



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO®

Instituto Tecnológico de Pachuca

“DESARROLLO DE TRIBÓMETRO PARA PRUEBAS DE
DESGASTE CON MOVIMIENTO LINEAL RECIPROCANTE”

OPCIÓN DE TITULACIÓN
TESIS

PARA OBTENER EL TÍTULO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

ING. MARCO ANTONIO ORTIZ ARMENTA

DIRECTOR:

DR. EDGAR ERNESTO VERA CÁRDENAS

SINODALES:

DR. HUGO FRANCISCO ABUNDIS FONG
DR. ARMANDO IRVIN MARTÍNEZ PÉREZ

Pachuca de Soto, Hgo., Noviembre 2022
123 Páginas



Instituto Tecnológico de Pachuca
ISO 9001:2015



Ricardo
2022 Flores
Año de Magón
PRECURSOR DE LA REVOLUCIÓN MEXICANA



Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica ACTA





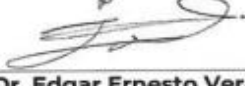
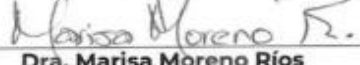



Siendo las 13:00 horas del 19 de febrero de 2022, el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica manifiesta la APROBACIÓN del tema de Tesis: *Desarrollo de tribómetro para pruebas de desgaste con movimiento lineal recíprocante*, con el siguiente contenido:

- Resumen/Abstract
- Nomenclatura
- Contenido
- Índice de cuadros, gráficas y figuras.
- 1- Introducción
- 2- Estado del arte
- 3- Marco teórico
- 4- Diseño conceptual del tribómetro
- 5- Diseño final y resultados
- 6- Construcción y pruebas preliminares
- Conclusiones
- Bibliografía
- Apéndices

Para cubrir el requisito correspondiente a la Tesis para que el Ing. Marco Antonio Ortiz Armenta obtenga el grado de Maestría en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dr. Édgar Ernesto Vera Cárdenas.

ATENTAMENTE

«Excelencia en Educación Tecnológica»
"El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia"»

 Dr. Ignacio Ramírez Vargas	 Dr. Juan Serrano Arellano	 Dr. Luis Manuel Palacios Pineda
 Dra. Erika Osiris Ávila Dávila	 Dr. Edgar Ernesto Vera Cárdenas	 Dra. Marisa Moreno Ríos
 Dr. Armando Irvin Martínez Pérez	 Dr. Francisco Noe Demesa	 Dr. Hugo Francisco Abundis Fong



Instituto Tecnológico de Pachuca
RFO 90013075
Registro: RISEC-1022
Vigencia: 2002.07.28
Alcance: Proceso educativo, comprende desde la inscripción hasta la entrega del título profesional.

Carretera México - Pachuca Km. 87.5, Col. Venta Prieta C.P. 42080 Pachuca de Soto, Hidalgo.
Tels. 771 7113073, 771 7113596, 771 7113140, 771 7115119 y 771 7113399
e-mail: depi@pachuca.tecnm.mx | tecnm.mx | pachuca.tecnm.mx



2022 **Ricardo Flores Magón**
Año de Magón
PRESENTE DE LA REVOLUCIÓN MEXICANA



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Instituto Tecnológico de Pachuca
Subdirección Académica
División de Estudios de Posgrado e Investigación

Pachuca, Hidalgo, 9/Septiembre/2022
OFICIO No. DEPI-0130-22

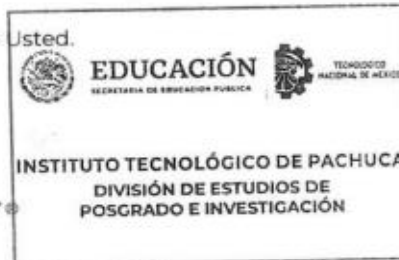
**C. ING. MARCO ANTONIO ORTÍZ ARMENTA
PRESENTE**

La que suscribe, jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, le comunica que los miembros de la Comisión Revisora, designada por el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica para examinar su Tesis:

**Desarrollo de tribómetro para pruebas de
desgaste con movimiento lineal recíprocante**

se han reunido, y después de intercambiar opiniones manifiestan su aprobación de la Tesis, en virtud que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes y, en consecuencia, se autoriza su impresión.

Sin otro particular por el momento, quedo de



ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®
"El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia"®

M. A. C. ELODIA CLAUDIA GUERRERO ORTIZ
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

C.p. Archivo
ECCO/LMPP



Instituto Tecnológico de Pachuca
ISO 9002:2015
Registro RSCC-1002
Vigencia: 2022.07.28
Alcance: Proceso educativo, comprende desde la inscripción hasta la entrega del título profesional

Carretera México – Pachuca Km. 87.5, Col. Venta Prieta C.P. 42083 Pachuca de Soto, Hidalgo.
Tels. 771 7113073, 771 7113596, 771 7113140, 771 7115119 y 771 7113399
e-mail: depi@pachuca.tecnm.mx | tecnm.mx | pachuca.tecnm.mx



2022 *Ricardo Flores*
Año de Magón
ENCUENTRO EN LA REVOLUCIÓN MEXICANA

DEDICATORIAS

A Engracia y Marco por su trabajo, esfuerzo, apoyo y cariño incondicional.

A Rocio, Haziell y Hetzael, el tiempo invertido no se recupera, pero es por ustedes, gracias por su paciencia.

“He hallado libertad y seguridad; la libertad de la soledad y la seguridad de no ser comprendido, pues quienes nos comprenden esclavizan parte de nuestro ser”

-Khalill Gibran

Para HAMAR

AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Edgar Ernesto Vera Cárdenas, excelente director de tesis; al Dr. Hugo Francisco Abundis Fong y al Dr. Armando Irvin Martínez Pérez mis revisores, sus comentarios enriquecieron mi trabajo y experiencia.

Agradecimientos especiales al, Dr. Luis Manuel Palacios, Ing. Maricruz Cadena, Lucino Ortiz, Ing. Jorge Ortiz, Monse Ortiz, Ing. Miguel Vega, Ing. Martín Hernández, Lic. César Cano, Ing. Lucia Cano, Emmanuel López e Isaac Cervantes, su apoyo es fundamental.

A mi familia y amigos, crecí y me formé con ustedes, lo que vivimos juntos no se olvida.

Al Tecnológico Nacional de México a través del Instituto Tecnológico de Pachuca por el financiamiento del proyecto.

Al CONACYT por el recurso otorgado para la realización de estudios de posgrado en el Tecnológico Nacional de México campus Pachuca.

Al CONACYT por el apoyo económico para la realización del proyecto número 319941 de la Convocatoria de Ciencia Básica y/o Ciencia de Frontera. Modalidad: Paradigmas y Controversias de la Ciencia 2022.

ÍNDICE GENERAL

LISTA DE FIGURAS.....	vi
LISTA DE TABLAS.....	ix
LISTA DE SÍMBOLOS.....	x
LISTA DE ABREVIATURAS.....	xii
RESUMEN.....	xiii

Capítulo 1: INTRODUCCIÓN 1

1.1 Introducción.....	1
1.2 Justificación.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general.....	2
1.3.2 Objetivos específicos.....	2
1.4 Hipótesis.....	3
1.5 Metodología.....	4
1.5.1 Diagrama de bloques.....	4

Capítulo 2: ESTADO DEL ARTE..... 12

2.1 Generalidades.....	12
2.2 Artículos.....	12
2.3 Patentes.....	15
2.4 Tesis.....	17

Capítulo 3: MARCO TEÓRICO 19

3.1 Tribología.....	19
3.2 Fuerza y coeficiente de fricción.....	19
3.3 Desgaste.....	22
3.3.1 Desgaste adhesivo.....	22
3.3.2 Desgaste abrasivo.....	23
3.3.3 Desgaste por fatiga.....	24
3.3.4 Desgaste por impacto.....	24
3.3.5 Desgaste químico (corrosivo).....	25
3.3.6 Desgaste por arco eléctrico inducido.....	26
3.4 Tipos de tribómetros y pruebas de desgaste.....	26

3.4.1 Tribómetro Reichert	27
3.4.2 Tribómetro de cilindros cruzados	27
3.4.3 Tribómetro pin-on-disc	28
3.4.4 Tribómetro lineal desplazamientos largos	30
3.4.5 Tribómetro lineal recíprocante	31
3.5 Diseño Mecánico	33
3.5.1 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles	33
3.5.2 Metodología de diseño de Nigel Cross	38
Capítulo 4: DISEÑO CONCEPTUAL DEL TRIBÓMETRO	44
4.1 Desarrollo de la metodología de diseño	44
4.2 Desarrollo y evolución del diseño conceptual	55
4.3 Diseño de detalle del banco de pruebas	59
Capítulo 5: DISEÑO FINAL Y RESULTADOS	61
5.1 Selección e integración de componentes	61
5.2 Análisis modal del bastidor	64
5.3 Análisis porta-esfera	64
5.4 Análisis del eje de empuje	69
5.5 Análisis del tornillo Yugo Escocés	71
5.6 Análisis térmico de la probeta	76
5.7 Cálculo de los contrapesos	77
5.8 Perfil de velocidad y aceleración	78
5.9 Costos de fabricación del prototipo	82
Capítulo 6: CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS PRELIMINARES	87
6.1 Construcción del prototipo	87
6.2 Pruebas preliminares	93
Capítulo 7: CONCLUSIONES	100
Bibliografía	102
ANEXO 1: Artículo SOMIM XXVII	105
ANEXO 2: Constancia de asistencia al congreso SOMIM XXVII	106
ANEXO 3: Artículo SOMIM XXVIII	107
ANEXO 4: Constancia de asistencia al congreso SOMIM XXVIII	108

ANEXO 5: Planos de Fabricación 109

ANEXO 6: Análisis de contacto mecánico 113

 A. Desarrollo analítico 113

 A 1. Cálculo de esfuerzos y presiones de contacto 113

 B. Desarrollo numérico 118

 C. Resultados para contacto mecánico..... 120

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama a bloques de la metodología del proyecto.	4
Figura 2. Etapas del proceso de diseño de Nigel Cross.	7
Figura 3. Mecanismo de Yugo Escocés.	8
Figura 4. Ejemplo de perfil de velocidad de un mecanismo de Yugo Escocés.	9
Figura 5. Proceso iterativo de diseño.	10
Figura 6. Ejemplo de aplicaciones de los perfiles extruidos de aluminio marca 80/20.	11
Figura 7. Sitios de contacto.	20
Figura 8. Determinación de la fuerza de fricción durante el deslizamiento.	20
Figura 9. Determinación del coeficiente de fricción y el coeficiente de resistencia a la rodadura.	21
Figura 10. Diagrama de variación de la fuerza de fricción en el tiempo a una $F_N = cte.$	21
Figura 11. Esquema del contacto entre superficies.	22
Figura 12. Esquemas a) Superficie dura y rugosa o superficie montada con granos abrasivos en deslizamiento sobre un material blando b) Granos abrasivos atrapados entre superficies con al menos una de las superficies más blanda que los granos abrasivos.	23
Figura 13. Rodamiento de bolas con la pista desgastada por fatiga.	24
Figura 14. Erosión en palas de aerogeneradores.	25
Figura 15. Desgaste químico de piezas en deslizamiento.	25
Figura 16. Desgaste por arco eléctrico inducido en un acero inoxidable 303.	26
Figura 17. Tribómetro Reichter.	27
Figura 18. Esquema de prueba de desgaste de cilindros cruzados.	27
Figura 19. Tribómetro de cilindros cruzados.	28
Figura 20. Diagrama de prueba de desgaste pin-on-disc.	29
Figura 21. Contacto pin-on-disc.	29
Figura 22. Tribómetro pin-on-disc.	30
Figura 23. Tribómetro lineal de desplazamientos largos.	31
Figura 24. Esquema del contacto bola-plano.	31
Figura 25. Tribómetro lineal recíprocante.	32
Figura 26. Tribómetro lineal recíprocante modelo Plint 77.	33
Figura 27. Diagrama de flujo para elegir teoría de falla.	34
Figura 28 a) Elemento con esfuerzos triaxiales. b) Elemento sometido a tensión hidrostática. c) Elemento con distorsión angular sin cambio de volumen.	35
Figura 29. Metodología de Nigel Cross.	38
Figura 30. Esquema de la casa de la calidad QFD.	41
Figura 31. Árbol de Objetivos.	46
Figura 32. Caja negra.	47
Figura 33. Caja transparente.	47
Figura 34. Casa de la calidad.	49
Figura 35. Generación de alternativas.	51
Figura 36. Árbol de objetivos ponderados.	54
Figura 37. Primer propuesta de diseño conceptual.	56
Figura 38. Segunda propuesta de diseño conceptual.	57
Figura 39. Tercer propuesta de diseño.	58

Figura 40. Diseño a detalle del tribómetro.....	59
Figura 41. Grupos funcionales.	60
Figura 42. Celda de carga.....	61
Figura 43. Esquema del puente de Wheastone.....	62
Figura 44. Modelo del motor SEW DR2S63M6/Fl.	62
Figura 45. Resultado análisis modal.	64
Figura 46. Esfuerzo normal máximo estático porta-esfera.	66
Figura 47. Factor de seguridad obtenido por simulación.	68
Figura 48. Deformación total del conjunto brazo porta-esfera.	68
Figura 49. Esfuerzo normal máximo estático del eje de empuje.	70
Figura 50. Deformación del eje de empuje.	71
Figura 51. Diagrama de cortante y momento flexionante.	72
Figura 52. Esfuerzos estáticos tornillo Yugo Escocés.	73
Figura 53. Deformaciones en tornillo Yugo Escocés.....	74
Figura 54. Factor de seguridad del tornillo Yugo Escocés.	75
Figura 55. Análisis térmico en estado transitorio.....	76
Figura 56. Contrapesos colocados directamente sobre el pin.	78
Figura 57. Esquema de mecanismo de Yugo Escocés.	78
Figura 58. Desplazamiento del actuador en Excel.	79
Figura 59. Desplazamiento del actuador en Solid Works.	79
Figura 60. Velocidad del actuador en Excel.	80
Figura 61. Velocidad del actuador en Solid Works.	80
Figura 62. Aceleración del actuador en Excel.....	81
Figura 63. Aceleración del actuador en Solid Works.....	82
Figura 64. Modelo tridimensional de Yugo Escocés analizado en Solid Works.	82
Figura 65. Costos del proyecto.....	86
Figura 66. Proceso de construcción del prototipo.....	87
Figura 67. Barrenado de placas de acero y aluminio.	88
Figura 68. Bastidor ensamblado.....	88
Figura 69. Piezas maquinadas.	89
Figura 70. Proceso GTAW para soldadura de la caja de lubricación.	89
Figura 71. Ensamble mecánico del prototipo finalizado.....	90
Figura 72. Esquema de conexión para control de velocidad del motor.	90
Figura 73. Esquema de conexión del controlador de temperatura.	91
Figura 74. Esquema de adquisición de datos.	91
Figura 75. Pantalla principal del programa para operación del tribómetro.....	92
Figura 76. Diagrama de bloques en LabView.....	93
Figura 77. Probeta de acero SAE 1018 con desgaste.....	94
Figura 78. Coeficiente de fricción dinámico probeta de acero 1018.	94
Figura 79. Perfilometría para prueba en acero 1018.	95
Figura 80. Probeta de acero 1018 desgastada (5 X).....	96
Figura 81. Probeta de acero 1018 desgastada (20 X).....	96
Figura 82. Probeta de aluminio 6061 con desgaste.....	97
Figura 83. Coeficiente de fricción dinámico probeta de Aluminio 6061.....	97
Figura 84. Perfilometría para prueba en aluminio 6061.....	98
Figura 85. Probeta de aluminio 6061 desgastada (5 X).	99
Figura 86. Probeta de aluminio 6061 desgastada (20 X).	99

Figura 87. Datos para calculadora de contacto Hertziano.....	113
Figura 88. Resultados de esfuerzos máximos en la calculadora de contacto Hertziano.	114
Figura 89. Variación del esfuerzo a lo largo del eje X y Y.....	115
Figura 90. Esfuerzo normalizado de la esfera.	115
Figura 91. Esfuerzos normalizados para la esfera.	116
Figura 92. Datos de entrada calculadora Hertziana Amesweb.....	117
Figura 93. Resultados de la página Amesweb.....	117
Figura 94. Modelo 2D con dos cuerpos en contacto.	118
Figura 95. Detalle de mallado en la zona de contacto.....	118
Figura 96. Mallado general	119
Figura 97. Definición de Contact y Target bodies.	119
Figura 98. Esfuerzos de Von Misses	120
Figura 99. Máximo esfuerzo cortante.	121
Figura 100. Esfuerzos cortantes generados en un contacto esférico Hertziano.	121
Figura 101. Presión de contacto.	122

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Lista de objetivos.	45
Tabla 2. Fijación de requerimientos.	48
Tabla 3. Correlación entre objetivos.	52
Tabla 4. Objetivos listados en orden de importancia.	53
Tabla 5. Evaluación de alternativas para subfunción fijación de probeta.	55
Tabla 6. Evaluación de alternativas para subfunción fijación de esfera.	55
Tabla 7. Evaluación de alternativas para subfunción morfología del bastidor.	55
Tabla 8. Valores para el cálculo de vida nominal.	63
Tabla 9. Propiedades geométricas del porta-esfera.	65
Tabla 10. Propiedades del acero 1018.	65
Tabla 11. Propiedades geométricas del eje de empuje.	69
Tabla 12. Propiedades geométricas del tornillo Yugo Escocés.	71
Tabla 13. Propiedades del acero 4140.	72
Tabla 14. Condiciones para el análisis térmico.	76
Tabla 15. Datos obtenidos del modelo tridimensional para calcular las reacciones.	77
Tabla 16. Costos del proyecto.	83
Tabla 17. Datos de pruebas en acero SAE 1018.	93
Tabla 18. Datos de prueba en aluminio 6061.	96
Tabla 19. Tabla comparativa de coeficientes de fricción dinámico.	99
Tabla 20. Datos para obtener los esfuerzos de contacto.	113
Tabla 21. Datos calculadora Hertziana mesys.	116
Tabla 22. Tabla de resultados.	122

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descripción	Unidades SI
F_N	Fuerza normal	N
F_f	Fuerza de resistencia	N
F_s	Fuerza de fricción por deslizamiento	N
F_R	Fuerza de fricción por rodamiento	N
f_R	Coefficiente de fricción al rodamiento	
f_S	Coefficiente de fricción por deslizamiento	
τ_w	Esfuerzo de fricción	Pa
A_a	Área de contacto	m ²
M_T	Momento de resistencia al rodamiento	Nm
R	Radio	m
ε_f	Esfuerzo unitario en la fractura	
ε_x	Esfuerzo unitario en la dirección x	
ε_y	Esfuerzo unitario en la dirección y	
ε_z	Esfuerzo unitario en la dirección z	
S_{ut}	Esfuerzo último a la tensión	Pa
S_{uc}	Esfuerzo último a la compresión	Pa
S_y	Esfuerzo a la fluencia	Pa
σ_x	Esfuerzo normal en la dirección x	Pa
σ_y	Esfuerzo normal en la dirección y	Pa
σ_z	Esfuerzo normal en la dirección z	Pa
σ'	Esfuerzo de Von Misses	Pa
ν	Relación de Poisson	
E	Módulo de Young	Pa
τ_{xy}	Esfuerzo cortante en la cara x dirección y	Pa
τ_{yz}	Esfuerzo cortante en la cara y dirección z	Pa
τ_{zx}	Esfuerzo cortante en la cara z dirección x	Pa
n	Factor de seguridad	
L	Vida nominal	km
C	Capacidad de carga dinámica básica, Longitud	N, m
P_c	Carga calculada	N
f_T	Factor de temperatura	
f_w	Factor de carga	
f_H	Factor de dureza	
\varnothing	Diámetro	m
I	Momento de inercia de área	m ⁴
N	Número de ciclos	
F_f	Fuerza de fricción	N
μ_k	Coefficiente de fricción dinámico	
S_a	Esfuerzo normal máximo	Pa

M	Momento, masa	Nm, kg
c	Distancia de análisis de esfuerzo	m
k_a	Factor de superficie	
k_b	Factor de tamaño	
k_c	Factor de carga	
k_d	Factor de temperatura	
k_e	Factor de confiabilidad	
S_m	Esfuerzo medio	Pa
A	Área	m ²
t	Tiempo	s
P	Potencia eléctrica	W
h	Coefficiente de convección	W/m ² °C
T ₀	Temperatura inicial	°C
k	Coefficiente de conductividad térmica	W/m ² °C
ν	Velocidad, relación de Poisson	m/s
ω	Velocidad angular	rad/s
α	Aceleración angular	rad/s ²
a	Aceleración lineal	m/s ²
E*	Módulo de Young combinado	

LISTA DE ABREVIATURAS

Abreviaturas	Descripción
ASTM	Sociedad Americana para pruebas y materiales American Society for Testing and Materials
ITP	Instituto Tecnológico de Pachuca
QFD	Despliegue de la Función Calidad Quality Function Deployment
CAD	Diseño Asistido por Computadora Computer Aided Design
FEA	Análisis de Elementos Finitos Finite Element Analysis
CA	Corriente Alterna
CD	Corriente Directa
CAE	Ingeniería Asistida por Computadora Computer Aided Engineering
MN	Moneda Nacional
SAE	Sociedad de ingenieros Automotrices Society of Automotive Engineers
ISO	Organización Internacional de Normalización International Organization for Standardization
GTAW	Soldadura de Arco con Tungsteno y Gas Gas Tungsten Arc Welding
PID	Control Proporcional Integral y Derivativo Porporcional Integral and Derivative Control
DAQ	Adquisición de Datos Data Acquisition
SOMIM	Sociedad Mexicana de Ingenieros Mecánicos
AWS	Sociedad Americana de Soldadura American Welding Society

RESUMEN

En el presente trabajo se plantea el desarrollo de un tribómetro lineal reciprocante que cumpla estándares internacionales con base en la norma ASTM G133 Standard Test Method for Linearly Reciprocating Ball-on-Flat Sliding Wear [1], capaz de evaluar y caracterizar el fenómeno de fricción, así como el desgaste en un par tribológico de contacto bola-plano. Para el desarrollo del sistema para pruebas de desgaste se utilizará la metodología propuesta por Nigel Cross para diseño de productos con contenido de ingeniería. El diseño consiste de manera general en una probeta plana, la cual es desgastada por un pin con terminación esférica, que es conducido mediante un mecanismo de Yugo Escocés a diferentes frecuencias de manera lineal reciprocante sobre la muestra plana con una carga normal aplicada, generando de esta manera desgaste, el cuál será determinado mediante técnicas apropiadas para su medición como la utilización de perfilómetros, escáner láser y/o pérdida de masa de la probeta.

ABSTRACT

In the present work a development of a linear reciprocating tribometer is proposed that meets international standard based on the ASTM G133 Standard Test Method for Linearly Reciprocating Ball-on-Flat Sliding Wear [1], able of evaluating and characterizing the phenomenon of friction as well as tribological pair wear of ball-plane contact. For the development of wear test system, the methodology proposed by Niggel Cross for design of products with engineering content will be used. The design generally consists of a flat specimen, which is worn by a pin with spherical end, which is driven by Scoth Yoke mechanism at different frequencies in a reciprocating linear way on the flat specimen with a normal load applied, generating wear, which will be determined by means of appropriate techniques for its measurement such as the use of profilometers, laser scanner and/or mass loss of the specimen.

Capítulo 1: INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción

El desgaste es un fenómeno físico que se presenta en sistemas mecánicos y que tiene un alto impacto debido a que reduce el tiempo de vida útil de mecanismos, engranes, transmisiones y mecanismos deslizantes, incrementando el costo de los productos causado por el mantenimiento y reemplazo de refacciones por lo que una correcta caracterización de este fenómeno podría predecir el comportamiento de un material bajo tales condiciones de operación prediciendo y en su momento reduciendo los efectos negativos que el desgaste supone. Por lo tanto es necesario contar con un equipo confiable capaz de reproducir condiciones de desgaste de materiales en contacto bola-plano dónde se pueda evaluar efectivamente las condiciones de desgaste presentadas durante un periodo de tiempo y/o longitud de deslizamiento sometido a la acción de una carga normal predeterminada y opcionalmente un régimen de lubricación específico con capacidad de determinar el coeficiente de fricción dinámico, por lo que se propone el diseño, construcción y puesta en marcha de un tribómetro lineal reciprocante, el cuál será accionado con un mecanismo de Yugo Escocés, por que presenta la ventaja de convertir un movimiento rotacional en un movimiento lineal reciprocante de manera eficiente y económica. El diseño y modelado se realizará con software de diseño siguiendo la metodología de Nigel Cross para productos con contenido de ingeniería, así como la manufactura y construcción, resultando un equipo preciso, confiable y económico.

1.2 Justificación

El presente trabajo se realiza por la necesidad de contar con un equipo para pruebas de desgaste con fines de investigación para lo cual se plantea el diseño y construcción de un tribómetro de contacto bola-plano. Con esta plataforma será posible simular las condiciones de funcionamiento en un par tribológico, evaluar el efecto que tienen factores externos como temperatura, velocidad de deslizamiento, carga normal, condiciones de lubricación, entre otros, en el fenómeno del desgaste. También se podrá evaluar el desempeño de diferentes materiales, recubrimientos, acabados superficiales, tratamientos térmicos y lubricantes. Una vez finalizado el proyecto se obtendrá como resultado el diseño, construcción y pruebas del sistema mecánico y electrónico.

Actualmente una máquina para pruebas de desgaste recíprocante en el mercado es muy cara, lo cual limita la posibilidad de adquirirla, la máquina que se desarrollará en este trabajo de investigación, será con un costo mucho menor, empleando un mecanismo de Yugo Escocés. Al contar con una máquina para pruebas de desgaste será posible realizar ensayos en condiciones secas y lubricadas, determinar en tiempo real el coeficiente de fricción dinámico y mejorar con los resultados obtenidos en investigación el diseño de elementos mecánicos sometidos a desgaste.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Desarrollar el sistema mecánico y control eléctrico de una plataforma tribológica para estudiar la fricción y el desgaste en el contacto lineal recíprocante bola-plano en condiciones secas, lubricadas y temperatura controlada.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Diseñar los elementos que conforman el sistema para pruebas de desgaste con movimiento lineal recíprocante mediante teorías de diseño mecánico de análisis y determinación de esfuerzos.
2. Implementar la metodología de diseño de QFD (Despliegue de Función de la Calidad por sus siglas en inglés) para obtener el sistema conceptual de la máquina.
3. Desarrollar el diseño de detalle de la plataforma.
4. Seleccionar los materiales y partes comerciales necesarios para la fabricación del prototipo.
5. Ensamblar los componentes de la máquina para obtener el prototipo, y su puesta en funcionamiento.
6. Implementar el sistema de control eléctrico para la variación de velocidad del motor, el control y medición de temperatura y el sistema de adquisición y lectura de datos.
7. Validar el funcionamiento de la máquina por medio de la norma ASTM G133 y resultados obtenidos en artículos científicos que emplean plataformas similares.

1.4 Hipótesis

El desempeño tribológico de los materiales en aplicaciones de ingeniería, puede ser evaluado con una máquina tribológica de deslizamiento que sea capaz de medir el coeficiente fricción en tiempo real en condiciones secas o lubricadas a nivel laboratorio.

1.5 Metodología

1.5.1 Diagrama de bloques

La Figura 1 muestra a manera de diagrama de bloques la metodología a seguir en el presente trabajo, posteriormente se describe cada etapa de la metodología.



Figura 1. Diagrama a bloques de la metodología del proyecto.

a) Revisión bibliográfica

La metodología para la revisión bibliográfica se puede aplicar para cualquier tema, la cual consistió en el desarrollo de cuatro etapas organizadas y aplicadas como sigue [2]:

- **Definición de problema:** Durante esta etapa se definió y acotó el problema que se va a tratar durante el desarrollo del proyecto, identificando y clarificando los objetivos y alcances del mismo.
- **Búsqueda de información:** Se revisó información relevante, destacada y reciente relacionada a los temas pertinentes para el desarrollo del proyecto en revistas, artículos especializados, libros especializados reconocidas nacional e internacionalmente, además de patentes y normas.
- **Organización de la información:** Se clasificó la información recopilada en los rubros siguientes tesis, artículos, libros y patentes para un mejor manejo de información y para tener acceso fácil, sistematizado y organizado de las fuentes de consulta.
- **Análisis de información:** En esta etapa se ha revisado de manera constante la información disponible para abordar de la mejor manera posible los temas relacionados al proyecto misma que ha quedado plasmada en la sección de antecedentes y marco teórico.

b) Desarrollo de la metodología de diseño

Durante esta etapa se implementará la metodología de diseño propuesta por Nigel Cross que está compuesta por siete pasos que se describen brevemente a continuación (ver Figura 2) [3] :

1. **Clarificación de objetivos del banco de pruebas:** En este paso se realiza una lista de los objetivos y sub objetivos de diseño, así como la relación entre ellos.
2. **Establecimiento de funciones del banco de pruebas:** Con esta etapa se establecen las funciones requeridas y los límites del sistema de un nuevo diseño.

3. **Fijación de requerimientos:** Mediante esta etapa se especifica exactamente el rendimiento requerido en una solución de diseño.
4. **Determinación de características:** El objetivo aquí es fijar las metas a alcanzar de las características de ingeniería de un producto, de manera que satisfagan los requerimientos del cliente, aplicando el despliegue de la función de la calidad (QFD), método utilizado en ingeniería para el diseño de servicios o productos donde se capturan los requerimientos del cliente y genera pasos secuenciales para determinar las características de diseño y operación.
5. **Generación de alternativas:** Se genera la gama completa de soluciones alternativas de diseño de un producto y, por lo tanto, se buscan nuevas soluciones potenciales.
6. **Evaluación de alternativas:** En esta fase se comparan los valores de utilidad de las propuestas alternativas de diseño, con base en la comparación del rendimiento contra los objetivos ponderados.
7. **Mejora de detalles:** La finalidad de este paso es aumentar o mantener el valor de un producto para su comprador, reduciendo al mismo tiempo el costo para su productor.

c) Diseño conceptual del banco de pruebas

El diseño conceptual es la generación de una solución; esta fase se toma el planteamiento del problema y se generan soluciones amplias, en forma de esquemas y que impone mayores demandas al diseñador ya que es en esta etapa donde se toman las decisiones más importantes para el proyecto y donde existe mayor campo de acción para generar mejoras espectaculares e innovación. Durante esta fase se desarrollará una idea aproximada de cómo funcionará y cómo se verá el tribómetro, se determinará la morfología del mismo. En esta etapa requiere conjuntarse la ciencia de la ingeniería, el conocimiento práctico, los métodos de producción y los aspectos comerciales, y es donde se toma las decisiones más importantes en cuanto a diseño [4]. Para el desarrollo conceptual se considerarán los requerimientos establecidos por la norma ASTM G133 [1], considerando tribómetros existentes y adaptándolos a las necesidades particulares.

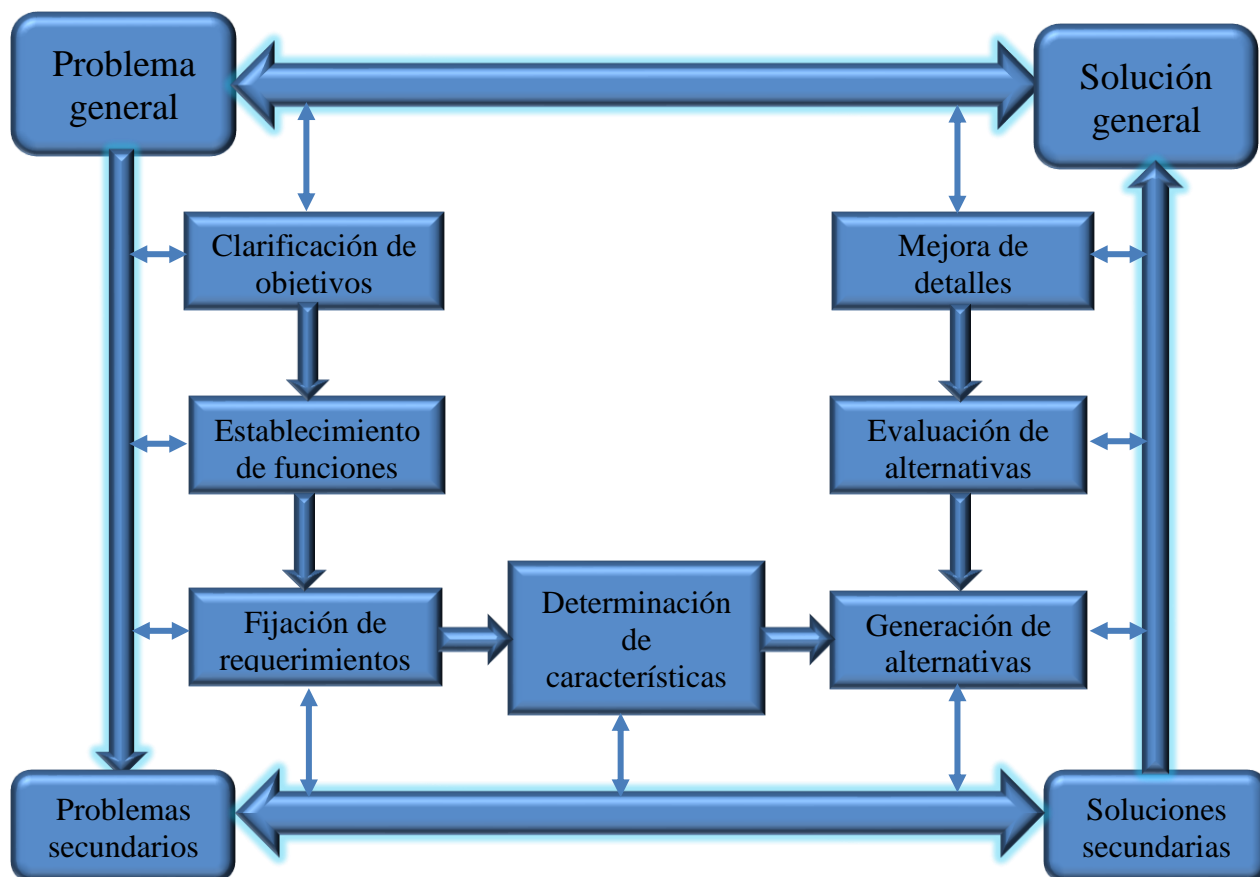


Figura 2. Etapas del proceso de diseño de Nigel Cross.

d) Diseño a detalle del banco de pruebas

El diseño a detalle requiere del uso de muchas y variadas habilidades desarrolladas por el ingeniero diseñador en distintas áreas de conocimiento como resistencia de materiales, ciencia de los materiales, dinámica, sistemas de control, mecanismos, diseño mecánico, ergonomía, tribología, manufactura por mencionar sólo algunas. En esta etapa de diseño se resolverán problemas técnicos específicos y se analizarán todos y cada uno de los componentes del diseño, lo que representa un reto complejo y será necesario invertir tiempo para su comprensión y resolución. Se determinarán materiales, geometría y forma específicas para cada uno de los elementos que se emplearán en la construcción del tribómetro lineal reciprocante considerando las normas, tolerancias dimensionales y geométricas, especificaciones técnicas, también en esta etapa se verifican los aspectos técnicos y

las interacciones entre cada uno de los componentes y sistemas, requerimientos anteriormente definidos y enfocados a resolver una necesidad y se prepararán los planos para producción [3], [5], [6]. El diseño a detalle se desarrollará en software para diseño asistido por computadora (CAD) Solid Works® y NX Unigraphics® por ser programas comerciales y potentes que soportan el análisis de elemento finito (FEA por sus siglas en inglés) obteniendo como resultado el modelo del sistema para pruebas de desgaste con movimiento lineal recíprocante.

e) Simulación y análisis estructural del banco de pruebas

Los elementos del sistema que estén sometidos a grandes cargas estáticas o dinámicas se analizarán con el método del elemento finito en alguno de los siguientes programas Solid Works®, NX Unigraphics® o ANSYS® con la finalidad de conocer la interacción de los elementos diseñados frente a las cargas externas y de esta manera comprobar y verificar la correcta selección de los materiales a emplear, componentes mecánicos, motores y actuadores eléctricos, esta información se analizará para mejorar el diseño inicial siendo este proceso de diseño un método iterativo [3], [7].

f) Análisis cinemático del mecanismo que genera el movimiento recíprocante

Para el desarrollo del tribómetro se eligió un mecanismo de Yugo Escocés (ver Figura 3) cuya principal ventaja es que convierte un movimiento rotacional constante en un movimiento lineal recíprocante que se encuentra comprendido y recomendado en la norma ASTM G133 [1] razón por la cual se debe caracterizar adecuadamente la cinemática del mecanismo (ver Figura 4), ya que estará relacionada al desgaste a consecuencia de las características del mecanismo que permite su operación a altas frecuencias, necesario según la norma anteriormente mencionada, el análisis cinemático se llevará a cabo en los programas Solid Works® y/o NX Unigraphics® para determinar los perfiles de velocidades y aceleraciones del mismo.

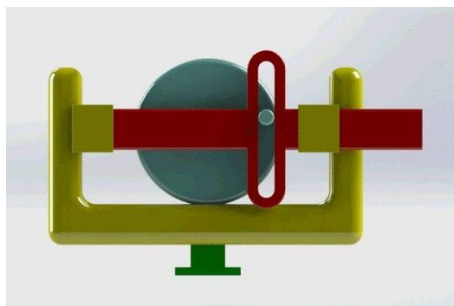


Figura 3. Mecanismo de Yugo Escocés.

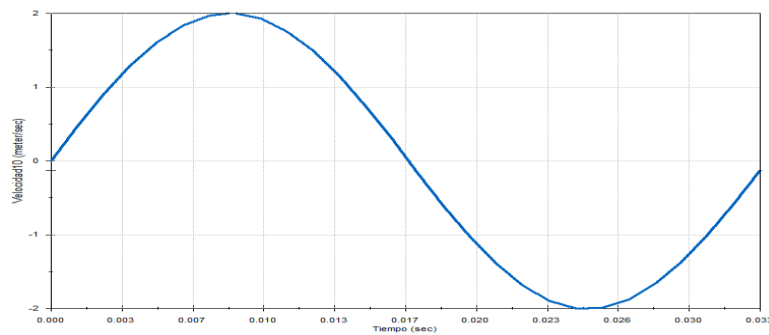


Figura 4. Ejemplo de perfil de velocidad de un mecanismo de Yugo Escocés.

g) Mejoras al diseño

Durante el proceso de diseño será necesario presentar nuevas e innovadoras soluciones con base en los resultados de los análisis previos, mediante este proceso se refina y mejora el diseño conceptual inicial de una manera creativa, innovadora e iterativa, al rediseñar algún componente del sistema será necesario analizar la manera en cómo afectará ese cambio en la totalidad del diseño y verificar los efectos que esto significará en las partes restantes de los demás sistemas lo que provocará nuevos cambios y nuevas ideas conformando un ciclo iterativo como se mencionó anteriormente (ver Figura 5) [8], [9]. Considerando que no existe una solución definitiva ya que diferentes soluciones pueden ser respuestas igualmente válidas al problema inicial y no existe una evaluación objetiva, las soluciones se evalúan como buenas o malas, apropiadas o inapropiadas [3].

h) Costos de fabricación

La evaluación económica corresponde al análisis comparativo de alternativas de insumos y materiales en términos de sus costos y beneficios. El costo corresponde al valor del consumo de recursos en que se incurre para generar un servicio o producto. El beneficio, por su parte, es la ganancia que se obtiene de una inversión o actividad comercial. Para su cálculo se debe determinar el costo del problema y el de la solución [10]. En esta etapa se consideran los costos por la manufactura de piezas maquinadas necesarias para la fabricación y ensamble del tribómetro lineal reciprocante, en caso de que las condiciones actuales derivadas de la contingencia de salud mejoren se realizarán los maquinados en el taller de mecánica en las instalaciones del Instituto Tecnológico de Pachuca.

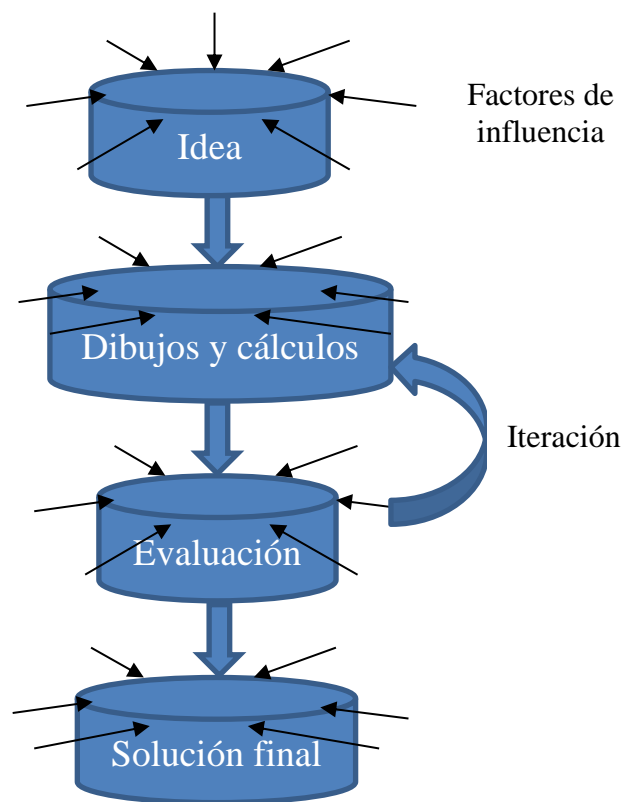


Figura 5. Proceso iterativo de diseño.

i) Construcción

Para el bastidor del tribómetro lineal recíprocante se utilizarán perfiles de aluminio extruido (ver Figura 6), la ventaja que se tiene al utilizar estos perfiles extruidos es que para realizar el ensamble no se requiere herramienta ni personal especializado, presenta una rigidez similar a la del acero, es resistente a la corrosión, el ensamble resulta ser más ligero, no requiere operaciones de maquinado para el ensamble y tiene configuración modular, otra ventaja es que la marca cuenta con los modelos tridimensionales de los productos que ofrece lo cual facilita la elaboración del modelo 3D para la aplicación deseada, es por estas características que es ampliamente utilizado para la fabricación de equipo y maquinaria [11]. Al diseño se integrarán partes comerciales tales como motor eléctrico de CA, variador de frecuencia, rodamientos, termopar, celda de carga, etc., con la finalidad de mantener un costo relativamente bajo en comparación con un tribómetro especializado de línea, así como costos bajos de mantenimiento. De la misma manera se emplearán piezas maquinadas, las cuales serán elaboradas en un taller de maquinado externo bajo las especificaciones determinadas en este proyecto. Por último, el ensamble se llevará en las instalaciones del ITP.



Figura 6. Ejemplo de aplicaciones de los perfiles extruidos de aluminio marca 80/20.

j) Pruebas y ajustes

El objetivo de este último paso es verificar y ajustar los elementos del tribómetro lineal recíprocante de acuerdo a la documentación técnica y normativa vigente. Se realizarán las pruebas de funcionamiento de los elementos de los sistemas del tribómetro asegurando las condiciones de seguridad y de funcionamiento establecidas. Se supervisará y documentará la puesta en marcha sin la probeta para desgaste (arranque en frío) del tribómetro asegurando las condiciones de funcionamiento establecidas. Se supervisará y realizará la puesta en marcha de los elementos del tribómetro, con la probeta para desgaste (arranque en caliente) asegurando las condiciones de funcionamiento y la capacidad operacional establecida en el diseño.

Capítulo 2: ESTADO DEL ARTE

2.1 Generalidades

La fricción y el desgaste tienen un alto impacto en la industria debido a que reduce el tiempo de vida de mecanismos, engranes, transmisiones, mecanismos deslizantes que se encuentran en bienes de producción, incrementando el costo de los productos por la necesidad de mantenimiento y reemplazo de partes mecánicas, teniendo de esta manera un impacto social y económico. Aproximadamente el 23% de la energía producida en el mundo es consumida en contactos tribológicos [12]. Es necesario por lo tanto realizar mediciones del desgaste que ocurre en determinada configuración, por lo cual se han realizado distintos trabajos que investigan el fenómeno de desgaste.

2.2 Artículos

Existen artículos que tratan acerca del diseño y desarrollo de diferentes tipos de tribómetros, estudios y resultados que se han obtenido a partir de las pruebas que han sido realizadas en estos equipos sobre diferentes materiales y regímenes de lubricación.

En el trabajo propuesto por Tristancho y Cañas se diseña una máquina de cilindros cruzados bajo la norma ASTM G83 que consta de una probeta con eje fijo y una probeta rotatoria cuyo eje está colocado a 90° con respecto al eje estático y se ejerce presión para mantener contacto, posteriormente se determina la tasa de desgaste midiendo la diferencia de masas inicial y final de las probetas. La máquina fue diseñada y construida en perfiles de acero, y se comprobaron teorías de diseño estáticas y dinámicas [13]. Esta máquina produce un contacto similar al del tribómetro propuesto en el presente trabajo.

Mohan, Divakar, et al, mencionan que con los avances en la tecnología de maquinados se han incrementado los requerimientos en cuanto a lubricantes y guías lineales se refiere, especialmente en el área de máquinas-herramienta a causa de la alta precisión que se pretende. Por lo que el estudio de la fricción y el desgaste de superficies lubricadas juegan un papel importante en el desarrollo de superficies de deslizamiento en máquinas-herramienta. El tribómetro que desarrollan Mohan, Divakar, et al, corresponde a un tribómetro recíprocante lineal de alta frecuencia, el cual

mide el coeficiente de fricción. En este diseño se utilizó un motor que mueve la bancada mediante una banda de tiempo y sensores que determinan su posición, cuando esta llega a un extremo se invierte el giro del motor dando como resultado un movimiento lineal recíprocante, la velocidad lineal en este diseño puede variar de 0.1 a 600 mm/min, la longitud de la carrera adicionalmente se puede ajustar mediante el control eléctrico y la carga normal es aplicada con contrapesos [14].

Se presenta una plataforma experimental nueva que relaciona la topología y los cambios en materiales con la fricción y el desgaste de superficies lubricadas con aceite (Korres y Dienwiebel) combinando métodos de análisis de topología de superficies en micro y nano-escalas con la medición de desgaste mientras se mide la carga normal, la fuerza de fricción y el desgaste. Las pruebas se desarrollaron para determinar con precisión y estabilidad permitiendo utilizar este tribómetro para experimentos con geometrías complejas determinando el coeficiente de fricción y la tasa de desgaste [15].

La ciencia de la tribología que estudia el desgaste y la fricción es un campo muy importante dentro de la ingeniería, a partir de que los costos causados por la fricción y el desgaste se han incrementado, en el trabajo de Castro, Nunes, et al, se presenta el diseño y fabricación de un tribómetro lineal recíprocante implementando sensores de fuerza y sistema de adquisición de datos ADS 0500-8 Lnyx, se utilizaron elastómeros para aislar las vibraciones en elementos del tribómetro logrando medir adecuadamente la fricción a bajos niveles de carga bajo un régimen de lubricación [16].

En la metodología presentada por Rudas, Gómez, et al, se desarrolla un modelo que toma en cuenta los cambios de temperatura, el aumento de entropía del sistema tribológico prediciendo adecuadamente la tasa y volumen de desgaste, de la misma manera muestra la energía disipada en la interfaz y la subsuperficie. La fricción entre las rugosidades produce micro zonas de contacto de elevado esfuerzo alrededor de una pequeña área provocando incrementos de temperatura instantáneos aumentando de esta manera la entropía del sistema que es cuantificada para predecir adecuadamente el sistema [17].

En el trabajo de Aguilar, Reynoso, et al, se desarrolla el diseño de un tribómetro de cilindros cruzados de acuerdo a la norma ASTM G83 para el estudio de desgaste adhesivo en metales, cerámicos y películas, se calculan y seleccionan los elementos mecánicos utilizados en el diseño de dicho tribómetro [18].

S. Becker, U. Popp, et al, proponen un tribómetro recíprocante lineal óptico instrumentado con una cámara de alta velocidad que puede tomar hasta 230 000 cuadros por segundo montada en un microscopio óptico con un zoom de 2500 X. La fuerza de fricción es medida con un láser de detección, la frecuencia máxima de operación de este aparato es de 500 kHz, las velocidades de deslizamiento de operación se encuentran en el rango de 100 mm/s a 500 mm/s. La carga mínima aplicable es de 0.5 N y se utilizó para el estudio de la transición del coeficiente de fricción estático al dinámico [19].

El desarrollo de un tribómetro lineal recíprocante por Vera y Zamora contempla carga normal variable y tiene la capacidad de calentar la probeta para realizar pruebas a diferentes temperaturas, en condiciones secas o lubricadas, la información se procesa con sistema de adquisición de datos utilizando una tarjeta NI USB6008 y se realizó la interfaz con el programa LabView teniendo la capacidad de almacenar datos como número de ciclos de trabajo, temperatura, fuerza de fricción, coeficiente de fricción dinámico, cuenta con paro automático controlado por el software desarrollado para este proyecto [20].

Walhström, Lyu, et al, realizan un estudio de desgaste de discos de freno concluyendo que es posible alcanzar hasta un 50% de reducción en partículas de emisión, cambiando los materiales del par de contacto, sin embargo lo que es importante para el presente trabajo es la descripción técnica que desarrolla del tribómetro pin-on-disc que fueron utilizadas para sus pruebas, del cual se presentan algunas características como rotación horizontal, se utilizan contrapesos para inducir cargas normales superiores a 100 N, velocidad rotacional de 3000 RPM, el coeficiente de fricción fue medido indirectamente usando una celda de carga HBM Z6FC3/20 la cual mide la fuerza tangencial, además de modificaciones específicas para el estudio que se realizó [21].

Para el estudio biotribológico ejecutado por Cípek, Rebenda, et al, respecto al desgaste en una junta sinovial, se diseñó un tribómetro recíprocante, la instrumentación se basó en la tarjeta Arduino, que controla un motor a pasos, la medición de fuerza se implementó con una tarjeta de medición NI 9219 que tiene un capacidad máxima de carga de 20 N, la adquisición de datos se realiza con el programa LabView y se implementó con un microscopio de fluorescencia necesario para este estudio en particular [22].

El artículo realizado por Walström menciona que el disco de frenado genera ruido de baja frecuencia en vehículos, los tribómetros se pueden utilizar para hallar una relación entre el coeficiente de fricción, la presión de contacto y la velocidad de rotación, se concluye que la

variación del coeficiente de fricción puede ser relacionada directamente con la velocidad rotacional del disco, también se muestra una tendencia en el incremento de la fricción con la disminución de la velocidad del contacto a una presión constante [23].

Hsia, Elam, et al, evalúan la dependencia del modo de deslizamiento (repetitivo y no repetitivo en el deslizamiento recíprocante) en la fricción y el desgaste en contacto bola-plano de interfaces frágiles no metálicas. El deslizamiento repetitivo se refiere a levantar la esfera y colocarla nuevamente sobre la probeta con una carga normal determinada lo cual promueve la formación de un tercer cuerpo que estabiliza la fricción, mientras que en el caso de deslizamiento no repetitivo este tercer cuerpo no se presenta en la superficie, Hsia, Elam, et al, caracterizan el desempeño del desgaste con un perfilómetro óptico, los ensayos de deslizamiento repetitivo mostraron que al retirar el tercer cuerpo que se forma en el par tribológico existe un mayor desgaste que en los ensayos no repetitivos [24].

El tribómetro pin-on-disc sirve para determinar el coeficiente de fricción y la tasa de desgaste en materiales. En el estudio de Singh, Singh, et al, se diseña un tribómetro de bajo costo utilizando la norma ASTM G99, donde se controla la carga normal, la longitud de la carrera, la velocidad y el diámetro de la huella de desgaste. En este diseño se utiliza una tarjeta Arduino para medir y grabar la fuerza de fricción mediante la adquisición de datos, posteriormente se utiliza el tribómetro diseñado para realizar experimentación determinando que las nano partículas bajo lubricación forman una película lubricante que protege contra la fricción y el desgaste [25].

2.3 Patentes

Además de los artículos que se han mencionado anteriormente existen trabajos que han derivado en patentes de máquinas cuya finalidad es solucionar problemas que los diseñadores han encontrado en campos específicos de aplicación, de los cuales se mencionan algunos trabajos que se han consultado en diferentes plataformas de patentes.

El diseño realizado por Evans consiste en una máquina adaptada para pruebas de desgaste, desgaste preventivo y características de fricción entre un espécimen en rotación con una carga normal sobre otro espécimen estacionario, que incluye un sensor de carga con retroalimentación para control automatizado, un sensor alineado con el movimiento lineal para detección de la probeta durante la prueba, incluye un sensor de torque para la medición de fricción generada entre los especímenes,

así el objetivo de este trabajo es desarrollar una máquina para realizar la prueba de cuatro esferas mejorando la reproducibilidad y repetibilidad en los resultados de los ensayos para tener control de las condiciones de carga [26].

La invención de Mazuyer y Large se refiere a un tribómetro que permite generar presiones y/o velocidades de rozamiento y deslizamiento elevadas acelerando el proceso de envejecimiento de las superficies en contacto y a su vez aumentando la severidad de las condiciones tribológicas a las que se someten estas superficies, de esta manera se incrementa considerablemente la cinética de desgaste y se reduce el tiempo de ensayo comparado con tribómetros convencionales [27].

En el trabajo de Roche, Ramón, et al, se realiza el diseño de un tribómetro lineal que consta de un cabezal móvil con movimiento vertical incluido un sensor de fuerza asociado a una probeta de un material y una bancada fija de soporte con movimiento horizontal del cabezal y un soporte de fijación, paralelo al sentido de movimiento del cabezal móvil para el otro material. La invención que se presenta aporta la principal ventaja de permitir ensayos y medidas de fricción y desgaste con un desplazamiento lineal superior al logrado con dispositivos habituales, siendo fácilmente adaptable a cualquier longitud, disponiendo de total flexibilidad en las condiciones de ensayo [28].

El sistema de medición de desgaste que propone Finch, Wang, et al, consiste en un dispositivo óptico configurado para obtener imágenes bidimensionales y una computadora capaz de generar una nube de puntos tridimensionales, posteriormente determina referencias en la nube de puntos y estos son acoplados a las imágenes bidimensionales y calculando de esta manera la cantidad de desgaste [29].

Finch y Ma, proponen un aparato que mide el desgaste, la máquina puede recibir imágenes asociadas al componente o puede generar una nube de puntos tridimensional, posteriormente alinea la nube mediante triangulación y optimización con el componente mediante puntos de referencia los compara y determina automáticamente la cantidad de desgaste asociado al componente [30].

La invención de Zafred y Howland tiene un cabezal, un mecanismo de fricción conectado al cabezal, un tren de carga conectado al otro lado del mecanismo y un conjunto de contrapesos conectado al cabezal configurado para igualar la presión que actúa sobre el tren de carga y está diseñado para realizar pruebas y mediciones de desgaste bajo condiciones de presiones y temperaturas elevadas [31].

2.4 Tesis

Las instituciones educativas han invertido en el desarrollo de tribómetros para determinar la tasa de desgaste de los cuales se presentan algunos trabajos desarrollados para obtener el grado de licenciatura, maestría y doctorado.

González realiza su trabajo de doctorado acerca de tribómetros lineales reciprocantes, como sucede en pistones de motores de combustión interna, el tribómetro está equipado con celdas de carga, contrapesos que ejercen carga normal a la zona de contacto, así mismo se obtiene la fuerza tangencial paralela al movimiento reciprocante, misma que es utilizada para el cálculo del coeficiente de fricción en tiempo real, de esta manera se logra simular el sistema tribológico de un pistón dentro de la camisa de un motor de combustión interna. González propone un prototipo que incluye un motorreductor coaxial y un mecanismo leva seguidor el cual convierte movimiento angular a lineal reciprocante acoplado a un motor Sumitomo de 2 HP de potencia a 230 o 460 V [32].

En la tesis de Barral y Cruz se desarrolla el diseño de un tribómetro anillo sobre bloque bajo la norma ASTM G77, que consta de un anillo con velocidad angular controlada que aplica una carga sobre un bloque fijo, el tribómetro es capaz de determinar la fuerza de corte que actúa sobre el par tribológico. Los parámetros a controlar son la velocidad angular, torque y tiempo de prueba, con estos datos se pueden determinar el coeficiente de fricción dinámico, en este trabajo se utiliza LabView para adquisición de datos y medición de temperatura [33].

La tesis de Vidal trata del diseño de un tribómetro de cilindros cruzados basado en la norma ASTM G83, la prueba ocurre entre un cilindro rotativo y otro estático colocados con sus ejes perpendiculares, es posible realizar la prueba con materiales distintos, las probetas tienen un diámetro de 10 mm y 15 mm de longitud, el motor que fue elegido es de la marca Siemens de 0.5 HP de potencia, trifásico a 220 V y velocidad controlada con variador de frecuencia y transmisión de banda, el diseño permite de esta manera controlar distintas variables como velocidad de rotación, carga normal, entre otros [34].

La tesis desarrollada por Nava utiliza un tribómetro lineal reciprocante de contacto bola-plano para realizar estudios de desgaste sobre materiales como acero, aluminio, bronce, donde se analiza la huella de desgaste mediante un microscopio óptico Carl Zeiss/Jena, se utiliza un microscopio electrónico de barrido Jeol ARM200F para identificar los mecanismos de desgaste presentes en el

par tribológico y por último un perfilómetro Mitutoyo CV-4500 para determinar parámetros de los perfiles de desgaste como profundidad, longitud y diámetro de la huella de desgaste y de esta manera cuantificar la tasa desgaste bajo condiciones específicas [35].

El trabajo de Hernández consiste en la instrumentación de un tribómetro lineal reciprocante, para lo cual se establecen algunas funciones como sensar y actuar el motor principal, adquisición y procesamiento de datos de la celda de carga, control del shaker (motor reciprocante) y medición de la temperatura de la probeta. Para la adquisición de datos se utiliza la tarjeta NI USB6008, para la interfaz gráfica se utiliza el programa LabView con el que se logra una interfaz fácil de utilizar y manipular, para variar los parámetros del ensayo. Adicionalmente muestra gráficamente los resultados en tiempo real de la fuerza de fricción obtenida de la celda de carga y la temperatura que alcanza la probeta y el lubricante calentado por una resistencia de cartucho [36].

El diseño de García está específicamente diseñado para simular el contacto tribológico de un freno de disco de vehículos y consta de un motor de corriente directa, un motorreductor colineal, un acoplamiento mecánico para transmitir el movimiento de rotación a un eje y tiene al otro extremo el disco de freno a ensayar. Por otro lado, el dispositivo cuenta con una mordaza fija que contiene pastillas de frenado, este dispositivo sirve para determinar el tiempo de frenado, el incremento de temperatura en los componentes, se pueden probar pastillas realizadas en distintos materiales y medir los efectos que esto produce en comparación con otros [37].

En este trabajo se propone implementar un mecanismo de Yugo Escocés el cual es más económico que los motores lineales (shakers), se agrega un mecanismo excéntrico que permite variar la longitud de desplazamiento, estas características suponen una innovación respecto a los trabajos mostrados en este capítulo.

Capítulo 3: MARCO TEÓRICO

3.1 Tribología

La palabra Tribología, se deriva del griego (*Tribos*) que significa fricción o rozamiento y (*Logos*) que significa estudio, así el significado literal es: estudio de la fricción. Etimológicamente es el estudio de los fenómenos de fricción o rozamiento entre las superficies que están en contacto y el movimiento relativo o recíprocante, incluyendo los fenómenos que se derivan. La tribología es el arte de aplicar el análisis operacional de problemas de gran impacto económico, como rentabilidad, mantenimiento y desgaste de equipo técnico en diferentes ámbitos. Las interacciones de las superficies en tribología son altamente complejas y su estudio requiere conocimiento de distintas áreas como lo son física, química, matemáticas aplicadas, mecánica, termodinámica, transferencia de calor, ciencia de los materiales reología, lubricación y diseño mecánico.

El estudio de la tribología es crucial en el diseño de la maquinaria moderna la cual tenga en sus componentes superficies en contacto de deslizamiento o rodadura. Ejemplos donde se aprovecha la fricción: frenos, embragues, neumáticos, tornillos, tuercas. Ejemplos donde se aprovecha el desgaste: maquinados, pulido, cepillado, torneado, bruñido. Ejemplos donde es negativa la fricción: motores de combustión interna, engranes, transmisiones, rodamientos, sellos.

El objetivo de las investigaciones en tribología es el entendimiento, la minimización y eliminación de pérdidas resultado de la fricción y desgaste [38].

3.2 Fuerza y coeficiente de fricción

El daño en la superficie ocurre durante el movimiento relativo de al menos dos cuerpos en contacto de deslizamiento o contacto de rodadura, que actúan como un par de fricción. La interacción dinámica de las superficies es debida a la carga de contacto F_N . Esto es una carga externa que actúa normal al sitio de contacto. El sitio de contacto es el lugar geométrico de contacto entre las superficies de los sólidos en movimiento dado que se deforma localmente cuando se aplica la carga normal F_N , dependiendo de la geometría y tamaño de los cuerpos en contacto, el sitio de contacto puede tener tres configuraciones: redondo, cuadrado y elíptico (ver Figura 7). El tamaño y forma

de sitio de contacto nominal puede ser determinado por la deformación cuando los cuerpos del par de fricción son comprimidos (ver Figura 7) donde se aprecia la deformación de ambos rodillos en el sitio de contacto o de manera sencilla por la geometría de los cuerpos en contacto como se muestra (ver Figura 8).

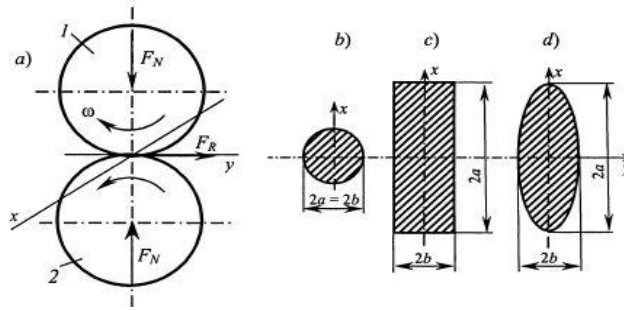


Figura 7. Sitios de contacto [39].

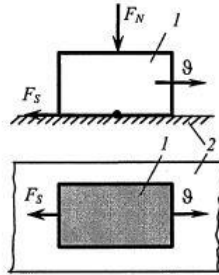


Figura 8. Determinación de la fuerza de fricción durante el deslizamiento [39].

Cuando comienza el movimiento relativo entre los cuerpos en contacto se presenta una fuerza interna de resistencia F_f que se opone al movimiento mostrada en la Figura 7 y Figura 8 la cual es tangente a la superficie de contacto y se designa como fuerza de fricción F_s para contacto de deslizamiento y F_R para contacto de rodamiento. La fuerza de fricción específica se puede definir con la Ecuación (1).

$$\tau_W = \frac{F_f}{A_a} \quad (1)$$

Donde τ_W se le llama esfuerzo de fricción que es igual a fuerza de fricción F_f dividida entre el área del sitio de contacto A_a . La relación adimensional entre la fuerza de fricción por deslizamiento F_s y la carga de contacto F_N es llamado coeficiente de fricción por deslizamiento definido por la Ecuación (2).

$$f_s = \frac{F_S}{F_N} = \text{constante} \quad (2)$$

El coeficiente de fricción a la rodadura está determinado por la relación entre el momento de resistencia a la rodadura llamado torque de fricción M_T y la fuerza normal de contacto F_N (ver Ecuación (3)).

$$f_R = \frac{M_T}{F_N} = \frac{F_R}{F_N} \quad (3)$$

Se puede definir el coeficiente de resistencia a la rodadura f_r (ver Ecuación (4)).

$$f_r = \frac{f_R}{R} = \frac{M_T}{R} = \frac{F}{F_N} \quad (4)$$

Se presentan los parámetros a considerar en un contacto por rodadura (ver Figura 9).

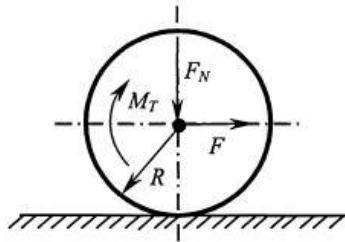


Figura 9. Determinación del coeficiente de fricción y el coeficiente de resistencia a la rodadura [39].

En general en el coeficiente de fricción estático y dinámico la fuerza F_f se presenta durante la fricción dinámica mientras que una fuerza de fricción que se incrementa linealmente se presenta durante el desplazamiento preliminar hasta alcanzar un valor máximo F_n^0 (ver Figura 10) [39].

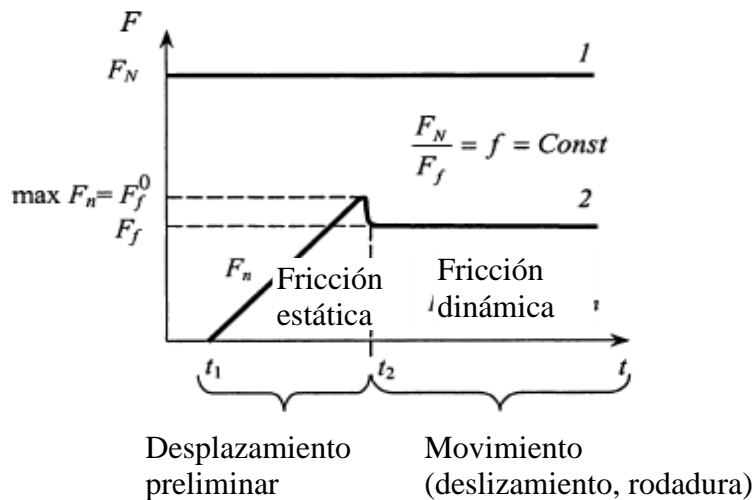


Figura 10. Diagrama de variación de la fuerza de fricción en el tiempo a una $F_N = \text{constante}$ [39].

3.3 Desgaste

El desgaste en la superficie es el daño o material removido de una o ambas superficies en movimiento relativo (deslizamiento rodadura o impacto). Durante el movimiento relativo, primero, el material en contacto con la superficie puede ser desplazado de modo tal que las propiedades del material en la superficie o cerca de ella son alteradas y como efecto se pierde poco o nada del material. Después el material puede ser removido de la superficie, resultando en transferencia de material a la superficie de contacto o puede desprenderse como una partícula de desgaste. En el caso de transferencia de una superficie a otra el volumen neto o la masa perdida en la interface es cero, sin embargo, alguna de las superficies esta efectivamente perdiendo volumen o masa. La definición de desgaste en general está basada en pérdida de material, pero debemos considerar que el daño originado por el material desplazado en un cuerpo dado sin cambio en la masa o volumen efectivamente está sufriendo desgaste. Existen seis tipos de desgaste: adhesivo, abrasivo, por fatiga, impacto por erosión y percusión, químico o corrosivo y eléctrico por arco inducido.

3.3.1 Desgaste adhesivo

El desgaste adhesivo ocurre cuando dos sólidos nominalmente planos están en contacto por deslizamiento ya sea lubricado o no. La adhesión ocurre cuando las asperezas de ambos materiales entran en contacto en la interface cortándose a causa del deslizamiento, resultando en desprendimiento de fragmentos de alguna superficie y fijación hacia otra superficie. Si el deslizamiento continúa los fragmentos transferidos pueden regresar a la superficie original o formar partículas sueltas de desgaste (ver Figura 11).

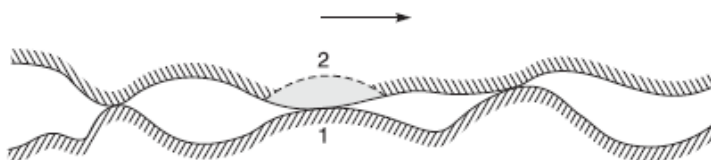


Figura 11. Esquema del contacto entre superficies [38].

3.3.2 Desgaste abrasivo

El desgaste abrasivo ocurre cuando las asperezas de una superficie rugosa y dura o partículas duras se deslizan sobre una superficie más blanda y dañan la interface a causa de la deformación plástica o fractura. En el caso de materiales dúctiles con alta tenacidad a la fractura, las asperezas duras o las partículas duras resultan en flujo plástico del material más blando. Las asperezas en contacto deforman los metales plásticamente aún a cargas bajas. En el caso de materiales frágiles con baja tenacidad a la fractura el desgaste ocurre por fractura frágil. Existen dos situaciones generales de desgaste abrasivo (ver Figura 12). En el primer caso la superficie dura es la más dura de ambas superficies en contacto por ejemplo en los procesos de maquinado y en el segundo caso la superficie dura es un tercer cuerpo generalmente partículas pequeñas de abrasivos atrapados entre otras dos superficies, suficientemente duras capaces de causar desgaste por ejemplo en pulidoras.

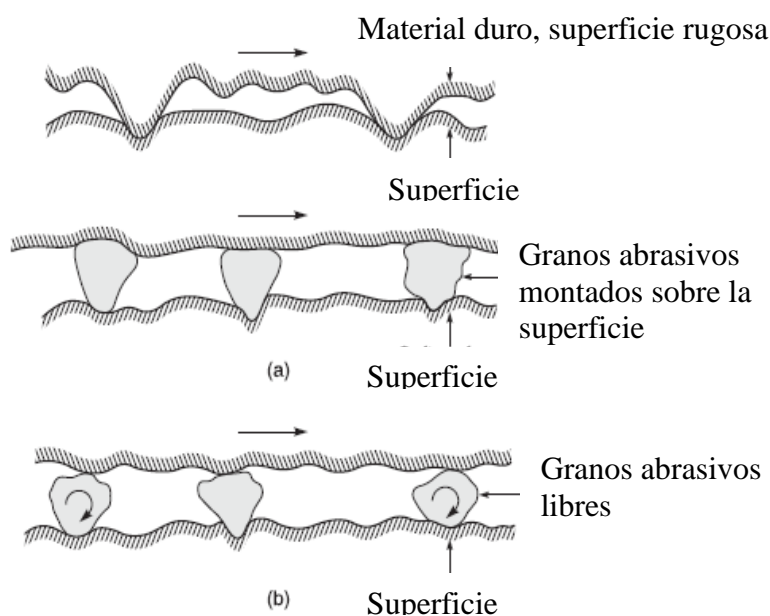


Figura 12. Esquemas a) Superficie dura y rugosa o superficie montada con granos abrasivos en deslizamiento sobre un material blando b) Granos abrasivos atrapados entre superficies con al menos una de las superficies más blanda que los granos abrasivos [38].

3.3.3 Desgaste por fatiga

La fatiga de la subsuperficie y superficie es observada durante el rodamiento repetido y deslizamiento respectivamente. Los ciclos repetitivos de carga y descarga a los que son expuestos los materiales induce la formación de grietas en la superficie y en la subsuperficie las cuáles después de un número crítico de ciclos resultará en la ruptura de la superficie con la formación de fragmentos grandes, dejando huecos en la superficie conocidos como picaduras. La cantidad de material removido por este mecanismo de desgaste no se utiliza frecuentemente para describir el mismo, sin embargo, es más relevante mencionar el número de revoluciones o tiempo antes que la falla por fatiga ocurra (ver Figura 13).



Figura 13. Rodamiento de bolas con la pista desgastada por fatiga [38].

3.3.4 Desgaste por impacto

Dentro de esta clasificación existen dos mecanismos de desgaste: por erosión y percusión.

- **Erosión:** Ocurre cuando un material es vulnerado por partículas sólidas. Es una forma de abrasión que sucede por la energía cinética de las partículas que fluyen en una corriente de aire o líquido que impactan sobre una superficie. La velocidad de la partícula y el ángulo de impacto combinado con el tamaño del abrasivo erosionan la superficie como resultado de los impactos (ver Figura 14).



Figura 14. Erosión en palas de aerogeneradores.

- **Percusión:** Es un impacto repetitivo de cuerpos sólidos, como los que se experimentan en aplicaciones electromecánicas de alta velocidad. En varias aplicaciones prácticas el impacto está asociado con el deslizamiento.

3.3.5 Desgaste químico (corrosivo)

El desgaste químico ocurre cuando el deslizamiento ocurre en un ambiente corrosivo. En ausencia de deslizamiento los productos químicos de la corrosión pueden formar una película de menos de un micrómetro de espesor en las superficies las cuales tiende a ralentizar e incluso detener la corrosión, sin embargo, el deslizamiento de las piezas remueve esta película generalmente compuesta por óxidos y el desgaste químico continúa. La corrosión química ocurre en un ambiente altamente corrosivo y en ambientes de altas temperaturas y condiciones de humedad (ver Figura 15).



Figura 15. Desgaste químico de piezas en deslizamiento.

3.3.6 Desgaste por arco eléctrico inducido

Cuando una alta diferencia de potencial eléctrico se presenta sobre una capa delgada de aire en procesos de deslizamiento, se presenta una ruptura dieléctrica que conducen a la formación de un arco eléctrico. Durante el arco una relativamente alta densidad de energía ocurre sobre un corto periodo de tiempo. La zona caliente afectada es usualmente poco profunda. El calentamiento es causado por el efecto Joule por la alta concentración de energía y por el bombardeo de iones del plasma sobre la superficie. Este calentamiento excesivo resulta en la fundición del material y la subsecuente solidificación, corrosión, endurecimiento y cambio de fases. El arco causa grandes cráteres y cualquier deslizamiento u oscilación después de la formación del arco provoca abrasión, corrosión y fatiga superficial. El arco eléctrico puede iniciar distintos modos de desgaste resultando en fallos catastróficos en máquinas eléctricas (ver Figura 16) [38].

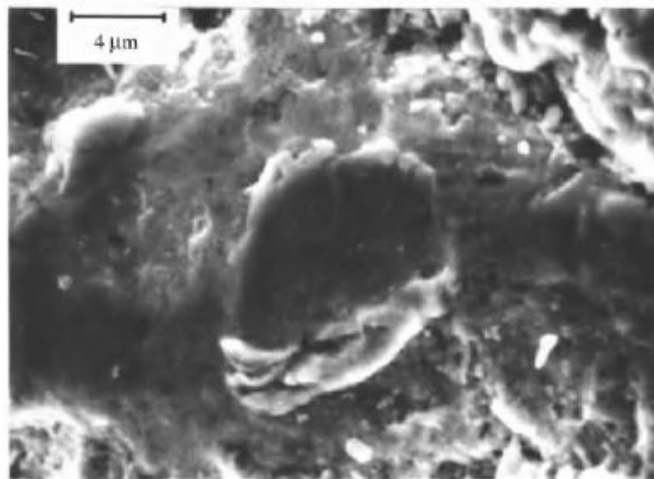


Figura 16. Desgaste por arco eléctrico inducido en un acero inoxidable 303 [38].

3.4 Tipos de tribómetros y pruebas de desgaste

Existen dos tipos distintos de pruebas; las fenomenológicas que sirven para entender y caracterizar el desgaste en materiales o mecanismos y las operacionales que son usados para entender y caracterizar el desgaste en sistemas aplicados.

3.4.1 Tribómetro Reichert

El tribómetro Reichert está diseñado para la industria manufacturera de lubricantes y aditivos para evaluar el desgaste preventivo y presión extrema. El tribómetro fue diseñado como una opción rápida y económica para evaluar la formación de una película lubricante entre las superficies en contacto identificando un descenso en el nivel de ruido emitido por la fricción entre superficies, indicando de esta manera la formación de la película lubricante (ver Figura 17) [40].

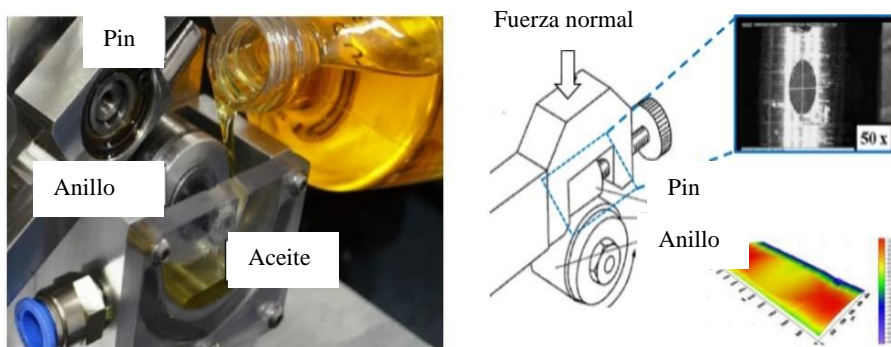


Figura 17. Tribómetro Reichert [40].

3.4.2 Tribómetro de cilindros cruzados

La norma técnica ASTM G83 estandariza el ensayo de desgaste con un equipo de cilindros cruzados. El ensayo consiste en una prueba de laboratorio para determinar el desgaste por fricción entre dos materiales. En la prueba la fricción ocurre entre un cilindro rotativo y otro estático cuyos ejes están dispuestos perpendicularmente y aplicando una carga normal a los ejes (ver Figura 18).

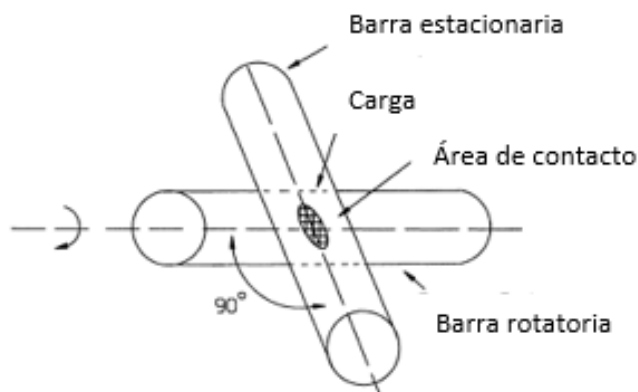


Figura 18. Esquema de prueba de desgaste de cilindros cruzados [18].

El ensayo puede realizarse a diferentes materiales, siempre y cuando las dimensiones específicas puedan lograrse y que soporten los esfuerzos producidos durante la prueba sin fallar y sin mostrar flexión excesiva, adicionalmente debe conocerse su composición, dureza y tratamientos térmicos al que se han sometido [13]. Los principales componentes que constituyen una máquina de cilindros cruzados son: Brazo de palanca, porta-probeta fija, probeta móvil, chuck o mandril para la sujeción de la probeta móvil, motor de CA, un controlador para el paro y arranque del motor de CA, un contador de vueltas, una cadena o banda para transmitir movimiento, un sensor de celda de carga para medir la fuerza de fricción entre otros. La norma ASTM G83, plantea una prueba de laboratorio donde los ejes de dos cilindros cruzados forman un ángulo perpendicular entre sí. En ella un espécimen gira a velocidades comprendidas de 0 rpm, hasta 400 rpm. El segundo cilindro se mantiene estático y ejerce un esfuerzo de compresión sobre el primer espécimen. El esfuerzo transmitido al punto de contacto se realiza mediante la carga de un peso muerto, aplicado mediante un brazo de palanca. La tasa de desgaste se determina midiendo la pérdida de masa de los especímenes después de la prueba. Debido a la amplia diferencia en las densidades de los materiales, es necesario convertir la pérdida de peso a la pérdida de volumen en milímetros cúbicos (ver Figura 19) [18].

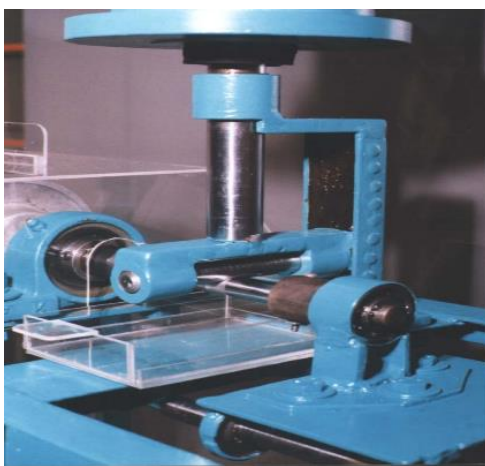


Figura 19. Tribómetro de cilindros cruzados [13].

3.4.3 Tribómetro pin-on-disc

El tribómetro *pin-on-disc* es un aparato que sirve para determinar el coeficiente de fricción y la tasa de desgaste de diferentes materiales. La configuración del tribómetro permite realizar una prueba de desgaste en la que existe movimiento relativo entre dos materiales, puede estar en movimiento

el pin o el disco de manera circunferencial, la norma ASTM G99 permite al usuario elegir la configuración que más se aproxime a la aplicación. Esta prueba se puede realizar en condiciones lubricadas y no lubricadas, el contacto existente entre el pin y el disco genera desgaste (ver Figura 20).

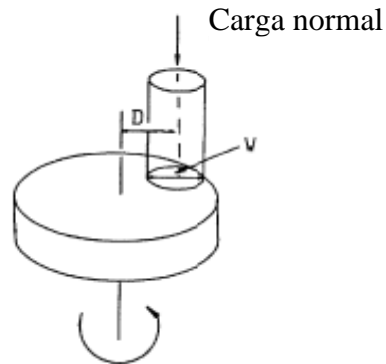


Figura 20. Diagrama de prueba de desgaste pin-on-disc [25].

Los parámetros que deben ser controlados en el disco de prueba son carga, deslizamiento, distancia, velocidad de rotación, diámetro de la huella del desgaste, temperatura del lubricante y tiempo de mezclado de los nano aditivos en el lubricante. La medición de la fuerza de fricción se realiza mediante una celda de carga. Se pueden realizar pruebas sin lubricante y con lubricante, donde se ha determinado una reducción del 76.5 % en el coeficiente de fricción bajo condiciones lubricadas respecto a condiciones sin lubricación [25]. Este tipo de tribómetro es muy utilizado en laboratorios para la caracterización de pruebas y estudio de materiales (ver Figura 21 y Figura 22).

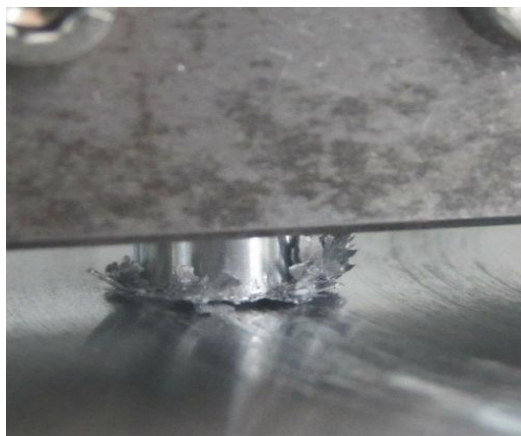


Figura 21. Contacto pin-on-disc [25].

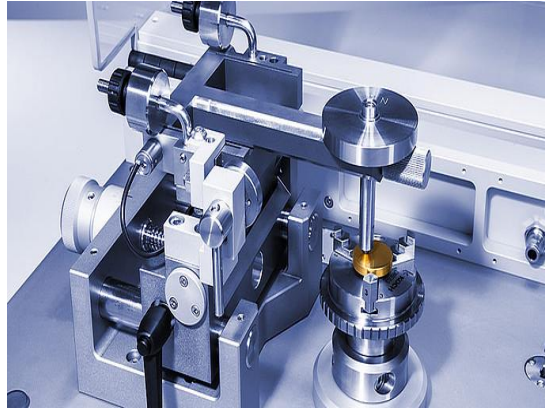


Figura 22. Tribómetro pin-on-disc [43].

3.4.4 Tribómetro lineal desplazamientos largos

El tribómetro lineal, es utilizado para realizar ensayos y medidas de fricción y desgaste por rozamiento entre dos materiales con superficies sometidas a un movimiento lineal entre sí, consta de un cabezal móvil y de una bancada fija de soporte, estando dotado el cabezal móvil de medios de movimiento y guiado vertical de un sensor de fuerza asociado a una probeta de uno de los materiales, y una bancada de medios de movimiento y guiado horizontal del cabezal móvil, cuenta igualmente con un soporte de fijación, paralelo al sentido de movimiento del cabezal móvil, para el otro material. Este tribómetro tiene la principal ventaja de permitir ensayos y medidas de fricción y desgaste con un desplazamiento lineal siendo fácilmente ampliable a cualquier longitud, disponiendo de total flexibilidad en las posibilidades de condiciones de ensayo (ver Figura 23).

El desplazamiento horizontal del cabezal móvil genera el movimiento necesario para generar el desgaste. El desplazamiento vertical, realizado en el cabezal móvil, se aplica sobre el sensor de fuerza y momentos ubicado directamente sobre la probeta de material, lo cual permite aplicar una fuerza constante y configurable en el ciclo del ensayo del material sobre el material. Este arreglo permite configurar y controlar la aceleración, velocidad del movimiento horizontal, así como la fuerza de aplicación de carga. La medida de la fuerza normal se realiza con el sensor de fuerza y momentos, con el que se mide la fuerza de fricción, con el objeto de obtener el coeficiente de fricción del material [28].

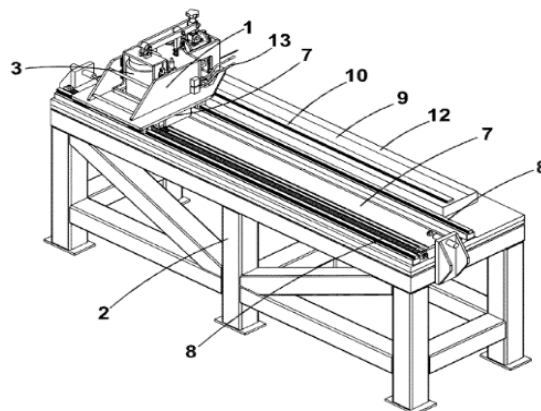


Figura 23. Tribómetro lineal de desplazamientos largos [28].

3.4.5 Tribómetro lineal reciprocante

La prueba de desgaste que se realiza en este tipo de tribómetro es similar a la prueba pin-on-disc con la diferencia en el tipo de movimiento. En esta prueba la configuración general es un pin realizando un movimiento lineal reciprocante sobre una muestra plana (ver Figura 24).

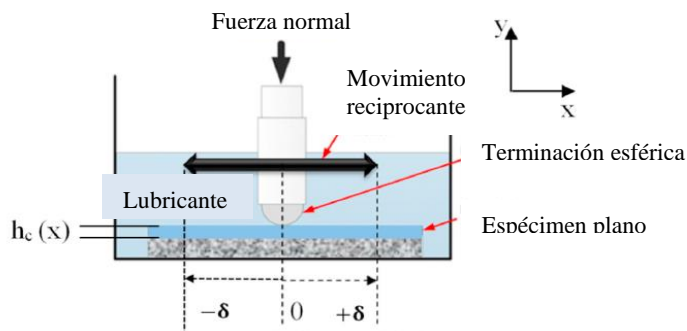


Figura 24. Esquema del contacto bola-plano [42].

En el caso de la prueba de desgaste pin-on-disc el movimiento es unidireccional caso contrario la configuración pin-on-flat donde se tiene un movimiento reciprocante, generando un perfil de velocidad variable a lo largo del ciclo. Una consecuencia de este perfil de velocidad variable es la generación de secciones donde existen aceleraciones y desaceleraciones. El perfil de velocidad varía dependiendo de la naturaleza del actuador que genere el movimiento. Esta variación en el perfil de velocidad puede influir en el comportamiento del desgaste como la influencia de las

partículas de desgaste, lubricación y desgaste por fatiga, lo que puede generar una mejor simulación para algunas aplicaciones que otros tipos de pruebas. Con esta prueba se puede determinar el coeficiente de fricción en la interface del par de contacto. La norma ASTM G133 describe los estándares para la realización de esta prueba, el cuál utiliza un pin con terminación esférica. El volumen del desgaste se mide después de un número determinado de ciclos, es común utilizar un perfilómetro para verificar el nivel de desgaste generado siendo posible medir de igual manera la profundidad del desgaste en la superficie [41].

Esté método involucra dos especímenes, un material plano con un acabado superficial de $0.02\ \mu\text{m}$ a $0.05\ \mu\text{m}$ y un espécimen con una terminación esférica, el cual se desliza linealmente en un recorrido de 10 mm y de manera recíprocante con una frecuencia de 5 Hz sobre la muestra plana ejerciendo una presión constante de 25 N, en donde cambia la velocidad de deslizamiento y la dirección del movimiento durante la prueba, como consecuencia del cambio de dirección no es posible mantener una velocidad constante siendo posible realizar pruebas con lubricación y sin lubricación. El perfil de velocidad de la prueba está determinado por el diseño del mecanismo que mueve la esfera de contacto o el material de prueba (ver Figura 25 y Figura 26) [1].

Este tipo de tribómetros se han utilizado en pruebas de recubrimientos con nanocompuestos ($\text{Ni}/\text{Al}_2\text{O}_3$, Ni/SiC , Ni/ZrO_2) para analizar cómo las propiedades intrínsecas de los materiales como son: tamaño de grano, dureza, porosidad, acabado superficial, coeficiente de fricción influyen en el desgaste [42].

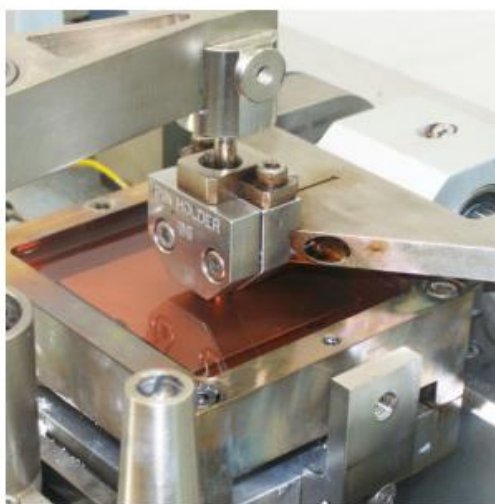


Figura 25. Tribómetro lineal recíprocante [43].



Figura 26. Tribómetro lineal recíprocante modelo Plint 77 [42].

3.5 Diseño Mecánico

El diseño en ingeniería fue definido por Norton como *“el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el propósito de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficientes detalles que permitan su realización”*. El diseño es una actividad elemental en la práctica y desempeño de la ingeniería que implica alta complejidad, cuya resolución requiere de preparación, experiencia, información, herramientas de diseño por computadora, cumplimiento de normas y estándares, se deben considerar de la misma manera los valores éticos, constancia, disciplina y capacidad para comunicar los resultados con la finalidad de satisfacer una necesidad específica. El producto resultante del diseño deberá ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, manufacturable y comercializable [8], [44].

3.5.1 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

La resistencia es una propiedad que resulta de las características del material, del tratamiento y procesos de manufactura para crear su geometría, y de la carga a la cual esté sometido un elemento. Una carga estática es una fuerza estacionaria o un par de torsión que se aplica a un elemento. La fuerza o el par de torsión no deben cambiar su magnitud, el punto o los puntos de aplicación o su dirección. La carga estática produce tensión o compresión axial, una carga cortante, una carga flexionante, una carga torsional o cualquier combinación de éstas.

Una falla puede significar que una parte se ha separado en dos o más piezas; se ha distorsionado permanentemente, afectando de esta manera su geometría; se ha degradado su confiabilidad, o se ha comprometido su funcionamiento.

Ahora es importante definir cuantitativamente el comportamiento dúctil o frágil. Un material se considera dúctil cuando la deformación unitaria en la fractura $\epsilon_f \geq 0.05$ y cuando tienen una resistencia a la fluencia identificable que regularmente es la misma en compresión que en tensión $S_{ut} = S_{uc} = S_y$. Los materiales frágiles son aquellos cuya deformación unitaria a la fractura $\epsilon_f < 0.05$ y no presentan resistencia a la fluencia identificable, estos se clasifican con base en sus resistencias última a tensión y a compresión S_{ut} y S_{uc} , respectivamente.

Existen diferentes teorías que ha sido formuladas y evaluadas que predicen la falla de un elemento bajo condiciones de carga determinadas, para materiales dúctiles se mencionan las teorías de esfuerzo cortante máximo, energía de distorsión, Mohr-Coulomb y para materiales frágiles las teorías de esfuerzo normal máximo, Mohr-Coulomb y Mohr modificada. A continuación, se presenta un diagrama de flujo para seleccionar adecuadamente la teoría de falla de acuerdo al comportamiento del material frágil o dúctil (ver Figura 27).

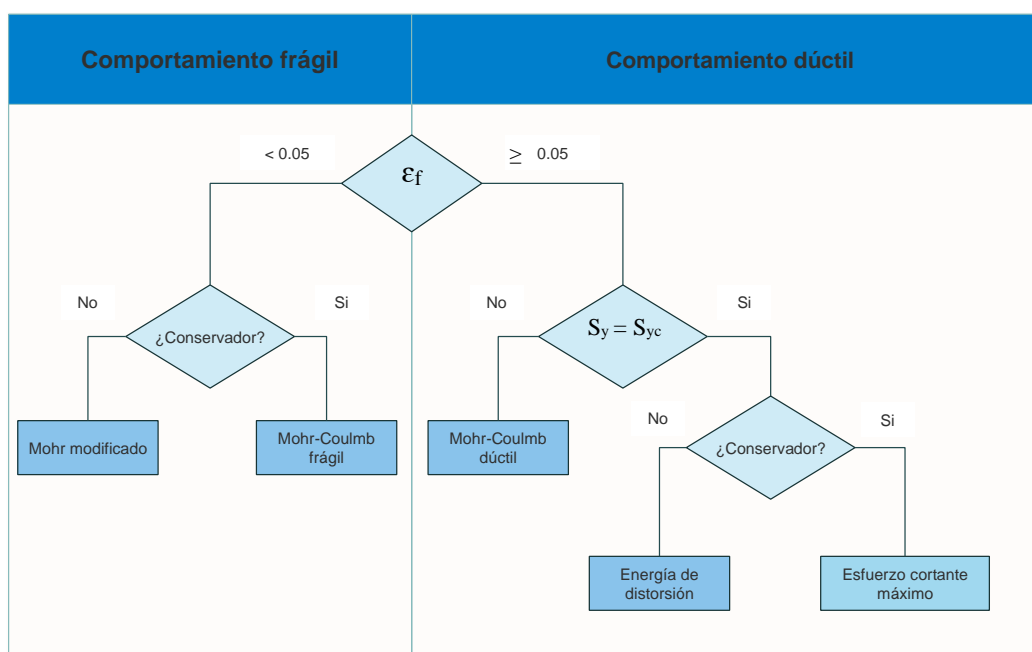


Figura 27. Diagrama de flujo para elegir teoría de falla.

La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material. Cuando un volumen unitario se somete a un estado de esfuerzos tridimensional designado por σ_1, σ_2 y σ_3 , (ver Figura 28a) a tensión el elemento experimenta un cambio de volumen

sin distorsión angular (ver Figura 28b), considerando σ_{prom} como un componente de σ_1 , σ_2 y σ_3 y restándoselos resulta el estado de esfuerzo mostrado en la Figura 28c quedando sometido a distorsión angular sin cambio de volumen [8].

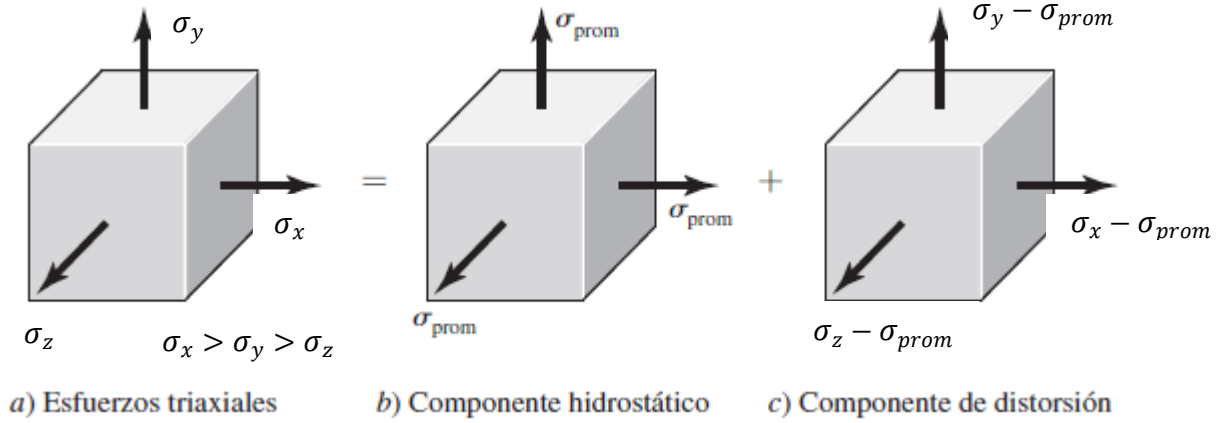


Figura 28 a) Elemento con esfuerzos triaxiales. b) Elemento sometido a tensión hidrostática. c) Elemento con distorsión angular sin cambio de volumen.

La fórmula que define σ_{prom} es la Ecuación (5).

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3} \quad (5)$$

Si la energía de deformación por unidad de volumen es $u = \frac{1}{2} \epsilon \sigma$, la energía por volumen unitario resulta $u = \frac{1}{2} [\epsilon_1 \sigma_1 + \epsilon_2 \sigma_2 + \epsilon_3 \sigma_3]$, además se tiene que las deformaciones unitarias normales para un elemento con esfuerzo en σ_x , σ_y y σ_z están expresadas de la siguiente manera.

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \end{aligned} \quad (6)$$

Sustituyendo para la energía por volumen unitario u las definiciones de la Ecuación (6) obtenemos:

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - 2\nu(\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x)] \quad (7)$$

Para producir sólo cambio de volumen u_v , puede sustituirse el σ_{prom} resultando

$$u_v = \frac{3\sigma_{prom}^2}{2E}(1 - 2\nu) \quad (8)$$

Sustituyendo el cuadrado de la Ecuación (5) en la Ecuación (8) da como resultado

$$u_v = \frac{1 - 2\nu}{6E}(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 + 2\sigma_x\sigma_y + 2\sigma_y\sigma_z + 2\sigma_z\sigma_x) \quad (9)$$

La energía de distorsión es el resultado de restar la Ecuación (10) de la Ecuación (7) así

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \nu}{3E} \left[\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2} \right] \quad (10)$$

En un ensayo de tensión simple en la fluencia $\sigma_1 = S_y$ y $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ de la Ecuación (10) se obtiene

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} S_y^2 \quad (11)$$

Para un estado general de esfuerzo se puede predecir de la Ecuación (10) la fluencia del material cuando se cumple que

$$\left[\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (12)$$

Al lado izquierdo de la desigualdad (12) se le llama esfuerzo de Von Mises σ' es decir

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (13)$$

Para una condición de esfuerzo planos dados los esfuerzos principales σ_A y σ_B se tiene

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (14)$$

Otra equivalencia importante del esfuerzo de Von Mises para un esfuerzo tridimensional se escribe como sigue

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (15)$$

Y para esfuerzo plano

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (16)$$

Una vez definido el esfuerzo de Von Mises para esfuerzo tridimensional y bidimensional se puede comparar con el esfuerzo de fluencia y de esta manera obtener el factor de seguridad bajo la teoría de energía de distorsión para materiales dúctiles.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (17)$$

Para el caso de una configuración de cortante puro τ_{xy} para esfuerzos planos $\sigma_x = \sigma_y = 0$ la Ecuación (16) se simplifica de la siguiente manera

$$(3\tau_{xy}^2)^{1/2} = S_y \quad (18)$$

Despejando el valor del cortante

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577S_y \quad (19)$$

Por último, la resistencia a la fluencia cortante deducida por la teoría de la energía de distorsión es

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (20)$$

La teoría expuesta anteriormente es una de las más aceptadas en el ámbito de diseño mecánico ya que los datos experimentales concuerdan con los valores predichos por esta teoría [8].

3.5.2 Metodología de diseño de Nigel Cross

La metodología desarrollada por Nigel Cross [3] es un procedimiento formal y sistematizado que se puede seguir durante el proceso de diseño, esto permite realizar en un registro gráfico o esquemático las ideas del diseñador, permitiendo ampliar el espacio de búsqueda de soluciones potenciales o facilitar el trabajo en equipo y la toma de decisiones. Las etapas que forman la metodología de Nigel Cross se relacionan como muestra la Figura 29 y son las siguientes:

- a) Clarificación de objetivos
- b) Establecimiento de funciones
- c) Fijación de requerimientos
- d) Determinación de características
- e) Generación de alternativas
- f) Evaluación de alternativas
- g) Mejora de detalles

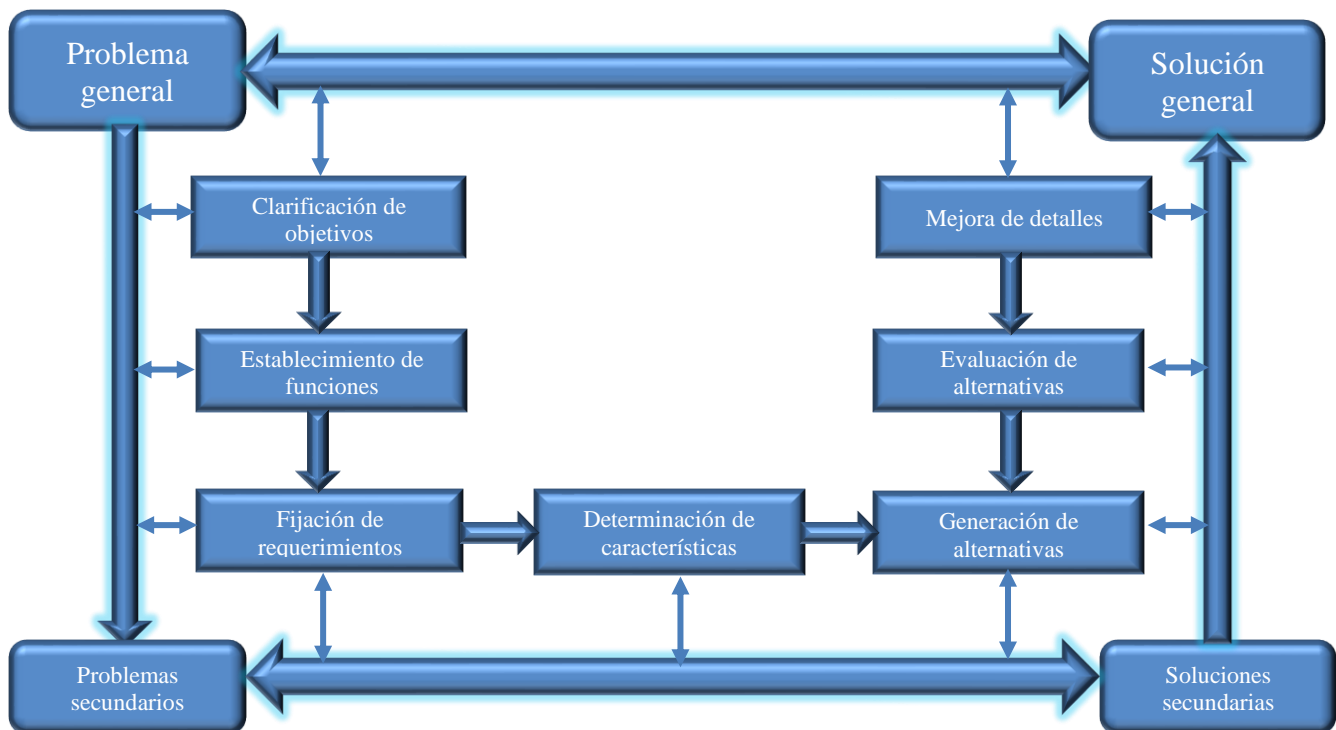


Figura 29. Metodología de Nigel Cross.

a) Clarificación de objetivos

Los objetivos son los fines que se pretenden alcanzar los cuales pueden ser abstractos y se establecen a partir de las necesidades expresadas por el cliente, el planteamiento del problema, reunión de diseñadores o la normatividad que aplique para un diseño particular. Los objetivos generalmente resultan ambiguos ya que los clientes no expresan con claridad sus necesidades y expectativas por falta de conocimiento técnico u obstáculos durante la comunicación. Para la clarificación de objetivos se utiliza el método de árbol de objetivos, ya que ofrece un formato claro y útil, muestra los medios para alcanzarlos y la relación entre ellos y los organiza de manera jerárquica en objetivos primarios y secundarios. Para realizarlo primero se crea una lista con todos los objetivos que se puedan enumerar, en esta lista no se debe excluir ninguna idea, el siguiente paso es ordenar la lista de objetivos en orden de importancia, esto permite diferenciar entre niveles de objetivos y se puede observar que algunos objetivos resultan ser el medio para alcanzar objetivos de mayor importancia, por último se comienza a dibujar el diagrama de árbol de objetivos, esto permite escribir los objetivos de manera organizada, esquemática y visual, el valor de este diagrama es que permite al diseñador precisamente la clarificación y organización de los objetivos que ha de cumplir su diseño final.

b) Establecimiento de funciones

El establecimiento de funciones permite al diseñador definir el nivel de generalidad que resolverá el producto final el cual puede ser desde niveles muy bajos como diseño y especificaciones de partes primarias hasta niveles de generalidad altos como diseño de sistemas sin llegar a especificaciones particulares, el método ofrece un medio para considerar las funciones esenciales y el nivel que el diseño debe cumplir, independientemente de los componentes físicos a utilizar en el diseño. Es decir, permite al diseñador concentrarse en lo que el nuevo diseño debe cumplir y no en cómo se logrará. Se debe dibujar en primera instancia una caja negra donde se escriban las entradas y salidas del producto y posteriormente se dibuja un diagrama de bloques a manera de una caja transparente con las funciones secundarias escritas dentro de un bloque delimitadas por una línea que representa la mencionada caja transparente. Se deben escribir también fuera de los límites las entradas y salidas que el dispositivo o sistema tendrá, tales como materias primas, fuente de alimentación, scrap, material procesado entre otros. Sirve para decidir la manera en que se enlazan las funciones secundarias, entradas y salidas de una manera factible y funcional. Para realizarlo se

debe primero escribir la función general del diseño, después descomponerla en funciones secundarias, dibujar el diagrama de bloques que muestre las interacciones entre ellas, dibujar y establecer los límites del sistema y por último buscar componentes apropiados para realizar las funciones secundarias.

c) Fijación de requerimientos

La fijación de requerimientos se refiere a la determinación del rendimiento del producto, esto limita las posibilidades de soluciones aceptables, este paso restringe las posibles soluciones que el diseñador pueda imaginar como solución al problema planteado. Al establecer rangos de operación, es decir especificaciones de rendimiento, se ayuda al diseñador a definir el problema de diseño y deja suficiente libertad para realizar el diseño en cuestión. El método se enfoca en el rendimiento que debe alcanzar una solución y no en componentes físicos en particular, estas especificaciones deben plantearse en un nivel adecuado de generalidad ya que si no se hace correctamente puede conducir a ampliaciones o reducciones innecesarios de los conceptos de diseño. Una vez establecido el nivel de generalidad, se deben escribir los atributos del diseño, los atributos son los aspectos que los clientes valoran en cierto diseño, el siguiente paso es distinguir entre atributos que son requeridos y atributos deseables. En medida de lo posible una especificación se debe expresar en términos cuantificables.

d) Determinación de características

En esta etapa se relacionan de manera gráfica las características y atributos para evitar confusiones, los diseñadores toman las decisiones correspondientes a las propiedades físicas del producto lo que es llamado características de ingeniería que a su vez determinan los atributos que están orientados a satisfacer las necesidades y requerimientos del cliente. Es necesario entender qué desean los clientes en términos de atributos del producto y traducirlos apropiadamente en características de ingeniería. El método que logra esta relación es el despliegue de función de la calidad QFD por sus siglas en inglés. El método QFD traduce los requerimientos del cliente en características de ingeniería y comienza con la identificación de los clientes y de sus puntos de vista respecto a sus propios requerimientos y atributos deseados, a cada atributo del producto se le otorga un peso relativo, identificando cuáles son los atributos que más afectan la percepción del cliente. Se dibuja una matriz central que relaciona los atributos del producto con las características de ingeniería. El

rendimiento de la competencia o productos similares en cuestión se debe analizar con respecto a los atributos del diseño propio, este procedimiento resalta los puntos que deberían mejorarse, al igual que sus ventajas competitivas. A continuación se deben representar las interacciones que existen entre características de ingeniería y la influencia que tiene alguna en particular sobre las demás ya sea de manera negativa o positiva, estas interacciones se plantean gráficamente el techo de la casa de la calidad, por último, en la parte inferior se escriben las metas objetivas que el diseño debe lograr en términos de características de ingeniería medibles y cuantificables a fin de satisfacer los requerimientos del cliente o mejorar el producto propuesto en comparación con la competencia (ver Figura 30).



Figura 30. Esquema de la casa de la calidad QFD.

e) Generación de alternativas

La generación de alternativas es un aspecto fundamental en el proceso de diseño, aquí se proponen varias soluciones alternativas, aquí se aplica el método del diagrama morfológico que motiva al diseñador a identificar posibles soluciones, el diagrama ofrece una gama de componentes o soluciones secundarias susceptibles de combinarse para lograr una solución, el objetivo es ampliar

la búsqueda de nuevas y posibles geometrías, esto es proponer formas de elementos que satisfagan las funciones a realizar. Para elaborar el diagrama morfológico, primero se realiza una lista con las funciones que deberá cumplir el diseño, luego se construye el diagrama a partir de la lista anterior con posibles configuraciones geométricas que satisfacen las funciones, esto a su vez representa el espacio de posibles soluciones, pueden existir varias soluciones y cada una de ellas debe ser considerada y el diseñador debe elegir las mejores opciones por razones de costo, rendimiento, impacto o grado de innovación, dependiendo del contexto e intención de diseño.

f) Evaluación de alternativas

Una vez creados diseños alternativos es necesario seleccionar la mejor solución de manera objetiva y realizar toma de decisiones. La toma de decisiones puede ejecutarse con base a conjeturas, intuición experiencia o tomando decisiones arbitrarias, sin embargo, es mejor realizar la elección mediante un proceso lógico, esto generará más confianza al diseñador, por ejemplo, evaluando un árbol de objetivos de manera ponderada asignando un peso relativo a cada objetivo para compararlo sistemáticamente contra otros objetivos que se encuentran al mismo nivel. El método de objetivos ponderados evalúa y compara los diseños alternativos, se realiza aplicando pesos numéricos a los objetivos. Para ejecutar la evaluación es necesario tener un conjunto de criterios, con base en los objetivos de diseño. En los objetivos incluyen factores técnicos, económicos, requerimientos de los usuarios, de seguridad, de normatividad entre otros. Es necesario ahora establecer un orden dependiendo del grado de relevancia de cada objetivo, este proceso se puede realizar mediante la comparación sistemática de pares de objetivos de uno contra otro mediante la aplicación de una tabla comparativa, preguntándose en cada comparación si el objetivo A es más importante que el objetivo B, si A resulta más importante que B se coloca un 1 y es B más importante que A se asigna 0 y si son igualmente importantes se coloca el valor de 0.5 y posteriormente se calcula la sumatoria por cada objetivo, después se pueden ordenar los objetivos desde los valores más altos obtenidos por cada fila hasta los valores más bajos. Otro procedimiento que puede ser utilizado es asignar a los objetivos en el mismo nivel un peso relativo cuya suma será la unidad, de esta manera se comparan grupos pequeños de objetivos, por último, se evalúa cada propuesta de diseño en relación a su rendimiento frente a objetivos establecidos anteriormente.

g) Mejora de detalles

Esta etapa tiene la finalidad de agregar valor al producto diseñado aplicando el método de la ingeniería del valor. El primer paso consiste en analizar cada uno de los componentes del producto, esto permite familiarizarse con él, así como su proceso de manufactura, se elabora una lista completa de componentes agrupados en sub ensambles con funciones adecuadamente identificadas. A continuación, se deben determinar los valores de las funciones identificadas, estos deben ser los que el cliente percibe o aprecia de un producto o diseño. Se determinan los costos del producto incluyendo materia prima, costos de compra, costos de mano de obra, costos de fabricación. Por último, se buscan formas de reducir los costos sin reducir el valor agregado o agregar valor sin incrementar los costos. Algunas técnicas utilizadas es simplificar el diseño de piezas o su proceso de manufactura, simplificar las funciones que realiza. Otra técnica es identificar componentes y funciones de alto costo y alto valor, en otra categoría identificar componentes y funciones de bajo costo y bajo valor, también es aconsejable preguntarse para cada componente y función si se puede eliminar, reducir, simplificar, modificar o estandarizar. Mientras que el enfoque del análisis de valor tiende a hacer énfasis en la reducción de costos, el enfoque más amplio de la ingeniería de valor pretende agregar valor al producto. El resultado de este paso son sugerencias alternativas de cambios en el diseño del producto.

Capítulo 4: DISEÑO CONCEPTUAL DEL TRIBÓMETRO

4.1 Desarrollo de la metodología de diseño

Durante esta etapa se desarrolla la metodología de diseño propuesta por Nigel Cross y está compuesta por siete pasos como se observa en la Figura 29 [3].

- 1. Clarificación de objetivos del banco de pruebas:** En este paso se clarifican los objetivos de diseño y los subjetivos y las relaciones entre ellos. Lo primero que se debe hacer dentro de este paso es generar una lista lo más completa posible de objetivos. En la Tabla 1 se muestra la lista de objetivos planteadas para este proyecto, incluidos los requerimientos establecidos en la norma ASTM G133. A continuación, se plantea un árbol con los objetivos listados, ver Figura 31, estos fueron agrupados en objetivos de operación, seguridad, mantenimiento, manufactura y normatividad. El diagrama facilita visualizar los objetivos de manera gráfica, sencilla, y permite al diseñador conservar un registro escrito.
- 2. Establecimiento de funciones del banco de pruebas:** En esta etapa se establecen las funciones requeridas y los límites del sistema de un nuevo diseño, para lograrlo primero se dibuja una caja negra (ver Figura 32) con una entrada y una salida, en esta caja negra no es necesario tener claridad en cuanto a los procesos y funciones que suceden internamente para convertir las entradas en salidas. Posteriormente se revisan las funciones que se deben ejecutar para lograr un proceso, mismas funciones que se establecen ahora dentro de una caja transparente y se dibujan los límites, así mismo se colocan las entradas y salidas del sistema (ver Figura 33).

TRIBÓMETRO PARA PRUEBAS DE DESGASTE

Tabla 1. Lista de objetivos.

Características de operación	Características económicas	Características de manufactura	Características ASTM	Procedimiento A	Procedimiento B
Contacto bola-plano	Económico	Fácil ensamble	Recorrido de 10 mm	Radio del pin, 4.76 mm (3/16 in.).	Radio del pin, 4.76 mm (3/16 in.).
Aplicación de carga normal variable	Piezas comerciales de fácil adquisición	Diseños sencillos	Carga normal de 25.0 N	Fuerza normal, 25.0 N.	Fuerza normal, 200.0 N.
Medición y control de temperatura		Integración de elementos comerciales	Mecanismo de Yugo escocés	Longitud de carrera, 10.0 mm.	Longitud de carrera, 10.0 mm.
Para pruebas con y sin lubricación		Componentes manufacturables	Celda de carga	Frecuencia de oscilación, 5.0 Hz.	Frecuencia de oscilación, 10.0 Hz.
Tribómetro lineal		Bastidor rígido y ligero	Medición de frecuencia	Duración de la prueba 40 s (distancia deslizada 100 m).	Duración de la prueba, 33 min 20 s (distancia deslizada 400 m).
Medición de coeficiente dinámico de fricción			Sensor de humedad	Temperatura ambiente, 22.6 °C	Temperatura 150°C.
Medición de fuerza tangencial			Calibración de la carga + - 2%	Humedad relativa, 40 a 60 %.	Humedad relativa, 40 to 60 %.
Deslizamiento suave			Calibración de velocidad y longitud de la carrera	Lubricación	Lubricación
Carrera variable			Calibración de sensor de fuerza		
Fácil de operar			Control de temperatura + - 2%		
Montaje fácil de la probeta			Contador de ciclos		

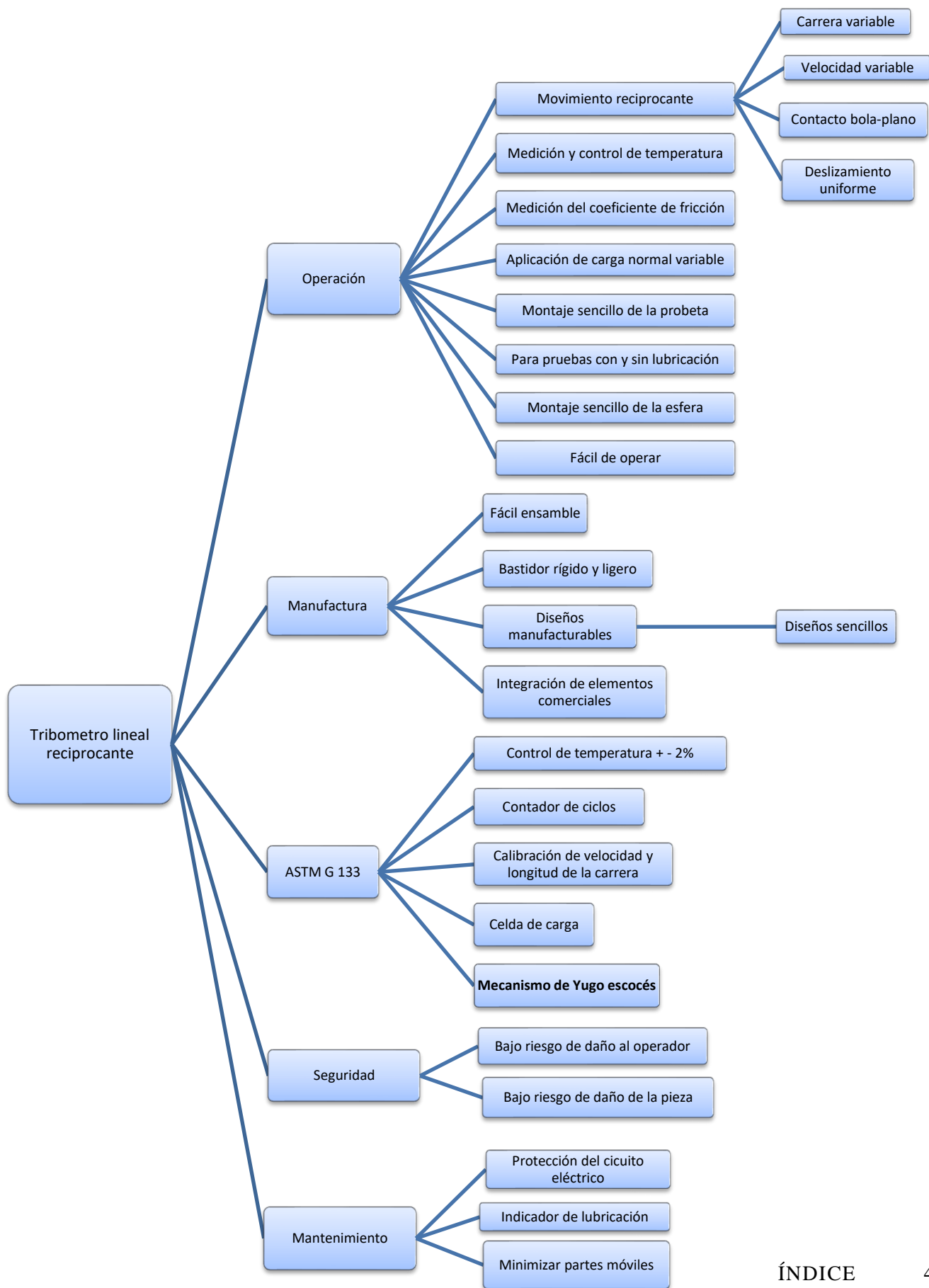


Figura 31. Árbol de Objetivos.

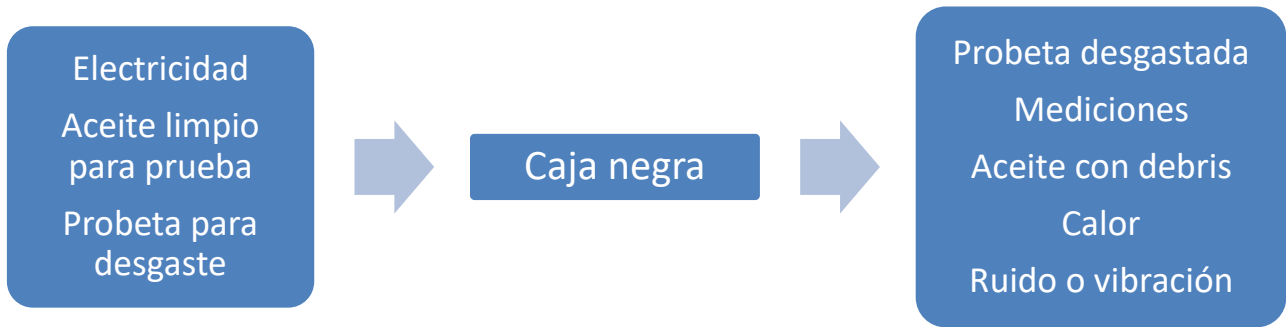


Figura 32. Caja negra.

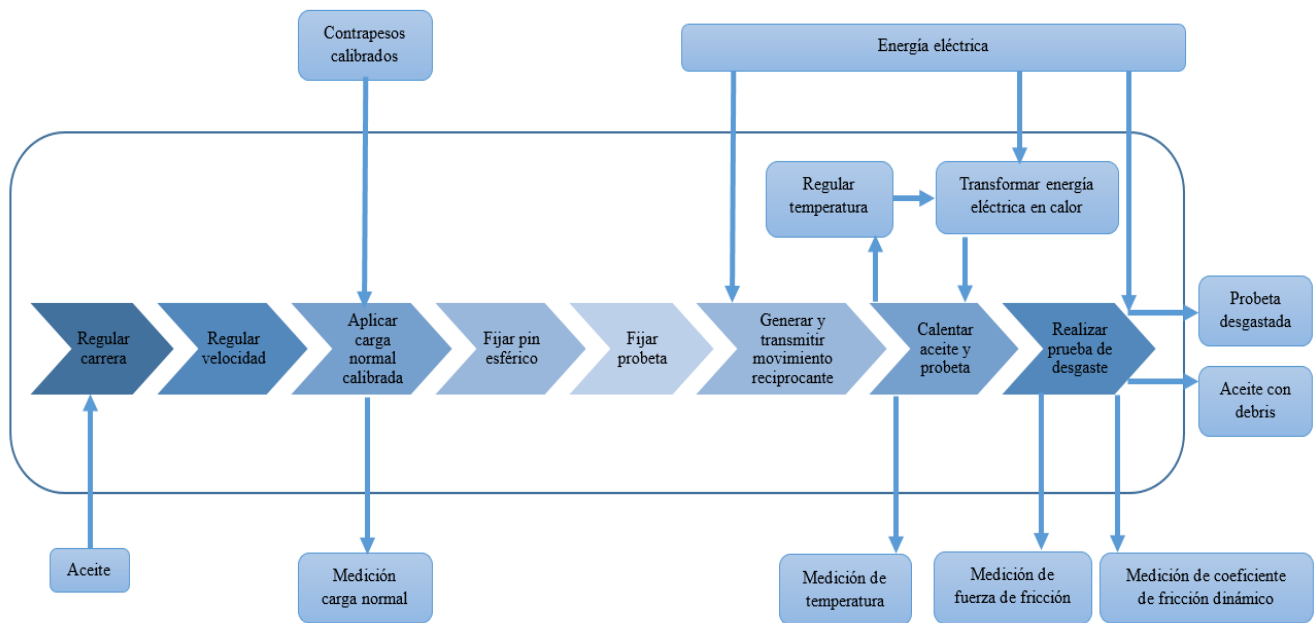


Figura 33. Caja transparente.

3. Fijación de requerimientos: Mediante esta etapa se establecen las especificaciones y atributos del tribómetro, indicados en la segunda columna de la Tabla 2, estos requerimientos se clasifican en especificación requerida y especificación deseada como se muestra en la primer columna de la mencionada Tabla 2.

Tabla 2. Fijación de requerimientos.

Fijación de requerimientos Tribómetro lineal reciprocante R=Especificación requerida D=Especificación deseada	
R/D	Requerimientos de operación
R	Carrera variable desde 2 mm hasta 20 mm
R	Frecuencia variable de 1 Hz a 20 Hz
R	Contacto bola plano
R	Temperatura de prueba desde 25 °C hasta 200 °C
D	Precisión de la medición y control de la temperatura +- 2%
D	Deslizamiento de contacto uniforme
R	Medición precisa del coeficiente de fricción
D	Aplicación de carga normal variable de 5 N a 50 N
R	Fácil montaje de la probeta
R	Pruebas en seco y lubricadas
D	Operación fácil
D	Interfaz del tribómetro intuitivo
	Requerimientos de manufactura
D	Bastidor rígido y ligero
D	Componentes sencillos y manufacturables
D	El diseño integra elementos comerciales
	Requerimientos de normatividad
R	Control de ciclos
R	Calibración de velocidad y longitud de la carrera
R	Celda de carga
R	Mecanismo de yugo escocés para el movimiento lineal
	Requerimientos eléctricos
D	Protección del circuito eléctrico
R	Voltaje de alimentación del tribómetro a 220 V
D	Costo máximo del tribómetro \$ 80,000
D	Motor eléctrico de CA/CD económico
	Requerimientos mantenimiento
R	Indicador de nivel de aceite del mecanismo Yugo escocés

4. **Determinación de características:** El objetivo de esta etapa es fijar las metas a alcanzar de las características de ingeniería de un producto, de manera que satisfagan los requerimientos del cliente, aplicando el despliegue de la función de la calidad (QFD, por sus siglas en inglés) método utilizado en ingeniería para el diseño de servicios o productos donde se capturan los requerimientos del cliente y genera pasos secuenciales para

determinar las características de diseño y operación. Con el método de despliegue de función de la calidad (QFD) se realiza el análisis de los requerimientos que están escritos en la sección izquierda de la casa de la calidad y su relación frente a características de ingeniería de la parte superior, la simbología colocada en la matriz central muestra el grado de relación fuerte, mediana o baja. La sección de la derecha evalúa la percepción del cliente del diseño propio en comparación con el tribómetro TRB3 Anton Paar y con el tribómetro de Tribotecnich [43], [45]. En la parte inferior de la casa de la calidad se muestran metas a alcanzar y datos de funcionamiento de los tribómetros anteriormente mencionados, por último, el techo de la casa de la calidad muestra el grado de interrelación de las características de ingeniería (ver Figura 34).

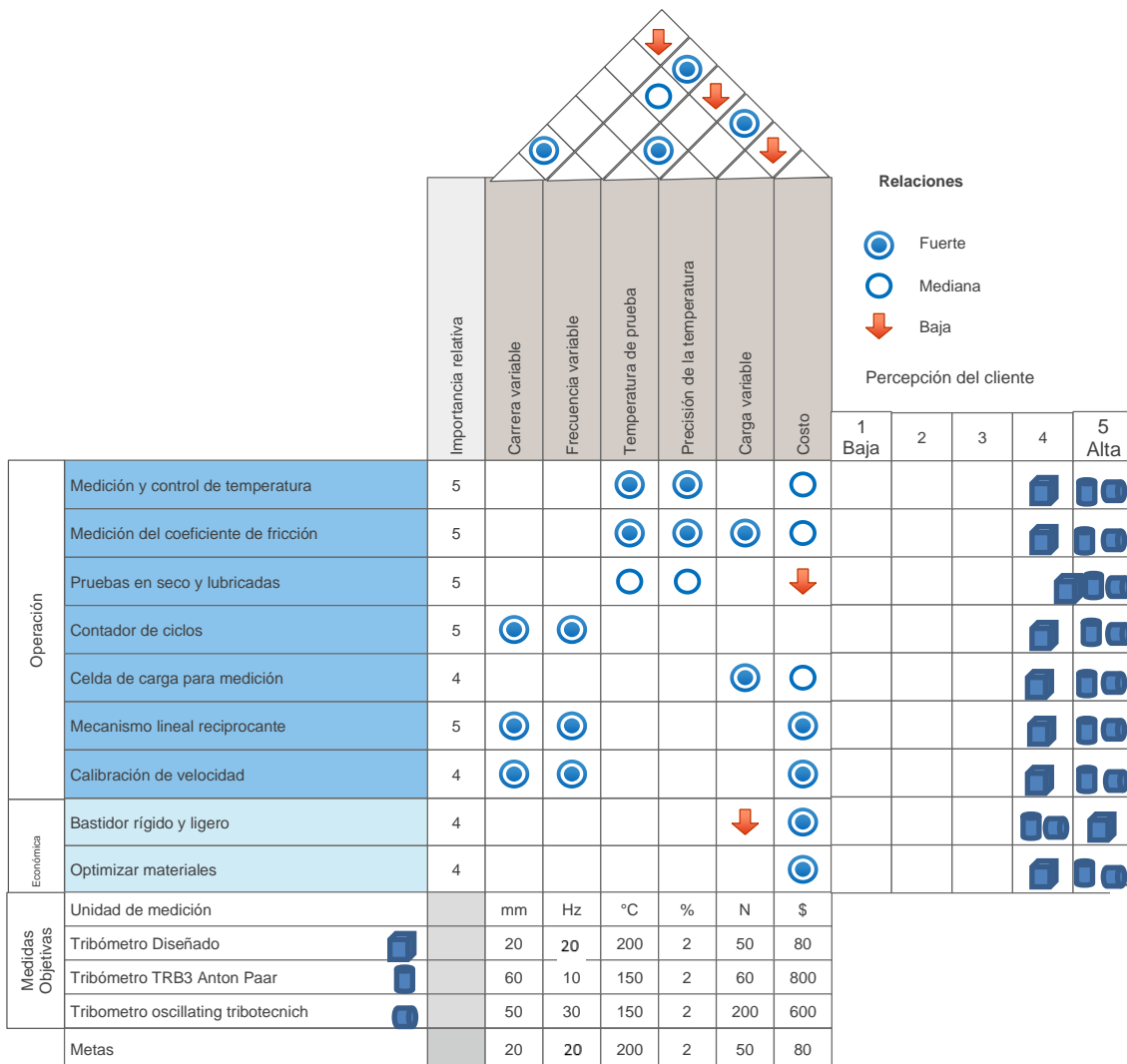


Figura 34. Casa de la calidad.

5. **Generación de alternativas:** Durante esta etapa se genera la gama completa de soluciones alternativas de diseño de un producto y, por lo tanto, se buscan nuevas soluciones potenciales. Con la información recopilada se proponen soluciones morfológicas para las sub funciones que el tribómetro debe realizar, se menciona solo como ejemplo el mecanismo de cuatro barras en la opción 1, el mecanismo de retorno rápido opción 2 y el mecanismo de Yugo escocés opción 3 para generar el movimiento lineal recíprocante (ver Figura 35).

6. **Evaluación de alternativas:** En esta etapa se comparan los valores de utilidad de las propuestas alternativas de diseño, con base en la comparación del rendimiento contra los objetivos diferencialmente ponderados. Para elegir la mejor opción que satisface alguna de las subfunciones es necesario primero construir una tabla para analizar la correlación entre los objetivos donde 1 significa una fuerte relación, 0.5 mediana relación y 0 sin relación (ver Tabla 3). Posteriormente se suman los valores por cada fila, de esta manera se pueden ordenar los objetivos de mayor a menor importancia (ver Tabla 4). Aplicando la metodología de árbol de objetivos se obtiene la Figura 36 con la finalidad de obtener un peso relativo de cada objetivo. Por último, se generan tablas que evalúan las diferentes propuestas morfológicas presentadas en la Figura 35. Se asigna un valor numérico que indica el grado en que cumple con el objetivo, posteriormente se multiplica por el peso relativo de cada objetivo evaluado, se realiza la sumatoria de la columna de valor y se procede a elegir la mejor opción con base en un proceso metodológico, ver Tabla 5, 6 y 7

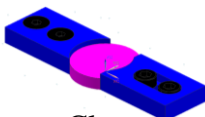
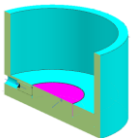
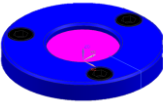
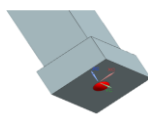
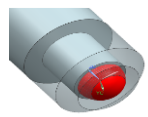

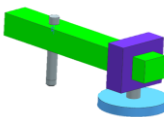
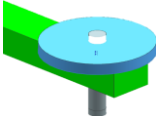

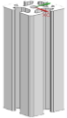

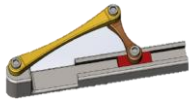
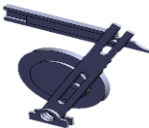

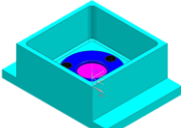
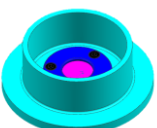


Sub-funciones	Opción 1	Opción 2	Opción 3
Fijación probeta	 Clamps	 Prisionero	 Brida
Fijación esfera	 Con tornillo	 Con rosca	 Con prisionero
Carga normal variable	 Deslizable	 Contrapesos	
Morfología del bastidor	 Ángulo	 Aluminio extruido	 PTR
Movimiento lineal recíprocante	 Manivela-deslizador	 Retorno rápido	 Yugo Escocés
Contenedor de aceite lubricante para prueba	 Prisma cuadrangular	 Cilíndrica	
Motor eléctrico	 CD	 CA	

Figura 35. Generación de alternativas.

Tabla 3. Correlación entre objetivos.

Objetivos	Movimiento reciprocante	Carrera variable	Velocidad variable	Contacto bola plano	Deslizamiento uniforme	Control de temperatura	Medición coeficiente de fricción	Carga normal variable	Montaje fácil de la probeta	Pruebas con y sin lubricación	Fácil de operar	Fácil ensamble	Bastidor rígido y ligero	Diseños manufacturables	Integración de elementos comerciales	Control de temperatura +- 2%	Contador de ciclos	Calibración de velocidad y carrera	Celda de carga	Mecanismo de Yugo escocés	Bajo riesgo de daño de la pieza	Protección del circuito eléctrico	Minimizar partes móviles	Ponderación total
Movimiento reciprocante	0.5	0.5	1	0.5	0.5	0	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	1	1	1	1	1	16.5
Carrera variable	0.5	0.5	0	1	1	0	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	1	16
Velocidad variable	0.5	0.5	0	0.5	0.5	0	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	1	15
Contacto bola plano	0	1	1	1	0.5	0.5	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	16.5
Deslizamiento uniforme	0.5	0	0.5	0	0.5	0.5	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	1	0.5	0.5	1	1	1	1	15.5
Control de temperatura	0.5	0	0.5	0.5	0.5	0	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	1	15
Medición coeficiente de fricción	1	1	0	0.5	0.5	1	1	1	0.5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0.5	1	1	1	1	19
Carga normal variable	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	1	15.5
Montaje fácil de la probeta	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Pruebas con y sin lubricación	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	15
Fácil de operar	0	0	0	0	0	0	0	0.5	0	0.5	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	4
Fácil ensamble	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3
Bastidor rígido y ligero	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1.5
Diseños manufacturables	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0.5	1	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3
Integración de elementos comerciales	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0.5	1	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	1	1	5
Control de temperatura +- 2%	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	15
Contador de ciclos	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0.5	0	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	0	14
Calibración de velocidad y carrera	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	0	1	1	14.5
Celda de carga	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	0	1	1	14.5
Mecanismo de Yugo escocés	0	0	0	0.5	0	0	0	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0.5	0	0	0	0	1	1	1	10.5
Bajo riesgo de daño de la pieza	0	0	0	0	0	0	0	1	0.5	1	1	1	1	1	1	0	0	1	1	0	0	1	1	9.5
Protección del circuito eléctrico	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	1	0	1	7
Minimizar partes móviles	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	6

Tabla 4. Objetivos listados en orden de importancia.

Objetivos	Ponderación
Medición coeficiente de fricción	19.0
Movimiento recíprocante	16.5
Contacto bola plano	16.5
Carrera variable	16.0
Deslizamiento uniforme	15.5
Carga normal variable	15.5
Velocidad variable	15.0
Control de temperatura	15.0
Pruebas con y sin lubricación	15.0
Control de temperatura +/- 2%	15.0
Calibración de velocidad y carrera	14.5
Celda de carga	14.5
Contador de ciclos	14.0
Mecanismo de Yugo escocés	10.5
Bajo riesgo de daño de la pieza	9.5
Protección del circuito eléctrico	7.0
Minimizar partes móviles	6.0
Integración de elementos comerciales	5.0
Fácil de operar	4.0
Fácil ensamble	3.0
Diseños manufacturables	3.0
Bastidor rígido y ligero	1.5
Montaje fácil de la probeta	1.0

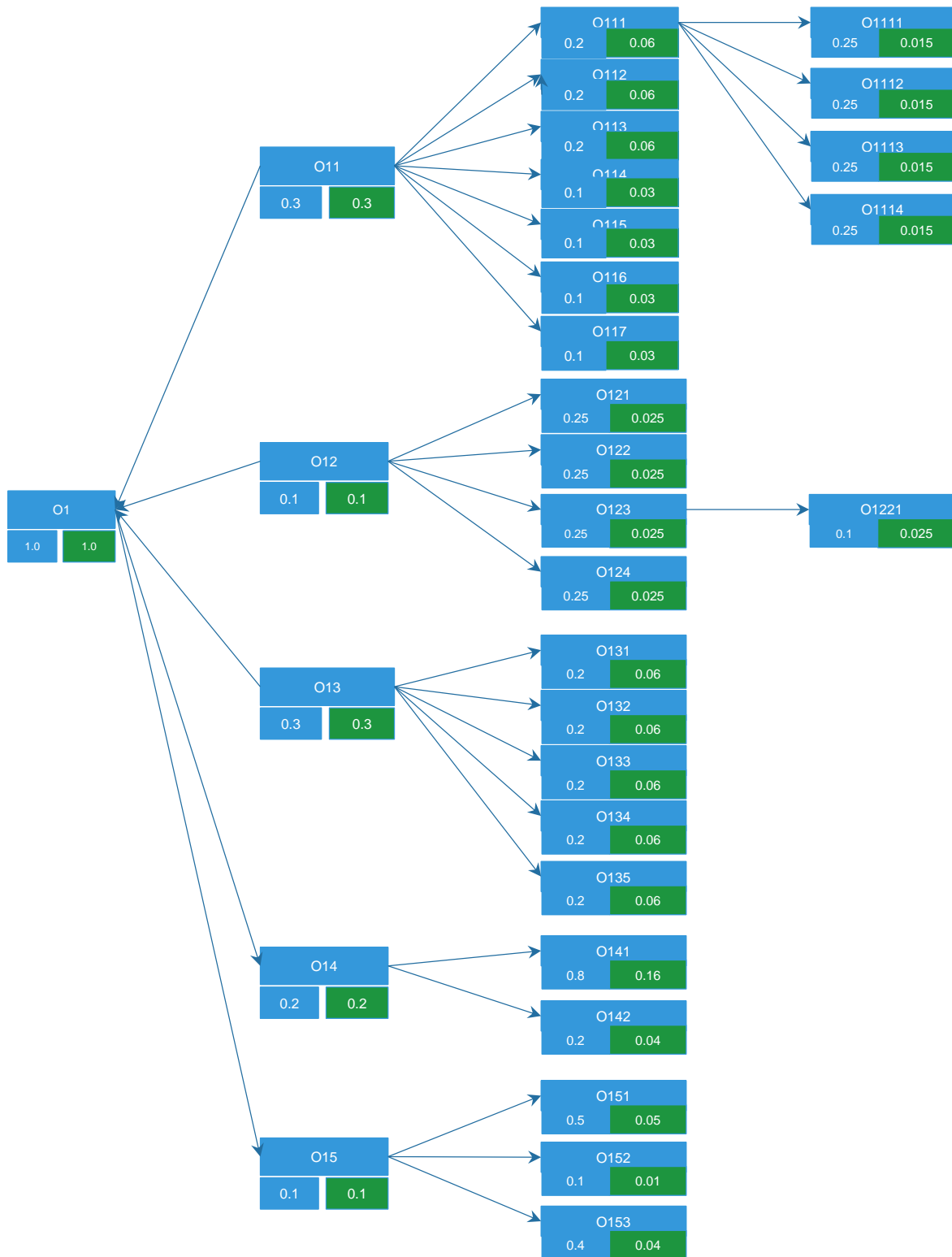


Figura 36. Árbol de objetivos ponderados.

Tabla 5. Evaluación de alternativas para subfunción fijación de probeta.

Fijación de probeta		Opción 1		Opción 2		Opción 3	
Objetivo	Peso relativo	Calificación	Valor	Calificación	Valor	Calificación	Valor
Montaje fácil	0.03	3	0.09	3	0.09	3	0.09
Diseños sencillos	0.05	4	0.2	4	0.2	5	0.25
Bajo riesgo	0.2	4	0.8	4	0.8	5	1
Valor de utilidad			1.09		1.09		1.34

Tabla 6. Evaluación de alternativas para subfunción fijación de esfera.

Fijación de esfera		Opción 1		Opción 2		Opción 3	
Objetivo	Peso relativo	Calificación	Valor	Calificación	Valor	Calificación	Valor
Montaje fácil	0.03	2	0.06	4	0.12	5	0.15
Diseños sencillos	0.05	1	0.05	2	0.1	2	0.1
Bajo riesgo	0.2	1	0.2	4	0.8	4	0.8
Valor de utilidad			0.31		1.02		1.05

Tabla 7. Evaluación de alternativas para subfunción morfología del bastidor.

Morfología del bastidor		Opción 1		Opción 2		Opción 2	
Objetivo	Peso relativo	Calificación	Valor	Calificación	Valor	Calificación	Valor
Fácil ensamble	0.05	2	0.1	4	0.2	2	0.1
Diseños sencillos	0.05	2	0.1	2	0.1	2	0.1
Valor de utilidad			0.2		0.3		0.2

7. Mejora de detalles: La finalidad de esta etapa es aumentar o mantener el valor de un producto para su comprador, reduciendo al mismo tiempo el costo para su productor.

4.2 Desarrollo y evolución del diseño conceptual

Con base en la metodología de Nigel Cross se eligen las soluciones con mayor valor de utilidad a partir de la Tabla 5, Tabla 6 y Tabla 7 en la que se evalúan las diferentes alternativas desarrolladas a partir de la matriz de generación de alternativas que se encuentran enlistadas en la Figura 35, las cuales cumplen con las subfunciones establecidas en la Figura 33. A continuación, se muestra y describe la evolución del diseño. El primer diseño conceptual ilustrado en la Figura 37 integra algunas de las geometrías propuestas elegidas. Para la subfunción fijación de la probeta, se selecciona el uso de tornillo prisionero, debido a factores mencionados en la Tabla 5 tales como

montaje fácil y diseño sencillo de los componentes. La fijación de la esfera se realiza mediante un tornillo prisionero que sujeta la esfera firmemente contra el cuerpo del porta-esfera consistentemente con la Tabla 6 por la facilidad que tiene el concepto para un montaje fácil, y que sus elementos tienen un diseño relativamente fácil de manufacturar. Se considera para esta primera propuesta el uso de contrapesos calibrados deslizables para la aplicación de carga normal variable. Para la construcción del bastidor del tribómetro se utilizará un perfil comercial de aluminio extruido en frío por lo que resulta un diseño ligero y rígido al mismo tiempo, otra ventaja es que para realizar su ensamble no se requieren herramientas ni habilidades especiales [46]. El mecanismo elegido que generará el movimiento lineal recíprocante es el mecanismo de Yugo Escocés esto a causa que se requieren pocos elementos en movimiento para su funcionamiento, esto implica diseños más sencillos y económicos, además tiene la ventaja de convertir el movimiento rotacional de la salida del motor eléctrico a un movimiento lineal lo cual resulta mandatorio para el diseño.

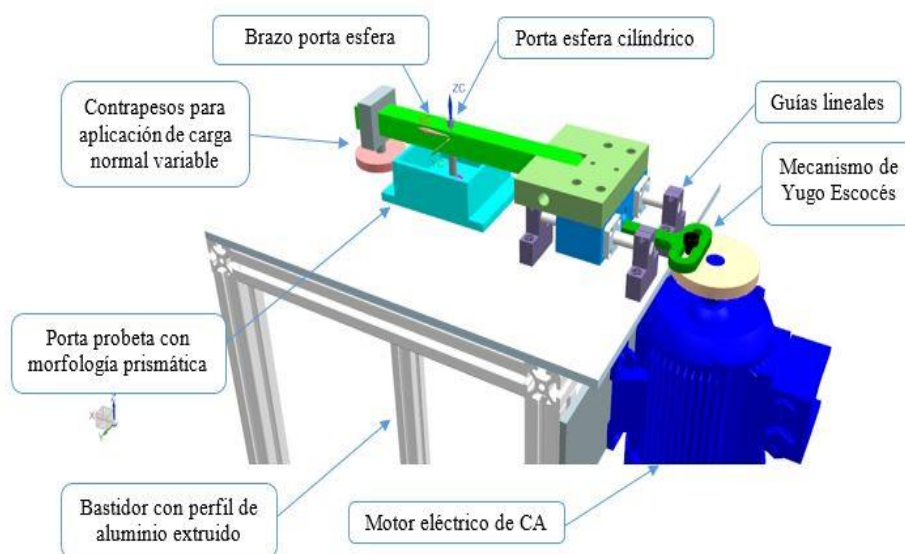


Figura 37. Primer propuesta de diseño conceptual.

Para el porta-probeta se seleccionó una morfología de prisma cuadrangular. Otra característica es la integración de guías lineales embaladas para un desplazamiento suave del brazo porta-esfera. Se selecciona un motor eléctrico de CA puesto que proporciona un torque de salida más alto, aunado a esto los motores de CA resultan más económicos en comparación con los motores de CD [47]. En esta primera propuesta de diseño se muestra el eje orientado de manera vertical, sin embargo esta orientación sólo representa una aproximación a la solución preliminar durante el proceso de diseño.

Siguiendo con el proceso de diseño se realiza una segunda propuesta mostrada en la Figura 38. Para este segundo concepto se agrega una caja para contener el aceite de lubricación para el mecanismo de Yugo Escocés, el eje del motor se orienta de manera horizontal con la finalidad de evitar fugas de aceite, lo que resultaría complicado si se conserva la propuesta del eje vertical mostrado en la primera propuesta de diseño conceptual. Se agrega una celda de carga para medir la fuerza de fricción ejercida resultante del contacto entre el pin y la probeta, la cual se utiliza para calcular indirectamente el coeficiente de fricción, conociendo la carga normal aplicada [48], [49]. Se incorpora un soporte para la instalación de la celda de carga y dos bases para el montaje del porta-probeta. Los contrapesos se colocan directamente sobre la probeta, de esta manera se simplifica su diseño, también se agrega un acoplamiento entre el eje del motor eléctrico y el eje del mecanismo de Yugo Escocés con la finalidad de facilitar su mantenimiento, se conservan las guías lineales embaladas que proporcionan un movimiento suave y con bajo coeficiente de fricción para evitar desgaste en las piezas del tribómetro [46]. La morfología elegida para el porta-probeta es la de prisma cuadrangular con el objetivo de lograr un montaje y manufactura más sencilla, de la misma manera se logra un mejor acoplamiento con la celda de carga.

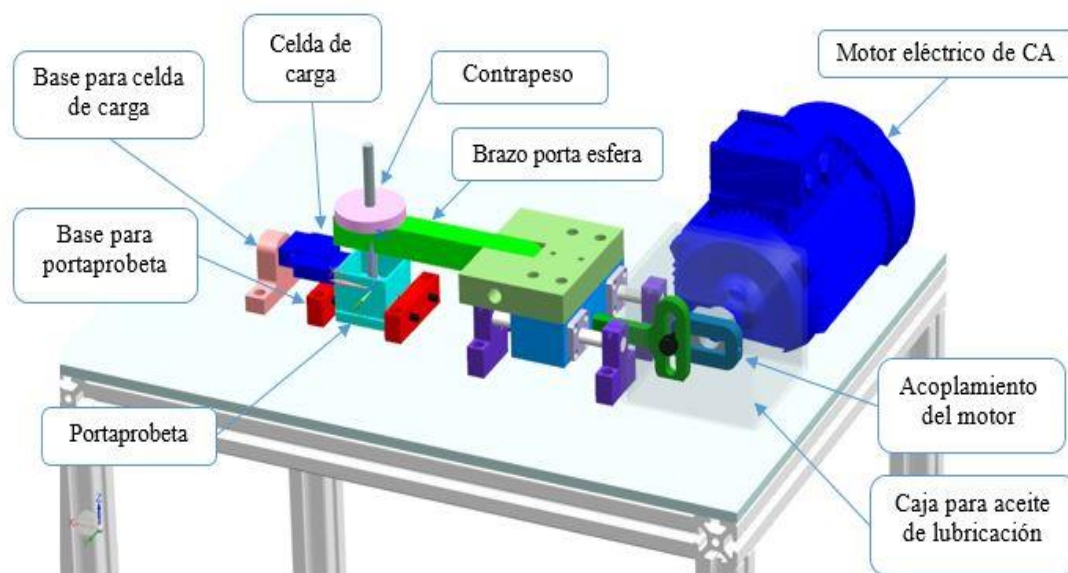


Figura 38. Segunda propuesta de diseño conceptual.

Siguiendo con el proceso iterativo de diseño se refina la segunda propuesta de diseño (Figura 38) obteniendo un tercer diseño conceptual que se puede observar en la Figura 39. Para el tercer diseño

conceptual se selecciona e integra un acoplamiento mecánico flexible, el cual tiene la función de compensar variaciones de alineación entre los ejes. Para transmitir el movimiento del eje del motor hacia el mecanismo de Yugo Escocés se incorpora un arreglo excéntrico con el objetivo de variar la carrera lineal del tribómetro desde 2 mm hasta 20 mm, se agregan los elementos de sujeción necesarios y ejes de acero en la base porta-probeta y en el brazo porta-esfera, se colocan las bases correspondientes para la fijación del motor, la ubicación de los contrapesos se conserva por encima de la probeta, de la misma manera se conservan las guías lineales embaladas. Para pruebas lubricadas a temperatura controlada se propone una resistencia eléctrica que se instala mediante una perforación en el porta-probeta, así como un termopar para la medición de la temperatura del aceite de la prueba de desgaste. Se agrega una tarjeta de adquisición de datos para recibir las señales eléctricas provenientes de la celda de carga y del termopar, el control eléctrico del motor se realiza con un variador de frecuencia para lograr rangos de operación entre 1 Hz y 20 Hz, por último la interfaz gráfica con el usuario es programada en LabView para lograr un acceso y control rápido al hardware y a los datos recopilados por la tarjeta de adquisición de datos [50].

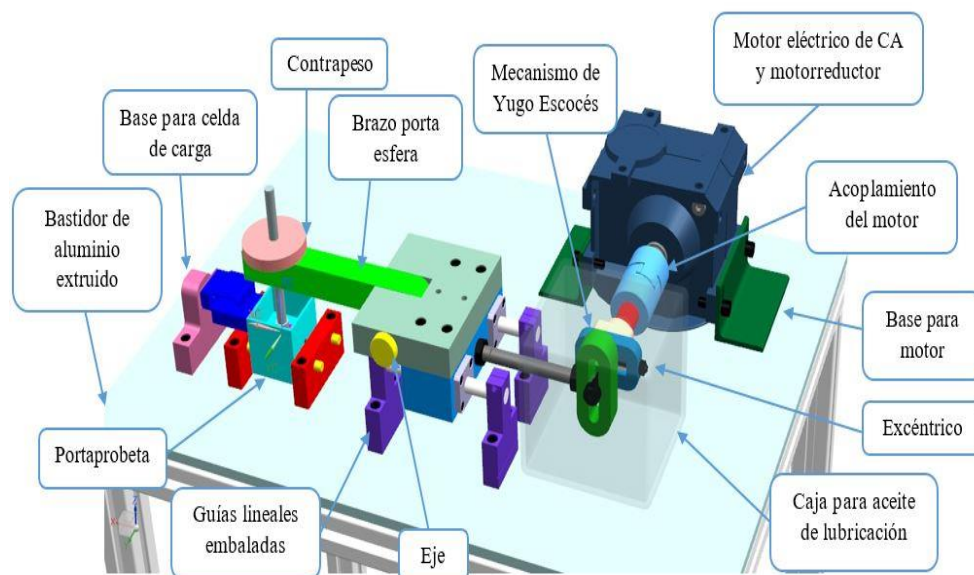


Figura 39. Tercer propuesta de diseño.

4.3 Diseño de detalle del banco de pruebas

Para comenzar el diseño de detalle se considera como entrada el último diseño conceptual realizado, para continuar se proponen los materiales adecuados con base en la funcionalidad de cada una de las piezas y considerando su sitio dentro del subensamble al que pertenece y del ensamble de manera general. Siguiendo con el diseño a detalle se establecen las dimensiones apropiadas para cada uno de los elementos considerando las limitaciones geométricas, la utilidad de cada una de ellas y su relación con los demás elementos circundantes. Una vez que se tienen un modelo tridimensional a escala real debidamente dimensionado se asignaron tolerancias ISO en el caso de ajustes cerrados o críticos y tolerancias generales para geometrías que no requieren ensambles precisos con los elementos cercanos. En la Figura 40 se puede observar el diseño de detalle final (se anexan planos de fabricación, en la sección correspondiente de cada uno de los elementos y los planos de ensamble). Adicionalmente son seleccionados elementos comerciales con base en sus especificaciones técnicas y morfología requerida para el diseño particular. Este diseño conserva varios elementos considerados en los diseños conceptuales por mencionar algunos se tienen las guías lineales y sus respectivos soportes, se conserva el motor eléctrico de CA a 220 V a una potencia de 0.18 KW, el bastidor se conserva en aluminio extruido en frío y se coloca en el diseño final la caja para lubricación del mecanismo de Yugo Escocés que cuenta con una mirilla de nivel para el aceite, ventana para observar la excentricidad del mecanismo y una válvula para drenar el aceite lubricante.

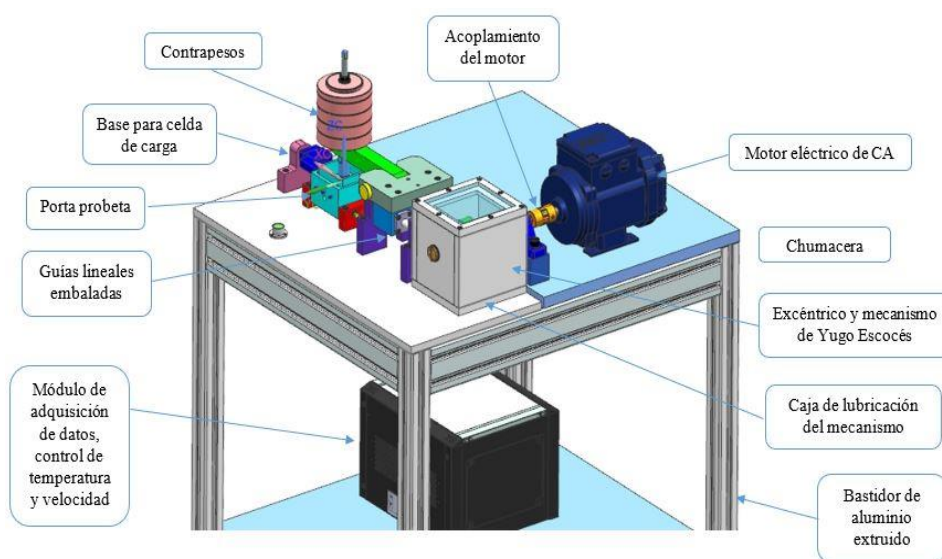


Figura 40. Diseño a detalle del tribómetro.

Los elementos diseñados se clasifican en seis grupos funcionales como se menciona a continuación: porta-probeta y celda de carga, conjunto porta-esfera y guías lineales, motor y transmisión de potencia, mecanismo de Yugo Escocés, bastidor y módulo de adquisición de datos (ver Figura 41).

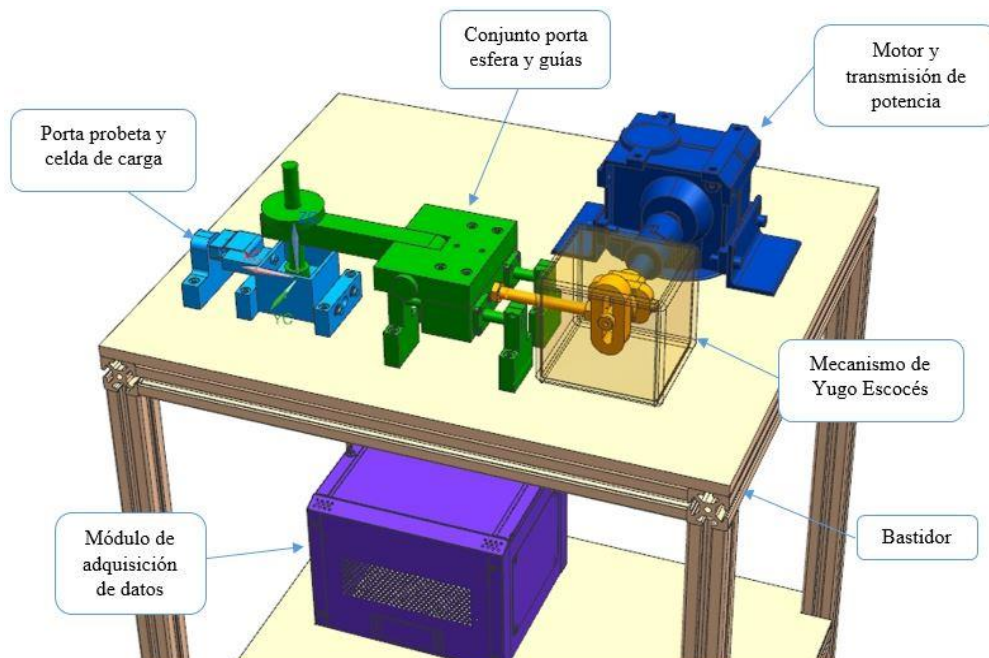


Figura 41. Grupos funcionales.

Capítulo 5: DISEÑO FINAL Y RESULTADOS

5.1 Selección e integración de componentes

Al integrar componentes comerciales los costos de manufactura, ensamble y mantenimiento se reducen, sin embargo, es necesario analizar y seleccionar adecuadamente los elementos con la finalidad de que cumplan su funcionamiento y soporten cargas dentro del límite para el cual fueron diseñados. En esta sección se analizan algunos componentes comerciales, los cuáles se seleccionaron e integraron al diseño del tribómetro lineal reciprocante.

a) Celda de carga

La celda de carga elegida para este proyecto es de la marca HT Sensor Technology® Tal 220 con capacidad de carga de hasta 5 Kg y un rango de operación desde -10 °C hasta 55 °C (ver Figura 42), que servirá para medir la fuerza tangencial aplicada sobre la probeta. Una vez obtenida esta medición se podrá calcular el coeficiente de fricción dinámico μ_k , dividiendo la fuerza registrada mediante la celda entre la carga normal aplicada mediante los contrapesos sobre el pin. La celda de carga implementada se basa en la variación de resistencia debido a la deformación que sufren las galgas extensométricas por la tensión-compresión generada en el movimiento lineal reciprocante. Estas galgas presentan una señal de salida débil y tienen una alta sensibilidad que es medido mediante un puente de Wheastone como se puede observar en la Figura 43 [51].



Figura 42. Celda de carga.

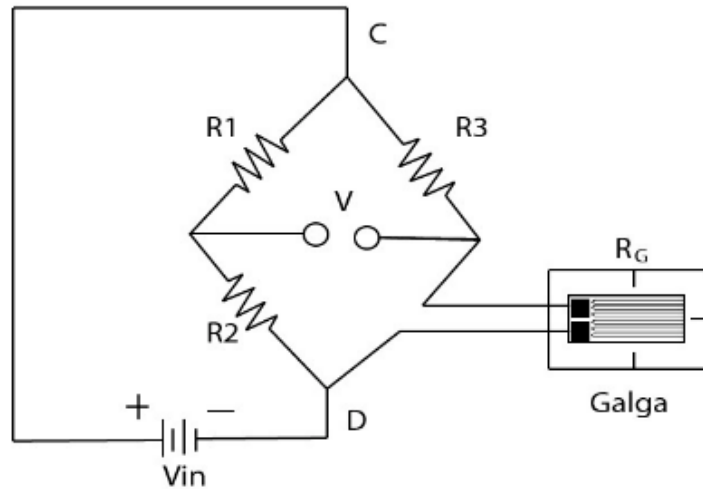


Figura 43. Esquema del puente de Wheatstone [48].

b) Motor eléctrico

El motor eléctrico es un componente muy importante ya que transforma la energía eléctrica en energía mecánica en este caso de movimiento rotatorio a la salida del eje, la cual será transformada en movimiento lineal recíprocante por medio del mecanismo de Yugo Escocés. Para este proyecto se eligió un motor eléctrico de CA de la marca SEW modelo DR2S63M6/FI, con velocidad nominal de 1095 RPM, potencia de 0.18 kW con 6 polos, el cual fue elegido por su costo relativamente bajo, costos de mantenimiento bajos y proporciona un torque de salida alto con relación a su tamaño. En esta aplicación es necesario variar la velocidad a la salida del eje del motor para lo que implementará un variador de frecuencia para dicho propósito, en la Figura 44 se muestra el modelo del motor [47].



Figura 44. Modelo del motor SEW DR2S63M6/FI.

c) Guías y rodamientos lineales

Obtener un desplazamiento lineal suave es un objetivo planteado en este proyecto, para cumplir con ello se eligieron los rodamientos lineales de la marca THK modelo LMK12 con brida, este tipo de rodamiento lineal permite un movimiento recto con resistencia mínima a la fricción generando un movimiento fluido, cuentan adicionalmente con un cuerpo de retención en resina moldeada ofreciendo un funcionamiento silencioso. A continuación, se obtiene la vida nominal del componente utilizando la Ecuación (21), en la Tabla 8 se muestran los parámetros y valores considerados.

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \times 50 \tag{21}$$

Tabla 8. Valores para el cálculo de vida nominal.

Descripción (unidad)	Símbolo	Valor
Vida nominal (Km)	L	203, 611
Capacidad de carga dinámica básica (N)	C	412
Carga calculada (N)	P _C	21.5
Factor de temperatura	f _T	1
Factor de contacto	f _C	1
Factor de carga	f _W	1.2
Factor de dureza	f _H	1

Sustituyendo los valores presentados resulta

$$L = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1.2} \cdot \frac{412}{21.5} \right)^3 \times 50$$

$$\mathbf{L = 203,611 Km}$$

Esto es un resultado satisfactorio ya que los costos de mantenimiento pueden ser disminuidos debido al alto rendimiento de las partes.

5.2 Análisis modal del bastidor

Mediante el análisis modal es posible determinar parámetros modales como frecuencias naturales, razón de amortiguamiento y patrones de deformación, de un sistema y se determina su respuesta vibratoria. De esta manera se realiza el análisis modal del bastidor, los resultados se muestran en la Figura 45.

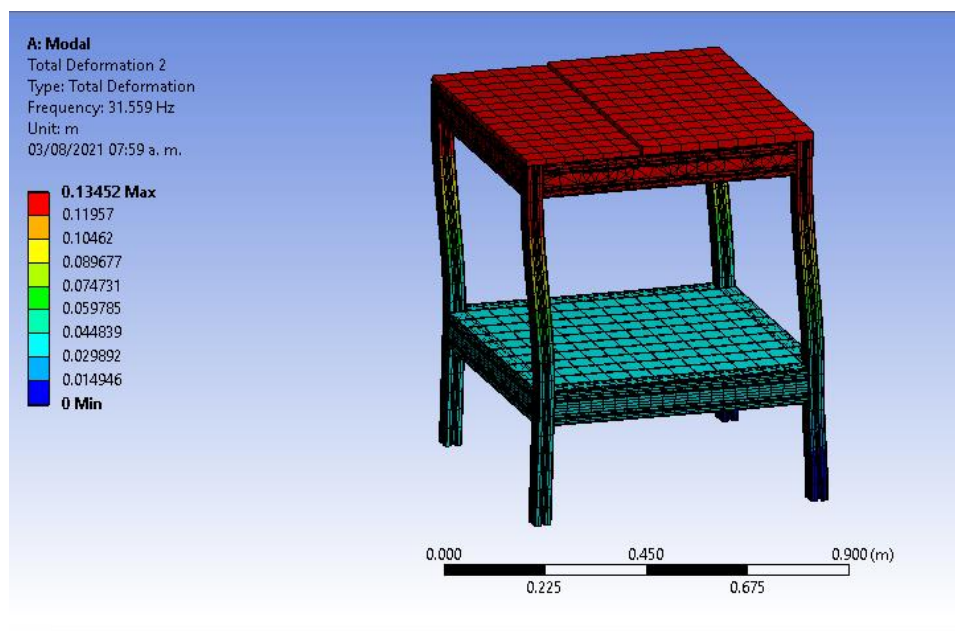


Figura 45. Resultado análisis modal.

Se puede observar que el primer modo de vibración del bastidor ocurre a 31.5 Hz, dicha frecuencia está fuera del rango de operación del tribómetro, establecido entre los límites de 5 Hz a 20 Hz, concluyendo que el bastidor no entrará en resonancia dentro de este rango,

5.3 Análisis porta-esfera

En la Figura 46 se puede observar la morfología del elemento, el cual puede ser considerado como una viga en voladizo y puede ser analizado bajo condiciones dinámicas como se detalla a continuación.

En la Tabla 9 se muestran algunas propiedades geométricas del diseño para el cálculo por fatiga.

Tabla 9. Propiedades geométricas del porta-esfera.

Descripción (unidad)	Símbolo	Valor
Diámetro (m)	Ø	0.010
Longitud (m)	L	0.044
Momento de inercia (m ⁴)	I	4.9087 x 10 ⁻¹⁰

En la Tabla 10, se muestran propiedades del material acero 1018 elegido para este diseño [8].

Tabla 10. Propiedades del acero 1018.

Descripción (unidad)	Símbolo	Valor
Esfuerzo último a de tensión (MPa)	S _{ut}	440
Esfuerzo de fluencia (MPa)	S _y	370
Resistencia a la fatiga	S _e	220

Para determinar el número de ciclos se tiene la Ecuación (22) y se requiere el cálculo de los coeficientes a y b con la Ecuación (23) y Ecuación (24) respectivamente [8].

$$N = \left(\frac{S_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (22)$$

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (23)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \quad (24)$$

Sustituyendo los valores correspondientes donde f = 0.9 para S_{ut} = 440 MPa

$$a = \frac{(0.9 * 440 \text{ MPa})^2}{220 \text{ MPa}} = 712 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 440 \text{ MPa}}{220 \text{ MPa}}\right) = -0.08509$$

Para determinar la amplitud del esfuerzo normal alternante se considera una carga normal máxima de diseño igual a 50 N y un coeficiente de fricción dinámico μ_k igual a 0.8 [42] dando como resultado una fuerza de fricción de 40 N, ver la Ecuación (25).

$$F_{fricción} = \mu_k N \quad (25)$$

Sustituyendo los valores correspondientes.

$$F_{fricción} = 0.8 (50 N) = 40 N$$

La distancia de la esfera al brazo es de 0.044 m por lo tanto el momento generado es de 1.76 Nm, calculando el esfuerzo normal máximo, Ecuación (26).

$$S_a = \frac{Mc}{I} \quad (26)$$

$$S_a = \frac{1.76 Nm (0.005 m)}{4.9087 \times 10^{-10} m^4} = 17.92 MPa$$

Este resultado es comparado con el esfuerzo normal máximo de 17.59 MPa obtenido por análisis de elemento finito en el programa ANSYS®, se puede observar que los resultados convergen, ver Figura 46.

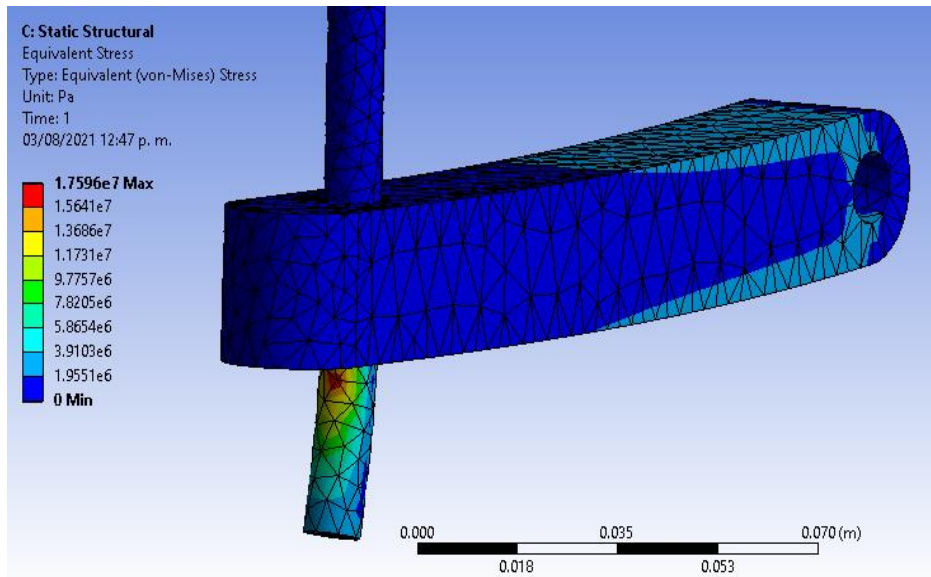


Figura 46. Esfuerzo normal máximo estático porta-esfera.

Calculando el número de ciclos, sustituyendo en la Ecuación (22).

$$N = \left(\frac{17.9 \text{ MPa}}{712 \text{ MPa}} \right)^{\frac{1}{-0.08509}} = 2.58 \times 10^{25} \text{ ciclos}$$

Aplicando la Ecuación (27) de Marín para obtener la resistencia a la fatiga modificada

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (27)$$

Obteniendo el coeficiente de superficie k_a con la Ecuación (28) con $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = -0.265$ [8].

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (28)$$

$$k_a = 4.51 \text{ MPa} (440 \text{ MPa})^{-0.265} = 0.898$$

Y el coeficiente de tamaño k_b con la Ecuación (29) con $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = -0.265$.

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (29)$$

$$k_b = \left(\frac{10}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.971$$

Considerando los coeficientes $k_c = k_d = k_e = k_f = 1$ y sustituyendo valores en Ecuación (27).

$$S_e = (0.898)(0.971)(220 \text{ MPa}) = 191.83 \text{ MPa}$$

Para la estimación del factor de seguridad con la teoría de Gerber Ecuación (30) con el esfuerzo medio S_m igual a cero.

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = \frac{1}{n} \quad (30)$$

$$\frac{17.92 \text{ MPa}}{191.83 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

Resolviendo para el factor de seguridad resulta 10.7 mismo valor obtenido por simulación numérica (ver Figura 47).

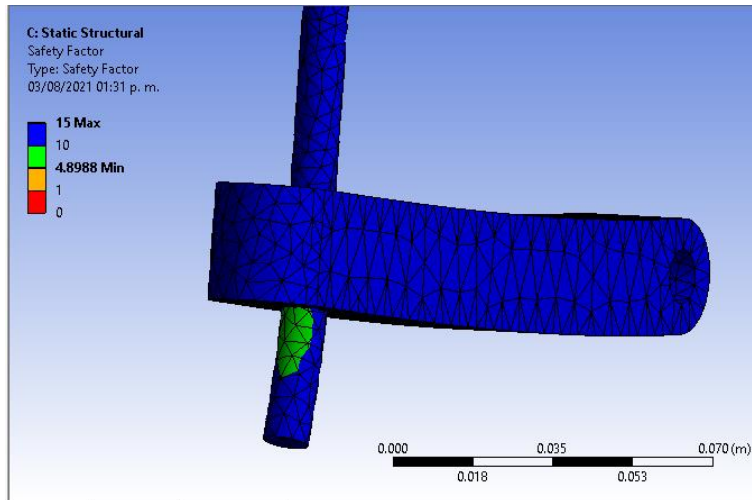


Figura 47. Factor de seguridad obtenido por simulación.

En la Figura 48 se puede observar que la deformación de este conjunto es mínima debido a las bajas carga a las que estará sujeto.

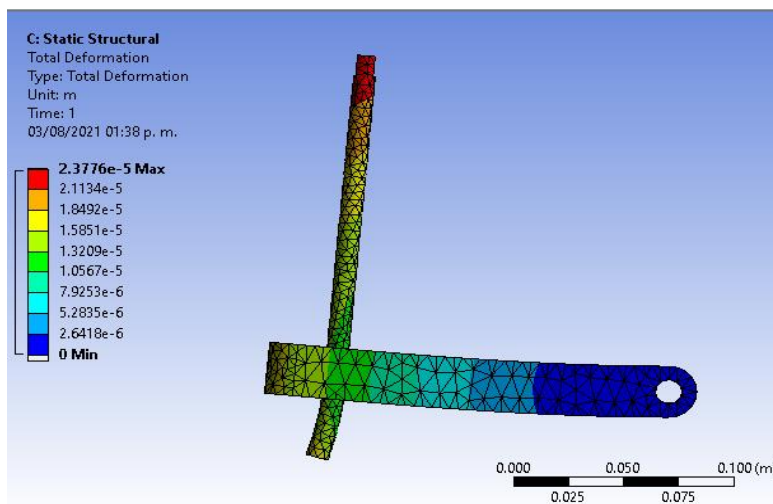


Figura 48. Deformación total del conjunto brazo porta-esfera.

5.4 Análisis del eje de empuje

Este elemento transmite el movimiento de salida del mecanismo de Yugo Escocés al conjunto porta-esfera y se considera como un elemento a compresión-tensión completamente reversible. En la Tabla 11 se muestran propiedades geométricas del elemento.

Tabla 11. Propiedades geométricas del eje de empuje.

Descripción (unidad)	Símbolo	Valor
Diámetro (m)	\emptyset	0.012
Área (m ²)	A	1.1309×10^{-4}

Para las propiedades del material acero 1018 considerado para esta pieza se puede consultar la Tabla 10. Para determinar el límite de resistencia a la fatiga modificado con la ecuación de Marín Ecuación (27) es necesario calcular los coeficientes modificadores k_a , k_b con la Ecuación (28) y la Ecuación (29), respectivamente, así como obtener el coeficiente k_c , como se muestra a continuación.

Obteniendo el coeficiente de superficie k_a con la Ecuación (28) con $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = -0.265$ [8].

$$k_a = 4.51 \text{ MPa} (440 \text{ MPa})^{-0.265} = 0.898$$

El coeficiente de tamaño k_b se determina con la Ecuación (29) con $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = -0.265$.

$$k_b = \left(\frac{12}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.952$$

El coeficiente k_c es igual a 0.85 para cargas axiales como en el caso de este elemento [8].

Sustituyendo valores en la ecuación de Marín Ecuación (27) considerando $k_c = k_d = k_e = k_f = 1$.

$$S_e = (0.898)(0.952)(0.85)(220 \text{ MPa}) = 159.8 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal a tensión se determina con la Ecuación (31).

$$S_a = \frac{F}{A} \tag{31}$$

Considerando la fuerza máxima igual a 40 N, entonces.

$$S_a = \frac{40 \text{ N}}{1.13097 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 0.353 \text{ MPa}$$

Este elemento no tiene concentradores de esfuerzo y estimando el factor de seguridad con la teoría de Gerber Ecuación (30) con el esfuerzo medio S_m igual a cero, se obtiene el factor de seguridad.

$$\frac{0.353 \text{ MPa}}{159.8 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

Resolviendo para el factor de seguridad se obtiene 451, debido a las bajas cargas a la que está sometido este diseño. Se presenta el resultado del cálculo estático ejecutado en ANSYS para este elemento (ver Figura 49), donde se puede observar que el esfuerzo promedio es de 0.340 MPa coincidiendo con el valor obtenido de 0.35 MPa anteriormente.

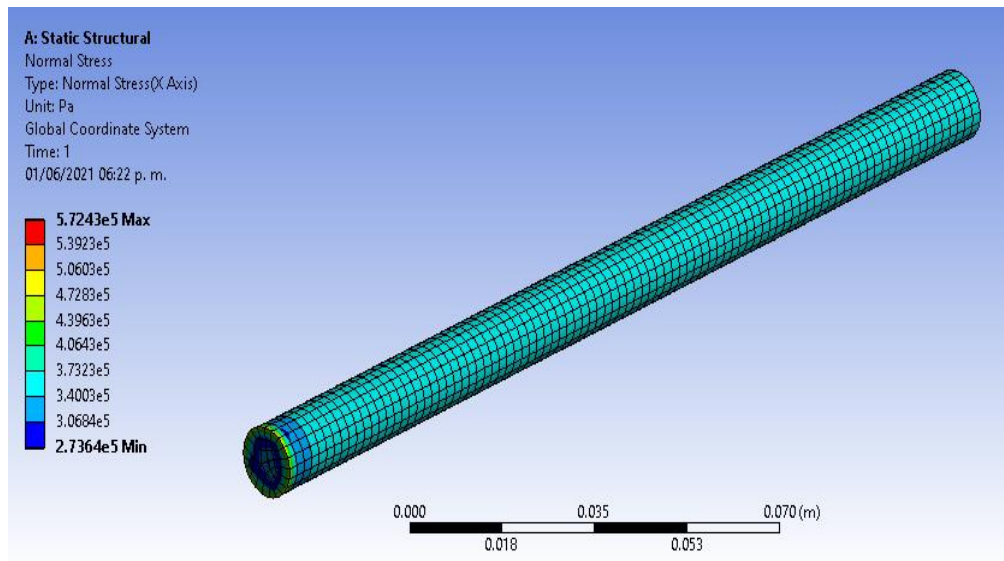


Figura 49. Esfuerzo normal máximo estático del eje de empuje.

De la misma manera se presenta la deformación de esta pieza (ver Figura 50).

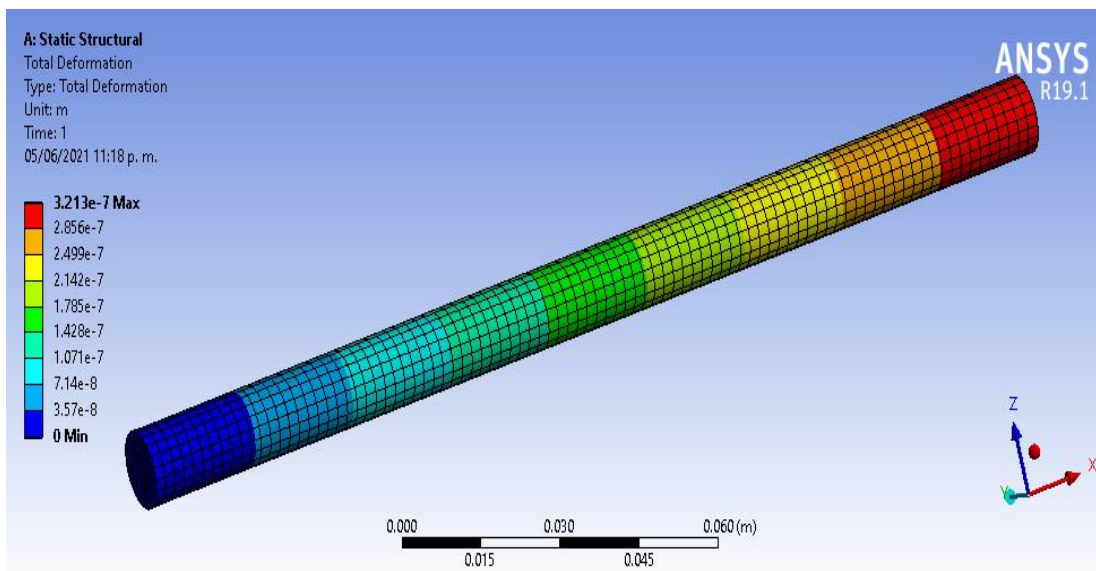


Figura 50. Deformación del eje de empuje.

5.5 Análisis del tornillo Yugo Escocés

Este tornillo cumple la función de leva, es un elemento muy importante ya que transforma el movimiento rotacional del motor eléctrico y lo convierte en movimiento lineal. Para este elemento se considera una carga uniformemente distribuida de 2 N/mm, la Tabla 12 muestra algunas propiedades geométricas necesarias para el análisis de este elemento.

Tabla 12. Propiedades geométricas del tornillo Yugo Escocés.

Descripción (unidad)	Símbolo	Valor
Diámetro mayor (m)	\varnothing_M	0.01
Diámetro menor (m)	\varnothing_m	0.006
Área menor (m ²)	A_m	2.8274×10^5
Momento de inercia (m ⁴)	I	6.3617×10^{-11}

Para este elemento se considera un acero SAE 4140, en la Tabla 13 se muestran las propiedades del material.

Tabla 13. Propiedades del acero 4140.

Descripción (unidad)	Símbolo	Valor
Esfuerzo último a de tensión (MPa)	S_{ut}	703
Esfuerzo de fluencia (MPa)	S_y	620
Resistencia a la fatiga	S_e	351.5

En la Figura 51 se muestra el diagrama de cortante y de momento flexionante para este tornillo considerándolo una viga en voladizo y aplicando una carga uniformemente distribuida de 2000 N/m o de 2 N/mm, se puede observar una reacción en el punto de apoyo de 40 N, también un momento flexionante máximo de 0.4 Nm y una deflexión máxima de 3.2 μm . A continuación, se presentan los respectivos cálculos que comprueban dichos valores para este elemento.

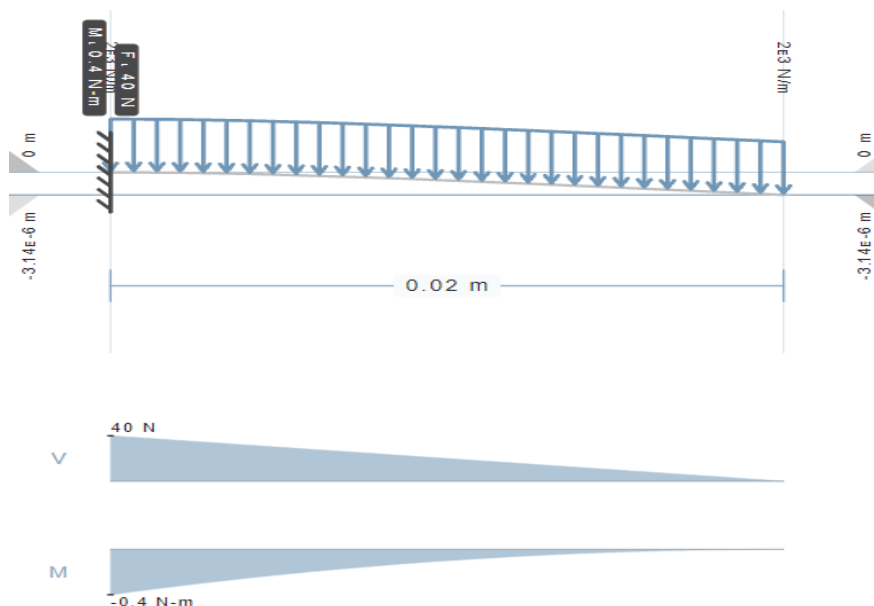


Figura 51. Diagrama de cortante y momento flexionante.

Considerando la carga uniformemente distribuida de 2 N/mm y una longitud de 20 mm se puede determinar una carga única concentrada al centro igual a 40 N, haciendo sumatoria de momentos en la parte fija (rosca del tornillo) entonces.

$$40 N (0.1 m) - M_A = 0$$

Se obtiene un momento flexionante igual a 0.4 Nm valor que coincide con el momento máximo de la Figura 51. De la misma manera realizando sumatoria de fuerzas se obtiene.

$$-40 N + R_{Ay} = 0$$

La reacción resulta igual a 40 N.

Para el análisis estático se considera una carga de 40 N uniformemente distribuida y un factor de concentración de esfuerzos $k_t = 1.5$ para obtener el esfuerzo normal máximo en el cuerpo del tornillo resultando.

$$S_a = k_t \frac{Mc}{I} \quad (32)$$

$$S_{estatico} = (1.5) \frac{(0.4 Nm)(0.003 m)}{6.3617 \times 10^{-11} m^4} = 28.29 MPa$$

Este resultado se compara con los esfuerzos obtenidos en el análisis realizado en Ansys, Figura 52, los cuales resultan aproximados.

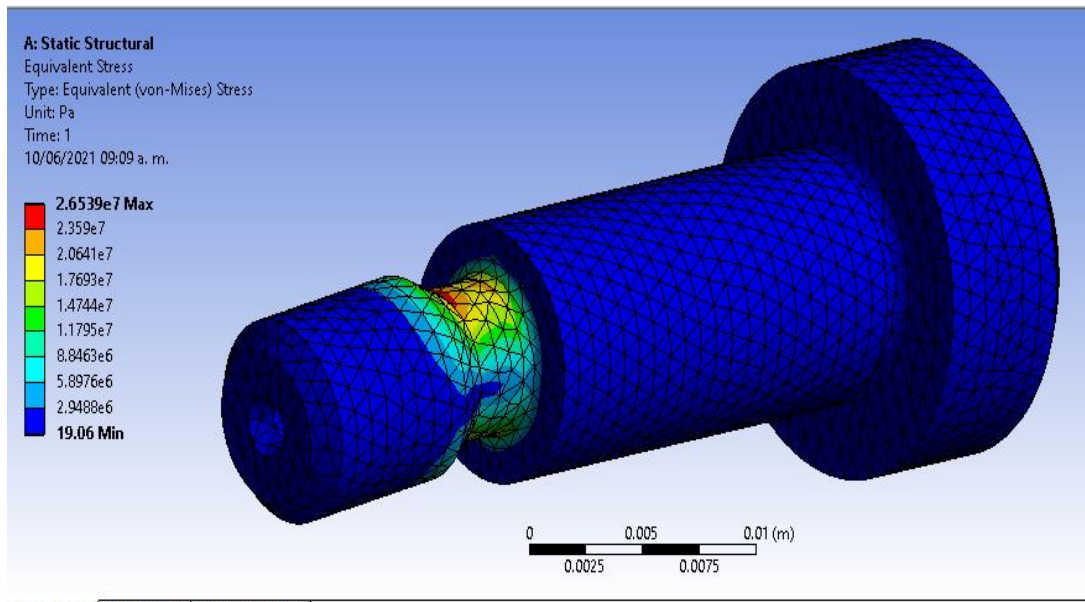


Figura 52. Esfuerzos estáticos tornillo Yugo Escocés.

Se muestra, en la Figura 53 las deformaciones obtenidas en Ansys.

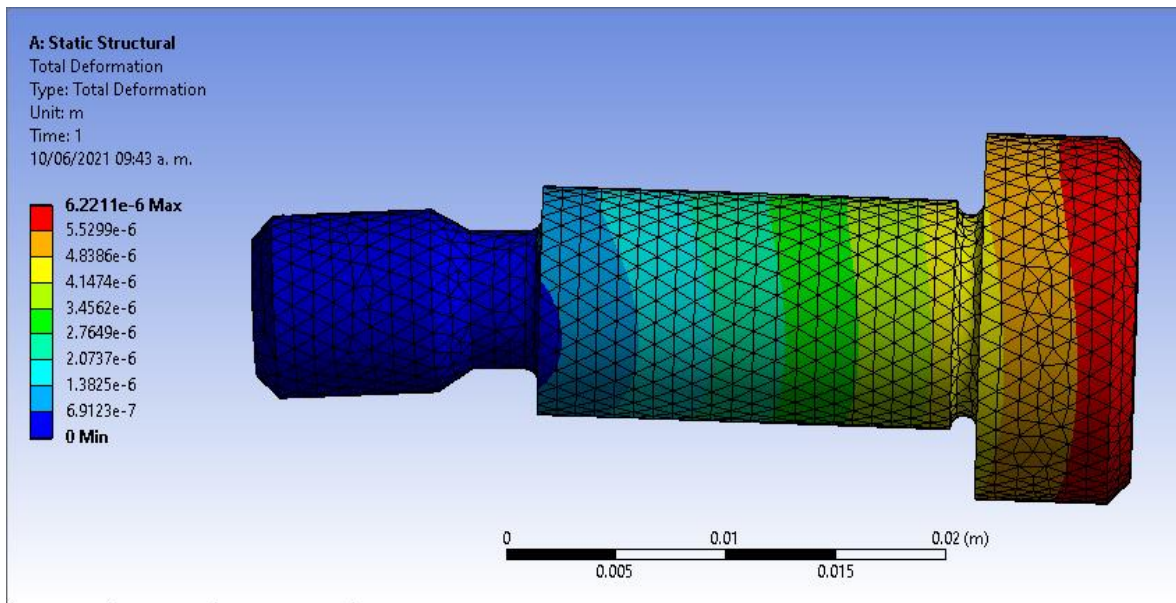


Figura 53. Deformaciones en tornillo Yugo Escocés.

Para realizar el análisis a fatiga se calculan los coeficientes modificadores k_a , k_b con la Ecuación (28) y la Ecuación (29), así como el coeficiente k_c , como sigue.

Obteniendo el coeficiente de superficie k_a con la Ecuación (28) para $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = -0.265$ [8].

$$k_a = 4.51 \text{ MPa} (703 \text{ MPa})^{-0.265} = 0.898$$

El coeficiente de tamaño k_b se determina con la Ecuación (29) con $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = -0.265$.

$$k_b = \left(\frac{6}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.0236$$

El coeficiente k_c es igual a 1 para cargas flexionantes como en el caso de esta pieza [8]. Sustituyendo valores en la ecuación de Marin Ecuación (27) considerando $k_c = k_d = k_e = k_f = 1$.

$$S_e = (0.794)(1.0236)(351.5 \text{ MPa}) = 285.7 \text{ MPa}$$

De la gráfica A-15-9 del libro Shigley se obtiene el coeficiente de concentración de esfuerzos para un eje redondo con filete en flexión [8]. Los datos de entrada son:

$$\frac{D}{d} = \frac{10}{6} = 1.6 \quad \frac{r}{d} = \frac{0.6}{6} = 0.1 \quad k_t = 1.7$$

Para calcular el coeficiente de concentración de esfuerzos por fatiga en la gráfica 6-20 [8] los datos de entrada son $S_{ut} = 0.6$ GPa, $r = 0.6$ se encuentra $q = 0.7$ y con estos datos se puede emplear la Ecuación (33).

$$k_f = 1 + q (k_t - 1) \quad (33)$$

$$k_f = 1 + 0.7 (1.7 - 1) = 1.5$$

Encontrando el esfuerzo normal máximo alternante con la Ecuación (32).

$$S_a = (1.5) \frac{(0.4 \text{ Nm})(0.003 \text{ m})}{6.3617 \times 10^{-11} \text{ m}^4} = 28.3 \text{ MPa}$$

Y utilizando la Ecuación (30) para estimar el factor de seguridad considerando $S_m = 0$

$$\frac{28.3 \text{ MPa}}{285.6 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

De esta manera se obtiene un factor de seguridad igual a 10, por lo que el diseño es satisfactorio.

Se muestra adicionalmente el factor de seguridad obtenido en Ansys en la Figura 54.

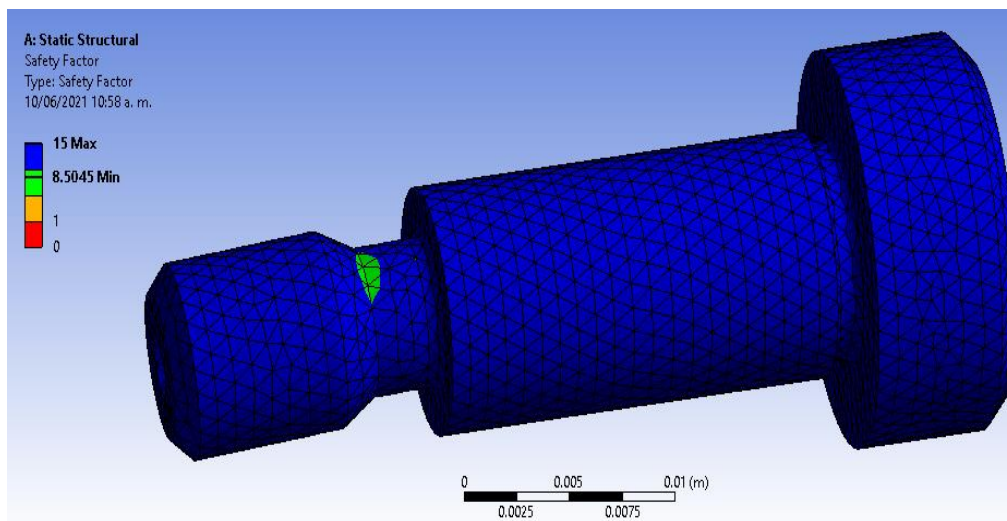


Figura 54. Factor de seguridad del tornillo Yugo Escocés.

5.6 Análisis térmico de la probeta

Se realizó un análisis térmico en estado transitorio para determinar si la probeta alcanzará la temperatura de 200 °C planteada en los objetivos después de un tiempo de operación de la resistencia de cartucho seleccionada, las condiciones para realizar el análisis se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14. Condiciones para el análisis térmico.

Descripción (unidad)	Símbolo	Valor
Tiempo simulado (s)	t	540
Potencia de la resistencia (W)	P	400
Coefficiente de convección (W/m ² °C)	h	10
Temperatura inicial (22°)	T ₀	22
Coefficiente de conductividad térmica del aluminio (W/m ² °C)	k	237.5

En la Figura 55 se muestra el resultado del análisis, se puede observar que la temperatura de la probeta después de 540 s es de 262 °C este valor cumple con el objetivo planteado para el proyecto.

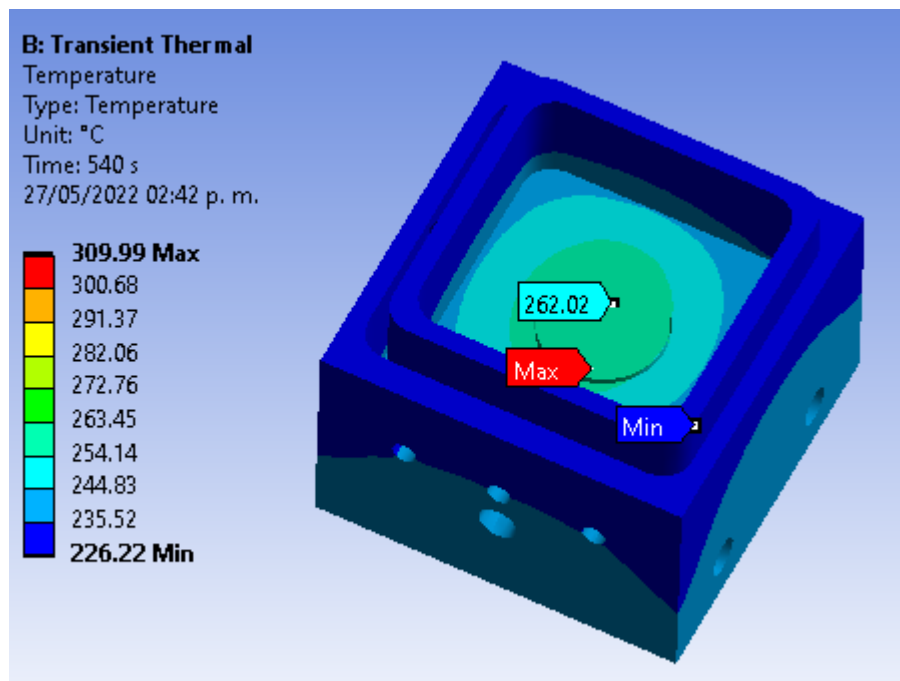


Figura 55. Análisis térmico en estado transitorio.

5.7 Cálculo de los contrapesos

Este análisis fue realizado para establecer la carga normal aplicada en el porta-esfera, se considera el brazo porta-esfera como una viga con dos apoyos, es necesario considerar el peso del propio brazo para calcular de manera precisa la reacción en la esfera. En la Tabla 15 se muestran datos obtenidos del modelo tridimensional.

Tabla 15. Datos obtenidos del modelo tridimensional para calcular las reacciones.

Descripción (unidad)	Símbolo	Valor	Peso (N)
Masa del brazo (Kg)	M_b	0.32	3.139
Masa de la tuerca (Kg)	M_t	0.015	0.14715
Masa porta-esfera (Kg)	M_p	0.066	0.64746
Masa del esparrago (Kg)	M_e	0.122	1.0181
Masa de la esfera (Kg)	M_s	0.0035	.0343

Haciendo sumatoria de momentos respecto al punto A, ubicado en la articulación del brazo porta esfera se tiene:

$$-(3.139 \text{ N}) (65 \text{ mm}) + 151 R_B = 0$$

Por lo tanto, $R_B = 1.35 \text{ N}$, y haciendo sumatoria de fuerzas en y obtenemos:

$$-3.139 \text{ N} + 1.35 \text{ N} + R_{Ay} = 0$$

La reacción en A se obtiene $R_A = 1.789 \text{ N}$ agregando la fuerza ejercida por la masa de la tuerca más el porta-esfera, la esfera y el esparrago se obtiene:

$$Carga \text{ normal} = 1.789 \text{ N} + 1.847 \text{ N} = 3.636 \text{ N}$$

De esta manera la carga normal aplicada sin contrapesos es de 3.636 N, es necesario diseñar un contrapeso de 1.364 N de peso, obteniendo un peso total de 5 N aplicados en el pin y se consideran contrapesos de 1 N, 2 N, 5 N y 10 N, con la finalidad de realizar pruebas con diferentes pesos hasta un rango máximo de 50 N, estos contrapesos se agregan en el extremo donde se ubica la esfera (ver Figura 56), de esta manera se obtendrá un rango de cargas variables cumpliendo con el objetivo de diseño establecido en la metodología de Nigel Cross.

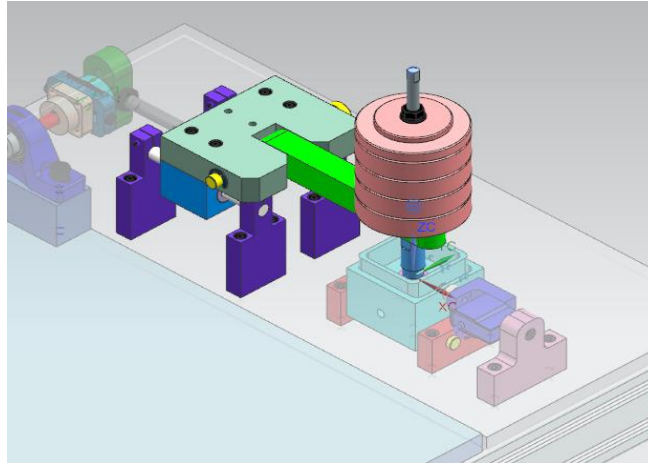


Figura 56. Contrapesos colocados directamente sobre el pin.

5.8 Perfil de velocidad y aceleración

Se presenta el análisis cinemático para el mecanismo de Yugo Escocés utilizado en el tribómetro, se considera el esquema mostrado en la Figura 57 de donde se puede deducir la Ecuación (34) para la posición del actuador final considerando una excentricidad igual a 182 mm y una manivela con longitud igual a 10 mm, esto cumpliendo con el requerimiento establecido en la Tabla 2 para un desplazamiento total igual a 20 mm, una velocidad máxima de 1200 RPM y una frecuencia de operación de 20 Hz, establecido de la misma manera como requerimiento en la Tabla 2.

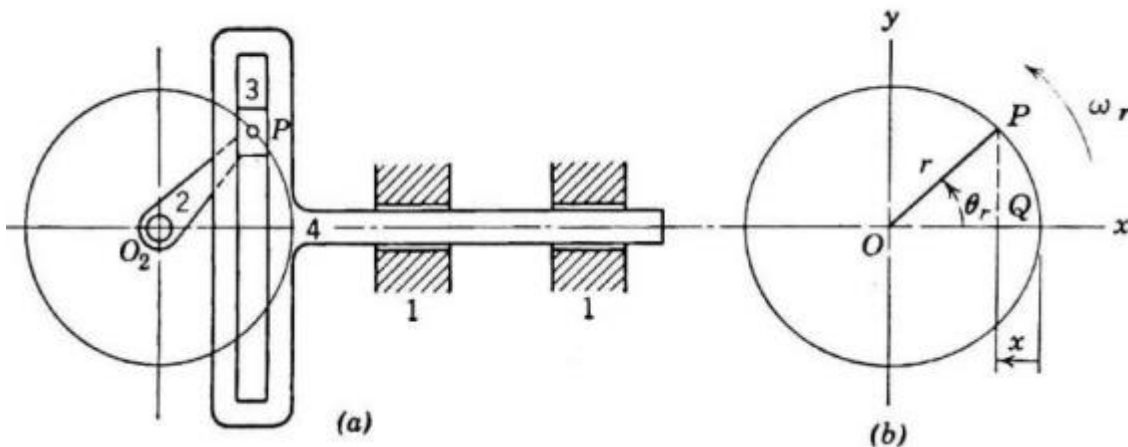


Figura 57. Esquema de mecanismo de Yugo Escocés.

$$x_B = r \cos \theta + \text{excentricidad} \quad (34)$$

En la Figura 58 se muestra el desplazamiento obtenido por el actuador en Excel [®] según la Ecuación (34), este resultado se compara con el obtenido en un análisis de movimiento realizado en el programa Solid Works [®] (ver Figura 59) para una revolución completa, se puede apreciar un desplazamiento total que va desde 172 mm hasta 192 mm resultando una carrera total de 20 mm.

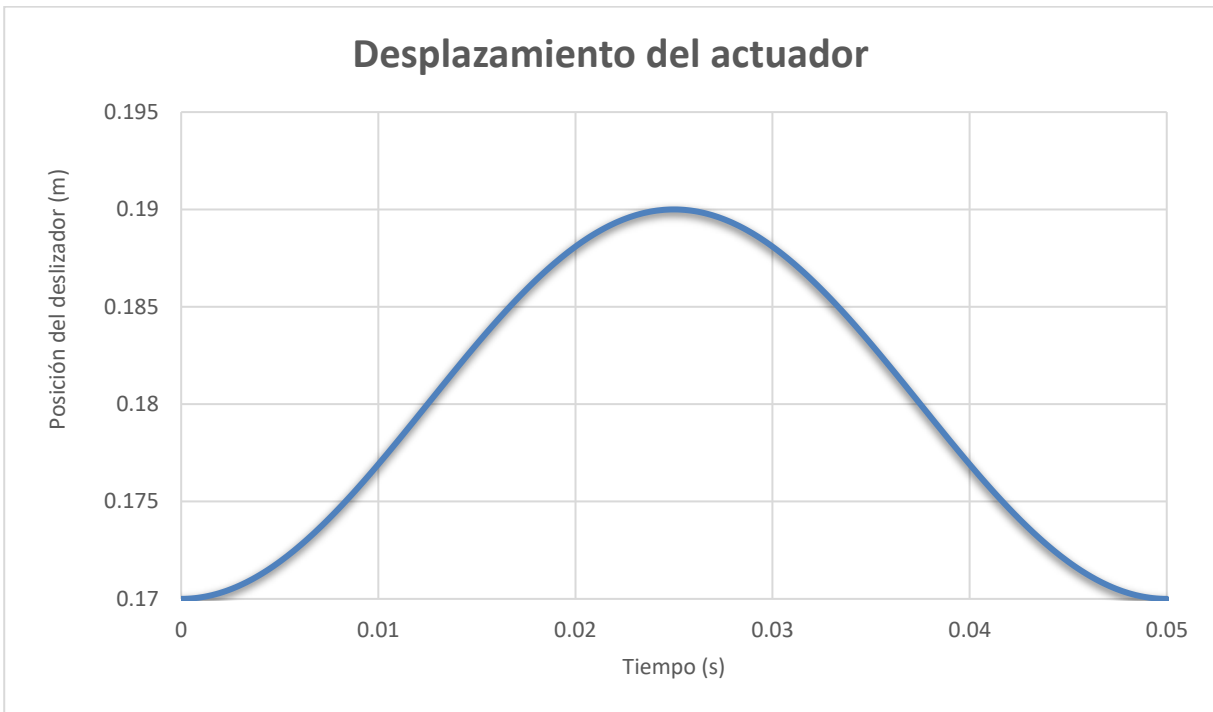


Figura 58. Desplazamiento del actuador en Excel.

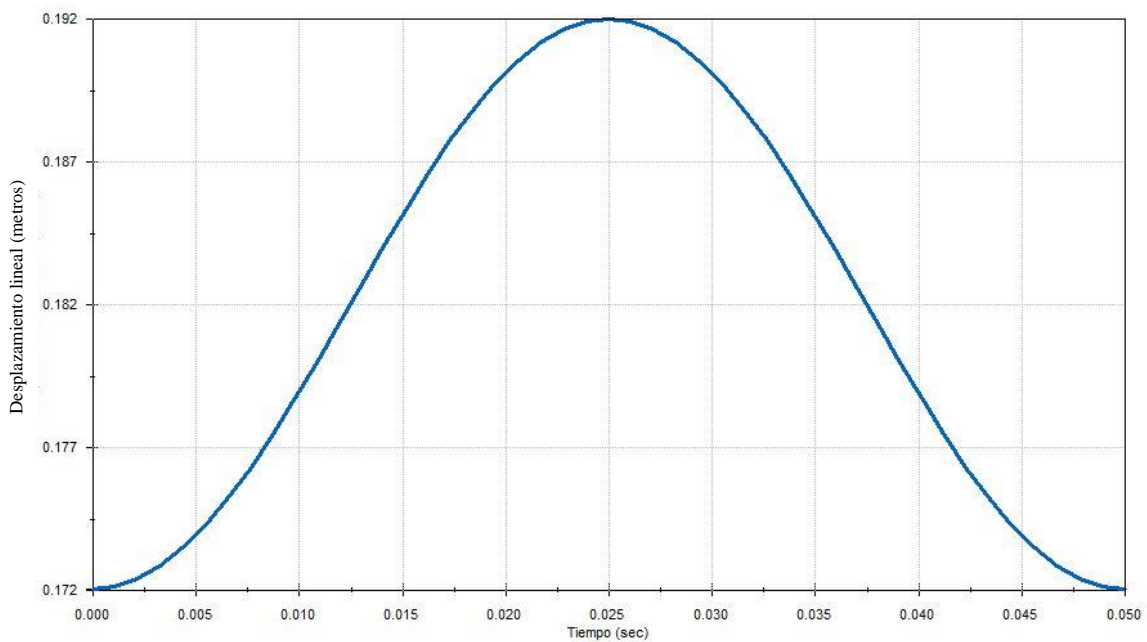


Figura 59. Desplazamiento del actuador en Solid Works.

De la misma manera se realizó el análisis de velocidad para el mecanismo. La Ecuación (35) de velocidad se obtiene derivando la Ecuación (34) respecto del tiempo, donde ω es la velocidad angular del motor. Se obtiene la gráfica de velocidad en Excel®, misma que es mostrada en la Figura 60.

$$v_B = -r \text{ sen } \theta [\theta'] = -r\omega \text{ sen } \theta \quad (35)$$

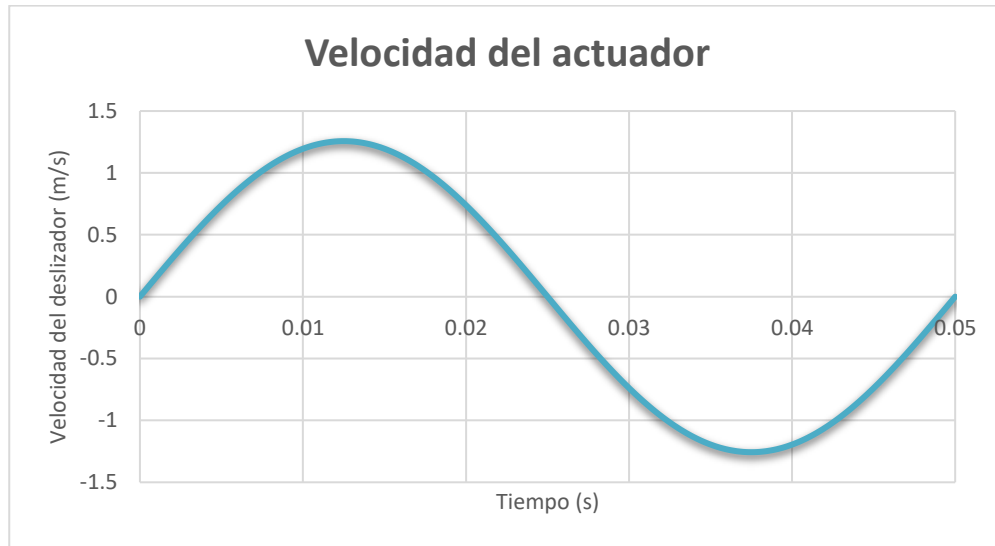


Figura 60. Velocidad del actuador en Excel.

De manera similar se obtiene el perfil de velocidad en el programa Solid Works® que se muestra en la Figura 61, dando como resultado una onda senoidal con amplitud de 1.25 m/s.

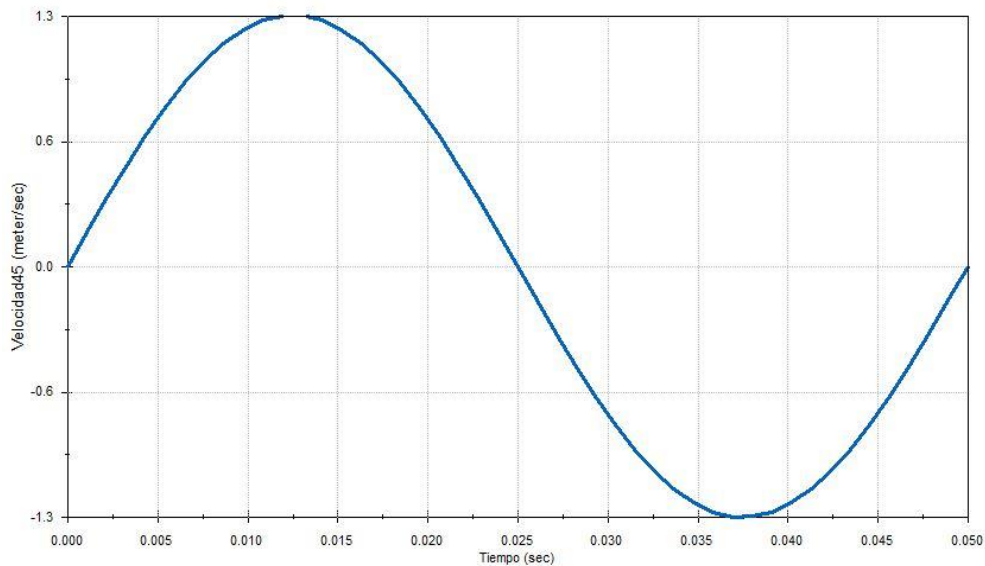


Figura 61. Velocidad del actuador en Solid Works.

Por último, se realiza el análisis de aceleración, para lo cual se deriva una vez más la Ecuación (35) obteniendo la Ecuación (36) para la aceleración del actuador en donde α es la aceleración angular con valor igual a 0 m/s^2 para el motor elegido en el proyecto ya que su velocidad angular se mantiene constante.

$$a_B = -r [\theta' \cos\theta \theta' + \text{sen}\theta \ddot{\theta}] = -r\omega^2 \cos\theta - r\alpha \text{sen}\theta \quad (36)$$

De esta manera se grafica la aceleración la cual tiene un comportamiento cosenoidal con una amplitud de 158 m/s^2 para una revolución completa (ver Figura 62).

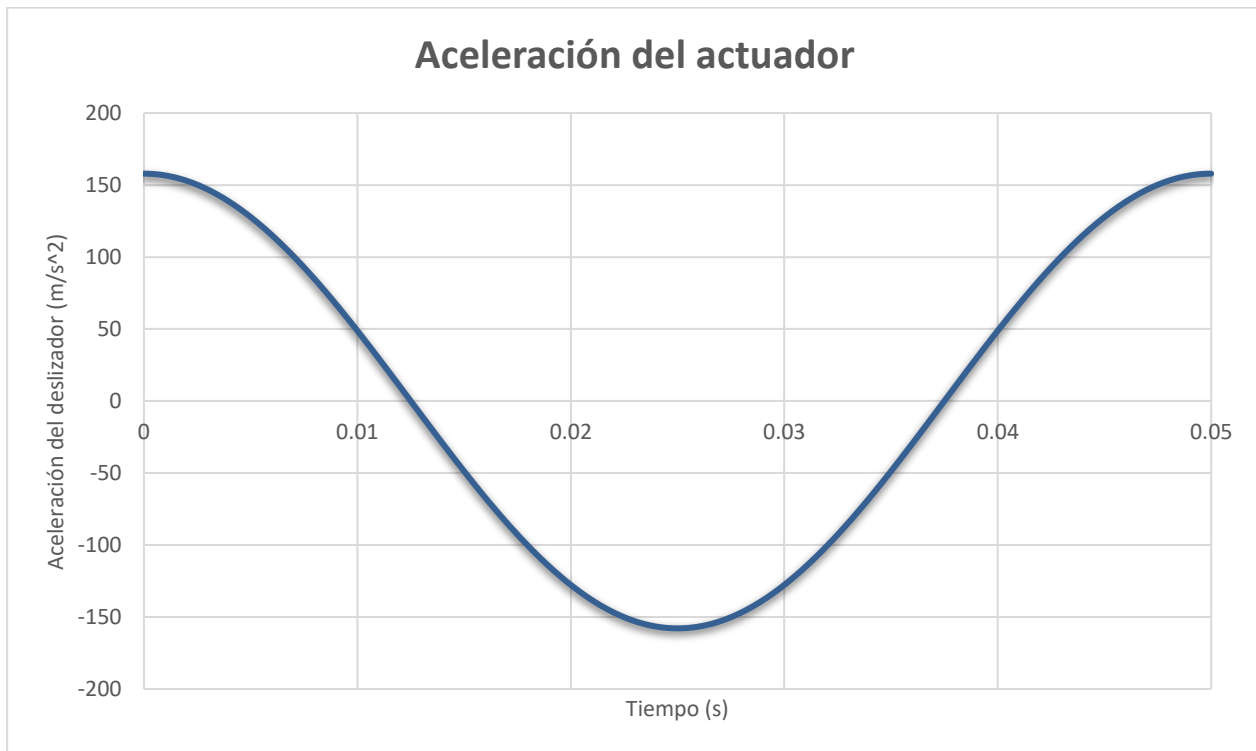


Figura 62. Aceleración del actuador en Excel.

Estos resultados son comparados con la Figura 63 obtenida mediante un análisis cinemático en el programa Solid Works ® de lo cual se deduce que las curvas de desplazamiento, velocidad y aceleración son congruentes aplicando un procedimiento matemático y un modelado tridimensional simplificado del mecanismo de Yugo Escocés mediante CAE mostrado en la Figura 64.

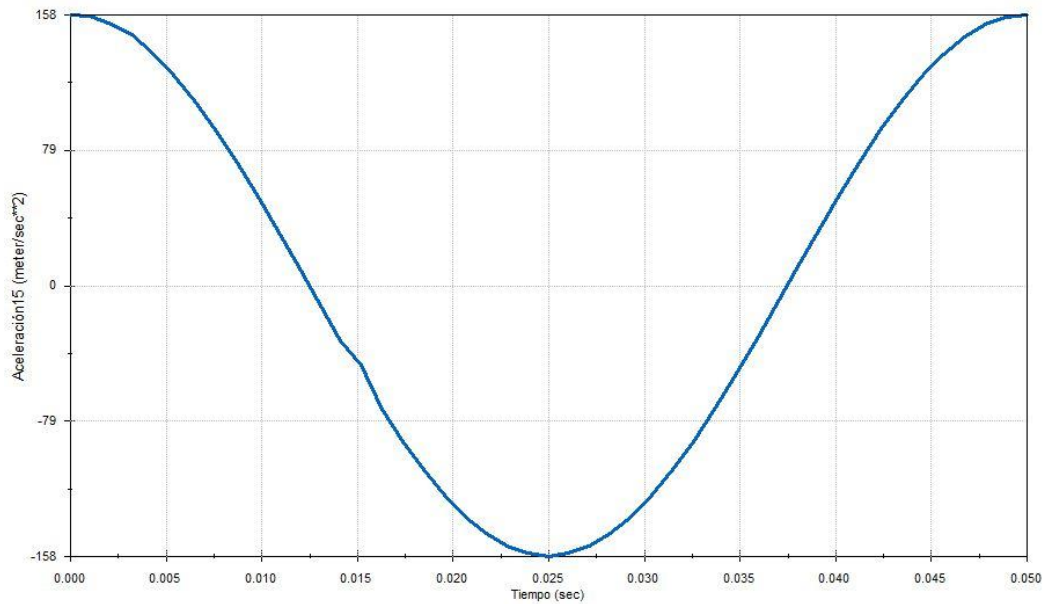


Figura 63. Aceleración del actuador en Solid Works.

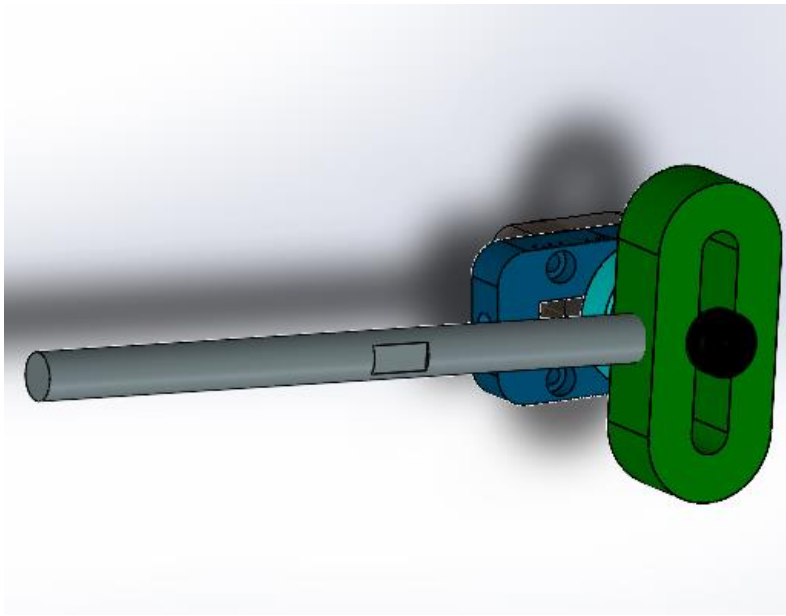


Figura 64. Modelo tridimensional de Yugo Escocés analizado en Solid Works.

5.9 Costos de fabricación del prototipo

En este apartado se muestran los costos de los materiales empleados en el proyecto los cuales se muestran estructurados de la siguiente manera: el ensamble general está denominado con el número T00005 a partir de aquí se pueden encontrar ensambles funcionales los cuáles comienzan con la letra E por ejemplo el ensamble E00009 subensamble porta-esfera, después se encuentran las piezas

TRIBÓMETRO PARA PRUEBAS DE DESGASTE

que se realizaron por maquinado las cuales comienzan con la letra M, por último las piezas que se compraron directamente y que conservan el código proporcionado por el mismo proveedor se indica con color el concepto (maquinados, materiales o componentes eléctricos), las piezas se muestran en grupos funcionales en la Tabla 16, se muestran los costos unitarios, cantidades y el costo total de la partida expresado en moneda nacional.

Tabla 16. Costos del proyecto

TRIBOMETRO LINEAL T0005					
SUBENSAMBLE		DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	TOTAL
E00009		SUB-PORTA ESFERA	1	N/A	
	E00014	ENSAMBLE PORTA ESFERA	1	N/A	
		M00001 ESFERA 3/8"	1	5	5
		M00040 ESPARRAGO	1	108	108
		M00041 PORTAESFERA 3/16	1	155	155
		M00042 PORTAESFERA 3/8	1	160	160
		M00050 ESFERA 3/16	1	2	2
		PRISIONERO M3 PRISIONERO M3 x 6 mm	2	1.5	3
	LMK12ML	CASQUILLO LINEAL 12 mm	2	160	320
	M00005	CONTRAPESO COMPENSADO 5N	1	67	67
	M00014	CUERPO PORTABRAZO	1	475	475
	M00015	BASE DESLIZANTE PORTA BRAZO	1	737	737
	M00026	EJE BRAZO DESLIZANTE	1	158	158
	M00036	BRAZO PORTAESFERA	1	170	170
	M00039	SOPORTE GUIA	4	310	1240
	M00052	CONTRAPESO 1N	2	65	130
	M00053	CONTRAPESO 2N	2	80	160
	M00054	CONTRAPESO 5N	1	110	110
	M00055	CONTRAPESO 10N	5	158	790
	M4 x 20mm	TORNILLO ALLEN M4 x 20mm	12	1.55	18.6
	M6 x 50mm	TORNILLO ALLEN M6 x 50mm	12	3.88	46.56
	SF12G6-138L	EJE LINEAL 12 mm X 138 mm	2	110	220
	TRUACK ME 12	SEGURO TRUACK ME 12	1	2.59	2.59
	TUERCA M10	TUERCA M10	1	2.16	2.16
E00010		SUB MOTOR	1	N/A	

TRIBÓMETRO PARA PRUEBAS DE DESGASTE

	68514441314		ACOPLAMIENTO FLEXIBLE LOVEJOY	1	720	720
	DRN63M6_FI		MOTOR SEW DR263M6/FI	1	7894	7894
	M00028		EJE	1	60	60
	M00037		BASE CHUMACERA	1	435	435
	M00049		CUÑA 4mm x 4mm x 16 mm	2	30	60
	M10 x 40mm		TORNILLO M10 x 40 mm	2	6	12
	M6 x 50mm		TORNILLO M6 x 50mm	2	4.1	8.2
	SKF_SY 12 TF		CHUMACERA 12mm	1	992	992
E00011			SUB MECANISMO YUGO ESCOCES	1	N/A	
	M00011		BASE EXCENTRICO	1	223	223
	M00012		CORREDERA EXCENTRICO	1	518	518
	M00025		EXCENTRICO	1	225	225
	M00029		PIEZA RANURADA	1	185	185
	M00030		EJE EMPUJE	1	152	152
	M00063		BUJE	2	75	150
	M6 x 80 mm		TORNILLO M6 x 80 mm	1	5	5
	Tuerca M6		TUERCA M6	1	0.69	0.69
	M4 x 20mm		TORNILLO M4 x 20mm	4	1.55	6.2
	M8 x 30mm		TORNILLO M8 x 30 mm	1	6	6
	Tuerca M12		TUERCA M12	3	5	15
E00015			SUB BASTIDOR	1	N/A	
	M00043		PLACA DE ACERO 405 mm x 605 mm	1	400	400
	M00044		PLACA DE ALUMINIO	1	1500	1500
	M00045		PLACA DE ACERO BASE	1	150	150
	ALUMINIO 40 40		PERFIL DE ALUMINIO EXTRUIDO 4040 (1 m)	3.4	441	1499.4
	ALUMINIO 8040		PERFIL DE ALUMINIO EXTRUIDO 8040 (1 m)	5	700	3500
	30056		RODAJA DE 4"	2	200	400
	30062		RODAJA CON FRENO	2	250	500
	BULLSEYE		BURBUJA DE NIVEL	1	200	200
	NIVELADORES		NIVELADORES DE PISO	4	100	400
	M6 x 20mm		TORNILLO M6 x 20mm	8	2	16
	M8 x 25mm		TORNILLO M8 x 25mm	8	3	24
	TAPA 80 x 40		TAPA DE PLASTICO	4	25	100
	TUERCA M6		TUERCA M6	8	2	16
E00016			SUB PORTAPROBETA-CELDA	1	N/A	

TRIBÓMETRO PARA PRUEBAS DE DESGASTE

	M00022		BASE PORTAPROBETA	2	225	450
	M00023		EJE PORTAPROBETA	1	260	260
	M00024		SOPORTE CELDA DE CARGA	1	290	290
	M00033		PROBETA	1		0
	M00047		BASE PORTAPROBETA	1	590	590
	M00048		PORTAPROBETA	1	350	350
	M00051		AISLANTE TERMICO	1	45	45
	M6 x 20mm		TORNILLO M6 x 20mm	1	2	2
	M6 x 25mm		TORNILLO M6 x 25 mm	1	2.16	2.16
	M6 x 50mm		TORNILLO M6 x 50 mm	6	3.88	23.28
	PRIS M4 x 16mm		PRISIONERO M4 X 16 mm	1	1.55	1.55
	PRIS M6 x 10mm		PRISIONERO M6 x 10mm	3	1.29	3.87
	SM 50N		CELDA DE CARGA	1	4000	4000
	TRUACK ME 8		SEGURO TRUACK ME 8	2	2.59	5.18
E00017			DEPOSITO DE ACEITE	1	600	600
	M00056		BASE DEPOSITO	1	140	140
	M00057		LATERAL DERECHO DEPOSITO	1	115	115
	M00058		LATERAL IZQUIERDO DEPOSITO	1	210	210
	M00059		FRENTE DEPOSITO	1	90	90
	M00060		POSTERIOR DEPOSITO	1	180	180
	M00062		TAPA RETEN	2	65	130
	M00064		TAPA DE ACRILICO	1	50	50
	M00065		JUNTA PARA DEPOSITO	1	20	20
	SKF 12 VAR		RETEN 12 MM LINEAL	1	60	60
	SKF 12 X19		RETEN 12 MM RADIAL	1	20	20
	A4-305		MIRILLA DE NIVEL	1	200	200
	M4 x 20 mm		TORNILLO M4 x 20 mm	14	1	14
	SKF 61801		RODAMIENTO 12 mm x 21 mm	1	80	80
E00018			SUB CONTROL E INSTRUMENTACION	1	1	20880
	VARIADOR		VARIADOR MC07B0004-2A3-4	1	10233.9	10233.9
	REX C100		TERMOPAR CON TERMOMETRO	1	1200	1200
	RESISTENCIA		RESISTENCIA ELECTRICA	1	500	500
	CABLE USO RUDO		CABLE DE USO RUDO	1	250	250
	CLAVIJA 220V		CLAVIJA TRIFÁSICA 220 V	1	250	250
TOTAL						66698.34

Por último, se agruparon los costos en tres rubros los cuales son: costo de piezas maquinadas, costo de materiales o insumos y un tercer rubro que corresponde al costo de componentes eléctricos dentro de los cuáles se incluye el motor y el variador de frecuencia, de esta manera se determinan los porcentajes que se han invertido en cada uno de ellos obteniendo un 62 % en componentes eléctricos e instrumentación, 20 % en materiales y 18 % en piezas maquinadas, estos datos están representados en la Figura 65, así como el costo que representa en moneda nacional cada uno de los porcentajes obteniendo un costo total del proyecto de \$ 66,698.34.

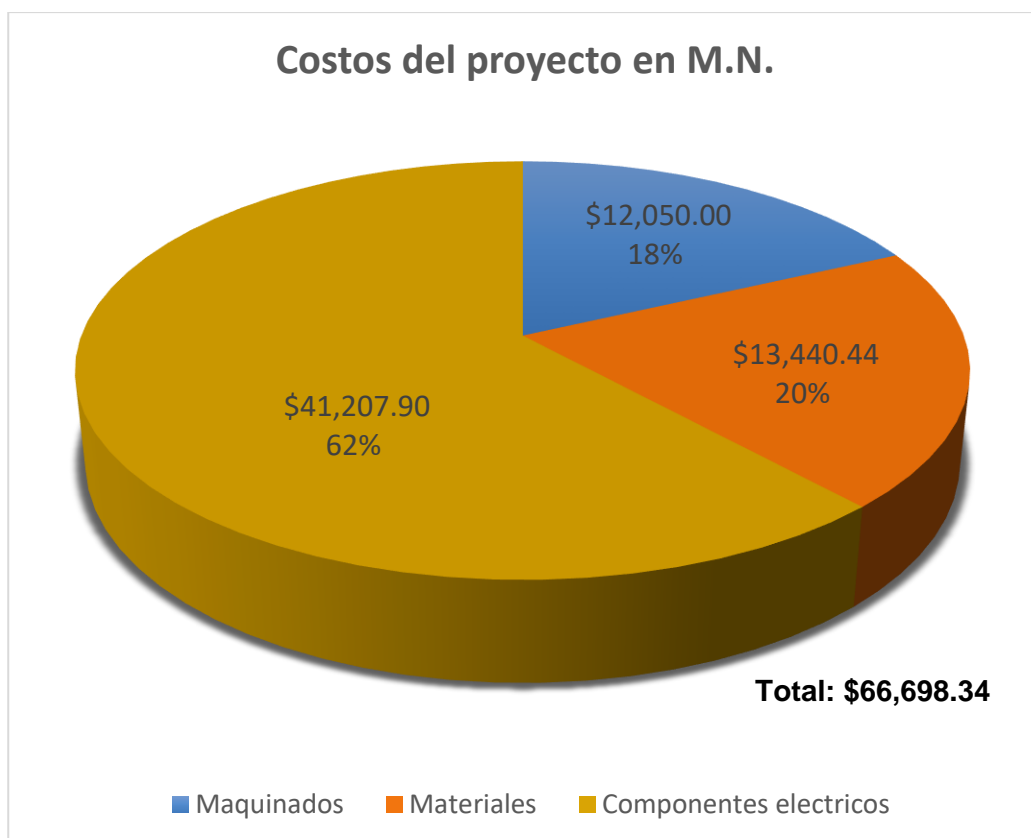


Figura 65. Costos del proyecto.

Capítulo 6: CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS PRELIMINARES

6.1 Construcción del prototipo

El proceso para la construcción del prototipo se desarrolló en tres etapas las cuales son: ensamble del bastidor, ensamble mecánico y control e instrumentación. En la Figura 66 se presenta un esquema del flujo del proceso constructivo y de algunos aspectos considerados en cada etapa.

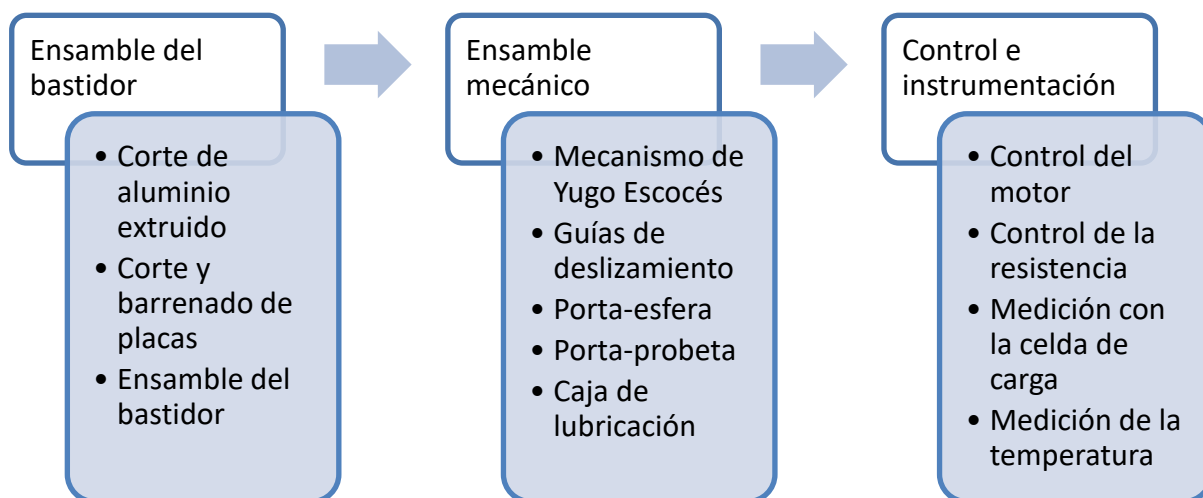


Figura 66. Proceso de construcción del prototipo.

El ensamble del bastidor se comenzó con el corte de los perfiles de aluminio extruido en frío con sección transversal de 40 mm x 40 mm para elementos como patas y refuerzos del bastidor, se emplearon perfiles de aluminio extruido de sección transversal de 40 mm x 80 mm para el soporte de las placas de acero y aluminio que sirven como base de los mecanismos y del motor, esto según las dimensiones obtenidas del modelo tridimensional elaborado en el programa NX®, una vez habilitada la materia prima, se maquinaron roscas en los extremos para ensambles posteriores como la colocación de placas y de los niveladores de piso, de la misma manera se realizaron barrenos pasados en los lugares correspondientes, se procedió a unir las partes y formar un bastidor ensamblado mediante tornillos y accesorios adecuados. En esta etapa se realizó el corte de placas de acero con oxiacetileno mediante una máquina quickly, el barrenado se realizó con un taladro de banco, el esmerilado se realizó con una mini amoladora portátil y por último se procedió al pintado

de las mismas en color negro (ver Figura 67), en este paso se obtuvo como resultado el ensamble del bastidor completo, incluyendo las rodajas de 100 mm de diámetro y los niveladores de piso. En la Figura 68 se puede observar el ensamble del bastidor finalizado.

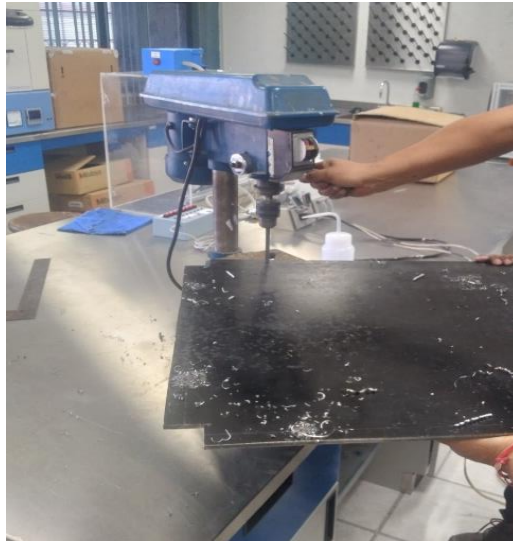


Figura 67. Barrenado de placas de acero y aluminio.



Figura 68. Bastidor ensamblado.

Para el ensamble mecánico se fabricaron las piezas que requirieron maquinados realizados en diferentes aceros grado maquinaria por ejemplo acero SAE 1018 y SAE 4140 tratado térmicamente para el deslizador del mecanismo de Yugo Escocés, estos maquinados se realizaron con precisión con tolerancias ISO de acuerdo al diseño realizado en máquinas herramienta por arranque de viruta

como los son taladros de banco, tornos, fresadoras y cepillos (ver Figura 69), estas piezas fueron recubiertas con una laca transparente para evitar su oxidación.



Figura 69. Piezas maquinadas.

Para la realización de la caja de lubricación se utilizó placa de aluminio 6061 de 12.7 mm de espesor, que fue cortada con una sierra de disco apropiada, posteriormente se aplicó soldadura mediante el proceso GTAW con varilla de Tungsteno al 99 % de pureza y una varilla de aporte tipo ER 5356, se verificó la estanqueidad del ensamble a presión atmosférica con aceite (ver Figura 70).



Figura 70. Proceso GTAW para soldadura de la caja de lubricación.

Una vez fabricadas las piezas se procedió a realizar los sub ensambles y su montaje en el prototipo, en este paso también se colocó el motor eléctrico y el depósito para lubricación del Yugo Escocés. En la Figura 71 se observa el ensamble mecánico concluido.

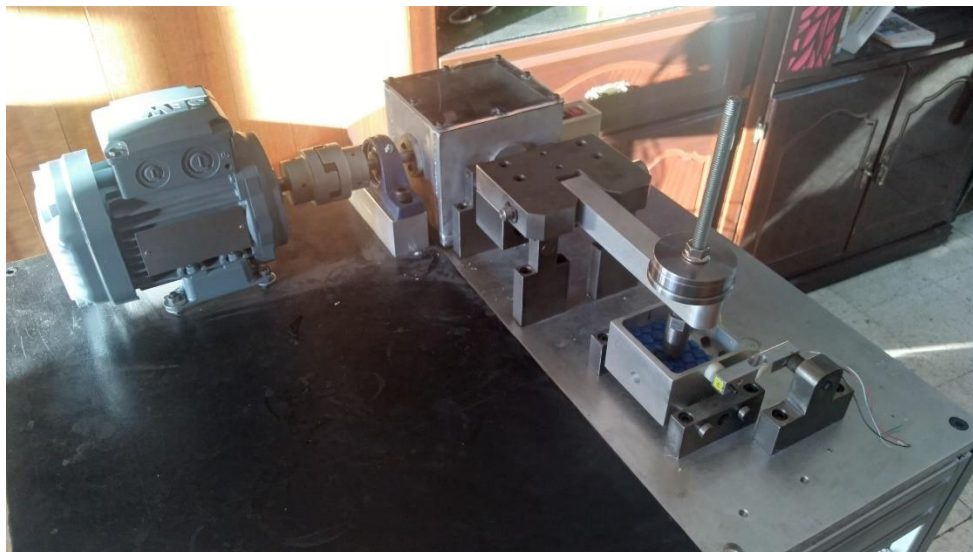


Figura 71. Ensamble mecánico del prototipo finalizado.

La última etapa de construcción fue la instrumentación del tribómetro y el control eléctrico. El control de la velocidad del motor se realiza mediante un variador de frecuencia de corriente alterna. El variador calcula la tensión y corriente requeridos para una velocidad especificada, también permite una aceleración y desaceleración progresiva, protege al motor térmicamente contra sobretensiones, caída de tensiones, equilibra las fases en caso de ser necesario y despliega en una pantalla las revoluciones por minuto a las que está funcionando el motor. La Figura 72 muestra un esquema de la conexión del motor y de su control mediante el variador de frecuencia [47].

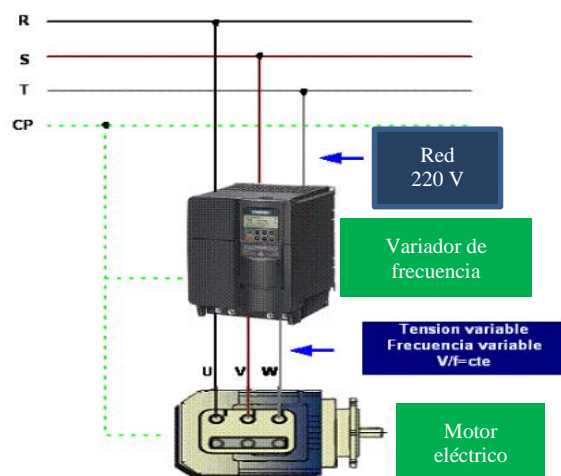


Figura 72. Esquema de conexión para control de velocidad del motor.

Para realizar pruebas a diferentes temperaturas la base porta-probeta cuenta con una resistencia de cartucho de 250 W cuya finalidad es calentar esta pieza y eventualmente la probeta a desgastar, el control de la temperatura se logra midiendo con un termopar la temperatura actual del porta-probeta, el controlador de la temperatura compara constantemente este dato con un valor de referencia proporcionado por el usuario. Si el valor es alcanzado se interrumpe el flujo de energía eléctrica hacia la resistencia, si la temperatura medida por el termopar baja, entonces se permite el paso de la corriente eléctrica hacia la resistencia. El controlador de temperatura muestra la temperatura medida por el termopar y la temperatura de prueba proporcionada por el usuario. El tipo de control aplicado es PID, se muestra un esquema de la conexión del controlador de temperatura en la Figura 73 .

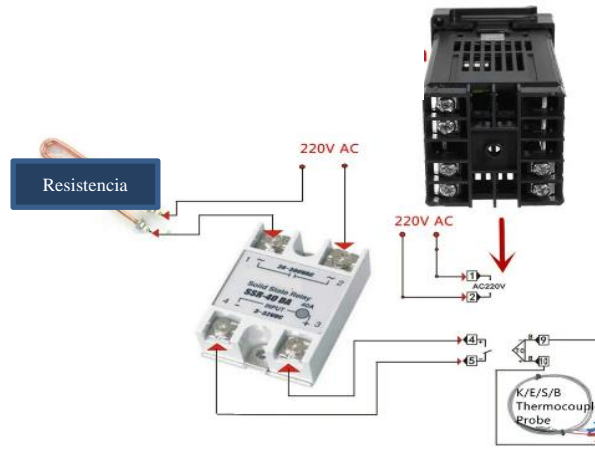


Figura 73. Esquema de conexión del controlador de temperatura.

La fuerza tangencial aplicada a la probeta es sensada por una celda de carga, la cual genera una variación de voltaje internamente en un puente Wheatstone, este voltaje es amplificado y leído por una tarjeta de adquisición de datos DAQ, una vez que se obtiene la señal se envía a un ordenador donde es graficada en tiempo real como es representado en la Figura 74.



Figura 74. Esquema de adquisición de datos.

La señal de fuerza obtenida por la celda de carga es dividida entre la fuerza normal aplicada por los contrapesos y que el usuario ingresa manualmente al programa desarrollado en LabView de esta manera se obtiene el coeficiente de fricción dinámico según la Ecuación (37). La pantalla principal del programa muestra el tiempo de prueba, la gráfica del coeficiente de fricción dinámico en tiempo real y el botón de inicio. La pantalla principal del programa se muestra en la Figura 75.

$$\mu_k = \frac{F_k}{N} \quad (37)$$

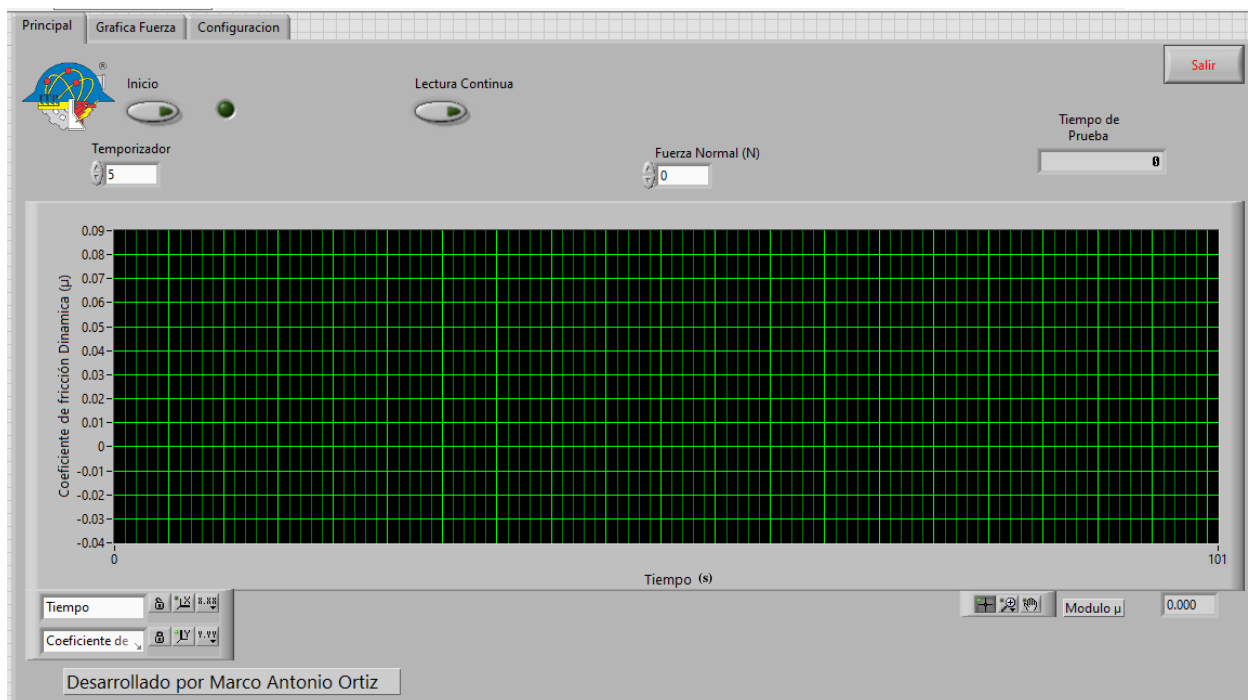


Figura 75. Pantalla principal del programa para operación del tribómetro.

Se realizó la programación en diagrama de bloques en el módulo correspondiente en LabView, el resultado de la programación se muestra en la Figura 76.

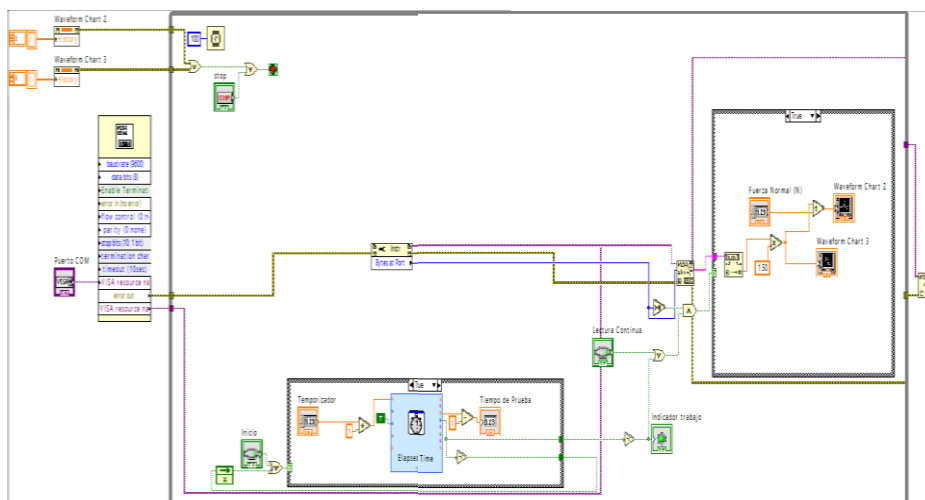


Figura 76. Diagrama de bloques en LabView.

6.2 Pruebas preliminares

Se realizaron pruebas preliminares para comprobar el funcionamiento del tribómetro. Se utilizaron probetas de acero SAE 1018 y de aluminio 6061.

En la Tabla 17 se presentan los parámetros utilizados para el ensayo en probetas de acero.

Tabla 17. Datos de pruebas en acero SAE 1018.

Descripción	Valor
Material de la probeta	Acero SAE 1018
Material de la esfera	Acero SAE 52100
Diámetro de la esfera	3/16"
Lubricación	S/N
Carga normal	8 N
Velocidad del motor	94 RPM
Tiempo de prueba	600 s
Longitud de desplazamiento	10 mm
Distancia total	9 400 mm
Masa inicial	27.3687 gr
Frecuencia	1.56 Hz
Temperatura de prueba	22 °C
Rugosidad Ra	0.079
Dureza	100 HB
Dimensiones de la probeta	Ø 1" x 7mm
No. de pruebas	6

En la Figura 77 se observa el desgaste provocado en una probeta de acero SAE 1018 debido al desarrollo de la prueba.

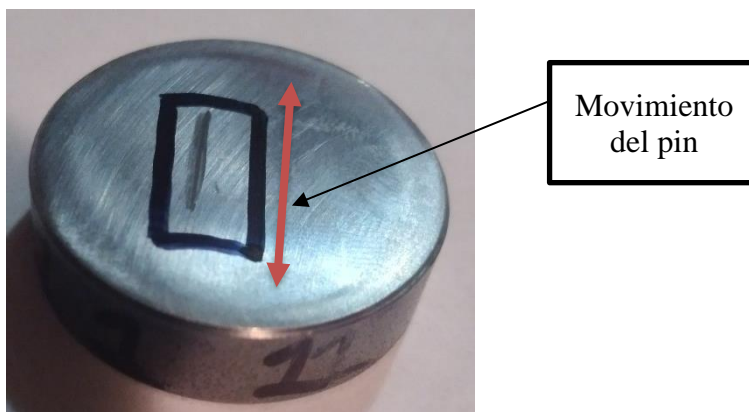


Figura 77. Probeta de acero SAE 1018 con desgaste.

La Figura 78 muestra el comportamiento del coeficiente de fricción dinámico en función del tiempo bajo las condiciones mostradas en la Tabla 17. El promedio obtenido del mismo es de 0.6 para el contacto mecánico acero-acero, también se puede observar la carga normal de 8 N y el tiempo de prueba de 600 s en la interfaz del tribómetro.

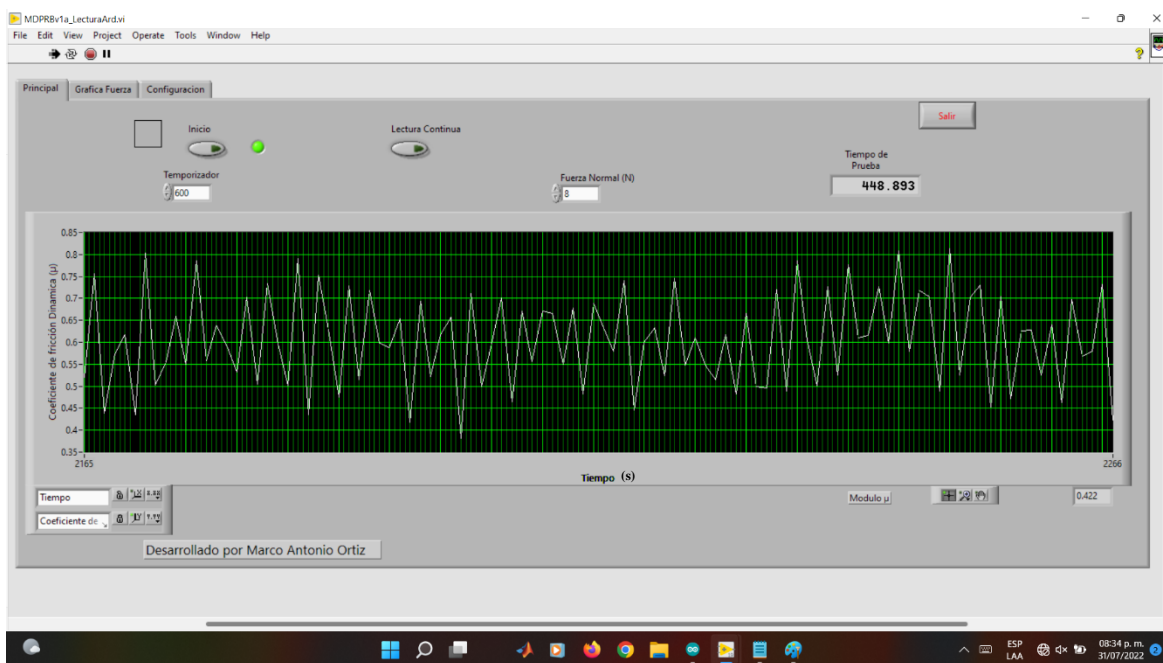


Figura 78. Coeficiente de fricción dinámico probeta de acero 1018.

La Figura 79 muestra la perfilometría de la probeta de acero SAE 1018, se puede determinar el ancho de la huella igual a 0.81 mm y una profundidad promedio de 0.213 μm con estos datos se puede calcular el coeficiente de desgaste según la ecuación de Archand dado por la Ecuación (38).

$$k = \frac{VH}{PL} \quad (38)$$

$$k = \frac{(8.1 \times 10^{-4} \text{ m})(0.213 \times 10^{-6} \text{ m})(0.01 \text{ m})(0.8 \text{ GPa})}{(8 \text{ N})(9.4 \text{ m})}$$

$$k = 1.8354 \times 10^{-5}$$

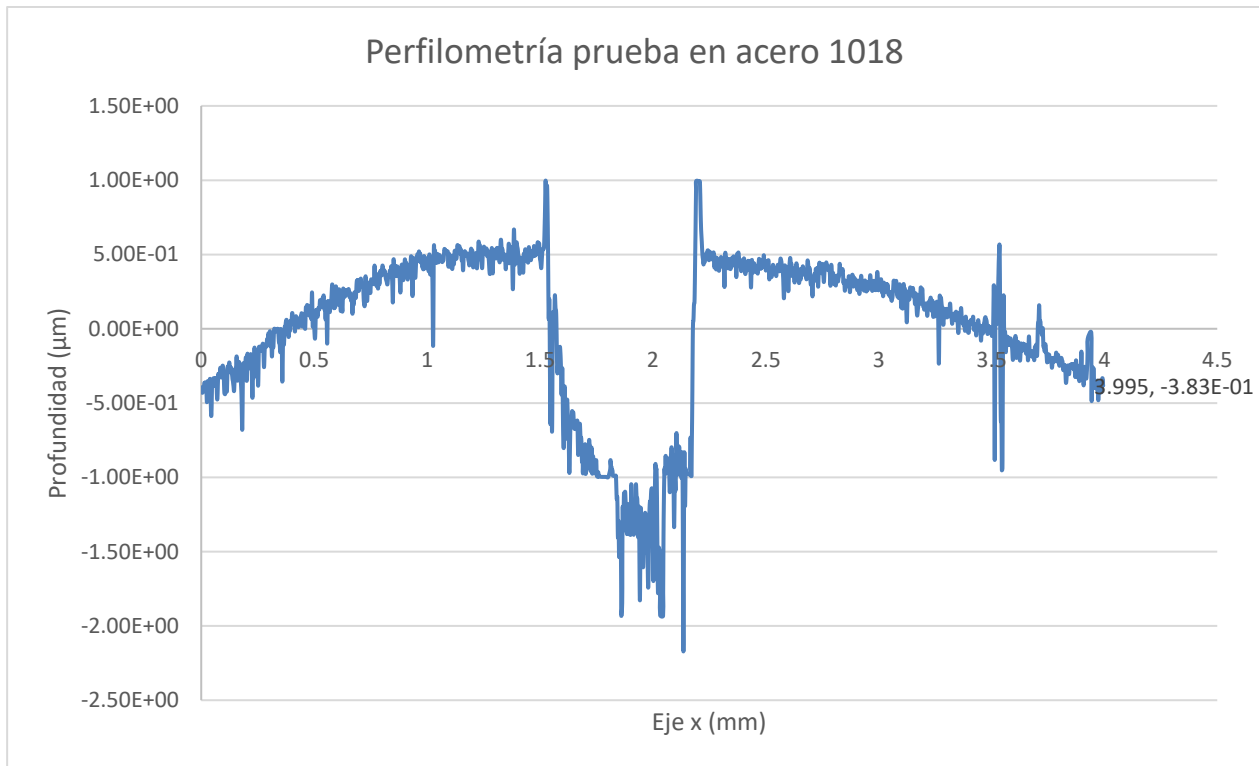


Figura 79. Perfilometría para prueba en acero 1018.

En la Figura 80 se observa la huella del desgaste provocado en la probeta ensayada en acero 1018 con acercamiento de 5X, en la Figura 81 se muestra la misma probeta con un aumento de 20X se puede notar desgaste adhesivo y desgaste abrasivo provocado por el contacto mecánico y el movimiento recíprocante.

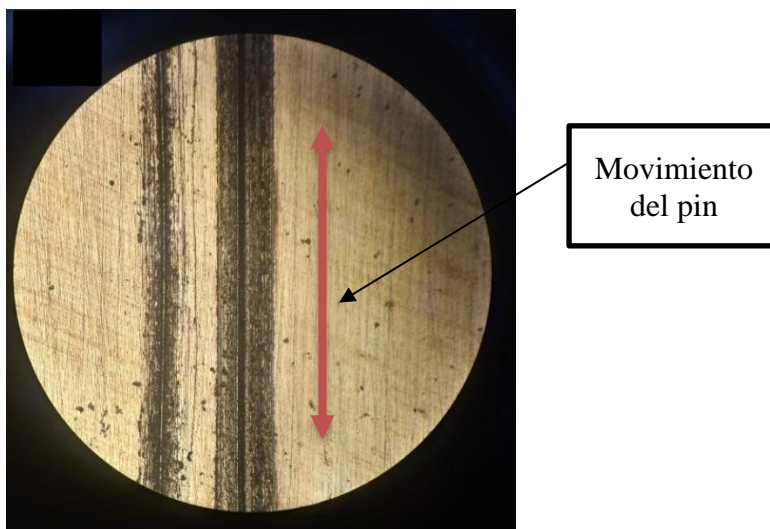


Figura 80. Probeta de acero 1018 desgastada (5 X).

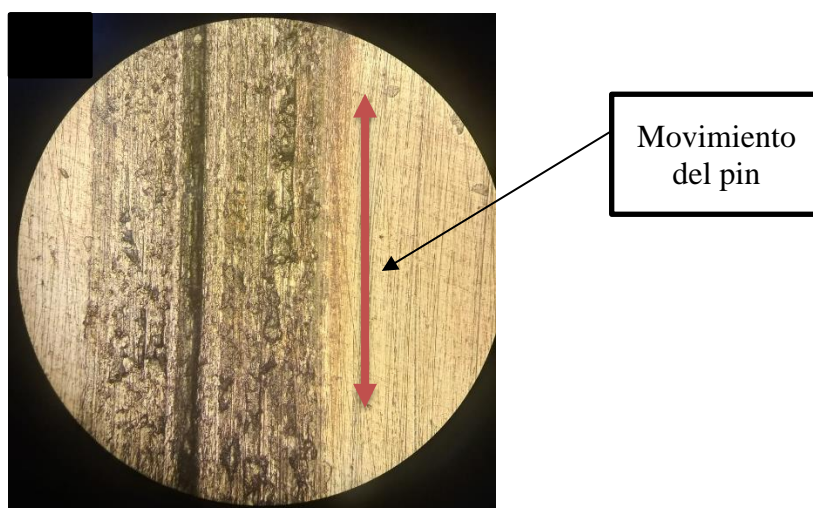


Figura 81. Probeta de acero 1018 desgastada (20 X).

En la Tabla 18 se listan los datos de las pruebas en aluminio 6061.

Tabla 18. Datos de prueba en aluminio 6061.

Descripción	Valor
Material de la probeta	Aluminio 6061
Material de la esfera	Acero SAE 52100
Diámetro de la esfera	3/16"
Lubricación	S/N
Carga normal	8 N
Velocidad del motor	94 RPM
Tiempo de prueba	600 s
Longitud de desplazamiento	10 mm
Distancia total	9 400 mm
Masa inicial	9.4383 gr

Frecuencia	1.56 Hz
Temperatura de prueba	22 °C
Rugosidad Ra	0.1055
Dureza	45.33 HB
Dimensiones de la probeta	Ø 1" x 7mm
No. de pruebas	6

En Figura 82 se puede apreciar el desgaste en una probeta de acero 6061 que se provocó durante la prueba.

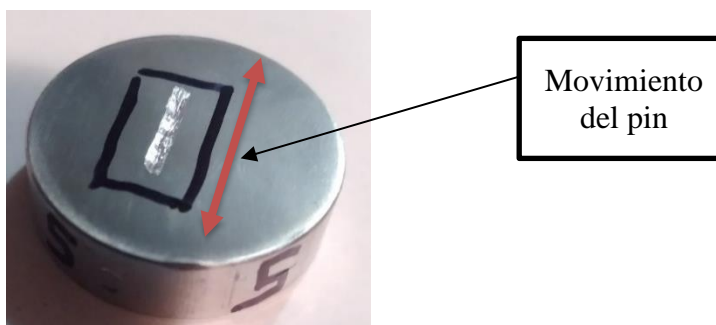


Figura 82. Probeta de aluminio 6061 con desgaste.

En esta prueba se obtuvo la Figura 83 que muestra el comportamiento del coeficiente de fricción dinámico en función del tiempo, la prueba se realizó con las condiciones mostradas en la Tabla 18. El promedio obtenido para el coeficiente de fricción es de 0.38 para el par tribológico acero-aluminio.

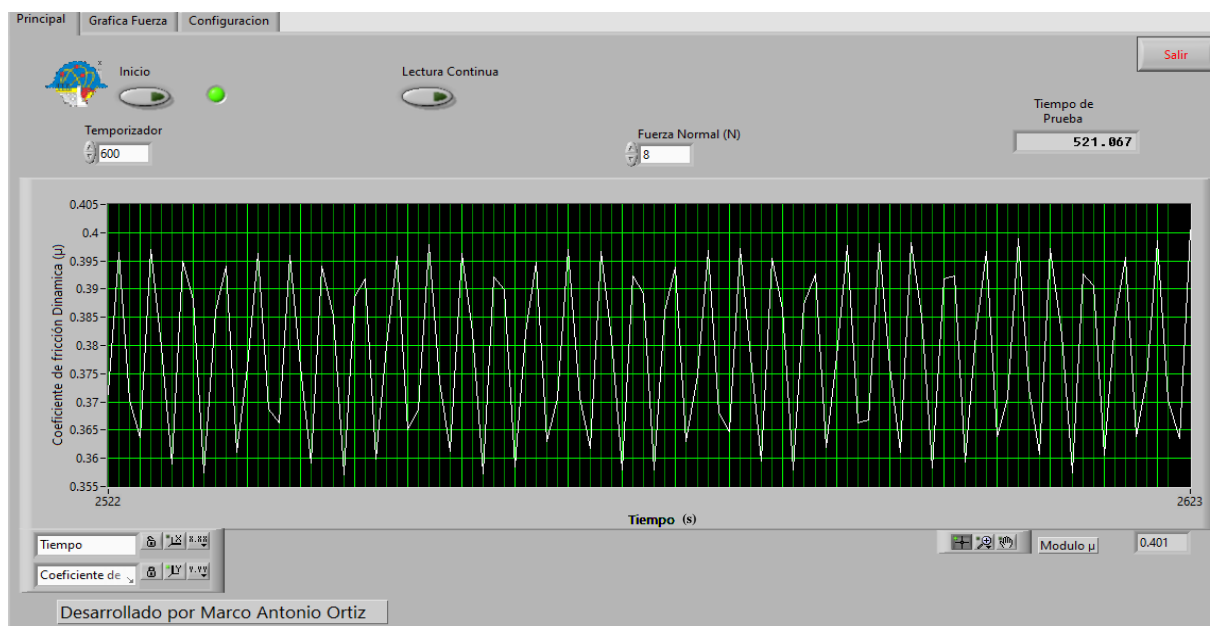


Figura 83. Coeficiente de fricción dinámico probeta de Aluminio 6061.

La Figura 84 muestra la perfilometría de la probeta de acero, se puede determinar el ancho de la huella igual a 0.813 mm y una profundidad de huella promedio de 0.92 μm con estos datos se calcula el coeficiente de desgaste según la ecuación de Archard dado por la Ecuación (38).

$$k = \frac{(0.813 \times 10^{-4} \text{ m})(9.2 \times 10^{-6} \text{ m})(0.01 \text{ m})(0.24 \text{ GPa})}{(8 \text{ N})(9.4 \text{ m})}$$

$$k = 2.387 \times 10^{-3}$$

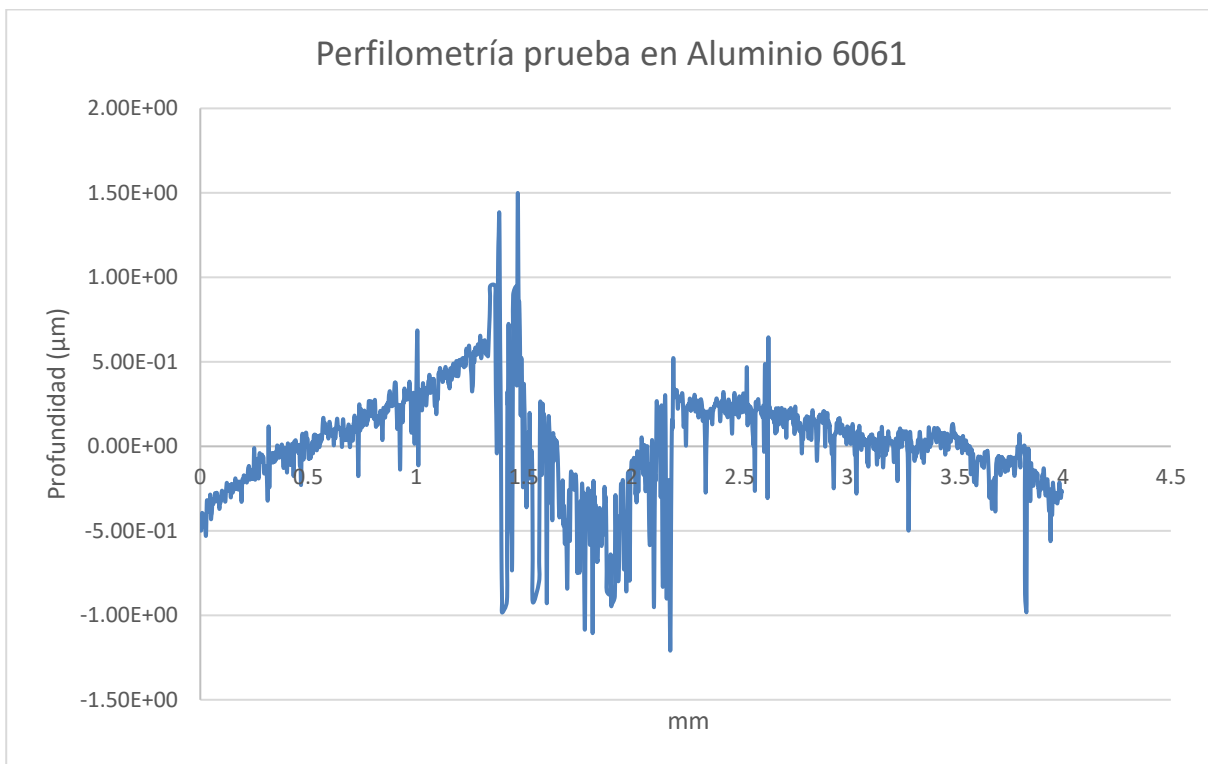


Figura 84. Perfilometría para prueba en aluminio 6061.

La Figura 85 y Figura 86 muestran la probeta de aluminio 6061 desgastada con acercamiento de 5 X y 20 X respectivamente y se puede notar mayor deformación plástica respecto de la probeta de acero, provocado por el desgaste adhesivo y abrasivo debido a la acción del tribómetro, en la zona de contacto.

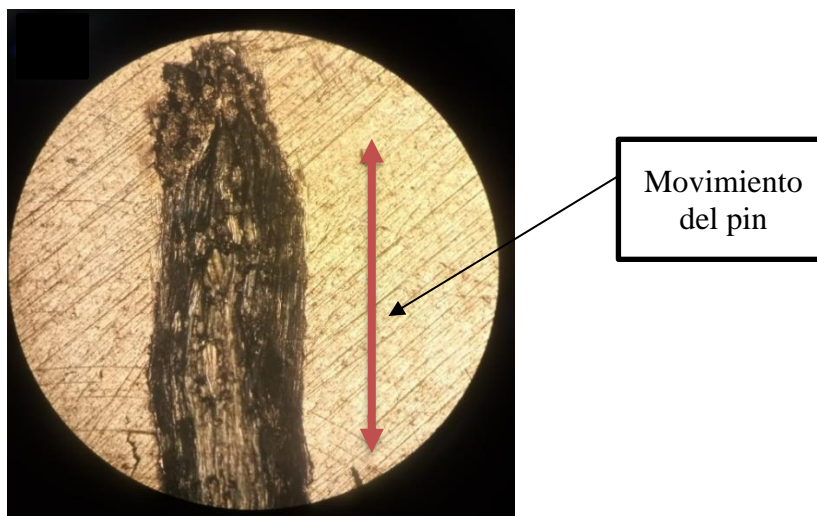


Figura 85. Probeta de aluminio 6061 desgastada (5 X).

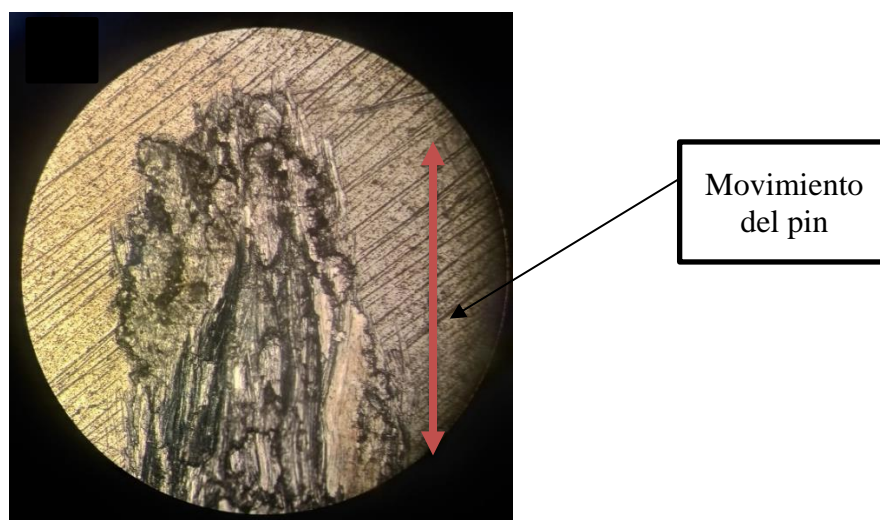


Figura 86. Probeta de aluminio 6061 desgastada (20 X).

En la Tabla 19 se muestra un resumen con coeficientes de fricción dinámico obtenidos durante las pruebas en comparación con los obtenidos por otros autores, se puede observar que los resultados se aproximan, por lo que se puede concluir que el tribómetro está entregando valores congruentes, es necesario realizar más pruebas con el objetivo de verificar la convergencia entre más estudios.

Tabla 19. Tabla comparativa de coeficientes de fricción dinámico.

Material	Coefficiente de fricción obtenido en las pruebas	Coefficiente [52]
Acero-Acero	0.6	0.55
Acero-Aluminio	0.38	0.42

Capítulo 7: CONCLUSIONES

Se realizó el diseño un tribómetro lineal recíprocante implementando la metodología de Nigel Cross para diseño de productos con contenido de ingeniería, la cual ayuda a lo largo del proceso de diseño a visualizar los objetivos y metas a alcanzar con una perspectiva clara y crítica dejando a un lado posibles opiniones subjetivas del diseñador.

Se realizó FEA (Análisis de Elemento Finito por sus siglas en inglés) en elementos críticos para verificar la resistencia mecánica a las cargas inducidas durante el funcionamiento del tribómetro, estos elementos resisten adecuadamente dichas cargas bajo las condiciones de funcionamiento más severas consideradas durante el diseño.

Se construyó el prototipo con base en el modelo tridimensional y a los planos generados a partir del mismo, verificándose de esta manera la geometría y tolerancias de cada uno de los componentes resultando satisfactorios los subensambles y ensamble general.

Con este tribómetro será posible realizar pruebas en seco y lubricadas ya que cuenta con un porta-probeta que puede contener aceite lubricante, este porta-probeta es fácilmente reemplazable y removible lo cual es útil para efectos de limpieza.

El tribómetro puede establecer condiciones desde temperatura ambiente y hasta 200° C ya que se implementaron dos resistencias de cartucho de 200 W cada una y el control de temperatura

La frecuencia de operación del movimiento recíprocante se considera desde 1 Hz hasta 30 Hz, esto se logra mediante un variador de frecuencia que controla la frecuencia de funcionamiento del motor eléctrico.

Mediante un arreglo excéntrico se obtuvo una carrera variable que va desde 2 mm hasta 20 mm, esto resulta en una variedad de longitudes de desplazamiento que se pueden realizar con este prototipo.

Se integra un mecanismo de Yugo Escocés para convertir el movimiento rotatorio en movimiento lineal recíproco

Se implementa una interfaz, desarrollada en el programa LabView, la cual despliega la gráfica del coeficiente de fricción dinámico obtenido en tiempo real.

Con el tribómetro obtenido se puede realizar una amplia variedad de pruebas de desgaste para investigar distintos pares tribológicos de acuerdo a las necesidades particulares de cada aplicación.

Para trabajos futuros se tiene planeado realizar más pruebas sobre diferentes materiales, tratamientos térmicos, recubrimientos, lubricantes y evaluar la fricción y el desgaste presentado en los diferentes pares tribológicos, en condiciones de temperatura controlada.

Bibliografía

- [1] ASTM, *Standard Test Method for Linearly Reciprocating Ball-on-Flat Sliding Wear*, West Conshohocken: ASTM International, 2002.
- [2] E. Gómez Luna, D. Fernando Navajas, G. Aponte Mayor y L. A. Betancourt Buitrago, «Metodología para la revisión bibliográfica y la gestión de información de temas científicos, a través de su estructuración y sistematización,» *Dyna*, vol. 81, n° 184, pp. 158-163, 2014.
- [3] N. Cross, *Métodos de diseño*, Reino Unido: LIMUSA WILEY, 2002.
- [4] M. J. French, *Conceptual design for engineers*, Inglaterra: Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 1985.
- [5] R. Beale y B. Paul, *The planing guide to piping design*, Estados Unidos: Gulf Professional Publishing, 2018.
- [6] M. Á. Zamarripa Muñoz y P. A. Ojeda Escoto, «Enseñanza del diseño mecánico mediante un proyecto CAD documentado,» *Revista de Ingeniería Mecánica*, vol. 3, n° 11, pp. 24-33, 2019.
- [7] W. Velilla Díaz y R. A. Mendoza Quiroga, «Análisis estructural mediante simulación IAO en una estructura de carga y su validación,» *Inge CUC*, vol. 8, n° 1, pp. 231-240, 2012.
- [8] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México: Mc Graw Hill, 2008.
- [9] P. R. N. Childs, *Mechanical Design*, Gran Bretaña: Elsevier, 2004.
- [10] A. Aguilera Díaz, «El costo-beneficio como herramienta de decisión en la inversión en actividades científicas,» *Cofín Habana*, vol. 12, n° 2, pp. 322-343, 2017.
- [11] 80/20 Inc., [En línea]. Available: www.8020.net. [Último acceso: 18 02 2021].
- [12] K. Holmberg y A. Erdemir, «Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions,» *Friction*, vol. 5, p. 263–284, 2017.
- [13] J. L. Tristancho R. y L. A. Cañas M, «Diseño y construcción de un tribómetro de cilindros cruzados, bajo norma técnica ASTM G83 – 96.,» *Scientia et Technica Año XIV*, n° 38, 2008.
- [14] C. Mohan, C. Divakar, K. Venkatesh, K. Gopalakrishna, K. Mahesh Lohith y T. Naveen, «Design and development of an advanced linear reciprocating tribometer,» *Wear*, vol. 267, n° 5-8, pp. 1111-1116, 2009.
- [15] S. Korres y M. Dienwiebel, «Design and construction of a novel tribometer with online topography and wear measurement,» *Review os Scientific Instruments*, vol. 81, n° 0693904, pp. 063904-1 - 0693904-7, 2010.
- [16] M. G. Castro Neves, M. A. Cunha Arruda, N. M. Yamashita Filho, P. L. Rodrigues, E. A. Batista, A. T. Prado y M. H. Naka, «Design and fabrication of a linear reciprocating tribometer using sensors with straining-gages,» *COBEM*, vol. 22, pp. 1-8, 2013.
- [17] J. S. Rudas F, L. M. Gómez E y A. Toro, «Modelamiento del proceso de desgaste de un tribómetro pin-disco: Flash temperature y mecanismos de disipación,» *Iteckne*, vol. 10, n° 2, pp. 199-208, 2013.
- [18] J. Aguilar, C. A. Reynoso G, J. Nieves Carrillo, E. Chavez, C. Lozano, J. Ramirez, O. Galindo y E. Castañeda, «Diseño de una máquina tribológica para caracterizar desgaste adhesivo,» *Revista Iberoamericana de Ciencias*, vol. 2, n° 3, 2015.

- [19] S. Becker, U. Popp y C. Greiner, «A reciprocating optical in situ tribometer with high-speed data acquisition,» *Review of scientific instruments*, vol. 87, n° 3, pp. 1-7, 2016.
- [20] E. E. Vera Cárdenas y L. A. Zamora Campos, «Desarrollo mecatrónico de prototipo para pruebas de desgaste,» *Ingeniería Investigación y Tecnología*, vol. 19, n° 3, pp. 305-320, 2017.
- [21] J. Wahlström, Y. Lyu, V. Matjeka y A. Söderberg, «A pin-on-disc tribometer study of disc brake contact pairs with respect and airborne particle emissions,» *Wear*, n° 2017, pp. 124-130, 2017.
- [22] P. Cípek, D. Rebenda, D. Necas, M. Vrbka y I. Krupka, «Development of reciprocating tribometer for testing synovial joint,» *Engineering mechanics*, vol. 24, pp. 169-172, 2018.
- [23] J. Wahlström, «A pin-on-disc tribometer study of friction at low contact pressures and sliding speeds for a disc brake material combination,» *Results in engineering*, vol. 4, pp. 1-4, 2019.
- [24] F.-C. Hsia, F. M. Elam, D. Bonn, B. Weber y S. E. Franklin, «Wear particle dynamics drive the difference between repeated and non-repeated reciprocated sliding,» *Tribology International*, vol. 142, pp. 1-8, 2020.
- [25] H. Singh, A. K. Singh, Y. K. Singla y H. Chattopadhyay, «Design & development of a low cost tribometer for nano particulate lubricants,» *Materials today: Proceedings*, vol. 28, n° 3, pp. 1487-1491, 2020.
- [26] P. R. Evans, «Machine for testing wear, wear preventative and friction properties of lubricants and other materials». Estados Unidos de América Patente US 6,840,082 B2, 11 Enero 2005.
- [27] D. Mazuyer y A. Large, «Tribómetro». España Patente ES 2 286 803 T3, 01 Diciembre 2007.
- [28] J. R. Mené Roche, J. J. Afonso de la Riva, M. Á. Jiménez Caballero, J. J. Orús Pontaque, J. Ballestín Meléndez y M. Canales Compés, «Tribómetro lineal». ESPAÑA Patente 2 335 961, 02 02 2011.
- [29] N. S. Finch, Y. Wang, K. I. Han, T. J. Bennet y D. A. Smyth, «Wear measurement system using a computer model». Estados Unidos de América Patente US 9,880,075 B2, 30 Enero 2018.
- [30] N. Finch y L. Ma, «Measurement platform that automatically determines wear of machine components based in images». Estados Unidos de América Patente US 10,282,834 B1, 7 Mayo 2019.
- [31] P. R. Zefred y W. H. Howland, «Wear test apparatus». Estados Unidos de América Patente US 10,241,018 B2, 26 Marzo 2019.
- [32] J. O. González González, Artist, *Desarrollo e un sistema tribológico con movimiento lineal recíprocante*. [Art]. Universidad Autónoma de Nuevo León, 2012.
- [33] R. S. Barral Becerra y P. Cruz López, Artists, *Prototipo de tribómetro anillo sobre bloque para obtención de curvas de fricción*. [Art]. Universidad Nacional Autónoma de México, 2014.
- [34] J. I. Vidal Zepeda, Artist, *Diseño de tribómetro de cilindros cruzados*. [Art]. Universidad Técnica Federico Santa María, 2015.
- [35] C. A. Nava Ronquillo, Artist, *Estudio del desgaste por deslizamiento utilizando un sistema funcional de movimiento de vaivén*. [Art]. Instituto Tecnológico Nacional, 2016.

- [36] J. I. Hernández Hernández, Artist, *Integración mecatrónica de un máquina reciprocante para contacto deslizante*. [Art]. Universidad Politécnica de Pachuca, 2016.
- [37] R. A. García León, Artist, *Construcción de un banco de pruebas para el análisis del comportamiento al desgaste e los sistemas de frenos de discos de frenos*. [Art]. Universidad Francisco de Paula Santander, 2019.
- [38] B. Bhushan, Introduction to tribology, Estados Unidos: Wiley, 2013.
- [39] L. A. Sosnovskiy, Tribo-Fatigue, Alemania: Springer, 2005.
- [40] Systems, Ducom Material Characterization, «<https://ducom.com/>,» [En línea]. [Último acceso: 24 Septiembre 2020].
- [41] R. G. Bayer, Mechanical wear fundamentals and testing, Estados Unidos: Marcel Dekker, 2004.
- [42] M. H. Nair, Z. A. Khan, A. Saeed, V. Bakolas, W. Braun y R. Bajwa, «Experimental analysis and modelling for reciprocating wear behaviour of nanocomposite coatings,» *Wear*, vol. 416, pp. 89-102, 2018.
- [43] Anton Paar, [En línea]. Available: <https://www.anton-paar.com/mx-es/>. [Último acceso: 26 02 2021].
- [44] R. L. Norton, Diseño de maquinaria, México: Mc. Graw Hill, 2009.
- [45] Tribotechnic, [En línea]. Available: <https://www.tribotechnic.com/index.php>. [Último acceso: 26 02 2021].
- [46] THK, [En línea]. Available: www.thk.com. [Último acceso: 18 02 2021].
- [47] SEW Eurodrive, [En línea]. Available: www.sew-eurodrive.com.mx. [Último acceso: 27 03 2021].
- [48] W. Perez Castro, J. F. Arroyavel y S. Acevedo H., «Determinación experimental del coeficiente de fricción empleando sensores de movimiento,» *Scientia et Technica*, vol. 16, n° 44, pp. 357-362, 2010.
- [49] Interface, [En línea]. Available: www.interface.com. [Último acceso: 30 03 2021].
- [50] National instruments corp., [En línea]. Available: <https://www.ni.com>. [Último acceso: 16 04 2021].
- [51] A. Creus, Instrumentación Industrial, México: Alfaomega, 2010.
- [52] A. Santos, E. Córdoba, Z. Ramírez, C. Sierra y Y. Ortega, «Determination of the coefficient of dynamic friction between coatings of alumina and metallic materials,» *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 935, n° 012042, pp. 1-6, 2017.
- [53] «The Engineering Blog,» [En línea]. Available: <https://theengineeringblog.com/hertzian-stress-online-calculator/>. [Último acceso: 20 11 2021].
- [54] «Calculation of contact stress,» Mesys, [En línea]. Available: <https://www.mesys.ch/calc/hertz.fcgi?lang=en>. [Último acceso: 20 11 2021].
- [55] AmesWeb, «AmesWeb,» [En línea]. Available: <https://amesweb.info/HertzianContact/HertzianContact.aspx>. [Último acceso: 27 11 2021].

ANEXO 1: Artículo SOMIM XXVII

MEMORIAS DEL XXVII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
22 al 24 DE SEPTIEMBRE DE 2021 PACHUCA, HIDALGO, MÉXICO

Tema A1a. Diseño mecánico: Pruebas de desgaste

“Diseño conceptual de un tribómetro lineal reciprocante”

Marco A. Ortiz Armenta^a, Edgar E. Vera Cárdenas^a, Hugo F. Abundis Fong^a,
Armando I. Martínez Pérez^a.

^aTecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Pachuca, Carr. México-Pachuca km 87.5, Pachuca, Hgo. CP 42080, México
Autor contacto. Dirección de correo electrónico: ma_ortiz18@hotmail.com

RESUMEN

En el presente trabajo se realiza el diseño conceptual de un tribómetro lineal reciprocante bajo la norma ASTM G133 empleando la metodología de Nigel Cross para productos con contenido de ingeniería. Con el desarrollo del tribómetro es posible estudiar el fenómeno de desgaste y fricción en diferentes regímenes de lubricación y temperaturas en un contacto tribológico bola plano. Se muestra la evolución del diseño desde una primera etapa, que incluye elementos y geometrías básicas que cumplen con subfunciones establecidas durante la metodología, hasta un tercer diseño conceptual con geometrías diseñadas con más detalle y elementos comerciales seleccionados e integrados al proyecto. También se establece el uso de elementos de medición de temperatura y fuerza, como es un termopar y una celda de carga, respectivamente.

Palabras Clave: Desgaste, tribómetro, fricción, diseño, QFD, movimiento reciprocante.

ABSTRACT

In this work the conceptual design of a reciprocating linear tribometer under the ASTM G133 standard is carried out using the Nigel Cross methodology for products with engineering content. The development of this tribometer allows to study the phenomenon of wear and friction under different lubrication regimes and temperatures in a ball on flat tribological contact. The evolution of the design is shown from a first stage, that includes elements and basic geometries that comply with subfunction established in the methodology, to a third conceptual design with geometries designed with more detail and commercial elements selected and integrated into the project. The use of temperature and force measurement elements is established, such as a thermocouple and a load cell respectively.

Keywords: Wear, tribometer, friction, design, QFD, reciprocating movement.

1. Introducción

Durante el año 2010 el consumo de energía a nivel mundial fue de 12002.4 millones de toneladas equivalentes de petróleo de las cuáles 33.6% se obtuvo del petróleo, 29.6% de carbón, 23.8% de gas, 6.5% de hidroelectricidad, 5.21% de energía nuclear y 1.32% de energías renovables [1]. Si se asume que los costos de mantenimiento tales como reemplazo de piezas desgastadas, tiempo perdido y costos de mano de obra invertidos en dicha actividad, están en relación directa con los costos derivados de la fricción y el desgaste, se ha logrado estimar que aproximadamente el 23% de la energía total consumida a nivel mundial se debe a contactos tribológicos [2]. Este análisis muestra la importancia que tiene el estudio de los fenómenos de desgaste y fricción, para lo que se requieren equipos de medición capaces de simular pares tribológicos en condiciones controladas. El objetivo de este trabajo es diseñar un tribómetro lineal reciprocante de contacto bola

plano preciso, confiable, integrando un mecanismo de Yugo Escocés para convertir el movimiento rotacional en movimiento lineal reciprocante resultando un diseño funcional para realizar pruebas en seco y lubricadas a diferentes temperaturas cumpliendo de esta manera con los requerimientos establecidos en la norma ASTM G 133 [3].

El diseño se realiza aplicando la metodología de Nigel Cross para productos con contenido de ingeniería, la cual establece un procedimiento lógico y sistematizado en el proceso de diseño [4].

Existen desarrollos de tribómetros para caracterización y medición de los fenómenos de fricción y desgaste, a continuación se mencionan algunos trabajos relevantes en la materia.

La máquina construida por Mohan, Divakar, et al consiste en un tribómetro lineal reciprocante de alta frecuencia, puede desarrollar velocidades lineales desde 0.1 a 600 mm/min, la posición de la bancada durante la prueba se determina mediante sensores, la longitud de la carrera se puede ajustar mediante control eléctrico y puede determinar

ANEXO 2: Constancia de asistencia al congreso SOMIM XXVII

ANEXO 3: Artículo SOMIM XXVIII

MEMORIAS DEL XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
21 al 23 DE SEPTIEMBRE DE 2022 BOGOTÁ, COLOMBIA

Tema A1a. Diseño mecánico: Pruebas de desgaste

“Diseño, análisis y fabricación de una plataforma para pruebas de desgaste”

Marco A. Ortiz Armenta^a, Edgar E. Vera Cárdenas^a, Hugo F. Abundis Fong^a,
Armando I. Martínez Pérez^a.

^aTecnológico Nacional de México/ Instituto Tecnológico de Pachuca, Carr. México-Pachuca km 87.5, Pachuca, Hgo. CP 42080, México
Autor de contacto. Dirección de correo electrónico: ma_ortiz18@hotmail.com

RESUMEN

En el presente trabajo se describe de manera general el funcionamiento y características de algunos componentes mecánicos integrados en el diseño final del tribómetro obtenido de la aplicación de la metodología de Nigel Cross para productos con contenido de ingeniería, se explica el proceso de fabricación que se ha realizado en tres etapas para el primer prototipo (ensamble del bastidor, ensamble mecánico y control e instrumentación). Se muestra el análisis cinemático del mecanismo de Yugo Escocés, se comparan los resultados analíticos de las ecuaciones de movimiento con los resultados obtenidos por simulación de movimiento en programas. Se incluye un análisis de resistencia a cargas dinámicas para el tornillo que cumple la función de leva en el mecanismo de Yugo Escocés y se realiza una simulación numérica en Ansys del contacto mecánico para determinar los esfuerzos de Von Mises y esfuerzos cortantes máximos que ocurren entre el pin esférico y la probeta plana.

Palabras Clave: Tribómetro lineal, diseño, esfuerzos, fricción, contacto mecánico.

ABSTRACT

The present work shows the working principle and characteristics of many mechanical components integrated in the tribometer final concept obtained from Nigel Cross methodology for engineering products, three steps for the creation of the first prototype are explained (frame assembly, mechanic assembly and instrumentation and control). Kinematic analysis of Scotch Yoke is shown as well as the comparison of analytical analysis results from motion equations and the results obtained from computational kinematic simulation. Analysis of resistance to dynamic loads for the screw which works as a cam in the Scotch Yoke mechanism is included and a computational simulation of mechanical contact to define Von Mises criteria and shearing stress between the pin and the test strip.

Keywords: Lineal tribometer, design, stress, friction, mechanical contact

1. Introducción

El desarrollo de la tribología ha desempeñado con el paso de los años un papel cada vez más importante, a consecuencia de la crisis de recursos, energía y medio ambiente, ya que persigue objetivos como: controlar la fricción, mejorar la lubricación, ahorrar energía y materiales, desarrollar bio lubricantes además de reducir el desgaste, las emisiones de gases contaminantes y la contaminación acústica [1]. Si se asume que los costos de mantenimiento tales como reemplazo de piezas desgastadas, tiempo perdido y costos de mano de obra invertidos en dicha actividad, están en relación directa con los costos derivados de la fricción y el desgaste, se

ha logrado estimar que aproximadamente el 23% de la energía total consumida a nivel mundial se debe a contactos tribológicos [2]. El objetivo de este trabajo es diseñar y construir un tribómetro lineal reciprocante para realizar investigación, caracterización y pruebas en diferentes pares tribológicos, así como las implicaciones que tienen factores externos (temperatura, velocidad de deslizamiento, frecuencia de deslizamiento, carga normal, tipo de contacto mecánico y régimen de lubricación). En la medida que se conozcan las interacciones entre estos factores se podrán mejorar los diseños de los elementos mecánicos que se encuentran en contacto, mejorando así en última instancia el diseño de algún producto.

ANEXO 4: Constancia de asistencia al congreso SOMIM XXVIII

20 Aniversario SOMIM
Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica

La Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica, A.C.
otorga el presente

RECONOCIMIENTO

a
Marco Antonio Ortiz Armenta

al presentar el artículo

-A1_98 "Diseño, análisis y fabricación de una plataforma para pruebas de desgaste"

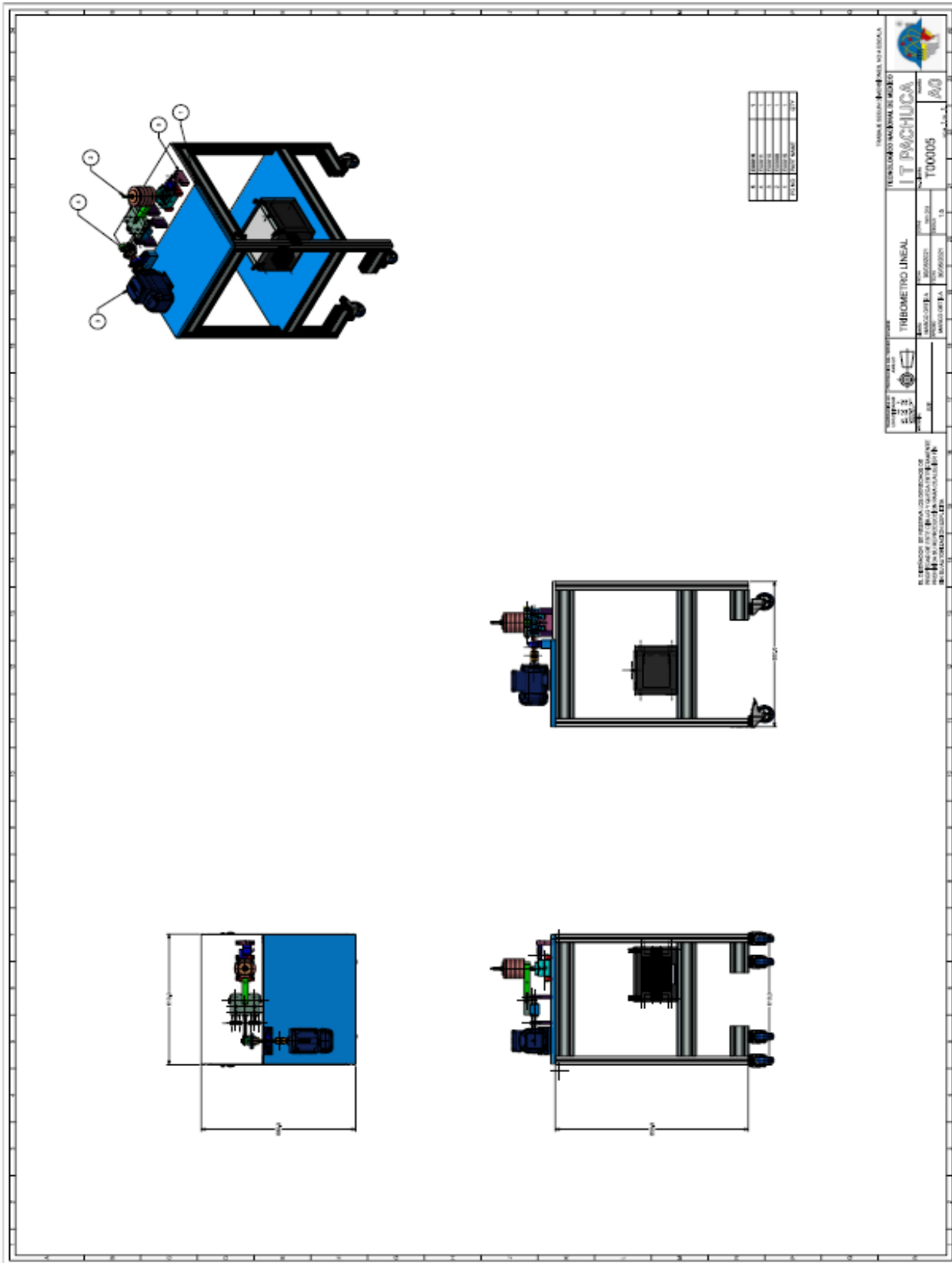
durante el XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM, VI CONGRESO INTERNACIONAL DE ENERGÍA Y DESARROLLO SOSTENIBLE Y VII SIMPOSIO INTERNACIONAL DE INGENIERÍA INDUSTRIAL celebrado del 21 al 23 de septiembre de 2022 en la Universidad El Bosque, Bogotá, Colombia.


Dr. Simón Martínez Martínez
Presidente de la SOMIM A.C.

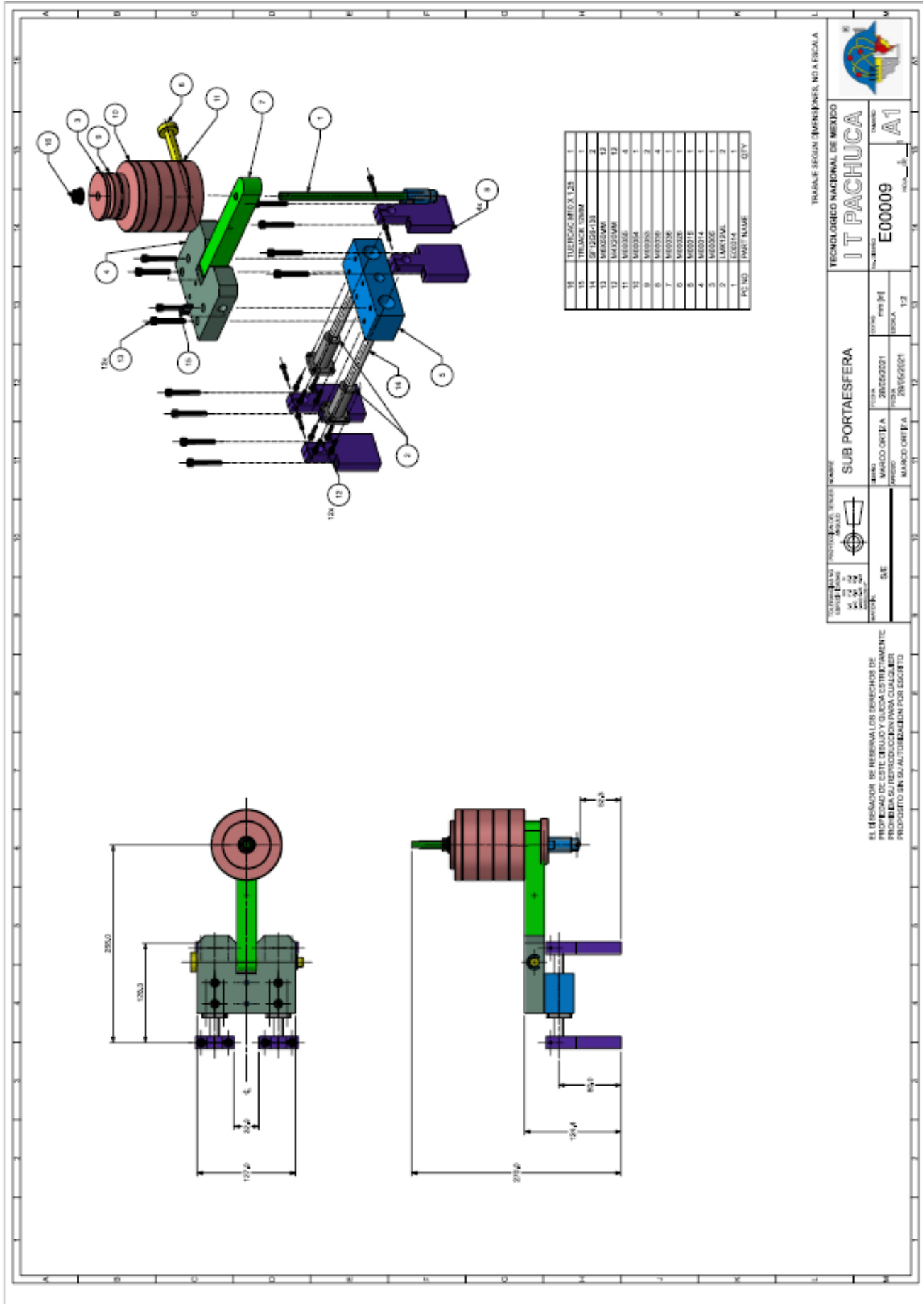

CONGRESO DE DESARROLLO SOSTENIBLE



ANEXO 5: Planos de Fabricación



TRIBÓMETRO PARA PRUEBAS DE DESGASTE



TRABAJE SEGUN DISEÑOS EN ESCALA

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE PACHUCA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
 MATERIAL

IT PACHUCA
 TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO

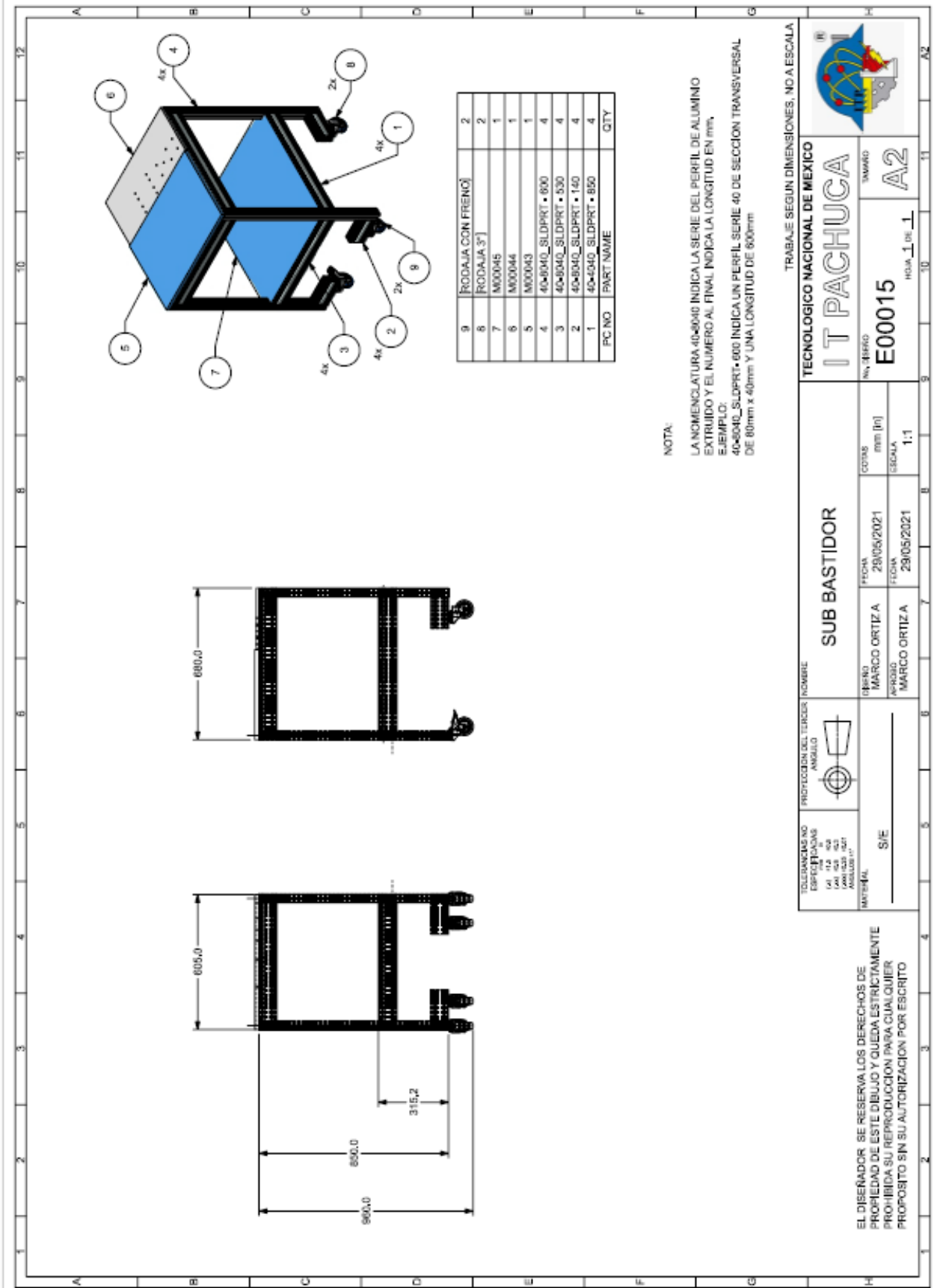
SUB PORTAESFERA

PROFESOR: DR. JOSÉ A. GARCÍA
 ALUMNO: MARCO ORTEGA
 GRUPO: 5E

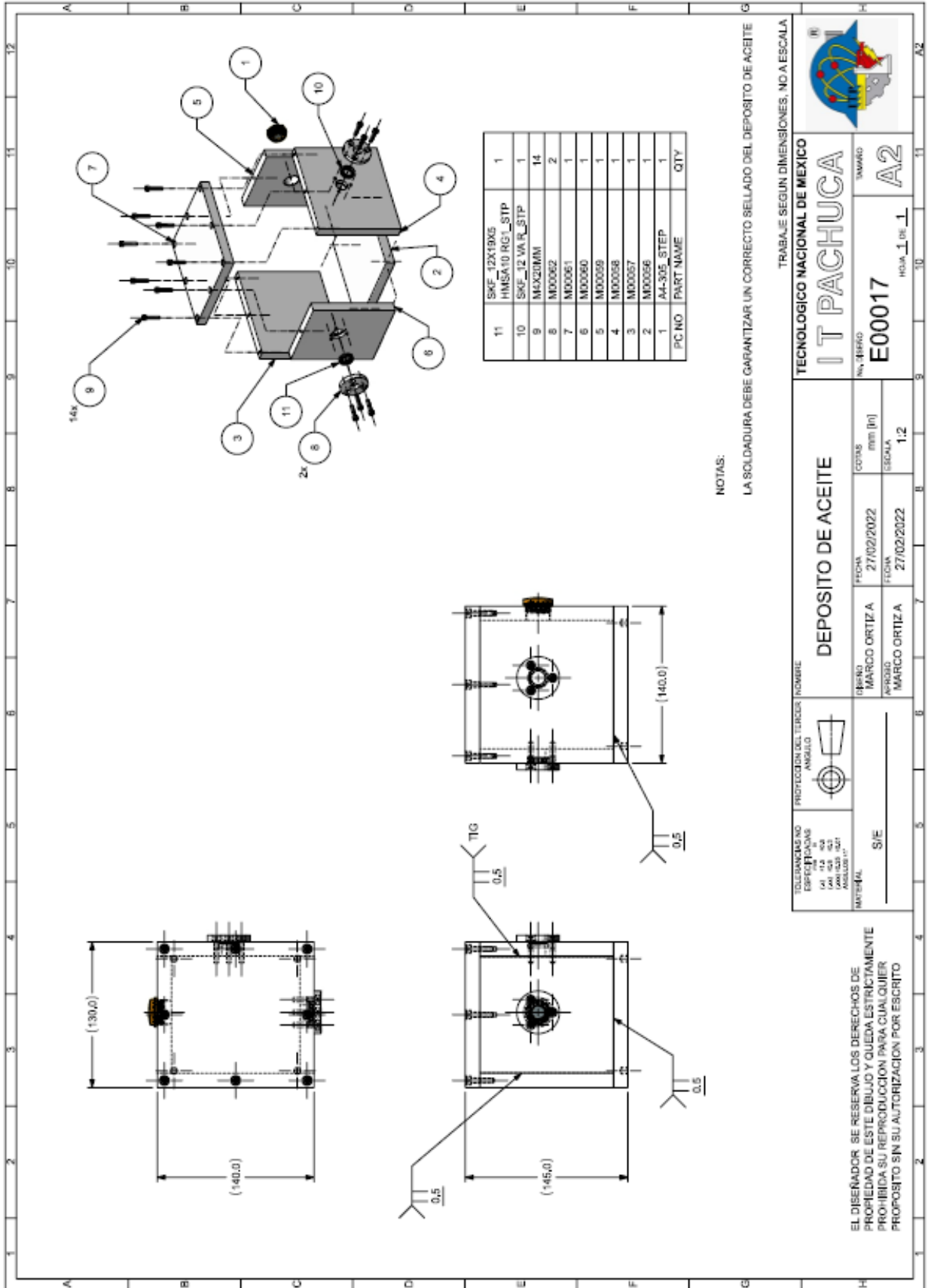
FECHA: 28/05/2021
 ESCALA: A1
 TÍTULO: SUB PORTAESFERA

EL DISEÑADOR SE RESERVA LOS DERECHOS DE PROPIEDAD DE ESTE DISEÑO Y QUEDA ESTRICTAMENTE PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN PARA CUALQUIER PROPÓSITO SIN LA AUTORIZACIÓN POR ESCRITO

TRIBÓMETRO PARA PRUEBAS DE DESGASTE



TRIBÓMETRO PARA PRUEBAS DE DESGASTE



NOTAS:

LA SOLDADURA DEBE GARANTIZAR UN CORRECTO SELLADO DEL DEPOSITO DE ACEITE

DEPOSITO DE ACEITE

FECHA: 27/02/2022
CORSA: mm [m]

FECHA: 27/02/2022
ESCALA: 1:2

TRABAJE SEGUN DIMENSIONES. NO A ESCALA

IT PACHUGA

NO. BIERO: E00017
HOJA 1 DE 1

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS: (±) ±0.25 (PARTES SIN ACABAR) ±0.15 (ANGULO 1°)

PROTECCION DEL TERCER ANGULO

PROYECTO: MARCO ORTIZ A
DISEÑO: MARCO ORTIZ A

MATERIAL: S1E

EL DISEÑADOR SE RESERVA LOS DERECHOS DE PROPIEDAD DE ESTE DIBUJO Y QUEDA ESTRUCTIVAMENTE PROHIBIDA SU REPRODUCCION PARA CUALQUIER PROPOSITO SIN SU AUTORIZACION POR ESCRITO

ANEXO 6: Análisis de contacto mecánico

A. Desarrollo analítico

A 1. Cálculo de esfuerzos y presiones de contacto

Para el cálculo de los esfuerzos generados en el contacto mecánico entre una esfera y una superficie plana aplicando una carga de 50 N, tal como ocurre en un tribómetro lineal recíprocante, se consideran los siguientes parámetros para la esfera (pin) y para la probeta (superficie plana) ver Tabla 20.

Tabla 20. Datos para obtener los esfuerzos de contacto.

Esfera (pin)	
Radio R1 (mm)	4.7625
Módulo de Poisson ν_1	0.29
Módulo de Young E1 (N/mm ²)	210000
Probeta (Superficie plana)	
Radio R2 (mm)	10000000000
Módulo de Poisson ν_2	0.29
Módulo de Young E2 (N/mm ²)	210000
Carga aplicada (N)	50

Estos datos son ingresados en la calculadora para contacto Hertziano (ver Figura 87), resultando un radio de huella igual a 0.116 mm [53].

Statics Stresses Spherical Contact		
(enter inputs in green cells, Yellow cell is the output)		
Parameter	Symbol & Unit	Magnitude
Poisson ratio	ν_1	0.29
Poisson ratio	ν_2	0.29
Young's Modulus	E_1 (N/mm ²)	210000.00
Young's Modulus	E_2 (N/mm ²)	210000.00
Radius	R_1 (mm)	4.76
Radius	R_2 (mm)	10000000000.00
Applied Force	F (N)	50
material constant Sphere 1	m_1	0.000
material constant Sphere 2	m_2	0.000
Geometry Constant	B	0.105
Contact patch radius	a (mm)	0.116
Maximum contact pressure	P_{max} (N/mm ²)	1776.48
Average Contact Pressure	P_{avg} (N/mm ²)	1184.32

Figura 87. Datos para calculadora de contacto Hertziano

En la Figura 88 se muestran los resultados los resultados del esfuerzo máximo de compresión en el eje X y Y para la esfera y la superficie plana igual a -630.62 MPa, así como un esfuerzo de compresión en el eje Z de -798.25 MPa y un máximo esfuerzo cortante de 267.6 MPa ubicados a 0.6934 mm por debajo de la superficie.

En la Figura 89 se muestra la variación del esfuerzo en el eje X y Y (debido a la configuración esférica del mismo) en la dimensión de la huella, también se puede observar el máximo esfuerzo de aproximadamente 800 MPa ubicado en el centro de la huella.

Principal Stresses Sphere 1		
Max Stress in X & Y	$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_2 = \sigma_3$	-630.62
Max Stress in Z	$\sigma_z = \sigma_1$	-798.25
Max Shear Stress	τ_{13}	267.59
Distance in Z direction where τ_{13} is Maximum	Z_{max} (mm)	0.6934
At the edge of patch	$\tau_{xy} = \sigma_1$ edge (Tensile in nature)	111.75
Principal stresses sphere 2		
Max Stress in X & Y	$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_2 = \sigma_3$	-630.62
Max Stress in Z	$\sigma_z = \sigma_1$	-798.25
Max Shear Stress	τ_{13}	267.59
Distance in Z direction where τ_{13} IS Maximum	Z_{max} (mm)	0.6934
At the edge of patch	$\tau_{xy} = \sigma_1$ edge (Tensile in nature)	111.75

Figura 88. Resultados de esfuerzos máximos en la calculadora de contacto Hertziano.

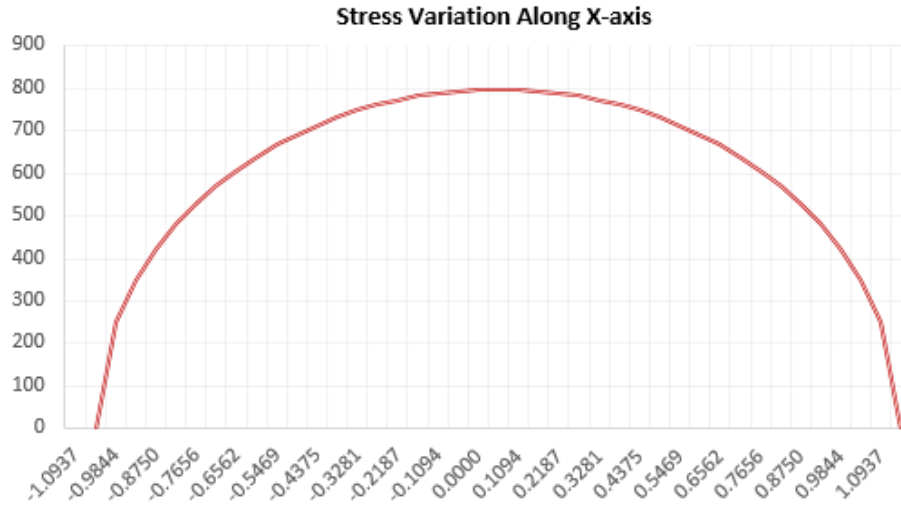


Figura 89. Variación del esfuerzo a lo largo del eje X y Y.

También se muestran los esfuerzos normalizados en el eje X y el eje Z así como los esfuerzos cortantes para la esfera (ver Figura 90).

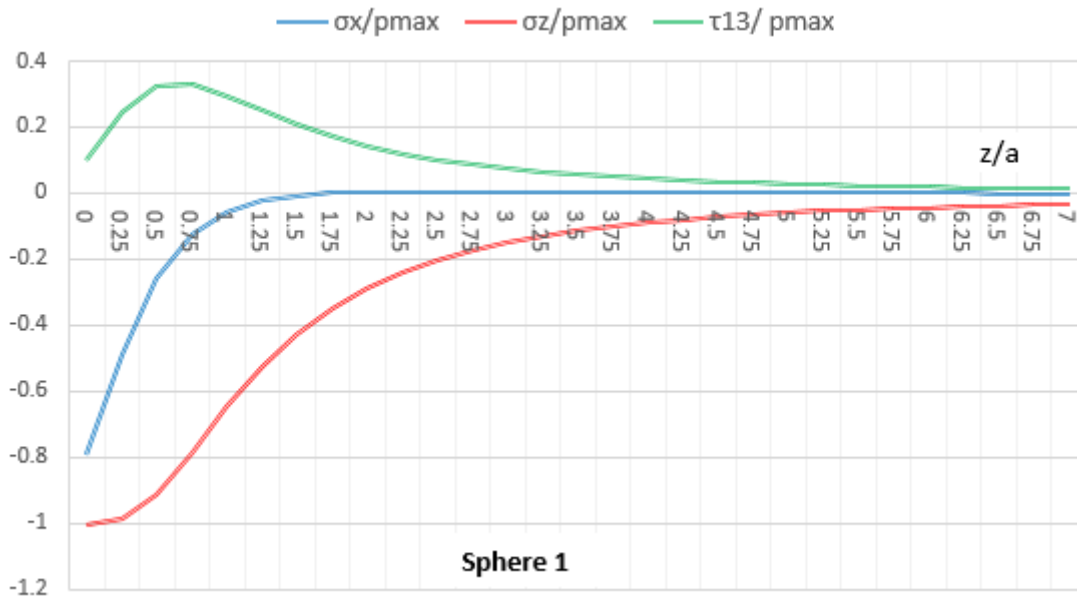


Figura 90. Esfuerzo normalizado de la esfera.

Con los mismos datos de entrada se realiza el cálculo en otra página de contacto Hertziano resultando la Tabla 21 y la Figura 91, se puede observar que los resultados son congruentes [54].

Tabla 21. Datos calculadora Hertziana mesys.

First radius body 1	r_{11}	4.7625	mm
Second radius body 1	r_{12}	4.7625	mm
First radius body 2	r_{21}	0.0000	mm
Second radius body 2	r_{22}	0.0000	mm
Angle between planes for radii	α	0.00	°
Youngs modulus body 1	E_1	210000.00	MPa
Poisson number body 1	ν_1	0.29	
Youngs modulus body 2	E_2	210000.00	MPa
Poisson number body 2	ν_2	0.29	
Normal force	F_n	50.00	N
Hertzian stress	p_H	1776.48	MPa
Major half axis of contact ellipse	a	0.1159	mm
Minor half axis of contact ellipse	b	0.1159	mm
Approach of both bodies	δ	0.0028	mm
Maximal shear stress body 1	τ_{Max1}	554.85	MPa
Depth for max. shear stress body 1	$z(\tau_{Max1})$	0.0554	mm
Maximal octahedral shear stress body 1	$\tau_{OctMax1}$	523.11	MPa
Maximal shear stress body 2	τ_{Max2}	554.85	MPa
Depth for max. shear stress body 2	$z(\tau_{Max2})$	0.0554	mm
Maximal octahedral shear stress body 2	$\tau_{OctMax2}$	523.11	MPa
Maximal orthogonal shear stress	τ_{yz}	379.97	MPa
Depth for max. orthogonal shear stress	$z(\tau_{yz})$	0.0407	mm

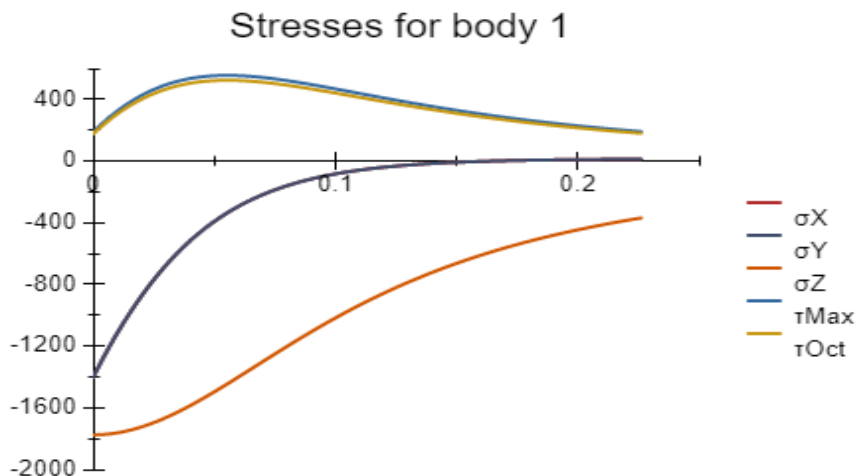


Figura 91. Esfuerzos normalizados para la esfera.

Para complementar este estudio se realizaron los mismos cálculos en la calculadora proporcionada por Amesweb en la Figura 92 se muestran los valores introducidos para realizar los cálculos [55].

Hertzian Contact Stress Calculator:

INPUT PARAMETERS			
Parameter	Object-1	Object-2	Unit
Object shape	Sphere ▼	Plane ▼	
Poisson's ratio [ν_1, ν_2]	0.29	0.29	
Elastic modulus [E_1, E_2]	210	210	GPa ▼
Diameter of object [d_1, d_2]	9.525		mm ▼
Force [F]	50		N ▼

Figura 92. Datos de entrada calculadora Hertziana Amesweb.

En la Figura 93 se muestran los resultados obtenidos en esta página.

RESULTS			
Parameter	Obj-1	Obj-2	Unit
Maximum Hertzian contact pressure [p_{max}]	1776.5		MPa ▼
Max shear stress [τ_{max}]	554.8	554.8	
Depth of max shear stress [z]	0.055	0.055	mm ▼
Circular contact area diameter [2a]	0.232		

Figura 93. Resultados de la página Amesweb.

B. Desarrollo numérico

El análisis de elemento finito se realizó en el programa Ansys® Workbench en el módulo estático estructural, con un modelo 2D que consta de dos cuerpos seccionados como se muestra en la Figura 94, con una geometría axisimétrica alrededor del eje Y. El diámetro de la esfera se considera igual a 3/8” en contacto con una superficie plana.

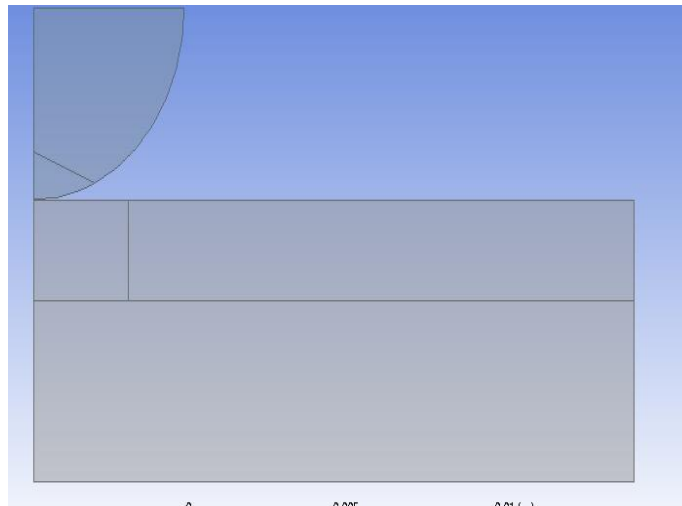


Figura 94. Modelo 2D con dos cuerpos en contacto.

Las superficies se mallaron con refinamiento de tamaño en la zona de contacto con elementos de longitud igual a 0.00001 m con la finalidad de obtener resultados más precisos, el mallado se muestra en la Figura 95.

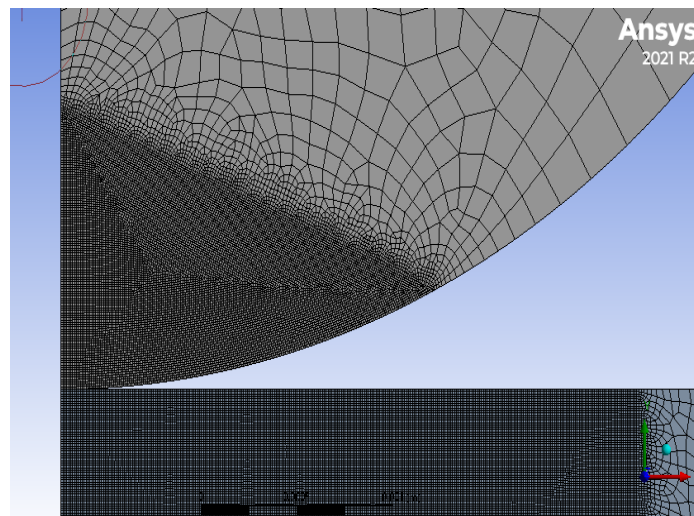


Figura 95. Detalle de mallado en la zona de contacto.

Para las superficies alejadas de la zona de contacto se eligió el mallado definido por el programa por default ver Figura 96.

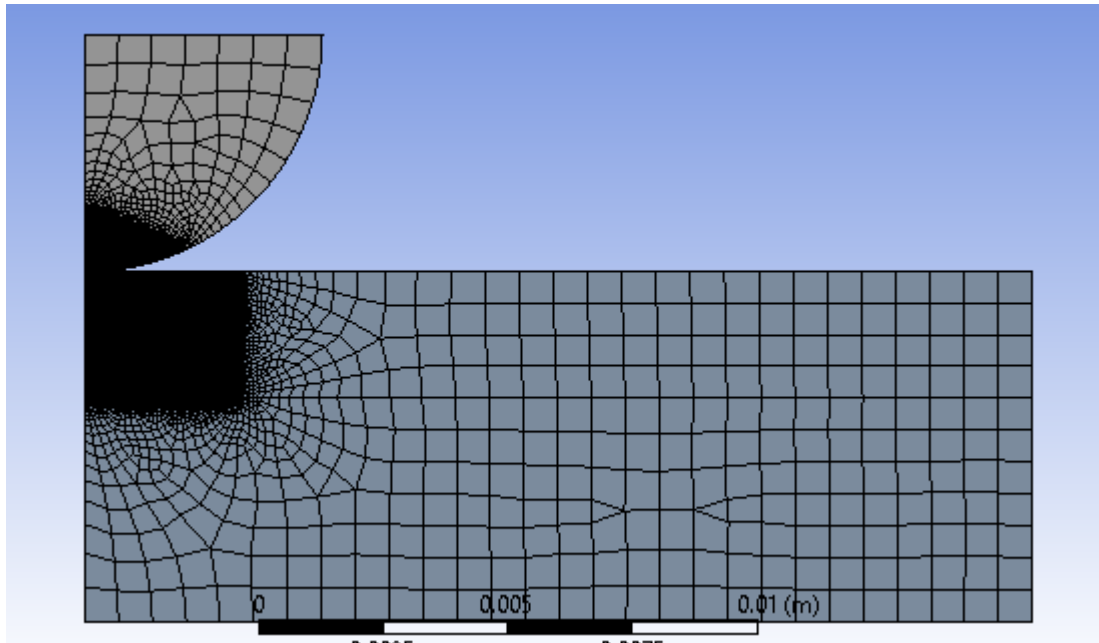


Figura 96. Mallado general

También fue necesario definir una zona de contacto, el Target body se eligió como la superficie plana, mientras que el Contact body fue definido para la esfera ver Figura 97.

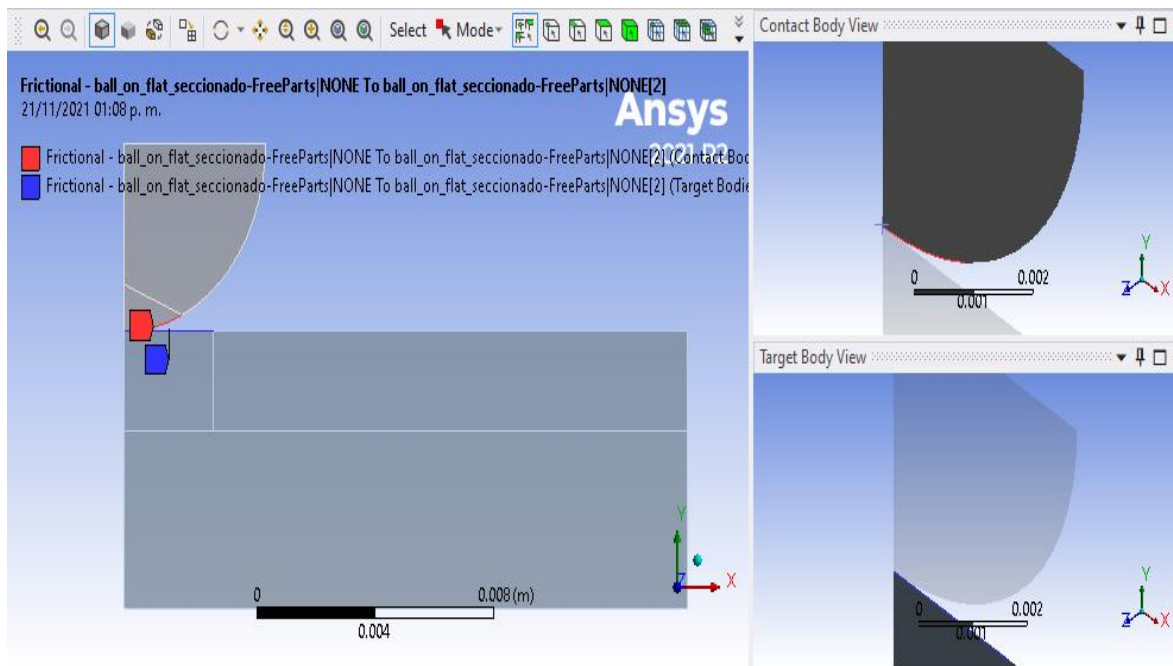


Figura 97. Definición de Contact y Target bodies.

C. Resultados para contacto mecánico

Aquí se presentan los resultados obtenidos mediante el análisis de elemento finito en la Figura 98 donde se puede observar la ubicación del esfuerzo máximo por debajo de la superficie y que es igual a 834 MPa, resultado que coincide con los resultados obtenidos con las ecuaciones desarrolladas por Hertz para contacto esférico, también se puede observar que el esfuerzo máximo está por debajo de la superficie de contacto, coincidiendo de igual manera con la teoría de contacto Hertziano. Así mismo se puede observar la distribución esférica de esfuerzos y su comportamiento descendente conforme se aleja del punto de contacto. En la Figura 98 es posible observar también que los esfuerzos disminuyen drásticamente en el color cian, considerando a cada elemento con una dimensión de 0.01 mm se puede aproximar la huella de contacto con una dimensión de 0.11 mm tal y como lo predicen las ecuaciones de Hertz.

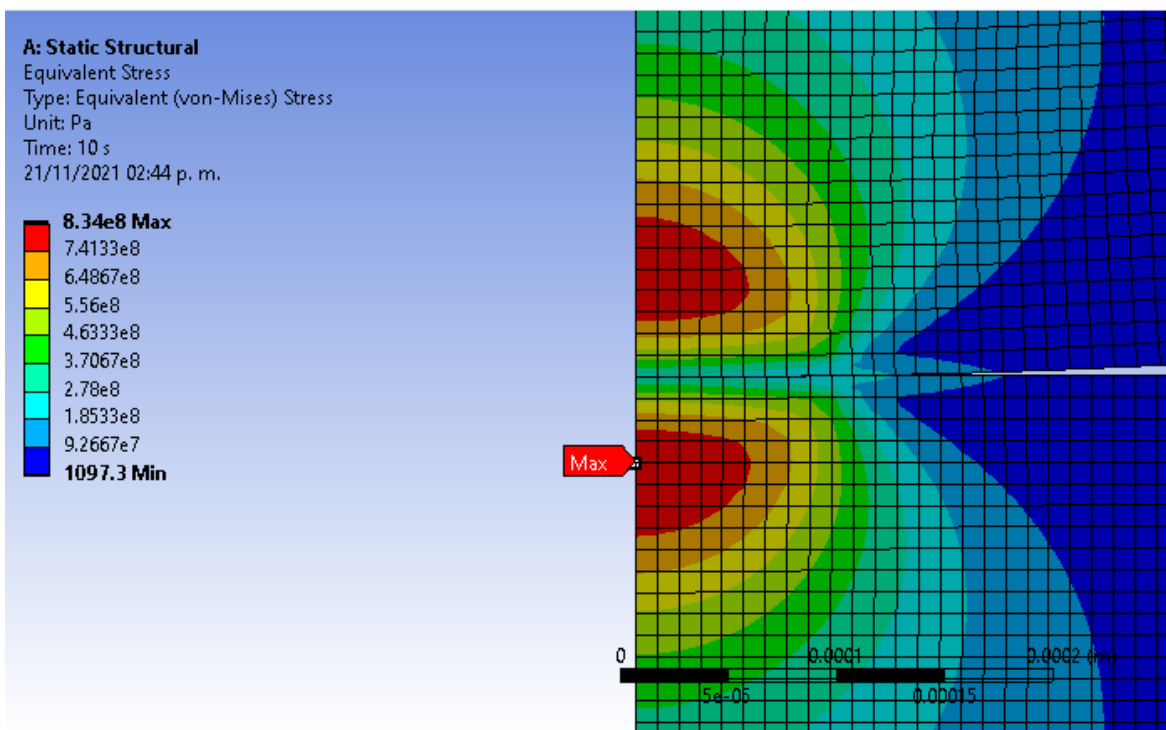


Figura 98. Esfuerzos de Von Misses

También se puede observar en la Figura 99 el máximo esfuerzo cortante de 529 MPa a aproximadamente 0.06 mm por debajo de la superficie, estos valores son los esperados según los resultados analíticos como se puede observar en la Tabla 21.

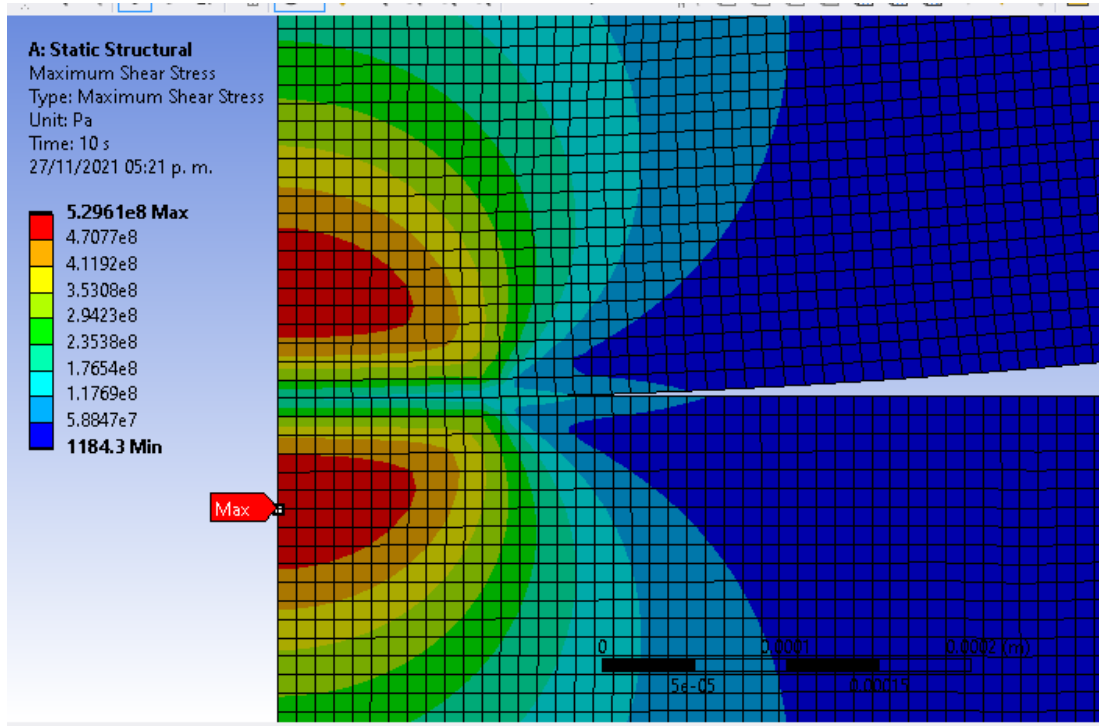


Figura 99. Máximo esfuerzo cortante.

En la Figura 100 se muestran los esfuerzos cortantes generados por el contacto mecánico, obteniendo un valor máximo de 364 MPa comparado con el valor de 379.97 MPa obtenido en la calculadora para contacto esférico Hertziano, lo cual es un resultado satisfactorio para nuestro análisis.

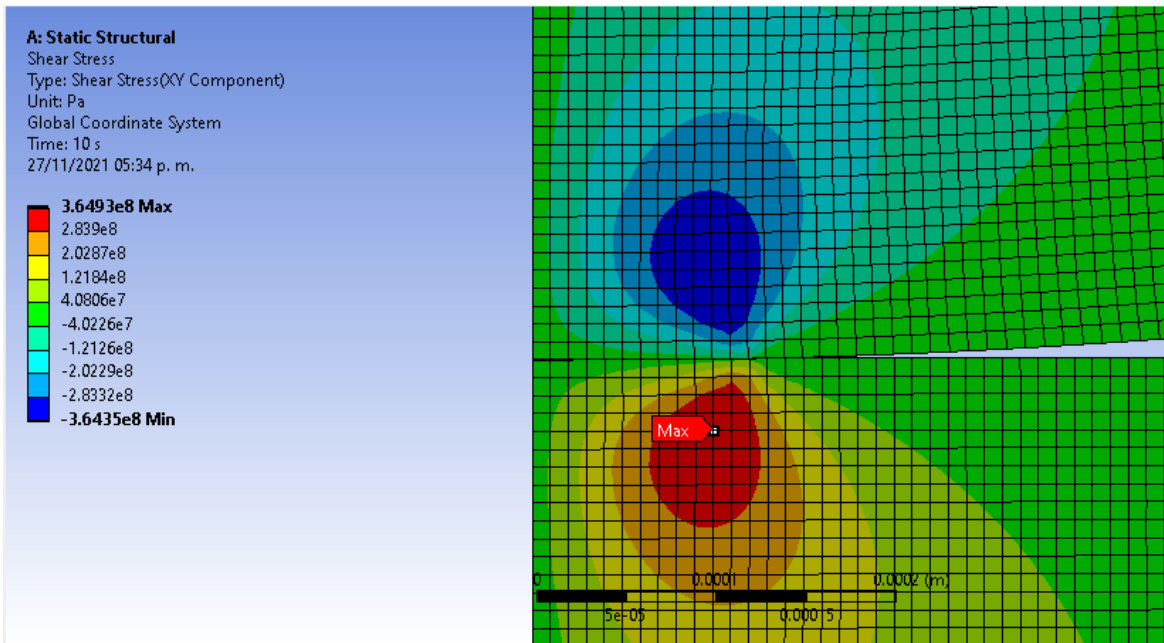


Figura 100. Esfuerzos cortantes generados en un contacto esférico Hertziano.

La Figura 101 muestra la presión Hertziana igual a 1705.3 MPa, este valor se aproxima al valor esperado, según las calculadoras para contacto Hertziano utilizadas en este trabajo.

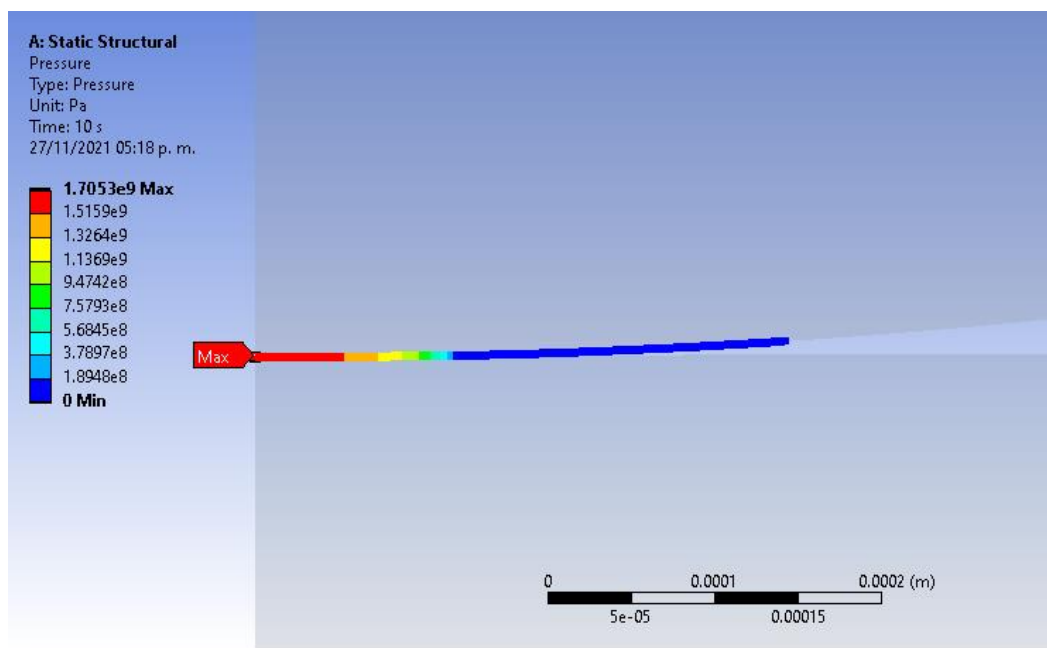


Figura 101. Presión de contacto.

A continuación, se muestra en la Tabla 22 la recopilación y comparación de los resultados obtenidos mediante las diferentes calculadoras de contacto Hertziano, así como los resultados obtenidos mediante el análisis de elemento finito en el programa Ansys

Tabla 22. Tabla de resultados.

	Engineering Blog [53]	Mesys [54]	Amesweb [55]	ANSYS
<i>Radio de huella (mm)</i>	0.116	0.1159	0.116	0.11
<i>Presión de contacto (MPa)</i>	1776.48	1776.48		1705
<i>Esfuerzo normal (MPa)</i>	798			834
<i>Máximo esfuerzo cortante (MPa)</i>		554.85	554.85	529
<i>Ubicación del máximo esfuerzo cortante (mm)</i>		0.0554	0.055	0.06
<i>Máximo esfuerzo cortante ortogonal (MPa)</i>		379.97		364

Los resultados obtenidos con la técnica de elemento finito se aproximan a los obtenidos en las calculadoras de contacto Hertziano que se encuentran disponibles en internet, por lo tanto, se consideran correctos para este tipo de contacto mecánico.