

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR CONTACTO MECÁNICO ESFERA - PLANO

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los bachilleres:
Br. María N. Márquez L.
Br. Luís E. Liendo B.
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2005

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR CONTACTO MECÁNICO ESFERA - PLANO

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Alberto Pertuz.

CO-TUTOR ACADÉMICO: Prof. Antonio Barragán.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los bachilleres:
Br. María N. Márquez L.
Br. Luís E. Liendo B.
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2005

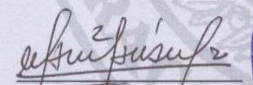
Caracas, 11 de noviembre de 2.005

ACTA

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: *María Nataly Márquez Labrador* y *Luis Enrique Liendo Barandiaran*, titulado:

**“DISEÑO DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA
POR CONTACTO MECANICO ESFERA-PLANO”.**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Manuel Martínez
Jurado




Prof. Fausto Carpentiero
Jurado


Prof. Alberto D. Pertuz C.
Tutor



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE TECNOLOGÍA DE PRODUCCIÓN



Los suscritos Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado, presentado por los bachilleres MARIA NATALY MARQUEZ LABRADOR (C.I.V.-15.836.871) y LUIS ENRIQUE LIENDO BARANDIARAN (C.I.V.- 15.532.388), para optar al Título de Ingenieros Mecánicos.

Decidimos conferirle al Trabajo Especial de Grado, titulado:

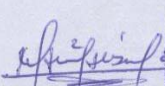
**“DISEÑO DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE
FATIGA POR CONTACTO MECANICO ESFERA-
PLANO”**

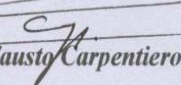
la

MENCION HONORÍFICA

En reconocimiento al esfuerzo realizado y como estímulo a la actividad creativa demostrada en el transcurso de la elaboración del referido Trabajo, el cual constituye un aporte importante.

En fe de lo anteriormente expuesto se levanta la presente Acta en la ciudad de Caracas, a los once días del mes de noviembre del año dos mil cinco, dejándose constancia que, de acuerdo a la normativa vigente, actuó como Coordinador del Jurado, el Prof. Alberto D. Pertuz C.


Prof. Manuel Martínez


Prof. Fausto Carpentiero


Prof. Alberto Pertuz
Coordinador



DEDICATORIA

“A mis Padres que siempre han estado juntos y a mi lado durante todos mis estudios con buenos consejos que supe aprovechar facilitándome el paso por la universidad y que con sus propias experiencias me han enseñado a como salir adelante en esta vida teniendo pocos recursos.

A Carmentxus que desde pequeño me ayudó a tener hábitos de estudios que todavía sigo teniendo y siempre a rendir por encima de mis posibilidades.

A mis Hermanos por siempre estar unidos y comprendernos el uno al otro sin importar lo que pase.

A Carmen Cecilia por darme esa estabilidad sentimental y emocional que todo ser humano necesita para conseguir un equilibrio en la vida.

Por estas pequeñas cosas que acabo de escribir y muchas más, esta tesis está dedicada a Uds...”

Luis Enrique Liendo Barandiarán

“Nuevamente el teatro se ha llenado de aplausos y risas, una nueva obra ha finalizado, hoy han quedado atrás los tropiezos, las caídas, las tristezas, los fracasos...no hay cabida para lágrimas que no sean de alegría, para gritos que no sean de felicidad, pues hoy ha terminado un camino trazado, una meta propuesta, la composición finalmente comienza a ser melódica.

Aún cuando en la memoria de los espectadores quedará sólo el espectáculo presentado hoy por los actores, el fruto total de la cosecha, aún cuando en la portada del libro aparezca mi nombre ningún aplauso me pertenece en su totalidad, ninguna celebración es solo mía, pues esta máquina llamada triunfo, fue engranada y acoplada por infinitas piezas dotadas de cariño, apoyo, servicio, sabiduría, amistad, amor...

Es por ello que quiero dedicar mi obra a los pilares fundamentales de mi vida, a los soportes de mi estructura, a los verdaderos actores principales y protagónicos de mis pasos.

A mi Dios, por ser el Padre, el Hermano y el Guía de mis sueños, de mi camino, de mi vida, no hay nada que no sea dado por Ti...eres la razón de mi existencia total, el protagonista de mi historia. A la Virgen bastón de seguridad espiritual, y amor celestial.

A mis padres, Naty Labrador y Luís Márquez, por enseñarme el valor de la vida, ustedes han sido mis compañeros en este camino, a ustedes les debo TODO lo que soy y seré, gracias a su trabajo diario, su apoyo constante, su amor insuperable, hoy tengo lo que siempre soñamos juntos, a ustedes les dedico esto y más porque ustedes se merecen lo mejor de mi, porque me han dado siempre lo mejor de ustedes. Gracias a ambos por ser esa estrella que no se apaga nunca.

A mis amigas de siempre, Nancy Gomes y Mayleen Jaimes, las que nunca dejaron de creer en mi, las que en las buenas y en las malas mantuvieron su cariño y amistad, siempre serán mis hermanitas del alma.

A mi novio, Ernesto Echenique, la luz de mis días oscuros... tu compañía y apoyo han sido fundamentales para el final de la obra, para la presentación final del éxito, sin ti esto no hubiese sido posible. (Gracias fiita...)

A mis compañeros de este viaje llamado Ingeniería Mecánica, fieles caminantes en las horas difíciles, grandes hacedores de triunfos y alegrías... mis amigos, a su lado la travesía fue más sencilla, las horas de estudios más alegres y faranduleras, sin su ayuda este título nunca habría sido escrito con mi nombre.

A todos y cada una de las personas que regalaron a mi sendero académico y personal, un poco de lo que son, un granito de la arena utilizada para esta construcción, que hoy finaliza una etapa y mañana comienza una nueva.”

Ma. Nataly Márquez Labrador

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos en primer lugar a Dios por ser el guía supremo de nuestras vidas, el hacedor real de nuestros triunfos, de esta etapa que aquí culminamos.

A nuestros padres quienes con su esfuerzo y dedicación acompañaron nuestros éxitos y fracasos, nuestras alegrías y tristezas, gracias a ellos nuestros sueños se convirtieron en metas y las metas se hacen hoy triunfos alcanzados.

A la Universidad Central de Venezuela, por ser el Alma Mater de nuestra carrera, el cobijo de nuestro trabajo académico, la puerta de entrada a la casa del conocimiento y la superación.

A nuestro tutor académico Prof. Alberto Pertuz, por ayudarnos en la realización de este trabajo especial de grado.

A todas esas personas que atravesaron el camino que hoy culminamos y que de una u otra forma sus pasos fueron siembra fértil para nuestra cosecha. Entre estas personas existen nombres que no pueden ser olvidados:

Profesor Pedro Cadenas, más que profesor amigo, guía y padre de nuestra carrera, gracias por su entrega y dedicación, sin su ayuda y colaboración nuestro trabajo no hubiese llegado a su término satisfactorio.

A Carmen Cecilia y Ernesto por comprendernos y apoyarnos en los malos y buenos momentos, siempre dándonos alegrías cuando más necesitábamos.

A Carlos Sánchez por su aporte de ideas y disponibilidad desinteresada, siempre en ayuda de este trabajo especial de grado.

Liendo B., Luis E.; Márquez L., Maria N.

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR CONTACTO MECÁNICO ESFERA - PLANO

Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz. **Co-Tutor Académico:** Prof. Antonio Barragán. Trabajo especial de grado. Caracas, UCV Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2005, 233 pág.

Palabras Claves: Fatiga por contacto rodante; mecánica de contacto; rozamiento; análisis morfológicos; máquina de ensayo.

Resumen.

El núcleo del trabajo aborda el estudio de la Mecánica del Contacto como problema fundamental de sistemas sometidos a desgaste. En este sentido este trabajo consiste en diseñar una máquina de ensayos experimentales para el estudio de las propiedades mecánicas de sustratos con o sin recubrimientos utilizando ensayos de fatiga por contacto mecánico esfera-plano bajo diferentes cargas. Para la elaboración de este diseño se realizaron análisis comparativos de las diferentes máquinas de fatiga por contacto rodante, estudios de usuarios y aspectos ergonómicos relacionados con la operación de la máquina para el establecimiento de las especificaciones técnicas de la misma y la generación de soluciones a través de técnicas de análisis morfológicos y tormentas de ideas. Se evaluó el diseño seleccionado calculando los esfuerzos a los que está sometido en los casos mas desfavorables seleccionando elementos constructivos y materiales acordes para una funcionalidad óptima del modelo. Finalmente se elaboraron planos generales y detallados de los diferentes sistemas que conformarán la máquina de ensayo propuesta de acuerdo a las normas COVENIN.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA.....	V
AGRADECIMIENTOS.....	VIII
RESÚMEN.....	IX
ÍNDICE GENERAL.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVIII
ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS.....	XXII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	4
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	5
1.2. OBJETIVOS Y ALCANCES.....	6
1.2.1. Objetivos.....	6
1.2.1.1 Objetivo General.....	6
1.2.1.2 Objetivo Específico.....	6
1.2.2. Alcances.....	7
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.....	9
2.1. MECÁNICA DE CONTACTO.....	10
2.1.2. Antecedentes de mecánica de contacto.....	11
2.2. TEORÍA DE HERTZ.....	13
2.2.1. Superficies de contacto.....	15
2.2.1.1. Contacto Circular.....	15
2.2.1.2. Contacto Elíptico.....	17
2.2.1.3. Línea de contacto.....	19
2.2.2. Teoría de contacto en problemas tangenciales.....	20
2.2.2.1. Aproximación de Carter.....	21
2.2.2.2. Aproximación de Jonson.....	22

XI

2.2.2.3. Aproximación de Haines y Ollerton.....	22
2.2.2.4. Teoría General de Kalker.....	22
2.3. PARÁMETROS QUE AFECTAN EL CONTACTO ESFERA-PLANO.....	23
2.3.1. Carga Normal.....	23
2.3.2. Carga Tangencial.....	26
2.3.3. Cargas Combinadas (Normal y Tangencial).....	28
2.3.4. Fricción y Deslizamiento.....	29
2.3.5. Rugosidad.....	32
2.3.6. Lubricación.....	33
2.3.6.1. Lubricación hidrodinámica.....	33
2.3.6.2. Lubricación elasto-hidrodinámica.....	34
2.3.6.3. Lubricación mixta.....	35
2.3.6.4. Lubricación al límite.....	36
2.3.6.5. Límites de la lubricación.....	37
2.4. FATIGA POR CONTACTO RODANTE (FCR).....	37
2.4.1. Antecedentes del estudio de Fatiga por Contacto Rodante.....	38
2.4.2. Origen de la Falla en Fatiga por Contacto Rodante.....	43
CAPÍTULO III: ESTUDIO TECNOLÓGICO.....	46
3.1. TECNOLOGÍAS EXISTENTES EN EL MERCADO.....	48
3.1.1. Modificación de la Máquina de Cuatro Bolas.....	48
3.1.2.- Máquina de Ensayos de 4 bolas con Cargas por Pesos Muertos.....	51
3.1.3.- Máquina Falex de tribología.....	54
3.2. TECNOLOGÍAS DE ESTUDIOS EXPERIMENTALES.....	56
3.3. MÁQUINAS DE FRETTING.....	63
3.3.1.- Máquina de fretting por resorte.....	63
3.3.2.- Máquina de fretting por contrapesos.....	64
3.3.3.- Máquina de fretting por contrapesos con poleas.....	64
CAPÍTULO IV: INVESTIGACIÓN DE USUARIOS Y ERGONOMÍA.....	66
4.1. ESTUDIO DE USUARIOS.....	67
4.1.1. Identificación de Usuarios.....	67

XII

4.1.2. Metodología a Seguir.....	68
4.1.2.1. Visitas realizadas.....	68
4.1.2.2. Cuestionario y encuestas.....	69
4.1.2.3. Resultados de la encuesta.....	71
4.2. INVESTIGACIÓN ERGONÓMICA.....	72
4.2.1. Nivel de generalización.....	72
4.2.2. Aspectos antropométricos.....	72
4.2.2.1. Área de trabajo.....	72
4.2.2.2. Planos de trabajo en posición de pie.....	75
4.2.2.3. Aplicación límite de fuerza.....	75
4.2.3. Conclusiones en ergonomía.....	76
CAPÍTULO V: ESPECIFICACIONES DE DISEÑO.....	77
5.1. REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.....	78
5.1.1. Elemento Motriz.....	78
5.1.2. Aplicación de Fuerza.....	79
5.1.3. Estructura base-soporte.....	79
5.1.4. Sujeción de las probetas.....	79
5.1.5. Instrumentación y adquisición de datos.....	80
5.2. REQUERIMIENTOS FÍSICOS.....	81
5.3. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO.....	82
CAPÍTULO VI: GENERACIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN.....	84
6.1. ANÁLISIS FUNCIONAL.....	85
6.1.2. Empleo de la caja negra.....	85
6.1.2. Funciones esenciales.....	85
6.1.3. Descomposición en sub-problemas.....	86
6.1.4. Proposición de soluciones.....	87
6.1.4.1. Aplicación de la fuerza.....	87
6.1.4.2. Aplicación de la velocidad al ensayo.....	95
6.1.4.3. Ajuste de probetas.....	95
6.1.4.4. Instrumentación.....	96

XIII

6.2. EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS SOLUCIÓN.....	96
6.2.1. Aplicación de la fuerza.....	97
6.2.2. Aplicación de la velocidad al ensayo.....	99
6.2.3. Fijación de las probetas.....	99
6.3. PROPUESTA DE CONCEPTO SOLUCIÓN.....	99
CAPÍTULO VII: DESARROLLO DEL CONCEPTO SOLUCIÓN.....	101
7.1. CONSIDERACIONES GENERALES DEL DISEÑO.....	102
7.2. DIMENSIONAMIENTO PRIMARIO.....	102
7.2.1. Base Inferior y Superior.....	103
7.2.2. Vigas estructurales.....	103
7.2.3. Eje de la palanca.....	103
7.2.4. Contrapeso.....	104
7.2.5. Eje inferior.....	104
7.2.6. Soporte.....	104
7.2.7. Pasador.....	104
7.2.8. Laminas que sujetan las celdas de cargas.....	104
7.2.9.- Eje superior.....	104
7.2.10.- Apoyo del eje de la palanca.....	105
7.3. CÁLCULOS.....	105
7.3.1. Cálculos de esfuerzos en la base inferior.....	105
7.3.2. Cálculos de esfuerzos en la base superior.....	107
7.3.3. Cálculos de columnas de rigidez.....	109
7.3.4. Cálculo del eje de palanca.....	110
7.3.5. Contrapeso.....	117
7.3.6. Cálculo del eje inferior y superior.....	119
7.3.7. Soporte.....	123
7.3.8. Láminas que contienen las celdas de carga.....	127
7.3.9. Pasador.....	128
7.3.10. Apoyo del eje de la palanca.....	130
7.3.11. Esfuerzos en las soldaduras.....	131

XIV

7.3.12. Selección del rodamiento en la parte superior de la máquina.....	136
7.3.13. Dimensiones de poleas y selección del tipo de banda a utilizar.....	138
7.3.14. Dimensiones de tornillos a utilizar.....	139
7.3.15. Dimensiones de los porta probetas a utilizar.....	140
7.4. SELECCIÓN DE MATERIALES.....	142
CAPÍTULO VIII: COMPONENTES ELÉCTRICOS, INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL.....	148
8.1. SELECCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN.....	149
8.1.1. Medición de la velocidad.....	149
8.1.2. Medición de la fuerza.....	151
8.1.3. Medición de la temperatura.....	151
8.1.4. Medición de la vibración.....	152
8.2. ESPECIFICACIONES DE INSTRUMENTACIÓN.....	152
8.2.1. Celdas de carga.....	153
8.2.2. Sensor óptico.....	153
8.2.3. Termocuplas.....	154
8.2.4. Acelerómetro.....	154
8.3. SISTEMAS DE CONTROL.....	155
8.3.1. Tarjeta de adquisición de datos.....	156
8.3.2. Controlador lógico programable (PLC).....	158
8.3.3. Microcontroladores (PIC)	159
8.4. SELECCIÓN DEL SISTEMA MOTOR.....	160
8.4.1. Selección del motor.....	160
8.3.2. Especificaciones del motor.....	162
8.3.3. Control del Motor.....	164
CAPÍTULO IX: METODOLOGÍA DEL ENSAYO DE FCR.....	165
9.1. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA.....	166
9.1.1. Aplicación de la carga.....	166
9.1.2. Selección de cargas a emplear.....	167
9.1.3. Elementos de prueba.....	167

9.2. METODOLOGÍA DEL ENSAYO.....	169
9.3. ESTIMACIÓN DE COSTOS.....	171
9.4. FICHA TÉCNICA DE LA MÁQUINA DE FATIGA POR CONTACTO RODANTE.....	172
SUMARIO Y CONCLUSIONES.....	174
RECOMENDACIONES.....	177
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	179
ANEXOS.....	185
ANEXO A: Planos de piezas confortantes de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano.....	186
ANEXO B: Planos de ensambles principales de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano.....	212
ANEXO C: Isometría y vistas principales de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano.....	217
ANEXO D: Tabla de datos y curvas de calibración de fuerza aplicada/fuerza ejercida.....	222
ANEXO E: Planos físicos y de conexión de los motores eléctricos seleccionados.....	230

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N°

1. Ficha tecnológica TE92DL.....	50
2. Ficha tecnológica de máquina de cuatro bolas.....	53
3. Ficha tecnológica de máquina Falex.....	55
4. Alcance de acuerdo al sexo.....	74
5. Rangos de fuerzas permitidos.....	75
6. Dimensiones de las probetas de ensayo.....	80
7. Especificaciones de diseño.....	82
8. Requisitos de diseño a cumplir por los conceptos solución.....	97
9. Matriz morfológica.....	98
10. Magnitudes de diseño del eje de la palanca.....	116
11. Valores de S_y en los puntos concentradores de esfuerzo.....	116
12. Datos del eje inferior.....	120
13. Datos del eje superior.....	121
14. Datos del soporte.....	124
15. Factores de acabado de superficies.....	125
16. Datos del rodamiento.....	138
17. Datos de los tornillos.....	140
18. Dimensiones de los porta probetas.....	141
19. Valores de S_y y S_{ut} calculados.....	142
20. Selección de materiales.....	146
21. Propiedades mínimas del metal de aporte del electrodo.....	146
22. Selección del electrodo.....	147
23. Especificaciones de las celdas de carga.....	153
24. Especificaciones del sensor óptico.....	153

XVII

25. Especificaciones de las termocuplas.....	154
26. Especificaciones de los acelerómetros.....	155
27. Especificaciones de la tarjeta de adquisición de datos USB-6008.....	157
28. Especificaciones de la tarjeta de adquisición de datos Pdm 1208LS.....	157
29. Especificaciones del PLC.....	158
30. Especificaciones de las entradas analógicas del PLC.....	159
31. Especificaciones del motor monofásico.....	162
32. Especificaciones del motor trifásico.....	163
33. Especificaciones del variador de frecuencia.....	164
34. Dimensionamiento de las probetas de ensayo.....	168
35. Estimación de costos.....	171
36. Ficha técnica de la máquina de fatiga por contacto rodante. Esfera-Plano.....	172

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N°

1. Fuerza tangencial producido por movimiento relativo y fuerza normal.....	20
2. Pseudo-deslizamiento.....	21
3. Aproximación de Carter. Zona de adhesión y zona de deslizamiento.....	21
4. Teoría general de Kalker.....	23
5. a. Contacto esfera-plano.....	23
5. b. Condiciones del contacto esfera-plano.....	23
6. Cargas combinadas.....	28
7. Casos de fricción entre dos cuerpos.....	30
8. Estructura interna de la máquina de cuatro bolas.....	48
9. Máquina Plint TE 92HS.....	49
10. Máquina de pesos muertos.....	51
11. Máquina Plint por contrapeso.....	52
12. Máquina de cuatro bolas, FALEX.....	54
13. Máquina de cuatro bolas modificada.....	56
14. Máquina tipo torno.....	57
15. Máquina de estudio por EA.....	61
16. Máquina de contacto a 120 grados.....	62
17. Máquina de fretting por resorte.....	63
18. Máquina de fretting por contrapeso.....	64
19. Máquina de fretting por pesos con poleas.....	65
20. Área de trabajo.....	73
21 Zona de alcance.....	73
22. Tolerancias de posición en pie.....	75
23. Dimensiones de las probetas de ensayo.....	79

XIX

24. Empleo de la caja negra de diseño.....	85
25. Funciones de la máquina.....	86
26. Mapas mental de la forma de aplicación de la fuerza.....	87
27. Modelo de aplicación de carga #1.....	88
28. Modelo de aplicación de carga #2.....	88
29. Modelo de aplicación de carga #3.....	89
30. Modelo de aplicación de carga #4.....	89
31. Modelo de aplicación de carga #5.....	90
32. Modelo de aplicación de carga #6.....	90
33. Modelo de aplicación de carga #7.....	91
34. Modelo de aplicación de carga #8.....	91
35. Modelo de aplicación de carga #9.....	92
36. Modelo de aplicación de carga #10.....	93
37. Modelo de aplicación de carga #11.....	93
38. Modelo de aplicación de carga #12.....	94
39. Modelo de aplicación de carga #13.....	94
40. Mapa mental del elemento motriz.....	95
41. Formas de sujeción de las probetas.....	96
42. Concepto solución.....	100
43. Base inferior de la máquina.....	105
44. Diagramas de fuerza y momento en la base inferior de la máquina.....	106
45. Base superior de la máquina.....	107
46. Diagramas de fuerza y momento en la base superior de la máquina.....	107
47. Gráfica placa plana con orificio en el centro.....	108
48. Barras de rigidez.....	109
49. Palanca simple.....	110
50. Desplazamiento del punto de apoyo.....	111
51. Diagrama de cuerpo libre del eje de palanca.....	111
52. Triángulo de carga.....	111
53. Gráfico de fuerza cortante del eje de palanca.....	112

XX

54. Gráfico de momento flector del eje de la palanca.....	113
55. Concentradores de esfuerzo del eje de palanca.....	114
56. Gráficas de factor de tamaño.....	115
57. Gráficas de factor de concentrador de esfuerzo.....	115
58. Distribución geométrica de los concentradores de esfuerzo.....	116
59. Contrapeso.....	117
60. Diagrama del contrapeso.....	117
61. Diagramas de fuerza cortante y momento del contrapeso.....	118
62. Ejes sometidos a compresión.....	119
63. Soporte.....	123
64. Graficas de sensibilidad a la muesca.....	126
65. Barra de tensión simple con agujero transversal.....	126
66. Láminas de las celdas de carga.....	127
67. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de las láminas que contienen las celdas de carga.....	127
68. Pasador.....	128
69. Diagrama de fuerza cortante del pasador.....	128
70. Diagrama propuesto para el pasador.....	129
71. Diagramas de fuerza cortante y momento flector del pasador.....	129
72. Diagrama de fuerza del apoyo del eje de palanca.....	130
73. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del apoyo del eje de palanca...	131
74. Unión barra y contrapeso.....	132
75. Unión de vigas de rigidez.....	133
76. Unión del soporte.....	134
77. Unión del apoyo al soporte.....	135
78. Porta probetas.....	140
79. Tacómetros mecánicos y eléctricos.....	150
80. Acelerómetros.....	155
81. Sistema de control.....	156
82. Diagrama de adquisición de datos.....	156

XXI

83. Esquema de lógica de los PIC.....	159
84. Palanca. Ubicación de los puntos de carga.....	166
85. Geometría de las probetas.....	167
86. Dimensionamiento de las probetas de ensayo.....	168

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

°C: Grados Centígrados

Ω : ohm

δ : Desplazamiento normal

η : Factor de seguridad de diseño

μm : Micrómetro

σ : Esfuerzo de tensión

σ' : Esfuerzo de Von Mises

σ_{max} : Esfuerzo de tensión máximo

σ_{perm} : Esfuerzo de tensión permisible

τ : Esfuerzo Cortante

τ' : Esfuerzo cortante primario

τ'' : Esfuerzo cortante secundario

τ_{adm} : Esfuerzo cortante admisible

τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo

ν : Coeficiente de Poisson

AC: Corriente alterna

Ag: Área de garganta

A_v : Área de fuerza cortante

Bs.: Bolívars

C: Capacidad de carga dinámica

cm.: Centímetros

C_R : Factor de confiabilidad

C_s : Factor de tamaño para ejes

d: Diámetro

D: Diámetro externo del rodamiento

XXIII

D_1 : Diámetro interno del rodamiento
 D_{bolas} : Diámetro de las bolas de los rodamientos
DC: Corriente continua
 d_e : Diámetro externo de la probeta
 d_i : Diámetro interno de la probeta
€: Euro
e: Excentricidad de la elipse de contacto
E: Módulo de elasticidad
EA: Emisión acústica
 E_c : Módulo de contacto
EHD: Lubricación elastohidrodinámica
F: Fuerza
 F_a : Fuerza aplicada
FCR: Fatiga por contacto rodante
Fig.: Figura
 F_{max} : Fuerza máxima
 F_r : Fuerza de fricción
 F_s : Fuerza interna
GPa: Giga Pascal
gr.: gramos
H: Espesor del rodamiento
Hz: Hertz
I: Momento de inercia
J: Segundo momento polar de inercia
k: Rigidez normal
 K_a : Factor de acabado superficial
 K_b : Factor de tamaño
 K_c : Factor de carga
 K_d : Factor de temperatura
Kg.: Kilogramo

XXIV

Kgf.: Kilogramo fuerza

KN: Kilo Newton

K_t : Factor de concentrador de esfuerzo

K_w : Kilo vatios

l : Longitud

L_{10} : Vida nominal en millones de revoluciones

m : metros

M : Momento flector

M_0 : Momento flector inicial

mg : miligramos

M_{max} : Momento flector máximo

mm : milímetros

MPa: Mega Pascal

N : Newton

N° : Número

P : Carga

Pa : Pascal

PC: Controlador programable

P_{cr} : Carga crítica

PIC: Microprocesadores

PLC: Controlador lógico programable

P_m : Presión media

q : Espesor de la probeta

q : Sensibilidad a la entalla

R : Fuerza de reacción

R_c : Radio relativo

rpm: Revoluciones por minuto

$\$$: Dólar

s : Segundos

Se: Ecuación de Marín

XXV

Sut: Límite de resistencia última

Sut_{material}: Límite de resistencia última del material

Sy: Límite de resistencia a la fluencia

Sy_{electrodo}: Límite de resistencia a la fluencia del electrodo

Sy_{material}: Límite de resistencia a la fluencia del material

T: Par de torsión

TEG: Trabajo especial de grado

V: Fuerza cortante

W: vatios

INTRODUCCIÓN

Con frecuencia, los ingenieros de diseño deben resolver problemas en los que dos elementos de máquinas trabajan en contacto entre si por rodamiento, deslizamiento o una combinación de contacto rodante y deslizante. Si el diseñador tiene que crear máquinas de vida larga y satisfactoria se deduce fácilmente que se debe disminuir el desgaste al mínimo posible en estos elementos de máquina puestos en contacto entre si.

La vida útil de los elementos de máquinas se ven a menudo limitada por el colapso debido a la formación de picaduras y el desconchado de la superficie, siendo este el resultado frecuente que presentan dichos elementos solicitados a fatiga por contacto.

Por tal motivo, se ha hecho necesario realizar avances significativos en los estudio de las causas y consecuencias de la fatiga por contacto rodante, para desarrollar modelos confiables en la predicción de vida de los materiales de fabricación de elementos de máquina sometidos a contacto, logrando desarrollar soluciones fiables que ayuden a disminuir las pérdidas energéticas y los altos costos en mantenimiento.

Un gran número de ensayos de Fatiga por Contacto Mecánico han sido desarrollados con la finalidad de simular el complejo proceso, los ensayos son realizados para representar la carga aplicada, incluyendo control sobre la fuerza de contacto, deslizamiento relativo y otros parámetros relativos a la carga, para lograr establecer la caracterización del contacto, estudiando las propiedades de los materiales y los efectos de la fatiga sobre ellos.

En este sentido, el presente trabajo constituye el desarrollo conceptual de un equipo capaz de simular el contacto entre una esfera y un plano, geometría común en muchas aplicaciones de máquinas, donde la aplicación de un variado rango de cargas facilita la caracterización de los materiales bajo diferentes condiciones de trabajo.

El análisis del problema se concentró en satisfacer los requerimientos básicos de las pruebas de fatiga por contacto rodante esfera-plano, ensayo aún no estandarizado por las normativas internacionales, siguiendo parámetros impuestos por los ensayos encontrados en la literatura revisada. En este orden de ideas se realizó una evaluación de los equipos de ensayos empleados normalmente para este tipo de pruebas y se compararon los beneficios ofrecidos en cada uno de estos, y las necesidades reales del ensayo, obteniendo las debilidades a fortalecer en el diseño de la máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante esfera-plano.

Las soluciones fueron generadas bajo tormentas de ideas, recopilando la información encontrada y la generada, corrigiendo las mesas de generación de propuestas y logrando una solución adecuada en el campo de trabajo establecido y en el orden conceptual requerido. La distinción física de la máquina fue realizada en términos de optimización de recursos y seguridad de falla mecánica.

El desarrollo del trabajo se estructuró en nueve capítulos. En el primer se encuentran los fundamentos básicos del trabajo, estableciendo los objetivos a cumplir a lo largo de la labor de diseño de la máquina. El segundo capítulo se encuentra enmarcado en las bases teóricas que envuelven el ensayo de fatiga por contacto rodante. En el tercer capítulo se realiza la revisión bibliográfica de las máquinas disponibles en el mercado y en la literatura especializada en el área, un análisis comparativo y la elaboración de fichas técnicas, identificado los diferentes componentes, funciones de cada una de las máquinas, materiales de construcción, ergonomía, instrumentos de medición, costos, entre otros.

El cuarto capítulo se basa en la identificación y estudio de los tipos de usuarios de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano, estableciendo los parámetros ergonómicos por los cuales se encuentra limitado el diseño. El quinto capítulo es un resumen de los tres anteriores, puesto que en este se reúnen las características básicas y requeridas de la máquina, estableciendo funcionalidades y especificaciones ingenieriles. El sexto capítulo es la generación y evaluación de soluciones, mostrando las diferentes opciones propuestas para la solución del problema presentado, y finalmente la solución escogida.

En el séptimo capítulo se desarrollan los conceptos ingenieriles de diseño, obteniendo los análisis de esfuerzos a los cuales se encuentran sometidas cada una de las piezas de la máquina, seleccionando materiales y dimensionando el conjunto. En el octavo capítulo se realiza una serie de análisis en el área de instrumentación y control, realizando varias propuestas al respecto, propuestas que congregan la selección y especificación de instrumentación y selección de formas de control compatibles con la máquina. Finalmente el capítulo nueve propone una metodología del ensayo a realizarse en la máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante diseñada en el presente trabajo.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1.-Descripción del Problema

Con frecuencia, los ingenieros de diseño deben resolver problemas en los que dos elementos de máquinas trabajan en contacto entre si por rodamiento, deslizamiento o una combinación de contacto rodante y deslizante. Si el diseñador debe crear máquinas de vida larga y satisfactoria se deduce fácilmente que se debe disminuir el desgaste al mínimo posible. (Shigley 2002).

Jiménez (2002) señala que los análisis de los sistemas rotativos han demostrado que 75% de las fallas mecánicas se deben al desgaste de las superficies en contacto rodante y deslizante. Este desgaste genera considerables pérdidas de materiales, recursos y tiempo, con la consiguiente disminución de la producción realizada, llevando a la pérdida de gran cantidad de medios para la reparación de los sistemas, así como en la elaboración o adquisición de nuevos elementos.

Una de las condiciones de fallo más observada en los materiales actuales de los cojinetes es La Fatiga de Contacto Rodante manifestada a menudo por la formación de una escama u hoyo en la superficie de rodamiento. (Erdemir 1992).

Por tales fallas, y otras que se contemplan en los sistemas sometidos a contacto rodante, así como los gastos y pérdidas que las mismas provocan, en la Unidad Docente de Investigación del Departamento de Tecnología y Producción se requiere diseñar una máquina de ensayos de fatiga por contacto esfera – plano con variaciones de carga, para orientar un estudio de dichas fallas superficiales en las áreas elástica – plástica de los materiales sometidos a este tipo de fatiga.

La importancia de este trabajo para la Escuela de Ingeniería Mecánica; es impulsar mediante la realización de este diseño el área de la investigación aplicada; específicamente para la validación de parámetros que ayuden a aproximar la curva de progreso de las fallas de fatiga por contacto rodante en la forma esfera – plano y el estudio de los factores influyentes en sus diferentes patrones, logrando estudiar con mayor profundidad las propiedades mecánicas de sustratos con o sin recubrimiento.

1.2.- Objetivos y Alcances

1.2.1.- Objetivos

1.2.1.1.-Objetivo General

El objetivo general del TEG aquí propuesto es diseñar una máquina de ensayos experimentales para el estudio de las propiedades mecánicas de sustratos con o sin recubrimientos utilizando ensayos de fatiga por contacto Esfera – Plano bajo diferentes cargas.

1.2.1.2.- Objetivo Específico

- Realizar un análisis comparativo de las diferentes Máquinas de Ensayos de Fatiga por Contacto Rodante en su forma Esfera – Plano presentadas en el mercado comercial y en la literatura especializada en el área, realizando una investigación de mercado en cuanto a las nuevas tendencias en esta disciplina de estudio.
- Estudiar a los usuarios y los aspectos ergonómicos relacionados con la operación de la Máquina de Ensayos.
- Establecer las especificaciones técnicas de diseño de la Máquina de Ensayos de Fatiga por Contacto Rodante, esfera-plano.
- Proponer los conceptos solución sobre la base de criterios previamente establecidos en el punto anterior.
- Evaluar las propuestas realizadas, seleccionando el concepto solución más acorde con los parámetros de diseño.
- Seleccionar los componentes constructivos y el sistema de instrumentación
- Analizar las cargas y calcular los esfuerzos a los cuales estará sometida la máquina de ensayos propuesta
- Seleccionar los materiales de construcción.
- Elaborar los planos correspondientes al diseño elaborado.

1.2.2.-Alcances

Los alcances de este TEG consisten en:

- *Análisis comparativo de las diferentes Máquinas de Ensayos de Fatiga por Contacto Rodante.*

Se realizará una amplia revisión bibliográfica en la literatura especializadas para identificar trabajos de investigación relacionados con en el estudio experimental de Fatiga por Contacto Rodante y se seleccionarán los trabajos que describan las máquinas de ensayos utilizadas. Posteriormente, se elaborarán fichas técnicas, identificado los diferentes componentes, funciones de cada uno, materiales de construcción, ergonomía, embalaje, vida útil, instrumentos de medición, costos e impacto en el medio ambiente, entre otros.

- *Estudio de Usuarios y de aspectos ergonómicos relacionados con la operación de la Máquina de Ensayos de Fatiga por Contacto Rodante.*

Para realizar el estudio de usuarios y considerar los aspectos ergonómicos relacionados con la construcción la máquina de ensayos de fatiga por contacto rodante en su forma esfera-plano a desarrollar en esta investigación, se realizarán encuestas de usuarios en las diferentes áreas que involucren estudios de Fatiga por Contacto Rodante para identificar los posibles tipos de usuarios, analizar su conducta y definir los parámetros antropométricos característicos de los mismos.

- *Establecimiento de las especificaciones técnicas de la máquina de ensayos a diseñar.*

En función de las necesidades concernientes a la investigación propuesta se establecerán las características principales que deben poseer los conceptos solución a proponer sobre la base de su funcionalidad, aplicación de cargas variables, manejo de materiales con o sin recubrimiento, seguridad, facilidad de operación y mantenimiento, poca exigencia de espacio, impacto ambiental, costo y vida útil, entre otros.

- *Proposición de los conceptos solución.*

Para proponer los conceptos solución se aplicarán técnicas de análisis morfológicos y tormentas de ideas en reuniones de trabajo conformadas por grupos interdisciplinarios.

- *Evaluación de las propuestas realizadas en los conceptos solución.*

Para realizar la evaluación de los conceptos solución propuestos, se utilizarán criterios ponderados, previamente establecidos en el punto anterior para seleccionar el concepto solución final.

- *Selección de los elementos constructivos y del sistema de instrumentación.*

Una vez escogido el concepto solución final se seleccionará el sistema de instrumentación y los componentes constructivos de la diferente estructura que conformarán el banco de ensayos, indicando las interacciones entre los mismos y su ubicación específica.

- *Análisis de las cargas y cálculos de esfuerzos.*

Una vez seleccionados los diferentes componentes constructivos, estructuras, instrumentos y accesorios que conformarán el banco de ensayos, se realizará un análisis de cargas y se evaluarán los esfuerzos a los cuales estará sometido el mismo.

- *Selección de materiales de construcción.*

De acuerdo a los resultados obtenidos del análisis de cargas realizado en el punto anterior se seleccionarán, de catálogos técnicos especializados y revisión bibliográfica, los diferentes accesorios y los materiales de construcción adecuados para la fabricación de las estructuras que conformen el diseño seleccionado para la máquina de ensayos.

- *Elaboración de planos.*

Se elaborará un plano general y planos detallados de los diferentes sistemas que conformarán la máquina de ensayo propuesta de acuerdo a las normas COVENIN.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1.- Mecánica de Contacto.

De acuerdo a Zambelli y Vincent (1998), cuando dos superficies se ponen en contacto, se imponen algunas tensiones mecánicas a los sólidos y pueden dar lugar a degradaciones. Con el fin de evaluar el desgaste o más juiciosamente las degradaciones como: la formación de ruinas, escamas, cebadura y propagación de grietas, es importante evaluar el tipo y la amplitud de las tensiones mecánicas dispuestas. La mecánica de contacto es la primera tentativa seria para hacer converger los formalismos de fricción y desgaste.

“La Mecánica de Contacto es una rama de investigación que estudia fenómenos macroscópicos resultantes de la interacción entre superficies de sólidos en contacto, los cuales involucran: rozamiento, desgaste, fricción, adhesión entre otros.” (Jiménez, 2002, p. 3).

La Teoría del Contacto Mecánico estudia dos problemas fundamentales:

- El estudio geométrico del contacto. (parte cinemática)
- El estudio de las fuerzas presentes en el contacto. (parte dinámica)

Dentro del análisis de las fuerzas se establece la división entre fuerzas normales y fuerzas tangenciales.

- **Problema Normal**. (fuerza normal)

Las deformaciones presentes en los materiales en contacto se deben a las fuerzas normales, las cuales han sido estudiadas por Hertz. En el problema normal se pretende determinar principalmente la superficie de contacto y la distribución de presión.⁽³⁷⁾

- **Problema Tangencial**. (fuerza tangencial)

Las deformaciones en el contacto se deben a fuerzas tangenciales, en este caso se debe tener en consideración el rozamiento, se trata entonces de un problema no lineal. Ambos problemas se abordan de forma independiente, sin embargo existe una teoría general del contacto, que estudia ambos, dicha teoría fue desarrollada por Kalker.⁽³⁷⁾

Según Jonson (1987) en el sumario la teoría de Hertz, es evidente la necesidad de una teoría de contacto en la interacción de dos cuerpos sólidos ya que ellos

interactúan en un área la cual es finitamente pequeña en comparación a las dimensiones de los cuerpos. La mecánica de contacto cubre principalmente la predicción de la forma de esta área de contacto y cómo esta crece en tamaño con el incremento de las cargas impuestas, de igual forma cómo la magnitud y distribución de la superficie de tracción normal y posiblemente tangencial es transmitida a través de la interfase.

Los estudios de la mecánica de contacto deben ser capaces de proporcionar fielmente las componentes de deformación y esfuerzos entre ambos cuerpos para ser calculadas en las cercanías de la región de contacto ⁽³⁸⁾. Inicialmente la formulación de los estados de contacto seguía un enfoque analítico exclusivamente para tensiones que permanecen en el ámbito elástico y para geometrías de contacto relativamente simples. Con la introducción del cálculo por elementos finitos resultó posible solucionar numerosos problemas a las geometrías más complejas, introducir distintas leyes de fricción y sobre todo tener en cuenta el fenómeno de la deformación plástica. La evolución progresiva del campo de la mecánica de contacto ha conducido al empleo de la teoría a una amplia gama de disciplinas. (Zambelli y Vincent 1998).

2.1.2.-Antecedentes de Mecánica de Contacto

El estudio de la mecánica de contacto comienza en el año de 1670 con los trabajos de Newton, quien realizaba ensayos en los que presionaba esferas de vidrio sobre planos metálicos. A continuación la progresión fue constante en tanto se iban desarrollando los modelos y las herramientas de cálculos. (Zambelli y Vincent 1998).

La naturaleza de los esfuerzos que surgen del contacto entre dos cuerpos elásticos fue estudiada primero por Hertz en 1881 antes de su trabajo mejor conocido en electricidad. (Fischer, A. 2000).

El primer análisis satisfactorio de los esfuerzos en el contacto de dos cuerpos elásticos es debido a Hertz (1882). El estuvo estudiando la interferencia óptica de Newton en los bordes de las grietas entre dos lentes cristalinos y estuvo interesado en la posible influencia de la deformación elástica de las superficies de los cristales debido a la presión de contacto entre ellos. Esta teoría trabajada durante las

vacaciones de navidad de 1880 y a la edad de 23 años, despertó un interés considerable cuando tuvo su primera publicación la cual ha estado en pie hasta la actualidad, por sobre las pruebas del tiempo. Además de la carga estática el también investigó los impactos cuasi-estáticos de esferas. Hertz (1882) también intentó usar su teoría para dar una definición precisa de la dureza de un sólido en término de la presión de contacto a iniciar la cedencia plástica en el sólido por presión de un cuerpo duro en contacto con éste. Esta definición fue probada insatisfactoriamente debido a la dificultad de detectar el punto de la primera cedencia bajo la acción de esfuerzos de contactos. Una teoría satisfactoria de dureza tuvo que esperar por el desarrollo de la teoría de plasticidad. (Johnson, 1987).

Hertz realizó su análisis general por atribución a una función cuadrática para representar el perfil de las dos superficies opuestas y da particular atención al caso de contacto entre esferas. (Fischer, A. 2000).

Según Fischer (2000), Hertz no calculó las magnitudes de los esfuerzos en un punto a través del interior, pero ofreció una sugerencia haciendo una interpolación entre los esfuerzos que él calculaba en la superficie y los que se encuentran a lo largo del eje de simetría.

Una descripción matemática del campo de esfuerzo de la hendidura asociado con una muesca particular comenzando con el análisis de la condición del punto de contacto. Esto fue estudiado por Boussinesq en 1885. La tan llamada solución de Boussinesq para un punto de contacto permitió la distribución de esfuerzos para determinar por alguna distribución de presión dentro del área de contacto por el principio de superposición. (Fischer, A. 2000).

El campo de tensión asociado a la muesca de una superficie plana con un dentado esférico parece primero haber sido calculado detalladamente por Huber en 1904, más adelante retomado nuevamente por Fuchs en 1913, Huber y Fuchs en 1913, y Moteron cierra el estudio en 1922. Más recientemente la inclusión de la integral transforma el método de Sneddon que había sido aplicado distribuciones axi-simétricas de la presión normal la cual corresponde a una variedad de muescas. Un tratamiento matemático extenso es dado por Gladwell, y un texto accesible dirigido a

los usos prácticos es el de Johnson y el libro de Hills, que proporcionan tratamientos que permiten comprender más fácilmente la mecánica del contacto. (Fischer, A. 2000).

En el mismo orden de ideas se observa que trabajos como los de Carter en 1926 y los de Kalker en 1986 y más recientemente revisiones realizadas por Adams y Nosonovsky proveen las herramientas necesarias para el modelado matemático del fenómeno de contacto, más aun estos últimos dos autores hacen énfasis en las fuerzas de contacto, mientras que las revisiones elaboradas por Bhushan destacan la compresión de los mecanismos de contacto de superficies rugosas. (Pertuz 2004).

Es importante señalar la influencia que dichos estudios precisaron sobre la determinación de la resistencia a la fatiga superficial de materiales en contacto definiéndose así los factores de carga y esfuerzo, denominado también factor de desgaste obteniéndose los mismos a partir de las ecuaciones dadas por Hertz. Dichos factores fueron descritos por Buckingham, el cual diseñó una máquina sencilla para ensayar un par de superficies en contacto rodante, tomando relación con sus investigaciones en cuanto al desgaste en dientes de engranes. Buckingham y posteriormente Talbourdet obtuvieron grandes cantidades de datos a partir de muchas pruebas facilitando así los estudios posteriores para el diseño en esa área. (Shigley, 2002).

2.2.-Teoría de Hertz

La teoría desarrollada por Hertz en 1880 es responsable de la fundación de la mayoría de los problemas de contacto encontrados en ingeniería, la teoría de Hertz pone de manifiesto que cuando dos sólidos de revolución esféricos se ponen en contacto bajo el efecto de un esfuerzo normal, la superficie de contacto es un círculo. Las ecuaciones de Hertz permiten establecer distintas relaciones en función del esfuerzo normal, de las propiedades elásticas y de la geometría de contacto. (Zambelli y Vincent 1998). Las ecuaciones de Hertz son importantes en la teoría de acoplamientos cinemáticos, particularmente si las cargas aplicadas son relativamente altas. (Shull, 2002).

De acuerdo a la propuesta de Fischer, A. (2000) Hertz estuvo preocupado con la naturaleza de la deformación localizada y la distribución de la presión entre dos cuerpos elásticos puestos en contacto mutuo. El buscó asignar un tamaño a la superficie de contacto que cumpliera acertadamente con ciertas condiciones de borde las cuales se enumeran:

- Los desplazamientos y esfuerzos deben satisfacer la ecuación diferencial de equilibrio para los cuerpos elásticos y los esfuerzos deben desaparecer a una gran distancia de la superficie de contacto.
- Los cuerpos están en contacto sin fricción.
- En la superficie de los cuerpos la presión es cero afuera e igual y opuesta dentro del círculo de contacto.
- La distancia entre las superficies de los cuerpos es cero dentro y mayor que cero fuera del círculo de contacto.
- La integral de la distribución de presión dentro del círculo de contacto con respecto al área del círculo de contacto da como resultado la fuerza que actúa entre los dos cuerpos.

Estas condiciones definen la estructura dentro del cual un tratamiento matemático del problema puede ser formulado. Es importante observar que la cuarta condición, junto con la propuesta de Hertz de superficies cuadráticas de los dos cuerpos, definen la forma de la superficie de contacto. (Fischer, 2000).

Fischer (2000) aclara que el análisis original de Hertz es repasado para mejorar el entendimiento de los procesos de hendidura y la naturaleza del contacto entre sólidos elásticos. La revisión asume las siguientes condiciones para facilitar el análisis:

- El radio de curvatura de los cuerpos de contacto son grandes comparado con el radio del círculo de contacto. Con esta suposición se puede tratar cada superficie como la mitad del espacio elástico es decir cada cuerpo se estudia en la mitad bajo el eje de simetría.
- Las dimensiones de cada cuerpo son grandes comparadas con el círculo de contacto.

La primera condición es necesaria para asegurar principalmente que las superficies justamente fuera de la región de contacto aproximada, se acerca al plano de superficie de la mitad de espacio y en segundo lugar que los esfuerzos en la zona de contacto sean suficientemente pequeños para extenderse dentro del alcance de la teoría lineal de elasticidad. La segunda condición es obviamente necesaria para asegurar que el campo de esfuerzos calculados en la base de un sólido el cual es en extensión infinito, no están seriamente influenciados por la proximidad de esta frontera a la región altamente estresada. (Fischer, 2000).

Hertz en primera instancia hizo las superposiciones basado en observaciones que el área de contacto es en forma elíptica para cuando los cuerpos son tridimensionales. La teoría de Hertz no da cuenta de fuerzas tangenciales que pueden ser desarrolladas en aplicaciones donde la superficie desliza o continúan en tracción. (Shull, 2002).

2.2.1.-Superficies de Contacto

2.2.1.1.-Contacto Circular

Un área de contacto circular se forma cuando dos esferas entran en contacto, cuando una esfera entra en contacto con un plano o cuando dos cilindros entran en contacto con sus ejes cruzados en 90° (perpendicularmente). Los tres anteriores son casos especiales de contacto elíptico donde la simetría simplifica las ecuaciones. (Shull, 2002).

Las siguientes ecuaciones son las ecuaciones de Hertz para contacto circular:

$$\text{Módulo de Contacto } \frac{1}{E_c} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.1)$$

$$\text{Radio Relativo } \frac{1}{R_c} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (2.2)$$

El módulo de contacto expresa las características elásticas de cada cuerpo 1 y 2 efectivamente como una combinación en serie de resortes puesto que la rigidez es proporcional al módulo elástico en contacto plano. El radio relativo se expresa como una adición de curvaturas (o de radios inversos). Nótese que la curvatura es positiva para una superficie convexa y negativa para una superficie cóncava. Cualquier radio

puede ser positivo o negativo siempre y cuando el radio equivalente sea positivo, puesto que representa el radio equivalente de una esfera en contacto con un plano. Sistemas absolutamente diversos de superficies de contacto se comportan idénticamente si tienen idénticos el módulo de contacto y el radio relativo. El tamaño del contacto circular, es su efecto la magnitud del radio de la circunferencia de contacto, incrementa débilmente con el aumento de la carga P y el radio relativo, pero decrece débilmente con el incremento del módulo de contacto. (Shull, 2002).

$$\text{Radio del Círculo de Contacto } c = \left(\frac{3 * P * R_c}{4 * E_c} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.3)$$

La presión máxima es 1.5 veces la presión media y ocurre en el centro del área de contacto. Ambas superficies experimentan el mismo perfil de presión, el cual es un hemisferio que va a cero en la dirección de $r = c$. Debido a la tensión hidrostática en la región de contacto los materiales pueden aguantar una presión substancialmente más alta que su esfuerzo de cedencia. ⁽⁶⁶⁾

$$\text{Presión Máxima } p = \frac{3 * P}{2 * \pi * c^2} = \frac{1}{\pi} * \left(\frac{6 * P * E_c^2}{R_c^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.4)$$

Los materiales dúctiles son los primeros en ceder al punto del máximo esfuerzo cortante (2.5) justo debajo de la superficie. El esfuerzo cortante permisible es aproximadamente 58% del esfuerzo de tensión permisible. Los materiales frágiles fallan por fractura en el borde de contacto donde el esfuerzo de tensión es máximo (2.6). ⁽⁶⁵⁾

$$\text{Máximo Esfuerzo Cortante } \tau = 0,31 * p \text{ a una distancia } z = 0,48 * c \quad (2.5)$$

$$\text{Máximo Esfuerzo de Tensión } \sigma = \frac{p}{3} * (1 - 2 * \nu) \text{ a un } r = c \quad (2.6)$$

La deformación axial (2.7) refiere al acercamiento de puntos distantes en los dos cuerpos debidos sobre todo a la desviación en la región de contacto. Es obtenido por integración del esfuerzo del punto de contacto a los puntos distantes en los cuerpos. El esfuerzo va rápidamente a cero permitiendo que una integral impropia pueda ser limitada. La rigidez normal (2.8) es obtenida por la derivación de la

deflexión con respecto a la carga para conseguir complacencia al invertir este. (Shull, 2002).

$$\text{Desplazamiento Normal } \delta = \frac{c^2}{R_c} = \left(\frac{3 * P}{4 * E_c} \right)^{\frac{2}{3}} * \left(\frac{1}{R_c} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

$$\text{Rigidez Normal } k = 2 * E_c * c = \left(6 * P * R_c * E_c^2 \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

2.2.1.2.-Contacto Elíptico

Un área de contacto elíptico se forma cuando dos cuerpos tridimensionales cualquiera, cada uno descritos localmente por sus radios de curvatura ortogonales, entran en contacto, además el sistema de coordenadas ortogonales de un cuerpo puede ser rotado relativo al otro por un ángulo arbitrario α . EL contacto elíptico es la formulación general de la teoría de contacto. (Shull, 2002).

Cualquier radio puede ser positivo (convexo) o negativo (cóncavo), siempre y cuando todos los tres radios relativos (2.9) sean positivos. En primer lugar, R_c representa una esfera equivalente en contacto con un plano, mientras R_a y R_b , representan un toroide equivalente en contacto con un plano. El módulo de contacto permanece igual al módulo de contacto circular (2.1). Sistemas absolutamente diversos de superficies de contacto se comportan idénticamente si tienen idénticos el módulo de contacto y el radio relativo. ⁽⁶⁵⁾

$$\text{Radio Relativo } R_c = \sqrt{(R_a * R_b)} \quad (2.9)$$

$$R_a = \frac{1}{(A + B) - (A - B)} \quad R_b = \frac{1}{(A + B) + (A - B)}$$

$$A + B = \frac{1}{2} * \left(\frac{1}{R_{1xx}} + \frac{1}{R_{1yy}} + \frac{1}{R_{2xx}} + \frac{1}{R_{2yy}} \right)$$

$$A - B = \frac{1}{2} * \left\{ \left(\frac{1}{R_{1xx}} - \frac{1}{R_{1yy}} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_{2xx}} - \frac{1}{R_{2yy}} \right)^2 + 2 * \left(\frac{1}{R_{1xx}} - \frac{1}{R_{1yy}} \right) * \left(\frac{1}{R_{2xx}} - \frac{1}{R_{2yy}} \right) * \cos(2\alpha) \right\}^{\frac{1}{2}}$$

La expresión aproximada para la excentricidad de la elipse de contacto (2.10), es suficiente para geometrías prácticas. El radio de un contacto circular equivalente (2.11) contiene un factor F_1 de corrección que gradualmente disminuye de uno mientras el contacto se pone más elíptico. Los radios mayores y menores de la elipse del contacto (2.12) siguen de la excentricidad y del radio equivalente. La presión máxima (2.13) difiere de la forma de contacto circular solamente en que el perfil de presiones es semi-elipsoidal que llega al valor cero en el borde de la elipse de contacto. El máximo esfuerzo cortante y la profundidad debajo de la superficie (2.14) son muy similares al contacto circular. Las ecuaciones proporcionadas son ajustes de curva dados por Johnson en 1985. El esfuerzo tensor orientado radialmente a los radios del contacto mayores y menores (2.15) incrementan diferentes entre si (y el esfuerzo tensor del contacto circular) mientras el contacto se pone más elíptico. El esfuerzo tensor σ_a en el mayor radio es máximo. (Shull, 2002).

$$\text{Exentricidad de la elipse de contacto } e^2 = 1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2 \cong 1 - \left(\frac{R_b}{R_a}\right)^{\frac{4}{3}} \quad (2.10)$$

$$\text{Radio de contacto equivalente } c = \sqrt{a * b} = \left(\frac{3 * P * R_c}{4 * E_c}\right)^{\frac{1}{3}} * F_1 \quad (2.11)$$

$$\text{Radio de contacto mayor y menor } a = c * (1 - e^2)^{-\frac{1}{4}} \quad b = c * (1 - e^2)^{\frac{1}{4}} \quad (2.12)$$

$$\text{Máxima presión } p = \left(\frac{3 * P}{2 * \pi * c^2}\right) = \left(\frac{3 * P}{2 * \pi * a * b}\right) \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} \text{Máximo esfuerzo cortante } \tau &\cong p * \left\{ 0.303 + 0.0855 * \left(\frac{b}{a}\right) - 0.808 * \left(\frac{b}{a}\right)^2 \right\} \\ z &\cong b * \left\{ 0.7929 - 0.3207 * \left(\frac{b}{a}\right) \right\} \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzode Tensión en a y b } \sigma_a &= p * (1 - 2\nu) * \left(\frac{b}{a * e^2}\right) * \left\{ \frac{1}{e} * \tanh^{-1}(e) - 1 \right\} \\ \sigma_b &= p * (1 - 2\nu) * \left(\frac{b}{a * e^2}\right) * \left\{ 1 - \left(\frac{b}{a * e^2}\right) * \tan^{-1}\left(\frac{e * a}{b}\right) \right\} \end{aligned} \quad (2.15)$$

El desplazamiento normal (2.16) y la rigidez normal (2.17) difieren de la forma de contacto circular solamente por los factores de corrección F_1 y F_2 . La ecuación 2.18 proporciona ajustes de la curva a los valores exactos de F_1 y F_2 .⁽⁶⁵⁾

$$\text{Desplazamiento Normal } \delta = \frac{c^2}{R_c} * \frac{F_2}{F_1^2} = \left(\frac{a * b}{R_c} \right) * \frac{F_2}{F_1^2} \quad (2.16)$$

$$\text{Rigidez Normal } k = \frac{2 * E_c * c}{F_1 * F_2} \quad (2.17)$$

$$F_1 \cong 1 - \left[\left(\frac{R_a}{R_b} \right)^{0.0602} - 1 \right]^{1.456} \quad F_2 \cong 1 - \left[\left(\frac{R_a}{R_b} \right)^{0.0684} - 1 \right]^{1.531} \quad (2.18)$$

2.2.1.3.-Línea de Contacto

Según Shull, (2002), en este caso el área de contacto es asumida para tener anchura constante $2b$ sobre la longitud de contacto $2a$., aquí P es la carga lineal (carga por longitud de contacto), en lugar de la carga real. Un caso particular de este, es el contacto entre un cilindro y un plano.

El módulo del contacto (2.1) y el radio relativo (2.2) permanecen igual que en el contacto circular. Las ecuaciones restantes de Hertz para la línea contacto son similares pero algo diferente de los del contacto elíptico. La media anchura del contacto (2.19) varía más rápidamente con la carga, $1/2$ versus $1/3$, pero el área de contacto varía más lento con la carga, $1/2$ versus $2/3$. La presión máxima (2.20) está algo más cercano a la presión media, $4/\pi$ versus $3/2$. El esfuerzo cortante máximo (2.21) es casi la misma proporción a la presión máxima pero ocurre más profundamente. No hay esfuerzo de tensión para el contacto lineal. (Shull, 2002).

$$\text{Half width contact } b = \left(\frac{4 * P * R_c}{\pi * E_c} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.19)$$

$$\text{Máxima presión } p = \left(\frac{2 * P}{\pi * b} \right) = \left(\frac{P * E_c}{\pi * R_c} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.20)$$

$$\text{Máximo esfuerzo cortante } \tau = 0.30 * p \quad a \quad z = 0.78 * b \quad (2.21)$$

El desplazamiento normal (2.22) y la rigidez normal (2.23) ahora dependen de la distancia que los puntos de referencia d_1 y d_2 forman con el punto de contacto. Esto ocurre porque la teoría de dos dimensiones permite solamente que la carga se separe hacia fuera en una dirección. Estas expresiones son aproximadas si las características elásticas entre los dos cuerpos son diferentes. ⁽⁶⁵⁾

$$\text{Desplazamiento Normal } \delta = \left(\frac{P}{\pi * E_c} \right) * \left\{ \ln \left(\frac{4 * d_1}{b} \right) + \ln \left(\frac{4 * d_2}{b} \right) - 1 \right\} \quad (2.22)$$

$$\text{Rigidez Normal } k = \frac{2 * E_c * a * \pi}{\ln \left(\frac{4 * d_1}{b} \right) + \ln \left(\frac{4 * d_2}{b} \right) - 2} \quad (2.23)$$

2.2.2.-Teorías de Contacto en problemas Tangenciales.

De acuerdo con Jiménez, 2002, la teoría de Hertz da cuenta solo de aplicación de cargas normales, sin embargo cuando se consideran dos sólidos en contacto por la acción de una fuerza normal y con un movimiento relativo se dice que estamos en presencia de un problema tangencial.

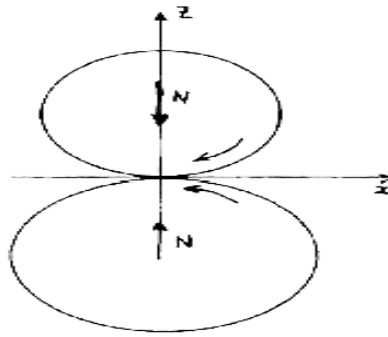
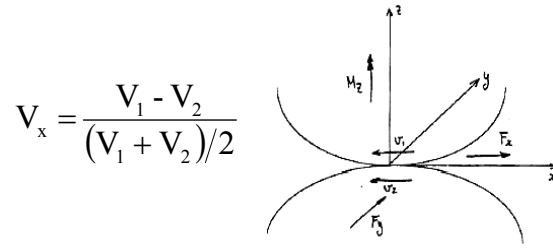


Figura 1. Fuerza tangencial, producido por movimiento relativo y fuerza normal. ⁽³⁷⁾

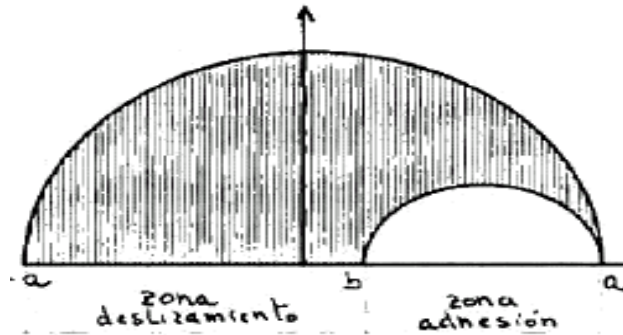
El problema tangencial pretende determinar la relación entre las velocidades y las fuerzas tangenciales, para ya, calculadas estas relaciones y usando las ecuaciones de la elasticidad calcular las tensiones en el material. En este caso las velocidades tangenciales de los sólidos no son iguales, no hay contacto de rodadura, por lo cual el deslizamiento se cuantifica con un parámetro adimensional: el “pseudo-deslizamiento”. (Jiménez, J., 2002).

Figura 2. “pseudo-deslizamiento”.⁽³⁷⁾

En la literatura se encuentran diversas aproximaciones para el estudio de este caso, entre las cuales destacan:

2.2.2.1.-Aproximación de Carter

Carter considera el caso de dos cilindros de ejes paralelos, aquí se produce deslizamiento en la dirección de rodadura, dividiendo la zona de contacto en dos partes: zona de adhesión y zona de deslizamiento. La distribución de fuerzas de rozamiento las obtiene como diferencia de dos distribuciones circulares.⁽³⁷⁾

Figura 3. Aproximación de Carter. Zona de adhesión y zona de deslizamiento.⁽³⁷⁾

Carter calcula las dimensiones tanto de la zona de deslizamiento como la de

$$\text{adhesión: } \frac{b}{a} = \frac{|V_x| * \rho}{2 * \mu * a} - 1$$

Donde \$m\$ es el coeficiente de rozamiento y \$a\$ es el semi-ancho de la zona de

$$\text{contacto Siendo: } V_x = \frac{V_1 - V_2}{(V_1 + V_2)/2} \quad \frac{1}{\rho} = \frac{1}{4} * \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

En el caso de rodadura pura, no hay zona de deslizamiento (\$v_x=0\$), en el caso de deslizamiento puro, la zona de adhesión desaparece por completo.

La fuerza total de rozamiento varía entre 0 y \$\mu * N\$

$$\text{Si } 0 < \frac{|V_x| * \rho}{\mu * a} < 4 \text{ entonces } F_x = \mu * N * \left(\frac{\pi * \left(a^2 - \frac{(a-b)^2}{4} \right)}{\pi * a^2} \right)$$

2.2.2.2.-Aproximación de Johnson

Johnson Generaliza la teoría de Carter para pseudo-deslizamientos longitudinal y transversal y spin nulo, aproxima la zona de adhesión por un área elíptica y la distribución de fuerzas de rozamiento es diferencia de dos distribuciones semi-elipsoidales. (Jiménez, J., 2002).

2.2.2.3.-Aproximación de Haines y Ollerton

Haines y Ollerton estudiaron el problema tangencial considerando deslizamiento en la dirección de rodadura, consideran la teoría de Carter aplicable en “láminas” de la zona de contacto paralelas a la dirección de rodadura. (Jiménez, J., 2002).

De la teoría de Carter tienen:

$$\frac{b}{a} = \frac{|V_x| * \rho}{2 * \mu * a} - 1 \quad b = \frac{|V_x| * \rho}{2 * \mu} - a$$

Suponiendo constantes V_x y ρ , se tiene: $b + a = \frac{|V_x| * \rho}{2 * \mu} = \text{constante}$ El

límite posterior de la zona de adhesión se mantiene a distancia constante del límite posterior de la zona de contacto.

2.2.2.4.-Teoría General de Kalker

La teoría general de Kalker pretende relacionar los pseudos-deslizamientos con las fuerzas tangenciales y el momento según z . La resolución del problema normal proporciona las dimensiones de la superficie de contacto y la distribución normal de presiones. Los problemas normal y tangencial se suponen independientes.

La compresión y la fricción producen deformaciones que afectan a las velocidades de deslizamiento. (Jiménez, J., 2002).

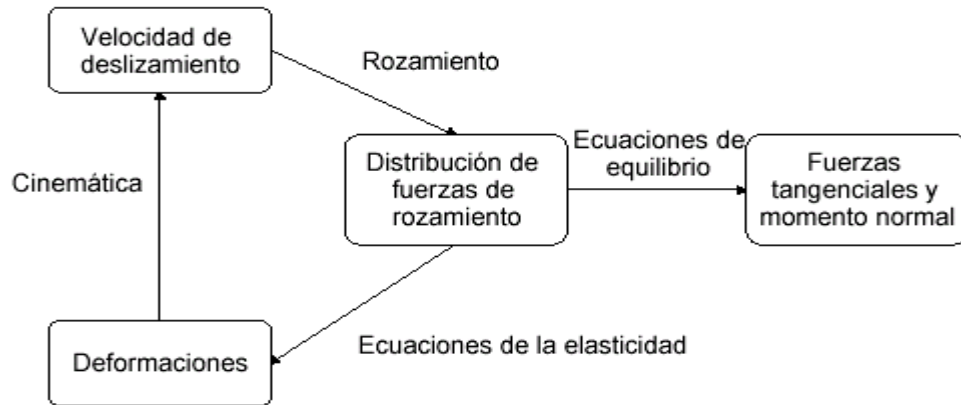


Figura 4. Teoría general de Kalker. ⁽³⁷⁾

2.3.-Parámetros que afectan el contacto Esfera – Plano

2.3.1.-Carga Normal

Tomando en consideración el contacto esfera-plano, al cual se le ha aplicado una presión normal (Fig.1), se enmarca la nomenclatura con el índice 1 y los valores sin índice (cuando esto no se precise) al plano, mientras que el índice 2 corresponde al material de la esfera. Los símbolos E_1 y E_2 corresponden respectivamente a los módulos de elasticidad (Young) del plano y la esfera. Los coeficientes de Poisson del plano y la esfera son designados por ν_1 y ν_2 . (Zambelli, G., Vincent, L., 1998).

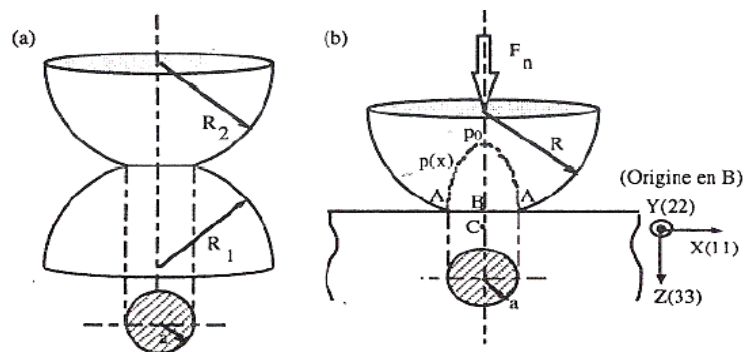


Figura 5. a. Contacto Esfera-Plano; b. Condiciones del contacto Esfera-Plano. ⁽⁷²⁾

Se determina el radio equivalente R por $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ como es

contacto esfera-plano se tiene que $R_1 = \infty$ y queda que $R = R_2$.

El módulo de elasticidad efectivo E^* se obtiene por la siguiente relación:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

Finalmente el radio de contacto “a” es igual a: $a = \left(\frac{3 * F_N * R}{4 * E^*} \right)^{\frac{1}{3}}$

La deformación de la superficie es igual a: $\delta_o = \frac{a^2}{R} = \left(\frac{9 * F_N^2}{16 * R * (E^*)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$

La presión máxima aplicada en el centro de la superficie p_o es igual a:

$$p_o = \frac{3 * F_N}{2 * \pi * a^2} = \left(\frac{6 * F_N * (E^*)^2}{\pi^3 * R^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \frac{3}{2} * P_m \text{ Donde } P_m \text{ es la presión media.}$$

De lo anterior tenemos que: $F_N = \frac{\pi^3 * R^2}{6 * (E^*)^2} * P_o^3$

Las expresiones de esfuerzos en el interior del plano, dentro del espacio 3D, pueden ser expresados bajo una forma analíticamente simple [Hamilton 1983]. Dentro del plano medio X, Z se tienen las relaciones simplificadas de los componentes de los tensores asociados al esfuerzo normal F_N ($y=0$). (Zambelli, G., Vincent, L., 1998).

$$\sigma_{11}^N = \frac{p_o}{a} \left[(1 + \nu)z\Phi + \frac{1}{x^2} \left\{ Mza\nu + \frac{1 - 2\nu}{3} (NS + 2AN + a^3) - (1 - \nu)Nz^2 \right\} - N - \frac{Mza}{S} \right]$$

$$\sigma_{22}^N = \frac{p_o}{a} \left[(1 + \nu)z\Phi - \frac{1}{x^2} \left\{ Mza\nu + \frac{1 - 2\nu}{3} (NS + 2AN + a^3) - (1 - \nu)Nz^2 \right\} - 2N\nu \right]$$

$$\sigma_{33}^N = \frac{p_o}{a} \left[\frac{azM}{S} - N \right]; \sigma_{13}^N = \frac{p_o}{a} \left[-z \left\{ \frac{xN}{S} - \frac{xzH}{G^2 + H^2} \right\} \right] \text{ y } \sigma_{12}^N = \sigma_{23}^N = 0$$

Donde:

$$A = x^2 + z^2 - a^2, S = (A^2 + 4a^2 z^2), M = \left(\frac{S+A}{2} \right)^{\frac{1}{2}}, N = \left(\frac{S-A}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\Phi = \tan^{-1} \left(\frac{a}{M} \right), G = M^2 - N^2 + zM - aN, H = 2MN + aM + zN$$

Para el caso particular donde $X = 0$, la longitud del eje Z , las expresiones son más validas y deben ser reemplazadas por las siguientes:

$$\sigma_{11}^N = \sigma_{22}^N = \frac{p_o}{a} \left[(1 + \nu) \left(z \tan^{-1} \left(\frac{a}{z} \right) - a \right) + \frac{a^3}{2(a^2 + z^2)} \right]; \sigma_{33}^N = \frac{p_o}{a} \left[\frac{a^3}{a^2 + z^2} \right]$$

Las otras componentes son nulas.

Todos los esfuerzos de la superficie son en compresión a excepción de los bordes del contacto donde ellos son esfuerzos de tensión:

$$\sigma_{11}^a = -\sigma_{22}^a = -\frac{(1 - 2\nu)}{3} * p_o = 0.13 * p_o \text{ para } \nu = 0.3$$

$$\text{En el centro de contacto en la superficie: } \sigma_{11}^0 = \sigma_{22}^0 = -\frac{(1 + 2\nu)}{2} * p_o \text{ y } \sigma_{33}^0 = p_o$$

Es en el eje de las Z , bajo la capa y a la profundidad de $Z = 0.48$, que el esfuerzo cortante y el equivalente de Von Misses son máximos. De este modo para $\nu = 0.3$ el valor del esfuerzo cortante máximo $\tau_{\max}$ en el punto es igual a $0.31 p_o$.⁽⁷¹⁾

Comparando los tamaños de los esfuerzos en cada punto principal del área de contacto:

$$\tau_{\max(A)} = \frac{|1 - 2\nu|}{3} p_o = 0.13 p_o, \tau_{\max(B)} = \frac{|1 - 2\nu|}{4} p_o = 0.10 p_o$$

La presión de la primera deformación plástica, identificada para los dos criterios de plasticidad (Tresca y Von Misses) es: $P_{oy}(c) = \frac{k}{0.31} = 1.60 \sigma_y$

De la misma manera se deduce la fuerza normal límite de la primera deformación plástica ajo la capa:

$$F_{Ny}(c) = \frac{\pi^3 R^2}{6E^2} p_o^3 y(c) = 21 \frac{R^2 \sigma_y^3}{E^2}$$

Las formulaciones planteadas anteriormente no toman en consideración la influencia de la fricción debido a la naturaleza idéntica, ninguna deformación relativa aparece en la interfase de los dos sólidos. Sin embargo para materiales diferentes, las deformaciones serán diferentes creando una deformación relativa susceptible de integrar un alojamiento por fricción. (Zambelli, G., Vincent, L., 1998).

2.3.2.-Carga Tangencial

De acuerdo a Zambelli y Vincent (1998) muy a menudo un desplazamiento tangencial dinámico está asociado a la carga aplicada. En algunos casos el sólido puede rodar, si ningún movimiento de rotación es posible está entonces en rozamiento. Al desplazamiento impuesto se le asocia a un esfuerzo tangencial que se mide. La ley de fricción de Coulomb es aplicada aquí a un enfoque local, por el principio de Amontons, por lo cual en todo el contacto, el esfuerzo cortante $q(x, y)$ es

$$\text{proporcional a la presión: } \mu = \frac{|q(x, y)|}{|p(x, y)|}$$

Se supone que las distribuciones hertzianas de carga no son modificadas por sollicitaciones tangenciales. Esto es verificado cuando ambos sólidos tienen propiedades idénticas. En el caso asociado al contacto de dos materiales diferentes, y para el contacto esfera-plano, la influencia sobre las características mecánicas pueden ser estimadas con la ayuda de la variable γ [Bufler 1959] y del parámetro β midiendo la diferencia de las propiedades elásticas entre los dos sólidos dados por [Dundurs 1975]. (Zambelli, G., Vincent, L., 1998).

$$\beta = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\left(\frac{1-2\nu_1}{G_1} \right) - \left(\frac{1-2\nu_2}{G_2} \right)}{\left(\frac{1-\nu_1}{G_1} \right) + \left(\frac{1-\nu_2}{G_2} \right)} \right\} \quad \text{Donde } G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

Donde G es el módulo de elasticidad de corte y $\gamma \cong -\frac{\beta^* \mu}{\pi}$

Si γ queda inferior a 0,06, la distribución de corte que queda no cambia. Diferentes cálculos muestran que para β inferior a 0,21 y en el caso general de

coeficientes de fricción menores a 1, el efecto de las diferentes propiedades mecánicas es despreciable y la distribución hertziana y el campo cortante son válidos. (Zambelli, G., Vincent, L., 1998).

Según Zambelli y Vincent (1998) en el caso de contacto esfera-plano bajo esfuerzo tangencial, la distribución de corte es idéntica al signo que tiene la presión, la única componente no nula es orientada según la dirección asociada al deslizamiento en el eje de las X, se obtiene entonces:

$$F_q(x, y) = \pm \mu p(x, y) = \pm \mu p_o \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

El signo (-) está asociado al sentido positivo del deslizamiento, puesto que la fuerza de fricción se opone siempre al sentido del desplazamiento. Para las expresiones de tensor de esfuerzo en todos los puntos del plano se utiliza la formulación simplificada de Hamilton 1983. En los planos x, z (y = 0) obtenemos las siguientes relaciones (componentes de tensor asociado a una carga tangencial F_T)⁽⁷¹⁾:

$$\begin{aligned} \sigma_{11}^T &= \frac{\mu p_o}{a} \left[-x \left(1 + \frac{\nu}{4} \right) \Phi - \frac{aM}{2x^3} (S\nu - 2A\nu + z^2) + \frac{aM}{x} \left(1 - 2\nu + \frac{z^2}{S} + \frac{7\nu}{4} \right) + \right. \\ &\quad \left. \frac{zN}{2x^3} \left[\left(\frac{S}{6} + \frac{A}{3} \right) (1 - 2\nu) + \frac{1}{2} (z^2 + 3a^2) \right] + \frac{zN}{x} \left(\frac{a^2}{S} - \frac{\nu + 7}{4} \right) + \frac{2a^3 z}{3x^3} (2\nu - 1) \right] \\ \sigma_{22}^T &= \frac{\mu p_o}{a} \left[\frac{-3x\Phi\nu}{4} + \frac{aM}{2x^3} [\nu(S - 2A + x^2)] + \frac{3\nu aM}{4x} - \frac{zN}{2x^3} \left[\left(\frac{S}{6} + \frac{A}{3} \right) (1 - 2\nu) + \frac{1}{2} (z^2 + 3a^2) \right] - \right. \\ &\quad \left. \frac{zN}{x} (1 - 3\nu) + \frac{2a^3 z}{3x^3} (1 - 2\nu) \right] \\ \sigma_{33}^T &= \frac{\mu p_o}{a} \left[\frac{zN}{2x} \left[1 - \frac{x^2 + z^2 + a^2}{S} \right] \right] \\ \sigma_{22}^T &= \frac{\mu p_o}{a} \left[\frac{3z\Phi}{2} + \frac{a zM}{x^2} \left(2 - \frac{x^2}{S} \right) + \frac{N}{x^2} \left(z^2 + \frac{3}{4} (S - 2A + x^2) \right) - \frac{N}{4} \left(1 + \frac{3z^2}{x^2} \right) \right] \\ \sigma_{12}^T = \sigma_{23}^T &= 0 \quad \text{Para } x = 0, \quad \sigma_{22}^T = \frac{\mu p_o}{a} \left[-a + \frac{3}{2} z \tan^{-1} \left(\frac{a}{z} \right) - \frac{az^2}{2(a^2 + z^2)} \right] \end{aligned}$$

Las otras componentes son nulas.

2.3.3.-Cargas Combinadas (Normal y Tangencial)

De acuerdo a Zambelli y Vincent (1998) a las componentes asociadas a la carga normal, se superpone la carga tangencial inducida para obtener el estado de carga global $\sum = \sum^Q + \sum^P$

El cálculo general de esfuerzo se pone de manifiesto en la primera deformación plástica, inicialmente observada bajo la capa, para un contacto sin fricción, remontada progresivamente en la superficie, con el argumento del coeficiente de fricción. (Zambelli, G., Vincent, L., 1998).

Cuando el coeficiente de fricción es superior a 0,3 la primera deformación plástica σ_e , será observada en el borde del área de contacto, en la superficie, sobre el eje medio de deslizamiento, se encuentra también en este punto el máximo esfuerzo principal σ_1 , en cambio el máximo esfuerzo cortante se sitúa en el interior del contacto. ⁽⁷¹⁾

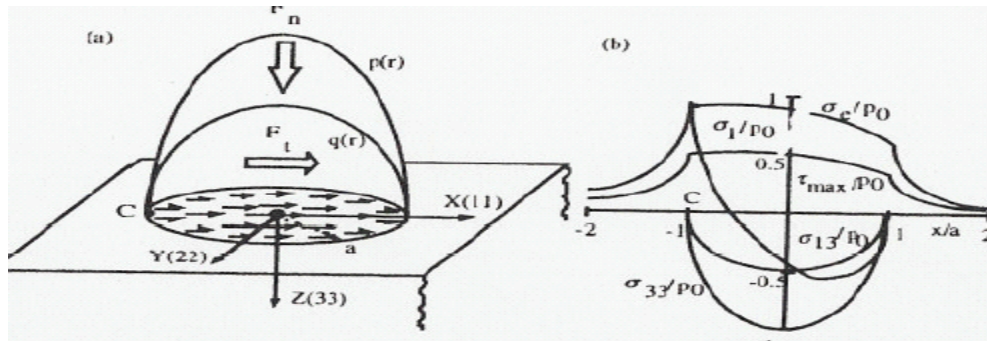


Figura 6. Cargas combinadas. ⁽⁷¹⁾

$$\sum_C \left\{ \begin{aligned} \sigma_{11} &= \sigma_{11}^{Ft} + \sigma_{11}^{Fn} = p_o \left(\frac{4+\nu}{8} \pi \mu + \frac{1-2\nu}{3} \right) \\ \sigma_{22} &= \sigma_{22}^{Ft} + \sigma_{22}^{Fn} = p_o \left(\frac{3\nu}{8} \pi \mu + \frac{1-2\nu}{3} \right) \end{aligned} \right\}$$

Las otras componentes son nulas, el estado de carga inducido por la carga tangencial se reúne en un estado bi-axial. Puesto que $\sigma_{22} \leq 0$ tal que

$$\mu \leq \pi \left[\frac{8(1-2\nu)}{9\nu} \right] = 3,72 \text{ mientras que } \sigma_{1(C)} = \sigma_{11}, \sigma_2 = \sigma_{22}, \sigma_3 = \sigma_{33}$$

El cortante en C es: $\tau_{\max(C)} = \frac{\sigma_{11}}{2} = p_o \left(\frac{4+\nu}{8} \pi\mu + \frac{1-2\nu}{3} \right)$

El esfuerzo cortante equivalente de Von Mises es:

$$\sigma_{e(C)} = \frac{p_o}{\sqrt{2}} \left[(\pi\mu)^2 \left(\frac{7\nu^2 - 4\nu + 16}{32} \right) + (\pi\mu) \left(\frac{2\nu^2 - 5\nu + 2}{6} \right) + \left(\frac{2(1-2\nu)}{3} \right)^{1/2} \right]$$

Las presiones límites de plasticidad son respectivamente:

$$p_{o(C) \text{ Tresca}} = \frac{2k}{\left(\frac{4+\nu}{8} \right) \mu\pi + \frac{1-2\nu}{3}}$$

$$p_{oy(C) \text{ Von Mises}} = \frac{\sigma_y \sqrt{2}}{\left[(\mu\pi)^2 \left(\frac{7\nu^2 - 4\nu + 16}{32} \right) + (\mu\pi) \left(\frac{2\nu^2 - 5\nu + 2}{6} \right) + \left(\frac{2(1-2\nu)}{3} \right) \right]^{1/2}}$$

Las fuerzas normales límites correspondientes son:

$$F_{N(C) \text{ Tresca}} = \left(\pi p_{oy(C) \text{ Tresca}} \right)^3 \frac{R^2}{6E^2}$$

$$F_{N(C) \text{ Von Mises}} = \left(\pi p_{oy(C) \text{ Von Mises}} \right)^3 \frac{R^2}{6E^2}$$

2.3.4.-Fricción y Deslizamiento

En la mayoría de las ecuaciones presentadas y utilizadas en la descripción del contacto entre dos cuerpos elásticos, no toman en cuenta algún efecto de fricción entre la figura de muesca y la superficie de muestra (fricción interfacial). En verdad una de las condiciones de borde originales del análisis de Hertz fue que el contacto era sin fricción. Ahora aunque tal suposición puede ser aceptada para un gran número de casos de interés práctico, no obstante es importante poseer alguna noción de los efectos de la fricción interfacial, para los casos en los cuales la fricción es un parámetro importante. (Fischer, A. 2000).

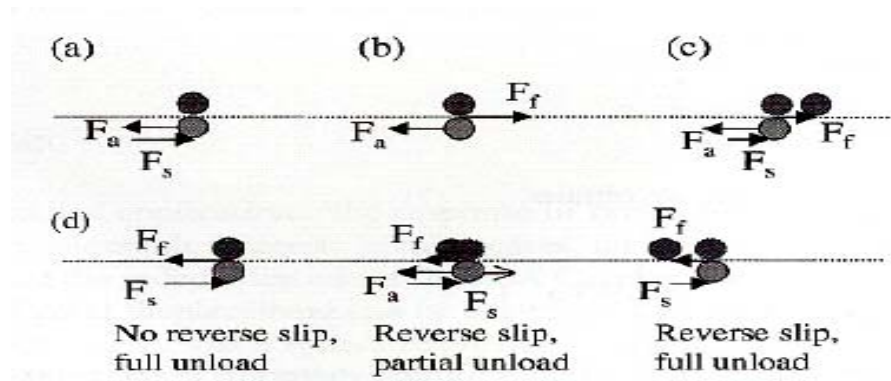


Figura 7. Casos de fricción entre dos cuerpos. ⁽²¹⁾

Según Fischer, A. (2000), la figura anterior (Figura 7) demuestra cuatro escenarios diferentes relacionados con la fricción interfacial. Se consideran dos puntos, sobre la figura de hendidura y sobre la superficie de muestra, los cuales vienen dentro del contacto durante una carga de muesca. Para los efectos de la discusión de fricción, se asume que tanto la figura de hendidura como la muestra, tienen propiedades elásticas diferentes, con el módulo de elasticidad de la figura de muesca mucho mayor que el de la muestra.

Como se muestra en la figura 7, para la condición de deslizamiento puro (no fricción) en carga, puntos, tanto sobre la figura de hendidura como de la figura de la muestra se mueven dentro y alrededor del eje de simetría, bajo la influencia de la fuerza aplicada, F_a . Las fuerzas de no fricción son confusas. El movimiento de los puntos dentro del material de la muestra genera fuerzas internas F_s (para los esfuerzos armados en el material) las cuales son proporcionales al desplazamiento relativo. En la descarga las fuerzas disminuyen, en tanto la fuerza aplicada decrece. Los puntos sobre la superficie se mueven al revés de su posición original. (Fischer, A. 2000).

Considere ahora el caso de no deslizamiento (full adhesión en el contacto). Como se muestra en la figura anterior), en carga, los puntos sobre la superficie de la muestra necesitan moverse en el interior, bajo la influencia de la fuerza aplicada F_a , pero son prevenidas de la acción también por la fuerza de fricción F_f . La fuerza aplicada F_a es balanceada por la fuerza de fricción F_f . En descarga la fuerza de

fricción disminuye, como la fuerza aplicada decrece. Los puntos en las dos superficies permanecen en su posición original. (Fischer, A. 2000).

En el caso de deslizamiento parcial, la carga y la descarga pueden ser consideradas separadamente. En carga los puntos sobre la superficie de la muestra desean moverse dentro, bajo la influencia de la fuerza aplicada F_a . Algunos puntos son prevenidos de la acción también de la fuerza de fricción, las cuales debido a la magnitud local de las fuerzas normales, son bastantes grandes para alancear la fuerza aplicada. Para otros puntos la fuerza aplicada es mayor que la fuerza de fricción, y estos puntos se mueven dentro del deslizamiento que ocurre entre las superficies. Para estos puntos que tienen deslizamiento, la fuerza de fricción ha alcanzado el valor máximo. Las fuerzas internas pueden aun incrementarse con el aumento de la carga. El movimiento relativo ocurre hasta la fuerza interna F_s adicional a la máxima fuerza de fricción F_r opuesta a la fuerza aplicada. La fuerza de fricción es ahora aplicada por un nuevo punto de muesca, la cual vienen dentro del contacto, con el punto sobre la superficie de la muestra. Ahora a full carga, la aplicación de la fuerza en el punto que ha deslizado, es balanceado por la suma de la fuerza máxima de fricción y la fuerza interna. La fuerza de fricción surge cuando hay carga cortante relativa sobre las superficies en contacto. La magnitud de la fuerza de fricción es igual y opuesta a la fuerza cortante y alcanza un valor máximo dependiendo del coeficiente de fricción y la magnitud de la fuerza normal entre la superficie y este punto. (Fischer, A. 2000).

Consideremos las fuerzas entre dos puntos que tienen deslizamiento durante la carga, tal como se demuestra en la figura 7. Si la fuerza aplicada es ligeramente suavizada entonces la fuerza de fricción disminuye. El movimiento no relativo de los puntos hace que la fuerza interna permanezca constante. Como la carga es reducida, la fuerza de fricción se reduce y eventualmente son reducidas a cero. A este punto la aplicación de la carga es balanceada enteramente por la fuerza externa, y no hay fuerzas cortantes entre las superficies, como la fuerza es reducida más allá, la fuerza de fricción muestra acción sobre las superficies. Las fuerzas internas son ahora balanceadas tanto por la fuerza de fricción como por la fuerza aplicada, como la fuerza aplicada es reducida, la fuerza de fricción contraria incrementa a un valor

máximo. El movimiento no relativo de las superficies, ocurre cuando todavía no hay reducción de las fuerzas internas. En el límite de la adhesión, la fuerza de fricción ha llegado a un valor máximo y algún alejamiento de la reducción en la carga aplicada resulta del movimiento de las superficies. Esto tiene el efecto de disminuir las fuerzas internas (esfuerzos internos empiezan a descansar). En este punto ocurre un deslizamiento opuesto. La fuerza de fricción permanece en su valor máximo, tanto como la carga aplicada decrece. Como la fuerza aplicada es reducida a cero, la fuerza de fricción permanece en su valor máximo y es balanceada por las fuerzas internas residuales. Durante la descarga el valor límite de la fuerza de fricción nunca puede ser alcanzado (la fuerza aplicada es reducida a cero con fuerzas de fricción continuas), para incrementar y balancear las fuerzas internas. Esto también resulta en el material de la muestra que contiene efectos residuales (una gran magnitud que podría dar resultado si ha ocurrido un deslizamiento opuesto). (Fischer, A. 2000).

El efecto de fricción interfacial es para crear una región interna de contacto de full adhesión, con una anulación externa donde las superficies tienen deslizamiento. El radio interno de esta anulación es llamado “radio de deslizamiento”, considerando el radio exterior es el radio del círculo de contacto. Para el caso de full deslizamiento, el radio de deslizamiento es cero. Para el caso de no deslizamiento, el radio de deslizamiento es igual al radio de contacto. (Fischer, A. 2000).

2.3.5.-Rugosidad

De acuerdo a Fischer, A. 2000 uno de los parámetros más significativos y con todo generalmente más considerado se refiere a la topografía del contacto. En efecto la hipótesis de cálculo coloca hipótesis de superficies perfectas sin discontinuidades. Ahora bien toda superficie presenta discontinuidades vinculadas a su rugosidad y a la superficie real de contacto que por definición es diferente a la aparente, por lo que algunas zonas de contacto son tratadas y otras no. Se puede citar en este aspecto el modelo de [Greenwood y Williamson 1966]. En particular se observa que la carga que soporta una rugosidad es localmente superior a la distribución de Hertz, va a sufrir una deformación plástica, al mismo tiempo que el cálculo global de Hertz sigue

siendo elástica. Estos sub-esfuerzos y la deformación plástica que resultan son causa de las múltiples leyes de desgaste y formación de grietas.

Además de los aspectos de rugosidad es también extremadamente importante, considerar la evolución en el tiempo del contacto. Efectivamente durante las pruebas, el desgaste de la superficie, la formación y aglomeración de grietas y la geometría del contacto se encuentran profundamente modificadas, por lo que la hipótesis de Hertz válida para los primeros momentos de la prueba, rápidamente se vuelve caduca. (Fischer, A. 2000).

2.3.6.-Lubricación

Los procesos tribológicos están relacionados en general con interacciones físicas directas entre el movimiento relativo entre dos superficies. Todos estos procesos pueden ser modificados por los procesos de lubricación. El propósito de la lubricación es separar las superficies en movimiento relativo con una película de un material el cual puede tener baja resistencia sin causar daño a las superficies. Dependiendo de la densidad del lubricante, la distribución del lubricante en la separación entre superficies y los grados de conformidad geométrica, se pueden distinguir diferentes modos de lubricación. (Horst, C., 2002).

2.3.6.1.-Lubricación hidrodinámica

En los procesos de lubricación hidrodinámica de un sistema tribológico, una película de fluido continuo es colocada entre las superficies en movimiento relativo con la finalidad de minimizar fricción y eliminar desgaste. El comportamiento tribológico de un sistema lubricado hidrodinámicamente es principalmente determinado por los dos siguientes puntos:

La resistencia al movimiento es dada por la “fricción interna” del fluido, la resistencia cortante o “viscosidad” de la película del fluido. (Horst, C., 2002).

Los efectos de desgaste son eliminados si la geometría de las superficies es tal que la presión de carga-continua se concentre en la película del lubricante durante los

movimientos principales de las superficies para una completa separación de las mismas. (Horst, C., 2002).

Los siguientes aspectos son importantes para la transmisión y disipación de energía mecánica de un sistema lubricado hidrodinámicamente:

- (a) La influencia de las variables de operación como carga, velocidad, temperatura, presión y grosor de película generada en el lubricante.
- (b) La relación entre (a) y el sistema geométrico, los materiales y los parámetros del lubricante.
- (c) La cantidad de energía mecánica disipada y el valor del coeficiente de fricción, dependiendo de (a) y (b).
- (d) Los límites de lubricación hidrodinámica en relación a (a), (b) y (c).

2.3.6.2.-Lubricación elasto-hidrodinámica

El modo de lubricación hidrodinámica ha sido utilizado principalmente para sistemas de alta “conformidad geométrica”, como rodamientos inclinados. En estos casos las superficies se asumen que permanecen completamente rígidas bajo la operación. En los casos de mala conformidad geométrica, como e las situaciones de contacto Hertziano concentrado, los efectos de la deformación elástica de las superficies deben tomarse en cuenta. Debido a la alta presión encontrada en contactos hertzianos lubricados, los efectos de la presión encontrada en la viscosidad de los lubricantes deben ser considerados también. Todo esto nos induce el concepto de lubricación elastohidrodinámica (EHD). (Horst, C., 2002).

Las principales características de la lubricación elastohidrodinámica serán discutidas en dos pasos: Primeramente, es estudiada la teoría EHD de superficie lisa isotérmica y en segundo los efectos de temperatura y rugosidad de superficie. (Horst, C., 2002).

Considerando un sistema lubricado cilindro-plano deformado elásticamente bajo la acción de una carga, la situación es determinada por las siguientes ecuaciones:

- Ecuación hidrodinámica:

La ecuación unidimensional de Reynolds en su forma integrada

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta \frac{h - \bar{h}}{h^3} \quad P: \text{presión} \quad \eta: \text{viscosidad} \quad v: \text{velocidad}$$

- Ecuación de elasticidad:

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r} + h_{\text{elast}}$$

La h_{elast} viene dada por:

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2r} - \frac{2}{\pi E} \int_{s_1}^{s_2} p(s) \ln(x-s)^2 ds + \text{const}$$

- Relación presión-viscosidad:

Asumiendo que el fluido es incompresible y que es una situación dada isotérmicamente, la relación viene dada por la siguiente ecuación exponencial.

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha p} \quad \eta: \text{coeficiente de presión-viscosidad.}$$

La solución de un problema EHD involucra un procedimiento iterativo para establecer una compatibilidad entre las ecuaciones (i), (ii) y (iii). Estas iteraciones se realizan asumiendo algunas variables. (Horst, C., 2002).

En situaciones reales, sin embargo, dos aspectos más deben ser considerados:

- La disipación de energía con el lubricante, la generación de temperatura entre las superficies y su influencia en la viscosidad del lubricante y el grosor de película.
- La rugosidad de la superficie y su influencia en la forma de la película y el efecto de interacciones ásperas.

2.3.6.3.-Lubricación mixta:

Según Horst, C., 2002 una explicación simple del régimen de lubricación mixta es asumir que la carga total aplicada es en parte por acción hidrodinámica de la película del lubricante y en otra parte por contactos ásperos. Por consiguiente, la fuerza de fricción total supuesta puede ser en parte debido a la fricción viscosa y al contacto áspero. Basado en esta suposición un par de modelos de lubricación mixta han sido propuestos los cuales pueden ser, en términos generales clasificados en dos grupos:

- La clásica, en el cual la teoría de lubricación hidrodinámica es utilizada como punto de comienzo.
- La cual comienza con la teoría de lubricación EHD tomando en cuenta los componentes de contacto ásperos.

2.3.6.4.-Lubricación al límite

(Horst, C., 2002). Este modo de lubricación está caracterizado por los siguientes puntos:

- Las superficies de los sólidos están tan unidas que el contacto apreciable toma lugar entre las asperezas.
- Los efectos hidrodinámicos y las influencias de las propiedades de las masas de los lubricantes son de poca importancia.
- El comportamiento tribológico es determinado por interacciones superficiales entre capas finas de lubricantes al límite y superficies sólidas.

Debido a estos puntos, los procesos que determinan el comportamiento tribológico de superficies sólidas son válidos también bajo condiciones de lubricación al límite:

- Los contactos mecánicos y los procesos de deformación elástica y plástica.
- Los contactos físicos y químicos y la acción de fuerzas superficiales.
- Los procesos de fricción.
- Los procesos de desgaste que son dados en casos generales por la superposición de los efectos de fatiga superficial, abrasión, adhesión y reacciones triboquímicas.

Todas estas interacciones sólidas son modificadas a través de la acción de la lubricación al límite, entonces el comportamiento tribológico de un sistema lubricado al límite es determinado por los procesos sólidos entre superficies influenciados por el ambiente atmosférico. Comparando con los otros modos de lubricación, ésta es la más compleja debido a la variedad de parámetros involucrados. (Horst, C., 2002).

El propósito principal de la lubricación al límite es insertar entre las superficies en movimiento una película capaz de reducir la cantidad de interacciones sólidas directas. (Horst, C., 2002).

2.3.6.5.-Límites de la lubricación

La lubricación es el medio más importante que influencia las transacciones de energía y materiales en sistemas tribológicos y reduciendo fricción y disminuyendo desgaste. Por consiguiente, cualquier alteración o falla de lubricación tiene consecuencias perjudiciales para el comportamiento del sistema tribológico. Además de la compresión de los mecanismos de las propiedades de lubricación, es necesario por lo tanto tener algo de conocimiento en los procesos y factores que determinan la falla de lubricación. (Horst, C., 2002).

Se conocen dos tipos diferentes de límites de lubricación:

- Con el incremento de velocidad, las condiciones de fluido laminar pueden cambiar a fluido turbulento.
- Con la disminución de la velocidad, recorriendo a través de los varios modos de lubricación no hidrodinámica, la película del lubricante puede eventualmente dañarse.

2.4.-Fatiga por Contacto Rodante (FCR).

La fatiga por contacto rodante es el resultado de la aplicación repetida de tensiones de origen mecánico por el contacto de un cuerpo sobre otro, la falla puede ocurrir en cualquiera de los elementos involucrados en el contacto.

La fatiga por contacto rodante lleva a una falla insidiosa y traicionera que resulta difícil de localizarla en sus inicios, debido a que se manifiesta una vez que ha avanzado, produciendo un posible desprendimiento de material dejando microcavidades o pits.

Pueden distinguirse dos tipos principales de evidencia de fatiga por contacto rodante: la picadura superficial y el desconchamiento en la sub-superficie. En el primer caso, la iniciación de la grieta de fatiga es causada por esfuerzos de corte

generados por el contacto macroscópico y usualmente ocurren en la región de la sub-superficie correspondiente a la máxima intensidad de esfuerzos, a una profundidad comparable a las dimensiones del macro-contacto. En el segundo caso, la iniciación es presumiblemente causada por esfuerzos de contacto de pequeña escala como consecuencia de perturbaciones generadas por las rugosidades o pequeñas partículas abrasivas que podrían encontrarse presentes en el lubricante y ocurre muy cerca de la superficie.

La fatiga por contacto rodante (FCR), es un fenómeno de gran importancia práctica en muchas aplicaciones de la ingeniería, los problemas asociados al tema han ocupado tradicionalmente un lugar prominente en la literatura técnica del ramo de la ingeniería. A pesar del gran volumen de investigaciones reportadas en la literatura, las especificaciones mecánicas y modelos confiables en la preedición de la vida por fatiga por contacto rodante, carecen. Esto como se piensa, es debido principalmente a la complejidad que conlleva la mecánica de contacto y la naturaleza estadística de los eventos. Por tal razón, puesto que los resultados de las pruebas de las investigaciones de fatiga por contacto rodante exhiben amplia dispersión, muchas pruebas son necesarias para determinar la vida por fatiga con confianza estadística, esto también dificulta la explicación de la influencia de parámetros involucrados por separado en los análisis de resultados debido a que las condiciones de trabajo de los elementos de máquina en la industria, prácticamente no son constante, por lo tanto pruebas confiables con muestras de formas simples son favorables para realizar las investigaciones de la influencia de varios parámetros de forma individual en la vida por fatiga rodante.

2.4.1.-Antecedentes del estudio de Fatiga por Contacto Rodante

Un gran número de ensayos de fatiga por contacto mecánico, y específicamente fatiga por contacto rodante, han sido desarrollados con la finalidad de simular el complejo proceso. Usualmente los ensayos son realizados para simular la carga real de aplicación incluyendo control sobre la fuerza de contacto, deslizamiento relativo y otros parámetros de carga, así como también las condiciones

reales de trabajo de algunos componentes de máquinas como lo son, lubricación, movimientos relativos, fricción, etc. (Erdemir, A., 1992).

Es posible enumerar trabajos en los cuales el estudio de la fatiga por contacto rodante (FCR), han proporcionado resultados en beneficio de mejorar las propiedades mecánicas de componentes mecánicos puestos en contacto. Entre algunos trabajos destacados podemos describir los siguientes:

- *Revisión del comportamiento de la Fatiga por Contacto Rodante y resistencia al desgaste de recubrimientos duros sobre cojinetes de aceros. (Ali Edemir, 1992).*

En este estudio se evalúan los diferentes métodos desarrollados con el fin de mejorar el funcionamiento y rendimiento de los cojinetes con el uso más específico de recubrimientos duros, demostrando que los recubrimientos duros pueden prolongar eficientemente la vida por fatiga en cojinetes de aceros. En particular recubrimientos duros delgados de 0,2 a 1 μm de espesor fueron encontrados propicios para proporcionar el mejor desempeño ante los ensayos de Fatiga por Contacto Rodante, mientras que espesores mayores a 2 μm sufrieron severas ralladuras.

- *Predicción de la vida por Fatiga por Contacto Rodante de la iniciación de la grieta. (Jonas W. Ringsberg, 2001).*

Una estrategia desarrollada para predecir la vida por fatiga por contacto rodante de la iniciación de la grieta es presentada en el presente trabajo, en el mismo se combinan un análisis de elementos finitos elástico-plástico, un modelo de iniciación de la grieta por fatiga multiaxial, usado junto con el concepto de plano crítico y una comparación de resultados de análisis numéricos y experimentales. La estrategia presentada es utilizada y evaluada en dos ejemplos de fatiga por contacto rodante: a) una prueba de discos gemelos, b) un contacto rodante de los rieles de rueda de un ferrocarril, los resultados de ambos ejemplos verificaron que la estrategia y evaluación de la metodología presentada pueden ser usadas para predecir la vida por fatiga de

contacto rodante de la iniciación de la grieta causada por fatiga de bajos ciclos.

- *Defectos en materiales por fatiga por contacto rodante. Influencia de la sobrecarga y grupos defectuosos (Elena Kabo, 2001)*

Este trabajo estudia el impacto de la fatiga en materiales defectuosos bajo carga por contacto rodante más que todo en contacto rueda/riel. En particular, se investiga la respuesta de la sobrecarga y los efectos de los grupos de fallas. El estudio es llevado a cabo usando simulaciones numéricas de elementos finitos. Son analizados las tensiones y esfuerzos alrededor de los defectos y la fatiga de impacto es cuantificada por medio del criterio de fatiga multiaxial. Se encontró que la sobrecarga es perjudicial, causando una extensión permanente de la zona de impacto alrededor de la falla. Además, los principales grupos de defectos para una zona altamente tensionada entre dos fallas adyacentes, es probable que se propague. Una combinación de grupos de fallas y sobrecargas ocasionales se encuentra para ser una explicación convincente a la iniciación de grietas profundas sub.-superficiales por fatiga.

- *Desconchamiento en fatiga por contacto rodante causado por indentadores en superficies unidas. (Yukio Fujii., Kikuo Maeda, 2001)*

En fatiga por contacto rodante, una grieta superficial se extiende normalmente en dirección del movimiento de la carga. Sin embargo, se ha encontrado que el desconchamiento con grietas extendidas bi-direccionalmente ocurren en superficies sobre ruedas libres de defectos cuando las hendiduras son presentadas en la superficie rodante opuesta. En el presente estudio, un análisis de estado de tensiones usando el método de elemento de frontera, fue utilizado para evaluar los efectos en una superficie libre de defectos de una hendidura en la superficie sobre ruedas opuesta al movimiento a través del área de contacto. Se ha demostrado teóricamente y experimentalmente que la iniciación de una pequeña grieta sub-superficial paralelo a la superficie de contacto toma lugar donde la concentración de la máxima tensión ocurre provocada por las hendiduras en la superficie sobre

rueda opuesta. La pequeña grieta sub-superficial crece dentro de un pequeño desconchamiento acompañado por grietas prolongadas en dirección opuesta a la trayectoria del movimiento de la carga. Subsecuentemente, el pequeño desconchamiento se expande en dirección al movimiento de la carga, resultando un desconchamiento más grande con grietas bi-direccionales.

- *Análisis de elementos de frontera superficiales promovido por fatiga por contacto rodante en grietas sobre ruedas y sistemas de contacto de rieles. (Makoto Akama, Tadao Mori, 2002)*

Este estudio llevó a cabo análisis de elementos de frontera de los ciclos de factores de intensidad de tensiones en la superficie, iniciados por grieta de fatiga por contacto rodante utilizando tensiones de contacto Hertziano, incluyendo un modelo correcto de precisión entre las caras de la grieta y el efecto del fluido dentro de la grieta. Se han desarrollado dos modelos dimensionales de grieta por fatiga por contacto rodante. Los modelos incluyen los efectos de fricción de Coulomb entre las superficies agrietadas. El fluido en la grieta se asumió no solo como un lubricante para reducir el coeficiente de fricción sino también como un generador de presión.

- *Fatiga por Contacto Rodante de recubrimientos por termorociado de WC-NiCrBSi post- tratados. (Ahmed Stewar, 2004).*

El propósito de estos estudios experimentales fue comprender el funcionamiento relativo de la Fatiga por Contacto Rodante y los modos de fallas de la clasificación funcional de los recubrimientos por termorociado de WC-NiCrBSi en el co-rociado y en el estado post-tratado por medio de HIPing (Hot Isostatic Pressing) y calentamiento al vacío. La clasificación funcional de los recubrimientos de WC-NiCrBSi fueron depositados con el sistema JP5000, el HIPing fue llevado a cabo a dos temperaturas diferentes (800 y 1200 °C), mientras que el calentamiento al vacío fue desarrollado a temperaturas mayores a 1200°C. Los ensayos de Fatiga por Contacto Rodante fueron conducidos usando una modificación de la máquina de 4 bolas, bajo varias condiciones tribológicas de esfuerzos de contacto y configuración, en

una película de lubricación elasto-hidrodinámica. Los resultados revelaron que el funcionamiento de los recubrimientos eran dependientes de los cambios en la microestructura debido a los post-tratamientos, los recubrimientos tratados térmicamente a 1200°C, presentaron un desarrollo superior en las pruebas de FCR, por sobre los recubrimientos co-rociados en todos los niveles de esfuerzos (2; 2,3; 2,7 Gpa), haciendo énfasis en el desarrollo de FCR a la carga más baja 2Gpa donde no se presentó falla. La mejora en desempeño de la FCR fue atribuida a la difusión entre los carburos y la matriz dando por resultado fuerza mejorada. En niveles más altos de tensión de contacto, la falla era iniciada en la superficie, y fue atribuido a la iniciación y a la propagación de microgrietas en el borde de la región del contacto que condujo a la delaminación de capa.

- *Aplicación del criterio de Dang Van a la Fatiga por Contacto Rodante (H. Desimone, A. Bernasconi, S. Beretta. 2005)*

En este trabajo el problema de la calibración del criterio de fatiga multiaxial de Dang Van es tratado. La discusión se basa en ensayos uniaxial de fatiga, realizados con diferentes radios de esfuerzos. Los resultados demuestran que la técnica usual para calibrar la constante del criterio de Dang Van no conviene con evidencia experimental, especialmente para los cocientes negativos de la tensión. Por esta razón, un lugar diferente de falla por fatiga, realizado por dos segmentos de rectas consecutivas, es propuesto e historias típicas en tres dimensiones de esfuerzos de contacto rodante fueron analizados usando el método nuevo y el anterior. Los resultados muestran que la técnica convencional no está de acuerdo con el conocimiento que vienen de los experimentos de contacto rodante mientras el método propuesto parece constituir un límite más apropiado.

- *El rol competitivo del desgaste y de la Fatiga por Contacto Rodante en los rieles de acero ferroviarios. (G. Donzella, M. Faccoli. 2005).*

Los ferrocarriles han sido uno del medio más importante de transporte terrestre de tanto de carga como de pasajeros durante más de un siglo. Ha

habido un aumento estable de las cargas y tráfico total que los rieles de los ferrocarriles tienen que llevar, acompañado por aumentos de las velocidades del tren. La consecuencia más relevante es que con frecuencia exigen carriles para sostener estas condiciones de servicio más severas que aquellas contempladas en su diseño original; esto da como resultado un desgaste excesivo de la cabeza de los rieles y la disminución en la vida ferroviaria. Este problema fue afrontado aumentando el corte transversal ferroviario delantero y/o aumentando la fuerza ferroviaria de acero para obtener más alto la resistencia al desgaste. Reduciendo los problemas de desgaste realizados, surge la Fatiga por Contacto Rodante otro tipo de daño ferroviario competitivo.

La Fatiga por Contacto Rodante tomando en cuenta diferentes mecanismos de nucleación y propagación de grietas, en diferentes condiciones de trabajo, e índices de fallas son propuestos para predecir que los mecanismos de daños prevalecen. El desgaste fue estudiado en términos de cociente o razón de desgaste, varios diferentes condiciones de trabajo. Un método para comparar la razón de propagación de la grieta es propuesto en el orden para predecir si el desgaste puede remover superficie agrietada debido a la FCR.

2.4.2.-Origen de la Falla en Fatiga por Contacto Rodante

El pitting o fallo por Fatiga por Contacto Rodante es asistido por distintos factores. En general se cree que el inicio es sub-superficial, en un punto de debilitamiento del material, con incorrecto endurecimiento superficial, o con una dureza inadecuada de su corazón, que favorece la nucleación de una fisura, debido a la elevada tensión de contacto de cuerpos que ruedan y/o deslizan. (Conde, 1980).

Una vez nucleada la fisura, y debido a que los esfuerzos involucrados son variables en el tiempo, la misma propaga por fatiga hasta cambiar el plano de

propagación y aparecer en la superficie el desprendimiento de una partícula de desgaste. (Conde, 1980).

Pero resulta que en la realidad no siempre el origen está vinculado con la nucleación de una fisura sub-superficial. Se sabe que muy frecuentemente las fisuras nuclean en la superficie y en una dirección perpendicular a esta, debido a tensiones por deformación, y también al efecto de tracción producido por el deslizamiento de las superficies. (Conde, 1980).

Las tensiones así originadas conducen a un deterioro progresivo del material, por uno o más mecanismos de daño acumulativo, y que concluyen con la nucleación de fisuras. A pesar de lo antes mencionado, en general resulta difícil determinar donde nuclearon las micro-fisuras. (Conde, 1980).

Las fisuras son asistidas en su propagación por el estado de tensiones variables, producidas por el contacto, pero fundamentalmente por la presión hidrostática producida por el lubricante, cuando existe en el contacto, puesto que al quedar atrapado en la fisura cuando esta se cierra debido a la transmisión del esfuerzo, hace que la punta de la misma se abra, según lo explica la teoría de la mecánica de la fractura. Esto ha sido demostrado por Way, quien determinó experimentalmente la inexistencia de pitting con la ausencia de lubricante con valores de carga que resultan en daño prematuro cuando existe lubricación. Un incremento en la viscosidad del aceite retarda el pitting en estos casos. (Conde, 1980).

Es importante distinguir dos tipos de pitting en elementos rotativos sometidos a fatiga por contacto rodante: uno es el pitting correctivo (asentamiento) que se da cuando la carga no es elevada y debido a errores muy localizados, al inicio de la vida útil, este cesa una vez eliminado el defecto; el otro es pitting progresivo que aparece cuando la tensión es elevada y se extiende en el área hasta que la pieza en contacto es destruido, este es conocido como spalling. (Conde, 1980).

En conclusión podemos resumir el proceso de la falla de fatiga por contacto rodante en los siguientes pasos:

-
1. Acumulación de dislocaciones provocadas por tensiones repetidas de la microestructura de la sub-superficie. Esto coincide con la teoría de intrusiones y extrusiones.
 2. Nucleación de huecos o micro-fisuras en regiones de alta tensión de contacto cerca de discontinuidades en la microestructura.
 3. Propagación de las fisuras.
 4. Unión de fisuras sub-superficiales y cambio en la dirección de propagación hacia la superficie.
 5. Creación de escamas, cavidades o astillas.
 6. Avance del daño hacia porciones adyacentes de la superficie.
 7. Iniciación de macro-fisuras por fatiga, a partir de defectos superficiales o sub-superficiales, causando muchas veces fallas catastróficas.

CAPITULO III

ESTUDIO TECNOLÓGICO

La investigación tecnológica es el estudio de las tecnologías ya existentes en el ámbito comercial y experimental, similares a la tecnología de estudio o diseño, con la finalidad de realizar mejoras de las formas presentes o innovaciones con la misma funcionalidad. (Gudiel 2005).

El estudio de las tecnologías de las máquinas de ensayo de fatiga por contacto rodante fue conformado, básicamente, por el análisis de la metodología experimental de diversos ensayos del área de estudio, en los cuales se hacían mención de los equipos utilizados y en algunos casos se encontraron pequeñas descripciones del funcionamiento de las mismas, de igual forma equipos fabricados por casas comerciales, dedicadas al servicio en el área de estudio e investigación en tribología, como por ejemplo la compañía PLINT y la FALEX, esta última observada físicamente en el laboratorio de tribología de la escuela de metalurgia.

La investigación se centró en la observación de los elementos funcionales y especificaciones de diseño definidos en la máquina a diseñar, con la finalidad de establecer comparaciones entre lo requerido y lo existente. Entre los puntos de análisis y comparación destacan: rango de cargas ejercidas (máxima y mínima), rango de velocidad, formas de aplicación de carga, formas geométricas de ensayo, dimensiones y peso, mediciones realizadas, instrumentación empleada, materiales de fabricación y costos aproximados.

3.1.- Tecnologías existentes en el mercado

3.1.1.- Modificación de la Máquina de Cuatro Bolas

TE 92 “Micropocessor Controlled Rotary Tribometer”

El TE 92 “*Micropocessor Controlled Rotary Tribometer*” es una máquina que ofrece facilidades para correr alta y bajas cargas de prueba sobre un ancho rango de velocidades unido con los módulos de control e instrumentación. ⁽⁵⁷⁾

El cuerpo de la máquina es un cilíndrico fabricado en acero, dentro del cual se encuentran localizados: la cámara de prueba, el pistón de carga con su eje impulsor, y el cojinete asociado. El equipo de baja carrera es soportada sobre el pistón de carga. La carga final es aplicada al pistón por medio de un brazo de carga neumático montado en el inferior del cuerpo del cilindro. ⁽⁵⁷⁾

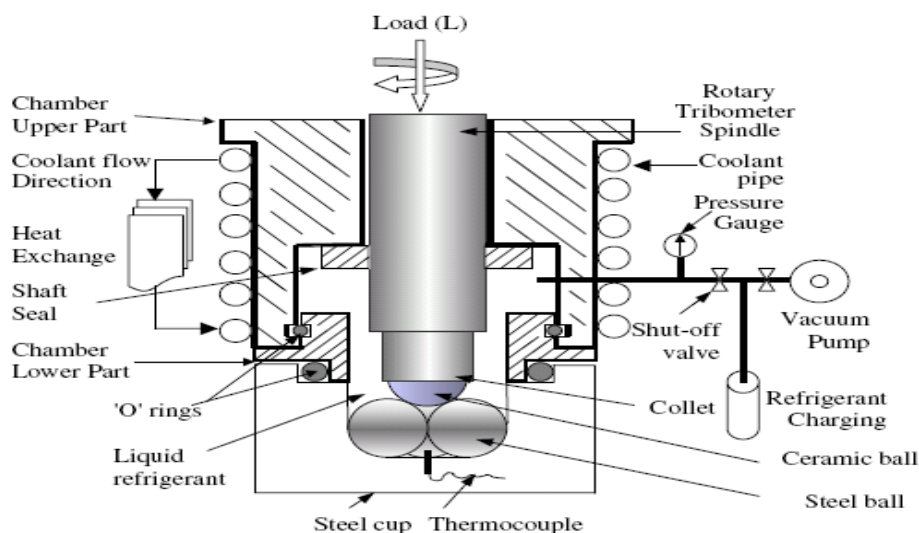


Figura 8. Estructura interna de la máquina de cuatro bolas. ⁽⁵⁷⁾

El equipo consiste del montaje de un banco de prueba el cual es el corazón de la máquina y se sitúa en dos columnas verticales rígidas las cuales aseguran un posicionamiento preciso de un eje de impulso con respecto al eje de la carga normal. Los adaptadores de prueba son montados sobre una viga vertical, la cual es guiada por un cojinete lineal sobre las columnas y cargada por un actuador neumático. El ensamblaje del actuador incluye un transductor que da la fuerza medida en línea para una retroalimentación directa del control de la carga. La medición de la temperatura

incluye termopares, en los bordes de la cúpula de bolas, para pruebas hasta por encima de los 200°C. ⁽⁵⁷⁾

En la interfaz de control el controlador tiene posibilidades de ocho canales de salida de datos, bien sea, carga, velocidad, temperatura, e información de alarmas de nivel, los cuales al final de la prueba pueden ser manejados ó graficados por el experimentador. La interrupción de los pasos de la prueba puede hacerse manualmente por el operador ó por una alarma de nivel fijado. ⁽⁵⁷⁾

Una modificación de esta máquina en la familia Plint TE 92, es la máquina TE 92HS, a alta velocidad, la misma ofrece una carga neumática de baja inercia con regeneración de carga, controlando la velocidad del motor, con un embrague electromagnético de rápido inicio. Para bajas velocidades (hasta 3000 rpm), el motor es conectado al eje de impulso a través de una correa dentada y un embrague electromagnético, diseñado para simular las características de un motor AC, esto también da la posibilidad de controlar la duración exacta de la prueba puesto que elimina la inercia del motor cuando el embrague es desacoplado. ⁽⁵⁶⁾

Para altas velocidades (hasta 10000 rpm) el motor es conectado al eje impulso a través de una correa lisa y una polea, el motor es montado sobre un plato de deslizamiento con un gato de tornillo para dar la tensión de la correa. ⁽⁵⁶⁾



Figura 9. Máquina Plint TE 92HS. ⁽⁵⁷⁾

TE 92DL Máquina de Cuatro Bolas. Cilindro Neumático	
Fabricante	PLINT
Dimensiones	Alto: 2000mm (incluye mesa) Ancho: 900 mm Profundidad: 600mm
Peso	250Kg (incluye mesa)
Método de aplicación de Carga	Cilindro Neumático
Rango de Cargas	Actuador de bajas cargas: 20 a 1000 N Actuador de altas cargas: 200 a 10000 N
Rango de Velocidades	Bajas Velocidades: 60 a 3000 rpm Altas Velocidades: 3000 a 10000 rpm
Rango de Temperatura	Ambiente a 100°C
Medición de Temperatura	Sensor: Termocupla tipo K
Medición de Velocidad	Sensor Magnético
Medición de la Fuerza	Celda de Carga
Materiales	Acero
Sistema de Control	El TE 92HS posee un PC, basado en una secuencia por fracción en la adquisición y control de datos. Está integrado por modulo de interfaz integrado SLIM 2000 y un software de corrida COMPEND 2000.
Historia	Continuación de la seria TE92
Costo	No suministrado

Tabla 1.- Ficha Tecnológica TE 92DL. ⁽⁵⁷⁾

3.1.2.- Máquina de Ensayos de 4 bolas con Cargas por Pesos Muertos

TE 92DL “Máquina de Ensayos de 4 bolas con Cargas por Pesos Muertos”

La máquina TE 92DL es una modificación de la versión de la El TE 92 “*Micropocessor Controlled Rotary Tribometer*” usando en este caso, cargas manuales, por medio de pesos muertos, en comparación con la carga neumática controlada automáticamente. ⁽⁵⁵⁾

La estructura de la máquina corresponde principalmente a dos bases: un plato superior y uno inferior, separados por dos columnas rígidas verticales. Este arreglo asegura una localización precisa del eje en la prueba con respecto al de la carga normal. La máquina es soportada sobre una estructura posicionada en el piso y es soportado con una cubierta transparente de seguridad. El eje de prueba es proyectado hacia abajo del plato superior y corrido en un alojamiento de grasa con precisión para mejorar y asegurar la vida de los cojinetes. ⁽⁵⁵⁾

El motor de impulso es también montado en el plato superior y es conectado a una polea sobre el eje de prueba por medio de una correa cronometrada. Esta polea es parte de la envoltura externa de un embrague electromagnético, el cual cuando es enganchado, el motor impulsa el eje de prueba. ⁽⁵⁵⁾

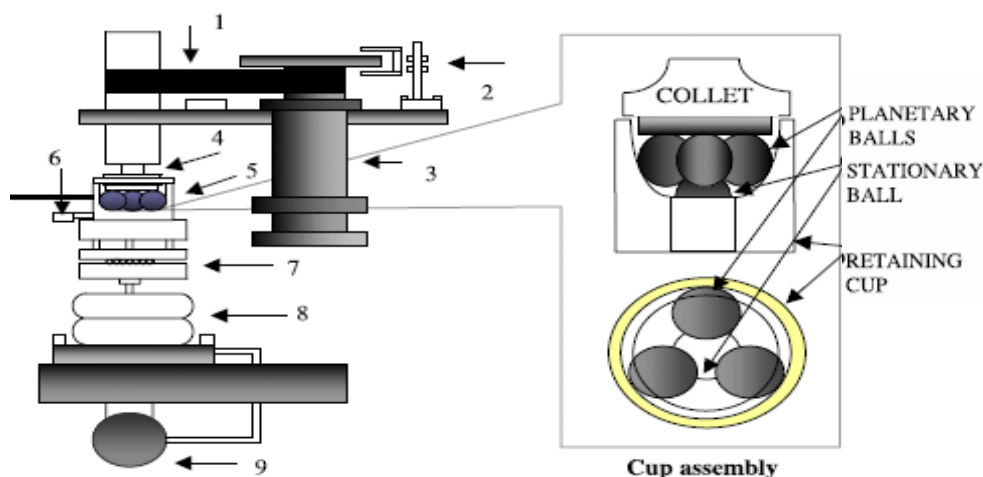


Figura 10. Máquina de pesos muertos. (1-correa, 2-sensor de velocidad, 3-eje del motor, 4-disco y collar, 5-copa ensamblada, 6-termocupla, 7-cojinete de empuje, 8-fuelle, 9-medidor de presión. ⁽⁵⁵⁾

Este arreglo es diseñado para dar una puesta en marcha similar y característica de un motor AC. Esto también provee la habilidad de un control acertado de la duración de la prueba, eliminando la inercia del motor para el sistema cuando el embrague es desganchado.⁽⁵⁵⁾

El equipo deslizante de cuatro bolas es montado sobre una columna vertical maciza de aluminio, la cual es guiada por un cojinete lineal, en la columna vertical de la máquina. La columna es cargada por debajo, por medio de un brazo de carga con una razón de palanca de 20:1. La columna es balanceada de modo que la carga aplicada sea precisa con una carga de 15 Kgf.⁽⁵⁵⁾

La medición de la temperatura se localiza en el depósito de prueba dentro del espacio de las bolas que normalmente están inundadas de lubricante. El movimiento rotacional del equipo de prueba está resistido por un potenciómetro lineal, basado en un sistema de medición de fuerza, esto permite tanto la medida del torque de prueba como un nivel de torque ajustable para parar la prueba EP. Este método de protección asegura que la prueba es terminada sobre una soldadura, antes que la bola deslice en el anillo de sujeción.⁽⁵⁵⁾



Figura 11. Máquina Plint por contrapeso.⁽⁵⁵⁾

TE 92DL Máquina de Cuatro Bolas. Pesos Muertos	
Fabricante	PLINT
Dimensiones	Alto: 2000mm (incluye mesa) Ancho: 900 mm Profundidad: 670mm
Peso	300Kg (incluye mesa)
Método de aplicación de Carga	Por pesos muertos
Rango de Cargas	15 a 800 Kg.
Rango de Velocidades	60 a 1780 rpm
Rango de Temperatura	Ambiente a 200°C
Medición de Temperatura	Sensor: Termocupla tipo K
Medición de Velocidad	Sensor Magnético
Medición de la Fuerza	Lectura de los pesos/palanca
Materiales	Acero
Sistema de Control	El TE 92DL posee un PC, basado en una secuencia por fracción en la adquisición y control de datos. Está integrado por modulo de interfaz integrado SLIM 2000 y un software de corrida COMPEND 2000.
Historia	Modificación de la serie PLINT TE 92, la cual aplica cargas a través de actuadores neumáticos.
Costo	No suministrado

Tabla 2. Ficha Tecnológica de máquina de cuatro bolas. ⁽⁵⁵⁾

3.1.3.- Máquina Falex de tribología.

En la fabricación de equipos de pruebas para tribología, a parte de la Empresa PLINT se destaca de igual forma la Compañía FALEX, la cual ofrece servicio para evaluación y estudios de lubricación, fricción, desgaste y abrasión, la misma en su equipo de tribología sitúa la elaboración de una máquina de cuatro bolas para el estudio de lubricación y fricción en los ensayos de acuerdo a las normas: ASTM-D2596, ASTM-D2783, ASTM-D2266 entre otros, sin embargo se han encontrado estudios experimentales en el área de Fatiga por Contacto Rodante con este tipo de equipo.

En la Escuela de Ingeniería Metalúrgica y Ciencia de los Materiales se encuentra la máquina mencionada anteriormente, en el laboratorio de tribología dirigido por la profesora Mariana Staia, la misma posee un funcionamiento similar a la TE 92DL “Máquina de Ensayos de 4 bolas con Cargas por Pesos Muertos” de la PLINT.



Figura 12.- Máquina de cuatro bolas, FALEX. (Fuente: los autores)

Máquina de Cuatro Bolas	
Fabricante	FALEX
Dimensiones	Alto: 1000mm (no incluye mesa) Ancho: 900 mm Profundidad: 600mm
Peso	150Kg (no incluye mesa)
Método de aplicación de Carga	Por pesos muertos
Rango de Cargas	40 a 800 Kgf.
Rango de Velocidades	720 a 1900 rpm
Rango de Temperatura	Ambiente a 100°C
Medición de Temperatura	No se encontraba
Medición de Velocidad	Sensor óptico
Medición de la Fuerza	Lectura de los pesos/palanca
Materiales	Acero
Sistema de Control	PLC
Historia	No suministrado
Costo	No suministrado

Tabla 3.-Ficha Tecnológica de máquina Falex.

3.2.- Tecnologías empleadas en estudios experimentales.

Muchos estudios experimentales y teóricos se han realizado con el fin de conocer el desarrollo de la fatiga por contacto rodante en diversos ámbitos científicos y prácticos. Diversas investigaciones revisadas en la literatura científica realizan experimentos de fatiga por contacto rodante en diversas geometrías de contacto, contando con equipos propios, generados para dicha investigación, ó máquinas encontradas comercialmente en otras áreas de estudio como la tribología. A continuación se presentan, máquinas encontradas en dichos estudios y los cuales proporcionan ideas de futuros equipos para dicho estudio.

En las investigaciones realizadas por Zhao y Hadfield (2004), se estudia la influencia de las pruebas de lubricantes sobre los mecanismos de falla por fatiga por contacto rodante de nitruro de silicio de cerámica, el estudio se realizó en una máquina de cuatro bolas modificada para el ensayo, en el cual se emplearon tres bolas de acero al carbono y una de cerámica (HIP-Si₃N₄).

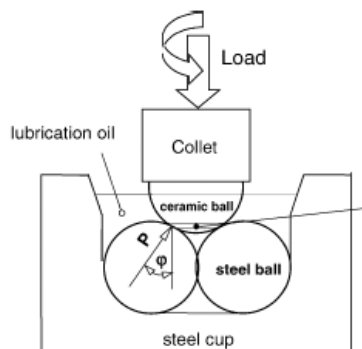


Figura 13.- Máquina de cuatro bolas modificada. ⁽⁷⁴⁾

La carga es aplicada por la bola superior (de cerámica), y es distribuida a las 3 bolas inferiores, dando como resultado una carga de contacto a la bola de cerámica menor de acuerdo al número de bolas y al ángulo de inclinación de las mismas. De igual forma la bola superior produce el giro a una velocidad fija de 5000 rpm. (Zhao, Hadfield, 2004).

En la realización de los ensayos, para permitir la investigación superficial rápida y eficaz de la grieta, una técnica de penetración de un tinte fluorescente es

La descarbonización y fatiga por contacto rodante de los rieles de acero fue estudiado por Carroll y Beynon (2005) en la universidad de Sheffield. El equipo utilizado fue una máquina de ensayos de rodamiento y deslizamiento de la universidad de Sheffield, construida primero por Garnham y Beynon en la universidad de Leicester, y luego desarrollada por Fletcher y Beynon en Sheffield. La máquina es un torno convertido que permite la prueba de dos discos para que funcionaran cara a cara. El disco del carril se une al motor del torno, mientras que el disco de la rueda es conducido por un motor AC montado en la base del torno. (Carroll, Beynon, 2005).

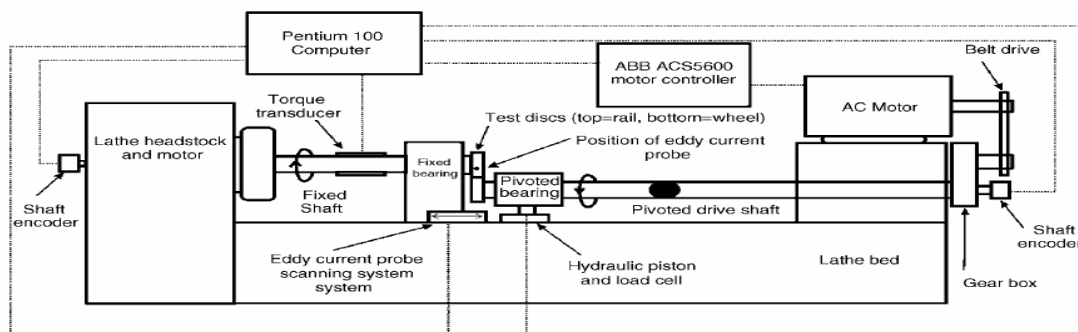


Figura 14.- Máquina tipo torno. ⁽⁷⁾

La presión requerida entre los discos es aplicada por un pistón hidráulico permitiendo cargas hasta de 29 kN, equivalente a la presión de contacto hertziana máxima de $1900\text{MPa} \pm 2\%$ para un disco estándar. El deslizamiento al cual se realiza la prueba es la diferencia relativa en la distancia de rodamiento entre los discos y es controlado por la velocidad del motor AC vía un computador y el regulador del motor con una exactitud del 0.02%. La computadora también da registro de datos de las condiciones de la prueba con una celda de carga usada para medir la carga aplicada entre los discos, mientras que los codificadores del eje miden el número de revoluciones y la velocidad de rotación de cada uno de los discos. El coeficiente de tracción es la fuerza tangencial dividida entre la carga normal, la fuerza tangencial es medida usando un transductor calibrado del torque (esfuerzo torsional). La reproductividad de la prueba del disco gemelo ha sido demostrada por Fletcher quien demostró que para las mismas condiciones de contacto el tiempo de vida según lo accionado por el detector de corriente de remolino era de ± 2000 ciclos. (Carroll, Beynon, 2005).

Las condiciones usadas fueron: una presión de contacto Hertziana de 1500 Mpa usando la siguiente ecuación: $p_o = 0,418 * \left(\sqrt{P * E * \left(\frac{1}{R_{\text{Top}}} + \frac{1}{R_{\text{Bottom}}} \right)} \right)$ donde P es la carga por unidad de longitud de contacto (KNm^{-1}), E es el módulo de Young (Gpa) y R_{top} y R_{bottom} son los radios de la tapa y el fondo respectivamente en metros, el deslizamiento es calculado como un porcentaje usando:

$$S_i (\%) = 200 * \left(\frac{(R_{\text{Top}} * V_{\text{Top}}) - (R_{\text{Bottom}} * V_{\text{Bottom}})}{(R_{\text{Top}} * V_{\text{Top}}) + (R_{\text{Bottom}} * V_{\text{Bottom}})} \right) \text{ donde } V_{\text{top}} \text{ y } V_{\text{bottom}}, \text{ son las}$$

velocidades de los discos. La computadora y el controlador del motor AC alteran la velocidad del disco rueda, para mantener el porcentaje de deslizamiento requerido con el disco riel rotando a 400 rpm. Para todos los ensayos un cociente de deslizamiento de -1% ha sido usado donde el signo negativo muestra que el disco rueda está impartiendo una fuerza de tracción al disco rail. (Carroll, Beynon, 2005).

La detección de las grietas es realizada usando una sonda y detector de corriente de remolino. La sonda es montada a 0.2mm de la superficie del disco riel y es escaneada usando un servo-motor a través de discos en pasos de 1 mm. El detector de corriente de remolino es calibrado usando un disco con una ranura cortada a un ángulo y profundidad conocidos. El desarrollo de la grieta fue medido por el crecimiento de la señal del detector hasta que la grieta alcanzara una cierta longitud lo cual acciona una puerta de parada.

El desgaste de los discos fue medido por pérdida total de masa durante la prueba, los discos fueron limpiados en alcohol y pesados usando una balanza de equilibrio superior (± 0.1 mg) antes y después de la prueba. Los diámetros y ancho de contacto fueron también medidos usando un calibrador digital (± 0.01 mm). La aspereza superficial media, R_a , de los discos fue medido usando un sastre Hobson Talysurf de aguja automatizada antes y después las pruebas, mientras que la redondez de los discos fue comprobada usando a un sastre Hobson Talyrond.

Un gran número de elementos de máquinas industriales sometidos a un constante contacto rodante, prontamente se ven cubiertas de una capa blanca, la cual en muchas ocasiones provoca efectos drásticos que disminuye la vida útil tanto de los elementos como de la máquina. (Guo, Y., Schwach, D., 2005).

Guo y Dale (2005), realizaron un estudio exhaustivo en base a lo comentado anteriormente, usando la técnica de emisión acústica (EA). Primeramente realizan una revisión bibliográfica que justifican el uso de la técnica de verificación de la falla por fatiga por contacto rodante a través de una emisión acústica, lo cual revela dos cuestiones importantes: la supervisión de la carga/esfuerzo y el monitoreo de la fatiga son los parámetros más importantes en las pruebas y máquinas de fatiga por contacto rodante.

Estos equipos de pruebas típicamente aplican una carga por resortes de compresión o pesos muertos. La carga aplicada es calculada entonces basada en la estática y mecánica de los materiales. La precisión de la carga en todos los tiempos es solamente teórica, y no en un proceso monitoreado, lo que no genera confiabilidad en

muchas ocasiones, sin embargo, a parte, de alguna celda de tensión, celda de carga etc. es posible un mayor control en el mismo. (Guo, Y., Schwach, D., 2005).

De igual forma, el método predominante de detección de la fatiga es la supervisión de la vibración, la cual es solamente capaz de detectar los defectos superficiales en un componente, mientras que daños de fatiga en la sub.-superficie pueden pasar inadvertidas. Es indispensable que un método eficaz sea desarrollado para detectar los daños sub-superficiales, porque diferentes superficies integradas pueden introducir daños en la sub-superficie de diferentes maneras. (Guo, Y., Schwach, D., 2005).

De acuerdo a Guo, Y., Schwach, D., 2005 un nuevo método de monitoreo en sitio, del daño por fatiga es a través de señales por emisión acústica (EA). EA es la generación de ondas elásticas, causadas por el lanzamiento de energía de tensión cuando un material está sujeto a esfuerzos. Una revisión de la literatura de fatiga, revela que EA ofrece significativas ventajas sobre el monitoreo de la vibración. Yoshioka y Fujiwara comparan EA con la vibración en FCR y encontraron que las señales de EA advirtieron fallas antes que la supervisión de vibración. Observaron que el Parámetro EA, contabiliza la razón, incrementando significativamente antes que la falla ocurra. También un desarrollo significativo fue la capacidad del sistema EA de detectar las fuertes de EA. Con las señales de EA Yoshioka estuvo midiendo el tiempo de propagación de la grieta, la cual en general fue el tiempo de la generación de la señal de forma significativa, al tiempo en que el daño en la superficie fuera detectado. Esto, y muchas otros estudios, indicaron que la sensibilidad de las señales EA, pueden ofrecer un avance en el monitoreo de la fatiga que el tradicionalmente usado método del acelerómetro (medidor de vibraciones).

Un sistema experimental de prueba nuevo fue desarrollado en orden de conducir la prueba de FCR. El sistema, el cual simula un cojinete de bola de empuje, es mostrado en la figura:

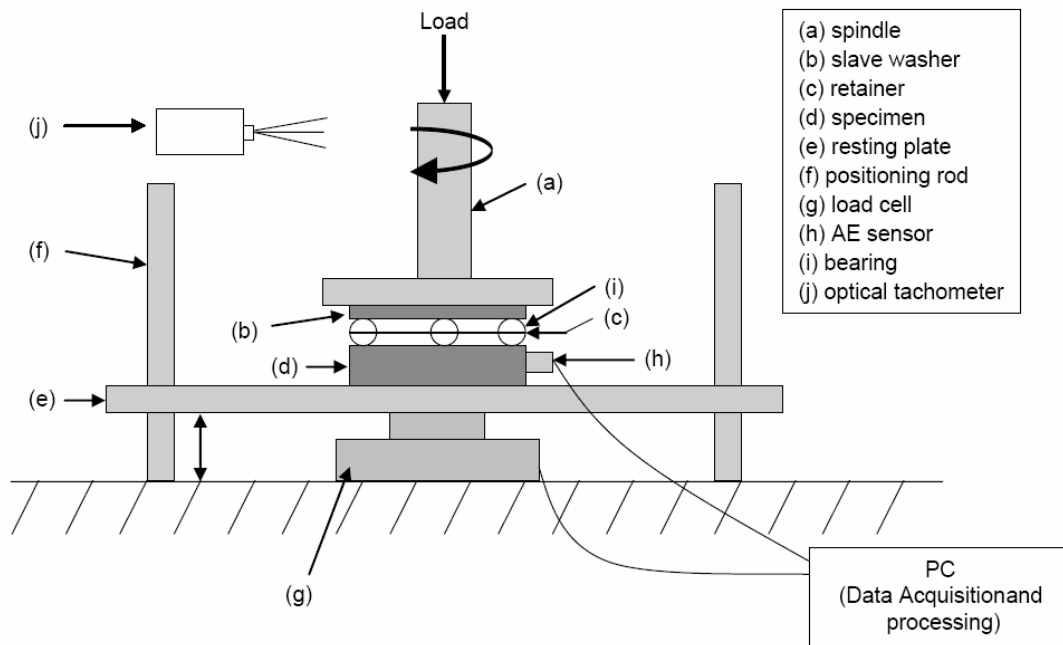


Figura 15- Máquina de estudio por EA. ⁽²⁸⁾

El equipo de prueba utiliza una máquina de Bridgeport 8F-milling, para funcionar como motor impulsor, y es capaz de lograr velocidades del eje de hasta 4000 rpm. La fuerza, que induce a una presión hertziana pico máxima hasta de 6 Gpa, es aplicada a través de un eje rotante, el cual es la casa de la arandela auxiliar. Una jaula de nylon retiene los ocho rodamientos de bola para que roten sobre la muestra. La muestra se asegura en una placa de reposo, la cual es posicionada por 4 barras las cuales mantienen la rigidez del equipo. La placa de reposo es libre de moverse hacia arriba y abajo, permitiendo que la celda de carga mida exactamente la fuerza aplicada. Un sensor de emisión acústica es montado directamente en la muestra de prueba para el monitoreo en sitio del daño por fatiga durante la prueba. La velocidad de rotación es monitoreada a través de un tacómetro óptico de no contacto. El equipo de la prueba incorpora un completo paquete para la adquisición de EA que es versátil en el uso del análisis de los daños por fatiga. El sensor de EA fue fijado dentro del lugar por un montaje y una cinta adhesiva. (Guo, Y., Schwach, D., 2005).

“Desgaste y fatiga en contacto rodante”, es el título del trabajo realizado por Kimura, Y., Sekizawa, M., Nitani, A., (2002) donde realizaron ensayos de contacto rodante evaluando la fatiga, la iniciación de la grieta y el posterior desgaste. Para tal estudio emplearon una máquina de cuatro rodamientos, en el cual un rodamiento interno es el que realiza el contacto con tres bolas externas arregladas a un ángulo de 120 grados. El rodamiento superior fue montado sobre un eje el cual fue soportado por un cojinete vertical movable y una carga estática fue aplicada por este eje, por medio de pesos. Los ejes de los dos rodamientos del fondo fueron soportados por cojinetes firmes en la estructura de la máquina, por lo cual la bola interna de contacto era centrada por las tres bolas anteriores, proporcionando un contacto normal a las mismas. Durante los experimentos se trabajaron cargas desde 265 a 1089 N, y velocidades de rotación de 800 hasta 2500 rpm. La máquina se muestra a continuación.

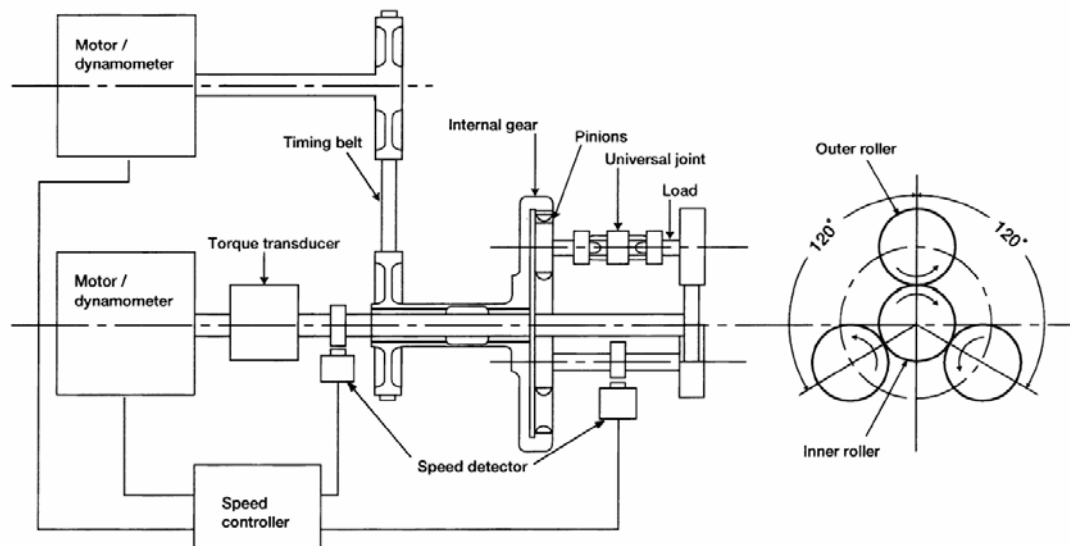


Figura 16 Máquina de contacto a 120 grados. ⁽⁴⁴⁾

3.3.- Máquinas de fretting.

Durante la investigación tecnológica fueron revisadas algunas máquinas cuyo funcionamiento semejan un contacto esfera-plano, a través de la aplicación de una fuerza normal, como lo son las máquinas de ensayo de fretting. Las máquinas encontradas se describen a continuación.

3.3.1.- Máquina de fretting por resorte.

En el trabajo de Sainsot, P., Leroy, J. y Villechaise, B. (1990), presentado en trabajo especial de grado de Antonio Paiva y Manuel Hernández (2003) se muestra la descripción de la máquina de fretting activada por resorte, la máquina es de tipo mecánico, donde la excentricidad es controlada por el ajuste de un plato acoplado al eje del motor, la aplicación de la carga normal es a través de un tornillo que comprime a un resorte y este a su vez aplica la carga. En este dispositivo la carga normal es medida electrónicamente mediante una celda de carga.

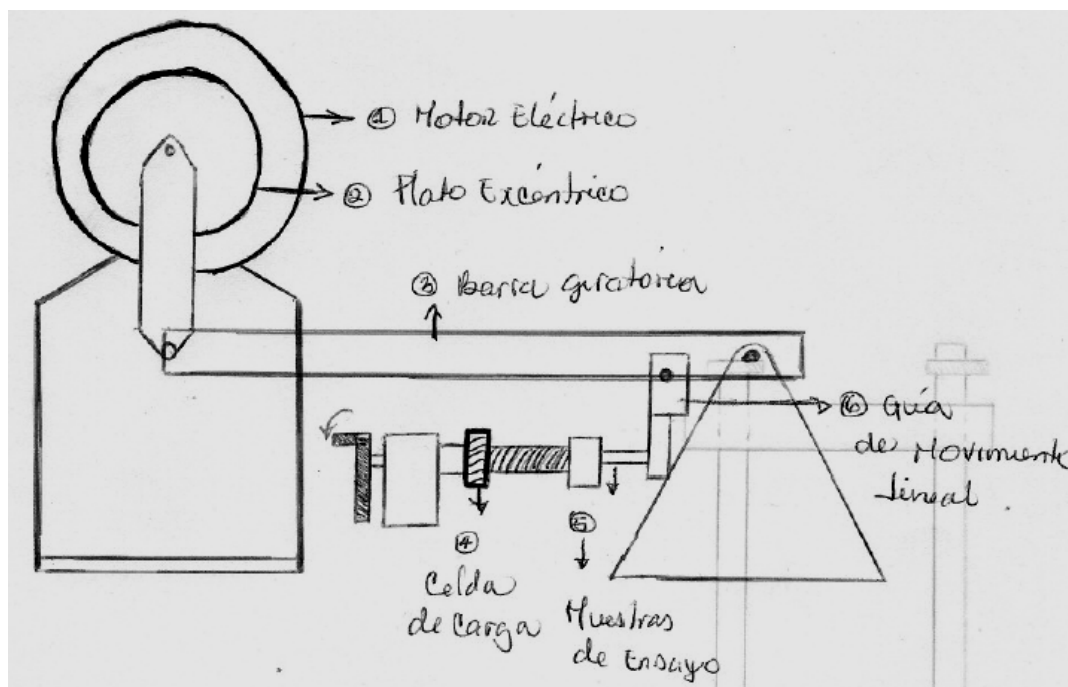


Figura 17- Máquina de fretting por resorte. ⁽³⁴⁾

3.3.2.- Máquina de fretting por contrapesos.

El trabajo especial de grado de los ingenieros Antonio Paiva y Manuel Hernández titulado “construcción y puesta en marcha de una máquina de ensayos para simulación de fretting” muestra una máquina de fretting cuya geometría de contacto coincide en esfera-plano, la aplicación de la carga se realiza a través de contrapesos multiplicados por un juego de palancas.

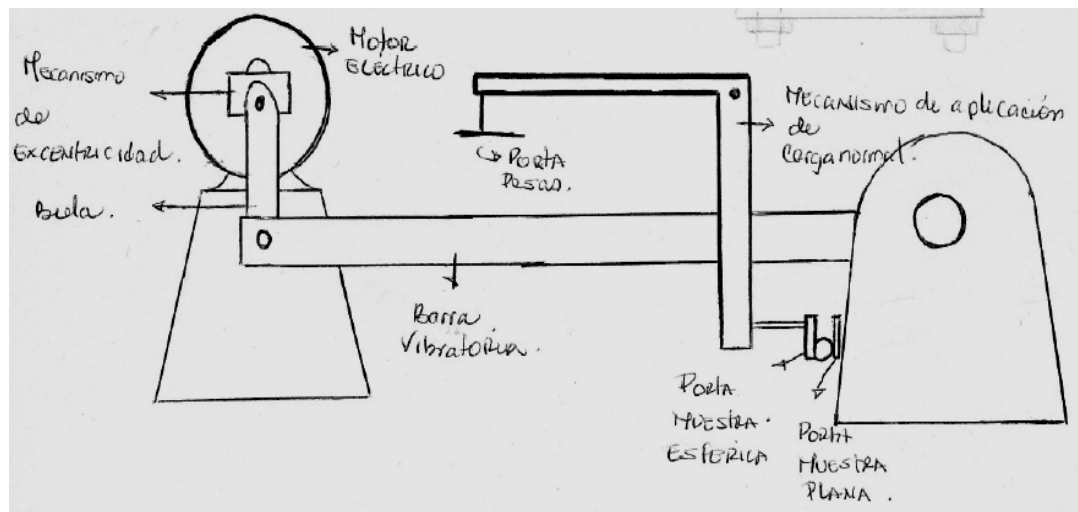


Figura 18 Máquina de fretting por contrapesos. ⁽³⁴⁾

3.3.3.- Máquina de fretting por contrapesos con poleas

En los estudios experimentales realizados por Hiroki Endo y Etsuo Marui (2002) acerca del desgaste sufrido por fretting, se empleó una máquina de ensayo de fretting, en donde la muestra esférica se encuentra directamente localizada en el actuador, y es retenida en forma de sándwich entre dos muestras planas, un desplazamiento recíproco pequeño (vibración en fretting) es inducido entre las muestras por la vibración vertical de la muestra esférica, producido por la expansión y contracción dinámica del actuador, la carga normal es aplicada horizontalmente a través de contrapesos unidos a un sistema de poleas.

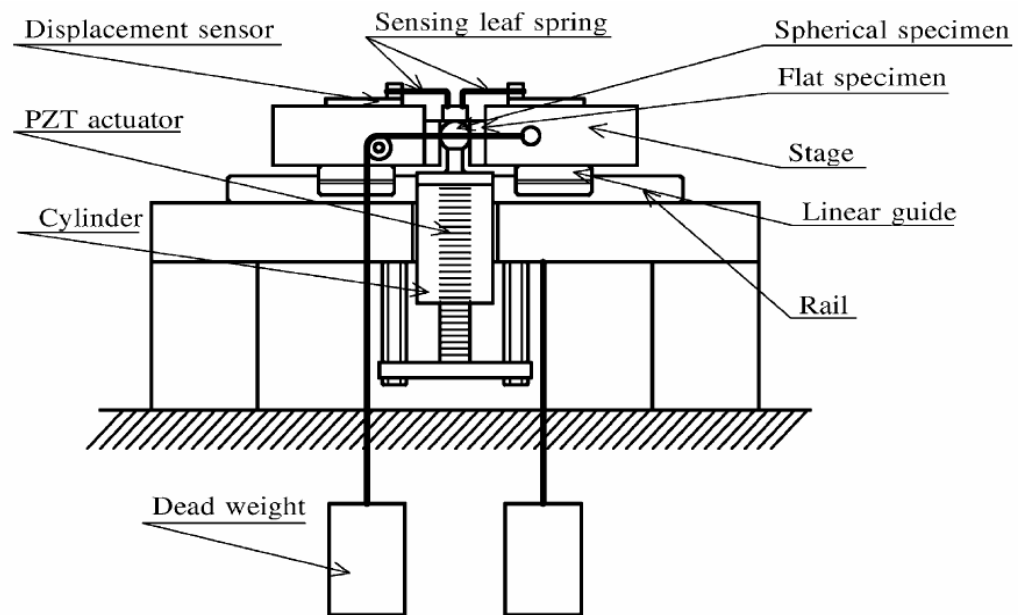


Figura 19 Máquina de fretting por pesos con poleas. ⁽¹⁸⁾

CAPITULO IV

INVESTIGACION DE USUARIOS Y ASPECTOS ERGONOMICOS

El presente capítulo tiene como finalidad recopilar y dar a conocer aspectos importantes en cuanto al diseño, funcionalidad y operación de las máquinas que en semejanza fueron tomadas como patrón de usuarios de las máquinas de fatiga por contacto rodante.

Los aspectos evaluados en el área de usuarios de la máquina de estudio de fatiga por contacto rodante y debido a la similitud de funcionamiento con los usuarios de las máquinas de desgaste, fretting, fricción y lubricación, fueron fundamentalmente aspectos en el diseño estructural, vida útil y ergonomía en el uso de las máquinas, de igual forma fueron de interés en el estudio, las inquietudes por parte de los usuarios en lo que respecta a posibles ensayos a realizar en sus próximas investigaciones en materia de fatiga por contacto rodante, determinando posibles parámetros y variables de medición y en consecuencia instrumentación necesaria, finalidad de los ensayos, geometrías a ensayar, requisitos básicos en el diseño etc.

4.1.- Estudio de Usuarios I

4.1.1.-Identificación de Usuarios

Los usuarios son todas aquellas personas que se encuentran en contacto directo con el funcionamiento, operación y trabajo de las máquinas de ensayos tanto de fatiga por contacto rodante, como aquellas máquinas cuyo funcionamiento se asemejan a las mismas. La clasificación de usuario establecida se presenta a continuación:

- Personal técnico de operación y mantenimiento de la máquina.
- Personal técnico de operación de equipos e instrumentación.
- Profesores de la Unidad Docente y de Investigación del Departamento de Tecnología y Producción de la escuela de Ingeniería Mecánica.
- Investigadores.
- Estudiantes de pre y post grado de la escuela de Ingeniería Mecánica.

4.1.2.-Metodología a Seguir

Durante la realización del estudio de usuario se procedió a seguir como metodología *la investigación de conductas de usuarios*, en donde se obtiene información a través de la consulta y observación directa de los usuarios en el sistema a estudiar.

Para tal fin se realizó una visita al laboratorio de tribología de la escuela de Ingeniería Metalúrgica y ciencia de los materiales de la UCV, de igual forma se elaboró y aplicó un cuestionario a investigadores y profesores de la Universidad Central de Venezuela como de otras instituciones como, la Universidad Simón Bolívar y la UNEXPO, involucrados en el área de estudio de propiedades de materiales.

4.1.2.1.-Visitas realizadas

Se realizaron visitas al laboratorio de tribología de la Escuela de Ingeniería Metalúrgica y Ciencia de los Materiales dirigido por la profesora e investigadora Mariana Staia, bajo la cooperación operativa del técnico metalúrgico Carlos Sánchez.

El laboratorio se encuentra dotado de equipos e instrumentación de ensayos como: la máquina de abrasión de bajo esfuerzo, la máquina de microabrasión, la máquina de erosión en seco, la máquina de fretting, la máquina de cuatro bolas, estas máquinas fundamentan los ensayos de desgaste, abrasión, fretting, lubricantes bajo condiciones extremas, los cuales asemejan aspectos físicos y de funcionamiento de una máquina de fatiga por contacto rodante, en especial la máquina de cuatro bolas, la cual a pesar de ser empleada en el laboratorio exclusivamente para la evaluación de lubricantes, en publicaciones científicas se encontró como equipo de evaluación de fatiga por contacto rodante en diversos materiales, bajo distintas condiciones.

Adicional a las observaciones realizadas a las máquinas, definiendo su funcionamiento, elementos constructivos y operación, se realizaron entrevistas y encuestas al personal del laboratorio.

4.1.2.2.-Cuestionario y encuestas

Se realizó una lista de preguntas con la finalidad de practicar una encuesta con distintos puntos de interés a un grupo de investigadores en el área de fatiga por contacto rodante, investigadores con interés en el estudio de fatiga por contacto rodante y en algunos casos investigadores del área de desgaste con geometrías similares a la estudiada, para obtener una idea general de las necesidades de este grupo de usuarios.

El universo encuestado comprende 1 investigadores del área de fatiga por contacto rodante, 3 investigadores del área de tribología, 5 investigadores del área de desgaste y fatiga, 2 técnicos en el área de materiales, en trabajos de tribología.

Las encuestas fueron aplicadas entre los meses de junio, julio y agosto del año 2005, la misma fue realizada, en su formato general, con preguntas abiertas, con la finalidad de conocer las impresiones del investigador; a continuación se presenta el modelo de encuesta aplicada.

Encuesta

Encuesta exploratoria para el estudio de la factibilidad, utilidad y diseño de una máquina de ensayo de Fatiga por Contacto Rodante para los aceros, en la escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la UCV.

La presente encuesta tiene como objetivo principal realizar el estudio de usuarios de una máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante con el fin de indagar los aspectos más importantes en cuanto al estudio, selección y diseño de la máquina, estableciendo los parámetros de interés y las necesidades en el área de ensayo mecánico, de igual forma realizar una comparación de máquinas existentes y ensayos realizados a través de experiencias teóricas y/o prácticas en el área de contacto mecánico.

1.- ¿Ha realizado estudios experimentales en el área de contacto mecánico?

Si _____ ; No _____

2.- ¿Qué geometría de contacto se encontraba presente?

Esfera – Esfera _____ Cilindro – Cilindro _____
Esfera – Plano _____ Cilindro – Plano _____
Plano – Plano _____ Otro _____ ¿Cual? _____

3.- ¿Cuál fue su área de interés en cada uno de los estudios realizados?

4.- ¿Cuáles fueron los resultados obtenidos en cada estudio?

5.- ¿Qué tipo de maquinaria e instrumentación empleó para sus estudios?

6.- ¿Qué propiedades ha estudiado usted en la zona elástica de los aceros?

7.- ¿Estaría interesado en realizar estudios en la zona plástica de los aceros?

Si _____ ; No _____

¿Porqué? _____

8.- ¿Ha realizado estudios experimentales en el área de Fatiga por Contacto Rodante? Si _____ ; No _____

En caso de una respuesta afirmativa (tips 8)

8.1.- ¿Cuál fue su área de interés en cada uno de los estudios realizados?

8.2.- ¿Cuáles fueron los resultados obtenidos en cada estudio realizado?

8.3.- ¿Qué tipo de maquinaria e instrumentación empleó para sus estudios?

8.4.- ¿Qué variables fueron medidas y que variables fueron calculadas?

8.5.- ¿Qué factor, en cuanto al diseño de la máquina utilizada, considera fundamental para el buen desempeño de la misma?

En caso de una respuesta negativa o afirmativa (tips 8)

8.6.- ¿Qué nuevos estudios experimentales y en caso de haber realizado estudios previos, qué tipos de investigaciones, serían de su interés realizar en el área de Fatiga por Contacto Mecánico?

8.7.- En esos estudios ¿Qué tipos de variables estaría interesado en medir y cuales en calcular?

8.8.- ¿Qué factor, en lo que se refiere a diseño y operación, consideraría fundamental evaluar en la construcción de una máquina de ensayo de Fatiga por Contacto Mecánico?

9.- ¿Podría hacer una pequeña descripción de la estructura física de la(s) máquina(s) utilizada(s) o estudiada(s)?

9.1.- ¿Qué parámetro(s) modificaría?

10.- ¿Conoce usted algún estudio reciente o en ejecución en el área de mecánica de contacto en los aceros, por parte de investigador, profesor, tesista, otro? Si _____ ; No _____

¿En qué área específicamente?

4.1.2.3.-Resultados de la encuesta

En el análisis de las encuestas aplicadas, se observaron aspectos deseables en el ámbito estructural y de diseño, entre los cuales destacamos los más comunes en las encuestas, como por ejemplo, el garantizar la aplicación de una carga normal, la rigidez de la máquina, el control de las vibraciones ya que las mismas afectan directamente al ensayo y la vida de la máquina, que posea una operación sencilla y de fácil acceso a las variables a medir, garantizar la medición precisa de la carga, tomando en cuenta las pérdidas de carga innatas en la máquina, posibilidad de intercambiar la geometría de las probetas; se observó cierto interés en una aplicación de carga automática y proveerle a la máquina un elemento de control general; entre otras características que no fueron comunes en las encuestas, sino respuestas aisladas del general.

La gran mayoría de los puntos dados como resultado en las encuestas, fueron tomados y analizados en el establecimiento de las especificaciones de diseño y evaluación de los conceptos solución generados en los diversos procesos de diseño del trabajo a realizar.

4.2.-Investigación Ergonómica

La investigación ergonómica tiene como finalidad estudiar la relación hombre-máquina que se establecerá en la operación general de la máquina de ensayos de fatiga por contacto rodante, esfera-plano, ya que aparte de la versatilidad y funcionalidad de la máquina se requiere una operación bien ordenada y que no presente ningún problema hacia la integridad física o psicológica del operador del equipo o del trabajador en la estación de trabajo de la máquina. (Gudiel 2005).

El uso de la ergonomía en el diseño de un equipo está estrechamente ligado a la consideración de la antropometría. Al diseñar cualquier máquina que va a ser utilizada por un personal, se debe considerar la ocupación física del cuerpo sobre dicha máquina. El estudio de la medida de las partes del cuerpo es tarea de la *antropometría*, la cual parte de la antropología física. Bien se sabe que no todas las personas cuentan con las mismas dimensiones, todos somos diferentes, más aún cuando se comparan personas de sexos distintos, razas y edades distintas, por lo cual tener en cuenta estas dimensiones abre más posibilidades a la adaptabilidad y a la ergonomía enfocada hacia la persona; es por ello que se hace necesario realizar un estudio detallado de los fundamentos antropométricos directamente relacionados con el diseño de la máquina de estudio.

4.2.1.-Nivel de generalización

En este diseño el nivel de generalización es ***tipo de producto***, ya que se ha desarrollado una alternativa de las máquinas de ensayos de fatiga por contacto rodante esfera-plano existentes tanto en la literatura científica como en diversos centros de investigación.

4.2.2.-Aspectos antropométricos

4.2.2.1.-Área de trabajo

La Fundación MAPFRE (2002) define al área normal de trabajo como la zona más conveniente para que los movimientos de las manos se puedan realizar con

un gasto normal de energía. Por eso, todos los materiales, herramientas y equipos se deben localizar preferentemente en esta área. Uno de los criterios es el de las áreas de farley, en la siguiente figura, la Fundación MAPFRE (2002) refleja ésta área (las medidas se encuentran en centímetros).

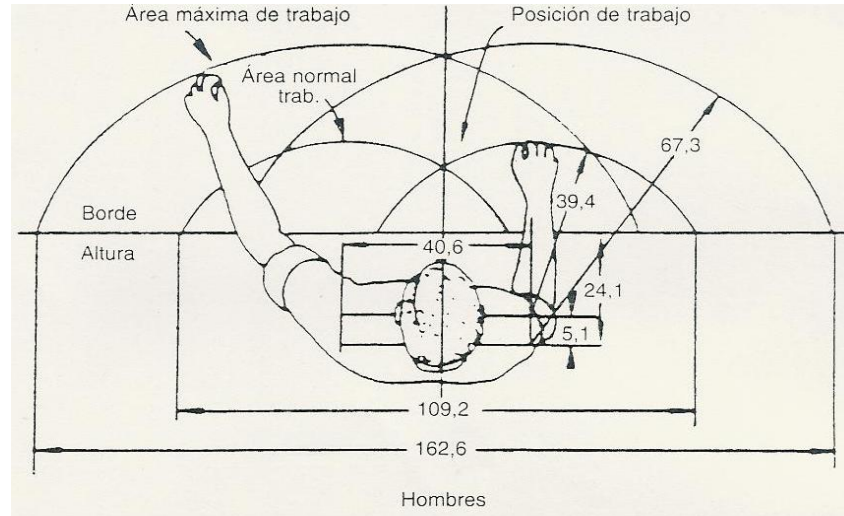


Figura 20. Área de trabajo. (25)

La zona o espacio de alcance conveniente es aquella en el que un objeto puede ser alcanzado de forma fácil sin tener que efectuar movimientos indebidos, si se efectúan movimientos con los miembros superiores, tomando como punto fijo la articulación del hombro y como radio la distancia desde ese punto fijo al punto medio de la posición de agarre cuando el brazo está extendido, el lugar geométrico de la superficie barrida es la “envolvente del alcance total”; lo que se representa en la siguiente figura: (Fundación MAPFRE, 2002).

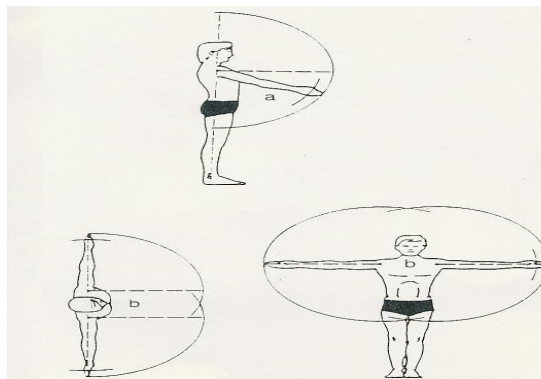


Figura 21. Zona de alcance. (25)

Para situar en el espacio algún elemento que debe ser manipulado se debe tomar en cuenta los alcances y las posibilidades prácticas que proporciona el espacio disponible, estas distancias varían entre hombre y mujeres, lo cual se observa a continuación:

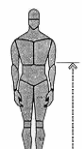
	Hombres		Mujeres	
	95 %	5%	95%	5%
 Alcance punta de Mano	35,0 pulg. 88,9 cm.	29,7 pulg. 75,4 cm.	31,7 pulg. 80,5 cm.	26,6 pulg. 67,6 cm.
 Alcance Lateral	39 pulg. 99,6 cm.	29,0 pulg. 73,7 cm.	38 pulg. 96,5 cm.	27 pulg. 68,6 cm.
 Alcance Vertical	88,5 pulg. 224,8 cm.	76,8 pulg. 195,1 cm.	80 pulg. 213,4 cm.	72,9 pulg. 185,2 cm.
 Altura de Codo	47,3 pulg. 120,1 cm.	41,3 pulg. 104,9 cm.	43,6 pulg. 110,7 cm.	38,6 pulg. 98 cm.
 Altura de los ojos	68,6 pulg. 174,2 cm.	60,8 pulg. 154,4 cm.	64,1 pulg. 162,8 cm.	56,3 pulg. 143 cm.

Tabla 4. Alcance de acuerdo al sexo. ⁽²⁵⁾

4.2.2.2.-Planos de trabajo en posición de pie

En este sentido, Grandjean (referenciado por la Fundación MAPFRE (2002)) ha determinado algunos planos en esta posición según el tipo de trabajo realizado, con sus respectivas tolerancias, la siguiente figura muestra dichos planos de trabajo.

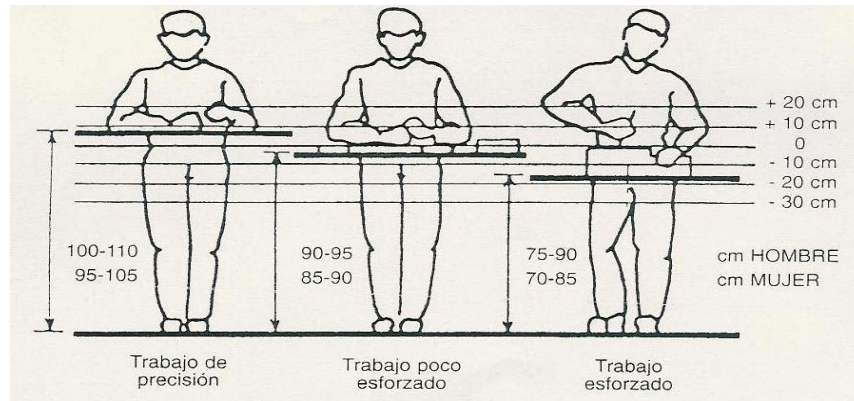


Figura 22. Tolerancias de posición en pie. ⁽²⁵⁾

4.2.2.3.-Aplicación límite de fuerza

La posición en la que se realiza el ensayo es tal que los brazos forman un ángulo entre 120° y 150° con respecto a la cabeza, y el movimiento de las manos puede hacerse se arriba hacia abajo, o hacia delante y hacia atrás ⁽⁴⁾. Tales movimientos limitan los valores de fuerza que un individuo debe aplicar al operar una máquina, para este caso específico se observan los valores en la tabla siguiente.

Ángulo del Brazo	Brazo Izquierdo	Brazo Derecho	Brazo Izquierdo	Brazo Derecho
	Subir		Bajar	
150°	231 N.	249 N.	182 N.	209 N.
120°	240 N.	266 N.	226 N.	257 N.
	Halar		Empujar	
150°	498 N.	542 N.	493 N.	547 N.
120°	418 N.	462 N.	440 N.	458 N.

Tabla 5. Rangos de fuerzas permitidos. ⁽²⁵⁾

4.2.3.-Conclusiones en ergonomía

Los aspectos ergonómicos arrojaron conclusiones importantes en cuanto al manejo de la máquina, los cuales deben ser considerados tanto en el diseño, la construcción y operación de la misma. Entre las características ergonómicas a considerar se encuentran las siguientes:

- Los paneles de control y mandos de la máquina deben estar situados entre los hombros y la cintura.
- Hay que evitar colocar por encima de los hombros objetos o controles que se utilicen a menudo. Es decir a una altura promedio menor a 1,60 m.
- Los objetos deben estar situados lo más cerca posible al alcance del brazo para evitar tener que extender demasiado los brazos para alcanzarlos o sacarlos.
- Se debe mantener los materiales y herramientas de uso frecuente cerca del cuerpo y frente a él.
- Hay que ajustar la superficie de trabajo para que esté a la altura del codo o algo inferior para la mayoría de las tareas generales. La altura máxima que se suele considerar del suelo al codo para un hombre suele ser 1,20 m. y para una mujer 1,10 m.
- Cuidar de que los objetos que haya que levantar estén a una altura situada entre la mano y los hombros. Entre 1,60 y 0,91 m.
- Los pesos y cargas a elevar no deben pasar de los rangos permitidos, tanto para hombres como mujeres, de igual forma deben estar colocados de tal forma que el movimiento de elevación sea vertical.
- Las asas, las agarraderas y los mangos deben ajustarse a las manos del operador.
- El operador no debe tener que estirarse para realizar sus tareas. Así pues, el trabajo deberá ser realizado a una distancia de 20 a 30 centímetros frente al cuerpo.

CAPITULO V

ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Todo diseño debe partir de características funcionales, encontradas en los requerimientos de los clientes, para llegar a especificaciones de ingeniería, con el fin de llevar el diseño a unidades medibles para una posterior comparación con el diseño final y lo deseado inicialmente.

En el mismo orden de ideas, es necesario recurrir a los datos y requerimientos aportados por los usuarios y por los atributos y características encontradas en las tecnologías existentes en el mercado, para así poseer un punto de partida, seguido de aspectos críticos que complementan el estudio de la necesidad como lo son: parámetros operativos y funcionales, espacio físico entre otros, para así establecer los valores límites del problema de diseño.

5.1.-Requerimientos funcionales.

5.1.1.-Elemento Motriz

Durante la ejecución del ensayo se requiere el movimiento angular de una de las dos probetas sobre su compañera, con el fin de causar el efecto de fatiga en el ensayo, en conjunto con la aplicación de la carga normal.

Las velocidad durante en ensayo de fatiga permanecerá constante, más no necesariamente entre ensayo y ensayo, dependiendo del usuario la velocidad variará en cada tipo de prueba, sin embargo el rango de velocidad, no es un aspecto de solicitud critica.

El rango de velocidad manejado por la máquina dependerá del usuario de la máquina y sus requerimientos, los cuales se ven de igual forma reflejados en investigaciones y estudios previos realizados en el área de contacto rodante, por tal motivo se tomaron como puntos de referencia los ensayos en los cuales el estudio de la variación de la velocidad era un parámetro medible e introducido en los análisis de fatiga por contacto rodante en materiales como el acero, tales velocidades tienen su mínimo en 400 rpm y su máximo en 3500 rpm.

5.1.2.- Aplicación de Fuerza.

La fuerza aplicada debe garantizar ser una fuerza normal entre ambas probetas, tanto la de rodamientos como la muestra plana, tipo arandela, la fuerza permanecerá constante a lo largo del ensayo, más no entre ensayo y ensayo, la misma variará de acuerdo a los requerimientos de las pruebas realizadas por los usuarios. La variación de la prueba se realizará entre un rango amplio de cargas, las cuales se requiere esté entre los 500 gr. como carga mínima hasta 180 kg. como carga máxima.

El actuador de carga, responsable de la aplicación de carga normal entre las probetas, se requiere sea de fácil funcionamiento, capaz de poseer una respuesta precisa en el manejo de la carga, puesto que se realizaran ensayos con fuerza de bajo valor, de igual forma con un costo que no supere el 10% de la inversión total en la construcción de la máquina.

5.1.3.- Estructura base-soporte.

La estructura general de la máquina debe ser capaz de soportar las fuerzas aplicadas a lo largo de los ensayos, así como también mantener la rigidez de la máquina, ayudando a garantizar la normalidad del contacto.

5.1.4.- Sujeción de las probetas.

Las probetas corresponden a una pista de rodamientos, con variación en el número de bolas, y una arandela. Los rodamientos empleados se encuentran estandarizados de acuerdo a la norma SKF, las arandelas son dimensionadas en función de las medidas de los rodamientos, puesto que ambas probetas poseen las mismas dimensiones cuanto al diámetro interno como externo. Las dimensiones se muestran a continuación.

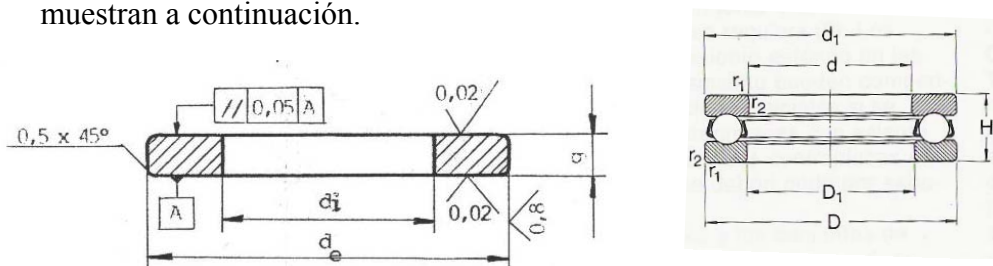


Figura 23. Dimensiones de las probetas de ensayo. Fuente, Dpto. de Producción. EIM

Muestra	$d_e=D$ (mm)	$d_i=D_1$ (mm)	q (mm)	h (mm)	Tipo de Rodamiento	D_{bolas} (mm)
I	24	10	4	9	51.100	4,75
II	26	12	4	9	51.101	4,75
III	28	15	4	9	51.102	4,75
IV	30	17	4	9	51.103	5
V	35	20	4	10	51.104	5,5
VI	42	25	4	11	51.105	5,5
VII	47	30	4	11	51.106	6

Tabla 6. Dimensiones de las probetas de ensayo. Fuente, Dpto. de Producción. EIM

El porta-probeta debe garantizar la permanencia fija y sin movimiento de las probetas durante el ensayo, de igual forma debe adaptarse a las dimensiones y formas de las probetas, el manejo se requiere sea sencillo y practico para el operador.

5.1.5.- Instrumentación y adquisición de datos.

La realización y análisis de las pruebas a efectuarse en la máquina de ensayo por contacto rodante, lleva consigo la medición de parámetros básicos en las investigaciones teóricas de la fatiga por contacto rodante, como son, la medición de la fuerza normal, el área de contacto, las presiones de contacto, la rugosidad de las muestras, la velocidad angular, el control de la temperatura y las vibraciones de la máquina entre otras.

De las variables antes mencionadas, existen algunas que son intrínsecas a la máquina y otras al ensayo en sí, es decir algunas mediciones son dadas por la máquina y otras deben ser calculadas dependiendo de las lecturas obtenidas ó variables medidas fuera del entorno del equipo.

Las variables que se relacionan directamente con el diseño de la máquina son las siguientes: fuerza normal, temperatura, vibraciones y velocidad angular.

Los requerimientos en cuanto a la medición se fundamentan principalmente en la rapidez de respuesta y la precisión de los instrumentos, tal que sean capaces de

mantener el registro de las variaciones de las variables, los cuales para ensayos de investigación y experimentación se recomienda se encuentre entre rangos de ± 0.01 de precisión.

En conjunto con la medición de los parámetros se encuentra el control general de la máquina, llamando control desde en encendido manual de la máquina, hasta la parada automática causada por la detección de la falla, incluyendo la posibilidad de detener el proceso antes de hallarse la falla.

La falla se ha definido, gracias a los análisis del diseño de equipos empleados en trabajos de investigación, nombrados anteriormente, en los mismos toman como parámetro de falla, la variación en las vibraciones, tomando inicialmente un valor de vibración estándar, el cual será el patrón de falla.

Se ha incluido la necesidad de proteger el ensayo de los incrementos de la temperatura, a fin de no causar daños no requeridos en las probetas de prueba, por lo cual se recomienda el control de la temperatura hasta un valor permitido, por encima del cual el proceso debiera detenerse.

5.2.- Requerimientos físicos.

La máquina de ensayo se localizará en los laboratorios de tecnología de los materiales, pertenecientes al departamento de Tecnología y Producción.

Las dimensiones generales de la máquina deben ser establecidas en rangos que no sobrepasen el área de trabajo, ni la altura de alcance del operador, de igual forma el peso debe ser tal que la movilidad de la máquina a lo largo del laboratorio no sea un punto crítico en el uso del mismo.

Por tal motivo las dimensiones de la máquina se establecen en un máximo de 1m de alto, 0,6m de ancho y 0,5 m de profundidad, y el peso en un máximo de 100 Kg.

5.3.- Especificaciones de Diseño.

Luego de realizar un análisis de los requerimientos funcionales necesarios para la operación de la máquina, se llegaron a parámetros ingenieriles cuantitativos y cualitativos que darán paso a la generación de soluciones.

Especificaciones	Característica
Vibraciones de la máquina	Es necesario que la máquina sea lo menos propensa a vibraciones, ya que este parámetro es fundamental para determinar la falla.
Aplicación de una fuerza normal	Es necesario asegurar que la fuerza aplicada sea normal en el contacto entre las muestras a ensayar.
Fácil construcción	Se desea que las operaciones de manufactura y construcción sean lo más sencillas posibles.
Vida útil	Es deseable que la máquina posea una larga vida útil.
Estética	Es deseable que la máquina conserve una buena estética.
Costo total de la máquina	El costo disponible para la construcción es de 14.000.000 Bs.
Peso de la máquina	Máximo 50 Kg.
Dimensiones de la máquina	1 m de alto / 0,8 m de ancho / 0,4 m de profundidad.
Ergonomía en la operación	Es deseable que la máquina conserve una buena relación hombre-máquina.
Elementos constructivos	Es deseable que la máquina posea el menor

	número de elementos constructivos, para facilitar la construcción.
Desarrollo de cargas reales de trabajo	Es deseable que la máquina desarrolle cargas de trabajo aplicadas en la realidad industrial.
Mantenimiento	Es deseable que la máquina posea un mantenimiento sencillo y en ciclos largos de trabajo.
Aplicación de carga	Es deseable que la aplicación de la carga se pueda realizar en forma automática.
Rango de carga	0,4 a 200 Kg.
Rango de velocidad	400 a 2800 rpm. (mínimo)
Medición de carga	Es deseable tener la opción de localizar instrumentos de medición de carga.
Medición de la velocidad	Es necesario tener la opción de localizar instrumentos de medición de velocidad.
Carga sin medición	Es deseable tener la opción de medir la carga sin necesidad de instrumentos de medición de carga.
Manejo y operación de la máquina	Se desea que el manejo y operación de la máquina sea de forma sencilla.
Adquisición de elementos constructivos	Es deseable que los elementos constructivos de la máquina sean de fácil acceso a nivel comercial.
Rigidez de la máquina	El soporte de la máquina debe mantener la rigidez, para garantizar la fuerza normal durante el ensayo.
Lubricación	Es deseable escoger un diseño con posibilidades de adjuntarle un sistema de lubricación sencillo.

Tabla 7. Especificaciones de diseño.

CAPITULO VI

GENERACIÓN DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

Una vez realizado el estudio de la necesidad se tiene la base del diseño para la generación de ideas y la posterior formulación de posibles soluciones que satisfagan la necesidad generada, con la finalidad de realizar una evaluación y subsiguiente selección de aquel concepto solución que cubra la mayoría de los requerimientos de diseño solicitados.

6.1.- Análisis funcional.

6.1.2.- Empleo de la caja negra

El empleo de la caja permite definir la función general del sistema a diseñar, estableciendo claramente los límites, a través de las entradas y salidas que se contemplen en la caja, identificando todos los componentes que, adicionalmente presentarán señales de interés para saber si el sistema esta o no funcionando.

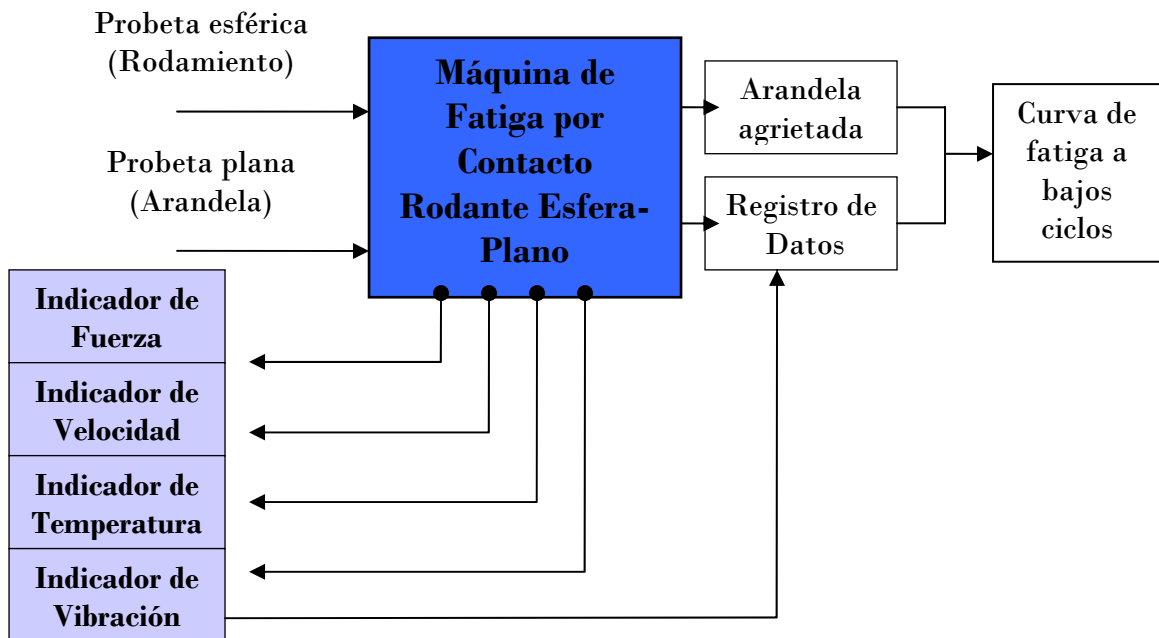


Figura 24. Empleo de la caja negra de diseño.

6.1.2.- Funciones esenciales.

Luego de manejar la caja negra como un todo, es preciso hacerla transparente, develando las funciones esenciales para el diseño, mostrando las interacciones entre ella y con los límites del sistema.

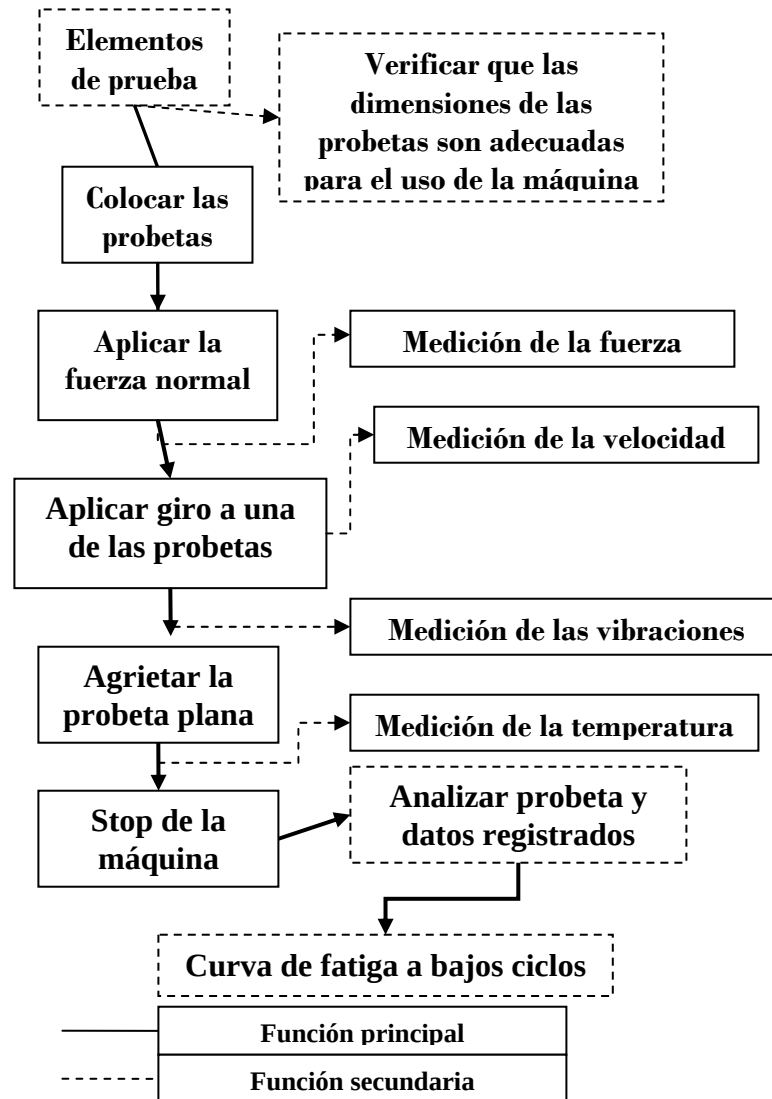


Figura 25. Funciones de la máquina.

6.1.3.-Descomposición en sub.-problemas.

El problema global dividido en sub.-problemas ayuda a visualizar las posibles soluciones a generar en las técnicas de diseño. Los sub.-problemas generados en el diseño de la máquina de fatiga por contacto rodante son:

- Aplicación de la fuerza.
- Aplicación de la velocidad al ensayo.
- Ajuste de las probetas.
- Instrumentación.

6.1.4.- Proposición de soluciones.

6.1.4.1.-Aplicación de la fuerza.

Existen diversas formas de aplicación de fuerza normal, empleando actuadores cuyo funcionamiento varía respecto a los requerimientos necesarios en los resultados de la fuerza, bien sea en magnitud o precisión.

La aplicación de la fuerza es el parámetro fundamental para establecer la estructura general de la máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante, por tal motivo se realizó un paneo inicial de las posibles formas de aplicación de la carga, a través de un mapa mental que ayudase a dar las ideas iniciales de la forma total de la máquina.

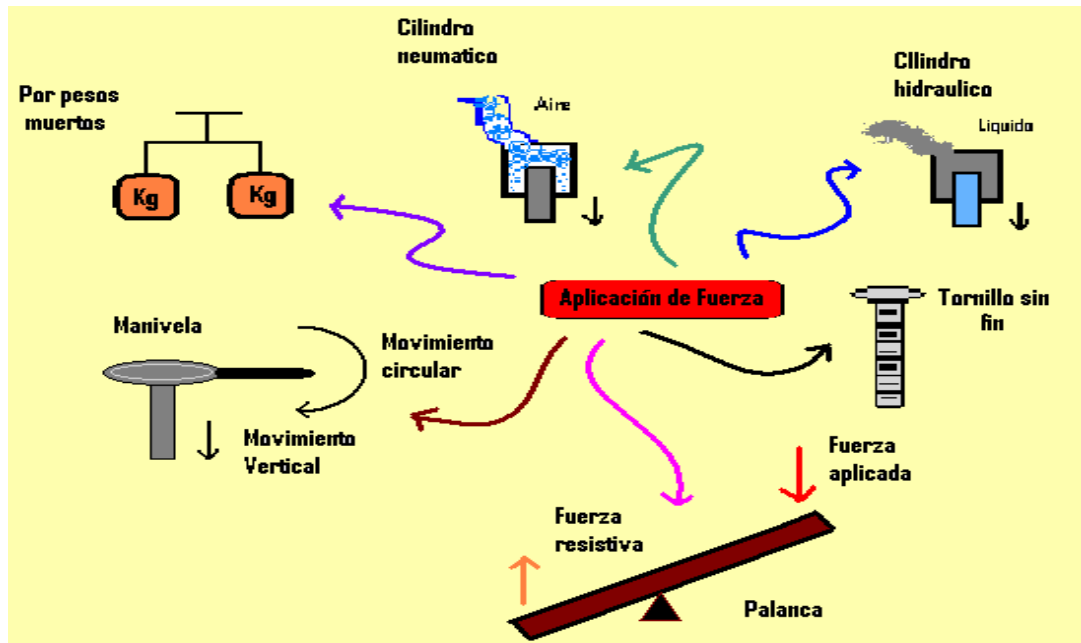


Figura 26. Mapa mental de las formas de aplicación de la fuerza.

Luego de realizar la visualización de la aplicación de la carga se procedió a efectuar tormentas de ideas individuales y grupales, en equipos de más de 4 personas, entre estudiantes y profesores que dieron como resultado diversas estructuras de la máquina, donde se manejan las formas de aplicación de fuerza, dichos resultados se muestran a continuación:

– Modelo # 1. **Pesos muertos-vertical.**

La base superior tiene la libertad de desplazarse verticalmente, por lo cual los pesos son colocados sobre ella para ejercer la fuerza normal a las probetas.

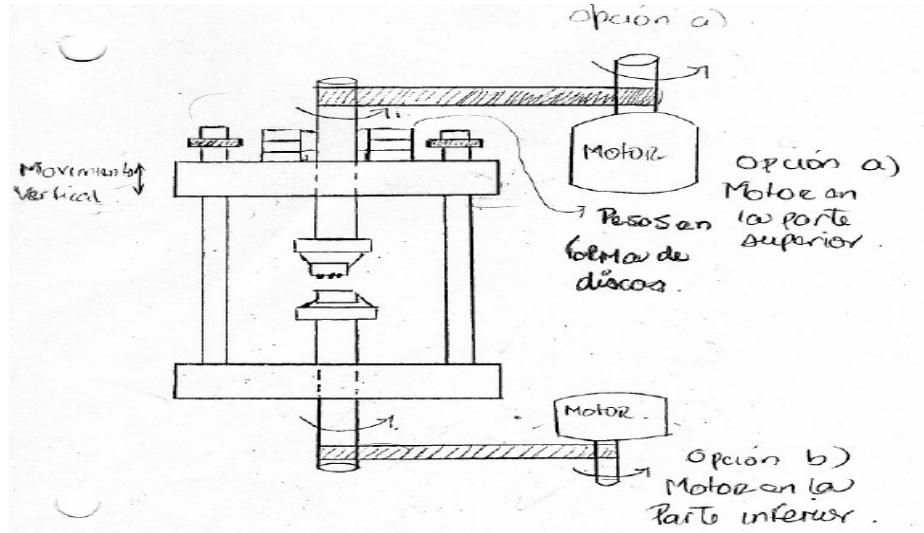


Figura 27. Modelo de aplicación de carga #1.

– Modelo # 2 **Palanca horizontal.**

La fuerza se aplica por medio de pesos, los cuales se multiplica por el sistema de palanca, la normalidad del contacto se ve modificado por dos opciones la opción a, colocando el ángulo preciso que asegure la posición perpendicular con las probetas, la opción b, muestra la articulación de la barra la cual dará la oportunidad de mover la barra de tal forma que se garantice la normalidad.

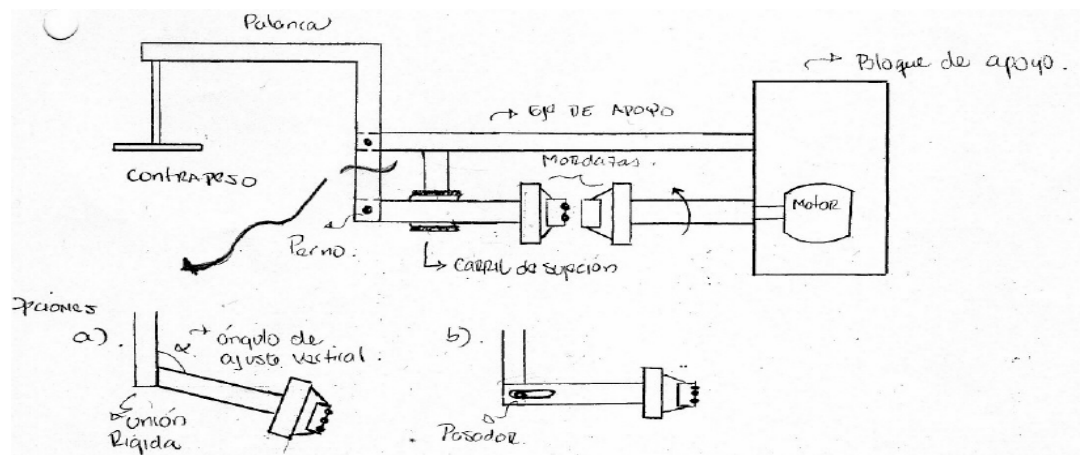


Figura 28. Modelo de aplicación de carga #2.

– Modelo # 3. **Pesos muertos-horizontal.**

Los pesos muertos se adjuntan a dos poleas que se encuentran respectivamente a dos bloques horizontales con la libertad de movimiento en esa dirección, al aplicar los pesos los bloques se acercan entre sí, comprimiendo las probetas ejerciendo la fuerza del contacto.

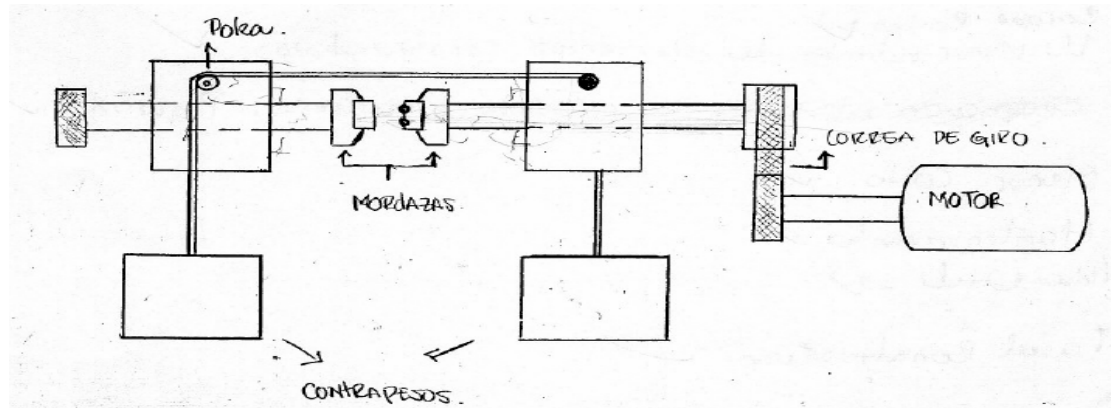


Figura 29. Modelo de aplicación de carga #3.

– Modelo # 4 **Tornillo sin fin con manivela.**

El tornillo se encuentra unido a una palanca tipo manivela larga, por medio del cual se ejerce la fuerza manualmente, el tornillo sin fin se desplaza verticalmente aplicando la fuerza a las probetas. La palanca puede ubicarse de tal manera que no sea impedimento el giro total del tornillo, por lo cual el tornillo posee orificios de forma diametral en la parte superior.

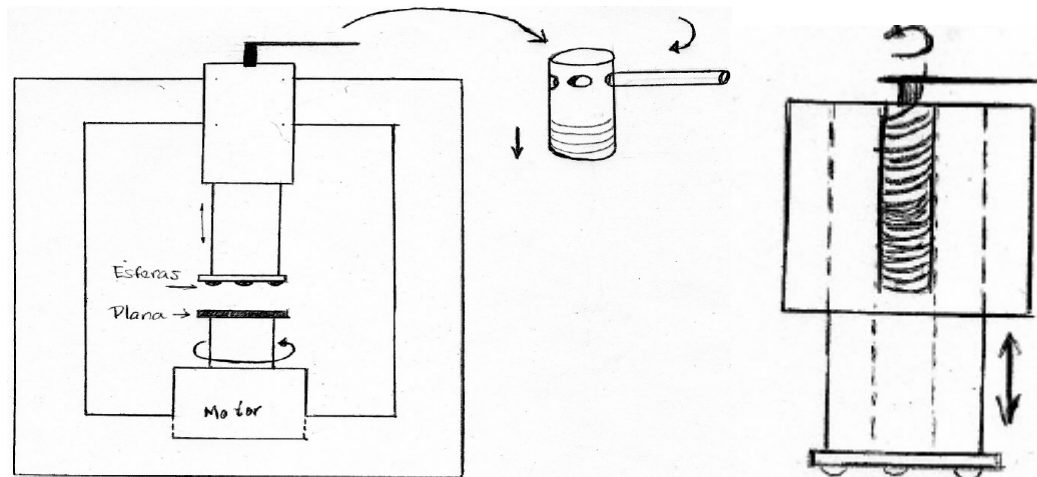


Figura 30. Modelo de aplicación de carga #4.

– Modelo # 5 **Piñón y cremallera.**

Se tiene un cilindro con dientes de engranaje en su diámetro, el cual permite el movimiento vertical de un cilindro con una cremallera, el cual ejerce la fuerza a las probetas.

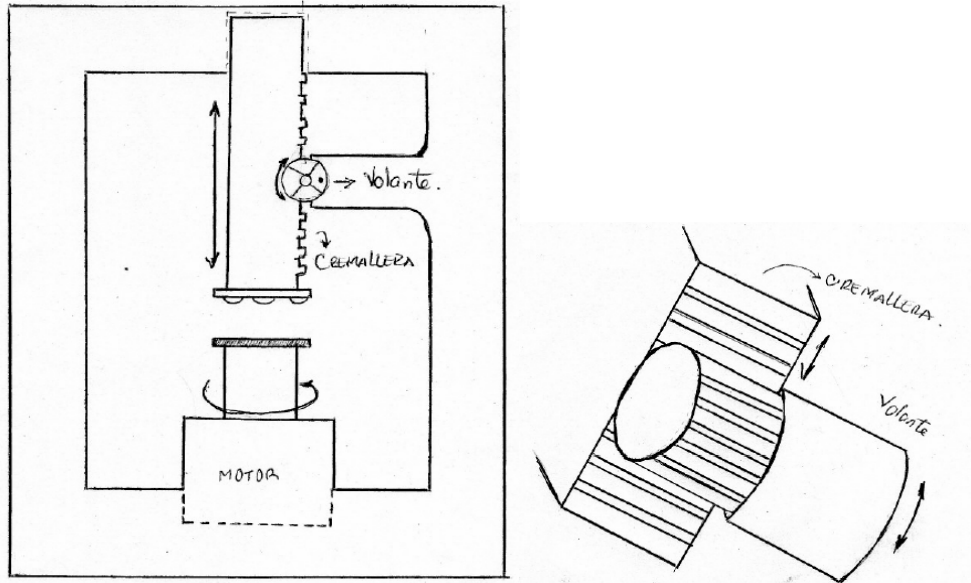


Figura 31. Modelo de aplicación de carga #5.

– Modelo # 6 **Piñón y cremallera-pesos muertos.**

Es una combinación entre el modelo # 1 y el modelo # 5

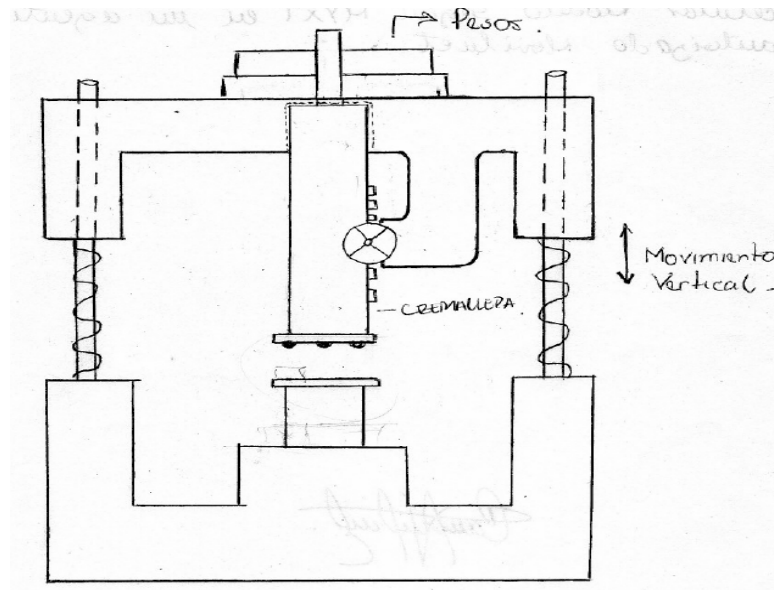


Figura 32. Modelo de aplicación de carga #6.

– Modelo # 7. **Actuador neumático.**

El actuador neumático convierte la energía del aire comprimido en trabajo mecánico, por lo cual se incorpora al actuador el trabajo de un compresor, se propusieron dos configuraciones, la primera con un cilindro retráctil que favorece el ascenso del cilindro luego de liberar la carga, la segunda opción posee todo el conjunto de forma interna en un solo bloque.

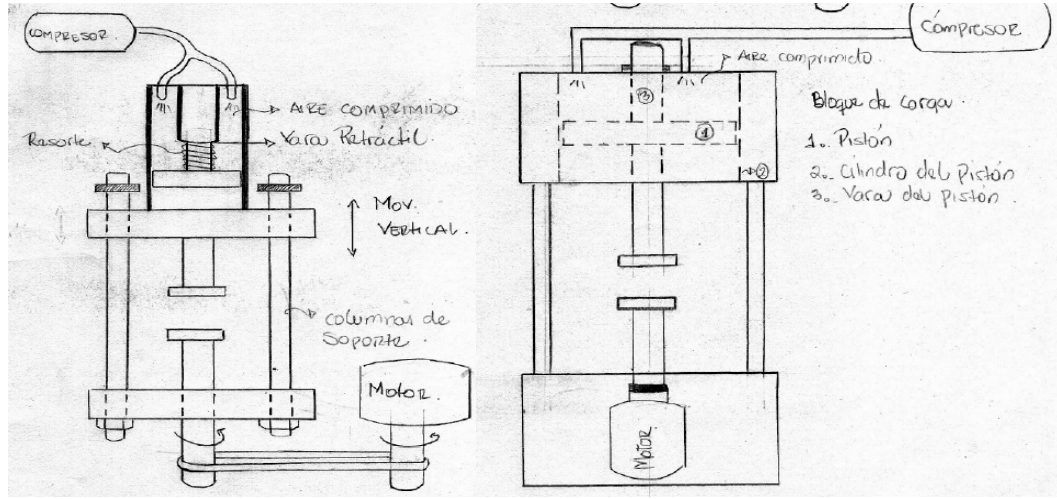


Figura 33. Modelo de aplicación de carga #7.

– Modelo # 8. **Palanca por contrapesos.**

La fuerza se aplica por medio de pesos que gracias a la acción de la palanca incrementa la fuerza proporcionalmente. El giro se aplica en la probeta opuesta a la probeta que ejerce la fuerza.

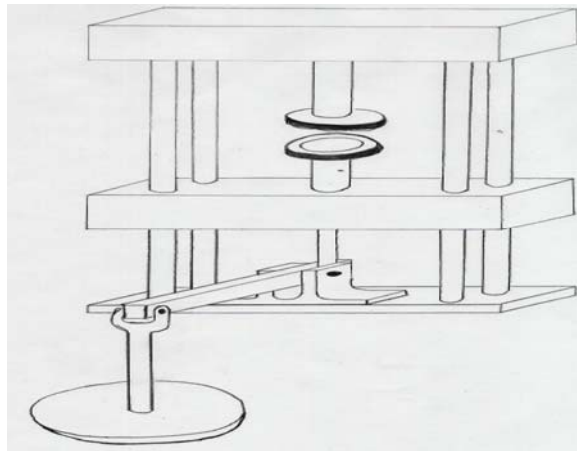


Figura 34. Modelo de aplicación de carga #8.

– Modelo # 9. **Engranaje y tornillos sin fin.**

El mecanismo de aplicación de fuerza es por medio del movimiento conjunto entre engranajes y tornillos sin fin ajustados coordinadamente para el movimiento vertical de los tornillos, lo cual permitirá acercar o alejar las bases de la máquina y así aplicar la fuerza a las probetas, el giro de los engranajes y de la probeta giratoria se realiza con un solo elemento motriz, con la variante del croche de ajuste puesto en el eje del motor con el cual embragará en los engranajes o en la probeta de acuerdo sea el paso de la prueba. La manivela superior se emplea para la aplicación de cargas bajas.

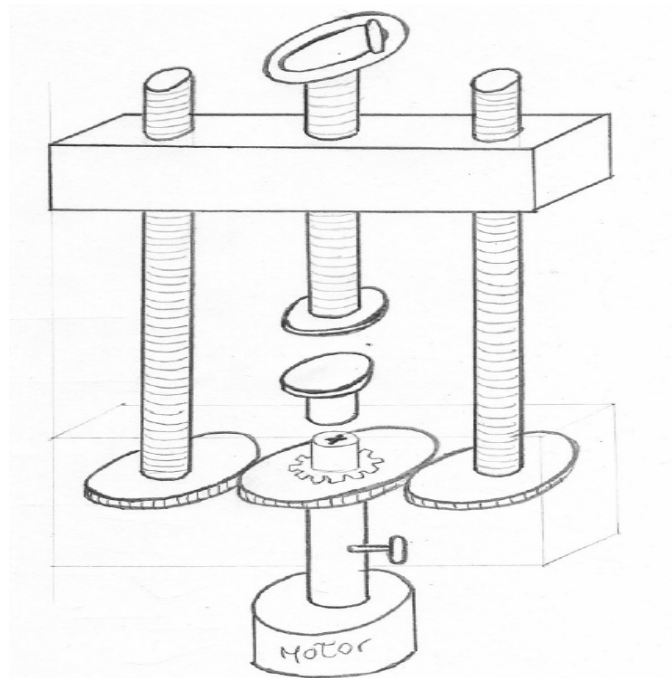


Figura 35. Modelo de aplicación de carga #9.

– Modelo # 10. **Discos de Fricción**

La fuerza se aplica a través del mecanismo de discos de fricción, el movimiento de los discos se aplica por medio de un motor adicional al elemento motriz de las probetas, al darle giro a los discos superiores se desplaza la barra articulada a la derecha o izquierda, de acuerdo a la dirección de desplazamiento de la probeta, hacia arriba o hacia abajo, el movimiento del disco superior genera fricción

al disco inferior el cual da movimiento circular al tornillo sin fin que se desplazará verticalmente y ejercerá la fuerza sobre las probetas.

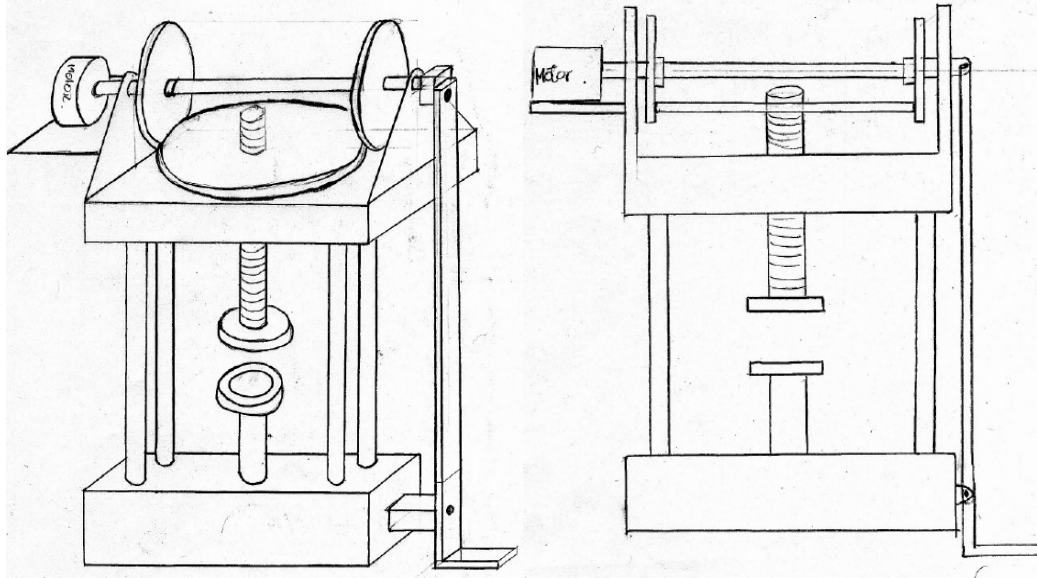


Figura 36. Modelo de aplicación de carga #10.

– Modelo # 11. **Gato tipo tijera.**

El gato tipo tijera es un gato mecánico cuyo funcionamiento está en aplicar la fuerza girando un tornillo sin fin. Al girar en sentido contrario, el sistema vuelve a su posición original dejando de aplicar fuerza.

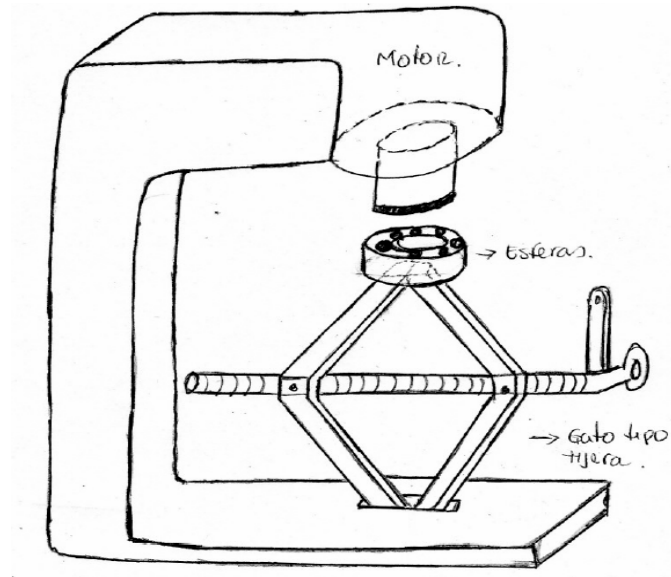


Figura 37. Modelo de aplicación de carga #11.

– Modelo # 12. **Gato hidráulico tipo botella.**

La propuesta de hacer de un gato hidráulico tipo botella un actuador de fuerza, consta principalmente de un envase y un cilindro, el envase contiene aceite que al ser bombeado por una palanca unida en uno de los extremos del envase, hace que el cilindro suba aplicando una fuerza unidireccional bastante elevada.

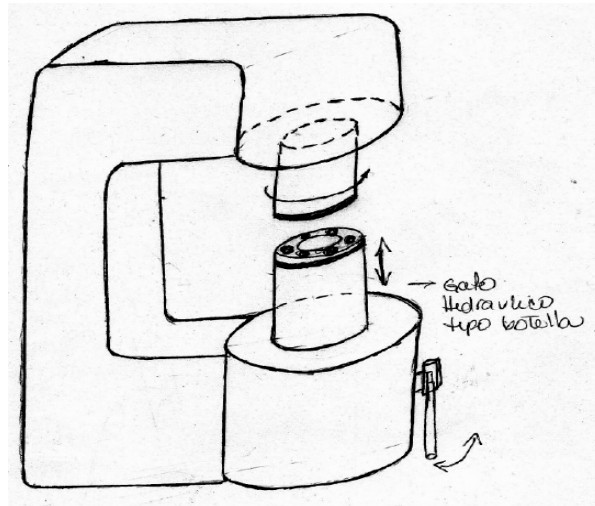


Figura 38. Modelo de aplicación de carga #12.

– Modelo # 13. **Actuador hidráulico.**

El actuador hidráulico posee el mismo funcionamiento que el neumático, se diferencia en el fluido de trabajo, que en el hidráulico generalmente es aceite. Las configuraciones propuestas son similares a las del actuador neumático.

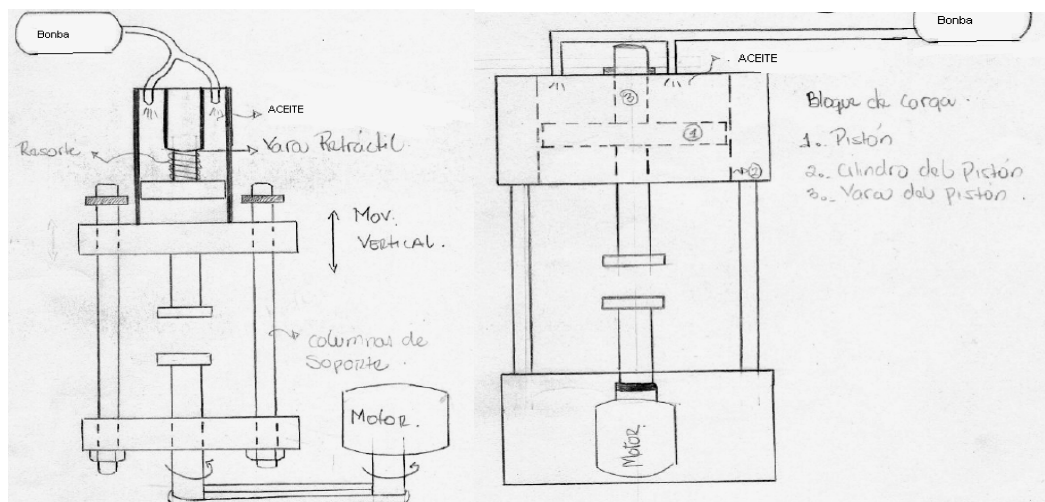


Figura 39. Modelo de aplicación de carga #13.

6.1.4.2.- Aplicación de la velocidad al ensayo.

Empleando la técnica de cartografía mental, se lograron explorar las diferentes posibilidades creativas en torno a la aplicación de la velocidad a través del empleo de un elemento motriz, que en el marco general fue tomado un motor eléctrico. Alrededor del motor eléctrico se generaron aristas de discusión en torno a, tipo de acople, transmisión, ubicación del motor en la máquina, posición, selección de las características del motor, entre otras, las mismas fueron reunidas gráficamente con la finalidad de visualizar todas las alternativas posibles.

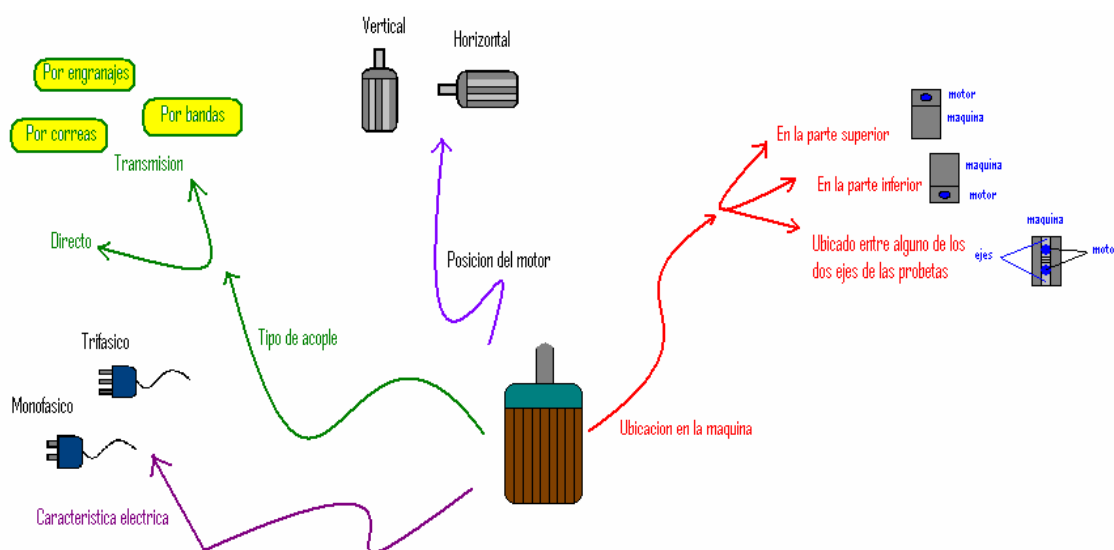


Figura 40. Mapa mental del elemento motriz.

Durante la ejecución del mapa mental del motor eléctrico, se observó que la ubicación del motor en la máquina depende de la configuración dada por la aplicación de la carga, puesto que la probeta que aplique la carga, no podrá ejercer la velocidad a la máquina.

6.1.4.3.- Ajuste de probetas.

El método de sujeción de las probetas se presentó como una sucesión de ideas que fueron evolucionando y cambiando de forma, de acuerdo a las necesidades que surgían en el desarrollo del diseño, realizando así un estudio morfológico estableciendo las combinaciones posibles.

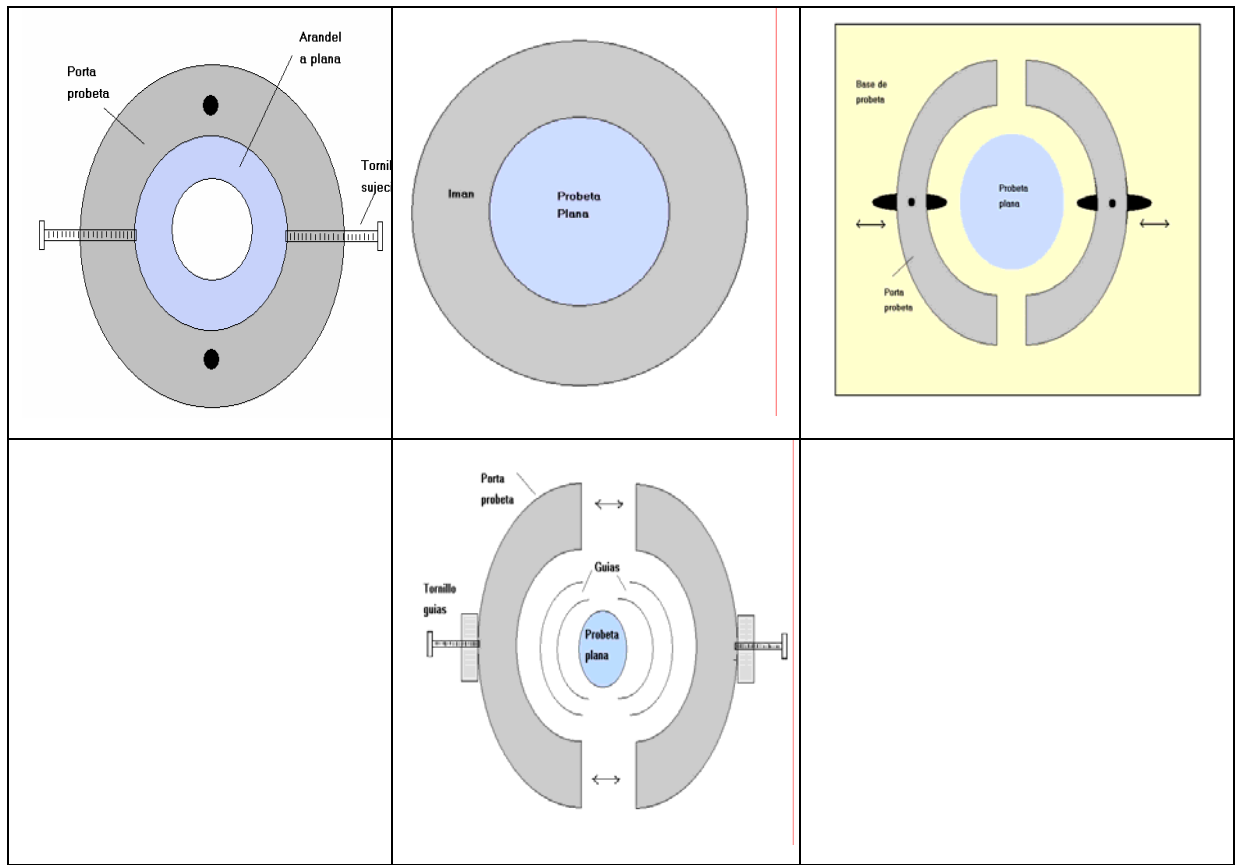


Figura 41. Formas de sujeción de las probetas

6.1.4.4.- Instrumentación.

La instrumentación es un parámetro que depende de la geometría y formas seleccionadas para la máquina en general, por lo cual la selección de la misma se realizará en función del concepto solución seleccionado finalmente.

6.2.- Evaluación de los conceptos solución.

Cada sub-problema cuya generación de soluciones ha implicado una fase creativa; específicamente la forma de aplicación de fuerza y del giro, la sujeción de las probetas; han sido evaluados en función de los requisitos del diseño y seleccionado todo en conjunto cumpliendo con la armonía general del diseño realizado.

6.2.1.- Aplicación de la fuerza.

Para realizar la evaluación de los modelos propuestos se ha empleado el método de *los criterios ponderados* en función de los requisitos de diseño, asignando a los requisitos de diseño una ponderación del uno al cinco según su grado de importancia, donde uno significa poco importante y cinco muy importante; además de ello, se le asignó una calificación en cada aspecto ponderado a cada diseño de forma individual dependiendo de su grado de cumplimiento con la característica necesaria del uno al diez, donde uno es no cumplimiento y diez cumplimiento total del requisito, luego de tener ambas ponderaciones se realiza una multiplicación de la ponderación del requisito con la calificación de cada modelo, para posteriormente tener una suma de las características cumplidas por cada diseño, obteniendo el total de puntos del diseño, y seleccionar aquél que obtenga la mayor puntuación.

En la matriz se muestra en las columnas cada uno de los trece modelos con la calificación parcial y total, y en las filas cada uno de los requisitos de diseño a cumplir por los conceptos solución.

Los requisitos de diseño son:

C	Requisito	C	Requisito
1	Vibraciones	13	Fácil y poco mantenimiento
2	Aplicación de la fuerza normal	14	Aplicación de carga automática
3	Facilidad en la construcción	15	Rango de carga
4	Estética	16	Facilidad de medición de carga
5	Vida Útil	17	Rango de velocidad
6	Costo	18	Facilidad para medir velocidad
7	Peso	19	Medida de carga sin instrumento
8	Dimensiones de la Máquina	20	Operación y manejo sencillo
9	Ergonomía	21	Piezas accesibles en el mercado
10	Pocos elementos constructivos	22	Rigidez de la máquina
11	Cargas reales de trabajo	23	Facilidad de lubricación
12	Intercambio de geometría		

Tabla 8. Requisitos de diseño a cumplir por los conceptos solución.

	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		
	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	C	P	
1	5	10	50	1	5	1	5	10	50	10	50	10	50	10	50	5	25	5	25	10	50	3	15	8	40	10	50
2	5	9	45	1	5	5	25	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	8	40	10	50	7	35	10	50	10	50
3	3	10	30	6	18	4	12	6	18	4	12	3	9	1	3	9	27	1	3	1	3	8	24	7	21	1	3
4	1	7	7	3	3	5	5	8	8	8	8	8	8	10	10	8	8	8	8	4	4	2	2	8	8	10	10
5	4	10	40	5	20	6	24	4	16	3	12	2	8	10	40	10	40	1	4	1	4	8	32	10	40	10	40
6	4	10	40	10	40	8	32	7	28	6	24	4	16	1	4	9	36	3	12	2	8	9	36	9	36	1	4
7	2	5	10	7	14	5	10	10	20	10	20	5	10	6	12	7	14	6	12	8	16	6	12	5	10	5	10
8	2	5	10	4	8	3	6	10	20	10	20	5	10	8	16	7	14	7	14	8	16	8	16	9	18	8	16
9	3	4	12	6	18	5	15	7	21	4	12	4	12	10	30	7	21	8	24	9	27	5	15	5	15	10	30
10	3	10	30	8	24	9	27	9	27	8	24	7	21	1	3	10	30	1	3	1	3	10	30	10	30	1	3
11	3	1	3	5	15	1	3	1	3	1	3	1	3	10	30	3	9	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30
12	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
13	3	10	30	10	30	7	21	3	9	2	6	2	6	1	3	10	30	1	3	1	3	9	27	10	30	1	3
14	3	1	3	1	3	1	3	1	3	1	3	1	3	10	30	1	3	10	30	10	30	1	3	1	3	10	30
15	5	3	15	5	25	4	20	7	35	2	10	3	15	10	50	7	35	10	50	9	45	8	40	8	40	10	50
16	5	10	50	3	15	2	10	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	3	15	10	50	10	50	10	50	10	50
17	3	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30
18	5	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50
19	5	7	35	8	40	7	35	5	25	1	5	3	15	5	25	8	40	3	15	3	15	3	15	1	5	5	25
20	2	8	16	9	18	8	16	10	20	7	14	7	14	5	10	9	18	2	4	4	8	6	12	8	16	5	10
21	3	10	30	10	30	10	30	9	27	8	24	8	24	1	3	10	30	5	15	6	18	10	30	10	30	1	3
22	3	6	18	4	12	5	15	10	30	10	30	10	30	10	30	10	30	3	9	10	30	2	6	8	24	10	30
23	5	10	50	1	5	1	5	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50
T	605		429		400		591		508		485		580		641		447		541		561		627		578		

Tabla 9. Matriz morfológica

6.2.2.- Aplicación de la velocidad al ensayo.

La aplicación del giro de una de las probetas se realizará mediante un motor eléctrico, el cual se desea que cumpla con los requisitos de velocidad, el motor se recomienda sea monofásico para facilitar su movilidad de alimentación, la ubicación con respecto a la máquina será en la parte superior, puesto que la probeta inferior es la que ejerce la carga. La posición del motor es vertical, al lado del eje de la probeta superior, favoreciendo así las dimensiones verticales de la máquina, la transmisión por lo tanto se, deberá realizar no directa, a través de poleas, ya que entre cadenas y engranajes poseen el menor mantenimiento y costo.

6.2.3.- Fijación de las probetas.

Luego de la selección de la forma y geometría de la máquina, fueron evaluadas las opciones de sujeción de las probetas, bajo consideraciones cualitativas, se tomó aquella que interfiriera lo menos posible con la armonía física de la máquina y fuera fácilmente ajustable a la misma, en el mismo orden se consideró que no obstaculizara, ni modificara el ensayo, por tal motivo fue escogida la propuesta # 4.

6.3.- Propuesta de concepto solución.

Básicamente el concepto solución comprende la selección de la forma de aplicación de la carga por medio de contrapesos multiplicado por medio de una palanca de fuerza, todo lo anterior con la combinación de una aplicación de giro a través de un motor eléctrico de forma vertical y bajo transmisión por poleas, y una sujeción de probetas por presión de tornillos. La propuesta seleccionada presenta la flexibilidad de variar ampliamente la magnitud de las cargas de acuerdo a la posición de la palanca, de igual forma solo cuenta con un elemento motriz lo que favorece a su construcción, la siguiente figura muestra los elementos seleccionados:

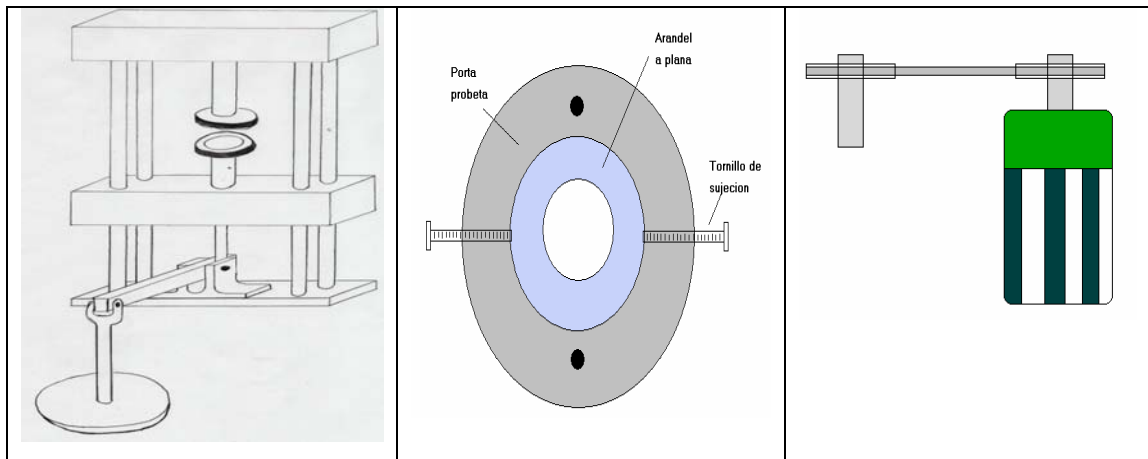


Figura 42. Concepto solución.

CAPITULO VII

DESARROLLO DEL CONCEPTO SOLUCIÓN

Este capítulo tiene como finalidad evaluar los esfuerzos en las piezas mas importantes que conforma la máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante esfera-plano, para posteriormente escoger los materiales con los cuales se van a elaborar dichos elementos de acuerdo a sus propiedades mecánicas obtenidas de los cálculos a realizar. Es de hacer notar que las propiedades mecánicas de los materiales a seleccionar deben soportar los esfuerzos calculados en cada pieza para que dicho elemento no corra el riesgo de una posible falla.

7.1.- Consideraciones generales del diseño

Para realizar estos cálculos se tomaron varias consideraciones generales de acuerdo al criterio del diseñador, descritas a continuación.

- El factor de seguridad de diseño (η) a utilizar es de 1.2 debido a que se está diseñando es una máquina de ensayo que en caso de fallar algún elemento constructivo solo causará daños materiales, no humanos.
- El criterio de falla a utilizar es la hipótesis de la energía de deformación debido a que este es uno de los mas confiables de acuerdo a los diseñadores.
- Antes de realizar los cálculos se establece un primer dimensionamiento de la máquina de acuerdo a espacio disponible, es decir el lugar donde se va a ubicar la máquina, al estudio ergonómico realizado anteriormente y criterio propio del diseñador. Con estas dimensiones se evalúan los esfuerzos de cada pieza, dependiendo del valor de dichos esfuerzos se procede a redimensionar los elementos constructivos con la finalidad de que soporten las cargas máximas de la máquina y se tenga una armonía visual en la misma. Este redimensionamiento se realiza solo en las piezas que sean necesarias.

7.2.- Dimensionamiento primario

Para empezar a realizar los cálculos de los esfuerzos se necesitan medidas iniciales de las piezas para encontrar los límites de resistencia última y de fluencia de cada material de acuerdo a las medidas impuestas en un principio.

7.2.1.- Base Inferior y Superior

Las bases inferior y superior, tienen medidas de ancho y profundidad iguales simplemente para tener una simetría en la máquina. Las medidas de estas bases se determinaron de acuerdo a los aspectos antropométricos estudiados anteriormente en la investigación de usuarios de este trabajo (ver figura 19) en los cuales la máquina debería tener un ancho menor de 109 cm. y una profundidad menor a 67 cm. para la comodidad del usuario, también se requiere que sea lo mas pequeño posible así que por esta razón se estudió primero las dimensiones del motor eléctrico a utilizar que iría en la base superior para que las medidas se ajusten a lo necesario. El motor eléctrico tiene unas medidas aproximadas de 24 cm. de alto y un diámetro de 18 cm. y está ubicado a una lado de la base superior ya que en el medio de la misma se encuentra ubicado el eje superior de la máquina el cual se encarga de girar el rodamiento del ensayo. Debido a estas razones, las bases tienen unas dimensiones de 78 cm.* 40 cm.

7.2.2.- Vigas estructurales

Se colocan cuatro vigas estructurales para que las cargas de peso y de tracción sean soportadas con el menor tamaño posible, también se desea que las medidas sean exactas, es decir, que las medidas procuren no tener decimales para que a la hora de conseguir o maquinar la pieza sea lo mas sencillo posible. De acuerdo al criterio del diseñador y ubicación de espacio disponible en las bases, las vigas estructurales tienen un diámetro de 2 cm.

7.2.3.- Eje de la palanca

El diámetro de este eje se dimensiona manteniendo la armonía de la máquina, ya que en este eje serán realizados orificios, donde serán colocados los contrapesos, por tal motivo debe tener un diámetro mayor a los agujeros de carga, manteniendo las consideraciones físicas iniciales de armonía visual y ubicación física de las piezas que se encuentran alrededor del eje de palanca. De acuerdo al criterio del diseñador el diámetro es de 4.5 cm.

7.2.4.- **Contrapeso**

La parte superior del contrapeso se dimensiona en base al eje de la palanca, diámetro mayor de 8cm y el menor de 5 cm. la viga que sujeta el contrapeso tiene que ser lo mas liviana y pequeña posible de manera que no altere considerablemente la fuerza aplicada. De acuerdo al criterio del diseñador el diámetro es de 2 cm.

7.2.5.- **Eje inferior**

Al igual que el contrapeso, este eje se dimensiona en base al eje de la palanca debido a que tiene que ser de menor diámetro para lograr un buen ensamble y una buena articulación. De acuerdo al criterio del diseñador el diámetro es de 3 cm.

7.2.6.- **Soporte**

Las medidas internas de este soporte fueron en base al diámetro del eje de la palanca y al diámetro del eje inferior (8 cm.) las medidas como ancho, alto y profundidad del soporte se realizaron de acuerdo a la distribución de esta pieza sobre la base inferior, conservando la simetría de la máquina y al criterio del diseñador. Ancho: 22 cm., alto: 26.5 cm. y profundidad: 17 cm.

7.2.7.- **Pasador**

El diámetro del pasador se dimensionó de acuerdo a las medidas estándar de pasadores y tornillos en dimensiones métricas y de acuerdo al tamaño del eje. De acuerdo al criterio del diseñador el diámetro es 2 cm.

7.2.8.- **Laminas que sujetan las celdas de cargas**

Estas láminas tienen dimensiones un poco mas pequeñas que las bases inferior y superior (78 cm. *40 cm.) para ahorrar material, deben ser delgadas para que afecte lo menos posible a la carga máxima aplicada por la máquina y también cuatro orificios en las cuatro esquinas del diámetro de las vigas estructurales por donde se van a desplazar. De acuerdo al criterio del diseñador las láminas tienen unas dimensiones de 53cm.*30cm.

7.2.9.- **Eje superior**

Las dimensiones de este eje se determinaron en base a un diámetro mínimo aproximado que soporte la carga máxima que va a soportar la máquina con la

finalidad de ahorrar material y disminuir las dimensiones de la máquina en general. De acuerdo al criterio del diseñador el diámetro es de 4 cm.

7.2.10.- Apoyo del eje de la palanca

La longitud del este soporte se basa en la medida interna del soporte, ya que este apoyo se encuentra dentro del mismo $l = 8$ cm. De acuerdo al criterio del diseñador el diámetro es de 2 cm.

Las dimensiones de las piezas restantes se calculan de acuerdo a las dimensiones establecidas anteriormente y se anexan en los planos de la máquina detalladamente.

7.3.- Cálculos

7.3.1 Cálculos de esfuerzos en la base inferior

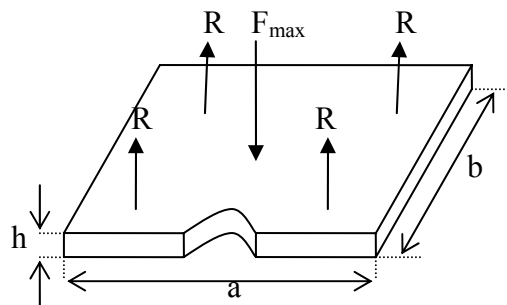


Figura 43. Base inferior de la máquina.

Para analizar los esfuerzos en la base inferior de la máquina se realiza el diagrama de cuerpo libre del mismo para elaborar los diagramas de fuerza cortante y momento y obtener los puntos más desfavorables y así calcular el S_y mínimo que debe poseer el material. En la figura 42 se describen las fuerzas que actúan en la base. En el mismo orden de ideas, para realizar los diagramas mencionados anteriormente se sumaron las reacciones paralelas al lado b que produce la F_{max} , para que solo quedaran dos reacciones alineadas con la carga y así estudiar la zona crítica de la base como una viga para facilitar los cálculos.

Se recuerda que el valor de la $F_{max} = 2000\text{N}$ y los valores de $a = 78\text{ cm.}$, $b = 40\text{ cm.}$ y $h = 2\text{ cm.}$ y el criterio de falla a utilizar es la hipótesis de la energía de deformación, establecidos inicialmente.

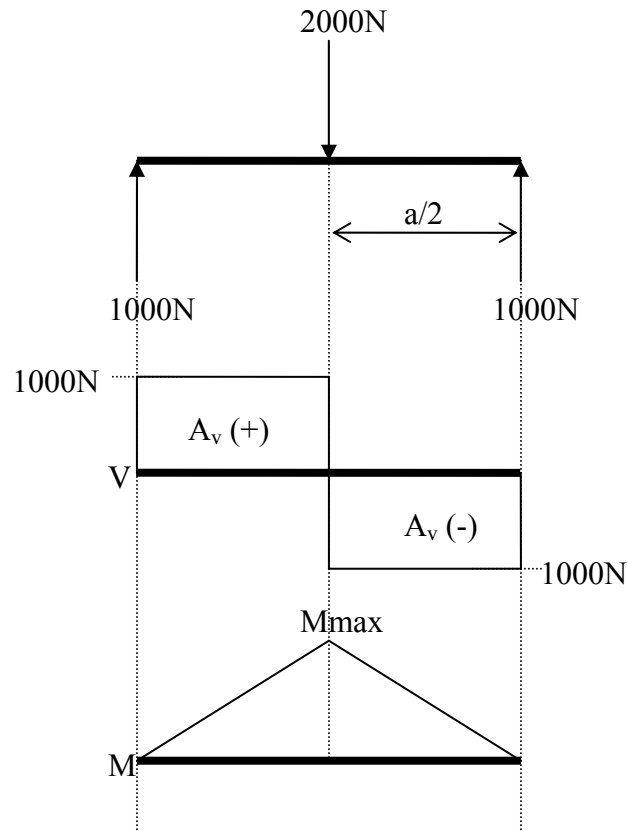


Figura 44. Diagrama de fuerza y momentos de la base inferior de la máquina.

$$M_{\max} = M_0 + A_v \Rightarrow M_{\max} = 0 + R \cdot \frac{a}{2}$$

$$M_{\max} = 1000\text{N} \cdot \frac{0.78\text{m}}{2} \Rightarrow M_{\max} = 390\text{N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I/c} \quad \text{donde} \quad \frac{I}{c} = \frac{b \cdot h^2}{6} \Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot 6}{b \cdot h^2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{390\text{N} \cdot \text{m} \cdot 6}{0.4\text{m} \cdot (0.02\text{m})^2} \Rightarrow \sigma_{\max} = 14.625\text{MPa}$$

$$S_y \geq \sigma_{\max} \Rightarrow S_y \geq 14.625\text{MPa}$$

7.3.2.- Cálculos de esfuerzos en la base superior

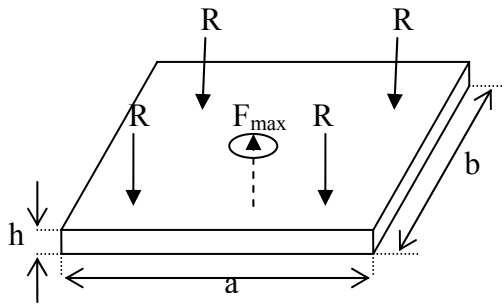


Figura 45. Base superior de la máquina.

Los cálculos en la base superior se realizaron de diferente forma que los de la base inferior debido a que ésta posee un orificio en el centro de la placa (donde se aplica la fuerza) que actúa como un concentrador de esfuerzos. Por lo tanto se utilizaron las fórmulas y gráficas correspondientes para dicho concentrador, de igual manera se realizaron los diagramas de fuerza cortante y momento flector para conocer el valor del momento máximo generado por dicha fuerza. Se recuerda que las dimensiones de a , b y h son las mismas que las de la base inferior al igual que la fuerza máxima aplicada y el criterio de falla, el orificio en el centro tiene un diámetro de 7cm.

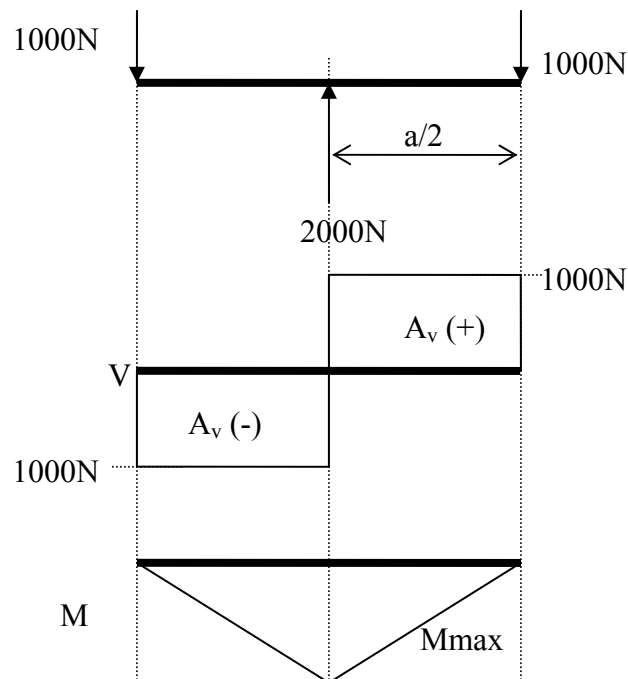


Figura 46. Diagrama de fuerza y momentos de la base superior de la máquina.

$$M_{\max} = M_0 - A_v \Rightarrow M_{\max} = 0 - R * \frac{a}{2}$$

$$M_{\max} = 1000N * \frac{0.78m}{2} \Rightarrow M_{\max} = 390 N * m$$

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{M_{\max}}{I_{\text{net}} / c} = \frac{6 * M_{\max} * b}{(b^3 - d^3) * h}$$

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{6 * 390N * m * 0.4m}{((0.4m)^3 - (0.07)^3) * 0.02} \Rightarrow \sigma_{\text{nom}} = 0.73519MPa$$

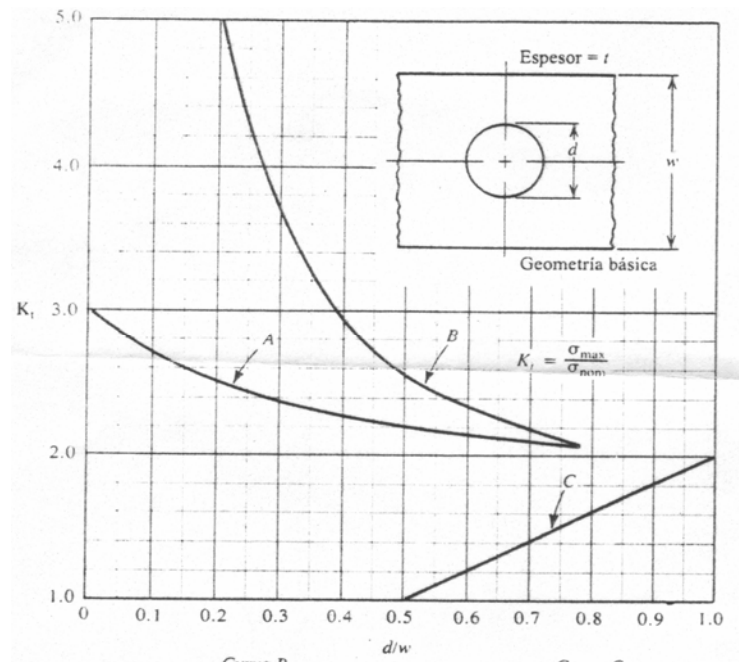


Figura 47 .Gráfica placa plana con orificio en el centro. Curva A. Tensión directa. Curva B. Carga por tensión. Curva C. Carga por flexión.

Seleccionando en la figura 46 el K_t correspondiente se obtiene:

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}}$$

Como el $K_t = 1$ para $d/w \leq 0.5$ entonces

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{nom}}$$

$$\sigma_{\max} = 0.73519MPa$$

$$\sigma_{\max} = 0.73519MPa$$

$$S_y \geq \sigma_{\max} \Rightarrow S_y \geq 0.73519MPa$$

7.3.3.- Cálculo de columnas de rigidez.

Se tienen cuatro columnas de rigidez, las cuales se encuentran empotradas en sus extremos a las bases superior e inferior. Al ser aplicada la fuerza por la máquina las mismas son las encargadas de mantener la rigidez.

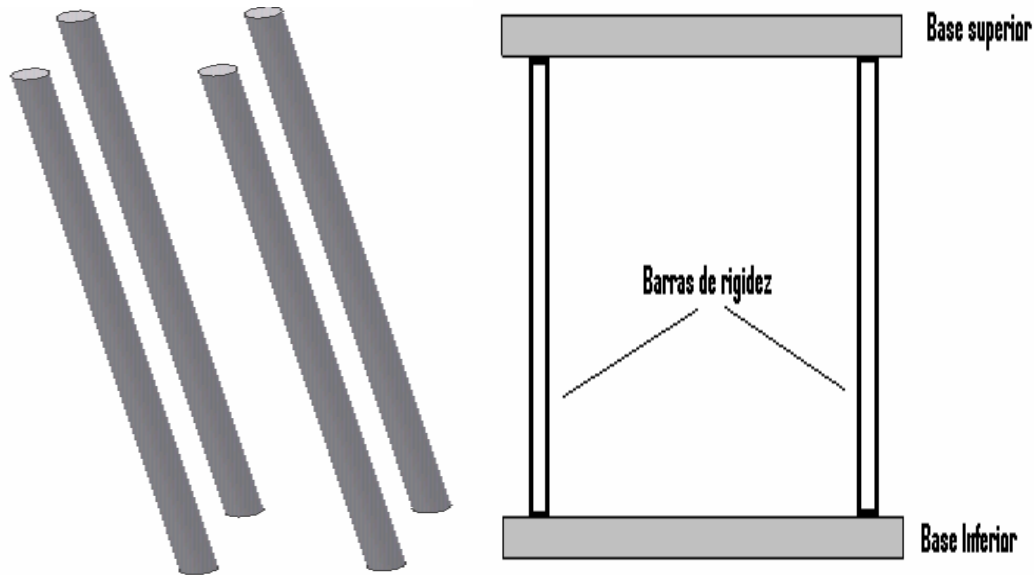


Figura 48. Barras de rigidez.

Cuando la máquina ejerce la fuerza, las barras son sometidas a fuerzas de tensión en sus extremos empotrados en la máquina. Las barras no son consideradas columnas debido a que la fuerza de compresión, que corresponde al peso de la base superior, no es significativa en comparación a la fuerza de tensión.

Por lo anteriormente afirmado, se tiene que los esfuerzos a los cuales se encuentran sujetas las barras de rigidez son constantes a lo largo de su longitud y son de la forma $\sigma = \frac{F}{A}$, donde F es la fuerza máxima aplicada por la máquina dividida entre los cuatro puntos de soporte, y A es el área transversal de la barra, cuya forma geométrica corresponde a una circunferencia, quedando el esfuerzo como:

$$\sigma = \frac{F}{\left(\frac{\pi * d^2}{4} \right)} = S_y .$$

Se recuerda que para realizar la selección del material, se requiere calcular el esfuerzo límite de fluencia, para ser comparado con aquel material el cual cumpla con los requerimientos, por tal motivo se realiza un dimensionamiento en base a las características físicas de la máquina y espacio físico disponible, proponiendo así un diámetro de 2 cm. establecido ya anteriormente. La carga máxima aplicada en la máquina es de 201 Kgf lo que corresponde a 1.971,13 N, dividido entre los cuatro puntos, da una fuerza de 492,78 N; con tales datos se calcula el S_y .

$$S_y = \frac{492,78 \text{ N}}{\frac{\pi * \left(\frac{2}{100}\right)^2}{4}} = 1568567.4571 \text{ Pa} = 1.5686 \text{ Mpa}$$

De lo anterior se concluye que el S_y que asegura que las barras de rigidez no fallen debe ser mayor a 1.5686 MPa.

7.3.4.- Cálculo del eje de palanca.

El eje de palanca es aquel donde será ejercida la fuerza de contrapesos con el fin de aplicar la fuerza en el eje de la probeta, el mismo será tomado como una palanca simple, con su carga aplicada, punto de apoyo y carga resistiva.

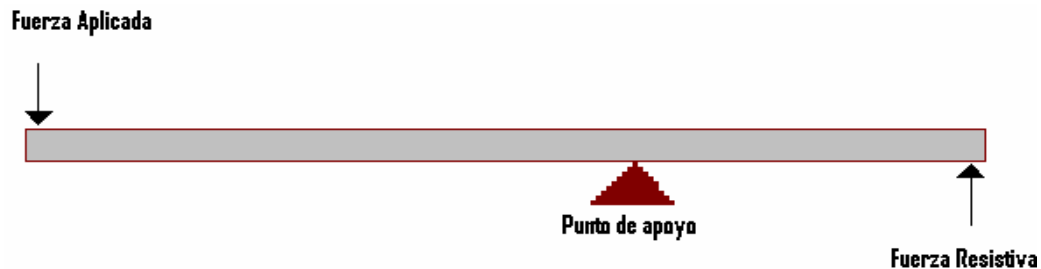


Figura 49. Palanca simple.

El punto de apoyo en el eje de palanca se puede desplazar a lo largo de la longitud de la palanca, es decir no se encuentra articulado, al ser aplicada la fuerza de los contrapesos, la palanca se desplazará verticalmente hasta que el eje de la probeta ejerza la fuerza resistiva a la segunda probeta, lo cual nos lleva a concluir que el equilibrio de las fuerzas se alcanzan en el momento de aplicación de fuerza a las probetas. La posición del eje de palanca en ese momento es como se muestra a continuación.

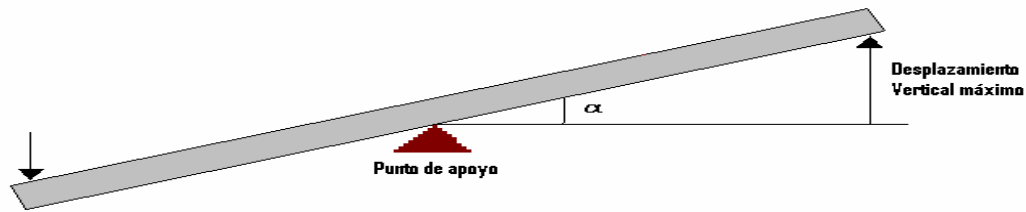


Figura 50. Desplazamiento del punto de apoyo.

Se realizó el análisis del eje como una barra estática en la posición de equilibrio, para conocer sus diagramas de carga y momento, bajo las condiciones extremas de carga, como lo son: 0.8m la longitud de la palanca total y 25 Kgf de peso aplicado.

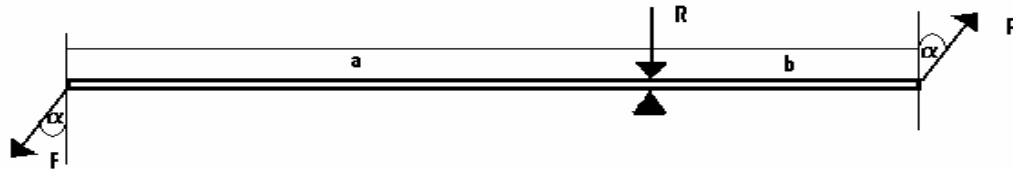


Figura 51. Diagrama de cuerpo libre del eje de palanca.

Las longitudes de a y b , y la magnitud del ángulo α son conocidas por trigonometría, puesto que el punto de apoyo es movable a lo largo de la barra, la longitud de b varía desde el momento sin carga hasta cuando se encuentra la barra en equilibrio, sin embargo se conoce el desplazamiento vertical, el cual es el mismo que la longitud que separa las probetas menos la longitud de descanso del punto de apoyo, el cual corresponde a 0.06m. De igual forma el punto de apoyo posee una longitud horizontal constante con respecto al punto de articulación con el eje de la probeta, que corresponde a 0.065m, de esta forma, la longitud b en el momento de carga es la hipotenusa de ese triángulo rectángulo que se forma.

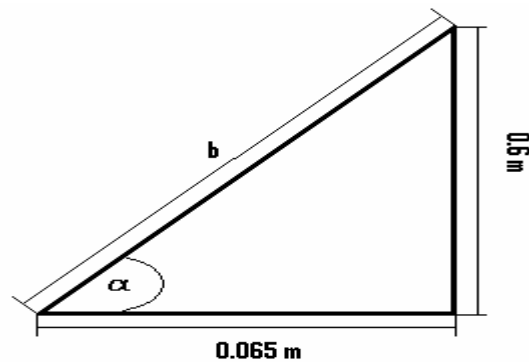


Figura 52. Triángulo de carga.

$$b^2 = (0.065)^2 + (0.06)^2 \Rightarrow b = \sqrt{(0.065)^2 + (0.06)^2} = 0,08845903 \text{ m} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow a = 0.8 - 0,08845903 = 0,7115409699 \text{ m}$$

$$\text{El ángulo } \alpha = \text{atang}\left(\frac{0.06}{0.065}\right) = 42,70938996 \text{ grados}$$

Luego de tener las dimensiones definidas, se realizó sumatoria de fuerzas en el eje Y, y de momento en el punto de apoyo para conocer los valores de la fuerza P, la cual es la fuerza en las probetas, y la fuerza reactiva en el punto de apoyo.

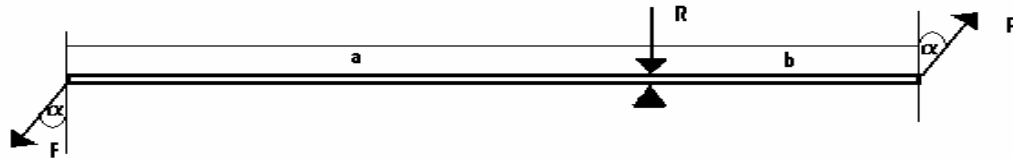


Figura 49. Diagrama de cuerpo libre del eje de palanca.

$$\sum F_y = F \cdot \cos(\alpha) + R - P \cdot \cos(\alpha) = 0$$

$$\sum M_o = (F \cdot \cos(\alpha)) \cdot a - (P \cdot \cos(\alpha)) \cdot b = 0$$

Se sabe que la fuerza aplicada por los contrapesos máxima es de 25 Kgf, lo que corresponde a 245,17 N, por tal razón tenemos dos ecuaciones y dos incógnitas, de estas ecuaciones se tiene que:

$$P = 1.972,06 \text{ N} = 201,09 \text{ Kgf.}$$

$$R = 1.268,92 \text{ N} = 129,4 \text{ Kgf.}$$

A continuación se realizaron los diagramas de fuerza cortante y momento flector con las fuerzas ubicadas en el eje Y.



Figura 53. Gráfico de fuerza cortante del eje de palanca.

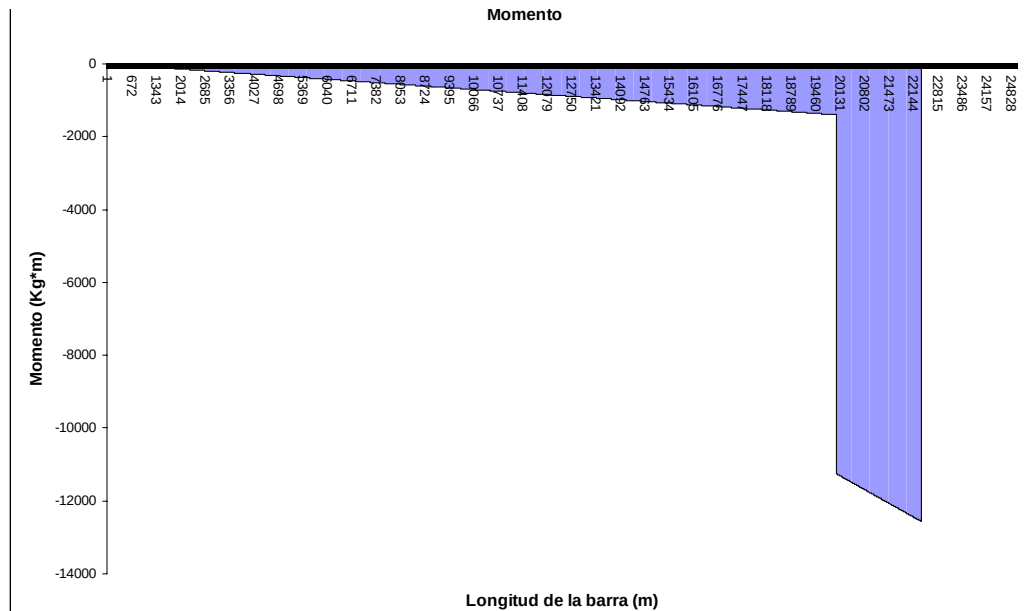


Figura 54. Gráfico de momento flector del eje de palanca.

Para determinar las dimensiones y materiales del eje, se considera que el mismo se encuentra sometido sólo a cargas estáticas, ya que no existen cargas alternativas sobre él. El eje se encuentra sometido a flexión y a una fuerza axial, la cual se encuentran en la descomposición de fuerza realizadas para la determinación de los diagramas de corte y momento.

El esfuerzo cortante máximo $\tau_{\max}$ y el esfuerzo de Von Mises σ' , al que esta sometido un eje de diámetro “d”, el cual se encuentra bajo cargas de flexión, axiales y de torsión son:

$$\tau_{\max} = \frac{2}{\pi * d^3} \left[(8 * M + F * d)^2 + (8 * T)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \frac{4}{\pi * d^3} \left[(8 * M + F * d)^2 + (48 * T^2) \right]^{1/2}$$

Como el eje de la palanca solo se encuentra sometido a flexión y las fuerzas axiales son casi despreciables, las ecuaciones quedan:

$$\tau_{\max} = \frac{2}{\pi * d^3} [(8 * M)]$$

$$\sigma' = \frac{4}{\pi * d^3} [(8 * M)]$$

Si el análisis se realiza por la teoría del esfuerzo cortante máximo entonces el valor admisible del $\tau_{\max}$ es: $\tau_{\text{adm}} = \frac{1}{2} * S_y$ Resistencia a la fluencia.

Realizando el mismo análisis, pero empleando la teoría de la energía de la distorsión en la falla, se tiene que el esfuerzo de Von Mises permisible $\sigma'_{\text{adm}} = S_y$

Existen factores que afectan el diseño de ejes sometidos a cargas, como lo son, factor de tamaño para ejes C_s , el cual considera el gradiente de tensión dentro del material y la probabilidad de que una sección particular una oclusión específica, que puede ser el lugar en que se inicie una falla, y el factor de confiabilidad C_R , el cual depende de la confiabilidad que se desea del diseño. Ambos factores afectan directamente el esfuerzo del eje, convirtiéndose en modificadores de la resistencia del material.

$$S_n' = C_s * C_R * S_y$$

El factor de concentrador de esfuerzo K_t , el cual representa el aumento de las tensiones en los lugares donde se presentan discontinuidades geométricas o cambios en la geometría ubicadas a lo largo del eje, como es el caso del eje de palanca, el cual posee pequeños agujeros a lo largo de su eje con el fin de sujetar el aplicador de los pesos.

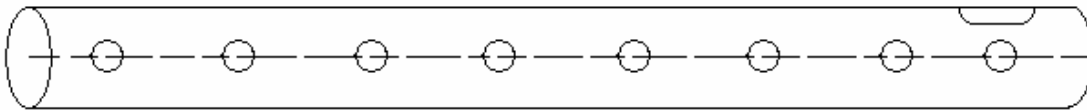


Figura 55. Concentradores de esfuerzos del eje de palanca.

Este factor de concentrador de esfuerzo K_t , afecta directamente el momento de flexión producido, debido a que este efecto es sucesivo. De esta manera la ecuación de cálculo de esfuerzo para un eje sometido a flexión es:

$$\frac{1}{2} * (C_s * C_R * S_y) = \frac{2}{\pi * d^3} [(8 * K_t * M)] \quad \text{Esfuerzo cortante máximo}$$

$$(C_s * C_R * S_y) = \frac{4}{\pi * d^3} [(8 * K_t * M)] \quad \text{Energía de distorsión}$$

Se requiere seleccionar el material con el cual el eje se construirá, por lo cual es necesario conocer el esfuerzo de fluencia al cual es sometido, para así seleccionar aquel material que cumpla con lo solicitado. Para tal fin, se supone un diámetro estimado, en función de los espaciamentos físicos, el mismo fue propuesto de 4.5 cm., con esta dimensión se haya el factor de tamaño, a través de la siguiente gráfica.

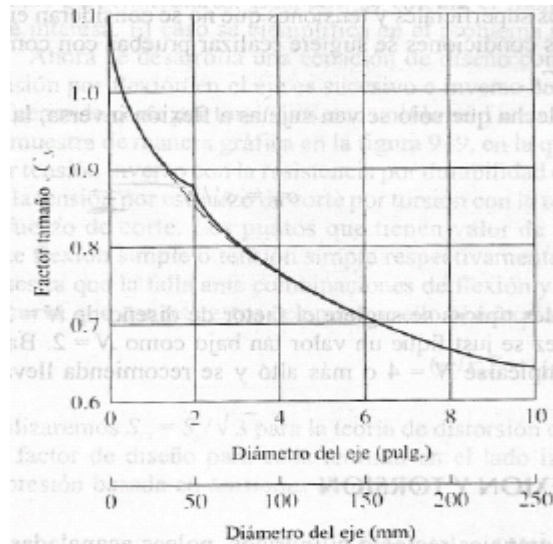


Figura 56. Grafica de Factor de tamaño.

Sabiendo que los agujeros sometidos a flexión a lo largo del eje son de un diámetro de 2 cm. se ubica el valor del concentrador de esfuerzo, en función de la siguiente gráfica.

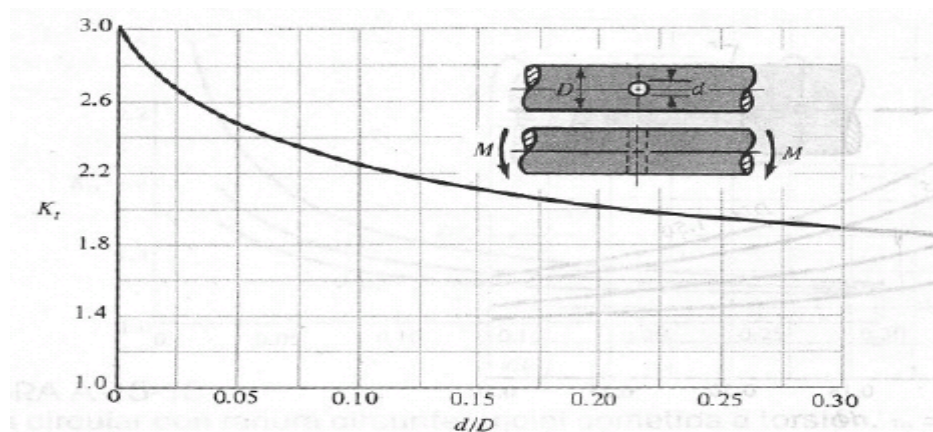


Figura 57. Grafica de Factor de concentrador de esfuerzo.

Por último se desea que la confiabilidad del diseño sea de un 99 %, por lo cual, de acuerdo a los valores suministrados por el libro de “Diseño de elementos de máquina” de Robert Mott, el factor de confiabilidad para este caso es de 0,81.

Con estos datos y sabiendo la distribución de las geometrías a lo largo del eje.

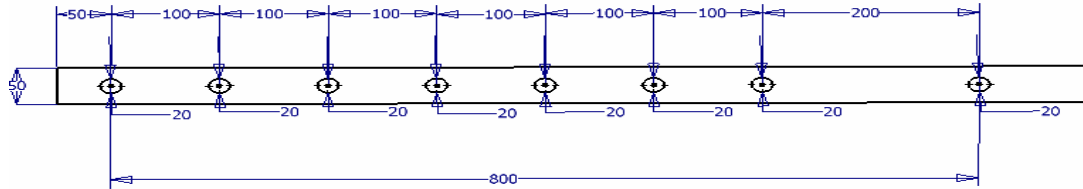


Figura 58. Distribución geométrica de los concentradores de esfuerzo.

Se procedió a calcular los valores del S_y en los puntos más críticos, es decir en los puntos de concentración de esfuerzo, con los valores de momento en cada uno de ellos.

d (cm.)	4,5
K_t	1,8
$K_{t \text{ desfavorable}}$	2,5
C_s	0,88
C_R	0,81

Tabla 10. Magnitudes de diseño del eje de palanca.

Punto	Momento (Kg.*cm.)	Cálculo del S_y (Gpa)
1	91,8504305	0,00257168
2	275,5512917	0,00771503
3	459,2521529	0,01285839
4	642,953014	0,01800174
5	826,6538752	0,0231451
6	1010,354736	0,02828845
7	1194,055598	0,0334318
8	12559,95845	0,3516604

Tabla 11. Valores de S_y en los puntos concentradores de esfuerzos.

De los valores anteriores se llegó a la conclusión que el S_y que permite que el eje no falle debe poseer un valor por encima de: 0,3516604 Gpa.

7.3.5.- Contrapeso

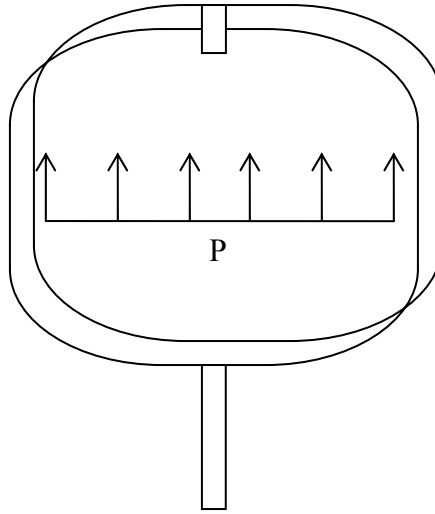


Figura 59. Contrapeso.

Para estudiar la parte de superior del contrapeso, se estudió el semicírculo que soporta la carga P como una viga y así poder obtener los esfuerzos que ocurren en la misma. La carga a soportar está distribuida a lo largo del semicírculo y tiene un valor de 25Kgf. El cual es el peso máximo neto que se le coloca a la máquina. La longitud a de la barra tiene un valor de 5 cm. y un espesor h de 1 cm.

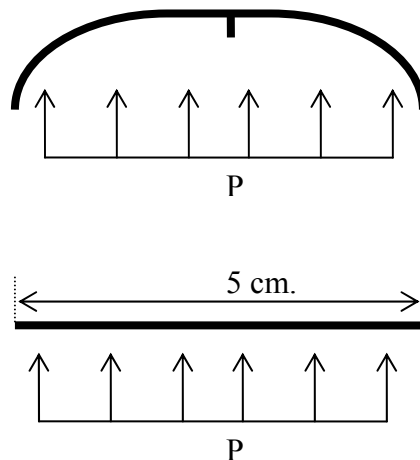


Figura 60. Diagrama del contrapeso.

Los extremos de la viga se estudian como un apoyo simple y la longitud de la barra dimensionada inicialmente es de 5 cm. Con estos valores se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento para posteriormente calcular el S_y necesario para construir el soporte.

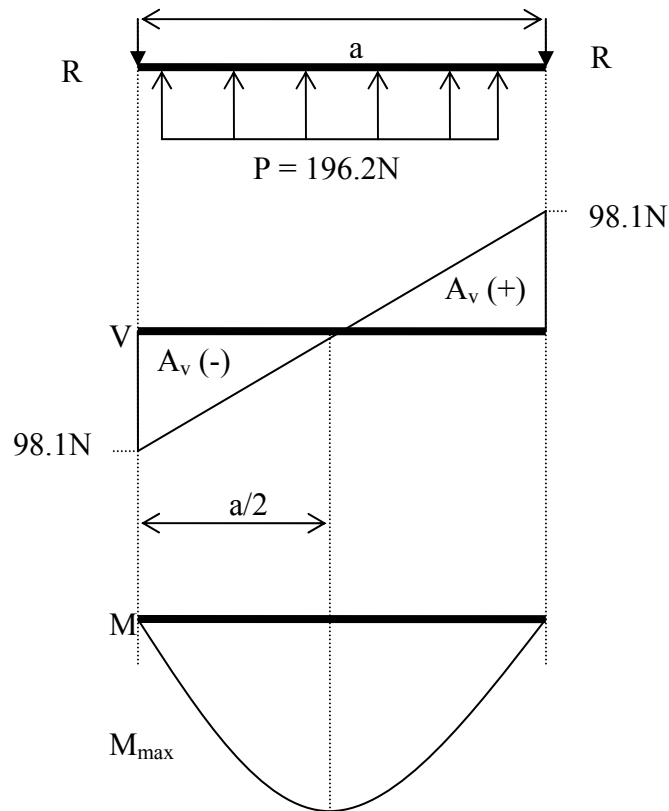


Figura 61. Diagrama de fuerza cortante y momento del contrapeso.

$$M_{\max} = M_0 + A_v \Rightarrow M_{\max} = 0 + R * \frac{a}{4}$$

$$M_{\max} = 98.1N * \frac{0.05m}{4} \Rightarrow M_{\max} = 1.22625N * m$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{\frac{I}{c}} \rightarrow \text{donde } \frac{I}{c} = \frac{a * h^2}{6}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} * 6}{b * h^2} \Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{1.22625N * m * 6}{0.05m * (0.01m)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 1.4715MPa \Rightarrow Sy \geq \sigma_{\max} \Rightarrow Sy \geq 1.4715$$

La viga del contrapeso se estudió de igual manera que las vigas estructurales tomando en cuenta las mismas consideraciones. Lo que varía es el área transversal de la barra la cual posee un $d = 2cm$.

$$\sigma = \frac{F}{\left(\frac{\pi * d^2}{4}\right)} = Sy \Rightarrow Sy = \frac{245.17N}{\frac{\pi * (0.02m)^2}{4}} \Rightarrow Sy = 0.78MPa$$

7.3.6.- Cálculo del eje inferior y superior

Ejes sometidos a compresión

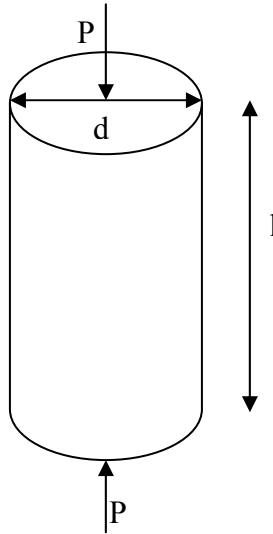


Figura 62. Ejes sometidos a compresión

Los ejes que están sometidos a compresión en la máquina de ensayo de fatiga son: el eje encargado de transmitir la velocidad y el eje que se encarga de aplicar la fuerza.

Para el cálculo de esfuerzos en columnas que están sometidas a compresión se utilizan dos tipos de fórmula de acuerdo al tipo de columna que se esté estudiando (Columnas largas o Columnas intermedias). Se diferencia una columna larga de una corta de acuerdo a la **relación de esbeltez**, que viene dada por:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{d/4} \quad \left(\frac{1}{k}\right)_1 = \left(\frac{2 * \pi * C * E}{S_y}\right)^{1/2}$$

Donde:

l: Longitud de la barra

d: Diámetro del eje

C: Condición de extremos

E: Módulo de elasticidad

Sy: Resistencia a la fluencia

Cuando $\frac{l}{k} \geq \left(\frac{l}{k}\right)_1$ se considera una columna larga y se utiliza la siguiente fórmula:

$$d = \left(\frac{64 * P_{cr} * l^2}{\pi^3 * C * E} \right)^{1/4}$$

Cuando $\frac{l}{k} \leq \left(\frac{l}{k}\right)_1$ se considera una columna intermedia y se utiliza la siguiente

fórmula:
$$d = 2 * \left(\frac{P_{cr}}{\pi * S_y} + \frac{S_y * l^2}{\pi^2 * C * E} \right)^{1/2}$$

Donde:

P_{cr} : Es la carga crítica y viene dada por la fórmula $P_{cr} = \eta * P$

P : carga

η : Factor de diseño

Como se demuestra en las fórmulas, para realizar cualquier tipo de cálculos se tiene que suponer el material con el cual se piensa construir las columnas para obtener el módulo de elasticidad del mismo y así calcular el límite de resistencia de fluencia que soporta la columna con la fuerza máxima que puede aplicar la máquina con el material seleccionado y a su vez corroborar la relación de esbeltez.

- *Eje Inferior*

Material	Acero
η	1.2
P (N)	2000
E (GPa)	207
d (cm)	3
l (cm)	17
C	1

Tabla 12. Datos del eje inferior.

Al seleccionar el acero como material de construcción del eje, se utiliza la fórmula de columnas cortas de acuerdo al elevado valor del módulo de elasticidad que poseen y al dimensionamiento inicial que se le está colocando al eje.

Fórmula para columnas cortas
$$d = 2 * \left(\frac{P_{cr}}{\pi * S_y} + \frac{S_y * l^2}{\pi^2 * C * E} \right)^{1/2}$$

Cálculo del S_y : despejando de la Ecuación anterior se obtiene:

$$- 2 * l^2 * S_y^2 + d^2 * \pi * C * E * S_y - 2 * P_{cr} * \pi * C * E = 0$$

Una ecuación de segundo grado en donde se obtienen dos valores de S_y (Se escoge el más acorde). Sustituyendo por los valores de la tabla de datos se obtiene:

$$P_{cr} = \eta_d * P$$

$$P_{cr} = 1.2 * 2000N$$

$$P_{cr} = 2400N$$

$$- 2 * (0.17m)^2 * S_y^2 + (0.03m)^2 * \pi^2 * 1 * 207 * 10^9 Pa * S_y - 2 * 2400N * \pi * 1 * 207 * 10^9 Pa = 0$$

$$S_y = 1698559.66Pa$$

Para comprobar que la fórmula utilizada fue correcta se realiza lo siguiente:

$$\frac{1}{d/4} \leq \left(\frac{2 * \pi^2 * C * E}{S_y} \right)^{1/2} \Rightarrow \left(\frac{1}{d/4} \right)^2 \leq \left(\frac{2 * \pi^2 * C * E}{S_y} \right)$$

$$\left(\frac{0.17m}{0.03m/4} \right)^2 \leq \left(\frac{2 * \pi^2 * 1 * 207GPa}{S_y} \right)$$

$$S_y \leq \left(\frac{4.086 * 10^{12} Pa}{513.77} \right) \Rightarrow S_y \leq 7952.88MPa$$

De lo anterior se obtiene que la fórmula utilizada fue correcta.

- *Eje Superior*

Material	Acero
η	1.2
P (N)	2000
E (GPa)	207
d (cm)	4
l (cm)	25
C	1

Tabla 13. Datos del eje superior.

Los cálculos de este eje son de la misma forma que los del eje inferior.

Fórmula para columnas cortas

$$d = 2 * \left(\frac{P_{cr}}{\pi * S_y} + \frac{S_y * l^2}{\pi^2 * C * E} \right)^{1/2}$$

Cálculo del S_y $- 2 * l^2 * S_y^2 + d^2 * \pi * C * E * S_y - 2 * P_{cr} * \pi * C * E = 0$

$$P_{cr} = \eta_d * P$$

$$P_{cr} = 1.2 * 2000N$$

$$P_{cr} = 2400N$$

$$- 2 * (0.28m)^2 * S_y^2 + (0.04m)^2 * \pi^2 * 1 * 207 * 10^9 Pa * S_y - 2 * 2400N * \pi * 1 * 207 * 10^9 Pa = 0$$

$$S_y = 954973.4Pa$$

Para corroborar que la fórmula utilizada fue la correcta se realiza lo siguiente:

$$\frac{l}{d/4} \leq \left(\frac{2 * \pi^2 * C * E}{S_y} \right)^{1/2} \Rightarrow \left(\frac{l}{d/4} \right)^2 \leq \left(\frac{2 * \pi^2 * C * E}{S_y} \right)$$

$$\left(\frac{0.28m}{0.04m/4} \right)^2 \leq \left(\frac{2 * \pi^2 * 1 * 207GPa}{S_y} \right) \Rightarrow S_y \leq \left(\frac{4.086 * 10^{12} Pa}{784} \right)$$

$$S_y \leq 5.211GPa$$

Debido a que este eje es el que se encarga de transmitir velocidad, aparte de estar sometido a compresión también está sometido a **torsión**.

$$\tau_{max} = \frac{T * r}{J}$$

En donde:

T : Par de torsión

r : Radio del eje

J : Segundo momento polar de Inercia

Para un eje circular $J = \frac{\pi * d^4}{32}$

Para usar la ecuación $\tau_{\max} = \frac{T * r}{J}$ es necesario obtener el par de torsión (T) considerando la potencia (H) y velocidad del eje rotatorio (n) utilizando la siguiente fórmula:

$$T = 9.55 * \frac{H}{n} \quad \text{Si } H = 1 \text{ Hp} = 745.7\text{W} \text{ y } n = 2850\text{rpm, entonces:}$$

$$T = 9.55 * \frac{H}{n}$$

$$T = 9.55 * \frac{745.7\text{W}}{2850\text{rpm}}$$

$$T = 2.498\text{N} * \text{m}$$

$$\tau_{\max} = \frac{T * r}{J}$$

$$\tau_{\max} = \frac{2.498\text{N} * \text{m} * 0.02\text{m}}{\pi * (0.04\text{m})^4 / 32}$$

$$\tau_{\max} = 0.198\text{MPa}$$

Como se puede observar el esfuerzo a compresión es mayor que el esfuerzo que se genera en la barra por torsión por ende se toma en cuenta el más desfavorable (en nuestro caso el esfuerzo de compresión) a la hora de seleccionar el material con el cual se piensa construir.

7.3.7.- Soporte.

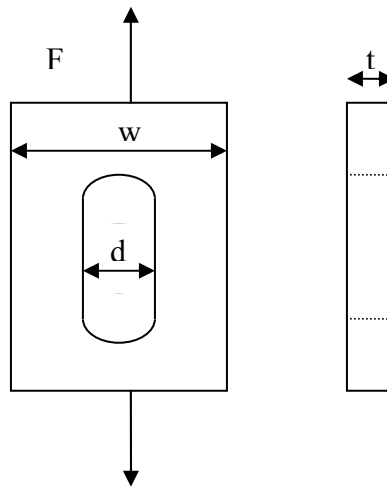


Figura 63. Soporte.

Para calcular los esfuerzos a los que está sometido este soporte se utiliza la fórmula de Marín debido al concentrador de esfuerzo que posee la misma y las ecuaciones básicas de deformación.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} \quad \eta = \frac{S_e}{\sigma_{\max}}$$

En donde:

$\sigma_{\max}$: Esfuerzo máximo

η : Factor de diseño.

A: Área. $A = (w - d) * t$

Ecuación de Marin

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e'$$

En donde $S_e' = 0.9 * S_{ut}$ Debido a que se aplica carga axial

K_a = Factor de acabado superficial.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de carga.

K_d = Factor de temperatura

$$K_e = \frac{1}{k_f} \quad \text{Donde} \quad K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

K_t : Factor de concentrador de esfuerzo

q : Sensibilidad a la entalla

$F_{\max}$ (N)	2400
w (cm)	7.5
d (cm)	2.5
t (cm)	1
η	1.2

Tabla 14. Datos del soporte.

Cálculo del esfuerzo máximo.

$$A = (w - d) * t \Rightarrow A = (7.5\text{cm} - 2.5\text{cm}) * 1\text{cm}$$

$$A = 5\text{cm}^2 \Rightarrow A = 0.0005\text{m}^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} \quad \sigma_{\max} = \frac{2400\text{N}}{0.0005\text{m}^2}$$

$$\sigma_{\max} = 4.8\text{MPa}$$

Procedimiento para calcular el S_y mínimo que debe tener el material para soportar la fuerza máxima.

$$\begin{aligned} \text{Se calcula el Se} \quad \eta &= \frac{S_e}{\sigma_{\max}} \Rightarrow S_e = \eta * \sigma_{\max} \\ S_e &= 1.2 * 4.8 \text{MPa} \Rightarrow S_e = 5.76 \text{MPa} \end{aligned}$$

Se despeja de la Ecuación de Marín el S_e' y el K_a para posteriormente calcular el S_{ut} .

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e'$$

$$S_e' * K_a = \frac{S_e}{K_b * K_c * K_d * K_e}$$

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

Los valores de a y b de acuerdo a las condiciones de superficie se obtienen de la siguiente tabla del libro de “Diseño en ingeniería mecánica” de *E. Shigley*, $a = 4.51$ y $b = -0.265$.

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

Tabla 15 . Factores de acabado de superficies.

Debido a que se aplica carga puramente axial, $K_b = 1$, de igual forma debido a que se aplica carga axial y un $S_{ut} \leq 1520 \text{MPa}$, $K_c = 0.923$. En el soporte las temperaturas pueden oscilar entre 20°C y 50°C ., por lo cual el $K_d = 1$.

$$\text{El } K_e = \frac{1}{K_f} \text{ donde:}$$

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \rightarrow K_f = 1 + 0.76 * (2.32 - 1)$$

$$K_f = 2.0032 \rightarrow K_e = \frac{1}{2.0032}$$

$$K_e = 0.499201$$

Los valores de q y K_t se obtienen de la figura 63 y la figura 64 respectivamente obtenidas del libro de *E. Shigley*, de acuerdo al diámetro del concentrador de esfuerzo y el ancho de la pieza.

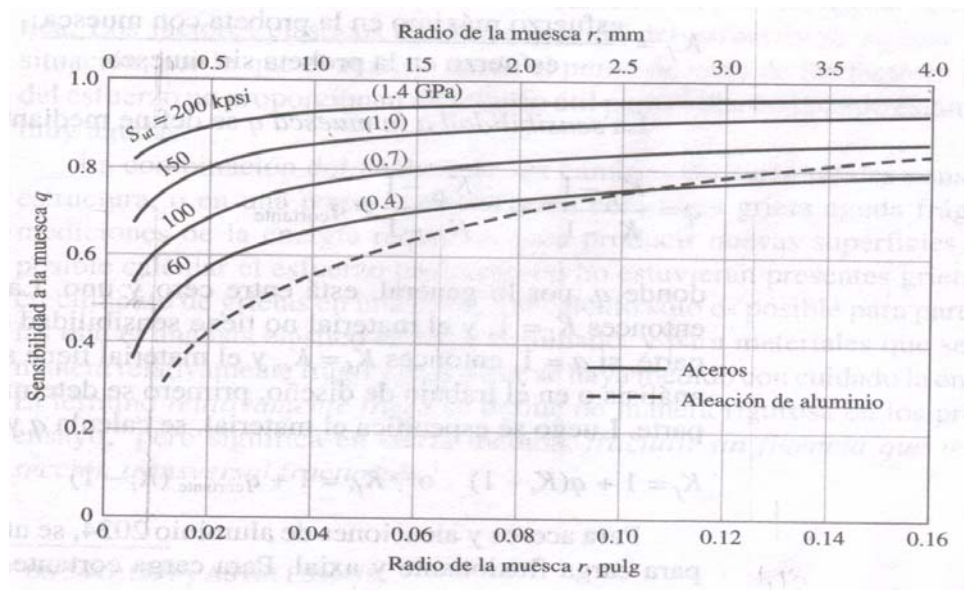


Figura 64 . Graficas de sensibilidad a la muesca

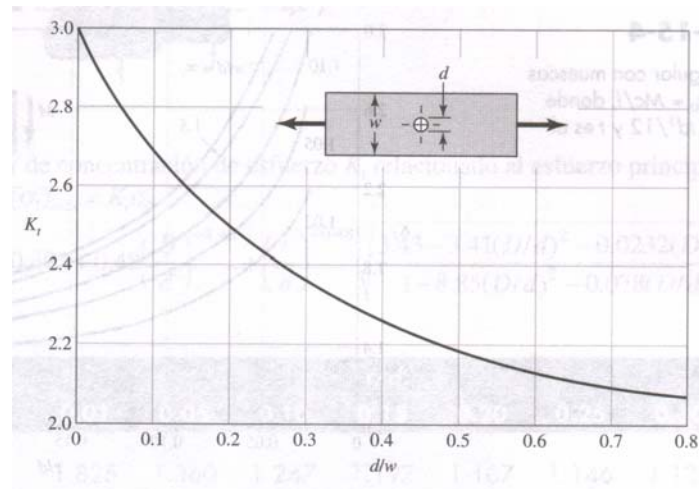


Figura 65. Barra de tensión simple con agujero transversal

$$Se = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * Se' \rightarrow Se' * K_a = \frac{Se}{K_b * K_c * K_d * K_e}$$

$$Se' * K_a = \frac{5.76 \text{ MPa}}{1 * 0.923 * 1 * 0.499201} \rightarrow Se' * K_a = 12,5010098 \text{ MPa}$$

$$(0.9 * Sut) * (4.51 * Sut^{-0.265}) = 12.5010098 \text{ MPa}$$

$$4.059 * Sut^{0.735} = 12.5010098 \text{ MPa}$$

$$Sut = \left(\frac{12.5010098}{4.059} \right)^{1/0.735} \text{ MPa} \quad Sut = 4,62020539 \text{ MPa}$$

$$\text{Como } \sigma_{\max} \geq Sut \quad \text{Entonces el } Sy \geq 4.8 \text{ MPa}$$

7.3.8.- Láminas que contienen las celdas de carga

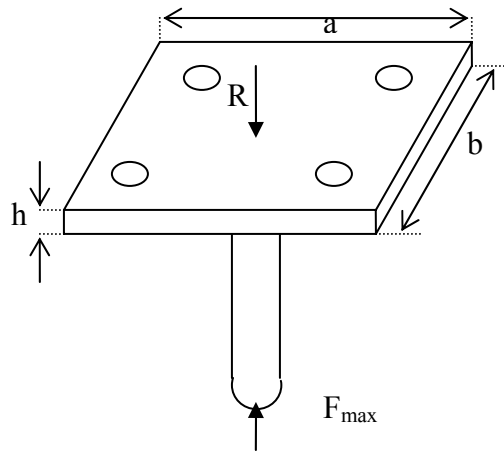


Figura 66. Láminas de las celdas de carga.

El cálculo de los esfuerzos en estas láminas resulta relativamente sencillo debido a que solo está aplicada una fuerza sobre la misma y esta genera solo una reacción debido a su configuración. Estas fuerzas producen solo tensión en la lámina por lo tanto se utilizan las fórmulas que corresponden. Se recuerda que los valores de $a = 53 \text{ cm.}$, $b = 30 \text{ cm.}$ y $h = 1 \text{ cm.}$ Y el área que se utiliza en los cálculos debe ser la más desfavorable.

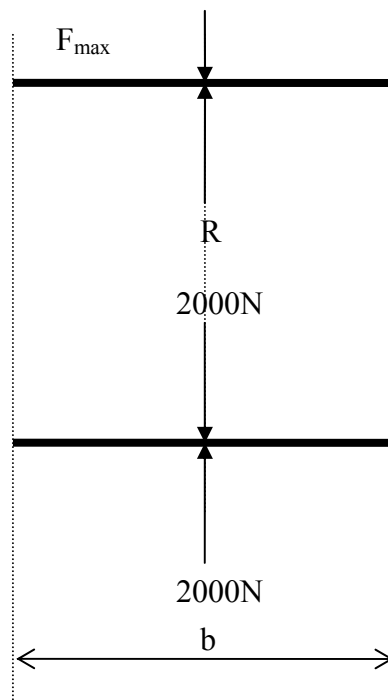


Figura 67. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de las láminas de celdas de carga.

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} \rightarrow A = b \cdot h$$

$$A = 0.01\text{m} \cdot 0.30\text{m} \rightarrow A = 0.003\text{m}^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2000\text{N}}{0.003\text{m}^2} \rightarrow \sigma_{\max} = 0.666\text{MPa}$$

$$S_y \geq 0.666\text{MPa}$$

7.3.9.- Pasador

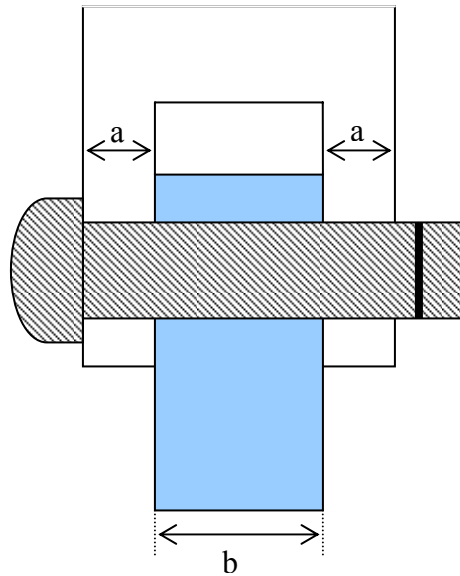


Figura 68. Pasador

Para analizar los esfuerzos a los que está sometido el pasador hay que realizar los diagramas de fuerza cortante y de momento para saber cual es la zona a lo largo del pasador que resulta más desfavorable y realizar los cálculos con estos valores. El diagrama de fuerza cortante en un pasador con dos elementos de unión está dado de la siguiente manera:

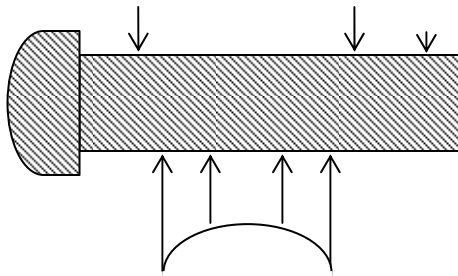


Figura 69. Diagrama de fuerza cortante del pasador.

Estos diagramas de fuerzas son muy complicados estudiarlos de esta manera ya que resultan engorroso encontrar las ecuaciones de las parábolas descritas por dichos elementos, por lo tanto se aproxima a la siguiente forma: (Demostrado en el E. Shigley).

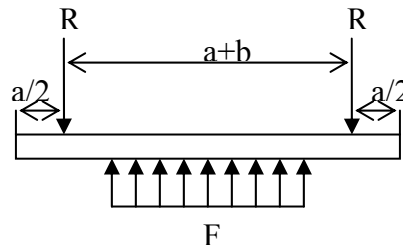


Figura 70. Diagrama propuesto para el pasador.

Como la Fuerza distribuida F es conocida debido a que es la máxima aplicada por la máquina, $F = 2000N$ las reacciones R resultan: $R = 1000N$, las dimensiones de a y b también son conocidas debido al dimensionamiento inicial que se le proporciona a la máquina al igual que el diámetro d y estas son: $a = 1\text{ cm.}$, $b = 3\text{ cm}$ y $d = 2\text{ cm.}$ Con estos valores, se dibujan los diagramas de fuerza y momento para calcular el momento máximo en el pasador y la resistencia mínima que debe tener el material.

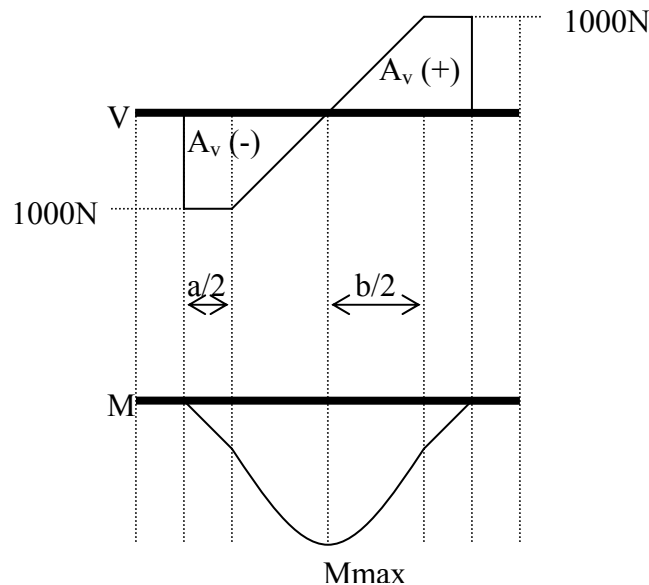


Figura 71. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del pasador.

$$M_{\max} = M_0 + A_v \Rightarrow M_{\max} = 0 - \frac{a}{2} * R - \frac{b}{4} * R$$

$$M_{\max} = 5N * m + 7.5N * m \Rightarrow M_{\max} = 12.5N * m$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I/c} \rightarrow \text{donde } \frac{I}{c} = \frac{\pi * d^3}{32} \Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{M_{\max} * 32}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{12.5N * m * 32}{\pi * (0.02m)^3} \Rightarrow \sigma_{\max} = 15.9155MPa$$

$$S_y \geq \sigma_{\max} \Rightarrow S_y \geq 15.9155MPa$$

7.3.10.- Apoyo del eje de la palanca

Esta pequeña viga está sometida a flexión por lo tanto se utilizan las fórmulas que corresponden a dicho esfuerzo. Primero que todo se realizan los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento. Se recuerda que el diámetro de este apoyo es de $d = 2cm$ con una longitud $l = 8cm$. y la fuerza de $2000N$.

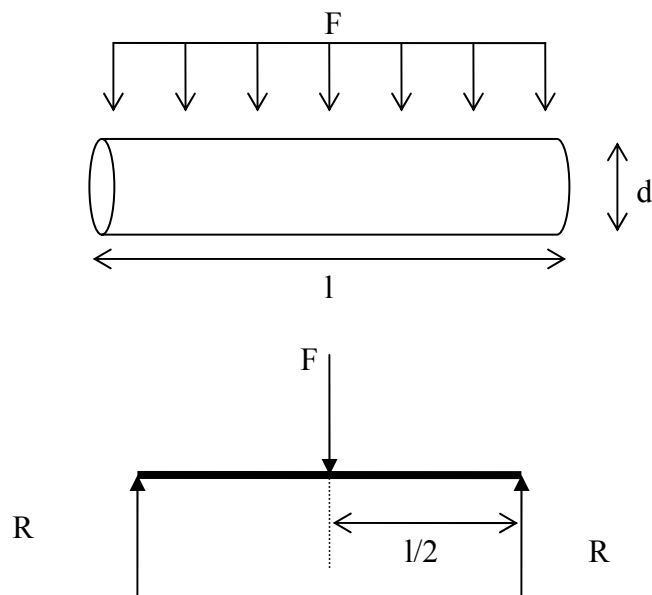


Figura 72. Diagrama de fuerza del apoyo del eje de palanca.

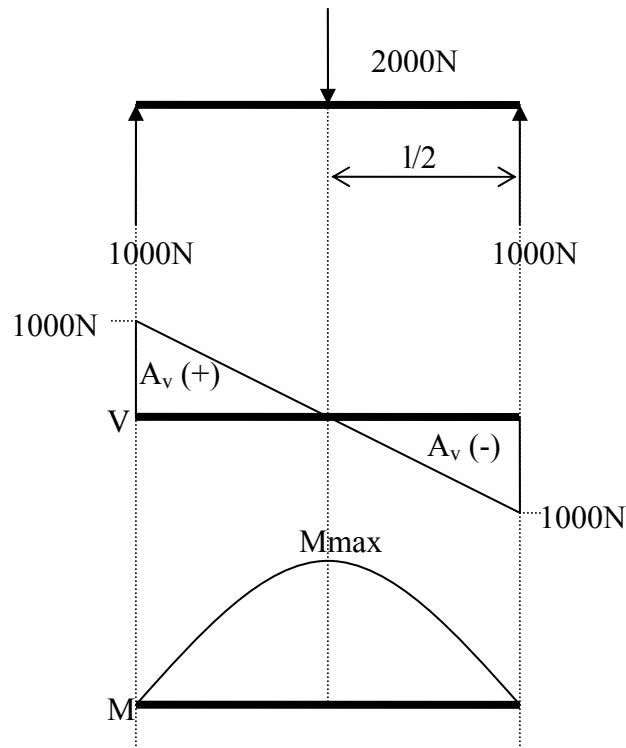


Figura 73. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del apoyo del eje de palanca.

$$M_{\max} = M_0 + A_v \rightarrow M_{\max} = M_0 * R * \frac{1}{4}$$

$$M_{\max} = 0 + 1000N * \frac{0.08m}{4} \rightarrow M_{\max} = 20N * m$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I/c} \quad \text{donde} \quad \frac{I}{c} = \frac{\pi * d^3}{32}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} * 32}{\pi * d^3} \rightarrow \sigma_{\max} = \frac{20N * m * 32}{\pi * (0.02m)^3}$$

$$\sigma_{\max} = 25.4648MPa$$

$$S_y \geq \sigma_{\max} \Rightarrow S_y \geq 25.4648MPa$$

7.3.11.- Esfuerzos en las soldaduras

En esta sección se estudia los esfuerzos en aquellas piezas que irán soldadas en la máquina, así como también en el aporte de la soldadura y en la unión de los materiales, para recomendar los electrodos que se deberían emplear y con que

materiales debería estar construida para que soporte los esfuerzos máximos a los cuales estará sometida la máquina.

Los elementos se estudian por separados para saber a que tipo de esfuerzo está sometido cada pieza (tensión, flexión o torsión) para así aplicar las distintas fórmulas que conllevan las diferentes fuerzas. Dichas piezas son:

- **Barra del contrapeso.**

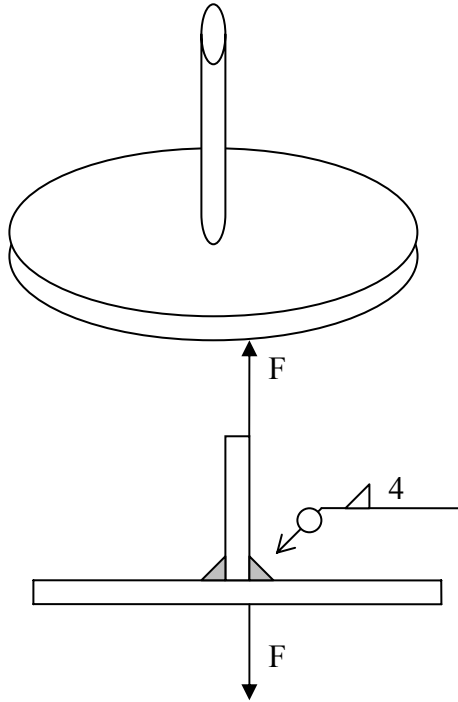


Figura 74. Unión barra y contrapeso.

La barra de la figura anterior es de sección circular $d = 2\text{ cm}$. soporta una carga estática de $F = 196.2\text{ N}$ con una soldadura de filete de $h = 4\text{ mm}$. (cateto). Con estos valores se calcula la resistencia mínima que debe tener tanto el metal de aporte como los materiales que conforman la unión.

El esfuerzo normal para una unión sometida a tensión es: $\sigma = \frac{F}{A_g}$

Donde:

F : Fuerza máxima

A_g : Área de la garganta de la soldadura.

Para una barra de sección circular el área de la garganta es:
 $A_g = 1.414 * \pi * h * r$ Donde r es la distancia del centroide del grupo de soldaduras hasta la punta de soldadura en interés.

$$\sigma = \frac{F}{A_g} \rightarrow A_g = 1.414 * \pi * 0.004\text{m} * 0.01\text{m} \Rightarrow A_g = 1.7769 * 10^{-4} \text{m}^2$$

$$\sigma = \frac{196.2\text{N}}{1.7769 * 10^{-4} \text{m}^2} \Rightarrow \sigma = 1.104\text{MPa} \rightarrow S_{ut} = \sigma * \eta$$

$$S_{ut} = 1.104\text{MPa} * 1.2 \Rightarrow S_{ut_{\text{material}}} = 1.325\text{MPa}$$

El esfuerzo permisible por el código AISC para metal de aporte de una soldadura sometida a tensión es:

$$\sigma_{\text{perm.}} = 0.6 * S_y \rightarrow S_{y_{\text{electrodo}}} = \frac{\sigma}{0.6} \rightarrow S_{y_{\text{electrodo}}} = \frac{1.104\text{MPa}}{0.6}$$

$$S_{y_{\text{electrodo}}} = 1.84\text{MPa}$$

- **Las cuatro vigas que le dan estabilidad a la máquina**

Para las vigas que proporcionan estabilidad a la máquina se utiliza el mismo procedimiento anterior, ya son barras de sección transversal circulares y también están sometidas a tensión. Lo que varía es la fuerza de tensión $F = 2000\text{N}$ y el diámetro de la barra $d = 2\text{ cm}$.

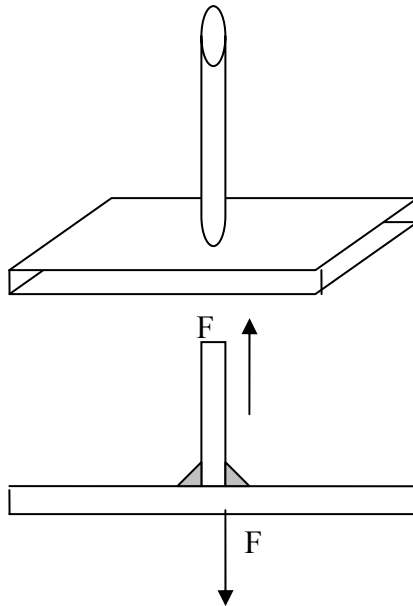


Figura 75. Unión de vigas de rigidez

$$\sigma = \frac{F}{A_g} \rightarrow A_g = 1.414 * \pi * 0.004m * 0.01m \Rightarrow A_g = 1.7769 * 10^{-4} m^2$$

$$\sigma = \frac{2000N}{1.7769 * 10^{-4} m^2} \rightarrow \sigma = 11.2557MPa \rightarrow S_{ut} = \sigma * \eta$$

$$S_{ut} = 11.2557MPa * 1.2 \Rightarrow S_{ut_{material}} = 13.5MPa$$

$$\sigma_{perm.} = 0.6 * S_y \rightarrow S_{y_{electrodo}} = \frac{\sigma}{0.6} \rightarrow S_{y_{electrodo}} = \frac{11.2557MPa}{0.6}$$

$$S_{y_{electrodo}} = 18.7595MPa$$

- **Soporte.**

Este soporte no debería estar sometido a un esfuerzo considerable, solo de sujeción de partes, por ende se suelda solo los lados del mismo como se muestra en la figura siguiente. Sin embargo se estudió de tal manera que el pasador llegara al tope del soporte aplicando la fuerza máxima de la máquina. Asumiendo esta consideración, el procedimiento que se utiliza para el cálculo de esfuerzo de soldadura es similar a los anteriores ya que esta pieza está sometida a tensión, la diferencia es la geometría de la soldadura que en vez de ser un círculo sería dos lados de un rectángulo. Por lo tanto la fórmula del área de la garganta varía.

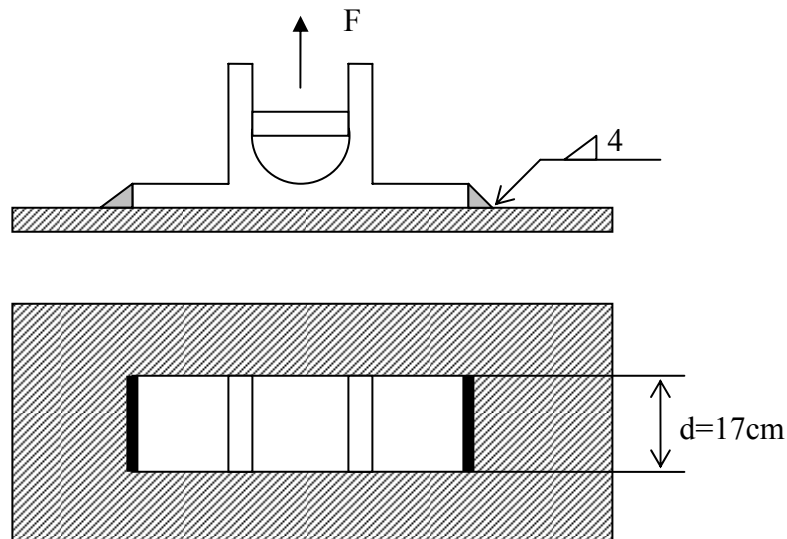


Figura 76. Unión del soporte.

$$\sigma = \frac{F}{A_g} \rightarrow A_g = 1.414 * h * d \rightarrow A_g = 1.414 * 0.004m * 0.17m \Rightarrow A_g = 9.6152 * 10^{-4} m^2$$

$$\sigma = \frac{2000N}{9.6152 * 10^{-4} m^2} \rightarrow \sigma = 2.08MPa \rightarrow S_{ut} = \sigma * \eta \rightarrow S_{ut} = 2.08MPa * 1.2$$

$$S_{ut_{material}} = 2.5MPa$$

$$\sigma_{perm.} = 0.6 * S_y \rightarrow S_{y_{electrodo}} = \frac{\sigma}{0.6} \rightarrow S_{y_{electrodo}} = \frac{2.08MPa}{0.6}$$

$$S_{y_{electrodo}} = 3.46MPa$$

- **Apoyo unido al soporte.**

En este caso cambia totalmente las fórmulas debido a que este apoyo está sometido a flexión y torsión. Se recuerda que la longitud del apoyo es de $l = 8 \text{ cm}$. y el diámetro $d = 2 \text{ cm}$.

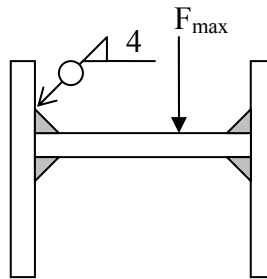


Figura 77. Unión del apoyo al soporte

Primero se calcula los esfuerzos sometidos a flexión.

Cortante primario

$$\tau' = \frac{F_{max}}{A_g} \rightarrow A_g = 1.414 * \pi * h * r \rightarrow A_g = 1.414 * \pi * 0.004m * 0.01m$$

$$A_g = 1.7768 * 10^{-4} m^2$$

$$\tau' = \frac{2000N}{1.7768 * 10^{-4} m^2} \Rightarrow \tau = 11.2556MPa$$

Cortante secundario

$$\tau'' = \frac{M}{I/c} \text{ donde } M = F_{max} * \frac{l}{2}, c = \frac{d}{2}, I = 0.707 * h * I_u, I_u = \pi * r^3$$

$$\tau'' = \frac{F_{\max} * \frac{1}{2} * \frac{d}{2}}{0.707 * h * \pi * r^3} \rightarrow \tau' = \frac{2000N * 0.08m / 2 * 0.01m / 2}{0.707 * 0.004m * \pi * (0.01m)^3} \Rightarrow \tau' = 45.022MPa$$

Magnitud del esfuerzo cortante

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} \rightarrow \tau = \sqrt{(11.2556MPa)^2 + (45.022MPa)^2} \Rightarrow \tau = 46.408MPa$$

El metal de aporte debe tener una resistencia de:

$$\tau \leq \frac{Ss_y}{\eta} \quad \text{donde} \quad Ss_y = 0.577 * Sy \rightarrow \tau * \eta \leq 0.577 * Sy$$

$$\frac{\tau * \eta}{0.577} \leq Sy \rightarrow \frac{46.408MPa * 1.2}{0.577} \leq Sy$$

$$96.51MPa \leq Sy_{\text{electrodo}}$$

Y la unión una resistencia de:

$$\sigma = \frac{M}{I/c} \quad \text{donde} \quad \frac{I}{c} = \frac{\pi * d^3}{32} (\text{Módulo de sección}) \Rightarrow \sigma = \frac{2000N * 0.08m / 2 * 32}{\pi * (0.02m)^3}$$

$$\sigma = 101.859MPa \rightarrow \eta = \frac{Sy_{\text{material}}}{\sigma} \rightarrow Sy_{\text{material}} = \eta * \sigma$$

$$Sy_{\text{material}} = 1.2 * 101.859MPa \Rightarrow Sy_{\text{material}} = 122.23MPa$$

7.3.12.- Selección del rodamiento en la parte superior de la máquina.

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. En nuestro caso, el rodamiento que esta situado en la parte superior de la máquina y se encarga de darle movimiento al eje, está sometido a una carga puramente axial moderada y unas r.p.m. conocidas, los rodamientos mas adecuados con estas características son los rodamientos axiales de bolas y los rodamientos axiales de rodillos. Otra característica bien importante que tiene el rodamiento en nuestro caso es que ya se conoce el tamaño del eje, es decir el diámetro interno del rodamiento.

En la tabla de tipos de rodamiento del catálogo SKF observamos diferentes características de los mismos y se decidió seleccionar el rodamiento axial de bolas debido a que la carga axial aplicada no es muy grande al igual que el eje, los

rodamientos de rodillos son para ejes grandes y cargas mucho mas elevadas que la que se van a producir en esta máquina.

El tamaño del rodamiento que va a ser utilizado para una determinada aplicación se selecciona principalmente en base a su capacidad de carga, comparada con las cargas que tendrá que soportar, y a las exigencias de duración. En nuestro caso la carga que tiene que soportar es tan pequeña que cualquier rodamiento rígido axial de bolas satisface la necesidad. Por lo tanto decidimos calcularlo de acuerdo al tamaño del eje y calcular el tiempo de vida que dura este rodamiento. La vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga.

El método más simple para calcular la duración de un rodamiento consiste en la aplicación de la fórmula ISO de la vida nominal:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

En donde:

L_{10} : Vida nominal en millones de revoluciones

C: Capacidad de carga dinámica (N)

P: Carga dinámica equivalente (N); Cuando la carga es puramente axial $P = F_{axial}$

p: Exponente de la fórmula de la vida que viene dado por: $p=3$ (bolas) $p=10/3$ (rodillos)

Para rodamientos que funcionen a velocidad constante: $L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60 * n} \right) * L_{10}$

En donde:

L_{10h} = Horas de servicio

n = Revoluciones por minuto

Todos los rodamientos de bolas o de rodillos se deben someter siempre a una carga determinada mínima con el objetivo de asegurar un funcionamiento satisfactorio de los mismos. Esto es válido también para los rodamientos axiales de bolas, particularmente cuando giran a gran velocidad en cuyo caso las fuerzas de

inercia de las bolas y la jaula y el rozamiento con el lubricante pueden tener un efecto perjudicial en las condiciones de roedura del rodamiento y dar lugar a daños por deslizamientos entre las bolas y los caminos de rodadura.

La carga axial mínima que se debe aplicar en estos casos puede calcularse por

la fórmula:
$$F_{am} = A * \left(\frac{n}{1000} \right)^2$$

En donde:

F_{am} = carga axial mínima (N)

A= factor de carga mínima

N= Velocidad en rpm.

Designación del rodamiento	51110
d (mm)	50
C (N)	25500
p	3
A	20
n (rpm)	2850
P (N)	2000

Tabla 16. Datos del rodamiento.

Duración del rodamiento en millones de revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \Rightarrow L_{10} = \left(\frac{25500N}{2000N} \right)^3 \Rightarrow L_{10} = 2072,67188 \text{ (Millones de revolucion es)}$$

Duración del rodamiento en horas de duración:

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60 * n} \right) * L_{10} \rightarrow L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60 * 2850rpm} \right) * 2072.67188 \text{ millonesde revolucion es}$$

$$L_{10h} = 12120,8882 \text{ horas}$$

7.3.13.- Dimensiones de poleas y selección del tipo de banda a utilizar.

Debido a que la transmisión de la velocidad en este tipo de máquina no es una prioridad se decide que la transmisión sea lo mas directa posible por ende el diámetro externo de las poleas en donde se ubica la banda se dimensionó de acuerdo al espacio disponible en la base superior y el tamaño del motor. De acuerdo al criterio del

diseñador, los diámetros externos de ambas poleas (eje y motor) tendrán un valor de 13 cm.

En lo que a bandas respecta solo existen tres tipos mas comunes, entre las cuales están: bandas planas, bandas en V y bandas de engrane. De acuerdo al criterio del diseñador se seleccionó para este tipo de transmisión las bandas planas debido a que poseen una eficiencia de 98% al igual que las bandas de engranes y mayor que la eficiencia que tienen las bandas en V (de 76% a 96%), producen poco ruido, absorben mas vibración torsional que ningún otro tipo de bandas y son mas económicas y fácil de conseguir. La mayoría de estas bandas se fabrican con urétano y también con tela impregnada con caucho reforzada con alambre de acero o cuerdas de nylon.

Para calcular la longitud de la banda se utilizan las siguientes fórmulas:

$$\text{- Ángulos de contacto: } \theta_s = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2 * C}\right) \quad \theta_L = \pi + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2 * C}\right)$$

Donde:

D = Diámetro de la polea mayor.

d = Diámetro de la polea menor.

C = Distancia entre centros.

$$\text{- Longitud de banda: } L = \sqrt{4 * C^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2} * (D * \theta_L + d * \theta_s)$$

En este caso: $D = d = 13\text{cm}$. $\rightarrow \theta_s = \theta_L = \pi$ y $C = 18\text{cm}$.

Entonces:

$$L = \sqrt{4 * (18\text{cm})^2} + 13\text{cm} * (\pi) \Rightarrow L = 76.8\text{cm}$$

7.3.14.- Dimensiones de tornillos a utilizar

En esta sección se dimensionan los tornillos a utilizar, la cantidad y en donde van a desempeñarse. Se recuerda que las dimensiones de estos tornillos se encuentran estandarizados de acuerdo al sistema métrico de la norma ANSI.

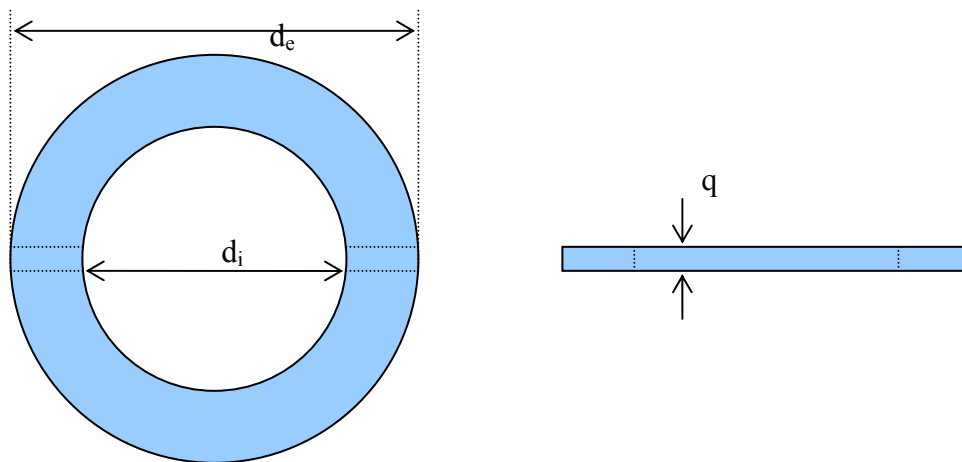
Cantidad de tornillos	Designación	Diámetro (mm)	Paso (mm)	Longitud (mm)	Forma de cabeza	Ubicación
4	M4X0.7	4	0.7	10	Avellanada	Base del porta probetas
20	M2X0.4	2	0.4	8	Plana	Porta probetas
20	M2X0.4	2	0.4	14	Plana	Porta probetas
10	M10X1.5	10	1.5	60	Hexagonal	Lamina Superior
Para estos últimos 10 tornillos de cabeza hexagonal se requieren 10 tuercas del mismo diámetro y el mismo paso.						

Tabla 17. Datos de los tornillos.

Cabe destacar que estos tornillos están elaborados con aceros al bajo y medio carbono.

7.3.15.- Dimensiones de los porta probetas a utilizar

En esta sección se dimensionan los porta probetas a utilizar con su respectivo diámetro interno (d_i), diámetro externo (d_e) y espesor (q) como se muestra en la siguiente figura.

**Figura 78. Porta probetas**

Cantidad de porta probetas	d_e (mm)	d_i (mm)	q (mm)	Elemento que sostiene
1	70	50	4	Muestra
1	60	43	4	Muestra
1	55	36	4	Muestra
1	50	31	4	Muestra
1	48	27	4	Muestra
1	70	50	6	Rodamiento
1	60	43	6	Rodamiento
1	55	36	6	Rodamiento
1	50	31	6	Rodamiento
1	48	27	6	Rodamiento

Tabla 18. Dimensiones de los portaprobetas

7.4.- Selección de materiales

Pieza		Sy
Base Inferior		14.625 MPa
Base Superior		0.73519 MPa
Columnas de rigidez		1.5686 MPa
Eje de la palanca		351.66 MPa
Contrapeso (parte superior)		1.4715MPa
Contrapeso (parte inferior)		0.78 MPa
Eje inferior		1.6985 MPa
Eje Superior		0.955 MPa
Soporte		4.8 MPa
Láminas que contienen las celdas de carga		0.666 MPa
Pasador		15.9155 MPa
Apoyo del eje de la palanca		25.4648 MPa
Soldaduras		
Contrapeso (parte inferior)	$S_{ut\text{material}} = 1.325\text{MPa}$	$S_{y\text{electrodo}} = 1.84\text{MPa}$
Columnas de rigidez	$S_{ut\text{material}} = 13.5\text{MPa}$	$S_{y\text{electrodo}} = 18.7595\text{MPa}$
Soporte	$S_{ut\text{material}} = 2.5\text{MPa}$	$S_{y\text{electrodo}} = 3.46\text{MPa}$
Apoyo unido al soporte	$S_{ut\text{material}} = 122.23\text{MPa}$	$S_{y\text{electrodo}} = 96.51\text{MPa}$

Tabla 19. Valores de Sy y Sut calculados.

Con los valores de S_y calculados se realizó una búsqueda entre aquellos materiales que cumpliesen con los requerimientos mínimos de seguridad de cada una de las piezas, evaluando sus características y posibles beneficios a aportar en la construcción.

Debido a que la magnitud de los esfuerzos a los cuales se encuentran sometidos los elementos de máquina no llegan a valores críticos, muchos fueron los materiales que cumplen con dichos requerimientos entre los cuales se encuentran: Aluminio, hierro, bronce, aleaciones de níquel, algunos materiales termoplásticos y toda la gama de aceros disponibles en el mercado comercial. En vista de la variedad de materiales que justificaban su uso en la construcción de las piezas, de acuerdo a los valores de esfuerzos permisibles, la búsqueda de materiales posibles a emplear se caracterizó por aquellos que tuviesen los más bajos costos y fuesen fáciles de encontrar en el mercado venezolano.

En este aspecto, el acero fue el material principal a seleccionar, sin embargo se encontró con la existencia de una gran variedad de aceros y aleaciones que cumplieran con los requerimientos establecidos anteriormente, por tal motivo se realizó una revisión bibliográfica de las propiedades de cada tipo de acero y se comparó con las condiciones de esfuerzo a las cuales estarán sometidas las piezas; de igual forma se asociaron aceros compatibles entre sí, sobre todo en aquellas piezas que serán soldadas o estarán en contacto directo para facilitar su construcción, alargar su vida útil y evitar corrosión o fallo en las uniones.

Los aceros seleccionados fueron los siguientes:

- AISI 1040
- AISI 1045
- AISI 1050
- AISI 4140
- AISI 4340

ACEROS ESTRUCTURALES

Los aceros estructurales generalmente se emplean para la fabricación de piezas, órganos o elementos de máquinas y de construcción de instalaciones. En ellos son fundamentales ciertas propiedades de orden mecánico, como la resistencia a la tracción, tenacidad, resistencia a la fatiga y alargamiento. Otras características son:

- Aceros al carbono que se usan en bruto de laminación para construcciones metálicas y para piezas de maquinaria en general.
- Aceros de baja aleación y alto límite elástico para grandes construcciones metálicas, puentes, torres etc.
- Aceros de fácil mecanización en tornos automáticos.

Entre los aceros estructurales se encuentran:

Acero 1040: Se usa para piezas de maquinas de pequeño y mediano espesor y sirve para piezas que deban ser templadas a inducción, o con soplete.

Acero 1045: Es un acero muy apropiado para piezas de pequeño tamaño que deban templarse a inducción, obteniéndose una dureza superficial de 54-56 Rc. Se emplea para herramientas forjadas de todo tipo, como: hachas, azadones, rastrillos, picas, martillos de varios usos, porras, etc.

Acero 1050: Gracias a la buena penetración de temple que tiene este acero, es apto para piezas de maquinas que deban soportar esfuerzos altos, longitudinales y transversales, pero sin impactos continuos. Para piezas de pequeño espesor es preferible el temple en aceite; para las piezas de mayor espesor y forma sencilla, en agua.

ACEROS DE HERRAMIENTAS

En este grupo se incluyen todos los aceros que normalmente se emplean para la fabricación de útiles o herramientas destinados a modificar la forma, tamaño y dimensiones de los materiales por cortadura, por presión o por arranque de viruta. Los aceros de herramientas tienen generalmente un contenido en carbono superior a 0.30%, aunque a veces también se usan para la fabricación de ciertas herramientas, aceros de bajo contenido en carbono (0.1 a 0.30%). Para la fabricación de herramientas para los usos más diversos, se emplean aceros sin elementos de aleación con porcentajes de carbono variables de 0.50 a 1.40%. Para herramientas que deban

tener gran tenacidad se emplean medios contenidos en carbono 0.50 a 0.70%. Para herramientas de corte como brocas, cuchillas, y limas; calidades intermedias de 0.70 a 1%. Para conseguir en cada caso la máxima dureza, deben ser templados en agua.

Entre los aceros de herramientas tenemos:

- *4140*:
 - Es un acero de buena penetración de temple y con buenas características de estabilidad en caliente hasta 400°C.
 - Sin fragilidad de revenido, muy versátil y apto para esfuerzos de fatiga y torsión.
 - Piezas templadas a inducción pueden dar una dureza de 57-69 Rockwell C.
 - Tiene amplia aplicación en construcción de vehículos por ejemplo para cigüeñales, brazos de ejes, bielas, pernos, ejes de contramarcha, ejes de bombas y engranajes.
 - Muy utilizado en piezas forjadas como herramientas, llaves de mano, destornilladores, etc.
 - Se usa también para espárragos y tornillos den la construcción de plantas que trabajen a temperatura entre 150°C y 300°C, como calderas, turbinas de vapor, plantas químicas, etc.
- *4340*
 - Este acero tiene una buena penetración de temple y buena tenacidad.
 - Se puede usar en construcción de piezas de tamaño medio que estén sometidas a esfuerzos de torsión.
 - Piezas templadas a inducción de 4340 pueden dar una dureza superficial de 60-62 Rockwell C.
 - Sirve para tornillos prisioneros de bloques motores, ejes traseros de transmisión, mandriles porta-herramientas, ejes y excéntricas para cizallas, ejes de transmisión de grandes dimensiones, etc.

En la siguiente tabla se muestran los materiales finalmente escogidos para cada pieza, se recuerda que de haber problemas con algunos de los materiales, escoger otro de los enumerados anteriormente.

Pieza	Acero		Piezas
	Designación	Sy (MPa)	Sy _{requerido} (MPa)
Base Inferior	AISI 1045	530	14.625
Base Superior	AISI 1045	530	0.73519
Columnas de rigidez	AISI 1045	530	1.5686
Eje de la palanca	AISI 4340	1080	351.66
Contrapeso (parte superior)	AISI 1045	530	1.4715
Contrapeso (parte inferior)	AISI 1045	530	0.78
Eje inferior	AISI 1045	530	1.6985
Eje Superior	AISI 1045	530	0.955
Soporte	AISI 1045	530	4.8
Láminas que contienen las celdas de carga	AISI 1045	530	0.666
Pasador	AISI 1045	530	15.9155
Apoyo del eje de la palanca	AISI 1045	530	25.4648

Tabla 20. Selección de materiales.

SELECCIÓN DE ELECTRODOS

N° de Electrodo AWS	Sut (MPa)	Sy (MPa)
E60xx	427	345
E70xx	482	393
E80xx	551	462
E90xx	620	531
E100xx	689	600
E120xx	827	737

Tabla 21. Propiedades mínimas del metal de aporte del electrodo

De acuerdo a las propiedades de los electrodos estudiados en la tabla 21, se observa que cualquiera cumple con los requisitos mínimos de los esfuerzos en la soldadura de cada pieza, de acuerdo a esto, se seleccionó el mas compatible con los aceros seleccionados, el mas económico y accesible en el mercado.

Piezas	Electrodo seleccionado		Sy requerido (MPa)
	Designación	Sy (MPa)	
Contrapeso (parte inferior)	E6013	345	1.84
Columnas de rigidez	E6013	345	18.7595
Soporte	E6013	345	3.46
Apoyo unido al soporte	E6013	345	96.51

Tabla 22. Selección del electrodo

Luego de seleccionar los materiales y el electrodo se realizaron pequeños ajustes en las dimensiones de algunas piezas que conforman la máquina con el fin de mantener simetría y armonía física del conjunto. Las dimensiones se encuentran especificadas en los planos de la máquina adjuntos en el trabajo.

CAPITULO VIII

COMPONENTES ELÉCRICOS, INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL

El funcionamiento de la máquina lleva consigo la toma, registro y control de datos de las variables fundamentales para el análisis del ensayo de fatiga por contacto rodante, como lo son la fuerza, número de vueltas, vibración y temperatura, por tal motivo es requisito fundamental la dotación de una instrumentación adecuada con el fin de mantener el registro de las variables necesarias, poseer un sistema de supervisión y control de dichos datos para su posterior visualización.

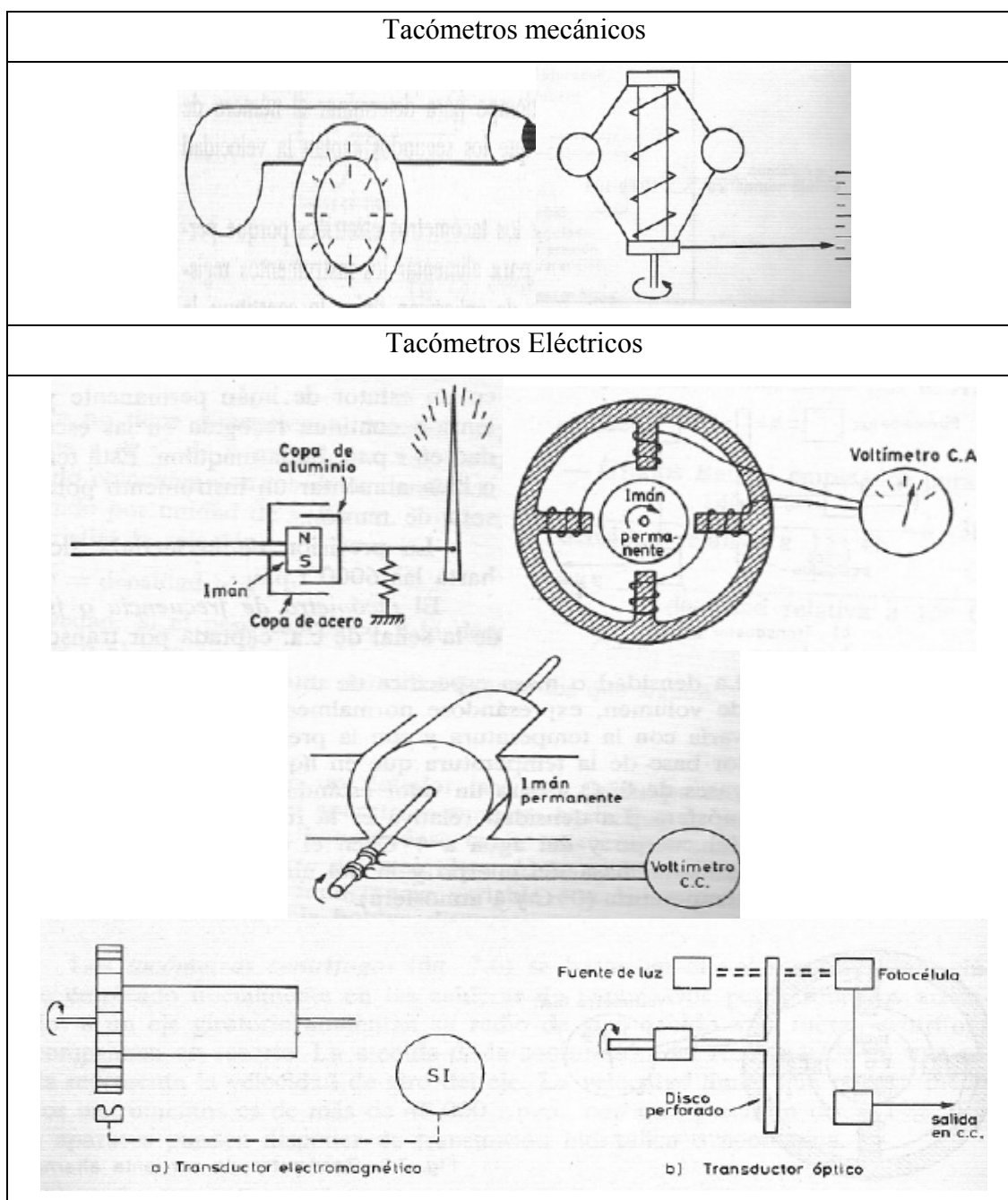
En este orden de ideas se procedió a realizar la selección de una instrumentación que cumpliera con los requisitos de medición deseada y se ajustaran a las condiciones físicas requeridas, de igual forma se estudiaron diversos sistemas de control que acoplaran las necesidades mínimas de supervisión de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano, ofreciendo todas las posibles soluciones, anexando costos con el fin de ser seleccionadas a gusto del usuario/constructor de la máquina.

8.1.- Selección de la instrumentación.

8.1.1.- Medición de la velocidad.

Para la medición del número de vueltas, en forma conjunta con la medición del tiempo, obteniendo así las revoluciones por minuto, es necesaria la selección de un dispositivo sensible, capaz de contabilizar y registrar la medida, de forma precisa y exacta.

Según Creus (1998) existen dos formas de medición de velocidad angular: tacómetros mecánicos y tacómetros eléctricos. Los primeros detectan el número de vueltas del eje de la máquina por medios exclusivamente mecánicos pudiendo incorporar o no la medición conjunta del tiempo para determinar el número de revoluciones por minuto, mientras que los segundos captan la velocidad por sistemas eléctricos. Ambas formas fueron estudiadas en base a las condiciones físicas de funcionamiento de cada uno de los instrumentos de medición de velocidad comparando las necesidades de medición de la máquina.

Figura79. Tacómetros mecánicos y eléctricos. ⁽¹⁰⁾

Las mediciones mecánicas no proporcionan salidas posibles a ser monitoreadas ni almacenadas automáticamente por tal motivo esta opción quedó fuera de la selección.

Dentro de los tacómetros eléctricos se tomaron en cuenta aquellos que involucrara los mínimos elementos constructivos alrededor del eje, teniendo el mínimo contacto con el mismo, para así facilitar su implementación. Respondiendo a las condiciones antes mencionadas, se tienen los tacómetros de frecuencia, los cuales registran impulsos, equivalente a un número específico de vueltas, estos tacómetros pueden ser del tipo óptico o electromagnético.

8.1.2.- Medición de la fuerza.

El método de medición de la fuerza en términos de peso aplicado, fue seleccionado en función a su fácil adaptación a los rasgos físicos de la máquina, con el fin de facilitar el montaje de las mismas al conjunto. En este orden de ideas se encontró la medición de fuerza por medio de celdas de cargas, las cuales se basan en el funcionamiento de cuatro galgas extensiométricas, dispuestas en una configuración especial.

Existen varias configuraciones de celdas de cargas, entre las que se destacan: las celdas de compresión, empleadas para cargas en rangos de toneladas; celdas tipo S, las cuales miden específicamente esfuerzos de tracción, empleadas generalmente para balanzas de suspensión; celdas tipo barra, en donde destacan las de doble apoyo y de un solo punto o monocelda, ambas son de geometría paralelepípeda con rangos de carga entre 50 Kg. a 2 toneladas, su uso es generalizado en aplicaciones simples, sin embargo las de doble apoyo son más costosas debido a los materiales de construcción que incrementan su vida útil.

En este sentido, realizando una comparación entre costos, períodos de operación de la máquina, magnitud de cargas de trabajo y las características de las celdas, y tomando en cuenta la simplicidad de la medición, se escogió las celdas tipo barra de un solo apoyo.

8.1.3.- Medición de la temperatura.

En el caso de la medición de la temperatura, fueron dos las opciones presentadas, compatibles con la configuración física de la máquina de fatiga por

contacto rodante: las termocuplas y los RTD's o termoresistencias. Ambas formas ofrecen la posibilidad de una salida analógica con el fin de obtener la supervisión y control de los datos, sin embargo los requisitos de la máquina en cuanto a la precisión y exactitud en la medición de la temperatura no constituyen parámetros críticos por lo que, los medidores RTD's ofrecen una sobredimensión en cuanto a su desempeño, puesto que éstos ofrecen una precisión y estabilidad en la medición mucho mayor a cualquier otro elemento sensor de temperatura y por ende un mayor costo.

Por tal motivo se realizó la selección de las termocuplas como sensor de temperatura. En cuanto al tipo de termocupla, fueron buscadas las curvas características (Antonio Creus 1998) en función del rango de temperaturas de cada una de las termocuplas seleccionando aquellas que cumpliera con el mínimo establecido de 150 C, estas fueron las termocuplas del tipo T y las termocuplas tipo J.

8.1.4.- Medición de la vibración.

La medición de la vibración es un parámetro crítico y fundamental en la operación de la máquina, puesto que esta medida define la falla del ensayo de fatiga por contacto rodante, bajo la cual la máquina detiene su operación.

Por lo dicho anteriormente, es necesario recurrir a un sistema de medición de vibraciones confiable, de alta sensibilidad en la toma de datos y por ende precisión de los mismos. En tal sentido se tienen los acelerómetros los cuales registran la frecuencia y la amplitud de las vibraciones, por encima de las características naturales del sistema. (Navarro 1995).

8.2.- Especificaciones de instrumentación.

Para facilitar la implementación de la instrumentación en la máquina de fatiga por contacto rodante, se realizó una búsqueda comercial, donde fueron revisados los catálogos de productos de empresas del ramo de la instrumentación y control, obteniendo las especificaciones de los sensores que cumplen con los requerimientos solicitados.

8.2.1.- Celdas de carga.

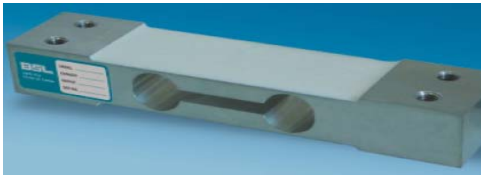
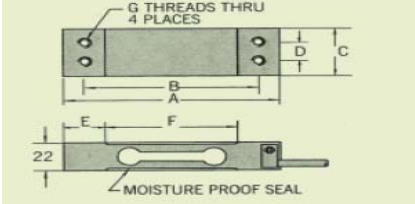
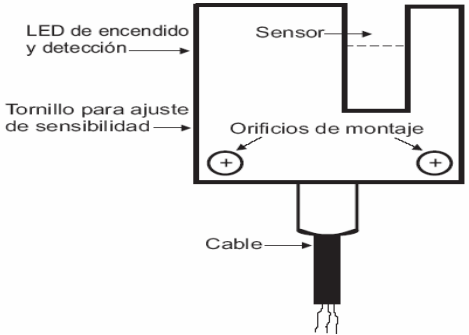
	
Fabricante	BSL
Dimensiones	A=130mm; B=106mm; C=50mm; D=25mm; E=25mm; F=80mm.
Modelo	PME-1
Rango	50-250 Kg.
Sensibilidad	$\pm 0,1 \text{ mV}$
Alinealidad	$\pm 0,02 \% \text{ FS}$
Histéresis	$\pm 0,02 \% \text{ FS}$
Coeficiente temp. en cero Coeficiente temp. en carga	$\pm 0,02 \% \text{ FS/ } 10\text{C}$
Resistencia de entrada	$420 \pm 15 \Omega$
Resistencia de Salida	$350 \pm 3 \Omega$
Rango compensado de temp.	-10 a +50 C
Temperatura límite	-20 a +60 C
Costo aproximado	146 \$

Tabla 23. Especificaciones de las celdas de carga

8.2.2.- Sensor óptico.

	Fabricante: EXTECH instrument Modelo: 461957
---	--

Rango de medición	Hasta 6000 Rpm (100 Hz)
Tensión	12 - 24VCD $\pm 10\%$ Consumo: 40mA max.
Tiempo de respuesta	< 1ms
Color del haz luminoso	Verde
Longitud de onda del haz luminoso	5500 Ångstrom
Longitud del cable	1.8 m
Funcionamiento	El sensor óptico genera un haz luminoso que es interrumpido por un objeto al pasar por el haz. Cada vez que el haz de luz es interrumpido se transmite un pulso al medidor y destella el LED rojo en el sensor.
Costo aproximado	75 \$

Tabla 24. Especificaciones del sensor óptico

8.2.3.- Termocuplas.

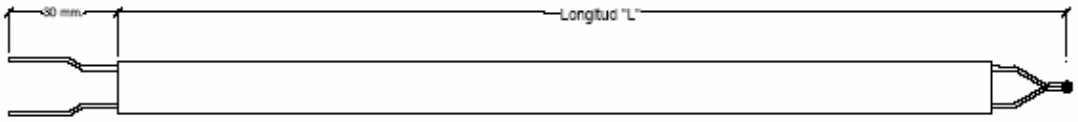
	
Fabricante	Termocuplas Valencia C.A.
Modelo	TC-030
Rango	-40 a +750 C
Tipo	J o T
Costo aproximado	25 \$

Tabla 25. Especificaciones de las termocuplas

8.2.4.- Acelerómetro.

Para este caso se estudiaron varios tipos de acelerómetros encontrando varias formas adecuadas para la implementación en la maquina, sin embargo no fue posible obtener especificaciones precisas para el sensor por no tener los rangos de vibración

de la maquina, ya que los mismos serán conocidos luego de la construcción de la misma.

A continuación se mostraran las formas de acelerómetros recomendadas por la empresa VENPROACUSTIK C.A., representante en Venezuela de CESVA Instrument, de acuerdo a las especificaciones físicas de la máquina suministradas.



Figura 80. Acelerómetros. a) AC005; b) ACE-1

AC005	Acelerómetro ICP, sensibilidad 500 mv/g, margen frecuencial (+/- 10%) 3 Hz a 5Khz.	1404,00(€)
ACE-1	Acelerómetro ICP, sensibilidad 100mv/g, margen frecuencial (+/- 10%) 0,3 Hz a 400 Hz.	828,00 (€)
Tasa de cambio referencial vigenteB		(2.583,40 Bs./€)
Día de cotización		10/10/2005

Tabla 26. Especificaciones de los acelerómetros.

8.3.- Sistemas de Control.

El sistema de control permitirá llevar un registro del comportamiento de las variables estudiadas en la maquina. Este tipo de sistema facilita la comprensión de la prueba ya que permite ver la evolución de las variables de tipo analógica y digitales. Los sistemas deben ser flexibles y capaces de ser configurado por el usuario. A continuación se muestra un diagrama de bloque del sistema a implantar.

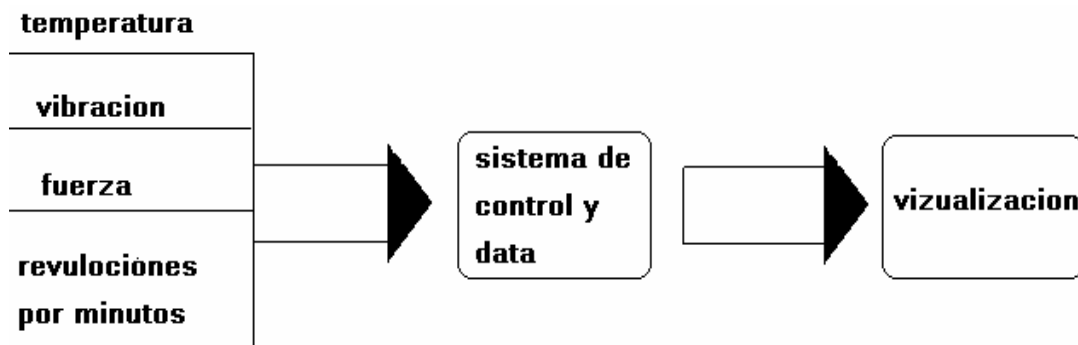


Figura 81. Sistema de control

Para el bloque de sistema de control y data se presentan tres posibles soluciones a implementar: tarjeta de adquisición de datos, controladores lógicos programables (PLC), microcontroladores (PIC). En las tres opciones se incluye la visualización de los datos, por la pantalla de un PC en los tres casos y en el caso particular del PIC es posible incluir una pantalla de tamaño reducido.

8.3.1.- Tarjeta de adquisición de datos.

La adquisición de datos es el proceso que involucra la recopilación de información de una forma automatizada a partir de fuentes de medición análogas y digitales como sensores y dispositivos bajo prueba. La adquisición de datos utiliza una combinación de medición de hardware y software basado en PC. A continuación mostramos un esquema de cómo sería el sistema

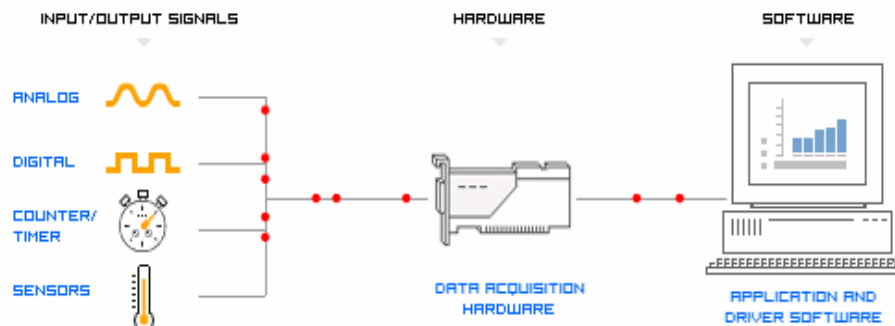


Figura 82. Diagrama de adquisición de datos

Existen una gran variedad de productos ofrecidos por las empresas en este renglón de control, entre las tarjetas existentes en el mercado que cubren los requerimientos exigidos por la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano tenemos: NI USB-6008, NI SCXI-1600, NI DAQPad-6015. Las tarjetas antes mencionadas son producidas por la NATIONAL INSTRUMENTS.

	Fabricante :NATIONAL INSTRUMENTS
Modelo	USB-6008
Rango de medición de las entradas analógicas	1 a 20 voltios
Tensión de alimentación	5 voltios 200 mA.
Resolución del convertidor analógico digital	12 bits
Salida	2 canales de 0 a 5 voltios
Entradas	8 canales de 0 a 5 voltios
Interfase tarjeta pc	Lab VIEW
Costo aproximado	160 \$

Tabla 27. Especificaciones de la tarjeta de adquisición de datos USB-6008

Existe una empresa nacional que distribuye tarjetas de adquisición de datos de menores potencialidades que cubren los requerimientos de la máquina en diseño, la empresa distribuye tarjetas Measurement computing, de las cuales la seleccionada se muestra a continuación.

	Fabricante: Measurement computing/ Representante en Venezuela: Tecnun
---	---

Modelo	Pdm 1208LS
Rango de medición de las entradas analógicas	0.05 a 10 voltios
Tensión de alimentación	22 voltios 115 mA max.
Resolución del convertidor analógico digital	16 bits
Salida	2 canales de 0 a 5 voltios
Entradas	1 para la multiplexación
Interfase tarjeta pc	Lab VIEW
Costo aproximado	139 \$

Tabla 28. Especificaciones de la tarjeta de adquisición de datos Pdm 1208LS

8.3.2.- Controlador lógico programable (PLC).

Este tipo de sistema de supervisión y control fueron desarrollados originalmente para la gran industria, donde el entorno se presenta muy adverso para cualquier computadora común. Debido al gran éxito y robustez de los PLC, sus aplicaciones se han extendido por su gran versatilidad. Tomando como referencia la marca telemecanique la cual presenta una gran variedad de modelos para los requisitos básicos, respaldo en el país por la empresa Schneider-Electric.

	Fabricante: Telmecanique/ Representante en Venezuela Schneider- Electric
Modelo	TWD LCAA 10DRF
Rango de medición de las entradas digitales	20.4 a 28.8 voltios
Tensión de alimentación	100 a 240 voltios AC
Salida	4 de rele 5 o 24 voltios
Entradas	6 canales de 24
Costo aproximado	201 \$

Tabla 29. Especificaciones del PLC

Es necesario adicionar 2 módulos analógicos que permita tener cuatro entradas analógicas para los sensores de medición.

	Fabricante: Telmecanique/ Representante en Venezuela Schneider-Electric
Modelo	TWD AMI 2HT
Rango de medición de las entradas analógicas	4 a 20 mA o 0 a 10 voltios
Resolución del convertidor analógico digital	12 bits
Entradas	426 \$

Tabla 30. Especificaciones de las entradas analógicas del PLC

8.3.3.- Microcontroladores (PIC)

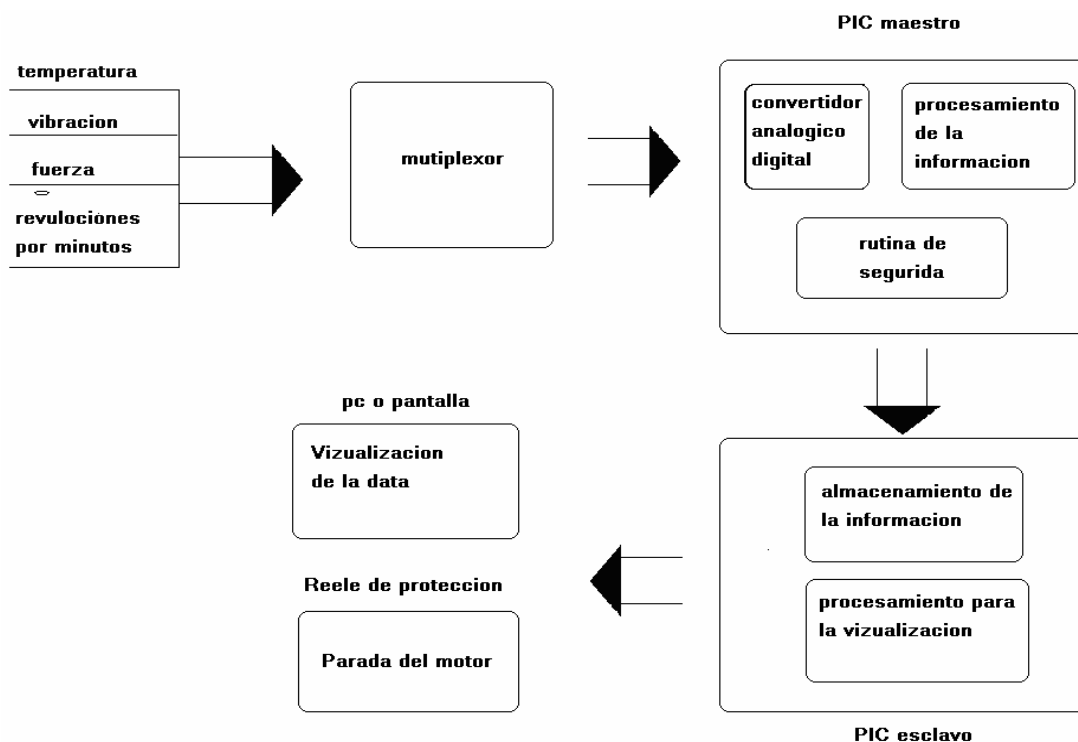


Figura 83. Esquema de lógica de los PIC

Para la implementación de este sistema de control y data se proponen dos microcontroladores de la marca microchip. El PIC 16C7X es el maestro por tener un convertidor analógico/digital, necesario para el procesamiento de las señales de entrada y por su capacidad de ejecutar una gran número de operaciones. El PIC esclavo será de la serie 16F84 el cual permite un manejo de la información ya digitalizada para ser transmitida al PC, a la pantalla de visualización o al sistema de parada del motor. Lo anterior se resume en el siguiente diagrama de bloque.

La adquisición de los datos por parte de una computadora, puede ser realizada por medio de un programa ejecutado en Excel u otro tipo de lenguaje que permita tomar información de los puertos COM. Se estima que el costo aproximado de todo el conjunto será de unos 800.000 Bs.

8.4.- Selección del sistema motor.

El sistema motriz de la máquina se encuentra conformado por un motor eléctrico y sus elementos de protección y control. El sistema motor en toda máquina posee características básicas que deben cumplirse al momento de su selección para así establecer las especificaciones de adquisición en el mercado.

A continuación se muestran las características del sistema motor de la máquina de fatiga por contacto rodante.

8.4.1.- Selección del motor.

- *Alimentación:* la fuente de energía es un factor determinante para la selección de un motor eléctrico. Para la construcción de la maquina de fatiga por contacto rodante hemos dado dos alternativas, ya que en el lugar de trabajo de la máquina se cuenta con ambas fuentes, monofásicas y trifásicas, por tal motivo la decisión final dependerá de los requerimientos del usuario.

La primera opción es un motor monofásico. Esto le permite a la máquina de ensayo una gran capacidad de desplazamiento en caso de ser requerido, esto debido a que no necesita instalaciones eléctricas especiales para su funcionamiento. La

segunda alternativa la conforma un motor con alimentación trifásica. Esto es debido a que estos motores presentan un menor mantenimiento y una mayor eficiencia en la potencia suministrada.

La instalación de un motor DC fue descartado por presentar un mayor mantenimiento y cuidado, a lo largo del tiempo, en comparación con el motor monofásico o trifásico. Para suplir la capacidad de variar la velocidad de giro en el eje que presentan los motores DC, en caso de ser requerido, se utilizará un variador de frecuencia.

- *Armazón*: este factor también llamado grado de protección es el resguardo de la carcasa que presenta el motor contra agentes externos. Considerando que el motor se encontrara en un recinto cerrado recomendamos que el motor este protegido contra el polvo basados en este criterio los índices de protección que se requieren son IP 44 o IP 54, los cuales son los mas comunes en los catálogos de los fabricantes.

- *Posición del motor*: el motor debe estar ubicado verticalmente para facilitar la transmisión de la potencia al eje de giro de la probeta de carga. Para ello se recomienda la adquisición de un motor de construcción V9 (vertical) o que permita colocarlo en cualquier posición, para que la vida útil del mismo sea mayor. Esto se debe a que la mayoría de los motores están diseñados para estar ubicados horizontalmente y al ser colocados verticalmente para su funcionamiento lo exponemos a esfuerzos para los cuales no están diseñados, disminuyendo su vida útil.

- *Arranque del motor*: Este punto es crítico, esto se debe a que el motor debe vencer la inercia del eje junto con su propia inercia mecánica y por ello se han estudiado varios tipos de arranque del motor. Para motores monofásicos el método de arranque es con condensador. El condensador le permite al motor monofásico generar una variación mayor en el campo magnético y así crear un mayor par de giro. En el caso de un motor trifásico no es necesario ningún sistema de arranque especial.

- *Velocidad de giro*: Para la elección de este parámetro nos remitimos a la velocidad máxima que exige la prueba que es de 2500 rpm.

- *Potencia del motor*: Se estima que el torque que debe ejercer el motor para vencer la inercia de la probeta es de 2,76 N*m, con lo cual calculamos la potencia

mínima requerida por el motor para girar a la velocidad requerida por la máquina, que es de 2500 rpm. La potencia calculada es de 0.9 HP, con lo cual nos lleva a concluir que el motor debe ser de 1 HP de potencia.

- *Sistema de protección del motor:* Para la selección del seccionador y el relee de protección térmico tomaremos en cuenta: potencia del motor 1hp, tensión de operación 120 en el caso monofásico, 220 en el caso trifásico, frecuencia de trabajo 60 Hz. Y número de polos del motor, en el caso monofásico y trifásico son 2 polos.

8.3.2.- Especificaciones del motor.

- Motor monofásico.

	Fabricante: Motores Baldor, ubicados en Valencia, Edo. Carabobo –Venezuela
Modelo Baldor	3432L
Tipo de motor	Monofásico
# de polos	2
Potencia	1 HP
Voltaje	110/220 V
Frecuencia	60 Hz
Velocidad de giro	2850 rpm.
Factor de servicio	1,25
Eficiencia	66 %
Factor de potencia	86
Arranque	Por condensador
Construcción	Vertical (V9 ó V6)

Armazón	IP 44
Peso	15,8 Kg.
Costo aproximado	210 \$

Tabla 31. Especificaciones del motor monofásico**- Motor trifásico.**

	Fabricante: Motores Baldor, ubicados en Valencia, Edo. Carabobo –Venezuela
Modelo Baldor	3420M
Tipo de motor	Trifásico
# de polos	2
Potencia	1 HP
Voltaje	220/380/440
Frecuencia	60 Hz
Velocidad de giro	3320 rpm.
Torque de arranque	2,9 N*m
Torque Nominal	2,3 N*m
Factor de servicio	1,25
Eficiencia	80 %
Factor de potencia	74
Construcción	Vertical (V9 ó V6)
Armazón	IP 44
Peso	15,8 Kg.
Costo aproximado	330 \$

Tabla 32. Especificaciones del motor trifásico

8.3.3.- Control del Motor.

La velocidad del motor eléctrico de corriente alterna es constante a lo largo de su funcionamiento, por lo cual si se requiere que el giro de las probetas varíe a lo largo de las pruebas es necesario la implementación de un sistema de control de velocidad para el motor a seleccionar, tal control se sugiere sea realizado por medio de un variador de frecuencia, el cual es seleccionado con la potencia y el voltaje del motor. Se realizó una revisión de catálogos de la ABB, Telemecanique, Allen Bradley, realizando la selección por costo, ya que las tres empresas ofrecían los mismos servicios. A continuación se muestra el variador seleccionado.

	Fabricante: Telemecanique/ Representante en Venezuela Schneider-Electric
Potencia	0.75 Kw.
Modelo	Modelo: Altivar 11 (ATV11HU18M2E) Trifásico: Altivar 31 (ATV31H075M3X)
Frecuencia de trabajo	60 Hz.
Voltaje	1 fase: 110 V 3 fases: 220 V
Regulación de velocidad	Control del vector flujo
Rango de velocidad	De 1 a 50
Tiempo de desaceleración	De 5 s a 10 s
Costo aproximado	Altivar 11: 162 \$ Altivar 31: 203 \$

Tabla 33. Especificaciones del variador de frecuencia.

CAPITULO IX

METODOLOGIA DEL ENSAYO DE FCR

Luego de satisfacer las necesidades de diseño previstas en los requerimientos generales, planteando la solución a las mismas y dando así los límites ingenieriles que deberán cumplirse en la posterior construcción, es necesario ofrecer una descripción del funcionamiento general de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano, con la finalidad de facilitar la operación de la misma luego de su puesta en marcha, describiendo el ensayo realizado y su entorno de prueba tanto en parámetros medidos como aplicados.

9.1.- Descripción de la máquina.

La máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano consta fundamentalmente de tres aspectos funcionales primarios para su funcionamiento, los cuales se describen brevemente a continuación.

9.1.1.- Aplicación de la carga.

La aplicación de la carga se realiza por medio pesos muertos, los cuales se multiplican por medio de una palanca de longitud de 0,8 m, con separaciones de 0,1 m hasta una longitud de palanca mínima de 0,2 m, la distribución de los puntos de carga se muestra en la siguiente figura:

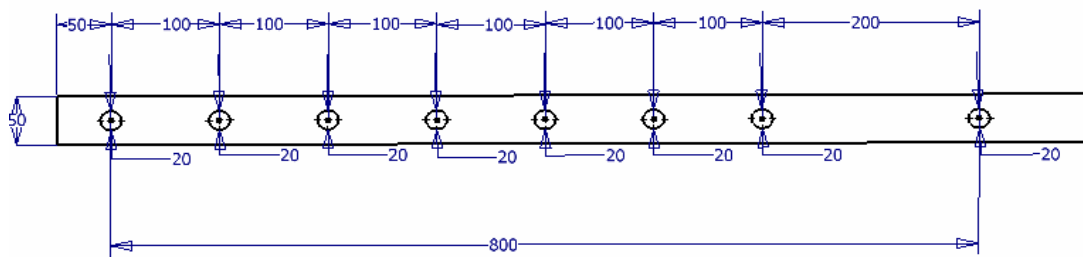


Figura 84. Palanca, ubicación de los puntos de carga.

Los pesos a utilizar son en forma de disco, estandarizados bajo las normas que rigen los ensayos de laboratorios, en particular la norma ASTM, los mismos tomaran magnitudes variantes entre 100 gr. y 5 Kg., haciendo una distribución de 5 pesos de 100 gr., 2 pesos de 500 gr., 5 pesos de 1 Kg., y 5 pesos de 5 Kg., con los cuales se logran un amplio rango de combinaciones.

Los pesos pueden ser distribuidos a lo largo de los puntos de carga, con la finalidad de variar la fuerza aplicada con un mismo peso. El peso máximo a aplicar

en la palanca es de 25 Kgf. con el cual se logra la fuerza máxima de ensayo en la máquina.

9.1.2.- Selección de cargas a emplear.

Como se mencionó anteriormente la carga aplicada podrá ser variada dependiendo de cual posición es escogida para la palanca, dicha variación esta sujeta a una relación dada por las longitudes tomadas por la palanca al momento de aplicar, lo cual hace posible, aún cuando no es totalmente confiable, debido a consideraciones intrínsecas de la máquina (fricción y/o desgaste entre las piezas de aplicación de carga, pesos naturales de los elementos conjuntos de la probeta), aproximar la carga a aplicar en función de la carga deseada en el ensayo.

Por tal motivo se presentan curvas de calibración, por medio del cual el usuario podrá escoger la combinación de la magnitud de los contrapesos a emplear, de acuerdo a la carga de contacto deseada. Las tablas y gráficas de calibración se muestran en la sección de anexos.

9.1.3.- Elementos de prueba.

Existen dos elementos de prueba, la muestra de ensayo, que es aquella a la cual se le realizará los análisis del ensayo de fatiga por contacto rodante, y la muestra de carga, la cual ejercerá la presión hertziana del ensayo.

La muestra de ensayo corresponde a la geometría plana en forma de arandela, la muestra de carga corresponde bolas de rodamientos axiales, dispuestos en su reten de sujeción, con libertad de rotar y entran en contacto con superficies planas. Las formas geométricas de las probetas se muestran a continuación:

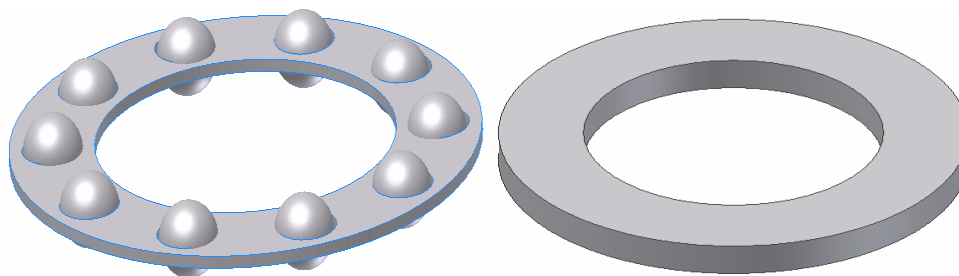


Figura 85. Geometría de las probetas.

Ambos elementos deben poseer las mismas geometrías en cuanto a diámetro interno y externo, lo cual garantiza el contacto completo de las bolas con la superficie plana de la arandela. Las geometrías a utilizar en la máquina de fatiga por contacto rodante se encuentran especificadas en función de los tipos de rodamientos a emplear, axiales tipo bola. A continuación se muestra las dimensiones de la arandela y los rodamientos requeridos para cada una:

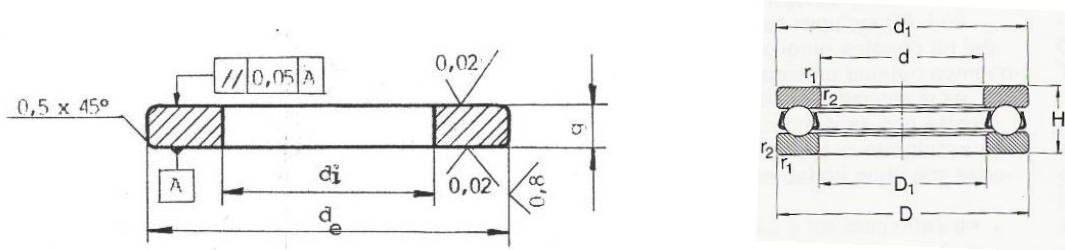


Figura 86. Dimensiones de las probetas de ensayo.

Muestra	$d_e = D$ (mm)	$d_i = D_1$ (mm)	q (mm)	h (mm)	Tipo de Rodamiento	D_{bolas} (mm)
I	24	10	4	9	51.100	4,75
II	26	12	4	9	51.101	4,75
III	28	15	4	9	51.102	4,75
IV	30	17	4	9	51.103	5
V	35	20	4	10	51.104	5,5
VI	42	25	4	11	51.105	5,5
VII	47	30	4	11	51.106	6

Tabla 34. Dimensiones de las probetas de ensayo.

De igual forma la arandela debe ser maquina de tal forma que su superficie no posea irregularidades, a fin de evitar tanto iniciación de grieta temprana, como interferencia de movimiento de las bolas sobre el plano. El número de bolas en cada una de las muestras dependerá de los requerimientos del usuario/investigador, en función de los objetivos de su trabajo.

9.2.- Metodología del ensayo.

En la ejecución de los ensayos, es recomendable seguir un patrón de prueba o metodología de ensayo con la máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante esfera-plano, para lograr una reproducción de ensayos y parámetros determinados con la precisión que se requiere.

En primer lugar para evitar la influencia de la resistencia de la arandela de ensayo endurecida, sobre el deterioro o fallo de las bolas del rodamiento o su anillo de sujeción, las condiciones de prueba deberán ser elegidas de tal forma que se asegure la aparición de la falla (spalling o pitting) en la probeta de prueba (arandela plana) antes que en las bolas de rodamiento o su anillo de sujeción.

Para reducir la probabilidad de daño de la probeta de carga por debajo del 5%, se recomienda cambiarlas cada tres probetas de prueba, y para reducir la probabilidad a 1 % cambiarlas cada dos probetas de prueba.

Si las bolas viejas son sustituidas por nuevas con cada arandela de prueba y si la dureza de estas bolas son mayor 3-4 HRC que las probetas de prueba la probabilidad de daño disminuye por debajo del 1%.

Se recomienda que la dureza en la probeta de prueba no varíe entre prueba y prueba en ± 2 HRC. La medición de la dureza se debe realizar por ambos lados en mínimo tres puntos para que la medida sea confiable.

Luego de las especificaciones de las probetas de prueba, la metodología de ensayo es como sigue:

1. Se seleccionan las probetas a ensayar, coincidiendo en sus dimensiones, tanto la arandela plana, como el juego de rodamiento.
2. Se mide la rugosidad de la arandela plana y las bolas de rodamiento, con un rugosímetro.
3. Se toman los porta-probetas adecuados para el tamaño de probeta seleccionado, tomando la precaución de comprobar que las arandelas y los anillos de sujeción de las bolas calcen con cierta holgura en los porta-probetas.

-
4. Se comprueba que ambas probetas, arandela y el rodamiento, puestas en su porta-probeta no posean interferencia en el contacto.
 5. Se sujetan los porta-probetas en la máquina con los tornillos adecuados.
 6. Se selecciona la carga a aplicar en la prueba, y por medio de las curvas de selección se aproximan los contrapesos a emplear.
 7. En caso de requerir una velocidad diferente a la ofrecida por el motor, se enciende el variador de frecuencia calibrando la velocidad requerida.
 8. Se verifica la alimentación del sistema de control, y se confirma la salida de cada uno de los instrumentos.
 9. Se aplica la carga con los contrapesos seleccionados y se observa la medición de la carga en la pantalla de control, verificando que la carga aplicada por la máquina sea la requerida por la prueba.
 10. Se verifica la alimentación del motor y se enciende manualmente apretando el botón de comienzo de prueba.
 11. Cuando aparezca el primer indicio de spalling o pitting las vibraciones cambian su valor dando la señal al motor de detener su operación, desconectándose la máquina automáticamente.
 12. En caso de ser requerido, la parada de la máquina puede hacerse manualmente antes de ser presentada la falla, oprimiendo el botón de parada de motor.
 13. Se verifican los registros de número de vueltas, temperatura, vibraciones y finalmente la fuerza.
 14. Se desmontan los contrapesos, y se mueve la palanca a su puesto original, permitiendo la salida de las probetas.

9.3.- Estimación de costos.

Luego de completar el diseño de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano, se realizó un análisis estimado de costos de los componentes que conforman dicha máquina. Estos componentes fueron divididos en: materiales de construcción, sistema de control e instrumentación y sistema motriz.

ESTIMACIÓN DE COSTOS.	
Materiales de construcción	
Costo de Acero 1045	3.800 Bs./Kg.
Costo de Acero 4340	10.200 Bs./Kg.
Costo Total en materiales de construcción	179000 Bs.
Sistema de Control e Instrumentación	
Celda de carga	146 \$
Sensor de velocidad	75 \$
Termocuplas	25 \$
Acelerómetro	828 (€)
Sistema de control	800.000 Bs.
Costo Total Sistema de Control e Instrumentación	2.685.000 Bs.
Sistema Motriz	
Motor trifásico	330 \$
Variador de frecuencia	203 \$
Costo Total Sistema Motriz	1.183.000 Bs.
Costo estimado de la Máquina	4.900.000 Bs.

Tabla 35. Estimación de costos.

- Nota: - La tasa de cambio empleada para las monedas extranjeras fueron:
 2.220 Bs. /\$ y 2.584 Bs. / €.
- La suma total de lo cotizado es de 4.050.000Bs., dejando una holgura de casi 900.000 Bs, para las conexiones e instalaciones eléctricas.

9.4.- Ficha técnica de la máquina de fatiga por contacto rodante.

Máquina de Ensayos de Fatiga por Contacto Mecánico Esfera – Plano	
Geometría de contacto	Esfera-plano
Naturaleza de contacto	Contacto por rodadura pura
Muestra de carga	Arandela de alojamiento de rodamientos axiales de bola, desde 3 bolas hasta 7, variando el diámetro de las mismas (ϕ 4,75 a ϕ 6 mm) con el cambio del rodamiento.
Muestra de prueba	Arandela de superficie plana, con diámetro interno desde 10 a 30 mm y un diámetro externo de 24 a 47 mm.
Dimensiones	Alto: 880 mm (no incluye mesa) Ancho: 780 mm Profundidad: 400mm
Definición de falla	Variación de la vibración en la prueba.
Peso de la máquina	40 Kg.
Método de aplicación de Carga	Por pesos muertos, a través de palanca
Rango de Cargas	0,3 Kg. a 200 Kg.
Rango de Velocidades	La velocidad del motor es constante 2850 rpm, las variaciones de velocidad dependerá del variador de frecuencia seleccionado. En función del sugerido la variación se encontrará entre 720 a 4000 rpm.
Rango de Temperatura	Ambiente a 100°C aproximadamente dependiendo del ensayo.

Medición de Temperatura	Por medio de termocuplas del tipo J o T.
Medición de Velocidad	Sensor de frecuencia del tipo óptico
Medición de la Fuerza	La fuerza aplicada por la maquina en medición precisa se realizará por medio de celdas de carga del tipo barra de un punto o monocelda.
Medición de la vibración	Se realizará por medio de un acelerómetro.
Material de construcción	Acero
Elemento motriz	Motor de 1Hp de potencia y 2850 rpm.
Sistema de Control	Se sugieren tres posibles sistemas de control Microprocesadores (PIC)-Controladores Lógicos Programables (PLC)- Adquisición de datos.
Historia	No se cuenta con un diseño primario de la máquina en el entorno de la escuela de ingeniería mecánica de la UCV.

Tabla 36. Ficha técnica de la máquina de fatiga por contacto plano. Esfera-Plano.

SUMARIO Y CONCLUSIONES

- EL ensayo de fatiga por contacto rodante no se encuentra estandarizado en las normativas internacionales, por lo cual cada ensayo estudiado se realiza en función de las necesidades de cada investigación, variando las geometrías de contacto, las formas de contacto y las variables a medir.
- Las máquinas que se encuentran disponibles en el mercado para la realización del ensayo de fatiga por contacto rodante, son fundamentalmente equipos desarrollados para estudios de fenómenos tribológicos y de desgaste, los cuales han sido reestructuradas y acopladas para cumplir con los requerimientos individuales de cada investigación.
- Los usuarios de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano se encuentran orientados al área de investigación, donde se incluyen profesores de pre-grado y post-grado de la escuela de ingeniería mecánica de la facultad de ingeniería de la UCV, principalmente, y profesores de otras escuelas de la misma institución. De igual forma estudiantes en formación académica en el área de materiales y tesis de la área de contacto. En este orden de ideas es necesario incluir los usuarios directos de la máquina, donde se encuentran los técnicos y operadores, los cuales manipularan el equipo directamente.
- Algunas especificaciones de diseño fueron realizadas en base al estudio tecnológico, los requerimientos básicos del ensayo y las necesidades individuales de los usuarios de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano.
- La máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante esfera-plano diseñada presenta cierta versatilidad en contraposición a las máquinas disponibles, ya que en esta es posible trabajar dentro de un amplio rango de cargas de aplicación de la máquina, principalmente cargas bajas, lo cual aporta el beneficio de conocer el comportamiento de los aceros sometido a fatiga por

contacto en pequeñas cargas. El rango de carga que aplicará la máquina de acuerdo al diseño de la misma es de 0,3 a 201 Kg.

- En el ensayo a realizar en la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano, es posible realizar la variación del número de ciclos y del valor de la fuerza de contacto, sólo con variar el número de bolas de la probeta de carga, lo cual es posible puesto que la misma la conforma una pista de rodamiento de cierto valor estándar establecido en el mercado, y la misma es manipulable en la variación del número de bolas que se alojan en la jaula de rodamiento.
- En la etapa de diseño del modelo seleccionado, se determinaron formas y dimensiones, valores de esfuerzos permisibles y se especificaron parámetros, que garantizan la funcionabilidad y durabilidad de cada elemento de máquina y en general del conjunto, para las condiciones de carga estáticas a las que se encuentran sometidas.
- En oposición a las máquinas disponibles en el mercado, cuya forma de aplicación de carga es por pesos muertos, la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano, posee una propuesta de medición de carga por medios electrónicos, lo cual asegura la precisión de la medición de la carga, sobre todo en cargas bajas donde el efecto del peso natural de la máquina puede afectar.
- En el estudio realizado de ensayos efectuados en máquinas donde la medición de la fuerza dependía directamente de la naturaleza mecánica del sistema, es decir sistemas no electrónicos y por ende no controlado, se encontró que muchos de los errores presentados en la toma de datos y posteriormente en su análisis, eran debido a la mala precisión del sistema, lo cual en muchos caso llevó a una reestructuración de la investigación o del ensayo.
- El material de construcción por excelencia de la máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante esfera-plano diseñada es el acero, gracias a su bajo costo y a su fácil obtención en el mercado venezolano. Los aceros seleccionados para la fabricación de las piezas, son los aceros de herramientas, y los aceros

estructurales, los cuales en el proceso de dimensionamiento de la máquina proporcionan la seguridad de falla requerida.

- Los parámetros que pueden ser medidos en la máquina son: fuerza aplicada a las probetas, velocidad de giro del eje superior de la máquina, temperatura a la cual se desarrolla el contacto durante el ensayo, vibraciones a las que se encuentran sometidos los ejes de las probetas. La precisión de las medidas dependerá de las formas de medición seleccionadas y del sistema de adquisición y control de datos.
- El control que requiere la máquina no es de un alto grado de complejidad, por lo cual no requiere sistemas automáticos sofisticados que incrementen su costo, el mismo puede ser desarrollado en sistemas que contengan equipos sencillos y de fácil acceso económico como lo son los microcontroladores PIC.

RECOMENDACIONES

- Realizar, luego de construida la máquina de ensayo de fatiga por contacto rodante esfera-plano, un análisis dinámico de la máquina, con el fin de evaluar los niveles de vibraciones a los cuales se encuentra sometido la máquina, especialmente la zona de prueba, es decir la zona de contacto de las probetas y sus alrededores.
- Establecer en la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano, un nivel de vibración estándar, bajo funcionamiento normal de no falla en las probetas de contacto, para así establecer el parámetro comparativo en el control de las vibraciones y determinar el momento de falla de la probeta de prueba al variar el estándar establecido.
- Proponer un trabajo de rediseño de la máquina, con la finalidad de incluir un sistema de lubricación para las probetas durante el ensayo, tal que, se obtenga la variante de trabajos de tribología, desgaste y fatiga incluyendo el estudio de lubricantes.
- Realizar la calibración de las celdas de carga en el momento de poner la máquina operativa, colocando el cero de la medición cuando no hayan pesos colocados en la palanca de fuerza, ya que existe un peso asociado sobre las celdas, que corresponde al peso de la placa superior de las celdas, el porta-probeta y la probeta de prueba.
- Plantear el diseño y puesta en marcha del sistema de adquisición y control de datos automatizado a técnicos instrumentistas o a pasantes del área de electrónica orientados a la rama de instrumentación y control industrial.
- Reemplazar la banda plana del sistema de transmisión al observar señales de deterioro sobre ella.
- Lograr fijar la máquina a una mesa rígida y sin movimiento, con el fin de evitar vibraciones mecánicas adicionales que provoquen errores en el ensayo

ó se genere la parada de la máquina antes que ocurra la falla en la probeta de prueba, debido al incremento del estándar de vibraciones establecido.

- Inspeccionar el ajuste de los elementos de unión de las piezas estructurales del modelo antes de poner en marcha la máquina.
- Colocar dos celdas de carga, distribuida equilibradamente a lo largo de la base de celda, con el fin de poseer un promedio de registros de fuerzas en más de un punto.
- Considerar el contacto que existe entre el apoyo que va unido al soporte y el eje de la palanca, al momento del mantenimiento de la máquina.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1.- Agha, S., Liu, C., 2000. Experimental study on the performance of superfinish hard turned surfaces in rolling contact. *Wear* vol. 244, 52–59.
- 2.- Ahmed, R., 2002. Contact fatigue failure modes of HVOF coatings. *Wear* vol. 253, 473–487.
- 3.- Alfredsson, B., Canario, A., A study on fretting friction evolution and fretting fatigue crack initiation for a spherical contact. *International Journal of Fatigue* vol. 26, 1037–1052.
- 4.- Ávila, M., 2005. Sensores de velocidad. Tesis doctoral. Universidad de Zaragoza. Disponible en <http://www.monografias.com>. Consultada en agosto 2005.
- 5.- Barber, J., Ciavarella, M., 2000. Contact mechanics. *International Journal of Solids and Structures* vol. 37, 29-43.
- 6.- Bouzakis, k., Vidakis, N., Lontos, A., 2000. Implementation of low temperature-deposited coating fatigue parameters in commercial roller bearings catalogues. *Surface and Coatings Technology* vol. 133-134, 489-496.
- 7.- Carroll, R., Beynon, J., 2005. Decarburisation and rolling contact fatigue of a rail steel. *Wear*. Disponible en línea en www.sciencedirect.com. Consultada en junio 2005.
- 8.- Chang, S., Farris, T., Chandrasekar, S., 2000. Contact Mechanics of Superfinishing. *Journal of Tribology* vol. 122, 388-399.
- 9.- Conde, 1980. *Curso de tribología*. Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela. Trabajo no publicado.
- 10.- Coulon, S., Jubault, I., Lubrecht, A., 2004. Pressure profiles measured within lubricated contacts in presence of dented surfaces. Comparison with numerical models. *Tribology Internacional* vol. 37, 111–117.
- 11.- Creus, A., 1998. *Instrumentación industrial*. GLOBAL Ediciones, S.A., Sexta edición, México.
- 12.- Desimone, H., Bernasconi, A., Beretta, S., 2005. On the application of Dang Van criterion to rolling contact fatigue. *Wear* vol. 258, 1-6.
- 13.- Dommarco, R., Bastias, P., Hahnc, G., 2002. The use of artificial defects in the 5-ball-rod rolling contact fatigue experiments. *Wear* vol. 252, 430–437.

-
- 14.- Dommarco, R., Salvande, J., 2003. Contact fatigue resistance of austempered and partially chilled ductile irons. *Wear vol. 254*, 230–236.
 - 15.- Dommarco, R., Kozaczek, K., Bastias, P., 2004. Residual stresses and retained austenite evolution in SAE 52100 steel under non-ideal rolling contact loading. *Wear vol. 257*, 1081–1088.
 - 16.- Donzella, G., Faccoli, M., 2005. The competitive role of wear and RCF in a rail steel. *Engineering Fracture Mechanics vol. 72*, 287–308.
 - 17.- Ekberg, A., Kabo, E., 2005. Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading-an overview. *Wear vol. 258*, 1288–1300.
 - 18.- Endo, H., Marui, E., 2002. Studies on fretting wear: influence of rubbing surface materials and some considerations. *Wear vol. 253*, 795–802.
 - 19.- Erdemir, A., 1992. Rolling-contact fatigue and wear resistance of hard coatings on bearing steel substrates. *Surface and Coatings Technology vol. 54*, 482-489.
 - 20.- Fernandez, J., Hernandez, J., Garcia, D., 2003. Rolling contact fatigue in lubricated contacts. *Tribology International vol. 36*, 35–40.
 - 21.- Fischer, A. (2000). *Introduction to Contact Mechanics*. New York: Editorial Springer – Verlag.
 - 22.- Franco, G., Bagtzoglou, A., 2002. An elastic contact mechanics fracture flow model. Presentado en *15th ASCE Engineering Mechanics Conference*, Columbia University, New York.
 - 23.- Franklin, F., Weeda, G., 2005. Rolling contact fatigue and wear behaviour of the infrastar two-material rail. *Wear vol. 258*, 1048–1054.
 - 24.- Fujii, K., Carric, T., Bicker, R., 2004. Effect of the applied load on surface contact fatigue of dental filling materials. *Dental Materials vol. 20*, 931–93.
 - 25.- Fundación MAPFRE. 1995. *Manual de ergonomía*. España.8
 - 26.- González, H., Jiménez, J., 1984. Diseño y construcción de una máquina para ensayo de desgaste por fricción deslizante límite tipo bancada. Trabajo especial de grado. Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela.
 - 27.- Gudiel, M., 2005. *El proceso de diseño en ingeniería mecánica, versión 1.0*. Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela. Trabajo no publicado.

-
- 28.- Guo, Y., Schwach, D., 2005. An experimental investigation of white layer on rolling contact fatigue using acoustic emission technique. *International Journal of Fatigue* vol. 17, 1-11.
- 29.- Hadfield, M., Wang, Y., 2002. A study of line defect fatigue failure of ceramic rolling elements in rolling contact. *Wear* vol. 253, 975–985.
- 30.- Hadfield, M., Kang, J., 2002. Residual stress field of HIPed silicon nitride rolling elements. *Ceramics International* vol. 28, 645–650.
- 31.- Hadfield, M., Kang, J., 2003. Comparison of four-ball and five-ball rolling contact fatigue tests on lubricated Si₃N₄ / steel contact. *Materials and Design* vol. 24, 595–604.
- 32.- Hadfield, M., Kang, J., Ahmed, R., 2003. The effects of material combination and surface roughness in lubricated silicon nitride/steel rolling contact fatigue. *Materials and Design* vol. 24, 1–13.
- 33.- Hadfield, M., Wang, Y., Khan, Z., 2004. Pressurised chamber design for conducting rolling contact experiments with liquid refrigerant lubrication. *Materials and Design*. 1-10.
- 34.- Hernandez M., Paiva, A., 2003. Construcción y puesta en marcha de una máquina de ensayos para la simulación del fretting. Trabajo especial de grado. Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela.
- 35.- Hertz, H., (1882) *On the Contact the Elastic Solids*. Ediciones Jones et Schott, Macmillan, Londres.
- 36.- Horst, C., 2002. *Tribology*. Editorial Elseiver.
- 37.- Jiménez, J., 2002. Teoría de Contacto Mecanismos de Fricción y Adherencia. Disponible en <http://www.imem.unavarra.es>. Consultada en junio 2005.
- 38.- Johnson, K., 1987. *Contact mechanics*. Cambridge University Press. Cambridge.
- 39.- Juvinall, R., 1991. *Fundamentos de diseño en ingeniería mecánica*. Editorial limusa, México.
- 40.- Kabo, E., Ekberg, A., 2005. Material defects in rolling contact fatigue of railway wheels—the influence of defect size. *Wear* vol. 258, 1194–1200.
- 41.- Kalin, M., Vizintin, J., 2004. A rolling-contact device that uses the ball-on-flat testing principle. *Wear* vol. 256, 335–341.
- 42.- Kang, J., Hadfield, M., 2001. Rolling contact fatigue performance of HIPed Si₃N₄ with different surface roughness. *Ceramics International* vol. 27, 781–794.
- 43.- Kida, K., Kitamura, K., 2005. Static and fatigue strengths of pre-cracked silicon

- nitride balls under pressure load. *International Journal of Fatigue* vol. 27, 165–175.
- 44.- Kimura, Y., Sekizawa, M., Nitani, A., 2002. Wear and fatigue in rolling contact. *Wear* 253, 9–16.
- 45.- Lee, H., Jin, O., Mall, S., 2004. Fretting fatigue behavior of Ti-6Al-4V with dissimilar mating materials. *International Journal of Fatigue* vol. 26, 393–402.
- 46.- Linares, O., 2005. *Generalidades de la Tribología. Fundamentos de la lubricación, fricción y el desgaste*. Disponible en <http://www.widman.biz>. Consultada en junio 2005.
- 47.- Magalhaes, L., Seabra, J., 2005. Artificial indentations for the study of contact fatigue of austempered ductile iron (ADI) discs. *Wear* vol. 258, 1755–1763.
- 48.- Miyashita, Y., Yoshimura, Y., Horikoshi, M., 2003. Subsurface Crack Propagation in Rolling Contact Fatigue of Sintered Alloy. *JSME International Journal* vol. 46. 341-347.
- 49.- Miyoshi, K., Lerch, B., Draper, S., 2003. Fretting wear of Ti-48Al-2Cr-2Nb. *Tribology International* vol. 36, 145–153.
- 50.- Moreno, N., Orfao, A., 1988. Diseño, construcción y calibración de un banco de ensayos de fuerzas y desplazamientos. Trabajo especial de grado. Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela.
- 51.- Mott, R., 1992. Diseño de elementos de máquina. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. Segunda edición. México.
- 52.- Navarro, C., Domínguez, J., 2004. Initiation criteria in fretting fatigue with spherical contact. *International Journal of Fatigue* vol. 26, 1253–1262.
- 53.- Navarro, H., 1995. *Instrumentación electrónica moderna*. Editorial Innovación tecnológica, Primera edición, Facultad de Ingeniería, UCV, Caracas.
- 54.- Pertuz, A., 2004. *Proyecto de investigación. Fatiga por contacto rodante*. Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela. Trabajo no publicado.
- 55.- Plint, Tribology Products. 2005. TE 92DL Four ball test machine with dead weight loading. Disponible en <http://www.plint-tribology.fsnet.co.uk/cat>. Consultada en mayo 2005.
- 56.- Plint, Tribology Products. 2005. TE 92HS High speed microprocessor controlled rotary tribometer. Disponible en <http://www.plint-tribology.fsnet.co.uk/cat>. Consultada en mayo 2005.

-
- 57.- Plint, Tribology Products. 2005. TE 92 Microprocessor controlled rotary tribometer. Disponible en <http://www.plint-tribology.fsnet.co.uk/cat>. Consultada en mayo 2005.
- 58.- Podgornik, B., Vizintin, J., 2002. Rolling contact properties of ta-C coated low alloy steel. *Surface and Coatings Technology* vol. 157, 257–261.
- 59.- Poirson, C., Cajaraville, T., 2002. Como seleccionar un sensor de velocidad. Disponible en <http://www.ermec.com>. Consultada en agosto 2005.
- 60.- Ringsberg, J., Josefson, B., Kapoor, A., Beynon, J., 2000. Prediction of fatigue crack initiation for rolling contact fatigue. *International Journal of Fatigue* vol. 22, 205–215.
- 61.- Ringsberg, J., 2001. Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation. *International Journal of Fatigue* vol. 23, 575–586.
- 62.- Rodríguez, C., Castillo, A., 1980. Diseño de troqueles de corte. Trabajo especial de grado. Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela.
- 63.- Sauger, E., Fouvry, S., Ponsonnet, L., 2000. Tribologically transformed structure in fretting. *Wear* vol. 245, 39–52.
- 64.- Sherif, H., 2004. Investigation on effect of surface topography of pad/disc assembly on squeal generation. *Wear* vol. 257, 687–695.
- 65.- Shigley, E., Mischke, C., 2002. Diseño en ingeniería mecánica. Editorial Mc. Graw Hill; sexta edición; México.
- 66.- Shull, K., 2002. Contact Mechanics and the Adhesion of Soft Solids. Disponible en <http://www.matsci.northwestern.edu>. Consultado en julio 2005.
- 67.- Stewart, S., Ahmed, R., 2003. Contact fatigue failure modes in hot isostatically pressed WC-12%Co coatings. *Surface and Coatings Technology* vol. 172, 204–216.
- 68.- Stewart, S., Ahmed, R., 2005. Rolling contact fatigue of post-treated WC–NiCrBSi thermal-spray coatings. *Surface & Coatings Technology* vol. 190, 171–189.
- 69.- Storakers, B., Elaguine, D., 2005. Hertz contact at finite friction and arbitrary profiles. *Journal of the Mechanics and Physics of solids* vol. 53, 1422–1447.
- 70.- Yoshida, A., Fujii, M., 2002. Influence of soft surface modification on rolling contact fatigue strength of machine element. *Tribology International* vol. 35, 837–847.

-
- 71.- Zakharov, S., Goryacheva, I., 2005. Rolling contact fatigue defects in freight car wheels. *Wear* vol. 258, 1142–1147.
- 72.- Zambelli, G., Vincent, L., 1998. Matériaux et contacts: une approche tribologique. *Presses Polytechniques et Universitaires Romanes*.
- 73.- Zhang, D., Ge, S., 2003. Research on the fatigue and fracture behavior due to the fretting wear of steel wire in hoisting rope. *Wear* vol. 255, 1233–1237.
- 74.- Zhao, P., Hadfield, M., 2004. The influence of test lubricants on the rolling contact fatigue failure mechanisms of silicon nitride ceramic. *Wear* vol. 257, 1047–1057.
- 75.- Zhupanska, O., Ulitko, A., 2005. Contact with friction of a rigid cylinder with an elastic half-space. *Journal of the Mechanics and Physics of solids* vol. 53, 975–999.

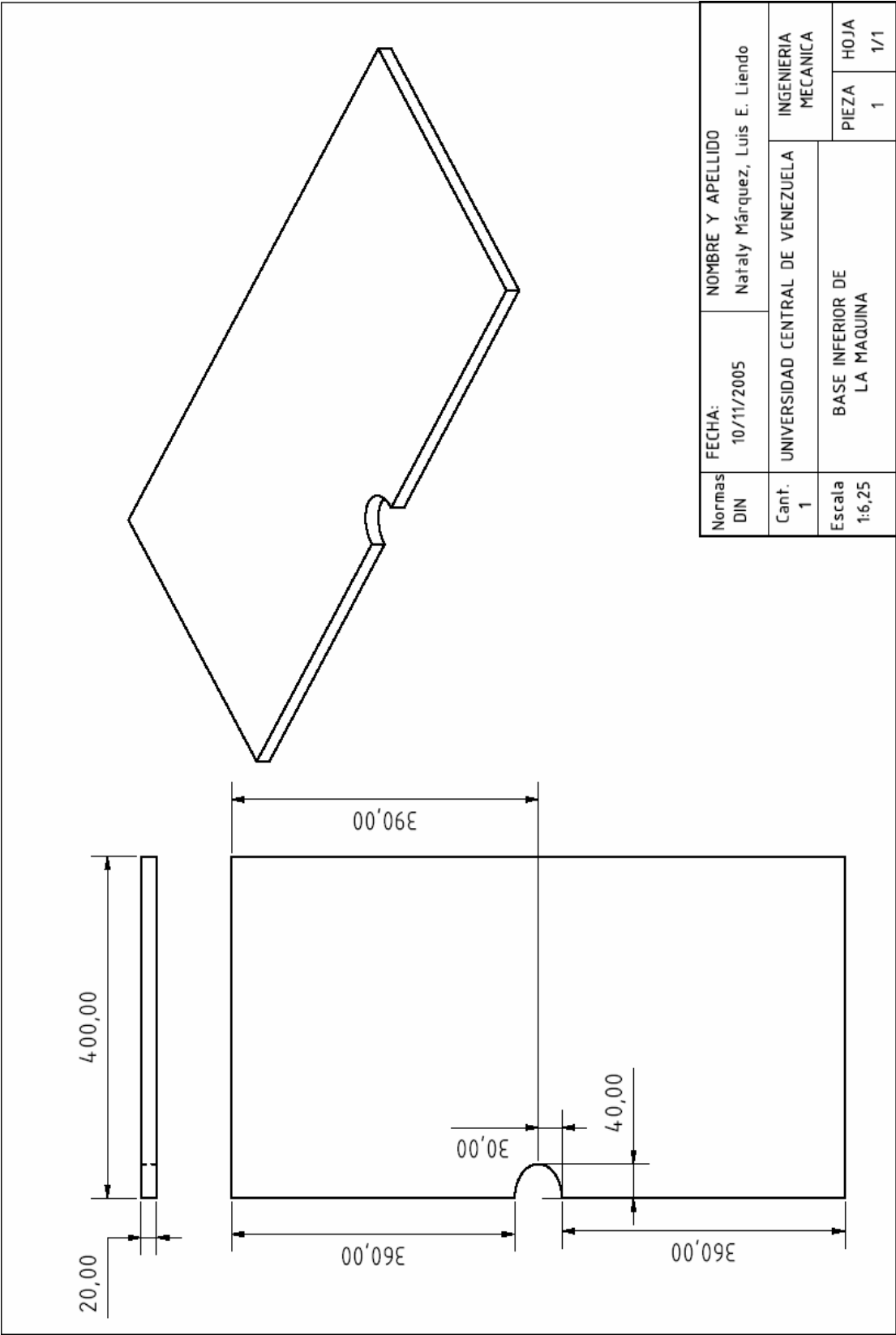
Catálogos:

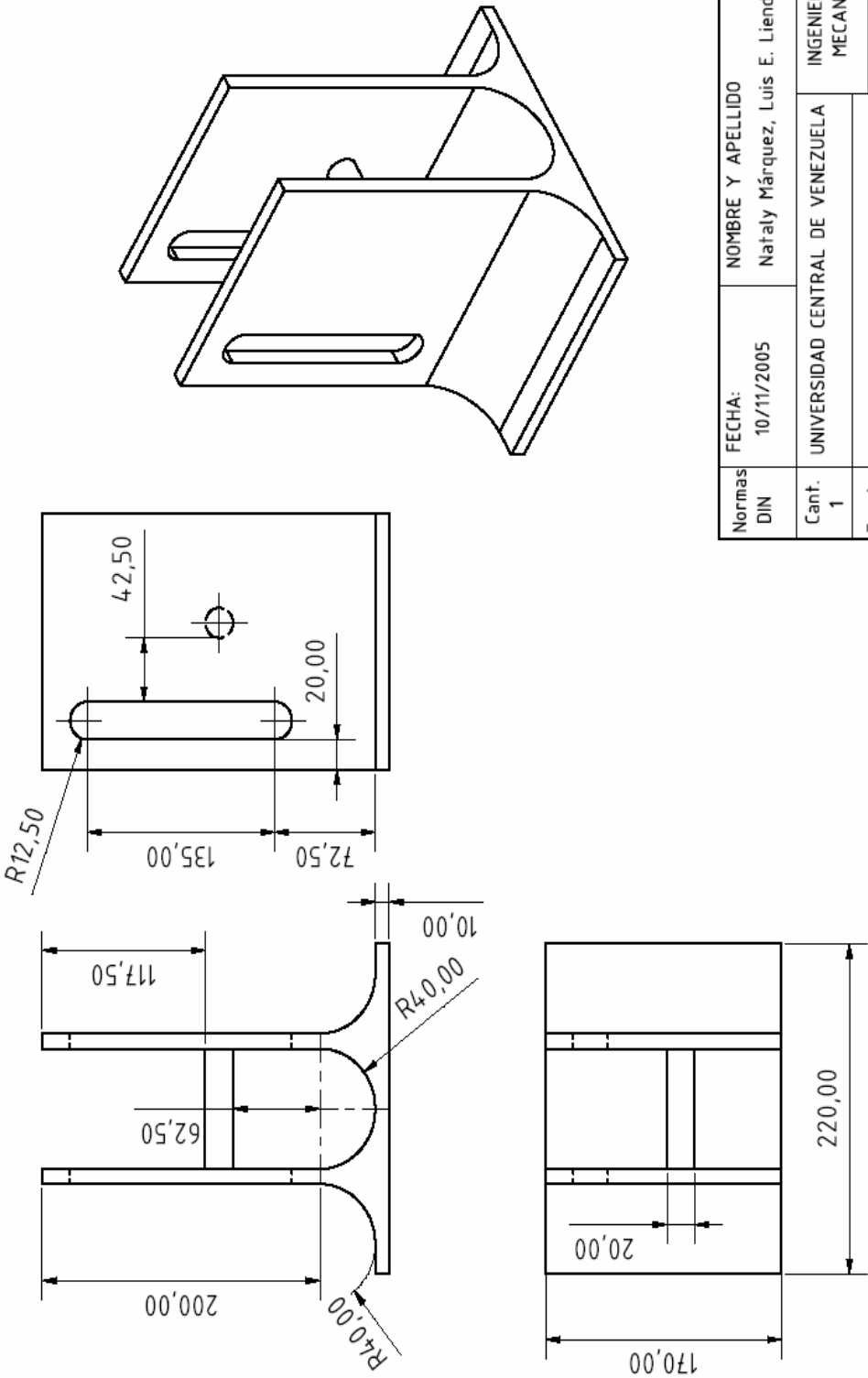
- 76.- ABB Catalog. *Lista de productos y servicios*. Disponible en <http://www.cyberallgroup.com>. [Consulta 2005, octubre].
- 77.- Baldor, Motor – Driver – Generators. *All family AC Motor*. 2005.
- 78.- Bellplast S.R.L. *Celdas de carga y accesorios*. Disponible en <http://www.caipe.com>. Consultada en octubre 2005.
- 79.- Catálogo Honeywell. 2005. *Automation and Control Solutions*. Décima edición.
- 80.- Catálogo Telemecanique. *Motores trifásicos de Inducción*. Schneider-Electric Venezuela 2005.
- 81.- Catálogo Telemecanique. [Medición, Control y Protección de Sistemas Eléctricos](#). Schneider-Electric Venezuela. 2005
- 82.- Catálogo Telemecanique. *Programmable controller. PLC*. Schneider-Electric Venezuela. 2005.
- 83.- Catálogo TERMOVAL. *Gama de termocuplas, fabricación y reparación*. Termocuplas Valencia C.A. 2005.
- 84.- Electromatica. *Motores trifásicos*. Disponible en <http://www.electromatica.cl>. Consultada en octubre 2005.
- 85.- Electromatica. *Variadores de frecuencia*. Disponible en <http://www.electromatica.cl>. Consultada en octubre 2005.
- 86.- MEASUREMENT COMPUTING. *USB-based DAQ*. 2005. Publicado por TECNUM.
- 87.- SKF. 1989. *Catálogo general*.

ANEXOS

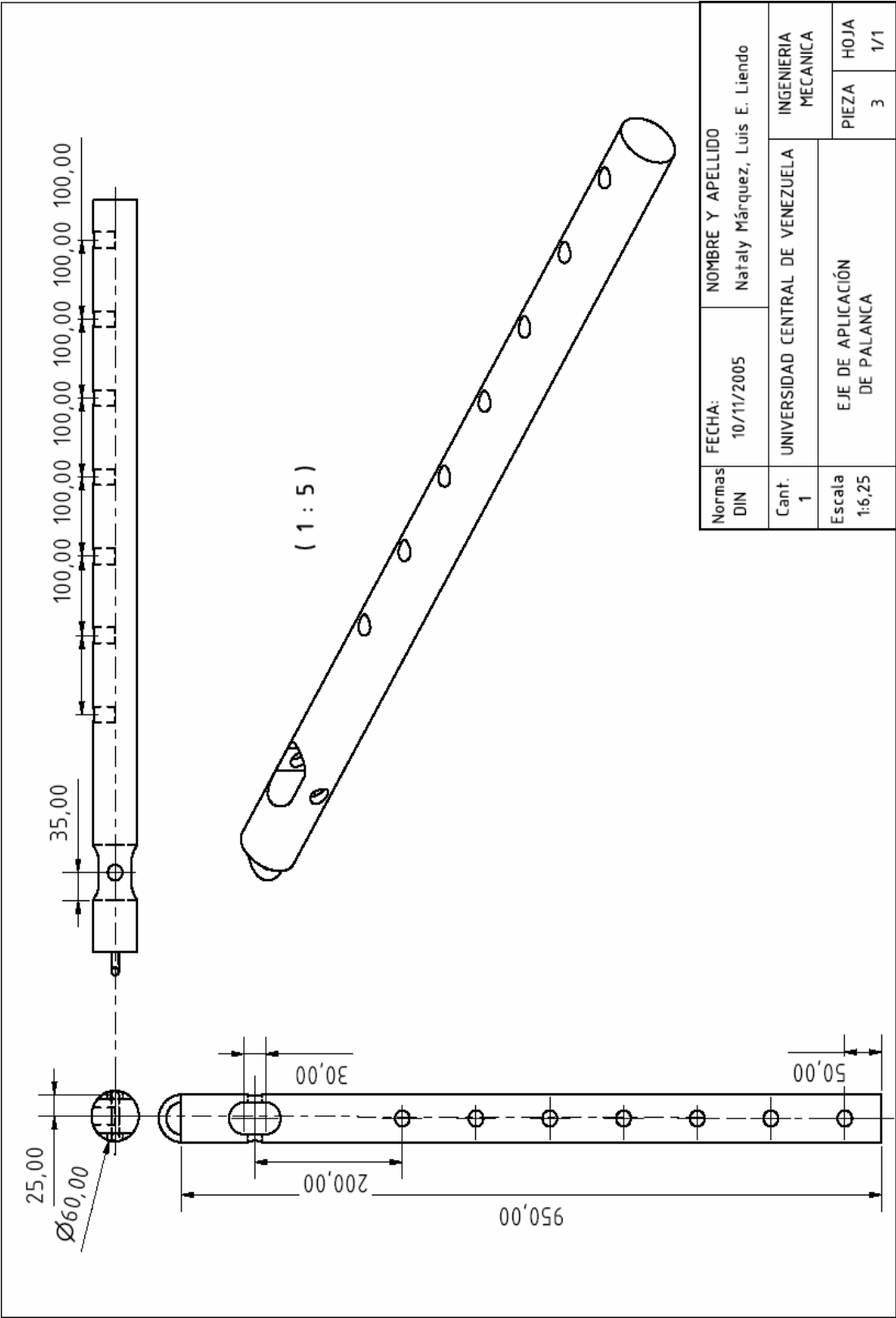
ANEXO A:

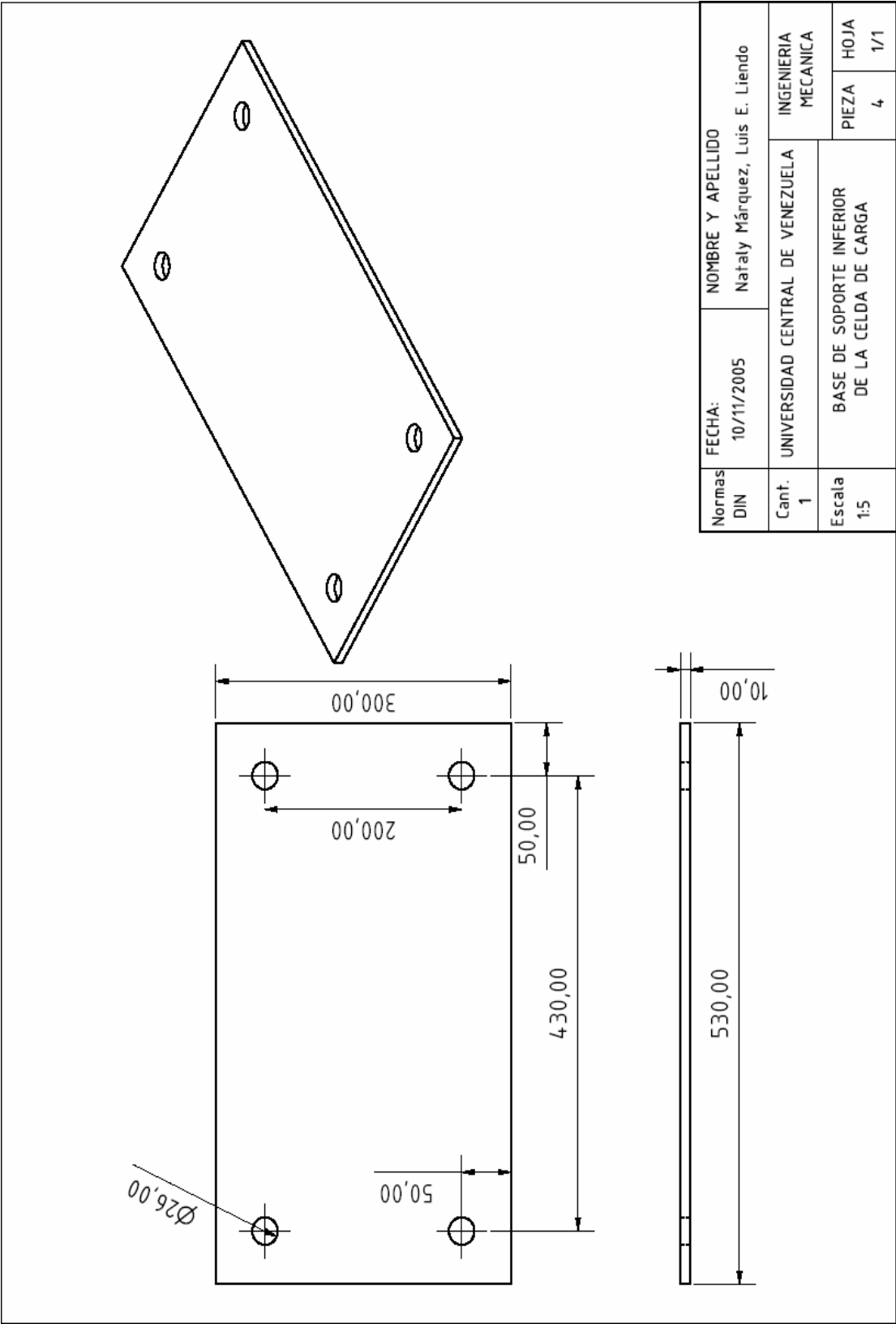
***PLANOS DE PIEZAS CONFORMANTES DE LA MÁQUINA
DE FATIGA POR CONTACTO RODANTE ESFERA-
PLANO***

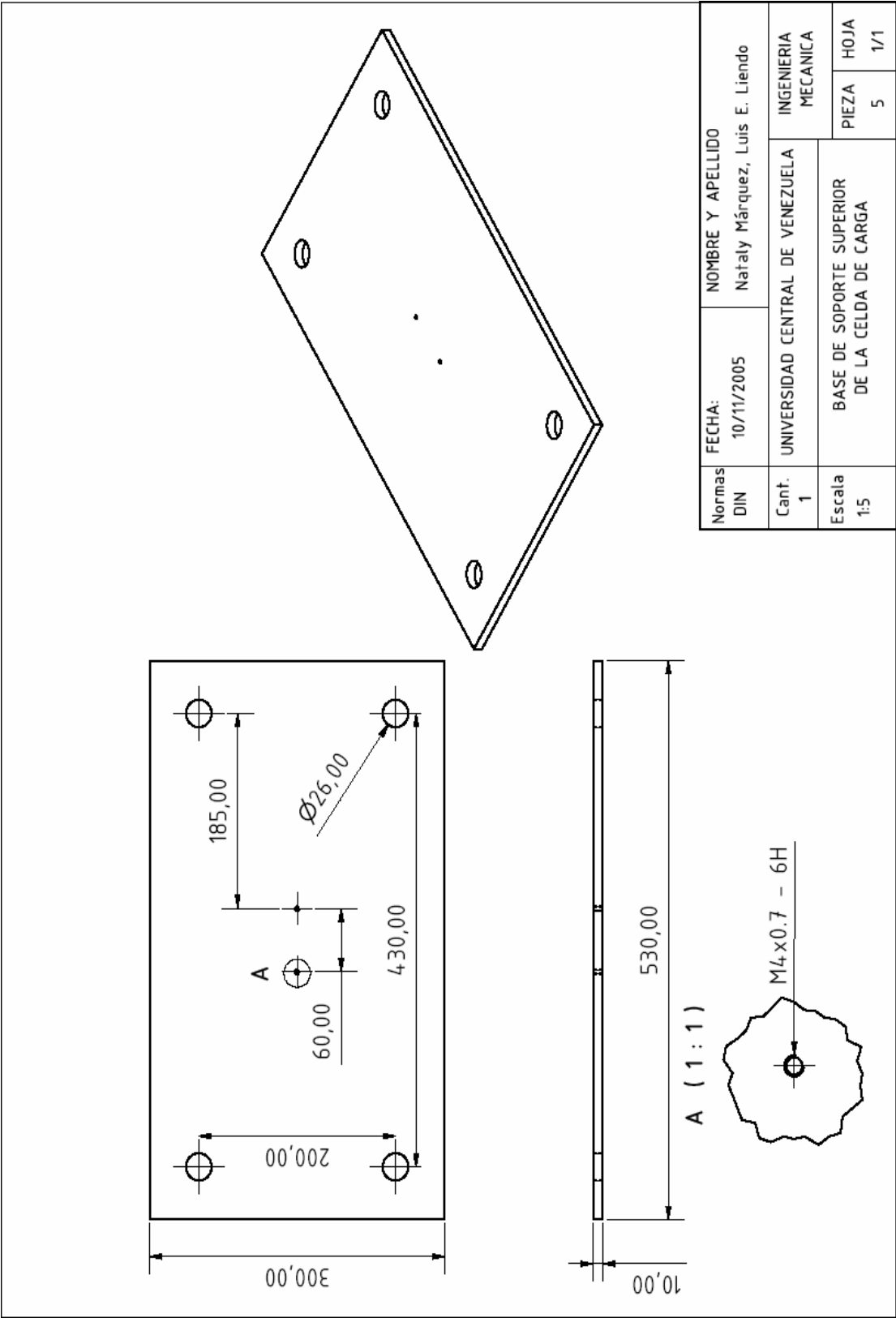


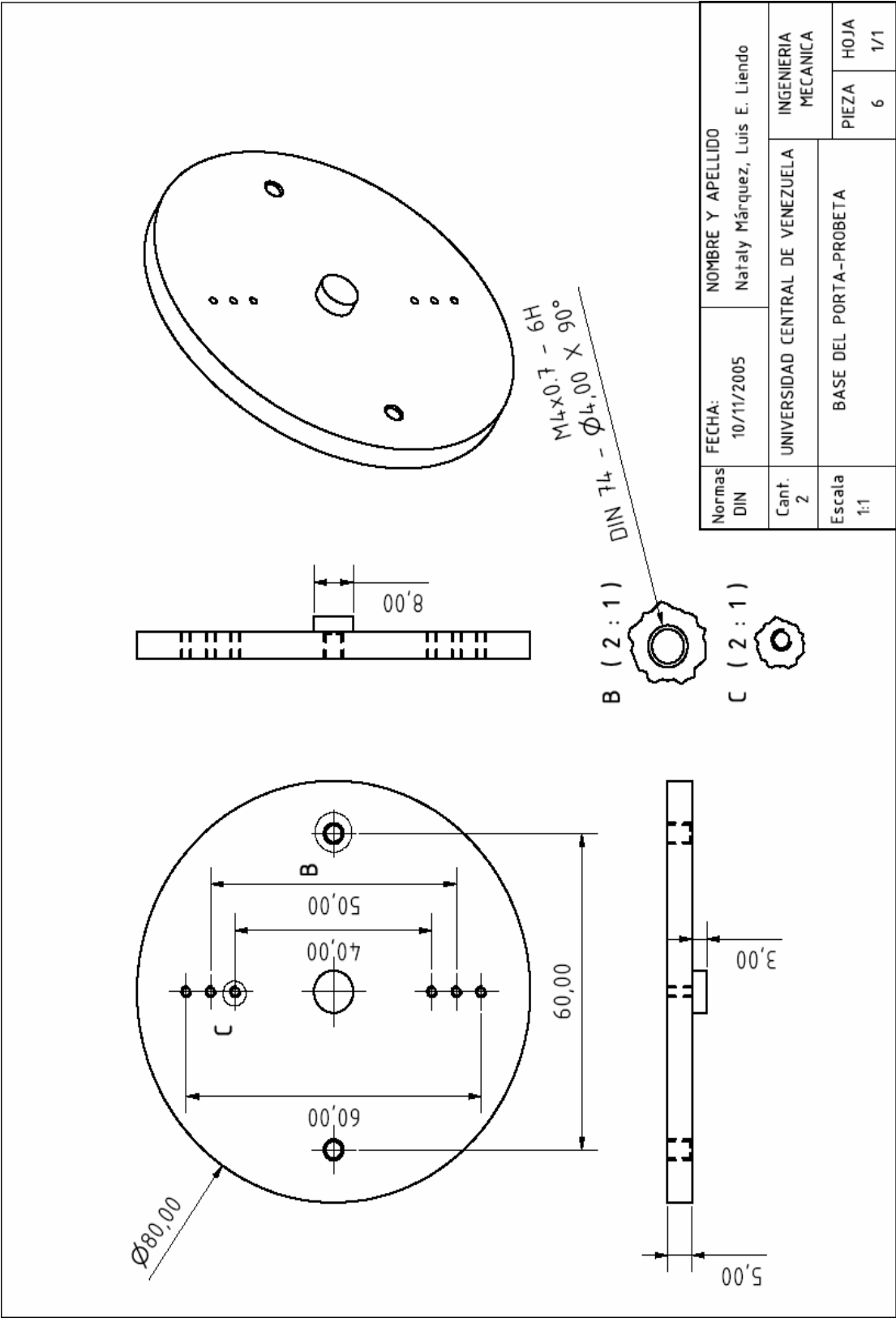


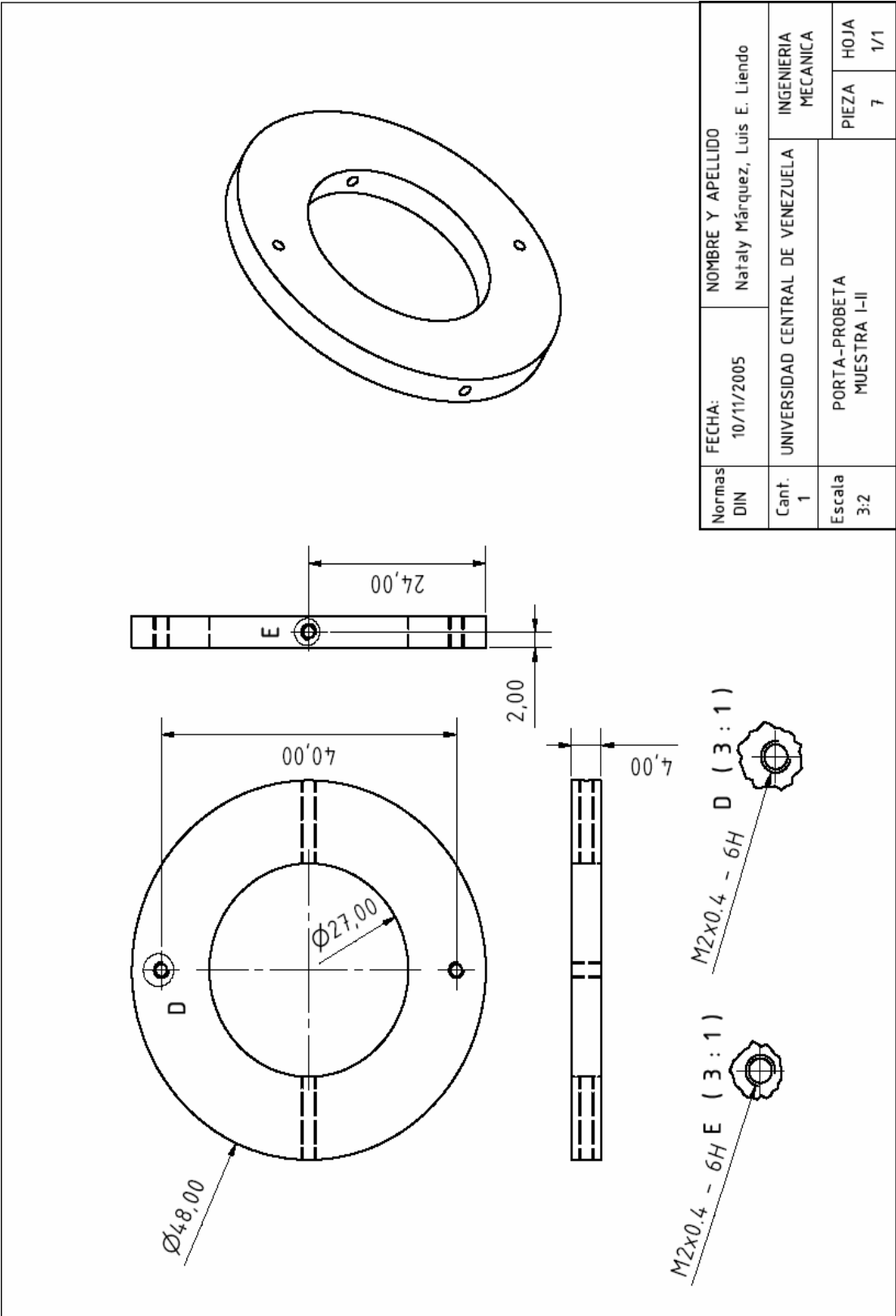
Normas DIN	FECHA: 10/11/2005	NOMBRE Y APELLIDO Nataly Márquez, Luis E. Liendo		
Cant. 1	UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA		INGENIERIA MECANICA	
Escala 1:4	BASE DE SOPORTE DE LA PALANCA		PIEZA 2	HOJA 1/1

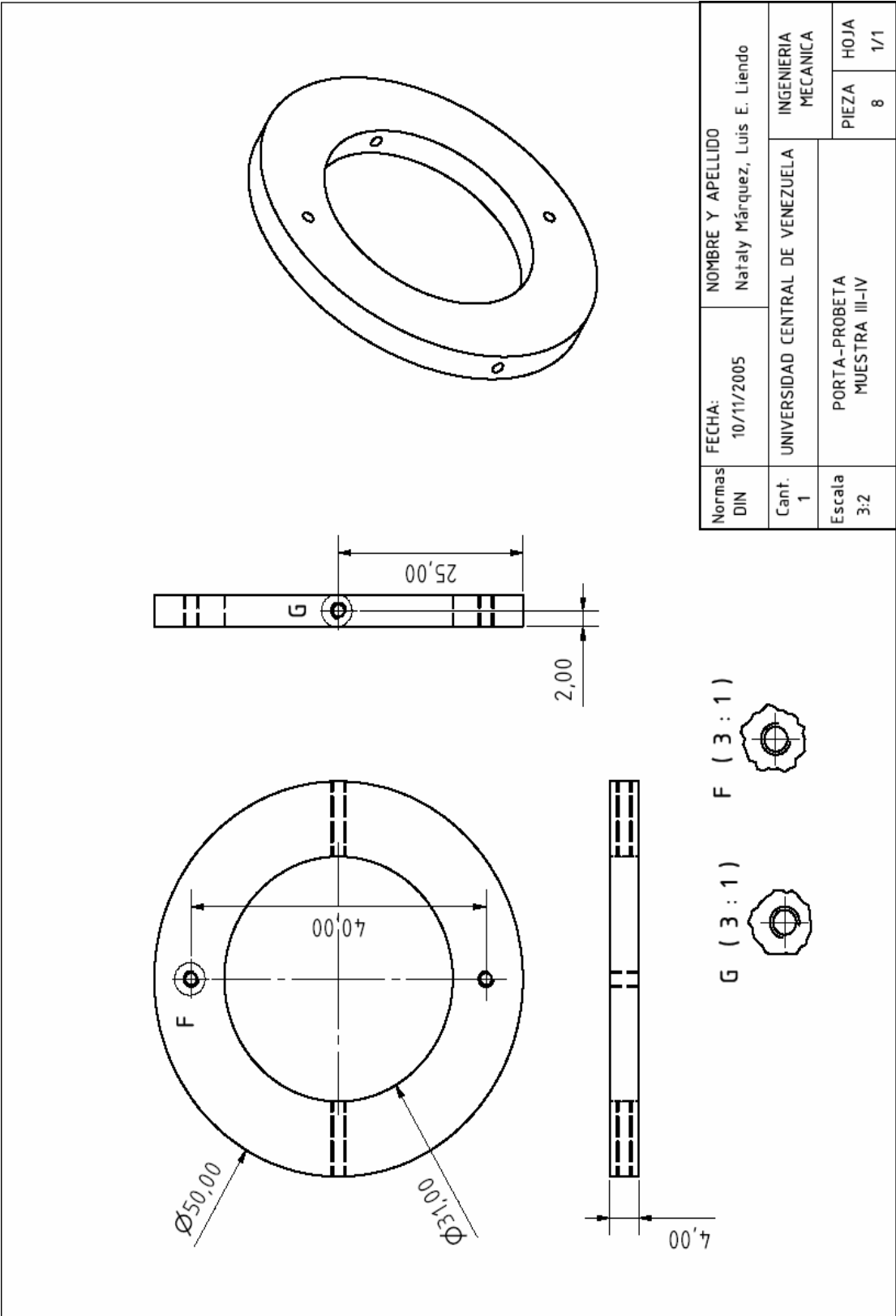


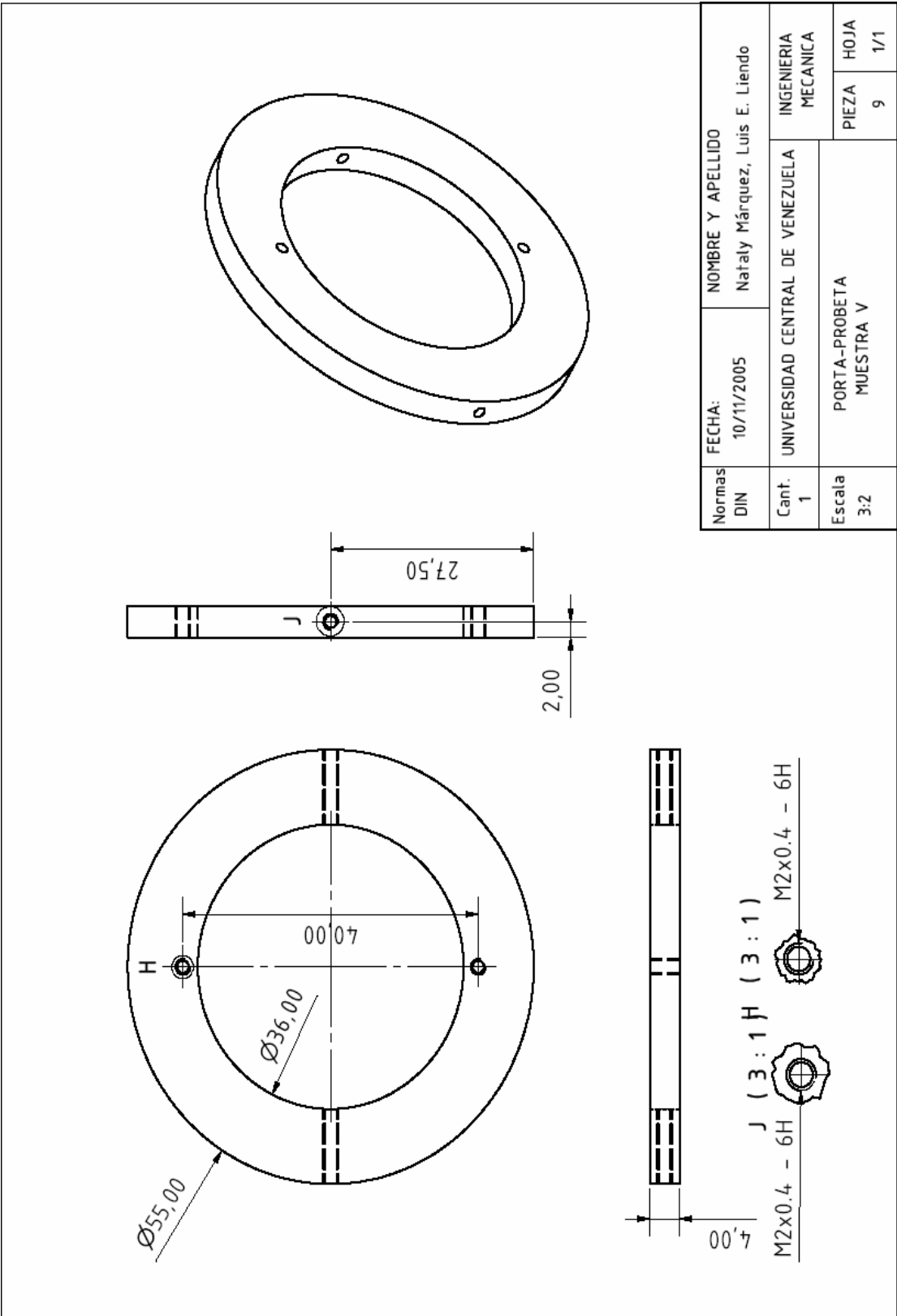


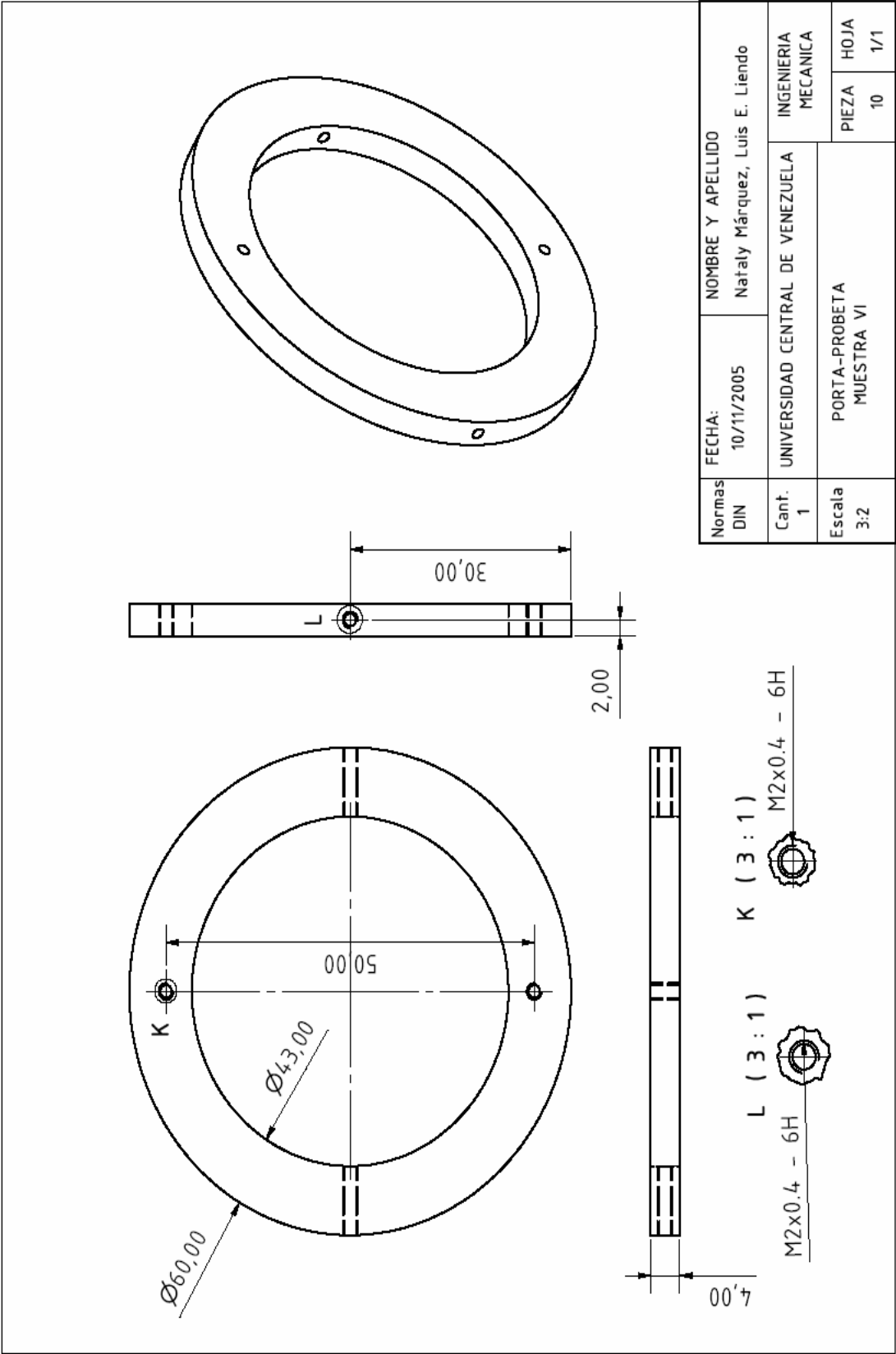


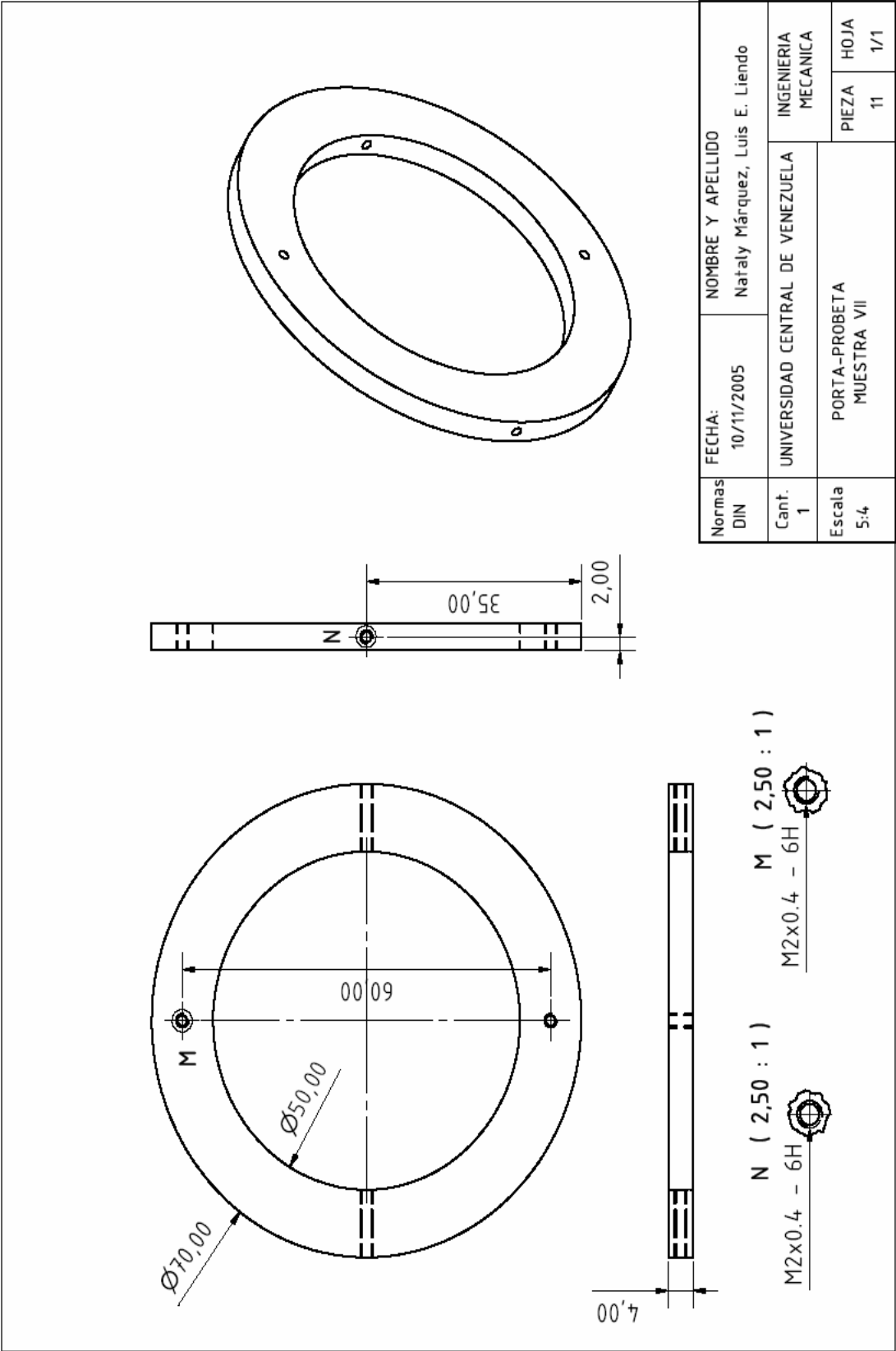


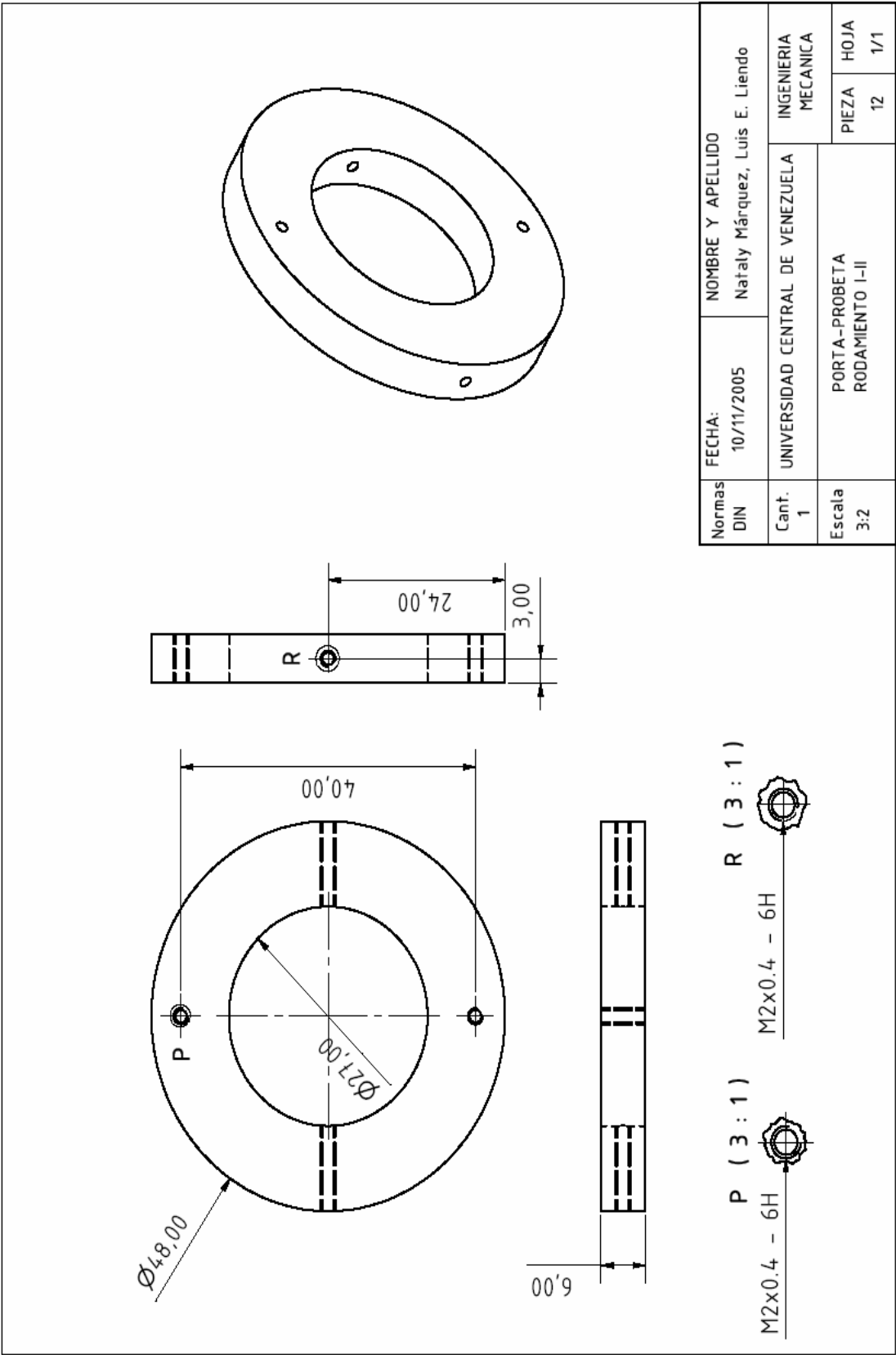


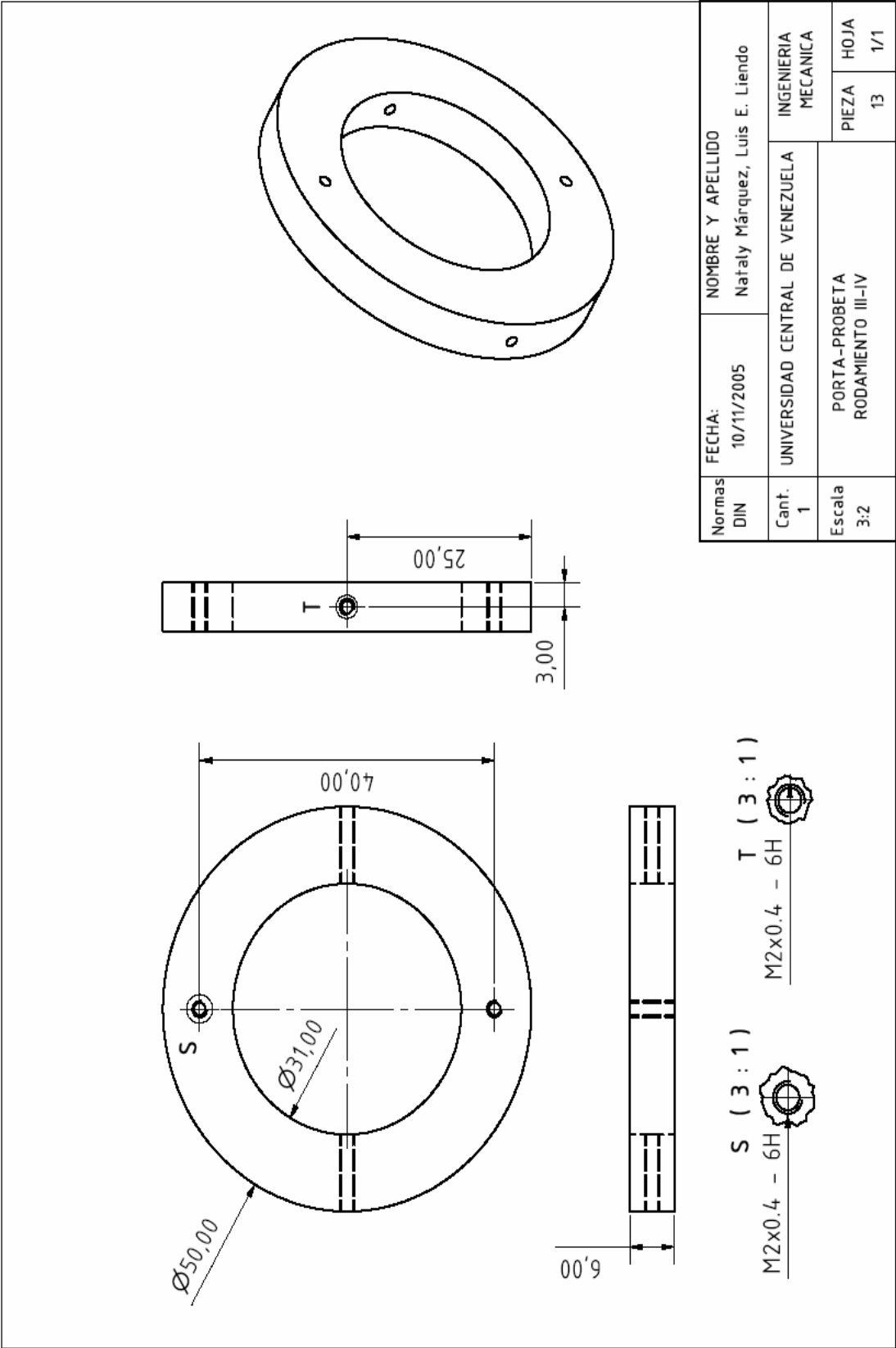


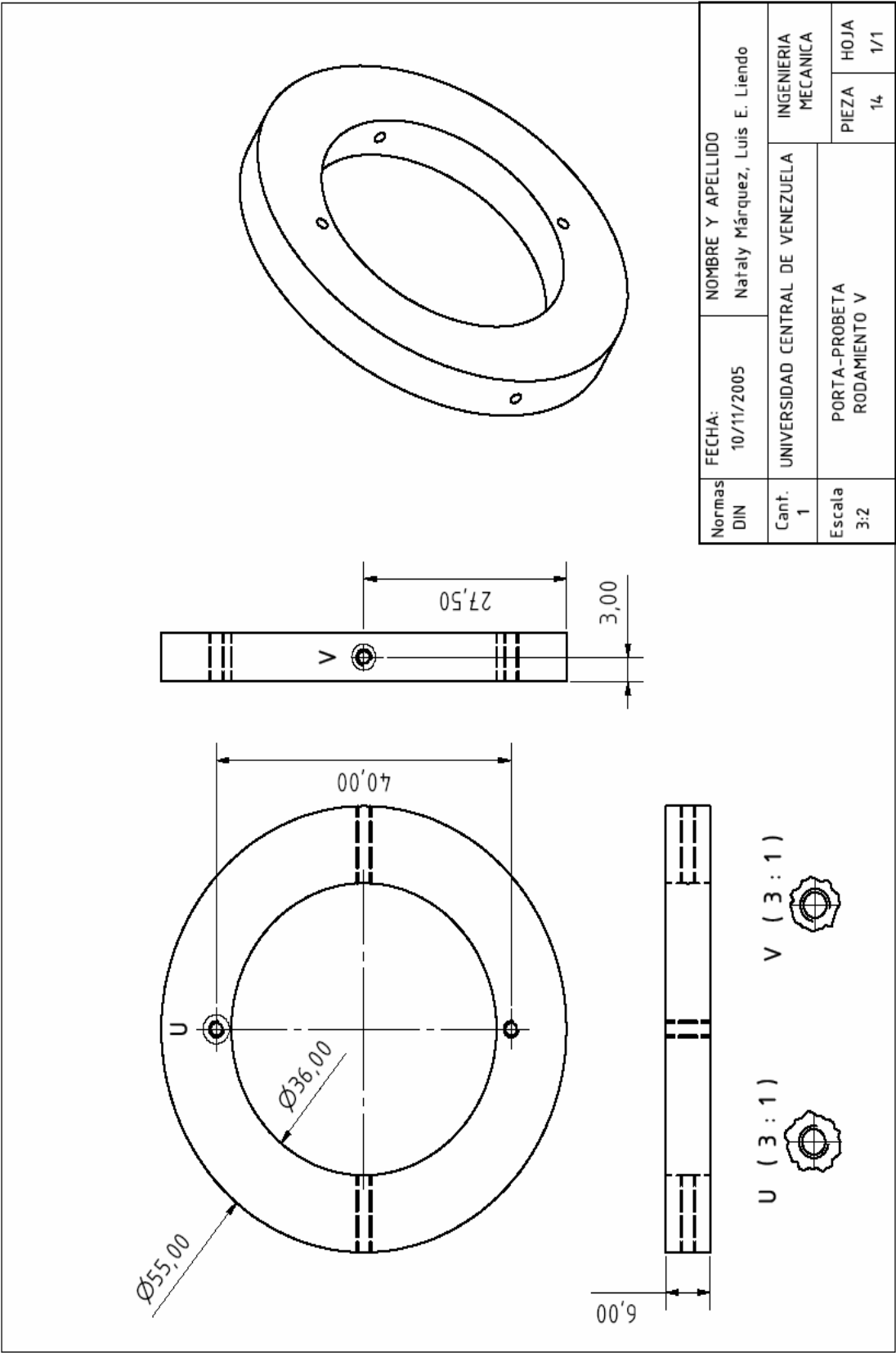


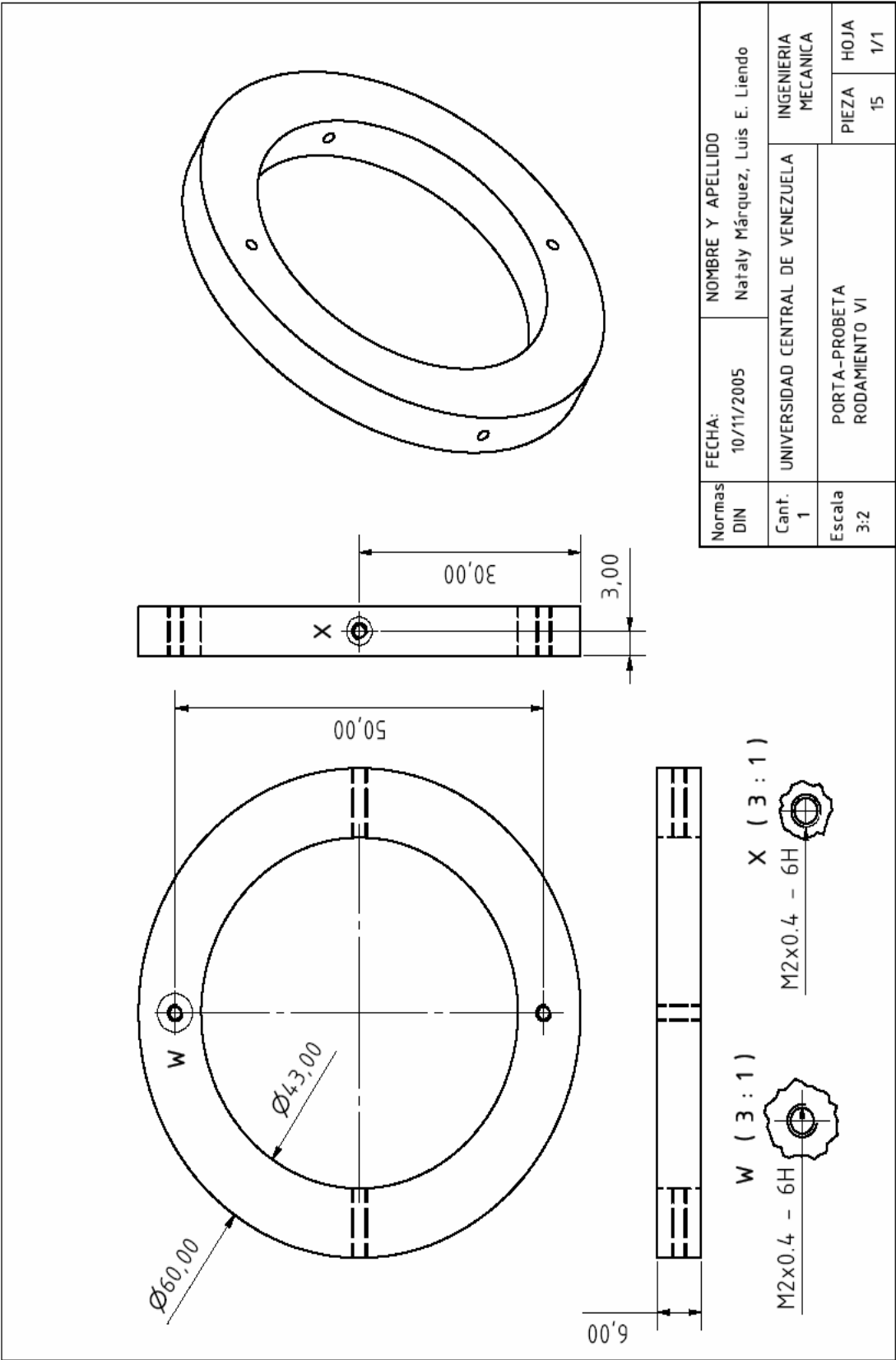


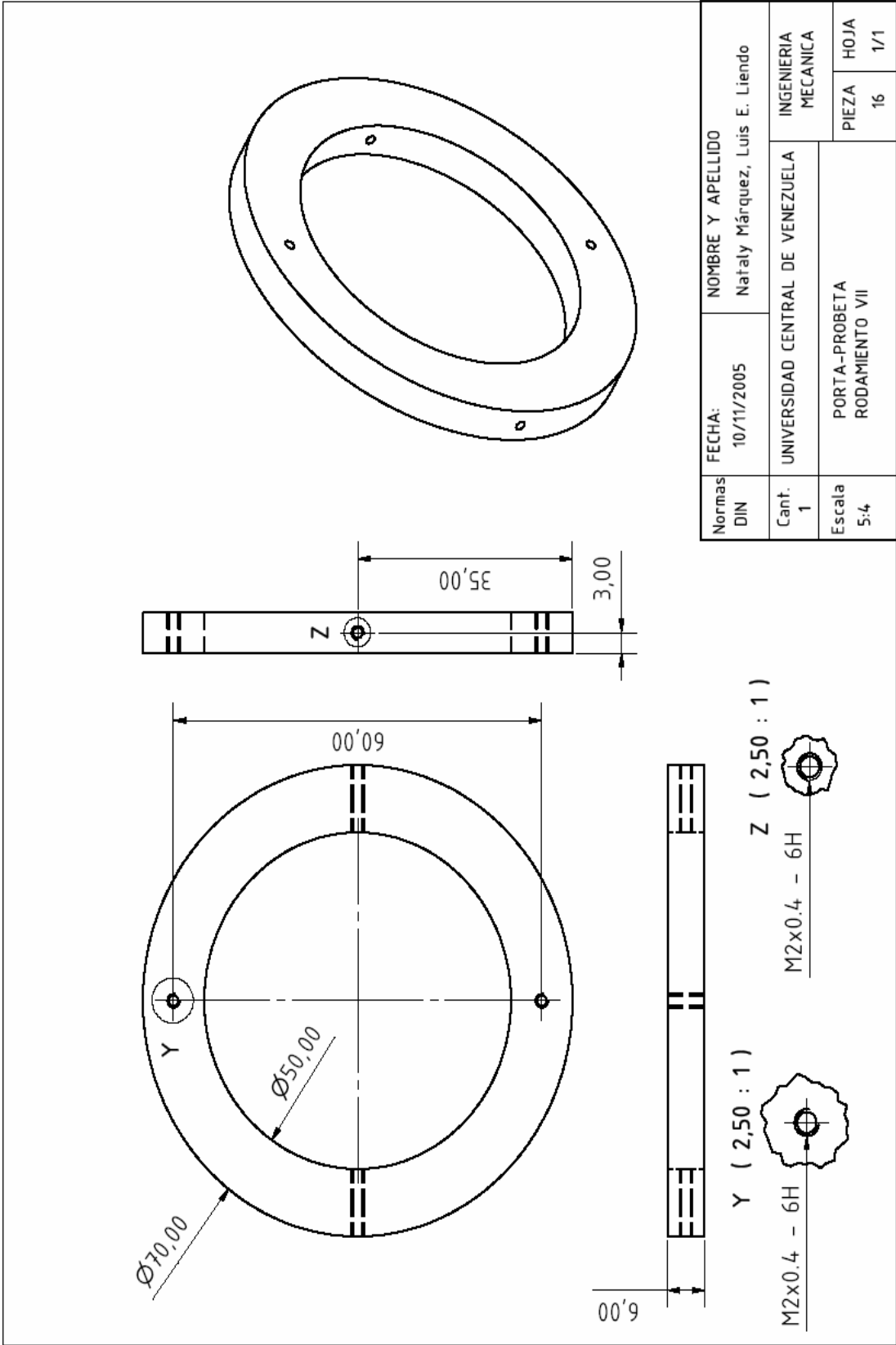


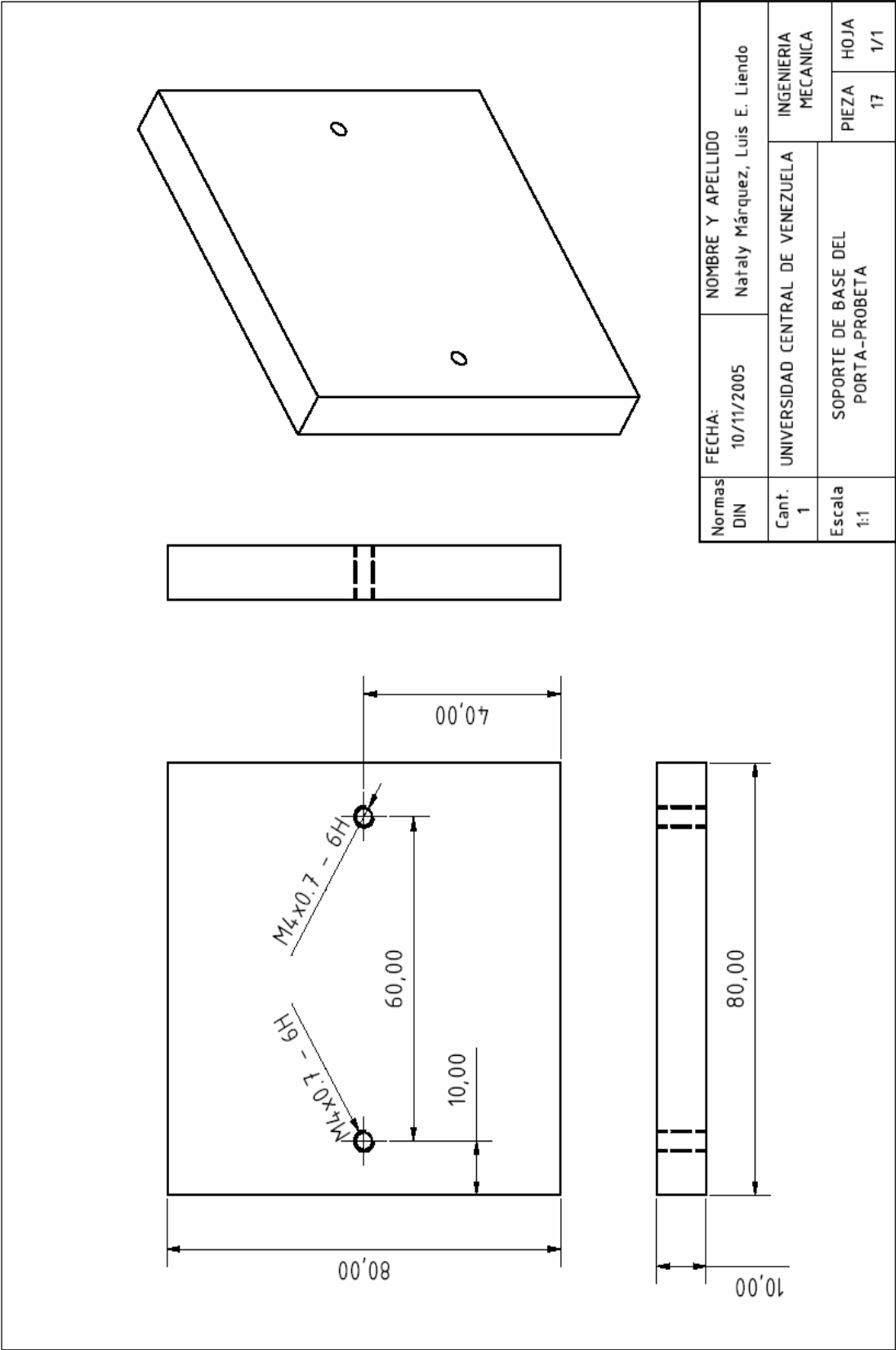


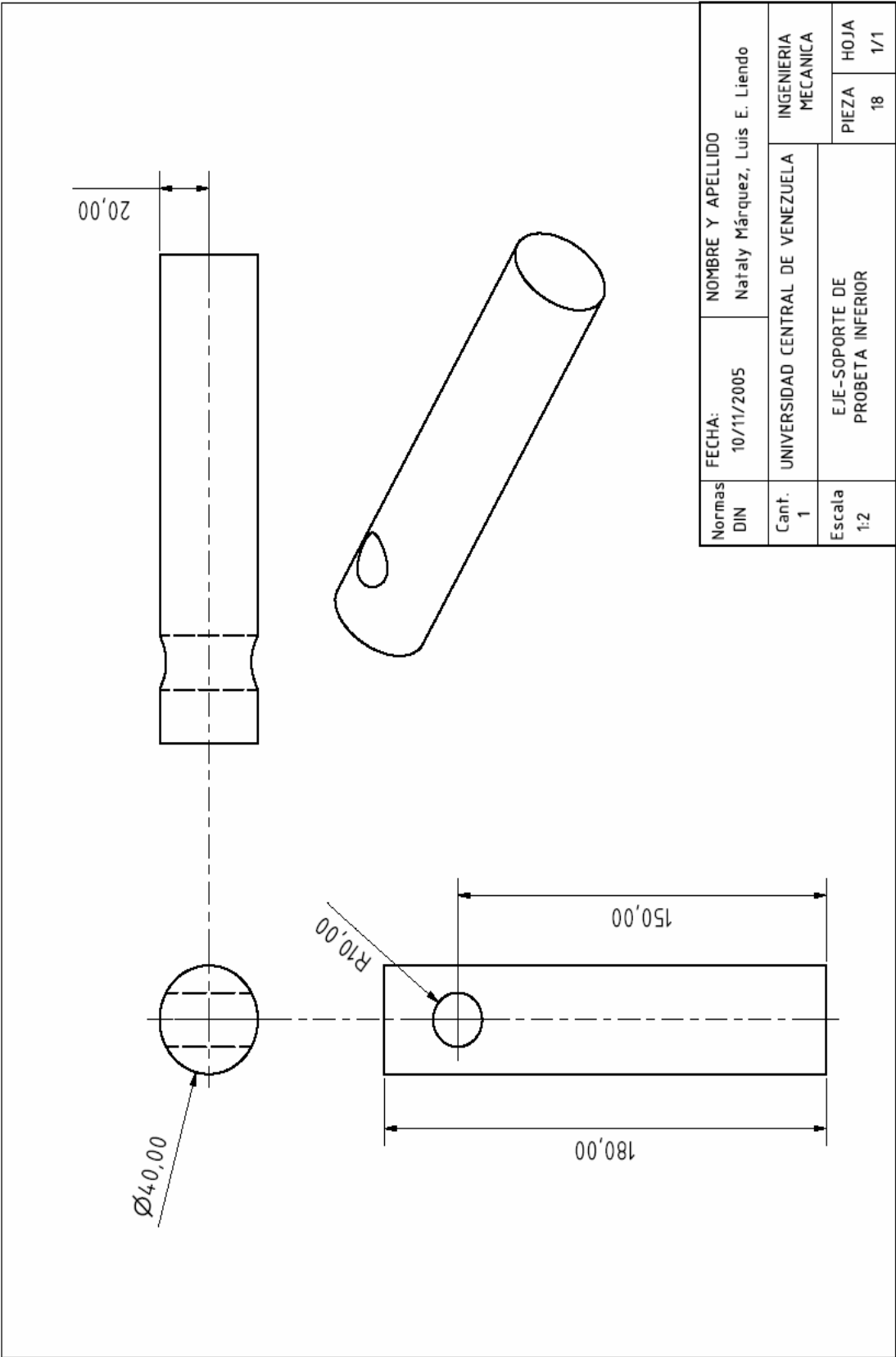


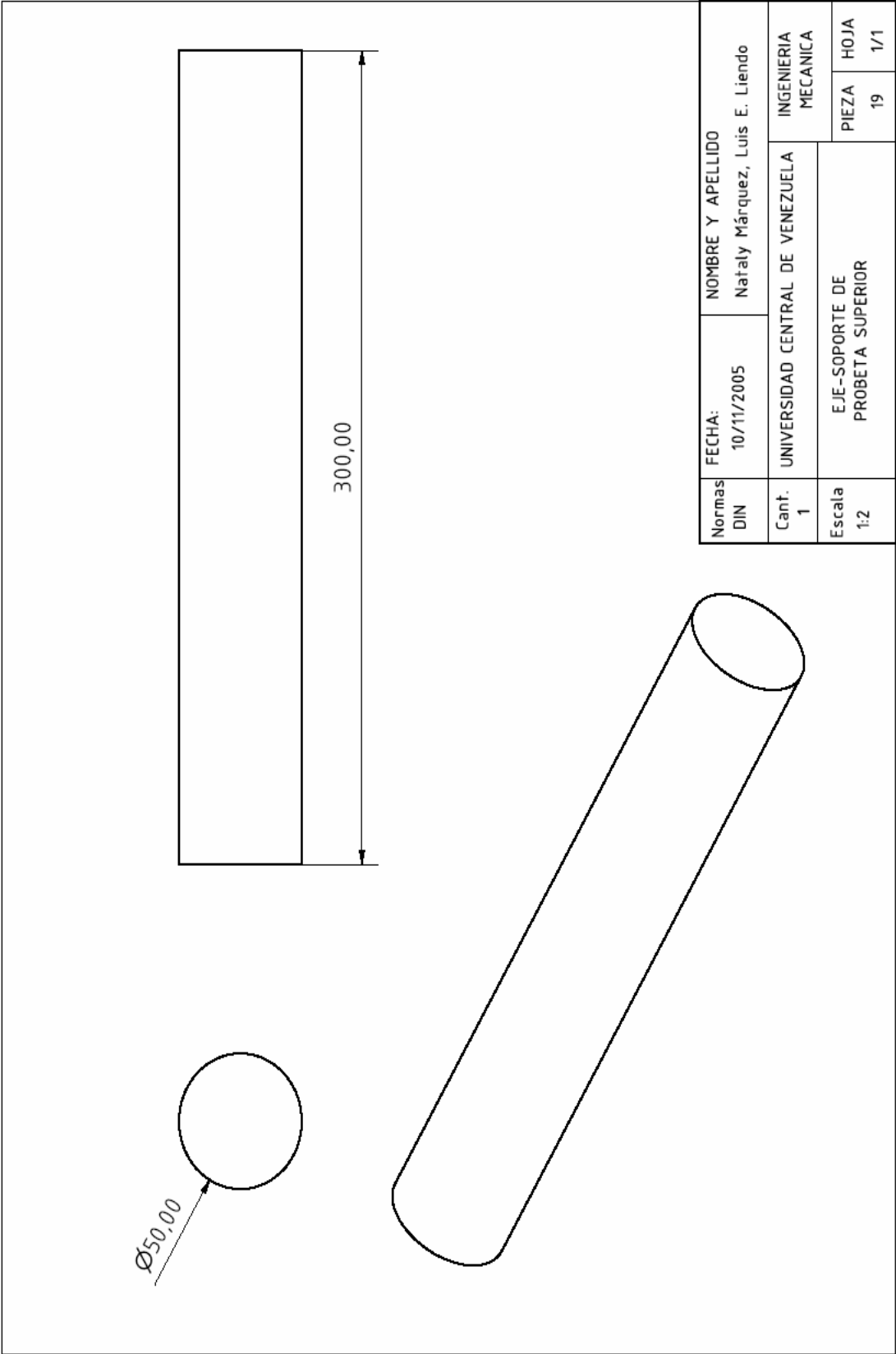


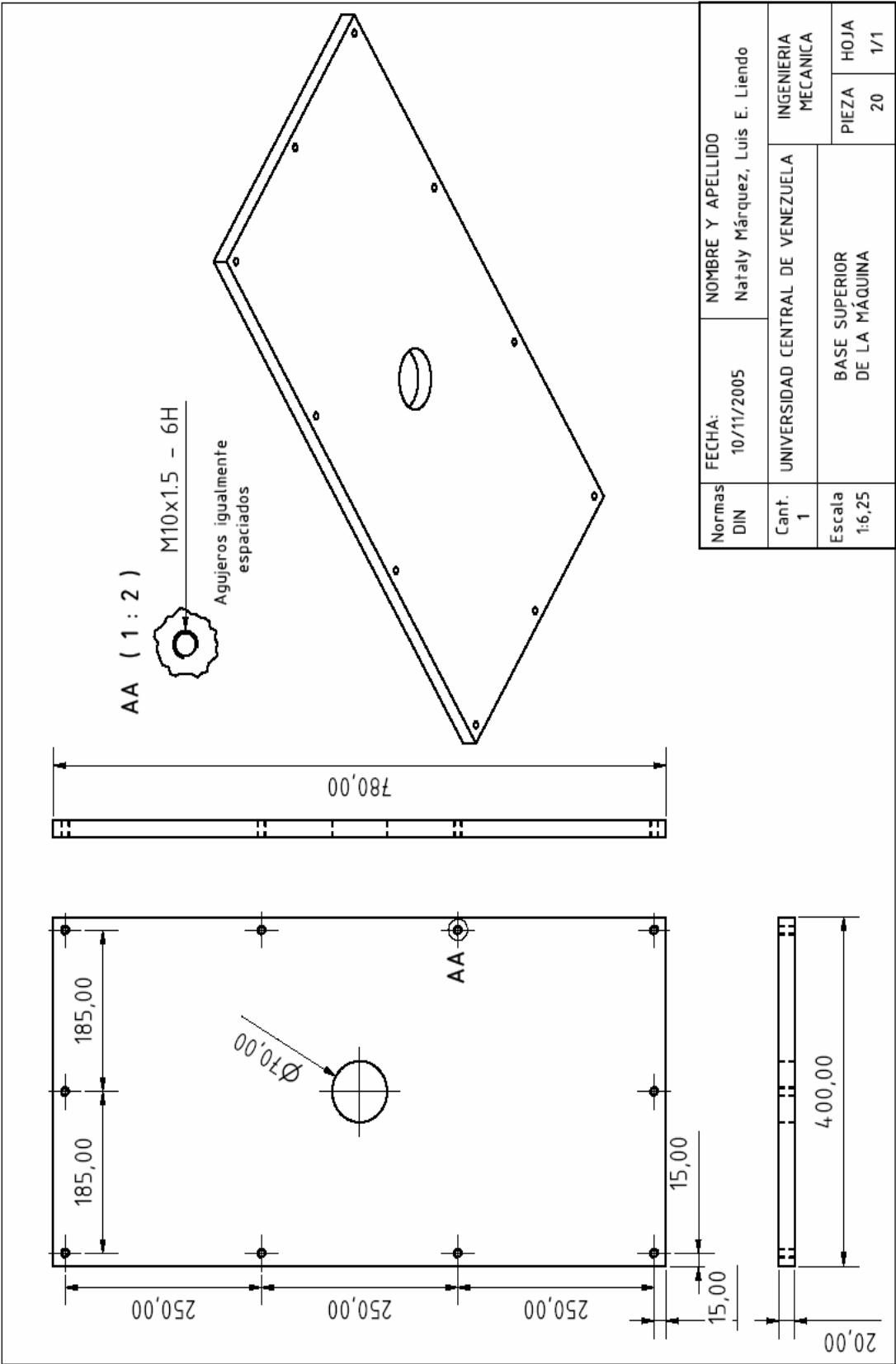


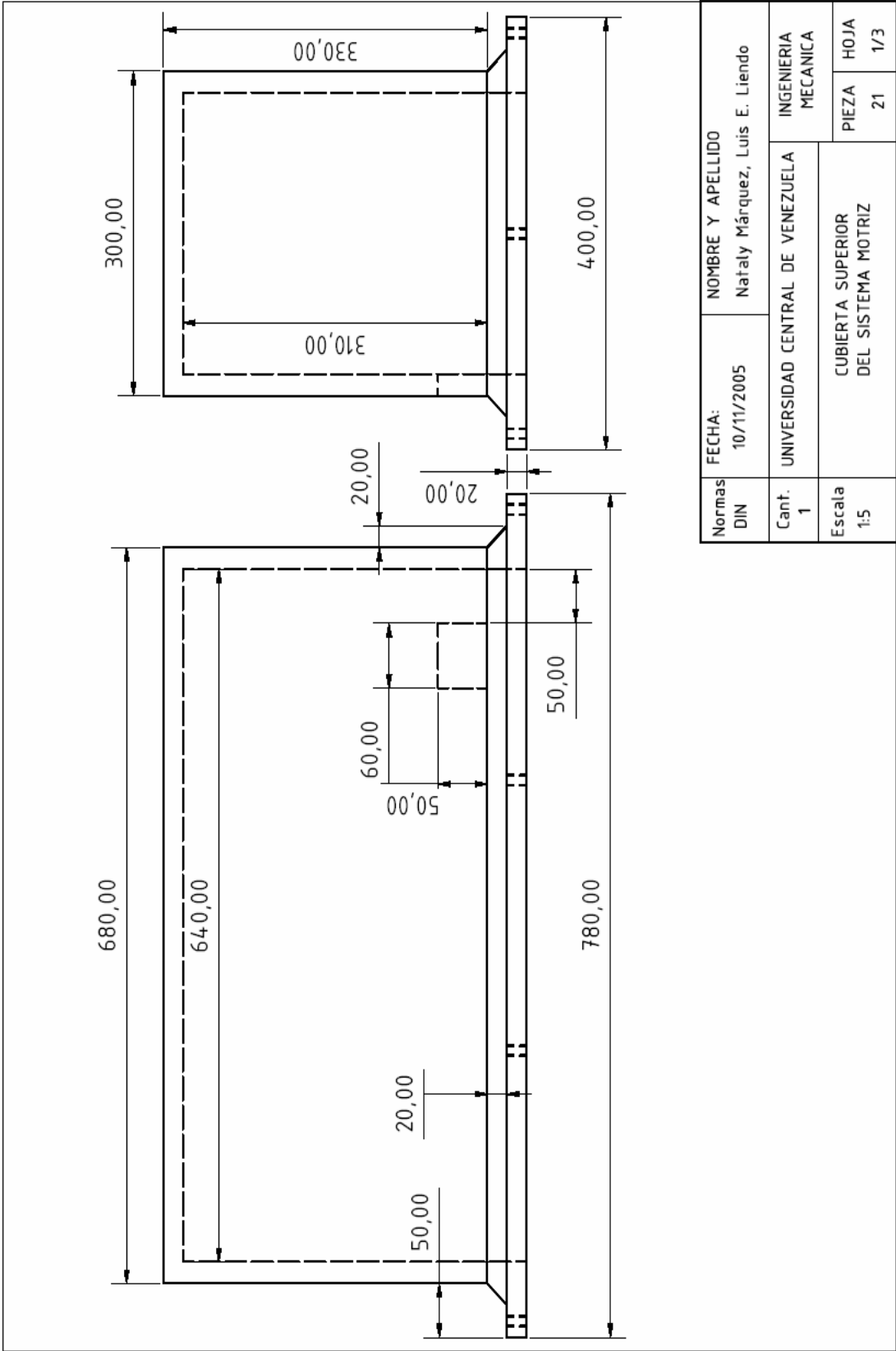


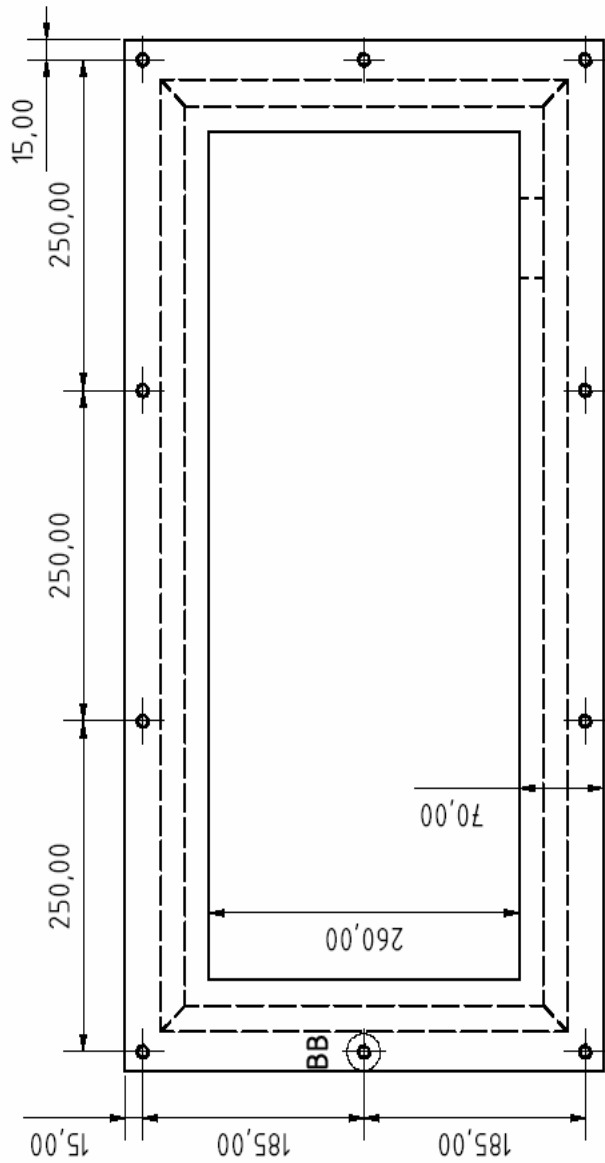






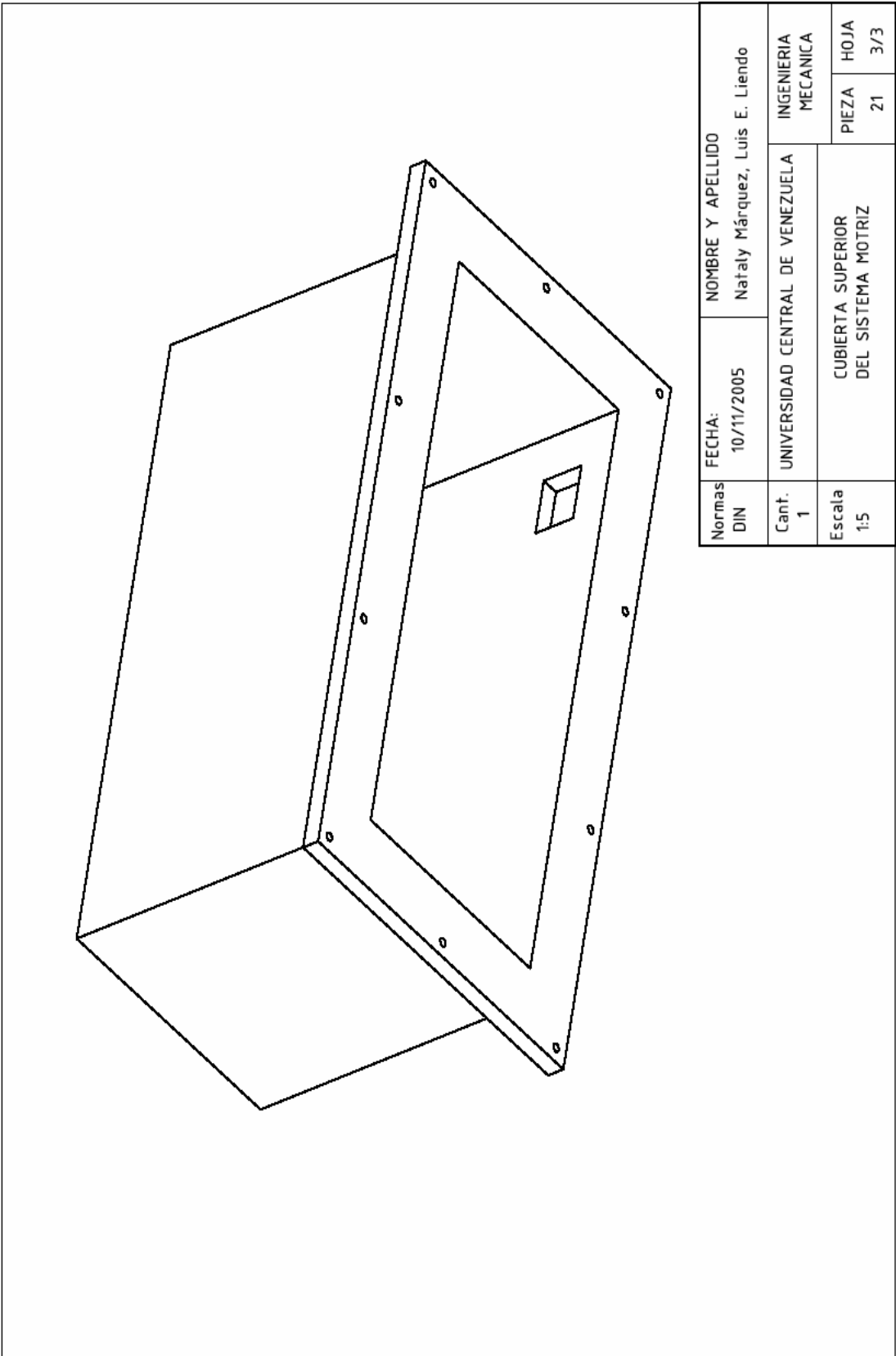


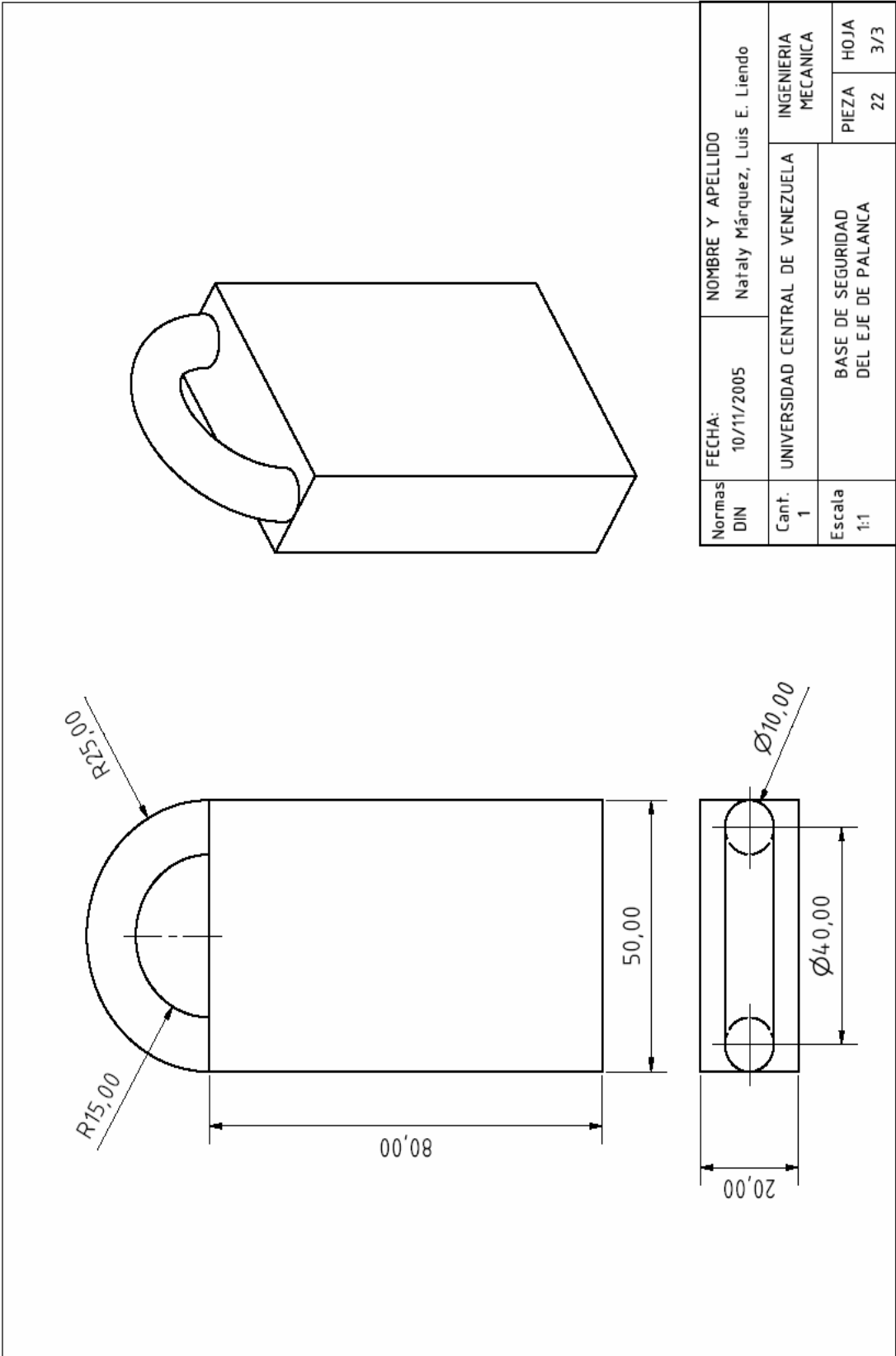


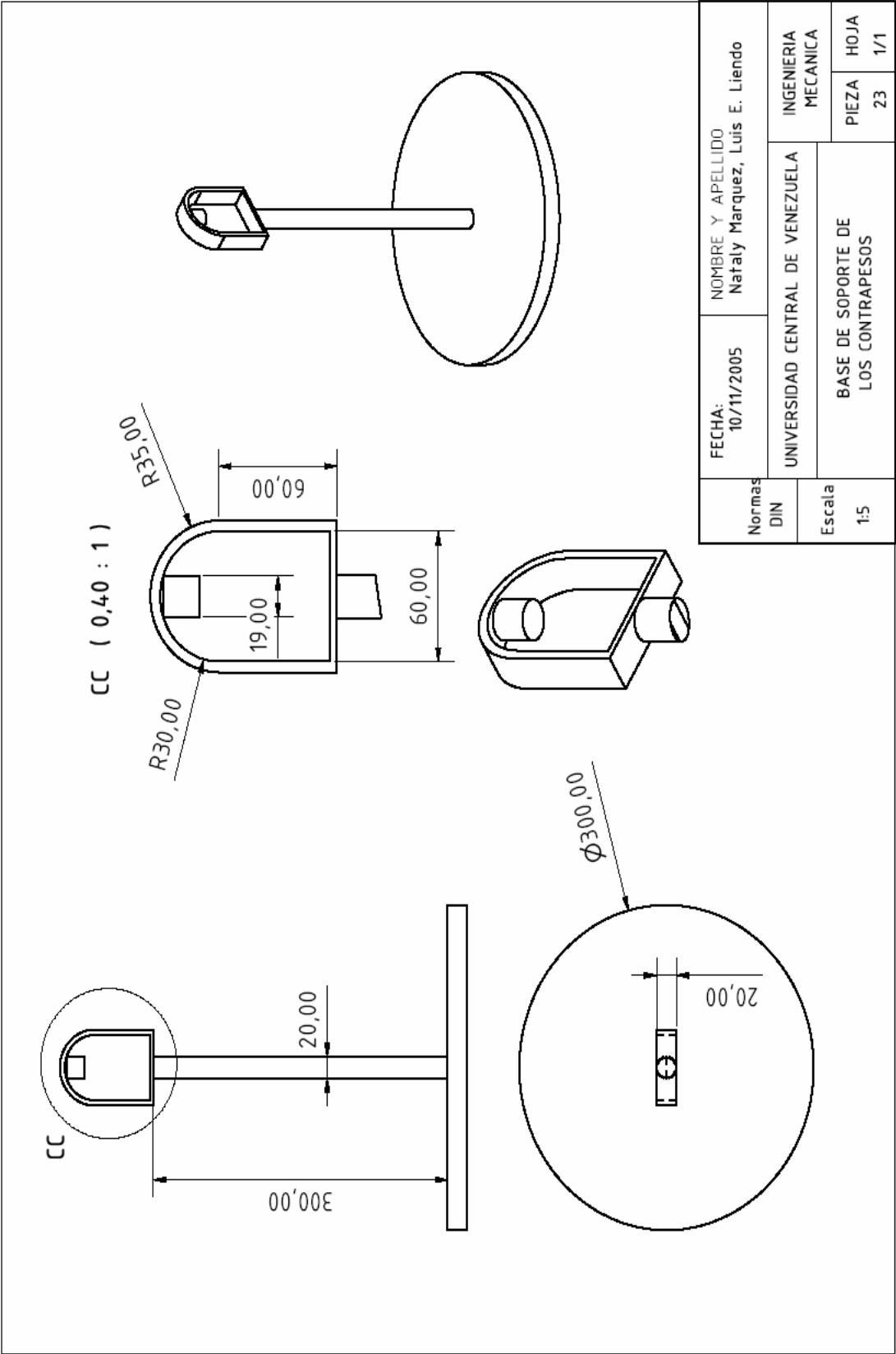


BB (0,40 : 1) M10x1,5 - 6H
Agujeros igualmente espaciados

Normas DIN	FECHA: 10/11/2005	NOMBRE Y APELLIDO Nataly Márquez, Luis E. Liendo		
Cant. 1	UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA		INGENIERIA MECANICA	
Escala 1:5	CUBIERTA SUPERIOR DEL SISTEMA MOTRIZ		PIEZA 21	HOJA 2/3

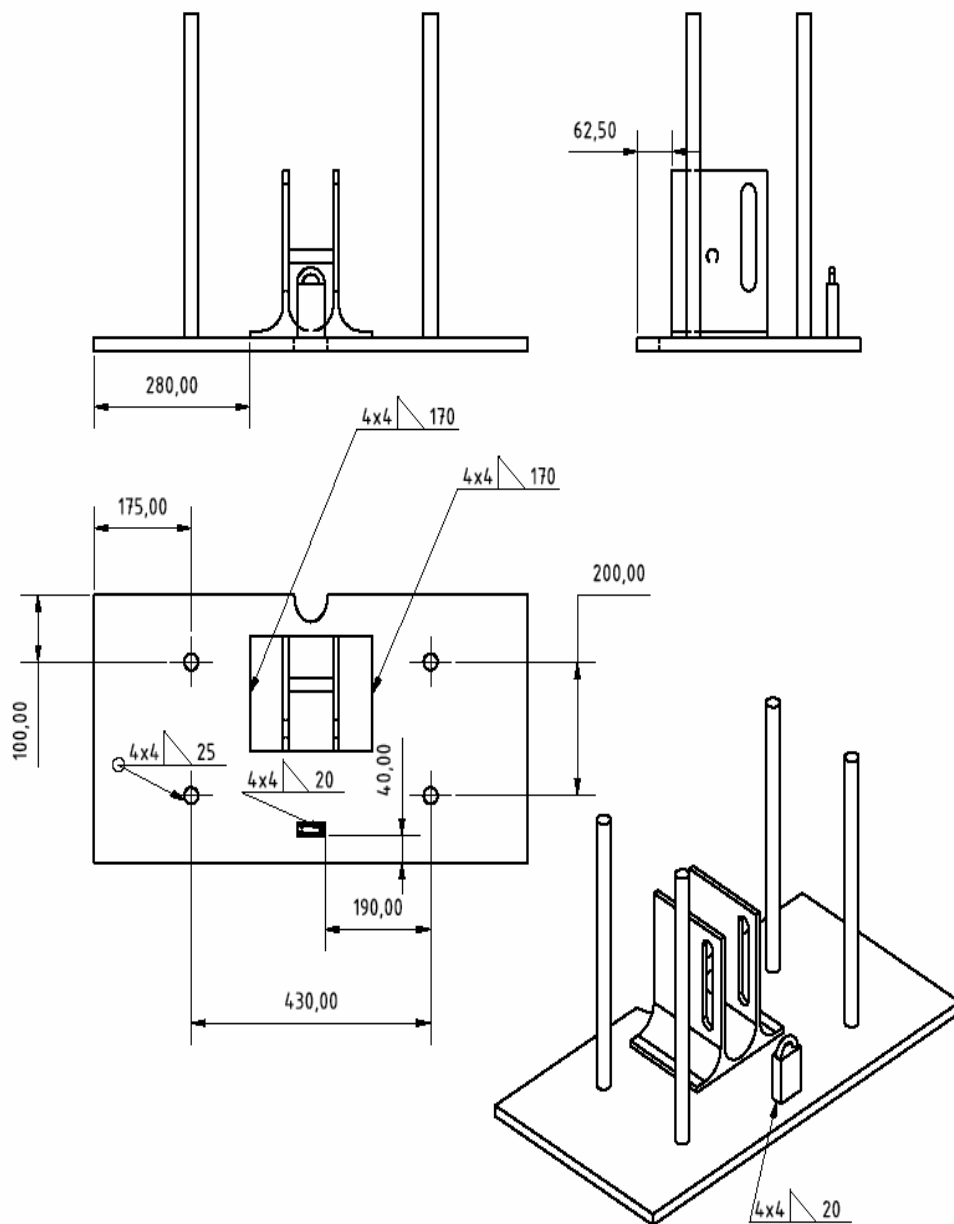




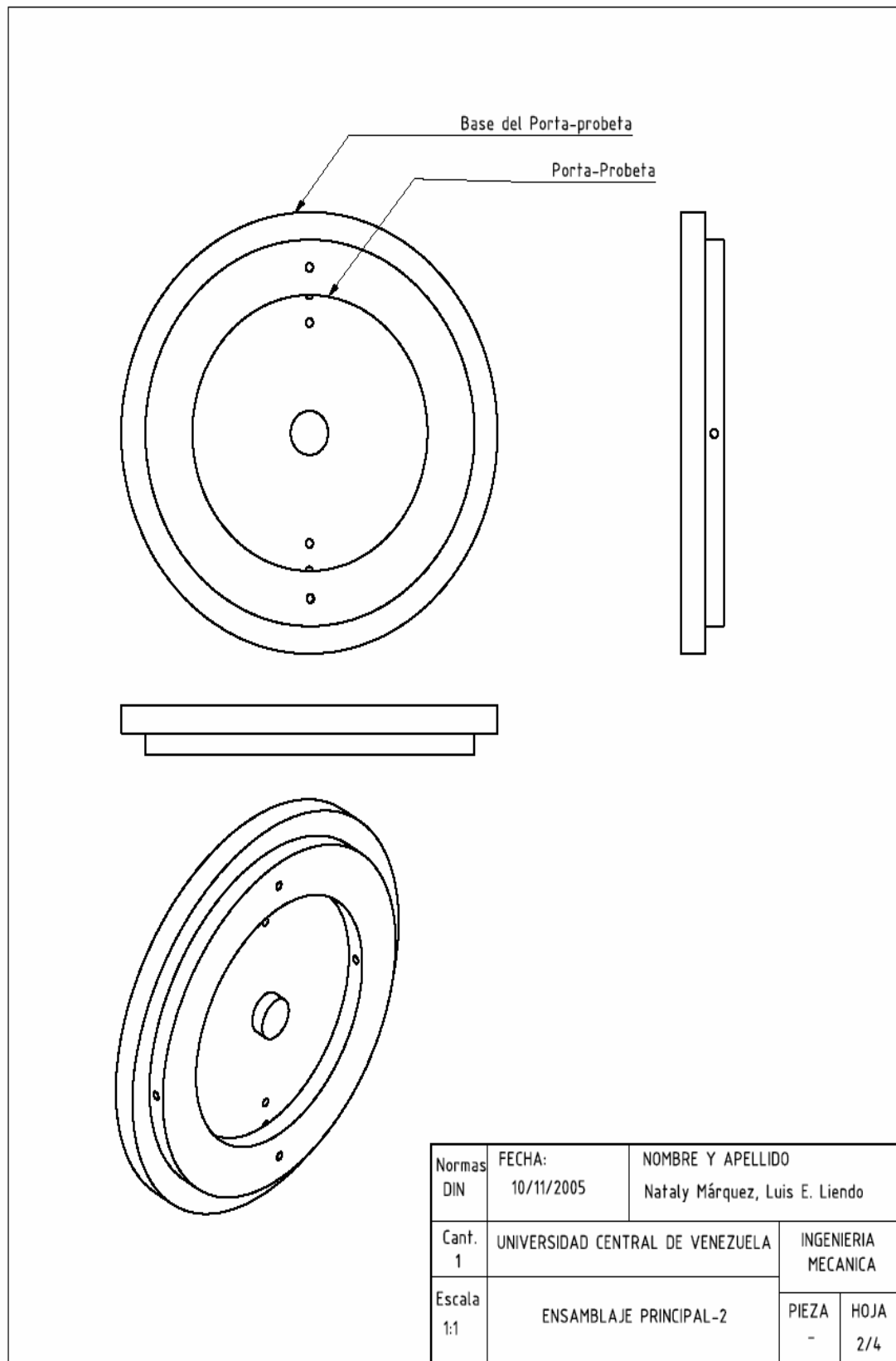


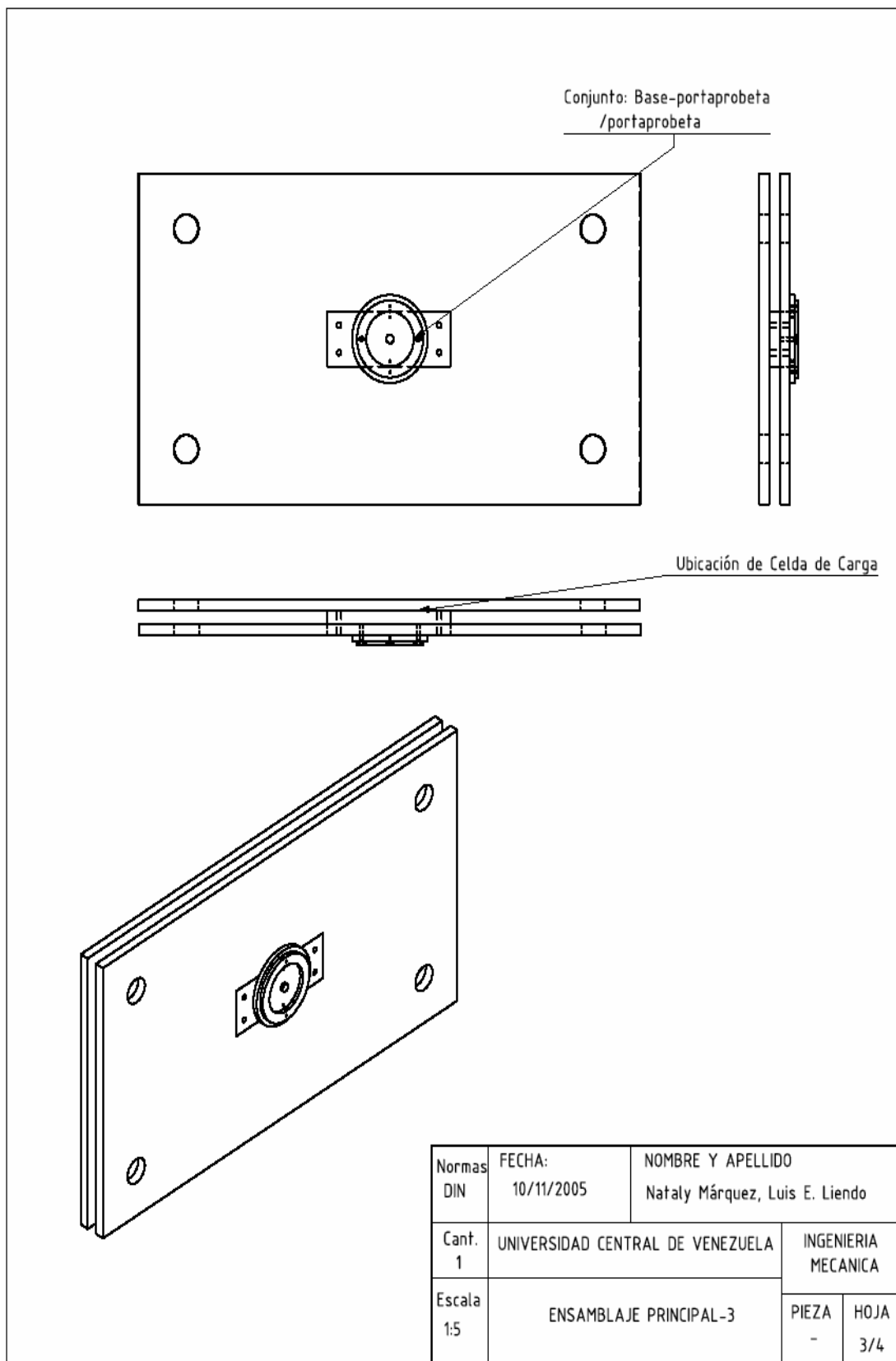
ANEXO B:

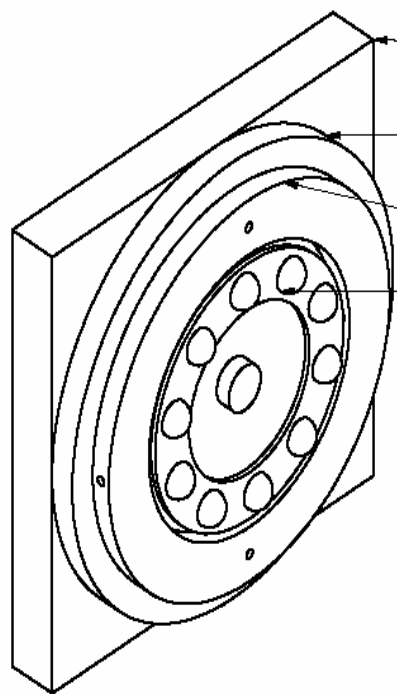
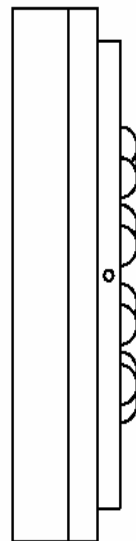
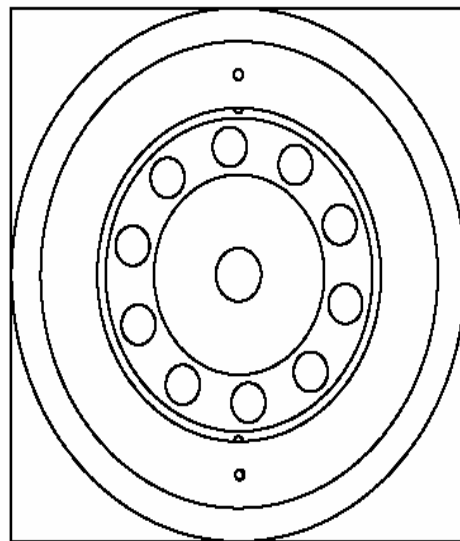
***PLANOS DE ENSAMBLES PRINCIPALES DE LA
MÁQUINA DE FATIGA POR CONTACTO RODANTE
ESFERA-PLANO***



Normas DIN	FECHA: 10/11/2005	NOMBRE Y APELLIDO Nataly Márquez, Luis E. Liendo	
Cant. 1	UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA	INGENIERIA MECANICA	
Escala 1:10	ENSAMBLAJE PRINCIPAL-1		PIEZA - HOJA 1/4







Soporte de la base del
Porta-Probeta

Base del Porta-Probeta

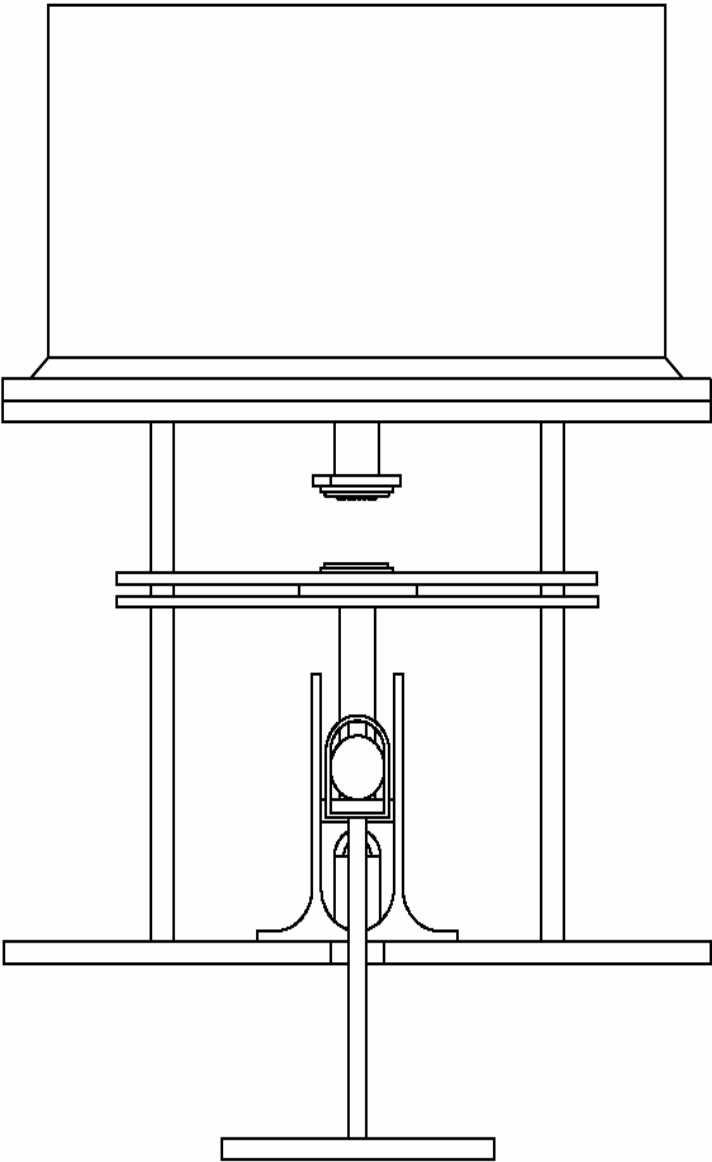
Porta-Probeta

Probeta de Rodamiento

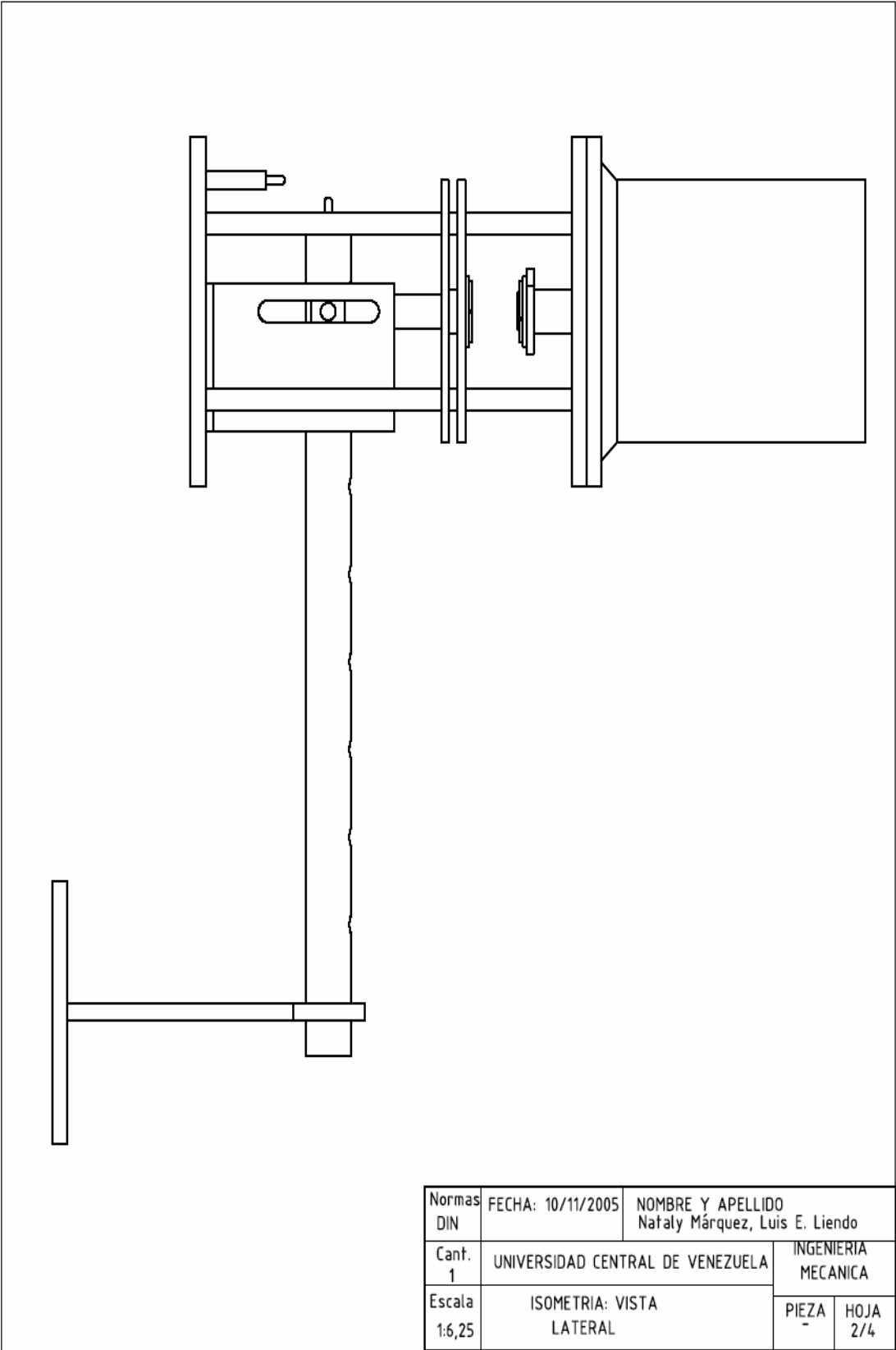
Normas DIN	FECHA: 10/11/2005	NOMBRE Y APELLIDO Nataly Márquez, Luis E. Liendo	
Cant. 1	UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA	INGENIERIA MECANICA	
Escala 1:1	ENSAMBLAJE PRINCIPAL-4	PIEZA -	HOJA 4/4

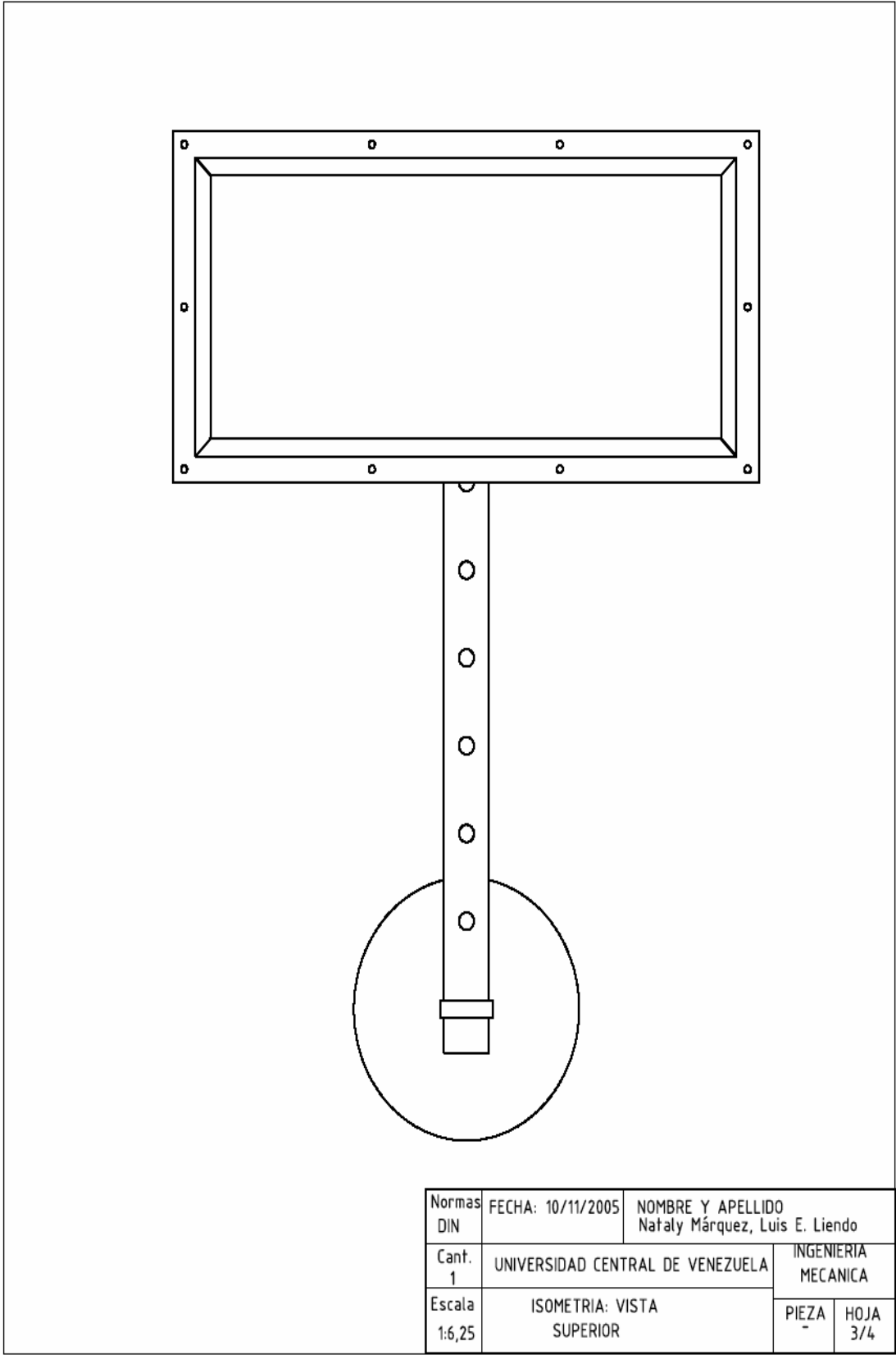
ANEXO C:

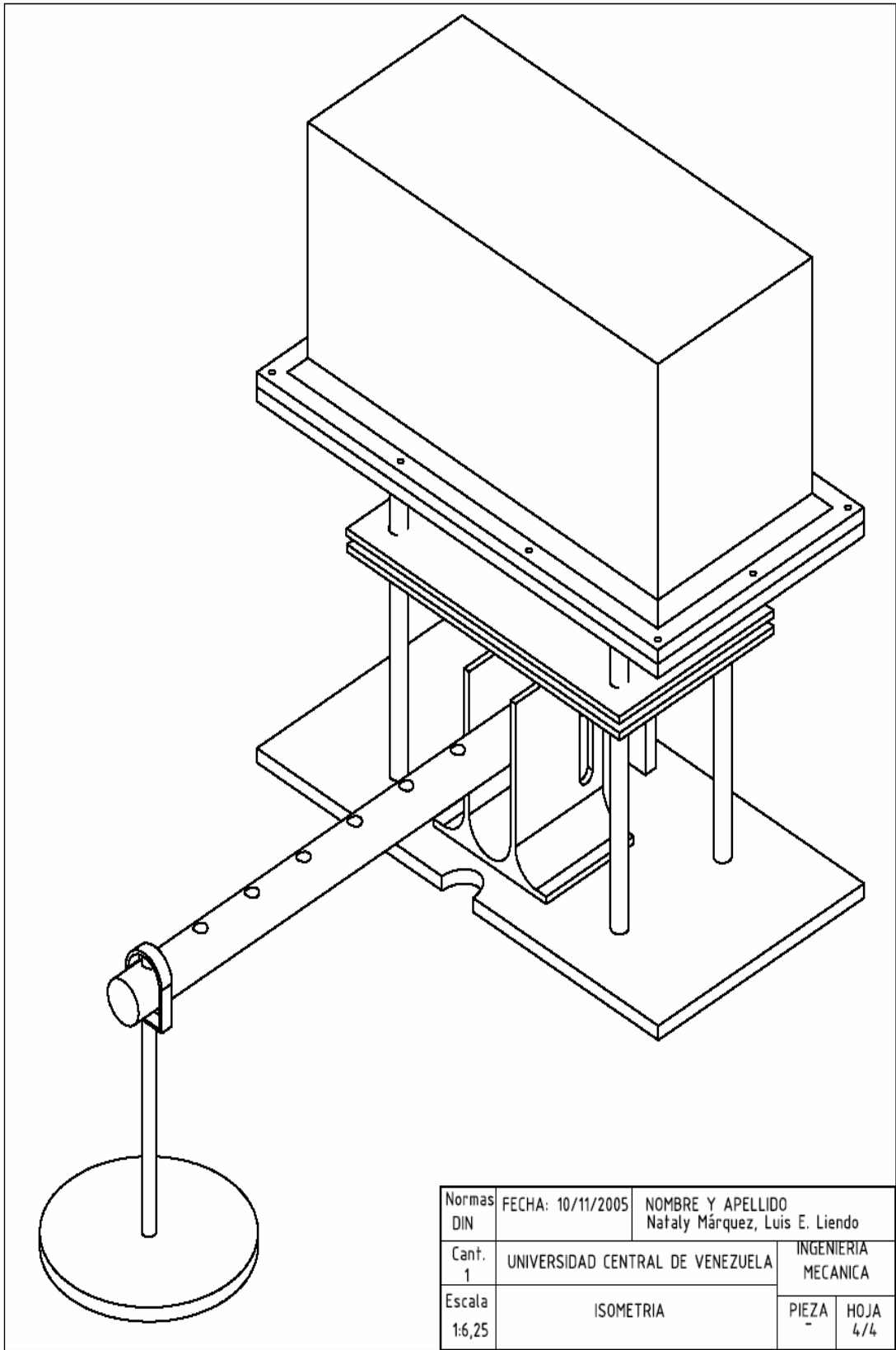
***ISOMETRÍA Y VISTAS PRINCIPALES DE LA MÁQUINA DE
FATIGA POR CONTACTO RODANTE ESFERA-PLANO***



Normas DIN	FECHA: 10/11/2005	NOMBRE Y APELLIDO Nataly Márquez, Luis E. Liendo	
Cant. 1	UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA		INGENIERIA MECANICA
Escala 1:6,25	ISOMETRIA: VISTA FRONTAL		PIEZA - HOJA 1/4





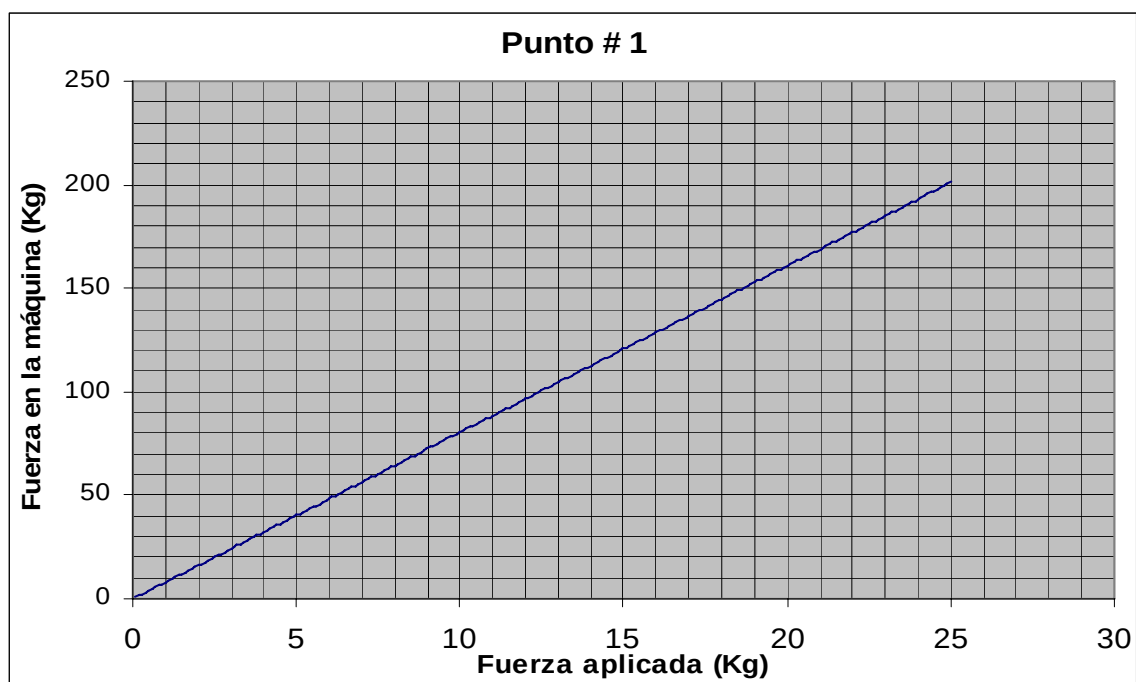


ANEXO D:

TABLA DE DATOS Y CURVAS DE CALIBRACIÓN DE FUERZA APLICADA/FUERZA EJERCIDA

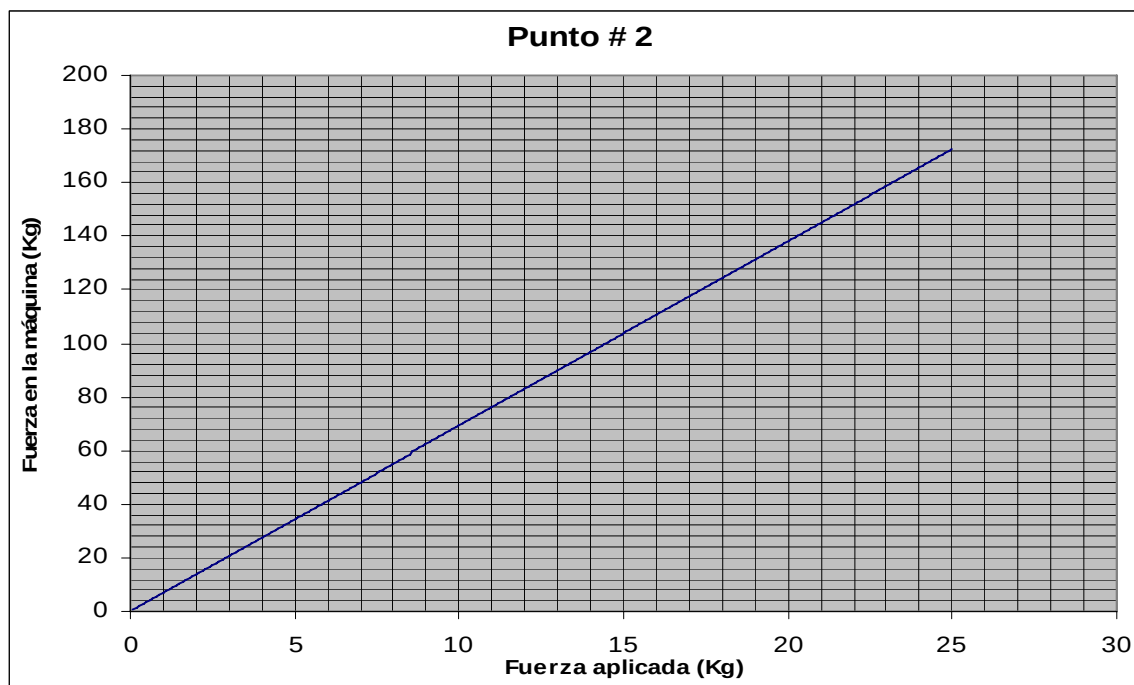
Anexo D-1. Tabla de datos de carga en el Punto # 1

Punto # 1	
Carga aplicada (Kg.)	Carga resultante (Kg.)
0,1	0,804
0,5	4,022
1	8,048
5	40,219
10	80,437
15	120,656
20	160,875
25	201,093

**Anexo D-2. Gráfico de calibración de carga del punto #1**

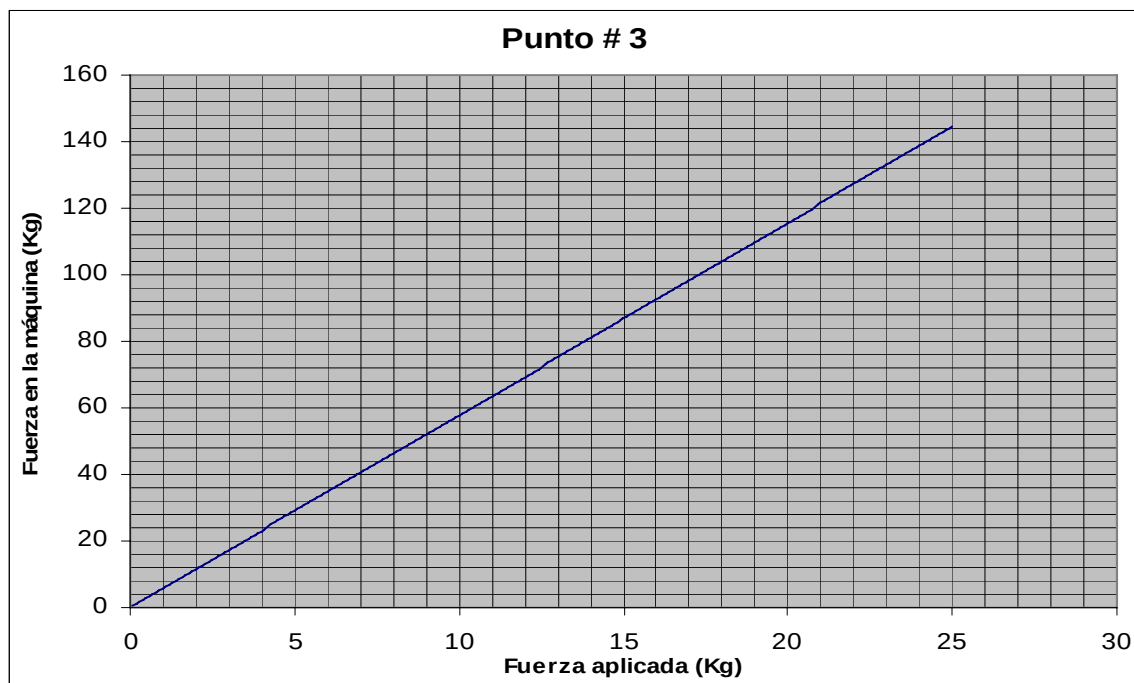
Anexo D-3. Tabla de datos de carga en el Punto # 2

Punto # 2	
Carga aplicada (Kg.)	Carga resultante (Kg.)
0,1	0,691
0,5	3,457
1	6,913
5	34,566
10	69,137
15	103,699
20	138,265
25	172,832

**Anexo D-4. Gráfico de calibración de carga del punto #2**

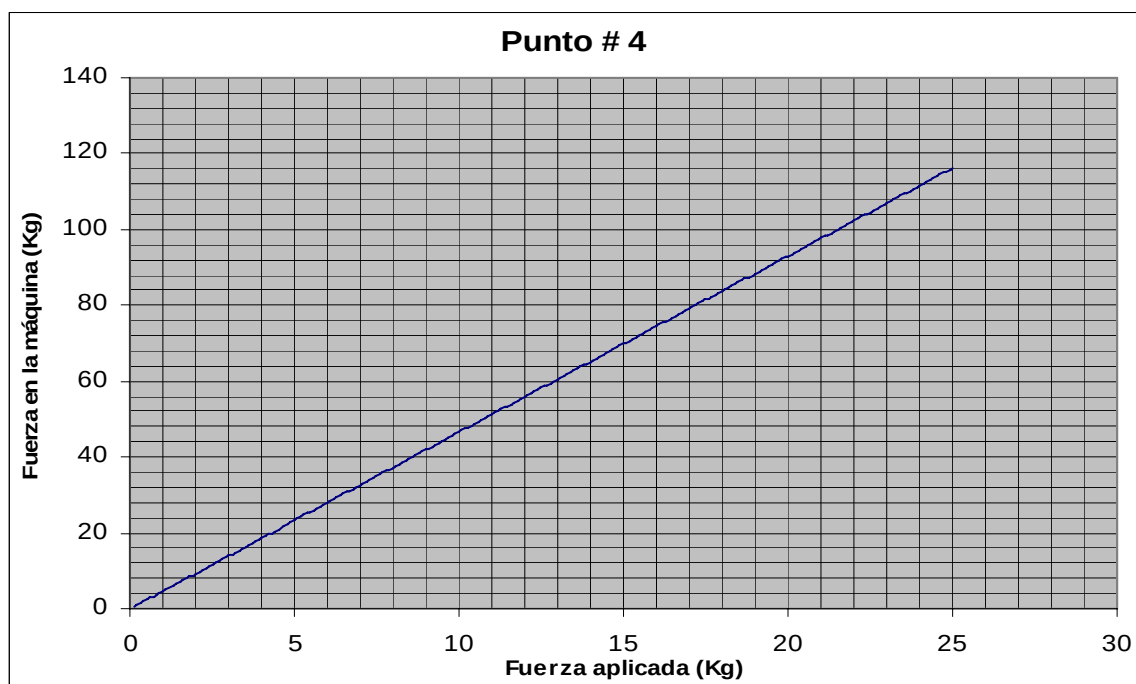
Anexo D-5. Tabla de datos de carga en el Punto # 3

Punto # 3	
Carga aplicada (Kg.)	Carga resultante (Kg.)
0,1	0,578
0,5	2,891
1	5,783
5	28,914
10	57,828
15	86,742
20	115,656
25	144,570

**Anexo D-6. Gráfico de calibración de carga del punto #3**

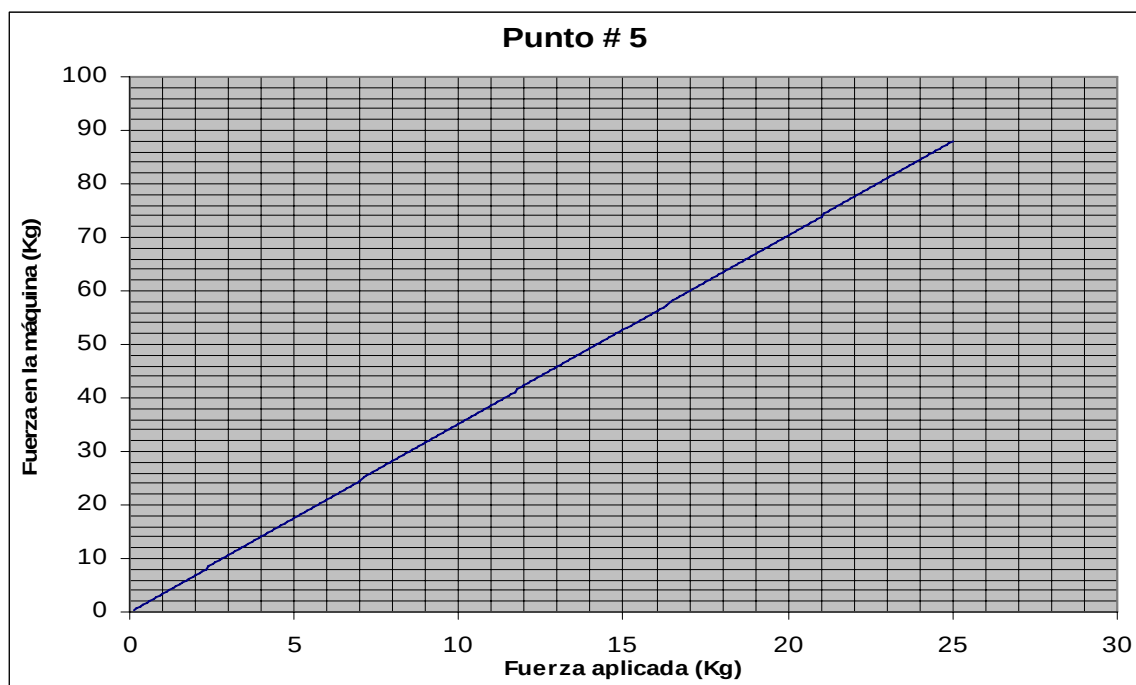
Anexo D-7. Tabla de datos de carga en el Punto # 4

Punto # 4	
Carga aplicada (Kg.)	Carga resultante (Kg.)
0,1	0,465
0,5	2,326
1	4,652
5	23,262
10	46,523
15	69,785
20	93,0467
25	116,308

**Anexo D-8. Gráfico de calibración de carga del punto #4**

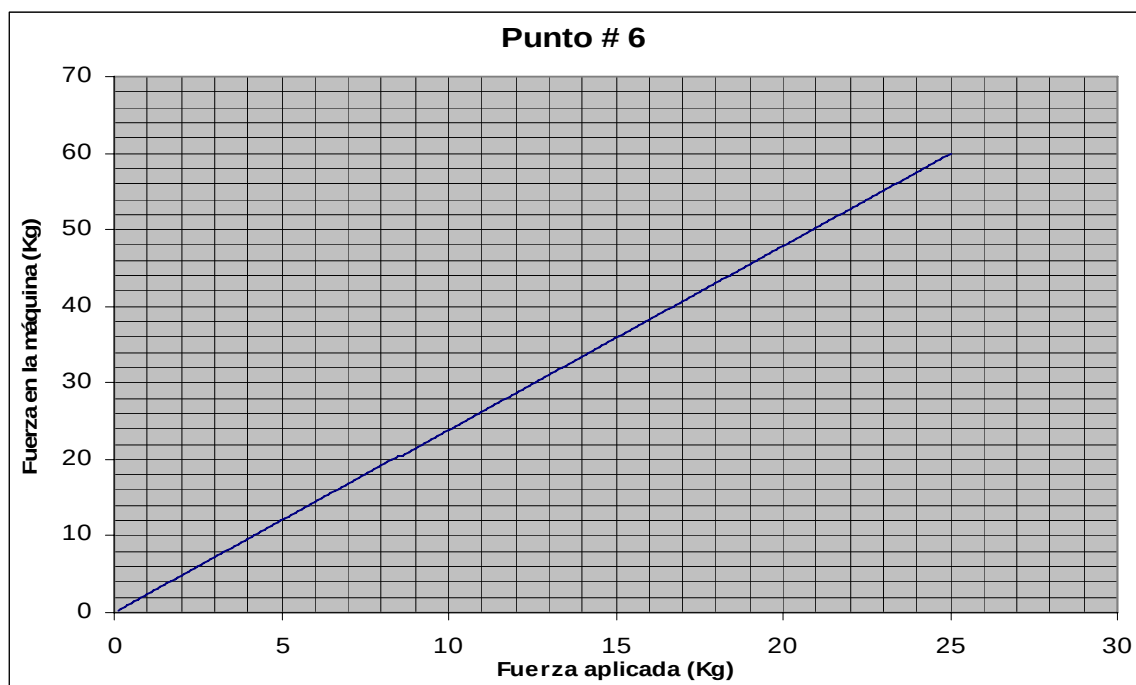
Anexo D-9. Tabla de datos de carga en el Punto # 5

Punto # 5	
Carga aplicada (Kg.)	Carga resultante (Kg.)
0,1	0,352
0,5	1,761
1	3,522
5	17,609
10	35,219
15	52,828
20	70,437
25	88,047

**Anexo D-10. Gráfico de calibración de carga del punto #5**

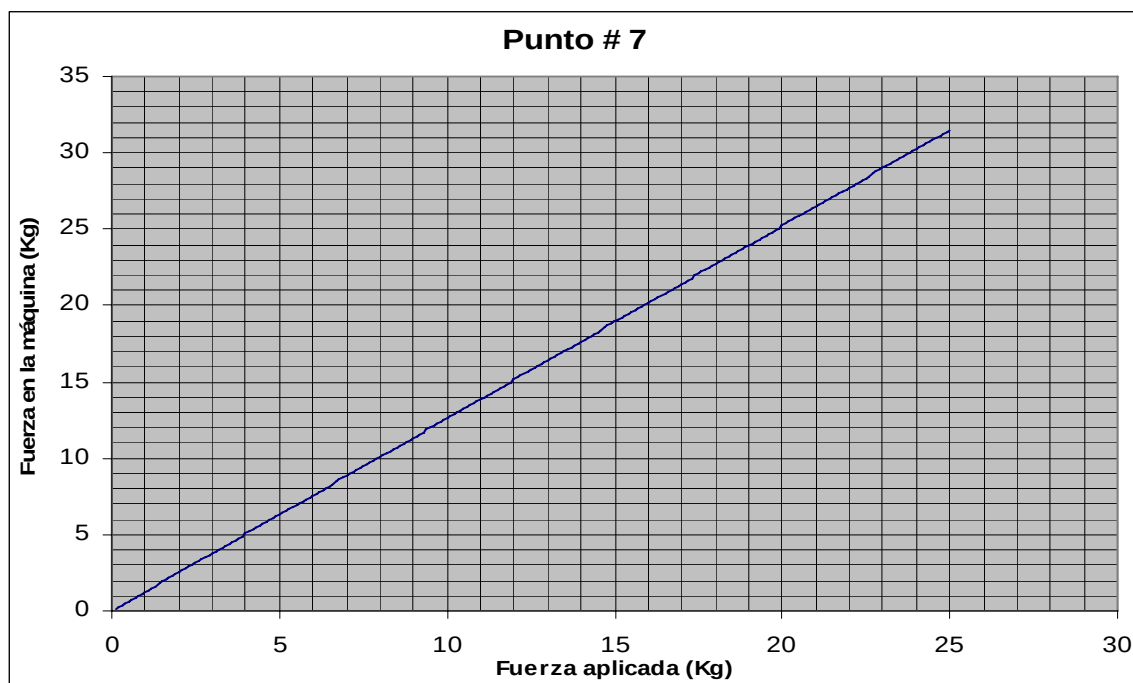
Anexo D-11. Tabla de datos de carga en el Punto # 6

Punto # 6	
Carga aplicada (Kg.)	Carga resultante (Kg.)
0,1	0,239
0,5	1,196
1	2,391
5	11,957
10	23,914
15	35,871
20	47,828
25	59,785

**Anexo D-12. Gráfico de calibración de carga del punto #6**

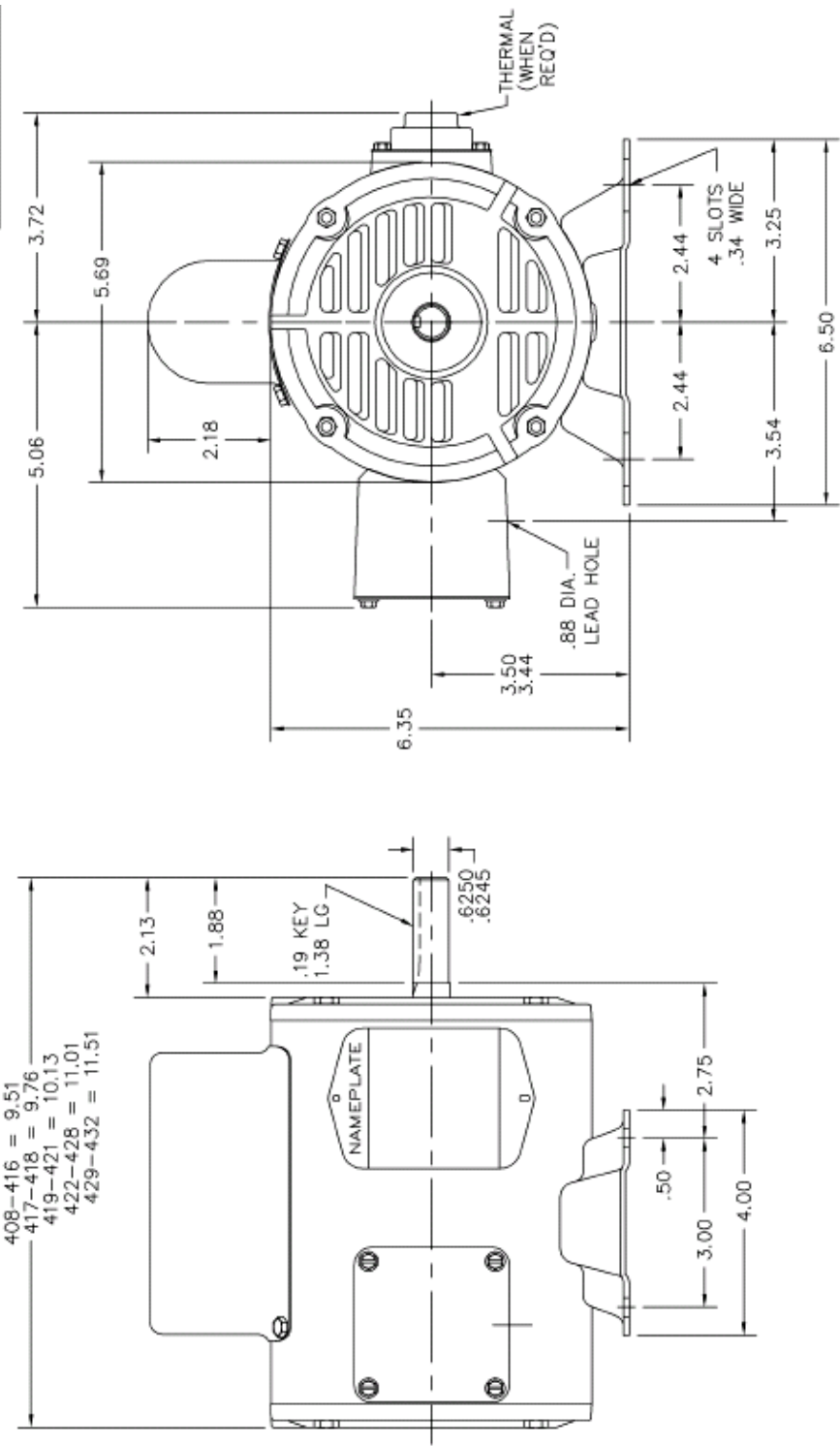
Anexo D-13. Tabla de datos de carga en el Punto # 7

Punto # 7	
Carga aplicada (Kg.)	Carga resultante (Kg.)
0,1	0,126
0,5	0,630
1	1,261
5	6,305
10	12,609
15	18,914
20	25,219
25	31,523

**Anexo D-14. Gráfico de calibración de carga del punto #7**

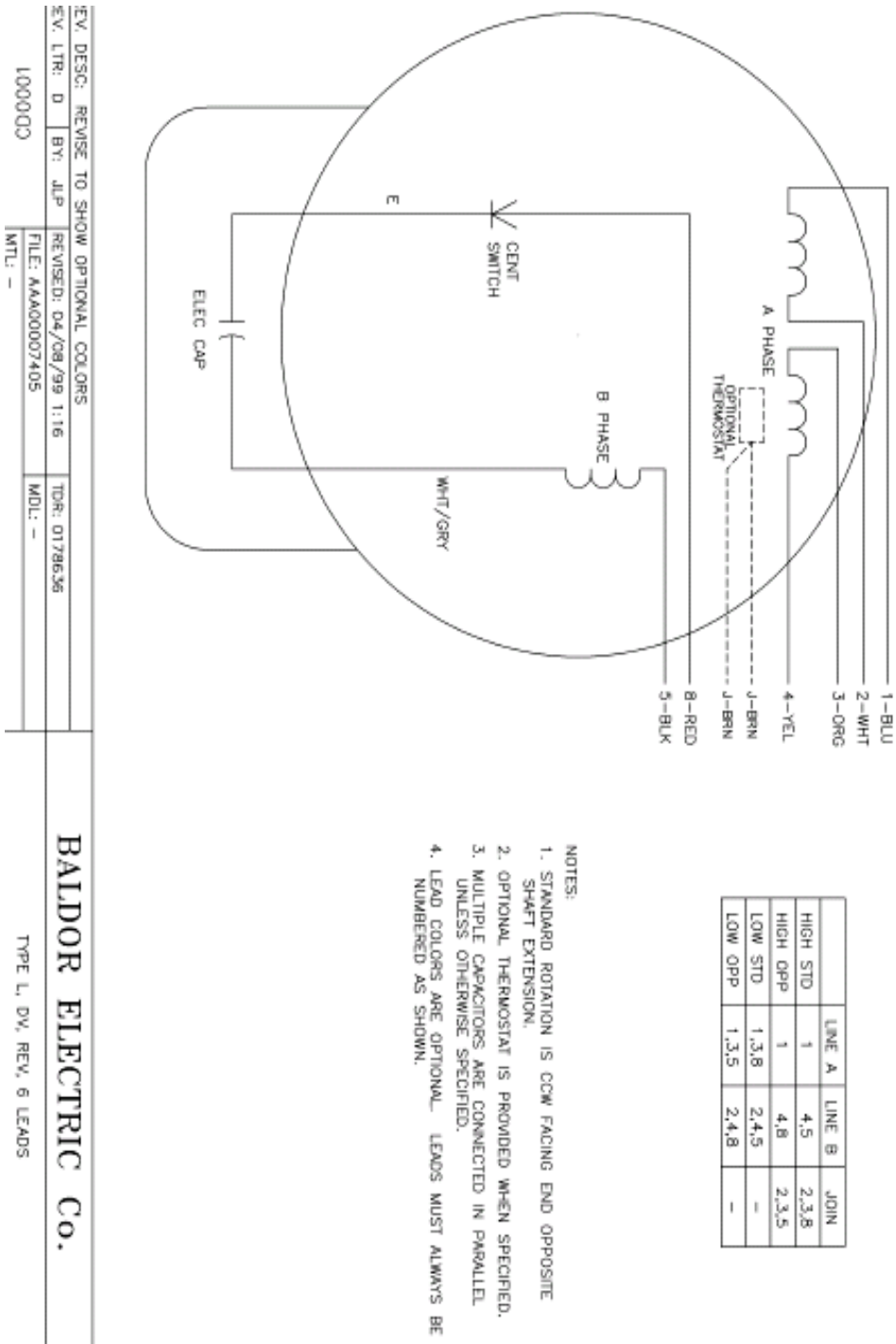
ANEXO E:

***PLANOS FÍSICOS Y DE CONEXIÓN DE LOS MOTORES
ELÉCTRICOS SELECCIONADOS.***

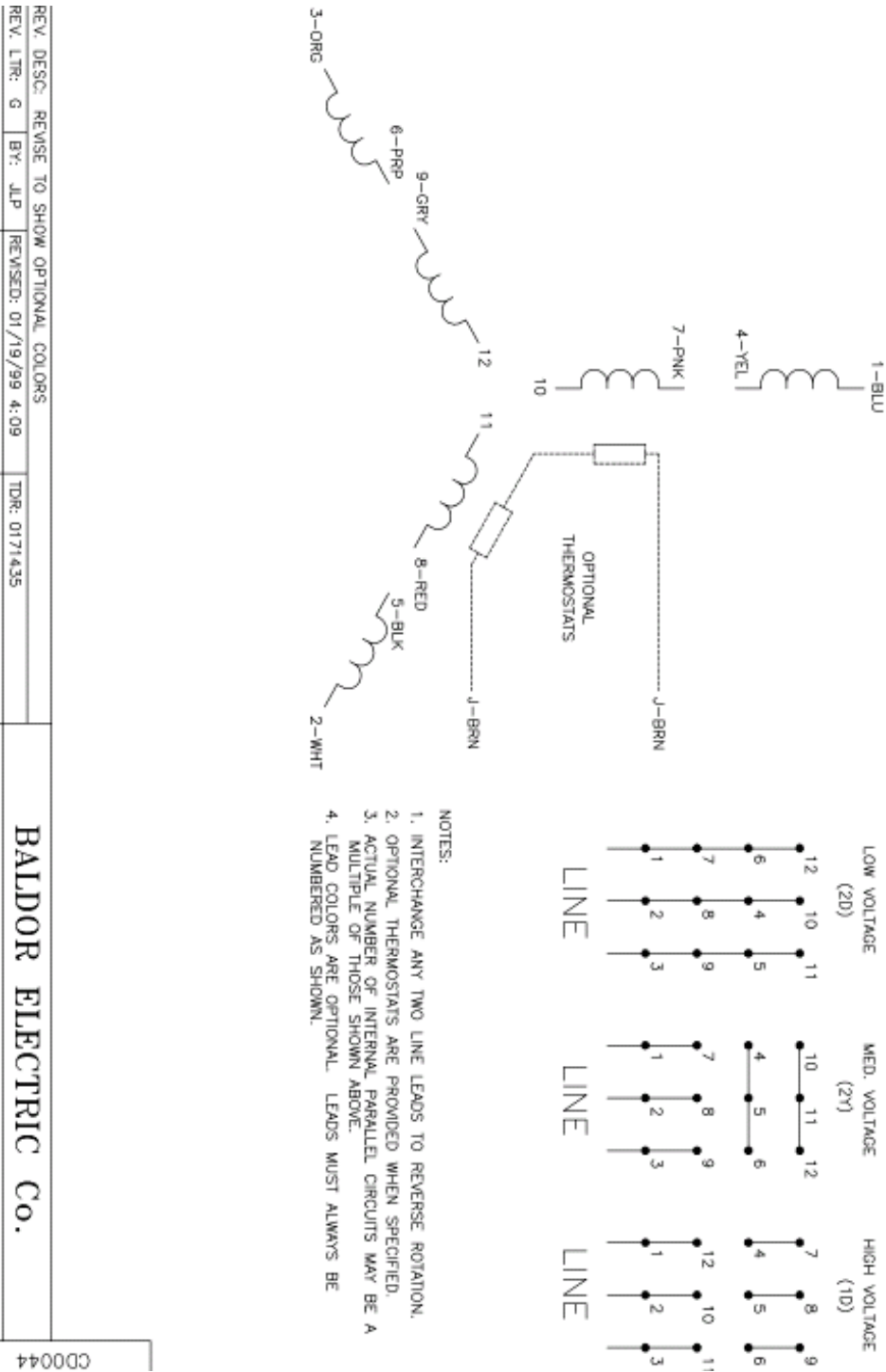


Anexo E-1. Plano físico del motor monofásico/trifásico.

34LYF017			
CUSTOMER IS RESPONSIBLE FOR DETERMINING THAT MOTOR PERFORMANCE IS SUITABLE IN THE APPLICATION.			
REV. DESC: NEW KBOX & LID	REVISED: 08/18/57 10/14/2003	TDR: 314971	
REV. LTR: E	RT :AB	E	FILE: AAA00026298
BALDOR ELECTRIC Co.			STD HORZ MODEL 34L NEMA 56 OPEN W/LG CAP BOX
34LYF017			- :1LM



Anexo E-2. Conexión eléctrica del motor monofásico.



Anexo E-3. Conexión eléctrica del motor trifásico.