



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA
REALIZAR ENSAYOS DE TENSIÓN BIAxIAL EN MATERIALES
ANISOTRÓPICOS ADAPTABLE A LA MÁQUINA DE ENSAYOS
UNIVERSAL DEL LABORATORIO DE ESFUERZOS Y
VIBRACIONES DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
(FIM)”**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

HERRERA CAICEDO EDISON MARCELO
edison.herrera@epn.edu.ec

PAGUAY PINTO PABLO ANDRÉS
pablo.paguay@epn.edu.ec

DIRECTOR:
ING. SUNTAXI GUALLICHICO SEGUNDO CARLOS, M.Sc.
segundo.suntaxi@epn.edu.ec

Quito, Mayo 2018

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **Edison Marcelo Herrera Caicedo** y **Pablo Andrés Paguay Pinto**, bajo mi supervisión.

Ing. Suntaxi Carlos, M.Sc.

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Edison Marcelo Herrera Caicedo y Pablo Andrés Paguay Pinto**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado 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 correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Edison Marcelo Herrera Caicedo

Pablo Andrés Paguay Pinto

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mis padres y en especial a mi mamá Anita por haber creído en mis capacidades y por impulsarme a seguir una carrera profesional.

A mi amor Brillit por acompañarme en este momento importante de mi vida.

Edison

AGRADECIMIENTO

Agradezco en primer lugar a mis padres Anita y Celso por estar a mi lado en todo momento dándome su amor, su cariño y comprensión en cada etapa de mi vida, gracias a ustedes que confiaron en mí y me brindaron todo su apoyo durante mi formación profesional, los amo padres míos.

Agradezco al amor de mis amores Brillit por amarme tanto, por ser una persona muy especial para mí y por brindarme el apoyo moral y sentimental para culminar con éxito mi carrera profesional, te llevo dentro de mi corazón mi amor.

A mi amigo y compañero Pablo por darme la oportunidad de trabajar junto a él en este proyecto que lo realizamos con esfuerzo, sacrificio y dedicación para cumplir con el objetivo de ser Ingenieros Mecánicos de la mejor Facultad del mundo.

A todos mis amigos que tuve el gusto de conocerlos dentro de la universidad y en especial a LOS CAMARADAS que son como las sombras, que se hacen cada vez más grandes con el ocaso de la vida, gracias queridos amigos por brindarme su amistad y por compartir muchos momentos de diversión, de tardes de deporte y de experiencias inolvidables, que vivan los campeones, que vivan Los Camaradas.

A la Escuela Politécnica Nacional, por abrirme las puertas para estudiar en su prestigiosa institución y así lograr mi desarrollo personal y profesional.

Al ingeniero Carlos Suintaxi por su colaboración en el desarrollo de este proyecto de titulación.

Edison

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mis abuelitos; papá Lucho y mi mamá Tomasa, que siempre estuvieron junto a mi desde niño brindándome todo su cariño y amor. Son el mayor tesoro que la vida me pudo dar.

A mi mamá Margarita que tuvo la valentía y el coraje de darme la vida sin importar de lo adverso del camino. Este es el fruto de tu amor, perseverancia y constancia mamita mía.

A mi papá Jorge, quien es un apoyo importante en mi vida pues siempre con sus consejos acertados me ha guiado en cada momento importante en mi vida.

A mis hermanas Doménica y Nicole quienes son mi razón de superarme cada día.

A mi amor Nohemí que llegó para cambiar mi vida y apoyarme en cada momento difícil. Es quien me brindó un abrazo, en mis momentos de debilidad y un te amo, en mis momentos tristeza, estas en mi corazón cual latido constante que le da razón a este mundo tan mío y tan tuyo. Alma, corazón y vida.

Pablo

AGRADECIMIENTO

Agradezco en primer lugar a mi abuelito papá Lucho quien siempre ha estado junto a mí en cada momento de mi vida y me vio crecer hasta convertirme en la persona que soy ahora dándome su cariño día a día, y me siento agradecido porque Dios te mando a guiarme, te quiero papá pues eres mi ejemplo de hombre trabajador y honesto.

A mi abuelita mamá Tomasa que me ha guiado siempre y debe estar orgullosa de mí desde el cielo.

A mi mamá Margarita a quien amo mucho y le doy gracias a Dios por estar junto a mí apoyándome en cada paso importante en mi vida, no te fallare nunca, madre te quiero mucho eres mi vida mamita.

A mi papá Jorge que siempre me ha apoyado incondicionalmente a lo largo de este camino.

A mi amor Nohe quien llegó a mi vida para hacerme feliz, y siempre estuvo a mi lado en todo momento brindándome su ayuda y amor todos los días. Te amo princesa.

A toda mi familia; mis tíos y primos que me apoyaron en este camino.

A mi amigo Edison (Maty) con el cual obtuvimos este logro y estoy agradecido por el ñeque y el trabajo que puso, ere un gran compañero y sobre todo buen amigo gracias porque ante tantas adversidades estuviste ahí para poner toda tu entrega y apoyo.

A mis amigos LOS CAMARADAS que son las mejores personas que pude conocer, gracias por estar ahí siempre, en las buenas y en las malas, en el 8 y en el sala, todos hicieron de esta etapa en la universidad la mejor de mi vida.

A la memoria de mi amigo el camarada (Alex Guallichico) que desde que lo conocí me brindó su amistad y compartí junto a él y Javo muchos momentos de alegría y anécdotas para siempre recordar.

A mis amigos Alejandro, Cristian (Oso, Toño) y Edu que son las amistades que conservo desde el colegio y siempre han estado ahí para apoyarme en todo momento.

A la empresa PETROCHECK que me abrió las puertas para emprender mi primera experiencia laboral y me ha permitido conocer personas que han sido un aporte fundamental para mi desarrollo profesional.

Al Ing. Juan Carlos Flores a quien estimo mucho y me ayudó a conseguir esta meta, pues con el apoyo y la confianza que siempre me brindó le estaré eternamente agradecido. Él es a quien considero un ejemplo de lo que es ser un buen profesional y líder pues siempre trata de mejorar en cada detalle para llegar al éxito.

A mis compañeros en Petrocheck; Ing. Eduardo Romero y Juan David Carvajal quienes me han brindado sus conocimientos y consejos para desempeñarme y desarrollarme como un buen profesional, siempre estaré muy agradecido por toda la confianza que depositan en mi cada día.

Pablo

ÍNDICE

CERTIFICACIÓN	i
DECLARACIÓN	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	vi
INDICE DE FIGURAS	x
INDICE DE TABLAS	xi
GLOSARIO DE TÉRMINOS	xii
RESUMEN	xiii
ABSTRACT	xiv
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos	2
1. MARCO TEÓRICO	3
1.1. Ensayos de tensión	3
1.1.1. Ensayo de tensión uniaxial	3
1.1.2. Ensayo de tensión biaxial	3
1.2. Aplicaciones de los ensayos biaxiales	4
1.2.1. Recipientes a presión	4
1.2.2. Carrocerías.....	4
1.2.3. Biomecánica	4
1.3. Métodos para realizar ensayo de tensión biaxial	5
1.3.1. Uso de máquinas.....	5
1.3.2. Uso de mecanismos adaptables	5
1.4. Ensayos de tensión biaxial mediante mecanismos adaptables.....	6
1.4.1. Máquina de ensayos universal	6
1.4.2. Partes de la máquina universal de ensayos.....	8
1.4.3. Principio de funcionamiento.....	8
1.4.4. Elementos de conexión y soporte	8
1.5. Probeta.....	9
1.5.1. Dimensiones.....	9
1.5.2. Posición para medir la deformación.....	11
1.6. Esfuerzo y deformación reales según la norma ISO 16842	12
1.6.1. Área transversal de prueba.....	12
1.6.2. Esfuerzo real	13

1.6.3.	Deformación real	13
2.	METODOLOGÍA.....	14
2.1.	Casa de la calidad	14
2.1.1.	La voz del usuario	14
2.1.2.	La voz del ingeniero.....	15
2.1.3.	Resultados de la casa de calidad	15
2.2.	Especificaciones técnicas.....	16
2.3.	Niveles de las funciones del mecanismo biaxial adaptable.....	16
2.4.	Generación de módulos.....	17
2.4.1.	Módulo 1.....	18
2.4.2.	Módulo 2.....	19
2.4.3.	Módulo 3.....	20
2.4.4.	Módulo 4.....	21
2.5.	Análisis y selección de la alternativa.....	23
2.5.1.	Módulo 1: Posicionamiento y fijación de la probeta.....	23
2.5.2.	Módulo 2: Posicionamiento del mecanismo	24
2.5.3.	Módulo 3: Transmisión de la carga aplicada a la probeta	26
2.5.4.	Módulo 4: Desplazamiento uniforme de los brazos del mecanismo.	28
2.6.	Matriz morfológica	32
2.7.	Mecanismo Biaxial.....	33
2.8.	Dimensionamiento de los elementos del mecanismo.....	33
2.8.1.	Determinación de la fuerza de ensayo de la probeta	33
2.8.2.	Fuerzas que actúan sobre el mecanismo.	34
2.8.3.	Determinación de la condición de diseño.....	37
2.8.4.	Selección del rodamiento.....	37
2.8.5.	Diámetro (d_1) del plato de compresión	39
2.8.6.	Ancho (a_1) de las orejas del acople superior	42
2.8.7.	Diámetro (d_2) del pasador para el acople superior y soporte.....	44
2.8.8.	Diámetro (d_3) del eslabón	46
2.8.9.	Análisis de pandeo para el eslabón	47
2.8.10.	Espesor (e_2) del extremo del eslabón	49
2.8.11.	Ancho (a_2) de las orejas de la mordaza	50
2.8.12.	Diámetro (d_4) del pasador de las ruedas	52
2.8.13.	Ancho (a_3) de las orejas del soporte.....	53
2.8.14.	Espesor (e_5) de la caja del soporte	54
2.8.15.	Ancho (a_4) de la rueda.....	56
2.9.	Costos	57

2.9.1.	Costo de materiales.....	57
2.9.2.	Costo de herramientas	58
2.9.3.	Costo de elementos normalizados.....	58
2.9.4.	Costo mano de obra	59
2.9.5.	Costo total del mecanismo biaxial.....	60
2.10.	Proceso experimental.....	60
2.10.1.	Corte de la probeta	61
2.10.2.	Colocación de la galgas extensiométricas.....	62
2.10.3.	Posicionamiento y ajuste de la probeta	63
2.10.4.	Posicionamiento del mecanismo	64
2.10.5.	Medición de datos	64
2.11.	Protocolo de uso y pruebas.....	65
2.11.1.	Protocolo de uso	65
2.11.2.	Protocolo de pruebas	66
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	71
3.1.	Resultados	71
3.2.	Discusión.....	75
4.	CONCLUSIONES	76
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78
	ANEXOS	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Máquina de ensayos biaxial en posición (a) horizontal y (b) vertical.	5
Figura 1.2. Mecanismo vertical de ensayo biaxial.	6
Figura 1.3. Máquina de ensayos universal del LAEV.	7
Figura 1.4. Partes de la máquina universal de ensayo Tinius Olsen.	8
Figura 1.5. Dimensiones del tablero de peso.	9
Figura 1.6. Dimensiones de la probeta cruciforme.	11
Figura 1.7. (a) Galgas uniaxiales. (b) Galgas biaxiales. (c) Rosetas.	11
Figura 1.8. Posición de las galgas biaxiales en la probeta.	12
Figura 1.9. Posición de las galgas uniaxiales en la probeta.	12
Figura 2.1. Casa de la calidad.	14
Figura 2.2. Desarrollo del nivel 0.	16
Figura 2.3. Desarrollo del nivel 1.	17
Figura 2.4. Muela plana.	18
Figura 2.5. Muela con sistema macho-hembra.	18
Figura 2.6. Acople inferior y superior.	19
Figura 2.7. Acople a cabezal inferior.	19
Figura 2.8. Sistema simétrico con eslabones.	20
Figura 2.9. Sistema simétrico con eslabones y correderas.	20
Figura 2.10. Sistema articulado.	21
Figura 2.11. Sistema simétrico con corredera.	21
Figura 2.12. Sistema simétrico con guías cilíndricas.	22
Figura 2.13. Sistema simétrico con ruedas.	22
Figura 2.14. Matriz morfológica.	32
Figura 2.15. Mecanismo biaxial.	33
Figura 2.16. Descomposición de fuerzas.	34
Figura 2.17. Gráfico de F vs α	36
Figura 2.18. Descomposición de las fuerzas en el mecanismo.	37
Figura 2.19. Selección del rodamiento.	38
Figura 2.20. DCL del plato de compresión.	41
Figura 2.21. DCL del acople superior.	43
Figura 2.22. Acople superior.	43
Figura 2.23. Esfuerzo equivalente del acople superior por elementos finitos.	44
Figura 2.24. DCL del pasador para el acople superior y soporte.	45
Figura 2.25. DCL del eslabón.	46
Figura 2.26. Modo de Pandeo 1.	48
Figura 2.27. Modo de pandeo 2.	48
Figura 2.28. Modo de pandeo 3.	49
Figura 2.29. Eslabón.	49
Figura 2.30. Mordaza.	50
Figura 2.31. Esfuerzos equivalentes de la mordaza por elementos finitos.	51
Figura 2.32. DCL del pasador de las ruedas.	52
Figura 2.33. DCL del soporte.	53
Figura 2.34. Soporte.	53
Figura 2.35. Caja del soporte.	54
Figura 2.36. Esfuerzo equivalente del soporte por elementos finitos.	55
Figura 2.37. Rueda.	56
Figura 2.38. Esfuerzo equivalente de la rueda por elementos finitos.	57
Figura 2.39. Mecanismo de ensayo de tensión biaxial.	60
Figura 2.40. Vibroforo de baja frecuencia.	61

Figura 2.41. Probeta a ensayar según ISO 16842.	62
Figura 2.42. Galga ubicada en la probeta de ensayo.	63
Figura 2.43. Ajuste de la probeta.	63
Figura 2.44. Posicionamiento del mecanismo.	64
Figura 2.45. (a) Medidor de deformaciones unitarias (parte frontal), (b) Medidor de deformaciones unitarias (parte posterior).	64
Figura 3.1. Esfuerzo real vs deformación real para los ejes x e y (Ensayo 1).	72
Figura 3.2. Esfuerzo real vs deformación real para los ejes x e y (Ensayo 2).	73
Figura 3.3. Esfuerzo real vs deformación real para los ejes x e y (Ensayo 3).	74
Figura 3.4. Resultado de la deformación por MEF.	75

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Características de la máquina de ensayos universal.....	7
Tabla 2.1. Especificaciones técnicas.	16
Tabla 2.2. Evaluación de cada criterio (módulo 1).	23
Tabla 2.3. Evaluación del criterio de sujeción (módulo 1).	23
Tabla 2.4. Evaluación del criterio de deformación sobre la probeta (módulo 1).....	24
Tabla 2.5. Evaluación del criterio de tamaño (módulo 1).....	24
Tabla 2.6. Tabla de conclusiones (módulo 1).....	24
Tabla 2.7. Evaluación de cada criterio (módulo2).	25
Tabla 2.8. Evaluación del criterio de fácil alineación (módulo 2).	25
Tabla 2.9. Evaluación del criterio de fácil montaje (módulo 2).....	25
Tabla 2.10. Evaluación del criterio de tamaño (módulo 2).....	26
Tabla 2.11. Tabla de conclusiones (módulo 2).....	26
Tabla 2.12. Evaluación de cada criterio (módulo 3).	27
Tabla 2.13. Evaluación del criterio de estabilidad (módulo 3).....	27
Tabla 2.14. Evaluación del criterio de movimiento simultáneo (módulo 3).	27
Tabla 2.15. Evaluación del criterio de soporte de elevadas cargas (módulo 3).	28
Tabla 2.16. Tabla de conclusiones (módulo 3).....	28
Tabla 2.17. Evaluación de cada criterio (módulo 4).	29
Tabla 2.18. Evaluación del criterio de simetría (módulo 4).	29
Tabla 2.19. Evaluación del criterio de estabilidad (módulo 4).....	30
Tabla 2.20. Evaluación del criterio de soporte de cargas altas (módulo 4).....	30
Tabla 2.11. Tabla de conclusiones (módulo 4).....	31
Tabla 2.10. Descomposición de fuerzas en función del ángulo α	36
Tabla 2.11. Características del rodamiento de bolas de una hilera 6203.	39
Tabla 2.12. Costos materiales.	57
Tabla 2.13. Costos de herramientas.	58
Tabla 2.15. Costo de los elementos normalizados.	58
Tabla 2.14. Costos de mano de obra.	59
Tabla 2.16. Costo total del mecanismo biaxial.	60
Tabla 2.17. Características de la máquina vibroforo de baja frecuencia.	61
Tabla 2.18. Características de la galga extensiométrica.	62
Tabla 2.19. Características del medidor de deformaciones unitarias.	65
Tabla 3.1. Deformaciones nominales obtenidas del ensayo experimental.	71
Tabla 3.2. Datos de esfuerzo real y deformación real del ensayo 1.	72
Tabla 3.3. Datos de esfuerzo real y deformación real del ensayo 2.	73
Tabla 3.4. Datos de esfuerzo real y deformación real del ensayo 3.	74

GLOSARIO DE TERMINOS

a	Espesor de la probeta
As_x	Área transversal de la probeta perpendicular al <i>eje x</i>
As_y	Área transversal de la probeta perpendicular al <i>eje y</i>
B	Ancho de la probeta
Bs_x	Distancia entre los puntos iniciales de las hendiduras en el <i>eje x</i>
Bs_y	Distancia entre los puntos iniciales de las hendiduras en el <i>eje y</i>
C	Longitud de agarre
e_x	Deformación nominal en el <i>eje x</i>
e_y	Deformación nominal en el <i>eje y</i>
ε_x	Deformación real en el <i>eje x</i>
ε_y	Deformación real en el <i>eje y</i>
F_x	Fuerza de tensión aplicada en el <i>eje x</i>
F_y	Fuerza de tensión aplicada en el <i>eje y</i>
L	Longitud de hendidura
P	Carga central aplicada en el mecanismo
σ_x	Esfuerzo real en el <i>eje x</i>
σ_y	Esfuerzo real en el <i>eje y</i>
W_s	Ancho de hendidura

RESUMEN

El presente documento trata sobre el diseño y la construcción de un mecanismo para realizar ensayos de tensión biaxial en materiales anisotrópicos adaptable a la máquina de ensayos universal Tinius Olsen SUPER L-120 del Laboratorio de Esfuerzos y Vibraciones de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional (EPN). Para el desarrollo del diseño se aplicó la metodología de diseño concurrente. Posterior a esto se realizaron ensayos experimentales de una probeta cruciforme de acero estructural ASTM A-36 elaborada según la norma ISO 16842 y luego una simulación de dicha probeta mediante elementos finitos en el software ANSYS 18. En base a los datos de deformación unitaria medidos en el ensayo se calcularon y graficaron valores de esfuerzos y deformación real. Los resultados obtenidos mostraron la anisotropía del material debido a la diferencia de deformaciones presentes en cada eje. Los valores de deformación experimentales y simulados bajo las mismas condiciones de carga fueron $\varepsilon_x = 232,30 \times 10^{-6}$, $\varepsilon_y = 243,63 \times 10^{-6}$ y $\varepsilon_x = 237,49 \times 10^{-6}$, $\varepsilon_y = 238,59 \times 10^{-6}$ respectivamente, existiendo una desviación entre ellos de 2,02% y 2,06% para el eje x y el eje y respectivamente. El dispositivo funcionó adecuadamente, ya que transforma una carga uniaxial de compresión en una biaxial y está listo para ser utilizado en un estudio biaxial de probetas cruciformes metálicas.

Palabras clave: Ensayo biaxial, ISO 16842, probeta cruciforme.

ABSTRACT

The present work deals about the design and construction of a mechanism to perform biaxial tensile testing in anisotropic materials adaptable to the universal testing machine Tinius Olsen SUPER L-120 of the Laboratory of Stress and Vibrations of the Faculty of Mechanical Engineering of the National Polytechnic School (EPN). For the development of the design, the concurrent design methodology was applied. After this, experimental tests were performed on a cruciform specimen of structural steel ASTM A-36 prepared according to the standard ISO 16842 and then a simulation of said specimen by finite elements in the ANSYS 18 software. Based on the strain data measured in the testing, values of stresses and real deformations were calculated and plotted. The results obtained showed the anisotropy of the material due to the difference of deformations present in each axis. The experimental and simulated deformations values under the same loading conditions were $\varepsilon_x=232,30 \times 10^{-6}$, $\varepsilon_y=243,63 \times 10^{-6}$ and $\varepsilon_x=237,49 \times 10^{-6}$, $\varepsilon_y=238,59 \times 10^{-6}$ respectively, there being a deviation between them of 2,02% and 2,06% for the *x axis* and the *y axis* respectively. The device worked adequately, since it transforms a uniaxial load of compression into a biaxial and is ready to be used in a biaxial study of cruciform metal specimens.

Keywords: Biaxial testing, ISO 16842, cruciform specimen.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA REALIZAR ENSAYOS DE TENSIÓN BIAxIAL EN MATERIALES ANISOTRÓPICOS ADAPTABLE A LA MÁQUINA DE ENSAYOS UNIVERSAL DEL LABORATORIO DE ESFUERZOS Y VIBRACIONES DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA (FIM)

INTRODUCCIÓN

El desarrollo de la ingeniería está estrechamente ligado con el uso y selección de materiales. Debido a la existencia de una gran variedad de materiales (metálicos, no metálicos y compuestos) y debido a que un determinado componente o elemento estructural está sometido a diferentes estados de carga a lo largo de su vida útil, es necesario caracterizar los materiales para determinar el comportamiento que poseen en condiciones de operación. (Seibert, Scheffer, & Diebels, 2014) (Barroso, Correa, Freire, Pérez, & París, 2012)

Para el estudio de las propiedades mecánicas de los materiales generalmente se realizan ensayos destructivos como ensayos de tensión, compresión, corte, flexión, torsión entre otros. Uno de los ensayos más aplicado es el ensayo de tensión el cual consiste en someter al material a fuerzas tensiles de forma uniaxial en sentido contrario, permitiendo conocer propiedades y características intrínsecas de cada material, como la plasticidad, elasticidad, tenacidad, ductilidad, resistencia mecánica, límite de fluencia, módulo de elasticidad y porcentaje de elongación. Sin embargo el problema radica en que este ensayo no define el comportamiento real de un material en condiciones de trabajo, ya que en la mayoría de aplicaciones las fuerzas que actúan están en más de un eje, y principalmente los esfuerzos que predominan se presentan en estados biaxiales ortogonales, razón por la cual se realizan ensayos de tensión biaxiales con el fin de solventar estos aspectos. (Van Hemelrijck, 2007) (Lamkanfi, y otros, 2010) (Jakel, 2010)

Para cubrir la demanda de los ensayos de tensión biaxiales se han desarrollado máquinas capaces de realizar este ensayo, sin embargo su costo en el mercado es elevado y son de difícil adquisición, ya que existen pocas empresas que se dedican a la fabricación de estos dispositivos y en ciertos casos solo bajo pedido.

Otro de los problemas es que los laboratorios dedicados a realizar ensayos destructivos no toman como una buena alternativa adquirir estas máquinas debido que

para ellos la relación costo beneficio es baja, debido que con estos equipos el número de ensayos biaxiales que se puede realizar es limitado. (Hannon & Tieman, 2008) (Brieu, Diani, & Bhatnagar, 2006)

Bajo estas premisas en los últimos años se han desarrollado mecanismos biaxiales adaptables a máquinas universales de ensayos con diversas configuraciones cuyas limitantes en cada uno de ellos es la baja capacidad de carga que pueden soportar, por esta razón el presente proyecto busca incrementar las prestaciones de dichos mecanismos a través del diseño y construcción de un nuevo mecanismo de bajo costo que permita realizar ensayos biaxiales en materiales metálicos.

Objetivo general

Diseñar y construir un mecanismo para realizar ensayos de tensión biaxial en materiales anisotrópicos adaptable a la máquina de ensayos universal del Laboratorio de Esfuerzos y Vibraciones de la Facultad de Ingeniería Mecánica (FIM).

Objetivos específicos

- Describir los métodos actuales y los tipos de estudios realizados para ensayos de tensión biaxiales.
- Realizar el diseño del mecanismo para realizar ensayos de tensión biaxial adaptable a la máquina de ensayos universal del Laboratorio de Esfuerzos y Vibraciones de la FIM.
- Construir el mecanismo para realizar ensayos de tensión biaxial adaptable a la máquina de ensayos universal del Laboratorio de Esfuerzos y Vibraciones de la FIM.
- Realizar el procedimiento de ensayo y pruebas en un determinado material.
- Comparar los resultados del ensayo con los obtenidos por simulación.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Ensayos de tensión

El desarrollo de la tecnología en los últimos años ha estado ligada con la capacidad de producir procesos de manufactura más desarrollados y autónomos, donde la selección de materiales es un factor fundamental que siempre estará inmerso en estas aplicaciones, ya que cada día se busca obtener materiales con mejores propiedades mecánicas dispuestos a soportar esfuerzos intrínsecos de cada aplicación. El ensayo de tensión surge como uno de los ensayos mecánicos que más se utilizan para determinar dichas propiedades, el mismo que se ha desarrollado de forma uniaxial, sin embargo en los últimos años se han producido variantes de este ensayo, uno de ellas es el ensayo biaxial, el cual brinda la posibilidad de conocer de mejor manera el comportamiento de los materiales. (Quaak, 2008) (Barroso, Correa, Freire, Pérez, & París, 2012)

1.1.1. Ensayo de tensión uniaxial

Es el ensayo donde se aplican fuerzas tensiles en dirección opuesta sobre un mismo eje deformando una probeta normalizada progresivamente hasta llegar a la fractura del material.

Este ensayo es uno de los más utilizados para conocer las propiedades mecánicas de los materiales como tenacidad, resistencia mecánica, rigidez, ductilidad, tenacidad entre otras. Estas propiedades son determinadas a través de la curva esfuerzo - deformación que se obtiene del ensayo de una probeta normalizada.

Las normas más usadas para ensayos de tracción en materiales metálicos son:

- ASTM E8 (Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials).
- ASTM A48 (Standard Specification for Gray Iron Castings).
- ASTM A370 (Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products).

1.1.2. Ensayo de tensión biaxial

Es el ensayo donde se aplican fuerzas de tensión progresivas de forma simultánea en dos ejes ortogonales. Este ensayo es uno de los que se han desarrollado para conocer de mejor manera el comportamiento de los materiales puesto que en la mayor parte de situaciones de trabajo, los materiales están sometidos a cargas aplicadas en más de un dirección y principalmente las cargas que predominan se dan en ejes ortogonales.

Debido que los estudios para este tipo de ensayos se han empezado a realizar en los últimos años, existen pocos estándares para su ejecución, la mayoría de estudios aún siguen parámetros definidos por diferentes autores que dirigen sus investigaciones al estudio de materiales y materiales compuesto, sin embargo en el año 2014 se emitió el primer estándar por parte de ISO enfocado netamente en ensayos biaxiales utilizando probetas metálicas cruciformes, esta normativa es:

- ISO 16842 (Metallic materials - Sheet and strip - Biaxial tensile testing method using a cruciform test piece).

1.2. Aplicaciones de los ensayos biaxiales

En general los ensayos de tensión biaxial se pueden aplicar en todas las áreas de la industria, a continuación se presentan algunos ejemplos.

1.2.1. Recipientes a presión

El ensayo biaxial se aplica en la caracterización de nuevos metales para tener más alternativas en el proceso de selección de los materiales destinados a conformar el cuerpo y casquete de los recipientes cilíndricos que almacenan gas, los cuales dependen de esfuerzos longitudinales, tangenciales y radiales generados por la presión interna del tanque.

1.2.2. Carrocerías

En las carrocerías el ensayo biaxial se presenta como un mejor método para la caracterización de los materiales que se usan en los nuevos modelos de autos, los cuales son sometidos a estados biaxiales en el piso con el fin de simular el comportamiento de las planchas debido al peso de los tripulantes y otros elementos que se encuentran sobre el mismo.

1.2.3. Biomecánica

En este campo los ensayos biaxiales surgen como una forma idónea para ensayar tejidos, huesos y órganos artificiales, puesto que con este ensayo se determina de mejor manera el comportamiento bajo las condiciones que imponen las funciones de cada tejido, hueso u órgano.

1.3. Métodos para realizar ensayo de tensión biaxial

Para la ejecución del ensayo de tensión biaxial existen dos métodos, estos son a través de máquinas y mecanismos adaptables.

1.3.1. Uso de máquinas

Se usan máquinas dispuestas en posición horizontal o vertical tal como se muestra en la figura 1.1 con actuadores electromecánicos como servomotores o cilindros hidráulicos de doble efecto, los cuales poseen mordazas en sus extremos y funcionan de manera independiente en cada dirección (eje) para la deformación de la probeta cruciforme.

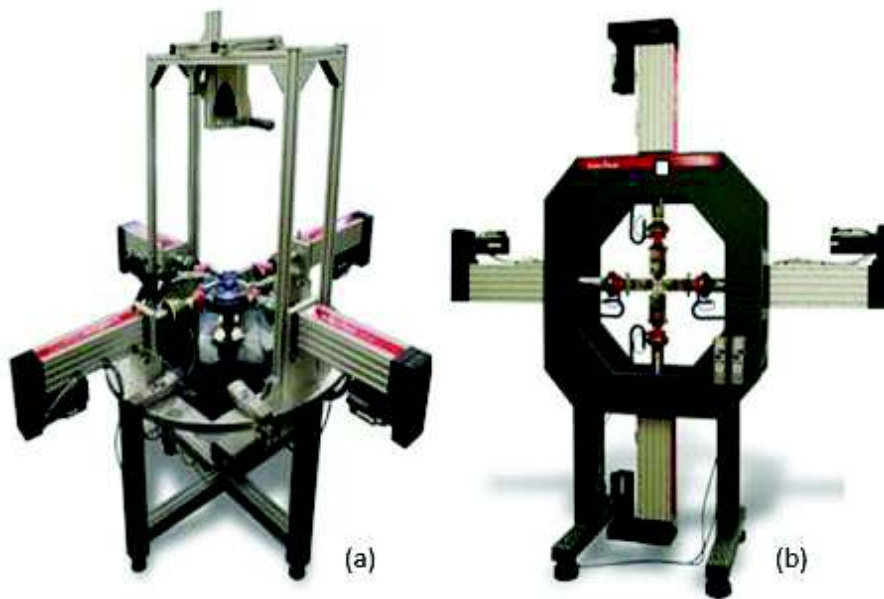


Figura 1.1. Máquina de ensayos biaxial en posición (a) horizontal y (b) vertical.
Fuente: (Zwick, 2010)

1.3.2. Uso de mecanismos adaptables

Consiste en utilizar un mecanismo adaptable a una máquina de ensayos universal, el cual debe poseer mordazas que sujeten y elementos que permitan deformar de manera simultánea a una probeta cruciforme al aplicar una fuerza de compresión o tensión sobre dicho mecanismo.

Este método es en esencia uno de los más versátiles y económicos para la realización de este tipo de ensayos, a lo largo del desarrollo de este documento se realizará el diseño para este tipo de mecanismos. En la figura 1.2 se muestra un mecanismo vertical que trabaja con la fuerza de tensión que aplica la máquina de ensayos universal.

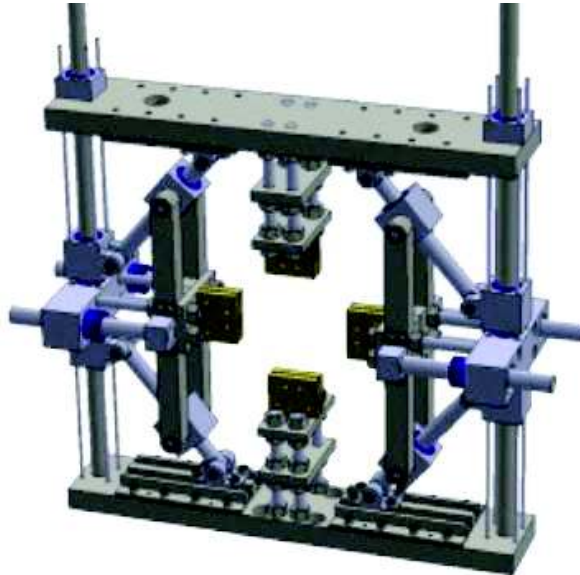


Figura 1.2. Mecanismo vertical de ensayo biaxial.
Fuentes: (Collins, Mostafavi, Todd, Connolley, & Wilkinson, 2015)

1.4. Ensayos de tensión biaxial mediante mecanismos adaptables

El principal aspecto para realización del ensayo biaxial es el tipo de máquina de ensayos universal en el que va a colocar el mecanismo. La geometría configuración y dimensionamiento del mecanismo adaptable depende de las dimensiones y configuraciones de la máquina universal a utilizar. A continuación se presentan las características de los diferentes parámetros involucrados para el diseño del mecanismo de ensayo biaxial. (Arellano, Elizalde, & Ahuett, 2010)

1.4.1. Máquina de ensayos universal

Es un equipo para la realización de ensayos de tensión, compresión, flexión y corte. El Laboratorio de análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional cuentan con dos máquinas de ensayos Tinius Olsen de clase I como se muestra en la figura 1.3, calibradas en el año 2012 y se encuentran conformes con los requerimientos de la norma ISO 17025.



Figura 1.3. Máquina de ensayos universal del LAEV.
(Fuente: Laboratorio de esfuerzos y vibraciones de la EPN)

Las características de las máquinas universales de ensayo que tiene el LAEV se detallan en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Características de la máquina de ensayos universal.

Características de la máquina universal de ensayos	
Marca	Tinius Olsen
Modelo	SUPER L-120
Serie	80700-1
Voltaje	220 V
Frecuencia	60 Hz
Potencia	2 HP B / ½ HP M
Peso	3 Ton aprox.
Capacidad de carga	534 kN

(Fuente: Laboratorio de esfuerzos y vibraciones de la EPN)

1.4.2. Partes de la máquina universal de ensayos

Las partes principales de la máquina de ensayos universal TINIUS OLSEN modelo Súper L-120 se establecen en la figura 1.4.

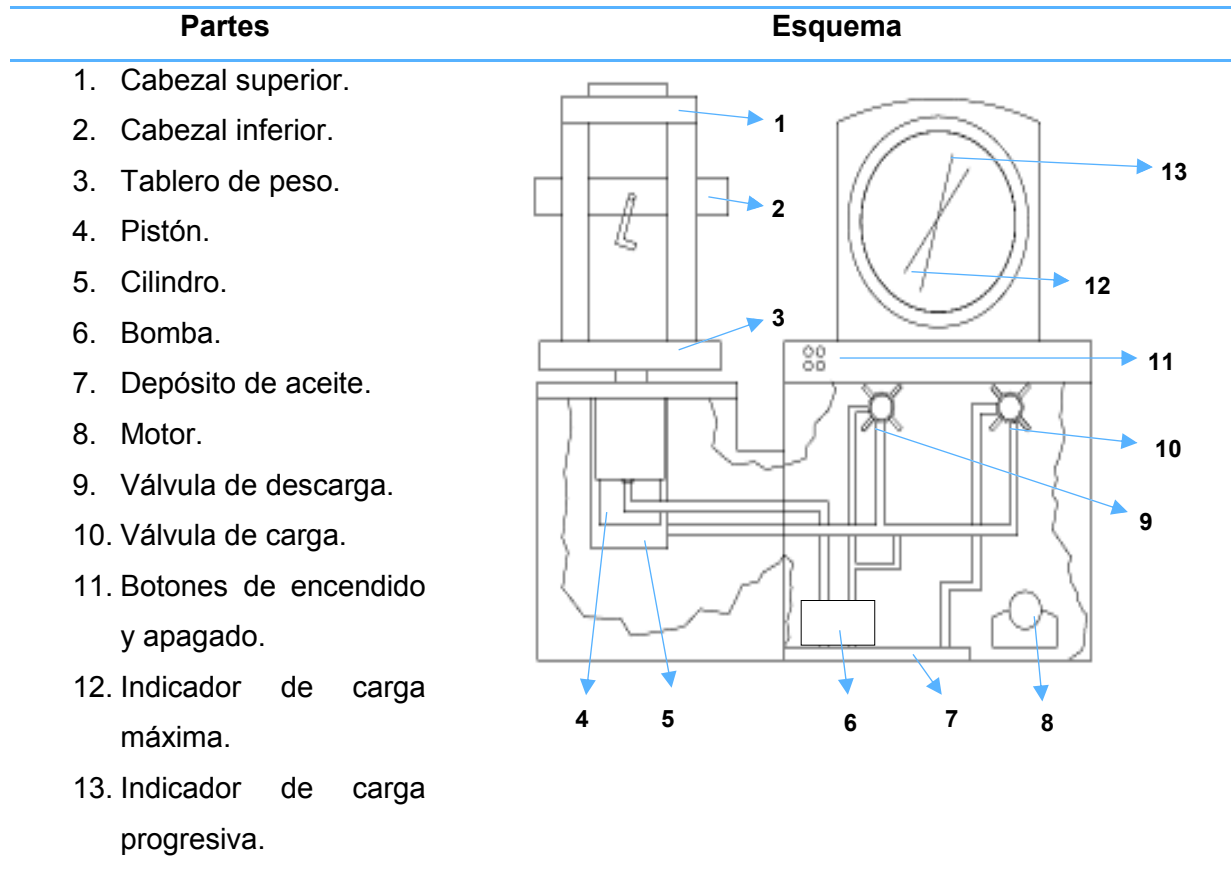


Figura 1.4. Partes de la máquina universal de ensayo Tinius Olsen.
(Fuente: (Colcha & Villa, 2010))

1.4.3. Principio de funcionamiento

El funcionamiento de la máquina de ensayos universal se da a través del movimiento del pistón situado bajo el tablero de peso, el cual es impulsado de forma hidráulica con la apertura y cierre de válvulas de carga y descarga que regulan el flujo de aceite que va desde la bomba hacia el cilindro hidráulico ubicado bajo del tablero de peso. (Colcha & Villa, 2010)

1.4.4. Elementos de conexión y soporte

El tablero de peso y el cabezal inferior son las principales partes a tener en cuenta para el diseño de un mecanismo biaxial horizontal debido que en estos dos elementos se asienta y conecta respectivamente dicho dispositivo.

El cabezal inferior es el elemento que ejerce la fuerza de manera progresiva en un movimiento lineal vertical, en este componente se debe conectar un plato de compresión que permita el acople y la alineación del mecanismo biaxial con la fuerza de compresión aplicada por la máquina universal, la conexión que se da entre el plato de compresión y el cabezal inferior se da a través de un espárrago de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro, longitud 150 mm, con una rosca de 13 hilos por pulgada y con 40 mm de longitud de roscado.

Las dimensiones del tablero de peso es otro factor importante para el dimensionamiento de un mecanismo biaxial horizontal puesto que este dispositivo debe adaptarse a las dimensiones de la maquina universal. En la figura 1.5, se presenta las dimensiones de las máquinas universales Tinius Olsen SUPER L-120.

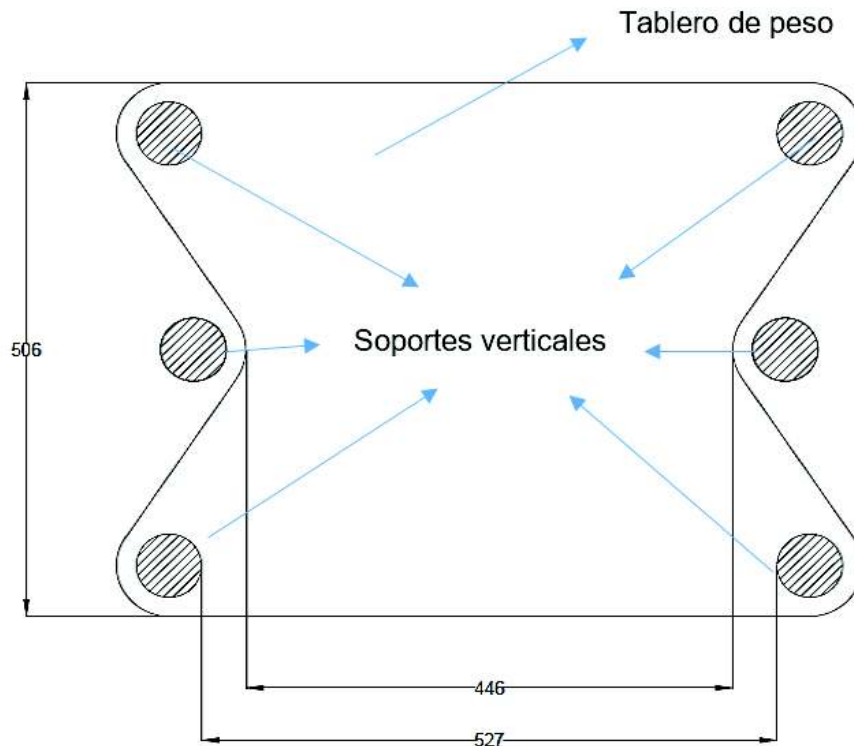


Figura 1.5. Dimensiones del tablero de peso.
(Fuente: Laboratorio de esfuerzos y vibraciones de la EPN)

1.5. Probeta

1.5.1. Dimensiones

La norma ISO 16842 (Metallic materials - Sheet and strip - Biaxial tensile testing method using a cruciform test piece), ofrece lineamientos acerca de las dimensiones de las probetas a ser analizadas. En la figura 1.6 se establece la forma de la probeta en base

a la norma con los diferentes parámetros indicados en las ecuaciones Ec.1.1, Ec.1.2, Ec.1.3 y Ec.1.4.

Parámetro 1

$$B \geq 30 \text{ mm} \quad \text{Ec. 1.1}$$

Parámetro 2

$$B \leq L \leq 2B \quad \text{Ec. 1.2}$$

Parámetro 3

$$\frac{B}{2} \leq C \leq B \quad \text{Ec. 1.3}$$

Parámetro 4

$$a \leq 0.08B \quad \text{Ec. 1.4}$$

Parámetro 5

W_s en lo posible menor a 0.3 mm

Donde:

a Espesor de la probeta

B Ancho de la probeta

C Longitud de agarre

L Longitud de hendidura

W_s Ancho de hendidura¹

Nota:

Se puede realizar una alternativa diferente de probeta modificando o adoptando alguno(s) de los parámetros antes descritos previo acuerdo de las partes involucradas en el ensayo (ISO, 2014).

¹ Las líneas de hendidura son 7 partiendo de la línea del eje axial.

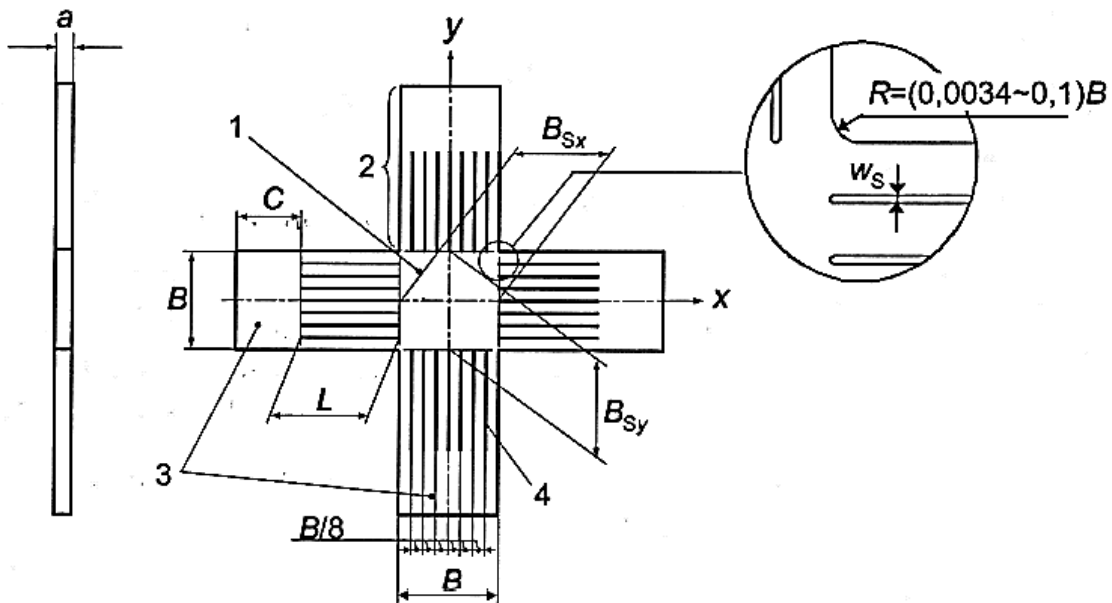


Figura 1.6. Dimensiones de la probeta cruciforme.
Fuente: (ISO, 2014)

1.5.2. Posición para medir la deformación

Para la medición de la deformación se puede utilizar galgas extensiométricas uniaxiales, biaxiales o rosetas, las cuales difieren en la dirección que van a medir la resistencia eléctrica tal como se muestra en la figura 1.7.

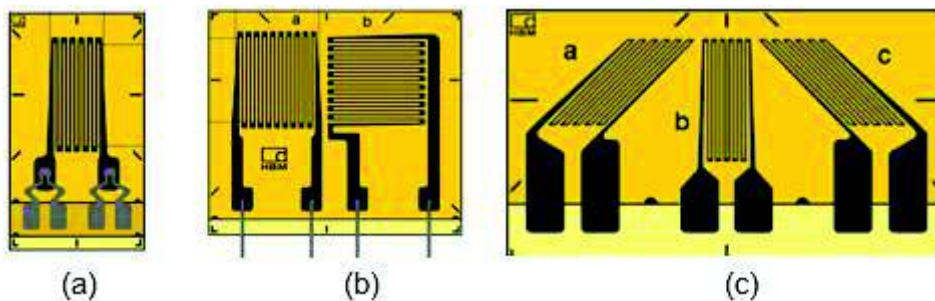


Figura 1.7. (a) Galgas uniaxiales. (b) Galgas biaxiales. (c) Rosetas.
Fuente: (HBM, 2018)

La ubicación de las galgas biaxiales o uniaxiales para la realizar la medición, cumplen en ambos casos el parámetro de $(0.35 \pm 0.05)B$ para su posicionamiento desde el centro de la probeta como se muestra en las figuras 1.8 y 1.9, respectivamente, o según mutuo acuerdo de las partes involucradas en el ensayo (ISO, 2014).

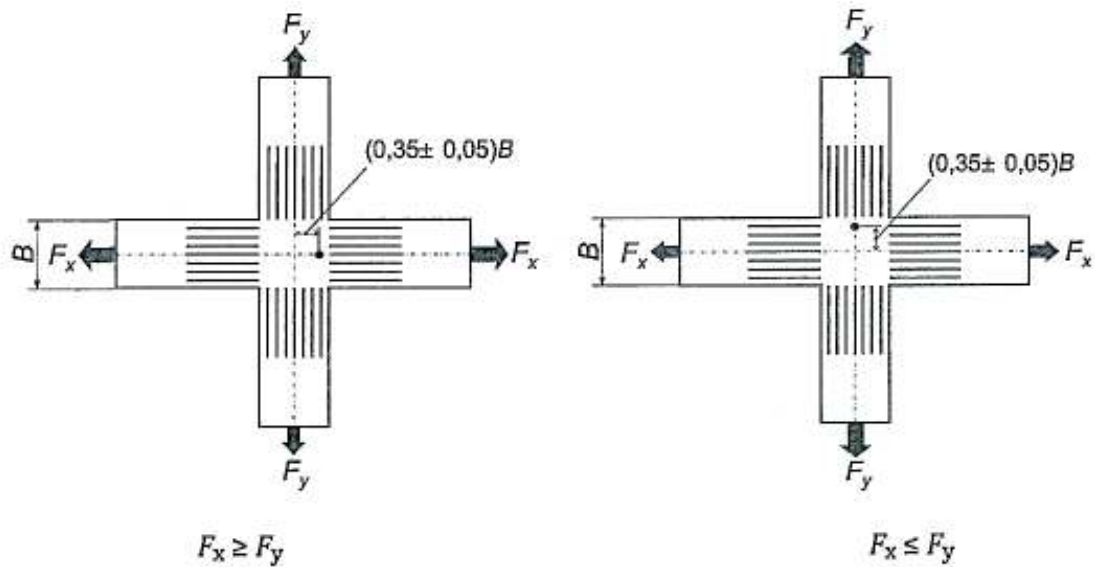


Figura 1.8. Posición de las galgas biaxiales en la probeta.
Fuente: (ISO, 2014)

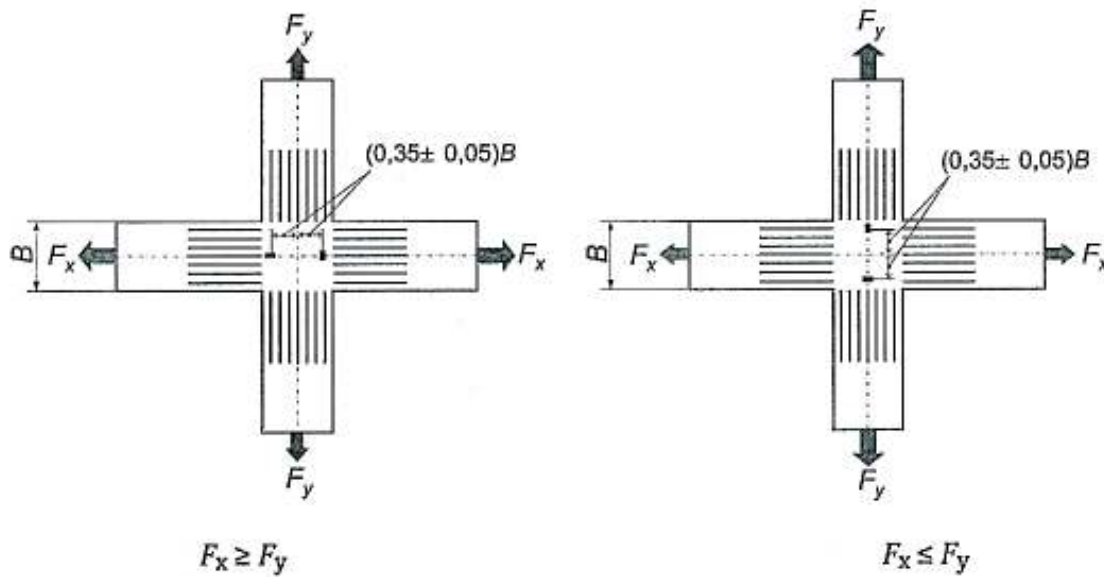


Figura 1.9. Posición de las galgas uniaxiales en la probeta.
Fuente: (ISO, 2014)

1.6. Esfuerzo y deformación reales según la norma ISO 16842

1.6.1. Área transversal de prueba

El cálculo de las áreas transversales a ensayar perpendicular a los ejes x e y según la norma ISO 16842 se obtiene a partir de las ecuaciones Ec.1.5 y Ec.1.6.

$$A_{s_x} = a B s_y \quad \text{Ec. 1.5}$$

$$A_{s_y} = a B s_x \quad \text{Ec. 1.6}$$

Donde:

a Espesor de la probeta en mm

B_{S_x} Distancia entre los puntos iniciales de las hendiduras en el *eje x* en mm

B_{S_y} Distancia entre los puntos iniciales de las hendiduras en el *eje y* en mm

1.6.2. Esfuerzo real

El cálculo del esfuerzo real se obtiene a partir de las áreas transversales medidas y la fuerza aplicada en cada eje (Ec.1.7 y Ec.1.8), para el caso de ensayo biaxial las fuerzas F_x y F_y pueden ser iguales o diferentes como lo visto en las figuras 1.7 y 1.8.

$$\sigma_x = \frac{F_x}{A_{S_x}} (1 + e_x) \quad \text{Ec. 1.7}$$

$$\sigma_y = \frac{F_y}{A_{S_y}} (1 + e_y) \quad \text{Ec. 1.8}$$

Donde:

A_{S_x} Área transversal de la probeta perpendicular al *eje x* en mm²

A_{S_y} Área transversal de la probeta perpendicular al *eje y* en mm²

e_x Deformación nominal en el *eje x*

e_y Deformación nominal en el *eje y*

F_x Fuerza de tensión aplicada en el *eje x* en N

F_y Fuerza de tensión aplicada en el *eje y* en N

1.6.3. Deformación real

En las ecuaciones Ec.1.9 y Ec.1.10 se calcula la deformación real a partir de la deformación nominal que se obtiene de la medición con las galgas pegadas a la probeta.

$$\varepsilon_x = \ln(1 + e_x) \quad \text{Ec. 1.9}$$

$$\varepsilon_y = \ln(1 + e_y) \quad \text{Ec. 1.10}$$

Donde:

e_x Deformación nominal en la dirección *x*

e_y Deformación nominal en la dirección *y*

2. METODOLOGÍA

2.1. Casa de la calidad

La casa de la calidad reúne características acorde a requerimientos del usuario los cuales son propuestos con criterios ingenieriles, realizando además una evaluación a otros trabajos y como estos han cubierto dichos aspectos (Riba, 2002). En la figura 2.1 se presenta la casa de la calidad para el mecanismo biaxial.

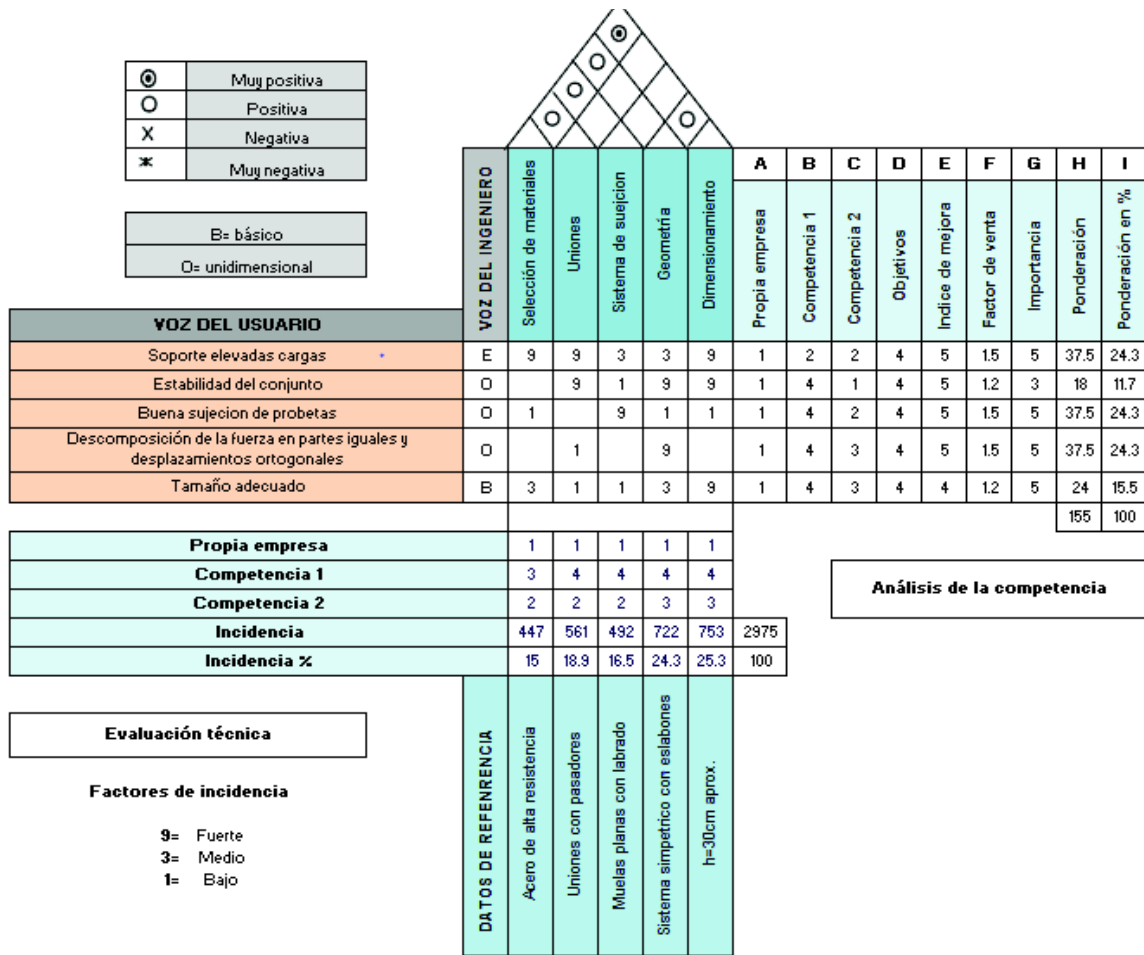


Figura 2.1. Casa de la calidad.
(Fuente: Propia)

2.1.1. La voz del usuario

Posterior a la recopilación de datos, se definieron los siguientes criterios a tomar en cuenta en el diseño del mecanismo.

- Soporte de elevadas cargas.
- Estabilidad del conjunto.
- Buena sujeción de probetas.
- Descomposición de la fuerza en partes iguales y en desplazamientos ortogonales.

- Tamaño adecuado.

2.1.2. La voz del ingeniero

Definidos los requerimientos y deseos por parte de los usuarios se los traduce en especificaciones y características técnicas:

- Selección de materiales.
- Uniones.
- Sistema de sujeción.
- Geometría.
- Dimensionamiento

2.1.3. Resultados de la casa de calidad

Se determinó de acuerdo a los requerimientos del cliente los siguientes datos:

- Demandas básicas: Tamaño adecuado.
- Demandas unidimensionales:
 - Estabilidad del conjunto
 - Buena sujeción de las probetas
 - Descomposición de la fuerza en partes iguales y desplazamientos ortogonales
- Demandas estimulantes: Soporte de elevadas cargas.

Los puntos que obtuvieron el mayor porcentaje (los más relevantes) según los criterios del cliente son:

- Soporte de elevadas cargas (24.3 %)
- Buena sujeción (24.3%)
- Descomposición de la fuerza en partes iguales con desplazamientos ortogonales (24.3%)

2.2. Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas que debe cumplir el mecanismo diseñado se presentan en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas.

Diseñadores: Edison Marcelo Herrera Pablo Andrés Paguay	Fecha inicial: 01/08/2017 Fecha revisión: 01/08/2017
Producto: Mecanismo para realizar ensayos de tensión biaxial	

Especificaciones técnicas

Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	12/05/2017	I+C	R	Sujeción sin deslizamiento de las mordazas sobre la probeta.
Movimiento	12/5/2017	I+C	R	Movimientos ortogonales de los miembros del mecanismo.
Fuerza	12/5/2017	I	D	Capacidad de soportar cargas altas.
Dimensiones	12/05/2017	I+C	R	Altura máxima del mecanismo = 0.70 m Largo y ancho menor a 0.58 m
Peso	12/05/2017	I	D	Liviano, peso máximo de 30 kg.

Propone: C:Cliente I:Ingeniería D:Diseñador N:Norma

R/D: R:Requerimiento D:Deseo MR: Modificación del requerimiento

(Fuente: Propia)

2.3. Niveles de las funciones del mecanismo biaxial adaptable.

El desarrollo de los niveles de las funciones que debe cumplir el mecanismo diseñado se detalla en las figuras 2.2 y 2.3.

NIVEL 0



Figura 2.2. Desarrollo del nivel 0.
(Fuente: Propia)

NIVEL 1

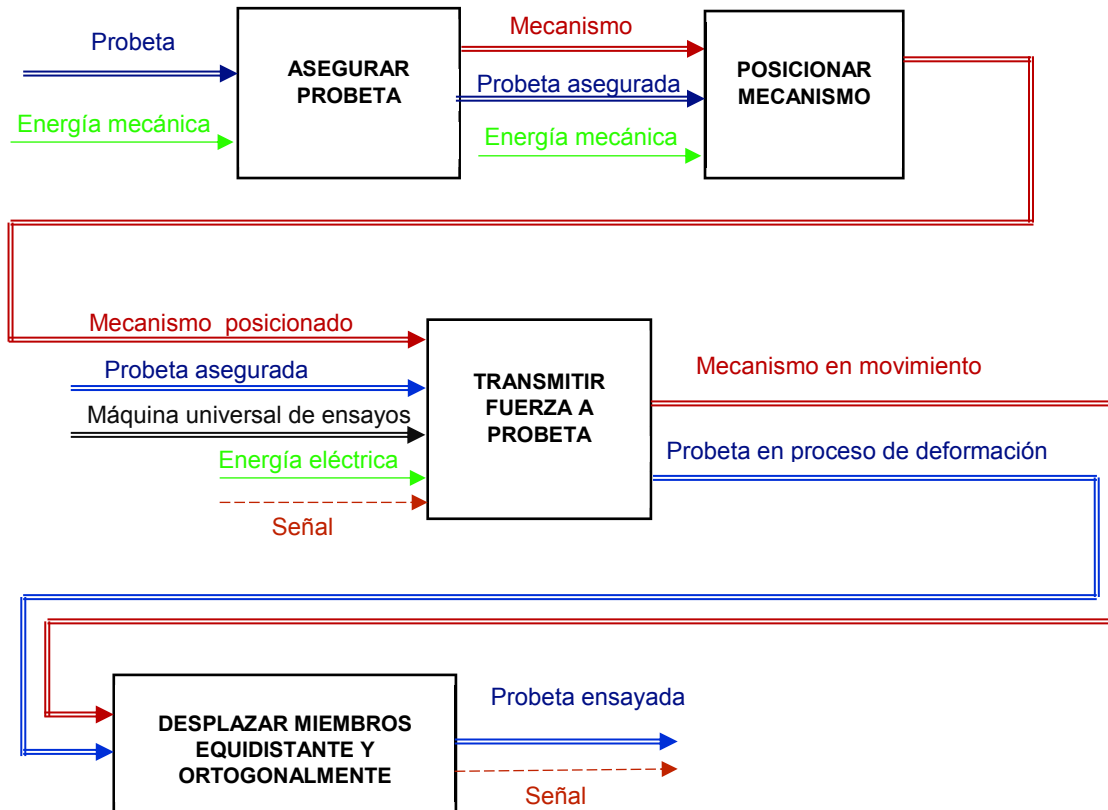


Figura 2.3. Desarrollo del nivel 1.
(Fuente: Propia)

2.4. Generación de módulos

MÓDULO 1: Posicionamiento y fijación de la probeta.

Función del módulo 1.

- Asegurar la probeta en el mecanismo.

MÓDULO 2: Posicionamiento del mecanismo.

Función del módulo 2.

- Acoplar y Centrar el mecanismo a la máquina de ensayos universal.

MÓDULO 3: Transmisión de la carga aplicada a la probeta.

Función del módulo 3.

- Transmitir y distribuir la fuerza aplicada de manera equivalente hacia los extremos de la probeta.

MÓDULO 4: Desplazamiento uniforme de los brazos del mecanismo.

Función del módulo 4.

- Desplazar equidistante y ortogonalmente los elementos móviles.

2.4.1. Alternativas para el módulo 1

Alternativa de solución para la función: Asegurar la probeta en el mecanismo.

- Muela plana.
- Muela con sistema macho-hembra.

ALTERNATIVA 1: Muela plana, ver figura 2.4.

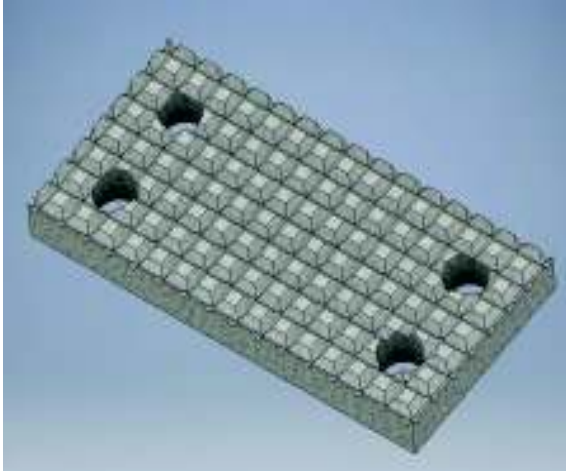


Figura 2.4. Muela plana.
(Fuente: Propia)

VENTAJAS

- Buena sujeción.
- Agarre en toda su superficie.
- Evita desplazamientos laterales y frontales.

DESVENTAJAS

- El agarre depende de la rugosidad de la superficie.

ALTERNATIVA 2: Muelas con sistema macho-hembra, ver figura 2.5.

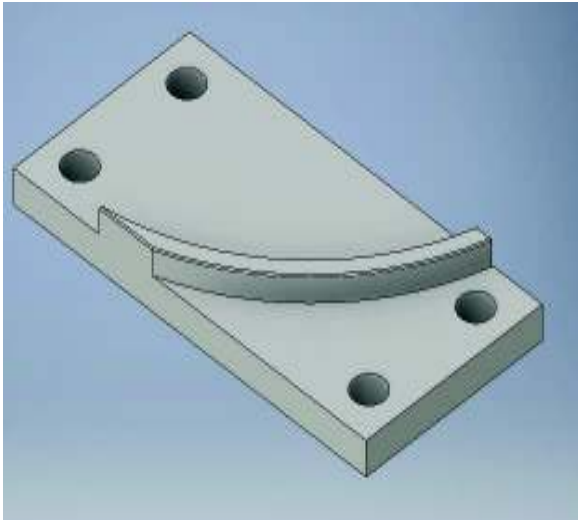


Figura 2.5. Muela con sistema macho-hembra.
(Fuente: Propia)

VENTAJAS

- Buena sujeción en el centro del material.
- Evita desplazamientos y frontales laterales en la probeta.

DESVENTAJAS

- Difícil maquinado.
- Provoca una ligera deformación en la probeta.

2.4.2. Alternativas para el módulo 2

Alternativas de solución para la función: Acoplar y centrar el mecanismo a la máquina de ensayos universal.

- Acople entre el cabezal inferior y superior.
- Acople superior en el cabezal inferior.

ALTERNATIVA 1: Acople entre el cabezal inferior y superior, ver figura 2.6.

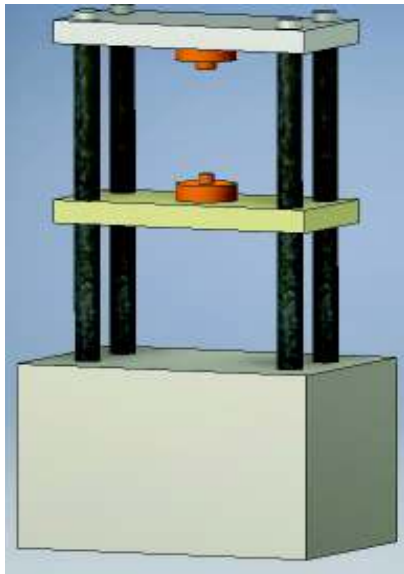


Figura 2.6. Acople inferior y superior.
(Fuente: Propia)

VENTAJAS

- Buen acople hacia el cabezal superior e inferior.
- Evita desplazamientos al momento de aplicar fuerza sobre el mecanismo.

DESVENTAJAS

- Difícil posicionamiento.

ALTERNATIVA 2: Acople superior en el cabezal inferior, ver figura 2.7.

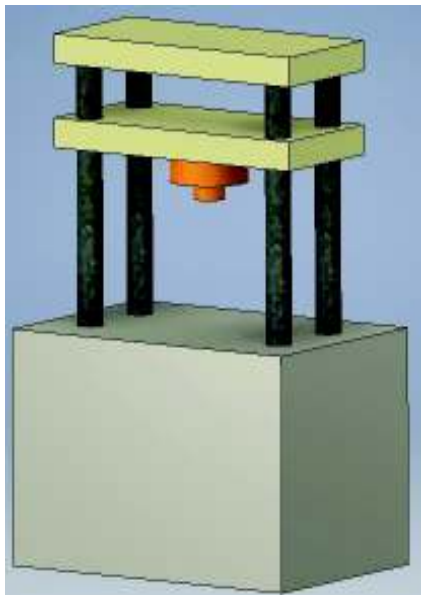


Figura 2.7. Acople a cabezal inferior.
(Fuente: Propia)

VENTAJAS

- Sujeción directa a la parte móvil de la máquina universal de ensayos.
- Centra la fuerza en el eje de simetría del mecanismo.

DESVENTAJAS

- Centrado a través de un sistema de macho-hembra que debe ser preciso con tolerancias y ajustes bajos.

2.4.3. Alternativas para el módulo 3

Alternativas de solución para la función: Transmitir y distribuir la fuerza aplicada de manera equivalente hacia los extremos de la probeta.

- Sistema simétrico con eslabones.
- Sistema simétrico con eslabones y corredera.

ALTERNATIVA 1: Sistema simétrico con eslabones, ver figura 2.8.

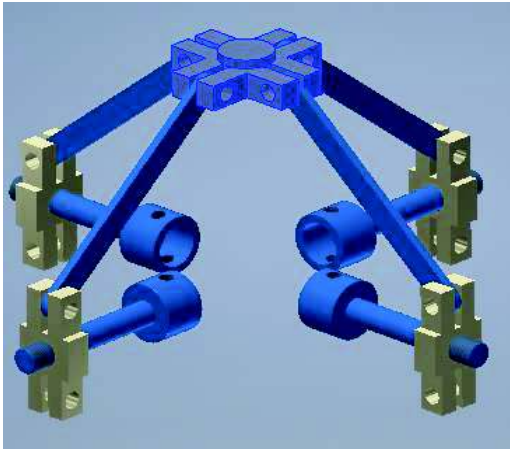


Figura 2.8. Sistema simétrico con eslabones.
Fuente: (Barroso, Correa, Freire, Pérez, & París, 2012)

VENTAJAS

- Transforma la fuerza de compresión en cuatro fuerzas de tensión a los puntos de sujeción.

DESVENTAJAS

- Desplazamiento de los eslabones es restringido al área libre del tablero de peso.

ALTERNATIVA 2: Sistema simétrico con eslabones y correderas, ver figura 2.9.



Figura 2.9. Sistema simétrico con eslabones y correderas.

Fuente: (Collins, Mostafavi, Todd, Connolley, & Wilkinson, 2015)

VENTAJAS

- Utiliza un movimiento de tensión sujeta a los dos cabezales de la máquina universal para transmitir la tensión biaxial.

DESVENTAJAS

- Si el sistema no es simétrico se puede provocar interferencia en el movimiento de la corredera.
- Se puede provocar inestabilidad si el sistema no está firme sobre uno de los cabezales de la máquina de ensayos.

2.4.4. Alternativas para el módulo 4

Alternativas de solución para la función: Desplazar equidistante y ortogonalmente los elementos móviles.

- Sistema simétrico articulado.
- Sistema simétrico con corredera.
- Sistema simétrico con guías cilíndricas.
- Sistema simétrico con ruedas.

ALTERNATIVA 1: Sistema simétrico articulado, ver figura 2.10.

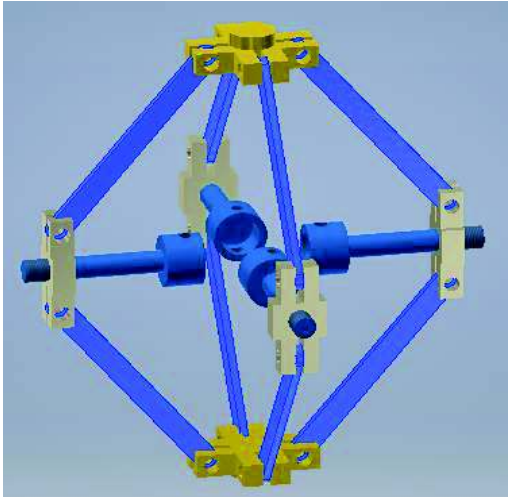


Figura 2.10. Sistema articulado.

Fuente: (Quaak, 2008)

VENTAJAS

- Proceso de manufactura relativamente más simple.

DESVENTAJAS

- Debido a la carga que se ejerce tiende a ser inestable el sistema.

ALTERNATIVA 2: Sistema simétrico con corredera, ver figura 2.11.

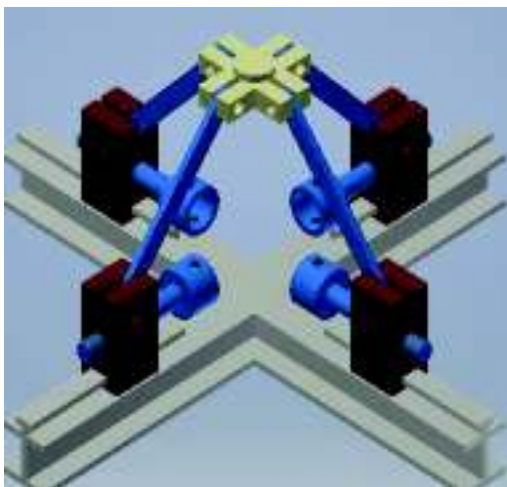


Figura 2.11. Sistema simétrico con corredera.

Fuente: (Barroso, Correa, Freire, Pérez, & París, 2012)

VENTAJAS

- Sistema estable a través de su trayectoria por el contacto existente con las correderas.

DESVENTAJAS

- El sistema solo puede soportar fuerzas de hasta 14 kN (fuerza soportada por las correderas).

ALTERNATIVA 3: Sistema simétrico con guías cilíndricas, ver figura 2.12.

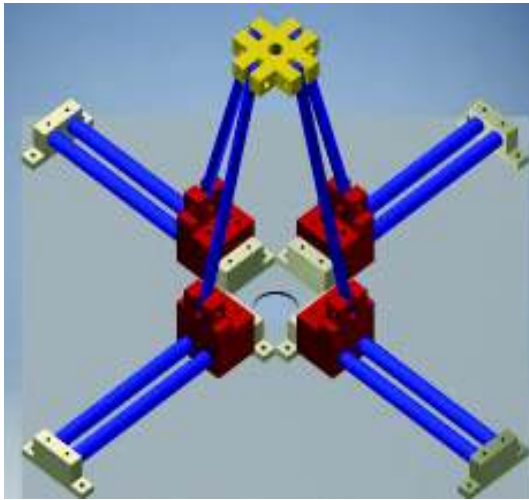


Figura 2.12. Sistema simétrico con guías cilíndricas.
(Fuente: Propia)

VENTAJAS

- Sistema estable a través de su trayectoria.

DESVENTAJAS

- Debido a la carga aplicada se puede producir grandes deformaciones en la guía cilíndrica.
- La capacidad que soporta está limitada a la selección del rodamiento.
- Rodamientos costosos.

ALTERNATIVA 4: Sistema simétrico con ruedas, ver figura 2.13.

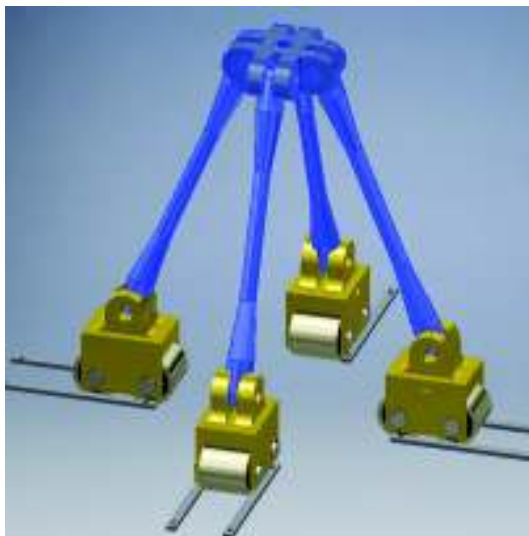


Figura 2.13. Sistema simétrico con ruedas.
(Fuente: Propia)

VENTAJAS

- Sistema estable a través de su trayectoria apoyada sobre dos rodillos.

DESVENTAJAS

- La capacidad de carga a soportar depende del tipo de rodamientos que se utilice.

2.5. Análisis y selección de la alternativa

La selección de la mejor alternativa se la realiza en base al método ordinal corregido de criterios ponderados. (Riba, 2002)

2.5.1. Módulo 1: Posicionamiento y fijación de la probeta

Alternativa de solución para función: Asegurar probeta al mecanismo. En la tabla 2.2 se presenta la evaluación de cada criterio, en las tablas 2.3, 2.4 y 2.5 la evaluación del criterio de sujeción, de la deformación sobre la probeta y del tamaño respectivamente. Finalmente en la tabla 2.6 se presenta la conclusión final para la selección de la alternativa en el módulo 1.

Tabla 2.2. Evaluación de cada criterio (módulo 1).

Sujeción = Deformación sobre la probeta > Manufactura					
MÓDULO 1	Sujeción	Deformación sobre la probeta	Tamaño	$\Sigma + 1$	Ponderado
Sujeción		0,5	1	2,5	0,417
Deformación sobre la probeta	0,5		1	2,5	0,417
Manufactura	0	0		1	0,167
			TOTAL	6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.3. Evaluación del criterio de sujeción (módulo 1).

Muela con sistema macho-hembra > Muela plana				
Sujeción	Muela plana	Muela con sistema macho-hembra	$\Sigma + 1$	Ponderado
Muela plana		0	1	0,333
Muela con sistema macho-hembra	1		2	0,667
			TOTAL	3

(Fuente: Propia)

Tabla 2.4. Evaluación del criterio de deformación sobre la probeta (módulo 1).

Muela plana > Muela con sistema macho-hembra				
Deformación sobre la probeta	Muela plana	Muela con sistema macho-hembra	$\Sigma + 1$	Ponderado
Muela plana		1	2	0,667
Muela con sistema macho-hembra	0		1	0,333
		TOTAL	3	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.5. Evaluación del criterio de tamaño (módulo 1).

Muela plana > Muela con sistema macho-hembra				
Manufactura	Muela plana	Muela con sistema macho-hembra	$\Sigma + 1$	Ponderado
Muela plana		1	2	0,667
Muela con sistema macho-hembra	0		1	0,333
		TOTAL	3	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.6. Tabla de conclusiones (módulo 1).

Conclusión	Sujeción	Deformación sobre la probeta	Manufactura	Sumatoria	Prioridad
Muela plana	0,333 x 0,500	0,667x 0,333	0,667x 0,167	0,583	1
Muela con sistema macho-hembra	0,667 x 0,500	0,333 x 0,333	0,333 x 0,167	0,417	2

(Fuente: Propia)

Resultado: La muela plana es la mejor alternativa para el módulo 1.

2.5.2. Módulo 2: Posicionamiento del mecanismo

Alternativa de solución para función: Acoplar y centrar el mecanismo a la máquina de ensayos universal. En la tabla 2.7 se presenta la evaluación de cada criterio, en las tablas 2.8, 2.9 y 2.10 la evaluación del criterio de sujeción, de la deformación sobre la

probeta y del tamaño respectivamente. Finalmente en la tabla 2.11 se presenta la conclusión final para la selección de la alternativa en el módulo 2.

Tabla 2.7. Evaluación de cada criterio (módulo2).

Fácil alineación > Fácil montaje > Tamaño					
MÓDULO 2	Fácil alineación	Fácil montaje	Tamaño	$\Sigma + 1$	Ponderado
Fácil alineación		1	1	3	0,500
Fácil montaje	0		1	2	0,333
Tamaño	0	0		1	0,167
			TOTAL	6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.8. Evaluación del criterio de fácil alineación (módulo 2).

Acople en el cabezal inferior > Acople entre cabezal inferior y superior				
Fácil alineación	Acople entre cabezal inferior y superior	Acople en el cabezal inferior	$\Sigma + 1$	Ponderado
Acople entre cabezal inferior y superior		0	1	0,333
Acople en el cabezal inferior	1		2	0,667
		TOTAL	3	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.9. Evaluación del criterio de fácil montaje (módulo 2).

Acople en el cabezal inferior > Acople entre cabezal inferior y superior				
Fácil montaje	Acople entre cabezal inferior y superior	Acople en el cabezal inferior	$\Sigma + 1$	Ponderado
Acople entre cabezal inferior y superior		0	1	0,333
Acople en el cabezal inferior	1		2	0,667
		TOTAL	3	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.10. Evaluación del criterio de tamaño (módulo 2).

Acople en el cabezal inferior > Acople entre cabezal inferior y superior				
Tamaño	Acople entre cabezal inferior y superior	Acople en el cabezal inferior	$\Sigma + 1$	Ponderado
Acople entre cabezal inferior y superior		0	1	0,333
Acople en el cabezal inferior	1		2	0,667
		TOTAL	3	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.11. Tabla de conclusiones (módulo 2).

Conclusión	Fácil alineación	Fácil montaje	Tamaño	Sumatoria	Prioridad
Acople entre cabezal inferior y superior	0,333 x 0,500	0,333 x 0,333	0,333 x 0,167	0,333	2
Acople en el cabezal inferior	0,667 x 0,500	0,667 x 0,333	0,667 x 0,167	0,667	1

(Fuente: Propia)

Resultado: El acople en el cabezal inferior es la mejor alternativa para el módulo 2.

2.5.3. Módulo 3: Transmisión de la carga aplicada a la probeta

Alternativa de solución para función: Transmitir y distribuir la fuerza aplicada de manera equivalente hacia los extremos de la probeta. En la tabla 2.12 se presenta la evaluación de cada criterio, en las tablas 2.13, 2.14 y 2.15 la evaluación del criterio de sujeción, de la deformación sobre la probeta y del tamaño respectivamente. Finalmente en la tabla 2.16 se presenta la conclusión final para la selección de la alternativa en el módulo 3.

Tabla 2.12. Evaluación de cada criterio (módulo 3).

Distribución equivalente de la fuerza > Soporte de elevadas cargas > Estabilidad					
MÓDULO 3	Estabilidad	Movimiento simultáneo	Soporte de elevadas cargas	$\Sigma + 1$	Ponderado
Estabilidad		0	0	1	0,167
Movimiento simultáneo	1		1	3	0,500
Soporte de elevadas cargas	1	0		2	0,333
			TOTAL	6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.13. Evaluación del criterio de estabilidad (módulo 3).

Sistema simétrico con eslabones > Sistema simétrico				
Estabilidad	Sistema simétrico con eslabones	Sistema simétrico con eslabones unidos a corredera	$\Sigma + 1$	Ponderado
Sistema simétrico con eslabones		1	2	0,667
Sistema simétrico con eslabones unidos a corredera	0		1	0,333
		TOTAL	3	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.14. Evaluación del criterio de movimiento simultáneo (módulo 3).

Sistema simétrico con eslabones > Sistema simétrico				
Distribución equivalente de la fuerza	Sistema simétrico con eslabones	Sistema simétrico con eslabones unidos a corredera	$\Sigma + 1$	Ponderado
Sistema simétrico con eslabones		1	2	0,667
Sistema simétrico con eslabones unidos a corredera	0		1	0,333
		TOTAL	3	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.15. Evaluación del criterio de soporte de elevadas cargas (módulo 3).

Sistema simétrico con eslabones > Sistema simétrico				
Soporte de elevadas cargas	Sistema simétrico con eslabones	Sistema simétrico con eslabones unidos a corredera	$\Sigma + 1$	Ponderado
Sistema simétrico con eslabones		1	2	0,667
Sistema simétrico con eslabones unidos a corredera	0		1	0,333
		TOTAL	3	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.16. Tabla de conclusiones (módulo 3).

Conclusión	Estabilidad	Distribución equivalente de la fuerza	Soporte de elevadas cargas	Sumatoria	Prioridad
Sistema simétrico con eslabones	0,667 x 0,167	0,667 x 0,500	0,667 x 0,333	0,667	1
Sistema simétrico con eslabones unidos a corredera	0,333 x 0,167	0,333 x 0,500	0,333 x 0,333	0,333	2

(Fuente: Propia)

Resultado: El sistema simétrico con eslabones es la mejor alternativa en el módulo 3.

2.5.4. Módulo 4: Desplazamiento uniforme de los brazos del mecanismo.

Alternativa de solución para función: Desplazar equidistante y ortogonalmente los elementos móviles. En la tabla 2.17 se presenta la evaluación de cada criterio, en las tablas 2.18, 2.19 y 2.20 la evaluación del criterio de sujeción, de la deformación sobre la probeta y del tamaño respectivamente. Finalmente en la tabla 2.21 se presenta la conclusión final para la selección de la alternativa en el módulo 4.

Tabla 2.17. Evaluación de cada criterio (módulo 4).

Capacidad de soportar cargas altas > Estabilidad > Costo					
MÓDULO 4	Costo	Estabilidad	Capacidad de soportar cargas altas	$\Sigma + 1$	Ponderado
Costo	0	0	0	1	0,167
Estabilidad	1	0	0	2	0,333
Capacidad de soportar cargas altas	1	1	0	3	0,500

(Fuente: Propia)

Tabla 2.18. Evaluación del criterio de simetría (módulo 4).

Sistema simétrico articulado > Sistema simétrico con ruedas > Sistema simétrico con guías cilíndricas > Sistema simétrico con corredera						
Costo	Sistema simétrico articulado	Sistema simétrico con corredera	Sistema simétrico con guías cilíndricas.	Sistema simétrico con ruedas.	$\Sigma + 1$	Ponderado
Sistema simétrico articulado	1	1	1	1	4	0,400
Sistema simétrico con corredera	0	0	0	0	1	0,100
Sistema simétrico con guías cilíndricas.	0	1	0	0	2	0,200
Sistema simétrico con ruedas.	0	1	1	0	3	0,300
				TOTAL	10	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.19. Evaluación del criterio de estabilidad (módulo 4).

Sistema simétrico con ruedas = Sistema simétrico con corredera = Sistema simétrico con guías cilíndricas > Sistema simétrico articulado						
Estabilidad	Sistema simétrico articulado	Sistema simétrico con corredera con corredera	Sistema simétrico con guías cilíndricas.	Sistema simétrico con ruedas.	$\Sigma + 1$	Ponderado
Sistema simétrico articulado		0	0	0	1	0,100
Sistema simétrico con corredera	1		0,5	0,5	3	0,300
Sistema simétrico con guías cilíndricas.	1	0,5		0,5	3	0,300
Sistema simétrico con ruedas	1	0,5	0,5		3	0,300
				TOTAL	10	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.20. Evaluación del criterio de soporte de cargas altas (módulo 4).

Sistema simétrico con ruedas > Sistema simétrico con corredera = Sistema simétrico con guías cilíndricas > Sistema simétrico articulado						
Capacidad de soportar cargas altas	Sistema simétrico articulado	Sistema simétrico con corredera con corredera	Sistema simétrico con guías cilíndricas.	Sistema simétrico con ruedas.	$\Sigma + 1$	Ponderado
Sistema simétrico articulado		0	0	0	1	0,100
Sistema simétrico con corredera	1		1	0	3	0,300
Sistema simétrico con guías cilíndricas	1	0		0	2	0,200
Sistema simétrico con ruedas.	1	1	1		4	0,400
				TOTAL	10	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.21. Tabla de conclusiones (módulo 4).

Conclusión	Costo	Estabilidad	Capacidad de soportar cargas altas	Sumatoria	Prioridad
Sistema simétrico articulado	0,400 x 0,167	0,100 x 0,333	0,100 x 0,500	0,150	4
Sistema simétrico con corredera	0,100 x 0,167	0,300 x 0,333	0,300 x 0,500	0,267	2
Sistema simétrico con guías cilíndricas.	0,200 x 0,167	0,300 x 0,333	0,200 x 0,500	0,233	3
Sistema simétrico con ruedas	0,300 x 0,167	0,300 x 0,333	0,400 x 0,500	0,350	1

(Fuente: Propia)

Resultado: El sistema simétrico con ruedas es la mejor alternativa para el módulo 4.

2.6. Matriz morfológica

La matriz morfológica permite unir todos los aspectos evaluados anteriormente con el fin de establecer la mejor solución de diseño. En la figura 2.14 se presenta las alternativas seleccionadas.

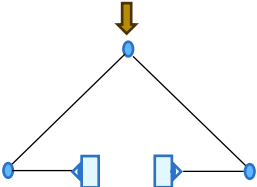
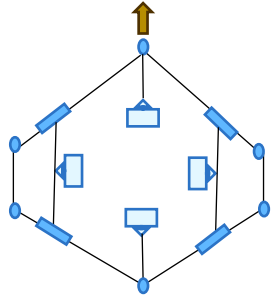
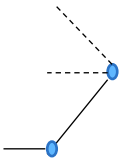
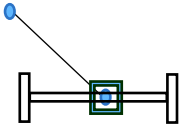
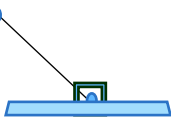
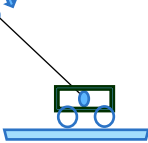
MÓDULO 1		
Función	Alternativas	
Asegurar la probeta en el mecanismo.	Muelas planas.	Muelas con sistema macho-hembra.
MÓDULO 2		
Acoplar y centrar el mecanismo a la máquina de ensayos universal.	Acople inferior (cabezal inferior) y superior (cabezal superior).	Acople superior (cabezal inferior).
MÓDULO 3		
Transmitir y distribuir la fuerza aplicada de manera equivalente hacia los extremos de la probeta.	Sistema simétrico con eslabones 	Sistema simétrico con eslabones y corredera 
MÓDULO 4		
Desplazar equidistante y ortogonalmente los elementos móviles.	Sistema simétrico articulado  Sistema simétrico con guías cilíndricas 	Sistema simétrico con correderas  Sistema simétrico con ruedas. 

Figura 2.14. Matriz morfológica.
(Fuente: Propia)

2.7. Mecanismo Biaxial

Finalmente de la selección de todas las alternativas se presenta la solución total del mecanismo biaxial en la figura 2.15.

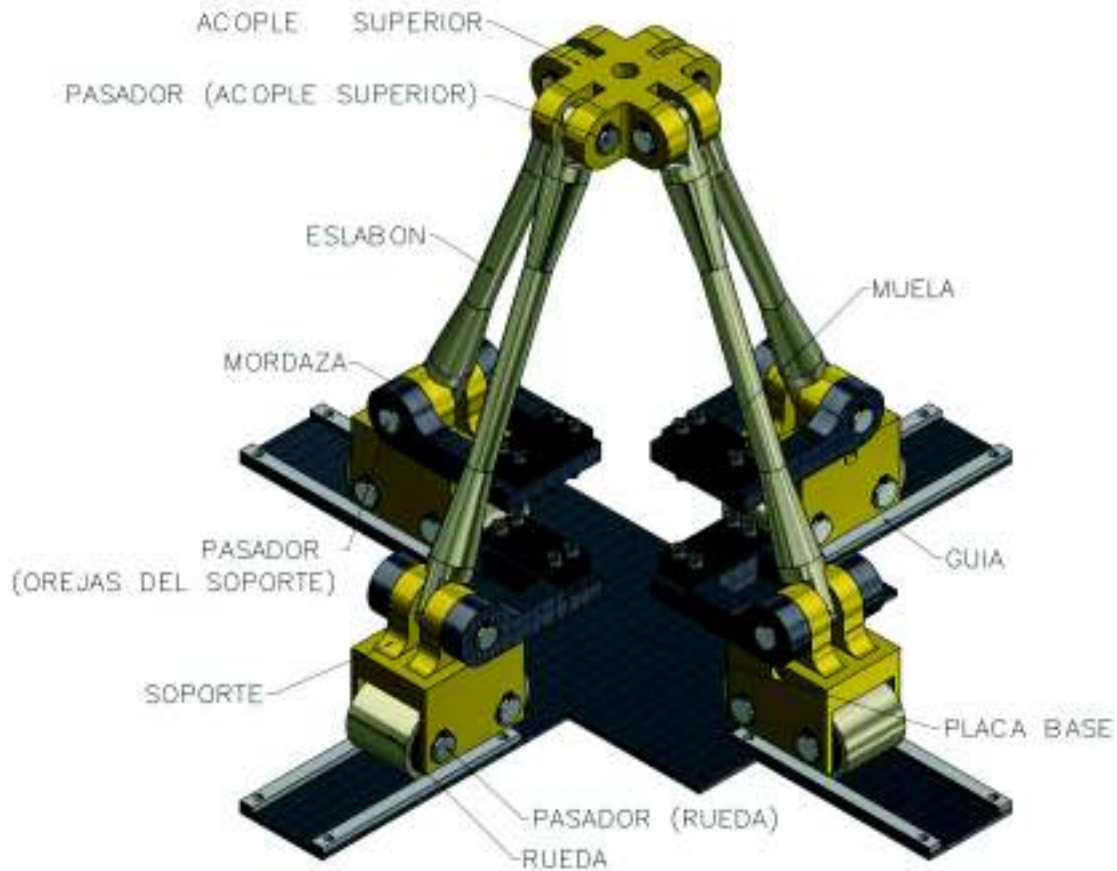


Figura 2.15. Mecanismo biaxial.
(Fuente: Propia)

2.8. Dimensionamiento de los elementos del mecanismo

2.8.1. Determinación de la fuerza de ensayo de la probeta

En base a los parámetros de la norma ISO 16842, se establecieron las siguientes dimensiones de ancho (B) y espesor (a) de la probeta.

$$B = 40 \text{ mm}$$

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

A partir de los parámetros establecidos, se determinó la fuerza $F_{x\ probeta}$ que se requiere para alcanzar el límite de fluencia de un determinado material mediante la ecuación Ec.2.1.

$$\sigma_x = \frac{F_{x\ probeta}}{A} \quad Ec. 2.1$$

Despejando la fuerza $F_{x\ probeta}$ se obtiene la ecuación Ec.2.2.

$$F_{x\ probeta} = \sigma_x A \quad Ec. 2.2$$

Donde:

σ_x Esfuerzo de fluencia al cual se desea alcanzar

A Área transversal de la probeta

Entonces la fuerza $F_{x\ max}$ se define mediante la ecuación Ec.2.3.

$$F_{x\ probeta} = S_y a B \quad Ec. 2.3$$

Como se escogió un esfuerzo de fluencia de $S_y = 250\ MPa$, la fuerza requerida para alcanzar el límite de fluencia es $F_{x\ probeta} = 30\ kN$.

2.8.2. Fuerzas que actúan sobre el mecanismo.

Considerando que se va a trabajar con una carga aplicada $P = 159,23\ kN$ ($35796\ lbf$) equivalente al 30 % de la carga máxima de la máquina de ensayos universal de $533,78\ kN$ ($120\ 000\ lbf$), se realizó la descomposición de fuerzas que actúan sobre el acople superior del mecanismo como se muestra en la figura 2.16.

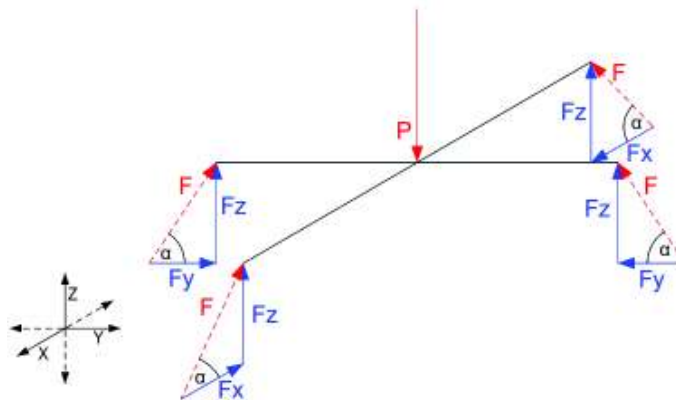


Figura 2.16. Descomposición de fuerzas.
(Fuente: Propia)

Realizando la sumatoria de fuerzas en el *eje z* se tiene como resultado la ecuación Ec.2.4.

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ P &= 4 F_z \\ F_z &= \frac{P}{4} \quad \text{Ec. 2.4}\end{aligned}$$

Considerando que el sistema es simétrico se realizó el siguiente análisis para un miembro del mecanismo en el *plano YZ*.

A partir del triángulo rectángulo formado en dicho plano se determinaron las fuerzas F_z y F_y en función del ángulo α (ecuaciones Ec.2.5 y Ec.2.6).

$$F_z = F \operatorname{sen}(\alpha) \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$F_y = F \operatorname{cos}(\alpha) \quad \text{Ec. 2.6}$$

Despejando la variable F de la ecuación 2.5, se tiene la ecuación Ec.2.7.

$$F = \frac{F_z}{\operatorname{sen}(\alpha)} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Reemplazando la ecuación 2.4 en la ecuación 2.7, se tiene la ecuación Ec.2.8.

$$F = \frac{P}{4 \operatorname{sen}(\alpha)} \quad \text{Ec. 2.8}$$

Al reemplazar la ecuación 2.8 en la ecuación 2.6, se obtiene la ecuación Ec.2.9.

$$F_y = \frac{P \operatorname{cos}(\alpha)}{4 \operatorname{sen}(\alpha)} \quad \text{Ec. 2.9}$$

En base a las ecuaciones 2.4, 2.8 y 2.9, se realizó la tabla 2.22, la cual muestra la variación de las fuerzas F , F_y y F_z en función del ángulo α . Además en la figura 2.17, se presenta las curvas de las fuerzas F y F_y con respecto al ángulo α .

Tabla 2.22. Descomposición de fuerzas en función del ángulo α .

α	F (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)
90	39,81	0	39,81
80	40,42	7,02	39,81
70	42,36	14,49	39,81
69	42,64	15,28	39,81
68	42,93	16,08	39,81
67	43,24	16,90	39,81
66	43,57	17,72	39,81
65	43,92	18,56	39,81
64	44,29	19,42	39,81
63	44,68	20,28	39,81
62	45,08	21,17	39,81
61	45,51	22,07	39,81
60	45,97	22,98	39,81
59	46,44	23,92	39,81
58	46,94	24,87	39,81
57	47,46	25,85	39,81
56	48,02	26,85	39,81
55	48,60	27,87	39,81
54	49,20	28,92	39,81
53	49,84	30	39,81
52	50,52	31,10	39,81
51	51,22	32,24	39,81
50	51,96	33,40	39,81
40	61,93	47,44	39,81
30	79,61	68,95	39,81
20	116,39	109,37	39,81
10	229,24	225,76	39,81

(Fuente: Propia)

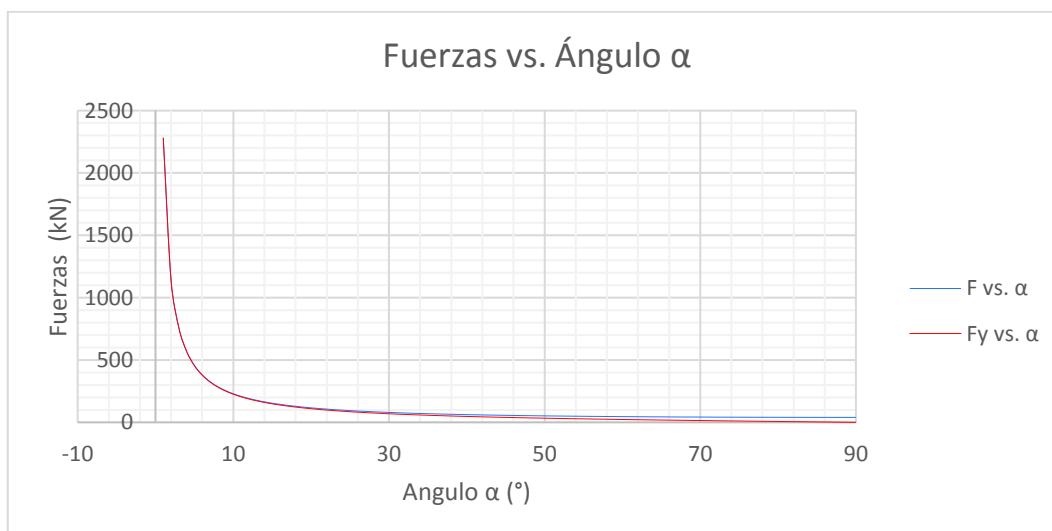


Figura 2.17. Gráfico de F vs α .
(Fuente: Propia)

2.8.3. Determinación de la condición de diseño

En base a la tabla obtenida se determina que en el ángulo $\alpha = 53^\circ$ se obtiene la fuerza en el eje y necesaria para alcanzar la fuerza $F_{x\text{ probeta}}$ y a partir de este valor se establecen las respectivas fuerzas de diseño que actúan sobre los elementos del mecanismo como se indica en el esquema de la figura 2.18.

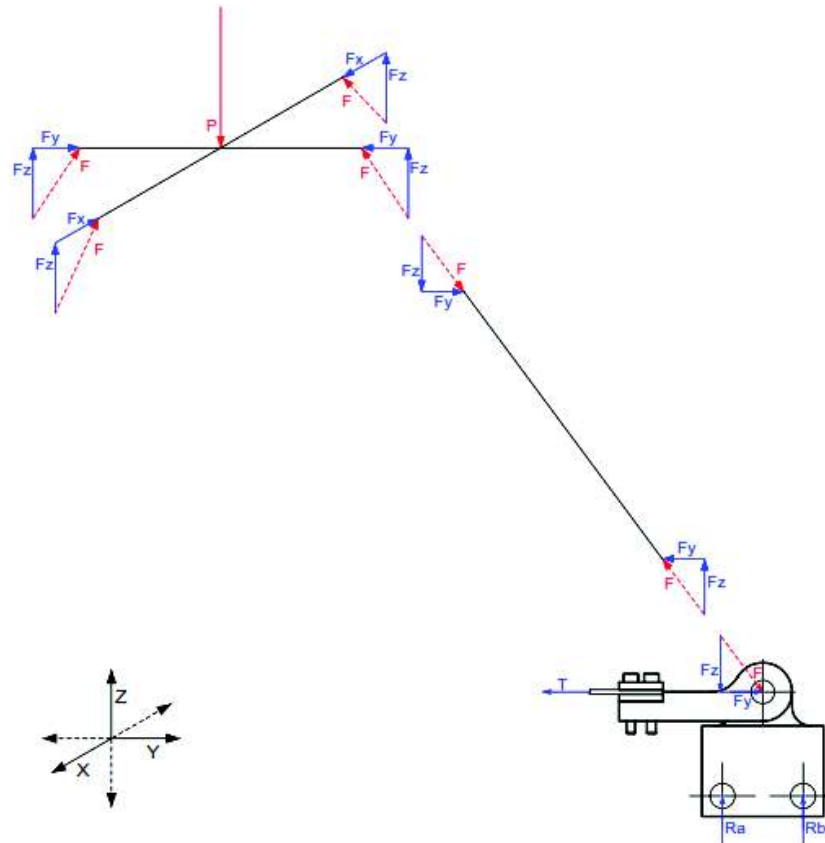


Figura 2.18. Descomposición de las fuerzas en el mecanismo.
(Fuente: Propia)

2.8.4. Selección del rodamiento

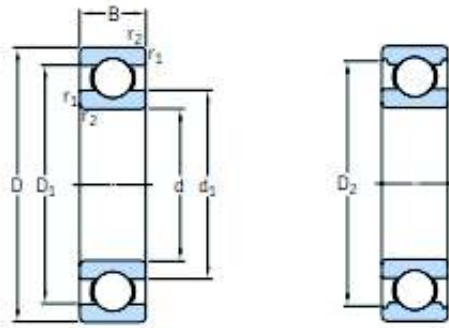
De la selección del rodamiento dependerán las dimensiones de los pasadores y orificios de las ruedas del mecanismo biaxial.

Según el esquema anterior se determinó que la fuerza $F_z = 39,81\text{ kN}$ es la fuerza que actúa sobre el soporte que contiene las ruedas, con ello se establece la cantidad de rodamientos necesarios para soportar dicha fuerza en base al catálogo de SKF mostrado en la figura 2.19, y en base al criterio de la ecuación 2.10.

$$N = \frac{F_z}{C_o} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Donde:

- N Número de rodamientos
- F_z Fuerza en el eje z
- C_o Capacidad de carga básica estática del rodamiento



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _e	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	* 6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34 000	0,0075	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,016	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 6003
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	* 6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403

Figura 2.19. Selección del rodamiento.
(Fuente: (SKF, 2012))

Se requieren 8 rodamientos de bolas de una hilera por cada miembro del mecanismo de características mostradas en la tabla 2.23. Sin embargo, se usaron 4 rodamientos para evitar inconvenientes de dimensionamiento con respecto al tablero de peso y costo elevado que conllevaría adquirir esta cantidad de elementos. Bajo esta premisa y debido que estos elementos van a trabajar con una carga estática superior a la indicada en el catálogo de SKF lo cual hará que los rodamientos fallen de manera prematura por deformaciones originadas por esfuerzos de contacto, se determinó la vida nominal de estos componentes con el fin de cambiarlos en los respectivos mantenimientos.

Tabla 2.23. Características del rodamiento de bolas de una hilera 6203.

Rodamiento de bolas de una hilera 6203	
Diámetro interno (d)	17 mm
Diámetro externo (D)	40 mm
Ancho (B)	12 mm
Carga estática (C_0)	4.75 kN
Carga dinámica (C)	9.95 kN

(Fuente: (SKF, 2012))

2.8.5. Cálculo de la vida nominal del rodamiento

La vida nominal del rodamiento según lo indicado en la norma ISO 281:2007 se calcula mediante la ecuación Ec.2.12, dicha ecuación se encuentra en función de la ecuación Ec.2.11 en donde se calcula la carga equivalente estática del rodamiento. (SKF, 2012)

$$C_e = 0.6 Fr + 0.5 Fa \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

C_e Carga equivalente estática del rodamiento.

F_r Fuerza radial aplicada sobre el rodamiento.

F_a Fuerza axial aplicada sobre el rodamiento.

La fuerza axial es nula debido que para esta aplicación solo existe la fuerza radial F_z , que es dividida para los cuatro rodamientos colocados en las ruedas.

$$C_e = 0.6 Fr$$

$$C_e = 0.6 \times 9,95$$

$$C_e = 5.97 \text{ kN}$$

Cálculo de la vida nominal del rodamiento en millones de revoluciones.

$$L_{10} = \left(\frac{C_0}{C_e} \right)^k \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde:

L_{10} Vida nominal en millones de revoluciones

C_e Carga equivalente estática del rodamiento.

C_0 Capacidad de carga básica estática del rodamiento.

k Exponente de la ecuación de la vida ($k = 3$ para el caso de rodamientos de bolas).

$$L_{10} = \left(\frac{4.75}{5.97}\right)^3$$

$$L_{10} = 0,503 \text{ millones de revoluciones}$$

El número de revoluciones a las que el rodamiento va a girar se calcula mediante el cociente entre la carrera en la que se va a desplazar la rueda y su perímetro en milímetros evaluado en un tiempo en segundos, ecuación Ec.2.13.

$$n = \frac{\text{Carrera}}{\frac{\text{Perímetro de la rueda}}{t}} \times 60 \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$n = \frac{\text{Carrera}}{\frac{\pi \times d_{\text{rueda}}}{t}} \times 60$$

$$n = \frac{70}{\frac{\pi \times 50}{15}} \times 60$$

$$n = 1.78 \text{ RPM}$$

La vida expresada en horas de funcionamiento (Ec.2.14), es calculada en base a las ecuaciones Ec.2.12 y Ec.2.13.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} \times L_{10} \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 1.78} \times 0.503$$

$$L_{10h} = 4705.88 \text{ horas}$$

Para el cálculo de la vida nominal real del rodamiento según SKF en horas se determina mediante la ecuación Ec.2.15.

De la tabla de productos para los rodamientos 6203, se calcula dm con los valores de los diámetros del rodamiento.

$$dm = 0,5 (d + D) = 0,5 (17 + 40) = 28,5 \text{ mm}$$

En el diagrama 5 de la página 72 del catálogo, la viscosidad nominal a una velocidad de 1.78 RPM es $v_1 = 1000 \text{ mm}^2/\text{s}$ y $v = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$ para la viscosidad real (tabla 3 página 71). Por lo tanto la relación de viscosidades se presenta como kv .

$$kv = \frac{v}{v_1} = \frac{40}{1000} = 0.04$$

De la tabla de productos, figura 2.19 se obtiene $P_u = 1,34 \text{ kN}$ de lo que sigue la siguiente relación:

$$\frac{P_u}{F_r} = \frac{0,2}{9.95} = 0,02$$

Debido que las condiciones no son muy convenientes, se toma $n_c = 0,5$ de la tabla 4 en la página 74 del catálogo. Entonces el valor de $n_c(P_u/F_r) = 0,01$.

Con $k = 0,04$ y utilizando la escala SKF Explorer en el diagrama 1 de la página 66 del catálogo, se obtiene el valor de $a_{SKF} = 0,05$, valor que es reemplazado en la ecuación de la vida nominal SKF en horas.

$$L_{10mh} = a_1 \times a_{SKF} \times L_{10} \times \frac{10^6}{60 \times n} \quad \text{Ec. 2.15}$$

Donde:

L_{10mh} Vida nominal real del rodamiento según SKF en horas.

a_1 Factor de ajuste de la vida útil para una confiabilidad del 90 % igual a 1.

a_{SKF} Factor SKF de modificación de la vida.

L_{10} Vida nominal básica.

L_{10} Número de revoluciones del rodamiento.

$$L_{10m} = 1 \times 0,05 \times 0,503 \frac{10^6}{60 \times 1.78}$$

$$L_{10m} = 235 \text{ horas}$$

2.8.6. Diámetro (d_1) del plato de compresión

En la figura 2.20, se muestra el diagrama de cuerpo libre (DCL) del plato de compresión.

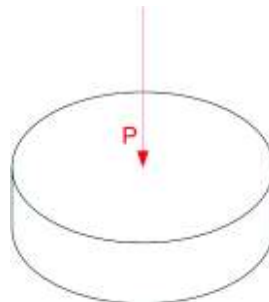


Figura 2.20. DCL del plato de compresión.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$P = 159,23 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

Debido que este elemento está sometido a esfuerzos de compresión se utilizan las ecuaciones Ec.2.16, Ec.2.17 y Ec.2.18.

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{admisible} \quad Ec. 2.16$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{FS} \quad Ec. 2.17$$

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} = \frac{P}{\pi \frac{(d_1)^2}{4}} \quad Ec. 2.18$$

Reemplazando las ecuaciones 2.17 y 2.18 en la ecuación 2.16, y despejando el diámetro d_1 se tiene:

$$\frac{S_y}{FS} = \frac{P}{\pi \frac{(d_1)^2}{4}}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 P FS}{\pi S_y}}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 159,23 \times 10^3 \times 2}{\pi \times 686,5}} = 24,3 \text{ mm}$$

Como se escogió un diámetro $d_1 = 119 \text{ mm}$ para tener un contacto adecuado con toda la superficie del acople superior, se procede a determinar el FS .

$$FS = \frac{\pi (d_1)^2 S_y}{4 P}$$

$$FS = \frac{\pi \times (119)^2 \times 686,5}{4 (159,23 \times 10^3)} = 47,9$$

2.8.7. Ancho (a_1) de las orejas del acople superior

Antes de calcular el ancho (a_1) de las orejas del acople superior se determinara el valor de las fuerzas F_z que actúan sobre dicho elemento en base a su DCL mostrado en la figura 2.21.

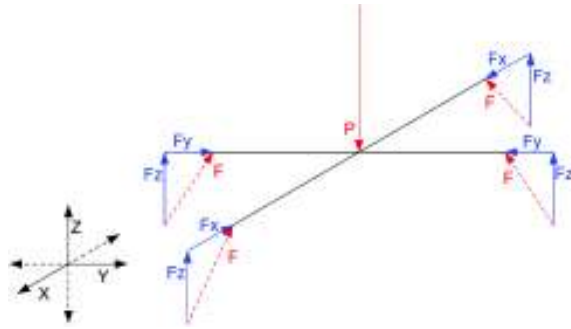


Figura 2.21. DCL del acople superior.
(Fuente: Propia)

$$\sum F_z = 0$$

$$P = 4 F_z$$

$$F_z = \frac{P}{4}$$

$$F_z = \frac{159,23}{4} = 39,81 \text{ kN}$$

En la figura 2.22, se observa que la fuerza F_z provoca esfuerzos cortantes sobre el componente.

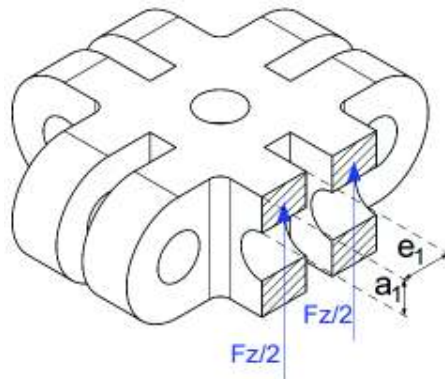


Figura 2.22. Acople superior.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$F_z = 39,81 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

$$e_1 = 17 \text{ mm}$$

Debido a que el elemento está sometido a esfuerzos cortantes se utilizan las siguientes expresiones en base a la teoría de falla de esfuerzo cortante máximo para una sección rectangular:

$$\tau_{max} \leq \tau_{admisible} \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$\tau_{admisible} = \frac{S_y}{2 FS} \quad Ec. 2.20$$

$$\tau_{max} = \frac{3 \frac{F_z}{2}}{2 A} = \frac{3 F_z}{4 e_1 a_1} \quad Ec. 2.21$$

Reemplazando las ecuaciones 2.20 y 2.21 en la ecuación 2.19, y despejando a_1 se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{S_y}{2 FS} &= \frac{3 F_z}{4 e_1 a_1} \\ a_1 &= \frac{3 F_z FS}{2 e_1 S_y} \\ a_1 &= \frac{3 \times 39,81 \times 10^3 \times 2}{2 \times 17 \times 686,5} = 10,23 \text{ mm} \end{aligned}$$

Como se escogió un ancho de las orejas $a_1 = 12 \text{ mm}$ se procede a determinar el FS .

$$\begin{aligned} FS &= \frac{2 e_1 a_1 S_y}{3 F_z} \\ FS &= \frac{2 \times 17 \times 12 \times 686,5}{3 \times 39,81 \times 10^3} = 2,3 \end{aligned}$$

La figura 2.23, se presenta los esfuerzos equivalentes obtenidos mediante elementos finitos, a los cuales está sometido el acople superior.

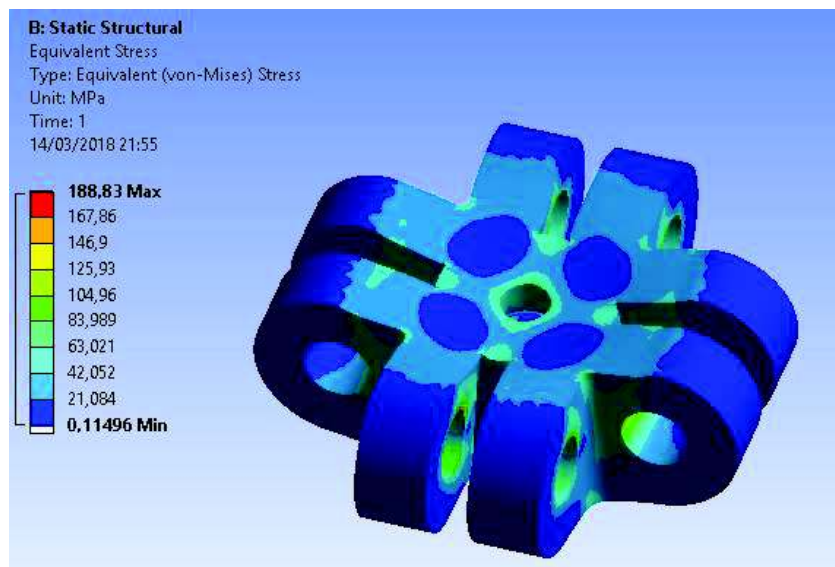


Figura 2.23. Esfuerzo equivalente del acople superior por elementos finitos.
(Fuente: Propia)

2.8.8. Diámetro (d_2) del pasador para el acople superior y soporte

La figura 2.24, indica el DCL del pasador que es utilizado para la conexión entre el acople superior, el eslabón y el soporte

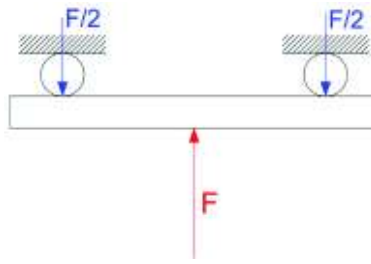


Figura 2.24. DCL del pasador para el acople superior y soporte.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$F = 49.8 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 1480 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

Como el elemento está sometido a esfuerzos cortantes se utilizan las ecuaciones 2.19 y 2.20 descritas anteriormente y la ecuación 2.22 que permite determinar el esfuerzo cortante máximo para una sección circular.

$$\tau_{max} = \frac{4 F}{3 A_{pasador}} = \frac{4 F}{3 \pi \frac{d^2}{4}} = \frac{16 F}{3 \pi (d_2)^2} \quad \text{Ec. 2.22}$$

Reemplazando las ecuaciones 2.20 y 2.22 en la ecuación 2.19, y despejando el diámetro d_2 se tiene:

$$\frac{S_y}{2 FS} = \frac{16 F}{3 \pi (d_2)^2}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{32 F FS}{3 \pi S_y}}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{32 \times 49.8 \times 10^3 \times 2}{3 \times \pi \times 1480}} = 15,1 \text{ mm}$$

Como se escogió un diámetro del pasador $d_2 = 16 \text{ mm}$ se procede a determinar el FS .

$$FS = \frac{3 \pi (d_2)^2 S_y}{32 F_y}$$

$$FS = \frac{3 \times \pi \times 16^2 \times 1480}{8 \times 49.8 \times 10^3} = 2,2$$

2.8.9. Diámetro (d_3) del eslabón

En la figura 2.25, se muestra el DCL del eslabón.

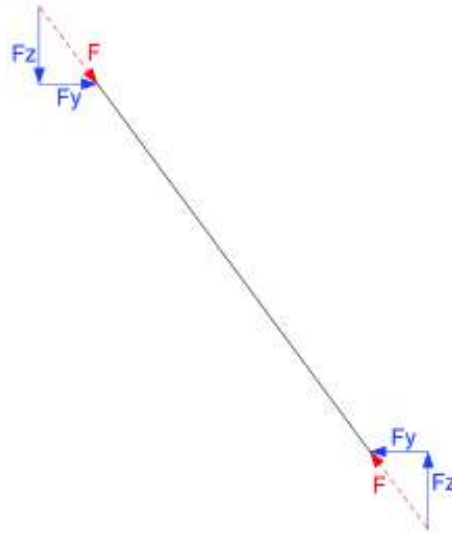


Figura 2.25. DCL del eslabón.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$F = 49,8 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

El eslabón se encuentra sometido a esfuerzos de compresión, por lo tanto se utilizó las ecuaciones 2.16, 2.17 y 2.18 para el diámetro correspondiente.

Reemplazando las ecuaciones 2.17 y 2.18 en la ecuación 2.16 y despejando el diámetro d_3 se tiene:

$$\frac{S_y}{FS} = \frac{F}{\pi \frac{(d_3)^2}{4}}$$
$$d_3 = \sqrt{\frac{4 F FS}{\pi S_y}} =$$
$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \times 49,8 \times 10^3 \times 2}{\pi \times 686,5}} = 13,6 \text{ mm}$$

Como se escogió un diámetro del eslabón $d_3 = 17 \text{ mm}$ se procede a determinar el FS .

$$FS = \frac{\pi (d_3)^2 S_y}{4 F}$$
$$FS = \frac{\pi \times 17^2 \times 686,5}{4 \times 49,8 \times 10^3} = 3,1$$

2.8.10. Análisis de pandeo para el eslabón

Datos:

$$F = 49,8 \text{ kN}$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$d_3 = 17 \text{ mm}$$

$$l = 317 \text{ mm}$$

$$FS = 2$$

A continuación se presenta el análisis de pandeo para el eslabón mediante las siguientes expresiones:

$$F \leq P_{admisible} \quad \text{Ec. 2.23}$$

$$P_{admisible} = \frac{P_{crítica}}{FS} \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$P_{crítica} = \frac{\pi^2 E I}{v l^2} \quad \text{Ec. 2.25}$$

$$I = \frac{\pi (d_3)^4}{64} \quad \text{Ec. 2.26}$$

Donde:

$P_{admisible}$ Carga admisible

F Carga de compresión aplicada al eslabón

$P_{crítica}$ Carga crítica

E Módulo de elasticidad

I Momento de inercia

$v = 1$ (Caso: dos articulaciones)

Reemplazando la ecuación 2.26 en la ecuación 2.25, se obtiene lo siguiente:

$$P_{crítica} = \frac{\pi^3 (d_3)^4 E}{64 v l^2}$$
$$P_{crítica} = \frac{\pi^3 \times 17^4 \times 210}{64 \times 317^2} = 84,56 \text{ kN}$$

Como $F < P_{crítica}$, en el eslabón no se produce pandeo y trabaja con el siguiente FS que se calcula combinando las ecuaciones 2.23 y 2.24:

$$F = \frac{P_{crítica}}{FS}$$

$$FS = \frac{P_{crítica}}{F}$$

$$FS = \frac{84,56}{49,8} = 1,7$$

En las figuras 2.26, 2.27 y 2.28 se indican los diferentes modos de pandeo que presenta el eslabón al estar sometido a esfuerzos de compresión con factores de seguridad de 2,5, 3,5 y 6,2 respectivamente. Como se observan estos valores son cercanos al obtenido teóricamente, y se concluye que dicho elemento no presentara problemas de pandeo.

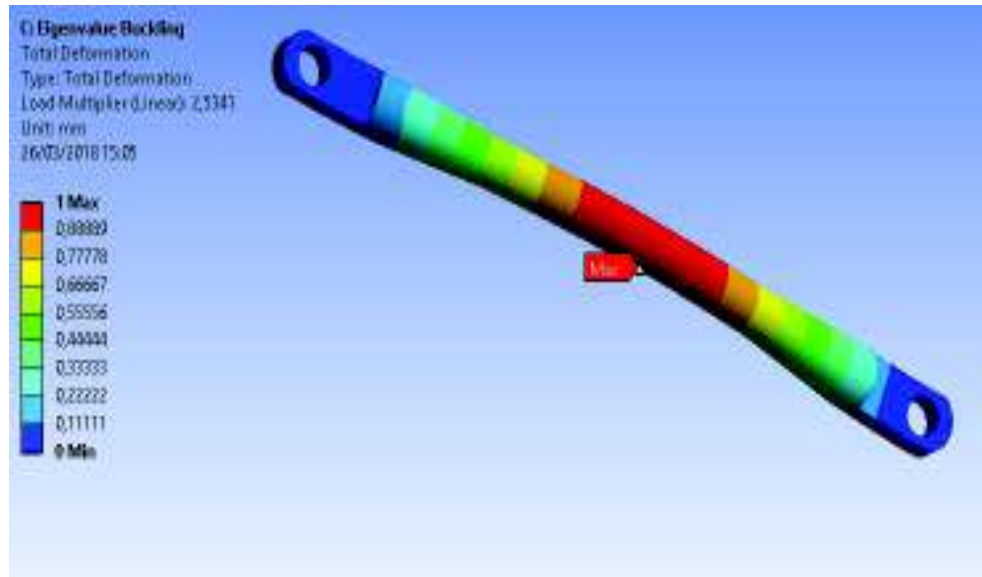


Figura 2.26. Modo de Pandeo 1.
(Fuente: Propia)

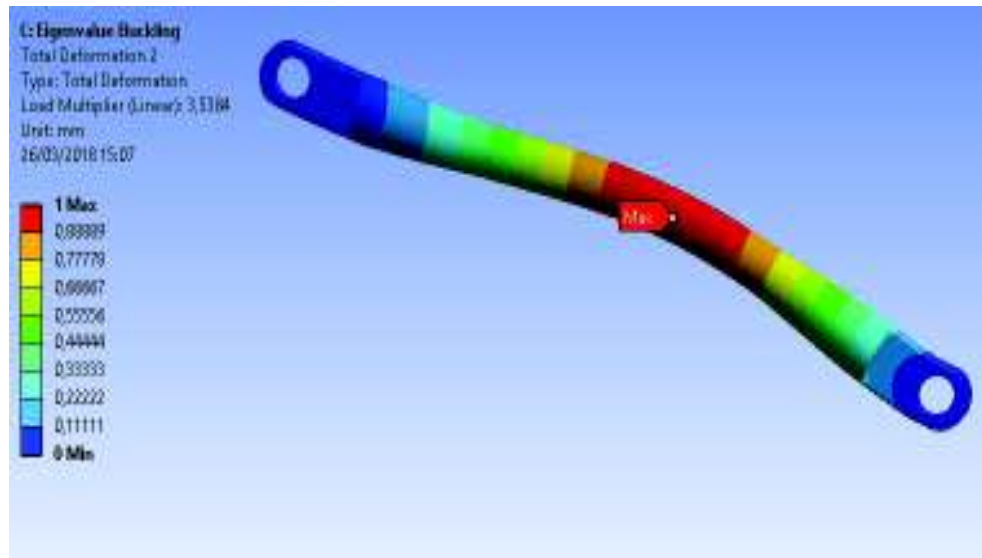


Figura 2.27. Modo de pandeo 2.
(Fuente: Propia)

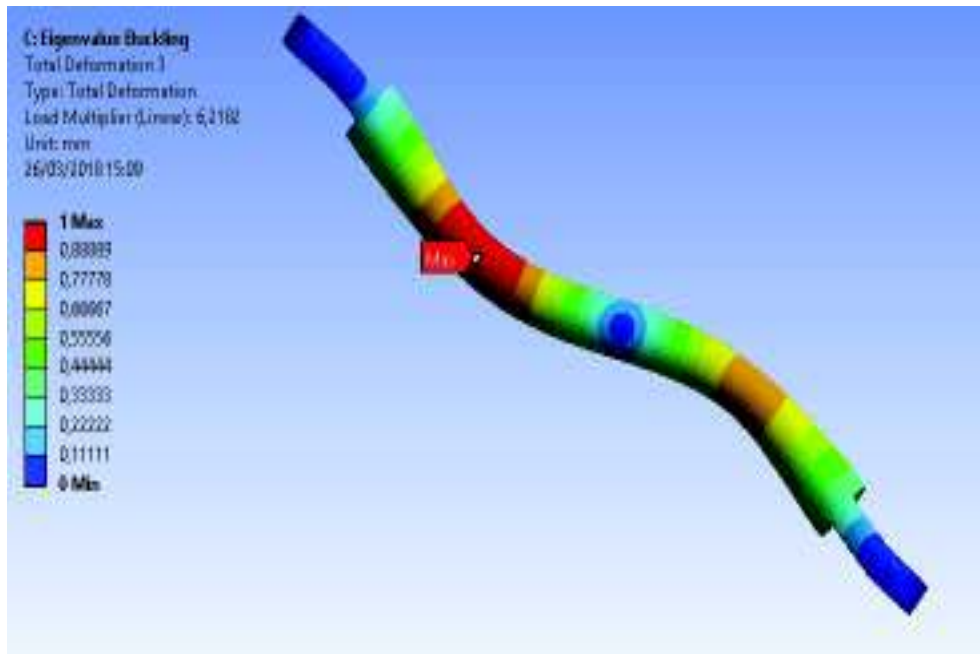


Figura 2.28. Modo de pandeo 3.
 (Fuente: Propia)

2.8.11. Espesor (e_2) del extremo del eslabón

El eslabón soporta fuerzas de compresión y para realizar el cálculo del espesor e_2 se toma en cuenta la proyección del área de contacto, es decir el área proyectada como se muestra en la figura 2.29.

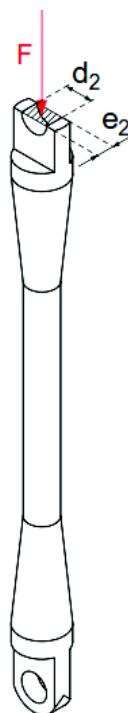


Figura 2.29. Eslabón.
 (Fuente: Propia)

Datos:

$$F = 49,8 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

$$d_2 = 16 \text{ mm (diámetro del pasador para acople superior y soporte)}$$

Para determinar el espesor e_2 se utilizó las ecuaciones 2.16, 2.17 y la ecuación 2.27 que permite calcular el esfuerzo máximo de compresión para una sección rectangular.

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} = \frac{F}{e_2 d_2} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Reemplazando las ecuaciones 2.17 y 2.27 en la ecuación 2.16, y despejando el espesor e_2 se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{S_y}{FS} &= \frac{F}{e_2 d_2} \\ e_2 &= \frac{F FS}{d S_y} \\ e_2 &= \frac{49,8 \times 10^3 \times 2}{16 \times 686,5} = 9,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Como se escogió un espesor $e_2 = 10 \text{ mm}$, se procede a determinar el FS .

$$\begin{aligned} FS &= \frac{e_2 d_2 S_y}{F} \\ FS &= \frac{16 \times 10 \times 686,5}{49,8 \times 10^3} = 2,2 \end{aligned}$$

2.8.12. Ancho (a_2) de las orejas de la mordaza

La mordaza está sometida a esfuerzos de corte como se indica en la figura 2.30.

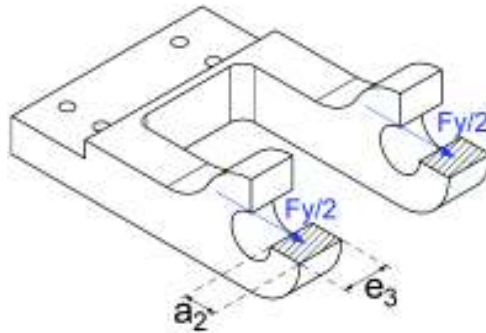


Figura 2.30. Mordaza.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$F_y = 30 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

$$e_3 = 17 \text{ mm}$$

Debido a que el componente indicado está sometido a esfuerzos de corte se utilizaron las ecuaciones 2.19, 2.20 y 2.21 para las respectivas fuerzas y dimensiones.

Reemplazando las ecuaciones 2.20 y 2.21 en la ecuación 2.19, y despejando a_2 se tiene:

$$\frac{S_y}{2 FS} = \frac{3 F_y}{4 e_3 a_2}$$
$$a_2 = \frac{3 F_y FS}{2 e_3 S_y}$$
$$a_2 = \frac{3 \times 30 \times 10^3 \times 2}{2 \times 17 \times 686,5} = 7,71 \text{ mm}$$

Como se escogió un ancho de las orejas de la mordaza $a_2 = 12 \text{ mm}$ se procede a determinar el FS .

$$FS = \frac{2 e_3 a_2 S_y}{3 F_y}$$
$$FS = \frac{2 \times 17 \times 12 \times 686,5}{3 \times 30 \times 10^3} = 3,1$$

La figura 2.31, presenta los esfuerzos equivalentes obtenidos mediante elementos finitos, a los cuales está sometido la mordaza.

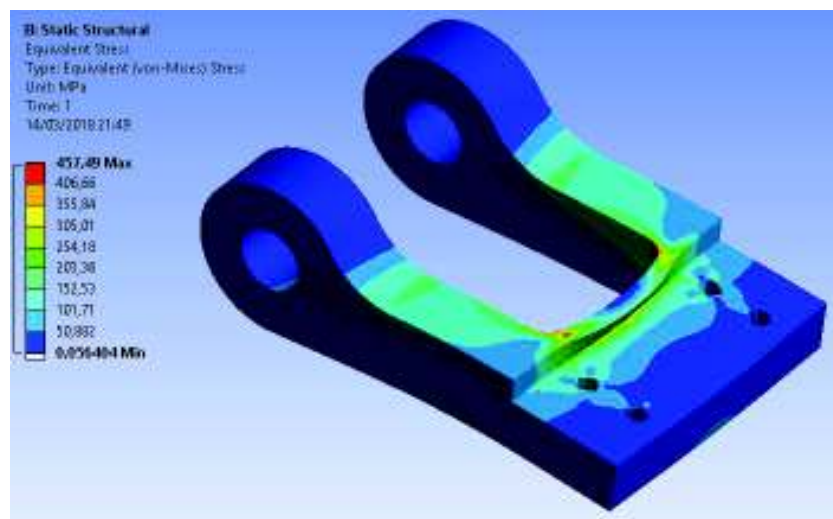


Figura 2.31. Esfuerzos equivalentes de la mordaza por elementos finitos.
(Fuente: Propia)

2.8.13. Diámetro (d_4) del pasador de las ruedas

La figura 2.32., indica el DCL del pasador de las ruedas.

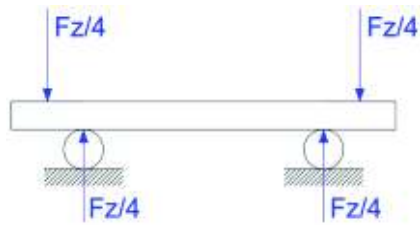


Figura 2.32. DCL del pasador de las ruedas.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$F_z = 39,81 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

Como el elemento está sometido a esfuerzos cortantes se utilizan las ecuaciones 2.19, 2.20 y la ecuación 2.28, la cual permite determinar el esfuerzo cortante para una sección circular para la correspondiente fuerza aplicada al elemento.

$$\tau_{max} = \frac{4 \left(\frac{F_z}{4} \right)}{3 A_{pasador}} = \frac{4 \left(\frac{F_z}{4} \right)}{3 \pi \frac{(d_4)^2}{4}} = \frac{4 F_z}{3 \pi (d_4)^2} \quad \text{Ec. 2.28}$$

Reemplazando las ecuaciones 2.20 y 2.28 en la ecuación 2.19, y despejando el diámetro d_4 se tiene:

$$\frac{S_y}{2 FS} = \frac{4 F_z}{3 \pi (d_4)^2}$$

$$d_4 = \sqrt{\frac{8 F_z FS}{3 \pi S_y}}$$

$$d_4 = \sqrt{\frac{8 \times 39,81 \times 10^3 \times 2}{3 \times \pi \times 686,5}} = 10 \text{ mm}$$

Como se escogió un diámetro del pasador $d_4 = 17 \text{ mm}$ correspondiente al diámetro interior del rodamiento a utilizar como se muestra en la figura 2.18, se procede a determinar el FS .

$$FS = \frac{3 \pi (d_4)^2 S_y}{8 F_z}$$

$$FS = \frac{3 \times \pi \times 17^2 \times 686,5}{8 \times 39,81 \times 10^3} = 5,8$$

2.8.14. Ancho (a_3) de las orejas del soporte

En base al DCL del pasador mostrado en la figura 2.33, se determina las respectivas reacciones.

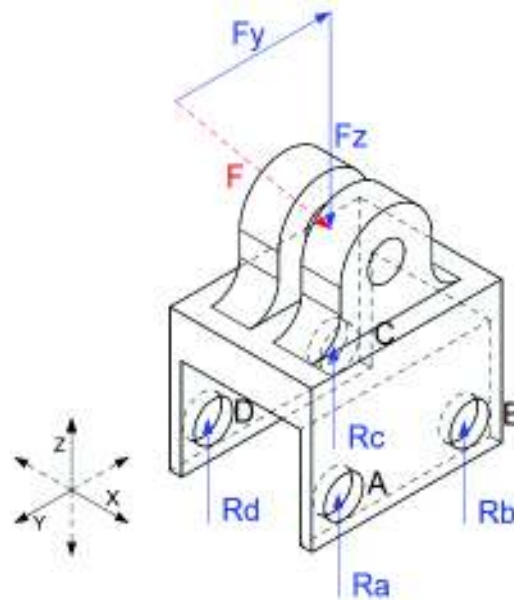


Figura 2.33. DCL del soporte.
(Fuente: Propia)

$$\sum F_z = 0$$

$$R_a + R_b + R_c + R_d = F_y \quad \text{Como } R_a = R_b = R_c = R_d$$

$$4 \times R_a = F_z$$

$$R_a = R_b = R_c = R_d = \frac{F_z}{4} = \frac{39806,95}{4} = 9951,74 \text{ N}$$

Las orejas del soporte están sometido a esfuerzos de corte sobre el área rayada como se indica en la figura 2.34.

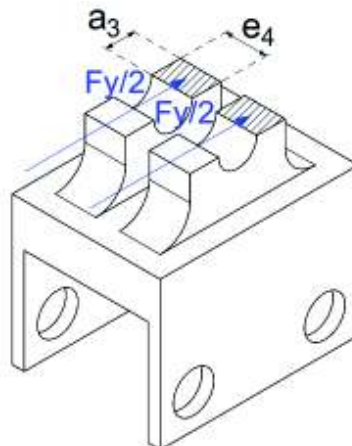


Figura 2.34. Soporte.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$F_y = 30 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

$$e_4 = 17 \text{ mm}$$

Debido a que el componente indicado está sometido a esfuerzos de corte se utilizaron las ecuaciones 2.19, 2.20 y 2.21 para las respectivas fuerzas y dimensiones.

Reemplazando las ecuaciones 2.20 y 2.21 en la ecuación 2.19, y despejando a_3 se tiene:

$$\frac{S_y}{2 \times FS} = \frac{3 F_y}{4 e_4 a_3}$$
$$a_3 = \frac{3 F_y FS}{2 e_4 S_y}$$
$$a_3 = \frac{3 \times 30 \times 10^3 \times 2}{2 \times 17 \times 686,5} = 7,71 \text{ mm}$$

Como se escogió un $a_3 = 12 \text{ mm}$ se procede a determinar el FS

$$FS = \frac{2 e_4 a_3 S_y}{3 F_y}$$
$$FS = \frac{2 \times 17 \times 12 \times 686,5}{3 \times 30 \times 10^3} = 3,1$$

2.8.15. Espesor (e_5) de la caja del soporte

En los orificios inferiores del soporte actúan fuerzas de compresión y para realizar el cálculo del espesor e_5 se toma en cuenta la proyección del área de contacto, es decir el área proyectada como se muestra en la figura 2.35.

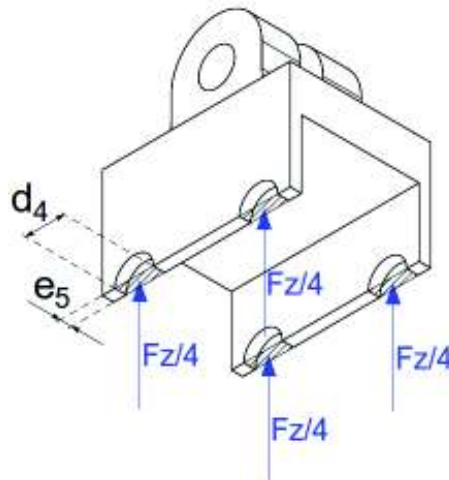


Figura 2.35. Caja del soporte.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$F_z = 39,81 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

$$d_4 = 17 \text{ mm}$$

Para determinar el espesor e_5 se utilizó las ecuaciones 2.16, 2.17 y la ecuación 2.29 que permite calcular el esfuerzo máximo de compresión para una sección rectangular para la correspondiente fuerza aplicada.

$$\sigma_{max} = \frac{\frac{F_z}{4}}{A} = \frac{F_z}{4 e_5 d_4} \quad \text{Ec. 2.29}$$

Reemplazando las ecuaciones 2.17 y 2.29 en la ecuación 2.16, y despejando el espesor e_5 se tiene:

$$\frac{S_y}{FS} = \frac{F_z}{4 e_5 d_4}$$
$$e_5 = \frac{F_z FS}{4 d_4 S_y}$$
$$e_5 = \frac{39,81 \times 10^3 \times 2}{4 \times 17 \times 686,5} = 1,71 \text{ mm}$$

Como se escogió un espesor $e_5 = 5 \text{ mm}$, se procede a determinar el FS

$$FS = \frac{4 e_5 d_4 S_y}{F_z}$$
$$FS = \frac{4 \times 17 \times 5 \times 686,5}{39,81 \times 10^3} = 5,8$$

En La figura 2.36, se presenta los esfuerzos equivalentes obtenidos mediante elementos finitos, a los cuales está sometido el soporte.

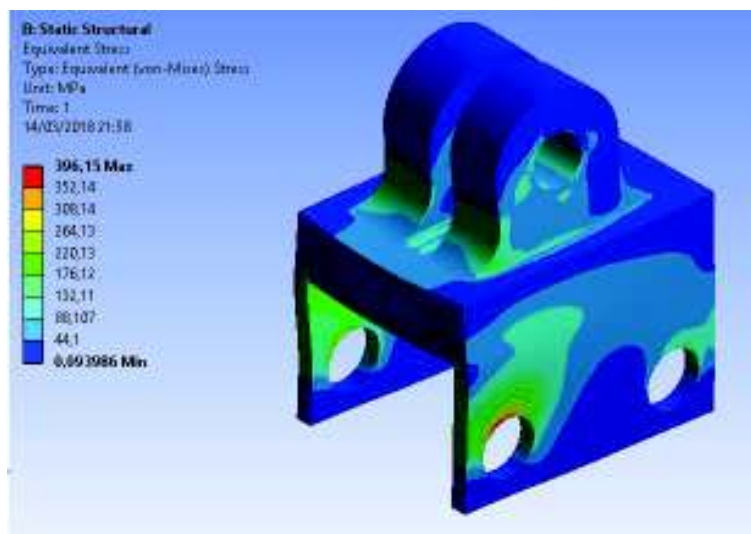


Figura 2.36. Esfuerzo equivalente del soporte por elementos finitos.
(Fuente: Propia)

2.8.16. Ancho (a_4) de la rueda

En los alojamientos de los rodamientos actúan fuerzas de compresión y para realizar el cálculo del ancho a_4 se toma en cuenta la proyección del área de contacto, es decir el área proyectada como se muestra en la figura 2.37.

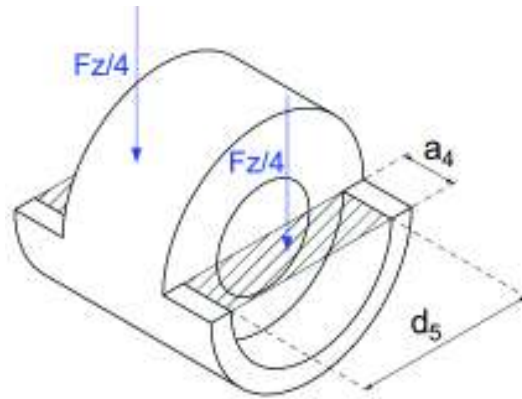


Figura 2.37. Rueda.
(Fuente: Propia)

Datos:

$$F_z = 39,81 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S_y = 686,5 \text{ MPa}$$

$$FS = 2$$

$$d_5 = 40 \text{ mm (diámetro exterior del rodamiento, ver tabla 2.23.)}$$

Para determinar el ancho a_4 se utilizó las ecuaciones 2.16, 2.17 y la ecuación 2.29 que permite calcular el esfuerzo máximo de compresión para una sección rectangular para las respectivas dimensiones.

Reemplazando las ecuaciones 2.17 y 2.29 en la ecuación 2.16, y despejando el ancho a_4 se tiene:

$$\frac{S_y}{FS} = \frac{F_z}{4 a_4 d_5}$$

$$a_4 = \frac{F_z FS}{4 d_5 S_y}$$

$$a_4 = \frac{39,81 \times 10^3 \times 2}{4 \times 40 \times 686,5} = 0,72 \text{ mm}$$

Como se escogió un espesor $a_4 = 12 \text{ mm}$ correspondiente al ancho del rodamiento a usar como se indica en la figura 2.19, se procede a determinar el FS .

$$FS = \frac{4 a_4 d_5 S_y}{F_z}$$

$$FS = \frac{4 \times 12 \times 40 \times 686,5}{39,81 \times 10^3} = 33,1$$

La figura 2.38, presenta los esfuerzos equivalentes obtenidos mediante elementos finitos, a los cuales está sometido la rueda.

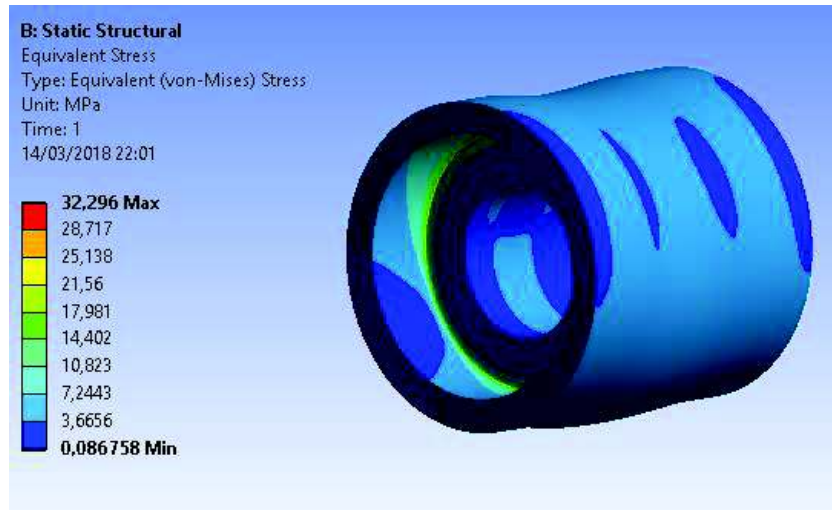


Figura 2.38. Esfuerzo equivalente de la rueda por elementos finitos.
 (Fuente: Propia)

2.9. Costos

En esta sección se detalla el aspecto económico correspondiente a costos de material, herramientas, elementos normalizados y mano de obra, en las tablas 2.24, 2.25, 2.26 y 2.27 respectivamente.

2.9.1. Costo de materiales

Tabla 2.24. Costos materiales.

Costo material				
Pieza	Especificación	Cantidad (kg)	Costo unitario (\$)	Total (\$)
Mordaza / Muelas	EJE AISI 4340 Ø 120 mm	23,75	4,76	113,05
Plato de compresión	EJE ACERO AISI 4340 Ø 125 mm	4,80	4,72	22,66
Acople superior	EJE ACERO AISI 4340 Ø 120 mm	4,70	4,76	22,37
Eslabón	EJE ACERO AISI 4340 Ø 30 mm	4,50	4,76	21,42
Pasador acople-soporte	EJE ACERO DF2 Ø 16 mm	3,28	4,90	16,07
Pasador ruedas	EJE ACERO DF2 Ø 17 mm	3,28	5,12	16,79
Soporte	EJE AISI 4340 Ø 120 mm	23,75	4,76	113,05
Ruedas	EJE AISI 4340 Ø50 mm	7,80	4,82	37,60
			TOTAL	363,01

(Fuente: Propia)

2.9.2. Costo de herramientas

Tabla 2.25. Costos de herramientas.

Costo herramientas				
Herramienta	Especificación	Cantidad	Costo unitario (\$)	Total (\$)
Sierra	SANDFLEX 14"-1,1/4-60	1	14,46	14,46
Broca	HSS.-CO TMX Ø 5 mm	1	2,07	2,07
Broca	HSS.-CO TMX Ø 10 mm	6	8,77	52,62
Insertos	R390 11T3 08M-PM 4230 SANDVIC	10	18,11	181,10
Pastillas de carburo de tungsteno	PW/CDR 1200 S6	3	2,91	8,73
Fresa	HKS DE CARBURO REDONDA	1	47,34	47,34
Fresa	HKS PLANA DE CARBURO Ø 10 mm	3	39,45	118,35
			TOTAL	424,67

(Fuente: Propia)

2.9.3. Costo de elementos normalizados

Tabla 2.26. Costo de los elementos normalizados.

Elemento	Especificación	Cantidad	Precio unitario (\$)	Total (\$)
Perno Allen	DIN 912 6X1X30	16	0,07	1,12
Perno hexagonal	HEX MMRG DIN933-931	16	0,04	0,64
Rodamientos	GR 838 NEGRO 6X1X1 SKF 6203-2RSH/C3	16	7,17	114,72
Arandela de presión	DIN 7980	16	0,25	4,00
Arandela plana	SAE GALVAN. USS 1/4"	16	0,02	0,32
Seguro exterior	DIN 471 – 17 mm	16	0,14	2,24
Seguro exterior	DIN 471 – 16 mm	16	0,14	2,24
Perno Allen	DIN 912 6X1X30	16	0,07	1,12
			TOTAL	125,28

(Fuente: Propia)

2.9.4. Costo mano de obra

Tabla 2.27. Costos de mano de obra.

Maquinaria	CANTIDAD	Sierra de vaivén		Cortadora de hilo		Limadora		Fresadora		Centro de mecanizado CNC		Torno convencional		TOTAL
		Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	
Costos por hora (\$/Hora)		10	15	8	10	10	25	10	10					
PIEZA		Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	Tiempo (horas)	(\$)	(\$)
Mordazas	4	2	20	0	0	2	16	4	40	3	75	0	0	151
Muelas	8	0	0	0	0	4	32	2	20	3	75	0	0	127
Pasadores	16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	70	70
Acople superior	1	0	0	3	45	0	0	0	0	0	0	0	0	45
Plato de compresión	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	20	20
Eslabón	4	0	0	0	0	0	0	0	0	2	50	6	60	110
Soporte	4	2	20	0	0	0	0	4	40	6	150	0	0	210
Ruedas	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	50	50
TOTAL	46	4	40	3	45	6	48	10	100	14	350	20	200	783

(Fuente: Propia)

2.9.5. Costo total del mecanismo biaxial

A los anteriores rubros se le adiciona otros por concepto de diseño y utilidad dando un costo final del mecanismo de 2119,95 USD como se muestran en la tabla 2.28, el cual es un valor económico en comparación con el costo de máquinas existentes en el mercado.

Tabla 2.28. Costo total del mecanismo biaxial.

Costo total del mecanismo	
Costo de mano de obra (\$)	783,00
Costo de material (\$)	363,01
Costo de herramientas (\$)	424,67
Costo de elementos normalizados (\$)	125,28
SUBTOTAL (\$)	1695,96
Costo de diseño (10%)	169,60
Utilidad (15%)	254,39
Costo total de la mecanismo biaxial (\$)	2119,95

(Fuente: Propia)

2.10. Proceso experimental

Con la finalización de cada etapa del diseño del mecanismo, en la figura 2.39, se muestra el mecanismo final ensamblado.



Figura 2.39. Mecanismo de ensayo de tensión biaxial.

(Fuente: Propia)

Para la realización del ensayo biaxial se utilizó un vibroforo de baja frecuencia AMSLER 417 U mostrada en la figura 2.40, esta máquina realiza ensayos de baja frecuencia y compresión. Sus características se presentan en la tabla 2.29.

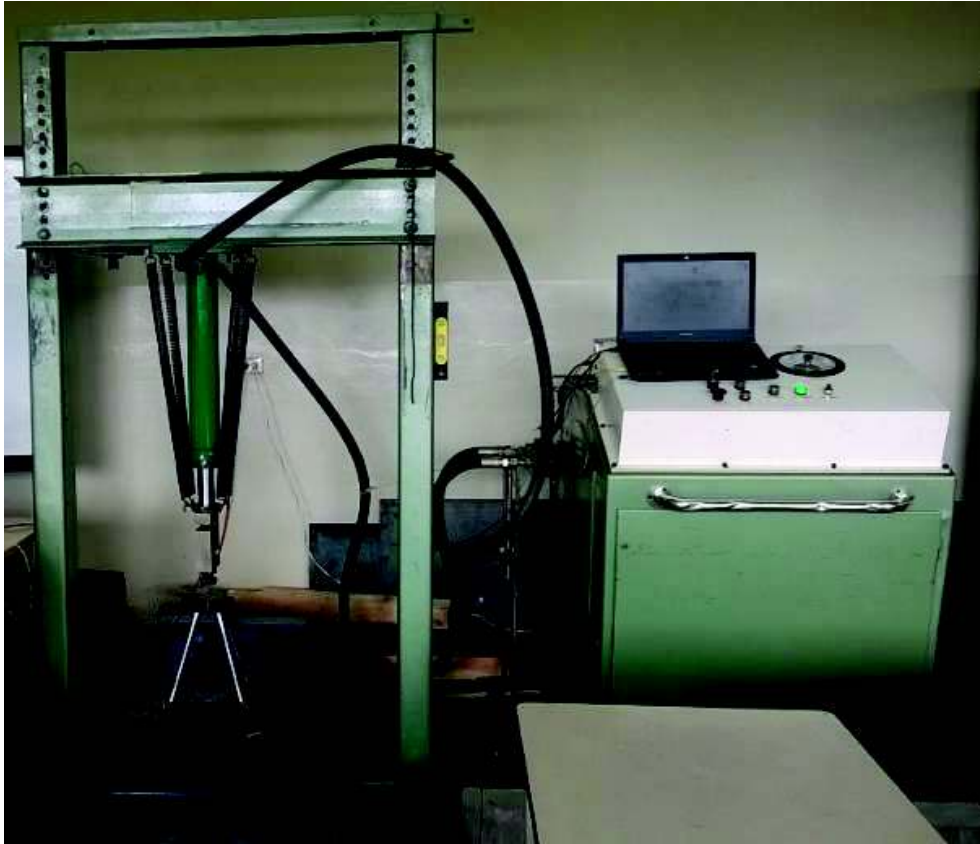


Figura 2.40. Vibroforo de baja frecuencia.
(Fuente: Laboratorio de mecánica de materiales ESPE)

Tabla 2.29. Características de la máquina vibroforo de baja frecuencia.

Características de la máquina de ensayos	
Voltaje	3 a 5 % en tensión o compresión
Potencia del motor	120 Ω
Capacidad máxima	10 toneladas
Número de fases	3 fases
Ciclos	50 Hz
Peso	1100 kg

(Fuente: Laboratorio de mecánica de materiales ESPE)

Para realizar el ensayo biaxial se ejecutaron los siguientes procedimientos:

2.10.1. Corte de la probeta

Para cumplir con los requerimientos indicados por la norma ISO 16842 se realizó el corte de la probeta de acero estructural ASTM A-36 de 3 mm de espesor mediante el método de corte a chorro de agua, con las dimensiones especificadas en la figura 2.41.

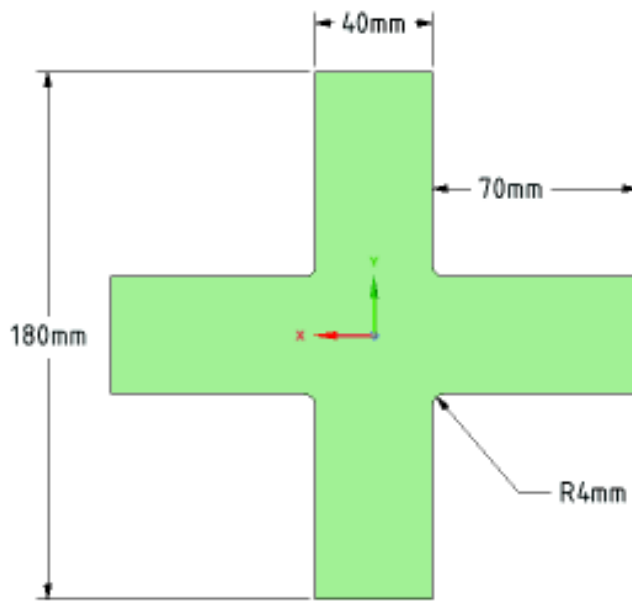


Figura 2.41. Probeta a ensayar según ISO 16842.
(Fuente: Propia)

2.10.2. Colocación de la galgas extensiométricas

Se utilizaron galgas extensiométricas del tipo roseta con las características mostradas en la tabla 2.30.

Tabla 2.30. Características de la galga extensiométrica.

Características de la galga extensiométrica	
Marca	Micro Measurements (M M)
Límite de deformación	3 a 5 % en tensión o compresión
Resistencia	120 Ω
Rango de temperatura	100 a 127 °C

(Fuente: MM Micro - Measurements)

El proceso de pegado de la roseta parte de la limpieza inicial con alcohol de la superficie de la probeta, posterior se realizó un pulido de la superficie central en una sola dirección mediante la utilización de dos lijas de grano fino número 240 y 420 utilizadas una atrás de otra respectivamente, finalizando con una limpieza con alcohol. Con la superficie lista se marcó el punto de medición, luego se colocó el pegamento extrafuerte en la zona marcada, para después colocar las galgas extensiométricas y esperar 10 minutos para el secado del pegamento, posteriormente se soldaron los cables a los terminales de las galgas, y para finalizar se cubrió con resina epóxica transparente para protección de la soldadura como se observa en la figura 2.42.



Figura 2.42. Galga ubicada en la probeta de ensayo.
(Fuente: Propia)

2.10.3. Posicionamiento y ajuste de la probeta

En este procedimiento se ubicó la probeta dentro de las muelas de cada mordaza y se procedió a ajustar todos los pernos dando un torque de 10 Nm mediante el uso de un torquímetro tal como se muestra en la figura 2.43.



Figura 2.43. Ajuste de la probeta.
(Fuente: Propia)

2.10.4. Posicionamiento del mecanismo

Con la probeta posicionada y ajustada se coloca el mecanismo sobre el tablero de peso, y se alinea con la máquina de ensayos universal mediante el sistema macho-hembra diseñado (plato de compresión-acople superior), ver figura 2.44.



Figura 2.44. Posicionamiento del mecanismo.
(Fuente: Propia)

2.10.5. Medición de datos

Se conectaron los terminales de las galgas a los canales del equipo de medición de deformaciones unitarias, luego se encerraron dichos canales y posterior se realizó el ensayo tomando datos de deformaciones unitarias por cada 4.903 kN (500 kgf) de fuerza aplicada sobre el mecanismo biaxial llegando a una carga aplicada de 73 kN. El medidor de deformaciones utilizado se presenta en la figura 2.45 y sus características en la tabla 2.31.



Figura 2.45. (a) Medidor de deformaciones unitarias (parte frontal), (b) Medidor de deformaciones unitarias (parte posterior).
(Fuente: Laboratorio de mecánica de materiales ESPE)

Tabla 2.31. Características del medidor de deformaciones unitarias.

Características del medidor de deformaciones	
Marca	Omega
Voltaje	10 V
Precisión	0.01
Resolución	0.01
Factor de medición	204
Canales	10
Lectura	Digital

(Fuente: Laboratorio de mecánica de materiales ESPE)

2.11. Protocolo de uso y pruebas

Luego de ser ensamblado el mecanismo se procede a realizar un protocolo de uso y pruebas, las mismas que permitan determinar el correcto funcionamiento y seguridad de todos los componentes.

2.11.1. Protocolo de uso

Objetivo

Conocer el procedimiento para usar el mecanismo de tensión biaxial.

Involucrados en el proceso

Técnico especialista, Operario 1, Operario 2.

Conjunto de actividades

1. Cortar la probeta a ensayar según las dimensiones mencionadas en la figura 2.41.
2. Pegar galgas extensiométricas en los puntos indicados por la NORMA ISO 16842.
3. Colocar la probeta cruciforme a ensayar en las mordazas del mecanismo.
4. Sujetar la probeta a través de los pernos aplicando un torque de 10 Nm (en lo posible).
5. Colocar el mecanismo sobre el tablero de peso de la máquina de ensayos universal.
6. Conectar los terminales de las galgas al equipo de medición de deformaciones unitarias a utilizar.
7. Encerar los canales utilizados en el equipo de deformaciones unitarias.
8. Colocar el plato de compresión en el cabezal inferior de la máquina de ensayos universal.
9. Encender la máquina de ensayos universal.
10. Centrar el mecanismo con el plato de compresión colocado.

11. Aplicar carga y elevarla progresivamente hasta la llegar a la carga de ensayo (menor o igual a 160 kN).
12. Accionar la válvula de descarga hasta que no se aplique carga sobre el mecanismo.
13. Subir el cabezal inferior.
14. Apagar la máquina de ensayos universal.
15. Retirar el mecanismo.
16. Desconectar los terminales de las galgas del equipo de medición de deformaciones unitarias.
17. Aflojar los pernos de las mordazas.
18. Retirar la probeta cuidadosamente.

Entradas

1. Máquina de ensayos universal.
2. Mecanismo biaxial.
3. Equipo de medición de deformaciones unitarias.
4. Plato de compresión.
5. Probeta.
6. Galgas.
7. Torquímetro
8. Llave hexagonal.

Salida

Ensayo de tensión biaxial

2.11.2. Protocolo de pruebas

2.11.2.1. Sujeción sin deslizamiento de las mordazas

Objetivo

Comprobar conforme a las especificaciones técnicas del mecanismo la sujeción sin deslizamiento de las mordazas sobre la probeta.

Involucrados en el proceso

Técnico especialista, Operario 1, Operario 2.

Conjunto de actividades

1. Cortar una probeta según las dimensiones mencionadas en la figura 2.41.
2. Colocar la probeta cruciforme en las mordazas del mecanismo.
3. Sujetar la probeta a través de los pernos aplicando un torque de 10 Nm (en lo posible).
4. Marcar líneas de referencia sobre la probeta en el borde de las muelas.
5. Colocar el mecanismo sobre el tablero de peso de la máquina de ensayos universal.

6. Colocar el plato de compresión en el cabezal inferior de la máquina de ensayos universal.
7. Encender la máquina de ensayos universal.
8. Centrar el mecanismo con el plato de compresión colocado.
9. Aplicar carga y elevarla progresivamente hasta la llegar a la carga de ensayo 133 kN (carga de prueba).
10. Observar si existe un desfase de las líneas de referencia marcadas con respecto al borde de las muelas.
11. Accionar la válvula de descarga hasta que no se aplique carga sobre el mecanismo.
12. Subir el cabezal inferior.
13. Apagar la máquina de ensayos universal.
14. Retirar el mecanismo.
15. Aflojar los pernos de las mordazas.
16. Retirar la probeta cuidadosamente.
17. Observar si las marcas de las muelas están distorsionadas sobre la probeta

Entradas

1. Máquina de ensayos universal.
2. Mecanismo.
3. Probeta.
4. Torquímetro.

Salida

Verificación de la sujeción sin deslizamiento.

2.11.2.2. Verificación de los movimientos ortogonales de los brazos del mecanismo.

Objetivo

Comprobar conforme a las especificaciones técnicas del mecanismo los movimientos ortogonales de los brazos del mecanismo.

Involucrados en el proceso

Técnico especialista, Operario 1, Operario 2.

Conjunto de actividades

1. Cortar una probeta de hule según las dimensiones mencionadas en la figura 2.41.
2. Colocar la probeta en las mordazas del mecanismo.
3. Sujetar adecuadamente la probeta a través de los pernos
4. Colocar el mecanismo sobre el tablero de peso de la máquina de ensayos universal.

5. Colocar el plato de compresión en el cabezal inferior de la máquina de ensayos universal.
6. Encender la máquina de ensayos universal.
7. Centrar el mecanismo con el plato de compresión colocado.
8. Aplicar carga progresivamente y observar que las ruedas se desplacen sin interferencia a través de las guías.
9. Accionar la válvula de descarga hasta que no se aplique carga sobre el mecanismo.
10. Subir el cabezal inferior.
11. Apagar la máquina de ensayos universal.
12. Retirar el mecanismo.
13. Aflojar los pernos de las mordazas.
14. Retirar la probeta cuidadosamente.

Entradas

1. Máquina de ensayos universal.
2. Mecanismo.
3. Probeta.
4. Llave hexagonal.

Salida

Verificación de los movimientos ortogonales de los miembros del mecanismo.

2.11.2.3. Verificación de la capacidad de soportar cargas altas.

Objetivo

Comprobar conforme a las especificaciones técnicas la capacidad de soportar cargas altas.

Involucrados en el proceso

Técnico especialista, Operario 1, Operario 2.

Conjunto de actividades

1. Cortar una probeta según las dimensiones mencionadas en la figura 2.41.
2. Colocar la probeta cruciforme en las mordazas del mecanismo.
3. Sujetar la probeta a través de los pernos aplicando un torque de 10 Nm (en lo posible).
4. Colocar el mecanismo sobre el tablero de peso de la máquina de ensayos universal.
5. Colocar el plato de compresión en el cabezal inferior de la máquina de ensayos universal.
6. Encender la máquina de ensayos universal.
7. Centrar el mecanismo con el plato de compresión colocado.

8. Aplicar carga y elevarla progresivamente hasta la llegar a la carga de ensayo 155 kN (carga máxima recomendada).
9. Observar durante y en la finalización de la prueba existe alguna anomalía en algún componente del mecanismo.
10. Accionar la válvula de descarga hasta que no se aplique carga sobre el mecanismo.
11. Subir el cabezal inferior.
12. Apagar la máquina de ensayos universal.
13. Retirar el mecanismo.
14. Aflojar los pernos de las mordazas.
15. Retirar la probeta cuidadosamente.

Entradas

1. Máquina de ensayos universal.
2. Mecanismo.
3. Probeta.
4. Torquímetro
5. Llave hexagonal.

Salida

Verificación de la capacidad para soportar cargas altas.

2.11.2.4. Verificación de la altura, largo y ancho del mecanismo

Objetivo

Comprobar conforme a las especificaciones técnicas la altura, largo y ancho del mecanismo.

Involucrados en el proceso

Operario 1, Operario 2.

Conjunto de actividades

1. Cortar una probeta según las dimensiones mencionadas en la figura 2.41.
2. Asegurar la probeta.
3. Colocar el mecanismo sobre una base plana.
4. Medir la distancia desde la base hasta el punto más alto del mecanismo.
5. Medir las dimensiones de la base del mecanismo.
6. Aflojar los pernos de las mordazas.
7. Retirar la probeta cuidadosamente.
8. Verificar si las dimensiones están dentro del rango solicitado.

Entradas

1. Mecanismo.
2. Probeta.
3. Flexómetro.

Salida

Altura, largo y ancho del mecanismo.

2.11.2.5. Verificación del peso del mecanismo.**Objetivo**

Comprobar conforme a las especificaciones técnicas el peso del mecanismo.

Involucrados en el proceso

Operario 1, Operario 2.

Conjunto de actividades

1. Colocar el mecanismo sobre una balanza.
2. Tomar la medida del peso del mecanismo.
3. Retirar el mecanismo.
4. Verificar si el peso del mecanismo está dentro de lo solicitado.

Entradas

1. Mecanismo.
2. Balanza.

Salida

Peso del mecanismo.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Resultados

En la tabla 3.1 se presentan las deformaciones obtenidas de tres ensayos en una probeta de acero ASTM A-36 cruciforme bajo los parámetros impuestos en la figura 2.41, los cuales están referenciados en la norma ISO 16842.

Todos los valores obtenidos fueron medidos en la zona elástica del material, razón por la cual se logró realizar tres ensayos en la misma probeta.

Tabla 3.1. Deformaciones nominales obtenidas del ensayo experimental.

FUERZA APLICADA	DEFORMACIONES					
	ENSAYO 1		ENSAYO 2		ENSAYO 3	
P Kn	e_x $\times 10^{-6}$	e_y $\times 10^{-6}$	e_x $\times 10^{-6}$	e_y $\times 10^{-6}$	e_x $\times 10^{-6}$	e_y $\times 10^{-6}$
0	0	0	0	0	0	0
4,90	18	21	17	18	17	19
9,81	29	31	26	28	26	29
14,71	44	45	40	43	39	42
19,61	55	58	51	53	52	55
24,52	64	75	59	63	60	65
29,42	74	85	71	76	71	74
34,32	90	103	85	94	81	90
39,23	101	114	97	105	96	101
44,13	123	132	117	129	110	128
49,03	141	152	131	143	129	140
53,94	159	175	151	165	143	163
58,84	184	197	167	182	169	182
63,74	197	212	193	206	186	204
68,65	217	226	209	221	210	223
73,55	234	242	230	246	233	243

(Fuente: Propia)

En las tablas 3.2, 3.3 y 3.4 se muestran los valores de deformación real y esfuerzo real obtenidos de la aplicación de las ecuaciones Ec 1.7, Ec.1.8, Ec.1.9 y Ec. 1.10 , mientras que en las figuras 3.1, 3.2 y 3.3 se presenta las gráficas de esfuerzo real vs deformación real en los ejes x e y para cada ensayo respectivamente.

Tabla 3.2. Datos de esfuerzo real y deformación real del ensayo 1.

ENSAYO 1			
Deformación Real		Esfuerzo Real	
ϵ_x $\times 10^{-6}$	ϵ_y $\times 10^{-6}$	σ_x MPa	σ_y MPa
0	0	0	0
17,9998	20,9998	4,1772	4,1772
28,9996	30,9995	8,3546	8,3546
43,9990	44,9990	12,5320	12,5320
54,9985	57,9983	16,7096	16,7096
63,9980	74,9972	20,8871	20,8874
73,9973	84,9964	25,0648	25,0651
89,9960	102,9947	29,2427	29,2431
100,9949	113,9935	33,4206	33,4211
122,9924	131,9913	37,5991	37,5994
140,9901	151,9884	41,7775	41,7779
158,9874	174,9847	45,9561	45,9568
183,9831	196,9806	50,1351	50,1358
196,9806	211,9775	54,3138	54,3146
216,9765	225,9745	58,4929	58,4934
233,9726	241,9707	62,6720	62,6725

(Fuente: Propia)

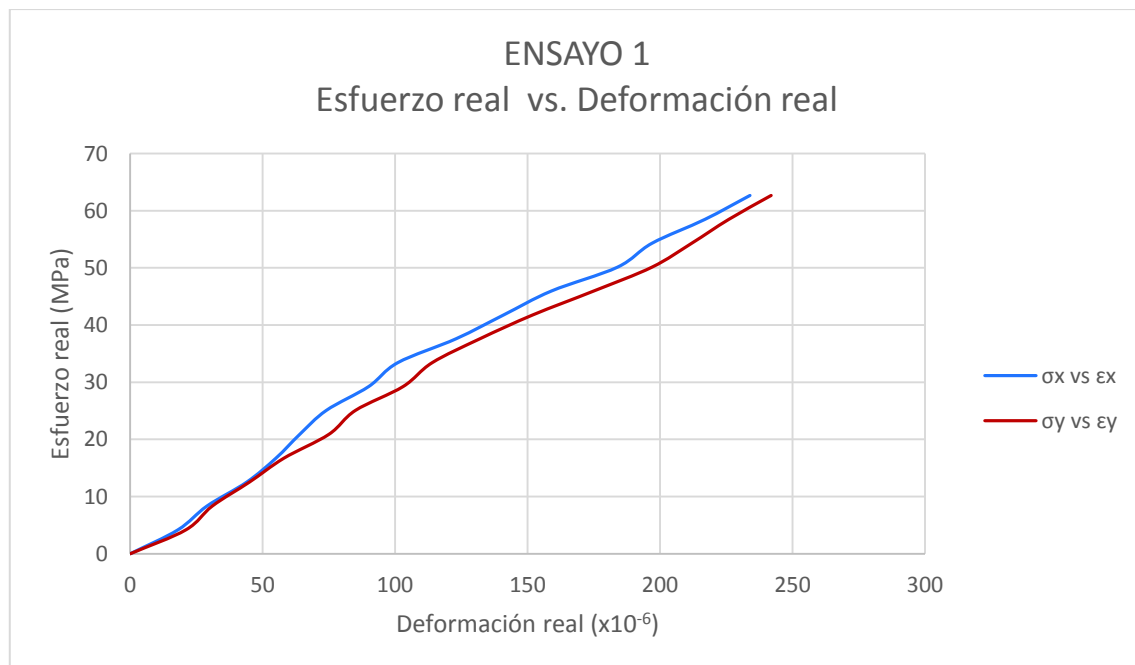


Figura 3.1. Esfuerzo real vs deformación real para los ejes x e y (Ensayo 1).
(Fuente: Propia)

Tabla 3.3. Datos de esfuerzo real y deformación real del ensayo 2.

ENSAYO 2			
Deformación real		Esfuerzo real	
ϵ_x $\times 10^{-6}$	ϵ_y $\times 10^{-6}$	σ_x MPa	σ_y MPa
0	0	0	0
16,9999	17,9998	4,1772	4,1772
25,9997	27,9996	8,3545	8,3546
39,9992	42,9991	12,5320	12,5320
50,9987	52,9986	16,7095	16,7095
58,9983	62,9980	20,8870	20,8871
70,9975	75,9971	25,0647	25,0649
84,9964	93,9956	29,2426	29,2429
96,9953	104,9945	33,4205	33,4208
116,9932	128,9917	37,5988	37,5993
130,9914	142,9898	41,7771	41,7776
150,9886	164,9864	45,9557	45,9563
166,9861	181,9834	50,1343	50,1350
192,9814	205,9788	54,3135	54,3142
208,9782	220,9756	58,4924	58,4931
229,9736	245,9697	62,6718	62,6728

(Fuente: Propia)

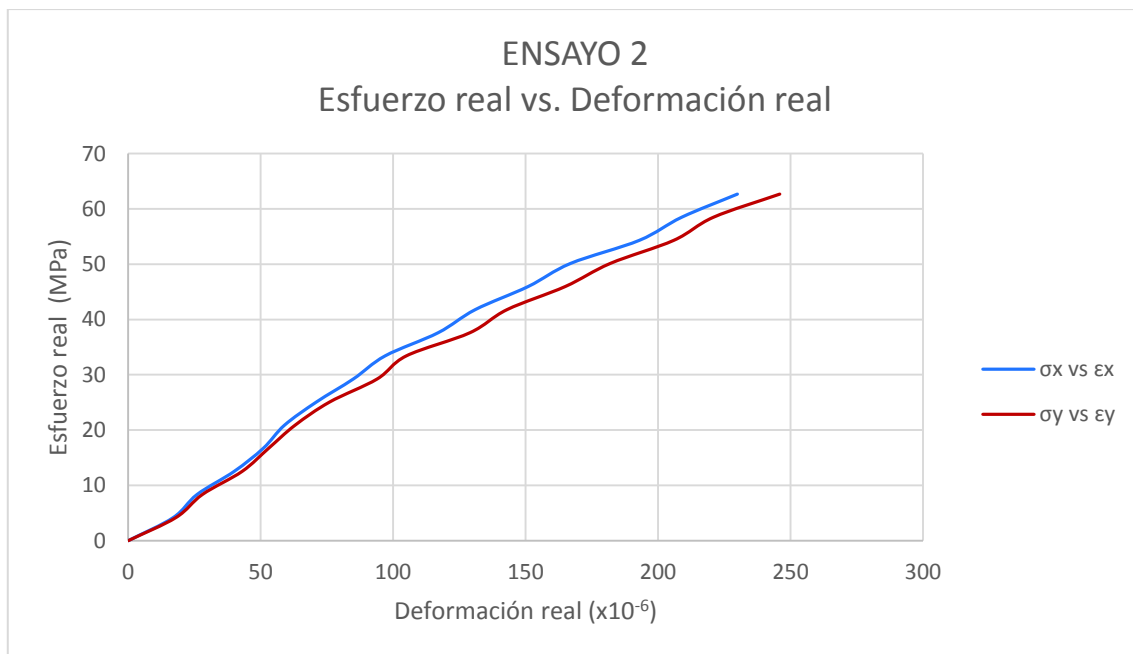


Figura 3.2. Esfuerzo real vs deformación real para los ejes x e y (Ensayo 2).
(Fuente: Propia)

Tabla 3.4. Datos de esfuerzo real y deformación real del ensayo 3.

ENSAYO 3			
Deformación real		Esfuerzo real	
ϵ_x $\times 10^{-6}$	ϵ_y $\times 10^{-6}$	σ_x MPa	σ_y MPa
0	0	0	0
16,9999	18,9998	4,1772	4,1772
25,9997	28,9996	8,3545	8,3546
38,9992	41,9991	12,5320	12,5320
51,9986	54,9985	16,7095	16,7096
59,9982	64,9979	20,8870	20,8872
70,9975	73,9973	25,0647	25,0648
80,9967	89,9960	29,2425	29,2427
95,9954	100,9949	33,4205	33,4206
109,9940	127,9918	37,5986	37,5992
128,9917	139,9902	41,7770	41,7774
142,9898	162,9867	45,9553	45,9562
168,9857	181,9834	50,1344	50,1350
185,9827	203,9792	54,3132	54,3141
209,9780	222,9751	58,4925	58,4933
232,9729	242,9705	62,6720	62,6726

(Fuente: Propia)

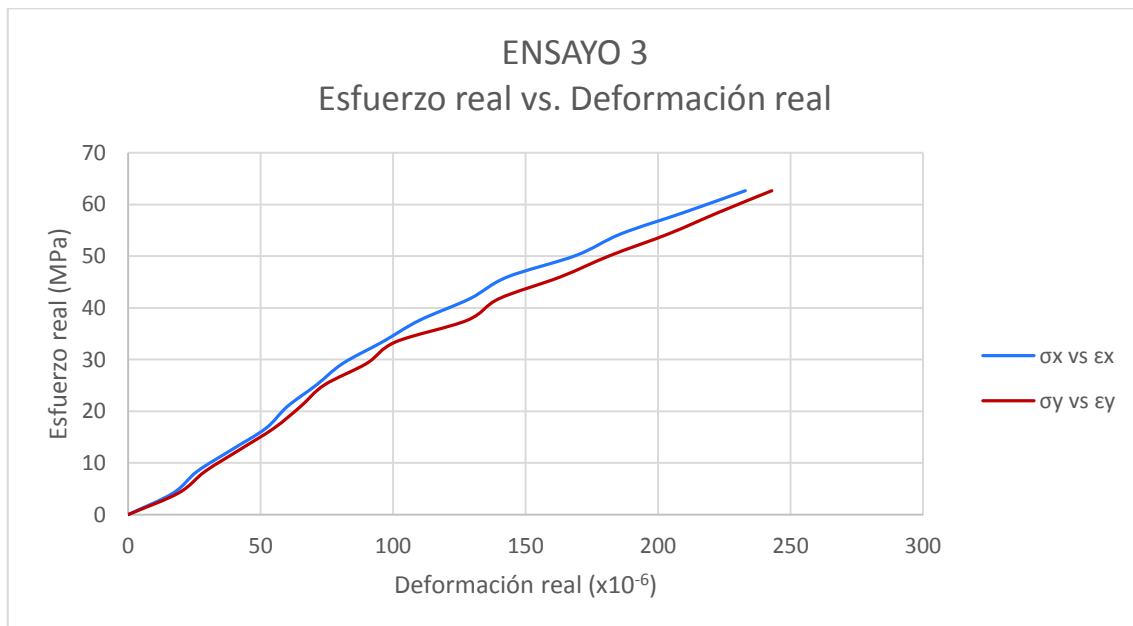


Figura 3.3. Esfuerzo real vs deformación real para los ejes x e y (Ensayo 3).
(Fuente: Propia)

En la figura 3.4 se presenta la simulación mediante elementos finitos en el software ANSYS 18 de la probeta ensayada. Los módulos de Young que se utilizaron para cada eje se determinaron de la curva esfuerzo deformación real de los datos experimentales, los cuales fueron 252 GPa y 229 GPa para los ejes x e y respectivamente. La fuerza usada para la simulación fue la máxima empleada en el ensayo experimental (73,55 kN).

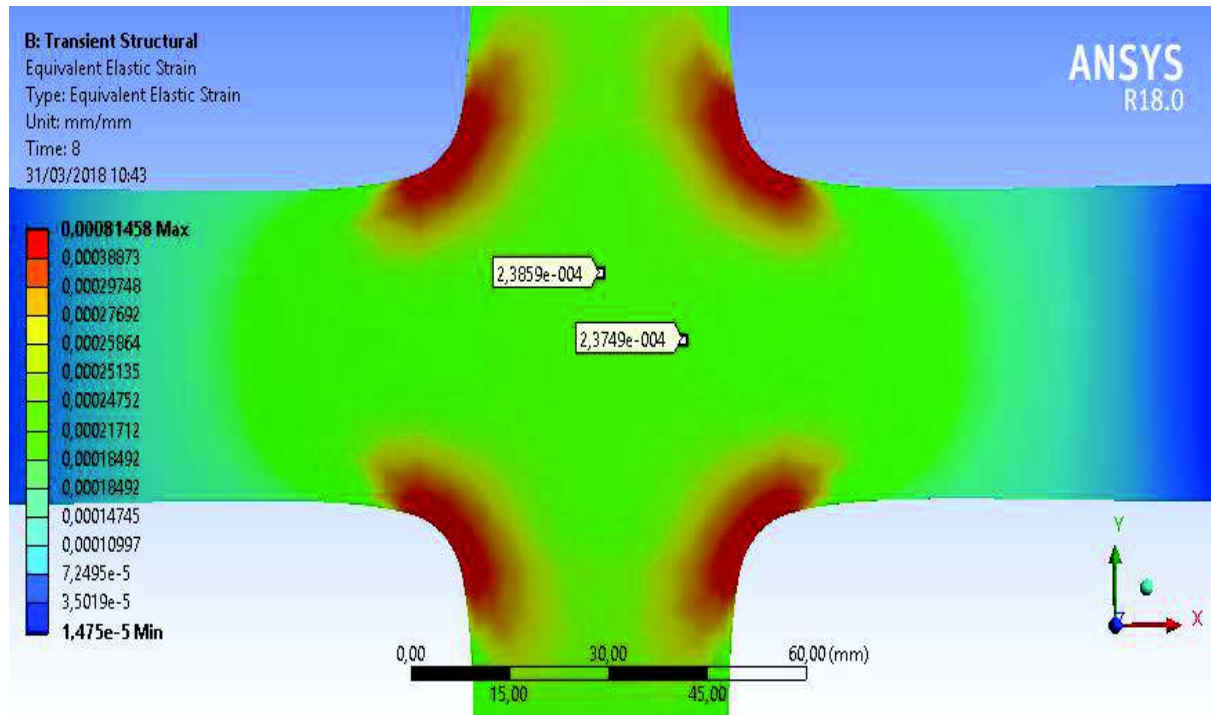


Figura 3.4. Resultado de la deformación por MEF.
(Fuente: Propia)

3.2. Discusión

En las curva esfuerzo real vs deformación real obtenidas se aprecia la anisotropía del acero ASTM A-36, donde la tendencia de las curvas en los ejes x e y son semejantes, sin embargo al superar la carga aproximada de 19 kN la deformación en el eje y comienza a ser mayor para un mismo valor de esfuerzo debido a las condiciones de no homogeneidad del material, esta tendencia continúa durante el resto del ensayo. Una condición para que se den variaciones en las curvas obtenidas de cada eje, se deben por el proceso de obtención y manufactura del material, pues este tipo de materiales son obtenidos a través de un proceso de laminado donde los granos del material tienden a deformarse más en un sentido que el otro, así como las discontinuidades que se producen en dichos procesos, estas condiciones hacen que el material tenga un comportamiento anisotrópico.

Comparando los resultados experimentales obtenidos en los tres ensayos realizados, se observa la misma tendencia con una variación en la deformación en cada eje entre $(0 \text{ y } 17) \times 10^{-6}$.

4. CONCLUSIONES

- El método del ensayo de tensión biaxial a través de la utilización de mecanismos adaptables surge como una alternativa versátil y económica en comparación con máquinas de ensayos biaxiales, puesto que permite ahorrar recursos económicos y dotar a una máquina de ensayos universal en una máquina más completa al adicionar funciones adicionales que permiten el desarrollo de la ciencia y tecnología de materiales a un bajo costo.
- El mecanismo biaxial soporta una carga aplicada de 159,23 kN superior a otros prototipos de mecanismos biaxiales existentes y está diseñado para realizar ensayo de materiales metálicos en la zona elástica que cuenten con un esfuerzo de fluencia menor a 250 MPa, además podrá ser adaptable al modelo de máquina de ensayos universal Tinius Olsen SUPER L-120 o podrá ser acoplado a cualquier máquina que cumpla con características semejantes de dimensionamiento y que cuente con una superficie uniforme y nivelada.
- La selección del proceso de manufactura es importante, ya que este debe brindar la posibilidad de obtener tolerancias entre $\pm 0,015$ y $\pm 0,05$ para realizar la construcción de los elementos del mecanismo biaxial, debido que para este tipo de mecanismo los juegos y ajustes son factores que afectan no solo al ensamble del conjunto sino también al ensayo en sí.
- El proceso de pegado de las galgas, se presenta como aspecto fundamental en la preparación de la probeta puesto que son elementos demasiado sensibles que pueden provocar errores en las lecturas si el proceso de pegado no es idóneo y en la dirección que se desea ensayar.
- Los radios de acuerdo de la probeta pueden inducir a errores al momento de la realización del ensayo debido que al no existir una simetría en la geometría de la probeta las fuerzas que se ejercen en los brazos del espécimen no son las mismas.

- En base a los procesos de manufactura utilizados (centro de mecanizado CNC, torno, fresadora, cortadora de hilo) para la construcción de los componentes de mecanismo y a los resultados favorables obtenidos por los métodos de simulación y experimental se establece que el mecanismo biaxial se encuentra en un estado de funcionalidad aceptable y está listo para realizar estudios biaxiales de materiales metálicos.
- El promedio de los datos de deformación real calculados de los ensayos fueron $\epsilon_x = 232,30 \times 10^{-6}$, $\epsilon_y = 243,63 \times 10^{-6}$ en los ejes x e y respectivamente, mientras que los valores que se obtuvieron a través de la simulación por elementos finitos fueron $\epsilon_x = 237,49 \times 10^{-6}$, $\epsilon_y = 238,59 \times 10^{-6}$, donde se determina una desviación de valores entre valores experimentales y simulados del 2,02% y 2,06% en los ejes x e y respectivamente.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arellano, A., Elizalde, H., & Ahuett, H. (24 de Septiembre de 2010). Metodología para caracterizar la resistencia a tensión biaxial de compuestos textiles. *MEMORIAS DEL XVI CONGRESO INTERNACIONAL DE LA SOMIM*, págs. 1,2.
- Barroso, A., Correa, E., Freire, J., Pérez, M., & París, F. (28 de Junio de 2012). Biaxial testing of composites in uniaxial machines, manufacturing of a device, anlysis of the specimen geometry and preliminary experimental results. *15 th European conference on composite materials*, 15, págs. 1,2. Venecia.
- Bhatmagar, N., Bardwaj, R., Selvakumar, P., & Brieu, M. (9 de Abril de 2007). Development of a biaxial tensile fixture for reinforced thermoplastic composites. *Polymer testing*, pág. 150.
- Brieu, M., Diani, J., & Bhatnagar, N. (8 de Junio de 2006). A new biaxial tension test fixture for uniaxial testing machine (A validation for hyperelastic behavior of rubber-like materials). *Journal of testing and evaluation*, págs. 1-4.
- Colcha, J., & Villa, M. (2010). *Diseño e implementación de un sistema electrónico-informático para aplicaciones en ensayos en la máquina universal*. Riobamba: Epoch.
- Collins, D., Mostafavi, M., Todd, R., Connolley, T., & Wilkinson, A. (2015). A synchrotron X-ray diffraction study of in situ biaxial deformation. *ELSEVIER*, 48.
- Hannon, A., & Tieman, P. (2008). A review of planar biaxial tensile test systems for sheet metal. *Journal of Materials Processing Technology*, 1-13.
- HBM. (25 de Febrero de 2018). *Rosetas de galgas extensiométricas con rejillas de* . Obtenido de <https://www.hbm.com/es/3445/ry-rosetas-de-galgas-extensometricas-ry-con-3-rejillas-de-medicion/>
- ISO. (2014). *Metallic materials-Sheet and strip-Biaxial tensile testing method using a cruciform test piece*. Suiza: ISO.
- Jakel, R. (27 de Abril de 2010). Analysis of hyperelastic materials with mechanica (Theory and aplication examples). *PTC Global Services*, págs. 32-33.
- Lamkanfi, E., Paepegem, W., Degrieck, J., Ramault, C., Makris, A., & Hemelrijck, D. (2010). Strain distribution in cruciform specimens subjected to biaxial loading. *Elselvier*, 8,10,11.
- Quaak, G. (2008). *Biaxial Testing of Sheet Metal*:. Holanda: Eindhoven University of Technology.
- Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Barcelona: ETCEIB-UPC.
- Seibert, H., Scheffer, T., & Diebels, S. (2014). Biaxial Testing of Elastomers - Experimental Setup, Measurement and. *Technische Mechanik*, 74,83.
- SKF. (2012). *Catálogo de Rodamientos SKF*. Grupo SKF.
- Van Hemelrijck, D. (2007). Biaxial testing of fibre reinforced composites. (págs. 2-5). Kyoto: ICCM.
- Zwick. (21 de Enero de 2010). *Biaxial testing machines*. Recuperado el 25 de Febrero de 2018, de <https://www.zwick.com/biaxial-testing-machines/cruciform-testing-machine>

ANEXOS

ANEXO I. Planos del mecanismo biaxial.

ANEXO II. Proceso de maquinado de los elementos del mecanismo biaxial.

ANEXO III. Hoja de especificaciones técnicas del acero DF2 (Catálogo de productos - Iván Bohman C.A.).

ANEXO IV. Hoja de procedimiento para el tratamiento térmico del acero DF2 (Catálogo de productos - Iván Bohman C.A.).

ANEXO V. Hoja de especificaciones técnicas del acero AISI 4340 (Catálogo de productos - Iván Bohman C.A.).

ANEXO VI. Reporte del ensayo biaxial (LMM-ESPE).