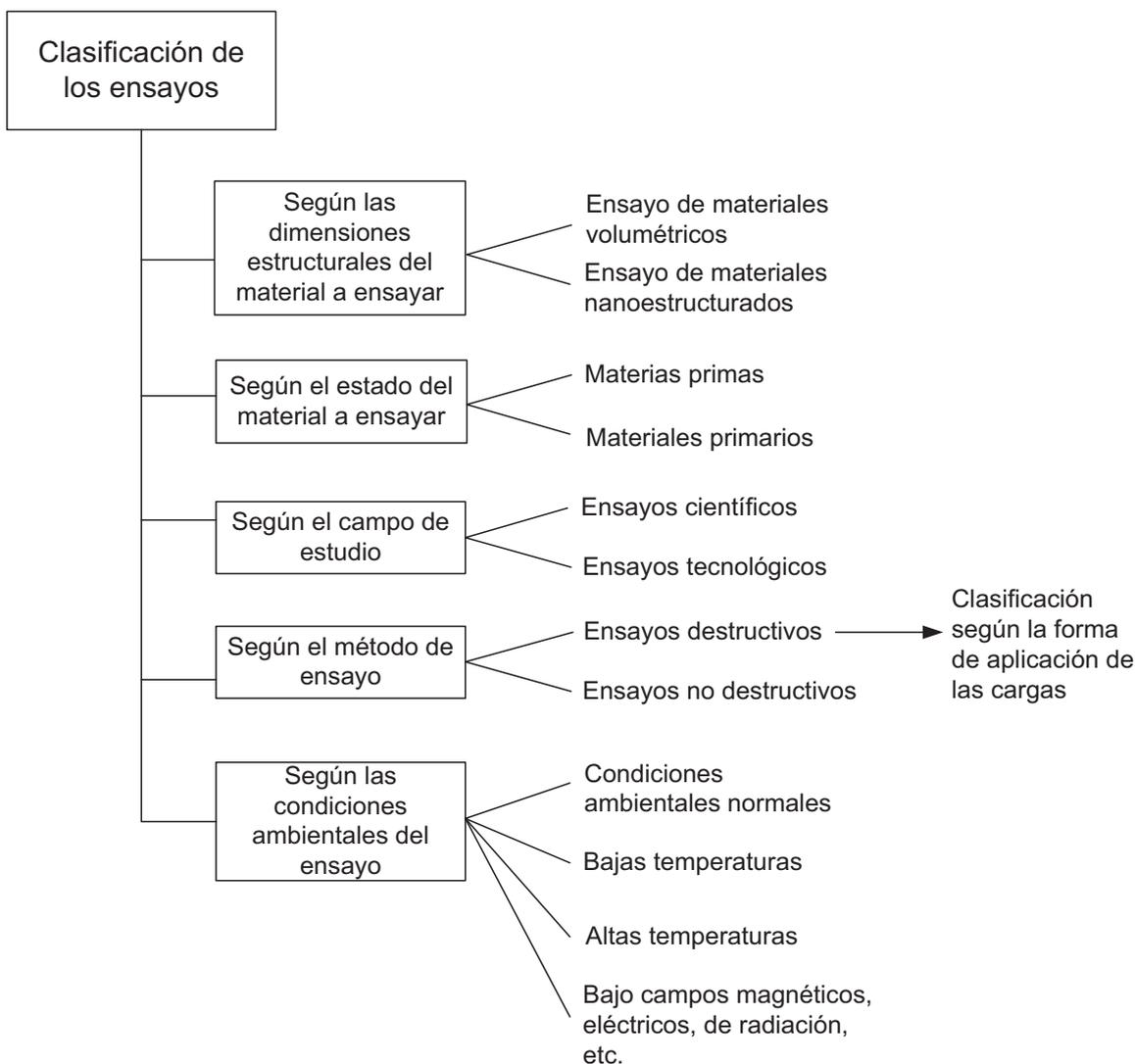


Figura 1.1. Clasificación de los ensayos en materiales.

1.2.4.1 Clasificación según las dimensiones estructurales del material a ensayar [3,4]

Los materiales del tipo volumétrico son aquellos que tienen características comunes, y que no han sido estructurados micro o nanométricamente; es decir, son los materiales tradicionales como el acero, el hierro fundido, el aluminio, etc., que se usaron y se siguen usando para la mayoría de aplicaciones pues brindan soluciones sencillas y confiables a sus usuarios. La mayoría de tipos de procedimiento de ensaye mecánico para estos materiales serán estudiados en el resto de este capítulo.

Por otra parte, dentro de la ingeniería uno de los campos que más se ha desarrollado es el de los materiales. Esto se debe a la permanente búsqueda de nuevas alternativas para las múltiples necesidades que se presentan en la industria y en el diario vivir. Hace algo más de cuarenta años los únicos materiales de interés práctico eran los volumétricos, pero conforme las investigaciones avanzaron se descubrió que existen formas físicas, químicas e industrialmente viables para aprovechar de mejor forma las propiedades de varios materiales al realizar una combinación o manipulación de los mismos a escala nanométrica y de esta forma crear unos nuevos materiales con características ideales para fines más específicos. Así nació la nanotecnología.

La nanotecnología comprende un conjunto de métodos avanzados que se encargan de la síntesis de nanoestructuras, desarrollo del procesamiento de los materiales y sus aplicaciones, todo esto en el rango de escalas de longitud de aproximadamente de uno a cien nanómetros, como se ve en la Figura 1.2. Entre los campos más importantes de aplicación de la nanotecnología están: la electrónica, mecánica, los cerámicos para uso en la industria eléctrica, bio – cerámica, bio – tecnología e instrumentación médica. Para cada uno de estos se generan estructuras, sistemas y dispositivos que tienen propiedades y funciones nuevas como consecuencia del pequeño tamaño de los materiales.

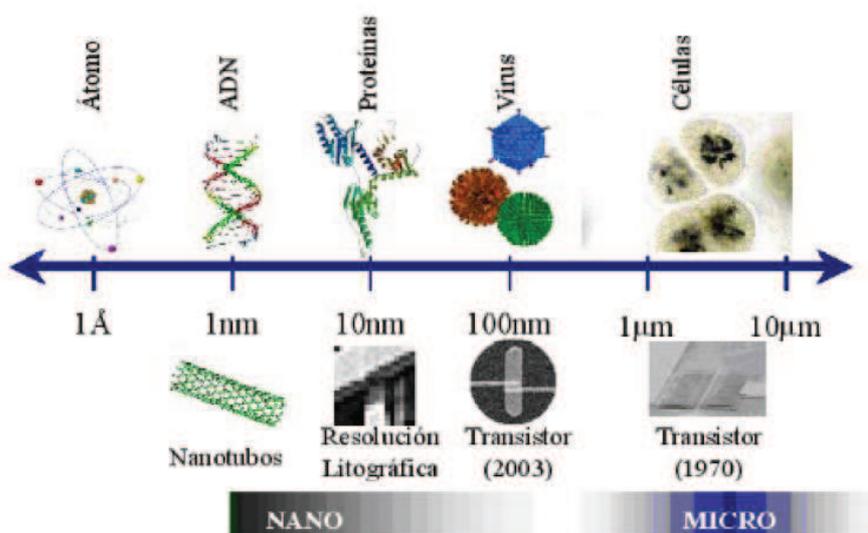


Figura 1.2. Medidas nano y micrométricas y su ámbito de aplicación⁴.

⁴ www.oncnosis.com

Los principales avances que se han desarrollado en base a la nanotecnología son: materiales nanoestructurados, nanobots, nanocalambres y nanotubos. Los materiales nanoestructurados son aquellos que tienen una estructura que ha sido previamente diseñada con partículas que oscilan en tamaño de uno a cien nanómetros, y estas dan las principales características morfológicas y mecánicas al material. Este proceso se realiza con el objetivo de mejorar las características (mecánicas, eléctricas, magnéticas, etc.) del material para su utilización en una aplicación determinada. Existen dos procesos para la fabricación de nanoestructuras: la “top - down” que consiste en la miniaturización de macroestructuras y la técnica “bottom - up” que utiliza el ensamblaje de átomos y moléculas para obtener nanoestructuras.

Puede establecerse una clasificación de los materiales nanoestructurados en función del tipo de elementos estructurales que los componen; de esta manera se distinguen:

- Nanopartículas

Son partículas que exhiben un notable aumento en la relación superficie – volumen, lo cual es producto de la disminución del tamaño de la partícula (desde micro a nanopartícula). Esto hace que el comportamiento de los átomos de la superficie de la partícula predomine sobre el comportamiento de los átomos en el interior de ella y como resultado se obtiene cambios en la interacción de la partícula con otras. El aumento en la superficie de las partículas estimula también un incremento en las interacciones de un material nanocompuesto, provocando así un mejoramiento en su resistencia mecánica, química y al calor, entre otras.

- Nanocompuestos

Se identifican como materiales formados en parte o en su totalidad por diferentes nanopartículas o nanofases, mediante lo cual se obtienen nuevas propiedades mecánicas, eléctricas, entre otras.

- Nanocapas

Son materiales con capas donde una o varias tienen un espesor en el orden de los nanómetros. Sirven para mejorar las propiedades superficiales del material como la dureza y resistencia a la abrasión, corrosión.

- Materiales estructurados

Son materiales donde se produce el crecimiento controlado de un material para conseguir una determinada estructura topológica de tal forma que varíen sus propiedades.

- Polímeros de moléculas orgánicas

Son materiales cuya aplicación está centrada en propiedades de absorción y emisión controladas de luz.

- Cristales líquidos poliméricos

Se basan en el efecto de birrefringencia y se utilizan en el campo de la instrumentación científica y fabricación de componentes ópticos.

A partir de todos estos materiales se han concebido un sinnúmero de dispositivos que han ido cobrando importancia conforme se ha encontrado aplicaciones prácticas para ellos; este es el caso de las nanoestructuras unidimensionales. Este tipo de nanomaterial ha venido desarrollándose vertiginosamente, a tal punto que ejemplares como: los nanotubos de carbono, nanoalambres, nanobarras, nanocintas y nanofibras han sido ampliamente investigados desde su descubrimiento. Los estudios muestran que las nanoestructuras no solo presentan propiedades eléctricas, térmicas y ópticas únicas, sino también extraordinarias propiedades mecánicas. Para poder comprobar estas últimas se han diseñado varios tipos de ensayos mecánicos que sirven para caracterizar a las nanoestructuras unidimensionales en vista de que sus propiedades no pueden ser extrapoladas de sus similares volumétricos por tener comportamiento diferente a escala nanométrica.

Como era de imaginarse, realizar ensayos a elementos tan pequeños no es fácil. Los principales desafíos para la medición cuantitativa de las propiedades mecánicas de un nanomaterial son: diseñar una configuración apropiada para

realizar el ensayo, aplicar y medir las fuerzas en el orden de los nanoNewtons y medir la deformación mecánica en el rango de los nanómetros. Estas dificultades han sido resueltas en gran parte con el uso de equipos sofisticados como el microscopio electrónico de transmisión (Transmission electron microscope, TEM por sus siglas en inglés), el microscopio electrónico de barrido (Scanning Electron Microscope, SEM por sus siglas en inglés) y el microscopio de fuerza atómica (Atomic Force Microscope, AFM por sus siglas en inglés). Para poder manipular y posicionar estas pequeñas muestras un nanomanipulador o un dispositivo MEMS (Microelectromechanical Systems) deben ser instalados en los microscopios.

Las pruebas mecánicas pueden ser de dos tipos: las que se realizan con la punta del AFM y las de punta de tungsteno con radio desde decenas a unos cientos de nanómetros. Las pruebas con la punta de AFM sirven como sensores de fuerza y las de punta de tungsteno sirven para tomar y posicionar tanto herramientas como muestras a ensayar. El microscopio cumple con la función de medir la deformación mecánica y las dimensiones del nanoespecimen.

Asímismo, cada uno de estos equipos tiene usos distintos, el microscopio AFM basado en electromicroscopías in situ permite realizar:

- Flexión a 3 puntos

De entre los diferentes ensayos, este es el más realizado (ver Figura 1.3). Para ejecutarlo se colocan nanocables individuales en un sustrato con agujeros. Una punta en cantilever de AFM es usada para aplicar una carga en la mitad del material suspendido entre los apoyos. Se toman datos de deformación y de carga.

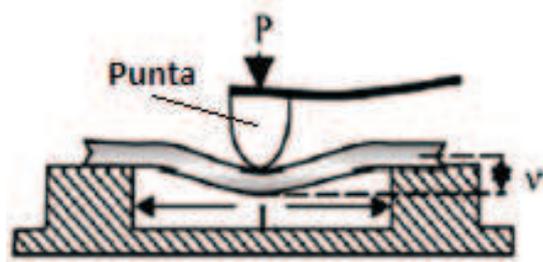


Figura 1.3. Ensayo de doblado a tres puntos⁵.

- Microscopía de fuerza lateral (LFM, Lateral Force Microscopy)

Este ensayo es utilizado para determinar el módulo de Young de nanobarras. En este caso, se dispersan aleatoriamente las nanobarras y luego se sujetan a una superficie plana de cristal que es un sustrato (ver Figura 1.4). El AFM es usado directamente para determinar los valores de fuerza y deflexión a diferentes alturas del punto de sujeción de la barra.



Figura 1.4. Ensayo de microscopía de fuerza lateral LFM⁶.

- Nanoindentación

La nanoindentación es una propuesta promisoría que permite caracterizar películas delgadas, nanocapas, nanoalambres etc. En el caso de los nanoalambres es destacable el que no requiere sujetarlos en algún sustrato, pero en cambio este método de ensayo involucra una indentación directa sobre el nanomaterial (ver Figura 1.5). Este ensayo tiene dos problemas importantes. El primero es que el indentador no puede ser perpendicular a la nanofibra que se desea ensayar y por esta razón se produce fricción entre la punta del AFM lo que

⁵ YANG, Fuqian; Micro and nano mechanical testing of materials and devices; Springer; Nueva York; 2008.

⁶ YANG, Fuqian; Micro and nano mechanical testing of materials and devices; Springer; Nueva York; 2008.

eventualmente provocaría la obtención de mediciones erróneas. La segunda dificultad es que debido a que la punta del AFM está en voladizo entonces las cargas de indentación no pueden ser tan altas.

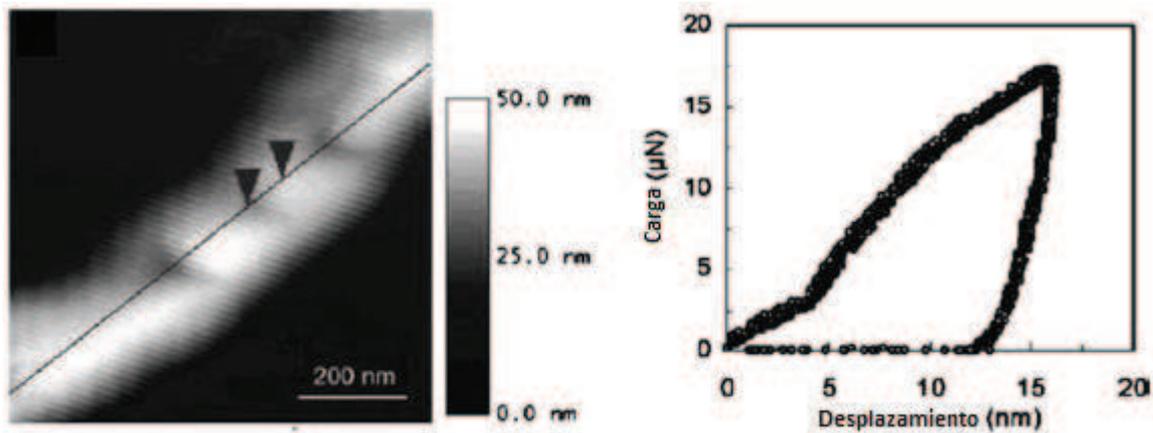


Figura 1.5. Ensayo de nanoindentación y datos obtenidos⁷.

Los ensayos que se realizan bajo el método de punta de tungsteno son:

- Resonancia mecánica

Este es un ensayo para obtener el módulo de Young en un microscopio electrónico de transmisión y fue el primer método que fue utilizado con este fin. Subsecuentemente se desarrolló un método para determinar el módulo de Young en un microscopio electrónico de barrido o bajo un microscopio óptico por un campo de excitación mecánico o eléctrico. La resonancia mecánica puede ser inducida en un nanoalambre cuando la frecuencia de la carga aplicada periódicamente enfoca la frecuencia de resonancia del nanoalambre (ver Figura 1.6). Esto se logra aplicando un voltaje continuo o alterno entre una punta y el nanoalambre.

⁷ YANG, Fuqian; Micro and nano mechanical testing of materials and devices; Springer; Nueva York; 2008.

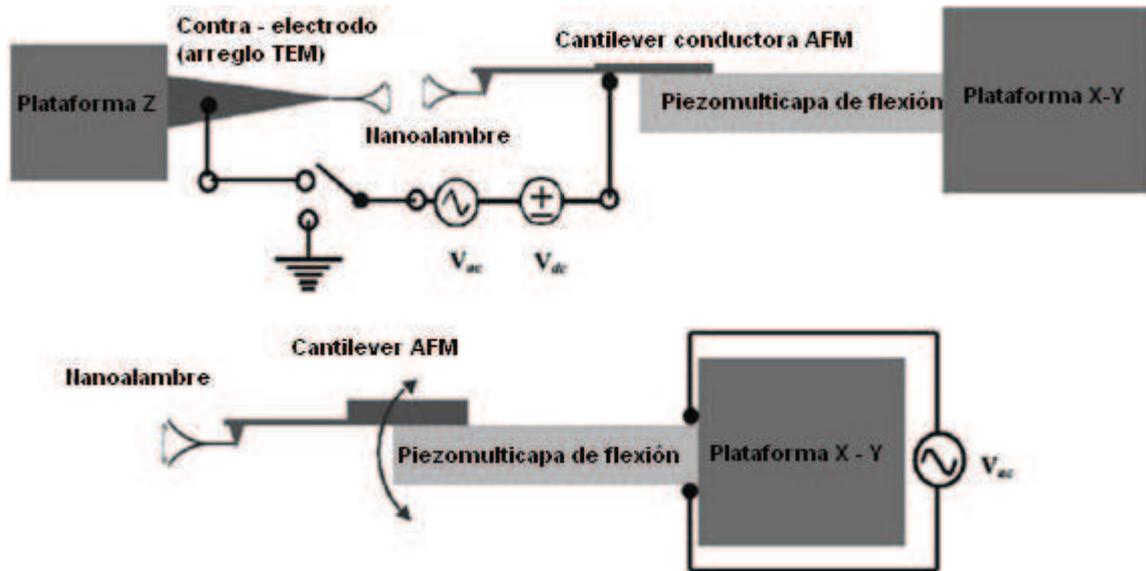


Figura 1.6. Circuito para ensayo de resonancia mecánica⁸.

- Tracción

En los ensayos de tracción usuales el espécimen es estirado hasta producir la ruptura. Durante el ensayo se registran datos como la elongación del espécimen y la carga aplicada y si se conoce la geometría de la probeta del ensayo se puede obtener el módulo de Young, la resistencia a la tracción y la deformación máxima del material. El ensayo de carga uniaxial generalmente ha sido usado para medir la resistencia a la fractura de nanotubos y nanofibras.

Para llevar a cabo el ensayo de tracción se usa un microscopio de fuerza atómica (AFM). Se sujetan las nanofibras en dos puntas en cantilever del microscopio y se carga a la muestra (ver Figura 1.7). Para obtener el módulo de Young y la resistencia a la tracción. Si se cambia la dirección de las cargas se puede realizar ensayos de compresión y pandeo.

⁸ YANG, Fuqian; Micro and nano mechanical testing of materials and devices; Springer; Nueva York; 2008.

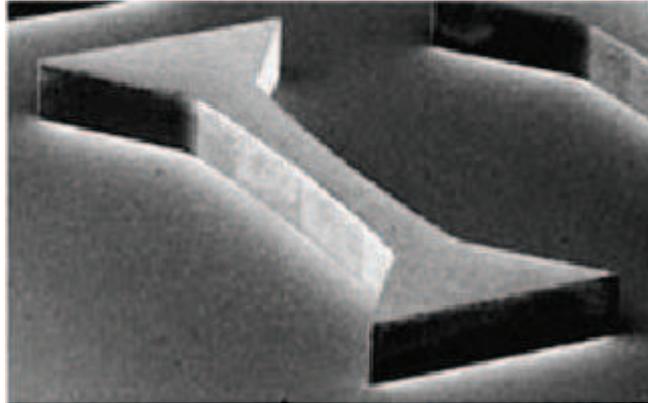


Figura 1.7. Probeta para ensayo de tracción de $200 \times 200\mu\text{m}$ ⁹.

Es importante mencionar que debido a las crecientes investigaciones dentro del campo de los materiales nanoestructurados tanto en laboratorio como en la industria, el equipo con el cual este tipo de materiales es ensayado ha ido evolucionando hasta lograr procedimientos de prueba más versátiles mediante un equipo directamente enfocado para cada aplicación. Este es el caso del dispositivo T150 UTM de Agilent Corporation, el cual permite caracterizar mecánicamente un material nanoestructurado de forma más confiable. Estos resultados se logran mediante el uso de transductores nanomecánicos para obtener una gran sensibilidad en las mediciones. Los ensayos que se pueden realizar con este equipo son: nanoindentación, tracción, compresión y ensayos dinámicos [5].

1.2.4.2 Clasificación según el estado del material a ensayar

Los materiales de los que se dispone se pueden dividir en dos grupos principales: las materias primas y los materiales primarios. Las materias primas son productos naturales que sirven para la elaboración por procedimientos industriales de otros productos semielaborados o productos acabados. Los materiales primarios son productos que en parte provienen de la naturaleza, pero que por lo general se obtienen de las materias primas de la misma. Puede existir un caso en el cual un material sea a la vez materia prima y material primario.

⁹ YANG, Fuqian; Micro and nano mechanical testing of materials and devices; Springer; Nueva York; 2008.

En el ensayo de una materia prima se puede buscar un sinnúmero de propiedades, como contenido de elementos químicos, comportamiento ante distintas circunstancias, resistencia mecánica, resistencia al ataque químico, etc. Es decir, dado que en el campo de las materias primas aún no se ha delimitado el uso preciso que tendrán las mismas, estos materiales son susceptibles de una gran variedad de ensayos [2].

El ensayo de materiales primarios puede ser delimitado de mejor manera ya que de alguna forma el uso que tendrán todos estos productos está mejor definido y con mucha más certeza se sabrá previamente cuáles son las propiedades de las que especialmente interesa conocer sus valores.

1.2.4.3 Clasificación según el campo de estudio

Según este criterio existen 2 tipos de ensayos; los científicos y los tecnológicos. Al campo de los ensayos científicos pertenecen todos aquellos procedimientos que permitan obtener en todo momento valores reproducibles de los exámenes realizados, además de que todos los resultados de estos ensayos deben poder expresarse en cifras o magnitudes físicas. En muchas ocasiones estos ensayos se encuentran normalizados, lo que permite fijar la mayoría de las variables que pudieran afectar los resultados de un experimento.

Los ensayos tecnológicos en cambio tienden a necesitar del diseño de pruebas que satisfagan una exigencia práctica de propiedades que se especifica para el material. Asimismo los cálculos que se realicen en base a estos datos no deben ser tan complejos como en un ensayo científico. En el análisis de los datos se puede realizar una crítica acerca del proceso de fabricación de la pieza, su material base, la calidad de la materia prima, etc.

1.2.4.4 Clasificación según el método de ensayo

Este criterio sostiene que los ensayos pueden ser destructivos y no destructivos. Los ensayos destructivos sirven principalmente para averiguar las propiedades mecánicas de un material. Están comprendidos dentro de este grupo: el ensayo a la tracción, a la compresión, a la flexión, a la torsión, la determinación de dureza

mediante indentación, y todos aquellos en los cuales se busque caracterizar los esfuerzos que soporta el material bajo distintos tipos de carga.

Los ensayos no destructivos se emplean generalmente cuando se trata de analizar, no el material en sí, sino la propia pieza. Como se puede suponer, en este tipo de ensayos no interesan las características del material, ni la interacción en su conjunto, sino analizar los defectos del mismo. Entre estos defectos pueden estar rechupes, grietas, inclusiones de algún tipo, etc. Estas imperfecciones pueden ser detectadas mediante métodos como los rayos X, o el método de flujo magnético (estos ensayos ya no serían de materiales dado que aquí se ensaya a la pieza) [1].

1.2.4.5 Clasificación según la forma de aplicación de carga

Esta subclasificación (ver Figura 1.8) es la base más común para designar o clasificar a los ensayos mecánicos:

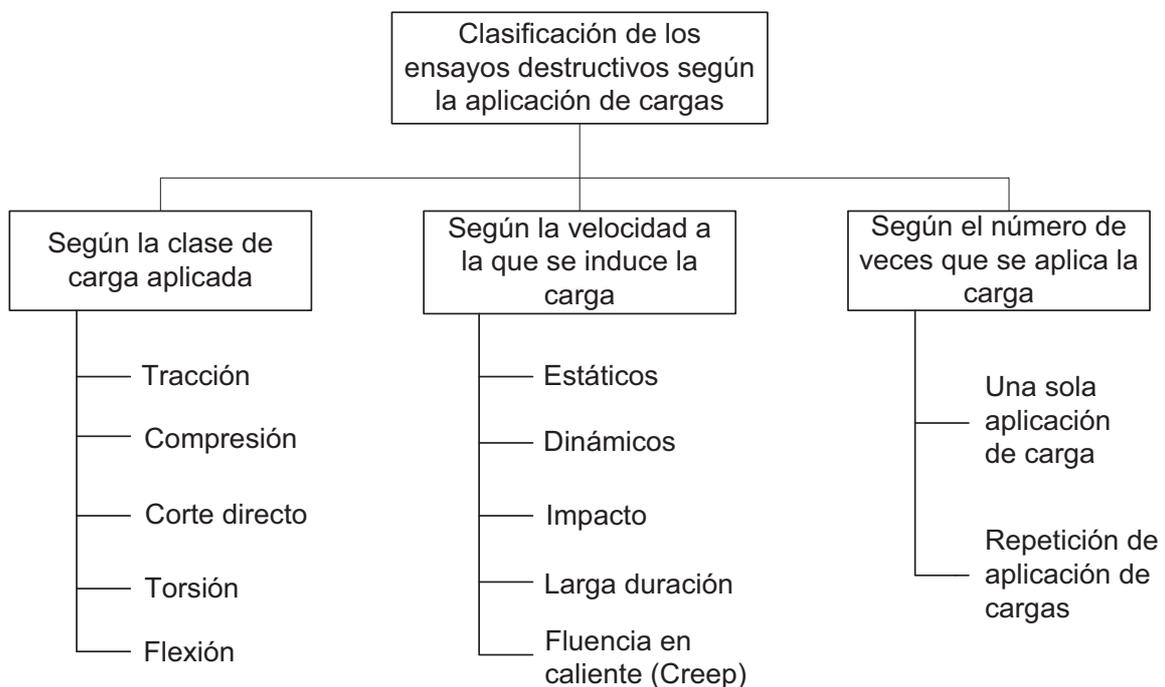


Figura 1.8. Clasificación de los ensayos destructivos según la forma de aplicación de carga¹⁰.

¹⁰ DAVIS, Harmer; Ensayo e inspección de los materiales en ingeniería; C.E.C.S.A.; México, D.F.; 1975.

Para clasificar los ensayos de acuerdo con la forma de aplicar la carga se usan tres criterios: la clase de carga aplicada, la velocidad a la cual la carga se aplica y el número de veces que la carga es aplicada.

En el ensaye mecánico existen cinco tipos primarios de cargas: tracción, compresión, corte directo, torsión y flexión, las cuales se muestran en la Figura 1.9. En los ensayos de tracción y compresión, se aplica una carga axial a una probeta para obtener una distribución uniforme del esfuerzo sobre la sección transversal crítica. Los típicos representantes de estas pruebas son los ensayos correspondientes a las normas ASTM como por ejemplo las ASTM E8, ASTM E9, ASTM A48, ASTM A370, entre otros, los cuales se realizan en el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional. Así también se ensayan probetas de procesos de soldadura bajo las normas AWS, API y el código ASME.

En los ensayos de corte directo se aplica una carga paralela a la sección transversal y por ende perpendicular al eje longitudinal de la muestra para obtener una distribución uniforme del esfuerzo. Esta condición ideal nunca es satisfecha en la práctica debido a la manera en que los esfuerzos cortantes se desarrollan dentro del cuerpo bajo cargas de corte directo, y debido a los esfuerzos incidentales establecidos por los dispositivos de sujeción. En los ensayos de torsión se aplica un momento torsor a la muestra para provocar deformaciones angulares y esfuerzos cortantes. Estos ensayos poseen una ventaja sobre los de corte directo en cuanto a que las deformaciones pueden determinarse por la medición del ángulo de torsión. Los ensayos de flexión consisten en aplicar una carga en uno o dos puntos sobre una viga que se encuentra apoyada dependiendo de las condiciones que se desean representar.

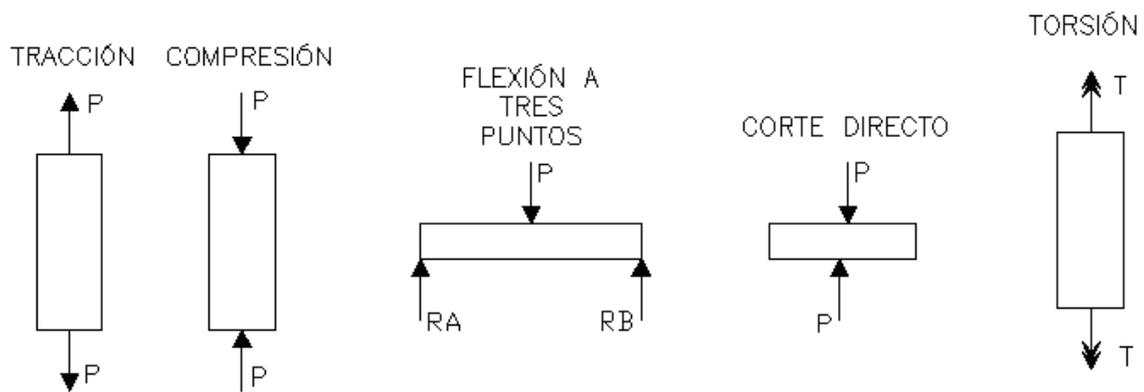


Figura 1.9. Tipos de cargas sobre una probeta para ensayos.

Con respecto a la velocidad con la cual se aplica la carga, los ensayos pueden clasificarse en tres grupos. Si la carga es aplicada durante un periodo de tiempo relativamente corto pero con lentitud suficiente para que la rapidez del ensayo tenga un efecto prácticamente despreciable sobre los resultados el ensayo se puede considerar como estático. Si la carga es aplicada muy rápidamente de modo que el efecto de la inercia y el tiempo queden involucrados, los ensayos son denominados dinámicos. Si la carga se aplica súbitamente, como un golpe, el ensayo es conocido como de impacto. Si la carga es sostenida durante un periodo largo (del orden de meses o años) se conoce el ensayo como de larga duración. Por último, los ensayos creep consisten en someter a la pieza a una carga constante o tracción mientras se mantiene a temperatura constante; se mide la deformación y se grafica en función del tiempo transcurrido.

El último criterio corresponde al número de veces que la carga es aplicada sobre el material. Estos ensayos pueden clasificarse en dos grupos: los ensayos en los cuales se realiza una sola aplicación de carga y los ensayos en los cuales la carga de ensayo se repite muchas veces. Un ejemplo es el ensayo de fatiga en flexión de plásticos con fuerza de amplitud constante¹¹ (ASTM D671) que se realiza cargando a la probeta en voladizo con ciclos de 1800 rpm por varios lapsos de 2 minutos, lo cual significa que la carga cambiará de sentido 1800 veces en cada minuto con una parte del material sometida a tracción y otra a compresión. Esta situación que se invertirá 1800 veces por cada minuto.

¹¹ ASTM D671 Flexural fatigue of plastics by constant amplitude of force

1.2.4.6 Clasificación según las condiciones ambientales del ensayo

Es necesario tomar en cuenta la condición del material en el momento del ensayo y las condiciones ambientales si las mismas afectasen el normal desenvolvimiento de la prueba a realizar. Dependiendo de la temperatura a la cual se vaya a realizar el ensayo se puede reconocer tres clases diferentes de ensayo; los que se realizan a temperatura y presión local, los ensayos efectuados para determinar las propiedades de los materiales tal como la fracturabilidad del acero a muy bajas temperaturas y los experimentos y ensayos realizados a probetas expuestas a temperaturas elevadas.

Es importante reconocer la necesidad de diseñar ensayos que permitan investigar científicamente el comportamiento de los materiales multifuncionales, bajo diferentes tipos de estímulos externos tales como campos eléctricos, magnéticos o de radiación. Este tipo de ensayos sería de gran ayuda en el desarrollo científico ya que facilitarían la búsqueda de nuevos materiales para diferentes necesidades y aplicaciones.

1.3 MÁQUINAS PARA ENSAYE DE MATERIALES¹²

Las máquinas para ensaye son mecanismos o sistemas que se utilizan para someter a las probetas o muestras de material al estado de cargas deseado. Como se citó anteriormente, existe una gran cantidad de tipos de ensayos que han sido diseñados con el afán de comprobar ciertas características de un material. Cada uno de estos ensayos requiere de un procedimiento y un equipo para su realización por lo que es totalmente coherente suponer que no todos los ensayos pueden hacerse con una sola máquina, ya sea por razones geométricas, dimensionales o de funcionamiento. Es por esto que existen tantos procedimientos como ensayos se desee realizar. Así también existe una amplia gama de máquinas que han sido desarrolladas con este propósito y para satisfacer demandas tanto industriales como científicas. Un claro ejemplo del primer caso son las máquinas con las que se realizan los ensayos de compresión sobre cilindros de concreto, procedimiento mediante el cual se certifica la calidad

¹² Las distintas máquinas de las cuales se escribe en esta sección corresponden a las máquinas universales de ensayos más comunes.

del mismo. Por parte de los requerimientos científicos se puede citar como un claro ejemplo al microscopio de fuerza atómica (AFM). Este dispositivo es mucho más complejo y sirve para realizar ensayos en materiales nanoestructurados. Si bien es cierto no es un aparato que se pueda encontrar en todos los laboratorios, conforme la nanotecnología se expanda este instrumento se difundirá un poco más, aunque quizá no como se quisiera debido al factor económico.

Debido a que la nanotecnología es un tema sobre el cual se necesita realizar muchas investigaciones existen compañías, como es el caso de Agilent Corporation, que se han dedicado al desarrollo de nanoindentadores o máquinas universales de ensayo para materiales nanoestructurados, esto no solo con interés científico sino también con interés industrial. Esta es la más clara muestra de la evolución que se ha dado en pocos años en los campos de investigación.

En general las máquinas de ensayos mecánicos tienen dos partes esenciales las cuales son: un medio para aplicar la carga a una probeta y un equipamiento para medir la carga aplicada. Dependiendo del diseño de la máquina, estas dos partes son independientes o se encuentran superpuestas. Además, las máquinas cuentan con mecanismos que son accesorios para facilitar la ejecución de las pruebas. Algunas máquinas son diseñadas para realizar un solo tipo de ensayo, pero existen otras diseñadas para ensayar probetas en tracción, compresión, corte y flexión, estas son llamadas “máquinas universales de ensayos” y a continuación se hará referencia solo a este tipo de máquinas ya que son las que permiten realizar una mayor cantidad de ensayos.

Dependiendo del tipo de máquina universal de ensayos la carga puede ser aplicada sobre la probeta utilizando sistemas mecánicos, hidráulicos o electromecánicos. La capacidad de carga es un factor que depende directamente del tipo de máquina utilizado. En líneas generales, una máquina hidráulica tiene igual capacidad que una máquina de tornillos y ambas tienen mayor capacidad que una máquina electromecánica

Si se realiza un ensayo mediante máquinas que usen mecanismos de engrane y tornillo, estas máquinas son llamadas de “engrane y tornillo” o “mecánicas”. Si la carga es aplicada por medio de una prensa hidráulica, el dispositivo es conocido como “máquina hidráulica” y si la máquina aplica la carga a la probeta mediante

motores eléctricos la máquina es conocida como máquina electromecánica de ensayos.

Algunos de los requerimientos generales para las máquinas de ensayo son los siguientes:

- La exactitud requerida debe obtenerse en todo el rango de carga; ordinariamente se requiere que los errores sean menores del 1%, pero 0,5% o menos es deseable.
- Debe ser sensible a los cambios ligeros de carga.
- El sistema de sujeción debe estar correctamente posicionado y alineado.
- Los elementos que sujeten a las probetas de sus extremos no deben oscilar, torcerse o moverse lateralmente.
- La aplicación de la carga debe ser uniforme, controlable y capaz de accionarse en un considerable rango de velocidades.
- Debe estar libre de vibraciones excesivas.
- El mecanismo de retroceso para finalización del ensayo debe ser adecuado para absorber la energía de rotura de las probetas que se quiebren súbitamente para evitar daños a la máquina al cargársele a la capacidad máxima.
- Debe ser susceptible a la manipulación y al ajuste fácil y rápido y debe permitir el fácil acceso a las probetas e instrumentos de medida.

1.3.1 MÁQUINAS DE ENGRANE Y TORNILLO [1]

En algunas máquinas universales, un mecanismo de engrane y tornillo impulsado por un motor eléctrico acciona el dispositivo que transmite la carga a través de la probeta directamente a la mesa o al puente fijo (ver Figura 1.10) y luego indirectamente a la mesa de trabajo. La mesa de trabajo se encarga de transmitir la carga al sistema de medición el cual puede tener varios principios de funcionamiento dependiendo del tipo de máquina.

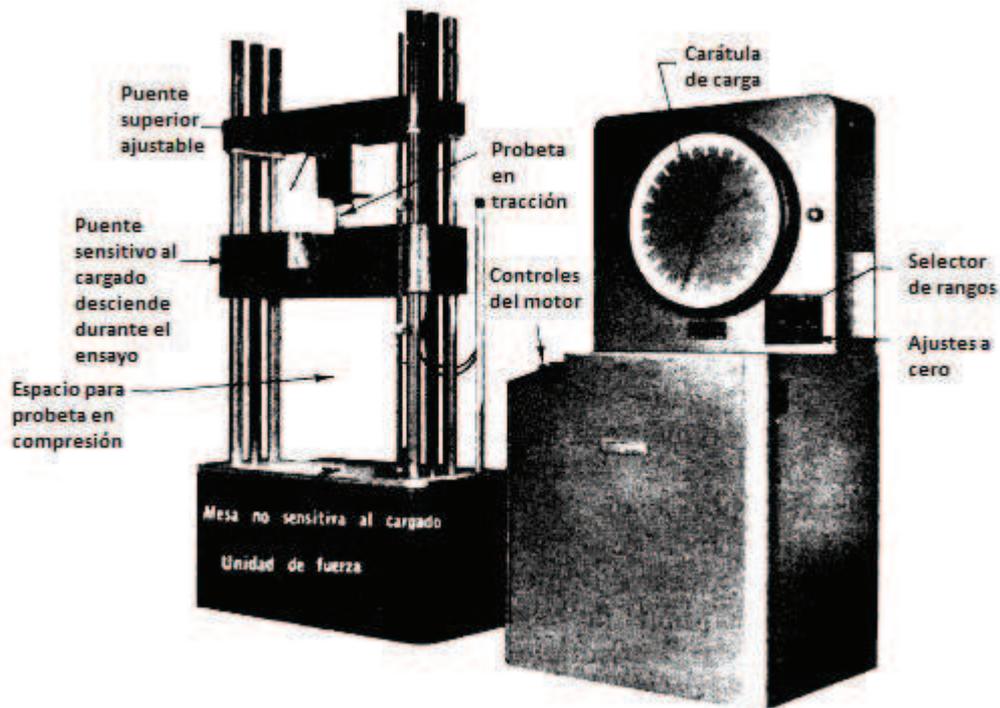


Figura 1.10. Máquina universal de ensayos del tipo engrane y tornillo¹³.

Generalmente las máquinas engrane y tornillo tienen una capacidad de carga que va desde las 30.000 a las 300.000 lbs, dentro de este rango fácilmente se puede lograr que sean exactas y sensibles. Necesitan de un espacio considerable para su instalación y producen ruido y vibración. Hoy por hoy no son tan comunes debido a que las máquinas hidráulicas presentan ventajas como la facilidad de uso y el ahorro de espacio.

Tradicionalmente, el sistema de medición en una máquina de engrane y tornillo puede ser de dos formas: un sistema de palancas múltiples (como se muestra en la Figura 1.11), un mecanismo de péndulo de lectura directa (ver la Figura 1.12), mas actualmente las máquinas mecánicas de ensayos tienen un sistema que difiere de los otros en el cual la carga se mide por medio de una celda de carga universal, como el indicado en la Figura 1.13, que acciona electrónicamente el indicador de carga. Las celdas de carga o sensores de peso son dispositivos electrónicos desarrollados con la finalidad de detectar los cambios más pequeños de fuerza que se ejerzan sobre el mismo. Esto se logra mediante un circuito

¹³ DAVIS, Harmer; Ensayo e inspección de los materiales en ingeniería; C.E.C.S.A.; México, D.F.; 1975.

eléctrico muy sensible que al deformarse por acción de la carga provoca una variación de intensidad eléctrica en él. Esta información a su vez se transmite hacia un indicador de peso o controlador de peso.

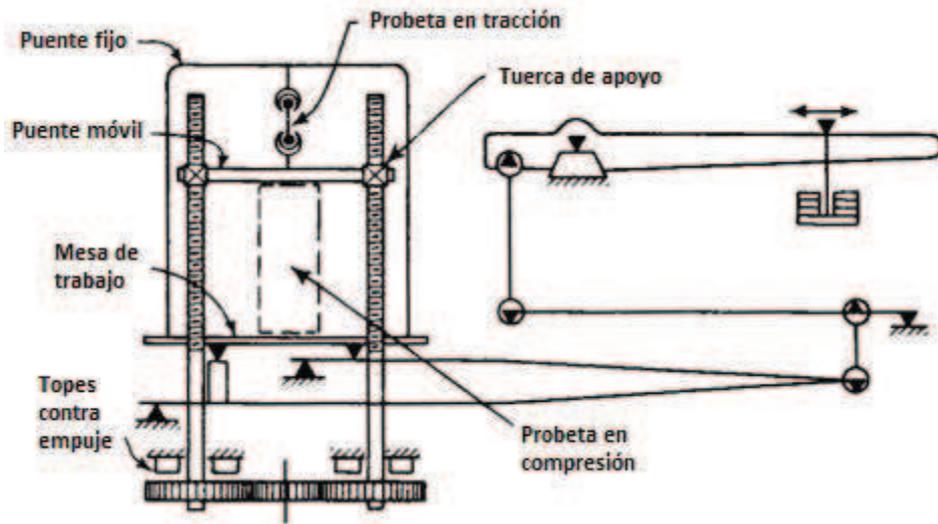


Figura 1.11. Sistema de palancas para medición de cargas¹⁴.

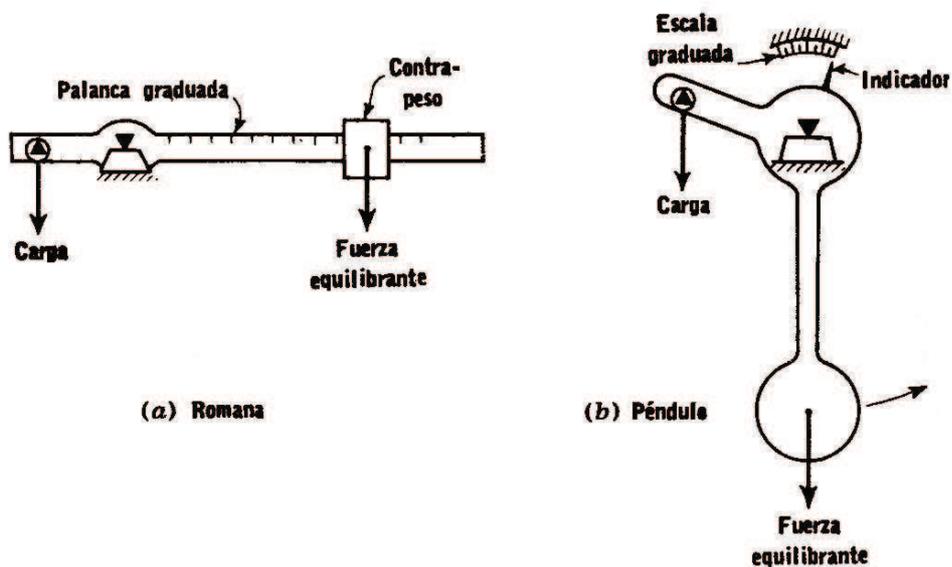


Figura 1.12. Sistema de péndulo para medición de carga¹⁵.

¹⁴ DAVIS, Harmer; Ensaye e inspección de los materiales en ingeniería; C.E.C.S.A.; México, D.F.; 1975.

¹⁵ DAVIS, Harmer; Ensaye e inspección de los materiales en ingeniería; C.E.C.S.A.; México, D.F.; 1975.



Figura 1.13. Celda de carga¹⁶.

Cualquiera de estos tres tipos de sistema de medición de carga puede ser usado para cualquier tipo de máquina universal de ensayos, con una mayor tendencia hacia el uso del sistema electrónico ya que este es moderno y fiable.

1.3.2 MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Las máquinas universales hidráulicas para ensayo universal de materiales son equipos que imprimen la carga de prueba sobre las muestras utilizando dispositivos y equipos que traduzcan la presión hidrostática ejercida por un fluido de trabajo en fuerza debidamente controlada por el operador y que se aplica sobre la probeta a ensayar (ver Figura 1.14). Existen dos tipos de máquinas hidráulicas, que se diferencian básicamente por su sistema de medición (en las figuras 1.15 y 1.16 se muestran cada una de ellas). Sin embargo ambas máquinas coinciden en que la parte accionada por el pistón es el extremo móvil mientras que obligatoriamente existe una parte que permanece fija durante el ensayo.

Las máquinas hidráulicas ofrecen un rango de capacidad de carga muy parecido a las máquinas engrane y tornillo pero con la diferencia que en la máquina hidráulica la carga puede ser aplicada rápida y fácilmente, con poco ruido o vibración y con un buen control de velocidad de carga. Es por esto que las máquinas hidráulicas hasta hoy han desplazado a las máquinas de tornillos.

¹⁶ www.dinamicaindustrial.com

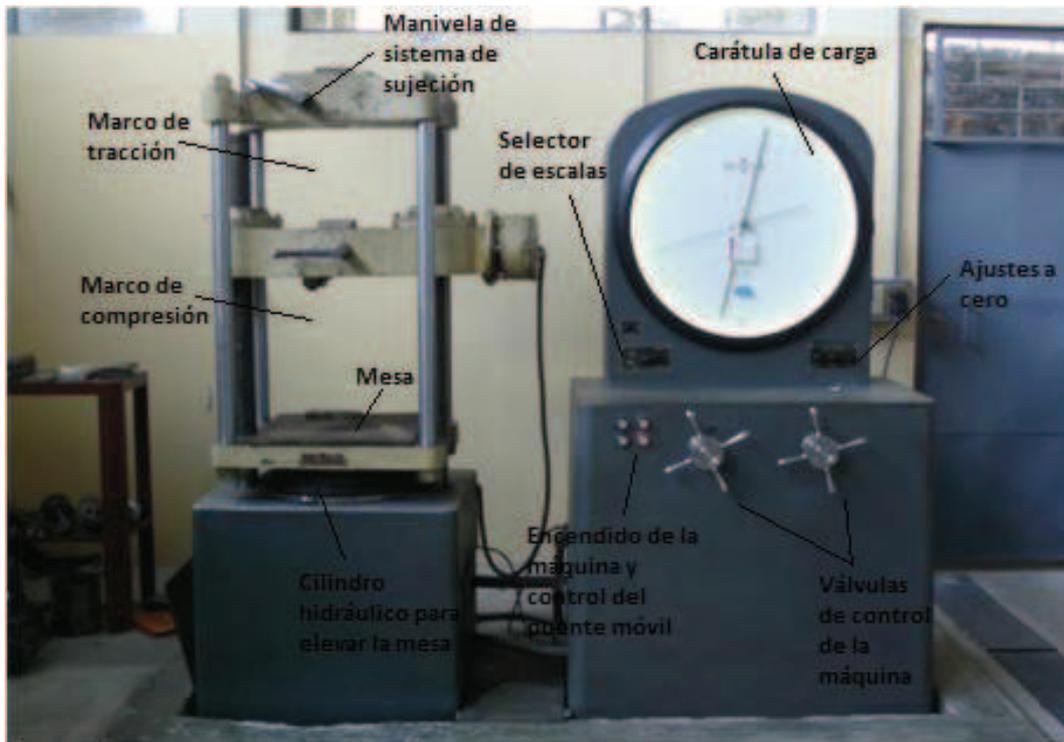


Figura 1.14. Máquina hidráulica universal de ensayos marca Tinius Olsen y sus partes.

En el primer tipo de máquina (Figura 1.15), la carga es aplicada por una prensa hidráulica y es medida por la presión desarrollada dentro del cilindro hidráulico. El pistón principal por lo general se ajusta y empalma cuidadosamente para reducir la fricción del pequeño pistón usado en el sistema de medición, el mismo que se hace girar durante la operación de la máquina. El sistema de medición de carga puede ser un dispositivo pendular, a pesar de que en algunas máquinas se usaba un tubo de Bourdon como transductor de presión.

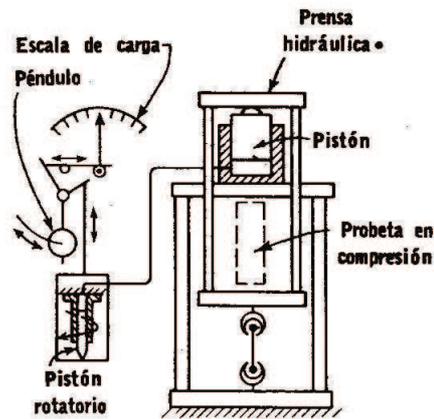


Figura 1.15. Sistema de medición de carga mediante dispositivo pendular, usado en máquinas hidráulicas¹⁷.

En cambio, en el segundo tipo de máquinas (Figura 1.16), la carga la aplica una prensa hidráulica independientemente del sistema de medición, el cual es accionado por una cápsula hidráulica. En algunas máquinas, como la presentada en la Figura 1.14, el movimiento del tubo de Bourdon acciona unidades electrónicas que a su vez activan el indicador de carga. Existen otras máquinas en las que el uso directo del tubo de Bourdon ha sido reemplazado por un mecanismo que opera según el método “nulo”. El cual se encuentra graficado en el extremo derecho de la Figura 1.16.

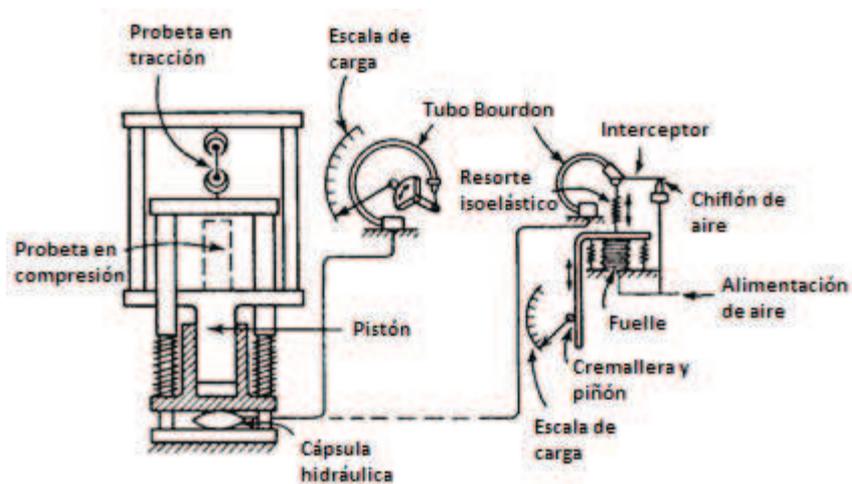


Figura 1.16. Sistema de medición de carga mediante método nulo, usado en máquinas hidráulicas¹⁸.

¹⁷ DAVIS, Harmer; Ensayo e inspección de los materiales en ingeniería; C.E.C.S.A.; México, D.F.; 1975.

¹⁸ DAVIS, Harmer; Ensayo e inspección de los materiales en ingeniería; C.E.C.S.A.; México, D.F.; 1975.

Para la visualización de los datos, la mayoría de las máquinas hidráulicas están equipadas con dos o más carátulas indicadoras de cargas para poder realizar ensayos a diferentes rangos de carga o también llevan una carátula con una máscara que puede girarse para exponer grupos diferentes de cifras y así permitir que la carátula única sirva para varios rangos de carga. Hoy por hoy, gracias a los avances de la electrónica, los fabricantes de máquinas para ensayos utilizan sensores, celdas de carga, transductores y todo tipo de elementos electrónicos para poder obtener una lectura digital de los datos y contribuir así con la precisión de la toma de los mismos. La información proveniente de todos los receptores de señales instalados en la máquina universal de ensayos es manejada, ordenada, almacenada y mostrada mediante un software para computadora el cual se convierte en un interfaz entre el operador y la máquina.

Otro aspecto que sin duda alguna se ha visto mejorado gracias a la digitalización del sistema de carga es el control sobre la velocidad del ensaye. En estos equipos esta variable puede ser fácilmente controlada ya sea en unidades de velocidad de avance del cabezal de la máquina, en velocidad de carga o en velocidad de esfuerzo, esto solo es posible mediante un sistema de electroválvulas controlado por el software propio de la máquina. Una fiel testigo de este proceso de renovación tecnológica es la máquina universal de ensayos marca Tinius Olsen Súper L con capacidad de 534 kN [132.000 lbs] que se encuentra instalada en el LAEV. Esta máquina fue digitalizada en el mes de agosto del año 2009.

1.3.3 MÁQUINAS ELECTROMECAÑICAS

Las máquinas universales de ensayos del tipo electromecánico utilizan fuerza motriz proveniente de la energía eléctrica convertida en energía mecánica gracias a unos motores paso a paso usados para el desplazamiento del puente del marco de carga, el mismo que provoca la deformación en las probetas que se desea ensayar. Un ejemplo de este tipo de máquina se muestra en la Figura 1.17. El control de este tipo de máquinas es fácil, además de que los datos que se obtiene son bastante precisos. La capacidad que presentan las máquinas electromecánicas está entre los 100 hasta los 300 kN, la cual es relativamente pequeña comparada con la capacidad de las máquinas hidráulicas.



Figura 1.17. Máquina electromecánica universal de ensayos¹⁹.

El LAEV – EPN en total cuenta con tres máquinas universales de ensayos y un sistema axial – torsional, las propiedades de estos sistemas serán descritas en los siguientes capítulos.

1.3.4 MÁQUINAS DE ENSAYOS EXISTENTES EN EL LAEV

El Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional cuenta con cuatro máquinas para realizar pruebas mecánicas, de las cuales tres son máquinas universales de ensayos y una es un sistema axial - torsional. Los datos de cada una de estas máquinas se encuentran en las Tablas 1.1 y 1.2, y sus fotos en la Figuras 1.18, 1.19, 1.20 y 1.21.

¹⁹ www.tiniusolsen.com

Tabla 1.1. Máquinas de ensayos existentes en el LAEV y sus características.

Marca	Tipo de máquina	Capacidad kN [lb]	Tipo de control	Recopilación de datos
Tinius Olsen	Hidráulica	587 [132.000]	Digital	Digital
Tinius Olsen	Hidráulica	534 [120.000]	Manual	Analógico
Tinius Olsen	Electromecánica	25 [5.620]	Digital	Digital

Tabla 1.2. Sistema axial torsional existente en el LAEV y sus características.

Marca	Tipo de máquina	Capacidad axial kN [lb]	Capacidad torsional N.m [lb-ft]	Tipo de control	Recopilación de datos
MTS	Hidráulica	195 [44.000]	2.820 [14.751]	Digital	Digital



Figura 1.18. Máquina hidráulica universal de ensayos marca Tinius Olsen modelo súper L con capacidad para 587 KN [132.000 lbs].



Figura 1.19. Máquina hidráulica universal de ensayos marca Tinius Olsen modelo súper L con capacidad para 534 KN [120.000 lbs].



Figura 1.20. Máquina electromecánica universal de ensayos marca Tinius Olsen con capacidad para 25 KN [5.620 lbs].



Figura 1.21. Sistema axial – torsional marca MTS con capacidad para 195 KN [44.000 lbs].

1.4 SISTEMAS DE SUJECIÓN DE PROBETAS EN MÁQUINAS UNIVERSALES DE ENSAYOS

El sistema de sujeción es un subsistema de una máquina de ensayos cuya función específica es transmitir la carga desde los puentes de la máquina hasta la probeta. El requerimiento esencial de un dispositivo de montaje es que la carga sea transmitida axialmente a la probeta; esto implica que los centros de acción de las mordazas estén alineados al principio y durante el ensayo. Así se consigue que no se provoque ningún tipo de flexión o torsión por la acción o falla en la acción de las mordazas. Se debe recordar que el dispositivo debe estar adecuadamente diseñado para soportar las cargas existentes y que el sistema de sujeción no debe permitir que la probeta se suelte durante el ensayo. Los dos únicos tipos de ensayos estáticos que requieren el uso de sistemas de sujeción

son: el ensayo de tracción y el de torsión. Debido al alcance de este proyecto, el análisis de esta sección se enfocará sobre los sistemas de sujeción para ensayos estáticos de tracción (ver Figura 1.22).



Figura 1.22. Sistema de sujeción para una máquina universal de ensayos²⁰.

Para analizar de mejor forma al sistema de sujeción es preciso realizar una clasificación primaria del mismo basada en la fuente de la fuerza motriz que activa al mecanismo y que fija la probeta en la máquina de ensayos. Según este criterio el sistema puede ser de tres tipos: mecánico, hidráulico o neumático.

1.4.1 SISTEMA DE SUJECIÓN MECÁNICO

El sistema de sujeción mecánico es aquel que usa una combinación de esfuerzo físico humano y dispositivos mecánicos que faciliten su tarea, con el objetivo final de sujetar a las probetas con la fuerza necesaria para llevar a cabo el ensayo con éxito. La forma y los elementos del mecanismo dependerán totalmente de la geometría de las probetas a ensayar. Los ensayos de tracción se realizan en probetas normalizadas y no normalizadas de sección transversal rectangular y en sección circular como se ve en las Figura 1.23 a y b.

²⁰ www.tiniusolsen.com



Figura 1.23. Probeta plana de sección rectangular reducida (a) y probetas de sección transversal circular (b) para ensayo de tracción.

Si se desea ensayar una probeta con sección rectangular será necesario utilizar un sistema de sujeción que cuente con mordazas planas accionadas mediante un mecanismo piñón – cremallera, como se ve en la Figura 1.24 a. Si se necesita ensayar probetas de sección circular se puede utilizar un sistema de sujeción con mordazas ranuradas como las que se observan en la Figura 1.24 b, para alojar de mejor forma a la muestra. La particularidad de estos dos sistemas de sujeción es que generalmente se diseñan basados en una configuración de autoajuste conocido como “efecto cuña” o de “mordazas cuneiformes”, modelo que básicamente provoca una multiplicación de la fuerza de sujeción conforme aumenta la carga de tracción en el ensayo. Además, este sistema está diseñado para que se facilite el proceso de carga, posicionamiento y alineamiento del espécimen. Los materiales que pueden ser ensayados con este tipo de sujeción son metálicos, plásticos y elastómeros.

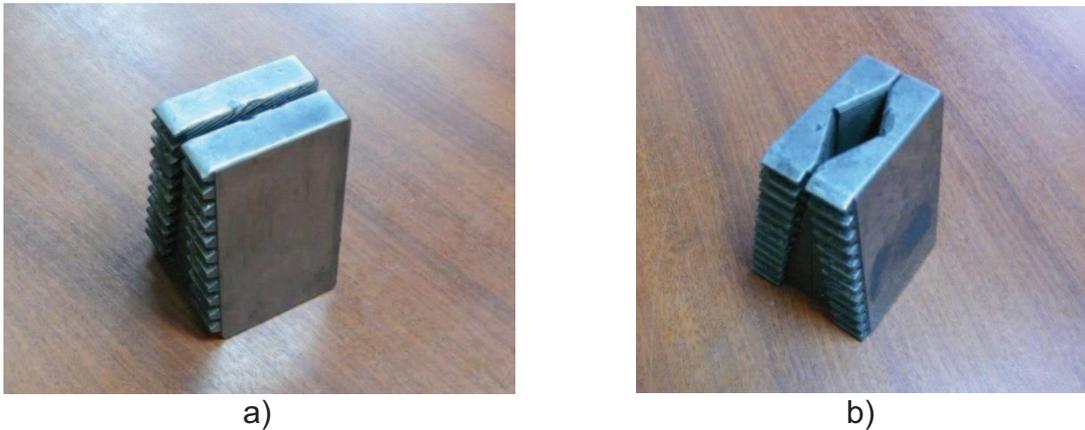


Figura 1.24. Mordazas para sistema mecánico de sujeción de máquinas universales a) Mordazas planas, b) Mordazas ranuradas.

Muchas máquinas universales de ensayos, como por ejemplo las 2 hidráulicas existentes en el LAEV, cuentan con el sistema de sujeción piñón – cremallera y mordazas que si bien es cierto no es inapropiado, presenta dificultades de posicionamiento y sujeción en un rango de espesores, situación que lo convierte en obsoleto para ese grupo de probetas.

Un tipo particular de sistema mecánico de sujeción es el utilizado para ensayar probetas roscadas en sus extremos. Este dispositivo cuenta con dos sujetadores tipo tuerca que se acoplan con el roscado de la probeta. De esta manera se fijan para realizar el ensayo de tracción, en la Figura 1.25 se observa la probeta (a) y el accesorio mencionado (b).



a)



b)

Figura 1.25. Probeta de sección circular para ensayo de tracción según norma ASTM E8 (a) y accesorio de sujeción para las mismas (b).

1.4.2 SISTEMA DE SUJECIÓN NEUMÁTICA

Con el pasar del tiempo los sistemas neumáticos se han convertido en una importante herramienta que sustituye al esfuerzo físico del hombre y además facilita muchas tareas que antes eran más largas y molestas. La prueba de lo anteriormente descrito está a la vista en las mordazas de tipo neumático, las cuales facilitan el trabajo del operador en cuanto al posicionamiento de la probeta, y en muchas ocasiones mejoran la calidad de la sujeción.

Este tipo de sistema de sujeción utiliza dispositivos mecánicos, como las mordazas anteriormente descritas en la sujeción mecánica, en combinación con equipo neumático como cilindros, pistones, válvulas, compresores, etc. El funcionamiento del sistema depende directamente del tipo de configuración neumático – mecánica que se haya diseñado. Existen 2 tipos de configuraciones principales: la basada en mordazas cuneiformes desplazadas por pistones neumáticos y las mordazas neumáticas de acción lateral por cilindro interno.

En el sistema de sujeción neumática con mordazas cuneiformes las mordazas son desplazadas vertical y horizontalmente siguiendo el perfil de una cuña e impulsados por un pistón neumático de carrera vertical hasta llegar a sujetar adecuadamente a la probeta, como se ilustra en la Figura 1.26. Se puede ensayar

tanto probetas con sección rectangular como probetas de sección circular con solo cambiar las mordazas planas por las ranuradas. Además debido a que tiene un diseño que crea un efecto cuña, conforme la carga aumenta la fuerza de sujeción también aumenta, fijando así de mejor forma a las muestras. Este tipo de sistema de sujeción tiene la capacidad de ensayar un rango importante de espesores y facilita el posicionamiento de especímenes largos. El pistón encargado del movimiento de las mordazas así como todo el sistema es gobernado mediante un control neumático representado por válvulas.



Figura 1.26. Sistema neumático de sujeción basado en el efecto cuña²¹.

Las mordazas neumáticas de acción lateral por cilindro interno son parte de un dispositivo de sujeción que es muy útil ya que provee una solución versátil y efectiva para la sujeción de una vasta cantidad de materiales y tipos de probeta. Este dispositivo funciona presurizando un cilindro que se encuentra internamente en el cuerpo de la mordaza, el cual también produce la apertura o cierre de la mordaza ayudado por un par de palancas internas. Este modelo es utilizado para fibras, alambres, plásticos, elastómeros y cualquier otra muestra que se adapte satisfactoriamente al sistema de sujeción, ver Figura 1.27.

²¹ www.tiniusolsen.com



Figura 1.27. Sistema de mordazas neumáticas de cilindro interno y acción lateral²².

1.4.3 SISTEMA DE SUJECCIÓN HIDRÁULICO

Los modelos de sistemas de sujeción hidráulica son muy semejantes a los neumáticos, pero a la vez tienen una gran diferencia: su fluido de trabajo. Los sistemas hidráulicos cuentan con un fluido de trabajo incompresible, lo cual les permite tener una mayor capacidad de sujeción sobre las probetas respecto a los sistemas neumáticos. Al igual que en el sistema neumático, este sistema de sujeción usa una combinación entre dispositivos mecánicos y equipos hidráulicos que faciliten la tarea del operador y además ofrezcan una sujeción adecuada para la geometría de la probeta. Existen 2 tipos de configuraciones principales las cuales son: mordazas cuneiformes desplazadas por pistones hidráulicos y mordazas hidráulicas de acción lateral con cilindros.

Las mordazas cuneiformes desplazadas por pistones hidráulicos son sistemas en los cuales se aprovecha la geometría de las mordazas así como las del cuerpo que las contiene para que con ayuda del desplazamiento del pistón del cilindro hidráulico estas sujeten o liberen a la probeta. Este sistema se observa en la Figura 1.28. Conforme la carga del ensayo aumenta la fuerza de sujeción también aumenta, debido a que se produce el efecto cuña. Al igual que en los casos anteriores, el tipo de mordazas a utilizar en el ensayo depende de la sección transversal de la probeta, ya que se puede usar mordazas planas o mordazas

²² www.tiniusolsen.com

cuneiformes. Este sistema es comúnmente usado para el ensayo de muestras metálicas y elementos de alta resistencia.

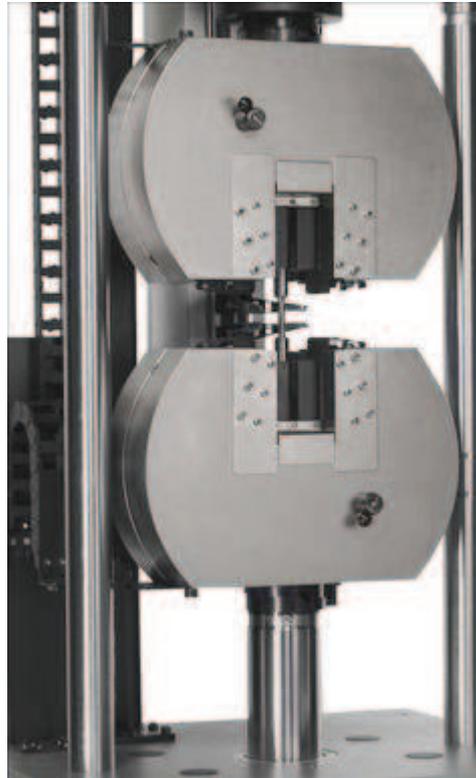


Figura 1.28. Sistema hidráulico de mordazas con cilindro interno con funcionamiento basado en el efecto cuña²³.

Las mordazas hidráulicas de acción lateral con cilindros en cambio consisten en un sistema de sujeción en el cual los pistones de los cilindros hidráulicos aplican la carga de sujeción directamente sobre la probeta. Es decir, no requieren de un intermediario mecánico para sujetar la probeta, como se observa en la Figura 1.29. Dependiendo del diseño, los cilindros hidráulicos se pueden encontrar en la parte externa del sistema o introducidos en una especie de cuerpo que a la vez sirve como medio de anclaje a la máquina universal de ensayos. Este tipo de sistema puede tener otra variante ya que puede haber solo un cilindro que presione a la probeta contra una pared fija del cuerpo del dispositivo que se encarga de fijarlo a la máquina de ensayos, como se muestra en la Figura 1.30.

²³ www.instron.com



Figura 1.29. Sistema de sujeción hidráulico con pistones laterales externos²⁴.

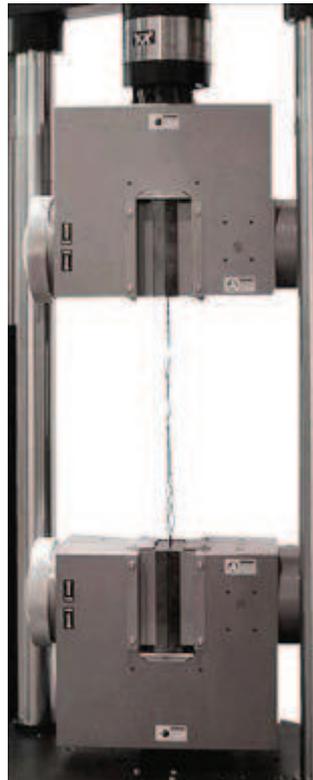


Figura 1.30. Sistema de sujeción hidráulico con un pistón lateral interno²⁵.

²⁴ www.instron.com

²⁵ www.instron.com

1.5 ALCANCES Y OBJETIVOS

A continuación se puntualizará cual es el alcance y los objetivos del presente proyecto.

1.5.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y simular un sistema de mordazas hidráulicas que proporcione una fuerza de sujeción de al menos 89 KN [20000 lb] para probetas a ensayarse en una máquina universal de ensayos marca Tinius - Olsen modelo Súper L.

1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Diseñar un mecanismo de sujeción adecuado para utilizarse en el sistema de mordazas.
2. Diseñar un sistema hidráulico que sea adaptable al sistema de sujeción utilizado en las mordazas.
3. Seleccionar el proceso de fabricación más adecuado para cada uno de los elementos del sistema de sujeción.
4. Seleccionar cada uno de los componentes del sistema hidráulico con la ayuda de catálogos y mediante un cálculo previo.
5. Simular el sistema de mordazas hidráulicas diseñado.

1.5.3 ALCANCE

1. Se identificará varias alternativas de sistemas mecánicos que permitan una buena sujeción de las probetas a ensayarse.
2. Se buscará los dispositivos hidráulicos que permitan conformar un sistema adecuado para el mecanismo de sujeción.
3. Se conjugará el sistema hidráulico con el mecánico de tal forma que sean compatibles con la máquina universal de ensayos marca Tinius - Olsen modelo Súper L del Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional.
4. Se seleccionará el software más apto para la simulación del sistema de mordazas hidráulicas.
5. Se simulará el sistema de sujeción diseñado.

CAPÍTULO 2

DISEÑO MECÁNICO DEL EQUIPO

En el presente capítulo se establecen los requerimientos en los cuales se basará el diseño mecánico del sistema de mordazas. Cada uno de estos requerimientos se apoya en las necesidades que se desea satisfacer mediante la realización de este proyecto. Posteriormente se propone tres sistemas alternativos de entre los cuales se escoge la opción que cumple de mejor forma con todos los requerimientos establecidos, luego se diseña el mecanismo seleccionado en dos fases: la preliminar y la detallada. En la primera fase se realizará un dimensionamiento previo que después será respaldado por el cálculo de los esfuerzos que se pueden presentar durante el trabajo del sistema. Una vez comprobada la mecánica de materiales del sistema se pasa a la siguiente fase en la cual se revisan todos los detalles mediante los cuales se puede optimizar el diseño. Finalmente se muestran los planos de todas las piezas del sistema mecánico.

2.1 REQUERIMIENTOS PARA EL DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN

El sistema de sujeción de una máquina universal de ensayos está compuesto por dos subsistemas principales: el subsistema de alimentación de fuerza motriz que acciona el mecanismo de sujeción, que como se estableció en los objetivos será hidráulico, y el subsistema de sujeción en sí. El subsistema mecánico es de trascendental importancia en el sistema de sujeción de una máquina universal de ensayos debido a que es la parte de la máquina que interactúa directamente con la probeta y según el diseño que tenga aprovechará en mayor o menor medida la fuerza motriz que se le proporcione al mecanismo. Además, el éxito o fracaso de un ensayo está directamente relacionado con la calidad de sujeción de la probeta. Por estas razones el diseño de esta parte del sistema de sujeción es importante, debe ser minucioso y debe estar sujeto a las necesidades y características que presente la máquina en la cual va a ser puesto en funcionamiento. El subsistema mecánico de mordazas para sujeción que se diseñará en este proyecto debe presentar ciertas características puntuales que le permitan ser considerado como

solución válida para la necesidad planteada y cumplir así con los objetivos trazados al inicio del presente trabajo. Estas necesidades son de varios tipos y serán detalladas a continuación.

2.1.1 DIMENSIONES Y GEOMETRÍA DE LAS MORDAZAS EN BASE A LAS MEDIDAS DE LAS PROBETAS A ENSAYAR

Debido a que el subsistema mecánico de mordazas es un accesorio de la máquina universal de ensayos, tiene que cumplir con algunas características geométricas para de esta manera poder garantizar su instalación en el marco de carga de tracción de la máquina. Las dimensiones que se considerarán para la parte geométrica del diseño corresponden a las medidas principales de la máquina universal de ensayos Tinius - Olsen modelo Súper L con capacidad de 120.000 lb que se encuentra en el LAEV – EPN (ver Figura 2.1). Para mostrar con mayor facilidad dichas medidas se muestra distintas vistas de la máquina, una vista frontal (Figura 2.2), una vista aérea del puente móvil (Figura 2.3) y una vista aérea del puente fijo (Figura 2.4). Posteriormente se muestra una tabla con los valores correspondientes a las medidas señaladas (Tabla 2.1).

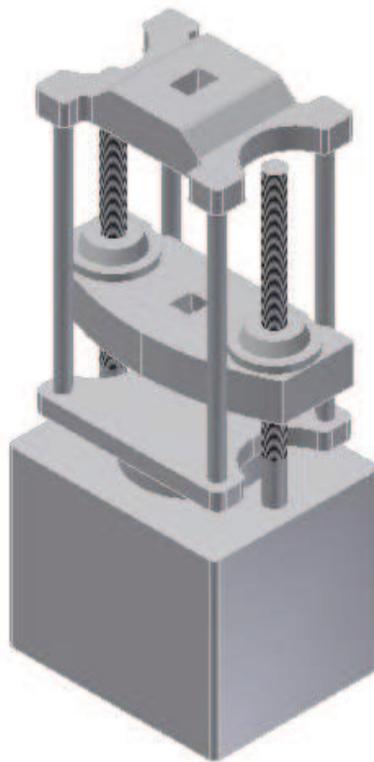


Figura 2.1. Modelo en AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2009 de la máquina hidráulica universal de ensayos Tinius - Olsen modelo Súper L con capacidad para 534 KN [120.000 lb].

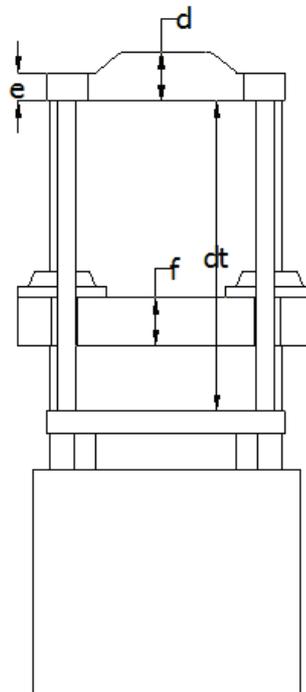


Figura 2.2. Vista frontal de la máquina universal de ensayos.

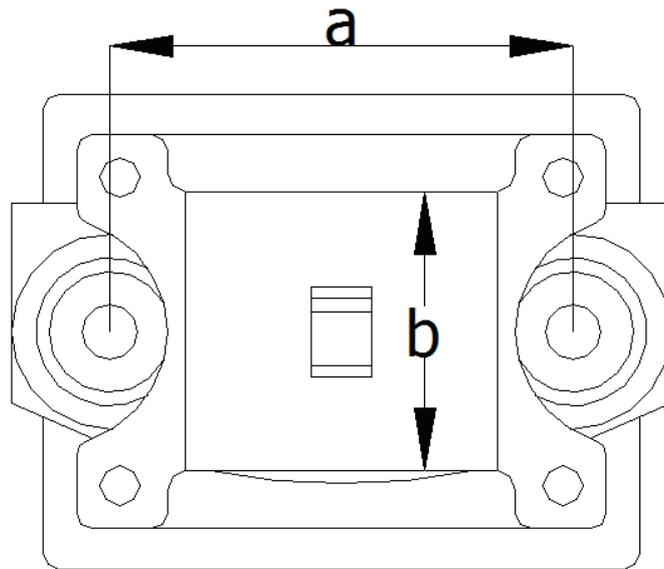


Figura 2.3. Vista aérea del puente móvil de la máquina universal de ensayos.

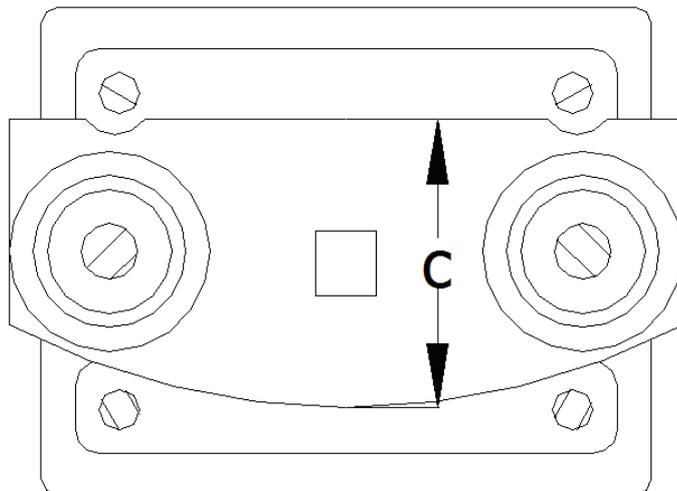


Figura 2.4. Vista aérea del puente fijo de la máquina universal de ensayos.

Tabla 2.1. Medidas fijas principales de la máquina universal de ensayos marca Tinius Olsen Súper L con capacidad de 534 KN [120.000 lb].

Parámetro	Simbología	Medidas	
		[mm]	[in]
Distancia entre los tornillos de potencia	a	520	20,5
Ancho del puente móvil	b	358	14,1
Ancho del puente fijo	c	360	14,2
Espesor máximo del puente móvil	d	140	5,5
Espesor mínimo del puente móvil	e	81,5	3,2
Espesor del puente fijo	f	140	5,5
Carrera del pistón de la máquina universal de ensayos	$L_{PISTÓN}$	140	5,5
Distancia entre la mesa y el puente móvil	dt	630	24,8

En los puentes fijo y móvil de la máquina universal de ensayos existen unos alojamientos que actualmente sirven para albergar las mordazas cuneiformes para la sujeción de probetas de sección transversal plana y circular. También se usan para colocar a través de ellos ejes que sirven para la instalación de accesorios que permiten realizar algunos otros ensayos, como por ejemplo el ensayo de tracción según la norma ASTM A48.

Para diseñar el nuevo accesorio que se acoplará en los puentes de la máquina universal de ensayos es necesario conocer las dimensiones de los alojamientos mencionados. En la Figura 2.5 se muestra el corte de una vista frontal y de una lateral con el objetivo de reconocer la forma cuneiforme de los alojamientos. Las medidas de cada una de las aberturas que se encuentran en los puentes se presentan en la Tabla 2.2.

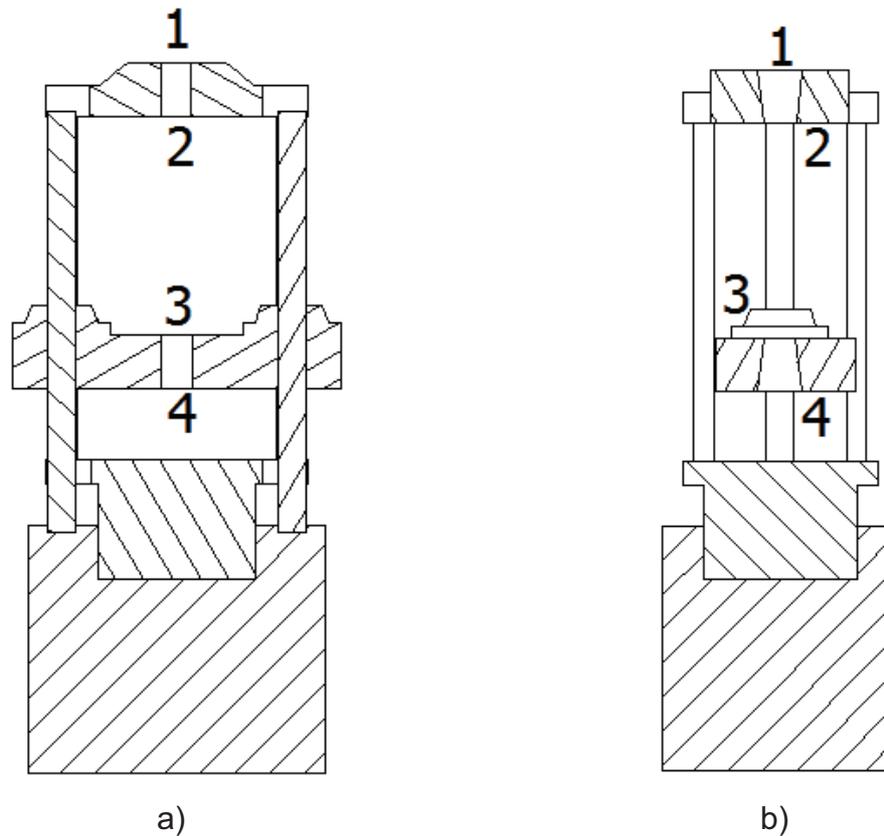


Figura 2.5. Corte de vista frontal (a) y corte de vista lateral (b) para observar los alojamientos presentes en los puentes de la máquina universal de ensayos.

Tabla 2.2. Medidas de los alojamientos ubicados en el puente fijo y en el puente móvil de la máquina universal de ensayos.

Alojamiento	Medidas	
	[mm]	[in]
Largo x ancho de las aberturas 1 y 4 en los puentes de la máquina universal de ensayos	(116,4 x 76,4)	(4,6 x 3)
Largo x ancho de las aberturas 2 y 3 en los puentes de la máquina universal de ensayos	(86,1 x 76,4)	(3,4 x 3)

El sistema de sujeción que se diseña en este proyecto tiene como objetivo sujetar las probetas durante ensayos estáticos de tracción. Para esta tarea se necesita que las muestras de material sean sujetadas de sus dos extremos, para lo cual es completamente necesario el uso de dos mordazas: una mordaza superior y otra inferior. Esto implica que el espacio disponible en el marco de carga de tracción

debe ser distribuido para dos mordazas además de la longitud normalizada máxima que pueda tener una probeta para ensayo de tracción. Pevio a los cálculos correspondientes a las dimensiones admisibles del subsistema mecánico de mordazas es importante resaltar que la máquina universal de ensayos tiene una posición mínima inicial de trabajo con el fin de aprovechar toda la capacidad de carrera del pistón hidráulico de la máquina. Esta posición mínima inicial (ver Figura 2.6) se presenta cuando las distancias entre los puentes fijo y móvil de la máquina de ensayos son las siguientes:

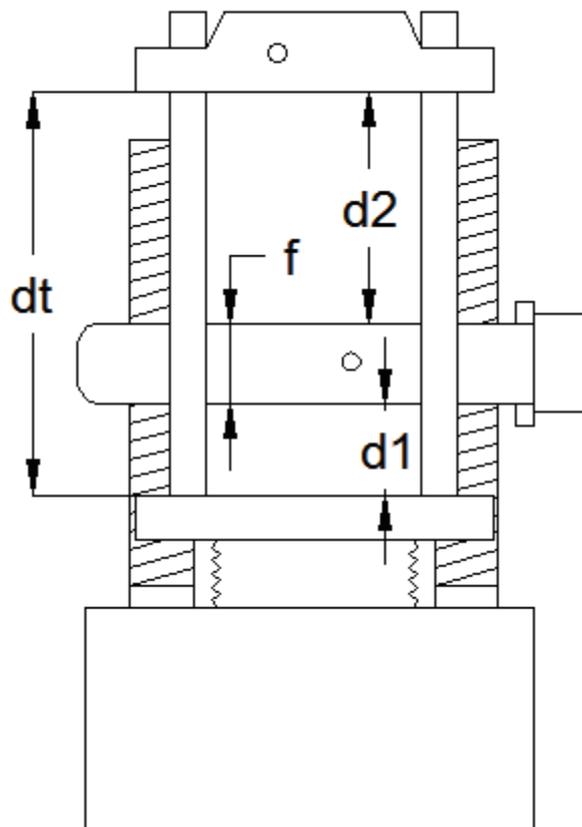


Figura 2.6. Esquema de la posición inicial de la máquina universal y sus medidas antes de realizar un ensayo.

Donde: $d1$ es la distancia mínima existente entre el puente fijo y la mesa (marco de compresión) para aprovechar toda la capacidad de la máquina universal de ensayos.

f es el espesor del puente fijo.

d_2 es la distancia máxima que puede existir entre el puente fijo y el puente móvil (marco de tracción) con el fin de aprovechar toda la capacidad de la máquina universal de ensayos.

d_t es la distancia entre la mesa y el puente móvil.

Los valores d_1 y d_2 medidos sobre la máquina universal de ensayos son fijos y constan en la Tabla 2.3:

Tabla 2.3. Medidas de la posición inicial de la máquina universal antes de realizar un ensayo.

Parámetro	Medida	
	[mm]	[in]
d_1	140	5,5
d_2	630	24,8

Es válido aclarar algunos criterios respecto a estas medidas:

- La distancia d_t es fija debido a que el puente móvil y la mesa pertenecen al mismo cuerpo, el cual se desplaza durante los ensayos por la acción del pistón de la máquina de ensayos de tipo hidráulica.
- Los términos marco de tracción y de compresión que serán usados en este proyecto corresponden a los espacios destinados en la máquina universal para realizar ensayos de tracción y compresión respectivamente.

Para aprovechar toda la capacidad de desplazamiento del pistón de la máquina es necesario que la distancia d_1 al inicio del ensayo sea por lo menos igual a la carrera del pistón mencionado anteriormente ($L_{PISTÓN}$).

Para obtener las dimensiones máximas límite del subsistema mecánico de mordazas en el eje vertical, se presenta las siguientes expresiones que condicionan la geometría de dicho subsistema de tal modo que pueda caber dentro del marco de tracción y que también cumpla con su objetivo eficientemente. Se considera la siguiente inecuación:

$$d_2 \geq L_{DS1} + L_{DS2} + L_{PROB} - 2B$$

- Donde: L_{DS1} es la longitud de desarrollo vertical de sujeción de la mordaza superior
- L_{DS2} es la longitud de desarrollo vertical de sujeción de la mordaza inferior
- L_{PROB} es la longitud vertical de la probeta a ensayar
- B es la longitud de la sección de sujeción de la probeta a ensayar

El término longitud de desarrollo vertical de sujeción de las mordazas tanto superior como inferior (L_{DS1} y L_{DS2}) se define como el espacio ocupado en el eje vertical ya sea por mecanismos o por desplazamientos de piezas del subsistema mecánico de sujeción con el objetivo final de sujetar a la probeta a ensayar (ver Figura 2.7). Estos dos valores son de crucial importancia en el diseño del subsistema mecánico de sujeción por lo cual la suma de los mismos está restringida a un valor máximo que depende de los otros factores de la inecuación como se observa a continuación:

$$d_2 - L_{PROB} + 2B \geq L_{DS1} + L_{DS2}$$

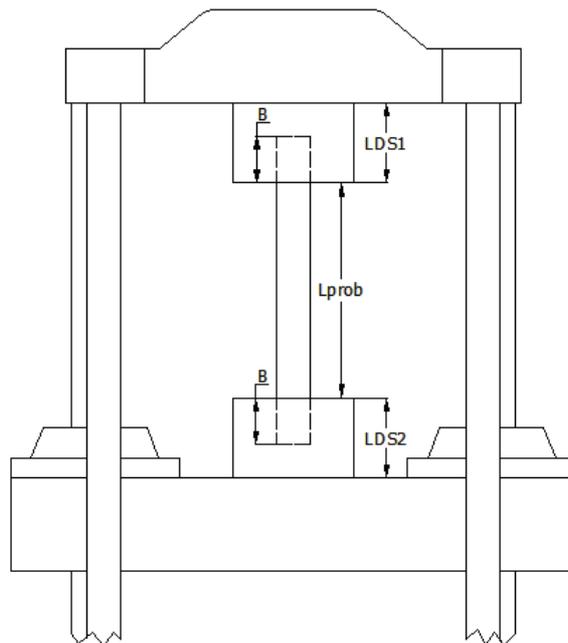


Figura 2.7. Longitudes de desarrollo de sujeción superior e inferior L_{DS1} y L_{DS2} .

El término correspondiente a la longitud de las probetas para ensayos de tracción, L_{PROB} , y el término B que representa la longitud de la sección de sujeción de la probeta deben ser tomados de las normas más utilizadas para realizar ensayos en el LAEV – EPN. Estas normas son: ASTM E8, ASTM A370, API 1104 y el código ASME sección IX. En el Anexo 1 consta un resumen de la geometría exigida para las probetas por las normas citadas.

Una vez determinada la forma (ver Figura 2.8) y las dimensiones principales de las probetas normalizadas que comúnmente se ensaya en el LAEV (ver Figura 2.9 y Tabla 2.4) es preciso establecer las medidas máximas y mínimas que puede tener una probeta normalizada que se desee ensayar, como consta en la Tabla 2.5. Las medidas de las probetas serán de vital importancia para establecer limitantes geométricas sobre las mordazas que se diseñe en este proyecto.

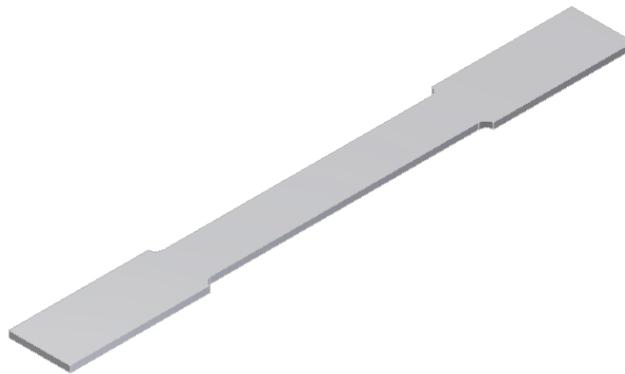


Figura 2.8. Modelo de probeta de sección transversal rectangular para ser ensayada en la máquina universal Tinius – Olsen Súper L.

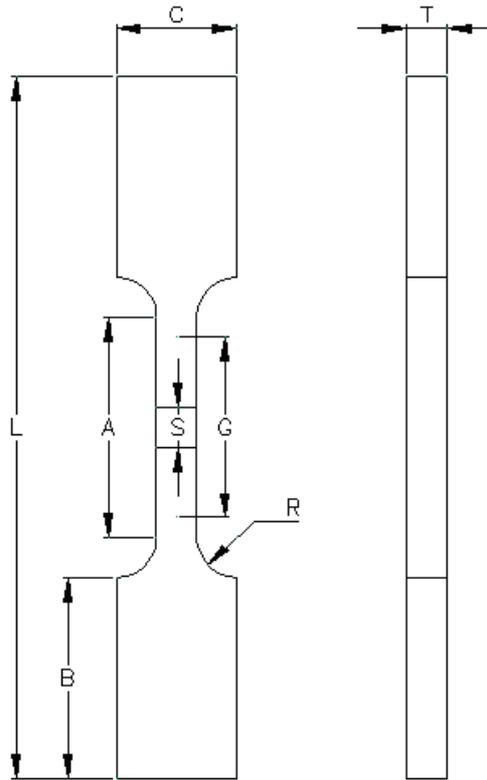


Figura 2.9. Medidas más importantes de una probeta de sección transversal rectangular a ser consideradas en el diseño de un sistema de sujeción.

Tabla 2.4. Código de símbolos de dimensiones de una probeta²⁶.

Parámetro	Símbolo
Longitud calibrada	G
Ancho de la sección reducida	W
Espesor de la probeta	T
Radio de acuerdo	R
Longitud total de la probeta	L
Longitud de la sección reducida	A
Longitud de la sección de sujeción	B
Ancho del cordón de soldadura	S
Ancho de la sección de sujeción	C

²⁶ En esta tabla constan todas las dimensiones que caracterizan una probeta para ensayo de tracción. Sin embargo, no todos estos parámetros son definidos y fijados en todas las normas seleccionadas.

Tabla 2.5. Dimensiones máximas y mínimas que puede tener una probeta según las normas tomadas en cuenta para el diseño del sistema de sujeción.

Límite	Dimensiones de las probetas									
	A		W		L		C		B	
	[mm]	[in]	[mm]	[in]	[mm]	[in]	[mm]	[in]	[mm]	[in]
Mínimo	50	2	12,7	½	200	8	18	11/16	50	2
Máximo	230	9	38	1½	457	18	50	2	76	3

En la Tabla 2.5 se observan los valores máximos y mínimos correspondientes a cada una de las partes características de una probeta para ensayos de tracción. Uno de estos parámetros es la longitud total de la probeta, L. Se necesita este valor para reemplazar en la expresión 2.1 y de esta forma determinar cuál es el valor máximo que puede tomar la suma de la longitud de desarrollo de sujeción 1 y 2. Al revisar este valor en las tablas se observa que la longitud máxima de una probeta puede llegar a ser de 457 mm, pero para el rango de espesores para el cual se utilizará este dispositivo de sujeción, el cual va de los 0,7 a los 5 mm, no se concibe que una probeta pueda llegar a ser tan larga debido a que esta sería muy esbelta lo cual provocaría contratiempos a la hora del ensayo. Estas dificultades estarían principalmente en que mientras más larga es una probeta es más difícil asegurar que esta es lo suficientemente recta como para aplicar un estado uniaxial de cargas mediante la máquina universal de ensayos. Por otra parte, no es necesario tener una longitud de sección calibrada tan larga como se tendría si se tomara como longitud máxima 457 mm. Básicamente por estas dos razones se propone que se tome como longitud máxima para una probeta para ensayos de tracción 250 mm.

$$L_{PROB} \text{ máx.} = 250 \text{ mm [9,8 in]}$$

De la misma tabla analizada también se utilizará el valor B máximo, ya que es la distancia mínima que debe sujetarse por medio de una mordaza a cada lado de la probeta.

$$B_{\text{máx}} = 76 \text{ mm [3 in]}$$

Si se sustituye en la expresión 2.1 se obtiene los siguientes valores:

$$630 - 250 + (2 * 76) \geq L_{DS1} + L_{DS2}$$

$$532 \geq L_{DS1} + L_{DS2}$$

De este modo se plantea la restricción geométrica en el eje vertical, que establece que la suma de las longitudes de desarrollo vertical de sujeción de las dos partes del subsistema mecánico de sujeción no puede ser mayor a 532 mm [19"] para que pueda funcionar exitosamente en el marco de tracción de la máquina universal de ensayos.

Para establecer la longitud horizontal (sobre eje x) máxima que podrá tener el subsistema mecánico tal como en el caso anterior se debe garantizar que este accesorio o conjunto de accesorios mecánicos de sujeción entren en el marco de carga de tracción de la máquina universal de ensayos. Para limitar dicha medida no se utilizará ninguna ecuación, simplemente se planteará que este dispositivo no debe ser más largo que la distancia entre tornillos de potencia de la máquina universal de ensayos. Con el mismo criterio anterior se establece que el o los cuerpos de las mordazas deben estar apoyados siempre y totalmente sobre los puentes fijo y móvil de la máquina de ensayos, esto principalmente con el objetivo de facilitar el alineamiento de las probetas a ensayar y también de evitar que alguna sección del cuerpo de las mordazas se encuentre suspendida en el aire. De esta manera se fijan las dimensiones máximas del subsistema mecánico de sujeción en los ejes x y y.

$$L_{MAX X} \leq a \text{ (Distancia entre tornillos de potencia)}$$

$$L_{MAX Y} \leq c \text{ (Ancho del puente móvil o fijo)}$$

Donde: $L_{MAX X}$ es la longitud máxima en el eje x que puede tener el subsistema mecánico de sujeción.

$L_{MAX Y}$ es la longitud máxima en el eje y que puede tener el subsistema mecánico de sujeción.

a es la distancia entre tornillos.

c es el ancho del puente móvil o fijo.

$$L_{MAX X} \leq 506 \text{ mm}$$

$$L_{MAX Y} \leq 358 \text{ mm}$$

En los cabezales fijo y móvil de la máquina universal de ensayos existe un agujero en forma de tronco de pirámide rectangular que actualmente cumple con la función de alojar a las mordazas que se encargan de sujetar las probetas a ensayar. El subsistema mecánico de sujeción a diseñar debe tener una geometría tal que no permita la introducción indeseada del mismo en los agujeros. De esta forma se evita cualquier tipo de atrancamiento o dificultades en el alineamiento de las probetas a sujetar. Las medidas de dichos alojamientos constan en la Tabla 2.2.

Las dimensiones anteriormente detalladas se referían a las medidas generales del subsistema mecánico de sujeción. Sin embargo, es importante señalar que las mordazas en sí también necesitan cumplir con algunas características geométricas que le permitan interactuar de mejor forma con las probetas a ensayar. Para el diseño se debe considerar las medidas máximas que definen la sección de sujeción de la probeta, es decir su ancho (B) y longitud (C) los cuales constan en la Tabla 2.5.

2.1.2 VERSATILIDAD, MONTAJE Y DESMONTAJE DE PROBETAS DEL SISTEMA MECÁNICO DE SUJECIÓN

El sistema mecánico que se diseña en este capítulo debe presentar ciertas características geométricas y de funcionamiento que permitan posicionar fácilmente la probeta a ensayar. Así también, la remoción de las probetas del sistema mecánico de sujeción después del ensayo debe ser rápida y sencilla.

El sistema de sujeción debe tener una configuración tal que permita al operador ofrecer soluciones rápidas y fiables ante los distintos problemas, imprevistos o variantes que se puedan dar mientras se está llevando a cabo un ensayo. Por ejemplo, este sistema debe adaptarse con facilidad a los distintos espesores de probetas a ensayar preferiblemente sin tener que realizar cambios significativos en el montaje del mecanismo de sujeción en cada uno de los casos. Asimismo, también es importante que dicho sistema permita el correcto alineamiento de las probetas en la máquina universal de ensayos para de esta forma poder aplicar la carga axial necesaria para la prueba estática de tracción.

Un problema que se presenta usualmente con el sistema mecánico de sujeción que se usa actualmente en las máquinas del LAEV es el atascamiento, este se produce durante los ensayos en los cuales se requiere cargas altas de tracción y las mordazas se deforman de tal manera que no pueden ser movidas por el sistema piñón – cremallera que se usa con este propósito. Es por esta razón que el modelo de sistema de sujeción que se diseñe debe prever esta situación y evitar a toda costa este tipo de problemas que a la final significan una pérdida de tiempo y daños sobre las mordazas.

2.1.3 CONCORDANCIA GEOMÉTRICO ENTRE LOS SUBSISTEMAS MECÁNICO DE SUJECIÓN E HIDRÁULICO DE FUERZA MOTRIZ

Para cumplir con sus objetivos, el mecanismo de sujeción debe ser accionado por una fuente de fuerza motriz, la cual en este proyecto será del tipo hidráulica, como se describió en el capítulo 1. Debido a que el sistema de sujeción estará compuesto por estos dos subsistemas, el hidráulico y el mecánico, será de gran importancia para el diseño global la forma mediante la cual ellos se conjuguen. Esto se debe a que la geometría del sistema mecánico dependerá en gran medida de la geometría del actuador del sistema hidráulico ya que es el nexo entre ambos sistemas. De esta forma se establece una de las condiciones más importantes, la cual dice que el subsistema mecánico de mordazas debe soportar geométrica y mecánicamente al actuador del subsistema hidráulico.

2.1.4 RANGO DE ESPESORES DE LAS PROBETAS A ENSAYAR

Las máquinas universales de ensayos del LAEV – EPN están en condiciones de ensayar un rango bastante amplio de dimensiones de probetas planas, pero existe un grupo de espesores para los cuales los sistemas actuales de sujeción de las máquinas son obsoletos. Justamente de acuerdo con las necesidades del LAEV – EPN y en concordancia con los objetivos trazados al principio de este proyecto, el rango de espesores de probetas hacia el cual está dirigido el diseño de este nuevo sistema de sujeción va desde los 0,7 hasta los 5 mm.

2.1.5 CARGA DE TRABAJO

La función principal del subsistema mecánico de mordazas es sujetar la probeta que está siendo ensayada, cumpliendo de esta forma con dos funciones muy importantes: evitar el deslizamiento de la probeta en la máquina de ensayos y facilitar la aplicación de carga sobre la probeta. Para poder cumplir con esta tarea tanto las mordazas como el cuerpo que las contiene deben ser capaces de al menos sujetar la probeta con la fuerza máxima que se va a aplicar en ese ensayo. Para el rango de espesores seleccionado en el ítem anterior (0,7 – 5 mm) una fuerza de sujeción de 89 kN [20.000 lb] es prudente y además se encuentra previamente establecida en el objetivo general de este proyecto.

2.1.6 FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE DEL SISTEMA

Uno de los requisitos fundamentales del diseño de un nuevo sistema de sujeción es que la instalación del mismo en la máquina universal de ensayos sea geoméricamente posible. Estas restricciones fueron establecidas en el punto 2.1.1. También existe otro requerimiento muy importante para el diseño como lo es la facilidad de montaje y desmontaje que tenga el accesorio en la máquina. Es decir, en este parámetro se analiza cuan difícil puede ser llevar a cabo la labor de montaje y desmontaje del sistema mecánico de sujeción en la máquina universal de ensayos. Para esto se evalúan criterios como los siguientes:

- La necesidad de colocar o retirar muchas o pocas piezas para su instalación
- Número de operaciones adicionales para el montaje o desmontaje

- Cantidad de personas que se necesite para esta actividad
- El tiempo que tome realizar esta actividad

Es por eso que la tarea de diseño de este sistema debe estar orientada hacia la búsqueda de un modelo que permita instalar y desinstalar este accesorio de la máquina realizando el mínimo trabajo. Además se debería realizar esta tarea usando la mínima cantidad de piezas posible y ocupando la mínima cantidad de personas y tiempo posible, sin restarle de ninguna manera funcionalidad al mecanismo mecánico de sujeción.

2.1.7 MATERIALES Y CARACTERÍSTICAS SUPERFICIALES

Los materiales con los cuales se diseñe el subsistema mecánico de sujeción deben tener cualidades que permitan el adecuado funcionamiento del mecanismo. Entre estas características se tiene que deben resistir altas cargas de trabajo, no mostrar deformación considerable, ser duraderos y tener buena disponibilidad en el mercado local. Si se considera todos estos requisitos, un material metálico es una buena opción. Dentro de este grupo se encuentra el acero, el cual cuenta con gran disponibilidad, variados métodos de fabricación y sobretodo buenas propiedades mecánicas. Esto lo convierte en una buena opción a la hora de buscar el material para las partes que constituyen un mecanismo. La fundición de hierro es también un material metálico que presenta algunas ventajas y que puede ser muy útil para la fabricación sobretodo de cuerpos grandes. Dependerá totalmente de la forma de la pieza y de las condiciones de trabajo a las que esté sujeta la misma para establecer la mejor opción de material y el proceso de fabricación que se pueda utilizar en su construcción.

El subsistema mecánico de sujeción está compuesto por varios elementos y cada uno de ellos está sujeto a diferentes tipos de cargas y condiciones de trabajo. Dentro de este subsistema existen piezas que están continuamente expuestas a golpes, rozamiento y cargas estáticas de gran magnitud durante el trabajo. Un claro ejemplo de esto son las mordazas de sujeción, las cuales son dos de las partes del subsistema de sujeción que se deben diseñar con la mayor atención debido a que estas interactúan directamente con el material a ensayar. Estas piezas deben ser de un material que les ofrezca básicamente dos propiedades

mecánicas que no pueden faltar: dureza y tenacidad. Un material con una buena dureza superficial evita las deformaciones excesivas y el elevado desgaste producto del rozamiento con las muestras a ensayar. Para conocer un valor referencial de dureza se puede tomar como ejemplo el material del cual están hechas las mordazas que se encuentran actualmente en funcionamiento en el LAEV. Este material tiene una dureza de 55 HRC.

Por otro lado, como se dijo anteriormente, la tenacidad también es una característica importante requerida debido a que en muchas ocasiones estas piezas reciben cargas de impacto y podrían romperse frágilmente si no son capaces de absorber esa energía. Es por esto que se considera que las partes del sistema que vayan a estar sometidas a este tipo de cargas deberán recibir algún tipo de tratamiento térmico que les proporcione propiedades mecánicas adecuadas para la función que vayan a desempeñar en el mecanismo.

2.1.8 MANTENIBILIDAD

Todos los mecanismos necesitan de mantenimiento, pero la diferencia entre unos y otros es cuan fácil es ejecutar esta actividad en ellos. Dada esta circunstancia resulta importante señalar que el diseño del mecanismo debe presentar facilidades para realizar el mantenimiento cuando se lo necesite. Estas facilidades requeridas pueden ir desde la disponibilidad de herramientas y repuestos (en caso de que se necesite sustituir algo), hasta el grado de complejidad que presente la remoción de piezas para poder realizar el mantenimiento.

2.1.9 PESO Y MANIOBRABILIDAD

El peso del subsistema mecánico de sujeción es un parámetro importante dentro del diseño ya que de esto dependerá la maniobrabilidad que se pueda tener con el accesorio al momento de montarlo y desmontarlo de la máquina universal de ensayos. Este subsistema debe poder ser cargado y maniobrado por un solo operador por cuestiones de ahorro de tiempo y de personal. Por esta razón se considera que el peso máximo que puede tener el accesorio es de 23 kilos [50 libras].

Varios de los requerimientos expuestos anteriormente son cuantificables. Por comodidad, en la Tabla 2.6 se resume los mismos.

Tabla 2.6. Resumen de los requerimientos de diseño.

Requerimiento	Valor
Dimensiones y geometría de las mordazas en base a las medidas de las probetas a ensayar	LDS: 266 mm Ancho máximo: 506 mm Profundidad máxima: 358 mm
Rango de espesores a ensayar	Desde 0,7 hasta 5 mm
Dureza superficial de las mordazas	Mínimo 55 HRC
Carga de trabajo	89 kN [20.000 lb]
Peso y maniobrabilidad	23 kg [50 libras]

2.2 ALTERNATIVAS DE SUBSISTEMAS MECÁNICOS DE SUJECCIÓN

Para proponer distintos modelos que puedan ser considerados como solución es necesario cumplir con los requerimientos establecidos en el punto anterior (sección 2.1). De esta forma se propone las siguientes tres posibles soluciones a la necesidad planteada al inicio de este proyecto.

2.2.1 MODELO ALTERNATIVA 1

Esta alternativa está constituida por dos mordazas, una fija y otra móvil, las mismas que ejercerán la fuerza de ajuste sobre la probeta. La mordaza fija es un inserto que se acopla al cuerpo del subsistema de sujeción. Además, este inserto puede ser cambiado o removido en caso de ser necesario. La mordaza móvil se acopla al émbolo del cilindro hidráulico. En esta alternativa el cilindro hidráulico es de simple efecto, y es alimentado por la parte posterior.

El funcionamiento del mecanismo de sujeción es similar al de una entenalla de tornillo; es decir, a medida que la presión hidráulica aumenta, la fuerza de sujeción será mayor. Una vez concluido el ensayo mecánico se despresuriza el cilindro, disminuyendo así la fuerza de sujeción a tal punto que esta fuerza será menor que la fuerza del resorte permitiendo que el émbolo del cilindro regrese a su posición inicial. Todo el dispositivo de sujeción se fijará a los puentes de la

máquina de ensayos por medio de un perno acoplado al cuerpo de la mordaza, como se hace actualmente con algunos dispositivos que ya existen (ver Figuras 2.10 y 2.11).

Para construir este mecanismo es importante tener en cuenta varios aspectos tales como el principio de funcionamiento, ya que la fuerza actúa de manera lateral, es decir directamente sobre la probeta. Esto hace que el tamaño del cilindro hidráulico aumente considerablemente. También se debe considerar el tipo de cilindro hidráulico a utilizar. Un cilindro de simple efecto que deberá tener características apropiadas que posiblemente no se encuentren en el mercado. Por lo tanto el cilindro hidráulico no será estándar lo cual implica que este elemento debe ser construido. Además se requiere de un cálculo minucioso al diseñar el resorte del actuador.

El inserto que trabaja como mordaza fija tiene que sujetarse por medio de pernos Allen que soportarán la carga de rozamiento que actuará sobre el inserto. Entonces se debe considerar que los pernos trabajarán a esfuerzos de corte.

El dispositivo es bastante accesible, no presenta mayor complejidad para ser armado o desarmado.

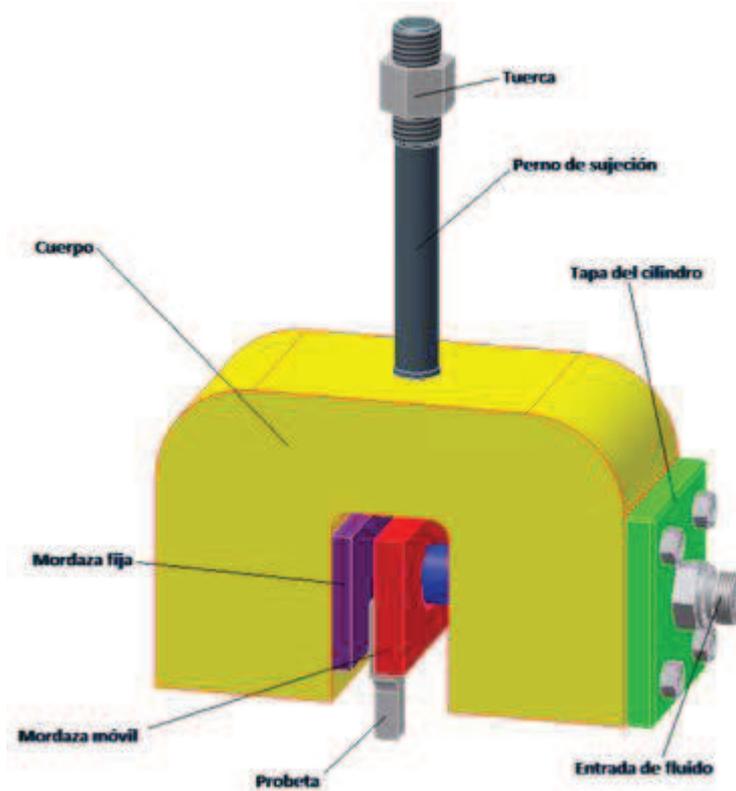


Figura 2.10. Vista del modelo alternativa 1.

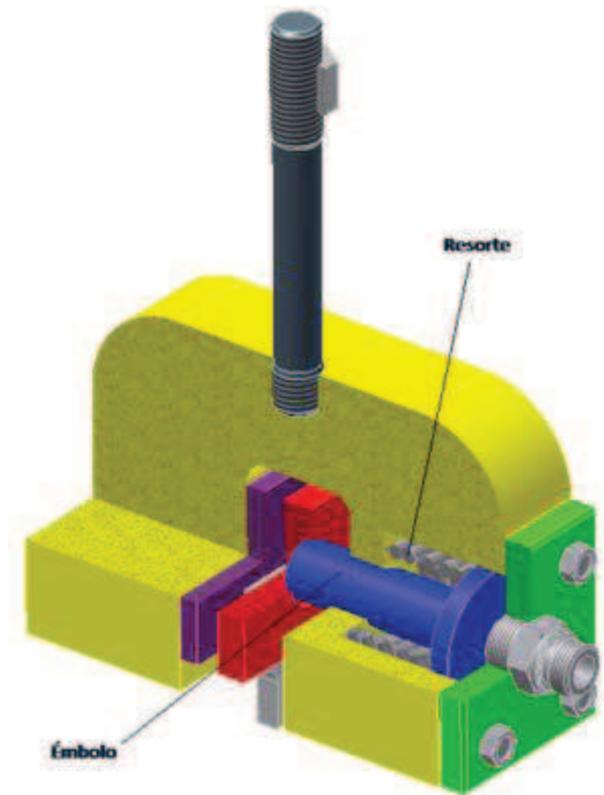


Figura 2.11. Vista en corte de cuarto de sección del modelo alternativa 1.

- **Ventajas**

- Mantenimiento preventivo fácil de realizar.
- Número de piezas reducido (menor a 20).
- Mecanismo de fácil construcción ya que las distintas partes que componen el mecanismo no tienen formas complicadas.
- Costo de fabricación bajo puesto que los elementos que lo componen no presentan mayor dificultad geométrica.

- **Desventajas**

- Debido al principio de funcionamiento, la fuerza de apriete requerida es grande. Por lo tanto, el cilindro hidráulico también tiene que ser grande y consecuentemente el peso del subsistema de sujeción aumentará.

- Mantenimiento correctivo presenta un gran problema en el momento en que el cilindro hidráulico tenga que ser reemplazado ya que este elemento no es estandarizado.

2.2.2 MODELO ALTERNATIVA 2

La segunda alternativa es un mecanismo que mediante la acción conjunta de un par de mordazas y un cuerpo que las contenga utiliza el principio de efecto cuña para sujetar la probeta. El funcionamiento de este dispositivo empieza desde un cilindro de doble efecto el cual actúa sobre dos mordazas móviles que se deslizan simétricamente sobre sus superficies inclinadas respectivas, las cuales son parte del cuerpo del mecanismo. De esta forma se logra disminuir la distancia relativa entre mordazas hasta el momento en que hacen contacto con la probeta a ensayar. Es aquí donde la gran fuerza que puede imprimir un cilindro hidráulico actúa, provocando la sujeción de la probeta con una fuerza suficiente para iniciar el ensayo y una vez iniciado éste el efecto de autoajuste se encargará de aumentar la fuerza de sujeción conforme la fuerza de tracción va aumentando. Es importante mencionar que para liberar la probeta después del ensayo también se utilizará la fuerza del pistón hidráulico pero en sentido contrario.

Para la construcción de este mecanismo se debe tomar en cuenta la selección de los materiales debido a que tanto las superficies de las mordazas como del cuerpo están en rozamiento lo que implica un desgaste continuo. Muchos de los elementos que componen el mecanismo están disponibles en el mercado y las piezas a construir no presentan dificultad para ser fabricadas (ver Figuras 2.12 y 2.13).

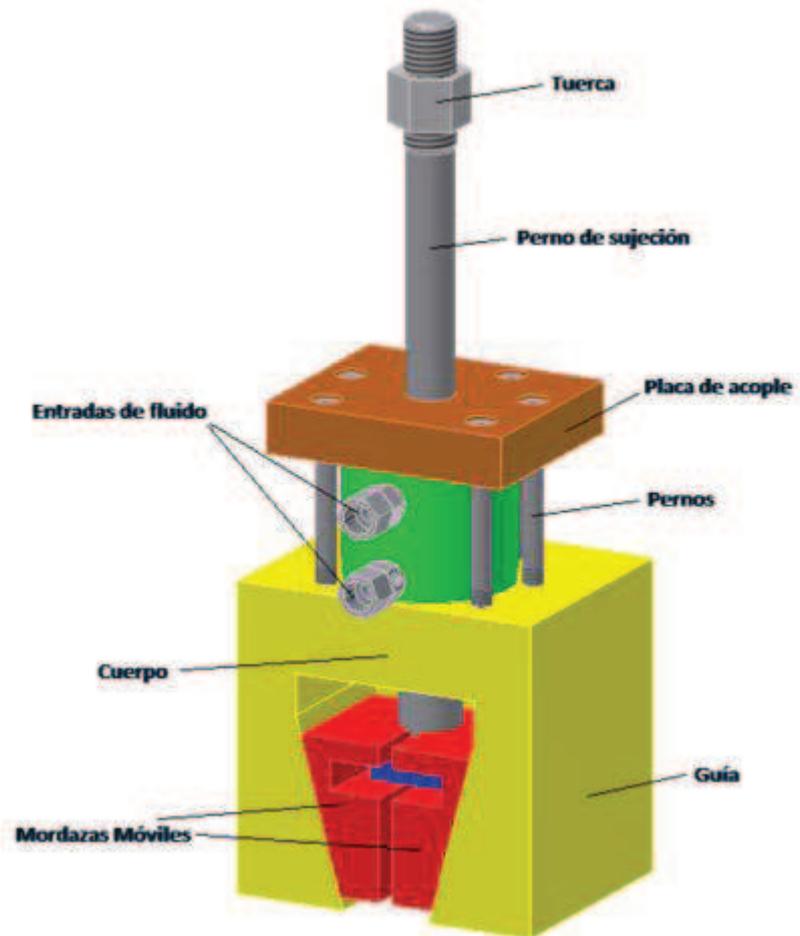


Figura 2.12. Vista del modelo alternativa 2.

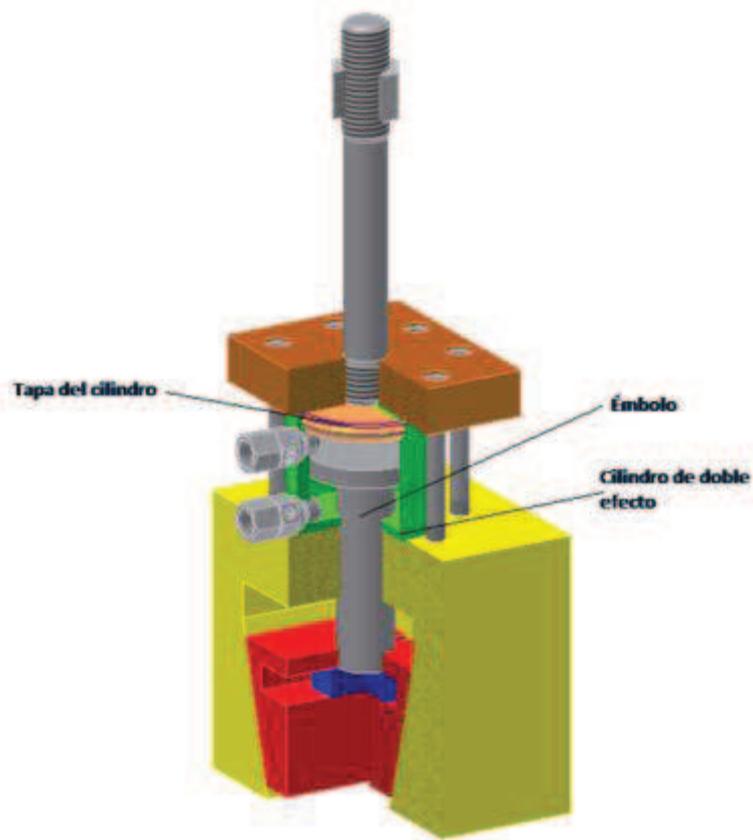


Figura 2.13. Vista en corte de cuarto de sección del modelo alternativa 2.

- Ventajas

- Debido al principio de funcionamiento, este mecanismo ajusta más la probeta conforme trabaja; es decir, es un sistema autoajutable.
- Por la presencia de los planos inclinados, la fuerza que se requiere no es muy grande y por ello el cilindro hidráulico tendrá un tamaño relativamente pequeño.
- Número de elementos reducido (menor a 25).
- Mecanismo de fácil construcción puesto que ninguno de los elementos que lo componen presenta una geometría complicada.
- Bajo costo de fabricación debido a la simplicidad del mecanismo.

- **Desventajas**

- Presencia de desgaste en las superficies del cuerpo y las mordazas, debido al rozamiento.

2.2.3 MODELO ALTERNATIVA 3

La tercera alternativa es similar a la segunda en algunos aspectos. Entre los principales está el uso de cilindros de doble efecto para facilitar las operaciones de ajustar y aflojar la probeta y que ambas utilizan el mismo principio de funcionamiento. Lo que diferencia a estas dos alternativas de la tercera es que el cilindro hidráulico no actúa directamente sobre las mordazas sino sobre una palanca que por medio de conexiones articuladas transmite la fuerza generada por el cilindro hidráulico hacia las mordazas haciendo que la fuerza de sujeción en las mordazas aumente o disminuya. Este dispositivo mecánico de sujeción se fija al cabezal de la máquina por medio de un perno.

Para la construcción de esta alternativa se debe considerar factores como por ejemplo la fabricación del cuerpo. Este puede ser un problema debido al tamaño del mismo ya que un bloque con la cantidad de material necesaria no se encontrará fácilmente en el mercado. Esto hace que se deban analizar varias posibilidades de construcción por ensamblaje como son las uniones no permanentes, la soldadura, y la fundición. Otro elemento a analizar es el mecanismo de palanca, el cual se debe diseñar con precisión para evitar posibles atascamientos. Este problema podría solucionarse si después del proceso de fundición se recurre a un proceso de maquinado hasta obtener las medidas deseadas. Finalmente, se debe tomar en cuenta que en este mecanismo existen articulaciones compuestas de pasadores los cuales necesitan seguros para evitar posibles desplazamientos laterales, esto hace que probablemente existan complicaciones de montaje y desmontaje (ver figuras 2.14, 2.15 y 2.16).

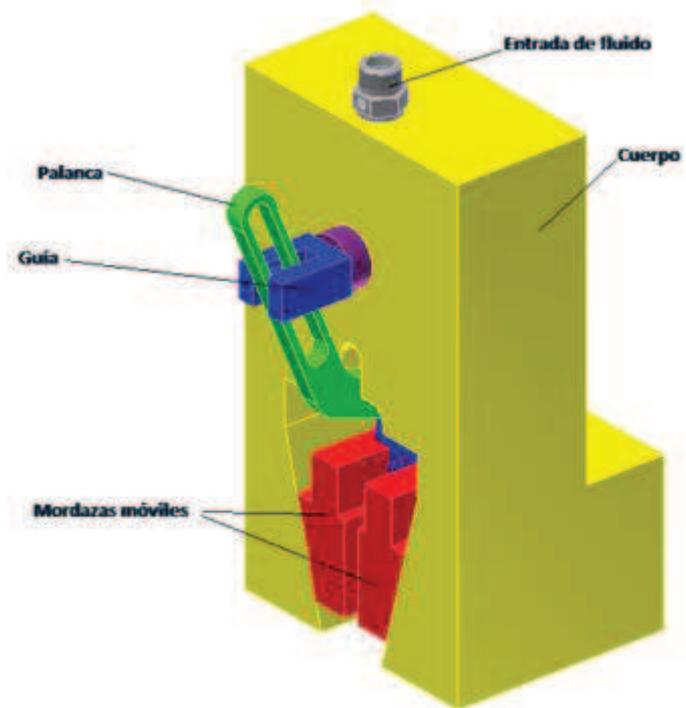


Figura 2.14. Vista frontal del modelo alternativa 3.

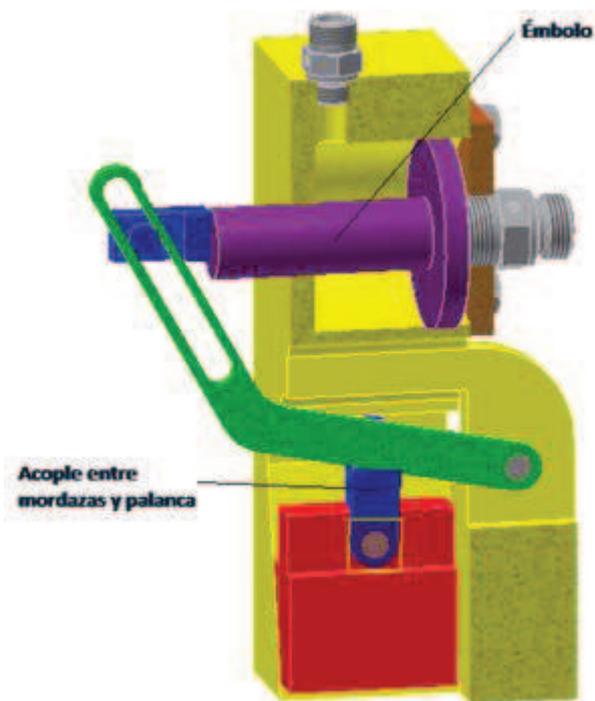


Figura 2.15. Vista en corte del modelo alternativa 3.

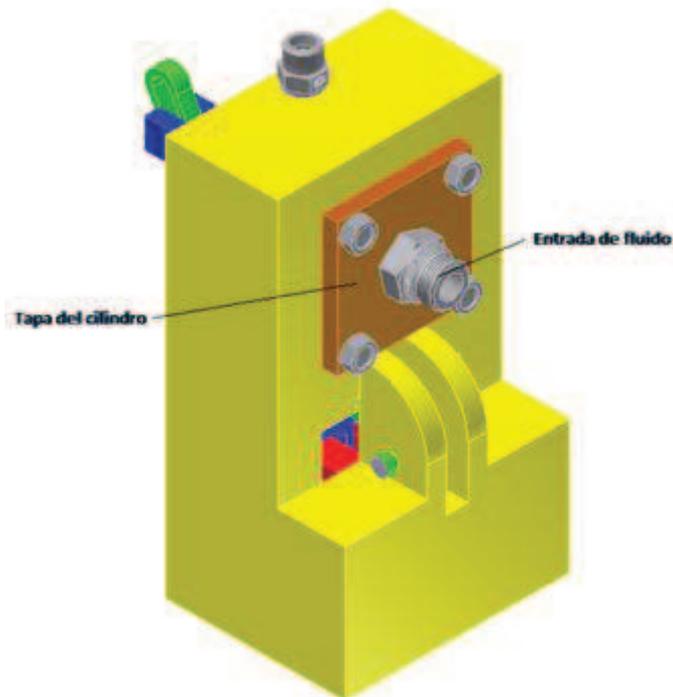


Figura 2.16. Vista posterior del modelo alternativa 3.

- **Ventajas**

- Debido al principio de funcionamiento, este mecanismo ajusta más la probeta conforme trabaja; es decir, es un sistema autoajutable.
- El cilindro hidráulico será pequeño porque la presencia de los planos inclinados y la del mecanismo de palanca hacen que la fuerza se reduzca.

- **Desventajas**

- Presencia de desgaste en las superficies del cuerpo y las mordazas, debido al rozamiento.
- Debido a que el sistema utiliza un mecanismo de palanca, ocupa mayor espacio y por lo tanto su peso aumentará.
- Tanto el montaje como la fabricación son complicados.
- El mantenimiento es difícil, porque existen sitios que no son accesibles.
- El costo es alto pues la geometría del cuerpo no es simple. La presencia de la palanca y articulaciones requieren que exista mayor precisión, lo cual implica un incremento en el costo.

Se debe tomar en cuenta que tanto la alternativa 2 como la alternativa 3 deben tener un sistema de retorno que permita mantener el contacto entre las superficies inclinadas de las mordazas con las del cuerpo una vez que se haya terminado con el ensayo. Esto se logrará con un resorte acoplado al cuerpo y a la mordaza como se puede ver en la sección 2.5.

2.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DE SOLUCIÓN MÁS ADECUADA

Para seleccionar la alternativa más conveniente se hace uso del método ordinal corregido de criterios ponderados para lo cual es importante establecer los criterios en base a los cuales las alternativas serán evaluadas, así como también la ponderación relativa entre ellas. Los criterios a tomar en cuenta para la selección de la alternativa serán: la funcionalidad, facilidad de montaje y fabricación, peso, costo y facilidad de mantenimiento. Para determinar la ponderación relativa entre cada criterio es necesario calificar cada uno de estos respecto de otro (ver Tabla 2.7). El orden de importancia en los criterios se muestra en la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \text{Funcionalidad} &= \text{Facilidad de montaje y fabricación} > \text{Peso} \\ &> \text{Facilidad de mantenimiento} = \text{Bajo costo} \end{aligned}$$

Tabla 2.7. Importancia relativa entre criterios de selección de alternativas.

CRITERIOS	Funcionalidad	Facilidad de Montaje y Fabricación	Peso	Facilidad de Mantenimiento	Bajo Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Funcionalidad		0.5	1	1	1	4.5	0.3
Facilidad de Montaje y Fabricación	0.5		1	1	1	4.5	0.3
Peso	0	0		1	1	3	0.2
Facilidad de Mantenimiento	0	0	0		0.5	1.5	0.1
Bajo Costo	0	0	0	0.5		1.5	0.1
					Suma	15	1

Mediante las siguientes tablas se evaluarán simultáneamente las alternativas respecto a cada criterio.

2.3.1 FUNCIONALIDAD

Es importante tener en cuenta que el término funcionalidad se refiere al mecanismo que cumpliendo con los requisitos impuestos tiene una ventaja sobre los demás. Para este subsistema esto consiste en la acción de sujetar la probeta, ya que no es lo mismo usar el principio de efecto cuña que usar el sistema de entenalla de tornillo. Por lo tanto las mordazas que tienen como base de funcionamiento el principio de efecto cuña presentaran una ventaja sobre la que no lo tiene. En la Tabla 2.8 se muestra la calificación de las alternativas bajo este criterio

Criterio de evaluación

$$\textit{Alternativa 2} = \textit{Alternativa 3} > \textit{Alternativa 1}$$

Tabla 2.8. Selección de la mejor alternativa bajo el criterio de la funcionalidad.

Funcionalidad	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderación
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0.17
ALTERNATIVA 2	1		0.5	2.5	0.42
ALTERNATIVA 3	1	0.5		2.5	0.42
			Suma	6	1

2.3.2 FACILIDAD DE MONTAJE Y FABRICACIÓN

Criterio de evaluación

$$\textit{Alternativa 1} = \textit{Alternativa 2} > \textit{Alternativa 3}$$

En la Tabla 2.9 se muestra la calificación de las alternativas bajo este criterio.

Tabla 2.9. Selección de la mejor alternativa bajo el criterio de facilidad de montaje y fabricación.

Facilidad de Montaje y Fabricación	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderación
ALTERNATIVA 1		1	1	3	0.5
ALTERNATIVA 2	0		1	2	0.33
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0.17
			Suma	6	1

2.3.3 PESO

Criterio de evaluación

Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3

En la Tabla 2.10 se muestra la calificación de las alternativas bajo este criterio

Tabla 2.10. Selección de la mejor alternativa bajo el criterio del peso.

Peso	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderación
ALTERNATIVA 1		0	1	2	0.33
ALTERNATIVA 2	1		1	3	0.5
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0.17
			Suma	6	1

2.3.4 FACILIDAD DE MANTENIMIENTO

Criterio de evaluación

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3

En la Tabla 2.11 se muestra la calificación de las alternativas bajo este criterio.

Tabla 2.11. Selección de la mejor alternativa bajo el criterio de la facilidad de mantenimiento.

Facilidad de Mantenimiento	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderación
ALTERNATIVA 1		1	1	3	0.5
ALTERNATIVA 2	0		1	2	0.33
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0.17
			Suma	6	1

2.3.5 COSTO

Criterio de evaluación

$$\text{Alternativa 1} = \text{Alternativa 2} > \text{Alternativa 3}$$

En la Tabla 2.12 se muestra la calificación de las alternativas bajo este criterio.

Tabla 2.12. Selección de la mejor alternativa bajo el criterio del costo.

Facilidad de Mantenimiento	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	Ponderación
ALTERNATIVA 1		0.5	1	2.5	0.42
ALTERNATIVA 2	0.5		1	2.5	0.42
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0.17
			Suma	6	1

Después de haber evaluado cada una de las alternativas respecto a cada criterio se realiza el cálculo de la tabla de conclusiones, donde se indica la prioridad de cada una de las alternativas.

Tabla 2.13. Resumen de evaluaciones de cada alternativa.

CRITERIOS	Funcionalidad	Facilidad de Montaje y Fabricación	Peso	Facilidad de Mantenimiento	Bajo Costo	Σ	Prioridad
ALTERNATIVA 1	0.05	0.15	0.067	0.05	0.042	0.36	2
ALTERNATIVA 2	0.13	0.1	0.1	0.033	0.042	0.4	1
ALTERNATIVA 3	0.13	0.05	0.033	0.017	0.017	0.24	3

La Tabla 2.13 muestra que la alternativa 2 es la mejor situada, seguida de la alternativa 1 y por último la alternativa 3. A continuación se procederá a diseñar la alternativa 2.

2.4 DISEÑO PRELIMINAR DEL SISTEMA MECÁNICO DE SUJECCIÓN SELECCIONADO

Como se dijo anteriormente, el sistema mecánico de sujeción es el encargado de sujetar la probeta para la realización del ensayo de tracción. Este sistema tiene como fuente de fuerza motriz un sistema hidráulico pero es importante conocer que esta fuerza generada por el actuador no trabajará durante todo el ensayo sino

más bien será aplicada durante cierto tiempo al inicio del ensayo en el cual la probeta puede deslizarse. Es decir, el actuador trabajará hasta el instante en que el principio de efecto cuña haya generado una fuerza normal lo suficientemente grande como para que el sistema se autoajuste. Para este análisis se debe considerar como actúan las fuerzas sobre el mecanismo, de manera que la carga que ejerce la máquina de ensayo sobre la probeta sea contrarrestada por la fuerza que genere el pistón, como se observa en la Figura 2.17.

Por experiencia del personal que trabaja en el LAEV se conoce que el valor de la fuerza generada por la máquina durante el ensayo en el cual se produce el efecto cuña autoajustante deseado para que se anule el deslizamiento, está alrededor de las 8.897 kN [2.000 lb]. Debido a que este valor es empírico, por seguridad se considera factible utilizar un valor de 13.344 kN [3.000 lb].

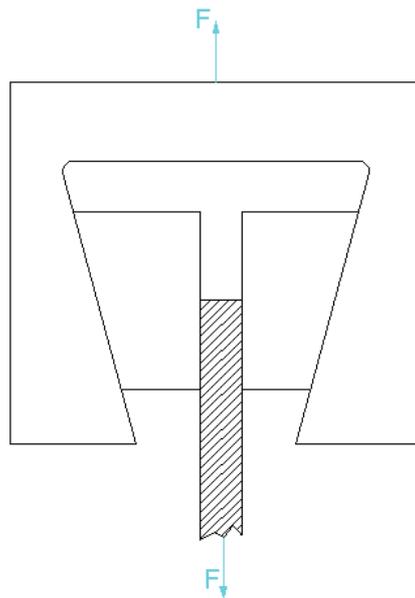


Figura 2.17. Fuerzas que se generan durante un ensayo de tracción.

Una vez terminado el ensayo, el sistema hidráulico debe ejercer una fuerza sobre el sistema mecánico de tal forma que facilite la remoción de la probeta. Debido a que el sistema mecánico se basa en un sistema de autoajuste de efecto cuña es muy probable que los restos de la probeta ensayada queden atascados entre las mordazas de sujeción al final del ensayo. Para solucionar este problema y poder retirar los restos de probeta ensayada, el actuador del sistema hidráulico debe generar una fuerza sobre las mordazas en sentido contrario al de ajuste. Se ha

establecido empíricamente que la fuerza que se debe aplicar sobre el mecanismo con este fin es de 89 kN [20.000 lb].

Para que todas las funciones de este sistema se cumplan correctamente y sobretodo que sus elementos no fallen mecánicamente, se debe diseñar y dimensionar cada uno de ellos. Los elementos principales que conforman el sistema mecánico y que necesitan ser diseñados son:

- Cuerpo de plano inclinado para mordazas
- Mordazas (izquierda y derecha)
- Cuerpo del cilindro hidráulico
- Transmisor de movimiento desde el sistema hidráulico hasta el sistema mecánico (actuador)
- Sistema de anclaje del sistema de sujeción a la máquina universal de ensayos

Cada una de las funciones del sistema mecánico de sujeción genera diferentes estados de carga sobre los elementos del mismo. Estos estados de carga a su vez dependen directamente de toda la geometría de los componentes del sistema pero muy particularmente del ángulo de ventaja mecánica para producir el efecto cuña deseado. Por esta razón, y como primer paso del diseño, se buscará el ángulo de ventaja mecánica más adecuado para las necesidades de este proyecto.

2.4.1 SELECCIÓN DEL ÁNGULO DE VENTAJA MECÁNICA PARA LAS MORDAZAS Y EL CUERPO QUE LAS CONTIENE

Como se citó anteriormente, las características geométricas del sistema mecánico fueron tomadas de modelos de sistemas de sujeción ya existentes, tanto en el mercado como en otras máquinas del LAEV²⁷. Quizá el valor geométrico más importante del modelo sea el ángulo de los planos inclinados presente en las mordazas y en el cuerpo que las contendrá. De este factor dependerá directamente la efectividad de la ventaja mecánica que se produzca mediante el efecto cuña. Por esta razón, a continuación se seleccionará el ángulo más

²⁷ Ver Tabla 1.1.

adecuado para el modelo. Para la determinación de este ángulo se utilizará algunos criterios, entre los cuales están:

1. Geometría y dimensiones de otros sistemas mecánicos de sujeción ya existentes
2. Análisis de la magnitud de fuerza necesaria para que el sistema mecánico cumpla con sus funciones en términos del ángulo de cuña.
3. Dimensionamiento preliminar del sistema mecánico con el objeto de visualizar previamente las posibles medidas que este tendría.

2.4.1.1 Valores de ángulos encontrados en otros sistemas de sujeción

De modelos de sistemas de sujeción ya existentes tanto en el mercado como en el LAEV se tiene como dato que el ángulo de cuña está entre los 75 y 83°, por lo que se ha visto conveniente tomar valores de ángulos dentro de este intervalo para buscar el ángulo más adecuado. La Tabla 2.14 muestra los valores de ángulos encontrados en las máquinas de ensayo del LAEV.

Tabla 2.14. Ángulos de ventaja mecánica correspondientes a las máquinas existentes en el LAEV²⁸.

Marca y modelo de equipo	Capacidad KN [lb]	Número de máquinas en el LAEV	Ángulo de efecto cuña (ventaja mecánica)
Tinius Olsen, modelo Súper L	587 [132.000]	1	83
Tinius Olsen, modelo Súper L	534 [120.000]	1	83
Tinius Olsen, modelo H25KS	25 [5.620]	1	75

2.4.1.2 Cálculo de la fuerza que debería generar el actuador del sistema hidráulico en función del ángulo de cuña

Como se explicó anteriormente, el sistema mecánico tiene que cumplir con dos funciones básicas. Estas funciones provocan diferentes estados de carga, los cuales se analizarán en los dos puntos siguientes.

²⁸ No se ha citado al sistema axial – torsional marca MTS debido a que actualmente no posee mordazas cuneiformes para ensayos de tracción.

2.4.1.2.1 Fuerza que debe ser generada por el pistón durante el ajuste de la probeta

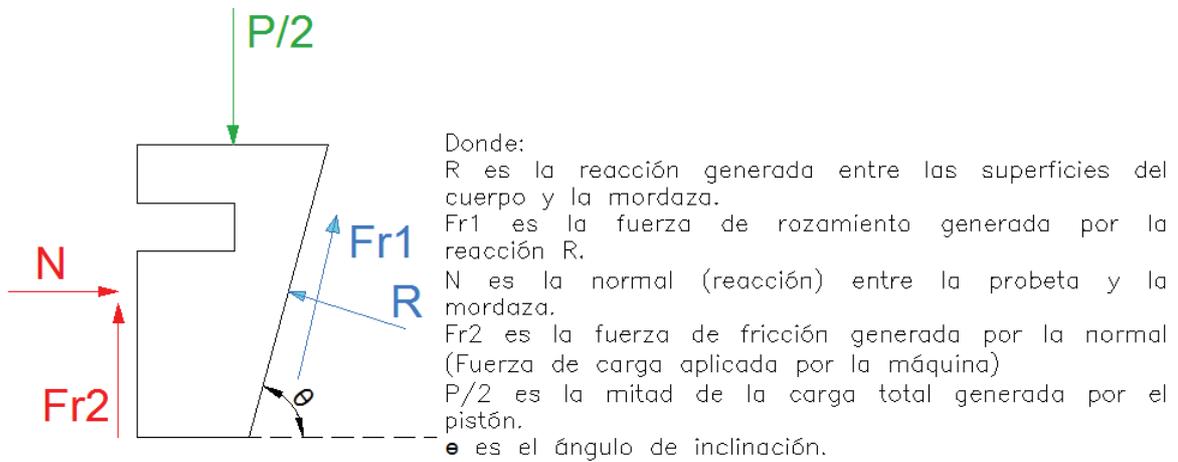


Figura 2.18. Diagrama de cuerpo libre sobre una mordaza durante el ajuste de la probeta.

Para determinar el valor de la fuerza P ejercida por el pistón se utiliza un diagrama de cuerpo libre como el de la Figura 2.18. Se parte de que la fuerza Fr_2 es la mitad de la fuerza F que se muestra en la Figura 2.17

Por lo tanto:

$$Fr_2 = \frac{F}{2} = \frac{13.344}{2} = 6.672 \text{ KN} \quad 2.2$$

Después de realizar la sumatoria de fuerzas tanto en el eje x como en el eje y se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$R \cdot \cos(\theta) + Fr_1 \cdot \sin(\theta) + Fr_2 - \frac{P}{2} = 0 \quad 2.3$$

$$Fr_1 \cdot \cos(\theta) + N - R \sin(\theta) = 0 \quad 2.4$$

Pero se conoce que:

$$Fr_1 = R \cdot \mu_1 \quad 2.5$$

$$N = \frac{Fr_2}{\mu_2} \quad 2.6$$

Por lo tanto, si se reemplaza estos valores en la expresión 2.4 se tiene:

$$R = \frac{Fr_2}{\mu_2 (\text{Sen}(\theta) - \mu_1 \cdot \text{Cos}(\theta))}$$

Al sustituir los términos en la expresión 2.3 se tiene:

$$\therefore P = 2(R \cdot \text{Cos}(\theta) + R \cdot \mu_1 \cdot \text{Sen}(\theta) + Fr_2) \quad 2.7$$

Es importante mencionar que los coeficientes de fricción μ_1 y μ_2 influyen en el valor que tomen tanto la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico (P) como la reacción que se genera entre las superficies de contacto entre las mordazas y el cuerpo (R). Los coeficientes tienen diferentes valores debido a que las superficies inclinadas tanto del cuerpo como de las mordazas que están en contacto deben ser lubricadas, mientras que las superficies de contacto entre las mordazas y la probeta deben estar secas para asegurar el ajuste. Los valores de cada uno de los coeficientes están en un rango que se observa en la Tabla 2.15.

Tabla 2.15. Valores del factor de rozamiento entre dos superficies de acero²⁹.

Combinación acero – acero	
Sin lubricación	Con lubricación
0,6 - 0,74	0,05 - 0,11

Una vez delimitado los valores que puede tomar el factor de rozamiento entre superficies de acero se procede a calcular los valores de R y P. En la Tabla 2.16 se puede observar los valores de la fuerzas R y P correspondientes al pistón en función del ángulo. Los ángulos tomados en cuenta son 75, 80, 83 y 85°.

²⁹ <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>

Tabla 2.16. Valores de fuerza para sujetar la probeta en función del ángulo de ventaja mecánica y los coeficientes de fricción.

Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,05$ y $\mu_2=0,6$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	11,67	11,39	11,27	11,21
Fuerza P (kN)	20,51	18,42	17,21	16,42
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,05$ y $\mu_2=0,74$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	9,46	9,24	9,14	9,09
Fuerza P (kN)	19,16	17,46	16,48	15,83
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,11$ y $\mu_2=0,6$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	11,86	11,51	11,36	11,27
Fuerza P (kN)	22,00	19,84	18,59	17,78
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,11$ y $\mu_2=0,74$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	9,62	9,34	9,21	9,14
Fuerza P (kN)	20,37	18,61	17,60	16,94
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,08$ y $\mu_2=0,6$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	11,76	11,45	11,31	11,24
Fuerza P (kN)	21,25	19,20	17,90	17,10

De la Tabla 2.16 se puede observar claramente que el valor de la fuerza P depende en gran parte del ángulo, pues si se toman los valores de fricción versus un ángulo constante el valor de la fuerza no difiere mucho, pero es importante tener en cuenta que los valores del coeficiente de fricción que se usen como referencia pueden ser el promedio o a su vez el valor menos confiable de alcanzar, que para este caso son $\mu_1=0,08$ y $\mu_2=0,6$, se hace esto ya que no se conocen cuáles serán las características adquiridas por las superficies después del mecanizado o el tipo de lubricante a utilizar.

2.4.1.2.2 Fuerza que debe ser generada por el pistón para liberar la probeta

Para calcular la fuerza necesaria para liberar la probeta se debe tener en cuenta que existen dos casos: cuando la probeta se ha roto completamente y cuando la probeta no se ha roto y se produce un atascamiento.

- Caso 1: liberación de la probeta cuando no ha fallado completamente

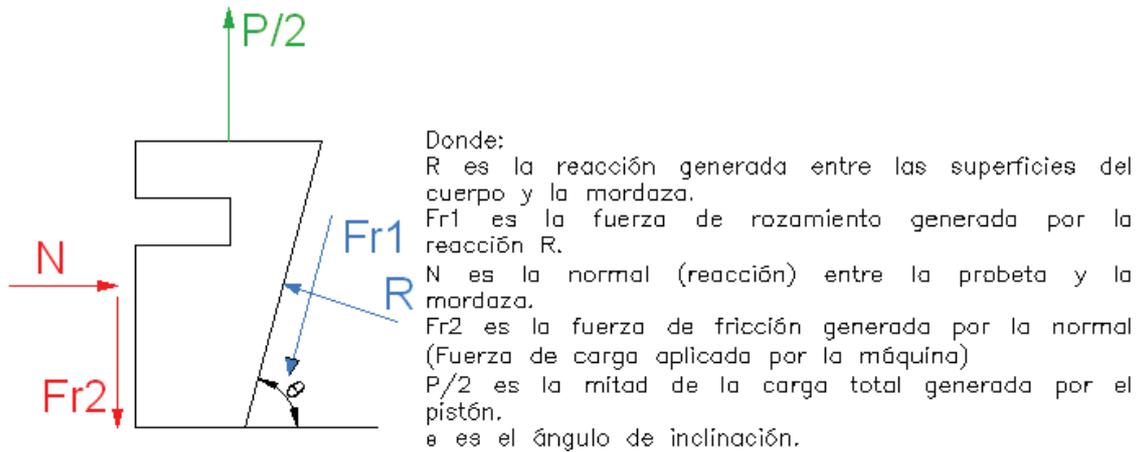


Figura 2.19. Diagrama de cuerpo libre sobre una mordaza durante la liberación de una probeta cuando la misma no ha fallado completamente.

Para el análisis de este caso se debe observar la Figura 2.19. Se tiene que tomar en cuenta que el valor de F es de 20.000 lb, este valor viene dado por los requerimientos.

Por lo tanto:

$$Fr_2 = \frac{F}{2} = \frac{88.964}{2} = 44.482 \text{ kN}$$

Después de realizar la sumatoria de fuerzas tanto en el eje x como en el eje y se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$R \cdot \cos(\theta) - Fr_1 \cdot \sin(\theta) - Fr_2 + \frac{P}{2} = 0 \quad 2.8$$

$$-Fr_1 \cdot \cos(\theta) + N - R \sin(\theta) = 0 \quad 2.9$$

Pero se conoce que:

$$Fr_1 = R \cdot \mu_1$$

$$N = \frac{Fr_2}{\mu_2}$$

Por lo tanto, si se reemplaza estos valores en la expresión 2.9 se tiene:

$$R = \frac{Fr_2}{\mu_2(\text{Sen}(\theta) + \mu_1 \cdot \text{Cos}(\theta))}$$

Al sustituir los términos en la expresión 2.8 se tiene:

$$P = 2(R \cdot \mu_1 \cdot \text{Sen}(\theta) + Fr_2 - R \cdot \text{Cos}(\theta)) \quad 2.10$$

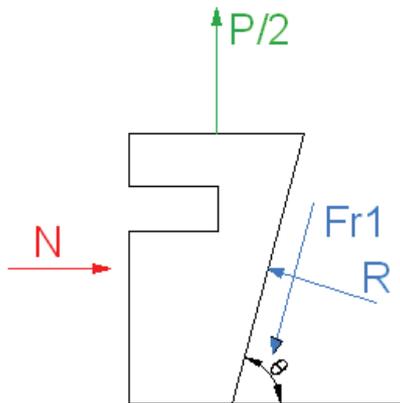
Como resultado de estas expresiones y al sustituir los valores de carga y ángulos se obtiene la Tabla 2.17, donde se puede observar los valores de las fuerzas P y R en función del ángulo.

Tabla 2.17. Valores de fuerza para liberar la probeta en función del ángulo de cuña y los coeficientes de fricción.

Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,05$ y $\mu_2=0,6$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	75,73	74,62	74,23	74,09
Fuerza P (kN)	57,07	70,39	78,23	83,43
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,05$ y $\mu_2=0,74$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	61,41	60,50	60,19	60,07
Fuerza P (kN)	63,11	73,91	80,26	84,47
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,11$ y $\mu_2=0,6$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	74,55	73,84	73,69	73,71
Fuerza P (kN)	66,21	79,31	87,09	92,27
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,11$ y $\mu_2=0,74$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	60,45	59,87	59,75	59,76
Fuerza P (kN)	70,52	81,14	87,44	91,64
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,08$ y $\mu_2=0,6$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	75,14	74,23	73,96	73,90
Fuerza P (kN)	61,68	74,88	82,68	87,86

Al analizar los datos obtenidos en las Tabla 2.17 se puede observar que el valor de fuerza que debe generar el sistema hidráulico (fuerza P) y la reacción que estas fuerzas generan sobre el cuerpo o plano inclinado sobre el cual descansan (fuerza R) varían sensiblemente con el ángulo de cuña. Con esto se confirma que el diseño depende en gran parte del ángulo que se está buscando.

- Caso 2 : liberación de la probeta cuando ha fallado completamente



Donde:

R es la reacción generada entre las superficies del cuerpo y la mordaza.

Fr1 es la fuerza de rozamiento generada por la reacción R.

N es la normal (reacción) entre la probeta y la mordaza.

Fr2 es la fuerza de fricción generada por la normal (Fuerza de carga aplicada por la máquina)

P/2 es la mitad de la carga total generada por el pistón.

θ es el ángulo de inclinación.

Figura 2.20. Diagrama de cuerpo libre sobre una mordaza durante la liberación de la probeta cuando la misma ha fallado completamente.

Para el análisis de este caso se debe observar la Figura 2.20. En este caso los valores de las fuerzas que se generan entre las mordazas y el cuerpo (R) y la normal que se presenta entre las mordazas y la probeta es el que se genera después de que haya existido el efecto de cuña (ver Tabla 2.16) necesario para que la probeta falle.

Después de realizar la sumatoria de fuerzas tanto en el eje x como en el eje y se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$N - R \cdot \cos(\theta) = 0 \quad 2.11$$

$$\frac{P}{2} + R \cdot \cos(\theta) - Fr1 \cdot \sin(\theta) = 0 \quad 2.12$$

Se conoce que:

$$Fr1 = R \cdot \mu_1$$

Por lo tanto, si se reemplaza estos valores en la expresión 2.12 se tiene:

$$\frac{P}{2} + R \cdot \cos(\theta) - R \cdot \mu_1 \cdot \sin(\theta) = 0 \quad 2.13$$

Al resolver la ecuación 2.13 se encontró que el cilindro no tiene que efectuar ninguna fuerza razón por la cual se ha decidido descartar la evaluación de este caso.

2.4.1.2.3 Dimensiones preliminares del sistema de sujeción en función del ángulo de cuña

En esta sección se asignará las medidas necesarias tanto a las mordazas como al cuerpo que las contiene de tal forma que la geometría de estos dos elementos quede definida preliminarmente. En este proceso de dimensionamiento se mantendrá como variable principal al ángulo de cuña, debido a que es la variable más importante de diseño y algunas otras dimensiones dependen de esta. Es importante recordar que se debe procurar mantener las proporciones en la geometría de las mordazas y del cuerpo que las contiene de manera que el patrón de estos elementos no varíe de ángulo a ángulo.

- Dimensiones externas principales del cilindro hidráulico³⁰

Uno de los requerimientos para el diseño del sistema mecánico es que este debe soportar geométricamente al sistema hidráulico que básicamente está comprendido por el cilindro y su actuador. Las dimensiones que tienen estos elementos serán determinadas más adelante en la sección de cálculo de esfuerzos de este mismo capítulo y también en el capítulo 3 donde se diseña la totalidad del sistema hidráulico. Las características geométricas generales del cilindro perteneciente al sistema hidráulico se observan en la Figura 2.21.

³⁰ En esta sección solo se anotarán las dimensiones generales externas de las partes mecánicas del sistema hidráulico que afectan la geometría del sistema mecánico. El desarrollo completo de este diseño debe observarse en secciones posteriores de este mismo capítulo y en el capítulo tres que comprende el diseño hidráulico.

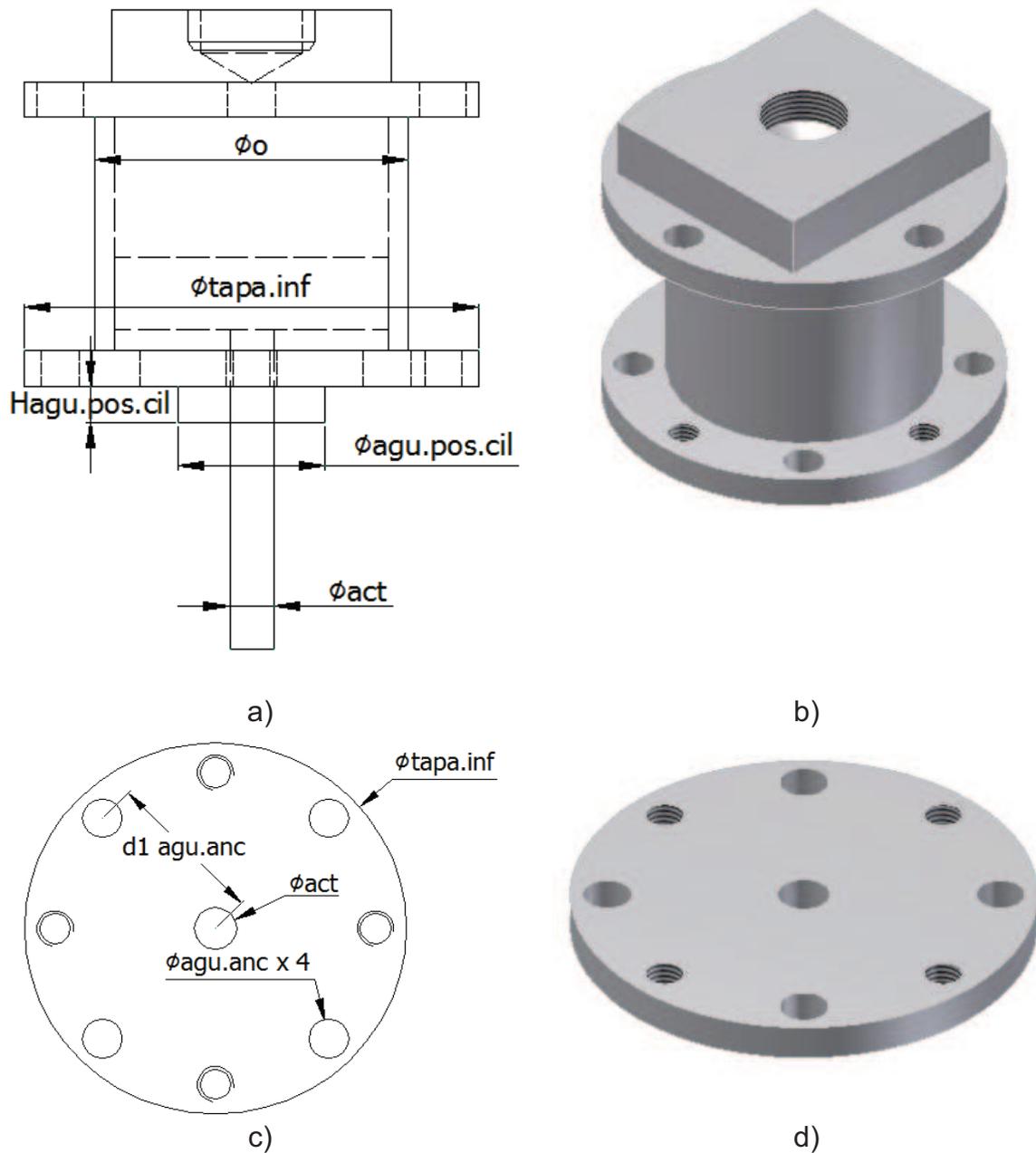


Figura 2.21. Características geométricas generales del subconjunto cilindro. a) Vista frontal del cilindro, b) Vista auxiliar del cilindro, c) Vista superior de la tapa posterior del cilindro, d) Vista auxiliar de la tapa posterior del cilindro.

Como se puede observar, las tapas de este cilindro tienen propiedades geométricas particulares, lo cual permite que estas partes cumplan con funciones adicionales como son anclaje del cilindro hidráulico en el mecánico y el anclaje de todo el sistema de sujeción en la máquina universal de ensayos. Al examinar la tapa inferior se puede notar la existencia de agujeros no roscado acotado como $\phi_{agu.anc}$ (son 4 agujeros en total). Este agujero permite el anclaje del cilindro

hidráulico en el sistema mecánico. Las dimensiones de los pernos que se usará con este propósito se revisarán en una sección posterior. Los otros 4 agujeros (roscados) de esta tapa permiten el paso de pernos que servirán para el ensamblaje del cilindro en sí. La tapa superior en cambio posee un aditamento que sirve para centrar y anclar todo el sistema de sujeción en la máquina universal de ensayos. Las dimensiones de estos aditamentos también serán detallados en una sección posterior.

El otro elemento del sistema hidráulico con importancia relevante para el diseño mecánico es el actuador – pistón del sistema hidráulico, el cual se observa en la Figura 2.22.

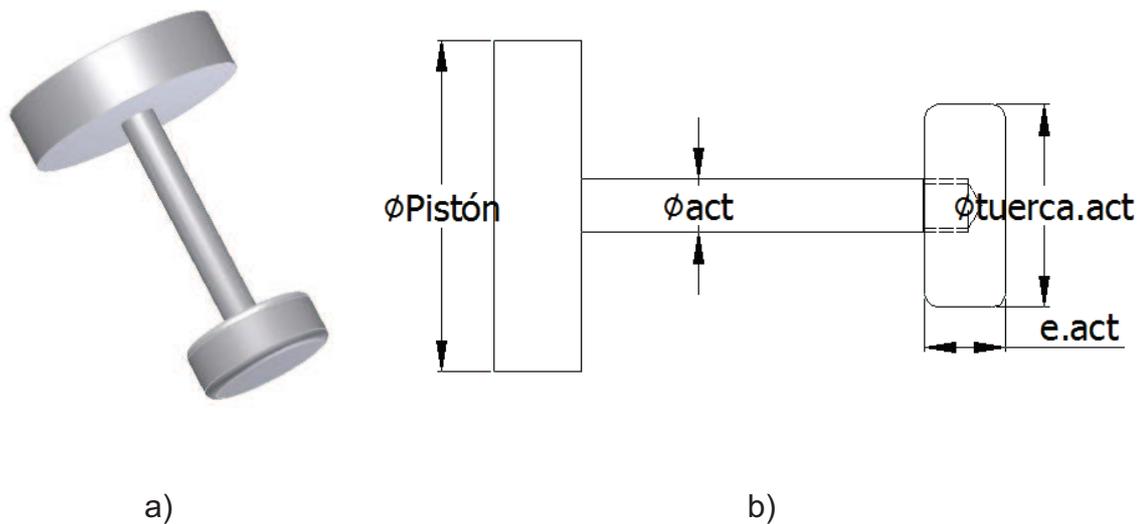


Figura 2.22. Características geométricas generales del subconjunto actuador. a) Vista auxiliar del actuador, b) Vista frontal del actuador.

Los valores numéricos de las dimensiones citadas en las dos figuras anteriores constan en la Tabla 2.18.

Tabla 2.18. Medidas generales del cilindro y del actuador que influyen sobre el dimensionamiento del sistema mecánico.

Magnitud	Medida
\varnothing_0	85 mm
$\varnothing_{tapa.inf}$	125 mm
$H_{agu.pos.cil}$	5 mm
$\varnothing_{agu.pos.cil}$	35 mm
\varnothing_{act}	16 mm
$\varnothing_{agu.anc}$	11 mm
$d_{1agu.anc}$	52,5 mm
$\varnothing_{pistón}$	76 mm
$\varnothing_{tuerca.act}$	46 mm
e.act	18,5 mm

- Dimensionamiento preliminar de las mordazas

Las mordazas son los elementos principales del sistema mecánico ya que están en contacto directo con la probeta y se encargan de sujetar la misma. Además, estos elementos tienen que soportar la carga aplicada por el actuador del sistema hidráulico, lo que hace que su diseño sea muy importante. Existen diferentes formas y tipos de mordazas de sujeción que funcionan con el principio de efecto cuña, pero gracias a lo observado en otros modelos de mordazas y en base a las necesidades de este proyecto ya se tiene una idea aproximada de lo que se va a diseñar. Para iniciar con este proceso se debe establecer una geometría general del elemento a diseñar. En la Figura 2.23 se muestra la forma y las dimensiones mínimas necesarias a definir en la geometría de las mordazas.

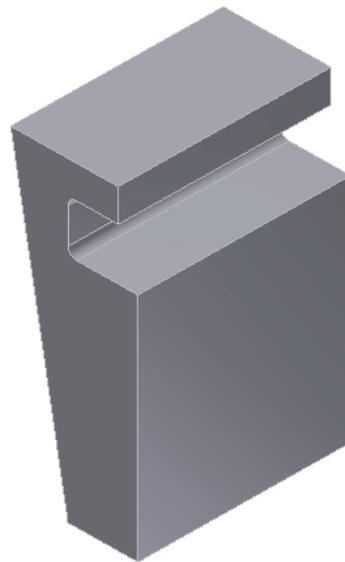
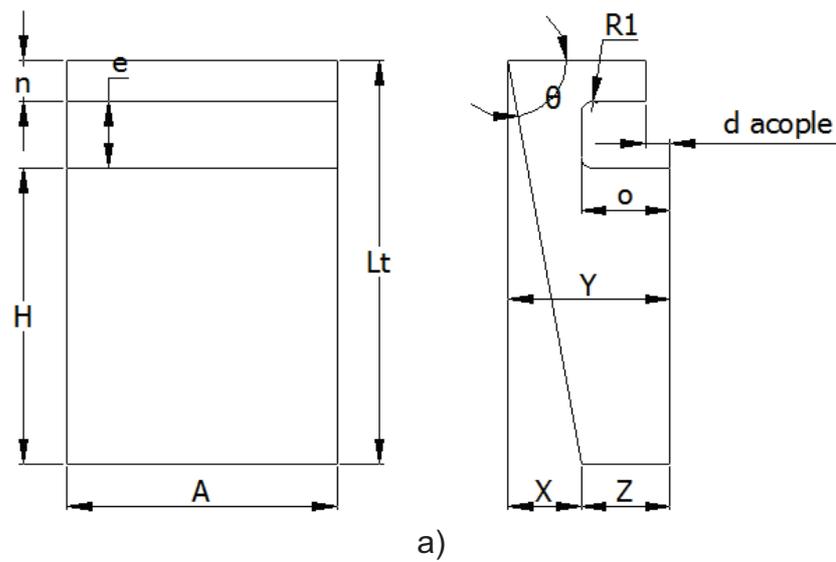


Figura 2.23. a) Vistas principales y dimensiones mínimas necesarias para definir la geometría de las mordazas, b) Vista isométrica de una mordaza del sistema mecánico de sujeción.

Como se observa en la Figura 2.23, existen algunos parámetros que definen la geometría de una mordaza. Estos parámetros se detallan en la Tabla 2.19:

Tabla 2.19. Descripción de las dimensiones de una mordaza.

Magnitud	Descripción
θ	es el ángulo de cuña (inclinación)
H	es la altura de la cara de las mordazas
A	es el ancho de la cara de las mordazas.
X	es la longitud horizontal mínima en en la sección inclinada de la mordaza
Y	es el ancho máximo de la mordaza.
Z	es la longitud de la base de la mordaza
e	es la cavidad para alojar el acople de la extensión del pistón.
n	es el espesor de la pestaña superior de la mordaza
o	es el ancho horizontal del acople de mordazas con pistón
R1	es el radio de acuerdo utilizado en esa sección
d_{acople}	es la porción de material que ha sido retirado de la pestaña de la mordaza para que pueda ser acoplado el actuador
Lt	es la longitud vertical de la mordaza

El ángulo de cuña “ θ ” puede catalogarse como el más importante en el diseño pues, como se analizó anteriormente, influye de manera determinante sobre las fuerzas de operación necesarias para el sistema mecánico. Por el momento este ángulo no será analizado y se prestará atención a las otras medidas las cuales serán dadas por el método de prueba y error.

En este modelo existe una medida que proviene directamente de los requerimientos del diseño; ese es el caso de H. Este parámetro corresponde a la altura de la sección de sujeción de la probeta, valor que consta en la Tabla 2.5 y es 76 mm. Para este diseño se ha tomado la decisión de sobredimensionarlo para evitar cualquier tipo de contratiempos, por lo cual se ha decidido que este valor sea de 85 mm y no de 76 mm. Una vez que se ha establecido preliminarmente el valor de H, lo que se hará es mantener las proporciones de toda la mordaza, en base a las diferentes mordazas existentes en el LAEV, las cuales proporcionalmente son muy parecidas entre ellas. De esta forma se define el valor de Z el cual se estima en 25 mm. Además, con el objetivo de conectar con facilidad el actuador del sistema hidráulico en el sistema mecánico se estima que los valores de e, o, n y R1 deben ser de 19, 25, 12 y 3 mm, respectivamente. Otro parámetro importante para que el montaje de la unión entre los sistemas hidráulico y mecánico sea posible es indispensable realizar un corte sobre la pestaña superior de la mordaza con una medida d_{acople} , la cual debe permitir el

desplazamiento vertical del actuador con facilidad, para lo cual esta medida debe ser al menos la mitad del diámetro de su eje. Se ha determinado que su valor sea de 13 mm.

A partir de este momento el resto de dimensiones tales como X, Y y Lt se pueden obtener en función del ángulo de cuña como se refleja en las siguientes expresiones:

$$Lt = H + n + e \quad 2.14$$

$$Y = Z + \frac{Lt}{\tan(\theta)} \quad 2.15$$

$$X = Y - Z \quad 2.16$$

En la Tabla 2.20 se muestra un resumen de como fueron asignadas las medidas para las mordazas

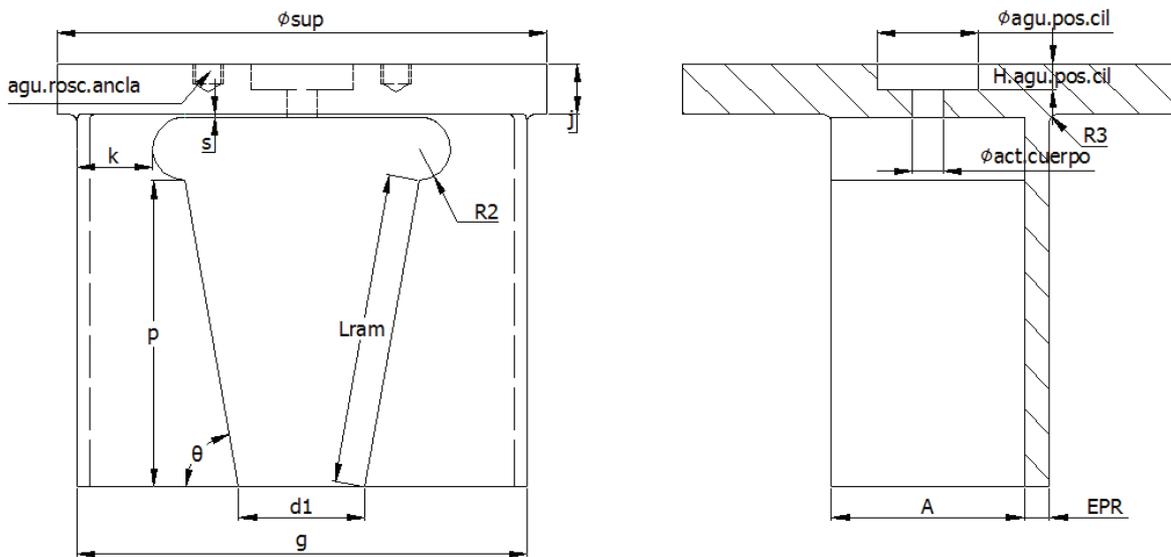
Tabla 2.20. Resumen de asignación de medidas en las mordazas.

Dimensión	Valor	Justificación
θ	Variable entre 75 y 83°	Debido a otros modelos observados
H	85 mm	Impuesta por los requerimientos
A	60 mm	Arbitraria para cumplir con los requerimientos
Z	25 mm	Arbitrario para mantener las proporciones
e	19 mm	Arbitrario para facilitar el acople entre sistemas
n	13 mm	Arbitrario para soportar las cargas sobre las mordazas
o	25 mm	Arbitrario para permitir el funcionamiento correcto de las mordazas
R1	3 mm	Arbitrario - Impuesto por facilidad de construcción
d_{acople}	9 mm	Impuesto por el diámetro del eje del actuador, cuyas dimensiones serán revisadas posteriormente
Lt	Variable	Depende de: θ , e, n, o y H
Y	Variable	Depende de: θ , z y Lt
X	Variable	Depende de Y

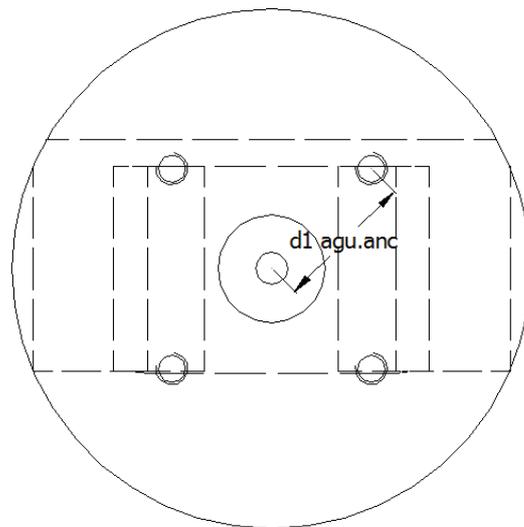
- Dimensionamiento preliminar del cuerpo que contiene a las mordazas

Una vez realizado el dimensionamiento preliminar sobre las mordazas y parte del sistema hidráulico se procederá a dimensionar, de forma preliminar igualmente, al

cuerpo que contiene el plano inclinado sobre el cual las mordazas deben deslizarse. Es de esperarse que tanto las mordazas como el cuerpo estén geoméricamente vinculados debido a que trabajan como un conjunto. Para iniciar con este proceso se debe establecer una geometría general del cuerpo que contiene a las mordazas. En la Figura 2.24 se muestra la forma y las dimensiones mínimas necesarias a definir en la geometría de este cuerpo.



a)



b)

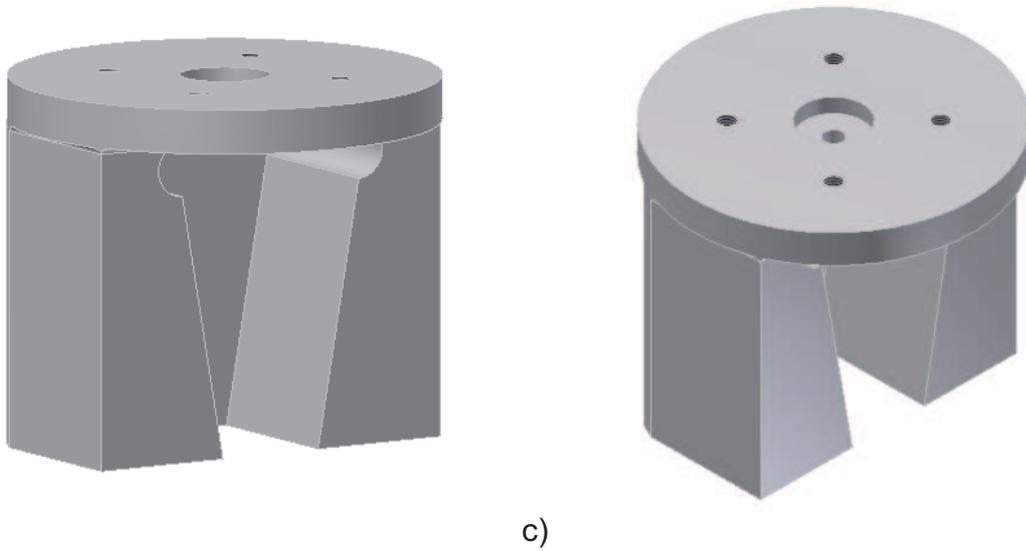


Figura 2.24. a) Dimensiones mínimas necesarias para definir la geometría del cuerpo que contiene a las mordazas, b) Vista superior del cuerpo y c) Vistas auxiliares del cuerpo.

Los parámetros mostrados en la figura se detallan en la Tabla 2.21:

Tabla 2.21. Descripción de las dimensiones del cuerpo que contiene a las mordazas.

Magnitud	Descripción
θ	ángulo de cuña (inclinación)
d1	distancia inferior de apertura entre planos inclinados
p	distancia vertical correspondiente a la sección inclinada
Lram	longitud de rampa en los carriles del cuerpo que contiene las mordazas
R2	radio de acuerdo inmediatamente arriba de la sección inclinada
k	ancho de las zonas al extremo de las sección inclinada
j	espesor de parte superior que servirá como soporte del cilindro hidráulico
s	sección pequeña que permite separar la sección de los planos inclinados de la sección de soporte del cilindro hidráulico
g	ancho total del cuerpo que contiene a las mordazas
A	fondo del cuerpo que contiene a las mordazas, debe ser al menos el ancho de cara de las mismas
\varnothing_{SUP}	diámetro de la sección superior destinada al soporte del cilindro hidráulico
$\varnothing_{agu.pos.cil}$	diámetro correspondiente al agujero que se hará en el cuerpo para posicionar el cilindro hidráulico
$H_{agu.pos.cil}$	profundidad correspondiente al agujero que se hará en el cuerpo para posicionar el cilindro hidráulico
$d_{1agu.anc}$	distancia desde el centro del cuerpo hasta el centro del agujero roscado para anclar el sistema hidráulico
EPR	espesor de la placa de respaldo que se encuentra en la parte posterior del cuerpo que contiene a las mordazas
$\varnothing_{act.cuerpo}$	diámetro del agujero por el cual pasará el vástago del actuador
R3	radio de acuerdo entre la sección de las caras inclinadas del cuerpo con la sección superior destinada al soporte del cilindro

El sistema mecánico que se está diseñando sirve para sujetar probetas con espesores que van desde los 0,7 hasta los 5 mm. Para cumplir con esta tarea se establece que el cuerpo que contiene a las mordazas debe permitir posiciones de abertura máxima entre mordazas de al menos 5 mm y una posición de cierre 0,7 mm. Para efecto del diseño estos valores límite se han extendido para evitar cualquier tipo de problema en el montaje de la probeta. Se ha decidido que el punto de abertura máxima sea de 7,5 mm y el punto de abertura mínima sea nulo, es decir que exista un cierre total de mordazas. Es justo esta condición la que pasa a ser la primera restricción de la geometría del cuerpo. Con el objetivo de evitar cualquier tipo de atascos por las ligeras deformaciones tanto en mordazas como en el cuerpo que las contiene se ha decidido que el cierre total de las

mordazas se produzca justo cuando la cara inferior de las mordazas esté a la altura de la cara inferior del cuerpo, como se ve en la Figura 2.25.

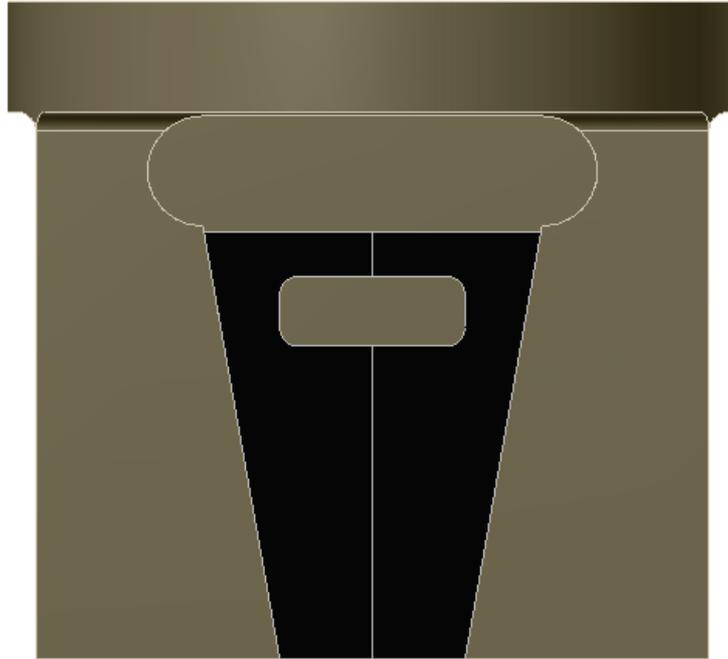


Figura 2.25. Posición de las mordazas en la cual sus caras inferiores están al ras respecto de las caras inferiores del cuerpo que las contiene. Nótese que el cierre de las mordazas es total.

De esta manera se establece que:

$$d1 = 2 * Z \quad 2.17$$

Después de establecer una expresión para calcular el valor de $d1$, se necesita saber que tan larga va a ser la longitud inclinada del cuerpo. Para esto es necesario calcular la carrera propia del mecanismo (L) para ir desde un cierre total hasta una abertura de 7,5 mm, lo cual se calcula de la siguiente forma:

$$L = \left(\frac{\text{abertura máxima} - \text{abertura mínima}}{2} \right) * \tan(\theta) \quad 2.18$$

Donde: abertura máxima = 7,5 mm
 abertura mínima = 0 mm

L es la carrera vertical del mecanismo para ir de un estado de cierre total a una abertura total o viceversa

De este modo, y para los valores anotados, se tiene que L varía directamente con θ en base a la siguiente ecuación:

$$L = 3,75 \tan (\theta)$$

Asímismo, y dependiendo del valor de carrera necesario para producir el cierre, se puede expresar el valor de la distancia inclinada necesaria para poder ejecutar los desplazamientos de las mordazas, como se observa a continuación:

$$DIN = \frac{Lt}{\text{sen}(\theta)} + \frac{L}{\text{sen}(\theta)} = \frac{1}{\text{sen}(\theta)} (Lt + L) \quad 2.19$$

Donde: DIN es la distancia inclinada necesaria para ejecutar los desplazamientos de las mordazas

El valor de DIN representa el espacio que obligatoriamente debe existir en el cuerpo con la finalidad de que las mordazas puedan deslizarse para crear un espacio en el cual quepa la probeta a ensayar. Este espacio dentro del cuerpo será obtenido al combinar la longitud de la rampa (Lram) y una porción del espacio que existe sobre los planos inclinados donde se ha planificado tener dos radios de acuerdo (R2) tanto en la izquierda como en la derecha del cuerpo. Estos facilitarán la fabricación del cuerpo y además permitirán el ahorro de espacio y material. Estos detalles se observan en la Figura 2.26.

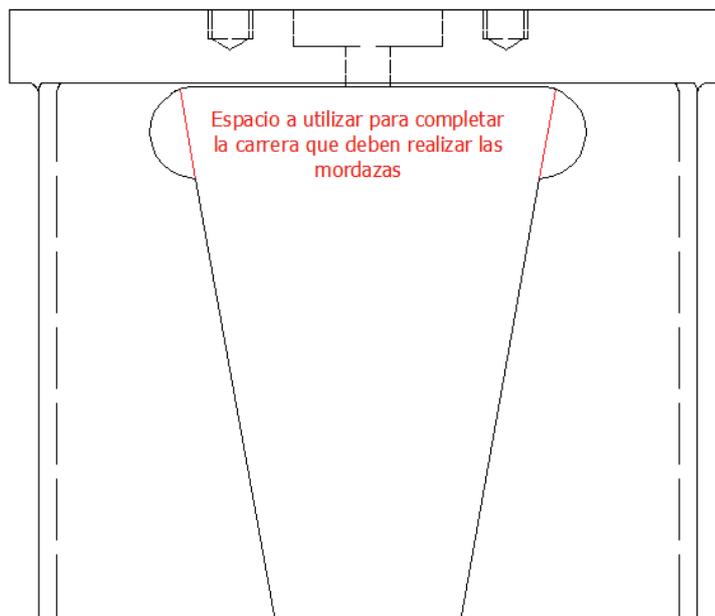


Figura 2.26. Espacio adicional disponible en el cuerpo que contiene a las mordazas de sujeción.

Para poder ocupar dicho espacio adicional es importante tomar en cuenta que existirá un valor máximo hasta el cual las mordazas pueden subir. Para obtener ese valor, en primer lugar se representa en la Figura 2.27 el valor de la dimensión que se está buscando.

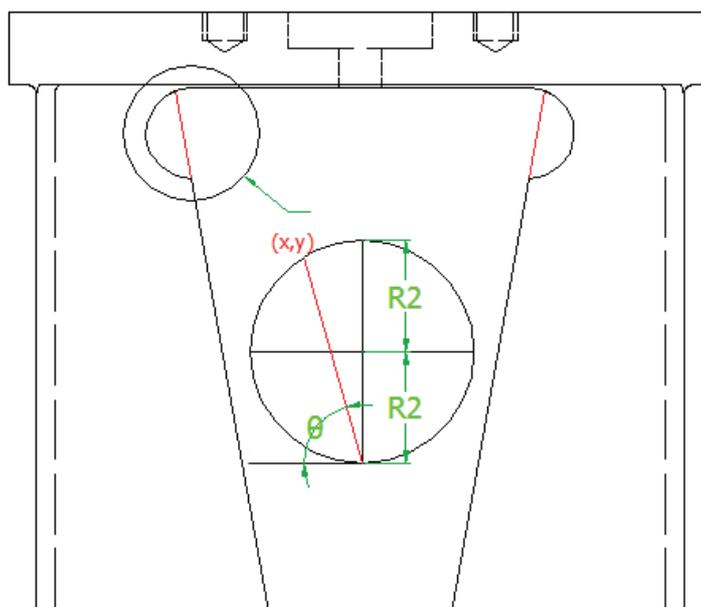


Figura 2.27. Análisis del valor máximo hasta el cual puede extenderse el desplazamiento de las mordazas de sujeción.

Para encontrar dicho valor se resolverá el siguiente sistema de ecuaciones:

$$y = mx + b \rightarrow \text{Ecuación de una trayectoria recta}$$

$$x^2 + (y - R2)^2 = r^2 \rightarrow \text{Ecuación de una circunferencia desplazada en el eje y}$$

Donde: x y y son los valores límite en su eje de coordenadas respectivo hasta los cuales puede deslizarse la mordaza

r es el radio de la circunferencia de los entalles de la parte superior del cuerpo que contiene a las mordazas

m es la pendiente de la recta que representa la trayectoria de la mordaza en movimiento, también puede ser representada como $(-\tan\theta)$

$R2$ es el radio de acuerdo inmediatamente arriba de la sección inclinada y para estas ecuaciones coincide con el valor de r

La solución de este sistema de ecuaciones ayuda a definir el espacio máximo inclinado a θ grados con el que puede aportar a la rampa esta sección hueca del cuerpo dependiendo de R y θ el cual se denominará como $Lram_{max}$.³¹

$$Lram_{max} = \sqrt{x^2 + y^2} \quad 2.20$$

Por otro lado, y después de haber establecido la forma mediante la cual se va a solventar la necesidad de espacio para los planos inclinados en el cuerpo, a continuación se escribirá una expresión para obtener el valor de $Lram$ necesario para el cuerpo. Estos valores se representan en la Figura 2.28.

³¹ Todos los cálculos correspondientes a la solución del sistema de ecuaciones se encuentran en el respaldo magnético de este trabajo.

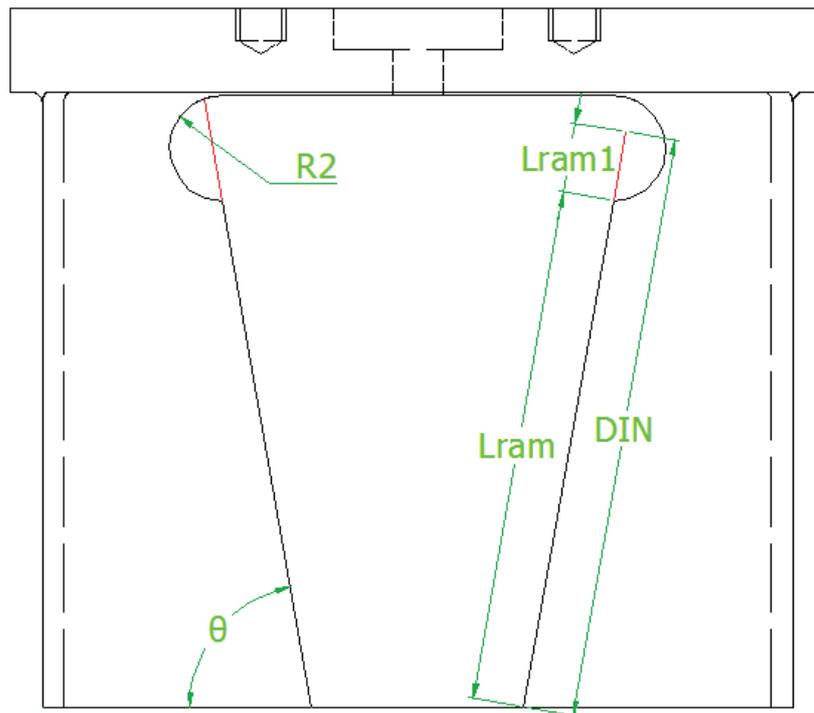


Figura 2.28. Representación de los valores: DIN, Lram y Lram1.

$$Lram = DIN - Lram_1$$

Donde: $Lram_1$ es el espacio inclinado con el que aportará la sección hueca del cuerpo. Es importante citar que $Lram_1$ es un porcentaje de $Lram_{max}$ y que su valor se escogerá como sea crea más conveniente durante el desarrollo del diseño.

Con los datos obtenidos se puede calcular p mediante la siguiente expresión:

$$p = Lram * \text{sen}(\theta) \quad 2.21$$

La parte superior del cuerpo que contiene a las mordazas debe ser diseñado en base a las características geométricas observadas en el sistema hidráulico y sus aditamentos. Las medidas que debe tener el cuerpo que contiene a las mordazas y sus detalles se muestran en la Tabla 2.22. Estas permiten que ambos sistemas sean compatibles.

Tabla 2.22. Medidas de los detalles impuestos por el sistema hidráulico.

Magnitud	Valor
ϕ_{sup}	Debe ser mayor que $\phi_{tapa.inf}$. También debe cubrir el ancho total de todo el cuerpo dado por la medida g
$\phi_{agu.rosca.anc} \times 4$	Dependerá del diámetro del perno a utilizar para anclar al sistema hidráulico
$\phi_{act.cuerpo}$	17 mm
$\phi_{agu.pos.cil}$	40 mm
$H_{agu.pos.cil}$	10 mm
$d_{1agu.anc}$	52,5 mm

Finalmente, se debe señalar que existen medidas del cuerpo que son impuestas de forma arbitraria para que este no pierda su proporcionalidad y robustez. Estas se muestran en la Tabla 2.23.

Tabla 2.23. Medidas impuestas arbitrariamente en el cuerpo que contiene a las mordazas.

Magnitud	Valor
k	30 mm
j	20 mm
R2	12,5 mm
R3	3 mm
EPR	10 mm

A continuación se muestra la Tabla 2.24, donde se resume la característica de cada una de las medidas y el valor que les corresponde.

Tabla 2.24. Resumen y características de las medidas escogidas para la geometría del cuerpo que contiene a las mordazas.

Medida	Valor	Justificación
θ	Variable entre 75 y 83°	Debido a otros modelos observados
d1	Variable	Depende de Z para lograr las condiciones de cierre deseadas
Lram	Variable	Depende R2, Lram1 y θ
p	Variable	Depende de Lram
R2	12,5 mm	Arbitrario
k	30 mm	Arbitrario
j	20 mm	Arbitrario
s	1mm	Es un espesor delgado que separa dos secciones en el cuerpo
g	Variable	El ancho total del cuerpo depende de Lram, d1, R2 y k
A	60 mm	Es correspondiente con el ancho total de cara de las mordazas
ϕ_{SUP}	Variable	Debe poder adaptarse a la medida g. Debe ser mayor que $\phi_{tapa.inf}$
$\phi_{agu.pos.cil}$	40 mm	Basado en las dimensiones del cilindro hidráulico
$H_{agu.pos.cil}$	10 mm	Basado en las dimensiones del cilindro hidráulico
$d_{1agu.anc}$	52,5 mm	Basado en las dimensiones del cilindro hidráulico
EPR	10 mm	Arbitrario
$\phi_{act.cuerpo}$	17 mm	Este valor debe ser mayor que el diámetro del actuador para que no exista ningún tipo de ajuste
	M12X1,75X10	Provisionalmente se ha decidido ocupar pernos con estas dimensiones. En secciones posteriores serán dimensionados mediante cálculos
R3	3 mm	Arbitrario

Una vez determinados los parámetros geométricos de las partes más importantes del sistema mecánico de sujeción se analizará como varían las medidas de las mordazas (ver Tabla 2.25) y del cuerpo que las contiene (ver Tabla 2.26) conforme varía el ángulo del plano inclinado θ . El objetivo principal de esta comparación es poder determinar cuál es el ángulo más apropiado a utilizar en el sistema de sujeción.

Tabla 2.25. Comparación entre las dimensiones de las mordazas usando como variable principal el ángulo de cuña.

Parámetro	Valor de θ			
	75°	80°	83°	85°
	mm	mm	mm	mm
H	85	85	85	85
A	60	60	60	60
X	31,08	20,45	14,24	10,14
Y	56,08	45,45	39,24	35,14
Z	25	25	25	25
e	19	19	19	19
n	12	12	12	12
o	25	25	25	25
R1	3	3	3	3
d_{acople}	9	9	9	9
Lt	116	116	116	116

Tabla 2.26. Comparación entre las dimensiones del cuerpo que contiene a las mordazas usando como variable principal el ángulo de cuña.

Parámetro	Valor de θ			
	75°	80°	83°	85°
	mm	mm	mm	mm
d1	50	50	50	50
p	113,90	120,85	130,00	142,26
Lram	117,91	122,72	130,98	142,80
R2	12,5	12,5	12,5	12,5
k	30	30	30	30
j	20	20	20	20
s	1	1	1	1
g	196,04	177,62	166,92	159,89
A	76	76	76	76
\varnothing_{SUP}	210,25	193,20	183,41	177,04
$\varnothing_{agu.pos.cil}$	40	40	40	40
$H_{agu.pos.cil}$	10	10	10	10
$d_{1agu.anc}$	52,5	52,5	52,5	52,5
EPR	10	10	10	10
$\varnothing_{act.cuerpo}$	17	17	17	17
R3	3	3	3	3
L	14	21,3	30,6	42,9

Al analizar estos datos se puede llegar a la conclusión que no es conveniente tomar el ángulo más pequeño, es decir el de 75°, debido a que el cuerpo debería tener un ancho excesivo, lo cual lo volvería más voluminoso y pesado. Un

aumento de medidas pero en la dimensión vertical sucede si se toma el ángulo más grande, o sea el de 85° . En este caso el cuerpo que contiene a las mordazas se vuelve largo y fino, lo cual tampoco es conveniente debido a que esto daría oportunidad a que aumenten los esfuerzos en las esquinas del mismo³².

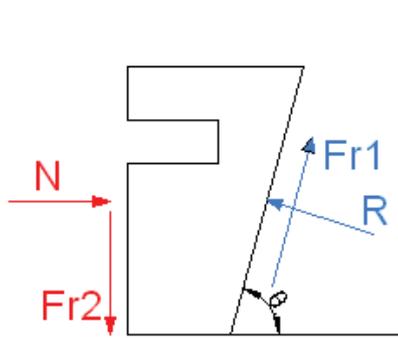
Otro aspecto que se puede utilizar como criterio discriminante para seleccionar el ángulo es la carrera necesaria para el funcionamiento del mecanismo. Mientras menor sea el ángulo de cuña la carrera también disminuirá, lo cual en cierta forma ayuda a disminuir el espacio que ocupe el mecanismo pero a la vez hace que se deba ser más cuidadoso en lo que respecta al control de la velocidad del actuador hidráulico. Por otra parte, un ángulo elevado hace que la carrera deba ser mayor y por lo tanto que el cilindro hidráulico sea más grande y ocupe más espacio lo cual tampoco es bueno.

En base a los criterios descritos en los párrafos anteriores se toma la decisión de usar el ángulo de 80° como ángulo de cuña para los planos inclinados en las mordazas y el cuerpo que las contiene. Este ángulo permite tener medidas homogéneas y bien proporcionales en los elementos y contribuye a la disminución del peso del sistema.

Otro criterio válido para la selección del ángulo adecuado es analizar las fuerzas que se provocarán en el cuerpo que contiene a las mordazas en función del ángulo. Dentro del subsistema de sujeción tanto el cuerpo como las mordazas estarán soportando las cargas de sujeción directamente, razón por la cual el análisis se lo debe realizar cuando el efecto cuña haya generado la normal más alta, es decir cuando la carga sobre la probeta sea de 89 kN [20.000 lb].

Al igual que en el caso anterior se analizará una de las mordazas con un diagrama de cuerpo libre como el de la Figura 2.29 para determinar el valor de la fuerza (reacción) que actúa sobre el cuerpo

³² El dimensionamiento soportado por el cálculo de esfuerzos se verá más adelante en este mismo capítulo.



Donde:

R es la reacción generada entre las superficies del cuerpo y la mordaza.

Fr1 es la fuerza de rozamiento generada por la reacción R.

N es la normal (reacción) entre la probeta y la mordaza.

Fr2 es la fuerza de fricción generada por la normal (Fuerza de carga aplicada por la máquina)

P/2 es la mitad de la carga total generada por el pistón.

θ es el ángulo de inclinación.

Figura 2.29. Diagrama de cuerpo libre de una mordaza durante la sujeción de una probeta.

Para empezar, se tiene como dato que:

$$Fr_2 = \frac{F}{2} = \frac{88.964}{2} = 44.482 \text{ kN}$$

Solución:

Después de realizar la sumatoria de fuerzas en el eje y se obtiene la siguiente relación:

$$R \cdot \cos(\theta) + Fr_1 \cdot \text{Sen}(\theta) - Fr_2 = 0 \quad 2.22$$

Pero se conoce que:

$$Fr_1 = R \cdot \mu_1$$

Entonces se tiene:

$$R = \frac{Fr_2}{\cos(\theta) + \mu_1 \cdot \text{Sen}(\theta)} \quad 2.23$$

Reemplazando los valores ya conocidos en la ecuación 2.23 se obtiene el valor de la fuerza R con respecto al ángulo (ver Tabla 2.27).

Tabla 2.27. Valores de fuerza R en función del ángulo θ y el coeficiente de fricción μ_1 .

Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,05$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	144,83	199,56	259,37	332,06
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,11$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	121,84	157,75	192,52	231,18
Con coeficientes de fricción $\mu_1=0,08$				
Ángulo de cuña	75°	80°	83°	85°
Fuerza R (kN)	132,35	176,21	221,00	272,58

En base a los criterios descritos en los párrafos anteriores se toma la decisión de ocupar al ángulo de 80° como ángulo de cuña para los planos inclinados en las mordazas y el cuerpo que las contiene. Este ángulo permite tener medidas homogéneas y bien proporcionadas en los elementos, contribuye a la disminución del peso del sistema y genera una fuerza de reacción relativamente admisible sobre una sección crítica del cuerpo que contiene a las mordazas.

Es importante mencionar que para los cálculos de esfuerzos se utilizará el coeficiente de fricción $\mu_2=0,6$ ya que se supone un coeficiente de rozamiento mínimo entre las superficies de la probeta y la mordaza, esto se hace para mejorar el ajuste, mientras que para las superficies inclinadas se tomará el valor promedio $\mu_1=0,08$ esta suposición hará que el diseño mejore y que el mismo no esté limitado a una lubricación extrema.

A continuación se calcularán los esfuerzos en los elementos del sistema de sujeción para poder determinar si las medidas preliminares adoptadas son admisibles, o caso contrario establecer nuevas dimensiones para el elemento en estudio.

2.4.2 ESFUERZOS EN LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUJECIÓN

Una vez que ya se tienen las dimensiones preliminares de los elementos principales que conforman el sistema de sujeción, es vital conocer el efecto de las cargas que se generan sobre cada uno de estos. Por esta razón cada una las

partes del sistema mecánico será analizada por medio de un cálculo de esfuerzos que permitirá constatar o descartar las dimensiones previamente elegidas³³.

2.4.2.1 Esfuerzos sobre cuerpo para mordazas

Para el cálculo de los esfuerzos presentes en este dispositivo se ha considerado utilizar la teoría de placas cuya información se encuentra disponible en el libro Roark's formulas for stress and strain. Una de las razones preponderantes para utilizar la teoría de placas y no la común teoría de vigas es evitar el sobredimensionamiento innecesario del cuerpo que se está diseñando.

Una consideración importante es que para calcular los esfuerzos mediante el método mencionado es preciso descomponer el cuerpo en secciones de análisis sencillo y que concuerden con los diferentes tipos de geometría analizados en la bibliografía disponible. La Figura 2.30 muestra la sección que será analizada en el cuerpo que contiene a las mordazas. Esta parte está delimitada por las letras ABCD y sobre ella actúan las fuerzas y el momento provocado por la fuerza R. Cabe recalcar que la componente vertical, $R\cos(\theta)$, actuará de manera transversal sobre el elemento ABCD, esto se evaluará mediante teoría de falla.

³³ En esta sección de correspondiente al cálculo de esfuerzos tan solo se mostrará una guía superficial de los mismos. Se sugiere revisar la memoria de cálculo para encontrar la teoría y los detalles en los que se basó el desarrollo de estos cálculos

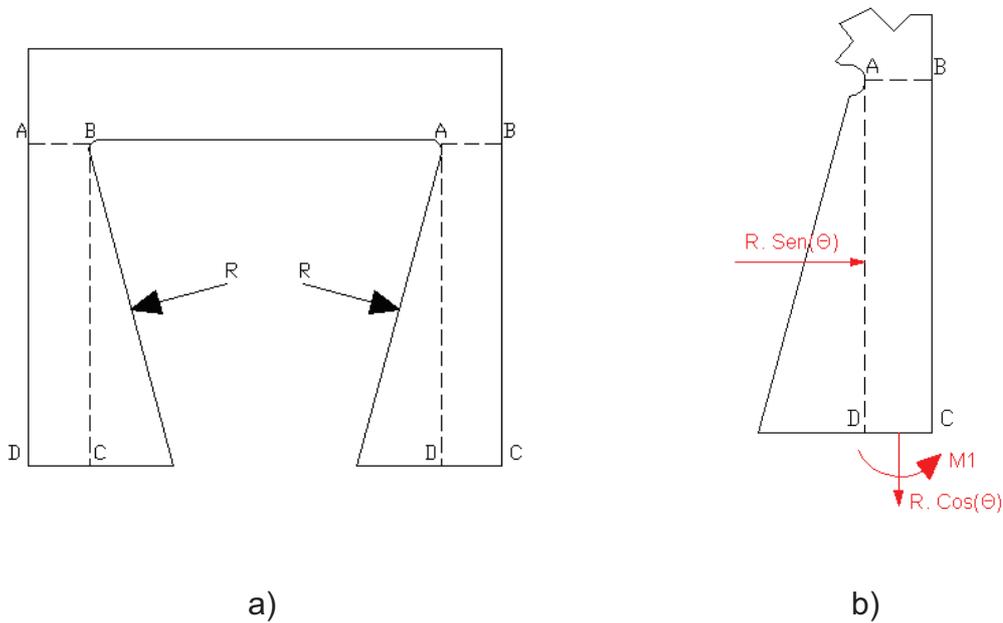


Figura 2.30. a) Secciones de análisis de esfuerzos para el cuerpo que contiene las mordazas, b) descomposición de la fuerza reacción R sobre la sección del cuerpo ABCD.

Las dimensiones del cuerpo, tales como k , AD o BC , serán ratificadas o rectificadas según los resultados obtenidos en la serie de cálculos iterativos que se realizan a continuación.

2.4.2.1.1 Esfuerzos en base a la teoría de placas

El libro Roark's formulas for stress and strain, en la página 515, sección 11.14 cita varias formas de calcular los esfuerzos presentes en una placa. Para el presente caso se adoptará los datos presentes en la tabla 11.4, parte 11.a donde se analiza una placa en voladizo con los dos bordes fijos y los restantes libres, como se observa en la Figura 2.31.

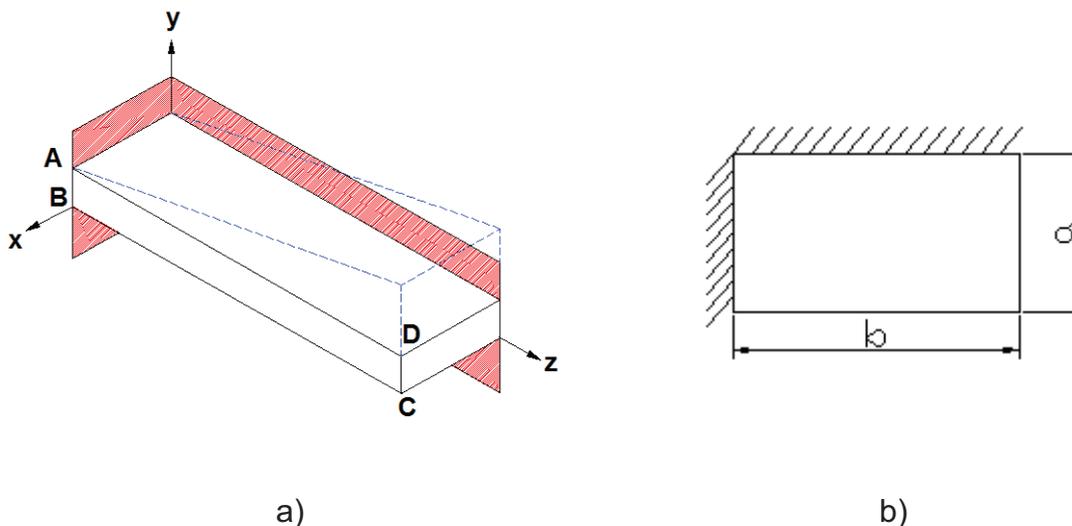


Figura 2.31. a) Vista tridimensional de la porción del cuerpo en análisis y b) placa en voladizo con dos bordes fijos y los dos bordes restantes libres³⁴.

En la Tabla 2.28 se puede observar los resultados del cálculo de los esfuerzos mediante este método en distintos puntos de la placa.

Tabla 2.28. Valores de esfuerzos y reacciones en distintos puntos de la placa.

(σ_b) Valor del esfuerzo en $x=a, z=0$ (MPa)	203,4
Valor del esfuerzo en $x=0, z=b$ (MPa)	218,5
Reacción en el borde x (N/mm)	2108,1
Reacción en el borde z (N/mm)	541,25

Se debe tener en cuenta que el punto de falla es donde se ubica el concentrador de esfuerzos en el punto A de la Figura 2.30 b.

2.4.2.1.2 Equivalencia de la fuerza R sobre la parte analizada y cálculo de esfuerzos.

Para calcular los esfuerzos en la porción de material ABCD es necesario transportar la fuerza R tal como se describe en la Figura 2.32.

³⁴ YOUNG, Warren; Roark's formulas for stress and strain; séptima edición; McGraw – Hill; 2002.

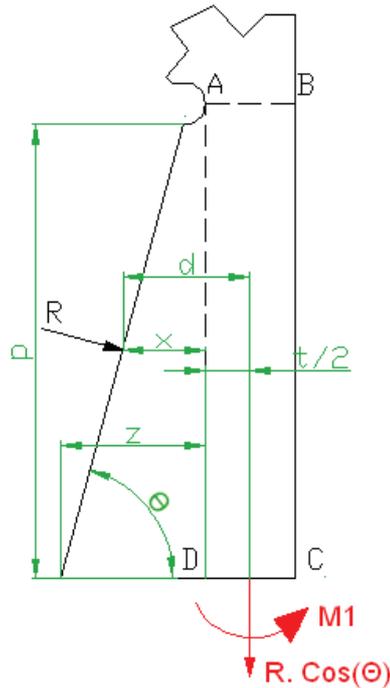


Figura 2.32. Transporte de la fuerza R hacia el punto de apoyo.

Una vez realizado este proceso se calcula el esfuerzo que produce un momento flector sobre la sección en análisis. Este cálculo se realiza mediante la teoría clásica de vigas y el resultado obtenido es:

$$\sigma_T = \frac{R(\cos \theta)d}{I} \quad 2.24$$

Donde I es el módulo de inercia de la sección en análisis. El resultado obtenido de este cálculo es:

$$\sigma_1 = 87,2 \text{ MPa}$$

La fuerza transportada también actúa sobre el elemento de manera que crea un esfuerzo axial sobre el mismo, que al ser calculado arroja el siguiente resultado:

$$\sigma_T = \frac{R \cos \theta}{A} \quad 2.25$$

Donde A es el área transversal del elemento en análisis. Al reemplazar datos se obtiene:

$$\sigma_2 = 17 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el esfuerzo total de tracción sobre el plano perpendicular al plano ABCD y contiene a la línea AB es:

$$\sigma_T = \sigma_b + \sigma_1 + \sigma_2 = 307,6 \text{ MPa} \quad 2.26$$

Se debe considerar que este esfuerzo total calculado es solamente el esfuerzo nominal, razón por la cual se debe considerar el factor de concentración de esfuerzos. En la Figura 2.33 se muestra los parámetros geométricos de la sección crítica del cuerpo en análisis. Para complementar esta información se toma como referencia el Anexo 2, de esta forma se obtiene que el esfuerzo real es:

$$\sigma_{real} = 430,64 \text{ MPa}$$

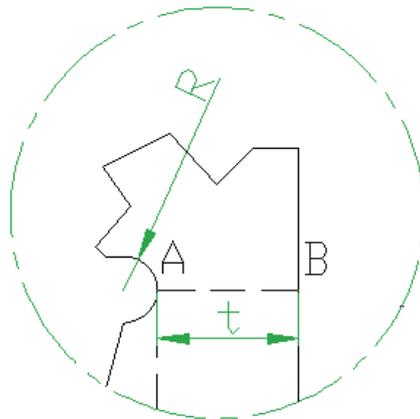


Figura 2.33. Sección del cuerpo a analizar.

Debido a que la reacción en el punto A es alta, se debe considerar el esfuerzo de cortante, el cual se calcula con el valor de la fuerza de la reacción en el borde x (Rx), ver Tabla 2.28.

$$\tau = \frac{Rx}{t} \quad 2.27$$

$$\tau = 70,4 \text{ MPa}$$

2.4.2.1.3 Cálculo del esfuerzo de Von Mises

Para verificar que la dimensión k del cuerpo tiene la medida adecuada es conveniente utilizar la teoría de falla de Von Mises. A partir de este se obtendrá el valor del factor de seguridad. Para calcular el esfuerzo de Von Mises (σ') se usa el valor del esfuerzo de tracción total (σ_T) y el esfuerzo cortante (τ).

$$\sigma' = 447,57 \text{ MPa}$$

Se ha optado por utilizar el acero AISI 4340, con su equivalencia V155 de la compañía Bohler el mismo que presenta un límite de fluencia de 700 MPa. En este punto es importante mencionar que los valores del límite de fluencia varían conforme cambia el tamaño de la materia prima requerida para la fabricación de la pieza; es decir, si el diámetro del tocho de materia prima disminuye, el valor del límite de fluencia disminuirá y viceversa³⁵. Para este cálculo se debe tomar en cuenta que la fabricación del cuerpo partirá de un tocho de 190 mm de diámetro. Con estos datos se calcula el factor de seguridad de la sección crítica del cuerpo que contiene a las mordazas cuyo resultado para las medidas utilizadas es:

$$n = 1,56$$

El factor de seguridad variará conforme cambie el espesor tal como muestra la Tabla 2.29.

³⁵ Manual de aceros especiales, bronce especiales, tratamientos térmicos, BOHLER, Mayo 2005.

Tabla 2.29. Factor de seguridad n en función del valor de espesor K.

Espesor k (mm)	Factor de Seguridad n
29	1,46
30	1,56
31	1,66
32	1,75
33	1,84
34	1,94
35	2,03

Un factor de seguridad recomendable en este caso puede estar en el rango de 1,5 a 2, pero en el caso de elegir este último, el cuerpo puede adquirir mayor tamaño lo que implica un aumento en el peso. Por lo tanto, el valor que se escogió anteriormente $k = 30$ mm se puede considerar adecuado.

2.4.2.2 Esfuerzos sobre las mordazas de sujeción

Dentro del sistema mecánico de sujeción, las mordazas juegan un papel muy importante pues son las que permiten que la probeta se quede fija. Durante el funcionamiento las mordazas no están sometidas a grandes esfuerzos ya que en este instante trabajan a compresión y tienen varios apoyos que les permiten mantenerse estables. El problema para estos elementos está cuando se necesita liberar la probeta ya que es en este instante cuando el cilindro hidráulico ejerce una gran fuerza y actúa sobre la viga en voladizo. Además, este tramo también tiene un concentrador de esfuerzos, como se muestra en la Figura 2.34.

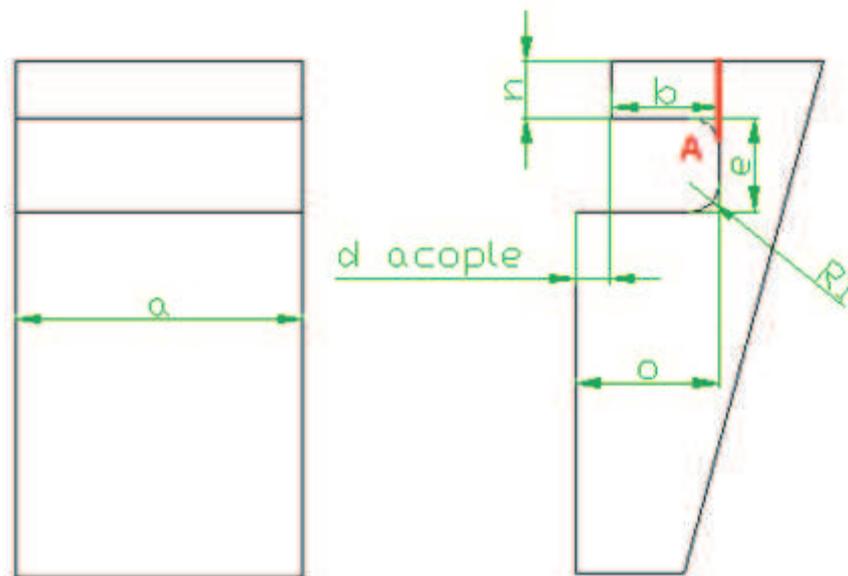


Figura 2.34. Parámetros geométricos de la mordaza de sujeción.

Para determinar el valor del esfuerzo se utiliza el Anexo 3, ya que la gráfica mostrada en el mismo indica un elemento dispuesto de manera similar a la parte analizada de la mordaza. Antes de calcular dichos esfuerzos se necesita calcular el momento flector sobre la sección en análisis para lo cual se utiliza la mitad de la fuerza P , que es la fuerza ejercida por el cilindro para liberar la probeta, es decir 37,44 kN, y la distancia a la que esta fuerza es aplicada, que es 16 mm y se encuentra representada con la letra b en la Figura 2.34. Después de calcular el momento flector (599 N-m) y el valor de la inercia (103.680 mm^4) se calcula el valor del esfuerzo mediante la fórmula de flexión en vigas

$$\sigma = \frac{M(n/2)}{I} \quad 2.28$$

Al sustituir los valores se obtiene

$$\sigma = -416 \text{ MPa}$$

El valor obtenido solo es el valor nominal del esfuerzo que se presenta en la sección A pintada con rojo en la figura 2.35. En este punto también existe un concentrador de esfuerzos el mismo que se determina por medio del Anexo 4. La

Figura 2.35 indica como se puede realizar la similitud con la gráfica mostrada en el mencionado anexo.

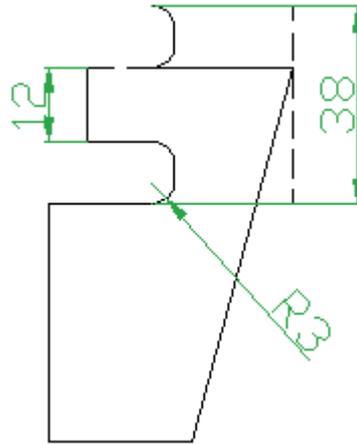


Figura 2.35. Analogía entre la geometría de la mordaza y el modelo de concentrador de esfuerzos.

Con los datos de la Figura 2.35 y la curva del Anexo 4 se determina un concentrador de esfuerzos con un valor $K=1,5$. Entonces el esfuerzo real tiene un valor de:

$$\sigma_{real} = 624 \text{ MPa}$$

La fuerza de cortante que actúa sobre el elemento es de $V= 37,44 \text{ kN}$, por lo cual el esfuerzo cortante en el mismo es de:

$$\tau = 52 \text{ MPa}$$

Una vez calculado el esfuerzo real y el cortante se calcula el esfuerzo de Von Mises (σ') y se obtiene el siguiente resultado:

$$\sigma' = 630,5 \text{ MPa}$$

Ya que el material a utilizar debe ser susceptible a un tratamiento térmico que permita endurecerlo, se ha optado por utilizar el acero AISI 4340, con su equivalencia V155 de la compañía Bohler. El espesor de la placa de la materia

prima que se usará para la construcción de esta parte es 50 x 70 x 120 mm la misma que presenta un límite de fluencia de 800 MPa³⁶.

$$n = 1,27$$

Se puede decir que la dimensión es la correcta y que el material no fallará en esta sección. Al realizar el proceso iterativo para varios espesores se pueden obtener diversos valores del factor de seguridad como indica la Tabla 2.30.

Tabla 2.30. Valores del factor de seguridad en función de la medida de espesor n.

Espesor n (mm)	Factor de Seguridad
10	0.88
11	1.07
12	1.27
13	1.49
14	1.72

En este caso se debe escoger un factor de seguridad alto, ya que la aproximación del cálculo no es tan exacta debido a la forma y funcionamiento del elemento. Como se observa en la tabla el valor del espesor n = 13 da un factor de seguridad muy cercano a 1,5 y se considera que este valor de factor de seguridad es el apropiado para este elemento.

2.4.2.3 Diseño y cálculo de esfuerzos del cilindro hidráulico

El cilindro hidráulico y sus accesorios deben ser diseñados de tal forma que el sistema hidráulico proporcione la fuerza necesaria para que el sistema mecánico funcione con éxito. En la Figura 2.36 se observa los parámetros geométricos más importantes del diseño de un cilindro hidráulico.

³⁶ Según el catálogo de Bohler anteriormente citado.

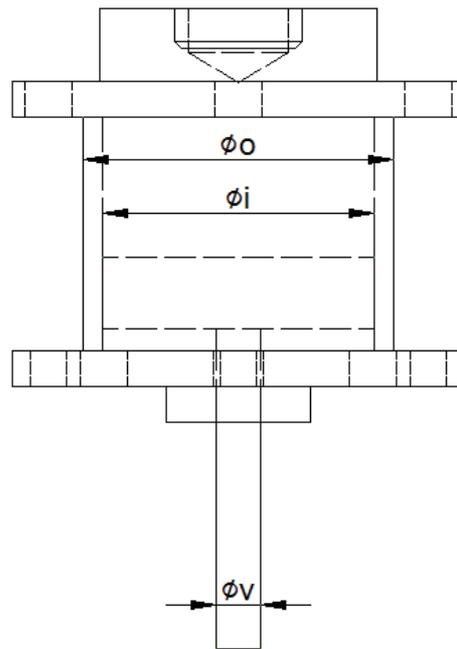


Figura 2.36. Parámetros geométricos principales en el diseño del cilindro.

Para esto, en primer lugar se plantea los requerimientos de fuerza necesarios en la Tabla 2.31.

Tabla 2.31. Fuerzas necesarias para impulsar al sistema mecánico.

Tipo de fuerza	Valor de fuerza	
	kN	lb
Fuerza necesaria para el ajuste de probetas	19,2	4.316
Fuerza necesaria para liberar las probetas	74,88	16.834

2.4.2.3.1 Dimensionamiento del vástago

El cilindro hidráulico posee un pistón, el cual a su vez tiene un vástago. Este elemento estará sometido a dos tipos de cargas: pandeo cuando el sistema cumple con las funciones de ajuste de la probeta y tracción cuando el sistema de sujeción cumple con las funciones de liberar las probetas ya ensayadas. Se debe analizar cual de las dos es la situación más crítica en base al análisis de cual de los dos casos demanda un mayor diámetro del vástago.

Para evaluar las dimensiones mínimas que debe tener el vástago cuando funciona como una columna que pandea se utilizan expresiones³⁷ en las cuales se debe sustituir valores dependiendo del caso en el cual se está. Si se considera que ambos extremos están empotrados el valor del diámetro es de:

$$d = 8,93 \text{ mm} \approx 9 \text{ mm}$$

Para el caso en el cual el vástago funciona a tracción se calcula el esfuerzo axial que existe sobre la pieza (σ) para lo cual se usa como fuerza de tracción la fuerza necesaria para liberar las probetas, este valor coincide con el valor de P y como área el área transversal del vástago (A_V). En primer lugar se establece la fórmula del esfuerzo normal para este caso.

$$\sigma = \frac{P}{A_V} \quad 2.29$$

Para obtener el valor del diámetro del vástago se debe conocer primero el material con el cual se fabricará esta pieza. Se tiene dos opciones: el acero AISI 1045 y el acero AISI 4340. Las propiedades mecánicas de dichos aceros se observa en la Tabla 2.32.

Tabla 2.32. Características de materiales principales para la construcción de elementos mecánicos.

Tipo de acero	Esfuerzo mínimo de fluencia (S_Y)		Resistencia mínima a la tracción (S_{ut})	
	MPa	ksi	MPa	ksi
AISI 1045	330	48	580	84
AISI 4340	900	131	1.100	160

Debido a que el vástago es el elemento mecánico más esbelto y a que estará expuesto a cargas de tracción considerables es preciso realizar su construcción con el mejor material posible y disponible en el mercado que en este caso es el acero AISI 4340. Además se considera conveniente guardar un factor de seguridad de dos para el dimensionamiento de este elemento. Estos datos se pueden observar en la siguiente expresión.

³⁷ Cálculos basados en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Joseph Shigley, 6ta edición, 2002, pág. 208.

$$\sigma_{adm} = \frac{S_Y}{n} \quad 2.30$$

Donde: σ_{adm} es el esfuerzo admisible
 n es el factor de seguridad del diseño
 S_Y es el esfuerzo de fluencia del material

De esta forma se igualan las expresiones 2.29 y 2.30, y se despeja el término A_V .
 El resultado es:

$$A_V = 166,4 \text{ mm}^2 [0,2579 \text{ in}^2]$$

Debido a que el vástago debe tener una sección roscada para poder adaptar el acople de movimiento que se encarga de transmitir la carrera a las mordazas, se debe buscar si existe un área equivalente de esfuerzo de tracción para secciones roscadas que sea mayor o igual a A_V . En la Tabla 2.33³⁸ se observa los datos más convenientes que han sido seleccionados para la necesidad planteada.

Tabla 2.33. Características geométricas de los pernos M16.

Serie de paso basto			Serie de paso fino	
Diámetro mayor nominal	Paso	Área de esfuerzo de tracción	Paso	Área de esfuerzo de tracción
mm		mm ²		mm ²
16	2	157	1,5	167

Con ayuda de estos datos se decide que para el vástago del cilindro se utilizará un eje de 16 mm y en sus secciones roscadas se utilizará una serie de paso fino.

2.4.2.3.2 Cálculo del diámetro interior del cilindro hidráulico (diámetro del pistón)

Una vez determinado el diámetro del vástago (ϕ_v), se debe dimensionar el diámetro interno del cilindro (ϕ_i) que permita obtener la fuerza necesaria para liberar las probetas ya ensayadas (P). Cabe indicar que se utiliza este criterio para dimensionar el cilindro ya que es la condición más crítica de trabajo. Se tiene

³⁸ Esta tabla se encuentra en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 6ta edición, pág. 456.

como dato que la presión de trabajo del cilindro (p) puede estimarse en 17,3 MPa [2.500 psi] ya que este es un valor común para equipos hidráulicos. Para esto se usa la ecuación 2.31.

$$\phi_i = \sqrt{\left(\frac{P}{p} \times \frac{4}{\pi}\right) + \phi_v^2} \quad 2.31$$

Al sustituir los datos se obtiene:

$$\phi_i = 0,0759 \text{ m} = 76 \text{ mm} [3 \text{ in}]$$

2.4.2.3.3 Cálculo del diámetro exterior y esfuerzos sobre la pared del cilindro hidráulico

El siguiente paso en el diseño del cilindro es establecer su diámetro exterior. Para esta tarea se utiliza las expresiones del esfuerzo radial, tangencial y longitudinal las cuales se detallan en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 6ta edición, página 133. Los esfuerzos calculados son $\sigma_r = 17 \text{ MPa}$, $\sigma_t = 154 \text{ MPa}$ y $\sigma_l = 69 \text{ MPa}$

Con estos datos se calcula el esfuerzo de Von Mises, el cual tiene un valor de 120,4 MPa. El esfuerzo tangencial admisible del cilindro depende del material que se utilice para su construcción. Los cilindros hidráulicos se construyen generalmente con acero AISI 1045 debido a su bajo costo y sus buenas propiedades mecánicas. En la Tabla 2.32 se mostraron sus propiedades.

Si se utiliza un factor de seguridad de 2 conjuntamente con los otros valores previamente designados, se obtiene:

$$r_o = 42,13 \text{ mm} \sim 42,5 \text{ mm}$$

Mediante los cálculos se obtiene que para las condiciones de trabajo señaladas se debe tener un cilindro con un diámetro externo de 84,26 mm. Por razones constructivas se ha decidido redondear este valor a 85 mm [3,35 in].

En la Tabla 2.34 se muestran las dimensiones y características finales del cilindro y el vástago.

Tabla 2.34. Medidas del cuerpo del cilindro y el vástago del pistón.

Magnitud	Medida	Material
	mm	
Diámetro interno del cilindro	85	AISI 1045
Diámetro externo del cilindro	76	AISI 1045
Diámetro del vástago	16	AISI 4340

Dentro de la selección de materiales para la fabricación del cilindro hidráulico y sus partes es preciso citar al cromado como una alternativa para mejorar las propiedades del diseño. El cromado es un galvanizado, basado en la electrólisis, por medio del cual se deposita una fina capa de cromo metálico sobre la pieza seleccionada. Mediante este proceso se obtiene principalmente tres ventajas: aumento en la dureza superficial³⁹, resistencia al desgaste y disminución de la rugosidad. De entre todas las piezas del sistema de sujeción la única que amerita ser cromada es el vástago del pistón debido a que de esta forma se puede mejorar notablemente su calidad superficial lo que alargaría la vida útil de los empaques ya que el rozamiento se minimiza. Otra razón por la cual se justifica el cromado del vástago es que este tratamiento protege a la pieza de la corrosión a la cual está expuesta por estar en contacto con el aire y el fluido de trabajo.

2.4.2.3.4 Esfuerzos en los pernos utilizados para acoplar las tapas del cilindro hidráulico

Para realizar este proceso se debe conocer la forma y las dimensiones extremas del cilindro hidráulico, las mismas que se muestran en la Figura 2.37. Cabe mencionar que el desarrollo de esta parte es un proceso iterativo. Es importante saber que las longitudes verticales mostradas en la figura son impuestas por el fabricante por motivos constructivos.

³⁹ La dureza superficial que se puede llegar a alcanzar mediante el proceso de cromado es de 70 RC.

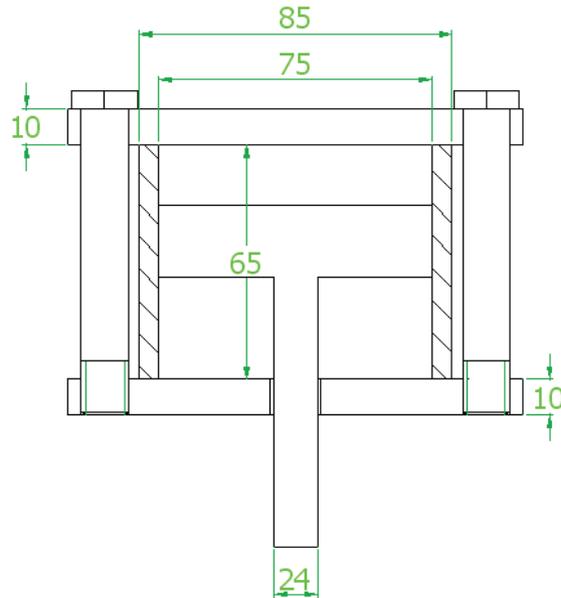


Figura 2.37. Forma y dimensiones extremas del cilindro extremas.

Se ha visto conveniente utilizar cuatro pernos para asegurar la junta entre las tapas y el cilindro. Como se indicó anteriormente, se asumirá que los pernos a utilizar son M12X1,75. Según el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 6ta edición, capítulo 8, se determina que dichos pernos deben ser del tipo métrico 8.8⁴⁰. El factor de seguridad con el que trabajarán estos pernos es de 7,7; además la junta tendrá un factor de seguridad ante la posible separación de sus componentes de 2. Se puede ver que los pernos utilizados en este caso están muy bien elegidos pues asegurarán que la junta no se separe y que no existan fugas de fluido.

2.4.2.3.5 Esfuerzos en los pernos utilizados para anclar el cilindro hidráulico al cuerpo que contiene a las mordazas

- Cálculo de la rigidez del perno

Como se explicó anteriormente en este capítulo, el cilindro tendrá que ir anclado sobre el cuerpo de las mordazas. Esta unión se la realizará mediante pernos que fijarán el cilindro al cuerpo y también transmitirían la fuerza que genera la máquina durante el ensayo (ver Figura 2.38).

⁴⁰ Las propiedades de este perno constan en la Tabla 8-11 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 6ta edición.

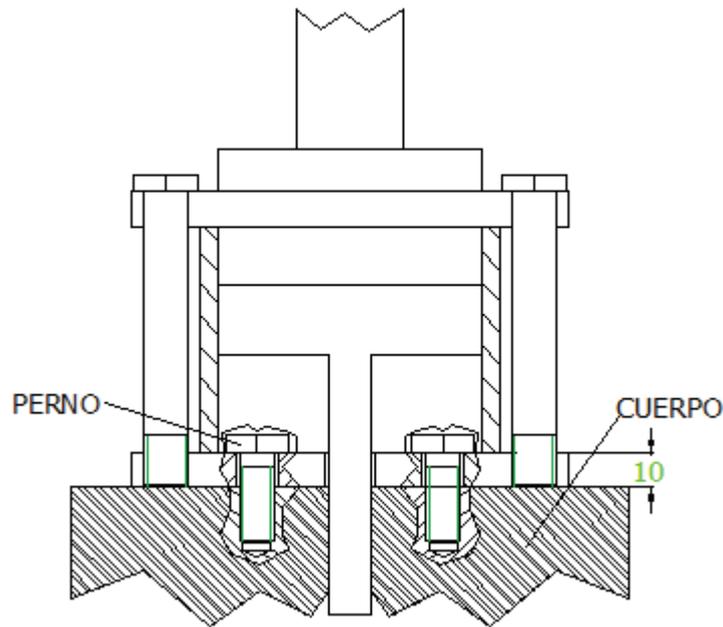


Figura 2.38. Fijación del cilindro hidráulico al cuerpo de mordazas.

Como se observó en la selección de los pernos para el ensamble del cilindro hidráulico, los pernos M12 trabajan muy bien con la carga que se debe soportar, por lo tanto en este caso también se asumirá un valor igual para el diámetro del perno. Al igual que en el caso anterior se usa como guía el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 6ta edición, capítulo 8, para llegar a la conclusión que el tipo de pernos métrico 8.8 es el más adecuado para esta aplicación ya que se obtiene un factor de seguridad de 4,6 y un factor de seguridad ante la separación de la junta de 2,1. Si se aplica los procesos iteración sugeridos en el libro citado se puede llegar a determinar que si se utiliza un perno del mismo tipo pero más pequeño, como el M10 X 1,5 se obtiene un factor de seguridad de 3,6 y un factor de seguridad ante la separación de la junta de 1,5. Se considera que este último puede ser utilizado para este caso.

2.4.2.4 Dimensionamiento del acople transmisor de movimiento

- Cálculo de esfuerzos sobre el acople transmisor de movimiento

El vástago del pistón del cilindro hidráulico debe tener un acople que cumpla con el papel de actuador; es decir, que comunique la fuerza a las mordazas y que a la vez permita el desplazamiento de las mismas a la izquierda y derecha para que

de esta forma se produzca el espacio entre mordazas suficiente para que entre la probeta a ensayar. Los movimientos descritos en el párrafo anterior se ilustran en la Figura 2.39.

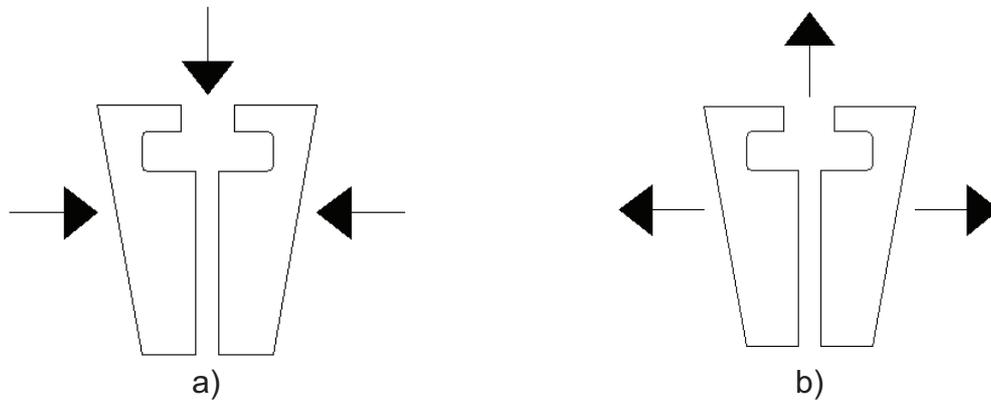


Figura 2.39. a) Ajuste de probetas, b) Liberación de probetas.

En la sección correspondiente al dimensionamiento se describió la geometría que debe tener el acople del actuador para que sea funcional en el sistema. A continuación se verificará dichas dimensiones mediante el cálculo de los esfuerzos presentes en el acople durante el trabajo. Para este cálculo se tomará en cuenta el modo de trabajo más exigido del sistema, es decir cuando el sistema intenta liberar las probetas atascadas después de haber realizado el ensayo. La fuerza necesaria que necesita ejercer el vástago para liberar las probetas es de 74,88 kN (ver Tabla 2.17). Con ayuda del acople esta fuerza se dividirá para dos superficies correspondientes en las dos mordazas de sujeción como se observa en la Figura 2.40.

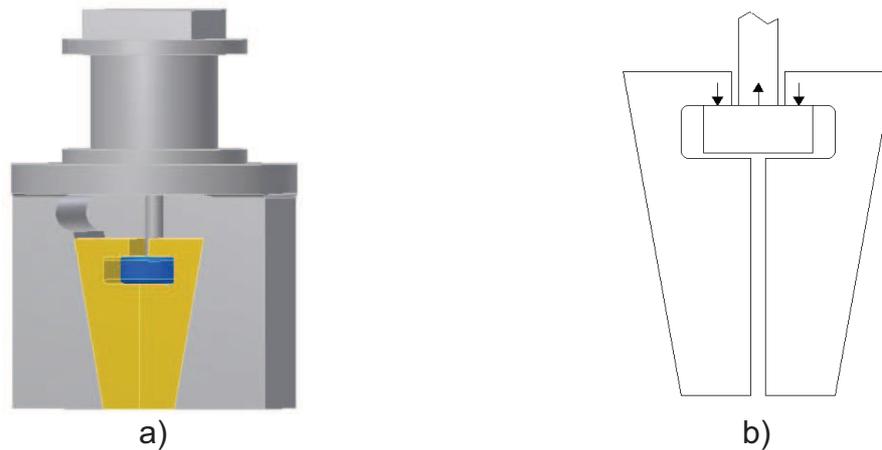


Figura 2.40. (a) Vista general del sistema de sujeción y (b) Análisis de las fuerzas que actúan sobre el actuador.

Por facilidad y practicidad, el análisis de esfuerzos para esta parte se lo ha realizado por el método de elementos finitos (MEF). Para esta simulación se supondrá la situación más crítica, es decir, cuando la fuerza que comunique el vástago hacia el actuador sea la máxima, 74,88 kN, y la distancia entre las mordazas sea de 5 mm, lo cual constituye el espesor máximo de las probetas a ensayar mediante este sistema. Se considera esta posición de las mordazas ya que mientras mayor sea la abertura entre mordazas menor es el área del acople que está apoyada sobre las pestañas de las mordazas de sujeción. En la Figura 2.41 se muestra una vista superior del acople y con las secciones del mismo que estarían en contacto con la mordaza.

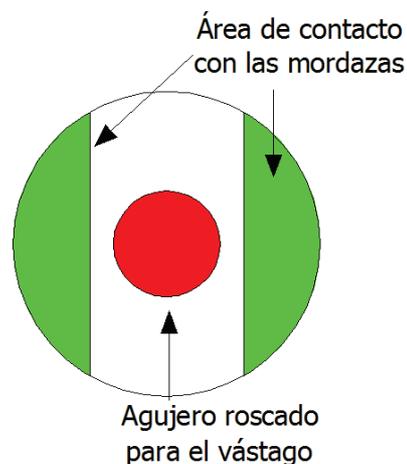


Figura 2.41. Secciones importantes del acople del actuador.

Para el análisis mediante por el método de los elementos finitos, se supondrá que la fuerza que transmite el vástago al cilindro hidráulico se distribuye en el círculo central (color rojo) y se restringirá las dos áreas (color verde) a los extremos del acople. Esto se asume debido a que estas áreas son las que están en contacto con las mordazas. En la Figura 2.42 se muestra las fuerzas y restricciones establecidas en el programa CATIA V5R18.

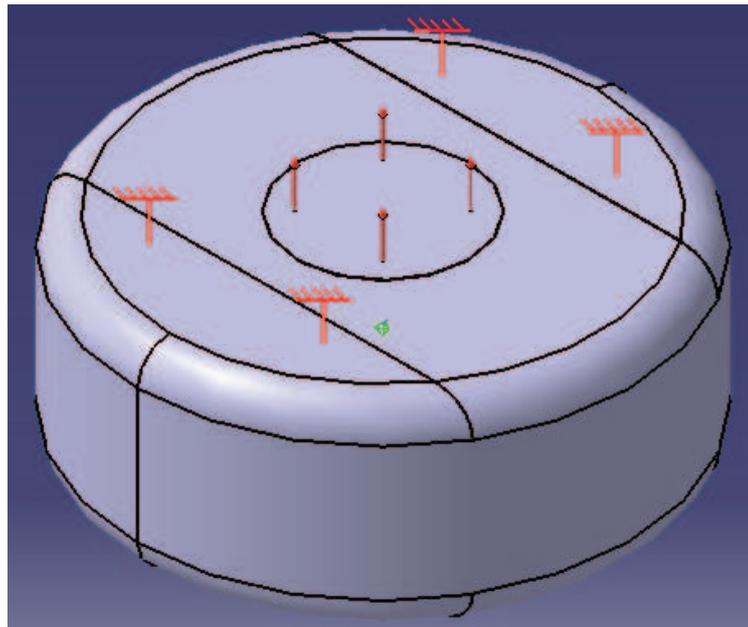
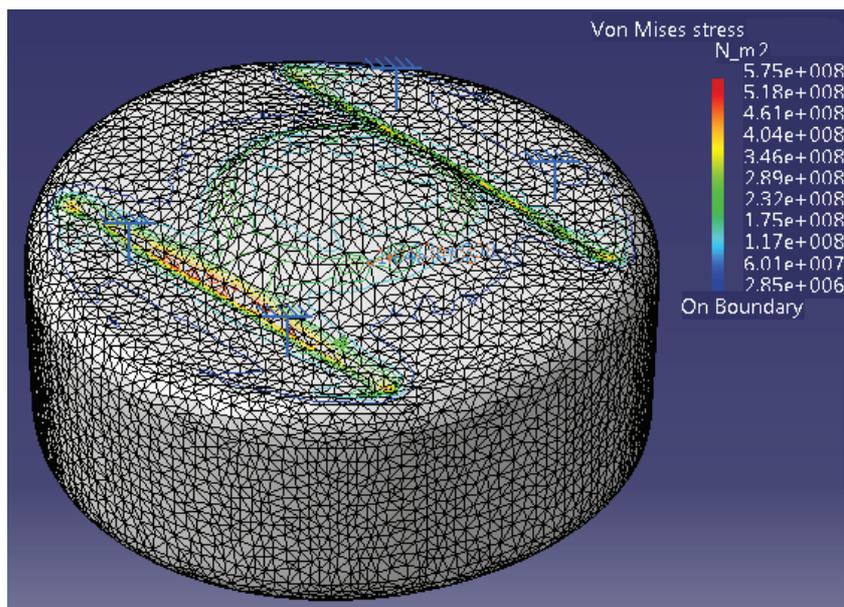
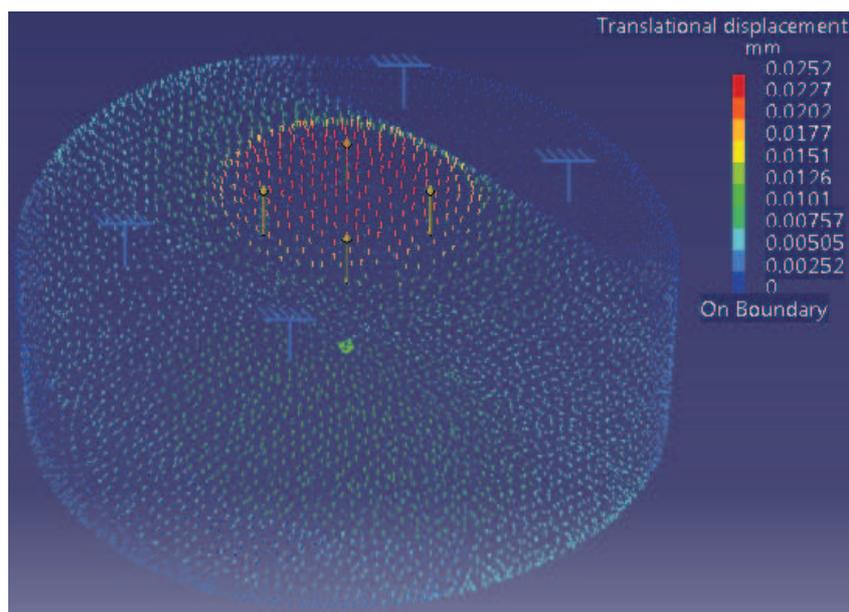


Figura 2.42. Fuerzas y restricciones sobre el acople del actuador en el programa de simulación por elementos finitos CATIA V5R18.

Mediante la simulación se obtiene los resultados ilustrados en la Figura 2.43 y los valores presentes en la Tabla 2.35.



a)



b)

Figura 2.43. (a) Representación de las magnitudes de esfuerzos en el acople y (b) representación de las deformaciones en el acople.

Tabla 2.35. Resultados del análisis por elementos finitos en el acople.

Esfuerzo de Von Mises máximo	575 MPa	83,4 ksi
Deformación máxima	0,025 mm	0,000984249 in

Como se observa, este elemento estará sometido a esfuerzos relativamente grandes por lo cual es prudente utilizar un acero como el AISI 4340 el cual permitirá obtener un factor de seguridad de 1,4 que se considera adecuado para este caso.

- Cálculo de la altura del acople según el número de hilos necesarios para la rosca

En este elemento se debe realizar un análisis adicional, el mismo que se refiere a la cantidad de hilos mínima que debe existir en el agujero roscado del acople para poder soportar sin ningún problema la carga transmitida por el vástago del cilindro hidráulico. Este análisis es de gran importancia ya que la cantidad de hilos del agujero roscado influye directamente sobre las dimensiones del acople. Para determinar el espesor se debe considerar que la unión es como la mostrada en la Figura 2.44, donde no existe ningún tipo de precarga.

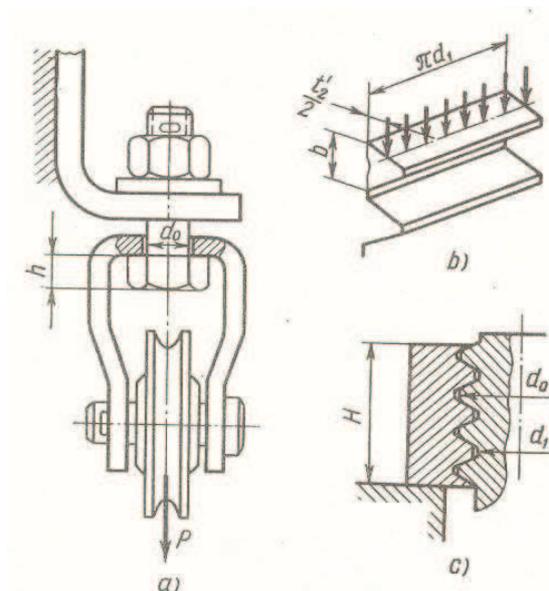


Figura 2.44. (a) Ejemplo de perno sin precarga, (b) análisis de los hilos del roscado como vigas y (c) parámetros dimensionales del perno y sus hilos.

Como se conoce que el vástago es un perno M16X1,5 el análisis para esta tuerca se lo realiza con las fórmulas tomadas del libro Elementos de Máquinas de Dobrovolski, las mismas que determinan la altura de la tuerca o el número de hilos necesarios para que la rosca no falle. El resultado que arroja este método de

cálculos es que el acople transmisor de movimiento debe tener al menos 9 hilos lo cual hace que el espesor mínimo para el acople debe ser de 13,5 mm ya que es el mínimo requerimiento bajo el criterio del número de hilos.

2.4.2.5 Esfuerzos para determinar el diámetro del perno de anclaje del sistema mecánico a la máquina universal de ensayos

El sistema mecánico se fijará a la máquina de ensayos por medio de un perno, el mismo que tiene que soportar toda la carga que se necesita durante el ensayo. Como se conoce la fuerza máxima de trabajo es $F = 89 \text{ kN}$ [20.000 lb]. En este caso no se toman en cuenta las condiciones de cálculo que determinan la rigidez tanto del perno como de la junta, ya que esto dificultaría las operaciones de trabajo (montabilidad y desmontabilidad), es decir este no debe necesitar del uso de herramientas de ajuste para ser acoplado. Este elemento trabajará a tracción y por lo tanto se utiliza la teoría general para cálculo de esfuerzos axiales en conjunto con la expresión para el cálculo del factor de seguridad. De este modo se obtiene que si se utiliza como material el acero AISI 1045 el diámetro del perno de anclaje debe ser de al menos 26,2 mm. Bajo estas circunstancias se obtiene un factor de seguridad de 2. Debido a que no es común la fabricación de roscas M26 se ha decidido que el perno de anclaje debe ser maquinado con una roscado M30 X 2.

Es importante tener en cuenta que extremo del perno de sujeción que sirve para anclar el sistema de sujeción a la máquina universal de ensayos debe tener una sección roscada más larga que la que se acopla a la tapa superior del cilindro. Esto se realiza para asegurar el ajuste y el contacto entre la tapa posterior del cilindro con el puente de la máquina universal de ensayos.

2.5 DISEÑO DETALLADO DEL SISTEMA MECÁNICO DE SUJECIÓN

El diseño detallado es la actividad que procura una mejora de los resultados obtenidos hasta el diseño preliminar. Este mejoramiento se basa en pulir todos los pormenores posibles de un diseño teniendo como base criterios como la disponibilidad y aprovechamiento de materiales, métodos constructivos, aumento,

disminución o sustitución de partes del mecanismo, facilidad de montaje, entre otros. Otro campo que se cubre en esta sección generalmente es la dotación al sistema mecánico de accesorios que complementan, mejoran o facilitan la ejecución de sus funciones originales. Finalmente, se puede anotar que el objetivo último de este procedimiento es obtener los planos definitivos de cada una de las piezas que forman parte del sistema mecánico de sujeción además de tener una idea clara de como van a ser construidos.

2.5.1 REVISIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE MATERIAL EN EL CUERPO QUE CONTIENE A LAS MORDAZAS

Como se observa en el diseño preliminar, de entre todas las piezas del sistema mecánico, el cuerpo que contiene a las mordazas es el elemento más pesado, lo cual amerita especial atención ya que el peso es un factor muy importante en el diseño. Si bien es cierto en el diseño preliminar el peso de todo el sistema de sujeción ya cumple con los requerimientos establecidos, es pertinente buscar la posibilidad de minimizarlo, para lo cual se ha visto conveniente retirar porciones de material. Es importante mencionar que esta operación no debe afectar los requerimientos y tampoco influir en las zonas que fueron susceptibles de cálculo para evitar posibles fallas. Además se deberá tener en cuenta que cualquier geometría que sea modificada debe ser de fácil fabricación ya sea por fundición de acero o maquinado preferiblemente. Para realizar estas operaciones se parte del modelo inicial, el cual tiene un peso de 12,13 kg [32,5 lb]⁴¹ y se observa en la Figura 2.45.

⁴¹ Este peso fue calculado mediante el programa Autodesk Inventor Professional 2009 64 Bit Edition.

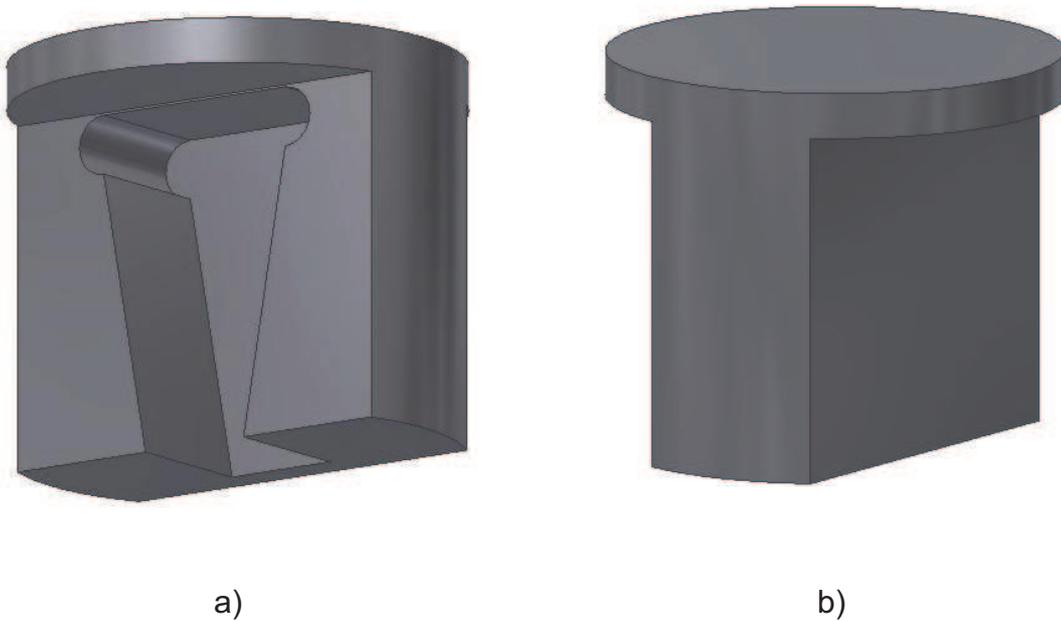


Figura 2.45. a) Vista auxiliar del cuerpo que contiene a las mordazas y b) Vista auxiliar posterior del mismo cuerpo.

2.5.1.1 Reducción de la zona frontal y el espesor de la sección donde se apoya el cilindro hidráulico

El material presente en la parte superior del cuerpo que contiene a las mordazas es el encargado de soportar al cilindro hidráulico y sus componentes. Para cumplir con esta función no es necesario que tenga un espesor de 30 mm por lo cual se ha decidido disminuir este valor a 20 mm.

Por otra parte, si se toma como referencia el diseño preliminar del cuerpo se observa que el maquinado de la cavidad que debe existir para la elaboración de los planos inclinados podría ser complicado ya que la parte circular superior del mismo destinada a ser la base del cilindro hidráulico interrumpe para el fresado, y las fresas existentes en el mercado no son tan largas de manera que es necesario hacer algún arreglo. Para solucionar este problema y que el cuerpo sea más fácil de construir se propone retirar las porciones frontales del apoyo del cilindro hidráulico.

Al realizar este arreglo se debe tener en cuenta que una parte del cilindro hidráulico no estará apoyada en el cuerpo. Para esto se deberá disponer los agujeros para el anclaje de cierta manera que el cilindro hidráulico se fije

correctamente al cuerpo (ver los planos en los anexos). Una vez realizado este detalle el cuerpo queda como se muestra en la Figura 2.46.

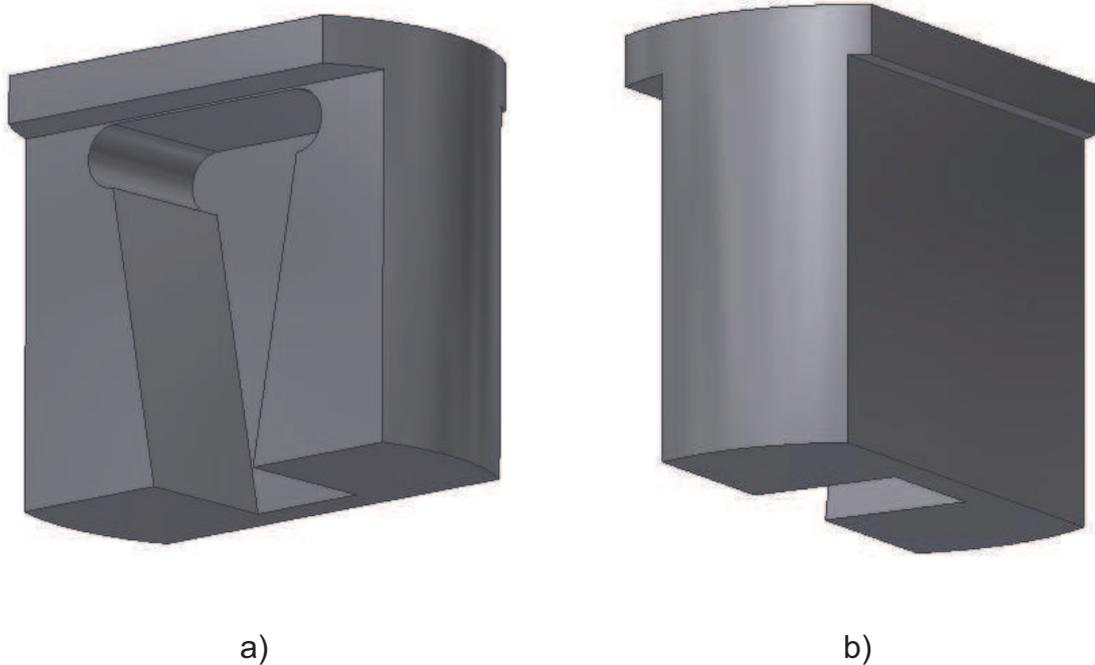


Figura 2.46. Cuerpo que contiene a las mordazas donde se ha extraído la zona frontal y se ha disminuido el espesor de la parte superior. (a) Vista auxiliar, (b) vista auxiliar posterior.

2.5.1.2 Reducción de partes laterales del cuerpo

Después de haber realizado los cálculos respectivos en la sección del diseño preliminar se obtuvo que el mayor esfuerzo al cual está sometido el cuerpo durante el trabajo aparece en la zona donde están ubicados los radios de acuerdo. Así también se ha apreciado que existen porciones de material que prácticamente no están sometidas a esfuerzos por lo que no es erróneo proponer que algunas de estas porciones de material sean retiradas con la intención principal de disminuir el peso y también de mejorar la estética del cuerpo, estos cambios se muestran en la Figura 2.47. El modelo final que se muestra en la figura pesa 12,7 kg [28 lb].

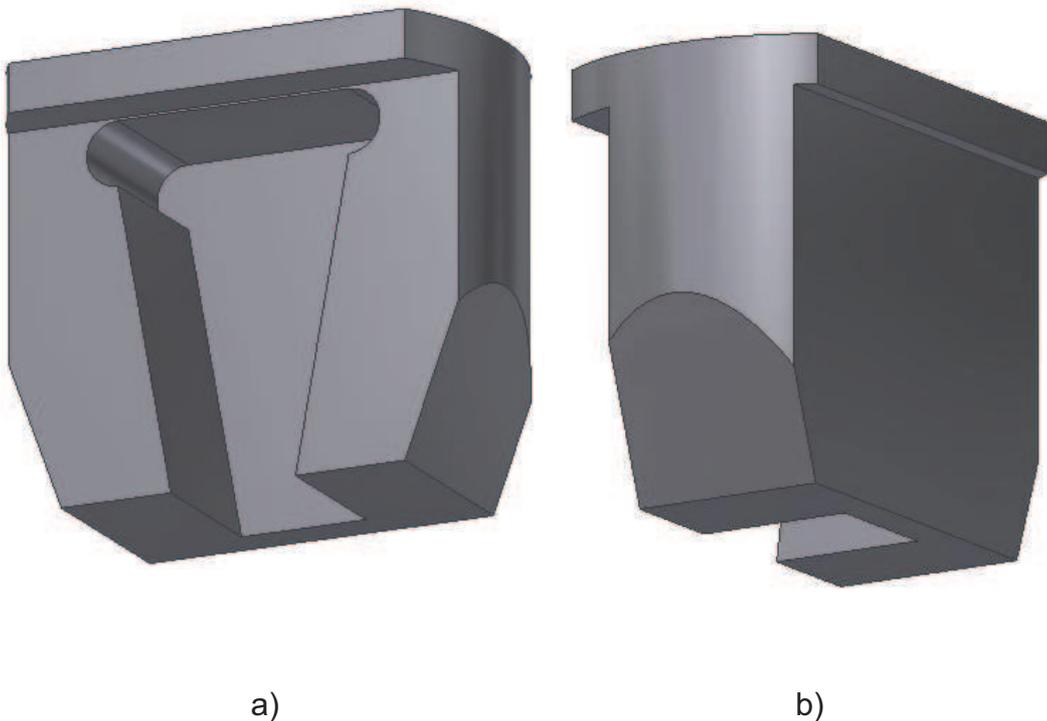


Figura 2.47. Cuerpo donde se ha retirado material de secciones laterales. (a) Vista auxiliar y (b) vista auxiliar posterior.

2.5.2 SISTEMA DE RETORNO A POSICIÓN ORIGINAL DE LAS MORDAZAS DE SUJECCIÓN

Como se había citado anteriormente, después de que se realiza un ensayo de tracción el sistema de sujeción cumple con la función de liberar la probeta generando una fuerza en sentido vertical ascendente por medio del cilindro hidráulico. Si bien es cierto, esta función se encarga de liberar a la probeta pero no se encarga de que ambas mordazas se mantengan siempre en contacto con los planos inclinados que las guían lo cual implicaría que después de cada ensayo siempre exista la necesidad de posicionar las mordazas. Para superar este contratiempo se propone colocar resortes de reposicionamiento para cada mordaza de tal modo que una vez que el sistema de sujeción se encargue de liberar la probeta las mordazas se mantengan en contacto con los planos inclinados. Estos resortes no actuarán durante el ensayo y tampoco estarán

sometidos a grandes esfuerzos. Para determinar las dimensiones de los resortes se debe tomar en cuenta las posiciones de los mismos en la Figura 2.48.

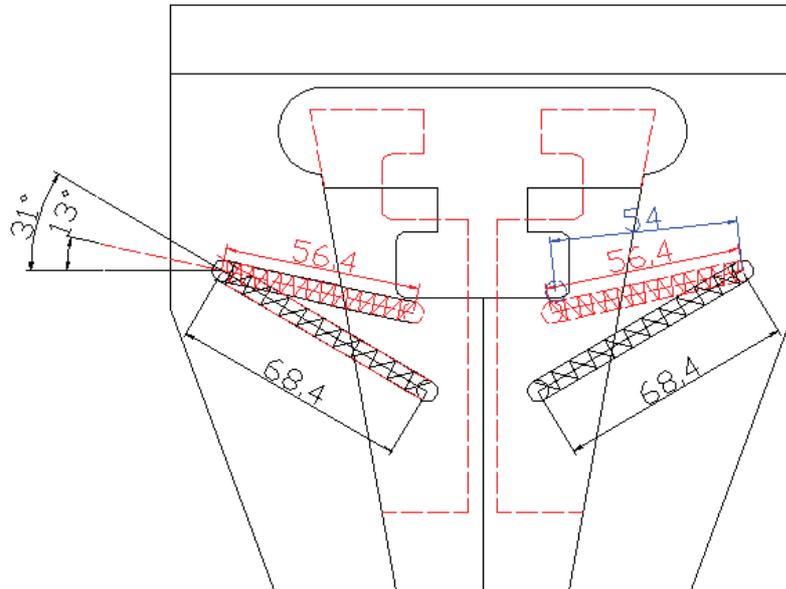


Figura 2.48. Posición inicial y final de las mordazas conjuntamente con los resortes.

En la Figura 2.48 se indica la longitud libre del resorte, la cual es de 54 mm y la longitud máxima que se estirará es 68,4 mm pero esto solo sucederá cuando las mordazas alcancen sus posiciones extremas. Según los requerimientos planteados anteriormente los resortes trabajarán entre las posiciones de color negro y rojo que se muestran en la Figura 2.48.

A continuación se analizará el diagrama de cuerpo libre para que los resortes cumplan con el objetivo de mantener el contacto entre el cuerpo y las mordazas el cual se muestra en la Figura 2.49.

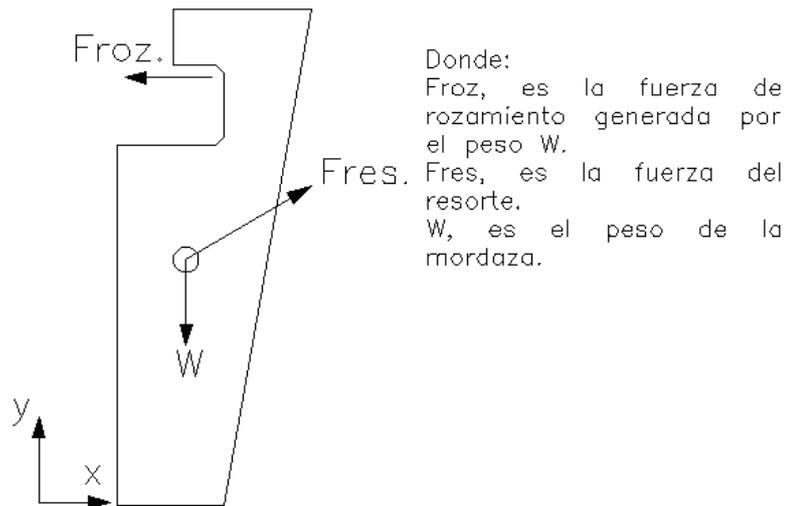


Figura 2.49. Diagrama de cuerpo libre de la mordaza de sujeción.

Para que las probetas sean liberadas después del ensayo las mordazas se desplazan por acción del vástago del cilindro hidráulico solo en la dirección y, lo que ocasionará la separación entre el cuerpo y la mordaza. Para evitar esta situación el resorte actuará en la dirección x. La componente de fuerza del resorte en x tendrá que ser mayor a la fuerza de rozamiento para asegurar el desplazamiento. Al realizar el análisis en dicha dirección se tiene que:

$$Fres.x > Froz \quad 2.32$$

Donde: Fresx, es la componente de la fuerza del resorte en la dirección x (N).

Froz, es la fuerza de rozamiento (N).

Con la ayuda del programa Autodesk Inventor Professional 2009 se determinó que el peso de cada una de las mordazas, representado con la letra W es 1,65 kg [3,63 lb]. La expresión que representa la fuerza de rozamiento es:

$$Froz = W.\mu \quad 2.33$$

Donde: W, es el peso de la mordaza (N).

μ , es el coeficiente de fricción.

El coeficiente de fricción es $\mu=0,6$, este valor también se utilizó para el cálculo de fuerzas en la sección anterior.

$$F_{roz} = (1,65 \text{ kg}) \times \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \times 0,6 = 9,9 \text{ N}$$

Para asegurar que el resorte logre poner a la mordaza contra el plano inclinado es decir venza el equilibrio y exista movimiento en la dirección x se ha decidido que la componente de la fuerza del resorte en x sea el triple de la fuerza de rozamiento.

$$F_{resx} = 3F_{roz} = 29,7 \text{ N} \quad 2.34$$

Al analizar la Figura 2.48 se puede obtener la fuerza total máxima que soportará el resorte, la cual corresponde a la posición marcada con color negro en la misma figura.

$$F_{res} = \frac{F_{resx}}{\cos(31^\circ)} = 34,65 \text{ N} \quad 2.35$$

Para diseñar el resorte se deben tomar en cuenta los siguientes parámetros:

- La distancia a la que debe adaptarse y operar el resorte.
- Valores de las fuerzas y deformaciones que se producirán durante el trabajo.

De la Figura 2.48 se obtienen las posiciones máxima y mínima a las que trabajará el resorte.

$$L_o = 54 \text{ mm}$$

$$L_i = 56,4 \text{ mm}$$

$$L_f = 68,4 \text{ mm}$$

Donde: L_o es la longitud inicial, que corresponde a la longitud libre del resorte (mm).

L_i es la longitud inicial de operación (mm).

L_f es la longitud máxima que alcanzará el resorte (mm).

Para determinar los parámetros indicados en la Figura 2.50, se utilizarán las fórmulas del capítulo 10 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 4^{ta} edición.

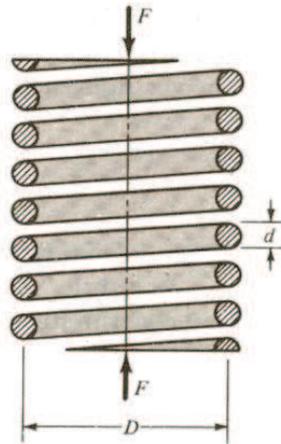


Figura 2.50. Carga sobre resorte⁴².

Es importante mencionar que el proceso para definir las características geométricas del resorte es iterativo. El proceso inicia estableciendo los diámetros d y D que se muestran en la Figura 2.50.

$$d = 1,5 \text{ mm}$$

$$D = 8 \text{ mm}$$

Se debe decir que paralelamente a este diseño se contactó a la empresa de fabricación de resortes Medellín, donde se verificó que todas las medidas y características que se desean para el resorte son perfectamente realizables. Además se estableció que el material a utilizar para la construcción de estos elementos es el acero AISI 1018, el cual tiene un esfuerzo de fluencia de 235 MPa⁴³ y en la empresa mencionada se ha venido utilizando por sus buenas características mecánicas sobretodo en la fabricación de partes pequeñas.

Una vez definidos los diámetros adecuados para la necesidad del mecanismo y en base al proceso iterativo propuesto en el tema de diseño de resortes que consta en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 6ta edición, capítulo 10, se obtuvieron los resultados expresados en la Tabla 2.36:

⁴² SHIGLEY, Joseph; Diseño en Ingeniería Mecánica; 4ta edición; Mexico, D.F., 1992.

⁴³ Manual de aceros especiales, bronce especiales y tratamientos térmicos; Bohler; 2005.

Tabla 2.36. Características del resorte seleccionado para el retorno de las mordazas a su posición inicial.

Diámetro del alambre del resorte	1,5 mm
Diámetro exterior	8 mm
Índice	6,7
Número de espiras	32
Longitud libre	54 mm
Factor de seguridad	1,7

2.5.3 REDEFINICIÓN DE LA CARRERA DEL MECANISMO DEBIDO A FINES CONSTRUCTIVOS

En la Tabla 2.24 se observó que la carrera vertical del mecanismo de sujeción para que las mordazas alcancen sus posiciones extremas es de 21,26 mm. Debido a fines constructivos se ha decidido que la carrera del cilindro hidráulico sea de 22 mm, lo que hace que la carrera del mecanismo deba acomodarse a esta distancia. Este aumento en la carrera tiene dos repercusiones, la primera es que las mordazas necesitarán más espacio para deslizarse debido al nuevo valor de la carrera y la segunda es que se producirá un incremento en la apertura máxima entre las mordazas; este valor aumentará desde 7,5 a 7,76 mm. Para que este cambio sea posible se debe aumentar la longitud de los planos inclinados y además se debe ocupar al máximo el espacio hueco que se encuentra sobre los mismos. Todas las medidas se muestran en los planos respectivos. En la Figura 2.51 se muestra los nuevos valores de las posiciones máximas de las mordazas.

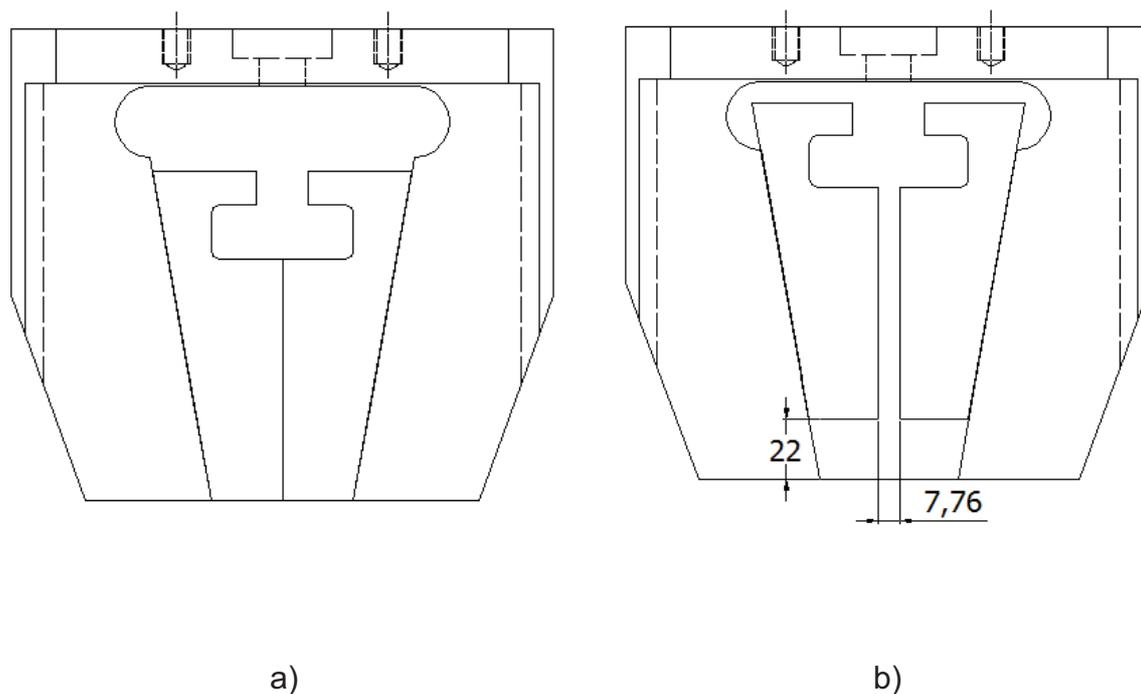


Figura 2.51. Posiciones extremas del mecanismo de sujeción. a) Mordazas totalmente cerradas y b) Mordazas totalmente abiertas con una carrera de 22 mm.

2.5.4 AGARRE EN LA SUPERFICIE DE SUJECIÓN DE LAS MORDAZAS

El análisis que se realizó para calcular la fuerza necesaria para que las mordazas sujeten a la probeta sin dejarla deslizar se basa en que la fuerza de fricción que se genera producto del contacto entre las mordazas y la probeta es la que bloquea cualquier tipo de movimiento de esta última. Por esta razón es de gran importancia buscar algún método para incrementar el agarre entre superficies. Para realizar esta tarea se hace referencia a las características superficiales de un juego de mordazas ya existentes en el LAEV. Estas mordazas planas han sido maquinadas en las superficies que trabajan en contacto con las probetas durante el ensayo. En la Figura 2.52 se muestra dicha superficie.

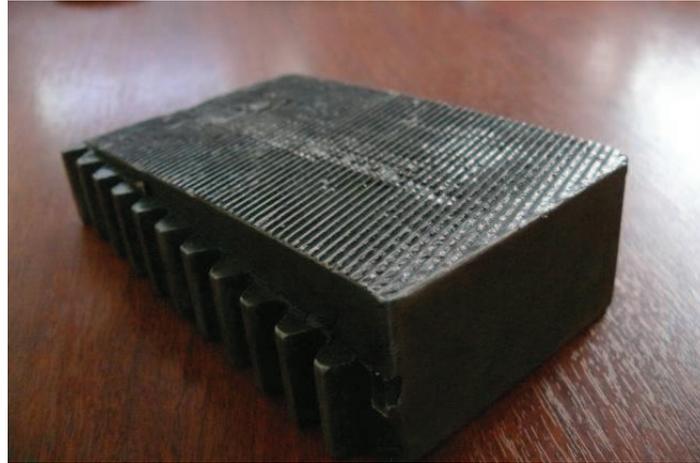


Figura 2.52. Mordaza de sujeción de la máquina universal marca Tinius Olsen modelo Súper L con su superficie de contacto con las mordazas entallada.

En la Tabla 2.37 se observa las características del entallado sobre la superficie de contacto con la mordaza.

Tabla 2.37. Características del entallado en las mordazas.

Característica del entallado	Valor
Inclinación	15°
Profundidad	0,5 mm
Paso	1,8 mm
Tipo	Aserrado

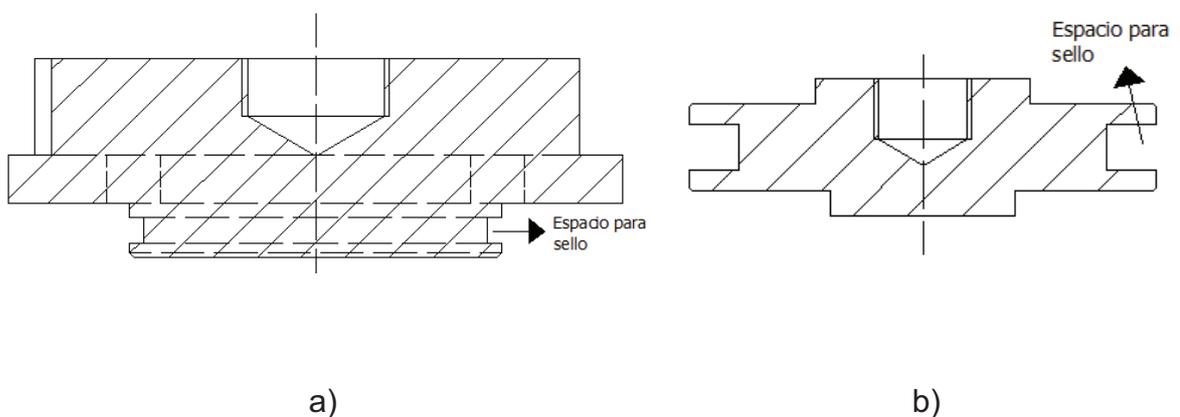
El entallado de tipo oblicuo en la cara interna de la mordaza se debe a que el objetivo principal es maximizar el área de contacto entre la cara y la probeta. Si es que en lugar de este tipo de entallado las superficies fueran moleteadas, el área de contacto tendería a disminuir lo cual no es conveniente. Por otra parte, se debe decir que un aspecto importante del diseño de las caras de las mordazas es que el entalle no debe ser tan profundo debido a que esto podría provocar que las crestas del entallado soporten cargas como vigas cortas en voladizo lo cual fácilmente provocaría una falla en estas partes durante el trabajo a cargas elevadas.

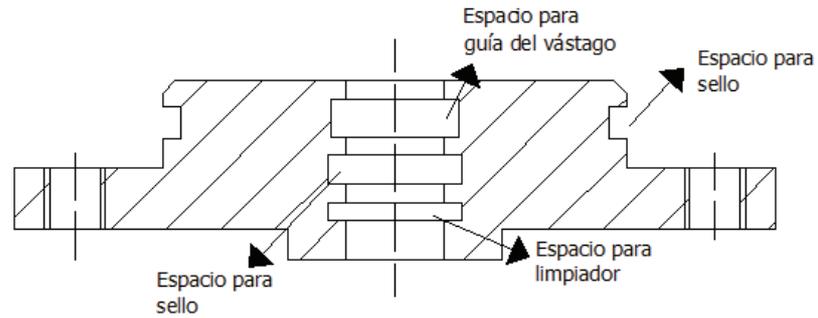
Debido a que se ha comprobado que las características del entallado de las mordazas Tinius Olsen funcionan perfectamente para los requerimientos de los ensayos que se hacen en el LAEV, las mordazas para el sistema de sujeción de este proyecto tendrán el mismo diseño. Cabe recalcar que la dureza superficial

que fue citada y las características del material son claves en la duración de las mordazas y sus entalles.

2.5.5 DETALLES CONSTRUCTIVOS Y DE FUNCIONAMIENTO DEL CILINDRO HIDRÁULICO

En secciones anteriores de este capítulo se estableció que para obtener la fuerza de empuje necesaria para el sistema mecánico de sujeción se necesita que el cilindro del sistema hidráulico tenga ciertas dimensiones características para generar la fuerza necesaria que con una presión de trabajo definida. Sin embargo, las medidas definidas hasta el momento no bastan para llevar a cabo la construcción de un cilindro hidráulico ya que cada una de las piezas del mismo tienen geometrías particulares que cumplen funciones específicas, entre las cuales está alojar los componentes indispensables para que un cilindro hidráulico funcione. La selección de estos componentes y sus respectivas dimensiones se realiza en el capítulo tres, del cual se extraerán los datos necesarios para obtener las dimensiones finales del cilindro y sus partes. Cada uno de los detalles que se presenten en el sistema mecánico de sujeción se deben revisar en los planos correspondientes. En la Figura 2.53 se muestra una vista en corte de las dos tapas y el cilindro con sus respectivos detalles.





c)

Figura 2.53. Diseño detallado de las partes del cilindro hidráulico. a) Tapa posterior, b) Pistón y c) Tapa anterior.

2.5.6 MOLETEADO DEL ACOPLE TRANSMISOR DE MOVIMIENTO

Para llevar a cabo el montaje del mecanismo de sujeción, el acople transmisor de movimiento debe ser ajustado a mano en la sección roscada que le corresponde en el vástago del pistón. Debido a esto se considera importante que la superficie del acople presente las características de rugosidad adecuadas para que pueda ser sujeta por el operador con sus manos, para lo cual se propone realizar un moleteado en dicha superficie de contacto. En la Figura 2.54 se muestra la superficie que será modificada.



Figura 2.54. Superficie que será moleteada para aumentar su rugosidad.

Una vez definidas las dimensiones de cada uno de los elementos que están sometidos a esfuerzos considerables se puede establecer la forma y dimensiones

en detalle de cada uno de ellos. Esto se hará en sus planos respectivos los cuales se encuentran en los anexos de este documento.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

En el presente capítulo se analizan cada uno de los criterios que deben tenerse en cuenta cuando se diseña un sistema hidráulico. De este conjunto de factores se resalta valores importantes que caracterizan al mismo como son: la presión de trabajo, el caudal y la fuerza de salida. Se define un sistema hidráulico que constituya una solución para el problema de proporcionar la fuerza de empuje requerida por el sistema mecánico de mordazas planteado. La mayoría de los componentes del sistema son seleccionados de catálogos industriales y tan solo unos pocos son diseñados en base a elementos ya existentes. Finalmente se resumen las características globales del sistema hidráulico de sujeción.

3.1 INTRODUCCIÓN

La mayoría de los procesos industriales requieren mover objetos o sustancias de un lugar a otro, aplicar y mantener una fuerza o dar forma a un producto, entre otras necesidades. Todas estas actividades demandan de una fuerza motriz primaria para ser desarrolladas. En muchas situaciones esta fuerza motriz primaria es eléctrica; por ejemplo, los movimientos rotacionales pueden ser provistos por motores eléctricos simples y en caso de necesitar movimientos lineales estos pueden obtenerse mediante dispositivos como tornillos y piñones. Dado el supuesto de necesitar una fuerza considerable o un golpe de una pequeña carrera, se puede usar un sistema controlado por un solenoide. En resumen, existen múltiples formas para sacarle provecho a la electricidad y obtener la fuerza primaria deseada. Pero los aparatos eléctricos, por suerte, no son los únicos capaces de proveer esta fuerza motriz. Una buena alternativa que tiene la industria es usar fluidos, tanto líquidos como gases, con el fin de transmitir energía de un lugar a otro sin importar que se necesite aplicar una fuerza u obtener movimiento lineal o rotacional.

Las principales ventajas y desventajas de los sistemas hidráulicos y neumáticos (ver Tabla 3.1) se derivan de las diferencias que existen entre sus propiedades físicas de los fluidos utilizados. La más visible es que los fluidos hidráulicos son

densos e incompresibles y los gases tienen una densidad muy baja y son compresibles. Un sistema neumático, por ejemplo, es propenso a ser ruidoso. En cambio, un sistema hidráulico tiende a tener una acción “suave” y silenciosa. Esta es solo una de las diferencias que existen entre estos dos sistemas. A continuación se muestra más de ellas con la intención de crear un criterio general sobre cada una de las fuerzas motrices que pueden ser utilizadas en la industria con distintos fines [6, 7, 8].

Tabla 3.1. Diferencias entre energía eléctrica, hidráulica y neumática [9].

Parámetro	Tipo de energía motriz		
	Eléctrica	Hidráulica	Neumática
Fuente de energía	Usualmente desde una fuente externa	Utiliza un motor eléctrico o a combustible	Utiliza un motor eléctrico o a combustible
Almacenamiento de energía	Limitado (Baterías)	Limitado (acumulador)	Buena (reservorio)
Sistema de distribución	Excelente, con pérdidas mínimas	Limitado básicamente por la instalación local	Bueno, puede distribuirse el servicio por toda la planta
Costo de la energía	Bajo	Medio	Alto
Actuadores rotativos	Motores AC Y DC. Buen control en motores DC. Economía en motores AC.	Baja velocidad, buen control	Amplio rango de velocidades. Resulta difícil llevar un control exacto.
Actuadores lineales	Para movimientos cortos se puede usar un solenoide. También se usa métodos mecánicos	Mediante cilindros. Se puede obtener gran fuerza	Mediante cilindros. Se puede obtener una fuerza mediana.
Control sobre la fuerza	Es posible mediante solenoides y motores DC. La refrigeración del mismo es un aspecto a tomar en cuenta	Control sobre altas fuerzas	Control sobre fuerzas medianas
Riesgos	Peligro de accidentes con electricidad	Las fugas de líquido son silenciosas y peligrosas	Ruidoso

Como se ve en la Tabla 3.1, la energía motriz de tipo hidráulica se caracteriza por producir una magnitud de fuerza bastante alta con un perfecto control de la misma lo cual la convierte en una muy buena alternativa para cubrir las necesidades de este proyecto. Por esta razón y tal como se planteó en secciones anteriores de este trabajo, en este capítulo se diseñará un sistema hidráulico que sirva como fuerza motriz para el subsistema mecánico de sujeción que se diseñó en el capítulo 2.

3.2 DISPOSITIVOS Y ACCESORIOS DE UN SISTEMA HIDRÁULICO

El sistema hidráulico está compuesto por distintos dispositivos y accesorios, cada uno de los cuales cumple con una determinada función como por ejemplo transmitir energía, controlar el flujo, direccionar el caudal, etc. La teoría que respalda a este tipo de sistemas es una rama de la hidráulica conocida como hidrostática.

Los sistemas hidráulicos en general tienen un orden de funcionamiento, el cual detalla los procesos por los cuales tiene que pasar la energía hasta llegar a la aplicación deseada. En la Figura 3.1 se representa el esquema típico de un sistema hidráulico.

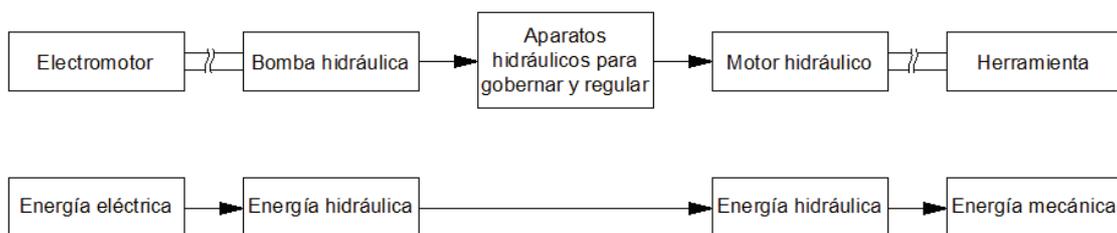


Figura 3.1. Esquema típico de un sistema hidráulico.

Para transmitir la energía al fluido de trabajo, así como para controlarla, se requiere de varios accesorios y dispositivos que interconectados apropiadamente darán paso al sistema hidráulico. El número de componentes y la disposición de los mismos dependerá de la aplicación; es decir, siempre existirán diferencias entre un sistema y otro. Por lo tanto, el diseñador del sistema hidráulico debe

tener muy clara su necesidad y el problema que desea solucionar para poder realizar las siguientes actividades:

- Elaborar un circuito esquemático del sistema que muestre su funcionamiento,
- Dimensionar y adquirir los equipos necesarios para su construcción.
- Conjugar todas las partes para crear el sistema hidráulico

Existe una amplia variedad de equipos, dispositivos y accesorios hidráulicos que se usan en la construcción de un sistema; estos pueden ser clasificados de la siguiente manera:

- Bomba hidráulica
- Dispositivos de control de flujo
- Dispositivos de control de presión
- Actuadores
- Líneas de transporte de fluido (tubería, mangueras flexibles, etc)
- Tanque de depósito del fluido de trabajo
- Fluido de trabajo

A continuación se presentará el diseño de un sistema hidráulico, el cual será la fuerza motriz del subsistema mecánico de sujeción diseñado en el capítulo 2.

3.3 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA EL SISTEMA MECÁNICO DE SUJECIÓN

En el segundo capítulo se presentó el diseño de un sistema mecánico para la sujeción de probetas planas el cual no tiene un funcionamiento autónomo ya que requiere de una fuerza motriz para poder realizar su trabajo. En este proyecto la fuerza motriz será obtenida de un sistema hidráulico el mismo que deberá tener ciertas características que le permitan ser lo suficientemente versátil para realizar esta tarea. Para esto, a continuación se explica el funcionamiento del sistema de sujeción.

3.3.1 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN

El sistema de sujeción de probetas planas tiene dos funciones principales: sujetar la probeta a ensayar y desatascar la probeta después de haber realizado el ensayo. Dentro de la primera función se pueden distinguir dos partes principales: la inicial o de acción de fuerza externa y la complementaria o de acción de efecto mordaza. A continuación se describirá cada una de estas partes.

3.3.1.1 Parte inicial o de acción de fuerza externa

Para dar inicio a la prueba de tracción, en primer lugar se monta la probeta en el sistema de sujeción de la máquina universal de ensayos, específicamente entre sus mordazas. Como se explicó anteriormente, para accionar el sistema mecánico, es decir, para que las mordazas sujeten a la probeta, se necesita de una fuerza externa que accione este sistema. Es aquí donde entra el sistema hidráulico, proveyendo de la fuerza necesaria para bloquear lo mejor posible cualquier tipo de desplazamiento vertical de las probetas sobre las mordazas. Una vez logrado esto se aplica la carga sobre la probeta, dando inicio al ensayo de tracción.

3.3.1.2 Parte complementaria o de acción de efecto cuña

Una vez iniciado el ensayo, la carga de tracción que ejerce la máquina universal sobre la probeta aumenta a cada momento, lo que hace que retener la muestra de material en el lugar que se la ubicó inicialmente sea cada vez más difícil. Para responder a este problema el sistema mecánico de mordazas fue diseñado en forma de cuña, lo cual permite que se genere un efecto de autoajuste conforme la carga de tracción aumenta. La ventaja de tener este tipo de geometría en las mordazas es que la misma carga de tracción que se produce durante el ensayo se encarga de que la fuerza de cierre en el sistema de sujeción aumente sin tener que usar una fuente de fuerza motriz como en la parte inicial del ensayo.

3.3.1.3 Parte final o de liberación de la probeta ensayada

Una vez acabado el ensayo, existen ocasiones en las cuales la sección de sujeción de la probeta queda atascada entre las mordazas convirtiéndose en un inconveniente para el operador. Para solucionar este problema el sistema

mecánico de sujeción precisa de una fuerza externa que haga que las mordazas liberen los restos de la probeta ensayada.

Después de haber analizado las funciones del sistema de sujeción se ha encontrado que se necesita de una fuerza motriz externa en dos situaciones: cuando se desea sujetar inicialmente la probeta a ensayar y cuando se desea liberar una probeta atascada después de un ensayo. A continuación se definen los requerimientos para el diseño de un sistema que cumpla satisfactoriamente con estas tareas.

3.3.2 REQUERIMIENTOS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE FUERZA DE EMPUJE

El sistema hidráulico de fuerza motriz que accionará el sistema mecánico de sujeción deberá cumplir con algunas condiciones para poder ser considerado como solución. Estas condiciones son de varios tipos; a continuación se detalla cada una de ellas.

3.3.2.1 Requerimientos técnicos

3.3.2.1.1 Fuerza de salida del sistema hidráulico

En el capítulo 2 se realizaron varios cálculos para determinar la fuerza de entrada que se necesita aplicar al sistema mecánico para que este genere la fuerza de cierre adecuada y así sujete las probetas a ensayar. Esta fuerza de entrada que debe ser ejercida por el actuador del sistema hidráulico sobre el sistema mecánico de sujeción es de 19,2 kN [4.316 lb], con lo cual se conseguirá bloquear el desplazamiento vertical de la probeta, situación que podría eventualmente producirse al inicio del ensayo.

Como se citó anteriormente, el actuador del sistema hidráulico debe servir para desatascar el sistema mecánico en caso de que este se quede trabado con la probeta después de haber concluido el ensayo. Obviamente el sentido de esta fuerza es contrario al sentido que genera la sujeción en el sistema mecánico. La fuerza que se estima para resolver el problema de atascamiento es de 74,88 kN [16.834 lb]. En la Tabla 3.2 se resumen las fuerzas que se necesita obtener mediante el sistema hidráulico.

Tabla 3.2. Fuerzas que se necesita obtener mediante el sistema hidráulico.

Tipo de fuerza	Valor de fuerza	
	kN	lb
Fuerza necesaria para el ajuste de probetas	19,2	4.316
Fuerza necesaria para la liberación de probetas	74,9	16.833

3.3.2.1.2 Concordancia geométrica entre el sistema hidráulico y el sistema mecánico

El sistema hidráulico que se necesita para accionar el sistema mecánico de sujeción obligatoriamente estará formado por componentes o equipos como por ejemplo: válvulas, cilindros, mangueras, etc., los cuales tienen geometría y dimensiones propias. Dentro del diseño del sistema hidráulico se debe cuidar que sus elementos puedan ser posicionados y conjugados con el sistema mecánico de sujeción guardando las restricciones de espacio impuestas en el capítulo dos debido al limitado espacio existente en los marcos de carga de la máquina universal de ensayos⁴⁴.

3.3.2.1.3 Carrera del pistón

En el capítulo 1 se realizó el diseño el sistema mecánico de sujeción y se definió la geometría y desplazamientos del mecanismo necesarios para sujetar las probetas. Como resultado de este análisis se calculó el desplazamiento vertical que deben realizar las mordazas para cumplir con su función. Esta carrera es de 21,3 mm, pero por motivos constructivos se decidió aproximarlos a 22 mm [0,86 in] En vista de que el actuador del sistema hidráulico impulsa al sistema mecánico, la carrera que debe tener dicho actuador es de 22 mm [0,86 in].

3.3.2.1.4 Sentido de los desplazamientos del actuador

Al inicio de este capítulo se definió cuales eran las funciones que debe cumplir el sistema hidráulico dentro de las cuales se menciona que el actuador debe realizar dos tipos de desplazamientos verticales, uno en sentido contrario del otro. Para ambos casos el sistema hidráulico necesita generar fuerza por lo cual es necesario que el cilindro hidráulico que se utilice sea de tipo doble efecto. De esta manera se tiene la fuerza suficiente en las carreras en ambos sentidos.

⁴⁴ Revisar el tema 2.2.1. Dimensiones y geometría de las mordazas en general.

3.3.2.1.5 Control sobre el sistema hidráulico

Una de las principales ventajas que tiene un sistema hidráulico sobre uno neumático es la capacidad de control que se puede tener sobre él. En un sistema como el que se requiere diseñar para este proyecto, existe una variable que sobre otras interesa controlar, esta variable es la posición del actuador.

El control de posición del actuador es importante debido a que es la variable que acciona el sistema mecánico de sujeción y por ende de la cual depende la apertura o distancia entre mordazas que permitirá ensayar probetas de varios espesores. Al tener control sobre esta variable se podrá acomodar y ajustar de mejor forma las probetas en el sistema de sujeción de la máquina universal de ensayos.

En un sistema hidráulico también existen otro tipo de valores llamados parámetros, los cuales no es necesario que sean controlados directamente, pero pueden convertirse en factores de decisión para seleccionar entre un sistema hidráulico y otro. El parámetro de mayor importancia para la aplicación en este proyecto es la velocidad de desplazamiento del actuador. Este valor depende directamente de otros factores como son: el caudal de fluido de trabajo que entra al cilindro, el diámetro del cilindro, la potencia de la bomba, etc. Sin embargo, no es preciso llevar un control sobre este, más bien es importante seleccionar un sistema que ofrezca una velocidad de desplazamiento del actuador adecuada para ajustar las probetas en las mordazas sin problema.

Otra parte importante del control de las variables en un sistema hidráulico es el tipo de mando que los operadores utilicen. En este caso lo que se controlará son distintos tipos de válvulas que generalmente son accionadas por botones, palancas, etc. Cualquiera que sea el tipo de mando es preferible que pueda ser accionado por una sola persona.

3.3.2.1.6 Mantenibilidad

La tarea de mantenimiento debe ser realizada en los componentes del sistema hidráulico cada vez que la situación lo amerite, por lo cual es preferible que cada equipo que se seleccione para formar parte del sistema hidráulico tenga un

procedimiento de mantenimiento de fácil ejecución lo cual involucra el menor número de acciones y que se evite en gran parte el desmontaje de los componentes aledaños dentro del sistema.

3.3.2.1.7 Disponibilidad en el mercado

La hidráulica y sus aplicaciones es una de las ramas de la industria que más se ha expandido por todo el mundo, por lo cual es posible encontrar todo tipo de accesorios y equipos de venta en muchos países. Al diseñar el sistema hidráulico y seleccionar los elementos que formarán parte del mismo es importante tomar en cuenta su disponibilidad en el mercado ya que si el diseño no se basa en equipos raramente disponibles se tendrá un gran problema al intentar conseguirlos y peor aún al tener que sustituirlos por otros. Es por esto que es muy importante que se seleccione equipos que de preferencia existan en el mercado local.

3.3.2.1.8 Costo

El aspecto económico siempre ha sido considerado como uno de los más importantes dentro del diseño de cualquier sistema y en este caso no es la excepción. Se debe procurar que el conjunto de componentes que se vaya a seleccionar para el sistema hidráulico tenga el costo más conveniente analizando paralelamente los beneficios que estos equipos le pueden dar al funcionamiento del sistema. Además del costo de los equipos se debe tomar en cuenta los gastos de su instalación, ya que probablemente cada uno de ellos tenga características diferentes que pueden hacer que su costo de instalación aumente o disminuya.

Finalmente y como una referencia económica global del diseño se debe procurar que el costo total del sistema mecánico de sujeción que se diseña en este proyecto no rebase el costo de un sistema hidráulico de mordazas que sirva para las necesidades planteadas y que esté disponible en el mercado, ya que caso contrario sería preferible adquirir dicho producto.

3.3.2.2 Requerimientos operacionales

El modelo de sistema hidráulico que se utilice como fuente de fuerza motriz para el sistema mecánico debe estar en capacidad de realizar las siguientes acciones:

- El cilindro debe realizar su carrera con la fuerza necesaria en ambos sentidos, para poder ejecutar el ajuste y la liberación de la probeta después del ensayo.
- Debe tener los accesorios para que una vez presurizado el cilindro se pueda apagar la bomba y mantener la presión alcanzada.
- Debe tener artefactos que permitan controlar el caudal de fluido de trabajo que va hacia el cilindro y así controlar el desplazamiento del actuador. Estos artefactos de preferencia deben ser manuales.
- Debe tener instrumentos de medición que permitan verificar el trabajo del equipo. Dentro de estos instrumentos de medición debe haber algún indicador directo de la fuerza que está realizando el cilindro hidráulico en ese instante.
- El sistema hidráulico debe contar con válvulas y diferentes dispositivos de seguridad.

3.3.3 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Para cumplir con los requerimientos descritos en la sección anterior se propone un sistema hidráulico como el que se observa en la Figura 3.2.

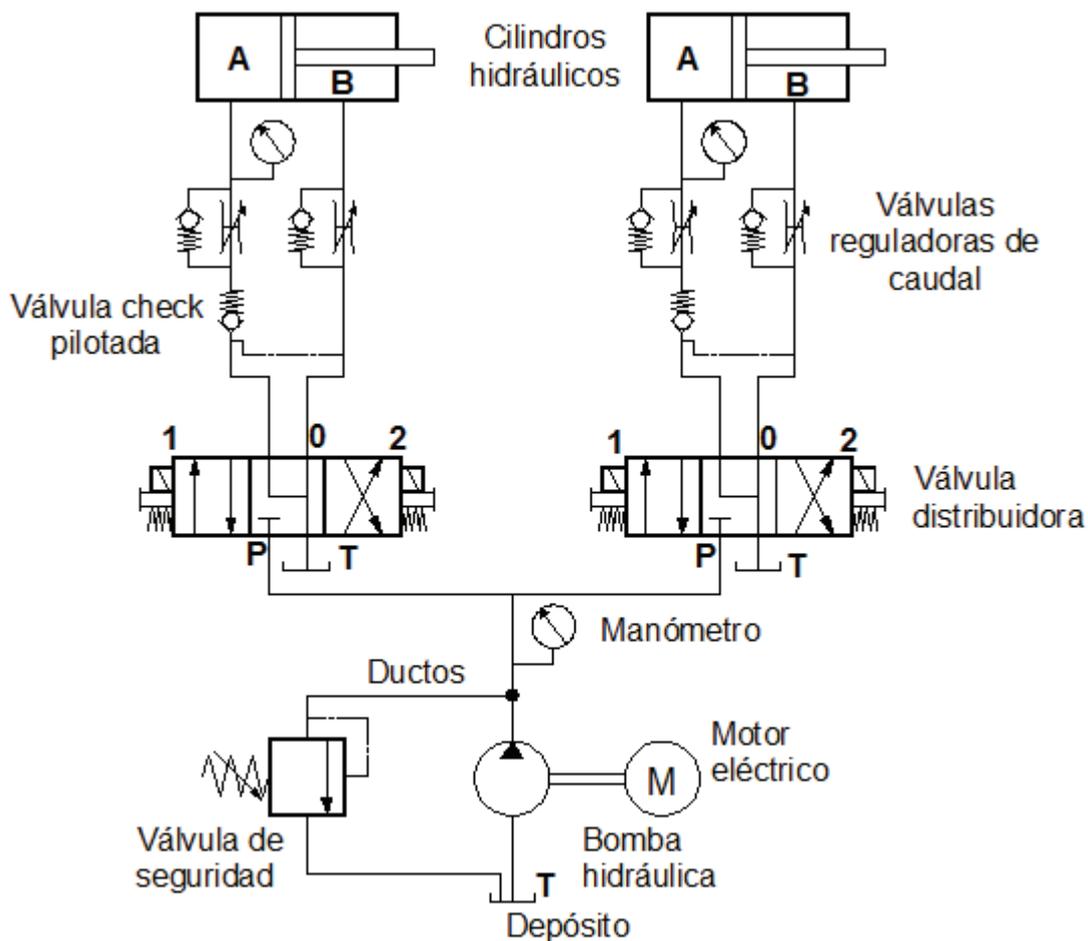


Figura 3.2. Diagrama del sistema hidráulico a utilizar.

El funcionamiento de este sistema será analizado en dos grupos, el grupo motobomba y el grupo de control y actuadores del sistema.

3.3.3.1 Funcionamiento general del sistema hidráulico

En primer lugar se analizará el grupo motobomba, el cual se ubica en la parte inferior de la Figura 3.2 y se muestra con detalle en la Figura 3.3.

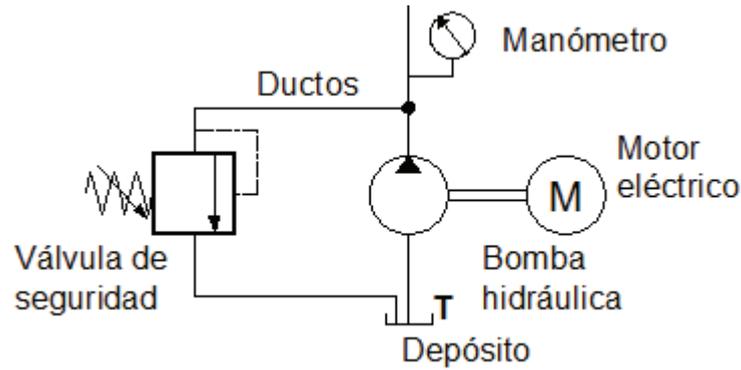


Figura 3.3. Detalle del grupo motobomba.

Este grupo contiene los siguientes elementos:

- Motor eléctrico
- Bomba hidráulica
- Válvula de seguridad o válvula limitadora de presión
- Depósito del fluido de trabajo
- Ductos
- Manómetro

El funcionamiento de esta sección es el siguiente: el motor eléctrico se conecta mediante un acople mecánico con la bomba hidráulica la cual a su vez genera un vacío que permite que salga el fluido de trabajo (aceite) desde el depósito, pase por la bomba hidráulica y tome la energía mecánica para transportarse a través de los ductos con un caudal y una presión. En caso de que esta presión sea mayor a un límite previamente establecido la válvula de seguridad se accionará y permitirá el alivio de presión mediante la apertura de un conducto hacia el depósito. Finalmente, el manómetro permite vigilar la presión del sistema.

Posteriormente el fluido de trabajo pasa hacia el grupo de control y actuadores del sistema el cual está compuesto de los siguientes elementos:

- Válvulas distribuidoras
- Válvulas check pilotadas
- Válvulas reguladoras de caudal
- Cilindro hidráulico

En la Figura 3.4 se observa el detalle del grupo de control y actuadores del sistema hidráulico.

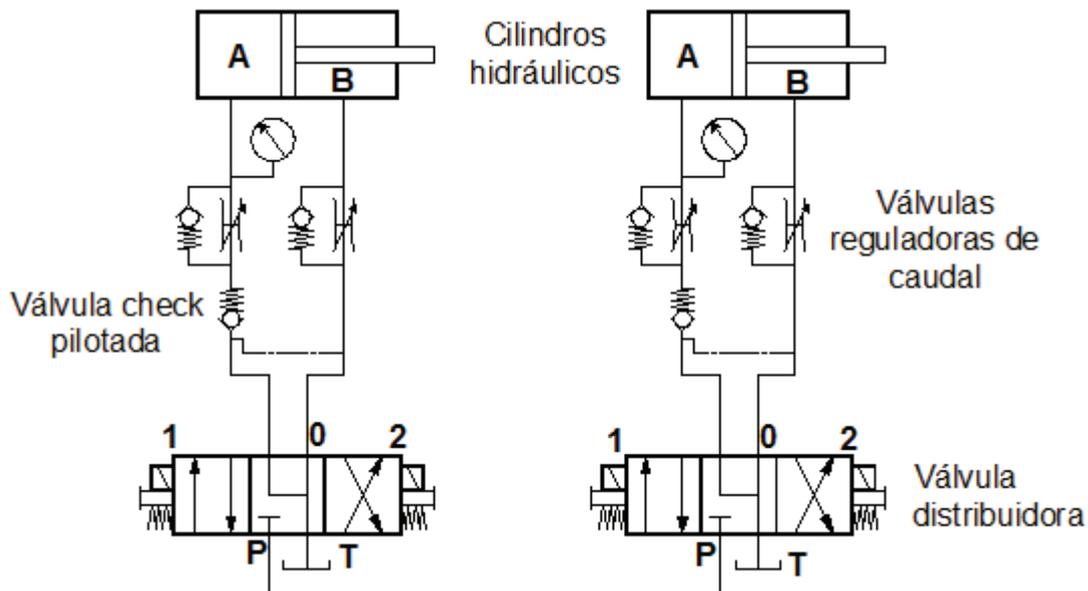


Figura 3.4. Detalle del grupo de control y actuadores del sistema.

Este grupo funciona de la siguiente forma: después de que el fluido de trabajo es impulsado desde el grupo motobomba tiene que pasar por las válvulas distribuidoras, las cuales dependiendo de su posición le dan diferentes direcciones al caudal del fluido de trabajo. Para el caso de este sistema hidráulico las válvulas distribuidoras son del tipo 4/3, es decir, estas válvulas tienen cuatro vías y tres posiciones. Según la posición en la que se encuentre la válvula cero, uno o dos el fluido de trabajo tomará una diferente dirección. El fluido de trabajo puede dirigirse hacia la parte A del cilindro, hacia la parte B del mismo cilindro o simplemente restringir la salida del grupo motobomba. De esta manera se logra que el actuador del sistema hidráulico, que es un cilindro de doble efecto, se desplace en el sentido que se desee o simplemente no lo haga.

Con el fin de evitar el retorno del fluido desde el cilindro hacia el depósito debido a las fuerzas externas de trabajo, se ha colocado una válvula check pilotada entre las válvulas direccionales y el cilindro. Cuando se necesita que el pistón regrese a su posición original el fluido debe ir del espacio A del cilindro hacia el depósito. Por ser una válvula pilotada esto es posible ya que la válvula recibe una señal

proveniente de la línea de presión que se dirige desde el grupo motobomba hacia el espacio B del cilindro. Esto hace que la válvula permita el paso del fluido en contraflujo. Para controlar la velocidad del avance del pistón en la carrera de ajuste de la probeta, se ha colocado una válvula reguladora de caudal en las dos entradas del cilindro. Finalmente, se ha colocado un manómetro a la entrada de la cámara A del cilindro. Este dispositivo deberá tener una carátula que traduzca la presión del sistema a la fuerza que en ese momento está efectuando el actuador. Esto servirá para evitar ajustar excesivamente a las probetas a ensayar.

3.3.3.2 Aplicación del sistema hidráulico sobre el sistema mecánico de sujeción

Como se ha citado ya en varias oportunidades, el sistema hidráulico que se está diseñando en esta sección será la fuente de fuerza de empuje para el sistema mecánico de sujeción, por lo cual es evidente que cualquier acción que realice el sistema hidráulico se verá directamente reflejada en las acciones que efectúe el mecanismo de sujeción. A continuación se analizará las acciones relacionadas de ambos sistemas y se explicará detalladamente los mismos.

Una vez que el grupo motobomba está encendido y se encuentra funcionando correctamente se debe controlar este sistema. En primer lugar se debe citar que los cilindros hidráulicos (actuadores) del sistema son controlados directamente por las válvulas distribuidoras de tipo 4/3 que se citó anteriormente. Cada una de las posiciones de la válvula tiene un uso distinto, y se emplean para acciones distintas. Las acciones se muestran en la Tabla 3.3 conjuntamente con las acciones producidas por el sistema mecánico.

Tabla 3.3. Acciones del sistema hidráulico en función de la válvula distribuidora y sus efectos sobre el sistema mecánico.

Posición de la válvula distribuidora	Movimiento del fluido	Acción del cilindro	Acción del sistema mecánico de mordazas
0	El fluido que sale del grupo motobomba no pasa hacia el cilindro	No existe ningún desplazamiento del pistón	Las mordazas de sujeción están inmóviles
1	El fluido que sale del grupo motobomba pasa hacia la cámara A del cilindro	La cámara A se llena de fluido lo que provoca un desplazamiento de izquierda a derecha del pistón	Las mordazas de sujeción se cierran
	El fluido que sale de la cámara B del cilindro pasa hacia el depósito		
2	El fluido que sale del grupo motobomba pasa hacia la cámara B del cilindro	La cámara B se llena de fluido lo que provoca un desplazamiento de derecha a izquierda del pistón	Las mordazas de sujeción se abren
	El fluido que sale de la cámara A del cilindro pasa hacia el depósito		

Un aspecto que no ha sido detallado aún es el trabajo que cumplen las válvulas check pilotadas. En la Tabla 3.4 se describe su función en el sistema hidráulico.

Tabla 3.4. Acciones de la válvula check pilotada en función de la posición de la válvula distribuidora.

Posición de la válvula distribuidora	Trabajo de la válvula check pilotada
0	Una vez que la cámara A del cilindro se encuentre presurizado, la válvula no permite que el fluido regrese a la válvula distribuidora
1	Ninguno
2	Permite el paso del fluido desde A hacia el depósito por la señal del piloto

3.3.4 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Los tipos de dispositivos hidráulicos que se usarán para la construcción del sistema ya fueron determinados en la sección anterior. Ahora es necesario seleccionar dichos equipos de forma que estos permitan solventar la necesidad

planteada previamente. Es importante dimensionar los equipos a utilizar ya que una capacidad menor puede impedir que el sistema cumpla a cabalidad con sus funciones y un sobredimensionamiento innecesario puede provocar un incremento notorio en los costos del sistema.

El primer paso para dimensionar un sistema hidráulico es conocer la presión y el caudal de trabajo para lo cual se necesita las medidas del cilindro hidráulico. Estas se determinaron en el capítulo 2 y se observan en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Medidas del cilindro hidráulico.

Medida	Valor
Diámetro del vástago (ϕ_v)	16 mm
Diámetro interno del cilindro (ϕ_i)	76 mm
Diámetro externo del cilindro (ϕ_e)	85 mm

Al ser un cilindro hidráulico del tipo doble efecto, ambas caras del pistón serán expuestas a la presión de trabajo de manera que se obtenga dos carreras que según el uso que se les dará en este proyecto se las conocerá como carrera de ajuste de probeta y carrera de liberación de probeta. Esto se explica gráficamente en la Figura 3.5.

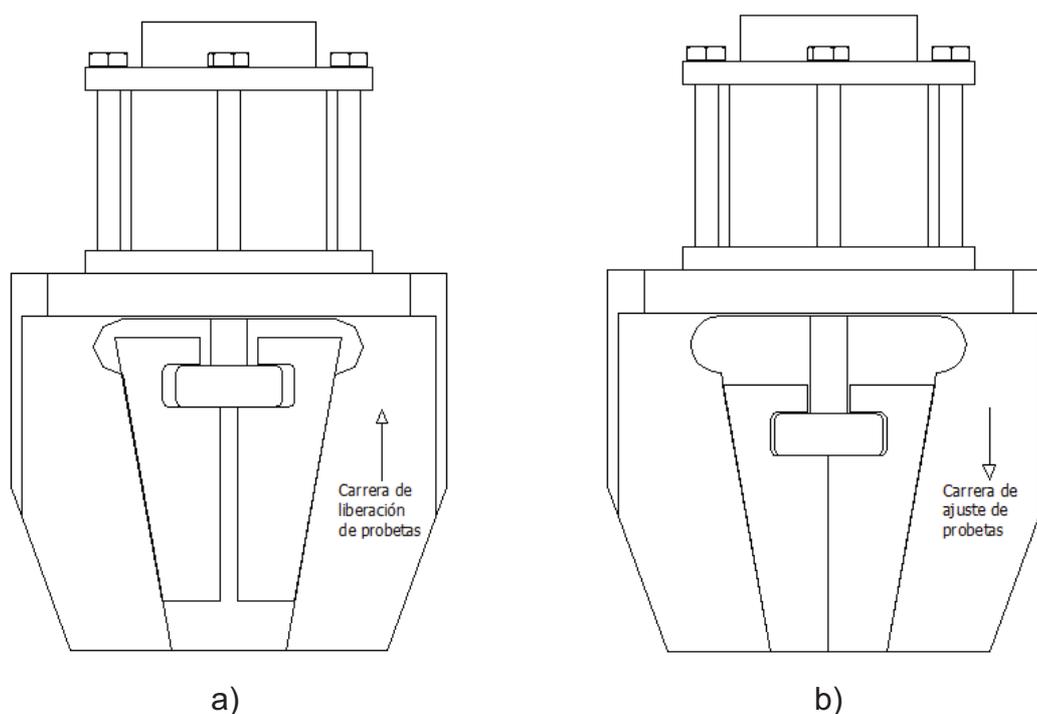


Figura 3.5. a) Sentido de la carrera de liberación de probetas, b) Sentido de la carrera de ajuste de probetas.

Cuando el cilindro efectúa la carrera de ajuste, el área del pistón que conjuntamente con la presión de trabajo provoca la fuerza de sujeción de la probeta es A1. Para liberar la probeta el área que trabaja es A2. Los valores de estas áreas se observan en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Valores de área para sujeción y liberación.

Área	Valor	
	mm ²	in ²
Área para ajuste (A1)	4.536,45	7,03
Área para liberación (A2)	4.335,39	6,71

Para obtener los datos de caudal necesario se precisa establecer valores de la velocidad del actuador en la carrera de sujeción como en la de liberación. Estos valores de velocidad serán asumidos y se muestran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Velocidades del actuador para el ajuste y liberación de la probeta.

Velocidad	Valor	
	mm/s	in/s
Velocidad para carrera de ajuste (V _{ajuste})	1,5	0,059
Velocidad para carrera de liberación (V _{libera})	3	0,118

En esta sección cabe recalcar que cuando el actuador esté realizando la carrera de liberación de la probeta atascada es probable que sufra una disminución de velocidad instantánea debido a la oposición que presentarán las mordazas a deslizarse. Sin embargo, en ese instante la bomba tomará carga e incrementará la presión en el sistema hasta que las mordazas cedan y una vez que esto suceda la velocidad del actuador volverá a ser 3 mm/s.

Por otro lado, se debe notar que la velocidad para la carrera de ajuste es menor que la velocidad para la carrera de liberación. Esto se debe a que la colocación de la probeta en la máquina universal de ensayos tiene que ser realizada con cuidado para evitar estropear la muestra.

Mediante las siguientes fórmulas se obtiene el caudal necesario para ambas carreras.

$$Q_{ajuste} = v_{ajuste} * A1 \quad 3.1$$

$$Q_{libera} = v_{libera} * A2 \quad 3.2$$

Donde: Q_{ajuste} es el caudal necesario para la carrera de ajuste
 Q_{libera} es el caudal necesario para la carrera de liberación

Los valores de caudal para ambos casos constan en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8. Caudal necesario para cada tipo de carrera por cada cilindro hidráulico.

Caudal	Valor		
	mm ³ /s	litro/min	gpm
Caudal para carrera de ajuste (Q_{ajuste})	6.804,67	0,408	0,108
Caudal para carrera de liberación (Q_{libera})	13.006,17	0,7803	0,206

3.3.4.1 Selección de sellos, limpiadores y guías para las tapas y el pistón del cilindro hidráulico

Para que el cilindro hidráulico funcione, a más de tener las dimensiones adecuadas, debe tener accesorios que permitan generar el sello necesario para este tipo de equipos. Los elementos de este tipo con su determinada función y ubicación se muestran en la Tabla 3.9.

Tabla 3.9. Función y ubicación de los sellos, limpiadores y fajas de desgaste necesarios para la construcción de un cilindro hidráulico.

Accesorio	Función	Ubicación
Sello (O - ring)	Cierra tolerancias para evitar fugas de fluido y generar presión	Se debe colocar externamente en el pistón y en la tapa posterior. La tapa anterior necesita de un sello interior y exterior
Limpiador	Retira las impurezas de la superficie del vástago del pistón y evita que se mezclen con el fluido de trabajo	Se coloca uno en la tapa anterior
Faja de desgaste	Funciona como una especie de guía axial del vástago del pistón y produce una baja fricción	Se coloca uno en la tapa anterior

La selección de cada uno de estos accesorios debe realizarse en base a las dimensiones del cilindro hidráulico y a la presión de trabajo, pero los artículos deben seleccionarse de un catálogo comercial. Para este proyecto se utilizará el catálogo de Hercules Sealing Products, las secciones del mismo que han sido utilizadas constan en el Anexo 5. En la Tabla 3.10 se muestra cada uno de los artículos seleccionados.

Tabla 3.10. Selección de sellos, limpiadores y fajas de desgaste.

Tipo de accesorio	Ubicación	Numeración según catálogo
Sello (O - ring)	Tapa posterior	Sello de 1/8"
	Pistón	MPS 75 X 7,3 X 2,5
	Tapa anterior (externo)	Sello de 1/8"
	Tapa anterior (interior)	MRTU 16 X 22 X 5
Limpiador	Tapa anterior	MSWE 16 X 22 X 3
Faja de desgaste	Tapa anterior	MGB 6,1 X 2,5

3.3.4.2 Selección y dimensionamiento de la bomba hidráulica

Se debe escoger una bomba hidráulica que impulse el fluido de trabajo a la presión y caudal que se necesita para este sistema. Para calcular el caudal

necesario para el sistema se supondrá que los dos cilindros hidráulicos están funcionando en paralelo y realizando la labor de liberación de la probeta que es la que requiere de un mayor caudal. En la Tabla 3.11 se muestran los valores de caudal necesarios para el funcionamiento del sistema hidráulico.

Tabla 3.11. Caudal necesario para el funcionamiento del sistema hidráulico.

Caudal	Valor			
	m ³ /s	cm ³ /min	litros/min	gpm
Caudal necesario para el funcionamiento del sistema hidráulico	2,6 X 10 ⁻⁵	1.561	1,56	0,41

En el mercado existen algunos tipos de bombas que difieren en su funcionamiento y rangos de trabajo. Para este proyecto se utilizará una bomba de engranajes, la cual por motivos de espacio disponible, costo y rango de trabajo (hasta 3.000 psi) es la más indicada. En base al catálogo Hydraulic Supply Company Stock Products que se muestra en el Anexo 6, se escoge una bomba con las características que se observan en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12. Características de la bomba hidráulica.

Marca	Eaton
Modelo	26001 – RZG
Caudal	3,1 gpm a 1800 RPM
Presión	21 MPa [3.000 psi]
Entrada mecánica	Eje de 5/8" con chavetero
Entrada de fluido	Hembra SAE 12
Salida de fluido	Hembra SAE 10
Sentido de rotación	Horario

Cabe mencionar que debido al pequeño caudal que se necesita para el funcionamiento del sistema hidráulico se ha seleccionado la bomba de engranajes de menor capacidad a pesar de que supera ampliamente el caudal necesario.

3.3.4.3 Selección del motor eléctrico

El motor eléctrico que se utilice para impulsar la bomba hidráulica debe tener la potencia suficiente para poder brindar el caudal y presión adecuados. La potencia puede calcularse con la siguiente expresión.

$$Pot = P \times Q_{bomba} \quad 3.3$$

Donde: Pot es la potencia necesaria para el trabajo de la bomba hidráulica

P es la presión de trabajo máxima de la bomba hidráulica

Q_{bomba} es el caudal con el que opera la bomba

$$Pot = 4,1 \text{ KW } [5,5 \text{ hp}]$$

Se debe buscar un motor eléctrico que cumpla con este requerimiento de potencia y que preferentemente el eje de salida gire a 1.800 rpm ya que la mayoría de bombas disponibles en el mercado son diseñadas para trabajar con ese número de revoluciones. De la sección del catálogo de motores eléctricos trifásicos marca SIEMENS que se muestra en el Anexo 7 se escoge el motor eléctrico con las características que se muestra en la Tabla 3.13. Las dimensiones del motor constan en el mismo anexo.

Tabla 3.13. Características del motor eléctrico.

Marca	Siemens
Modelo	1LA02134YK30
Tipo	Trifásico
Potencia	7,5 hp
Revoluciones por minuto	1.800
Voltaje	220/440 V
Frecuencia	60 Hz
Tamaño de armazón NEMA	213 T

Como se puede observar en la Tabla 3.13 se ha decidido escoger un motor de 7,5 hp, esto debido a que el motor que le precede a este en potencia es de 5 hp y este valor no basta para cumplir con los requerimientos mínimos de la bomba hidráulica.

3.3.4.4 Selección del acople flexible bomba – motor eléctrico

El elemento acople flexible (matrimonio) sirve para transmitir el movimiento del eje del motor hacia el eje de la bomba. Para su selección se ha utilizado el catálogo mostrado en el Anexo 8. Es importante conocer que a este elemento lo conforman tres partes, como se observa en la Figura 3.6, las mismas que son seleccionadas mediante varios pasos.

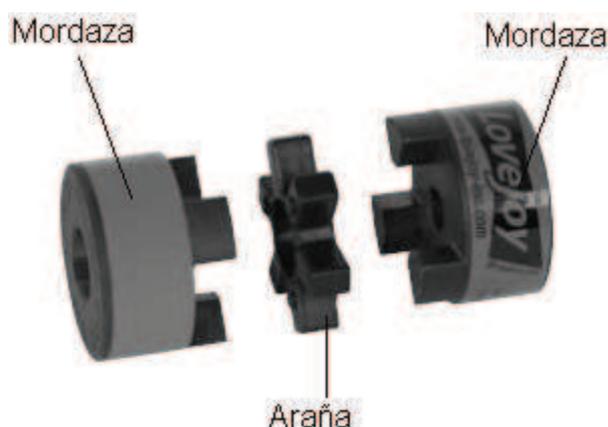


Figura 3.6. Acople flexible y sus partes.

Después de realizar los cálculos sugeridos para la selección de este elemento en el Anexo 8, se decide escoger las partes que se detallan en la Tabla 3.14.

Tabla 3.14. Códigos para las partes del acople flexible.

Acople flexible (Matrimonio) L100	
Parte	Código
Araña	10494
Mordaza que se acopla al eje de la bomba	37243
Mordaza que se acopla al eje del motor	11522

3.3.4.5 Selección de válvulas de seguridad

Un valor que caracteriza un sistema hidráulico es la presión de trabajo, y cuando esta se sale de sus límites puede provocar graves destrozos y accidentes. Para evitar este problema se emplean válvulas de seguridad, que se activan a un valor de presión configurado previamente para proteger los elementos del sistema ya

que es necesario eliminar las posibilidades de que en el cilindro se presente una presión que rebase ampliamente la presión para la cual fue diseñado. Para este sistema ese valor de presión será de 18,6 MPa [2.700 psi], la cual es considerada como la presión máxima a la cual puede operar el sistema. Una vez que se activa la válvula hidráulica se abre una compuerta que direcciona el flujo hacia el depósito aliviando de esta manera la presión del sistema. En base al catálogo Hydraulic Supply Company Stock Products, Anexo 9, se selecciona la válvula con las características que se observa en la Tabla 3.15.

Tabla 3.15. Características de la válvula de seguridad.

Marca	Brand Hydraulics
Número de catálogo	C1GK51
Modelo	RL – 50
Presión máxima de trabajo	21 MPa [3.000 psi]
Rango de ajuste de presión	1 – 21 MPa [150 – 3.000 psi]
Puerto de presión	1/2 NPT
Puerto de tanque	1/2 NPT

La válvula de seguridad seleccionada puede ser calibrada en el rango de ajuste de presión que se muestra en la Tabla 3.15. Para esto se necesita de una línea de presión de fluido y un manómetro, con ayuda del cual se puede observar la presión en la que se activa la válvula. Mediante el tornillo de regulación de la válvula se modifica la longitud del resorte comprimido y de esta forma la presión a la cual la presión vence la fuerza del resorte.

3.3.4.6 Selección de las válvulas direccionales

Para poder utilizar el cilindro hidráulico de doble efecto en el sistema de sujeción se necesita dos válvulas direccionales 4/3 (4 vías y 3 posiciones), una para cada cilindro. Determinado el caudal previamente y con ayuda del catálogo Hydraulic Supply Company Stock Products, Anexo 10, se selecciona la válvula con las características que se observa en la Tabla 3.16.

Tabla 3.16. Características de la válvula direccional.

Marca	Vickers
Tipo	4 vías 3 posiciones de centro flotante
Parte del catálogo	C1AC48
Modelo	DG4V-3S-6C-M-U-B5-60
Presión máxima de trabajo	21 MPa [3.000 psi]
Caudal	3 gpm
Corriente eléctrica	Corriente alterna
Voltaje	120 V
Frecuencia	60 hz
Puertos	3/8 NPT

3.3.4.7 Selección de las válvulas check pilotadas

Las válvulas check pilotadas son seleccionadas con ayuda del mismo catálogo, que consta en el Anexo 11. En base al caudal y presión de trabajo se escoge la válvula check pilotada con las siguientes características de la Tabla 3.17.

Tabla 3.17. Características de la válvula check pilotada.

Marca	Vickers
Modelo	SPC1 – 10 – P – 6T
Presión máxima de trabajo	21 MPa [3.000 psi]
Caudal	12 gpm
Puerto de entrada del piloto	SAE 4
Puerto al cilindro	SAE 6

3.3.4.8 Fluido hidráulico

El fluido que se empleará en este sistema hidráulico será el mismo que se utiliza en los sistemas hidráulicos de los vehículos para trabajo pesado tales como retroexcavadoras, tractores, volquetas, entre otros. Este fluido es el lubricante SAE 10W. Con ayuda del catálogo de la empresa ExxonMobil se ha seleccionado el producto Mobil Delvac Hydraulic 10W, cuyas características se encuentran en el Anexo 12. Para conocer la cantidad de lubricante que es necesario colocar en el depósito del sistema en primer lugar se calcula el volumen de la botella del cilindro hidráulico.

$$V_{CIL} = \left(\frac{\pi \phi_i^2}{4} \right) \times L \quad 3.4$$

Donde L es la carrera del pistón
 V_{CIL} es el volumen del cilindro

$$V_{CIL} = 9,98 \times 10^{-5} m^3 = 99,8 cm^3$$

Como se dijo anteriormente, el sistema hidráulico contiene dos cilindros por lo cual se necesitará el doble de fluido de trabajo

$$V_{2CIL} = 2 \times V_{CIL} = 199,6 cm^3 \quad 3.5$$

Donde V_{2CIL} es el volumen de fluido de trabajo necesario para los dos cilindros del sistema hidráulico

Se considera que la cantidad de fluido de trabajo que se necesita para el funcionamiento del sistema es el quíntuple de la necesaria para llenar los cilindros hidráulicos. De esta forma se tiene que la cantidad necesaria de fluido hidráulico es $1.000 cm^3$ [1 litro].

3.3.4.9 Selección de las válvulas de control de flujo

Para regular el caudal en exceso que se presenta en este sistema hidráulico debido a la bomba seleccionada en la sección 3.3.4.2 es necesario instalar válvulas de control de flujo para poder obtener la velocidad de avance en el vástago del pistón. En este proyecto se necesita dos válvulas de control de flujo, las cuales son seleccionadas de las hojas de catálogo que se muestran en el Anexo 13. Sus características más importantes se exhiben en la Tabla 3.18.

Tabla 3.18. Características de la válvula de control de flujo.

Marca	Deltrol
Número de catálogo	C1CP12
Modelo	EF205
Presión máxima de trabajo	34,5 MPa [5.000 psi]
Caudal	6 gpm
Puerto de entrada y salida	1/4 – 18 NPT
Material	Acero
Coefficiente de capacidad de la válvula (C_v)	0,53

Si bien es cierto la válvula de control de flujo seleccionada no tiene un dispositivo que indique el caudal que permite pasar en las distintas posiciones que tiene su tornillo regulador, pero el valor de caudal que se necesita para esta aplicación puede ser ajustado mediante un método experimental el cual consiste en armar todo el sistema hidráulico y posteriormente accionar la válvula distribuidora, la misma que permitirá el desplazamiento del actuador. Mediante un cronómetro se puede conocer el tiempo que se demora el actuador en recorrer una cierta distancia y con estos datos se puede calcular posteriormente la velocidad. De este modo se puede regular la válvula por medio de su perilla hasta que se ha obtenido la velocidad deseada.

Por otra parte, se debe especificar que este tipo de válvula es la única del circuito que genera pérdidas de presión, las cuales deben ser calculadas para asegurar que a pesar de esto la presión de trabajo sigue siendo suficiente. La pérdida de presión se calcula de la siguiente manera.

$$\Delta P = \gamma \frac{Q_{bomba}^2}{C_v^2} \quad 3.6$$

Donde: γ es la densidad relativa del fluido de trabajo (Según el catálogo del fluido de trabajo $\gamma = 0,878$)

C_v es el coeficiente de válvula.

ΔP es la caída de presión que produce la válvula

Con estos datos se calcula que la caída de presión es 28 psi, la cual es una magnitud mínima que será despreciada ya que la presión máxima de trabajo del sistema es de 2.700 psi.

3.3.4.10 Depósito

En el caso del depósito existen dos posibilidades: se lo puede seleccionar de catálogo o se lo puede fabricar a la medida de las necesidades del sistema. Para este caso se ha optado por diseñar uno a medida. Según el libro Proyecto y construcción de equipos hidráulicos de Mannesmann - Rexroth, el depósito de fluido de trabajo debe tener un volumen capaz de almacenar cinco veces el fluido a utilizar, lo cual querría decir que se debe diseñar un depósito para almacenar 5.000 cm^3 [5 litros]. Por razones constructivas se ha decidido sobredimensionar aún más al depósito a pesar de que esto involucre tener que poner más fluido de trabajo en él. En la Figura 3.7 se muestra al depósito modelado en el programa Autodesk Inventor Professional 2009, y en la Tabla 3.19 se muestra las medidas correspondientes.

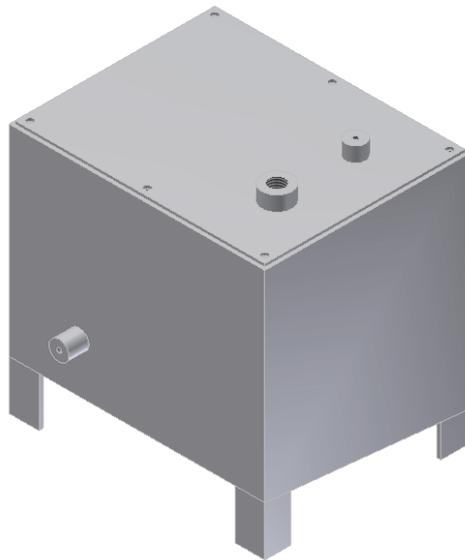


Figura 3.7. Modelo de depósito de fluido de trabajo.

Tabla 3.19. Propiedades generales del depósito de fluido hidráulico.

Largo	250 mm
Ancho	200 mm
Alto	200 mm
Volumen	10.000 cm^3 [10 litros]
Espesor de las paredes	3 mm
Agujero roscado para retorno de fluido	1/4" NPT
Agujero roscado para salida de fluido	1/4" NPT
Agujero roscado para el respiradero	3/4" NPT

Tanto para la entrada como para la salida del fluido de trabajo el depósito debe tener agujeros de rosca cónica para las conexiones de las mangueras además debe tener un agujero de rosca cónica para el respiradero, el cual es un elemento que se selecciona posteriormente. Las tomas pueden ser fabricadas mediante la soldadura de tochos sobre las paredes del depósito que posteriormente deben ser roscados. También se considera de importancia la instalación de un nivel, para conocer la cantidad de fluido que existe sin tener que detener el funcionamiento del sistema. Finalmente, se debe notar que se debe colocar un empaque en la parte de la tapa superior.

3.3.4.10.1 Selección del respiradero

Para que el fluido entre o salga del depósito debe haber un agujero que conecte el interior del recipiente con el medio externo de tal forma que el aire también pueda entrar o salir del mismo. Este agujero no puede estar totalmente descubierto al ambiente ya que daría cabida a impurezas o al vapor de agua, dos elementos que son considerados impurezas en un sistema hidráulico. Para solucionar este problema se debe colocar un elemento llamado respiradero, el cual permite la entrada y salida de aire pero bloquea el paso del vapor de agua y filtra las impurezas. Las características del respiradero seleccionado se observan en la Tabla 3.20. En el Anexo 14 se puede observar con mayor detalle la forma de este elemento.

Tabla 3.20. Características del respiradero del depósito de fluido hidráulico.

Marca	Eaton
Número de parte	MBR1105002486
Conexión	3/4" NPT
Tasa de aire de entrada	473 l/min
Características adicionales	Control de partículas y carcasa resistente a la corrosión.

3.3.4.10.2 Selección del filtro

Este elemento se encarga de evitar que las impurezas que eventualmente puedan entrar al sistema se mantengan en el mismo, de esta manera se puede contribuir con el tiempo de vida útil de los componentes del sistema. Las características

principales del filtro seleccionado se observan en la Tabla 3.21. Los detalles de este filtro se observan en el Anexo 15.

Tabla 3.21. Características del filtro de impurezas del fluido hidráulico.

Marca	Eaton
Ubicación del filtro	Retorno del fluido
Serie	HV3R4SC1JNB1HXX
Conexiones de entrada y salida	SAE 20
Presión máxima	21 MPa [3.000 psi]
Caudal máximo	160 l/min
Rango de temperatura de funcionamiento	-30 – 121°C
Material	Acero y aluminio

3.3.4.11 Manómetros

Como se observa en la Figura 3.2, en el sistema hidráulico de este proyecto se utilizan tres manómetros. El manómetro que se ubica a la salida del grupo motobomba muestra la presión a la que sale el fluido de la bomba. Los otros dos manómetros que se encuentran a la entrada de los cilindros hidráulicos deben indicar la fuerza que está ejerciendo el actuador sobre las mordazas durante el ajuste de las probetas. Para esto es necesario cambiar la carátula del manómetro para que traduzca las unidades de presión a unidades de fuerza, para lo cual se debe utilizar como dato el área del pistón. El Laboratorio de Termodinámica de la Escuela Politécnica Nacional ofrece el servicio de cambio de carátula para manómetros. El catálogo del manómetro consta en el Anexo 16, sus características pueden ser observadas en la Tabla 3.22.

Tabla 3.22. Características de los manómetros.

Marca	Ashcroft
Modelo	631008AL02L4000#
Tamaño	2,5"
Rango	27,6 MPa [4.000 psi]
Diseño del dial	Lleno de líquido
Conexión	1/4 NPT

3.3.4.12 Mangueras

Las mangueras son los ductos por los cuales el fluido hidráulico va de un dispositivo del sistema a otro. Para seleccionar la manguera que será utilizada, en primer lugar se debe establecer cuál es la velocidad recomendada para el fluido. En base a la información de la página 53 del libro Handbook of Hydraulic Fluid Technology, se determina que la velocidad adecuada es 6,1 m/s [20 ft/s]. Además se tiene como dato que el caudal es el correspondiente al máximo que puede ofrecer la bomba, es decir 3,1 gpm [10]. Es preciso acotar que existen partes del sistema por las cuales no pasa este caudal tan alto pero por practicidad se debe construir todo el sistema con el mismo tipo de manguera.

De esta manera se puede calcular el diámetro interno necesario para la manguera mediante la siguiente fórmula [10].

$$DI = \sqrt{\frac{4 \times 0,3208 \times Q_{bomba}}{\pi \times V_{fluido}}} \quad 3.7$$

Donde: Q_{bomba} es el caudal máximo que puede entregar la bomba (gpm)

V_{fluido} es la velocidad recomendada para el fluido en la línea de presión (ft/s)

DI es el diámetro interno de la manguera (pulgadas)

Se obtiene como resultado que se necesita una manguera de diámetro interno igual a 0,25 pulgadas. Para la selección de la misma se utiliza el catálogo que consta en el Anexo 17. Las características de la tubería seleccionada se muestran en la Tabla 3.23.

Tabla 3.23. Características de la manguera seleccionada para el sistema hidráulico.

Marca	INTERTRACO
Código	Flex IT / SC216
Diámetro interno	6,25 mm [1/4"]
Diámetro externo	14,2 mm
Presión de trabajo	40 MPa [5.800 psi]
Presión mínima de rotura	160 MPa [23.200 psi]
Radio mínimo de curvatura	51 mm
Rango de temperatura de trabajo	- 40 hasta 100°C

Un factor importante en la selección de esta manguera fue el radio mínimo de curvatura que se puede alcanzar con la misma. Este valor tiene una especial relevancia ya que es un indicativo de que la manguera no es tan rígida y que podrá adaptarse de mejor manera al sistema en el momento del montaje. Para finalizar, se debe indicar que las mangueras se adquieren bajo pedido, con la longitud solicitada y con los terminales ya instalados en sus extremos, esto debido a que los acoples deben ser prensados en la manguera. Empresas como Servimanguera se dedican a este tipo de actividad.

3.3.4.13 Acoples del sistema hidráulico

En los sistemas hidráulicos el fluido de trabajo circula mediante tuberías, las cuales se unen con las diferentes válvulas, accesorios y entre sí con acoples. En la Tabla 3.24 se muestra todos los tipos de terminales necesarios para las mangueras.

Tabla 3.24. Terminales necesarios para la construcción del sistema hidráulico.

Número	Accesorio
28	1/4" NPT macho
6	1/4" NPT hembra
1	SAE 12 macho
1	SAE 10 macho
2	1/2" NPT macho
6	3/8" NPT macho
4	SAE 6 macho
4	SAE 4 macho

Los acoples (accesorios) necesarios se enlistan en la Tabla 3.25.

Tabla 3.25. Acoples necesarios para la construcción del sistema hidráulico⁴⁵.

Número	Accesorio
1	Cruz 1/4" NPT
4	Acople macho 1/4" - hembra 1/4"
4	Acople rápido 1/4"
2	Reductor SAE 4 hembra a 1/4" NPT macho
7	Junta en T 1/4"

⁴⁵ La ubicación de los acoples en el sistema se muestra en el esquema del Anexo 18.

Como se puede ver en la Tabla 3.25, para las conexiones del cilindro hidráulico se utilizarán acoples rápidos. Se ha tomado esta decisión para evitar la molesta tarea de ajustar y aflojar las conexiones con una llave cada vez que se desee montar el sistema hidráulico de sujeción en la máquina universal de ensayos a pesar de que para las condiciones de este sistema represente una pérdida de 28 psi. También se debe acotar que no todos los elementos enlistados constan en un catálogo debido a que son acoples hidráulicos comunes que no necesitan un proceso de selección minucioso.

3.3.4.14 Control del sistema hidráulico

El sistema hidráulico de sujeción debe tener un panel de control que permita manejar todas las funciones del sistema mediante botones. Para esto se utilizará una botonera móvil, la cual permitirá que el operador pueda controlar el sistema y al mismo tiempo colocar la probeta para que sea sujeta por las mordazas. En la Figura 3.8 se observa un modelo del control desarrollado en el programa Autodesk Inventor Professional 2009.

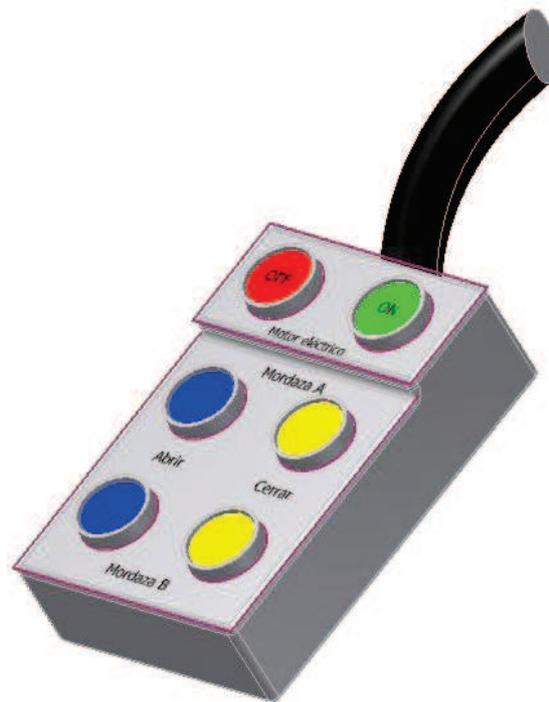


Figura 3.8. Control del sistema hidráulico de sujeción.

El control será móvil pero alámbrico. En él existirán seis botones, dos de ellos deben controlar al motor eléctrico que acciona la bomba hidráulica y los cuatro restantes deben controlar las acciones de las válvulas direccionales de la mordaza superior e inferior. Finalmente se debe indicar que los dos manómetros, que en el diagrama fueron ubicados a la entrada de los cilindros, deben ubicarse en un tablero que se encuentre en la parte frontal de la máquina de ensayos para poder verificar la fuerza de ajuste con facilidad.

3.3.5 CARACTERÍSTICAS FINALES DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE SUJECCIÓN

Después de haber concluido con el diseño mecánico e hidráulico del sistema de sujeción es preciso realizar una tabla de características generales del sistema. El objetivo principal es comprobar si se ha cumplido con todos los requerimientos planteados para el diseño. En la Tabla 3.26 se detallan los datos físicos más importantes de una de las mordazas hidráulicas del sistema y en la Tabla 3.27 se muestra las características del sistema hidráulico en combinación con el sistema mecánico de sujeción.

Tabla 3.26. Características físicas del sistema hidráulico de sujeción.

Características geométricas		
Característica	Valor en diseño actual	Requerimiento
Dimensiones generales	Ancho: 190 mm	Máximo 506 mm
	LDS ⁴⁶ : 265 mm	Máximo 266 mm
	Profundidad: 125 mm	Máximo 358 mm
Peso	21,8 kg [48 lb]	Máximo 23 kg [50 lb]
Apertura máxima entre mordazas	7,5 mm	Mínimo 5 mm
Apertura mínima entre mordazas	0 mm	0 mm
Carrera vertical	22 mm	-

⁴⁶ El valor de LDS no incluye al tornillo de anclaje a la máquina debido a que este atraviesa al puente y no ocupa espacio dentro del marco de carga.

Tabla 3.27. Características del sistema hidráulico en combinación del sistema mecánico de sujeción.

Características del sistema hidráulico		
Característica	Valor en diseño actual	Requerimiento
Presión	Presión de la bomba: 20,7 MPa [3.000 psi]	17,2 MPa [2.500 psi]
	Presión de trabajo: 17,2 MPa [2.500 psi]	
	Presión máxima en el sistema 18,6 MPa [2.700 psi]	
Caudal de trabajo	3,1 gpm ⁴⁷	Mínimo 0,41 gpm
Fuerza en la carrera de ajuste de probetas	Hasta 78,2 kN [17.578 lb]	Mínimo 19,2 kN [4.316 lb]
Fuerza en la carrera de liberación de probetas	Hasta 74,7 kN [16.800 lb]	Mínimo 74,7 kN [16.800 lb]
Velocidad del actuador en la carrera de ajuste de probetas	1,5 mm/s	1,5 mm/s
Velocidad del actuador en la carrera de liberación de probetas	3 mm/s	3 mm/s

⁴⁷ Como se puede observar, el caudal de la bomba seleccionada supera ampliamente al caudal necesario. Para solucionar estos inconvenientes se ha colocado válvulas de control de flujo, ver sección 3.3.4.9.

CAPÍTULO 4

FABRICACIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE SUJECCIÓN

En este capítulo se definirá el orden en el cual las diferentes partes que componen el sistema hidráulico de sujeción deben ser fabricadas. Posteriormente se delimitarán los métodos más indicados para realizar pruebas previas de funcionamiento de las partes más importantes del sistema conforme son fabricadas mediante instrumentos sencillos y con ayuda de las mismas máquinas del LAEV. Una vez establecido el proceso de verificación de propiedades de las partes se establecerán todos los pasos del montaje del sistema hidráulico de sujeción así como la instalación del mismo en la máquina universal de ensayos. Finalmente se explicará el control, uso y mantenimiento del sistema.

4.1 GENERALIDADES DE LA FABRICACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE SUJECCIÓN

Tal como se observó en el capítulo 2, todos los elementos que forman parte del sistema hidráulico de sujeción cumplen con funciones diferentes, lo cual hace que no estén sometidos al mismo tipo ni magnitud de cargas y que por consiguiente no sufran el mismo tipo de esfuerzos. En base a esto y a los esfuerzos calculados anteriormente (en el mismo capítulo 2) se ha realizado la selección de: materiales, tratamientos especiales y maquinados para cada una de las partes. Todos los detalles de la fabricación de las partes constan en el plano de taller y hoja de procesos respectiva. Adicionalmente en la Tabla 4.1 se muestra un resumen de las operaciones más relevantes para la fabricación de cada una de ellas.

Tabla 4.1. Generalidades de la fabricación de las partes del sistema hidráulico.

Parte	Material	Maquinado	Tratamiento térmico	Tratamiento superficial
Mordazas	AISI 4340	Fresado, limado, taladrado, roscado a mano	Temple de 830 a 860°C y enfriamiento al aceite, baño de sal de 180 a 220°C.	No
Cuerpo de planos inclinados	AISI 4340	Fresado, taladrado	No	No
Acople transmisor de movimiento	AISI 4340	Torneado, moleteado, taladrado, roscado	No	No
Cilindro hidráulico	AISI 1045	Torneado, bruñido	No	No
Vástago del cilindro hidráulico	AISI 4340	Torneado	No	Cromado
Perno de anclaje	AISI 1045	Torneado	No	No

Como se observa en la Tabla 4.1, para la construcción de este sistema se deben utilizar dos tipos de acero, los cuales son el AISI 1045 y 4340. El acero AISI 1045 será utilizado para aquellas partes que no están sometidas a altos esfuerzos y que su geometría no pueda verse comprometida por las deformaciones ocasionadas por las cargas sobre el mismo. Por otro lado, el acero AISI 4340 será utilizado para la fabricación de partes que tengan que soportar esfuerzos de gran magnitud y su geometría no pueda ser mayormente manipulada para aumentar su factor de seguridad. Este es el caso de las mordazas, el cuerpo de planos inclinados, el acople transmisor de movimiento y el vástago del cilindro hidráulico. En la Tabla 4.1 también se puede observar que solo las mordazas de sujeción necesitan de tratamiento térmico. Esto se debe a que el acero AISI 4340 sale de fábrica en estado bonificado cuya dureza promedio es de 35 HRC según el catálogo de BOHLER y en los requerimientos de diseños detallados en capítulo 2 se estableció que es necesario tener una dureza de 55 HRC para evitar cualquier tipo de deformación o indentación en cualquiera de las caras de las mordazas. Como solución se debe realizar un tratamiento de temple bajo los datos

especificados en la Tabla 4.1. De este modo se obtendrá una dureza de hasta 56 HRC.

Existe otra parte del sistema que tiene un proceso de fabricación particular, este es el vástago del cilindro. A pesar de que el maquinado es sencillo, a esta pieza debe realizársele un tratamiento de cromado. Esto sirve para disminuir el rozamiento con los sellos de la tapa del cilindro hidráulico, aumentar su dureza superficial, evitar el desgaste de la pieza y protegerla de la corrosión. Según el propietario de la empresa MEQSELECTIVE, Ing. César Mejía, un espesor de cromado adecuado para esta pieza está alrededor de las 30 micras.

Finalmente, al cuerpo que contiene a las mordazas y al cilindro hidráulico se les aplicará una capa de pintura que cumplirá con la importante función de proteger estos elementos de ambientes agresivos que puedan iniciar procesos de corrosión.

4.2 SECUENCIA DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE SUJECCIÓN

Después de haber establecido los materiales, dimensiones, y geometría de los elementos se debe definir un plan de fabricación. La fabricación del sistema hidráulico de sujeción debe realizarse pieza por pieza. Este proceso debe basarse en los planos de cada parte y en su hoja de procesos correspondiente. Además la fabricación debe tener un orden específico, este se indica a continuación:

1. Mordazas (Planos 2655 – 003 y 2655 – 008)
2. Acople transmisor de movimiento (Plano 2555 – 009)
3. Cilindro hidráulico (2655 – 002)
 - Vástago (Plano 2655 – 011)
 - Tapa posterior (Plano 2655 – 005)
 - Tapa anterior (Plano 2655 – 006)
 - Pistón (Plano 2655 – 010)
 - Cilindro (Plano 2655 – 002 – 02)
4. Perno de anclaje (Plano 2655 – 004)
5. Cuerpo de planos inclinados que contiene las mordazas (Plano 2655 – 007)
6. Resortes de retorno a posición inicial de las mordazas

Para construir las partes del sistema se deben revisar todos los detalles que constan en cada uno de los planos presentes en el Anexo 19 y las hojas de proceso que se muestran en el Anexo 20.

4.3 PROTOCOLO DE PRUEBAS

En los capítulos 2 y 3 se describieron las funciones que tienen cada una de las partes que conforman a los sistemas mecánico e hidráulico respectivamente. A pesar de que todas las partes fueron diseñadas bajo la suposición de que estas actúan en los casos extremos de funcionamiento, siempre es necesario realizar una serie de pruebas que confirmen la calidad de dichas piezas. Estas pruebas deben ser realizadas de forma ordenada y paralela al proceso de fabricación (conforme se fabriquen las piezas) para verificar de forma temprana cualquier inconveniente ya sea de la cinemática o de diseño del mismo, lo cual ayudará a ahorrar tiempo, dinero y recursos en general. Cabe indicar que este protocolo de pruebas solo se realizará para uno de los sistemas hidráulicos de mordazas, esto debido a que el sistema de sujeción que se diseña en este proyecto está compuesto por dos mordazas del mismo tipo.

4.3.1 VERIFICACIÓN CINEMÁTICA DEL CONJUNTO MORDAZAS Y ACOPLE TRANSMISOR DE MOVIMIENTO

El objetivo principal de esta prueba es verificar la cinemática del mecanismo compuesto por el vástago del cilindro hidráulico, el acople transmisor de movimiento, las mordazas de sujeción y el cuerpo que contiene a las mordazas. Las dos mordazas deben deslizarse sobre los planos inclinados del cuerpo de forma simétrica. Para realizar estas pruebas se utilizará los siguientes elementos:

- Modelo de cuerpo que contiene a las mordazas (ver Figura 4.1)
- Modelo de vástago del cilindro hidráulico (ver Figura 4.3)
- Mordazas izquierda y derecha
- Acople transmisor de movimiento

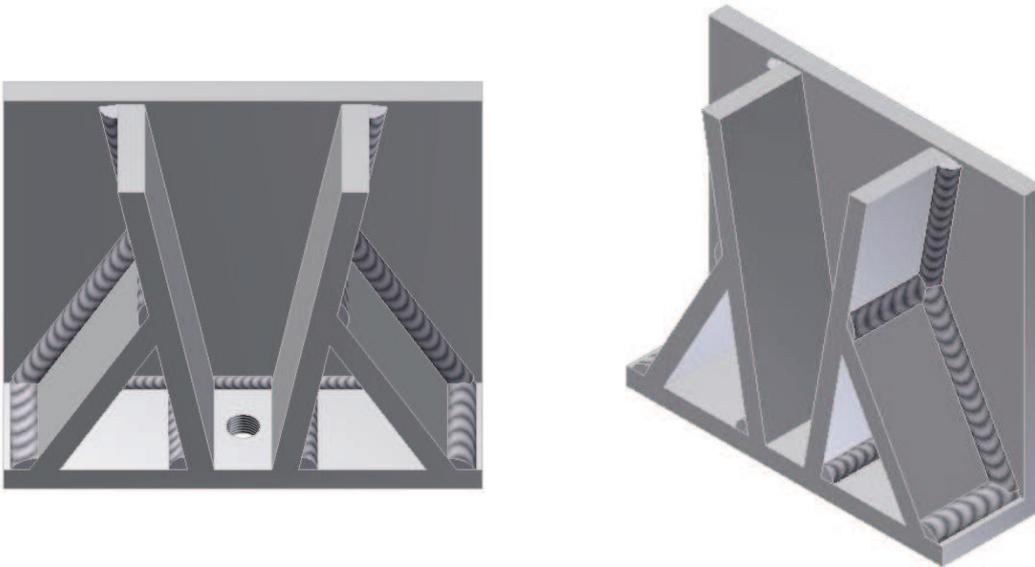


Figura 4.1. Dos perspectivas diferentes del modelo de cuerpo que contiene a las mordazas para protocolo de pruebas.

La estructura que se muestra en la Figura 4.1 será construida a partir de placas de acero ASTM A36 de media pulgada de espesor, mediante las cuales se logrará la robustez que necesita este dispositivo de pruebas. Cabe citar que este elemento fue analizado por el método de los elementos finitos en el programa Autodesk Inventor Professional 2009⁴⁸. Para conformar la estructura las placas serán soldadas entre sí tal como se indica en la Figura 4.1 mediante el procedimiento SMAW y con electrodo E6010.

Se debe tener en cuenta que a diferencia del cuerpo original, este modelo debe tener unos planos inclinados más largos para comprobar el funcionamiento y que no se topen las mordazas en la placa base antes de cerrarse.

Las medidas de este elemento se observan en la Figura 4.2.

⁴⁸ Las imágenes de la simulación no se muestran debido a que se consideran intrascendentes.

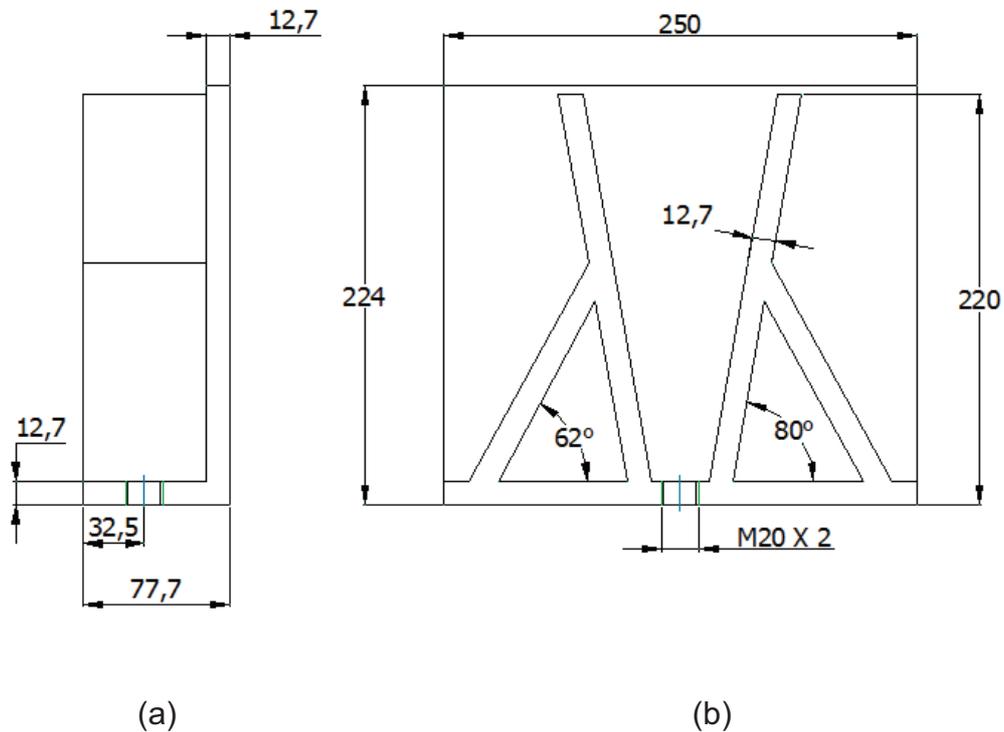


Figura 4.2. Vista lateral (a) y vista frontal (b) del modelo de cuerpo que contiene a las mordazas para protocolo de pruebas.

El elemento que simulará al vástago del cilindro y que se muestra en la Figura 4.2 será construido a partir de una varilla lisa de acero ASTM A36 de diámetro igual al del vástago original del cilindro hidráulico, es decir 16 mm. También tendrá ambos extremos roscados, el un lado con rosca M16 de paso 1,5 y longitud 12 mm para poder acoplar el transmisor de movimiento, y del otro lado debe tener una rosca M16 de paso 2 y longitud 12 mm que servirá para ensamblar el equipo necesario para la siguiente prueba. La longitud del modelo de vástago debe ser de 170 mm. En la Figura 4.3 se observa la forma de esta parte.



Figura 4.3. Modelo de vástago para protocolo de pruebas.

Una vez que ya se tiene las cuatro partes enumeradas anteriormente, se ensambla el conjunto, el cual debe quedar como se observa en la Figura 4.4.

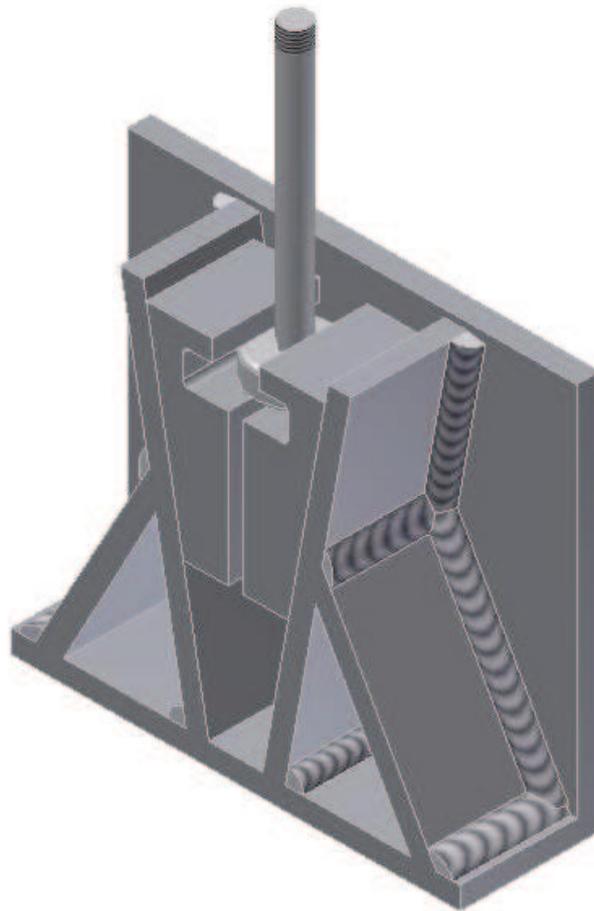


Figura 4.4. Conjunto para pruebas cinemáticas.

El procedimiento de la verificación cinemática del mecanismo es el siguiente:

1. Colocar el conjunto de pruebas sobre una superficie plana.
2. Tomar con la mano el modelo de vástago del cilindro hidráulico y moverlo en dirección vertical descendente.
3. Observar cualquier tipo de irregularidad en la carrera del mecanismo.
4. Mover el modelo de vástago del cilindro hidráulico en dirección vertical ascendente hasta retornar a la posición original.
5. Cuando se mueve el vástago en dirección vertical ascendente las mordazas no se mantienen en contacto con los planos inclinados, por lo cual se debe realizar esta tarea manualmente.
6. Repetir los pasos anteriores hasta verificar el correcto funcionamiento del mecanismo.

4.3.2 VERIFICACIÓN DEL SISTEMA DURANTE EL AJUSTE DE LA PROBETA

El objetivo de esta prueba es evaluar la respuesta mecánica y cinemática del sistema durante el ajuste de una probeta. Para esta prueba se partirá del modelo usado en la prueba anterior y se le adicionará elementos para poder aplicar fuerza en la máquina universal de ensayos, ver Figura 4.5. Se añadirá una placa base que servirá para anclar este modelo en el puente fijo de la máquina universal de ensayos de un lado, además una placa centradora, una varilla delgada, una placa de ajuste y una tuerca. Se utilizará una pequeña placa de acero con un espesor de 3 mm, la cual servirá para simular una probeta, ver Figura 4.6.

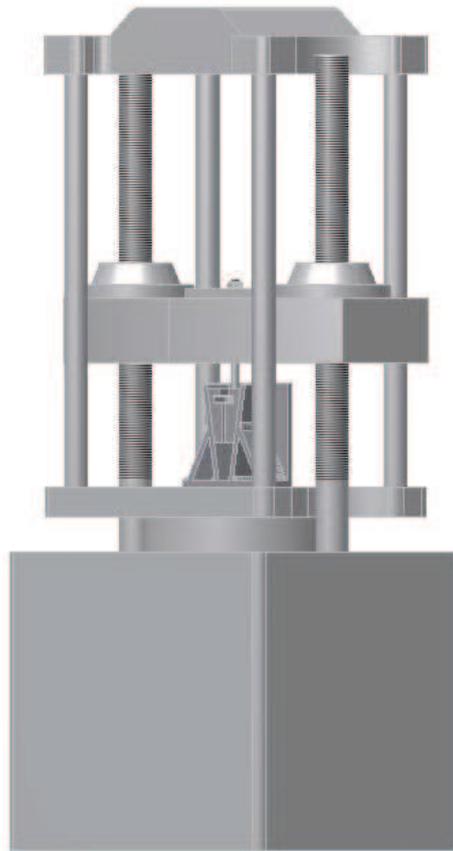


Figura 4.5. Conjunto para pruebas cinemáticas montado en la máquina universal de ensayos.



Figura 4.6. Prueba de sujeción de probeta en el marco de compresión de la máquina universal.

La prueba se debe realizar en el marco de compresión de la máquina universal de ensayos marca Tinius Olsen modelo Súper L y se describe en los siguientes pasos:

1. Enroscar el modelo de vástago de sujeción a la placa base y al acople transmisor de movimiento.
2. Colocar la varilla roscada en el reverso de la placa base.
3. Ubicar la placa centradora sobre el reverso de la placa base.
4. Ubicar este conjunto en la parte inferior del puente fijo de la máquina universal de ensayos y sujetar con la placa de ajuste y la tuerca.
5. Colocar el modelo del cuerpo sobre la superficie inferior del puente móvil de la máquina universal de ensayos. Se debe tener como referencia la posición del acople transmisor de movimiento.
6. Ubicar las mordazas sobre los planos inclinados y en contacto con el acople transmisor de movimiento.
7. Mover el puente fijo de la máquina universal de ensayos hasta que ajuste la muestra de material.
8. Utilizar la máquina de ensayos para cargar en compresión al modelo con una fuerza de 6,7 kN [1.500 lb] que representa aproximadamente la tercera parte de la capacidad que debe tener el sistema original.

4.3.3 VERIFICACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DURANTE LA LIBERACIÓN DE LA PROBETA

El objetivo de esta prueba es verificar el comportamiento mecánico y cinemático de las mordazas y del acople transmisor de movimiento durante la liberación de una probeta después de un ensayo. Para esto se simulará una situación en la cual la probeta se encuentre atascada entre las mordazas después de haberse roto, esto puede lograrse al producir un atascamiento mecánico voluntario. Se conoce experimentalmente que existe una mayor probabilidad de que las mordazas se atasquen cuando la longitud de la sección de sujeción de la probeta no cubre toda la mordaza. Es por esto que para esta prueba se utilizará un pedazo de acero de 3 mm cuya longitud será de 20 mm; de esta manera, al

sujetar la probeta con las mordazas con una fuerza considerable se producirá un atascamiento mecánico. Esto puede realizarse con ayuda del marco de compresión de la máquina universal de ensayos. La fuerza mediante la cual se provoca el atasque debe ser como máximo la misma fuerza que se utilizó para el ensayo de ajuste de la probeta.

Una vez que se ha logrado atascar las probetas se debe retirar el equipo de pruebas del marco de compresión y llevarlo al marco de tracción. Los pasos a seguir en este proceso son los siguientes:

1. Colocar el conjunto que simula al vástago del pistón en la superficie inferior del puente móvil en el marco de tracción de la máquina. Utilizar la placa centradora y ajustar el conjunto tal como se lo realiza en la prueba anterior.
2. Ubicar el modelo del cuerpo en la superficie superior del puente fijo.
3. Ajustar el modelo del cuerpo por medio de la varilla lisa roscada, la placa de ajuste, la placa centradora y la tuerca.
4. Mediante el motor eléctrico mover el puente fijo hasta que el actuador encaje en los canales de las mordazas.
5. Utilizar el marco de tracción de la máquina universal de ensayos para liberar la probeta y las mordazas atascadas.
6. Verificar el comportamiento mecánico y cinemático del conjunto.

Se debe tener en cuenta que el modelo del cuerpo debe tener un agujero roscado tipo M20 de paso 2, tal como se observa en la Figura 4.1, para poder sujetar la varilla, placas y tuerca que permiten anclar el cuerpo al puente fijo de la máquina universal de ensayos. En la Figura 4.7 se muestra el montaje para realizar esta prueba.



Figura 4.7. Conjunto para prueba de liberación de probeta montado en la máquina universal de ensayos.

En la Figura 4.8 se muestra la disposición de la muestra durante el desatasque de la porción de material.

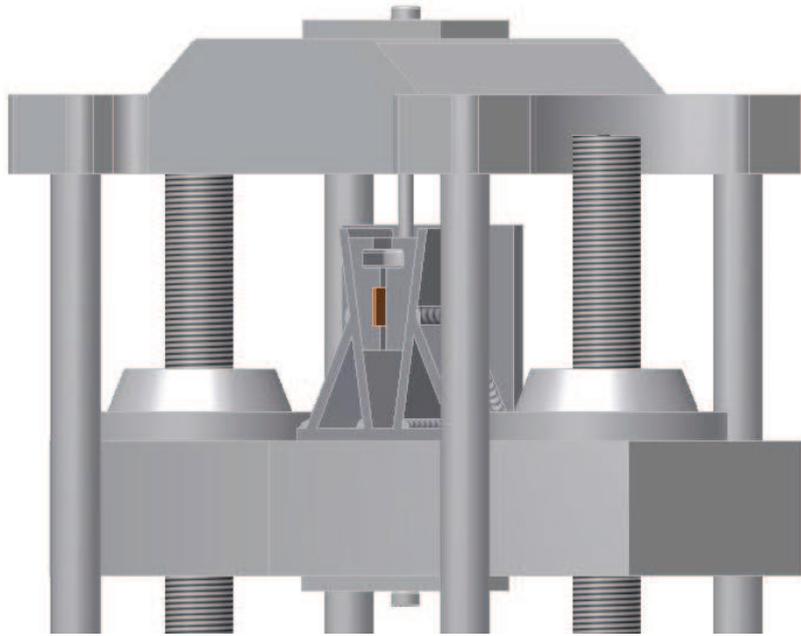


Figura 4.8. Prueba de liberación de la probeta en el marco de tracción de la máquina universal de ensayos.

4.3.4 VERIFICACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cilindro hidráulico está compuesto por varias piezas que deben ser ensayadas individualmente. A continuación se analiza en detalle cada una de ellas.

Vástago

Como se indicó en el capítulo 2, el vástago estará sometido a grandes esfuerzos en caso de existir un atascamiento. Por lo tanto, para probar este elemento se ha visto conveniente realizar un ensayo de tracción. La fuerza máxima a la cual puede estar sometido este elemento durante su funcionamiento es 74,88 kN [16.834 lb] por lo cual se estima que el ensayo de tracción que se realice sobre este elemento debe contemplar llegar como máximo hasta los 74,88 kN y mantener esta fuerza por 5 minutos.

Para sujetar el elemento a los puentes fijo y móvil en el marco de tracción de la máquina universal de ensayos se debe utilizar un sistema de platos de sujeción para pernos y ejes que existe en el LAEV. La forma de este kit para ensayos una vez montado con el vástago es como se observa en la Figura 4.9. Este ensayo también permitirá comprobar si el número de hilos en la sección roscada es el

adecuado. Este conjunto debe sujetarse de los pernos extremos mediante las mordazas acanaladas en el marco de tracción de la máquina de ensayos.



Figura 4.9. Conjunto para ensayo de pernos y ejes en la máquina universal de ensayos.

Pernos

A pesar de que estos elementos no serán fabricados, sería adecuado realizar una prueba de los mismos y comprobar que trabajan bien a la mitad de la fuerza del ensayo, es decir 45,5 kN [10.000 lb]. Estos elementos deben ser ensayados mediante el sistema que se muestra en la Figura 4.8.

Cilindro hidráulico

Una vez fabricados todos los elementos que componen al cilindro hidráulico, se ensambla el mismo de tal forma que quede listo para su conexión al sistema hidráulico. Para comprobar si el cilindro fue correctamente ensamblado se debe realizar una prueba con el mismo sistema y fluido de trabajo que permita verificar la estanqueidad en las juntas entre el cilindro y sus tapas. Los elementos necesarios para llevar a cabo esta prueba son los mismos que los del sistema que se diseñó en el capítulo 3 pero solo para un cilindro:

Las instrucciones para realizar la prueba son las siguientes:

1. Armar el circuito hidráulico que se muestra en la Figura 3.2. y posteriormente verificar que las conexiones estén bien hechas.
2. Encender el motor eléctrico del sistema hidráulico y luego accionar la válvula distribuidora hasta su posición 1.
3. Presurizar el lado A del cilindro hidráulico hasta que el manómetro indique 17,2 MPa [2.500 psi].
4. Retornar a la posición 0 de la válvula distribuidora y dejar presurizado el cilindro por cinco minutos. Durante este tiempo verificar cualquier tipo de fuga en la junta de las tapas del cilindro.
5. Accionar la válvula distribuidora hasta su posición 2. Hacer esto hasta que el manómetro indique 17,2 MPa [2.500 psi].
6. Retornar a la posición 0 de la válvula distribuidora y dejar presurizado el cilindro por cinco minutos. Durante este tiempo verificar cualquier tipo de fuga en la junta de las tapas del cilindro.

Velocidad del actuador

El actuador del sistema hidráulico es el vástago en conjunto con el acople transmisor de movimiento. La velocidad de estos dos elementos se regula mediante la válvula reguladora de caudal. Para comprobar que la velocidad del actuador es la adecuada para las funciones del sistema se realiza una prueba con los siguientes pasos:

1. No conectar el sistema hidráulico con el mecánico. Tomar el sistema hidráulico tal como fue descrito en el capítulo 3 pero con un solo cilindro.
2. Encender el motor eléctrico del sistema hidráulico y luego accionar la válvula distribuidora hasta su posición 1.
3. Con la ayuda de un cronómetro tomar el tiempo que toma el actuador para efectuar la carrera de ajuste de la probeta.
4. Accionar la válvula distribuidora hasta su posición 2.
5. Con la ayuda de un cronómetro tomar el tiempo que toma el cilindro hidráulico para efectuar la carrera de liberación de la probeta.
6. Usar los datos de la longitud de carrera para calcular la velocidad del actuador en cada una de las carreras.

7. Repetir este proceso tres veces para verificar la velocidad del actuador en cada una de las carreras.

4.3.5 VERIFICACIÓN DEL PERNO DE ANCLAJE

Debido a que este elemento fijará todo el sistema a la máquina universal de ensayos, es necesario verificar el funcionamiento del mismo bajo la carga máxima. Para esto se debe realizar un ensayo de tracción manteniendo la carga máxima de trabajo, es decir a 89 kN [20.000 lb], durante cinco minutos. Se utilizará también los mismos dispositivos de ensayo que se utilizaron para ensayar el vástago, la diferencia es que en esta ocasión los platos deben tener agujeros adecuados para alojar pernos de mayor diámetro para el ensayo. En la Figura 4.8 se muestra el montaje del perno en el sistema de ensayos.

4.3.6 VERIFICACIÓN MECÁNICA Y CINEMÁTICA DEL CUERPO QUE CONTIENE A LAS MORDAZAS

El cuerpo que contiene a las mordazas es uno de los elementos más importantes del sistema. Por esta razón sus propiedades geométricas y mecánicas deben ser comprobadas. Para realizar las pruebas en el mismo se deberá ensamblar todo el sistema, de manera que pueda ser fijado en la máquina universal de ensayos, como se muestra en la Figura 4.10.



Figura 4.10. Mordaza hidráulica de sujeción montada en el marco de tracción de la máquina universal de ensayos.

La cinemática del sistema se comprueba al accionar el mecanismo compuesto por el vástago, acople transmisor de movimiento, mordazas y el cuerpo que las contiene, mediante el cilindro hidráulico del sistema. En esta prueba se debe observar si existe algún tipo de atasco inesperado o alguna irregularidad en el funcionamiento del mecanismo. Por otra parte, para comprobar la resistencia mecánica del cuerpo que contiene a las mordazas, se debe colocar una probeta entre las mordazas y ajustarla mediante el cilindro hidráulico hasta que la fuerza que reporte el indicador sea de 3.000 lb, la misma que es la fuerza necesaria para sujetar la probeta para un ensayo de tracción.

4.3.7 VERIFICACIÓN DE LA DUREZA DE LAS MORDAZAS DE SUJECCIÓN

En el proceso de fabricación de las mordazas uno de los parámetros más importantes a tomar en cuenta es su dureza. Después de haber realizado el tratamiento térmico de temple necesario para mejorar las propiedades del acero AISI 4340 en estado de suministro bonificado y una vez transcurrido un tiempo prudente se realiza el ensayo de dureza en la escala Rockwell C. Los pasos para realizar dicho ensayo son los siguientes:

1. Calibrar el equipo y colocar el indentador adecuado para realizar una medición de dureza en escala Rockwell C.

2. Colocar la mordaza sobre el plato donde se coloca las muestras.
3. Verificar que la cara que será indentada sea paralela al plato sobre el cual fue apoyada. Verificar además que la punta del indentador vaya a actuar de forma perpendicular sobre la superficie a ensayar.
4. Girar el tornillo de posicionamiento hasta que la mordaza haga contacto con el indentador y posteriormente la aguja del dial marque SET.
5. Impulsar suavemente hacia arriba la palanca que se ubica a la derecha del equipo.
6. Esperar durante 15 s y después impulsar suavemente la palanca hacia abajo.
7. Tomar la lectura de dureza que se muestra en el dial.

Este proceso debe repetirse en cinco ocasiones durante las cuales se debe verificar la repetitividad de las medidas obtenidas.

4.3.8 VERIFICACIÓN DE LOS RESORTES PARA EL RETORNO DE LAS MORDAZAS

El funcionamiento de los resortes que permiten que las mordazas retornen a sus posiciones iniciales (ver Figura 2.52) será comprobado en el mismo sitio en el cual será utilizado. A continuación se describen los pasos para esta prueba.

1. Sin colocar el sistema hidráulico de sujeción en la máquina universal de ensayos, instalar los resortes en las mordazas y el cuerpo que las contiene.
2. Accionar el sistema hidráulico de tal forma que se produzca una carrera de sujeción de probeta. Llevar las mordazas hasta su posición más baja.
3. Accionar el sistema hidráulico para que se produzca una carrera de liberación de la probeta y llevar a las mordazas hasta su posición más alta.
4. Revisar que los resortes colocados ejerzan la fuerza necesaria para que las mordazas se mantengan en contacto con los planos inclinados del cuerpo.

4.3.9 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE SUJECIÓN

Verificación de ajuste de la probeta y ensayo de tracción

El objetivo principal de esta prueba es comprobar si la fuerza de 13,3 kN [3.000 lb] es la fuerza de ajuste apropiada para contrarrestar el deslizamiento de la probeta al inicio del ensayo de tracción. Es importante que esta prueba sea realizada en una máquina universal de ensayos digitalizada como la máquina que se encuentra en el LAEV. Esto permitirá apreciar en el monitor la gráfica carga vs. deformación del ensayo para poder constatar si es que existe deslizamiento entre las mordazas y la probeta. El procedimiento es el siguiente:

1. Montar el sistema hidráulico de sujeción en el parte superior del puente móvil.
2. Montar las mordazas de sujeción planas en el puente fijo.
3. Colocar una probeta para ensayo de tracción de acero ASTM A588 de 0,7 mm de espesor en el marco de tracción de la máquina universal.
4. Ajustar la probeta en ambos sistemas de sujeción como se observa en la Figura 4.11.
5. Iniciar el ensayo de tracción y observar en el monitor la curva carga vs. deformación.
6. Identificar si es que se produce deslizamiento de la probeta en el sistema hidráulico de sujeción.

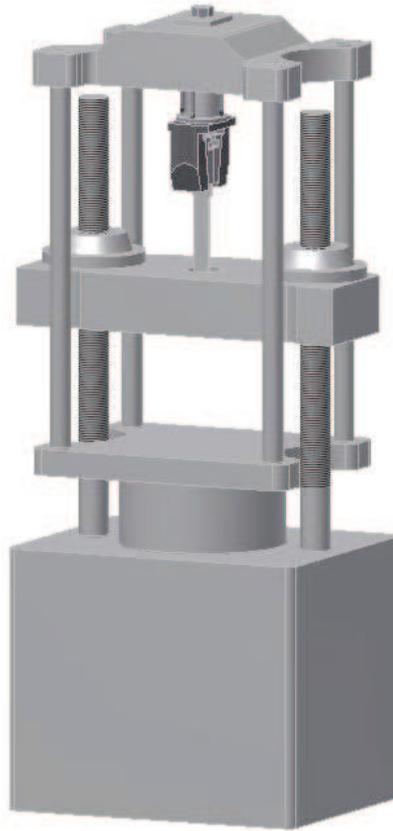


Figura 4.11. Mordaza hidráulica de sujeción montada en el marco de tracción de la máquina universal de ensayos.

Con el objeto de observar la respuesta del sistema hidráulico de sujeción se ensayará probetas de tres distintos espesores, las cuales serán de 0,7; 3 y 5 mm. El material del cual estén hechas las probetas debe ser lo suficientemente resistente como para exigir al sistema y hacer que este llegue hasta sus límites máximos de operación, por ejemplo el acero estructural ASTM A588.

Verificación de la respuesta del sistema ante un eventual atascamiento

Para simular un atascamiento se realizará un ensayo de tracción a una probeta de acero estructural ASTM A588 de un espesor de 5 mm. El ensayo será detenido de forma brusca cuando la fuerza que esté ejerciendo la máquina de ensayos universal sea aproximadamente el 80% de la carga máxima para la que fue diseñado el sistema. Posteriormente a esto, se accionará el sistema hidráulico para liberar la probeta.

4.4 MONTAJE

El montaje del sistema hidráulico de sujeción para la máquina universal de ensayos debe realizarse en dos partes, las cuales se describen a continuación:

Montaje del sistema hidráulico de sujeción

1. Conectar el sistema hidráulico de acuerdo con lo estipulado en el circuito que se muestra en la Figura 3.2.
2. Colocar la tapa anterior del cilindro hidráulico sobre el cuerpo de mordazas, haciendo que coincidan los agujeros que no tienen roscas con los agujeros roscados del cuerpo.
3. Colocar los pernos en sus respectivos agujeros. Para ajustar los pernos se debe considerar la precarga inicial de 38.280 N para lo cual se debe ajustar los pernos con un torque de 70 N - m.
4. Ajustar el vástago al pistón del cilindro para que se conviertan en un solo cuerpo.
5. Encajar el vástago en el agujero central (por donde se desplazará el vástago) que existe en la tapa anterior como en el cuerpo.
6. Ajustar el acople transmisor de movimiento al vástago del cilindro. Esta operación debe ser realizada cuando el otro lado roscado del vástago está en la cavidad del cuerpo que sirve para alojar las mordazas.
7. Colocar el cilindro sobre la tapa anterior.
8. Colocar la tapa posterior sobre el cilindro. Se debe cuidar que los agujeros coincidan con los agujeros sobrantes de la tapa anterior.
9. Colocar los pernos que lograrán la hermeticidad del cilindro hidráulico. Se debe tomar en cuenta la secuencia del paso 1. Estos pernos deben ser ajustados con un torque de 90 N - m.

Montaje del sistema hidráulico de sujeción en la máquina universal de ensayos

1. Colocar todo el sistema armado sobre la máquina universal de ensayos. El cuadrado ubicado en la tapa posterior debe coincidir con las cavidades localizadas en la máquina universal de ensayos.
2. Hacer que el perno de anclaje pase a través de la cavidad en la máquina universal de ensayos (donde se alojan las mordazas cuneiformes actuales) y después ajustar el perno.
3. Ajustar las mangueras del sistema hidráulico a las tomas del cilindro.
4. Verificar el funcionamiento del cilindro.
5. Colocar lubricante, sobre los planos inclinados tanto del cuerpo como de las mordazas. Lubricar también las áreas de las mordazas que estarán en contacto con el acople transmisor de movimiento.
6. Colocar las mordazas en la cavidad del cuerpo y hacer que estas coincidan con el acople transmisor de movimiento.
7. Sin realizar ningún tipo de ensayo verifique el movimiento de las mordazas mediante el accionamiento del cilindro hidráulico.
8. Ubicar la probeta y ensayar.

4.5 USO Y MANTENIMIENTO

4.5.1 USO DEL EQUIPO

Una vez que se ha montado los dos sistemas hidráulicos de sujeción en los puentes de la máquina universal de ensayos y se han conectado todos los equipos a la red eléctrica del laboratorio, los pasos de operación del equipo son los siguientes:

1. En el sistema mecánico de sujeción, verificar que las superficies de las mordazas que están en contacto con el cuerpo estén lubricadas.
2. Revisar el nivel de aceite del depósito del sistema hidráulico.
3. Encender el motor eléctrico.

4. Usar la botonera que controla las válvulas distribuidoras para regular la apertura de las mordazas.
5. Centrar la probeta a ensayar en el espacio entre las mordazas del sistema hidráulico de sujeción que se encuentra en el puente móvil.
6. Sujetar la parte superior de la probeta mediante el botón correspondiente del control, en este paso se debe vigilar la fuerza de ajuste por medio del indicador de fuerza de sujeción.
7. Utilizar la botonera de la máquina universal de ensayos para mover hacia arriba o abajo el puente fijo hasta que tenga la posición adecuada para sujetar la parte inferior de la probeta.
8. Sujetar la parte inferior de la probeta mediante el botón correspondiente del control. Igual que en el paso 6 se debe vigilar la fuerza de ajuste por medio del indicador respectivo.
9. Iniciar el ensayo de tracción.
10. Una vez terminado el ensayo, liberar las probetas mediante la apertura de las mordazas. En caso de existir atascamiento, continuar usando el botón para la apertura de las mordazas hasta liberar las probetas.
11. Una vez retirada la probeta, apagar el motor eléctrico.
12. Desconectar el equipo.

4.5.2 MANTENIMIENTO

4.5.2.1 Sistema mecánico de sujeción

4.5.2.1.1 Lubricación

Revisar que las superficies sobre las cuales existe rozamiento con otra pieza estén lubricadas. En el sistema de sujeción las superficies son las siguientes:

- Planos inclinados del cuerpo que contiene a las mordazas
- Planos inclinados de las mordazas
- Superficies del acople transmisor de movimiento
- Superficies de las mordazas que están en contacto con el acople transmisor de movimiento.

Se recomienda lubricar estas zonas con una fina capa de grasa. Siempre que se use este sistema se debe revisar si las superficies se encuentran lubricadas. La grasa debe ser sustituida de acuerdo a las indicaciones del fabricante.

4.5.2.1.2 Uniones empernadas

Revisar que las juntas estén conectadas correctamente, esto se puede realizar en un período de tres meses.

4.5.2.2 Sistema hidráulico

4.5.2.2.1 Fluido hidráulico

Para que el fluido hidráulico mantenga sus características es importante tomar en cuenta las siguientes operaciones de mantenimiento:

- Controlar la temperatura del fluido, la mayoría de fabricantes recomienda que la temperatura no debe exceder los 65°C. En caso de utilizar fluidos a base de agua estos solo pueden trabajar hasta temperaturas no mayores a 60°C, para que el agua no se evapore. Para el sistema diseñado se debe medir esta temperatura cuando se haya tenido problemas de atascamiento de las mordazas. Para evitar el sobrecalentamiento del fluido se recomienda tener limpias las superficies externas del reservorio para poder disipar el calor del fluido.
- Mantener los sistemas limpios, incluso cuando los sistemas son nuevos se tiene problemas de contaminación, por lo tanto los accesorios deben ser limpiados antes de ser utilizados. Antes de colocar el fluido hidráulico se debe limpiar el tapón de llenado.
- Los cambios de fluido hidráulico deben ser realizados de acuerdo a las indicaciones del fabricante, tomando en cuenta las indicaciones anteriores.
- Evitar la mezcla de fluidos de trabajo, siempre que se utilice el fluido tiene que tener la misma marca y el mismo grado de viscosidad.
- El cambio de fluido de trabajo debe realizarse cada 2.000 horas de trabajo.

Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Drenar el sistema mientras el fluido está caliente, para que los contaminantes se mantengan en suspensión.
2. Vaciar los elementos del sistema que no tengan dispositivos de drenaje, como por ejemplo cilindros, mangueras, etc.
3. Retirar todo el aceite que se acumula en el fondo del reservorio.
4. Con un trapo limpio que no libere pelusa limpie el óxido y pintura libre en el reservorio.
5. Limpie o cambie (si es necesario) los elementos filtrantes.
6. Rellene el sistema con el nuevo fluido hidráulico.
7. Reiniciar el sistema y verificar que funcione correctamente.

4.5.2.2.2 Bomba

Uno de los principales problemas que se dan en las bombas es la cavitación. Esto se debe a que la cantidad que llega desde el reservorio no es la adecuada, para evitar esto se deben seguir los siguientes pasos cada 50 horas:

- Escuchar el sonido de la bomba durante el trabajo, si suena como si la bomba estuviera llena de piedras en movimiento, se debe apagar el motor de inmediato ya que el proceso de cavitación se está llevando a cabo.
- Revisar el nivel de fluido en el reservorio y los filtros para ver si ellos son los que impiden el paso de fluido.
- Verificar que no existan fugas tanto a la salida del reservorio como a la entrada de la bomba.

4.5.2.2.3 Cilindro hidráulico

- Los cilindros tienen sellos y rines, que se pueden dañar debido a los contaminantes que existen el fluido o presiones excesivas. Entonces se debe revisar los puntos donde el vástago se desplaza para ver si existe fuga del fluido.
- Verificar que a lo largo del vástago no existan rayaduras, indentaciones o daños que puedan permitir la disminución de presión o fuga del fluido de trabajo.

4.5.2.2.4 Válvulas

- Limpiar las válvulas periódicamente para evitar que los contaminantes se acumulen en su interior restringiendo el paso de fluido (es importante mantener el fluido de trabajo limpio).
- Los elementos de las válvulas pueden tener problemas de erosión lo cual origina una reducción en la presión, por lo que se debe revisar periódicamente el funcionamiento de las válvulas para ver si es necesario reemplazarlas.

4.5.2.2.5 Otros componentes

Es importante inspeccionar las mangueras, accesorios y acoples. Esto se hace para determinar si están ubicados y funcionando de manera correcta. A continuación algunas recomendaciones.

- Controlar las mangueras ya que las mismas pueden tener problemas de fabricación lo que a su vez puede originar que partículas propias de la manguera ingresen al sistema.
- Es importante tomar en cuenta que las mangueras estén ubicadas de manera correcta como se menciona en las siguientes indicaciones⁴⁹:

1. Durante la conexión se recomienda dejar una longitud adecuada ya que las mangueras durante el trabajo sufren elongación (ver Figura 4.12).



Figura 4.12. Criterio de longitud adecuada de una manguera hidráulica.

2. Mantener un radio de curvatura lo más amplio posible, con el fin de evitar el colapso o restricción del fluido (ver Figura 4.13).

⁴⁹ <http://www.sccovarrubias.com>



Figura 4.13. Criterio de radio de curvatura adecuada de una manguera hidráulica.

3. Evitar que la manguera después de ser instalada quede con torceduras, para esto se deben tomar puntos de referencia.
4. Procurar que las mangueras no estén en contacto o se rocen entre si, esto se logra con el uso de adaptadores como codos, etc. (Ver Figura 4.14)



Figura 4.14. Criterio de instalación adecuada de mangueras hidráulicas.

5. Evitar que las mangueras estén en contacto con fuentes de calor, piezas móviles.

4.5.3 ANÁLISIS DE MODOS DE FALLA Y EFECTOS

Un mecanismo está compuesto de varias partes y cada una de ellas tiene una función específica. A pesar de que estas partes estén bien diseñadas nunca están exentas de una falla, la cual en varias ocasiones puede ser causada por factores que probablemente no fueron previstos en el diseño. Por esto, a continuación se evalúa cuales son los probables modos de falla de los elementos más importantes del sistema y cuáles pueden ser sus repercusiones en el funcionamiento del mismo.

4.5.3.1 Fallas en las mordazas

Durante el funcionamiento del mecanismo, existen dos formas por las cuales pueden fallar las mordazas. El primer modo de falla a considerar es la deformación que pueden presentar las pestañas que se encuentran en la parte

superior de las mordazas. Este tipo de falla se puede producir por las repetidas cargas que actúan sobre esta parte de la mordaza cuando se desea realizar la liberación de las probetas atascadas después de ser ensayadas. La deformación excesiva de las pestañas provocaría que las siguientes veces que se desee desatascar la probeta el mecanismo pierda precisión en la carrera de desatarse o en el peor de los casos que el acople transmisor de movimiento se apoye en un área menor, lo cual podría provocar la rotura definitiva de la mordaza.

El segundo modo de falla es que las caras de las mordazas que están en contacto con las probetas se desgasten por el propio trabajo y la profundidad del entallado se pierda por completo. Esto provocaría que el coeficiente de rozamiento entre las mordazas y las probetas disminuya, poniendo en riesgo la efectividad de la sujeción. Sin embargo esto es poco probable debido a la elevada dureza de dicha superficie.

4.5.3.2 Fallas en el acople transmisor de movimiento

El modo de falla más importante que podría producirse en el acople transmisor de movimiento es la deformación excesiva del mismo. Esto haría que el mecanismo pierda precisión lo cual podría estar acompañado de atascamientos de las mordazas. En el peor de los casos se podría dar una rotura lo cual inhabilitaría todo el mecanismo, sin embargo esta pieza tiene una geometría sencilla, por lo cual construir otro acople es la solución más viable.

4.5.3.3 Fallas en el vástago

Según los cálculos realizados en el capítulo 2, el vástago fue diseñado como un elemento que trabaja bajo cargas de tracción. Sin embargo, si es que no existe una acción perpendicular del vástago sobre las mordazas podrían ocasionarse varios problemas entre los cuales están: pandeo del vástago y desgaste prematuro de sellos y retenedores del cilindro hidráulico. Cabe mencionar que en el caso de pandeo del vástago, podrían producirse deformaciones en el mismo que causaría atascos en el mecanismo, deformaciones indeseadas en el pistón y desgaste en la botella del cilindro hidráulico.

4.5.3.4 Fallas en el cuerpo que contiene las mordazas

El cuerpo que contiene a las mordazas tiene un modo de falla el cual ocurriría si se aplica una fuerza ampliamente mayor sobre los planos inclinados que la fuerza para la cual fue diseñado. El resultado que se obtendría es que el cuerpo sufra deformaciones permanentes que podrían evidenciarse como una apertura mayor entre planos inclinados. Esto afectaría la cinemática del mecanismo de forma considerable. Sin embargo, se prevé que si el cuerpo llega a fallar no lo haría de una forma súbita, por el contrario, el material del cuerpo tendería a fluir hasta que finalmente falle. Cabe indicar que las superficies inclinadas del cuerpo, sobre las cuales se deslizan las mordazas, necesitan de lubricación para evitar desgaste superficial excesivo.

4.6 COSTOS DE FABRICACIÓN

En esta sección se desarrollará un análisis de los costos de fabricación del sistema hidráulico de sujeción que se diseña en este proyecto. Este análisis será realizado en dos partes, una parte para el sistema mecánico y otra para el sistema hidráulico.

Los costos del sistema mecánico corresponden a dos rubros principales que son: los materiales a usar y el maquinado de las partes. Para el cálculo del costo total de fabricación del sistema de sujeción se debe tomar en cuenta que los precios de los diferentes aceros con los cuales se diseñaron las partes fueron consultados a la fábrica de Aceros Bohler del Ecuador, además el costo hombre – hora – máquina utilizado para los cálculos es de 15 USD. Este dato fue tomado de la empresa MEQSELECTIVE S.A.

En la Tabla 4.2 se muestra el desglose correspondiente. Para mayor detalle revisar las hojas de procesos en el Anexo 20.

Tabla 4.2. Costos de fabricación de las partes del sistema mecánico de sujeción.

Elemento Mecánico	Tiempo total de fabricación [min]	Cantidad	Costo unitario [USD]	Costo total⁵⁰ [USD]
Acople	99	2	26,75	53,50
Cuerpo	900	2	451,80	903,60
Mordazas	485	4	94,29	377,14
Perno de anclaje	43	2	15,04	30,08
			Total [USD]	1,364.32

El desglose de los costos del sistema hidráulico se puede observar en la Tabla 4.3. Estos precios están en base a información proporcionada por MEQSELECTIVE S.A.

⁵⁰ Este costo ya incluye el material para la fabricación de la pieza

Tabla 4.3. Costos de componentes del sistema hidráulico.

Cantidad	Artículo	Costo unitario [USD]	Costo total [USD]
1	Válvula de seguridad	120,00	120,00
1	Motor eléctrico	400,00	400,00
1	Bomba hidráulica	150,00	150,00
3	Manómetro	20,00	60,00
2	Cambio de carátula en manómetro	100,00	200,00
2	Válvula distribuidora 4/3	250,00	500,00
2	Válvula check pilotada	150,00	300,00
4	Válvula reguladora de caudal	45,00	180,00
2	Paquete de sellos, limpiadores y fajas	60,00	120,00
1	Respirador	22,00	22,00
1	Filtro	20,00	20,00
2	Galón de fluido hidráulico SAE 10W	15,00	30,00
2	Galón de fondo para pintura	10,00	20,00
2	Galón de esmalte	10,00	20,00
1	Depósito de fluido hidráulico	159,00	159,00
8	Mano de obra para ensamblaje (por hora)	40,00	320,00
2	Cromado de vástago para cilindro	8,50	17,00
10	Manguera 1/4" por metro	10,80	108,00
54	Terminales de manguera	4,00	216,00
18	Acoples en general del sistema	5,80	104,40
2	Pistón	33.21	66.42
2	Tapa anterior	53.01	106.02
2	Tapa posterior	41.63	83.26
2	Vástago	11.73	23.45
2	Cilindro	23.77	47.54
Total [USD]			3.393,10

De esta manera se establece que el costo total del sistema hidráulico de sujeción es de USD 4.757,42. A este costo debe incrementarse el 5% que corresponde al rubro "varios". De esta forma el costo total del sistema hidráulico de sujeción es de 4.995,3 USD

CAPÍTULO 5

SIMULACIÓN DE LAS PARTES DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN

En este capítulo se presentan algunas de las características fundamentales del método de los elementos finitos y se describe su utilidad en el diseño de piezas o partes en general. Luego, en base a diferentes criterios se selecciona el software CAD – CAM y el tipo de elemento finito a utilizar para el análisis de cada una de las partes del sistema de sujeción. Este proceso se resume en un procedimiento cuyo objetivo principal es determinar el tamaño ideal del elemento tetraédrico a utilizar para garantizar la convergencia de los valores de esfuerzo y deformación. Por último se muestran los resultados obtenidos para cada una de las piezas y se reevalúa el factor de seguridad que fue calculado en el capítulo 2 de este proyecto.

5.1 EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Los elementos mecánicos simples en forma de barras, vigas, columnas, etc., pueden ser analizados mediante métodos sencillos de los cuales se obtiene respuestas bastante acertadas. Actualmente existen componentes en los que, a pesar de su relativa simplicidad, el diseñador está obligado a invertir para su análisis un tiempo considerable y de esta manera obtener las mejores aproximaciones, ya sea mediante métodos numéricos o experimentación. Hay una gran variedad de técnicas numéricas usadas en ingeniería para las cuales el computador es la herramienta principal. En el diseño mecánico, donde el diseño asistido por computador (CAD, por sus siglas en inglés) es muy usado, la técnica de análisis que se integra perfectamente con este software es la de los elementos finitos MEF. Esta técnica brinda al diseñador respuestas rápidas, efectivas y sobretodo confiables.

Las limitaciones de la mente humana son tales que no puede captar el comportamiento complejo de las múltiples variables que la rodean en una sola

operación global. Para solucionar este problema, una forma normal de proceder es separar los sistemas en sus componentes individuales, o pequeños elementos, cuyo comportamiento puede determinarse de una forma más sencilla. El análisis mediante el método de los elementos finitos (MEF) consiste en encontrar la solución al problema planteado en elementos para posteriormente ensamblar la solución para el sistema original. En caso de que el número de elementos que componen al sistema sea finito, el sistema es del tipo discreto y en la actualidad existen varias técnicas de análisis computacional mediante las cuales estos problemas pueden ser resueltos a pesar de la gran cantidad de elementos que pudiera existir. Cuando la subdivisión prosigue indefinidamente y el problema solo puede definirse mediante el uso de artificios matemáticos como los infinitésimos, estos sistemas se conocen como continuos y se resuelven mediante la discretización del sistema la misma que es una aproximación de la respuesta real [11,12].

5.2 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN POR EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

5.2.1 SELECCIÓN DEL SOFTWARE A UTILIZAR

Dado el limitado acceso al software de análisis por el método de elementos finitos, para la simulación del mecanismo solo se tiene disponibles dos programas, los cuales son: Autodesk Inventor Professional 2009 (CAD⁵¹) y CATIA V5 R18 (CAD, CAM⁵²).

Se ha decidido utilizar ambos programas, pero con fines diferentes. El programa Autodesk Inventor Professional 2009 se utilizará para la modelación de cada una de las partes del sistema de sujeción debido a que la interfaz y las herramientas de modelación de este programa son más amigables con el usuario y permiten el ahorro de tiempo. Por otro lado, el programa CATIA V5 R18 será usado para el análisis puesto que:

⁵¹ Computer – aided design, CAD de sus siglas en inglés.

⁵² Computer – aided manufacturing, CAM, de sus siglas en inglés.

- Las herramientas de simulación permiten reproducir una mayor cantidad de situaciones de carga sobre los elementos.
- Se puede obtener los valores de esfuerzo, factor de seguridad y deformación punto a punto del sólido.
- Se obtiene resultados coherentes y consistentes.
- Se puede tener un control directo sobre el mallado que se realiza sobre la pieza antes del análisis.

Cabe recalcar que dado que se usará un software para la modelación y otro para la simulación, para trasladar los archivos de un programa a otro debe hacerse en un formato IGES (Initial Graphics Exchange Specification). Este es un formato que es compatible con la mayoría de programas CAD – CAM.

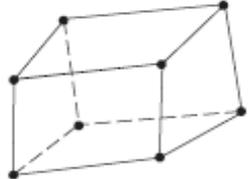
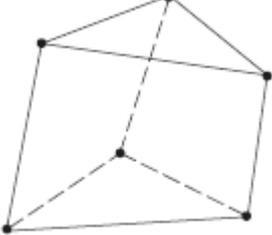
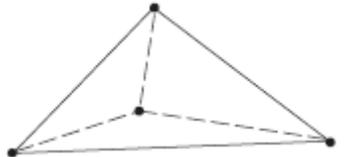
5.2.2 SELECCIÓN DEL ELEMENTO FINITO A UTILIZAR

En el análisis por elementos finitos varias formas geométricas son utilizadas como elemento unitario y su selección depende de la aplicación específica en la cual vaya a ser usada. Los elementos que se utilizan en la mayoría de los programas comerciales de simulación pueden ser clasificados en las siguientes categorías:

- Lineales
- Superficiales
- Sólidos
- Elementos especiales usados para: compuestos laminados, sólidos electromagnéticos, magnetostrictivos, piezoeléctricos, etc.

El elemento finito que se necesita para las simulaciones a llevar a cabo en este proyecto es del tipo sólido. La subclasificación de los elementos finitos sólidos y su respectiva aplicación se observa en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Tipos de elementos finitos sólidos⁵³.

Tipo de elemento	Forma	Aplicación
Ocho nodos – hexagonal (ladrillo)		Placas delgadas
Seis nodos – pentagonal (cuña)		Placas delgadas, usado también para sección de cambio de elemento finito
Cuatro nodos – tetraédrico		Placas delgadas, usado también para sección de cambio de elemento finito

En el software CATIA V5 R18, para el análisis se tiene disponible dos tipos de elemento finito: el tetraédrico de cuatro nodos y el tetraédrico de cuatro nodos con aristas parabólicas. Este último es un elemento especial que cobra interés cuando la geometría de la pieza a analizar es demasiado compleja. Además, se debe acotar que el usar este tipo de elemento demanda de una gran capacidad del ordenador y mayor tiempo de espera durante los cálculos.

Para el análisis de las piezas del sistema de sujeción se utilizará elementos tetraédricos de cuatro nodos debido a que la geometría de las piezas es relativamente sencilla y además los resultados son confiables y se obtienen de forma rápida.

5.2.3 SIMULACIÓN DE LAS PARTES DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN

Una vez que los elementos mecánicos han sido diseñados, es conveniente utilizar un proceso de simulación para comprobar el comportamiento de los mismos cuando son sometidos a las cargas de trabajo para las que fueron dimensionados. Los elementos que serán puestos a prueba son los siguientes:

⁵³ SHIGLEY, Joseph; Mechanical engineering design; 8va edición, McGraw – Hill, Nueva York, 2006.

1. Cuerpo
2. Mordazas
3. Acople transmisor de movimiento
4. Vástago del cilindro
5. Perno de anclaje

5.2.3.1 Simulación del cuerpo

Debido a que el cuerpo es el elemento que tiene la forma más compleja de los elementos a ser analizados, será tomado como ejemplo para demostrar el proceso de simulación. Los pasos seguidos para la simulación son:

1. Modelar la pieza. Como se dijo anteriormente, se ha visto conveniente utilizar el programa Inventor Professional 2009 para esta tarea. Para lograr una mejor reproducción del estado de carga que actúa sobre el elemento se deben realizar cambios en el modelo. Por ejemplo, para este caso, se modelará superficies con un espesor de 0,1 mm para aplicar la fuerza directamente sobre ellas y no sobre todo el plano inclinado, tal como se ilustra en la Figura 5.1.

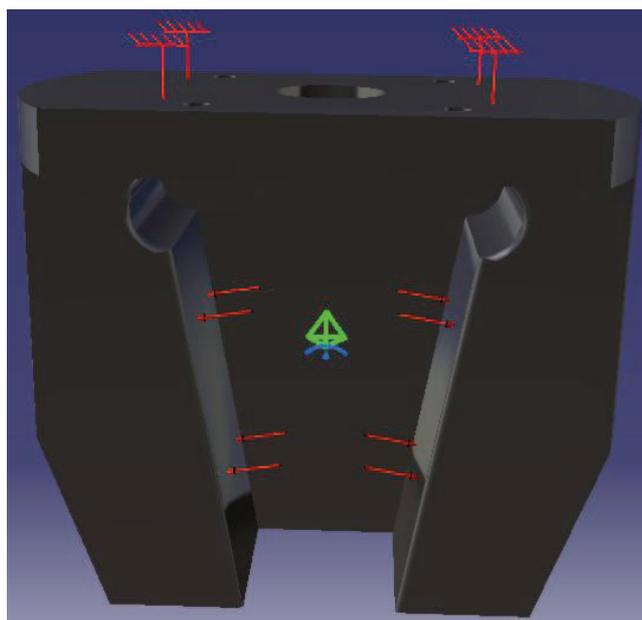


Figura 5.1. Estado de cargas al cual será sometido el cuerpo durante la simulación.

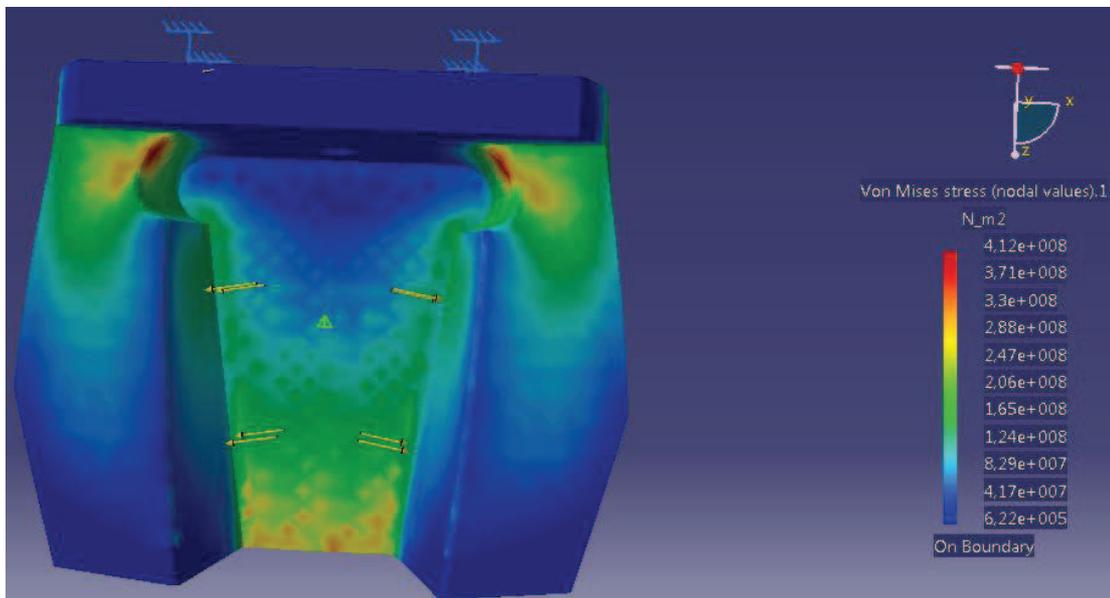
2. Una vez modelada la pieza, se le asignará el material, que en este caso es acero. En el programa CATIA V5 R8, el acero tiene un módulo de elasticidad de 200 GPa por defecto, el cual es un dato válido para todos los aceros. Este no puede ser modificado en el programa.
3. A continuación se colocan las restricciones y fuerzas que actúan sobre el cuerpo.
4. Se define el tamaño del elemento tetraédrico (Size) del mallado y el parámetro SAG⁵⁴, el mismo que permanecerá constante siempre que se realice el proceso, siendo este valor igual a 0,5 mm.
5. Se realizan los cálculos.
6. Se despliegan los resultados.

Es importante tomar en cuenta que los pasos 4, 5 y 6 del proceso citado anteriormente deben realizarse una y otra vez hasta llegar a una convergencia de los valores de esfuerzo y deformación debido a que no cualquier tamaño que se fije para el elemento finito arroja resultados confiables en la simulación. De entre todos los tamaños de elemento que se prueba para cada pieza, en este trabajo se mostrará solo los tres tamaños óptimos de simulación que evidencien que la solución ha convergido.

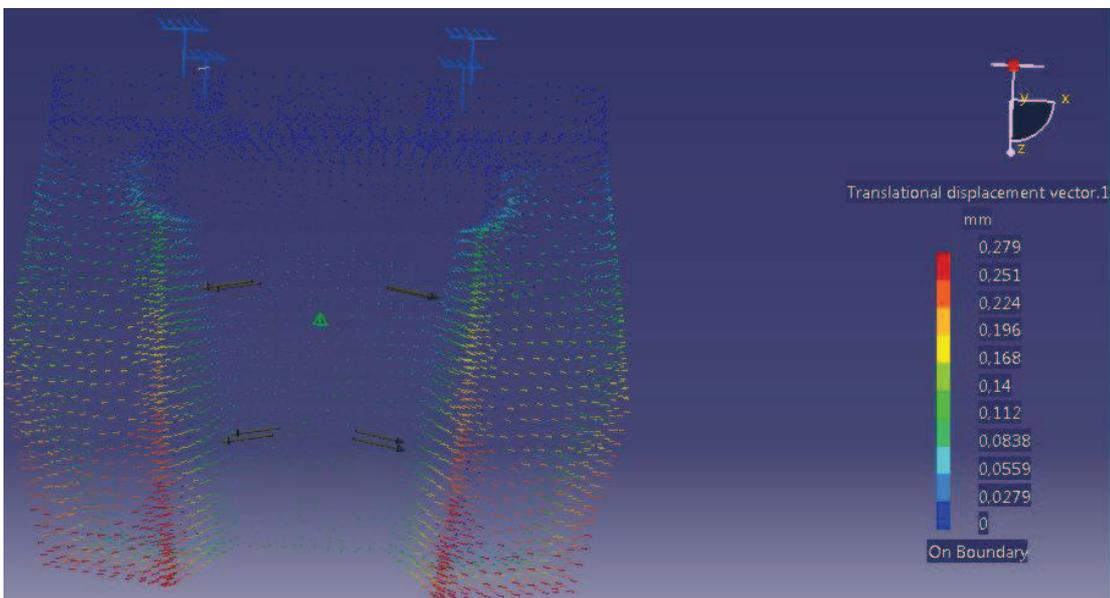
Para este caso, los elementos a utilizar para los análisis serán de 5, 4 y 3 mm, pues con tamaños menores el programa genera un error de cálculo, que no permite identificar con claridad la zona que contiene esfuerzos elevados. Además, en esta situación el valor más alto tiende a alejarse de los valores de convergencia tomados anteriormente. Cabe recalcar que el tamaño del elemento finito que se utilice para el análisis variará de pieza a pieza ya que la selección de este parámetro depende directamente de la geometría de la misma. En términos generales, uno de los objetivos principales del proceso de análisis siempre será adaptar el mallado a la geometría de la pieza. Desde la Figura 5.2 hasta la Figura

⁵⁴ SAG. Es una terminología propia de CATIA. En el diseño por el método de elementos finitos, la geometría del cuerpo se aproxima con los elementos tetraédricos, pero existen casos en que la aproximación de los elementos y la superficie no coinciden, entonces el parámetro SAG es el que se encarga de controlar esta desviación.

5.4 se mostrarán los resultados de algunas de las pruebas realizadas con diferentes tamaños de elemento finito.

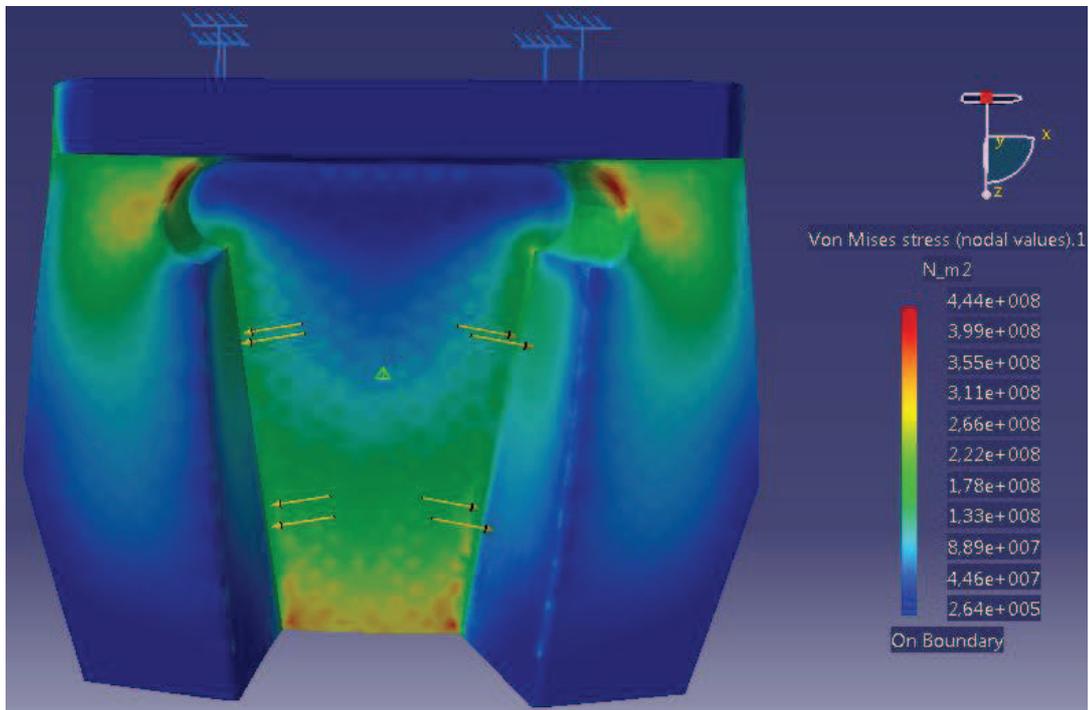


a)

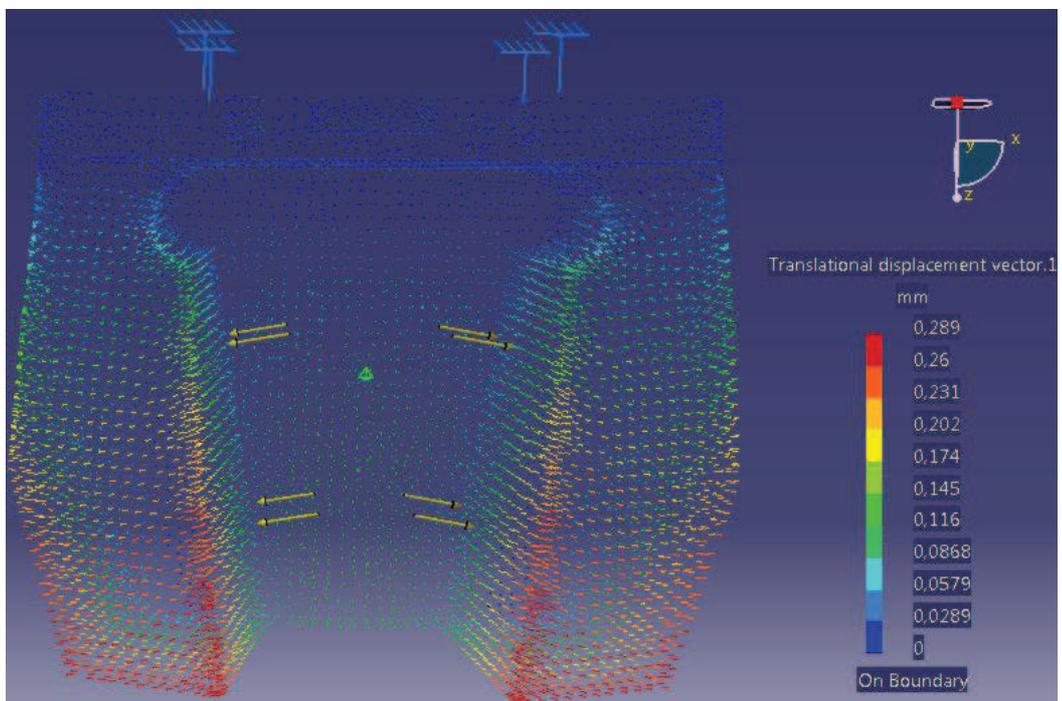


b)

Figura 5.2. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) obtenidos con elementos tetraédricos de 5 mm en cuerpo que contiene a las mordazas.

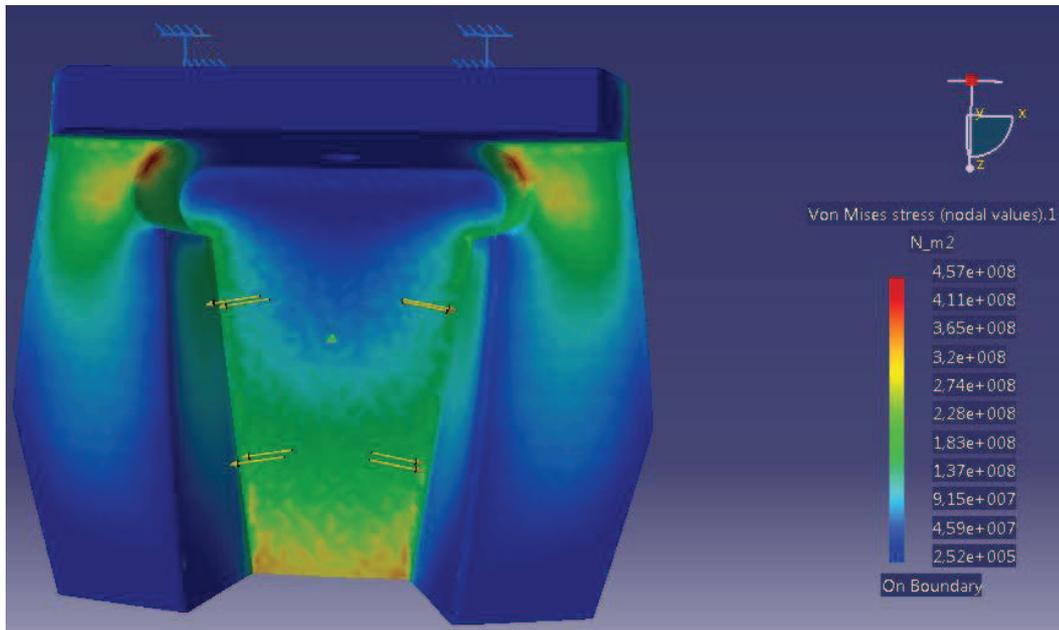


a)

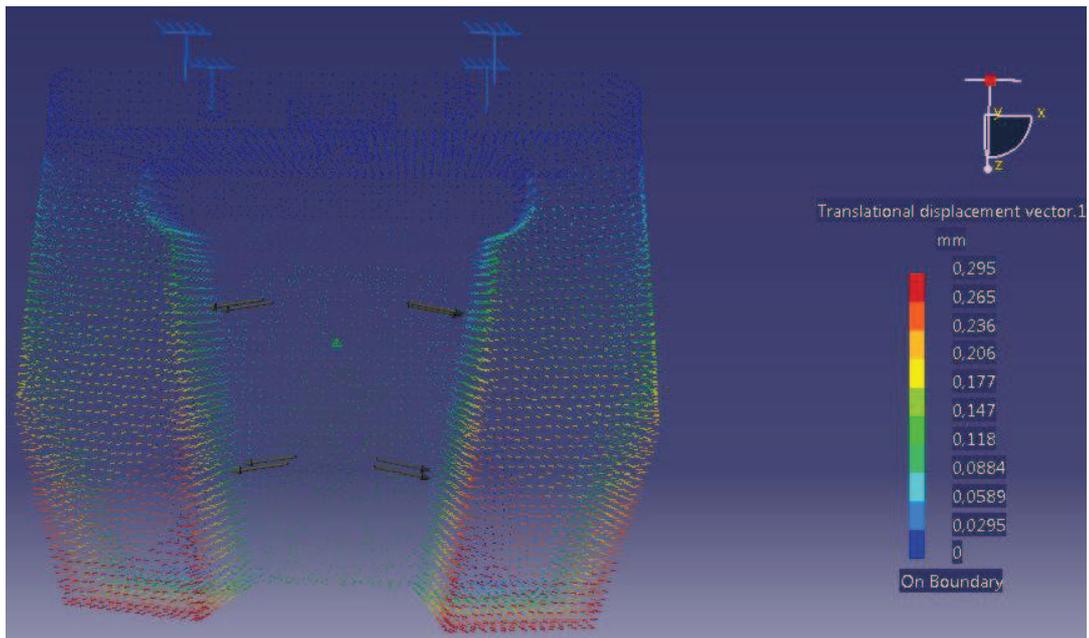


b)

Figura 5.3. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) obtenidos con para elementos tetraédricos de 4 mm en cuerpo que contiene a las mordazas.



a)



b)

Figura 5.4. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) obtenidos con elementos tetraédricos de 3 mm en cuerpo que contiene a las mordazas.

A pesar de que los resultados de esfuerzo obtenidos son aceptables, existen inconvenientes con la deformación. Los desplazamientos máximos (0,295 mm) pueden afectar el funcionamiento del mecanismo de sujeción ya que podría provocar atascamientos indeseados y perjudiciales para el cuerpo y el sistema en general.

Para solucionar este problema se ha visto conveniente realizar un rediseño que consiste en colocar una placa de acero AISI 1018 de 10 mm de espesor con un ancho de 40 mm, que contrarreste estas deformaciones indeseadas. Esta placa debe ir empernada a cada extremo del cuerpo que contiene a las mordazas tal como se indica en la Figura 5.5.

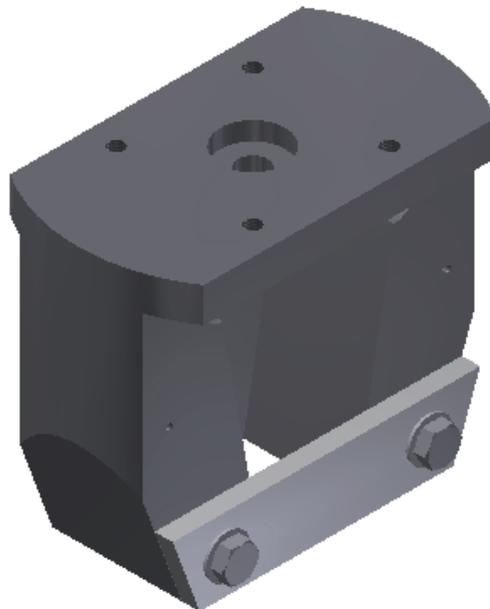
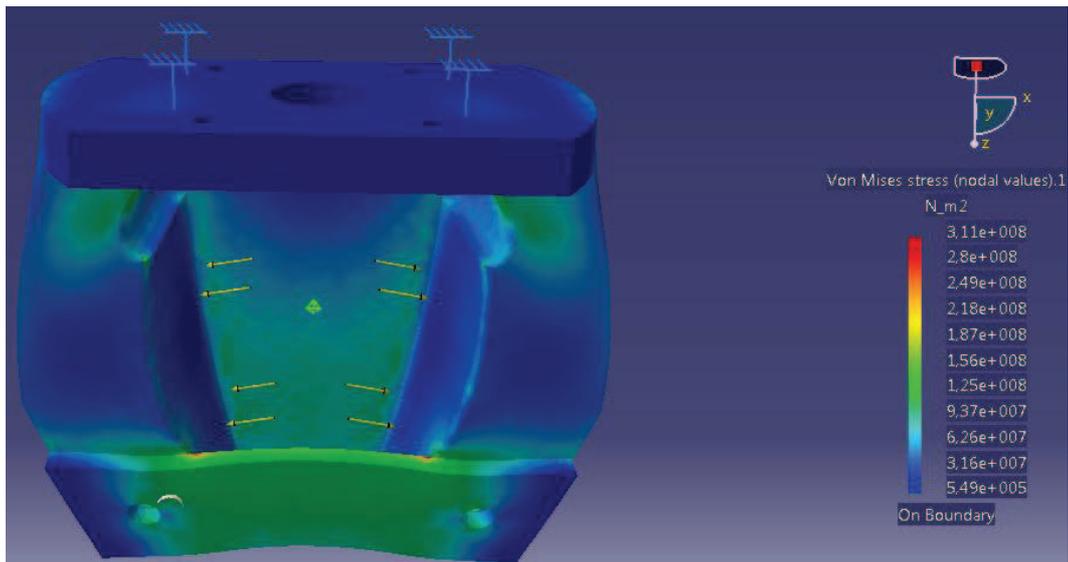
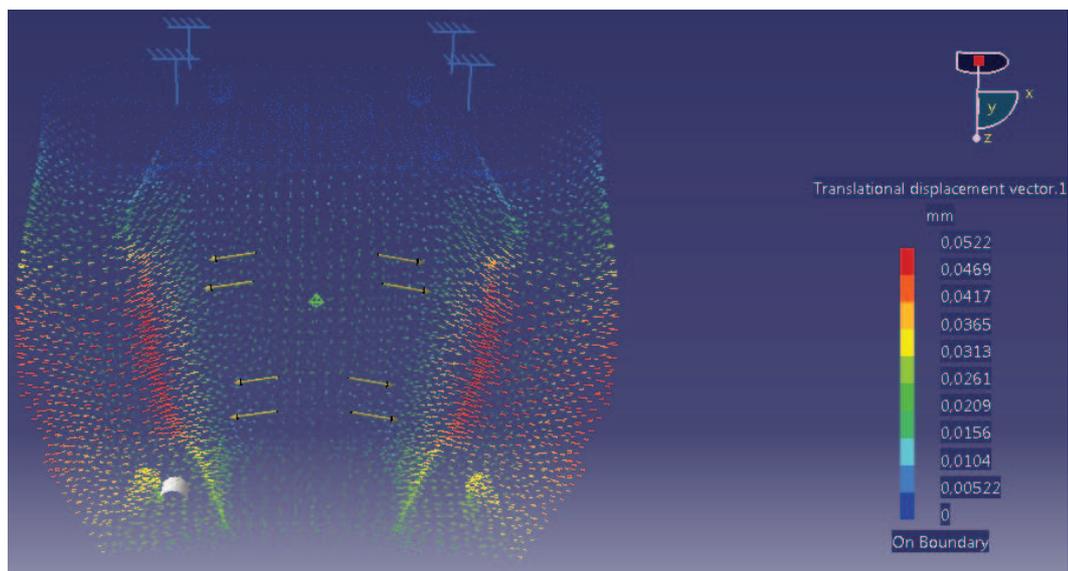


Figura 5.5. Cuerpo que contiene a las mordazas rediseñado.

Las Figura 5.6, 5.7 y 5.8 muestran los resultados de las simulaciones del cuerpo con la modificación planteada y analizada con varios tamaños de elemento finito.

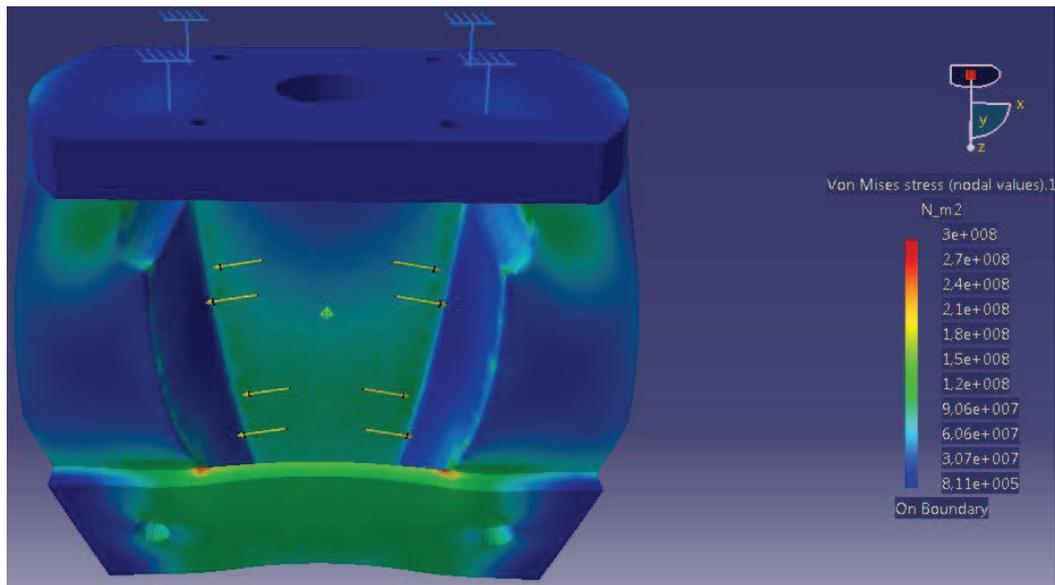


a)

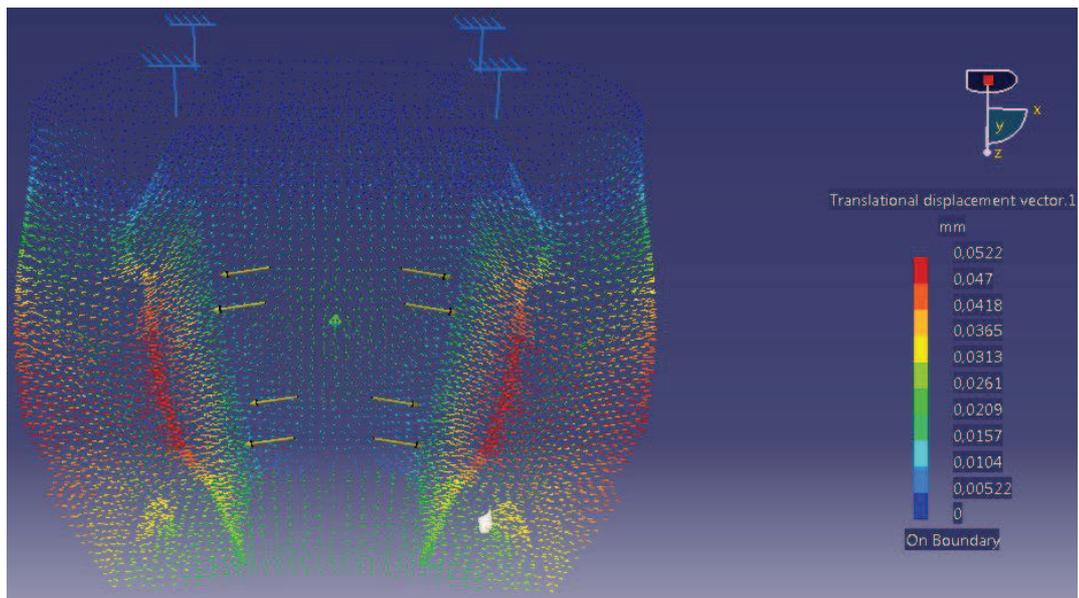


b)

Figura 5.6. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) para elementos tetraédricos de 5 mm en cuerpo que contiene a las mordazas rediseñado.

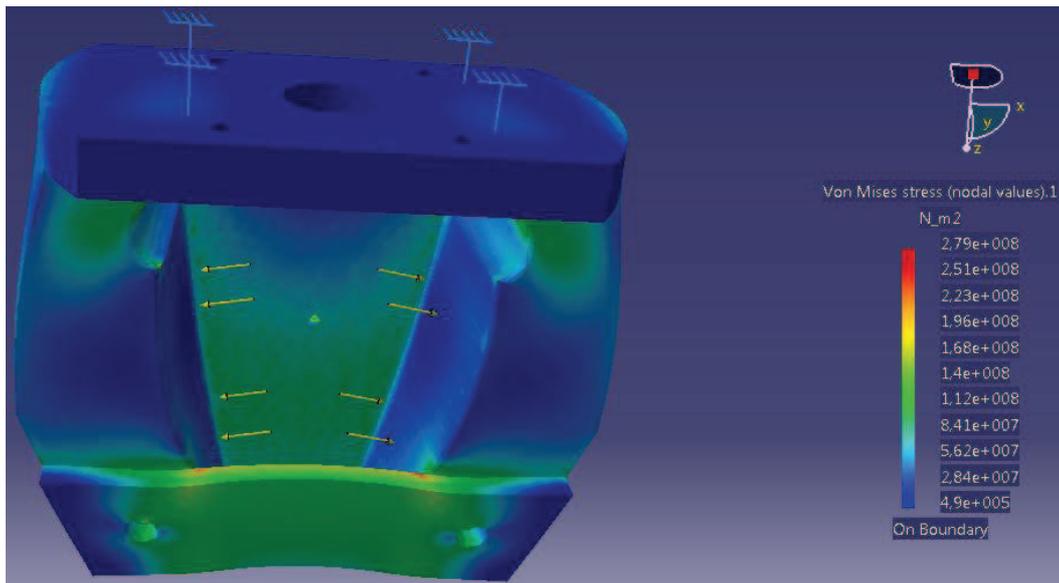


a)

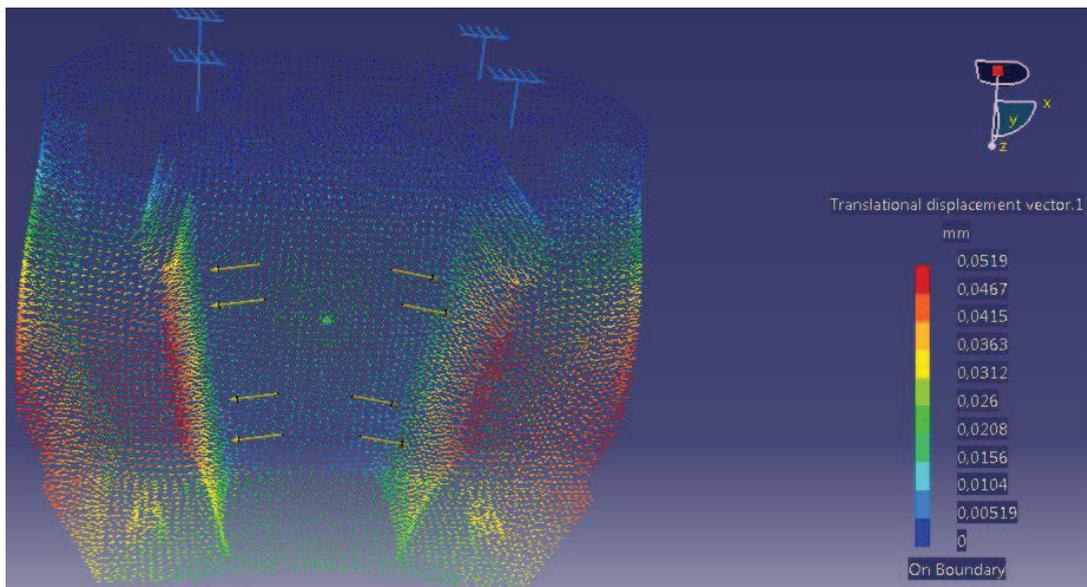


b)

Figura 5.7. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) para elementos tetraédricos de 4 mm en cuerpo que contiene a las mordazas rediseñado.



a)



b)

Figura 5.8. Esfuerzos (a) y deformaciones (b) para elementos tetraédricos de 3 mm en cuerpo que contiene a las mordazas rediseñado.

Según la simulación, el esfuerzo y la deformación máxima que podría presentarse en el cuerpo es de 182 MPa y 0,052 mm las cuales se encuentran ubicadas en la intersección de la placa posterior con los planos inclinados. Como se detalla en el capítulo 4, esta parte será construida en acero AISI 4340, el cual tiene un esfuerzo de fluencia de 700 MPa. De esta forma se obtiene que el cuerpo está diseñado con un factor de seguridad de 3,85.

Para concluir con este rediseño se debe dimensionar los pernos que sujetan a la placa contra el cuerpo que contiene a las mordazas de manera que no exista deslizamiento. Es importante notar que las zonas donde supuestamente se generan los esfuerzos máximos en el diseño real no existen, ya que en la modelación esta zona aparece como si la placa y el cuerpo fueran un solo cuerpo. Para constatar esto se puede observar las zonas X y Y de la Figura 5.9.

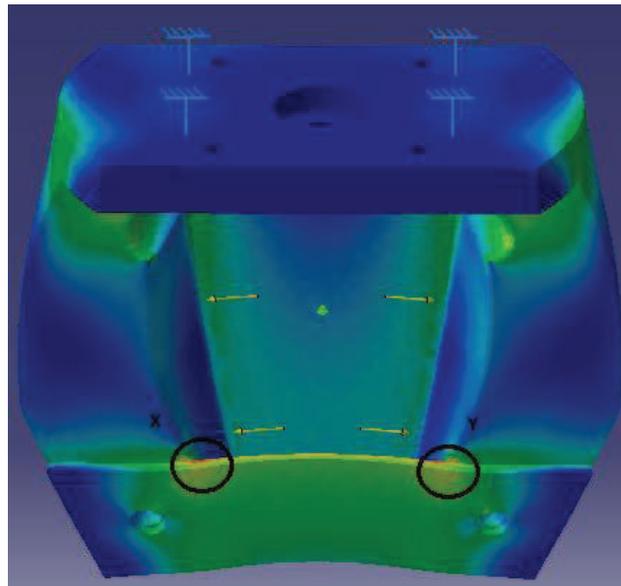


Figura 5.9. Zonas del cuerpo donde aparecen errores de simulación.

Dimensionamiento de los pernos sujetadores de la placa frontal

Estos pernos deben ejercer fuerza sobre la placa de manera que la misma permanezca fija al cuerpo. Para lograr esto, se toma como dato inicial la deformación máxima que se presentaría en la placa según la simulación efectuada anteriormente, este valor es 0,0208 mm. Esta deformación se origina por la presencia de un esfuerzo que a su vez es causado por la presencia de una fuerza. En la Figura 5.10 se muestra el diagrama de cuerpo libre de una sección de la placa, el mismo que idealiza las condiciones de la placa.

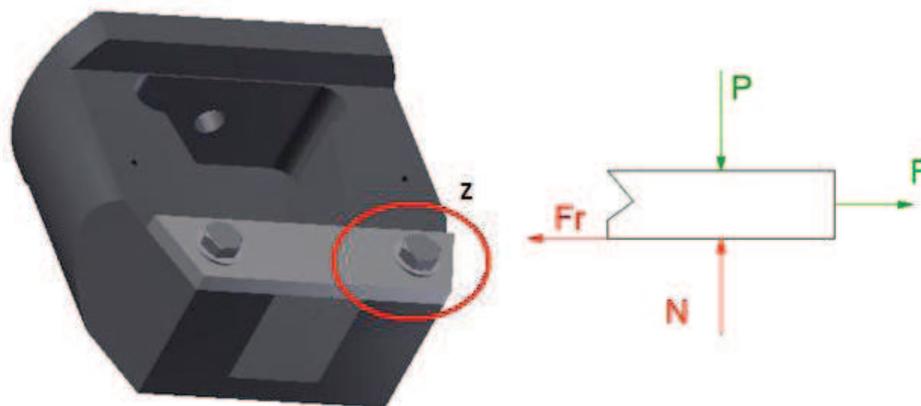


Figura 5.10. Diagrama de cuerpo libre de la placa de refuerzo.

Donde: F es la fuerza que se genera debido al desplazamiento sobre la placa

N es la fuerza normal entre el cuerpo y la placa

P es la fuerza que ejerce el perno sobre la placa

Fr es la fuerza de fricción que hace que la placa se fije al cuerpo

Usando la ley de Hooke se obtiene que la deformación unitaria es $1,49 \times 10^{-4}$ y que el esfuerzo es 30,9 MPa. Con el esfuerzo y el área de la placa se obtiene que la fuerza de tracción sobre ella es de 12.360 N. Esta es la fuerza que mediante el rozamiento debe generarse entre la placa y el cuerpo para mantener el equilibrio. Al usar un coeficiente de fricción $\mu_1 = 0,6$, se concluye que la fuerza de apriete que debe generar el perno entre la placa y el cuerpo es de 20.600 N.

Al igual que en el capítulo 2, estos pernos son diseñados a partir del método que se presenta en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigkey, 6ta edición, capítulo 8. Empleando dicho método se llegó a la conclusión de utilizar pernos grado 8.8, M12 X 25 mm. Para la aplicación en este diseño este tipo de pernos tiene un factor de seguridad a tracción de 6,5 y un factor de seguridad de la junta de 2,2. Esto hace que se garantice la fijación de la placa al cuerpo. Estos pernos tienen que ser apretados con un torquímetro a 90 N-m. También se debe tener en cuenta que el espesor de la placa sea el adecuado, para evitar desgarramiento en caso de que disminuya la precarga del perno. Por medio del cálculo se afirma que la placa escogida durante el rediseño en el proceso de simulación es la correcta.

5.2.3.2 Simulación de la mordaza

Debido a que las mordazas son iguales, solo se simula para evaluar las condiciones de las mismas. Al igual que para el cuerpo se deben seguir los mismos pasos de simulación. Para este caso los tamaños óptimos del elemento tetraédrico son: 4, 3 y 2,8 mm. Para simular de mejor forma la carga real sobre este elemento se creó una superficie que simule el contacto entre el acople y la mordaza. En la Figura 5.11 se observa la condición de carga aplicada.

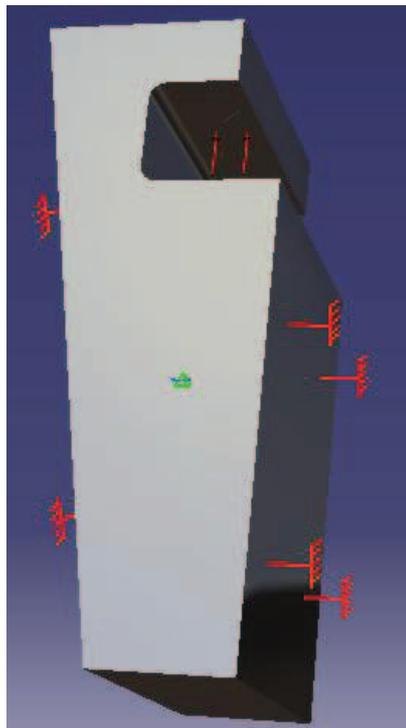
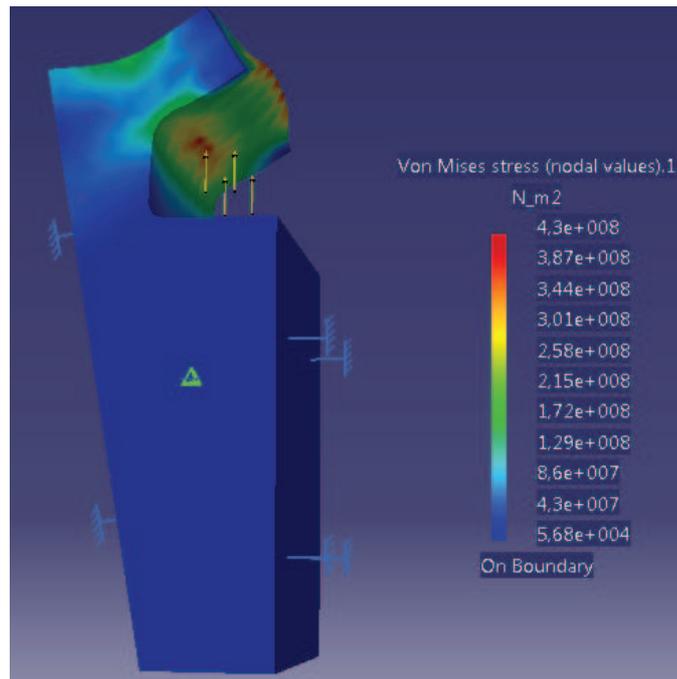
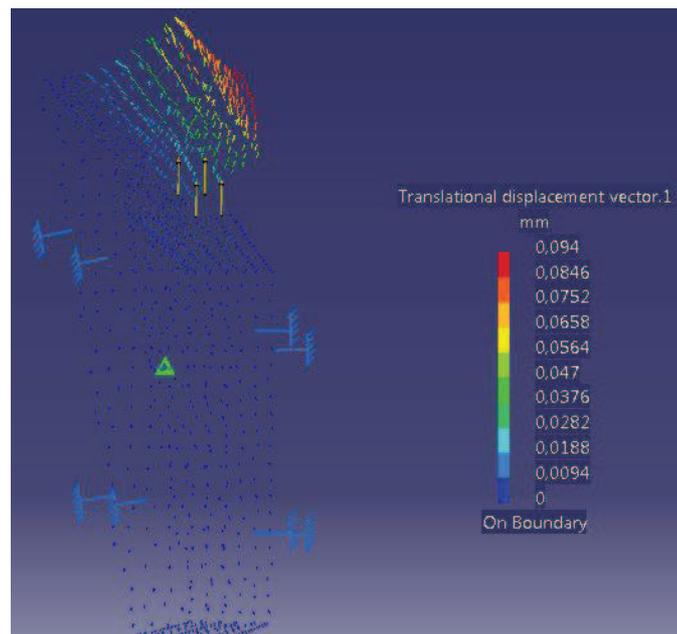


Figura 5.11. Estado de cargas a la cual será sometida la mordaza para la simulación.

Las Figura 5.12, 5.13 y 5.14 muestran los resultados de la simulación de la mordaza con diferentes tamaños de elemento.

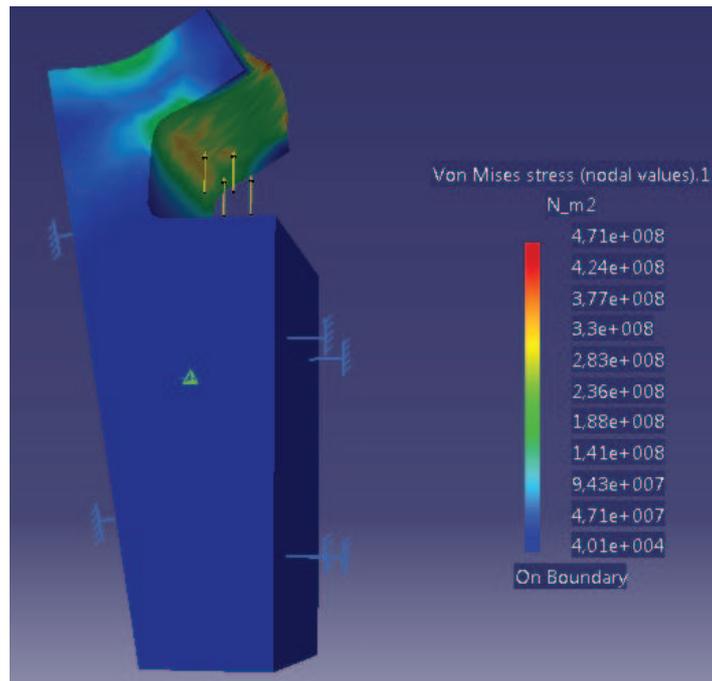


a)

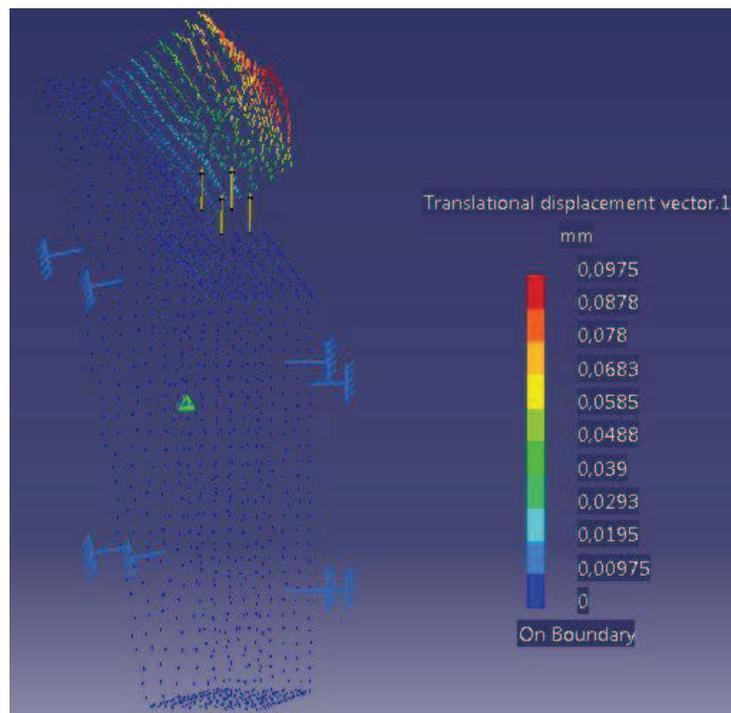


b)

Figura 5.12. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 4 mm en mordaza.

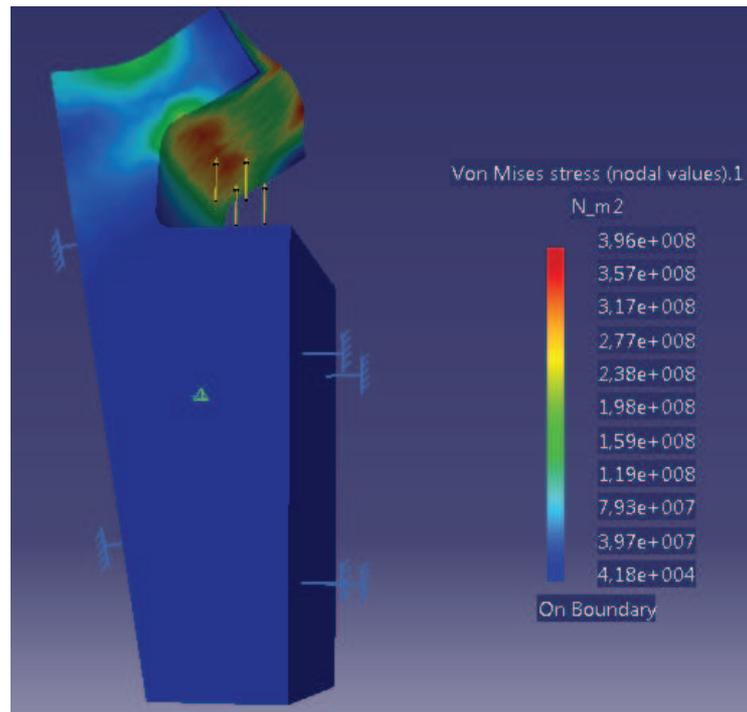


a)

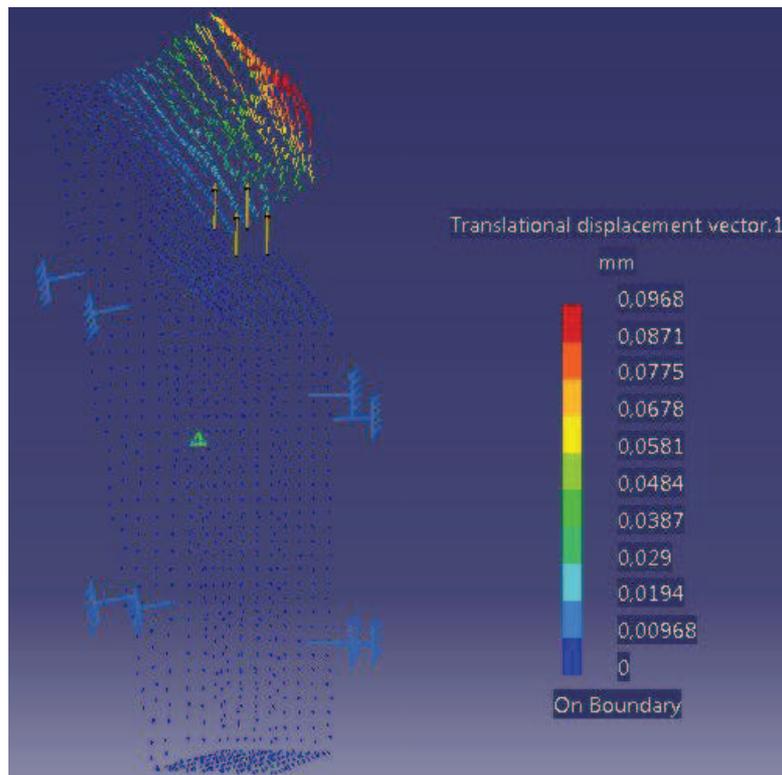


b)

Figura 5.13. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 3 mm en mordaza.



a)



b)

Figura 5.14. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 2,8 mm en mordaza.

Los resultados que arroja la simulación son: esfuerzo máximo de 396 MPa ubicado al inicio de la pestaña de la mordaza y una deformación máxima de 0,0968 mm que se produce al final de la pestaña de la mordaza, tal como se observa en la Figura 5.14. Para este elemento es importante tener en cuenta que los valores de los esfuerzos máximos no tienen una tendencia y que los resultados más confiables se obtienen con un tamaño mínimo del elemento tetraédrico de 2,8 mm. Si se utilizan tamaños de elemento menores al mencionado el programa genera errores acumulando los esfuerzos máximos en zonas donde no es posible la falla. Por otro lado, se considera que la deformación máxima que se presenta en la mordaza podría provocar atascamientos en el mecanismo, por lo cual se debe hacer un rediseño.

Rediseño de las mordazas

En base a los resultados de las simulaciones anteriores se propone rediseñar dos partes de la mordaza. En primer lugar se ha decidido aumentar el espesor de la pestaña de la mordaza de 13 a 14 mm, de esta manera se planea disminuir las deformaciones que se producen al extremo de esta sección. Por otro lado, se ha decidido hacer un radio de acuerdo en el filo de dicha pestaña. Este radio de acuerdo será de 2 mm, de esta manera se puede disminuir la concentración de esfuerzos. La mordaza rediseñada y su estado de cargas se observa en la Figura 5.15.

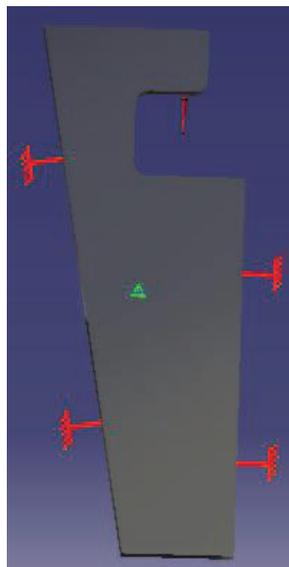
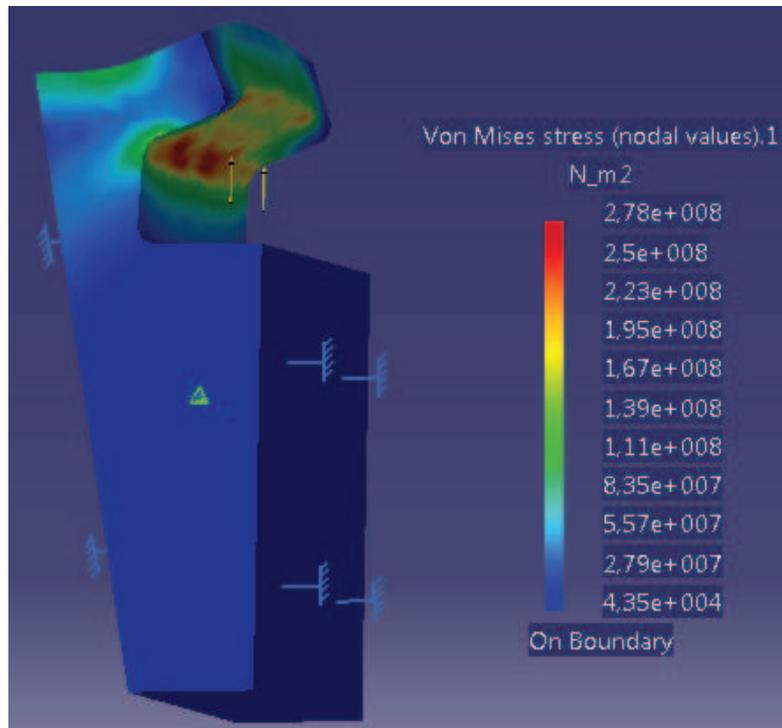
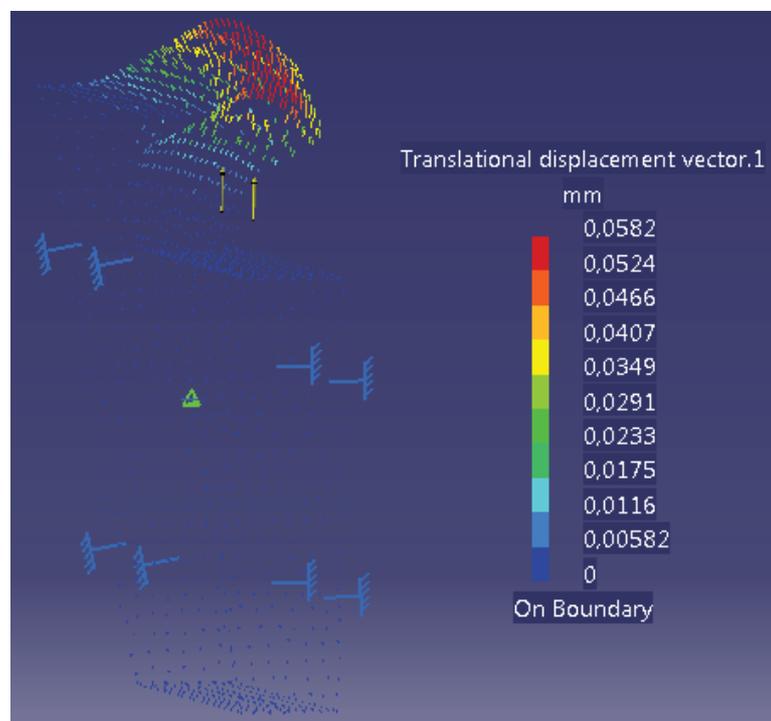


Figura 5.15. Estado de cargas de la mordaza rediseñada en el programa CATIA V5R18.

En las Figura 5.16, 5.17 y 5.18 se observa la simulación correspondiente.

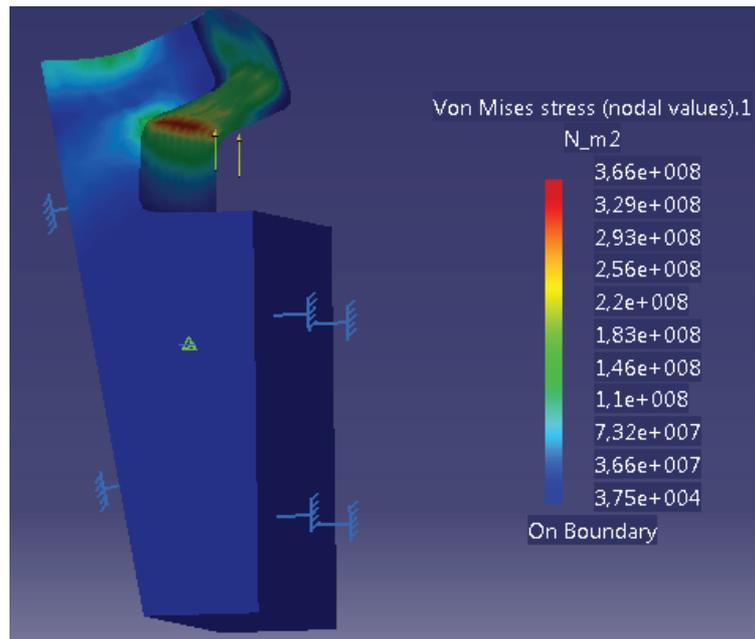


a)

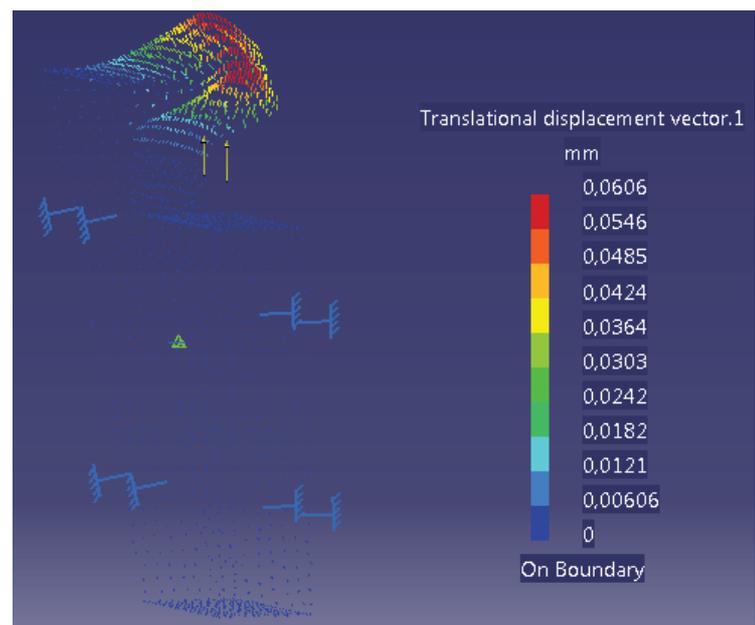


b)

Figura 5.16. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 3,5 mm en mordaza rediseñada.

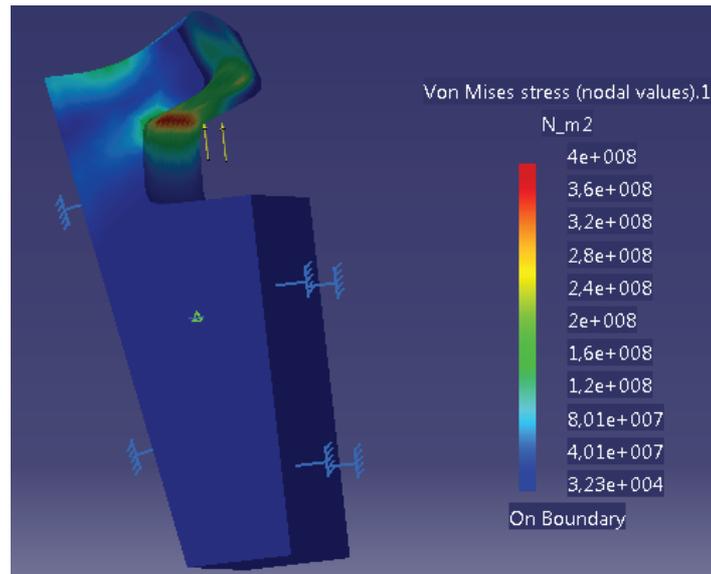


a)

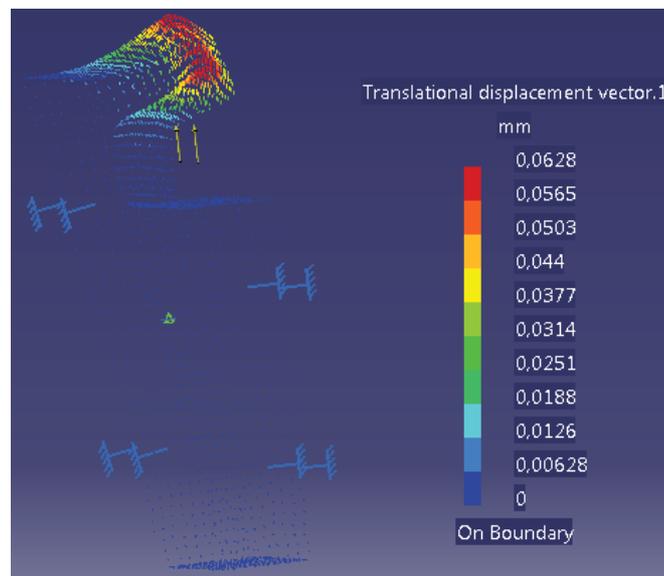


b)

Figura 5.17. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 3 mm en mordaza rediseñada.



a)



b)

Figura 5.18. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 2,5 mm en mordaza rediseñada.

Los resultados obtenidos mediante la simulación por elementos finitos son: esfuerzo máximo igual a 400 MPa ubicado en el ángulo de la pestaña de la mordaza y una deformación máxima de 0,0628 mm en el extremo de la misma. Esta parte será fabricada en acero AISI 4340 para que posteriormente sea templada y así obtener altas durezas en su superficie sin perder la tenacidad del material. El esfuerzo de fluencia del tocho para la fabricación de esta parte es de

800 MPa, lo que hace que para este caso se pueda obtener un factor de seguridad de 2, el cual es un valor aceptable.

5.2.3.3 Simulación del acople transmisor de movimiento

Para lograr reproducir de mejor forma el funcionamiento real de este elemento se realiza una variación la cual consiste en rellenar el agujero roscado ya que este en la realidad está restringido por la sección roscada del vástago del cilindro hidráulico. Por lo tanto, el acople aparecerá como un elemento completamente sólido. Al igual que en el cuerpo se seguirá el mismo procedimiento para realizar la simulación, pero en este caso los tamaños óptimos del elemento tetraédrico a utilizar serán 2, 1,5 y 1 mm. Esta disminución en el tamaño de los elementos respecto al cuerpo se debe al tamaño de la pieza, pues la misma es relativamente pequeña con relación a las anteriores. En la modelación del acople también se han realizado superficies de ayuda para simular de forma más precisa el contacto entre las mordazas y el acople. Ver Figura 5.19.

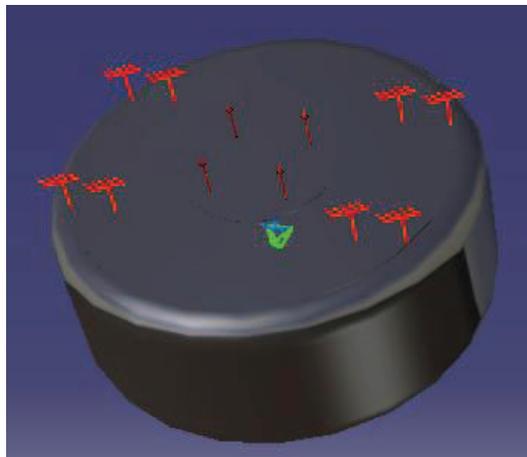
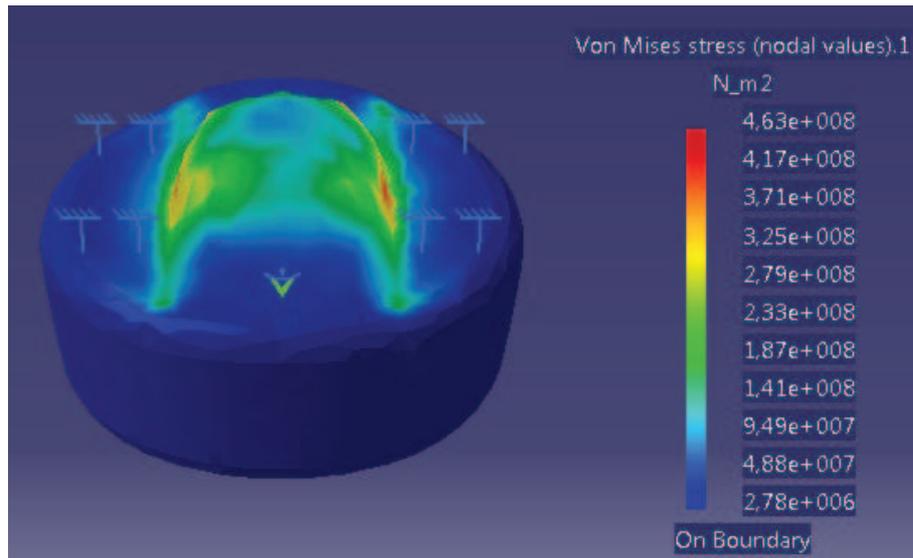
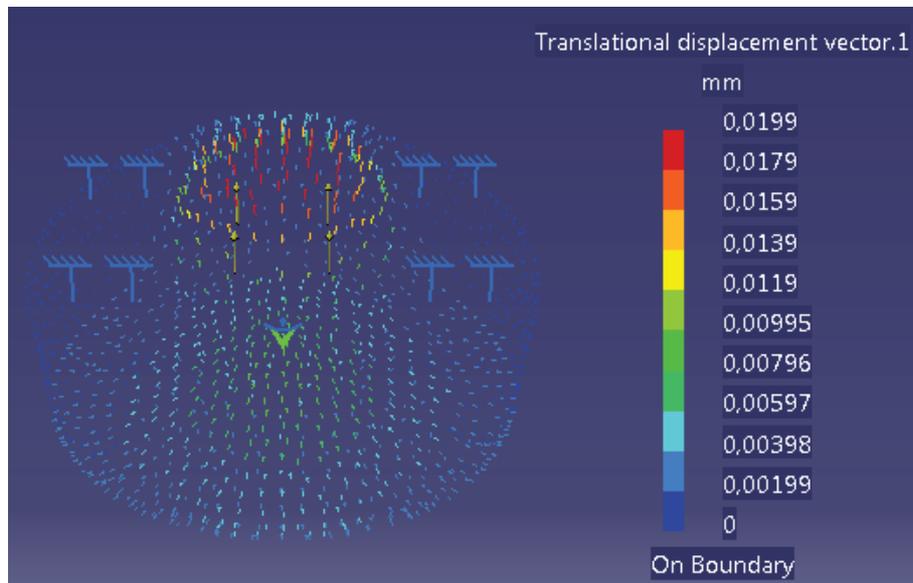


Figura 5.19. Estado de cargas del modelo de acople transmisor de movimiento.

Las Figura 5.20, 5.21 y 5.22 muestran las simulaciones del acople para distintos tamaños de elemento tetraédrico.

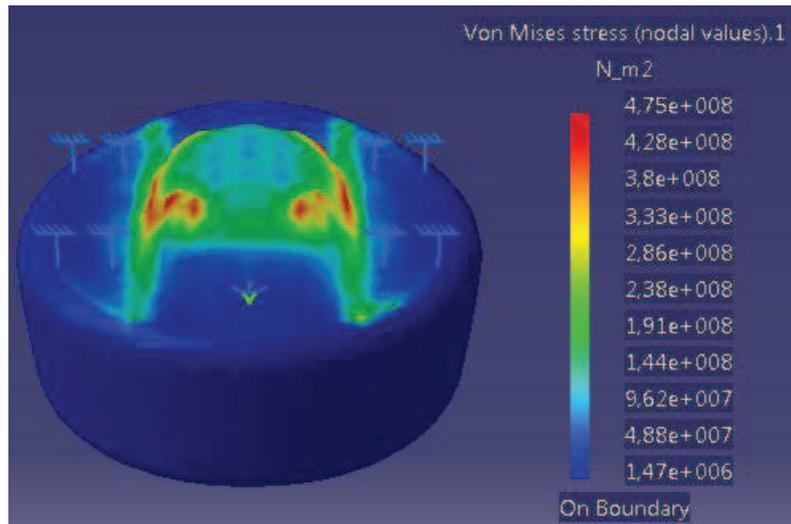


a)

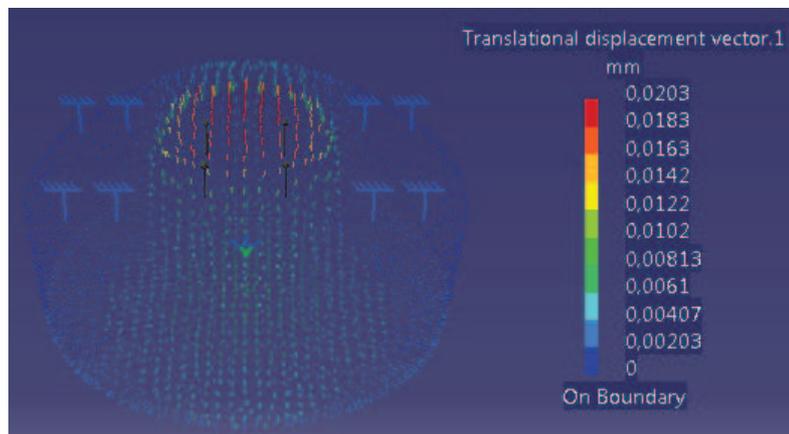


b)

Figura 5.20. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 2 mm en acople transmisor de movimiento.

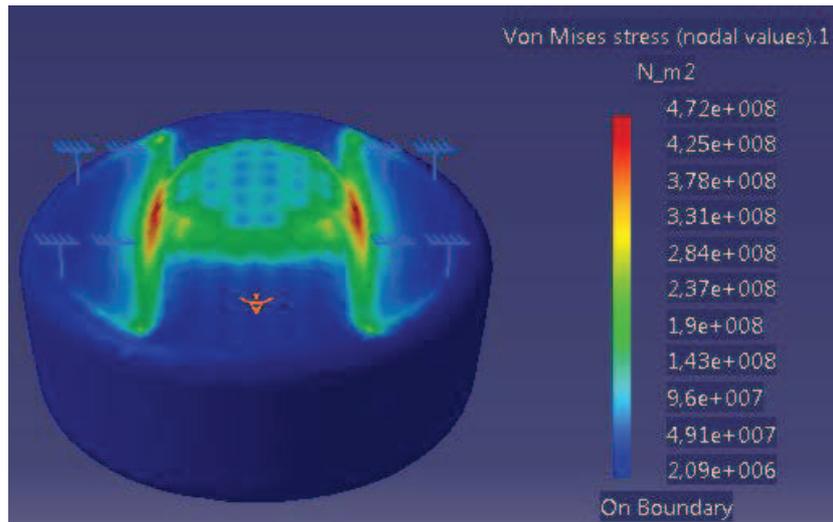


a)

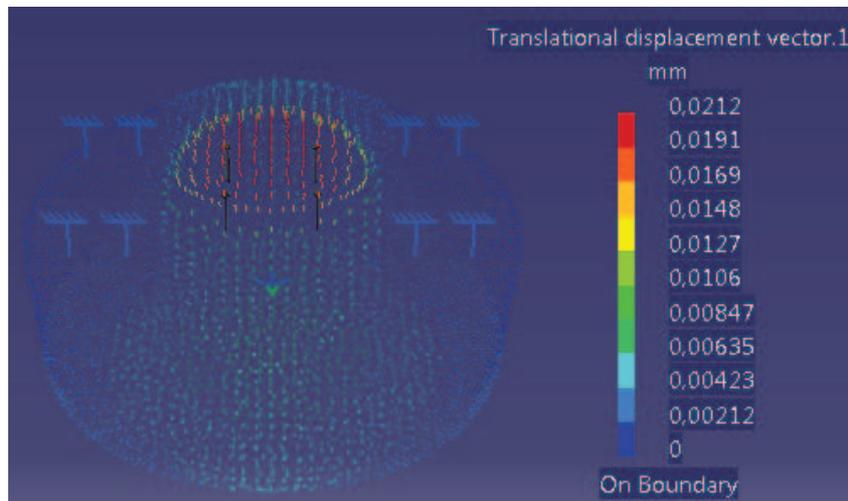


b)

Figura 5.21. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 1,5 mm en acople transmisor de movimiento.



a)



b)

Figura 5.22. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 1 mm en acople transmisor de movimiento.

Como se observa en la Figura 5.21, los resultados de la simulación son: esfuerzo máximo de 475 MPa y deformación máxima de 0,0203 mm, ambos resultados ubicados en la parte central del elemento. El acople transmisor de movimiento será fabricado en acero AISI 4340 debido a que siempre estará expuesto a esfuerzos relativamente altos. Según el catálogo de BOHLER, el esfuerzo de fluencia del tocho que se compraría para la fabricación de esta pieza es de 800 MPa por lo que el factor de seguridad para este elemento es de 1,68, el cual es considerado suficiente para esta parte y no se precisa de un rediseño.

5.2.3.4 Simulación del vástago

Para la simulación de este elemento se introdujeron superficies que reemplacen las secciones roscadas, para colocar las fuerzas y restricciones sobre las mismas. Se seguirán los pasos mostrados anteriormente, con la diferencia de que los tamaños óptimos de los elementos tetraédricos a utilizar serán: 5, 4 y 3,5 mm. Para estos tres tamaños de elemento se realizará la simulación tal como se ilustra en la Figura 5.23.

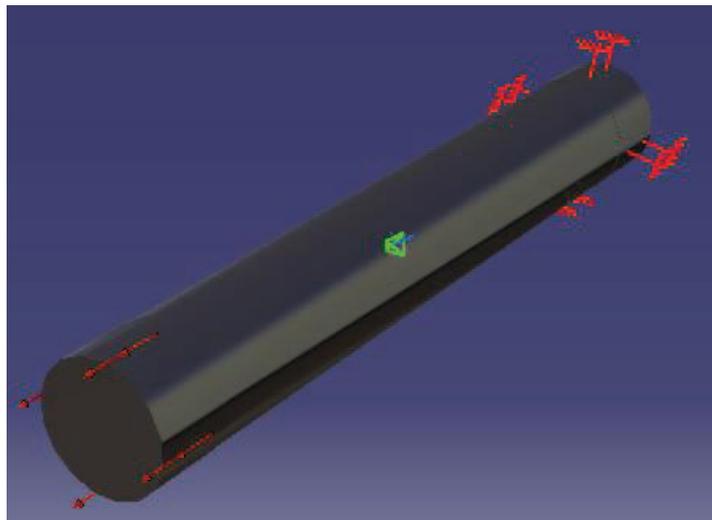
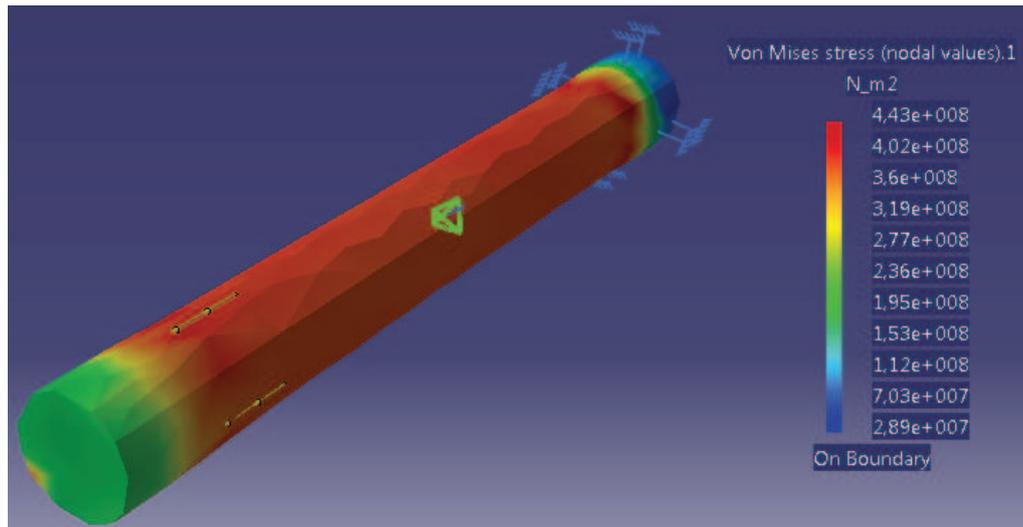
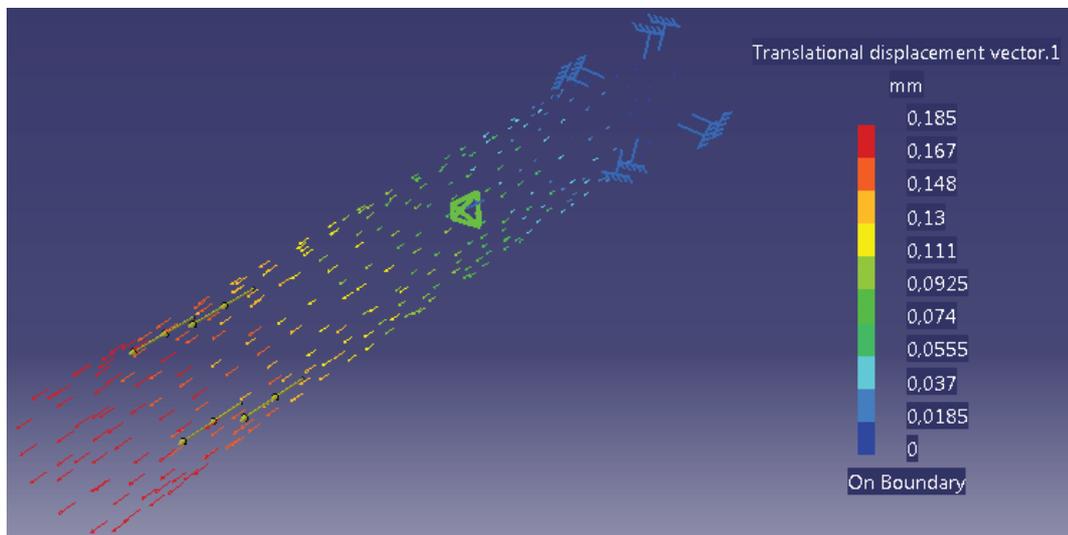


Figura 5.23. Estado de cargas del vástago para simulación.

Las Figura 5.24, 5.25 y 5.26 muestran los resultados de las simulaciones para los distintos tamaños del elemento tetraédrico apropiados para el análisis.

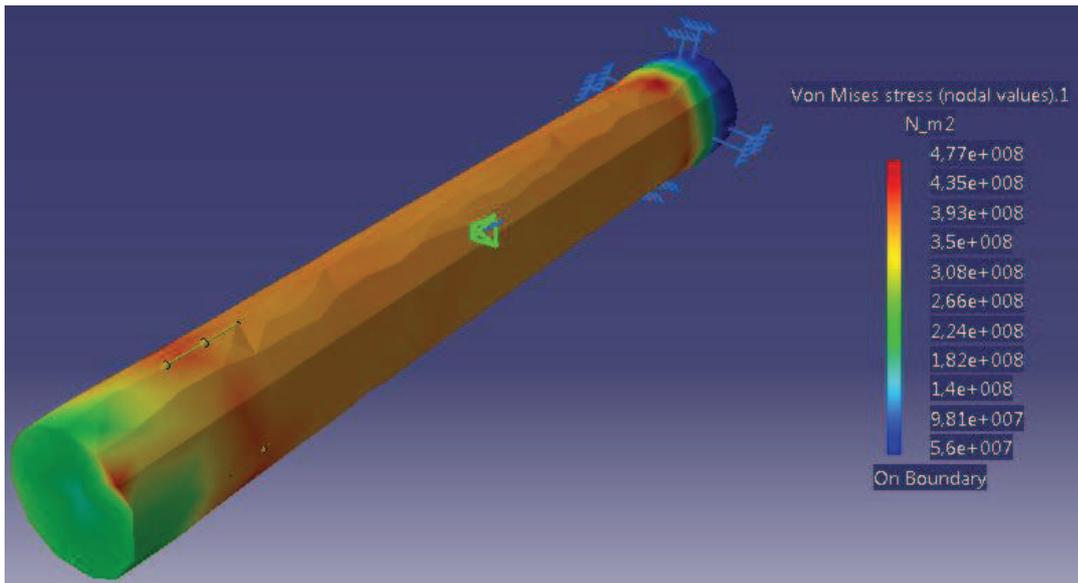


a)

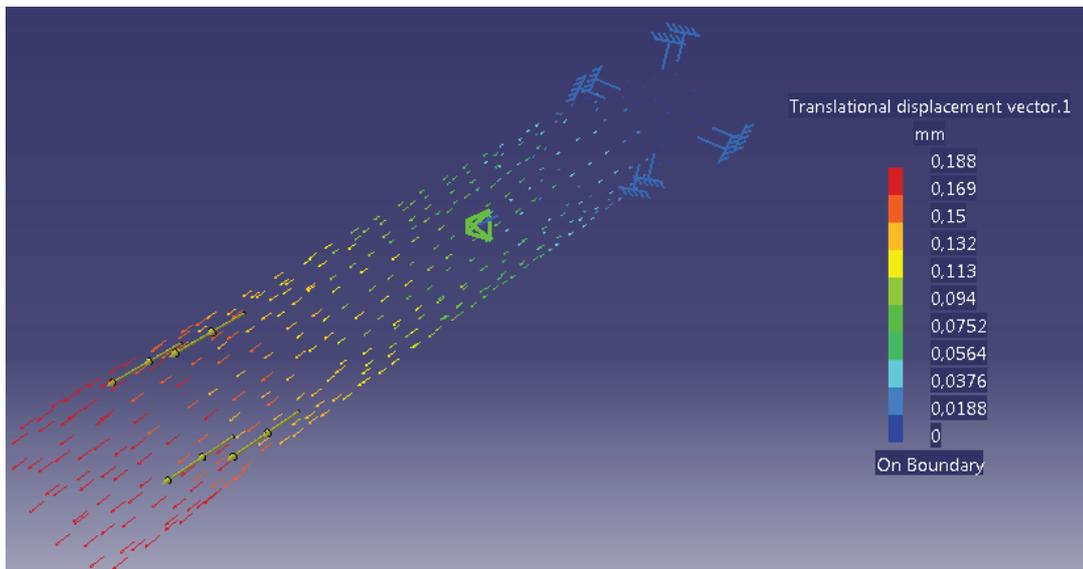


b)

Figura 5.24. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 5 mm en el vástago.

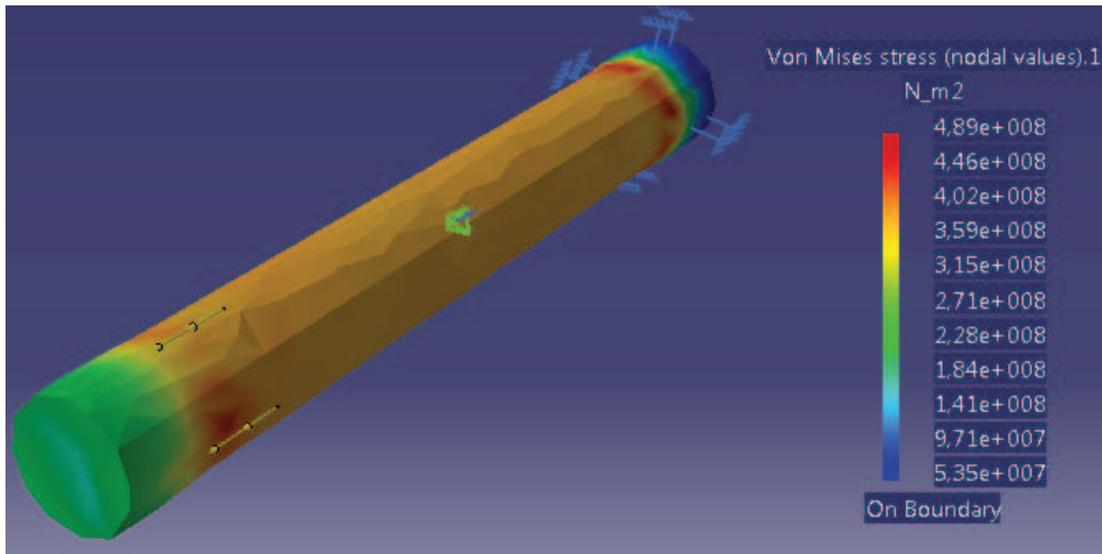


a)

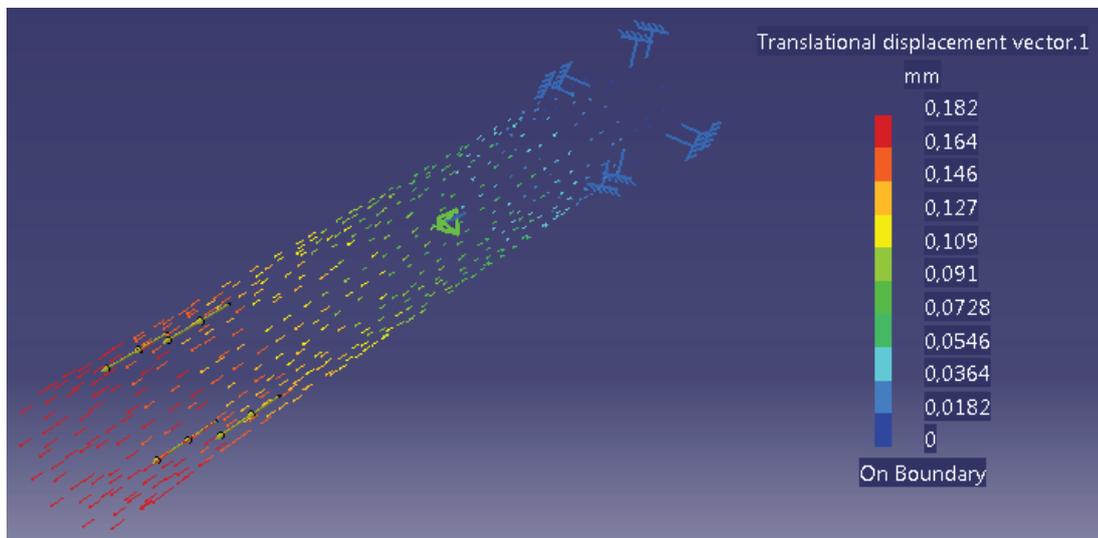


b)

Figura 5.25. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 4 mm en el vástago.



a)



b)

Figura 5.26. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 3,5 mm en el vástago.

La simulación por elementos finitos del vástago arroja que el esfuerzo máximo está localizado cerca al roscado para acoplar el pistón, este valor es de 489 MPa, y además que la deformación máxima es de 0,189 mm y se ubica en las cercanías de la rosca donde se coloca el acople transmisor de movimiento. Debido a la importancia de este elemento y a las altas cargas a las que está sometido durante el trabajo, se ha decidido utilizar acero AISI 4340. Este material presenta un esfuerzo de fluencia de 900 MPa, lo cual permite obtener un factor de

seguridad de 1,84 para esta parte. Este valor es aceptable por lo cual no es necesario llevar a cabo un rediseño.

5.2.3.5 Simulación del perno de anclaje

Se realizarán las mismas operaciones que se aplican al vástago ya que los elementos son similares pero de tamaños diferentes. En este caso los tamaños óptimos del elemento tetraédrico de cálculo son 6, 5 y 4 mm. Ver Figura 5.27.

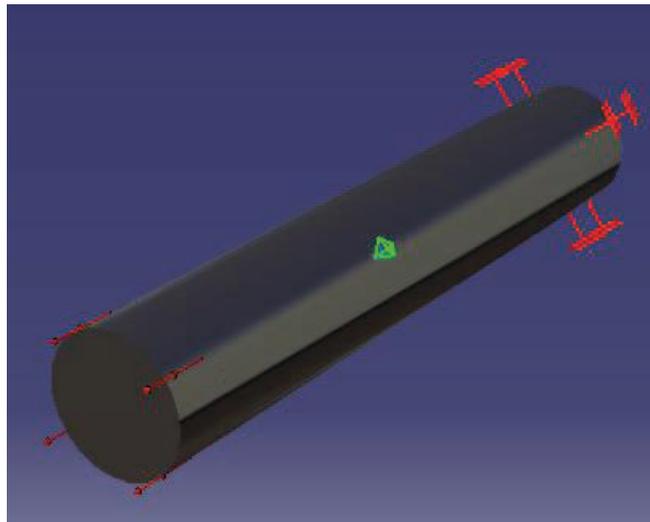
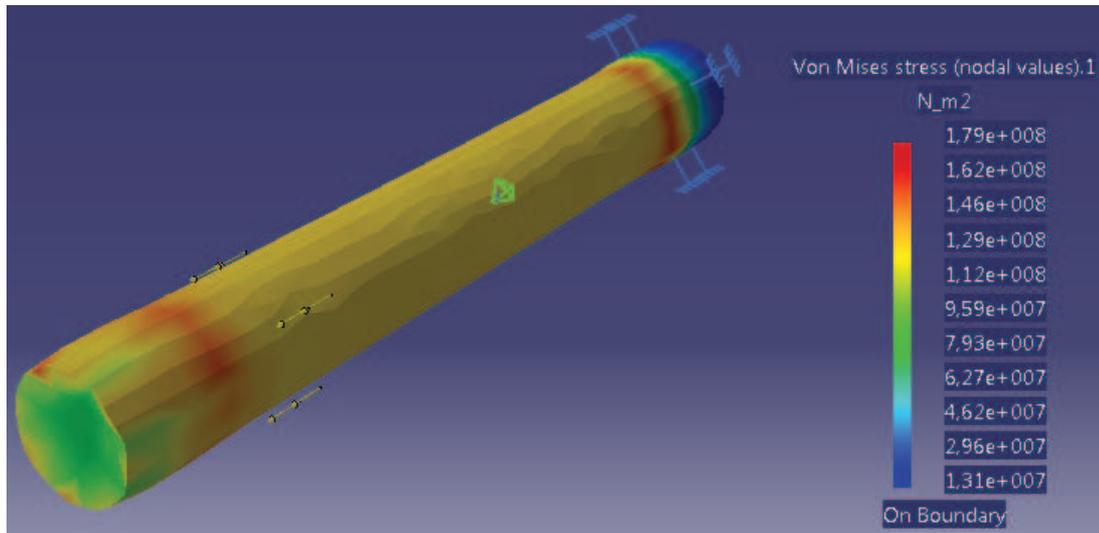
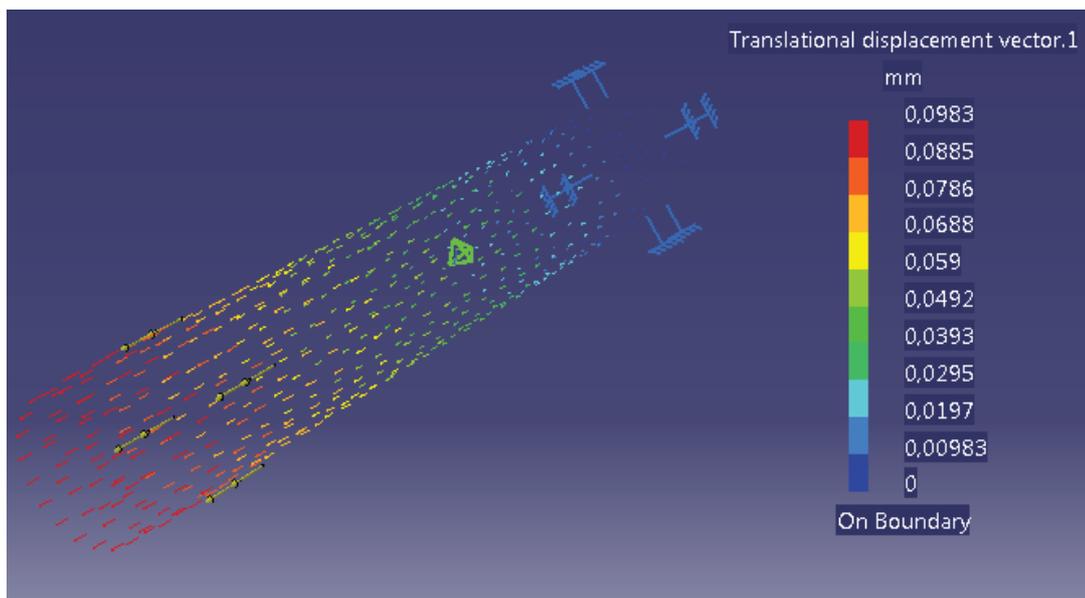


Figura 5.27. Estado de cargas para simulación del perno de anclaje.

Las Figura 5.28, 5.29 y 5.30 muestran los resultados de las simulaciones obtenidas para cada tamaño de elemento tetraédrico propuesto.

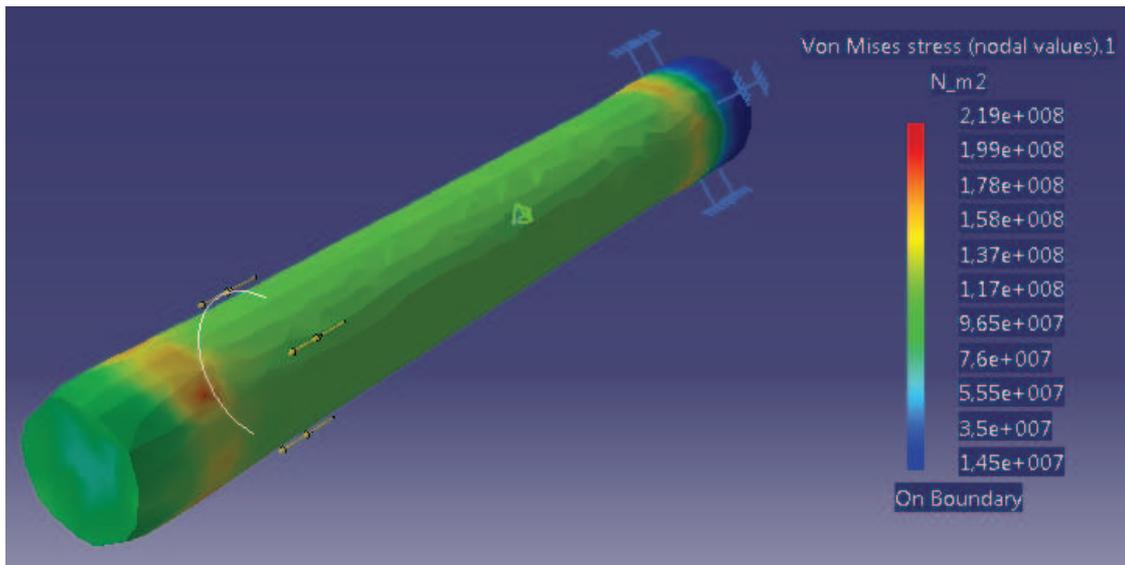


a)

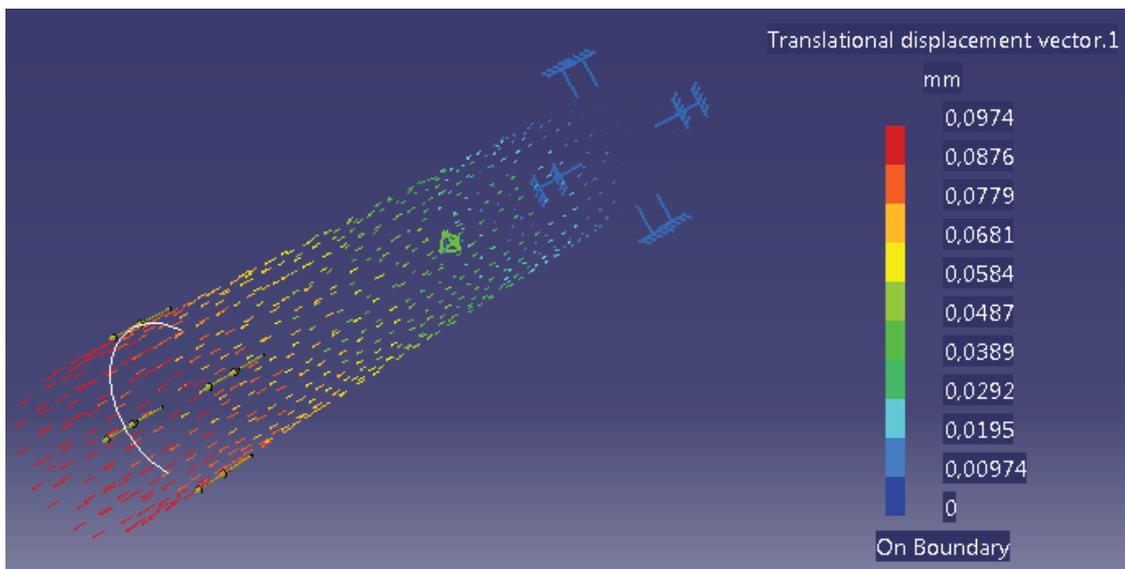


b)

Figura 5.28. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 6 mm en el perno de anclaje.

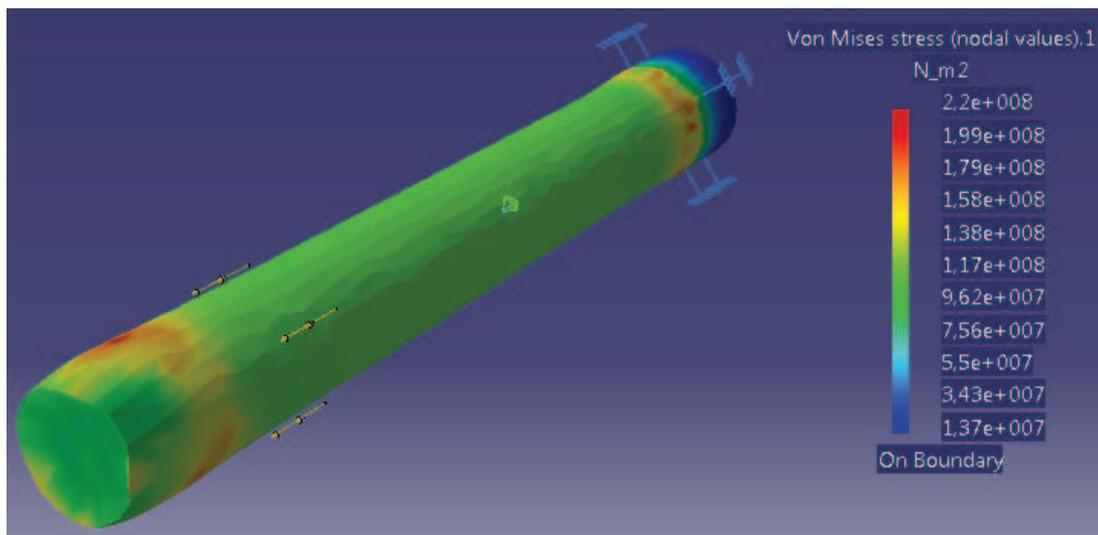


a)

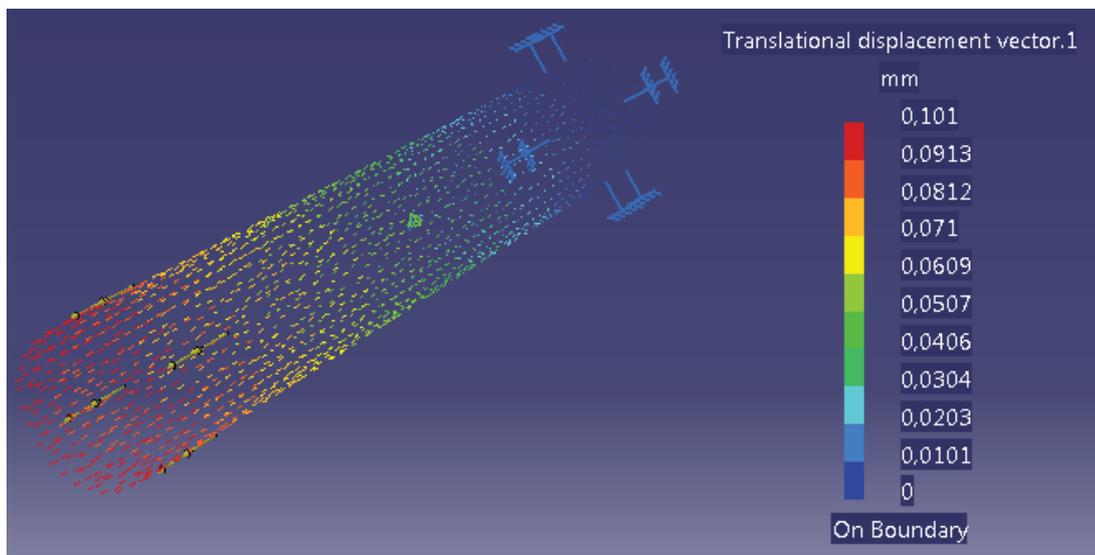


b)

Figura 5.29. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 5 mm en el perno de anclaje.



a)



b)

Figura 5.30. Esfuerzos (a) y deformación (b) para elementos tetraédricos de 4 mm en el perno de anclaje.

Los resultados obtenidos del proceso de simulación son: esfuerzo máximo: 220 MPa ubicado en las cercanías de las zonas roscadas, y una deformación máxima de 0,101 mm ubicada en el zona roscada donde se acopla es sistema de sujeción. En vista de que para este elemento se tiene mayor espacio disponible se ha decidido utilizar un acero AISI 1045, el cual presenta un esfuerzo de fluencia de 330 MPa. Esto permite tener un factor de seguridad de 1,5 para el perno de anclaje.

En la Tabla 5.2 se muestra un resumen de los resultados obtenidos mediante el proceso de simulación por elementos finitos.

Tabla 5.2. Resumen de los resultados obtenidos después del proceso de simulación en el programa CATIA V5 R18.

Elemento	Esfuerzo máximo [MPa]	Esfuerzo de fluencia [MPa]	Factor de seguridad
Cuerpo	457	700	1,53
Cuerpo rediseñado	182	700	3,85
Mordaza	396	800	2
Mordaza rediseñada	400	800	2
Acople transmisor de movimiento	475	800	1,68
Vástago	489	900	1,84
Perno de anclaje	220	330	1,50

Se considera pertinente comparar los valores obtenidos en la simulación con los valores calculados teóricamente en el capítulo 2 (ver Tabla 5.3) a pesar de que pueden presentarse variaciones las cuales en varios casos pueden deberse a las idealizaciones que se realizan en el cálculo teórico de esfuerzos. En otro tipo de elementos como los pernos, las diferencias entre los esfuerzos calculados y los simulados pueden deberse a que la selección de los mismos tiene como respaldo toda una teoría a pesar de que solo funcionen a tracción.

Tabla 5.3. Comparación entre los esfuerzos calculados teóricamente y los obtenidos por el método de los elementos finitos

Elemento	Esfuerzos obtenidos mediante cálculos teóricos (MPa)	Esfuerzos obtenidos por MEF (MPa)	Esfuerzo de fluencia del material (MPa)
Cuerpo	448	457	700
Mordaza	631	396	800
Acople transmisor de movimiento ⁵⁵	575	475	800
Vástago	448	489	900
Perno de anclaje	139	220	330

⁵⁵ Este elemento fue diseñado solamente por el método de los elementos finitos. La diferencia en el valor del esfuerzo corresponde a que en el capítulo 5 se alcanzó la convergencia del sistema.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

1. Mediante la metodología utilizada en este proyecto se ha logrado diseñar el sistema hidráulico de sujeción y posteriormente simular sus partes importantes por el método de los elementos finitos.
2. Debido a que en este proyecto se diseña un sistema que debe adaptarse a una máquina ya existente las condicionantes geométricas son un limitante trascendental.
3. El peso es una característica muy sensible ya que puede variar notablemente con pequeños cambios en la geometría del sistema. Es justamente aquí donde el diseño detallado toma una gran importancia. El peso del sistema está muy cerca del límite planteado, esto se debe a que se debe construir cuerpos robustos para evitar cualquier tipo de falla inesperada.
4. El costo del sistema justifica las facilidades que este brinda y además constituye una buena alternativa comparado con los costos de las mordazas hidráulicas de diferentes proveedores internacionales.
5. A pesar de que la oferta del mercado de máquinas para ensayo de materiales sea bastante completa, siempre será de gran importancia el diseño de dispositivos que complementen las funciones de las máquinas con las que se cuenta en el laboratorio, de tal forma que se puedan satisfacer las necesidades de la industria local.
6. En el diseño de juntas empernadas es importante tomar en cuenta que no solo existe el factor de seguridad para los pernos, sino también se debe considerar el factor que asegura que la junta no se separé, que en este caso es un factor de mucha importancia.

7. El uso de teorías alternativas como en este caso es la teoría de placas puede mejorar el diseño siempre que sea bien utilizada pues la misma entrega valores más cercanos a la realidad y hace que un elemento no quede sobredimensionado lo que implica una disminución del peso.
8. En el diseño es de mucha importancia tomar en cuenta que los materiales no siempre tendrán propiedades mecánicas constantes, pues estos valores pueden variar debido al proceso de fabricación y principalmente por su tamaño.
9. Al momento de diseñar un resorte se debe tener muy en cuenta que los materiales que se muestran en los libros no siempre están disponibles en nuestro mercado, razón por la cual se recomienda averiguar a la casa fabricante cual es el material utilizado.
10. Durante el diseño es preferible utilizar los datos de las propiedades mecánicas que brindan los catálogos de las casas comerciales, ya que en los libros está información es muy resumida y en muchos casos incompleta.
11. La variedad de cilindros hidráulicos disponibles en el mercado local es bastante limitada por lo cual en varios casos y para muchas aplicaciones es preferible fabricar estos dispositivos a medida de las necesidades.
12. En la ingeniería, el método de simulación por elementos finitos es una herramienta muy útil ya que permite tener una idea rápida y confiable de los posibles partes de un cuerpo donde podría ocurrir una falla. Sin embargo, este tipo de software debe ser manejado con criterio ya que posibles errores en la simulación podrían conducir a resultados equivocados.
13. Los resultados de una simulación por el método de los elementos finitos pueden considerarse confiables una vez que la curva esfuerzo vs. tamaño del elemento finito converge. Este estado se alcanza después de haber realizado la simulación varias veces modificando principalmente el tamaño del elemento finito.
14. A pesar de que se haya realizado un proceso de diseño detallado, la simulación por elementos finitos permite observar efectos de concentración de esfuerzo difíciles de predecir mentalmente. Por esta razón y para aprovechar de la mejor forma posible los recursos disponibles hoy en día, no se debe dar

por terminado el diseño hasta proponer soluciones a los posibles modos de falla que se evidencien en la simulación.

15. Al utilizar programas de simulación se recomienda tener en cuenta que no siempre es bueno utilizar elementos con un tamaño muy pequeño, ya que esto puede llevar a posibles errores que a su vez pueden hacer que el diseñador sobredimensione su diseño.

6.2 RECOMENDACIONES

1. La división del diseño en una parte preliminar y otra detallada facilita notablemente el desarrollo del mismo.
2. En el diseño de cualquier sistema mecánico es importante tener datos fiables de las características de los materiales, es por esto que es preferible acercarse a los proveedores para obtener dichos datos.
3. Para el diseño del sistema hidráulico se debe preguntar por la existencia de los equipos seleccionados, ya que en muchas ocasiones estos pueden estar descontinuados o no estar disponibles en el mercado local lo cual posteriormente complicaría su construcción.
4. Para un trabajo posterior que tome como base este proyecto se recomienda reevaluar los métodos de construcción y confirmar la existencia en el mercado de todos los elementos seleccionados.
5. La modelación de las partes de un sistema mecánico debe llevarse a cabo en un programa que preste las herramientas necesarias para darle a este la forma más cercana a la real. Además es muy importante que este programa permita exportar los modelos hasta los programas de simulación por elementos finitos.
6. Para la simulación por el método de los elementos finitos es importante utilizar un programa que permita tener un control directo sobre el tamaño de los elementos para de esta forma ubicar la convergencia del sistema y posteriormente analizar los datos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] DAVIS, Harmer; Ensaye e inspección de los materiales en ingeniería; segunda edición; C.E.C.S.A.; México, D.F.; 1975.
- [2] STUDEMANN, Hans; Ensaye de materiales y control de defectos en la industria del metal; primera edición; URMO; Bilbao; 1982.
- [3] www.ceditec.etsit.upm.es
- [4] YANG, Fuqian; Micro and nano mechanical testing of materials and devices; primera edición; Springer; Nueva York; 2008.
- [5] www.agilent.com
- [6] FOX, Robert; Introducción a la mecánica de los fluidos; cuarta edición; McGraw – Hill; México, D.F.; 1995.
- [7] STRELKOV, Serafim; Mecánica; primera edición; Editorial Mir; Moscú, Rusia; 1978.
- [8] BUNDESINSTITUT FÜR BERUFSBILDUNGSFORSCHUNG; Hidráulica; primera edición; Rucksaldruck; Berlín; 1973.
- [9] PARR, Andrew; Hydraulics and Pneumatics – A technicians and engineers guide; Butterword – Heinemann; Nueva York; 1999.
- [10] TOTTEN; George; Handbook of hydraulic fluid technology; primera edición Marcel Decker; Nueva York; 2000.
- [11] SHIGLEY, Joseph; Mechanical engeneering design, octava edición; McGraw – Hill; Nueva York; 2006.

- [12] ZIENKIEWICZ, Orwiel; El método de los elementos finitos; cuarta edición, McGraw – Hill; Barcelona; 1994.

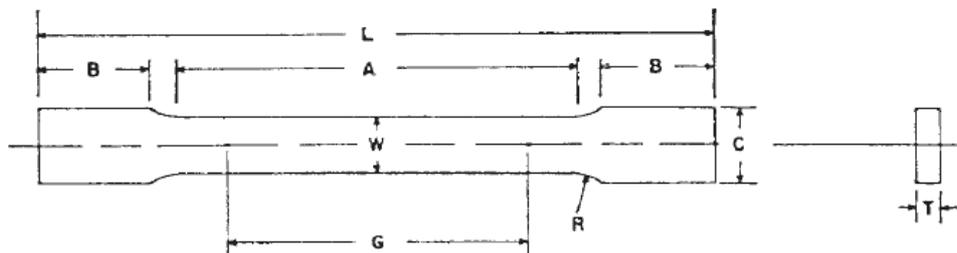
ANEXOS

ANEXO 1
RESUMEN DE LAS MEDIDAS DE LAS PROBETAS
NORMALIZADAS DE TRACCIÓN QUE USUALMENTE SE ENSAYA
EN EL LAEV

A continuación se muestra la forma y medidas de dichas probetas para lo cual se hace referencia a cada una de las normas respectivas. La nomenclatura a utilizar en las probetas es la siguiente:

Parámetro	Símbolo
Longitud calibrada	G
Ancho de la sección reducida	W
Espesor de la probeta	T
Radio de acuerdo	R
Longitud total de la probeta	L
Longitud de la sección reducida	A
Longitud de la sección de sujeción	B
Ancho del cordón de soldadura	S

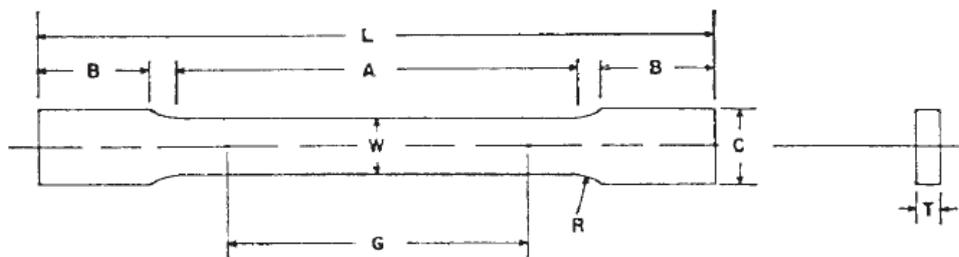
Según la norma ASTM E8 la forma y las medidas de las probetas planas para ensayo de tracción son las siguientes:



Parámetro	Especímenes normalizados			
	Tipo plancha		Tipo lámina	
	mm	in	mm	in
G , longitud calibrada	200 ± 0,25	8,00 ± 0,01	50,0 ± 0,10	2,00 ± 0,005
W , ancho	40 + 3 – 6	1 ½ + 1/8 -1/4	12,5±0,25	0,500 ± 0,010
T , espesor	T, espesor del material			
R , radio de acuerdo	25	1	13	½
L , longitud total de la probeta	450	18	200	8
A , longitud de la sección reducida	225	9	60	2 ¼
B , longitud de la sección de sujeción	75	3	50	2
C , ancho de la sección de sujeción	50	2	20	¾

Las dimensiones y formas de las probetas corresponden al proceso de ensayo de materiales metálicos que provienen de una muestra de material plano, así como lo son las planchas y láminas.

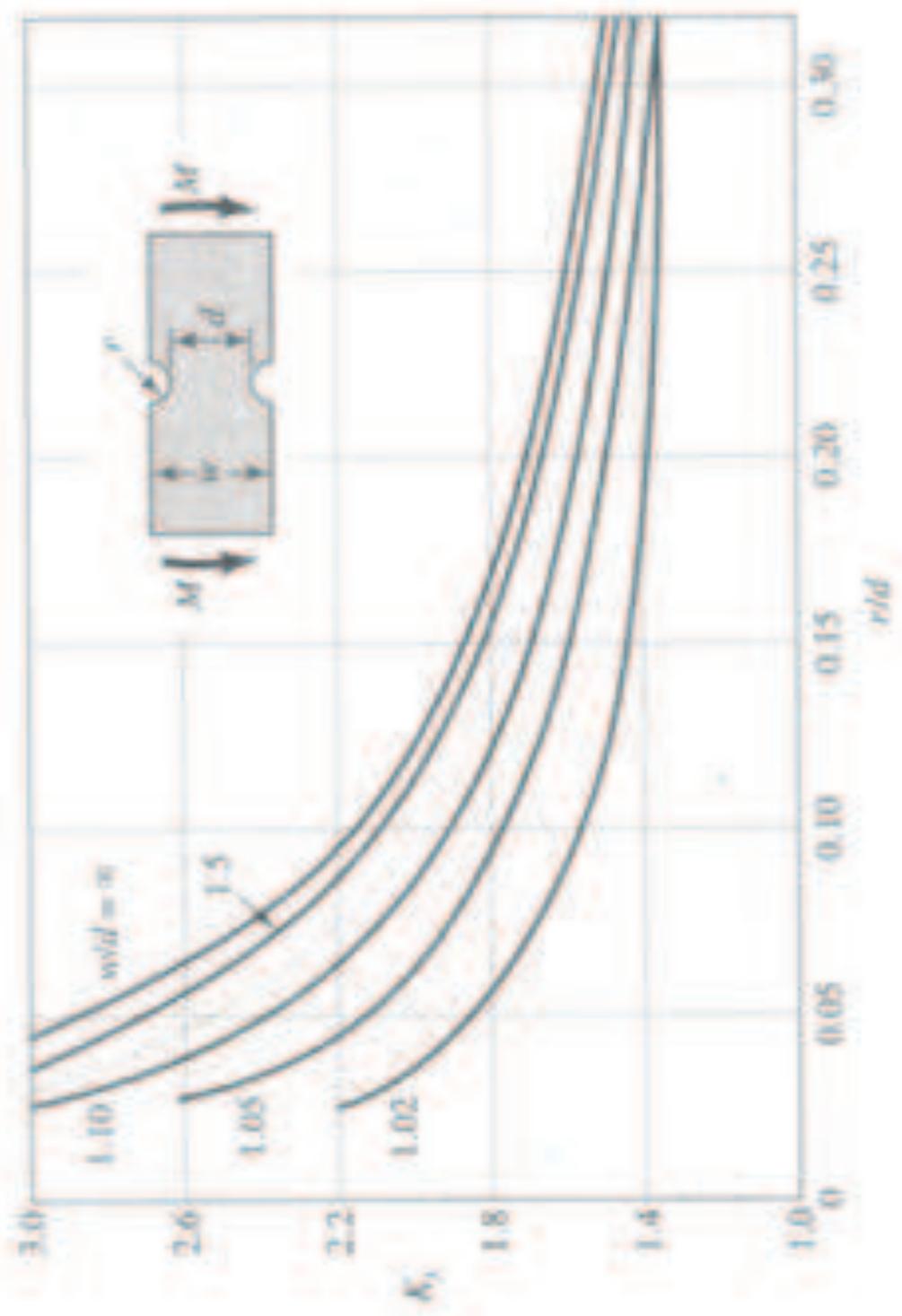
Según la norma ASTM A370, la probeta de sección transversal rectangular para ensayo de tracción debe tener la siguiente forma y medidas:



Parámetro	Especímenes normalizados			
	Tipo plancha		Tipo lámina	
	mm	in	mm	in
G , longitud calibrada	200 ± 0,25	8,00 ± 0,01	50,0 ± 0,10	2,00 ± 0,005
W , ancho	40 + 3 – 6	1 ½ + 1/8 - 1/4	12,5±0,25	0,500 ± 0,010
T , espesor	T, espesor del material			
R , radio de acuerdo	13	½	13	½
L , longitud total de la probeta	450	18	200	8
A , longitud de la sección reducida	225	9	60	2 1/4
B , longitud de la sección de sujeción	75	3	50	2
C , ancho de la sección de sujeción	50	2	20	¾

ANEXO 2

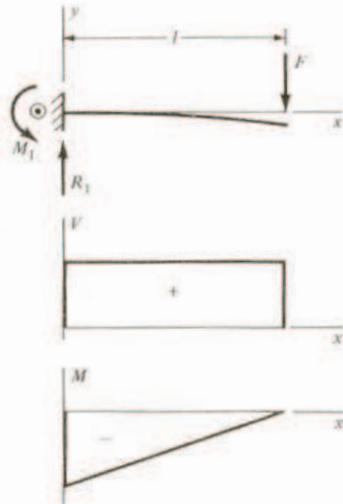
FACTOR TEÓRICO DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS



ANEXO 3
FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN EN VIGAS

TABLA A-9
Cortante, momento y deflexión de vigas

1 En voladizo. Carga en el extremo



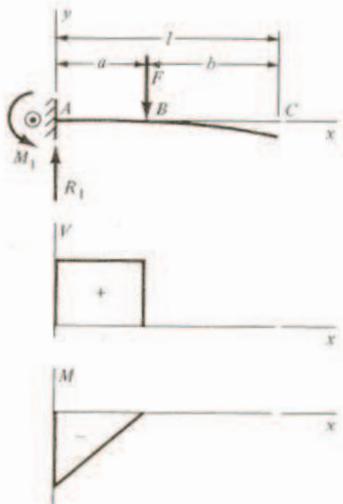
$$R_1 = V = F \quad M_1 = -Fl$$

$$M = F(x - l)$$

$$y = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$

2 En voladizo. Carga intermedia



$$R_1 = V = F \quad M_1 = -Fa$$

$$M_{AB} = F(x - a) \quad M_{BC} = 0$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3x)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3l)$$

ANEXO 4
FACTORES TEÓRICOS DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

TABLA A-15

Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t (Cont.)

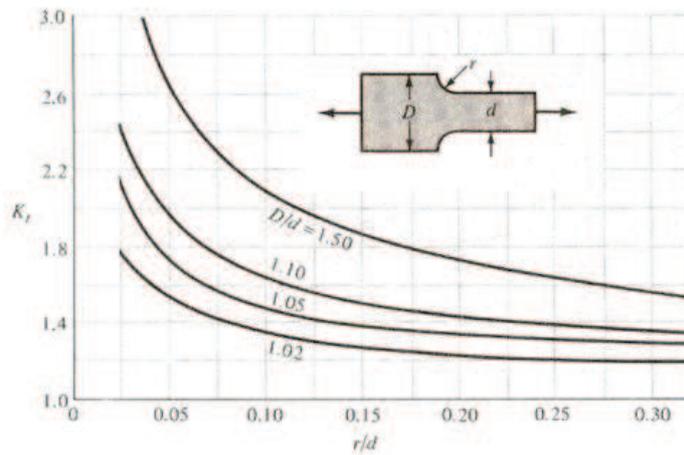


FIGURA A-15-5

Barra rectangular con entalles transversales sometida a tensión o compresión simple. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = dt$ y t es el espesor.

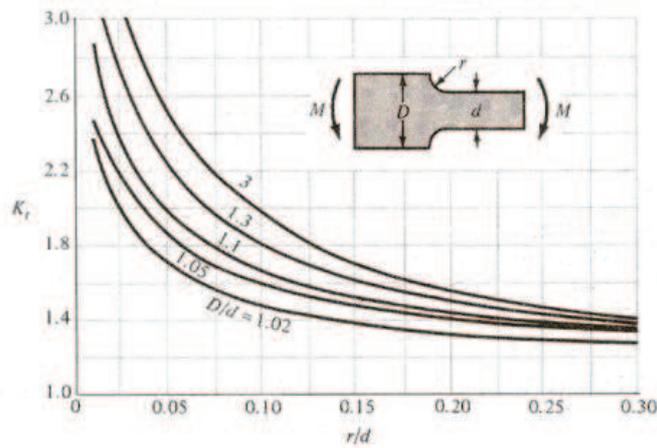


FIGURA A-15-6

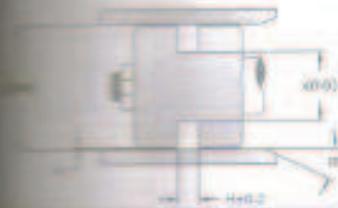
Barra rectangular con entalles transversales sometida a flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$, $I = td^3/12$ y t es el espesor.

ANEXO 5
CATÁLOGO DE SELLOS



PISTON SEALS

O-Ring



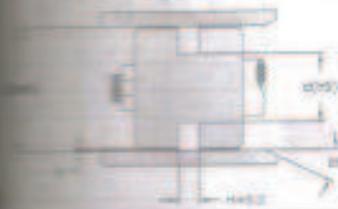
Application: hydraulic single-acting piston seals
Material: Urethane, NBR, PTFE, Fluorocarbon

Standard Recommended Dimensions

D (Range)	d	H
15 - 25	D - 8	6
25.1 - 30	D - 10	7
30.1 - 75	D - 12	8
75.1 - 150	D - 15	10
150.1 - 300	D - 20	12
300.1 - 450	D - 25	15
450.1 - 575	D - 30	20

All Dimensions Are Millimeters

Two Piece Seal



Application: Hydraulic double-acting piston seals
Material: Urethane, NBR, PTFE, Fluorocarbon

Standard Recommended Dimensions

D (Range)	d	H
10 - 15	D - 4.9	2.2
15.1 - 40	D - 7.5	3.3
40.1 - 80	D - 11	4.3
80.1 - 135	D - 16.5	6.3
135.1 - 300	D - 21	8.1
300.1 - 575	D - 24.5	9.1

All Dimensions Are Millimeters

Compact Seal



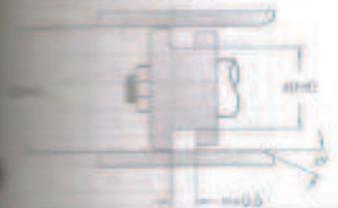
Application: hydraulic double-acting piston seals
Material: Urethane, NBR, PTFE, Fluorocarbon

Standard Recommended Dimensions

D (Range)	d	ds	L	L ₁
20 - 30	D - 10	D - 5	12.5	4
30.1 - 80	D - 15	D - 4	20	4
80.1 - 150	D - 20	D - 5	25	6.5
150.1 - 300	D - 25	D - 6	30	7
300.1 - 600	D - 30	D - 8	36	7

All Dimensions Are Millimeters

Pneumatic U-Seal



Pressure: 100 psi max
Application: Hydraulic single-acting piston seals
Material: Urethane, NBR, PTFE, Fluorocarbon

Standard Recommended Dimensions

D (Range)	d	H
10 - 25	D - 8	6
25.1 - 50	D - 10	7
50.1 - 75	D - 12	8
75.1 - 150	D - 15	10
150.1 - 300	D - 20	12
300.1 - 450	D - 25	15
450.1 - 575	D - 30	20

All Dimensions Are Millimeters

CUSTOM SEALS

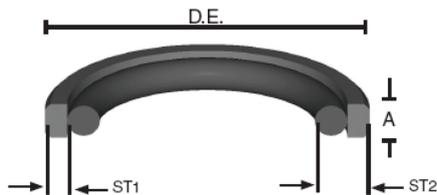
NORTH AMERICA
PHONE 1-800-777-9617
FAX 1-800-776-6391

SALES OFFICE HOURS
8 A.M. TO 5 P.M. EASTERN TIME
www.HerculesUS.com

WORLDWIDE
PHONE 1-727-706-1300
FAX 1-727-797-6845

SELLOS DEL PISTÓN DE DOS PIEZAS - ESTILO MPS

Moldeado de PTFE llenado y trabajado a máquina para cerrar tolerancias, estos sellos ofrecen fricción baja y características excelentes ante el desgaste. Los anillos de Nitrilo se utilizan para los activadores.



INFORMACIÓN DEL SELLO

MATERIAL	SELLO DEL PISTÓN PTFE ACTIVADOR DE NITRILLO 70
RANGO DE TEMPERATURA	-40° a +110° C
RANGO DE PRESIÓN	0 a 5,000 PSI
NÚMERO DE PARTE	(Prefijo) - (DE) X (A) X (CS1)

SELLOS ENSAMBLADOS PARA PISTÓN

N° de Parte	DE	A	ST1	ST2	Precio de Lista	N° de Parte	DE	A	ST1	ST2	Precio de Lista
MPS-12X2X1-B5	12	2	1	2.78	\$ 6.09	MPS-52X4X2.9-B5	52	4	2.9	6.43	\$ 16.71
MPS-15X3X2-B5	15	3	2	4.62	7.09	MPS-53X4X2.5	53	4	2.5	6	12.95
MPS-16X2X1-B5	16	2	1	2.78	8.05	MPS-55X4X2.9-B5	55	4	2.9	6.43	19.36
MPS-20X3X2-B5	20	3	2	4.62	8.05	MPS-55X4.3X2	55	4.3	2	5.53	18.07
MPS-22X3X2-B5	22	3	2	4.62	8.05	MPS-55X6X3.5	55	6	3.4	8.73	21.30
MPS-25X3X2-B5	25	3	2	4.62	8.05	MPS-56X4X2.9-B5	56	4	2.9	6.43	20.65
MPS-28X3X2-B5	28	3	2	4.62	9.34	MPS-60X3.8X2	60	3.8	2	5.5	12.71
MPS-30X2X1-B5	30	2	1	2.78	10.32	MPS-60X4X2.9-B5	60	4	2.9	6.43	11.31
MPS-30X3X2-B5	30	3	2	4.62	9.34	MPS-60X4.4X1.3	60	4.4	1.3	4.8	17.70
MPS-32X2X1-B5	32	2	1	2.78	12.97	MPS-60X4.9X2.5	60	4.9	2.5	6	15.44
MPS-32X3X2	32	3	2	4.62	9.34	MPS-60X6X3.5	60	6	3.5	8.83	21.36
MPS-35X3X2-B5	35	3	2	4.62	9.34	MPS-60X7X2.5	60	7	2.5	7.83	5.37
MPS-36X3X2-B5	36	3	2	4.62	11.31	MPS-63X4X2.9-B5	63	4	2.9	6.43	11.31
MPS-40X3X2-B5	40	3	2	4.62	11.31	MPS-63X5X1	63	5	1	6.33	25.56
MPS-40X4X2.9-B5	40	4	2.9	6.43	11.31	MPS-63X6X3.5	63	6	3.5	8.88	21.36
MPS-40X6X3.5-B5	40	6	3.5	8.83	11.31	MPS-63X7.3X2.5	63	7.3	2.5	8.2	21.56
MPS-42X4X2.9-B5	42	4	2.9	6.43	13.76	MPS-65X4X2.9-B5	65	4	2.9	6.43	29.49
MPS-45X4.3X2	45	2	4.3	5.75	11.30	MPS-65X6X3.5	65	6	3.5	8.83	21.80
MPS-45X3.8X1.5	45	3.8	1.5	5	9.35	MPS-65X7.3X2.5	65	7.3	2.5	8	13.56
MPS-45X4X2.9-B5	45	4	2.9	6.43	11.31	MPS-70X4X1.8	70	4	1.8	4.9	13.77
MPS-45X4.3X2	45	4.3	2	6.52	11.30	MPS-70X4X2.5	70	4	2.5	6	21.66
MPS-45X4.4X1.2	45	4.4	1.2	4.7	10.72	MPS-70X4X2.9	70	4	2.9	6.43	11.79
MPS-48X4X2.9-B5	48	4	2.9	6.43	17.89	MPS-70X6X3.5	70	6	3.5	8.83	22.76
MPS-50X2.7X2.5	50	2.7	2.5	5.12	10.22	MPS-70X6.2X2.5	70	6.2	2.5	8.2	15.12
MPS-50X3X2-B5	50	3	2	4.62	17.89	MPS-70X7X2.5	70	7	2.5	7.83	6.03
MPS-50X3.8X1.5	50	3.8	1.5	4	13.00	MPS-71X7.3X2.5	71	7.3	2.5	8.2	17.43
MPS-50X4X2.9-B5	50	4	2.9	6.43	11.31	MPS-75X4X2.9-B5	75	4	2.6	6.43	12.28
MPS-50X4.3X2	50	4.3	2	5.53	18.07	MPS-75X6.2X2.5	75	6.2	2.5	8.2	19.60
MPS-50X4.4X1.2	50	4.4	1.2	4.73	14.37	MPS-75X7.3X2.5	75	7.3	2.5	8.1	14.85
MPS-50X6X3.5	50	6	3.5	8.8	19.53	MPS-80X4X2.9-B5	80	4	2.9	6.43	19.16

TEL. MEXICO 001-888-236-4102
FAX 001-888-236-4107
www.HerculesMX.com

HORAS DE OFICINA
DE 8 A.M. A 5 P.M. TIEMPO ESTE
www.HerculesUS.com

A NIVEL MUNDIAL
TEL. 1-727-796-1300
FAX 1-727-797-8849



SELLOS "U" PARA VÁSTAGO CON ANILLO DE RESPALDO - ESTILO MRTUB

Moldeado de uretano de alto rendimiento, este sello emplea tres promotores: un anillo del activador para el lacre de la presión baja; un labio adicional para estabilidad, retención del lubricante, y bloquea el contaminante; y un plástico duro I.D. anillo de reserva para la resistencia de la protuberancia.

SELLOS "U" PARA VÁSTAGO

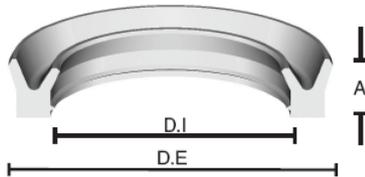

INFORMACIÓN DEL SELLO

MATERIAL	SELLO DE URETANO RESPALDO DE POLIACETAL
TEMPERATURA	-40° a +110° C
PRESIÓN	0 a 6,000 PSI
NÚMERO DE PARTE	(Prefijo) - (DI) X (DE) X (A)

N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista
MRTUB-35X50X9.5	\$ 25.57	MRTUB-56X71X11.4	\$ 34.86	MRTUB-80X95X13	\$ 49.36	MRTUB-110X130X14.6	\$ 58.94
MRTUB-36X46X7.3	26.05	MRTUB-60X73X13	30.86	MRTUB-85X100X13	37.37	MRTUB-120X135X14.6	63.46
MRTUB-40X50X7.3	27.73	MRTUB-60X75X11.4	36.69	MRTUB-90X105X11.4	49.99	MRTUB-120X140X13	46.51
MRTUB-45X55X7.3	30.05	MRTUB-63X78X11.4	38.04	MRTUB-90X105X13	40.21	MRTUB-140X160X13	51.94
MRTUB-45X60X11.4	30.86	MRTUB-63X83X11.8	38.93	MRTUB-95X110X13	41.08		
MRTUB-50X60X7.3	32.29	MRTUB-70X85X11.4	41.31	MRTUB-100X115X13	42.18		
MRTUB-50X65X11.4	33.24	MRTUB-75X88X13	33.75	MRTUB-100X120X14.6	54.59		
MRTUB-55X70X11.4	34.38	MRTUB-80X95X11.4	45.65	MRTUB-110X130X13	44.82		

SELLOS "U" PARA VÁSTAGO - ESTILO MRTU

Moldeado en un uretano resistente sello que emplea un labio adicional cerca del talón. El diseño gemelo del labio proporciona estabilidad, fricción-reduciendo la retención del lubricante, y un bloqueador del contaminante. VME - El labio secundario es más fuerte que el talón del MRTU estándar.



INFORMACIÓN DEL SELLO

MATERIAL	URETANO
RANGO DE TEMPERATURA	-54° a 104° C
RANGO DE PRESIÓN	0 a 5,000 PSI
NÚMERO DE PARTE	(Prefijo) - (DI) X (DE) X (A)

N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista
MRTU-12X18X5.7	\$ 6.26	MRTU-18X25X5	\$ 7.12	MRTU-22X30X5.7	\$ 6.19	MRTU-28X38X7.3	\$ 6.81
MRTU-12X20X5.7	6.32	MRTU-18X26X6	7.91	MRTU-22X32X7.3	6.45	MRTU-28X43X11.4	6.81
MRTU-16X22X5	7.06	MRTU-20X26X5	5.64	MRTU-25X33X5.7	6.19	MRTU-30X38X6.3	6.81
MRTU-16X24X5.7	7.70	MRTU-20X28X5.7	6.45	MRTU-25X35X7.7	6.81	MRTU-30X40X10	7.06
MRTU-16X26X7.7	6.78	MRTU-20X30X7.7	6.76	MRTU-25X35X10	6.81	MRTU-32X40X6	5.90

TEL. MEXICO 001-888-236-4102
FAX 001-888-236-4107
www.HerculesMX.com

HORAS DE OFICINA
DE 8 A.M. A 5 P.M. TIEMPO ESTE
www.HerculesUS.com

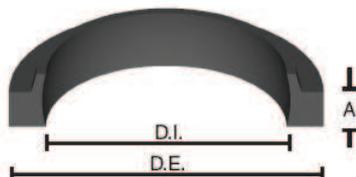
A NIVEL MUNDIAL
TEL. 1-727-796-1300
FAX 1-727-797-8849



LIMPIADORES SNAP-IN - ESTILO MSWE

Moldeado en uretano, este limpiador es bastante flexible encajarse a presión en un surco.

ANILLOS LIMPIADORES



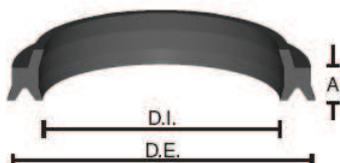
INFORMACIÓN DEL SELLO

MATERIAL	URETANO
RANGO DE TEMPERATURA	-34° a +104° C
NÚMERO DE PARTE	(Prefijo) - (DI) X (DE) X (A)

N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista
MSWE-14X20X3.8	\$ 1.73	MSWE-42X50X4	\$ 3.65	MSWE-65X75X7	\$ 9.38	MSWE-110X122X7	\$ 8.14
MSWE-16X22X3	1.82	MSWE-45X53X5	4.26	MSWE-70X78X5	6.56	MSWE-115X127X7	8.14
MSWE-18X24X3.5	1.44	MSWE-45X55X5	4.36	MSWE-78X88X5	7.88	MSWE-120X128X5	9.49
MSWE-20X26X3	1.53	MSWE-50X58X5	5.07	MSWE-75X83X5	6.56	MSWE-120X130X5	10.51
MSWE-20X28X5	1.34	MSWE-50X60X5	5.39	MSWE-80X88X5	6.79	MSWE-120X132X7	8.14
MSWE-22X30X5	1.73	MSWE-50X60X7	6.99	MSWE-80X92X7	6.92	MSWE-125X137X7	9.21
MSWE-25X33X5	1.99	MSWE-55X63X5	6.94	MSWE-85X93X5	7.03	MSWE-130X142X7	9.21
MSWE-28X36X5	2.15	MSWE-56X64X5	5.39	MSWE-90X98X5	7.16	MSWE-140X148X5	17.82
MSWE-30X38X5	3.31	MSWE-56X66X6.3	9.01	MSWE-90X100X6.3	8.17	MSWE-141X151X5	10.95
MSWE-32X40X5	3.01	MSWE-60X68X5	5.41	MSWE-90X102X7	4.73	MSWE-150X162X7	11.15
MSWE-35X43X5	4.86	MSWE-60X70X7	8.23	MSWE-90X102X7	4.73	MSWE-160X168X5	11.63
MSWE-36X44X5	4.31	MSWE-63X71X5	5.96	MSWE-95X107X7	8.12	MSWE-162X172X5	14.89
MSWE-40X48X5	4.86	MSWE-63X71.6X5	10.13	MSWE-99X109X5	8.87	MSWE-183X193X5	21.34
MSWE-40X50X5	5.05	MSWE-63X73X6.3	10.13	MSWE-100X115X9.5	14.29	MSWE-200X220X10	44.88
MSWE-40X50X7	5.94	MSWE-65X73X5	6.13	MSWE-105X113X5	13.70	MSWE-207X217X5	23.54

LIMPIADORES SNAP-IN - ESTILO MSWH

Moldeado en uretano, este limpiador ofrece un labio doble que previene que el líquido se filtre por el sello de la barra al salir del cilindro.



INFORMACIÓN DEL SELLO

MATERIAL	URETANO
RANGO DE TEMPERATURA	-34° a +104° C
NÚMERO DE PARTE	(Prefijo) - (DI) X (DE) X (A)

N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista
MSWH-14X22X4.5	\$ 1.84	MSWH-20X28X4.5	\$ 2.04	MSWH-25X32X3.75	\$ 5.80	MSWH-30X38X5	\$ 2.30
MSWH-16X24X4.5	1.96	MSWH-22.4X30.4X4.5	2.11	MSWH-25X33X4.5	2.23	MSWH-31.5X39.5X5	2.43
MSWH-18X26X4.5	1.96	MSWH-23.5X31.5X4.5	2.11	MSWH-28X36X4.5	2.23	MSWH-32X40X5	4.26

TEL. MEXICO 001-888-236-4102
FAX 001-889-236-4107
www.HerculesMX.com

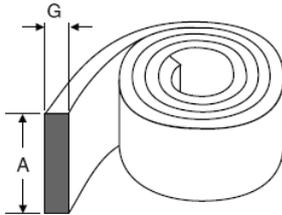
HORAS DE OFICINA
DE 8 A.M. A 5 P.M. TIEMPO ESTE
www.HerculesUS.com

A NIVEL MUNDIAL
TEL. 1-727-796-1300
FAX 1-727-797-8849



BANDAS DE GUÍA FLEXIBLES - ESTILO MGF

Fabricado de resinas tejidas de tela y de poliéster, este material se puede cortar a la longitud para caber en surcos de la barra o del pistón.



INFORMACIÓN DEL SELLO

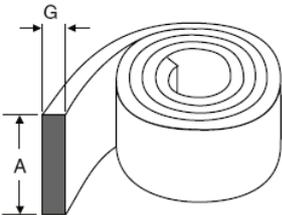
MATERIAL	POLIESTER REFORZADO CON TELA
RANGO DE TEMPERATURA	-40° a +121° C
FUERZA COMPRESIVA	8,500 PSI
NÚMERO DE PARTE	(Prefijo) - (A) X (TH)

BANDAS DE DESGASTE

N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista	N° de Parte	Precio de Lista
MGF-5.6X2.5	\$ 12.42	MGF-13X2.5	\$ 15.39	MGF-20X2.5	\$ 21.56
MGF-9.7X2.5	12.96	MGF-15X2.5	16.23	MGF-25X2.5	22.25

BANDAS DE GUÍA FLEXIBLES - ESTILO MGB

Fabricado en una variedad grande de anchuras y de groesos, este material produce capacidades bajas de fricción pero con fuerza compresiva baja. El material también tiene la capacidad de injerir partículas de metal y de guardarlas en el área de sello.



INFORMACIÓN DEL SELLO

MATERIAL	PTFE RELLENO 40% DE BRONCE
RANGO DE TEMPERATURA	-46° a +199° C
FUERZA COMPRESIVA	1,700 PSI
NÚMERO DE PARTE	(Prefijo) - (A) X (G)

N° de Parte	Precio de Lista						
MGB-4X2.5	\$ 8.46	MGB-7.9X4	\$ 21.76	MGB-10X2	\$ 14.27	MGB-15X2.5	\$ 16.97
MGB-5.5X2.5	10.51	MGB-8X2	16.57	MGB-12X4	28.74	MGB-20X2	12.65
MGB-6X4	11.44	MGB-8.9X4	26.12	MGB-14X3.5	20.11	MGB-20X2.5	19.70
MGB-6.1X2.5	10.41	MGB-9.5X2.5	13.10	MGB-14.5X4	32.59	MGB-30X2.5	21.53
MGB-7.9X2.5	10.41	MGB-9.5X4	21.53	MGB-15X2	11.58	MGB-50X2	26.33

ANEXO 6
CATÁLOGO DE BOMBAS DE ENGRANAJE



Pumps & Accessories

Single Hydraulic Pumps • Fixed Displacement Gear Pumps

Eaton Series 26 Gear Pumps

To 24 GPM @ 1800 RPM • Up to 3000 PSI • Up to 3600 RPM



Features: 13-tooth gears minimize the flow ripple for reduced noise and vibration. Bearing lubrication system uses inlet oil instead of high pressure oil, improving volumetric efficiency. Innovative wear plate permits simple rotation change.

Application: Rotation may be reversed by reconfiguring internal parts - no extra parts are required. Simply open the pump, switch the drive gear and idler gear, reposition the plug and reassemble. Side Load Limits - contact us for assistance.

Pressure Limits: Outlet: Varies with displacement (See table below). Inlet: Maximum inlet vacuum at operating condition 6.0 In. Hg.

Rated Speeds: Varies with displacement (See table below).

Operating Temperatures: Minimum Operating -20°F. Maximum Continuous 220°F. Minimum Continuous Oil Viscosity 45 SSU.

Dimensions: page 174

Foot Brackets: page 152



Eaton Series 26 Gear Pumps • To 24 GPM @ 1800 RPM • Up to 3000 PSI • Up to 3600 RPM

Catalog Part No.	Eaton Model	Displacement Pressure Rating Max Speed	Flow GPM 1800 RPM	Mtg Flange	Shaft	Ports	Rotation	Other Features	Wt.	Price Each
C1JY24	26001-RZC	0.400 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	3.1	2-Bolt SAE A	3/4 St.Keyed x 1-1/4 long	SAE-16 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		6.20	
C1JB79	26001-RZG	0.400 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	3.1	2-Bolt SAE A	5/8 St. Keyed	SAE-12 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		4.78	
•C1JB80	26001-RZJ	0.400 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	3.1	2-Bolt SAE A	9 Tooth SAE A Splined	SAE-12 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		4.72	
C1JY25	26002-RAE	0.500 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	3.9	2-Bolt SAE A	9 Tooth SAE A Splined	SAE-16 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		6.10	
C1JB81	26002-RZC	0.500 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	3.9	2-Bolt SAE A	3/4 St.Keyed x 1-1/4 long	SAE-16 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		4.86	
C1ES86	26002-RZE	0.500 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	3.9	2-Bolt SAE A	9 Tooth SAE A Splined	SAE-16 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		4.80	
C1JY26	26003-LZC	0.580 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	4.5	2-Bolt SAE A	3/4 St.Keyed x 1-1/4 long	SAE-16 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CCW		6.30	
C1JY27	26003-RZC	0.580 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	4.5	2-Bolt SAE A	3/4 St.Keyed x 1-1/4 long	SAE-16 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		6.44	
C1JB83	26003-RZG	0.580 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	4.5	2-Bolt SAE A	5/8 St. Keyed	SAE-12 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		5.00	
•C1JB84	26003-RZJ	0.580 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	4.5	2-Bolt SAE A	9 Tooth SAE A Splined	SAE-12 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		4.93	
C1EX65	26004-RAF	0.660 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	5.1	2-Bolt SAE A	3/4 St.Keyed x 2 inches long	SAE-16 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		5.15	
•C1FD31	26004-RZC	0.660 in ³ /rev 3000 PSI 3600 RPM	5.1	2-Bolt SAE A	3/4 St.Keyed x 1-1/4 long	SAE-16 Side Inlet, SAE-10 Side Outlet	CW		5.64	



This page is part of a complete catalog which contains technical and safety data that must be reviewed when selecting a product

© 1999-2009 Hydraulic Supply Co. • 1-800-507-9651 • www.hydraulic-supply.com

ANEXO 7
CATÁLOGO DE MOTORES TRIFASICOS JAULA DE ARDILLA
MARCA SIEMENS

Motores trifásicos jaula de ardilla, alta eficiencia, totalmente cerrados

Totalmente cerrados con ventilación exterior
 Montaje: Horizontal (F1)
 Aislamiento Clase F
 Diseño Nema B según Norma MG-1
 33°C temp. ambiente a una altitud de 2300msnm
 40°C temp. ambiente a una altitud de 1000msnm

Motores a prueba de explosión para atmósferas de División 1, Clase 1, Grupo D - Clase 2, Grupos F&G
 Para otra clasificación, favor de consultarnos.

Factor de Servicio:
 1.0 Motores RGZESD
 1.15 Motores RGZE y RGZESD
 1.25 Motores RGZE y RGZESD
 Armazones 143T a 256T en 2 y 4 Polos



PRODUCTO CERTIFICADO S1097

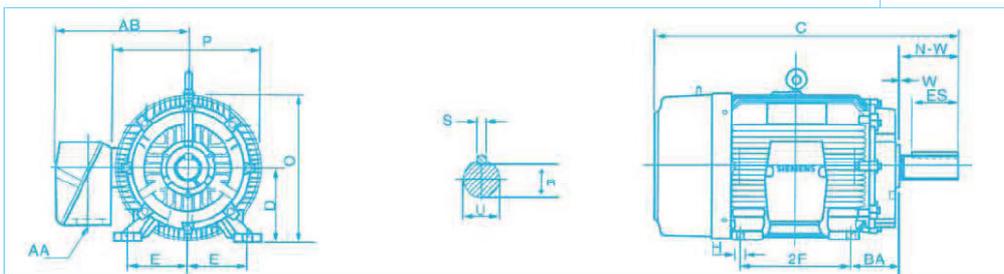
Potencia en HP	Descripción			Modelo		
	Velocidad en RPM	Tensión a 60 Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	RGZE-B/C Con brida C Catálogo Spiridon	RGZE-JM BC + espiga JM No. de parte	RGZESD con brida C A prueba de explosión Catálogo Spiridon
0.75	1800	220/440	143TC	1LA01434YK31	1LA01434YK39	no disponible
	1200	220/440	143TC	1LA01436YK31	*	no disponible
	900	220/440	145TC	*	*	no disponible
1	3600	220/440	143TC	1LA01432YK31	1LA01432YK39	1MJ91432YP31
	1800	220/440	143TC	1LA01444YK31	1LA01444YK39	1MJ91444YP31
	1200	220/440	145TC	*	*	*
	900	220/440	182TC	*	*	*
1.5	3600	220/440	143TC	1LA01442YK31	1LA01442YK39	1MJ91442YP31
	1800	220/440	145TC	1LA01454YK31	1LA01454YK39	1MJ91454YP31
	1200	220/440	182TC	*	*	*
	900	220/440	184TC	*	*	*
2	3600	220/440	145TC	1LA01452YK31	1LA01452YK39	1MJ91452YP31
	1800	220/440	145TC	1LA01464YK31	1LA01464YK39	1MJ91464YP31
	1200	220/440	184TC	*	*	*
	900	220/440	213TC	*	*	*
3	3600	220/440	182TC	1LA01822YK31	1LA01822YK39	1MJ91822YP31
	3600	220/440	182TCH	1LA01822YK38	A7B10000001987	*
	1800	220/440	182TC	1LA01824YK31	1LA01824YK39	1MJ91824YP31
	1800	220/440	182TCH	1LA01824YK38	A7B10000001992	*
	1200	220/440	213TC	*	*	*
5	3600	220/440	184TC	1LA01842YK31	1LA01842YK39	1MJ91842YP31
	3600	220/440	184TCH	1LA01842YK38	A7B82500008154	*
	1800	220/440	184TC	1LA01844YK31	1LA01844YK39	1MJ91844YP31
	1800	220/440	184TCH	1LA01844YK38	A7B10000003930	*
	1200	220/440	215TC	*	*	*
	900	220/440	254TC	*	*	*
7.5	3600	220/440	213TC	1LA02132YK31	1LA02132YK39	1MJ92132YP31
	1800	220/440	213TC	1LA02134YK31	1LA02134YK39	1MJ92134YP31
	1200	220/440	254TC	*	*	*
	900	220/440	256TC	*	*	*
10	3600	220/440	215TC	1LA02152YK31	1LA02152YK39	1MJ92152YP31
	1800	220/440	215TC	1LA02154YK31	1LA02154YK39	1MJ92154YP31
	1200	220/440	256TC	*	*	*
	900	220/440	284TC	*	*	*
15	3600	220/440	254TC	1LA02542FE77	1LA02542YK39	1MJ92542YP31
	1800	220/440	254TC	1LA02544FE77	1LA02544YK39	1MJ92544YP31
	1200	220/440	284TC	*	*	*
	900	220/440	286TC	*	*	*
20	3600	220/440	256TC	1LA02562FE77	1LA02562YK39	1MJ92562YP31
	1800	220/440	256TC	1LA02564FE77	1LA02564YK39	1MJ92564YP31
	1200	220/440	286TC	*	*	*
	900	220/440	324TC	*	*	*
25	3600	220/440	284TSC	1LA02842FE78	A7B10000002058	*
	1800	220/440	284TC	1LA02844FE77	*	*
	1200	220/440	324TC	*	*	*
	900	220/440	326TC	*	*	*
30	3600	220/440	286TSC	1LA02862FE78	A7B10000002082	*
	1800	220/440	286TC	1LA02864FE77	*	*
	1200	220/440	326TC	*	*	*
	900	220/440	364TC	*	*	*

*Sobre pedido especial

Motores trifásicos

Dimensiones de motores horizontales en pulgadas

NEMA	S	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	H	AB	U
143T	.188	1.38	12.2	3.50	2.75	4	2.25	2.25	6.93	7.7	.13	6.46	.875
145T	.188	1.38	13.3	3.50	2.75	5	2.25	2.25	6.93	4.7	.13	6.46	+0.0000 - .0005
182T	.250	1.75	14.2	4.50	3.75	4.50	2.75	2.75	8.86	9.7	.13	7.36	1.125
184T	.250	1.75	15.2	4.50	3.75	5.50	2.75	2.75	8.86	9.7	.13	7.36	+0.0000 - .0005
213T	.313	2.38	18.0	5.25	4.25	5.50	3.50	3.38	10.62	11.2	.13	9.02	1.375
215T	.313	2.38	19.1	5.25	4.25	7	3.50	3.38	10.62	11.2	.13	9.02	+0.0000 - .0005
254T	.375	2.88	22.3	6.25	5	8.25	4.25	4	12.62	13.4	.13	9.92	1.625
256T	.375	2.88	24.1	6.25	5	10	4.25	4	12.62	13.4	.13	9.92	+0.0000 - .0001
284T	.500	3.25	28.8	7	5.50	9.50	4.75	4.63	14.19	15.5	.13	12.94	1.875
286T	.500	3.25	28.8	7	5.50	11	4.75	4.63	14.19	15.5	.13	12.94	+0.0000 - .0001
284TS	.375	1.88	27.5	7	5.50	9.50	4.75	3.25	14.19	15.5	.13	12.94	1.625
286TS	.375	1.88	27.5	7	5.50	11	4.75	3.25	14.19	15.5	.13	12.94	+0.0000 - .0001
324T	.500	3.88	32.0	8	6.25	10.50	5.25	5.25	15.94	17.1	.13	15.75	2.125
326T	.500	3.88	32.0	8	6.25	12	5.25	5.25	15.94	17.1	.13	15.75	+0.0000 - .0001
324TS	.500	2	30.0	8	6.25	10.50	5.25	3.75	15.94	17.1	.13	15.75	1.875
326TS	.500	2	30.0	8	6.25	12	5.25	3.75	15.94	17.1	.13	15.75	+0.0000 - .0001
364T	.625	4.25	34.2	9	7	11.25	5.88	5.88	17.81	18.5	.38	17.69	2.375
365T	.625	4.25	34.2	9	7	12.25	5.88	5.88	17.81	18.5	.38	17.69	+0.0000 - .0001
364TS	.500	2	32.1	9	7	11.25	5.88	3.75	17.81	18.5	.38	17.69	1.875
365TS	.500	2	32.1	9	7	12.25	5.88	3.75	17.81	18.5	.38	17.69	+0.0000 - .0001
404T	.750	5.63	39.5	10	8	12.25	6.625	7.25	19.90	19.6	.13	17.50	2.875
405T	.750	5.63	39.5	10	8	13.75	6.625	7.25	19.90	19.6	.13	17.50	+0.0000 - .0001
404TS	.500	2.75	36.5	10	8	12.25	6.625	4.25	19.90	19.6	.13	17.50	2.125
405TS	.500	2.75	36.5	10	8	13.75	6.625	4.25	19.90	19.6	.13	17.50	+0.0000 - .0001
444T	.875	6.88	45.6	11	9	14.50	7.50	8.50	21.9	21.7	.13	19.94	3.375
445T	.875	6.88	45.6	11	9	16.50	7.50	8.50	21.9	21.7	.13	19.94	+0.0000 - .0001
444TS	.625	3	41.8	11	9	14.50	7.50	4.75	21.9	21.7	.13	19.94	2.375
445TS	.625	3	41.8	11	9	16.50	7.50	4.75	21.9	21.7	.13	19.94	+0.0000 - .0001
447T	.875	6.88	49.1	11	9	20	7.50	8.50	21.9	21.8	.13	20.12	3.375
447TS	.625	3	45.4	11	9	20	7.50	4.75	21.9	21.8	.13	20.12	2.375
449T	.875	6.88	54.1	11	9	25	7.50	8.50	21.9	21.8	.13	20.12	3.375
449TS	.625	3	50.3	11	9	25	7.50	4.75	21.9	21.8	.13	20.12	+0.0000 - .0001
S449LS	.875	7.5	63.7	11	9	25	7.50	9.12	23.4	25.4	.13	23.0	3.625
S449SS	.625	3.5	59.8	11	9	25	7.50	5.25	23.4	25.4	.13	23.0	2.625



Datos sujetos a cambio sin previo aviso

ANEXO 8
CATÁLOGO DE ACOPLER FLEXIBLES MARCA LOVEJOY



Performance Data

Spider Performance Data

Chart 2

Characteristics	Temperature Range	Misalignment		Shore Hardness ¹	Dampening Capacity	Chemical Resistance ²	Color
		Angular Degree	Parallel Inch				
SOX (NBR) Rubber – Nitrile Butadiene (Buna N) Rubber is a flexible elastomer material that is oil resistant, resembles natural rubber in resilience and elasticity and operates effectively in temperature range of -40° to 212° F (-40° to 100° C). Good resistance to oil. Standard elastomer. (Also applies to SXB Cushions.)	-40° to 212° F -40° to 100° C	1°	.015	80A	HIGH	GOOD	BLACK
URETHANE – Urethane has greater torque capability than NBR (1.5 times), provides less dampening effect, and operates at a temperature range of -30° to 160° F (-34° to 71° C). Good resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic or start/stop applications.	-30° to 160° F -34° to 71° C	1°	.015	55D L050-L110 90-95A L150-L225	LOW	VERY GOOD	BLUE
HYTREL® – Hytrel is a flexible elastomer designed for high torque and high temperature operations. Hytrel can operate in temperatures of -60° to 250° F (-51° to 121° C) and has an excellent resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic or start/stop applications.	-60° to 250° F -51° to 121° C	1/2°	.015	55D	LOW	EXCELLENT	TAN
BRONZE – Bronze is a rigid, porous oil-impregnated metal insert exclusively for slow speed (maximum 250 RPM) applications requiring high torque capabilities. Bronze operations are not affected by extreme temperatures, water, oil, or dirt.	-40° to 450° F -40° to 232° C	1/2°	.010	—	NONE	EXCELLENT	BRONZE

Notes: ■ 1 indicates: NBR standard shore hardness is 80A ±5A – Except L035=60A. Other softer or harder designs are available in NBR material; consult Lovejoy.
 ■ 2 indicates: Chemical Resistance chart shown in Engineering Data Section (page ED-9).

Jaw Nominal Rated Torque Data

Chart 3

Size	Max Bore		Spider Material							
			SOX (NBR) Torque		Urethane Torque		Hytrel Torque		Bronze Torque	
			in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
L035	0.375	9	3.5	0.4	—	—	—	—	—	—
L/AL050	0.625	16	26.3	3.0	39	4.5	50	5.60	50	5.60
L/AL070	0.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.90	114	12.90
L/AL075	0.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.60	227	25.60
L/AL090	1.000	25	144.0	16.3	216	24.4	401	45.30	401	45.30
L/AL095	1.125	28	194.0	21.9	291	32.9	561	63.40	561	63.40
L/AL099	1.188	30	318.0	35.9	477	53.9	792	89.50	792	89.50
L/AL100	1.375	35	417.0	47.1	626	70.7	1,134	128.00	1,134	128.00
L/AL110	1.625	42	792.0	89.5	1,188	134.0	2,268	256.00	2,268	256.00
L150	1.875	48	1,240.0	140.0	1,860	210.0	3,708	419.00	3,706	419.00
AL150	1.875	48	1,450.0	163.8	—	—	—	—	—	—
L190	2.125	55	1,728.0	195.0	2,592	293.0	4,680	529.00	4,680	529.00
L225	2.625	65	2,340.0	264.0	3,510	397.0	6,228	704.00	6,228	704.00
L276	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	—	—	12,500	1,412.00
C226	2.500	64	2,988.0	338.0	—	—	5,940	671.00	5,940	671.00
C276	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	9,432	1,066.00	—	—
C280	3.000	76	7,560.0	854.0	—	—	13,866	1,567.00	—	—
C285	4.000	102	9,182.0	1,038.0	—	—	16,680	1,882.00	—	—
C2955	3.500	89	11,340.0	1,281.0	—	—	22,680	2,563.00	22,680	2,563.00
C2955	4.000	102	18,900.0	2,136.0	—	—	37,800	4,271.00	37,800	4,271.00
H3067	4.500	114	33,395.0	3,774.0	—	—	47,196	5,333.00	47,196	5,333.00
H3567	5.000	127	46,632.0	5,269.0	—	—	63,000	7,119.00	63,000	7,119.00
H3667	5.629	143	64,812.0	7,323.0	—	—	88,200	9,966.00	88,200	9,966.00
H4067	6.250	159	88,224.0	9,969.0	—	—	126,000	14,237.00	126,000	14,237.00
H4567	7.000	178	119,700.0	13,525.0	—	—	170,004	19,209.00	170,000	19,209.00

Note: ■ Bronze has a maximum RPM capability of 250 RPM.



Jaw L Type Spiders / Hub Spline Bores Item Selection

JW

L Type Coupling

- Sizes range from L035 to L0276
- Ordering requires selecting UPC numbers for two standard L hubs and one standard open or solid center elastomer (spider)

SW Type Coupling

- Sizes range from L090 to L190
- Ordering requires selecting UPC numbers for two standard L hubs and one snap wrap spider with snap ring
- Both L and SW Type couplings, select hubs from the standard bore and keyway chart (pages JW-11 and JW-12) maximum RPM for SW + Ring is 1,750 RPM
- LC coupling uses a snap wrap spider with a collar instead of a retaining ring



Jaw In-Shear Coupling

- Ordering requires selecting item numbers for two standard hubs, one In-Shear elastomer and one In-Shear ring. See pages JIS-1 through JIS-4

L Type Spider UPC Number Selection Table

Spider Type	Coupling Size										
	L035	L050	L075	L075	L090/095	L099/100	L110	L150	L190	L225	L276
SOX (NBR) (Solid)	10118	10194	10406	10621	11070	10494	11724	12001	12274	12409	—
SOX (NBR) (open center)	—	—	10393	10620	10968	11492	11711	37880	37861	12406	12612
Urethane (Solid)	—	37786	10395	—	—	—	—	—	—	—	—
Urethane (open center)	—	—	10411	10626	11075	11499	11729	12006	12280	12417	—
Hytrel® (Solid)	—	25307	—	—	—	—	11717	11993	12285	12401	—
Hytrel® (open center)	—	—	25308	25309	25310	11486	38097	38098	38099	12400	—
Bronze (open center)	—	10198	10409	10624	11073	11497	11727	12004	12277	34517	25767
Snap Wrap (NBR) w/ring	—	—	—	—	24669	24670	24671	24672	24673	—	—
Snap Wrap (NBR) w/o ring	—	—	—	—	11071	11495	11725	12002	12275	—	—
SOX (NBR) Bulk - pk 25	50115	50116	50117	50118	50119	—	—	—	—	—	—
SOX (NBR) Bulk - pk 10	—	—	—	—	—	51020	50121	50122	—	—	—
Snap Wrap Urethane - solid ring	—	—	—	—	—	41170	41171	—	28284	26093	—
In-Shear Elastomer	—	—	—	—	67576	67577	67578	67579	67580	68559	67581
In-Shear Ring	—	—	—	—	67584	67585	67586	67587	67588	68560	67589

Note: ■ When referencing the Lovejoy UPC number in this table, include 685144 as a prefix to the number shown.

L Type Hub - Spline Bore UPC Number Selection Table

Teeth	Pitch	SAE	Spline Bore Diameters		Major Dia	Coupling Size									
			Major	Minor		L090	L095	L099	L100	L110	L150	L190	L225	L276	
9	16/32	A	0.651	0.509	0.625	38568	37900	38571	37904	—	—	—	—	—	
11	16/32		0.776	0.631	0.750	38569	37901	38572	37905	37909	37917	37925	—	—	
13	16/32	B	0.901	0.754	0.875	38570	37902	38573	37906	37910	37918	37926	37935	—	
13	8/16	D, E	1.798	1.506	1.750	—	—	—	—	37915	37923	37931	37940	38576	
14	12/24	C	1.289	1.087	1.250	—	—	—	—	37912	37920	37928	37937	38577	
15	16/32	BB	1.026	0.877	1.000	—	—	38574	37907	37911	37919	37927	37936	38578	
21	16/32		1.401	1.250	1.375	—	—	—	—	37913	37921	37929	37938	—	
23	16/32		1.526	1.375	1.500	—	—	—	—	37914	37922	37930	37939	—	
27	16/32		1.776	1.625	1.750	—	—	—	—	37916	37924	37932	37941	38579	
15	8/16	F	2.048	1.753	2.000	—	—	—	—	—	—	37933	37942	—	

- Notes: ■ All pressure angles on above splines = 30°. Class 5 fit is standard, unless otherwise specified.
 ■ All stock spline bore hubs are supplied standard with Lovejoy's exclusive L-LOC Clamping Feature. See page T-7 for description.
 ■ When referencing the Lovejoy UPC number in this table, include 685144 as a prefix to the number shown.



Jaw L Type Inch Bore / Keyway Item Selection

The L Type coupling consists of two standard L Type hubs and one spider. Refer to pages JW-11, JW-12, and JW-10.



Bore	Keyway	L035	L050	L075	L075	L090	L095	L099	L100	L110	L150	L190	L225	L276
1/8	No Keyway	10124	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3/16	No Keyway	10126	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1/4	No Keyway	10127	10206	10416	10680	10766	—	—	—	—	—	—	—	—
1/4	1/8 x 1/16	—	—	—	35744	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5/16	No Keyway	10128	10207	10417	10681	26209	—	—	—	—	—	—	—	—
3/8	No Keyway	24687	10208	10418	10682	10767	—	—	—	—	—	—	—	—
3/8	3/32 x 3/64	—	46121	41985	37234	37235	—	—	—	—	—	—	—	—
3/8	1/8 x 1/16	—	44136	48829	35745	37236	—	—	—	—	—	—	—	—
7/16	No Keyway	—	10209	10419	10683	10768	11082	31297	11505	—	—	—	—	—
7/16	3/32 x 3/64	—	44713	44007	28089	28877	27613	38198	37237	—	—	—	—	—
7/16	1/8 x 1/16	—	—	44066	28875	28878	28879	38199	37238	—	—	—	—	—
1/2	No Keyway	—	10210	10420	10684	10769	11083	11333	11506	—	—	—	—	—
1/2	1/8 x 1/16	—	10211	10421	10685	26087	26088	11334	26089	—	—	—	—	—
9/16	No Keyway	—	10212	52338	10686	24976	37239	11335	11508	—	—	—	—	—
9/16	1/8 x 1/16	—	10213	10423	10687	28876	11084	38200	11509	—	—	—	—	—
5/8	No Keyway	—	10214	24771	44322	46052	41911	44174	44291	11733	12101	—	—	—
5/8	5/32 x 5/64	—	—	51104	37240	37241	37242	38201	37243	37244	37245	—	—	—
5/8	3/16 x 3/32	—	—	10424	10688	10771	11085	11336	11510	26211	26212	—	—	—
11/16	3/16 x 3/32	—	—	10425	10689	10772	11086	11337	11511	11734	12102	—	—	—
3/4	No Keyway	—	—	46116	56140	54282	56887	49705	45212	—	—	12285	12422	—
3/4	1/8 x 1/16	—	—	51719	35881	37246	37074	38202	37247	37248	37249	37250	—	—
3/4	3/16 x 3/32	—	—	10426	10690	10773	11087	11338	11512	11735	12103	38468	35882	—
13/16	3/16 x 3/32	—	—	—	10691	10774	11088	11339	11513	11736	12104	37252	37255	—
7/8	No Keyway	—	—	—	56941	—	—	59063	—	—	—	—	—	12582
7/8	3/16 x 3/32	—	—	—	10692	10775	11089	11340	11514	11737	12105	12286	12423	12585
7/8	1/4 x 1/8	—	—	—	—	38188	35747	38203	35686	35749	35750	37256	35753	54883
15/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	32332	11090	11341	11515	11738	12106	12287	12424	—
1	1/4 x 1/8	—	—	—	—	31296	11091	11342	11516	11739	12107	12288	12425	12586
1	3/16 x 3/32	—	—	—	—	37257	37258	38204	37259	37260	37261	37262	37263	—
1-1/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	11092	11343	11517	11740	12108	12289	12426	—
1-1/8	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	11093	11344	11518	11741	12109	12290	12427	12587
1-3/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	—	11345	11519	11742	12110	12291	12428	—
1-1/4	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	—	—	11520	11743	12111	12292	12429	12588
1-1/4	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	—	35748	35752	35751	37294	35754	12589
1-5/16	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	—	11521	11744	12112	12293	26090	—
1-3/8	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	—	11522	11745	12113	12294	12430	12590
1-3/8	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	44348	37265	37266	37267	37568	46758
1-7/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	11746	12114	12295	12431	12591
1-1/2	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	—	—	37269	37270	37271	37272	—
1-1/2	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	11747	12115	12296	12432	12592
1-9/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	11748	12116	37273	12433	45689
1-5/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	11749	12117	12297	12434	12593
1-11/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	12118	12298	12435	60057	—
1-3/4	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	12119	12299	13436	12594	—
1-3/4	7/16 x 7/32	—	—	—	—	—	—	—	—	37274	37275	37276	48250	—
1-13/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	12120	12300	26091	—	—
1-7/8	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12121	12301	12437	12595
1-15/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12302	12438	49762
2	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12303	12439	12596
2-1/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12304	26092	—
2-1/8	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12305	12440	12597
2-3/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12441	12598
2-1/4	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12442	12599
2-3/8	5/8 x 5/16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12443	12602
2-5/8	5/8 x 5/16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	41809	12605
2-7/8	3/4 x 3/8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12607

Notes: ■ Tolerances for bore and keyways are found in Engineering Data section (pages ED-10 and ED-11). All hubs supplied standard with one set screw.
 ■ Non-standard bores available – consult Lovejoy Engineering.
 ■ When referencing the Lovejoy UPC number in this table, include 685144 as a prefix to the number shown.



Jaw L Type Metric Bore / Keyway Item Selection

JW The L Type coupling consists of two standard L Type hubs and one spider. Refer to pages JW-10, JW-12, and JW-10.



L Type Hub - Metric Bore and Keyway UPC Number Selection Table

Bore	Keyway	L035	L050	L075	L075	L090	L095	L099	L100	L110	L150	L190	L225	L276
4	No Keyway	41850	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	No Keyway	47419	46214	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	No Keyway	45872	50351	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	No Keyway	60679	10215	58803	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	No Keyway	55169	41460	46151	—	60945	—	—	—	—	—	—	—	—
9	3 x 1.4	—	41313	56177	44298	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	No Keyway	—	10216	41452	41456	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	3 x 1.4	—	41450	49870	41457	52828	—	—	—	—	—	—	—	—
11	4 x 1.8	—	41314	41453	50811	—	49424	—	—	—	—	—	—	—
12	No Keyway	—	48510	51562	—	48276	—	—	—	—	—	—	—	—
12	4 x 1.8	—	41315	41454	44153	44329	44832	—	55195	—	—	—	—	—
14	No Keyway	—	58036	47505	—	41461	41465	—	—	—	—	—	—	—
14	5 x 2.3	—	41316	41317	41321	51231	41466	60094	45101	—	—	—	—	—
15	No Keyway	—	60708	—	10693	—	46561	52697	41469	—	—	—	—	—
15	5 x 2.3	—	41451	41455	41454	52096	45778	46972	47123	—	—	—	—	—
16	5 x 2.3	—	56176	41318	41322	49198	41325	52098	55534	52092	52471	—	—	—
17	5 x 2.3	—	—	45333	49398	—	49704	—	56178	60067	60156	—	—	—
18	6 x 2.8	—	—	59724	41884	46433	46626	44647	41926	44288	—	—	—	—
19	No Keyway	—	—	—	—	10777	—	—	—	41471	—	—	—	—
19	6 x 2.8	—	—	41319	41323	41462	41326	44157	14329	49700	48821	46717	—	—
20	6 x 2.8	—	—	—	41459	41925	41467	47122	52093	41804	61218	61497	—	—
22	6 x 2.8	—	—	—	58246	41968	44827	41959	44467	45214	44720	—	—	—
24	8 x 3.3	—	—	—	—	41463	41327	41990	41330	48301	48182	59109	—	—
25	8 x 3.3	—	—	—	—	41464	41468	45055	41470	41906	46751	52153	—	—
28	No Keyway	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56179	56182	—	—
28	8 x 3.3	—	—	—	—	—	41328	50103	41331	41333	45679	52976	—	—
30	8 x 3.3	—	—	—	—	—	—	47132	48317	45681	41738	44471	48982	—
32	No Keyway	—	—	—	—	—	—	—	—	—	41472	41473	48319	56232
32	10 x 3.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	41873	45562	41849	41885
35	No Keyway	—	—	—	—	—	—	—	41332	41334	56180	56183	56184	—
35	10 x 3.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	46562	58035	52197	—
38	10 x 3.3	—	—	—	—	—	—	—	49925	45682	41337	41474	49664	52961
40	12 x 3.3	—	—	—	—	—	—	—	—	41335	48318	48320	49605	59308
42	12 x 3.3	—	—	—	—	—	—	—	—	45683	41338	41475	47492	45609
45	14 x 3.8	—	—	—	—	—	—	—	—	41336	45102	56017	52674	50292
48	No Keyway	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56181	—	—	—
48	14 x 3.8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56227	48322	47569	61202
50	No Keyway	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56228	56230	56233
50	14 x 3.8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	44392	48797	45062
55	No Keyway	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56229	56231	56234
55	16 x 4.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	47006	44089	56067
60	No Keyway	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56185	56235
60	18 x 4.4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	44598	56236
65	No Keyway	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56237
65	18 x 4.4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56544	50102
70	20 x 4.9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	58268

Notes: ■ Tolerances for bore and keyways are found in Engineering Data section (page ED-17 and ED-18). All hubs supplied standard with one set screw.
 ■ Non-standard bores available – consult Lovejoy Engineering.
 ■ When referencing the Lovejoy UPC number in this table, include 685144 as a prefix to the number shown.

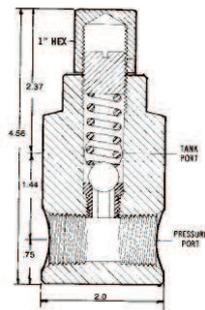
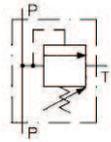
ANEXO 9
CATÁLOGO DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD



Hydraulic Valves & Accessories

Relief Valves • Direct-Acting Ball Type

3-Port Direct-Acting Relief Valves Brand RL Series • To 20 GPM



Features: In-line mounting. Precision built. Hardened, replaceable seat.
Adjustment Style: Adjustment screw underneath removable cap.
Maximum Operating Pressure: 3000 PSI.
Maximum Flow Rate: 20 GPM.

3-Port Direct-Acting Relief Valves • Brand RL Series • To 20 GPM

Catalog Part No.	Brand Model	Adjustment Range (psi)	Pressure Port	Tank Port	Wt.	Price Each
C1GK51	RL-50	150-3000	1/2 NPT	1/2 NPT	2.67	
C1DK23	RL-75	150-3000	3/4 NPT	1/2 NPT	2.30	

Hydraulic Power & Control

Pneumatic Power & Control

Fluid Conveying

Miscellaneous Products

Indexes & Technical Information



ANEXO 10
CATÁLOGO DE VÁLVULAS DIRECCIONALES 4/3
CONTROLADOS POR SOLENOIDES



Hydraulic Valves & Accessories

Directional Valves, Solenoid Operated • NFPA Size D03 • ISO 4401 Size 03
Vickers DG4V-3 & DG4V-3S Series



Vickers® DG4V-3S (Standard Performance) • Flows to 10.5 GPM DG4V-3 (High Performance) • Flows to 21 GPM



Features: High reliability. High pressure & flow capability. Low pressure drops. Viton® seals. Scratch-proof manual override. Coil change with valve in place. ISO 4401 Size 03, NFPA D03 port interface.

Maximum Operating Pressure: 5075 psi. (CAUTION: Pressures over 3000 PSI require steel subplate or manifold). (See tables for port T pressure rating).

Maximum Flow Rates: Dependent on spool/spring combination and coil.

Operating Fluid Temperature Range: -4°F to 158°F (Mineral oil), +50°F to 129°F (water based fluids).

Ambient Temperature Range:

DG4V-3S: 4°F to 149°F (Dual freq. Coil @ 110% voltage).

DG4V-3: -4°F to 122°F (Dual freq. coil @ 107% voltage), -4°F to 104°F (Dual freq. coil @ 110% voltage).

Mounting Considerations: Detented models should mount with longitudinal axis horizontal. Other models may be mounted in any position.

Service Parts: page 400

Technical Information: page 517

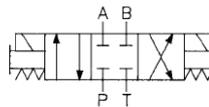
Note: These valves are available in a wide variety of configurations not shown in this catalog. Contact us for detailed information.

Size D03 Subplates & Manifolds: page 501

Solenoid Connectors: page 498 (Required on models that use DIN 43650 connectors).

Mounting Bolts: Standard mounting bolts are 4ea 10-24 x 1-1/4 Grade 8 socket head capscrews (Vickers Bolt Kit 590716), torqued to 44-62 lb.in. with threads lubricated. See Bolt Kits on page 493

4-way, 3-position, Spring Centered Spool / Spring Code 2C



Transient conditions during shift: P to A: All blocked. P to B: All blocked.

Maximum Flow Rates @ 3000 PSI:

Standard Performance: AC Coils 10 GPM, DC Coils 8 GPM.

High Performance: AC Coils 16 GPM, DC Coils 21 GPM.

4-way, 3-position, Spring Centered • Spool / Spring Code 2C

Catalog Part No.	Vickers Part No.	Vickers Model	Type	Coil Rating	Coil Type	Port T Rating (psi)	Optional Features	Wt.	Price Each
C1AC46	02-109686	DG4V-3S-2C-M-U-B5-60	STD	110VAC50Hz 120VAC60Hz	DIN 43650	1500		4.25	
C1AC42	02-109575	DG4V-3S-2C-M-FW-B5-60	STD	110VAC50Hz 120VAC60Hz	Lead wires Conduit box	1500		4.25	
C1JS96	02-109026	DG4V-3S-2C-M-U-D5-60	STD	220VAC50Hz 240VAC60Hz	DIN 43650	1500		4.05	
C1AC37	02-109055	DG4V-3S-2C-M-U-G5-60	STD	12VDC	DIN 43650	1500		4.70	
C1AC49	02-109826	DG4V-3S-2C-M-FW-G5-60	STD	12VDC	Lead wires Conduit box	1500		4.83	
C1AC31	02-109025	DG4V-3S-2C-M-U-H5-60	STD	24VDC	DIN 43650	1500		4.68	
C1JV63	02-354150	DG4V-3S-2C-M-U-H5-60-A10-B10	STD	24VDC	DIN 43650	1500	0.040" Orifice Plugs Ports A & B	4.73	
C1KD96	859161	DG4V-3-2C-M-U-B6-60	HP	110VAC50Hz 120VAC60Hz	DIN 43650	3000		4.13	
C1KD98	859172	DG4V-3-2C-M-U-D6-60	HP	220VAC50Hz 240VAC60Hz	DIN 43650	3000		4.00	



Hydraulic Power & Control

Pneumatic Power & Control

Fluid Conveying

Miscellaneous Products

Indexes & Technical Information



Hydraulic Valves & Accessories

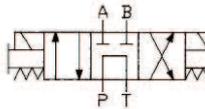
Directional Valves, Solenoid Operated • NFPA Size D03 • ISO 4401 Size 03
Vickers DG4V-3 & DG4V-3S Series



4-way, 3-position, Spring Centered • Spool / Spring Code 2C

Catalog Part No.	Vickers Part No.	Vickers Model	Type	Coil Rating	Coil Type	Port T Rating (psi)	Optional Features	Wt.	Price Each
C1BS80	529760	DG4V-3-2C-M-U-H7-60	HP	24VDC	DIN 43650	3000		4.79	

4-way, 3-position, Spring Centered Spool / Spring Code 8C



Transient conditions during shift: P to A: P & A restricted opening to T, B blocked.
P to B: P & B restricted opening to T, A blocked.

Maximum Flow Rates @ 3000 PSI:

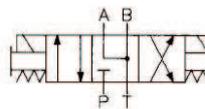
Standard Performance: AC Coils 3 GPM, DC Coils 2.5 GPM.

High Performance: AC Coils 9 GPM, DC Coils 12 GPM.

4-way, 3-position, Spring Centered • Spool / Spring Code 8C

Catalog Part No.	Vickers Part No.	Vickers Model	Type	Coil Rating	Coil Type	Port T Rating (psi)	Optional Features	Wt.	Price Each
C1AC96	02-145188	DG4V-3S-8C-VM-U-B5-61	STD	110VAC50Hz 120VAC60Hz	DIN 43650	1500		3.00	
C1AC93	02-145150	DG4V-3S-8C-VM-FW-B5-61	STD	110VAC50Hz 120VAC60Hz	Lead wires Conduit box	1500		4.25	
C1JU67	02-311614	DG4V-3S-8C-VM-U-DN5-61	STD	220VAC60Hz	DIN 43650	1500		4.10	
C1JP87	02-144939	DG4V-3S-8C-VM-U-D5-61	STD	220VAC50Hz 240VAC60Hz	DIN 43650	1500		4.05	
C1AC97	02-145190	DG4V-3S-8C-VM-U-G5-61	STD	12VDC	DIN 43650	1500		4.68	
C1AC95	02-145182	DG4V-3S-8C-VM-FW-G5-61	STD	12VDC	Lead wires Conduit box	1500		5.00	
C1AC98	02-145192	DG4V-3S-8C-VM-U-H5-61	STD	24VDC	DIN 43650	1500		5.00	
C1JT71	02-144938	DG4V-3-8C-VM-U-B6-61	HP	110VAC50Hz 120VAC60Hz	DIN 43650	3000		4.11	
C1AC94	02-145158	DG4V-3-8C-VM-FW-B6-61	HP	110VAC50Hz 120VAC60Hz	Lead wires Conduit box	3000		4.20	
C1JT87	02-155328	DG4V-3-8C-VM-U-DN6-61	HP	220VAC60Hz	DIN 43650	3000		4.14	
C1JT72	02-144943	DG4V-3-8C-VM-U-D6-61	HP	220VAC50Hz 240VAC60Hz	DIN 43650	3000		4.12	
C1JT75	02-145162	DG4V-3-8C-VM-U-H7-61	HP	24VDC	DIN 43650	3000		4.82	

4-way, 3-position, Spring Centered Spool / Spring Code 6C



Transient conditions during shift: P to A: P & A blocked, B open to T. P to B: P & B blocked, A open to T.

Maximum Flow Rates @ 3000 PSI:

Standard Performance: AC Coils 5 GPM, DC Coils 3.5 GPM.

High Performance: AC Coils 5 GPM, DC Coils 9 GPM.

4-way, 3-position, Spring Centered • Spool / Spring Code 6C

Catalog Part No.	Vickers Part No.	Vickers Model	Type	Coil Rating	Coil Type	Port T Rating (psi)	Optional Features	Wt.	Price Each
C1AC48	02-109824	DG4V-3S-6C-M-U-B5-60	STD	110VAC50Hz 120VAC60Hz	DIN 43650	1500		4.02	





Hydraulic Valves & Accessories

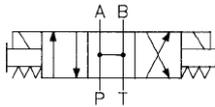
Directional Valves, Solenoid Operated • NFPA Size D03 • ISO 4401 Size 03
Vickers DG4V-3 & DG4V-3S Series



4-way, 3-position, Spring Centered • Spool / Spring Code 6C

Catalog Part No.	Vickers Part No.	Vickers Model	Type	Coil Rating	Coil Type	Port T Rating (psi)	Optional Features	Wt.	Price Each
•C1AC41	02-109573	DG4V-3S-6C-M-FW-B5-60	STD	110VAC50HZ 120VAC60HZ	Lead wires Conduit box	1500		4.25	
C1JT16	02-109661	DG4V-3S-6C-M-U-D5-60	STD	220VAC50HZ 240VAC60HZ	DIN 43650	1500		4.06	
•C1AC36	02-109048	DG4V-3S-6C-M-U-G5-60	STD	12VDC	DIN 43650	1500		4.68	
•C1AC35	02-109047	DG4V-3S-6C-M-U-H5-60	STD	24VDC	DIN 43650	1500		4.75	
C1JT57	02-138561	DG4V-3S-6C-M-U-H5-60-B10	STD	24VDC	DIN 43650	1500	0.040" Orifice Plug Port B	4.70	
C1KE11	859177	DG4V-3-6C-M-U-A6-60	HP	110VAC50HZ	DIN 43650	3000		4.13	
C1KD99	859176	DG4V-3-6C-M-U-B6-60	HP	110VAC50HZ 120VAC60HZ	DIN 43650	3000		4.12	
C1JT80	02-147275	DG4V-3-6C-M-U-B6-60-EN38	HP	110VAC50HZ 120VAC60HZ	DIN 43650	3000	Special Low Leakage Spool	4.10	
C1KE20	859726	DG4V-3-6C-M-U-D6-60	HP	220VAC50HZ 240VAC60HZ	DIN 43650	3000		4.10	
C1KE57	870785	DG4V-3-6C-M-U-P7-60	HP	110VDC	DIN 43650	3000		4.70	
C1KB62	565465	DG4V-3-6C-M-U-H7-60	HP	24VDC	DIN 43650	3000		4.87	

4-way, 3-position, Spring Centered Spool / Spring Code 0C



Transient conditions during shift: All open.
Maximum Flow Rates @ 3000 PSI:
Standard Performance: AC Coils 10.5 GPM, DC Coils 10.5 GPM.
High Performance: AC Coils 16 GPM, DC Coils 16 GPM.

4-way, 3-position, Spring Centered • Spool / Spring Code 0C

Catalog Part No.	Vickers Part No.	Vickers Model	Type	Coil Rating	Coil Type	Port T Rating (psi)	Optional Features	Wt.	Price Each
C1AC51	02-109940	DG4V-3S-0C-M-U-B5-60	STD	110VAC50HZ 120VAC60HZ	DIN 43650	1500		3.00	
•C1AC45	02-109660	DG4V-3S-0C-M-FW-B5-60	STD	110VAC50HZ 120VAC60HZ	Lead wires Conduit box	1500		4.13	
C1JT17	02-109668	DG4V-3S-0C-M-U-D5-60	STD	220VAC50HZ 240VAC60HZ	DIN 43650	1500		3.40	
C1AC34	02-109044	DG4V-3S-0C-M-U-G5-60	STD	12VDC	DIN 43650	1500		3.00	
•C1AC47	02-109696	DG4V-3S-0C-M-FW-G5-60	STD	12VDC	Lead wires Conduit box	1500		5.00	
C1GF75	02-354934	DG4V-3S-0C-Y-M-SP2-G5-60	STD	12VDC	Dual 6.3mm spade	1500	Latching water-resistant manual overrides	4.90	
C1AC33	02-109043	DG4V-3S-0C-M-U-H5-60	STD	24VDC	DIN 43650	1500		4.00	
•C1FE42	02-109693	DG4V-3S-0C-M-FW-H5-60	STD	24VDC	Lead wires Conduit box	1500		4.79	
C1GF89	02-354935	DG4V-3S-0C-Y-M-SP2-H5-60	STD	24VDC	Dual 6.3mm spade	1500	Latching water-resistant manual overrides	4.89	
C1KE14	859193	DG4V-3-0C-M-U-B6-60	HP	110VAC50HZ 120VAC60HZ	DIN 43650	3000		4.11	
C1KE53	870252	DG4V-3-0C-M-U-D6-60	HP	220VAC50HZ 240VAC60HZ	DIN 43650	3000		4.10	
C1KD97	859162	DG4V-3-0C-M-U-H7-60	HP	24VDC	DIN 43650	3000		4.82	



Hydraulic Power & Control

Pneumatic Power & Control

Fluid Conveying

Miscellaneous Products

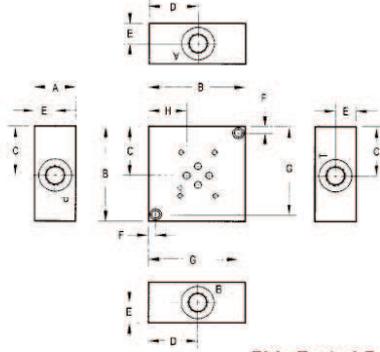
Indexes & Technical Information



Hydraulic Valves & Accessories

Subplates, Manifolds & Accessories

Side Ported Subplates • NFPA D03 - ISO 4401 Size 03

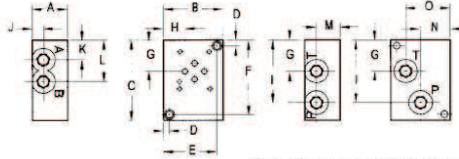


Side Ported Subplates • NFPA D03 - ISO 4401 Size 03

Catalog Part No.	Daman Model	Material	Pressure Rating (psi)	Port Location	Port Threads	A	B	Wt.	Price Each
C1CG87	A-D03-SP-S-6P	Aluminum	3000	Side	3/8 NPT	1.00	2.50	0.23	
C1CG88	A-D03-SP-S-6S	Aluminum	3000	Side	SAE-6	1.00	2.50	0.23	

Subplate Mounting Hardware Included: (2) 1/4-20 x 7/8 Socket Head Cap Screws

Dual Ported Subplates • NFPA D03 - ISO 4401 Size 03



Dual Ported Subplates • NFPA D03 - ISO 4401 Size 03

Catalog Part No.	Daman Model	Material	Pressure Rating (psi)	Port Location	Port Threads	A	B	C	Wt.	Price Each
C1JF14	AD03SPSB6S	Aluminum	3000	Side P-T-A-B, Bottom P-T	SAE-6	1.50	2.50	3.44	1.12	
C1EK42	AD03SPSB8S	Aluminum	3000	Side P-T-A-B, Bottom P-T	SAE-8	2.00	2.75	3.75	1.80	

Subplate Mounting Hardware Included: (2) 1/4-20 x 1-1/2 Socket Head Cap Screws, (2) SAE-6 Hex Socket Plugs.

Hydraulic Power & Control

Pneumatic Power & Control

Fluid Conveying

Miscellaneous Products

Indexes & Technical Information



This page is part of a complete catalog which contains technical and safety data that must be reviewed when selecting a product

© 1999-2009 Hydraulic Supply Co. • 1-800-507-9651 • www.hydraulic-supply.com

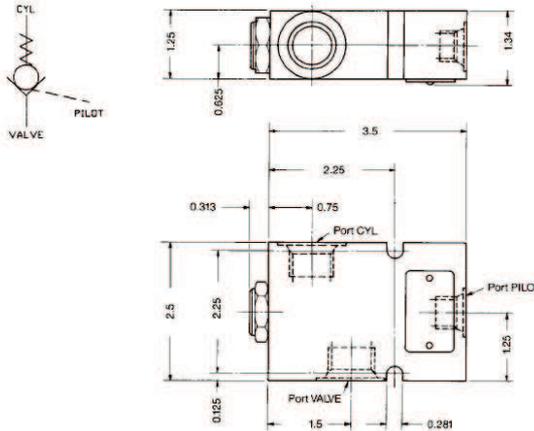
ANEXO 11
CATÁLOGO DE VÁLVULAS CHECK PILOTADAS



Hydraulic Valves & Accessories

Pilot Operated Check Valves

Inline Single Pilot Operated Check Valves Vickers® SPC1-10 Series • To 3000 PSI & 12 GPM



Application & Operation: See Introduction to Pilot-Operated Check Valves (Lock Valves) at the beginning of this section.

Ratio of Pilot Piston Area to Check Valve Seat Area: 4:1.

Rated Flow: 12 GPM.

Maximum Operating Pressure: 3000 PSI.

Temperature Range: -40°F to 248°F (Extreme Limits).

Recommended Filtration Level: ISO 4406 Cleanliness Level 18/16/13 or cleaner.

Cracking Pressure: 15 PSI.

Inline Single Pilot Operated Check Valves • Vickers® SPC1-10 Series • To 3000 PSI & 12 GPM

Catalog Part No.	Vickers Part No.	Vickers Model	Valve & Cylinder Port Size	Pilot Port Size	Pilot Piston Seal	Seals	Wt.	Price Each
C1DU37	02-161199	SPC1-10-P-6T	SAE-6	SAE-4	No	Buna-N	1.13	
C1FD38	565875	SPC1-10-P-8T	SAE-8	SAE-4	No	Buna-N	1.12	

Note: These valves are sold as a complete assembly.

Cartridge Type Single Pilot Operated Check Valves Vickers® POC1-10 Series • To 5000 PSI & 15 GPM



Cartridge Type Single Pilot Operated Check Valves • Vickers® POC1-10 Series • To 5000 PSI & 15 GPM

Catalog Part No.	Vickers Part No.	Vickers Model	Description	Wt.	Price Each
C1JU46	02-175782	POC1-10-F-IS8T-005	Single Inline Cartridge Style Pilot Operated Check Valve Assembly, 3:1 Pilot Ratio, Steel Body with SAE-8 Ports, 5 PSI Cracking Pressure (Anti-Cavitation), Buna-N Seals	2.70	

Note: Please contact us for technical & application information on these valves.

Hydraulic Power & Control

Pneumatic Power & Control

Fluid Conveying

Miscellaneous Products

Indexes & Technical Information



ANEXO 12
CATÁLOGO DEL FLUIDO HIDRÁULICO



Mobil Delvac® Hydraulic 10W

Lubricante hidráulico de alto desempeño

Descripción del Producto

El lubricante Mobil Delvac Hydraulic 10W es un aceite hidráulico de alto desempeño, desarrollado a partir de la mezcla de básicos de alta calidad y un paquete balanceado de aditivos. Diseñado para satisfacer un amplio rango de requerimientos en sistemas hidráulicos en equipo móvil. Este producto se desarrolló usando un balance efectivo de dispersantes e inhibidores para controlar la oxidación, el desgaste, la herrumbre y corrosión.

Características, Ventajas y Beneficios

Mobil Delvac Hydraulic 10W ofrece un excelente desempeño en sistemas y componentes hidráulicos. Este producto se desempeña satisfactoriamente a bajas y altas temperaturas debido a su alto índice de viscosidad. Debido a esto y a su excelente resistencia a la oxidación, Mobil Delvac Hydraulic 10W ofrece un buen desempeño durante períodos extendidos de drenado. El alto nivel de protección anti-desgaste promueve la extensión de la vida útil de componentes y la reducción de paros por fallas. Mobil Delvac Hydraulic 10W es compatible con otros lubricantes de motor en caso de mezclas incidentales.

Las características, ventajas y beneficios del Mobil Delvac Hydraulic 10W incluyen lo siguiente:

Características	Ventajas y beneficios potenciales
<ul style="list-style-type: none">Buena protección contra la oxidación, formación de depósitos, barniz y degradación del aceite debido a las altas temperaturas de operación.	<ul style="list-style-type: none">Sistemas hidráulicos más limpiosMenos desgaste especialmente en paletas y válvulas de controlMejor protección contra pegado de paletasMayor vida útil del lubricante en servicio
<ul style="list-style-type: none">Buena protección anti-desgaste	<ul style="list-style-type: none">Reduce el desgaste prematuro y extiende la vida útil del equipo
<ul style="list-style-type: none">Desempeño en un amplio rango de temperaturas	<ul style="list-style-type: none">Reducción del desgaste durante el arranque a bajas temperaturasBuena viscosidad bajo condiciones de operación a altas temperaturas
<ul style="list-style-type: none">Protección contra la herrumbre y corrosión	<ul style="list-style-type: none">Mayor vida útil del equipoReducción en los costos de mantenimiento



Aplicaciones

Se recomienda para sistemas hidráulicos de:

- Equipo de movimiento de tierra utilizado en las industrias de la construcción, minera, cementera y agrícola.
- Equipo de la industria del transporte de carga (Camiones de Volteo, Grúas, etc.).

Especificaciones

Satisface y excede la especificación Vickers 35VQ25

Salud y Seguridad:

Basados en la Información toxicológica disponible se ha establecido que estos productos no causan efectos adversos significativos a la salud cuando son manejados o usados apropiadamente. No es necesario tomar precauciones especiales adicionales a las buenas prácticas de higiene personal, las cuales incluyen el evitar el contacto prolongado o repetido con la piel.

Un Boletín con Información detallada de salud y seguridad puede ser obtenido a través de su representante o distribuidor autorizado ExxonMobil.

Características típicas

Mobil Delvac Hydraulic 10W	
Grado SAE	10W
Viscosidad, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	37.7
cSt @ 100°C	6.1
Viscosidad MRV, cP @ -30°C	19,000
Índice de Viscosidad, ASTM D 2270	107
Punto de fluidez, °C, ASTM D 97	-30
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	232
Densidad @ 15°C kg/L, ASTM D 4052	0.878
Espumación, Tendencia/Estabilidad, ASTM D 892 máx.	
Seq. I, ml	10/0
Seq. II, ml	50/0
Seq. III, ml	10/0

Los valores de las propiedades son típicos y pueden variar dentro de cierto rango.

Debido a la continua investigación y desarrollo de productos, la información aquí contenida está sujeta a cambios sin previo aviso

Para mayor información acerca de este producto, comunicarse al teléfono sin costo 01(800) 90-739-00; en el D.F. al teléfono 53-33-96-02 con seis líneas del Departamento de Servicio a Clientes

ExxonMobil México S.A. de C.V.

Poniente 148 No. 780 Col. Industrial Vallejo. 02300 México D.F.

Revisión 01-2004



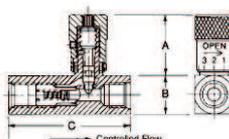
ANEXO 13
CATÁLOGO DE VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO



Hydraulic Valves & Accessories

Flow Control Valves

Inline Easy Read® Flow Control Valves For Hydraulic (To 55 GPM) & Pneumatic Service



Features: Color coding and numerical readout allow positive, precise and repeatable settings. Can be accurately adjusted within a small fraction of a turn (one full turn per color). Metal knob and stem for durability.

Application: Controlled flow in one direction, free flow in opposite direction. Flow adjustment can be made under pressure. Setting can be locked with set screw. Brass valves for use in pneumatic systems and lower pressure hydraulic systems. Steel valves for use in hydraulic systems. Pressure ratings in tables are for non-shock service.

Materials: Body: Available in Brass, carbon steel or stainless steel (1" size available in naval bronze or ductile iron). Needle: Brass on brass valves, stainless steel on steel and stainless steel valves. O-Ring: Viton® is standard (other materials available). Washer Seal: Teflon®. Retainer, Ball and Spring: Stainless steel. Ball Follower: Delrin.

Operating Temperature Range: -15°F to 200°F.

Inline Easy Read® Flow Control Valves • For Hydraulic (To 55 GPM) & Pneumatic Service

Catalog Part No.	Deltrol Model	Size	Threads	Body Material	Maximum Operating Pressure Non-Shock (psi)	Flow Rating (GPM)	CV Factor	A (in)	B (in)	C (in)	Wt.	Price Each
C1CN99	EF10B	1/8	1/8-27 NPT	Brass	2000	3.0	0.28	1.28	0.63	1.94	0.25	
C1GG80	EF10S	1/8	1/8-27 NPT	Steel	5000	3.0	0.28	1.28	0.63	1.94	0.24	
C1CP11	EF20B	1/4	1/4-18 NPT	Brass	2000	6.0	0.53	1.41	0.75	2.41	0.42	
C1CP12	EF20S	1/4	1/4-18 NPT	Steel	5000	6.0	0.53	1.41	0.75	2.41	0.39	
C1CP13	EF25B	3/8	3/8-18 NPT	Brass	2000	10.0	0.76	1.63	1.0	2.88	0.82	
C1CP14	EF25S	3/8	3/8-18 NPT	Steel	5000	10.0	0.76	1.63	1.0	2.88	0.76	
C1JS27	EFM825S	3/8	SAE-8	Steel	5000	10.0	0.76	1.63	1.0	2.88	1.05	
C1CP15	EF30B	1/2	1/2-14 NPT	Brass	2000	12.0	0.93	1.97	1.63	3.44	1.22	
C1CP16	EF30S	1/2	1/2-14 NPT	Steel	5000	12.0	0.93	1.97	1.63	3.44	1.22	
C1CP17	EF35B	3/4	3/4-14 NPT	Brass	2000	20.0	1.43	2.19	1.38	3.75	1.86	
C1CP18	EF35S	3/4	3/4-14 NPT	Steel	5000	20.0	1.43	2.19	1.38	3.75	1.72	

Hydraulic Power & Control
Pneumatic Power & Control
Fluid Conveying
Miscellaneous Products
Indexes & Technical Information

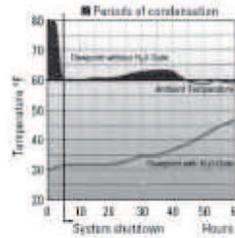
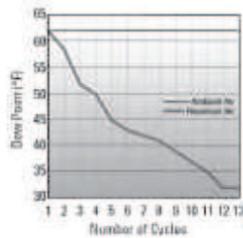


ANEXO 14
CATÁLOGO DEL RESPIRADERO PARA EL TANQUE DE
ALMACENAMIENTO DE FLUIDO HIDRÁULICO

Breathers

Hydraulic reservoirs “breathe” air in and out as the oil level rises and falls. This circulating air contains particles and moisture that can cause corrosion, increase equipment wear and reduce fluid performance. In typical systems, the internal hydraulic fluid is warmer than the external environment. This difference in temperatures causes water vapor to form. Breathers protect your hydraulic system by filtering out damaging moisture and particles.

More than 25% of the samples sent to the Eaton Fluid Analysis Laboratory for analysis have significant water contamination. In an operating system, the H2O-gate Vent Breather creates a moisture barrier when there is a 5°F (2°C) difference between reservoir and ambient temperature and when there is a 10% per minute exchange of air volume above the fluid. The Mobile-gate breather is smaller in size but is also 1/4 the size and 1/2 the capacity of the H2O-gate. These temperature and air flow conditions are present in most hydraulic systems which employ a cylinder.



Part Numbers:

NPT Mobile-gate	MBR110
Flange Mobile-gate	MBR120
H2O-gate	BR110
Dirt-gate	BR210

Performs as a gate

During the “inhalation” cycle, the proprietary media blocks the water vapor from entering the reservoir. During the “exhalation” cycle, the media allows the moisture in the reservoir air to exit. The moisture is carried off the media by the exiting air, restoring the media’s water barrier capacity and the moisture barrier mechanism is not affected by the amount of exposure to moisture. The reservoir air is maintained at a low relative humidity and more importantly, at a lower dew point temperature than the ambient temperature.

Works even when the system is shut down.

The H2O-gate and Mobile-gate Vent Breather retard the vapor equilibrium process and work to prevent condensation even after the system is shut and cooled down, such as overnight. As this chart illustrates, the dewpoint is slow to climb, even after the system temperature has dropped to the ambient temperature. Once the system has reached ambient temperature, condensation does not occur.

Reduces humidity inside reservoir.

The H2O-gate and Mobile-gate Vent Breathers lower and stabilize the relative humidity of air inside the reservoir, leading to a lower dewpoint (T_{dewpoint} < T_{ambient} = NO CONDENSATION) at a rate and amount that will be dependent upon several conditions: the ambient conditions, the internal reservoir heat, amount and frequency of reservoir air flow through the vent and the temperature of the reservoir surfaces.

BREATHER FEATURES

	H ₂ O-gate	Dirt-gate	Mobile-gate
Visual Indicator	•	•	•
Particle Control	•	•	•
Water/Moisture Control	•	•	•
Corrosion Resistant Housing	•	•	•
Flow Rate	708 L/min (187 USgpm)	708 L/min (187 USgpm)	473 L/min (125 USgpm)

Breathers

H2O-gate™ Reservoir Breather



Features/Benefits:

- Visual Mechanical Indicator: Actuates when particles have blocked the media, before the pump cavitates.
- Proprietary Media: Reduces dew point temperature to prevent condensation and is 99.7% efficient in blocking particles 3 μ and larger.
- Reversible Flow Through Media: Allows for moisture to exit the reservoir.
- Media contains oil attractant layer to collect and return oil splashes.
- Easy Installation: Lightweight design can be hand tightened onto adapter.
- Durable Plastic Housing: Protects the media from external splashing.
- Superior breather filters both moisture and particles from air.
- Effective up to 121°C (250°F)
- Rated up to 25 SCFM

Part Numbers:

H2O-gate	BR110
Bayonet Adapter	924710
Screw-in Adapter	P-077002

Dirt-gate™ Reservoir Breather



Features/Benefits:

- Visual Mechanical Indicator: Actuates when particles have blocked the media, before the pump cavitates.
- Easy Installation: Lightweight design can be hand tightened onto adapter.
- Durable Plastic Housing: Protects the media from external splashing.
- High Efficiency: (99% at 2 microns)
- Very Low Pressure Drop
- Filters out particles
- Effective up to 121°C (250°F)
- Rated up to 25 SCFM

Part Numbers:

Dirt-gate	BR210
Bayonet Adapter	924710
Screw-in Adapter	P-077002

Note:

This breather does not filter moisture from air.

Mobile-gate™ Filler Breather Assemblies



MBR110

MBR120

Features/Benefits:

- Proprietary Media: Reduces dew point temperature to prevent condensation and is 99.7% efficient in blocking particles 10 μ and larger.
- Water Barrier: Regenerates its water shedding capacity with each cycle.
- Reversible Flow Through Media: Allows for moisture to exit the reservoir.
- Easy Installation: Lightweight design can be hand tightened.
- Rugged metal housing is long lasting and ideal for mobile applications.
- Rated to 16.7 SCFM

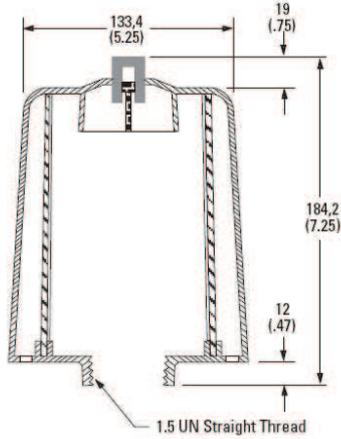
Part Number

MBR110	5002486
MBR120	5002487

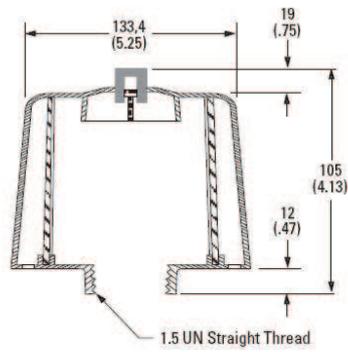
Items not in bold are non-standard and may have a longer lead time

Breathers

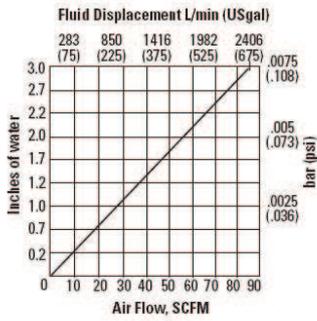
H2O-gate Specifications



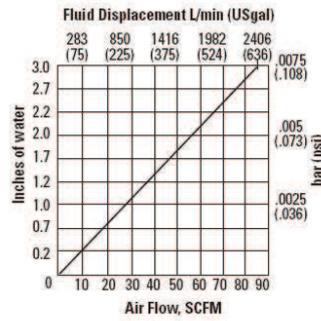
Dirt-gate Specifications



H2O-gate Pressure Drop

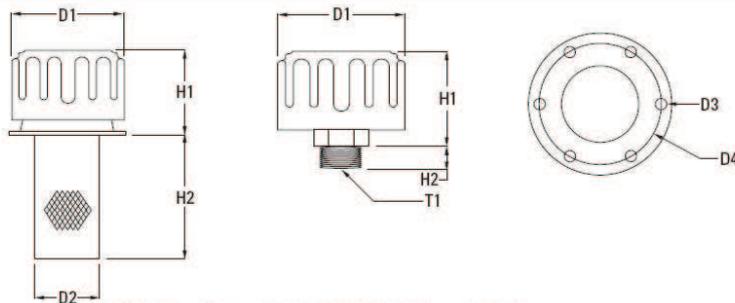


Dirt-gate Pressure Drop



Mobile-gate Specifications

PART NUMBER	FLOW		DIMENSIONS (in)						
	USgpm	L/min	D1	D2	D3	D4	H1	H2	T1
MBR110	125	475	3.08	-	-	-	2.33	0.63	NPT 3/4
MBR120	125	475	3.08	1.88	-	-	2.50	3.50	-
MBR120 FLANGE	-	-	-	-	0.25	2.81	-	-	-



ANEXO 15
CATÁLOGO DEL FILTRO PARA EL TANQUE DE
ALMACENAMIENTO DE FLUIDO HIDRÁULICO

Return Line Filters

General Data

Return line filters usually have spin-on type elements, cartridge elements in an in-line mounted housing, or cartridge elements within a housing that is mounted directly within the reservoir itself (sometimes referred to as an in-tank filter).

Return line filters may also be equipped with fluid sampling devices to monitor the fluid cleanliness level. Secondary ports may also be incorporated to add make-up fluid and ensure that the fluid is transferred through a filter before entering the system.



Return line filters are:

- An integral part of an effective contamination control solution.
- Ideal for systems where the pump is the sensitive component.
- An economic means of achieving the target cleanliness level.
- Often placed before the fluid enters the reservoir in order to prevent debris and particles from recirculating through the system.
- A crucial component when cylinders are present in the system. Cylinders potentially contribute a large amount of contamination ingress and return line filters are ideal for this type of control solution.
- Sometimes the only filters necessary (combined with a breather) when seeing the entire system flow on a continuous basis.
- Only a part of an effective contamination control solution when the system employs variable displacement pumps. Filters in systems like this may be supplemented by pressure and/or off-line filters.

Applications

- Stroke boom delimiters
- Drilling platforms
- Die cast machines/ injection molding
- Large machine tools

Return Line Filters

HV3R Series

Flows to 280 L/min (75 USgpm)
Pressures to 50 bar (725 psi)



Features and Benefits

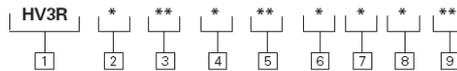
- Beta Ratio: $\beta_{X(c)} = 1000$ to ISO 16889
- Designed to comply with ANSI specifications and ISO cleanliness standards
- Visual and electrical indicators with lamp options for system design flexibility
- Fully serviceable without tools
- Zero leak by-pass valve construction
- Wide range of element lengths for maximum design flexibility
- High efficiency replacement elements in standard configurations (C-Pak) to meet Target Cleanliness Levels
- High collapse elements available for non-bypass applications

HV3R Series Filter and Element Model Code

Sample model code:
HV3R1SC4RLB2C05

DESIGN SPECIFICATIONS

Rated flow:	Length 1	160 L/min (42 USgpm)
	Length 2	240 L/min (63 USgpm)
	Length 4	280 L/min (74 USgpm)
Fluid compatibility:	Compatible with most petroleum oil, oil-in-water and water-in-oil fluids Optional seals available for phosphate esters.	
Temp range:	-30°C to 121°C (-22°F to 250°F)	
Pressure rating:	Operating	50 bar (725 psi)
	Fatigue	50 bar (725 psi)
Material:	Head	Aluminum
	Bowl	Carbon Steel
	Collar	Carbon Steel
Dry weight: (Approximate)	Length 1	2,3 kg (5.1 lbs)
	Length 2	2,5 kg (5.5 lbs)
	Length 4	3,4 kg (7.5 lbs)



1 Filter Series - HV3R

2 Element Collapse Rating

- 1 - 17 bar (250 psi) Low Collapse
- 4 - 207 bar (3000 psi) High Collapse

3 Port Options

- BC - G 1-1/4 to ISO 228
- SC - 1.625 - 12UN SAE-20 str. Thd. (1-1/4" tube)

4 Valve Options

- 1 - Non-Bypass
- 3 - Bypass set at 1.7 bar (25 psi)
- 4 - Bypass set at 3 bar (43 psi)
- 6 - Bypass set at 6 bar (87 psi)

5 Indicator Options

- JN - No Indicator (plug), No Connector
- QB - Electrical 1 bar (15 psi) Brad Harrison
- QJ - Electrical 1 bar (15 psi) Hirschmann w 24V light
- QK - Electrical 1 bar (15 psi) Hirschmann w 115V light
- QL - Electrical 1 bar (15 psi) Hirschmann w 230V light

QH - Electrical 1 bar (15 psi) Hirschmann

LN - Visual (30 psi)

No Connector

RB - Electrical 2 bar (30 psi) Brad Harrison

RJ - Electrical 2 bar (30 psi) Hirschmann w 24 volt light

RK - Electrical 2 bar (30 psi) Hirschmann w 115 volt light

RL - Electrical 2 bar (30 psi) Hirschmann w 230 volt light

RH - Electrical 2 bar (30 psi) Hirschmann

AN - Visual (70 psi)

No Connector

UB - Electrical 4.9 bar (70 psi) Brad Harrison

UJ - Electrical 4.9 bar (70 psi) Hirschmann w 24 volt light

UK - Electrical 4.9 bar (70 psi) Hirschmann w 115 volt light

UL - Electrical 4.9 bar (70 psi) Hirschmann w 230 volt light

UH - Electrical 4.9 bar (70 psi) Hirschmann

6 Seal Material

- B - Buna-N
 - V - Viton-A
- Viton is a registered trademark of E.I. DuPont

7 Assembly Length

- mm (inch)
- 1 - 207 (8.15)
- 2 - 266 (10.47)
- 4 - 447 (17.6)

8 Element Construction

- C - 17 bar (250 psi) Low Collapse
- H - 207 bar (3000 psi) High Collapse
- X - no element

9 Fluid Cleanliness Rating

Code	Target fluid cleanliness level
03	16/14/12 or better
05	18/16/14 or better
10	20/18/15 or better
*20	22/19/16 or better
XX	no element

ANEXO 16
CATÁLOGO DE LOS MANÓMETROS PARA EL SISTEMA
HIDRÁULICO



Hydraulic System Accessories

Gauges - Brass/PowerFlex™ Movements, Brass Connection

Note: Ashcroft gauges are being phased in to replace ENFM gauges.

Window: Ashcroft Models: Polycarbonate. ENFM Models: Transparent acrylic.

Male Connection: Ashcroft 1005/1005S Models: Brass, 0.013" throttle plug (1000 PSI and above). Ashcroft 1008 A/AL Models: Brass, 0.013" throttle plug (except vacuum & 15 PSI models). ENFM Models: Brass with removable restrictor screw (0.012" passage).

Bourdon Tube: Ashcroft 1005/1005S Models: C-shaped bronze (vacuum to 600 PSI & compound models), helical bronze (1000-6000 PSI). Ashcroft 1008 A/AL Models: C-shaped bronze (vacuum to 600 PSI & compound models), helical bronze (1000-6000 PSI), helical stainless steel (10,000-15,000 PSI). ENFM Models: Phosphor bronze, soft soldered C form up to 0-600 PSI range, silver brazed spiral form on 0-1000 PSI through 0-15,000 PSI range.

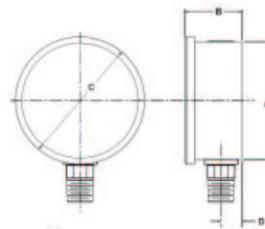
Movement: Ashcroft Models: Patented PowerFlex™ movement with polyester segment. ENFM Models: Brass.

Operating Pressures: Ashcroft recommendation: Normal operating pressure be confined to 25%-75% of the scale. If pulsation is present in the process, maximum operating gauge pressure should not exceed 50% of the full-scale range. ENFM recommendation: 75% of full scale for normal steady pressure. 66% of full scale for fluctuating pressure.

Accuracies: Ashcroft Models: ±3-2-3% of span (±3% over first & last quarters of the scale, ±2% over the middle half of the scale. ENFM Models: ±2% of full scale (liquid filled), ±1% of full scale (dry, except 6001-6004-6007 models which are ±2%).

Accessories: Gauge Accessories page 650

Plain Case - Bottom Connection



Plain Case - Bottom Connection

Catalog Part No.	Part Number	Mfg.	Mfg. Model	Size & Range	Design Type	Male Conn.	Case	Dimensions (in)	Wt.	Price Each
C1JS89	001279	Ashcroft	20 1005SH 02L 160#	2" 0-160 PSI	Dry	1/4 NPT	304 SS	A=2.05 B=1.04 C=2.09 D=0.34	0.20	
C1JV18	003587	Ashcroft	63 1008AL 02L 30HG	2.5" 0-30 HG	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46	0.49	
C1JV28	003594	Ashcroft	63 1008AL 02L 30HG/30#	2.5" 30 HG-30 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46	0.50	
C1JT36	003495	Ashcroft	63 1008AL 02L 15#	2.5" 0-15 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46		
C1JU81	003518	Ashcroft	63 1008AL 02L 60#	2.5" 0-60 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46	0.48	
C1JU96	003532	Ashcroft	63 1008AL 02L 160#	2.5" 0-160 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46		
C1JU97	003556	Ashcroft	63 1008AL 02L 300#	2.5" 0-300 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46	0.50	
C1JW28	209569	Ashcroft	63 1008A 02L 300#	2.5" 0-300 PSI	Dry	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46	0.30	
C1JX52	213986	Ashcroft	63 1008AL 02L 1000#	2.5" 0-1,000 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46	0.50	
C1JW38	209996	Ashcroft	63 1008AL 02L 3000#	2.5" 0-3,000 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46		





Hydraulic System Accessories

Gauges - Brass/PowerFlex™ Movements, Brass Connection

Plain Case - Bottom Connection

Catalog Part No.	Part Number	Mfg.	Mfg. Model	Size & Range	Design Type	Male Conn.	Case	Dimensions (in)	Wt.	Price Each
C1JY54	246793	Ashcroft	63 1008AL 02L 4000#	2.5" 0-4,000 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.21 C=2.71 D=0.46		
C1JV95	003624	Ashcroft	100 1008AL 02L 100#	4" 0-100 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=3.94 B=1.24 C=4.16 D=0.44	1.03	
C1JW13	068933 SS Connection, Tube & Movement	Ashcroft	100 1008SL 04L 3000#	4" 0-3,000 PSI	Liquid Filled	1/2 NPT	304 SS	A=3.59 B=1.21 C=3.87 D=0.41	0.90	
C1BY81	72112.5.25-3015	ENFM	72112.5.25-3015	2.5" 30 HG-15 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BZ58	751121/21/430	ENFM	751121/21/430	2.5" 0-30 PSI	Dry	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.68 D=0.41	0.31	
C1JP81	71212.5.25-30 SS Connection, Tube & Movement	ENFM	71212.5.25-30	2.5" 0-30 PSI	Dry	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.68 D=0.41	0.30	
C1BY79	72112.5.25-30	ENFM	72112.5.25-30	2.5" 0-30 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BY88	72112.5.25-60	ENFM	72112.5.25-60	2.5" 0-60 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BY75	72112.5.25-160	ENFM	72112.5.25-160	2.5" 0-160 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BZ59	751121/21/4300	ENFM	751121/21/4300	2.5" 0-300 PSI	Dry	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.35	
C1BY78	72112.5.25-2K	ENFM	72112.5.25-2K	2.5" 0-300 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BY89	72112.5.25-600	ENFM	72112.5.25-600	2.5" 0-600 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BY70	72112.5.25-1.5K	ENFM	72112.5.25-1.5K	2.5" 0-1,500 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BY87	72112.5.25-5K	ENFM	72112.5.25-5K	2.5" 0-5,000 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BY90	72112.5.25-6K	ENFM	72112.5.25-6K	2.5" 0-6,000 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BY72	72112.5.25-10K	ENFM	72112.5.25-10K	2.5" 0-10,000 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.47	
C1BY74	72112.5.25-15K	ENFM	72112.5.25-15K	2.5" 0-15,000 PSI	Liquid Filled	1/4 NPT	304 SS	A=2.48 B=1.12 C=2.64 D=0.40	0.49	
C1BZ52	7511-4-1/4-160	ENFM	7511-4-1/4-160	4" 0-160 PSI	Dry	1/4 NPT	304 SS	A=3.90 B=1.81 C=4.13 D=0.63	0.75	
C1BZ53	7511-4-1/4-300	ENFM	7511-4-1/4-300	4" 0-300 PSI	Dry	1/4 NPT	304 SS	A=3.90 B=1.81 C=4.13 D=0.63	2.00	

Hydraulic Power & Control

Pneumatic Power & Control

Fluid Conveying

Miscellaneous Products

Indexes & Technical Information



ANEXO 17
CATÁLOGO DE MANGUERAS HIDRÁULICAS



FlexIT/2T

2 wire braids



Specifications:
DIN 20022 25N, EN 853/25N, exceeds SAE 100R2AT

Construction:
tube: black seamless oil resistant synthetic rubber
reinforcement: 2 high tensile wire braids
cover: black weather, abrasion, ozone res. synth. rubber
MSHA flame retardant approved

Temperature range, continuous service: -40° C + 100° C
Max operating temperature: + 125° C

Fluid resistance:
hydraulic oils, both mineral and "biological"
polyglycol base oils
oil/water emulsions
water

Lengths/ random

BORE DIAMETER				mean over wire diam	mean over cover diam	max. work pressure	min. burst pressure	min. bend radius	approx. weight
inches	dash	DN	mm	mm/inch	mm/inch	bar/psi	bar/psi	mm/inch	g/m
1/4	4	6	6,4	12.7/.500	15.0/.591	400/5800	1600/23200	100/4.0	330
5/16	5	8	7,9	14.3/.562	16.6/.654	350/5075	1400/20300	115/4.5	390
3/8	6	10	9,5	16.7/.657	19.0/.748	330/4785	1320/19140	130/5.0	500
1/2	8	12	12,7	19.8/.781	22.2/.874	280/4000	1100/15950	180/7.0	590
5/8	10	16	15,9	23.0/.906	25.4/1.000	250/3625	1000/14500	200/8.0	710
3/4	12	19	19,0	27.0/1.063	29.3/1.154	215/3120	850/12325	240/9.5	860
1	16	25	25,4	34.9/1.375	38.1/1.500	165/2395	650/9425	300/12.0	1280
1.1/4	20	31	31,8	44.5/1.752	48.3/1.902	125/1810	500/7250	420/16.5	2020
1.1/2	24	38	38,1	50.8/2.000	54.6/2.150	90/1305	360/5220	500/20.0	2230
2	32	51	50,8	63.5/2.500	67.3/2.650	80/1160	320/4640	630/25.0	2850

FlexIT/SC 216

2 wire braids hose "compact"



Specifications:
EN 857/2SC, exceeds SAE 100R16

Construction:
tube: black seamless oil resistant synthetic rubber
reinforcement: 2 high tensile wire braids
cover: black weather, abrasion, ozone res. synth. rubber
MSHA flame retardant approved

Temperature range, continuous service: -40° C + 100° C
Max operating temperature: + 125° C

Fluid resistance:
hydraulic oils, both mineral and "biological"
polyglycol base oils
oil/water emulsions
water

Lengths/ random

BORE DIAMETER				mean over wire diam	max over cover diam	max. work pressure	min. burst pressure	min. bend radius (*)	approx. weight
inches	dash	DN	mm	mm/inch	mm/inch	bar/psi	bar/psi	mm/inch	g/m
1/4	4	6	6,4	11.2/.438	14.2/.559	400/5800	1600/23200	51/2.0	280
5/16	5	8	7,9	12.7/.500	16.0/.630	350/5075	1400/20300	57/2.2	330
3/8	6	10	9,5	15.1/.594	18.3/.720	330/4785	1320/19140	63/2.5	420
1/2	8	12	12,7	18.3/.719	21.5/.846	280/4000	1100/15950	88/3.5	520
5/8	10	16	15,9	21.4/.844	24.7/.972	250/3625	1000/14500	100/4.0	610
3/4	12	19	19,0	25.4/1.000	28.6/1.126	215/3120	860/12470	120/4.7	790
1	16	25	25,4	33.4/1.315	36.6/1.441	165/2390	660/9570	150/6.0	1100

(*) [bend radius according to SAE 100R16]

OUR HOSE HAS BEEN DEVELOPED AND TESTED FOR FULL COMPATIBILITY WITH OUR FITTINGS

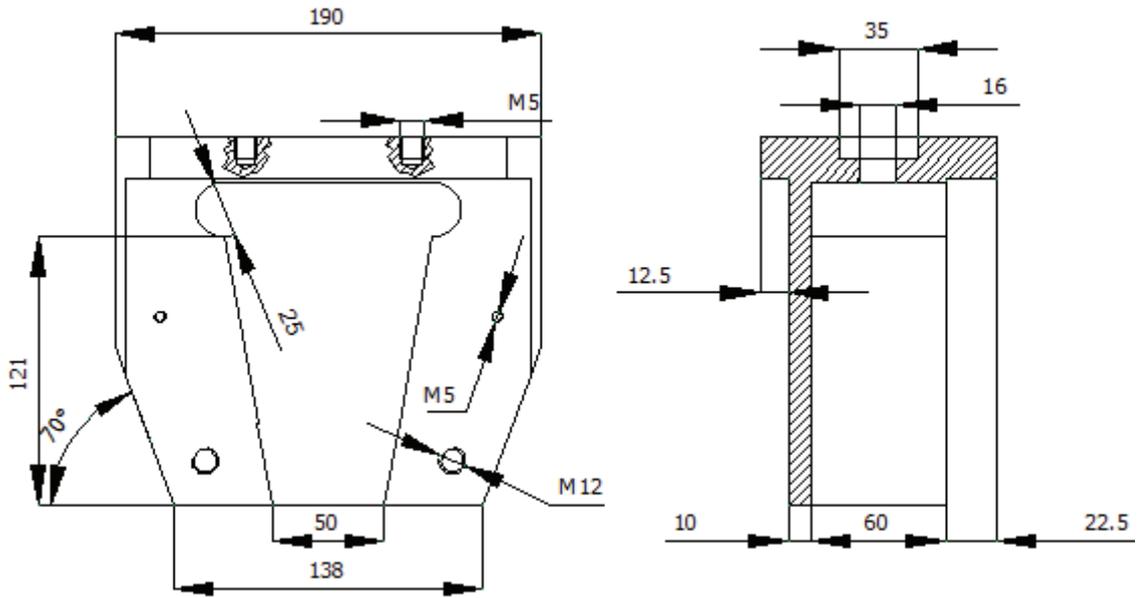
ANEXO 18

ESQUEMA DE LOS ACOPLES DEL SISTEMA HIDRÁULICO

ANEXO 19
PLANOS

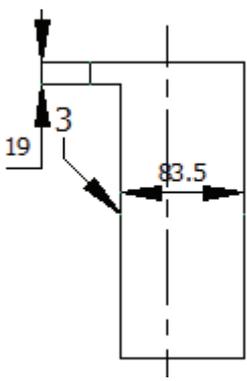
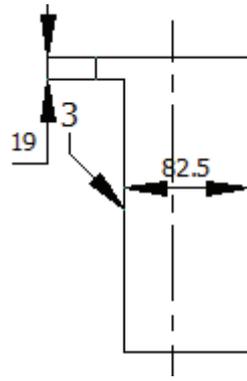
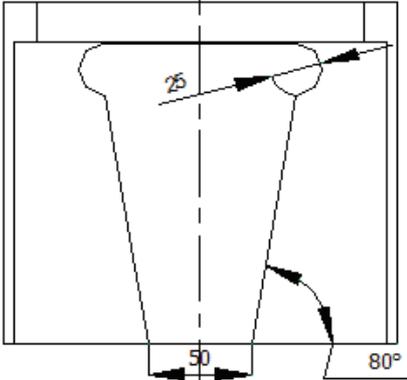
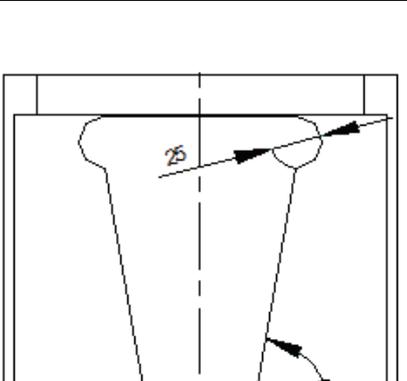
ANEXO 20
HOJAS DE PROCESOS

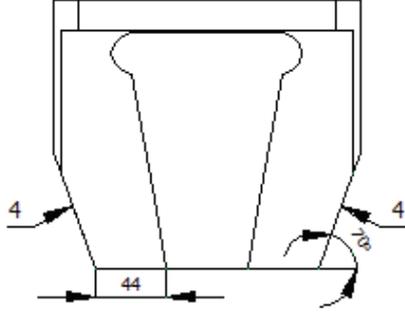
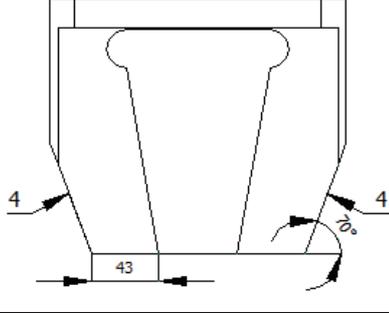
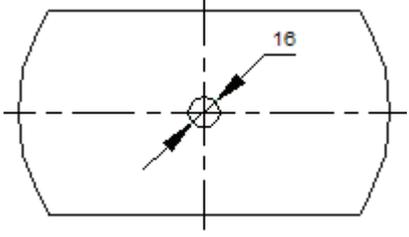
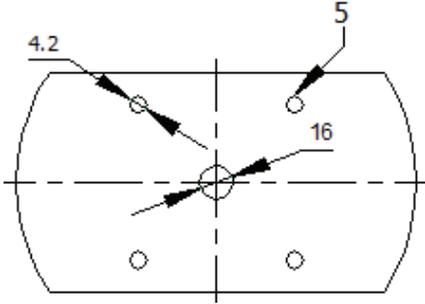
FIM		Hoja de procesos 1		Nombre:	R. ÁLVAREZ, C. PEÑA
Escala	Material	Dimensiones en bruto	Medidas sin tolerancia		Eje x
1:5	Acero AISI 4340	170 mm Ø190	166 mm Ø190		

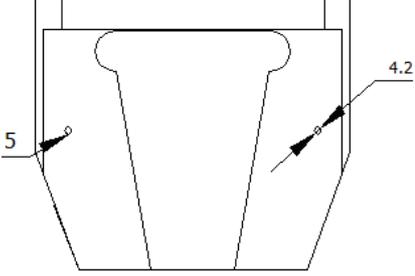
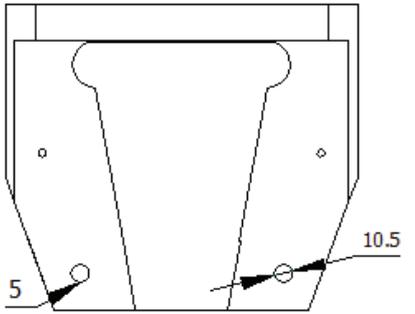
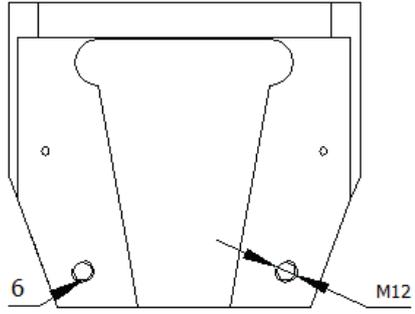
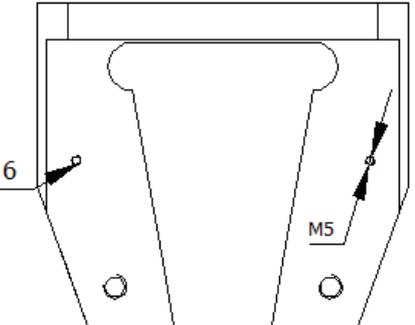


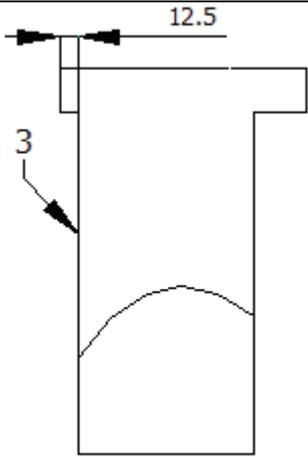
Fase	Subfase	Operación	Denominación	Croquis	Herramienta utilizada	Comprobación	N° pasos	n	s	P	T
								r.p.m	mm/min	mm	min
1	1.1	1.1.1	Planear caras laterales (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	2	250	31	1,5	25

1	1.1	1.1.2	Planear caras laterales (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	2	665	45	0,5	20
2	2.1	2.1.1	Fresar superficie (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	9	250	31	4,5	90
2	2.1	2.1.2	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	1	665	45	1	16
3	3.1	3.3.1	Fresar superficie (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	9	250	31	4,5	90
3	3.1	3.3.2	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	1	665	45	1	16

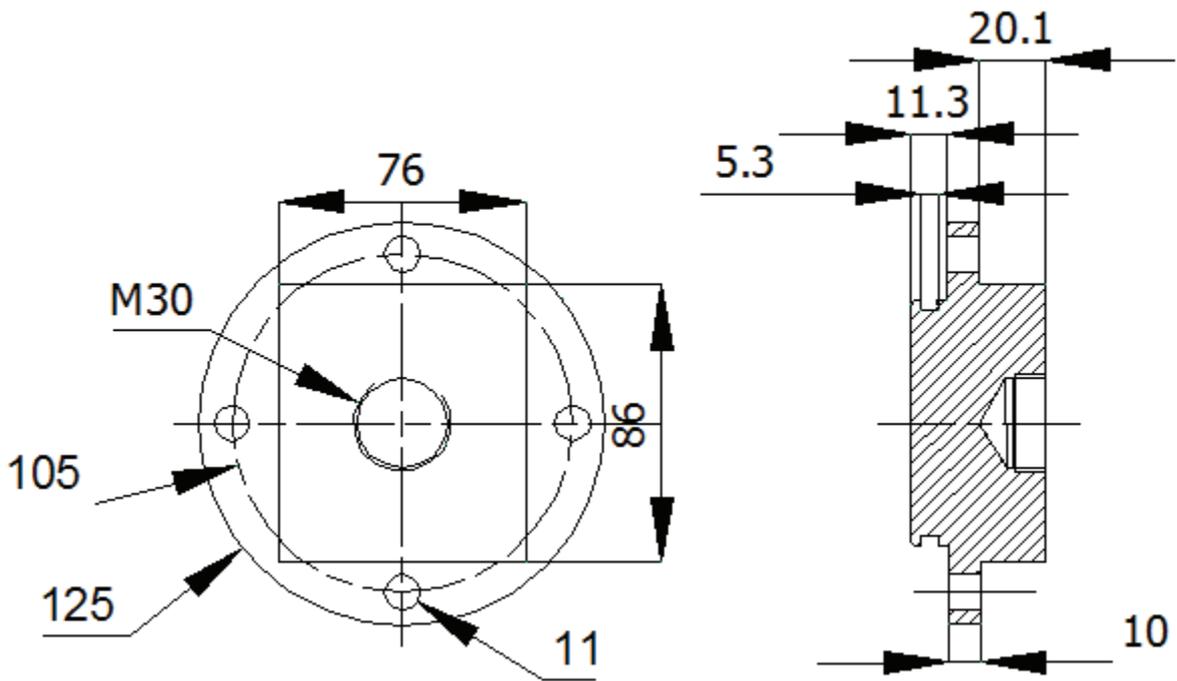
3	3.2	3.2.1	Fresar superficie (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	5	250	31	5	120
3	3.2	3.2.2	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	1	665	45	1	18
3	3.3	3.3.1	Fresar la cavidad hasta 59 mm de profundidad (Desbaste)		Fresadora Fresa de dientes postizos Ø 22 mm.	Calibrador y Goniómetro	12	665	45	5	150
3	3.3	3.3.2	Fresar la cavidad (Afinado)		Fresadora Fresa de dientes postizos Ø 22 mm.	Calibrador y Goniómetro	1	950	65	1	9

4	4.1	4.1.1	Fresar material restante (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador y Goniómetro	6	250	31	4	30
4	4.1	4.1.2	Fresar material restante (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador y Goniómetro	1	665	45	1	7
5	5.1	5.1.1	Taladrar		Taladradora Broca Ø 16 mm	Calibrador	1	218	21.8 [0,1 mm/rev]	19	1
5	5.2	5.2.1	Taladrar agujeros		Taladradora Broca Ø 4,2 mm	Calibrador	4	680	68 [0,1 mm/rev]	12	1

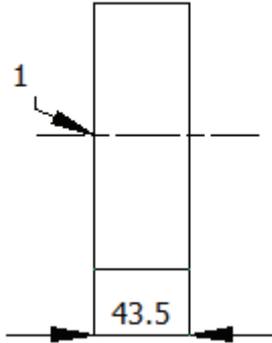
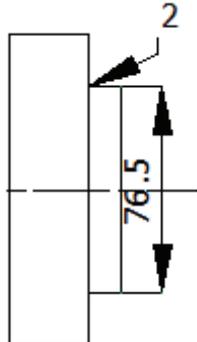
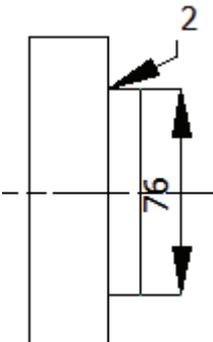
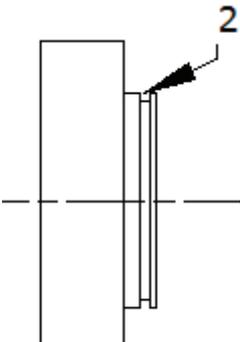
5	5.3	5.3.1	Taladrar agujeros		Taladradora Broca Ø 4,2 mm	Calibrador	2	680	68 [0,1 mm/rev]	12	1
5	5.4	5.4.1	Taladrar agujeros		Taladradora Broca Ø 10,5 mm	Calibrador	2	320	32 [0,1 mm/rev]	15	2
6	6.1	6.1.1	Roscar 2 agujeros M12		Machos de roscar (Machuelo) M12	-----	2			15	5
6	6.2	6.2.1	Roscar 2 agujeros M5		Machos de roscar (Machuelo) M5	-----	2				10

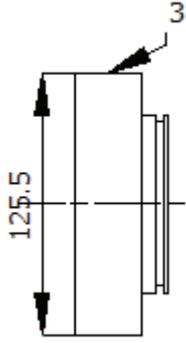
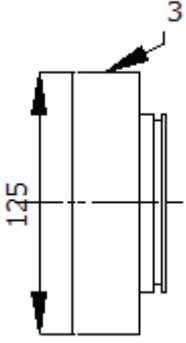
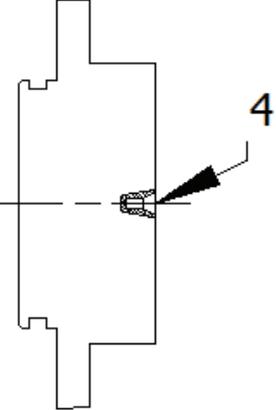
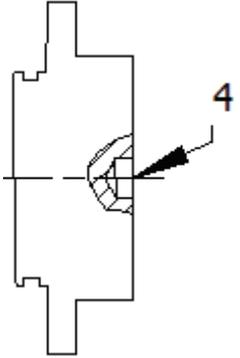
8	8.1	8.1.2	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	1	665	45	5	15
---	-----	-------	-----------------------------	---	--	------------	---	-----	----	---	----

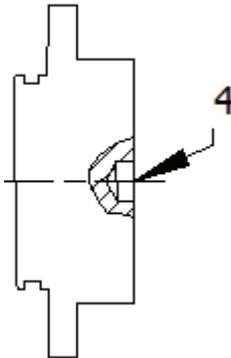
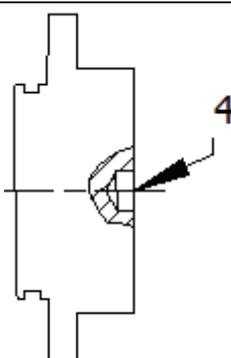
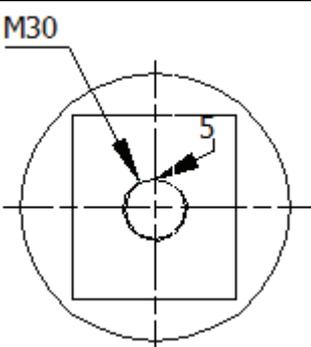
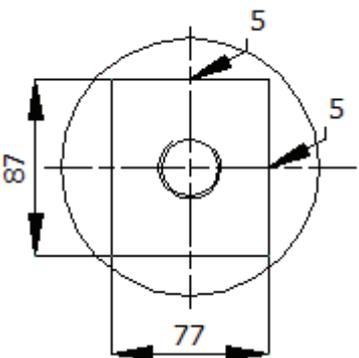
FIM		Hoja de procesos 2		Nombre:	R. ÁLVAREZ, C. PEÑA
Escala	Material	Dimensiones en bruto	Medidas sin tolerancia		Eje x
1:5	Acero AISI 1045	45 mm Ø130	41,3 mm Ø125		

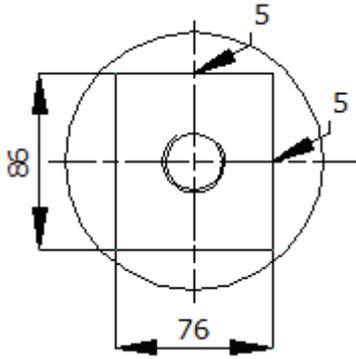
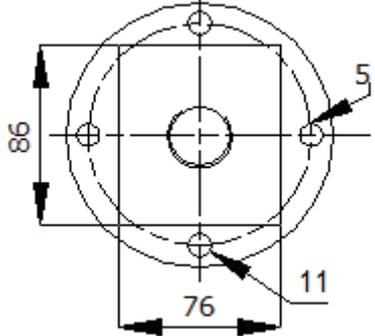


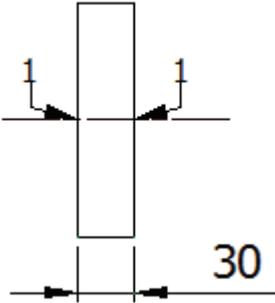
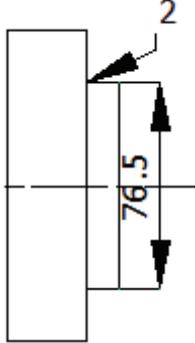
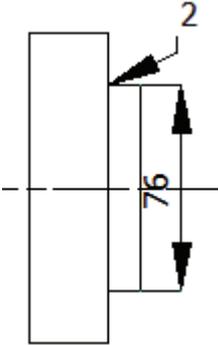
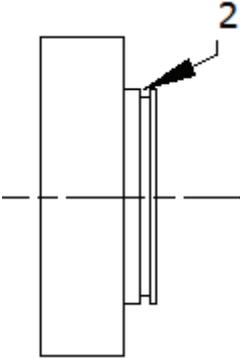
Fase	Subfase	Operación	Denominación	Croquis	Herramienta utilizada	Comprobación	N° pasos	n	s	P	T
								r.p.m	mm/rev	mm	min
1	1.1	1.1.1	Refrentar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	180	0,38	1	1

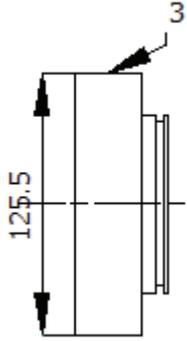
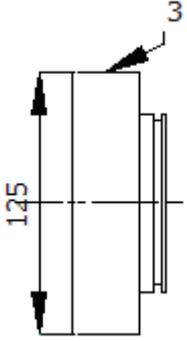
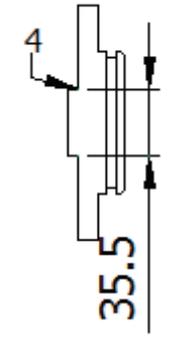
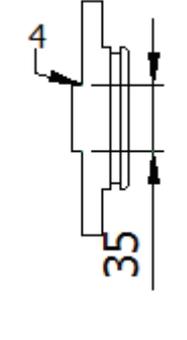
1	1.1	1.1.2	Refrentar superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	420	0,1	0.5	2
2	2.1	2.1.1	Cilindrar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	18	300	0,8	3	2
2	2.1	2.1.2	Cilindrar superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,051	0.5	1
2	2.2	2.2.1	Ranurar		Torno Cuchilla para ranurar	Calibrador	1	90	0.6	0.5	3

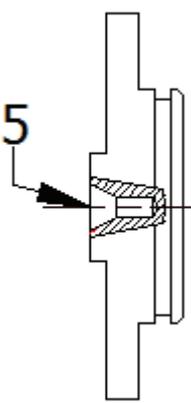
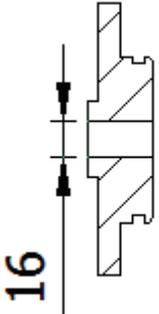
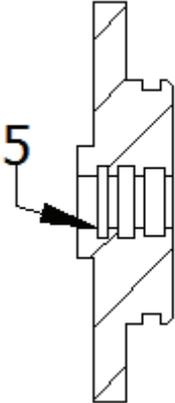
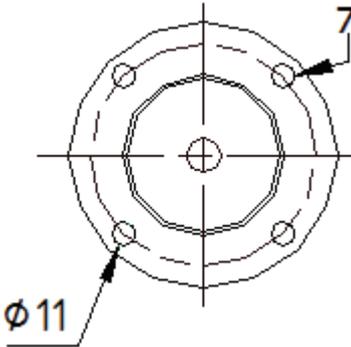
3	3.1	3.1.1	Cilindrar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	2	180	0,7	2,5	1
3	3.1	3.1.2	Cilindrar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,051	1	2
4	4.1	4.1.1	Hacer centro		Torno Broca de centros	Calibrador	1	625	0,051	1	1
4	4.2	4.1.1	Perforar		Torno Broca Ø 10 mm.	Calibrador	1	420	0,2	1	1

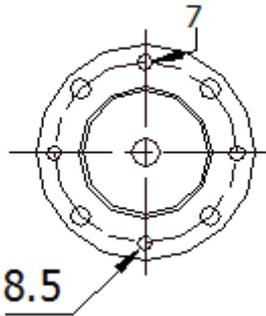
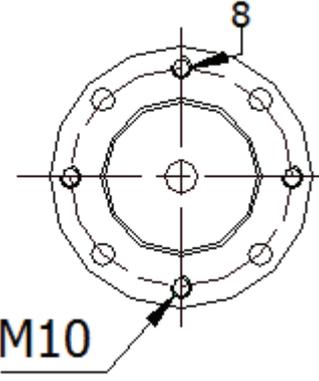
4	4.2	4.2.2	Perforar		Torno Broca Ø 20 mm.	Calibrador	1	420	0,24	1	1
4	4.2	4.2.3	Perforar		Torno Broca Ø 26 mm.	Calibrador	1	300	0,28	1	1
4	4.3	4.3.1	Roscar		Torno Cuchilla para roscar interiores	-----	15	180	0,2	1	7
5	5.1	5.1.1	Fresar rectángulo (Desbaste)		Fresadora Fresa de dientes postizos Ø 22	Calibrador	6	665	1.2 [500 mm /min]	4	7

5	5.1	5.1.2	Fresar rectángulo (Afinado)		Fresadora Fresa de dientes postizos Ø 22 mm.	Calibrador	1	1400	0.1 [127 mm /min]	1	4
6	6.1	6.1.1	Hacer perforaciones		Taladradora Broca Ø 11 mm.	Calibrador	4	474	0.1	1	1

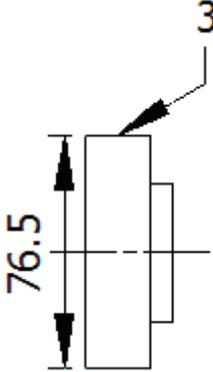
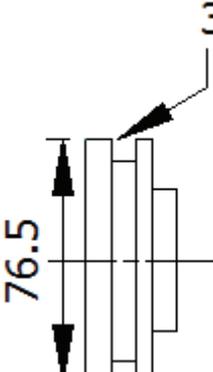
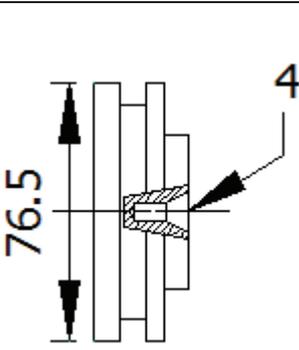
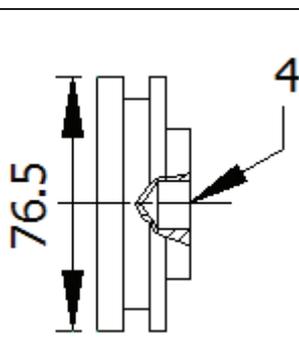
1	1.1	1.1.2	Refrentar superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	420	0,1	0.5	4
2	2.1	2.1.1	Cilindrar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	18	300	0,8	3	2
2	2.1	2.1.2	Cilindrar superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,051	0.5	1
2	2.2	2.2.1	Ranurar		Torno Cuchilla para ranurar	Calibrador	1	90	0.6	0.5	3

3	3.1	3.1.1	Cilindrar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	2	180	0,7	2,5	1
3	3.1	3.1.2	Cilindrar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,051	1	2
4	4.1	4.1.1	Refrentar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	3	300	0,7	2	1
4	4.1	4.1.1	Refrentar superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,051	1	2

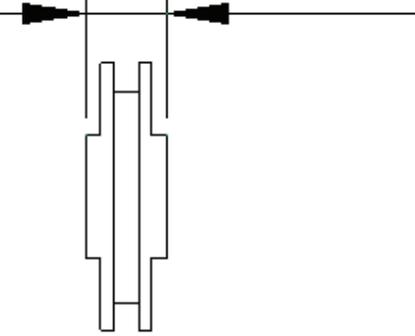
5	5.1	5.1.1	Hacer centro		Torno Broca de centros	Calibrador	1	625	0,051	1	1
5	5.2	5.2.1	Perforar		Torno Broca Ø 16 mm.	Calibrador	1	300	0,2	1	1
6	6.1	6.1.1	Ranurar		Torno Cuchilla para ranurar	Calibrador	3	90	0.6	0.5	9
7	7.1	7.1.1	Hacer perforaciones		Taladradora Broca Ø 11 mm.	Calibrador	4	474	0.1	1	1

7	7.2	7.2.1	Hacer perforaciones		Taladradora Broca Ø 8,5 mm.	Calibrador	4	474	0.1	1	1
8	8.1	8.1.1	Roscar 2 agujeros M12		Machos de roscar (Machuelo) M12	-----	2			10	8

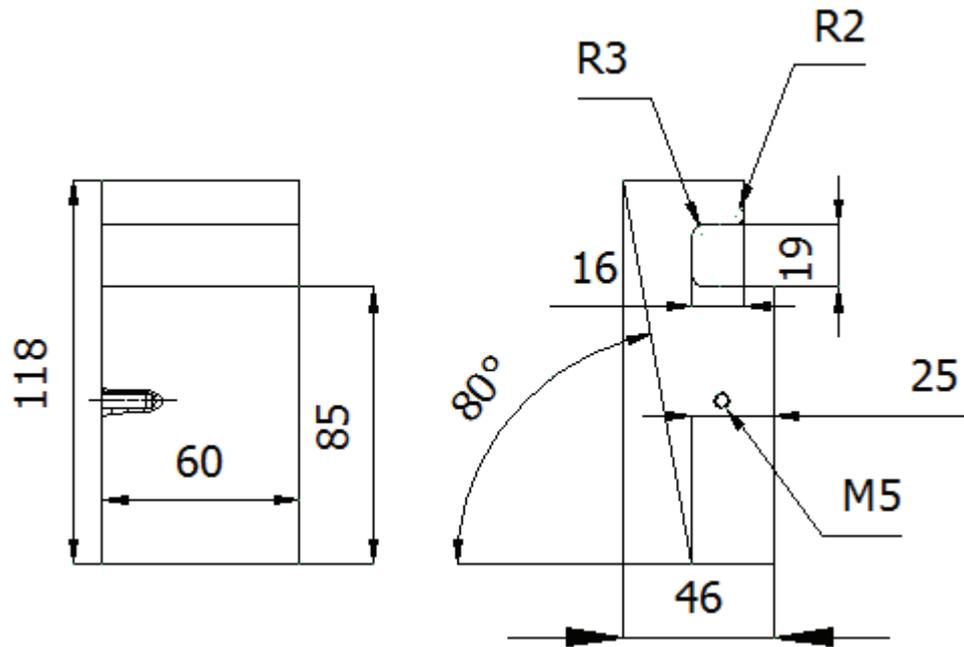
1	1.1	1.1.2	Refrentar superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,1	0.5	1
2	2.1	2.1.1	Cilindrar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	15	300	0,8	3	1
2	2.1	2.1.2	Cilindrar superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,051	0.5	1
3	3.1	3.1.1	Cilindrar superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	2	300	0,8	3	1

3	3.1	3.1.2	Cilindrar superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,051	0.5	1
3	3.2	3.2.1	Ranurar		Torno Cuchilla para ranurar	Calibrador	1	90	0.6	0.5	4
4	4.1	4.1.1	Hacer centro		Torno Broca de centros	Calibrador	1	625	0,051	1	1
4	4.2	4.2.1	Perforar		Torno Broca Ø 16 mm.	Calibrador	1	300	0,2	1	1

5	5.1	5.1.1	Roscar agujero M16		Machos de roscar (Machuelo) M12	-----	2				10	8
6	6.1	6.1.1	Fresar el hexágono (Desbaste)		Fresadora Fresa de dientes postizos Ø 22	Calibrador	2	665	1.2 [500 mm /min]	3	3	
6	6.1	6.1.2	Fresar el hexágono (Desbaste)		Fresadora Fresa de dientes postizos Ø 22	Calibrador	1	1400	0.1 [127 mm /min]	1	2	
6	6.2	6.2.1	Fresar superficie (Desbaste)		Fresadora Fresa de dientes postizos Ø 22	Calibrador	2	665	1.2 [500 mm /min]	3	1	

6	6.2	6.2.2	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Fresa de dientes postizos Ø 22 mm.	Calibrador	1	1400	0.1 [127 mm /min]	1	1
---	-----	-------	-----------------------------	--	---	------------	---	------	-------------------	---	---

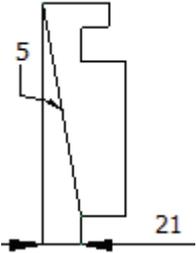
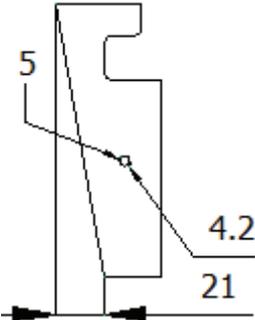
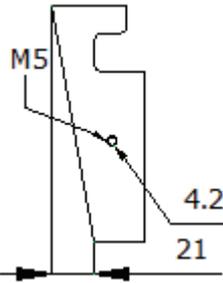
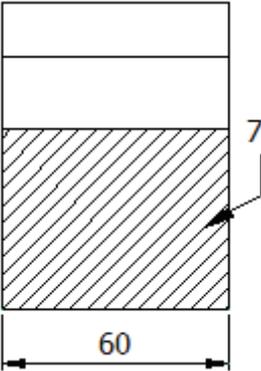
FIM		Hoja de procesos 5		Nombre:	R. ÁLVAREZ, C. PEÑA
Escala	Material	Dimensiones en bruto	Medidas sin tolerancia		Eje x
1:5	Acero AISI 4340	50X70X120mm	46X60X118mm		



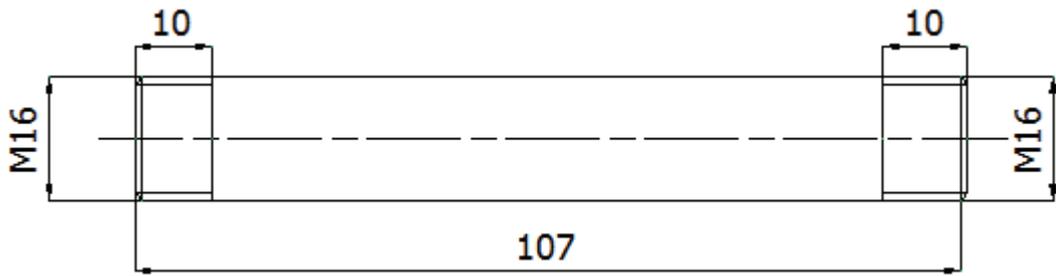
Fase	Subfase	Operación	Denominación	Croquis	Herramienta utilizada	Comprobación	Nº pasos	n	s	P	T
								r.p.m	mm/min	mm	min
1	1.1	1.1.1	Planear caras laterales (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	2	250	31	1,5	14
1	1.1	1.1.2	Planear caras laterales (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	2	665	45	0,5	9

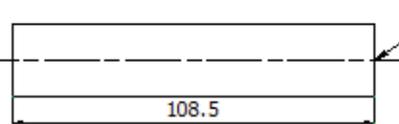
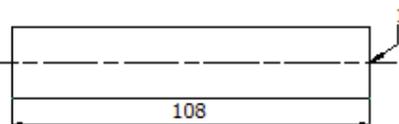
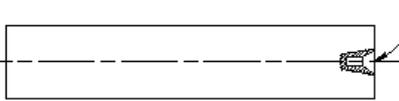
2	2.1	2.1.1	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	2	665	45	1	6
3	3.1	3.3.1	Fresar superficie (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	2	250	31	4,5	13
3	3.1	3.3.2	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	2	665	45	1	9
4	4.1	4.1.1	Fresar superficie (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	2	250	31	5	9

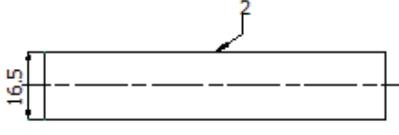
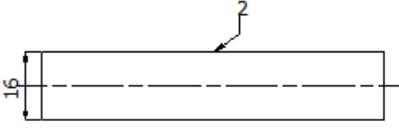
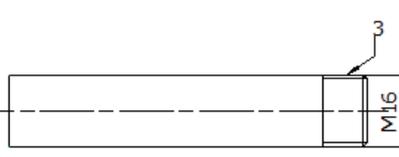
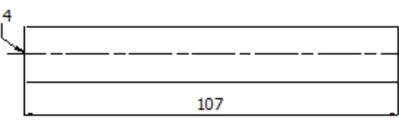
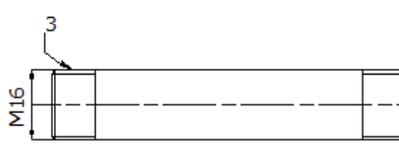
4	4.1	4.1.2	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador	1	665	45	1	3
4	4.2	4.2.1	Fresar superficie (Desbaste)		Fresadora Fresa con radios de 3mm Ø 16mm.	Calibrador	5	250	22	3	37
4	4.2	4.2.1	Fresar superficie (Afinado)		Fresadora Fresa con radios de 3mm Ø 16mm.	Calibrador	1	420	65	1	2
5	5.1	5.1.1	Fresar superficie inclinada (Desbaste)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador y Goniómetro	5	250	31	4	22

5	5.1	5.1.2	Fresar superficie inclinada (Afinado)		Fresadora Plato de cuchillas Ø 75 mm.	Calibrador y Goniómetro	1	665	45	1	5
6	6.1	6.1.1	Taladrar agujero		Taladradora Broca Ø 4,2 mm	Calibrador	1	680	68 [0,1 mm/rev]	15	1
6	6.2	6.2.1	Roscar 2 agujeros M5		Machos de roscar (Machuelo) M5	-----	4			10	
7	7.1	7.1.1	Hacer el rayado en la superficie de ajuste		Limadora Cuchilla acero rápido	Calibrador	1	-----	30 mm/min	1,5	200

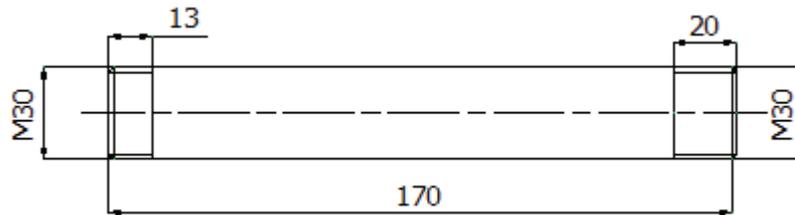
FIM		Hoja de procesos 6		Nombre:	R. ÁLVAREZ, C. PEÑA
Escala	Material	Dimensiones en bruto	Medidas sin tolerancia	Eje x	
1:1	Acero AISI 4340	175 mm Ø19	170 mm Ø16		



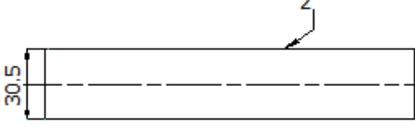
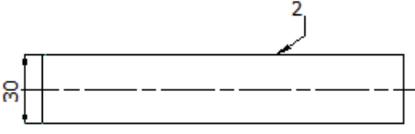
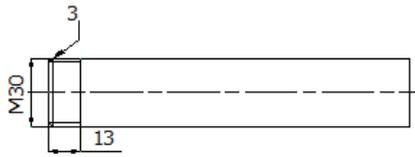
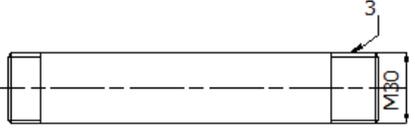
Fase	Subfase	Operación	Denominación	Croquis	Herramienta utilizada	Comprobación	Nº pasos	n	s	P	T
								r.p.m	mm/rev	mm	min
1	1.1	1.1.1	Refrentar cara (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	950	0,38	1,5	1
1	1.1	1.1.2	Refrentar cara (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	2000	0,1	0,5	1
1	1.2	1.2.1	Hacer centro		Torno Broca de centros	Calibrador	1	625	0,051	1	1

2	2.1	2.1.1	Cilindrar Superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro Calibrador	2	420	1,04	2	1
2	2.1	2.1.2	Cilindrar Superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro Calibrador	1	2000	0,1	0,5	1
3	3.1	3.1.1	Roscar M16		Torno Cuchilla para roscar Calibrador y galga	15	300	2	0,4	1
4	4.1	4.1.1	Refrentar cara (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro Calibrador	2	2000	0,1	0,5	1
3	3.1	3.1.1	Roscar M16		Torno Cuchilla para roscar Calibrador y galga	15	300	2	0,4	1

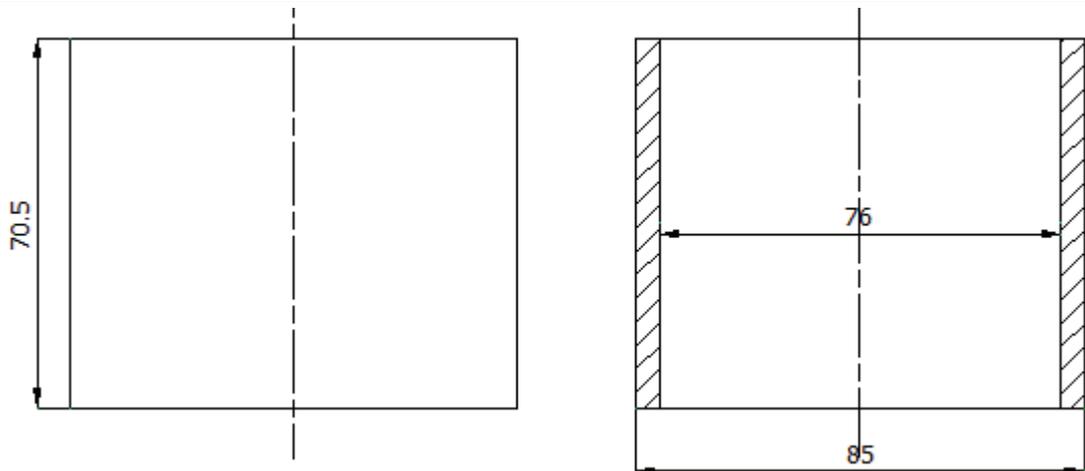
FIM		Hoja de procesos 7		Nombre: R. ÁLVAREZ, C. PEÑA
Escala	Material	Dimensiones en bruto	Medidas sin tolerancia	Eje x
1:2	Acero AISI 1045	175 mm Ø35	170 mm Ø30	



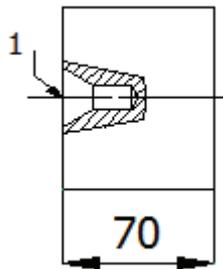
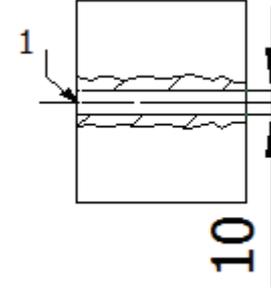
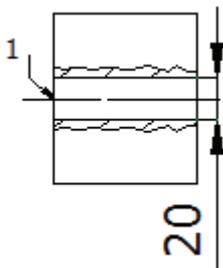
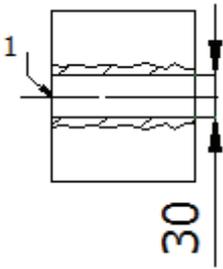
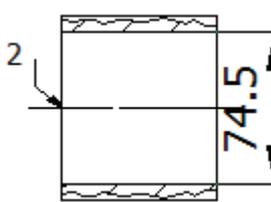
Fase	Subfase	Operación	Denominación	Croquis	Herramienta utilizada	Comprobación	Nº pasos	n	s	P	T
								r.p.m	mm/rev	mm	min
1	1.1	1.1.1	Refrentar cara (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	2	625	0,4	2	1
1	1.1	1.1.2	Refrentar cara (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	2	2000	0,1	0,5	1
1	1.2	1.2.1	Hacer centro		Torno Broca de centros	Calibrador	1	625	0,051	1	1

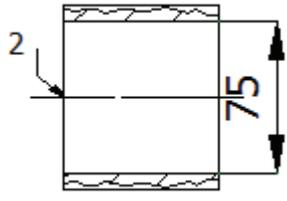
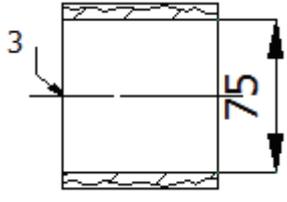
2	2.1	2.1.1	Cilindrar Superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro Calibrador	3	420	1,04	2	2
2	2.1	2.1.2	Cilindrar Superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro Calibrador	1	2000	0,1	0,5	1
3	3.1	3.1.1	Roscar M16		Torno para roscar Cuchilla para roscar Calibrador y galga	20	300	2	0,4	1
3	3.1	3.1.1	Roscar M16		Torno para roscar Cuchilla para roscar Calibrador y galga	20	300	2	0,4	1

FIM		Hoja de procesos 8		Nombre: R. ÁLVAREZ, C. PEÑA
Escala	Material	Dimensiones en bruto	Medidas sin tolerancia	Eje x
1:2	Acero AISI 1045	85 mm Ø35	170 mm Ø30	



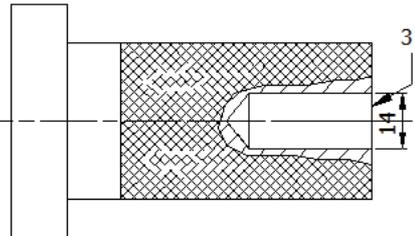
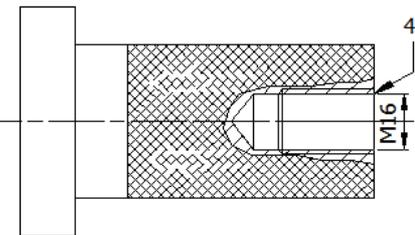
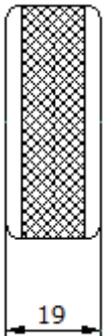
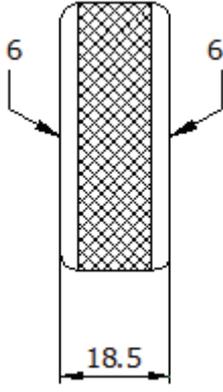
Fase	Subfase	Operación	Denominación	Croquis	Herramienta utilizada	Comprobación	Nº pasos	n	s	P	T
								r.p.m	mm/rev	mm	min
1	1.1	1.1.1	Refrentar cara (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	2	300	0,7	2	1
1	1.1	1.1.2	Refrentar cara (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	2	625	0,1	0,5	2

1	1.2	1.2.1	Hacer centro		Torno Broca de centros	Calibrador	1	625	0,051	1	1
1	1.3	1.3.1	Perforar		Torno Broca Ø 10mm	Calibrador	1	420	0,2	70	1
1	1.3	1.3.2	Perforar		Torno Broca Ø 20mm	Calibrador	1	180	0,2	70	2
1	1.3	1.3.3	Perforar		Torno Broca Ø 30mm	Calibrador	1	180	0,2	70	2
2	2.1	2.1.1	Cilindrar superficie interior (Desbaste)		Torno Cuchilla para roscar	Calibrador	12	420	0,7	4	4

2	2.1	2.1.1	Cilindrar superficie interior (Desbaste)		Torno Cuchilla para roscar	Calibrador	1	1200	0,1	0,5	1
3	3.1	3.1.1	Bruñir superficie la		Torno Accesorio de bruñido	Calibrador	1	1200	0,044	0,02	2

FIM		Hoja de procesos 9			Nombre:	R. ÁLVAREZ, C. PEÑA					
Escala	Material	Dimensiones en bruto		Medidas sin tolerancia		Eje x					
1:2	Acero AISI 4340	30 mm Ø50		18,5 mm Ø46							
Fase	Subfase	Operación	Denominación	Croquis	Herramienta utilizada	Comprobación	Nº pasos	n	s	P	T
								r.p.m	mm/rev	mm	min
1	1.1	1.1.1	Refrentar cara (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	625	0,38	1,5	1
1	1.1	1.1.2	Refrentar cara (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	950	0,1	0,5	1

1	1.2	1.2.1	Hacer centro		Torno Broca de centros	Calibrador	1	625	0,051	1	1
2	2.1	2.1.1	Cilindrar Superficie (Desbaste)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	2	420	0,6	2	1
2	2.1	2.1.2	Cilindrar Superficie (Afinado)		Torno Cuchilla con placa de metalduro	Calibrador	1	950	0,1	0,5	1
2	2.2	2.2.1	Moletear		Torno Moleta	-----	1	90	0,8	0,4	1
3	3.1	3.1.1	Taladrar		Torno Broca Ø 8	Calibrador	1	420	0,1	12	1

3	3.2	3.1.2	Taladrar		Torno Broca Ø 14	Calibrador	1	300	0,1	12	1
4	4.1	4.1.1	Roscar agujero M16		Machos de roscar (Machuelo) M16	-----	1				5
5	5.1	5.1.1	Cortar		Torno Cuchilla de tronzado	-----	1	65	0,6	23	6
6	6.1	6.1.1	Rectificar superficies		Rectificadora Piedra	Calibrador	2	10000	31 [mm/min]	0,25	5