



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Diseño y Construcción de un Banco de Ensayos para Dispositivos de Osteosíntesis

Esteban Forzanti

Naguanagua, Noviembre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Diseño y Construcción de un Banco de Ensayos para Dispositivos de Osteosíntesis

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de Carabobo para
optar al título de Ingeniero Mecánico*

Tutor académico:
David Ojeda

Autor:
Esteban Forzanti

Naguanagua, Noviembre de 2009

Agradecimientos

Agradezco en estas líneas la ayuda que muchas personas me han prestado durante el proceso de investigación y redacción de este trabajo:

En primer lugar quiero agradecer a Dios por darme la vida, bendecirme, iluminarme y permitirme llegar hasta donde he llegado.

A mis padres, por ser los mejores padres del mundo, por el inmenso amor e inagotable apoyo que nada será suficiente para corresponder a lo que hacen por mí, por ser la fuente de mi inspiración para alcanzar siempre las metas que me propongo, por enseñarme que querer es poder y que todo esfuerzo al final tiene su recompensa; por nunca dejarme caer y siempre enseñarme que aunque no lo crea siempre hay una luz al final del camino.

A mis hermanos por todo el apoyo incondicional y desinteresado que me brindaron en los momentos en que más lo necesitaba, permitiéndome de esta manera concluir con una de las metas más importantes que me he trazado en mi vida dentro del tiempo que disponía.

A mis abuelos, Yaya y Yayo, Nonno y Nonna, que aunque tres de ellos no estén físicamente conmigo sé que lo están en alma, por formar parte de mi crecimiento como persona y como profesional a lo largo de mi vida.

A mi “hermana mayor”, Doris Briceño por todo el apoyo incondicional, cariño y consejos sabios y oportunos que recibí de su parte a lo largo del desarrollo de toda mi carrera.

A mi tutor, el profesor David Ojeda, quien ha venido guiando desde hace un año mi formación no solamente académica, sino como persona, por haberme dado la oportunidad de llevar a cabo este trabajo de grado, por su apoyo, dirección, paciencia y haberme orientado en todos los momentos que necesité sus consejos.

A todos los profesores pertenecientes al Departamento de Diseño y Automatización de la Escuela de Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo por haberme aportado parte de sus conocimientos y experiencias, haciendo que hoy en día sea la rama de la ingeniería que más me apasiona. Dentro de este Departamento quisiera agradecer especialmente al profesor Edwin Peña por su ejemplo de excelencia, su paciencia y todo el apoyo que me brindó en el desarrollo de la etapa de diseño en este proyecto de grado.

Al profesor Juan Carlos Pereira por su apoyo incondicional como ingeniero y por los materiales y equipos suministrados que fueron de gran utilidad para la elaboración de la tesis.

Al Ing. Domingo Rodríguez, profesor de la Universidad Central de Venezuela con más de 20 años de experiencia en el campo de la programación y el empleo de sistemas de adquisición de datos, por todos los conocimientos que me impartió en el campo de la programación y por su incondicional, humilde y desinteresado apoyo tanto técnico como material que hicieron posible que se obtuviese un programa funcional, eficiente y ordenado.

Agradecimientos

Mis más sinceros agradecimientos a la empresa Sequin Valencia, C.A. y a su director el señor Wilson Ferrer, por todos los equipos electrónicos suministrados en calidad de préstamo con los cuales fue posible llevar este proyecto mucho más allá de lo que inicialmente se tenía planteado.

Al Departamento de Diseño y Construcción de Estructuras Metálicas de la empresa Ingeniería Henfor, C.A., dirigido por el señor Alfredo Álvarez, por creer en mí y haberme prestado todo el apoyo tanto técnico como económico que me permitió llevar a la realidad mi proyecto de tesis, pudiendo corroborar de esta manera que lo planteado en la etapa de diseño era correcto.

A Joana Thompson, por su tiempo y esfuerzo, por ser incondicional ante cualquier ayuda que le pedía, por ser un ejemplo a seguir, por sus incansables ganas de salir adelante y lograr lo que se propone.

A Ruby Graterol, que durante bastante tiempo tuvo la paciencia suficiente para apoyarme profundamente, creer en mí, darme su comprensión, su cariño y su amor cuando más las necesitaba.

A mi colega y amigo Edgardo Mañes por su increíble paciencia y su incondicional y desinteresado apoyo en la programación del software empleado para llevar a cabo la captación y el manejo de los datos que genera el banco de ensayos.

Al Laboratorio de Operaciones Unitarias (LOU) de la Universidad de Carabobo bajo la dirección del profesor Tony Espinosa, de quien tuve apoyo durante todos mis estudios así como, por todos los servicios y materiales suministrados los cuales me permitieron calibrar los sistemas de medición de carga y desplazamiento pertenecientes al banco de ensayos.

Al Doctor Oscar Mistage, por confiar en mí y apoyar el desarrollo de mi investigación facilitándome el dispositivo de osteosíntesis empleado para realizar las pruebas del equipo.

Sin lugar a duda este trabajo no pudo haberse realizado sin la formación que recibí durante cinco años en la Facultad de Ingeniería de la ilustre Universidad de Carabobo, a la que estaré siempre agradecido.

Y a todas aquellas personas que de una u otra forma, colaboraron o participaron en la realización de este trabajo de grado, hago extensivo mi más sincero agradecimiento.

Dedicatoria

Este trabajo especial de grado se lo dedico a Dios y a todos los seres queridos que de una u otra manera han influenciado en mi crecimiento personal y profesional a lo largo de mi vida.

ÍNDICE GENERAL

| | Página |
|-------------------------------------------------------|---------------|
| INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| CAPÍTULO 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA..... | 3 |
| 1.1 Formulación del Problema..... | 3 |
| 1.2 Objetivos..... | 4 |
| 1.2.1 Objetivo General..... | 4 |
| 1.2.2 Objetivos Específicos..... | 4 |
| 1.3 Justificación..... | 4 |
| 1.4 Alcance..... | 5 |
| 1.5 Limitaciones..... | 6 |
| CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO..... | 7 |
| 2.1 Dispositivos de Osteosíntesis..... | 7 |
| 2.1.1 Tipos de dispositivos..... | 8 |
| 2.1.2 Fijadores externos..... | 9 |
| 2.2 Antecedentes de bancos de ensayos..... | 12 |
| 2.3 Consideraciones generales de las normas ASTM..... | 17 |
| CAPÍTULO 3. MARCO METODOLÓGICO..... | 21 |
| 3.1 Fases de la investigación..... | 21 |
| 3.2 Recursos..... | 29 |
| CAPÍTULO 4. DISEÑO DEL BANCO DE ENSAYOS..... | 31 |
| 4.1 Especificaciones de las pruebas..... | 31 |
| 4.1.1 Prueba Estática..... | 31 |
| 4.1.2 Prueba Dinámica..... | 33 |
| 4.2 Especificaciones de la máquina..... | 35 |
| 4.2.1 Rango de capacidad..... | 35 |

| | |
|--------------------------------------------------------------------|----|
| 4.2.2 Estructura general..... | 36 |
| 4.2.3 Dimensiones básicas..... | 36 |
| 4.3 Selección de la unidad mecánica actuadora..... | 37 |
| 4.3.1 Cálculos mecánicos básicos..... | 37 |
| 4.3.1.1 Potencia requerida para la prueba estática..... | 37 |
| 4.3.1.2 Potencia requerida para la prueba dinámica..... | 38 |
| 4.3.2 Análisis de sistemas integrales..... | 40 |
| 4.3.2.1 Actuador hidráulico..... | 41 |
| 4.3.2.2 Actuador neumático..... | 41 |
| 4.3.2.3 Actuador eléctrico lineal..... | 41 |
| 4.3.2.4 Motor lineal..... | 42 |
| 4.3.3 Selección del actuador lineal y motor eléctrico... | 44 |
| 4.3.3.1 Actuador lineal..... | 44 |
| 4.3.3.2 Motor eléctrico..... | 50 |
| 4.4 Diseño del travesaño..... | 52 |
| 4.4.1 Estructura básica..... | 52 |
| 4.4.2 Sistema de sujeción del travesaño..... | 53 |
| 4.4.3 Diseño de la prensa de fricción..... | 54 |
| 4.4.4 Método de fabricación del travesaño..... | 56 |
| 4.4.5 Sistema de movilidad del travesaño..... | 57 |
| 4.4.6 Cálculos resistivos..... | 58 |
| 4.4.6.1 Dimensiones generales..... | 58 |
| 4.4.6.2 Verificación del travesaño para el ensayo estático..... | 59 |
| 4.4.6.3 Verificación del travesaño para el ensayo dinámico..... | 61 |
| 4.4.7 Rigidez estructural..... | 65 |
| 4.5 Diseño de la base..... | 66 |

| | |
|------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.5.1 Estructura básica..... | 66 |
| 4.5.2 Método de fabricación..... | 67 |
| 4.5.3 Cálculos resistivos..... | 68 |
| 4.5.3.1 Dimensiones generales de la base..... | 69 |
| 4.5.3.2 Verificación de la base para el ensayo estático..... | 70 |
| 4.5.3.3 Verificación de la base para el ensayo dinámico..... | 71 |
| 4.5.4 Rigidez estructural..... | 72 |
| 4.6 Diseño de las columnas..... | 72 |
| 4.6.1 Cálculos resistivos..... | 72 |
| 4.6.1.1 Dimensiones generales..... | 73 |
| 4.6.1.2 Verificación de las columnas para el ensayo estático..... | 73 |
| 4.6.1.3 Verificación de las columnas para el ensayo dinámico..... | 74 |
| 4.6.2 Rigidez estructural..... | 75 |
| 4.7 Diseño de la unión base-columna..... | 76 |
| 4.8 Diseño de los tornillos de potencia..... | 79 |
| 4.8.1 Dimensiones generales..... | 80 |
| 4.8.2 Cálculos resistivos..... | 80 |
| 4.8.3 Cálculos sobre la bocina roscada alojada en el travesaño..... | 83 |
| 4.8.4 Selección del rodamiento..... | 83 |
| 4.9 Selección del sistema de elevación..... | 84 |
| 4.9.1 Selección del motor..... | 84 |
| 4.9.2 Selección de las ruedas dentadas y la cadena..... | 86 |
| 4.9.3 Configuración de la transmisión..... | 87 |
| 4.10 Criterio de rigidez global..... | 87 |

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| CAPÍTULO 5. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS..... | 89 |
| 5.1 Proceso de fabricación..... | 89 |
| 5.2 Sistema de captación y manejo de datos..... | 91 |
| 5.3 Pruebas del equipo..... | 93 |
| 5.3.1 Prueba estática..... | 95 |
| 5.3.2 Prueba dinámica..... | 98 |
| 5.4 Evaluación de costos..... | 101 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 105 |
| Conclusiones..... | 105 |
| Recomendaciones..... | 106 |
| REFERENCIAS..... | 107 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 113 |
| APÉNDICES..... | 115 |
| Apéndice A. Curvas de comportamiento de las variables fuerza, velocidad y potencia..... | 115 |
| Apéndice B. Especificaciones técnicas de algunos modelos de unidades actuadoras..... | 117 |
| Apéndice C. Programa (Matlab ®) para la evaluación dinámica del conjunto motor-actuador..... | 121 |
| Apéndice D. Cálculos Complementarios..... | 123 |
| Apéndice D.1 Diseño de la prensa de fricción..... | 123 |
| Apéndice D.2 Peso lineal del travesaño..... | 127 |
| Apéndice D.3 Peso lineal de la base..... | 128 |
| Apéndice D.4 Esfuerzos a los que están sometidos los tornillos de potencia..... | 128 |
| Apéndice D.5 Cálculo del diámetro medio (d_m), diámetro menor (d_r) y diámetro de la sección sometida a esfuerzo (d) de los tornillos de potencia..... | 131 |

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| Apéndice D.6 Cálculo del valor de la fuerza crítica (P_{crit})..... | 132 |
| Apéndice D.7 Selección de los rodamientos a emplear en el banco de ensayos..... | 133 |
| Apéndice D.8 Selección de las ruedas dentadas y la cadena a emplear en el banco de ensayos..... | 134 |
| Apéndice E. Diagramas de cuerpo libre, de corte y momento.. | 137 |
| Apéndice F. Curvas de calibración..... | 145 |
| Apéndice G. Especificaciones técnicas de resortes marca Raymond..... | 147 |
| Apéndice H. Curvas de Correlación..... | 149 |
| ANEXOS..... | 151 |
| Anexo I. Planos de construcción..... | 151 |
| Anexo II. Descripciones técnicas..... | 159 |
| Anexo III. Cotizaciones..... | 163 |
| Anexo IV. Imágenes del dispositivo..... | 167 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| Figura | | Página |
|---------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|
| 2.1 | Aplicación de un clavo intramedular en fémur..... | 8 |
| 2.2 | Implementación de placa atornillada en la reducción de una fractura..... | 9 |
| 2.3 | Implementación de fijador en la reducción de una fractura abierta..... | 9 |
| 2.4 | Esquema de fijación externa..... | 10 |
| 2.5 | Fijación externa unilateral..... | 11 |
| 2.6 | Fijación externa multiplanar..... | 11 |
| 2.7 | Fijación externa Circular..... | 12 |
| 2.8 | Máquina para ensayar la resistencia de metales..... | 13 |
| 2.9 | Marco de ensayos con sistema de transmisión tuerca-tornillo..... | 14 |
| 2.10 | Máquina INSTRON 8562 - SCREW DRIVE..... | 14 |
| 2.11 | Máquina RIEHLE MCA-300..... | 15 |
| 2.12 | Fijador externo uniaxial desarrollado por el CITEC-ULA... | 16 |
| 2.13 | Fijador externo para fracturas abiertas desarrollado por el IVIC..... | 16 |
| 4.1 | Dimensiones generales de un fijador externo..... | 36 |
| 4.2 | Estructura y Dimensiones generales del banco de ensayos... | 37 |
| 4.3 | Actuador eléctrico lineal DuraPlus..... | 37 |
| 4.4 | Motores lineales Rodríguez..... | 43 |
| 4.5 | Actuadores lineales de precisión de la serie EC..... | 46 |
| 4.6 | Partes de los sistemas mecánicos que conforman los actuadores lineales de precisión de la serie EC..... | 48 |

| | | |
|------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.7 | Diagrama de cuerpo libre del primer sistema mecánico..... | 48 |
| 4.8 | Diagrama de cuerpo libre del segundo sistema mecánico.... | 49 |
| 4.9 | Servomotor de la serie AKM marca Danaher Motion®..... | 50 |
| 4.10 | Dimensiones de la placa de anclaje del actuador lineal (las cantidades presentadas entre paréntesis están en mm y el resto en pulgadas)..... | 52 |
| 4.11 | Esquema de la prensa de fricción con sus principales parámetros..... | 55 |
| 4.12 | Ensamble del conjunto motor-actuador en el travesaño..... | 57 |
| 4.13 | Vista en sección de la bocina roscada alojada en el travesaño y sus partes..... | 58 |
| 4.14 | Dimensiones generales del travesaño..... | 59 |
| 4.15 | Esquema general la base..... | 66 |
| 4.16 | Vista isométrica de la base..... | 67 |
| 4.17 | Arreglo de la unión base-columna y del sistema piñón-tornillo de potencia para mover el travesaño..... | 68 |
| 4.18 | Dimensiones generales de la base..... | 69 |
| 4.19 | Dimensiones generales de la columna..... | 73 |
| 4.20 | Motor marca DOGA modelo 111.3763.30.00..... | 85 |
| 4.21 | Disposición final del sistema de transmisión mecánica..... | 87 |
| 5.1 | Esquema de conexiones del sistema de captación y manejo de datos..... | 93 |
| 5.2 | Configuración hueso-fijador empleada para la realización de los ensayos..... | 95 |
| 5.3 | Curva de comportamiento de la fuerza en función del desplazamiento del resorte para el ensayo estático..... | 96 |
| 5.4 | Curva de comportamiento de la fuerza en función del desplazamiento del fijador para el ensayo estático..... | 98 |
| 5.5 | Curva de comportamiento del desplazamiento en función del número de ciclos del resorte para el ensayo dinámico..... | 99 |

| | | |
|-----|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.6 | Curva de comportamiento del desplazamiento en función del número de ciclos del fijador para el ensayo dinámico..... | 101 |
| A.1 | Curva de comportamiento de la fuerza en función del tiempo..... | 115 |
| A.2 | Curva de comportamiento de la velocidad en función del tiempo..... | 116 |
| A.3 | Curva de comportamiento de la potencia en función del tiempo..... | 116 |
| B.1 | Curva de comportamiento de los actuadores eléctricos lineales..... | 118 |
| B.2 | Curva de comportamiento de la vida útil del actuador en función de la fuerza..... | 119 |
| B.3 | Curva de comportamiento del torque en función de la velocidad angular del servomotor AKM23D..... | 120 |
| C.1 | Programa creado en Matlab® para obtener los valores máximos de torque y potencia para la evaluación dinámica de los sistemas mecánicos que conforman el actuador..... | 122 |
| D.1 | Curvas de potencia (Kw) en función de la velocidad (rpm) para los diversos pasos de cadenas..... | 136 |
| E.1 | Diagrama de cuerpo libre del travesaño para el ensayo estático..... | 137 |
| E.2 | Diagrama de cuerpo libre del travesaño para el ensayo dinámico..... | 138 |
| E.3 | Diagrama de cuerpo libre de la base para el ensayo estático..... | 138 |
| E.4 | Diagrama de cuerpo libre de la base para el ensayo dinámico..... | 139 |
| E.5 | Diagrama de cuerpo libre de la columna para el ensayo estático..... | 139 |

| | | |
|-------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| E.6 | Diagrama de corte y momento del travesaño para el ensayo estático..... | 140 |
| E.7 | Diagrama de corte y momento del travesaño para el ensayo dinámico..... | 141 |
| E.8 | Diagrama de corte y momento de la base para el ensayo estático..... | 142 |
| E.9 | Diagrama de corte y momento de la base para el ensayo dinámico..... | 143 |
| F.1 | Curva de calibración del sistema de medición de carga..... | 145 |
| F.2 | Curva de calibración del sistema de medición de desplazamiento..... | 146 |
| G.1 | Datos técnicos de los resortes certificados dorados para troquel marca Raymond..... | 147 |
| H.1 | Curva de correlación de la fuerza axial en función del desplazamiento axial interfragmentario de un fijador externo. | 149 |
| H.2 | Curva de correlación de la fuerza axial en función del desplazamiento axial interfragmentario de un resorte certificado..... | 150 |
| II.1 | Ficha técnica del rodamiento 7201 BEP de SKF..... | 159 |
| II.2 | Ficha técnica del motor marca DOGA modelo 111.3763.30.00..... | 160 |
| II.3 | Ficha técnica del actuador lineal de precisión de la serie EC Danaher..... | 162 |
| III.1 | Cotización del equipo instron para realización de ensayos mecánicos ID-E3000NL-SP..... | 164 |
| III.2 | Cotización de GPL correspondiente al envío del equipo Instron para realización de ensayos mecánicos ID-E3000NL-SP..... | 165 |

| | | |
|-------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| III.3 | Cotización del agente aduanal correspondiente a los gastos de tasa y nacionalización del equipo instron para realización de ensayos mecánicos ID-E3000NL-SP..... | 166 |
| IV.1 | Banco de ensayos para dispositivos de Osteosíntesis, ensayando un fijador externo ATLAS para tibia en configuración monoplanar..... | 167 |
| IV.2 | Banco de ensayos para dispositivos de Osteosíntesis, ensayando un resorte certificado dorado para troquel marca Raymond..... | 168 |

ÍNDICE DE TABLAS

| Tabla | | Página |
|--------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|
| 4.1 | Resumen de las especificaciones de los modelos de actuadores ofrecidos por algunas empresas..... | 45 |
| 4.2 | Valores máximos encontrados en la evaluación dinámica de los sistemas mecánicos que conforman el actuador..... | 50 |
| 5.1 | Costos de fabricación nacional del banco de ensayos..... | 102 |
| 5.2 | Comparación de costos..... | 103 |
| B.1 | Especificaciones de carga de los actuadores eléctricos lineales Duraplus..... | 117 |
| B.2 | Especificaciones de los motores lineales miniatura marca Rodríguez..... | 118 |
| B.3 | Especificaciones de los motores lineales marca Rodríguez..... | 119 |
| D.1 | Tolerancias del diámetro del agujero de la prensa y la columna para esta aplicación..... | 123 |

Resumen

El desarrollo de esta investigación se fundamentó en el diseño y construcción de un banco de ensayos para dispositivos de osteosíntesis, con la finalidad de disponer en el Centro de Biomecánica de la Universidad de Carabobo de una máquina capaz de caracterizar mecánicamente fijadores externos bajo las normas ASTM F1541-02, E467-90, E4-98 y D638-03.

El diseño del equipo estuvo enmarcado en el procedimiento planteado en “Estrategias Creativas en el Diseño Mecánico” (Vílchez, 2001). Inicialmente, se determinaron las especificaciones de las pruebas a realizar y las correspondientes al banco de ensayos propiamente dicho, con lo que se procedió a desarrollar los cálculos mecánicos involucrados en el diseño del equipo. Seguidamente, con base en el diseño y en los parámetros de rigidez se realizó la selección de materiales y equipos involucrados. Posteriormente, se ejecutaron los planos constructivos con los que se fabricó el banco de ensayos al cual se le acoplaron los componentes electrónicos que permiten tanto la captación y manejo de los datos como el registro de los resultados generados; adicionalmente, se realizó la calibración de los sistemas de medición de fuerza y de desplazamiento. Las pruebas de la máquina se realizaron mediante ensayos utilizando un elemento mecánico certificado de comportamiento elástico y un fijador externo. El

desarrollo de un programa utilizando el software Labview® permite la visualización y monitoreo de la data y de los resultados generados. Por último, se obtuvo que los costos de la máquina desarrollada representan el 24% del costo de una máquina comercial importada de igual capacidad.

Introducción

La osteosíntesis es un tratamiento quirúrgico de fracturas, en el que éstas son reducidas y fijadas en forma estable; para ello se pueden implantar diferentes dispositivos tales como placas, clavos intramedulares o fijadores externos. Estos implantes se fabrican en la mayoría de los casos en acero inoxidable grado médico o aluminio.

Un dispositivo de osteosíntesis antes de salir al mercado y ser aplicado clínicamente, debe cumplir con una serie de normas internacionales de la ASTM, debido a los peligros que desde el punto de vista de salud podría acarrear un mal comportamiento de estos dispositivos al ser aplicado en el campo de la traumatología. Las caracterizaciones mecánicas de estos dispositivos se realizan en máquinas de ensayos donde se someten a pruebas biomecánicas.

Los bancos de ensayos generalmente provienen del exterior y a un costo muy elevado, por lo que se hace difícil su adquisición. Por esta razón, el desarrollo de un banco de pruebas realizado en el Centro de Biomecánica de la Universidad de Carabobo, reduciría notablemente los costos de las pruebas para caracterizar mecánicamente los fijadores externos, contribuyendo así, al objetivo de este centro en cuanto a la fabricación de dispositivos de osteosíntesis para satisfacer la demanda regional.

El presente trabajo tiene como objetivo diseñar y construir un banco de ensayos para dispositivos de osteosíntesis, con el fin de disponer de una máquina capaz de someter fijadores externos a ensayos tanto estáticos como dinámicos, a compresión.

Para lograr un mejor entendimiento del presente Trabajo Especial de Grado, éste se estructura en cinco capítulos, una sección de Apéndices y una sección de Anexos. El primer capítulo contiene la formulación del problema tratado, así como los objetivos planteados y la justificación del trabajo. En el segundo capítulo se trata todo lo relativo a los aspectos teóricos de los dispositivos de osteosíntesis, los antecedentes de bancos de ensayos y las normas ASTM que fijan el marco operativo del equipo. En el tercer capítulo, se muestran las diferentes fases de la investigación y los recursos necesarios para la realización de este trabajo. En el cuarto capítulo se exponen claramente las etapas del diseño del banco de ensayos y seguidamente, en el quinto capítulo, se plantea la fabricación de la máquina, el sistema de captación y manejo de datos, la validación del equipo y la evaluación de costos correspondiente. Posteriormente, se plantean las conclusiones y recomendaciones a las que dio lugar el estudio. Finalmente, en la sección de Apéndices se presentan cálculos complementarios, diagramas de cuerpo libre, de corte y momento, así como las curvas de calibración y comportamiento de algunas variables y en los Anexos, se muestran algunas cotizaciones, descripciones técnicas y planos que sustentan la configuración de la máquina.

CAPÍTULO 1

Planteamiento del problema

En el presente capítulo se plantea la formulación del problema y los objetivos, así como la justificación, el alcance y las limitaciones del trabajo.

1.1 Formulación del problema

En la actualidad, debido a la escasez de productos importados en el país, los pacientes que requieren de fijadores externos para corregir fracturas de huesos pasan largos períodos de espera para que les sean aplicados clínicamente uno de estos dispositivos de osteosíntesis, por lo que, el paciente se inclina a adquirir dispositivos nacionales que poseen un costo menor a los importados y están inmediatamente disponibles.

Sin embargo, los fijadores externos que se producen en el país, en la mayoría de los casos no cumplen con las normas internacionales ASTM F1541-02, debido a que su prueba y verificación se deben realizar en costosas máquinas importadas, que no se encuentran a disposición en centros acreditados, por lo que al no haber sido sometidos a pruebas y ensayos mecánicos pautados por normas internacionales, no se puede garantizar su correcto funcionamiento, siendo que desde el punto de vista biomecánico, los fijadores externos pueden fallar entre otros factores, por un planeamiento operatorio deficiente, una técnica quirúrgica

pobre o por la baja calidad del fijador externo.

El grupo de investigación de Biomecánica de la Universidad de Carabobo, motivado por el alto costo y escasez de los fijadores importados, ha venido desarrollando una importante labor en el diseño de fijadores externos para fracturas de hueso que permitirán suplir al Hospital Universitario Ángel Larralde de estos dispositivos, siendo necesaria la posterior evaluación a diferentes condiciones de carga, del comportamiento del fijador antes de ser colocado en un paciente con fractura.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar y construir un banco de ensayos para dispositivos de osteosíntesis.

1.2.2 Objetivos Específicos

- 1 Investigar las especificaciones y los métodos de ensayo internacionales que rigen la calidad operacional de los fijadores externos.
- 2 Definir el método de ensayo a ser empleado por el dispositivo mecánico.
- 3 Diseñar un banco que cumpla con los aspectos funcionales establecidos por normativas internacionales específicas.
- 4 Seleccionar los componentes electrónicos que permitan la captación y manejo de datos generados por el dispositivo.
- 5 Construir el banco.

1.3 Justificación

Un fijador externo antes de salir al mercado y ser aplicado clínicamente,

debe cumplir con normas internacionales tales como los correspondientes criterios de la ASTM. Se ha demostrado que la metodología de análisis numérico para el diseño de estas estructuras es altamente confiable, sin embargo es importante realizar ensayos para comprobar “in vivo” el correcto funcionamiento y desempeño de estos dispositivos, debido a los peligros que desde el punto de vista de salud podría acarrear un mal comportamiento de estos dispositivos al ser aplicados en el campo de la traumatología. Estos ensayos son realizados en máquinas de pruebas biomecánicas dinámicas. Ahora bien, estas máquinas generalmente provienen del exterior y a un costo muy elevado, por lo que se hace difícil su adquisición. Por esta razón, el desarrollo de un equipo de prueba para la certificación de fijadores fabricados en el país, reduciría notablemente los costos de prueba y se podrían caracterizar mecánicamente los fijadores nacionales a bajo costo. Adicionalmente, el diseñar y construir un equipo que cumpla los objetivos mencionados con tecnología nacional, evitaría las restricciones de una máquina importada, en cuanto a los costos de soporte técnico por parte del fabricante.

La construcción de este dispositivo de ensayo brindará un aporte tecnológico a la comunidad universitaria, ya que permitirá la realización de pruebas a los fijadores externos desarrollados por el departamento de biomecánica de la Universidad de Carabobo en cualquier momento. Por otra parte, otras universidades y empresas podrán ser proveídas de este servicio, extendiendo el beneficio de este dispositivo a nivel nacional. Este dispositivo beneficiará a todas las personas que requieran del uso de un fijador externo ya que les garantizará, antes de que sea aplicado clínicamente, que dicho fijador ofrecerá los beneficios esperados al paciente.

1.4 Alcance

Se diseñará y construirá el marco de un banco de ensayos que permita ensayar dispositivos de osteosíntesis bajo los criterios establecidos por las

normas ASTM, de tal manera que se logre determinar la rigidez y estabilidad de los fijadores externos, antes de ser aplicados clínicamente.

1.5 Limitaciones

El diseño y construcción del dispositivo depende de diversos factores que pueden en un momento dado, representar un problema en el desarrollo de este proyecto, tales como: Disponibilidad de los componentes electrónicos a nivel nacional, disponibilidad de divisas para la compra de algunos componentes que conforman el dispositivo y personal técnico capacitado para la manufactura del dispositivo.

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

El capítulo que a continuación se presenta, contiene las bases teóricas relacionadas con los dispositivos de osteosíntesis, esto es, tipos de dispositivos y fijadores externos. De igual forma, se describen los antecedentes de bancos de ensayos y se plantean las especificaciones de la Norma ASTM correspondientes a estos últimos.

2.1 Dispositivos de osteosíntesis

El término Osteosíntesis fue introducido por Albin Lambotte para describir la “síntesis” (derivado del griego que significa unir o fusionar) de un hueso fracturado mediante una intervención quirúrgica en la que se utiliza algún material implantable.

El objetivo de la osteosíntesis es conseguir devolver la anatomía y función al segmento músculo esquelético lesionado mientras se obtiene la curación de la fractura, esto se realiza uniendo los fragmentos óseos mediante la utilización de elementos tales como Tornillos, Placas, Tutores externos, Clavos intramedulares y otros. Todos ellos son elementos fabricados con metales especiales, de muy baja o nula reacción del organismo (Somache, 2009). En general, se puede decir que el tratamiento quirúrgico de las fracturas se lleva a cabo por medio de la

osteosíntesis cuando los fragmentos óseos son reducidos y fijados por los elementos antes descritos. Sin embargo, la osteosíntesis de hoy considera además de la reducción y fijación estable de la fractura, las variables biomecánicas y la importancia fisiológica de los tejidos blandos (aquellos no óseos que se relacionan con el esqueleto). Para ello se han desarrollado técnicas mínimamente invasivas, permitiendo una recuperación precoz de los pacientes. Es por esta razón que los fijadores externos actualmente gozan de gran popularidad y se usan ampliamente, ya que efectúan la estabilización del foco de fractura mediante la introducción de varios clavos metálicos transóseos de forma percutánea y la colocación de un sistema de estabilización externo con barras. En este caso la modificación de la vascularización ósea es mínima y la nueva situación biomecánica permite fomentar la osificación medular y perióstica (Secpre, 2009).

2.1.1 Tipos de dispositivos

Existen diversos dispositivos de osteosíntesis en la actualidad que pueden ser aplicados clínicamente a un paciente que ha sufrido una fractura, que requiera el uso de los mismos, sin embargo los más populares son las placas, los clavos intramedulares y los fijadores externos.

Los clavos intramedulares permiten la inmovilización de los fragmentos óseos, esto se consigue mediante la introducción de un clavo metálico único intramedular con o sin atornillado posterior (encerrojado).

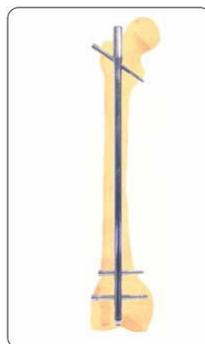


Figura 2.1 Aplicación de un clavo intramedular en fémur (Ortopedistacenteno, 2008).

Las placas metálicas atornilladas constituyen un tratamiento efectivo en la reducción de fracturas; éstas son colocadas lo largo de la diáfisis o cuerpo, precisando realizar un despegamiento de tejidos blandos excesivo, lo que explica la tasa elevada de necrosis cutánea, infección y exposición de la misma.

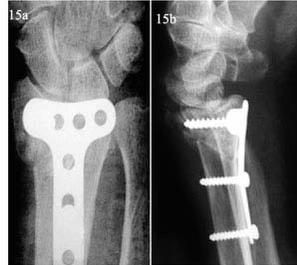


Figura 2.2 Implementación de placa atornillada en la reducción de una fractura (Doyma, 2008)

Por otra parte los fijadores externos actualmente gozan de gran popularidad y se usan ampliamente. Efectúan la estabilización del foco de fractura mediante la introducción de varios clavos metálicos transóseos de forma percutánea y la colocación de un sistema de estabilización externo con barras (García, 2005).

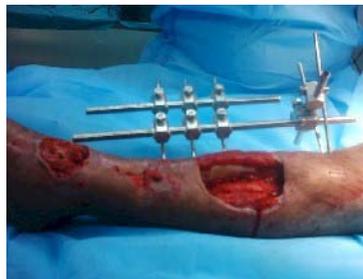


Figura 2.3 Implementación de fijador en la reducción de una fractura abierta (Portalesmedicos, 2008)

2.1.2 Fijadores externos

Se entiende como fijación externa aquellos procedimientos de osteosíntesis que tienen el soporte principal fuera de la piel y que se conectan al hueso mediante soportes (clavos, agujas, etc.) que traspasen los tegumentos o tejidos. Para todo tipo de fijador existen dos características que se consideran fundamentales y que están relacionadas entre sí: la rigidez y la estabilidad. La

rigidez es la respuesta del fijador antes las sollicitaciones y fuerzas a las que se ve sometido y la estabilidad es la capacidad que tiene el fijador para mantener sus propiedades mecánicas a lo largo de todo el tratamiento.

A pesar de las dificultades que representa la sistematización de un método que es utilizado sobre un material biológico y por tanto sujeto a múltiples variables, muchas de ellas de muy difícil cuantificación, el análisis biomecánico de la fijación externa debe realizarse a partir de estudios que combinen los análisis estrictamente metalúrgicos con la correspondiente valoración por parte del clínico.

Los fijadores externos están compuestos básicamente por tres partes:

- 1 Los clavos, agujas, fichas o “pins” que van anclados al hueso y al fijador.
- 2 Las conexiones que realizan la sujeción entre los clavos y el cuerpo del fijador.
- 3 El cuerpo de fijador o soporte que puede presentar forma lineal, circular, rígida o articulada (Viladot, 2004).

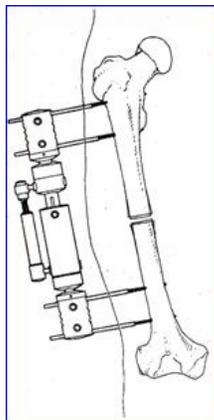


Figura 2.4 Esquema de fijación externa (Depablos-Bruguera, 2008)

Existen diversos tipos de fijadores externos en la actualidad, siendo los principales los de fijación externa unilateral, fijación externa multiplanar y los fijadores circulares.

Los fijadores externos unilaterales permiten un movimiento axial en la fractura, están constituidos por una o dos barras de unión entre los tornillos transóseos y se recomienda en fracturas diafisarias (Gero, 2009).

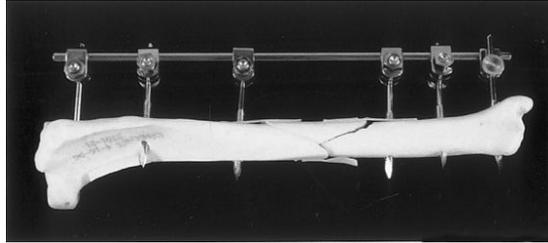


Figura 2.5 Fijación externa unilateral (Biomet, 2009)

La fijación externa multiplanar (Hoffman) aumenta la rigidez de la fijación mediante la colocación de varias barras unidas entre sí. No existe un patrón establecido para su disposición. No existen pruebas definitivas que confieran mejores resultados a éstos en comparación a los unilaterales.



Figura 2.6 Fijación externa multiplanar (Cfaas, 2009)

En el caso de la fijación externa circular se basa en un fijador externo de anillo con múltiples alambres; están indicados en fracturas diafisarias asociadas a pérdida ósea amplia (para posibilitar la reconstrucción posterior del defecto óseo mediante transporte óseo). Como inconveniente tiene, el no permitir un acceso adecuado a los tejidos blandos para posibilitar su reparación (IVOT, 2009).



Figura 2.7 Fijación externa Circular (Biotau, 2009)

2.2 Antecedentes de bancos de ensayos

Para el diseño y construcción de un banco de ensayos que permita evaluar fijadores externos existe una norma internacional llamada ASTM F1541-02 (2007) que proporciona una caracterización del diseño y la función mecánica de estos dispositivos como también plantea métodos de prueba para la caracterización de sus propiedades mecánicas, e identifica lo requerido para llevar a cabo el desarrollo de métodos de prueba y criterios de funcionamiento. Finalmente desarrolla una especificación, que define los métodos para la medición de las características relacionadas con el funcionamiento mecánico de los dispositivos de fijación externa y su fijación al hueso (ASTM F1541-02, 2007).

Hacia el siglo XIX el ingeniero alemán Wöhler diseñó entre 1858 y 1870, máquinas para realizar ensayos de fatiga con diversas condiciones de esfuerzos. Su máquina de flexión rotativa ha servido de base para la mayoría de los tipos de máquinas de fatiga actuales (De Vedia, 2002).

Un tiempo después, el ingeniero estadounidense Albert Emery diseñó en 1883 una máquina para ensayar la resistencia de metales bajo ciertas condiciones de esfuerzo. Su máquina de ensayos de resistencia ha servido de base para la mayoría de los tipos de bancos de ensayo existentes en la actualidad (Patente:

US1879/213586).

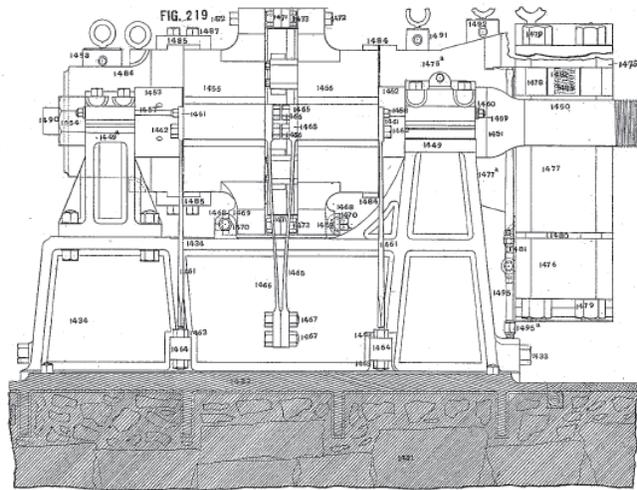


Figura 2.8 Máquina para ensayar la resistencia de metales (Emery, 1883).

Un siglo después, se empezaron a desarrollar los llamados marcos para ensayos especiales, los cuales son máquinas con sistemas de fuerzas dedicados a torsión específica, compresión ó pruebas de flexión. (Blake, 1985)

Años más tarde, el inventor Gram, conjuntamente con el inventor Richard Bearden (1989) diseñaron un marco de ensayos que poseía un sistema de movimiento lineal que incluía una transmisión tornillo- tuerca alojada en la base de la máquina. Esta transmisión se desarrolló con el fin de reducir las cargas laterales que son aplicadas al espécimen ensayado cuando el sistema de accionamiento de cargas es de tipo servo-mecánico. Dichas cargas laterales son nocivas para el ensayo de materiales frágiles como los cerámicos. (Patente: US 4869112)

Para el año 2002 se plantea el diseño de una máquina para ensayos biomecánicos donde en primer lugar se realiza un análisis de la rigidez del marco mediante elementos finitos y se verifica su estabilidad estructural. Se decide utilizar un sistema con actuación eléctrica ya que se eliminan los problemas asociados con mantenimiento y contaminación que tienen los sistemas servo-hidráulicos. Por tanto, las unidades actuadoras seleccionadas fueron

servomotores DC sin escobillas. Estos motores se seleccionaron dado su alto desempeño, con un torque relativamente bajo lo cual mejora las características dinámicas de la máquina. Así mismo, se emplearon tornillos de bolas de alta precisión para transmitir el movimiento lineal.

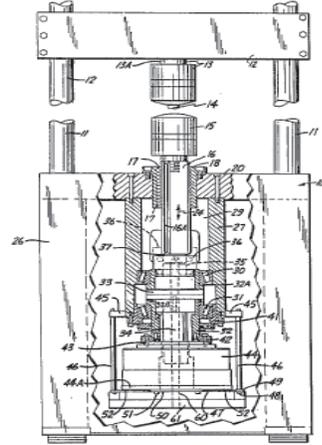


Figura 2.9 Marco de ensayos con sistema de transmisión tuerca-tornillo (Gram et al, 1989).

En el año 2005 existían en el mercado mundial una serie de máquinas de ensayos universales las cuales siguen vigentes hoy en día. Algunos de los principios de funcionamiento de éstas están basados en las patentes mencionadas anteriormente, entre ellas se encuentran las siguientes máquinas: INSTRON 8562- Screw drive, INSTRON 8501- Servo hydraulic, INSTRON 8511, High frequency, MTS 244 Structure test system, Baldwin, RIEHLE MCA-300 y TEST MARK CM-400P-D. (Universal Testing Machines, 2005).



Figura 2.10 Máquina INSTRON 8562 - SCREW DRIVE (Coe.montana, 2009)



Figura 2.11 Máquina RIEHLE MCA-300 (Coe.montana, 2009).

Finalmente para el año 2008 aparecen los bancos de ensayos para aplicaciones biomédicas, los cuales son diseñados con el fin de intentar reproducir las condiciones de carga a las que están sometidos los tejidos biológicos o dispositivos de osteosíntesis al ser aplicados clínicamente, como es el caso de la máquina de pruebas biomecánicas dinámicas desarrollada en Colombia, la cual permite ensayar de forma estática ó dinámica dispositivos de osteosíntesis, tejidos biológicos y elementos estructurales pequeños (Leyton et al, 2008).

En la actualidad existen sólo tres modelos de fijadores externos desarrollados en el país y han sido desarrollados por profesionales de la ingeniería relacionados con el área de biomecánica. El primero de ellos fue el fijador externo uniaxial desarrollado por el Centro de Innovación Tecnológica de la Universidad de los Andes, CITEC-ULA en 1998, el cual actualmente es el primer y único fabricante nacional de productos para traumatología y ortopedia con su línea de productos BION, la cual es el resultado de la investigación aplicada y el desarrollo tecnológico en ingeniería biomédica iniciado en 1992 y que se lleva a cabo bajo los auspicios de la Corporación Parque Tecnológico de Mérida (Rodríguez, 1992). El segundo de estos modelos es un fijador externo para reducir fracturas de tibia, fémur, cúbito y húmero diseñado y construido por Othman Falcón, Jefe de la División de Producción del Centro de Bioingeniería de la UCV. El último de ellos fue un fijador externo multiplanar diseñado por

traumatólogos del Servicio Médico del IVIC y del Hospital General Jesús Yarena de Lídice, y su producción se llevó a cabo en el taller de la División de Diseño y Mantenimiento de Equipos Científicos (DIMEC) del instituto. Róber Castillo, jefe del Programa para los Fijadores Externos, indicó que dentro de las ventajas de este último tutor destaca la corrección de diversas deformidades y su bajo costo (Castillo, 2008). Por otra parte, el grupo de investigación de Biomecánica de la Universidad de Carabobo se encuentra desarrollando un sistema de fijación externa para fracturas de huesos, con el objetivo de cubrir las necesidades regionales en el centro del país.

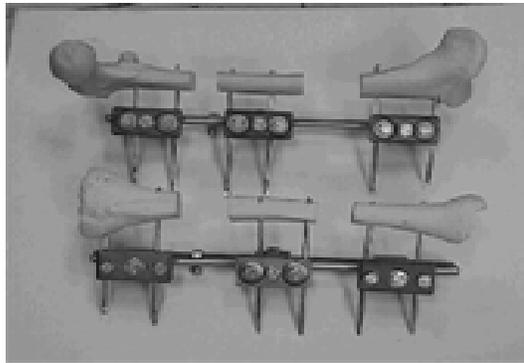


Figura 2.12 Fijador externo uniaxial desarrollado por el CITEC-ULA (Alejandria.biz, 2009).

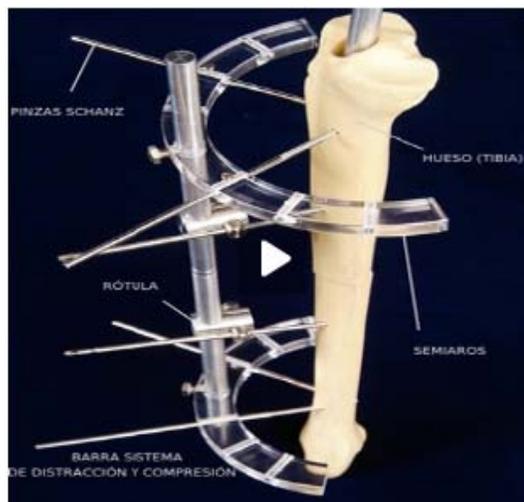


Figura 2.13 Fijador externo para fracturas abiertas desarrollado por el IVIC (Ivic, 2009).

En condiciones de trabajo un sistema de fijación externa está sometido a un estado de carga variable debido a un factor tan natural como la marcha. Por lo

tanto, es conveniente realizar estudios para caracterizar el comportamiento frente a la fatiga. Para realizar esta caracterización es necesario tener un equipo de prueba que sea capaz de reproducir o simular las cargas producidas en condiciones reales de funcionamiento.

La totalidad de ensayos mecánicos realizados en el país con el fin de caracterizar dispositivos ortopédicos se realizan en máquinas compradas en el exterior. Por ejemplo, en el proyecto realizado Othman Falcón (comunicación personal, febrero 2009), consistente en un fijador externo para resumir fracturas de tibia, fémur, cúbito y húmero, él indicó, que se utilizó una máquina Losnhausen de 20 TN y una máquina Amsler de 20 TN para ensayar dicho fijador a cargas estáticas. Adicionalmente, en el trabajo realizado por Gil et al., se evaluó la rigidez de diferentes fijadores externos empleando una máquina de ensayos universal llamada INSTRON 4507 para los ensayos de tracción y compresión, y la máquina TINIUS OLSEN para los ensayos a torsión (Gil et al, 1995).

No se tienen antecedentes del diseño y construcción de un banco de ensayos para dispositivos de osteosíntesis en la Universidad de Carabobo o en cualquier otra institución universitaria venezolana.

2.3 Consideraciones generales de las normas ASTM

Las especificaciones del banco de ensayo están orientadas a probar sistemas de fijación externa, ya que el diseño y construcción de estos fijadores se debe realizar bajo una normativa específica, por lo que los ensayos que se plantean en este trabajo se encuentran establecidos en las normas ASTM. Para que los fijadores externos cumplan a cabalidad con los requerimientos de la normativa ASTM, el equipo de prueba debe seguir los parámetros establecidos en dicha norma.

La designación **F1541-02** de la ASTM establece las especificaciones

estándar y métodos de ensayo de sistemas de fijación externa para fracturas de huesos. Esta especificación determina la caracterización del diseño y la función mecánica de los dispositivos de fijación externa para fracturas. Esta norma presenta los métodos de ensayos para la caracterización de las propiedades mecánicas de los fijadores externos, sin embargo, no pretende definir un diseño específico de fijador externo.

Por otra parte, la norma también incluye la definición de geometrías, dimensiones, clasificación, terminología y características principales para evaluar el desempeño in vivo de estos dispositivos. Adicionalmente se citan a continuación los apartes de mayor interés relacionados con el diseño de la máquina y sus pruebas para fijadores externos.

A2.6.3 Dispositivo de adquisición de datos: un instrumento de captación de datos que permite representar gráficamente o tabular carga en función de desplazamiento. Opcionalmente, este dispositivo puede incluir el uso del computador y así mostrar la carga y el desplazamiento como señales digitales.

A2.8.7 Para un ensayo cíclico simple, el espécimen debe ser sometido a varios ciclos de preacondicionamiento o precarga para demostrar la repetibilidad de los resultados.

A2.8.8 Registro de datos: La carga (N), torque (N-m), desplazamiento lineal (mm) o angular (°) medidos por la máquina de pruebas deben ser continuamente registrados. El desplazamiento lineal debe ser medido en el sentido de aplicación de la carga.

La sección A.7 de la designación **F1541-02** establece los métodos de ensayo para fijadores externos ensamblados sobre huesos artificiales, en esta sección se describe la metodología de evaluación para determinar la rigidez y estabilidad de un fijador externo sometido a cargas axiales y a momentos flectores y torsores. A continuación se citan los apartes de mayor interés de esta sección.

A7.5.4 Los resultados obtenidos de estos ensayos no intentan predecir la eficacia o seguridad clínica del fijador ensayado.

A7.6.3.3 Para el ensayo estático se debe almacenar la curva de carga en función del desplazamiento, para posteriormente poder determinar la rigidez del fijador ensayado.

A7.10.10 Para el ensayo estático se establecen como suficientes cinco ciclos de precondicionamiento, con una carga pico dentro del rango elástico, ésta debe ser aproximadamente el 50% de la carga esperada a la cual estará sometido ó el 50% de la carga de falla esperada para el fijador, la que sea menor.

A7.10.12 Los ensayos se pueden llevar a cabo con control de carga o desplazamiento. Estos pueden ser simples ó multicíclicos y pueden estar restringidos a la región elástica o cubrir hasta la falla del elemento.

A7.10.17.3 En los ensayos estáticos la carga debe ser aplicada a una velocidad constante. La magnitud de la velocidad debe ser tal, que se logre alcanzar el valor de la carga programada en un tiempo máximo de 30 segundos.

A7.10.19 Los ensayos dinámicos deben realizarse bajo unas condiciones de carga tales que el fijador externo ensayado permanezca en el régimen elástico.

A7.12 Reporte: El reporte de los ensayos debe incluir entre otras cosas: una descripción de la configuración hueso-fijador, la geometría y material que componen tanto al fijador como al hueso análogo y una descripción de cualquier uso previo que se le haya dado al fijador a ensayar.

Una de las normas referenciadas en la designación descrita, es la norma ASTM **E4-98**, la cual establece las prácticas para la verificación de fuerza en máquinas de ensayos estáticos de tensión, compresión o ambos. A continuación se citan los apartes de mayor interés de esta sección.

1.4 El sistema de medición de carga de la máquina de ensayos debe poseer una precisión de +/- 1%.

6.1 El método mas preciso para la verificación de carga en una máquina de ensayos es la aplicación directa de pesos muertos.

18.1 La diferencia algebraica entre errores de dos aplicaciones de la misma fuerza (repetitibilidad) no debe exceder un 1%.

Ahora bien, para los ensayos dinámicos es necesario asegurar la exactitud en las mediciones de fuerza realizadas por la máquina de ensayos, para esto se empleó la designación **E467-90**, la cual establece la práctica para la verificación de fuerzas dinámicas de amplitud constante en un sistema de ensayo a fatiga axial. A continuación se citan los apartes de mayor interés de esta sección.

5.4.7 La relación entre la fuerza aplicada y la salida de su sistema de medición debe ser esencialmente lineal.

Adicionalmente la norma ASTM plantea en su designación **D638-03**, métodos de ensayo estándares para la obtención de las propiedades de tensión de plásticos, en donde plantean el requerimiento de rigidez que deben poseer las máquinas que ensayen elementos de este tipo. Dicho requerimiento plantea que la máquina debe ser construida con tales materiales y de tales proporciones que la deformación elástica total del sistema no exceda el 1% de la deformación longitudinal total entre dos marcas en la probeta en cualquier momento durante la prueba y para cualquier carga hasta la máxima capacidad de la carga.

La terminología estándar relacionada con los métodos de ensayo mecánicos se encuentra establecida en la designación **E6**, donde se describen los principales términos relacionados con los métodos de ensayo mecánico de sólidos.

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

El presente capítulo, comprende las fases que conforman la metodología para el logro de los objetivos planteados; así como la descripción de los recursos a emplear en dichas fases.

La presente investigación se clasifica como una investigación aplicada y de campo, por el carácter de sus resultados y el lugar de ejecución; adicionalmente, según su orientación, es una investigación orientada a la toma de decisiones, específicamente del tipo investigación-desarrollo, por la naturaleza de sus objetivos (Bisquerra, 1989).

3.1 Fases de la investigación

La investigación se desarrolla en diversas fases que seguidamente se describen. Es conveniente resaltar que los objetivos planteados en el trabajo están reflejados hasta la Fase IV, siendo el desarrollo de las Fases V, VI y VII, logros adicionales a lo inicialmente pautado.

Fase I. Definición de las especificaciones y métodos de ensayo internacionales que rigen la calidad operacional de los fijadores externos

Para lograr este objetivo se procede a investigar los conceptos básicos

asociados a los dispositivos de osteosíntesis (definición, tipos, tamaños y aplicaciones), la existencia de normas que definan los parámetros funcionales de un banco de ensayos para dichos dispositivos, las especificaciones de las pruebas que son necesarias aplicarles a dispositivos de este tipo (pruebas estáticas, dinámicas, entre otras), empleando la norma ASTM F1541-02 que establece las especificaciones estándar y los métodos de ensayo para fijadores externos en conjunto con todas sus normas asociadas (E4-98, E6, D638-03 y E467-90). También a su vez se emplean artículos de publicación nacional e internacional, como por ejemplo las pruebas realizadas por Gardner et al (1997) para estudiar el comportamiento biomecánico de cinco sistemas de fijación externa.

Fase II. Definición del método de ensayo a ser empleado por el dispositivo

Para alcanzar este objetivo es necesario definir primero las variables que se deben tomar en cuenta en el diseño y construcción de un banco de ensayos (rango de capacidad, estructura básica, dimensiones generales) así como también, estudiar los principios de operación de estos bancos en el mercado mundial. Una vez hecho esto se procede a definir el método de sujeción de la muestra y el método a través del cual se aplicará la fuerza empleando como referencia los diversos métodos empleados por las máquinas de ensayos universales existentes en el mercado internacional. Los métodos definidos deben garantizar el cumplimiento de los valores de las variables mencionadas anteriormente y estar enmarcados dentro de las normas ASTM descritas en la fase anterior.

Fase III. Diseño de un banco de ensayos que cumpla con los aspectos funcionales establecidos por las normativas internacionales específicas

Una vez determinadas las especificaciones tanto de las pruebas como de la máquina en sí, se procede a calcular la potencia requerida por la unidad mecánica actuadora tanto en el ensayo estático como en el ensayo dinámico, con lo cual se selecciona la unidad más adecuada para este caso siguiendo el

procedimiento para resolver problemas de diseño mecánico planteado por el profesor Nelson Vílchez en su trabajo “Estrategias creativas en el Diseño Mecánico” desarrollado en el año 2001. Durante el proceso de selección de la unidad mecánica actuadora más adecuada se analizan las diferentes opciones disponibles en el mercado tomando como principales criterios el costo y las especificaciones técnicas mínimas necesarias.

Seguidamente se procede a determinar las características propias del banco de ensayos (dimensiones generales, materiales a emplear, forma, entre otros) a partir de las especificaciones establecidas por la norma ASTM y los diferentes modelos de bancos de ensayos disponibles en el mercado internacional. Una vez hecho esto se diseñan ó seleccionan cada una de las partes restantes que componen el banco de ensayos. Las referencias correspondientes a los criterios y modelos matemáticos que se mencionan en esta sección, se encuentran explícitamente indicadas en el cuarto capítulo de este trabajo.

En primer lugar se define la estructura básica tanto de la base como del travesaño del banco, etapa en la cual se especifica su forma, dimensiones y partes principales. Luego se procede a verificar que ambas partes son capaces de soportar las condiciones de carga a las cuales estarán sometidos durante el ensayo estático y dinámico cumpliendo con los parámetros de rigidez con que debe contar el banco de ensayos según lo establecido en la designación D638-03 de la norma ASTM. Para el ensayo estático el comportamiento real de cada una de las partes al estar sometidas a flexión se obtiene mediante la ecuación de Von Misses, mientras que para el ensayo dinámico, por ser elementos que se encuentran sometidos a fatiga, se emplea la ecuación de Soderberg.

Como requerimiento para el cálculo de la rigidez total del banco de ensayos es necesario calcular la rigidez estructural de cada una de las partes que se encuentran sometidas a carga durante la ejecución de los ensayos. Para las dos partes antes mencionadas se procede a calcular dicho valor de rigidez a partir del valor de deflexión máximo sufrido durante los ensayos. Adicionalmente se

menciona que dentro del diseño del travesaño se encuentra el diseño de un sistema de sujeción, el cual permite que el travesaño pueda ser fijado a las columnas a cualquier altura dentro del rango útil de la máquina. Para llevar a cabo dicho diseño es necesario en primer lugar definir el método a través del cual se realizará el ajuste entre el travesaño y las columnas, para luego poder designarle dimensiones y verificar por medio del procedimiento de diseño de sujetadores para barras redondas, que es capaz de ejercer la presión suficiente como para no permitir el deslizamiento entre ambas partes ante las fuerzas al que estará sometido el travesaño durante la ejecución de los ensayos.

Una vez diseñado el travesaño y la base se procede a diseñar las columnas y la unión roscada base-columna, la cual se lleva a cabo, en primer lugar, definiendo su forma y dimensiones, para luego verificar que ambas partes son capaces de soportar las condiciones de carga a las cuales estarán sometidas durante los ensayos. Para ambos ensayos, tanto las columnas como la unión roscada están sometidas a tracción por lo tanto para calcular las tensiones a las que están sometidas se emplea la ecuación de tensión para tracción pura, mientras que para el estudio del comportamiento de las columnas al estar sometidas a fatiga se emplea la ecuación de Soderberg.

Finalmente se procede a evaluar la rigidez estructural de ambas partes a partir del valor de deformación longitudinal máximo sufrido durante los ensayos.

El diseño de los tornillos de potencia parte de dos barras roscadas cuyas especificaciones son presentadas por el fabricante, las cuales son evaluadas de manera tal de verificar que sean capaces de soportar las condiciones de trabajo a las cuales operarán. Para calcular el esfuerzo máximo total al que están sometidos los tornillos de potencia se emplea la ecuación de Von Misses. Ahora bien, una vez verificado lo anterior, se procede a calcular el torque requerido para elevar o descender el travesaño, valores que luego serán empleados en la selección del motor perteneciente al sistema de elevación. Luego se calcula el valor de la fuerza crítica a compresión que es capaz de soportar el mismo antes

de pandearse por medio de la ecuación de Johnson y se seleccionan los rodamientos que le sirven de apoyo a cada uno de los tornillos de potencia diseñados.

Finalmente se procede a diseñar las bocinas roscadas alojadas en el travesaño definiendo el material del cual están fabricadas y verificando, por medio del cálculo del esfuerzo cortante al que están sometidas, que sea capaz de soportar las condiciones de carga a las cuales estarán sometidas durante los ensayos.

El sistema de elevación del banco de ensayos se encuentra conformado por una serie de componentes como lo son: los tornillos de potencia, las bocinas roscadas y rodamientos, cuyos procedimientos de diseño o selección fueron previamente descritos, sin embargo existen otros elementos como el motor y el sistema de transmisión mecánica cuyo procedimiento de selección no ha sido descrito aún.

Para la selección del motor se consideran varios modelos disponibles comercialmente y se toman en cuenta variables como: torque mínimo requerido, velocidad de rotación, costo y tamaño, a partir de lo cual se escoge la mejor opción.

Ahora bien, una vez definido el motor a emplear se procede a seleccionar los componentes que conforman el sistema de transmisión mecánica (ruedas dentadas y cadena) tomando como criterios de selección las condiciones bajo las cuales operará el sistema, costo, durabilidad y disponibilidad a nivel nacional.

Fase IV. Construcción del banco de ensayos

Esta etapa es de gran importancia en el desarrollo de este proyecto ya que en ella se definen los métodos a través de los cuales se fabrican cada una de las partes que componen el banco de ensayos a partir de su diseño y dimensiones.

En primer lugar es importante mencionar que todas las operaciones de maquinado que se llevan a cabo durante la fabricación del banco de ensayos son

realizadas empleando equipos de control numérico de tal manera que se garantice tanto la calidad superficial como el control metrológico exigidos en el diseño.

La fabricación del travesaño se lleva a cabo partiendo de una lámina de acero SAE 1020, la cual es cortada empleando plasma definiendo así la forma aproximada del contorno. Luego se procede a refrentar ambas caras del mismo para garantizar su paralelismo. Una vez hecho esto se procede a fresar todo el contorno del travesaño, llevándolo así a las dimensiones especificadas en el diseño. Seguidamente se procede a perforar, a través de un proceso de taladrado, todos los agujeros que contempla el travesaño, los cuales son luego roscados o fresados según sea el caso. Finalmente el travesaño es pintado, con lo cual se mejora su estética y se protege de la oxidación.

Las bocinas roscadas y deslizantes que forman parte del sistema de movilidad del travesaño son fabricadas a partir de cilindros huecos de bronce que luego fueron torneados, perforados y roscados (según sea el caso) empleando un torno control numérico.

Ahora bien, la fabricación de la base se lleva a cabo siguiendo el mismo procedimiento empleado en la fabricación del travesaño; se parte de una lámina de acero SAE 1020, se define de forma basta su contorno circular a través de un proceso de corte con plasma y luego se refrentan ambas caras de la misma. Seguidamente se fresa el contorno hasta alcanzar las dimensiones establecidas en el diseño y se procede a perforar, a través de un proceso de taladrado, todos los agujeros que contempla la base, los cuales son luego roscados o fresados según sea el caso. Luego se procede a fabricar la “falda” metálica que bordea la base, la cual es cortada empleando una cizalla, para luego ser calandrada hasta obtener un cilindro del diámetro adecuado. Dicha “falda” es unida a la base por medio de soldadura. Seguidamente se tornean, perforan, roscan y sueldan a la “falda” los cilindros donde se acoplan las patas ajustables que sostendrán todo el peso del banco de ensayos. Luego la base es galvanizada en su totalidad y luego se

procede a pintar todo el borde que la rodea, con lo cual se mejora su estética y se protege de la oxidación.

Posteriormente se fabrican las columnas, para lo cual se parte de dos barras de acero calibradas SAE 1045, las cuales se tornean, para darle la forma final establecida en el diseño. Luego se le aplica un tratamiento superficial llamado cromado con lo cual se evita que la superficie esté en contacto directo con el medio ambiente, retardando así el proceso de oxidación y permitiendo un mejor deslizamiento entre las mismas y las bocinas deslizantes alojadas en el travesaño.

Los tornillos de potencia están disponibles comercialmente, por lo que únicamente se procede a tornearlos para adecuarlos a los requerimientos exigidos por el diseño del banco de ensayos y galvanizarlos para protegerlos de la oxidación y disminuir la fricción al pasar a través de las bocinas roscadas ubicadas en el travesaño.

A continuación, se procede a fabricar todos los elementos que permitirán la sujeción de las muestras a ensayar, para ésto se emplean procesos de torneado, perforado y roscado según lo que haya sido previamente definido en la etapa de diseño.

Finalmente se procede a ensamblar todos los elementos, siguiendo los planos constructivos del diseño desarrollado para posteriormente acoplar los elementos y equipos electrónicos.

Fase V. Adecuación de los componentes electrónicos que permiten la captación y manejo de datos generados por el dispositivo

El sistema de captación y manejo de datos está conformado por un sistema de medición de fuerza, un sistema de medición de desplazamiento y un sistema de retroalimentación.

En primer lugar es necesario conseguir los componentes que conforman dichos sistemas, teniendo en cuenta que los mismos deben cumplir con las especificaciones establecidas en las designaciones F1541-02, E467-90 y E4-98

de la norma ASTM, en donde se establecen variables como: método de calibración y precisión mínima aceptable.

Una vez conseguidos los componentes o equipos que conforman los sistemas antes mencionados, se procede a calibrar tanto el sistema de medición de fuerza como el sistema de medición de desplazamiento siguiendo los procedimientos establecidos en las designaciones E467-90 y E4-98 de la norma ASTM de tal manera que se pueda asegurar la correcta medición de los valores de fuerza y desplazamiento arrojados por la máquina de ensayos.

Ahora bien, el sistema de retroalimentación está conformado por elementos que se encargan tanto de adquirir, mostrar y registrar datos así como elementos que se encargan de controlar al equipo en sí por medio de los parámetros que el operador le suministre. Para que el operador sea capaz tanto de controlar los datos que recibe el banco de ensayos como de visualizar o monitorear los adquiridos en tiempo real, es necesario elaborar un programa que permita comunicarlos a un computador con cada uno de los sistemas mencionados anteriormente a través de una interface amigable.

Fase VI. Evaluación de los costos del banco de ensayos

En esta etapa se calcula la cantidad total de dinero requerida para la fabricación del banco de ensayos y se compara con el precio de una máquina equivalente en el mercado internacional. Para esto es necesario contactar una serie de empresas manufactureras de este tipo de aparatos en el exterior, ya que no existe ninguna a nivel nacional, y solicitarles cotizaciones, para luego proceder a realizar las comparaciones pertinentes.

Fase VII. Pruebas del comportamiento del equipo

Luego de construido el banco, se realiza la calibración de los sistemas de medición de fuerza y desplazamiento a partir de la designación E4-98 de la norma ASTM donde se describen la prácticas para la calibración de máquinas de ensayos mecánicos estáticos de tensión, compresión o ambas, y a partir de la

designación E467-90 en lo que se describen las prácticas para la verificación de fuerzas dinámicas de amplitud constante en sistema de ensayo a fatiga axial.

Una vez calibrados estos sistemas se procede a realizar ensayos con un elemento mecánico certificado de comportamiento elástico, el cual fue un resorte certificado para troqueles, evaluando de esta manera que el equipo cumple con las especificaciones técnicas operativas y las establecidas por la norma ASTM F1541-02, es decir, se verifica que el diseño físico y los materiales utilizados en la construcción del banco son capaces de soportar las pruebas que se establezcan en función de las condiciones de carga a las que comúnmente se encuentra sometido un fijador externo. Por último, se ensaya con un fijador externo para de esta manera verificar la funcionalidad del equipo.

3.2 Recursos

Para la realización del presente trabajo especial de grado se cuenta con los siguientes recursos:

•**Recursos humanos:** se dispone del apoyo de los profesores pertenecientes al departamento de Diseño y Automatización de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo y tutores académicos externos a este departamento, además, se cuenta con el apoyo técnico del personal del Departamento de Diseño y Construcción de Estructuras Metálicas de la empresa Ingeniería Henfor C.A.

•**Recursos institucionales:** entre los organismos involucrados en la realización de este proyecto se encuentra la Universidad de Carabobo a través del Centro de Biomecánica (CEBIOMECA) y el Centro de Investigaciones Mecánicas (CIMEC), FUNDACITE, la empresa Ingeniería Henfor C.A. y la empresa Artemeca C.A.

•**Recursos materiales:** se dispone de materiales y recursos aportados por el Centro de Investigaciones Mecánicas (CIMEC) de la Universidad de

Carabobo, la empresa Ingeniería Henfor C.A. y la empresa Artemeca C.A. También se dispone de bibliografía (impresa y digital) para el sustento y desarrollo de las diversas áreas en la investigación.

CAPÍTULO 4

Diseño del Banco de Ensayos

De acuerdo a los objetivos planteados y siguiendo los pasos de la metodología, en el presente capítulo son identificadas y analizadas las especificaciones y parámetros funcionales de la máquina. Posteriormente son diseñadas o seleccionadas cada una de las partes mecánicas que conforman el banco de ensayos para finalmente verificar que este último cumpla con el criterio de rigidez global.

4.1 Especificaciones de las pruebas

En esta sección a partir de las normas ASTM y trabajos de investigación reconocidos internacionalmente se determinan las especificaciones de las pruebas para proceder al diseño del equipo.

4.1.1 Prueba Estática

Los parámetros a definir para la prueba estática son la fuerza máxima, el rango de desplazamiento, el rango de velocidad y el rango de incremento de la tasa de fuerza, cuyos valores serán especificados a continuación.

- **Fuerza máxima**

La fuerza máxima a aplicar en la prueba estática se define tomando como base el peso de una persona venezolana promedio (80 kg) y el caso más crítico

en que se puede encontrar un fijador externo, una vez instalado en el cuerpo de un paciente, el cual viene dado cuando el paciente sufre una caída. En estos casos el fijador externo, dependiendo del hueso donde haya sido instalado, podría estar sometido a una fuerza que puede llegar a alcanzar un máximo de tres veces el peso de la persona. (Ojeda et al, 2003). Para lograr esta situación, el equipo debe estar en la capacidad de proporcionarle al fijador externo una carga mínima de 240 kg lo que equivale a 2400 N.

- **Rango de Desplazamiento**

El rango máximo de desplazamiento esperado en el actuador debe ser el equivalente a la distancia máxima que pueda existir entre la base y el travesaño del equipo, lo que equivale a un rango entre 0 y 600 mm. Esta distancia se obtuvo a partir de la longitud promedio del hueso más largo del cuerpo (fémur) en un adulto, la cual es de 440 mm (Muñoa, 1954), más un factor de seguridad que garantice la cómoda colocación de las mordazas que sujetarán al hueso. Ahora bien es importante destacar que el travesaño del equipo es móvil, por lo tanto es posible ubicarlo a cualquier altura dentro del rango antes mencionado, lo que implica que no es estrictamente necesario que el actuador a seleccionar posea como desplazamiento máximo la distancia máxima entre el travesaño y la base (600mm).

- **Rango de Velocidad**

El rango de velocidad en el cual deberá operar el equipo está comprendido entre 0,5 y 1200 mm/min. El valor mínimo de 0,5 mm/min, es utilizado para pruebas de conectores de fijadores externos realizadas por Gardner et al., (1997). El tiempo máximo para aplicar el total de la fuerza (30 segundos) se obtuvo a partir de la norma ASTM F1541-02, sección A6.8.3.4, donde se especifica que la fuerza máxima ha la que vaya a estar sometido el fijador externo debe ser aplicada en un tiempo máximo de 30 segundos. En consecuencia, se establece el valor máximo de velocidad de 1200 mm/min ya

que es la velocidad requerida para que el vástago del actuador recorra el rango de desplazamiento máximo establecido anteriormente (600 mm) en 30 segundos.

- **Rango de incremento de la tasa de fuerza**

El rango de incremento máximo de la tasa de fuerza va a estar determinado por dos factores: el tiempo máximo para aplicar el total de la carga y el valor de la carga máxima a aplicar por el equipo; ambas variables ya han sido previamente definidas y equivalen a 30 segundos y 2400N respectivamente. Por lo tanto el rango de incremento de la tasa de fuerza mínimo para este caso será de 80 N/s.

4.1.2 Prueba Dinámica

La prueba dinámica o de fatiga para fijadores externos se realiza con control de fuerza, lo que implica que se deben medir y registrar los desplazamientos. La precisión del instrumento encargado de medir la fuerza debe ser $\pm 1\%$ del valor máximo dentro del rango de variación de la fuerza aplicada en la prueba dinámica según la norma ASTM E467-90 en su sección 5.

Los parámetros a definir para la prueba dinámica son los siguientes: fuerza máxima, amplitud, frecuencia y número máximo de ciclos, cuyos valores serán especificados a continuación.

- **Fuerza máxima**

El valor de fuerza máxima a aplicar por el equipo en este tipo de ensayo se define en base al peso de una persona venezolana promedio (80 kg). Ahora bien el valor absoluto de la fuerza a la que se encontrará sometido el fijador externo, una vez que haya sido instalado en el cuerpo de un paciente, se hará desde un punto de vista estrictamente anatómico, es decir, sin considerar la acción de los músculos, lo que implica que en este caso, el fijador externo estará sometido a una fuerza máxima de 800N.

- **Amplitud**

El rango de desplazamiento depende de la rigidez de los elementos a ensayar, dada que la rigidez de los fijadores externos es variable, el valor de amplitud también lo será. Sin embargo, es necesario establecer un valor de amplitud máximo para poder diseñar ó seleccionar los elementos que compondrán el banco de ensayo. La norma ASTM F1541-02 en su sección A7.8.6, establece que 20 mm, es la distancia máxima entre los segmentos de hueso análogo empleado para ensayar los fijadores externos, ya que una vez recorrida esta distancia el fijador habría alcanzado su valor máximo de deformación, por lo tanto se tomará éste como el valor de la amplitud máxima del sistema.

- **Frecuencia**

La frecuencia máxima será obtenida de acuerdo a la norma ASTM F1541-02. En su sección A6.8.3.5 la norma establece que la frecuencia máxima a la cual puede ser ensayado un fijador externo es de 5 Hz para evitar su calentamiento, Ahora bien para determinar el rango de frecuencia en el cual trabajará el banco de ensayos se tomará como base la velocidad de marcha promedio de una persona, la cual es de 6 Km/h aproximadamente, valor que equivale a 1,67 m/s (Serrani et al., 1997). Asumiendo que el paciente requiere de un máximo de cuatro pasos para alcanzar la distancia de 1,67 m y que el paciente da cuatro pasos por segundo, lo que equivale a decir que el fijador externo instalado en una de sus extremidades inferiores (de ser éste el caso) estaría siendo sometido a carga dos veces por segundo ó 2 Hz. Sin embargo, es importante mencionar que está prohibido por los traumatólogos que los pacientes que posean un fijador externo en sus extremidades inferiores caminen por sí solos, por lo que requieren de la ayuda de algún sistema de apoyo y no es recomendado que apoyen el pie correspondiente a la extremidad en la que posean el fijador externo. Sin embargo, dado que el banco de ensayos será diseñado para las condiciones más críticas en las que se pudiese encontrar un fijador externo se tomará como rango de frecuencia, de 1 a 2 Hz.

- **Número de Ciclos**

El número de ciclos máximo al que puede ser sometido un fijador externo durante un ensayo dinámico se obtiene de la norma ASTM F1541-02. La sección A7.10.21 establece que el dispositivo puede ser ensayado a un número máximo de 50.000 ciclos. Sin embargo, se diseñará el banco de ensayo de manera tal que sea capaz de alcanzar un número máximo de 10.000 ciclos, ya que este número es el más recomendado para ensayos de fijadores externos (Gardner et al, 2001). Lo anterior se basa en que el tiempo promedio que tarda en estabilizarse una fractura varía entre 4 y 6 semanas, dependiendo de varios factores, entre ellos: el hueso que presente la fractura y de qué tipo sea esta última. Ahora bien durante este período de tiempo (6 semanas), el hueso es sometido a carga alrededor de 10.000 veces (Gardner et al., 1996). El hecho de que exista un número máximo de ciclos al que se debe someter el fijador externo en este ensayo implica que el banco de ensayos debe estar en la capacidad de contabilizar el número de ciclos.

4.2 Especificaciones de la máquina

Las especificaciones de esta máquina están orientadas a probar principalmente sistemas de fijación externa. Con base en las especificaciones de las pruebas y con la información encontrada en algunas designaciones de la norma ASTM se presentan ahora las especificaciones de la máquina.

4.2.1 Rango de capacidad

El banco de ensayos está capacitado para realizar pruebas en dos rangos de fuerza. El primero va de 0 a 2400 N y representa el rango más alto, en el cual se realizarán las pruebas estáticas. El rango menor va de 0 a 800 N y en éste se realizarán las pruebas dinámicas.

4.2.2 Estructura general

El banco de ensayos estará constituido por una base circular rígida, en la cual se fijarán dos columnas cilíndricas, las cuales servirán de guías para el movimiento del travesaño. Este último será el soporte de un actuador lineal que, a través de un vástago, aplicará la fuerza sobre los segmentos de hueso análogo que soportarán al fijador externo, de esta forma se evitará que el travesaño sea el que aplique directamente la fuerza, esto para evitar un consumo mayor de potencia debido a alta inercia y la dificultad en el control del movimiento durante el ensayo. El travesaño se desplazará y se fijará en la posición adecuada según el modelo de fijador externo a ensayar. En la figura 4.2 es posible observar la estructura básica del banco de ensayos.

4.2.3 Dimensiones básicas

Las dimensiones generales del banco de ensayo, se determinaron tomando en cuenta las dimensiones básicas de un fijador externo (Figura 4.1) (Leyton et al, 2002), y teniendo como referencia dimensiones de maquinas universales de ensayo conocidas como la E3000 ELECTRODYNAMIC TEST INSTRUMENT, cuyas características incluyen: alta rigidez, precisión de alineamiento y versatilidad.

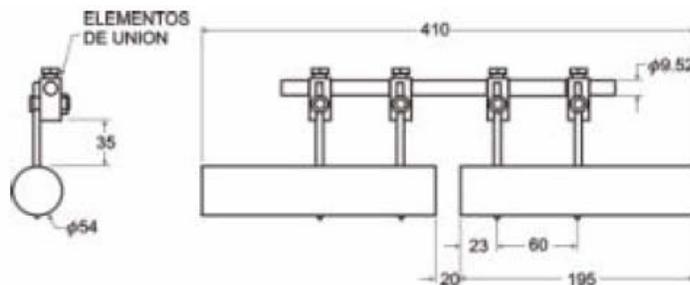


Figura 4.1 Dimensiones generales de un fijador externo (Leyton et al, 2002).

En consecuencia, las dimensiones básicas del banco de ensayo a construir son:

- Altura de trabajo de las columnas: 0,6 m (600mm).
- Ancho entre columnas: 0,35 m (350mm).
- Espesor de la base: $1,6 \times 10^{-2}$ m (16mm).
- Diámetro de la base: 0,5 m (500mm).

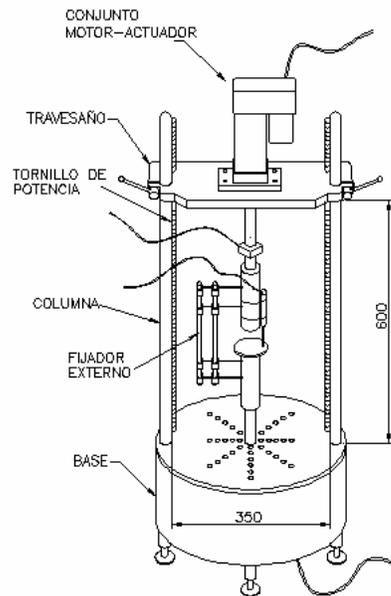


Figura 4.2 Estructura y Dimensiones generales del banco de ensayos. (Fuente: Propia)

4.3 Selección de la unidad mecánica actuadora

En esta sección se presenta la metodología seguida para la selección de la unidad mecánica de accionamiento del banco, en primer lugar, los cálculos para hallar la potencia requerida a partir de las pruebas tanto estáticas como dinámicas, y seguidamente, se realiza un análisis de alternativas entre las múltiples opciones motrices disponibles para seleccionar de forma adecuada la unidad mecánica actuadora.

4.3.1 Cálculos mecánicos básicos

A continuación se presentan los cálculos para hallar la potencia requerida para las pruebas estáticas y dinámicas.

4.3.1.1 Potencia requerida para la prueba estática

Con base en las características descritas anteriormente respecto a los parámetros de las pruebas a realizar, se establece que la máquina debe estar en la capacidad de alcanzar una carga máxima de 2400 N a una velocidad máxima de

1200 mm/min (0,02 m/s). Por lo tanto, la potencia P consumida por la unidad actuadora (W) en la realización de esta prueba es entonces:

$$P = \frac{F \cdot V}{\eta} \quad (4.1)$$

Donde F representa la fuerza aplicada por el actuador expresada en Newtons, V la velocidad lineal en el momento de aplicación de la carga expresada en m/s y η la eficiencia de la unidad mecánica. La eficiencia se toma igual a 0,95 ya que el actuador lineal esta conformado por un tornillo de bolas. En consecuencia, el valor de la potencia requerida para esta prueba es:

$$P = \frac{2400 \cdot 0,02}{0,95} = 50,52W = 0,067hp \quad (4.2)$$

4.3.1.2 Potencia requerida para la prueba dinámica

Los ensayos a realizar son de tipo multicíclicos estándar, en los cuales se somete el fijador externo a una carga cíclica, a compresión, con forma de onda sinusoidal como lo establece la norma ASTM F1541-02 en el numeral A7.10.21. Para el diseño del banco de ensayos se asume que el equipo trabajará continuamente a la frecuencia máxima, es decir, 2 Hz, aunque como se mencionó anteriormente el equipo puede trabajar en un rango entre 1 y 2 Hz.

La ecuación del desplazamiento en un movimiento armónico simple, es:

$$d(t) = A \cdot \text{sen}(wt + \phi) \quad (4.3)$$

Donde:

A = Amplitud (m)

w = Velocidad Angular (rad/s)

ϕ = Posición Angular cuando t = 0 (rad)

Para este caso la velocidad angular permanece constante y está representada por la frecuencia, cuyo valor es 2 Hz, lo que equivale a 4π rad/s.

Sustituyendo se obtiene:

$$d(t) = 0,02 \cdot \text{sen}(4\pi t) m \quad (4.4)$$

Derivando la expresión (4.4) se encuentra la velocidad en función tiempo como:

$$V(t) = A \cdot w \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (4.5)$$

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene:

$$V(t) = 0,25132 \cdot \cos(4\pi t) \text{ m/s} \quad (4.6)$$

Por lo tanto, la velocidad instantánea máxima que debe tener el actuador es de 0,251 m/s, significativamente mayor a la requerida para el ensayo estático. En una prueba típica con fijadores externos, la cual se hace con control de fuerza, la mayor demanda de potencia se tendrá con un fijador flexible. En este banco de ensayos no es posible disponer de un acumulador de energía para escoger el actuador con base en la demanda de potencia promedio, por tanto es necesario escoger la unidad mecánica actuadora en base a la demanda de potencia instantánea máxima que puede ocurrir en una prueba dinámica. Suponiendo un control de fuerza desde 0 hasta 800 N con una señal sinusoidal a una frecuencia máxima de 2 Hz., se tiene que la fuerza en función del tiempo es:

$$F(t) = A_f \cdot (1 + \text{sen}(\omega t + \phi)) \quad (4.7)$$

Donde la variable A_f corresponde a la amplitud de la fuerza y cuyo valor corresponde a la mitad de la fuerza máxima a aplicar sobre el fijador externo para esta prueba. Sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$F(t) = 400 \cdot (1 + \text{sen}(4\pi t)) \text{ N} \quad (4.8)$$

A partir de la curva del comportamiento de la fuerza en función del tiempo correspondiente a la ecuación anterior (figura A.1 del apéndice A) es posible observar que para el instante inicial ($t=0$ segundos), está aplicada sobre el fijador externo la mitad de la fuerza máxima, lo que equivale en este caso a 400 N. Esto se debe a que inicialmente se debe aplicar sobre el fijador a ensayar una precarga, la cual se utiliza para proveer un pre-acoplamiento del sistema, eliminando los ajustes débiles entre sus partes, los cuales pueden ser diferentes durante cada montaje. Por tanto la medición de rigidez asociada con el primer

ciclo no es significativa para comparar el comportamiento mecánico de varios fijadores (Leyton et al, 2002).

Para un fijador con la rigidez mínima constante (20N/mm) tal que se obtenga el desplazamiento máximo para una prueba de fatiga (40 mm), el desplazamiento en función del tiempo es:

$$d(t) = \frac{F(t)}{20} = 20 \cdot (1 + \text{sen}(4\pi t)) \text{mm} = 0,02 \cdot (1 + \text{sen}(4\pi t)) \text{m} \quad (4.9)$$

Derivando la expresión anterior se verifica que la función velocidad encontrada anteriormente es:

$$V(t) = 0,25132 \cdot \cos(4\pi t) \text{ m/s} \quad (4.10)$$

La curva del comportamiento de la velocidad en función del tiempo correspondiente a la ecuación anterior se encuentra como la figura A.2 del apéndice A.

Ahora bien, la potencia como una función del tiempo es:

$$P(t) = \frac{F(t) \cdot V(t)}{\mu} \quad (4.11)$$

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$P(t) = 105,81 \cdot (1 + \text{sen}(4\pi t)) \cdot \cos(4\pi t) \text{ w} \quad (4.12)$$

La potencia máxima tiene un valor de 137,45 w. A partir de la curva del comportamiento de la potencia en función del tiempo (figura A.3 del apéndice A) puede observarse que teóricamente la potencia media es cero, ya que se supone que el elemento probado es perfectamente elástico, de tal manera que la energía que se le suministra se recupera nuevamente en el siguiente ciclo.

4.3.2 Análisis de sistemas integrales

En esta sección se realiza un estudio de los diferentes sistemas integrales disponibles en el mercado, tomando en consideración los valores de potencia necesarios para realizar las pruebas estática y dinámica.

4.3.2.1 Actuador hidráulico

Los sistemas hidráulicos permiten la aplicación de grandes cargas, sin embargo, exigen la implementación de muchos componentes como lo son el motor, la bomba, válvulas y mangueras, entre otros. Además, requiere manipulación de aceite, aparatos y tuberías, lo que implica posibles fugas en ambientes de laboratorio, por lo tanto, esta opción es descartada debido a las desventajas de estos sistemas para la realización de ensayos biomecánicos, por razones de asepsia.

4.3.2.2 Actuador neumático

Los sistemas neumáticos están basados en diseños sencillos de simple conexión, sin embargo, debido a que no se obtienen velocidades uniformes por la alta compresibilidad del aire, los hace poco precisos para los ensayos requeridos, por lo que este sistema se descarta como una alternativa para la aplicación de la carga en el banco de ensayo.

4.3.2.3 Actuador eléctrico lineal

Los actuadores eléctricos lineales son dispositivos de alto rendimiento que permiten el desplazamiento lineal de un tornillo gracias al paso de corriente por un embobinado que se traduce en la rotación de la tuerca que da el movimiento de rotación necesario para que ocurra el desplazamiento. Esta solución permite ubicar el actuador en el travesaño de la máquina de ensayos evitando los problemas de inercia en los ensayos dinámicos.

Entre los actuadores eléctricos lineales que se ofrecen comercialmente, se encuentra el actuador eléctrico lineal DuraPlus linear actuador (figura 4.3).



Figura 4.3 Actuador eléctrico lineal DuraPlus (Servosystems, 2009)

En la tabla B.1 del apéndice B, se muestran las especificaciones de carga para diversos modelos de actuadores eléctricos lineales marca DuraPlus. A partir

de ésta se puede observar que todos los modelos disponibles se pueden tomar en cuenta exceptuando la F, cuya máxima fuerza de empuje es 470 lbf (2090 N), considerando que la fuerza máxima a aplicar en el ensayo estático es de 2400 N.

Una vez conocido que para la prueba estática, la carga máxima es de 539,54 lbf (2400 N) y la velocidad máxima es de 0,7992 in/s (0,02 m/s), mientras que en la prueba dinámica la fuerza máxima es de 179,85 lbf (800 N) con una velocidad máxima esperada de 9,9925 in/s (0,25 m/s), se puede observar en la figura B.1 del apéndice B que la curva ofrecida por el fabricante sólo se encuentra disponible para los modelos Q, T, W, S, y A. Ahora bien, realizando un estudio general de la curva es posible observar que de los modelos que son capaces de alcanzar el valor de la carga máxima del ensayo estático, ninguno es capaz de cumplir con el requerimiento de velocidad para ese tipo de ensayo. Tampoco a su vez son capaces de alcanzar la velocidad máxima esperada durante el ensayo dinámico, por lo tanto, se concluye que este tipo de unidad mecánica actuadora no es capaz de suministrarle al banco de ensayos las condiciones para la realización de las diferentes pruebas.

4.3.2.4 Motor lineal

Es un motor de inducción de corriente alterna que en vez de producir un par (torque), produce una fuerza lineal q desplaza su vástago. Las ventajas de los motores lineales con respecto a los sistemas antes mencionados son: alta aceleración, amplio rango de velocidad, alta precisión, gran estabilidad y libre de mantenimiento.

Sin embargo, el uso de motores lineales también presenta una serie de inconvenientes, ya que estos motores tienen la necesidad de disipar el calor que generan, por lo que es necesario disponer de sistemas de refrigeración ó aislamiento térmico para que puedan operar con precisión, lo cual incrementa el costo de las soluciones basadas en motores lineales. La carencia de elementos de transmisión mecánica que amortigüen los cambios de carga repentina ó cualquier otro tipo de perturbación mecánica hace que esta tarea tenga que realizarla el

controlador electrónico por lo que éste tiene que ser extremadamente rápido para mantener la estabilidad (www.metalunivers.com). Entre los motores lineales que se pueden encontrar en el mercado, se encuentran los motores lineales miniatura denominados “thrusttube” ofrecidos por la empresa alemana Rodríguez (www.rodriguez.com) (Figura 4.4).



Figura 4.4 Motores lineales Rodríguez (Rodríguez, 2009)

Las especificaciones de los motores lineales miniatura de esta marca se muestran en la tabla B.2 del apéndice B.

Evaluando cada uno de los modelos ofrecidos por el fabricante en función de la variable velocidad y sabiendo que el mayor requerimiento de velocidad lo tiene la prueba dinámica, la cual alcanza una velocidad instantánea máxima de 0,25 m/s, se puede decir que todos cumplen con este requerimiento. Sin embargo, la fuerza axial aplicada por estos motores no alcanza siquiera el 2% de la requerida para llevar a cabo la prueba estática, por lo que quedan descartados como alternativa para la aplicación de la fuerza.

Un segundo análisis se realiza a partir de una serie con mayor capacidad de carga cuyas especificaciones se presentan en la tabla B.3 del apéndice B.

Teniendo en cuenta de nuevo la variable velocidad máxima se puede decir que aplican cada uno de los modelos suministrados por el fabricante. Los

modelos 3810 y 3808 marca Rodríguez, proveen la fuerza necesaria para realizar el ensayo dinámico, sin embargo se descarta esta opción porque la fuerza máxima que se puede aplicar con cualquiera de estos motores es menor que la fuerza necesaria para aplicar la prueba estática.

En conclusión, a pesar de que un motor lineal es el sistema electromecánico más adecuado para las características físicas esperadas en la unidad mecánica actuadora, no se encuentran disponibles en los rangos de velocidad y fuerza requeridos y se requiere de un sistema de refrigeración para que dicho motor funcione correctamente, por lo que queda descartada esta opción.

4.3.3 Selección del actuador lineal y motor eléctrico

La selección de la unidad mecánica actuadora no se logró con sistemas integrales como los motores y los actuadores lineales, pues no cumplieron con los requisitos de carga de las pruebas o requerían para su funcionamiento de sistemas de refrigeración que aumentarían el costo y el mantenimiento de la máquina. En consecuencia, se presenta un sistema electromecánico compuesto por un motor eléctrico acoplado a un actuador lineal que convierte el movimiento rotacional del motor en un movimiento lineal del vástago del actuador.

4.3.3.1 Actuador lineal

Un actuador lineal permite el uso de energía mecánica para su funcionamiento. Este tipo de solución tiene como ventaja una alta fiabilidad, simplicidad de utilización, mínima manutención, seguridad y precisión de posicionamiento, así como sincronismo de movimiento, entre otras. El motor seleccionado debe cumplir con los requerimientos de las pruebas estática y dinámica y además estar capacitado para acoplarse con un control computarizado, necesario para el funcionamiento del banco. Existen alternativas compactas que permiten seleccionar actuadores lineales que contienen su propio sistema de apoyos, rodamientos y acople, con cualquier motor. Este tipo de

soluciones compactas se caracterizan por su alta eficiencia, lo cual es requisito clave para la confiabilidad de los resultados de prueba a fatiga.

Con el fin de seleccionar el actuador adecuado, se consideran características del sistema como fuerza de empuje máxima, velocidad lineal máxima y tipo de tornillo. A continuación se plantea una tabla con los modelos de actuadores lineales ofrecidos por algunas empresas, cuyas características se aproximan más a los requerimientos del sistema.

Tabla 4.1 Resumen de las especificaciones de los modelos de actuadores ofrecidos por algunas empresas. (Fuente: Propia)

| Empresa | Modelo | Velocidad lineal Máxima (mm/s) | Fuerza dinámica máxima (N) | Fuerza estática máxima (N) | Precio (US\$) |
|------------------|-----------------|--------------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------|
| EXLAR ® | FT35-0605 | 373 | 116.400 | 17.800 | 5.394 |
| PARKER-ORIGA ® | OSP-E50SBR | 1.250 | 1.200 | 1.200 | 3.270 |
| E-DRIVE ® | HD-302 | 584,2 | 28.870,10 | 17.793,60 | 4.952 |
| DANAHER MOTION ® | EC2-BK23-50-05B | 60 | 3.600 | 3.600 | 3.925 |

A partir de la tabla anterior es posible observar que sólo tres de los cuatro modelos encontrados cumplen con el requerimiento de carga estática máxima, por lo que el modelo perteneciente a la empresa Parker-Origa® queda descartado. Ahora bien, es posible observar también que tanto los valores de velocidad como los valores de carga ofrecidos por los modelos de actuadores de Exlar® y E-drive® exceden por grandes cantidades los valores máximos requeridos para la realización de las pruebas, lo que se puede ver reflejado en un aumento considerable en el precio de cada uno de ellos. Finalmente es posible observar que el modelo de Danaher Motion® cumple y excede con todos los requerimientos máximos para realizar los ensayos, además de representar la opción más económica dentro de los tres modelos que cumplen con todos los requerimientos.

Luego de realizar una evaluación técnica y económica de las diferentes compañías que ofrecen actuadores lineales en el mercado, se obtuvo que la opción más adecuada para este caso la ofrece la compañía Danaher Motion ® a través de su modelo EC2-BK23-50-05B (figura 4.5).

Ahora bien, entre las características importantes a resaltar respecto a la línea escogida de actuadores lineales EC se tiene lo siguiente:

- Longitud del vástago puede ser de dimensiones flexible de acuerdo a necesidades específicas.
- Estándares de vida útil son superiores a 25,4Km de recorrido.
- Repetibilidad del sistema menor a 0,013mm.
- Rango de velocidad lineal variable entre 20 y 1284 mm/s.
- Máxima fuerza de empuje variable entre 107 y 3600N.
- Protección de tipo IP65.
- Cuerpo cilíndrico de aluminio.



Figura 4.5 Actuadores lineales de precisión de la serie EC (Danahermotion, 2009).

Seguidamente se revisa la selección del actuador EC2-BK23-50-05B con base en las gráficas y la información provista por el fabricante. En la figura B.2 del apéndice B se encuentra la curva del comportamiento de la vida útil del actuador en función de la fuerza, la cual servirá para predecir la vida útil aproximada del mismo expresada en número ciclos. El parámetro de entrada de dicha curva es la fuerza equivalente que debe ejercer el actuador, la cual para el ensayo estático tiene un valor máximo de 2400N y para el ensayo dinámico de 800N.

Ahora bien, sabiendo que el ensayo más crítico a realizar por el banco de ensayos es el ensayo dinámico, se procederá a calcular la cantidad de ciclos máxima que podrá realizar dicho actuador basado en los datos arrojados por el fabricante.

Para una carga de 800N (179,8lbf), se tiene que el actuador puede recorrer una distancia máxima aproximada de 50.000.000 pulgadas (1.270.000 m). Ahora bien, asumiendo que el vástago del actuador recorrerá 80 mm en cada ciclo, es decir, el equivalente al desplazamiento máximo asumido en la sección 4.1.2 de este capítulo, se tiene que:

$$N^{\circ} \text{ciclos} = \frac{1.270.000m}{0,08 \frac{m}{\text{ciclo}}} = 15.875.000 \text{ciclos} \quad (4.13)$$

Asumiendo que cada ensayo dinámico ejecutado por la máquina constará de 10.000 ciclos como máximo, se puede decir que el banco de ensayos estará en la capacidad de ejecutar 1.587 ensayos dinámicos empleando dicho actuador lineal.

Con el fin de seleccionar el motor eléctrico a emplear, es necesario realizar una evaluación dinámica del actuador lineal, esto se debe a que el motor debe ser capaz de vencer los efectos inerciales y la fricción que ofrece el actuador antes de comenzar a aplicar la fuerza axial. Los diagramas de cuerpo libre de los sistemas mecánicos que conforman el actuador permiten evaluar su comportamiento dinámico y las ecuaciones planteadas se programan en Matlab® con el fin de hacer más versátil la evaluación del mismo. Con el objeto de cuantificar estos efectos se consideraron dos sistemas mecánicos, el primero está compuesto por: la tuerca (1), los bronce a fricción del cilindro (2), el suplemento de teflón (3), el cilindro (4), los cuales son partes del actuador, además de la celda de carga y las mordazas ó sujetadores de la probeta (figura 4.6).



Figura 4.6 Partes de los sistemas mecánicos que conforman los actuadores lineales de precisión de la serie EC (Danahermotion, 2009, 2009).

Se elabora el diagrama de cuerpo libre del primer sistema (Figura 4.7) y se plantea la ecuación de movimiento en la dirección vertical.

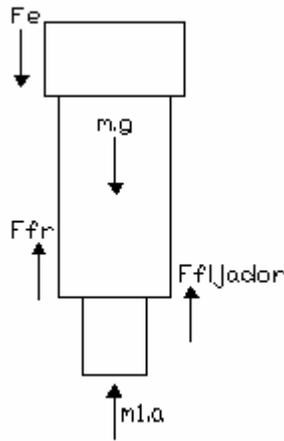


Figura 4.7 Diagrama de cuerpo libre del primer sistema mecánico. (Fuente: Propia)

$$+\downarrow \sum F_v = 0 = F_e + m_1 \cdot g - F_{fr} - F_{fijador} = m_1 a \quad (4.14)$$

Donde F_e es la fuerza de empuje que el tornillo debe aplicar a la tuerca para mover el cilindro, $m_1 \cdot g$ es la masa total del sistema (masa del cilindro, celda de carga, mordazas, tuercas y chavetas de bronce) multiplicada por la gravedad, F_{fr} es la fuerza de fricción entre el cilindro y las chavetas de bronce (esta fuerza se opone al movimiento del cilindro), $F_{fijador}$ la fuerza en la prueba a fatiga equivalente a $400 \cdot (1 + \sin(4\pi t))$ y $m_1 \cdot a$ que es la fuerza dinámica

equivalente a la masa total multiplicada por la aceleración del sistema. La aceleración en $\frac{m}{s^2}$ se obtiene al derivar la ecuación de velocidad, obteniéndose:

$$a(t) = -3,16 \cdot \sin(6\pi t) \quad (4.15)$$

El segundo sistema mecánico está conformado (figura 4.8), por el tornillo y la tuerca. Se establece después de encontrar la fuerza de empuje resultante de plantear las ecuaciones de movimiento del primer sistema. Por lo tanto, aquí se hace necesaria una sumatoria de momentos para calcular el torque necesario del motor (T_m) para mantener la carga.

$$T_m = Iw + T_e + T_{fr} \quad (4.16)$$

Donde Iw es el momento angular del sistema, T_e es el torque resultante del empuje y T_{fr} es el par efecto de la fricción en los apoyos del tornillo, que se estima como un 3% de la fuerza aplicada debido a que dichos apoyos son de baja fricción.

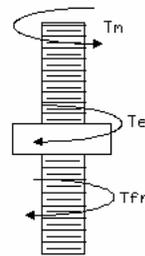


Figura 4.8 Diagrama de cuerpo libre del segundo sistema mecánico. (Fuente: Propia)

El par T_e se calcula teniendo en cuenta la eficiencia (ℓ) del actuador lineal, la cual es de 95% y el paso del tornillo (L) así:

$$T_e = \frac{F_e \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot \ell} \quad (4.17)$$

Ahora bien, a partir de estas ecuaciones se desarrolla un programa en Matlab® (Apéndice C) del cual se obtienen los valores máximos (Tabla 4.2)

Tabla 4.2 Valores máximos encontrados en la evaluación dinámica de los sistemas mecánicos que conforman el actuador. (Fuente: Propia)

| | |
|-----------------------------------|---------------|
| Torque máximo lbf- in (N-m) | 5,02 (0,57) |
| Velocidad rotacional máxima (rpm) | 3.015,9 |
| Potencia máxima hp (Watts) | 0,16 (118,82) |

Esta información se compara, más adelante, con la ofrecida por el fabricante de servomotores para luego escoger el conjunto motor- actuador que ofrezca una capacidad de transmisión más alta que la requerida para las aplicaciones del banco de ensayos, con lo cual se garantiza su alta durabilidad.

4.3.3.2 Motor eléctrico

El motor del banco de ensayos debe cumplir con los requisitos de carga estática y dinámica requeridos para las pruebas. Debe tenerse en cuenta que el motor eléctrico debe ser preciso en ambos sentidos de giro y que debe poder ser controlado a través de un sistema computarizado, en consecuencia se obtiene que la opción de motor más apropiada es un servomotor. La compañía Danaher Motion® (www.danahermotion.com) ofrece una serie de servomotores sin escobillas de alto desempeño (serie AKM) los cuales poseen un rango diverso de opciones para su montaje, conexión y retroalimentación. El fabricante garantiza una eficiente transmisión de potencia de los motores de esta serie hacia los actuadores lineales de precisión debido a que dichos motores se puede acoplar perfectamente al modelo de actuador lineal previamente seleccionado. Dichos motores poseen un cable de retroalimentación, el cual permite, a través de un controlador, manejar las funciones de los mismos empleando un computador.



Figura 4.9 Servomotor de la serie AKM marca Danaher Motion® (Danahermotion, 2009).

Para seleccionar el motor se emplean como datos de entrada los resultados de la verificación de información ofrecida por el fabricante del actuador lineal y de su evaluación dinámica. La potencia máxima requerida es 0,16 hp, el torque máximo requerido para la prueba dinámica es de 5,02 lbf-in (0,57 N-m) y las rpm máximas durante la prueba dinámica es de 3.015,9 rpm. Ahora bien, para la prueba estática es imposible conocer el torque que debe ser provisto por el motor eléctrico para generar una determinada carga axial, ya que el fabricante no proporciona la curva de torque en función de la carga axial. Sin embargo, se conoce que la carga axial máxima requerida para la prueba estática es de 2.400 N. Dentro de la gama de motores ofrecidos por Danaher motion® se encuentra el modelo AKM 23D, cuya curva de comportamiento del torque (N-m) en función de la velocidad angular (rpm) se encuentra en la figura B.3 del apéndice B. Según la información provista por el fabricante, el modelo AKM 23D brinda un torque pico de 34 lbf-in (3,84 N-m), un torque continuo de 10,3 lbf-in (1,16 N-m), una potencia nominal de 176 Watts (0,24 hp). Como es posible observar en los datos anteriores, el motor por sí sólo satisface los requerimientos del ensayo dinámico más no es posible conocer si es capaz de satisfacer los requerimientos máximos del ensayo estático, sin embargo el actuador lineal previamente seleccionado incluye una caja reductora de engranajes, la cual genera una reducción de 5:1. Por lo tanto el motor acoplado al actuador lineal previamente seleccionado es capaz de generar, según el fabricante, una fuerza de empuje de hasta 3600 N, valor que supera en un 33% a la fuerza de empuje máxima requerida durante los ensayos estáticos (2400 N). Finalmente se puede decir que el motor AKM 23D acoplado al actuador lineal previamente seleccionado cumple a cabalidad con las especificaciones de las pruebas y con los resultados de la evaluación dinámica del actuador lineal.

Es importante mencionar que el peso del conjunto motor- actuador, según el fabricante, es de 10,2 lb (4,63 Kg), valor que al compararlo con el valor asumido previamente para realizar los cálculos de diseño del banco de ensayos

(18Kg), representa únicamente un 26% de éste último. Por lo tanto se puede decir que el banco de ensayos se encontrará sobrediseñado en este aspecto.

4.4. Diseño del travesaño

En esta sección se presenta el diseño del travesaño móvil a partir de los requerimientos de espacio para la unidad mecánica actuadora y la ubicación de los agujeros a través de los cuales pasan las columnas y los tornillos de potencia, tomando en cuenta adicionalmente, criterios como la mejora del proceso constructivo y la rigidez necesaria para soportar las cargas previstas durante el desarrollo de las pruebas. Durante la etapa de diseño mecánico de los diversos componentes que conforman el marco de pruebas se evaluarán integralmente cada una de las propuestas bajo criterios funcionales, constructivos, económicos y estéticos.

4.4.1 Estructura básica

Considerando las dimensiones de la placa de anclaje de la unidad de accionamiento mecánico (figura 4.10) se deben incluir en la estructura del travesaño cinco agujeros, cuatro para lograr el anclaje de la unidad sobre la parte superior del travesaño y un agujero central a través del cual pasará el cilindro del actuador.

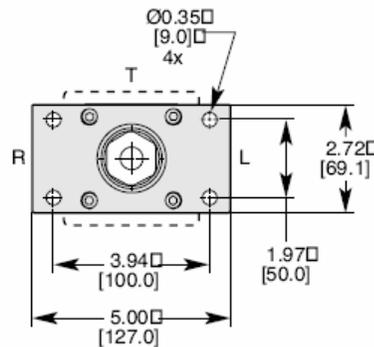


Figura 4.10 Dimensiones de la placa de anclaje del actuador lineal (las cantidades presentadas entre paréntesis están en mm y el resto en pulgadas) (Danahermotion, 2009).

Adicionalmente la placa debe tener un par de agujeros a una distancia entre centros de 400 mm y otro par de agujeros paralelos a éstos para alojar los tornillos de potencia (Figura 4.14).

4.4.2 Sistema de sujeción del travesaño

El travesaño debe incluir un sistema de sujeción adecuado para fijarlo a las columnas, el cual debe estar en capacidad de soportar el peso del travesaño y la unidad actuadora sin que se produzca movimiento vertical que afecte el resultado de los ensayos. Además, se requiere que dicho sistema sea sencillo y de fácil operación, a continuación se evalúan las diferentes alternativas.

- **Ajuste por casquillos cónicos**

Este tipo de ajuste se realiza a partir de la interacción de dos elementos. El casquillo posee una rosca en la que se acopla una tuerca, cuyo avance cierra las caras cónicas del casquillo ajustándose sobre la superficie de la columna. Estos elementos son utilizados para el ajuste de poleas y engranes sobre ejes. Considerando el diámetro externo de las columnas igual a 50 mm, se selecciona el casquillo cónico Trantorque GT (www.fennerdrives.com).

A pesar de ser una solución compacta, es descartada ya que estos elementos están diseñados para ser ubicados sobre ejes que transmiten potencia, por lo tanto, el torque que se debe aplicar para generar el ajuste adecuado, es muy elevado y se requiere de una llave grande, lo que dificultaría el manejo del sistema de sujeción.

- **Ajuste con tornillo y cara plana**

Este sistema trabaja por medio de unos tornillos que al ser apretados dentro de un agujero pasante en el travesaño, tocan con su punta una cara plana maquinada sobre la columna, bloqueando el desplazamiento del travesaño sobre la misma. Esta solución representa una alternativa sencilla, sin embargo, queda descartada puesto que deben ser maquinadas las caras planas sobre las columnas, lo que implica un proceso adicional a realizar durante la fabricación de las

mismas. También a su vez, el hecho de que las puntas de los tornillos hagan contacto directo con las columnas, ocasiona daños sobre estas últimas, reduciendo así sus vidas útiles y pudiendo ocasionar, a largo plazo, fallas en el sistema de elevación del travesaño.

- **Ajuste por prensa de fricción**

Este sistema funciona por la fricción que se genera entre una superficie cilíndrica cóncava que se cierra sobre la columna, ya sea por la acción de un tornillo o por una leva. Este tipo de sujeción es usada en algunas máquinas de ensayos, como el caso de la E-1000 de la compañía Instron.

Al igual que para el caso anterior, para poder emplear esta configuración se deben añadir bujes de bronce que permitan disminuir la fricción entre las columnas y el travesaño. Estos bujes también son empleados para evitar que el sistema de elevación se tranque, mientras se encuentra en funcionamiento, por posibles inclinaciones del travesaño. Por lo tanto, según recomendación de Blanding (1999) cada uno de estos bujes debe tener como longitud 1,5 veces el diámetro del agujero interior.

Este sistema es sencillo y de fácil operación ya que los tornillos cuentan con un mango que permite apretarlos ó aflojarlos sin necesidad de emplear herramientas. Dicho sistema además no genera daños físicos sobre las columnas que disminuyan su vida útil ó dañen su apariencia estética. Por lo tanto, se escoge este sistema debido a que permite de forma fácil, práctica y segura, fijar el travesaño a la altura deseada.

4.4.3 Diseño de la prensa de fricción

Esta parte se lleva a cabo diseñando un sujetador para barras circulares, en el cual un tornillo cierra el espacio libre del ajuste de operación y sujeta la barra. Las ecuaciones necesarias para el diseño de este tipo de elementos se encuentran expuestas en una aplicación llamada “Sujetador para barras redondas” (Shigley, 2002). Se debe tener en cuenta que los sujetadores forman

parte del travesaño y éste está constituido de acero al carbono cuyas propiedades son: $E=30 \times 10^6 \text{ psi}$ ($206 \times 10^9 \text{ Pa}$) y $G=11,7 \times 10^6 \text{ psi}$ ($80,67 \times 10^9 \text{ Pa}$).

Seguidamente, se plantea el conjunto de datos requeridos para llevar a cabo el diseño del sujetador. Cabe destacar que estas ecuaciones han sido formuladas para trabajar en Sistema Inglés por lo que el cambio a unidades del Sistema Internacional se realizará en los resultados finales.

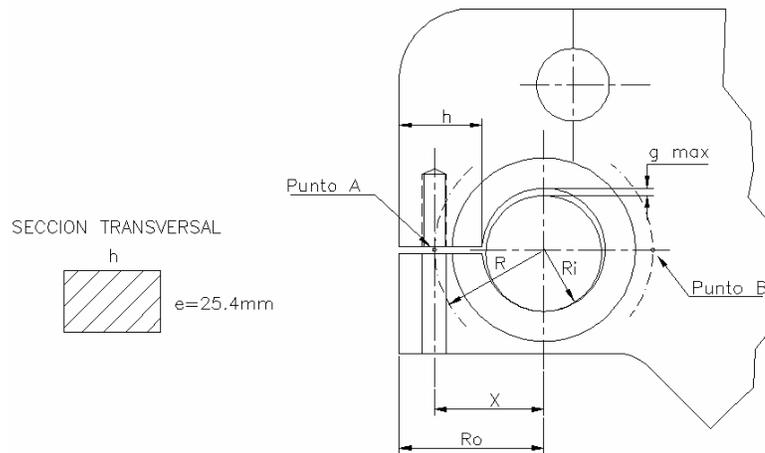


Figura 4.11 Esquema de la prensa de fricción con sus principales parámetros. (Fuente: Propia)

Datos:

- h : Altura de sección = $3,46 \times 10^{-4} \text{ m}$ ($1,364 \text{ plg}$).
- R_o : Radio de la fibra externa = $6,0 \times 10^{-2} \text{ m}$ ($2,36 \text{ plg}$).
- R_i : Radio de la fibra interna = $2,54 \times 10^{-2} \text{ m}$ (1 plg).
- f : Factor de fricción estático (Acero cromado-Bronce) = 0,35 (Foix, 2002).
- g_{max} : Espacio libre máximo entre la barra y el sujetador.
- a : Distancia lineal desde el radio del eje centroidal (R) al centro del tornillo.
- f_i : Precarga a aplicar sobre el tornillo para cerrar el espacio libre.
- R : Radio del eje centroidal.

- x: Distancia lineal del punto A al centro de la barra = $1,681 p \lg (4,27 \times 10^{-2} \text{ m})$.

Los cálculos correspondientes al diseño de la prensa de fricción se encuentran en el apéndice D. A partir de estos cálculos se puede decir que empleando un tornillo de acero de $\frac{1}{2}$ pulgada ($1,27 \times 10^{-2} \text{ m}$) de diámetro grado SAE 8, es necesario aplicar sobre el travesaño una fuerza superior a 9.991,76 kg para poder vencer el apriete que genera la prensa sobre la columna. Por lo tanto fácilmente puede resistir la fuerza máxima a ejercer por el marco de ensayos (120 kg), sin desplazarse.

También es importante mencionar que los esfuerzos flexionantes en el punto B dejan de incrementarse a medida que el espacio libre (g) se cierra, pero la deflexión en el punto continúa. El único incremento adicional es la tensión circunferencial causada por aumentos extras en la tensión del tornillo.

Luego de calcular el esfuerzo flexionante en el punto B cuando el espacio libre (g) se cierra, se puede afirmar que el mayor esfuerzo se va a presentar en las fibras internas del sujetador (apéndice D). Basado en este valor máximo de esfuerzo se procede obtener el factor de seguridad que posee el diseño.

$$N = \frac{S_y}{\sigma_i} = \frac{35.985,13 \text{ psi}}{24.662,19 \text{ psi}} = 1,46 \quad (4.18)$$

El factor de seguridad cumple y excede el valor correspondiente a las condiciones presentes en el caso de estudio $N=1,3$ (Norton, 1997).

4.4.4 Método de fabricación del travesaño

Este tipo de máquina se puede construir a través de fundición de cada uno de sus componentes o mediante maquinado y unión por soldadura de pletinas o perfiles estructurales. En la región no es fácil encontrar un taller de fundición que garantice la calidad y el control metrológico necesario para la elaboración de una máquina de ensayos mecánicos al precio por el cual puede construirse la misma máquina mediante procesos de maquinados. Por otra parte,

existen localmente varios talleres metalmecánicos que garantizan la calidad necesaria para este tipo de construcción, gracias a la utilización de máquinas herramientas de control numérico y de la aplicación de sistemas estrictos de control de calidad.

La construcción del travesaño, se realiza con una lámina de acero SAE 1020 calibrada en cuyas caras planas se maquinan los agujeros por donde pasan las columnas y los tornillos de potencia. Luego se perforan y roscan los agujeros donde irán los tornillos que conforman la prensa de fricción y finalmente se cortan las ranuras que permitirán el ajuste por fricción de esta última.

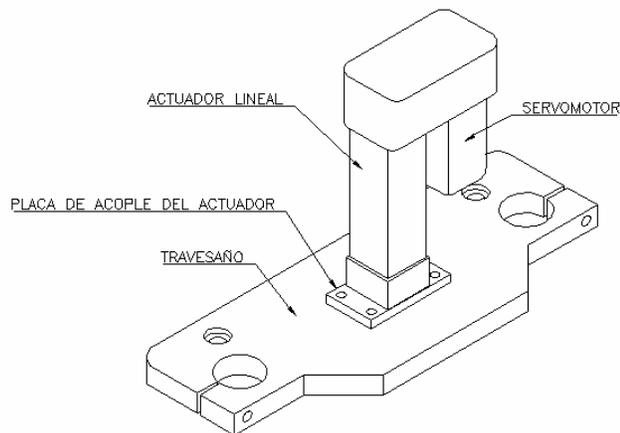


Figura 4.12 Ensamble del conjunto motor-actuador en el travesaño. (Fuente: Propia)

4.4.5 Sistema de movilidad del travesaño

Los tornillos de potencia encargados de mover el travesaño deben acoplarse a una bocina roscada alojada dentro de un agujero perforado en la estructura del travesaño. Esta bocina roscada debe construirse en un material resistente con el fin de garantizar la durabilidad del componente y disminuir las operaciones de mantenimiento de la máquina. La bocina roscada (figura 4.13) debe ser restringida en algunos de sus grados de libertad para lograr su correcto funcionamiento, lo cual se logra a través de un pasador (figura 4.13) que es alojado dentro de un agujero menor en la bocina roscada y otro agujero en la

cara superior del travesaño, donde se apoya la bocina roscada. La función de este pin es evitar la rotación de la bocina roscada, lo cual impediría el desplazamiento del travesaño. También se debe ubicar un retén (figura 4.13) en la parte inferior de la bocina roscada para evitar que ésta se salga con el movimiento de subida del travesaño.

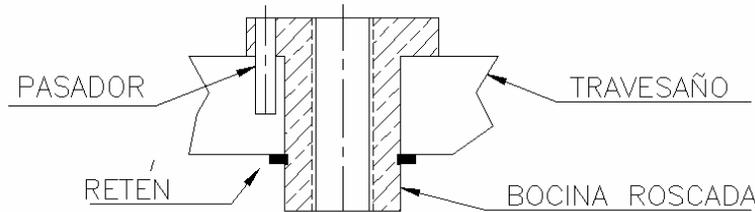


Figura 4.13 Vista en sección de la bocina roscada alojada en el travesaño y sus partes. (Fuente: Propia)

4.4.6 Cálculos resistivos

Seguidamente se presenta la verificación del travesaño para las condiciones a las cuales se encontrará sometido durante la realización de los ensayos.

4.4.6.1 Dimensiones generales

Para el diseño del travesaño se considera que en el centro de los agujeros, por donde pasan las columnas, se encuentran los apoyos empotrados del mismo. Esto se debe a que para el momento de aplicación de la fuerza, ambos extremos del travesaño se deben encontrar bien sujetos a las columnas, de manera que no exista movimiento relativo entre ellos.

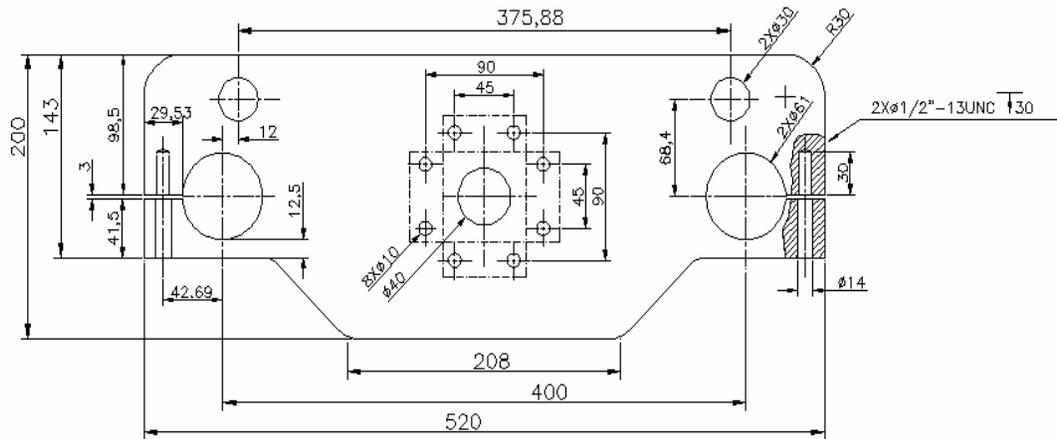


Figura 4.14 Dimensiones generales del travesaño. (Fuente: Propia)

4.4.6.2 Verificación del travesaño para el ensayo estático

Durante el ensayo estático, el travesaño se comporta como una viga sometida a ciertas condiciones de carga, las cuales se pueden apreciar en el diagrama de cuerpo libre expuesto en el apéndice E.

El cálculo de las reacciones y los diagramas de corte y momento del travesaño, se realizan empleando un programa llamado VIGAG® versión 4.1 (www.hpcalc.org), el cual, al introducir las condiciones a las que está sometida la viga arroja los resultados correspondientes. Las reacciones y los diagramas de corte y momento del travesaño para el ensayo estático se encuentran en el apéndice E.

Una vez obtenida esta información se procede a calcular el esfuerzo máximo al que está sometido el travesaño sabiendo que el mismo se encuentra bajo tensiones flexionantes de corte, empleando la ecuación 4.19, correspondiente a las fórmulas para el esfuerzo cortante máximo debido a flexión.

$$\tau = \frac{3 \times V}{2 \times A} \quad (4.19)$$

Donde:

- V: Fuerza de corte máxima (N).

- A: Área de la sección sometida a corte (m^2).

$$A = (0,2 \times 2,54 \times 10^{-2}) m = 5,08 \times 10^{-3} m^2 \quad (4.20)$$

$$\tau = \frac{3 \times (1110 N)}{2 \times (5,08 \times 10^{-3} m^2)} = 3,30 \times 10^5 Pa \quad (4.21)$$

El esfuerzo a flexión máximo al que están sometidas las fibras del travesaño se calcula mediante la ecuación:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{f\max} \times C}{I} \quad (4.22)$$

Donde:

- $M_{f\max}$: Momento flector máximo aplicado (Nm).
- C: Separación entre la fibra más alejada y el eje de rotación de la pieza (m).
- I: Inercia de la sección transversal de la pieza (m^4).

Debido a que la sección transversal del travesaño es de forma rectangular, el momento de inercia se calcula de la siguiente manera:

$$I = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{(0,2) \times (2,54 \times 10^{-2})^3}{12} = 2,73 \times 10^{-7} m^4 \quad (4.23)$$

Sustituyendo se tiene que:

$$\sigma_{\max} = \frac{108,56 \times 1,27 \times 10^{-2}}{2,73 \times 10^{-7}} = 5,05 \times 10^6 Pa \quad (4.24)$$

La ecuación de Von Mises predice el comportamiento real de un elemento sometido a tensión, cuando todos los esfuerzos están aplicados en un solo plano, de la siguiente manera (Tassoni, 2006):

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau^2} \quad (4.25)$$

Donde:

- σ_{\max} : Esfuerzo por flexión máximo (Pa).
- τ : Esfuerzo de corte máximo (Pa).

Sustituyendo los valores de $\sigma_{\text{máx}}$ y τ , obtenidos anteriormente, en la ecuación 4.26 se obtiene que:

$$\sigma = \sqrt{(5,05 \times 10^6)^2 + 3 \times (3,33 \times 10^5)^2} = 5,08 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.26)$$

Ahora bien, sabiendo que el travesaño estará compuesto de acero al carbono SAE 1020, cuyo esfuerzo de fluencia es $S_y = 210 \times 10^6 \text{ MPa}$ se tiene que el factor de seguridad con el que está diseñado el travesaño es (Tassoni, 2006):

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{207 \times 10^6 \text{ Pa}}{5,08 \times 10^6 \text{ Pa}} = 40,74 \quad (4.27)$$

Es importante mencionar que el factor de seguridad obtenido cumple y excede con el valor correspondiente a las condiciones presentes en el caso de estudio $N=2$ (Norton, 1997).

4.4.6.3 Verificación del travesaño para el ensayo dinámico

El banco de ensayo debe estar en la capacidad de aplicar tanto ensayos estáticos como dinámicos. Cada ensayo dinámico tiene una duración máxima de 10.000 ciclos. Asumiendo que a lo largo de la vida útil de la máquina se realizarán más de 100 ensayos, se tiene que ciertos elementos que la componen estarán sometidos a carga por más de un millón de ciclos. Por lo tanto cada uno de los elementos que se encuentran expuestos a fatiga deberán ser diseñados para una vida infinita.

Para esto es necesario estudiar el esfuerzo al que esta sometido el travesaño mientras se realiza el ensayo dinámico. El diagrama de cuerpo libre del travesaño para las condiciones de carga en que se encontrará durante el ensayo dinámico se encuentra en el apéndice E.

Las reacciones y los diagramas de corte y momento del travesaño para el ensayo estático se encuentran en el apéndice E.

Una vez obtenida esta información se procede a calcular el esfuerzo máximo al que está sometido el travesaño sabiendo que el mismo se encuentra bajo tensiones flexionantes de corte.

Para el cálculo del esfuerzo de corte en el travesaño se emplea la ecuación 4.19. Sustituyendo los valores respectivos se obtiene que:

$$\tau = \frac{3 \times 310}{2 \times 5,08 \times 10^{-3}} = 9,15 \times 10^4 \text{ Pa} \quad (4.28)$$

Ahora bien, para el cálculo del esfuerzo a flexión máximo al que están sometidas las fibras del travesaño se emplea la ecuación 4.22. Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$\sigma_{\max} = \frac{28,56 \times 1,27 \times 10^{-2}}{2,73 \times 10^{-7}} = 1,33 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.29)$$

Para el cálculo del esfuerzo total al que se encuentra sometido el travesaño se empleará la ecuación 4.25, sustituyendo los valores de σ_{\max} y τ_{\max} , obtenidos anteriormente:

$$\sigma = \sqrt{(1,33 \times 10^6)^2 + 3 \times (9,15 \times 10^4)^2} = 1,34 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.30)$$

Durante la realización del ensayo dinámico, la carga aplicada sobre el travesaño varía entre 0 y 800 N, por lo tanto el esfuerzo al que está sometido el mismo varía entre un esfuerzo máximo y uno mínimo. El valor del esfuerzo máximo al que está sometido el travesaño durante esta prueba se calcula en el paso anterior y equivale a $1,34 \times 10^6 \text{ Pa}$. Ahora bien, el valor del esfuerzo mínimo se calcula siguiendo el mismo procedimiento empleado para el cálculo del esfuerzo máximo, sólo que para este caso la fuerza aplicada por el banco de ensayos es igual cero, quedando solamente el peso propio del travesaño y el peso del conjunto actuador-motor. Luego de realizar los cálculos pertinentes se obtiene que el valor del esfuerzo mínimo es de $1,29 \times 10^6 \text{ Pa}$. Con estos valores se procede a calcular la tensión media y la amplitud de tensión a partir de las siguientes expresiones. (Tassoni, 2006)

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (4.31)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (4.32)$$

Donde:

- σ_m : Tensión media (Pa).
- σ_a : Amplitud de tensión (Pa).
- σ_{\max} : Esfuerzo máximo al que está sometido el travesaño durante el ensayo dinámico (Pa).
- σ_{\min} : Esfuerzo mínimo al que está sometido el travesaño durante el ensayo dinámico (Pa).

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$\sigma_m = \frac{(1,34 \times 10^6) + (1,29 \times 10^6)}{2} = 1,32 \times 10^6 Pa \quad (4.33)$$

$$\sigma_a = \frac{(1,34 \times 10^6) - (1,29 \times 10^6)}{2} = 2,5 \times 10^4 Pa \quad (4.34)$$

Ahora bien, una vez obtenidos estos valores se procede a plantear la ecuación que permitirá calcular el esfuerzo al que está sometido el travesaño al encontrarse bajo fatiga. La ecuación empleada es la de Soderberg, ya que ésta es la más conservadora, hasta ahora, en el diseño de elementos de máquinas sometidos a fatiga para vida infinita (Tassoni, 2006). Dicha ecuación es la siguiente:

$$\sigma' = \sigma_m + \sigma_a \frac{S_y}{S_n} \quad (4.35)$$

Donde:

- σ' : Esfuerzo total al que está sometido el elemento según Soderberg (Pa).

- S_y : Resistencia a la fluencia (Pa).
- S_n : Resistencia a la fatiga real (una vez aplicados los factores de corrección de Marín) (Pa).

Antes de sustituir los valores correspondientes en la ecuación 4.35 es necesario calcular los valores de S_n , de la siguiente manera (Tassoni, 2006):

$$S_n = S_n' \prod_{i=1}^n C_i \quad (4.36)$$

Donde:

- S_n' : Limite de fatiga Acero SAE 1020 = 895×10^6 (Pa) (Shigley, 2002).
- C_i : Factores de corrección de Marín (Tassoni, 2006).

$C_1 = C_s$ = Factor de corrección para acabado superficial.

$C_2 = C_d$ = Factor de corrección por dimensión de la pieza.

$C_3 = C_{cf}$ = Factor de corrección de confiabilidad funcional.

$C_4 = C_t$ = Factor de corrección por temperatura de trabajo.

$C_5 = C_a$ = Factor de corrección por carga axial.

$C_6 = C_c$ = Factor de corrección por carga de corte.

$C_7 = C_o$ = Otros factores de corrección.

Analizando las condiciones del travesaño se puede decir que:

- $C_s = A(S_u)^b = 57,7(379)^{-0,718} = 0,81$
- $C_d = 0,85$
- $C_{cf} = 0,72$
- $C_t = 1$
- $C_a = 1$
- $C_c = 0,6$
- $C_o = 1,2$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.36 se obtiene que:

$$S_n = 319,44 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.37)$$

Una vez obtenido todos los valores correspondientes a la ecuación 4.35, se sustituye para obtener:

$$\sigma' = 1,32 \times 10^6 + 2,5 \times 10^5 \times \left(\frac{210 \times 10^6}{319,44 \times 10^6} \right) = 1,48 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.38)$$

A continuación se precede a calcular el factor de seguridad con el que se diseña el travesaño para el ensayo de fatiga.

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{207 \times 10^6}{1,48 \times 10^6} = 139,86 \quad (4.39)$$

El factor de seguridad cumple y excede con el valor correspondiente a las condiciones presentes en el caso de estudio N=2 (Norton, 1997).

4.4.7 Rigidez estructural

Para verificar que el banco de ensayos cumple con los requisitos de rigidez que exige la norma ASTM en su designación D638-03, es necesario calcular la deformación longitudinal máxima que sufren cada uno de los elementos que lo componen. En este caso, se calcula la deformación longitudinal máxima que sufrirá el travesaño al aplicar una carga de 2.400 N (condiciones máximas de operación). La ecuación de deformación longitudinal para las condiciones en que se encuentra el travesaño es la siguiente (Shigley, 2002):

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{F \times l^3}{192 \times E \times I} - \frac{w \times l^4}{384 \times E \times I} \quad (4.40)$$

Donde:

- F: Fuerza resultante de las cargas puntuales aplicadas sobre el travesaño (N).
- l: Longitud del travesaño (m).
- w: Peso lineal del travesaño $\left(\frac{N}{m} \right)$.
- E: Módulo de elasticidad del material, $E_{\text{acero}} = 206 \times 10^9 \text{ Pa}$ (Tassoni, 2006)

- I: Inercia de la sección transversal (m^4)

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$+ \uparrow Y_{m\acute{a}x} = 1,27 \times 10^{-5} m \quad (4.41)$$

4.5 Diseño de la base

En esta sección se presenta el proceso de diseño de la base, que debe cumplir requisitos de rigidez al igual que el travesaño y cuya construcción debe garantizar las tolerancias geométricas para el correcto funcionamiento de la máquina cuando esté ensamblada. Por esta razón también se describen los maquinados y perforaciones que permitirán el ensamblaje de la base con los otros componentes del marco de la máquina.

4.5.1 Estructura básica

La base a construir tiene forma circular y está compuesta por una plancha de la misma forma y una “falda” metálica a todo su alrededor que no tiene otra función más que cubrir todo el sistema de elevación del travesaño que se encuentra debajo de la base. Esta alternativa presenta como ventaja que se dispone de una gran área de trabajo.

En la placa principal de la base se perforan una serie de 37 agujeros con roscas de 3/8”-16 UNC junto a un agujero central de 1/2”- 13 UNC para sujetar diversos elementos durante el desarrollo de las pruebas (figura 4.15).

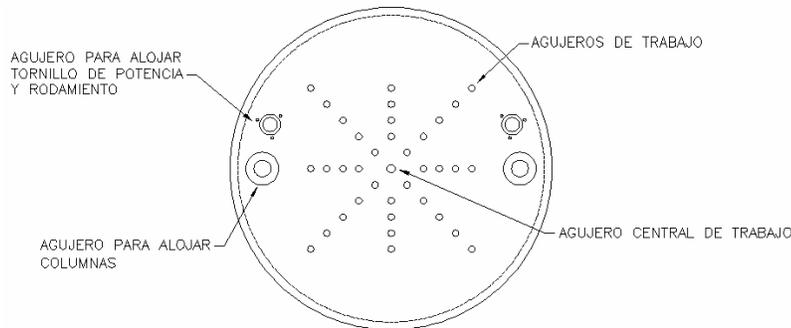


Figura 4.15 Esquema general la base. (Fuente: Propia)

4.5.2 Método de fabricación

Para construir la base se parte de una placa circular, previamente cortada con plasma ó láser, de 16mm de espesor. En esta placa se perforan los agujeros necesarios para alojar las columnas, los tornillos de potencia y otros agujeros menores para instalar diversas probetas o instrumentos de medición aprovechando el gran espacio de trabajo que brinda la forma circular. El resto de la base se conforma con una pletina de 6,35 mm de espesor soldada en la periferia de la placa circular.

Una vez hecho esto se sueldan cuatro barras de forma distribuida a lo largo de la base circular, en las cuales posteriormente se colocan cuatro patas niveladoras que sirven para apoyar la base al suelo.

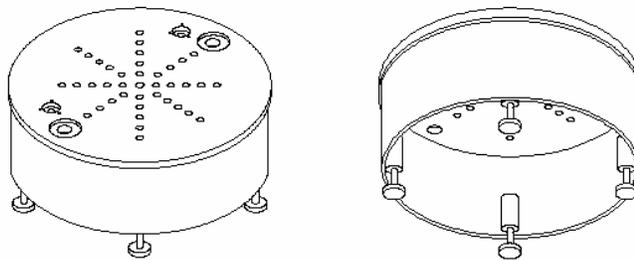


Figura 4.16 Vista isométrica de la base. (Fuente: Propia)

Seguidamente se indican las tolerancias geométricas necesarias para el correcto funcionamiento de la máquina, las cuales están claramente definidos en los planos de construcción (ver anexo I, Plano N° 4).

- **Tolerancia para los agujeros que alojan las columnas**

Se establecen tolerancias geométricas sobre las dimensiones de las columnas y los agujeros utilizados para su alojamiento y apoyo sobre la base, con el fin de obtener el paralelismo necesario entre las columnas para facilitar el ensamble del conjunto y garantizar el correcto deslizamiento del travesaño sobre éstas. Así por ejemplo, los tamaños de los agujeros que alojan las columnas en la base permiten posicionar con holgura las columnas adaptando su separación a aquella definida por los agujeros por donde estas atraviesan el travesaño,

evitando de esta manera sobre restricciones geométricas que dificultarían el ensamblado de la prensa e impedirían el correcto deslizamiento del travesaño sobre las columnas.

- **Tolerancia para los agujeros de los rodamientos**

El agujero principal debe tener un diámetro de 32 mm con la tolerancia recomendada por el fabricante (www.skf.com). Las rugosidades recomendadas son típicas de operaciones de fresado, escariado y/o rimado, las cuales requieren herramientas y procesos normalmente disponibles en un taller industrial.

- **Alojamiento de columnas y tornillos de potencia**

Las columnas se perforan en el centro de uno de sus extremos y cada una de ellas es sujeta desde la superficie interior de la base por medio de un tornillo y su arandela (Figura 4.17). Los tornillos de potencia se soportan con un rodamiento de contacto angular en su parte inferior, el tornillo se extiende una longitud suficiente para atravesar la base, acoplar un piñón perteneciente a la transmisión encargada de mover el travesaño.

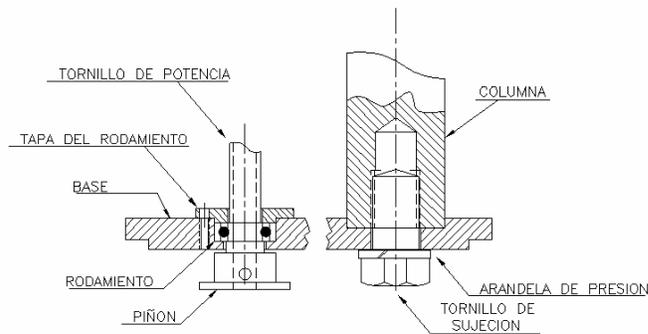


Figura 4.17 Arreglo de la unión base-columna y del sistema piñón-tornillo de potencia para mover el travesaño. (Fuente: Propia)

4.5.3 Cálculos resistivos

Seguidamente se presenta la verificación del travesaño para las condiciones a las cuales se encontrará sometido durante la realización de los ensayos.

4.5.3.1 Dimensiones generales de la base

Para el diseño de la base se considera que en el centro de los agujeros, por donde pasan las columnas, se encuentran los apoyos empotrados de la misma. La consideración anterior se debe a que las columnas se encuentran roscadas a la base y esta última a su vez está apoyada al suelo a través de patas de altura ajustable, lo que causa que la base se encuentre totalmente fija (no posee grados de libertad). Para el diseño se asume, que la base sólo cuenta con dos patas que la sostienen, aunque en la realidad sean cinco en total. Esto se asume ya que facilita la elaboración de los cálculos, y en caso de obtener resultados favorables para esta condición se sabe que para la condición real se encontraría sobrediseñada.

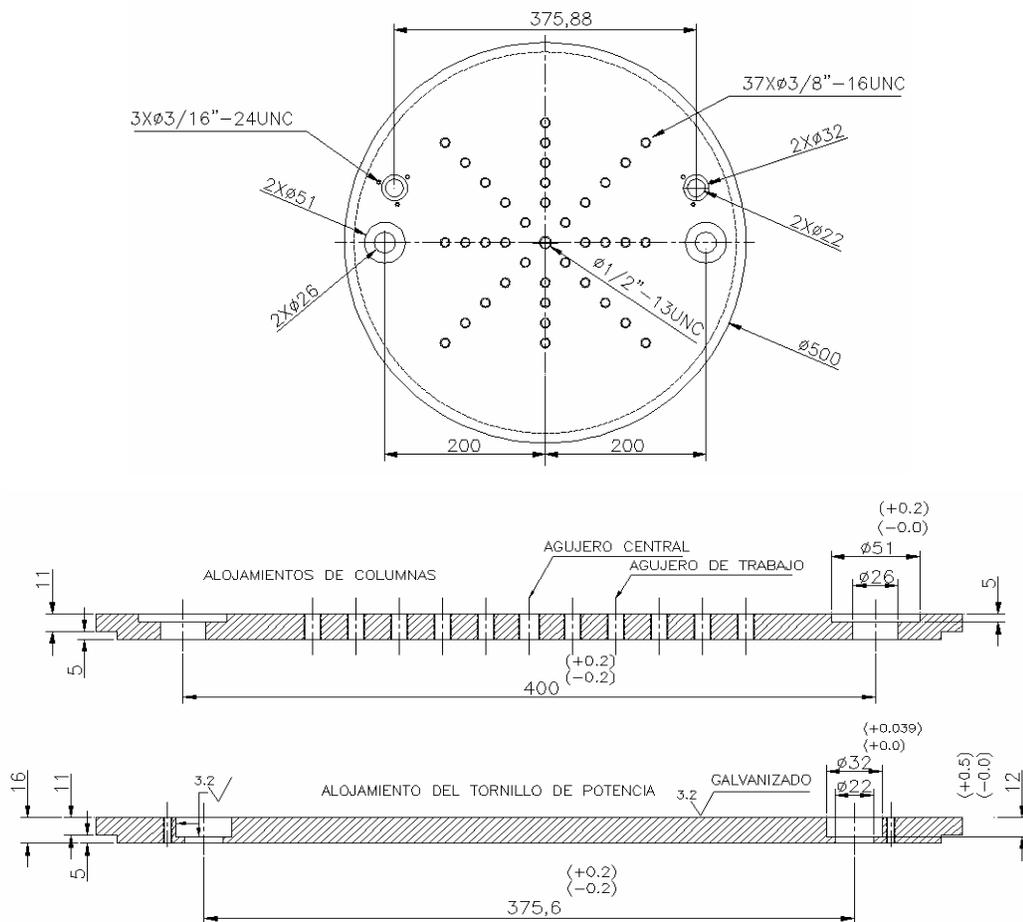


Figura 4.18 Dimensiones generales de la base. (Fuente: Propia)

4.5.3.2 Verificación de la base para el ensayo estático

En esta sección se procede a verificar que la forma y dimensiones de la base son capaces de soportar las condiciones a las que estará sometida durante la realización del ensayo estático. Las condiciones de carga a las que se encontrará la base durante este ensayo se pueden apreciar en el diagrama de cuerpo libre expuesto en el apéndice E.

El cálculo de las reacciones y los diagramas de corte y momento de la base, se realizan empleando un programa llamado VIGAG® versión 4.1 (www.hpcalc.org), el cual, al introducir las condiciones a las que está sometida la viga arroja los resultados correspondientes. Las reacciones y los diagramas de corte y momento de la base para el ensayo estático se encuentran en el apéndice E.

Una vez obtenida esta información se procede a calcular el esfuerzo total al que está sometida la base, para lo cual se sigue el mismo procedimiento empleado en la verificación del travesaño para el ensayo estático (sección 4.4.6.2), tomando como consideraciones que la misma se encuentra bajo tensiones flexionantes de corte y que aunque su sección transversal sea de dimensiones variables, se emplea la sección transversal donde está siendo aplicada la fuerza, obteniendo como resultados lo siguiente:

$$\sigma = 5,97 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.42)$$

Ahora bien, sabiendo que el travesaño está compuesto de acero al carbono SAE 1020, cuyo esfuerzo de fluencia es $S_y = 210 \times 10^6 \text{ Pa}$, se procede a calcular el factor de seguridad con el que se está diseñando la base para los ensayos estáticos empleando la ecuación 26 de la siguiente manera:

$$N = \frac{207 \times 10^6 \text{ Pa}}{5,97 \times 10^6 \text{ Pa}} = 34,67 \quad (4.43)$$

El factor de seguridad obtenido cumple y excede con el valor correspondiente a las condiciones presentes en el caso en estudio $N=2$ (Norton, 2003, p. 21).

4.5.3.3 Verificación de la base para el ensayo dinámico

La base es uno de los elementos del banco de ensayo que está sometido a fatiga durante la realización de los ensayos dinámicos, es por ello que debe ser diseñada también para soportar cargas dinámicas. Para ello, es necesario estudiar el esfuerzo al que está sometida la base durante este tipo de ensayos. En el apéndice E es posible observar las condiciones a las que está sometida la base durante el ensayo dinámico a través de su diagrama de cuerpo libre.

De igual forma las reacciones y los diagramas de corte y momento de la base para el ensayo estático se encuentran en el apéndice E.

Una vez obtenida esta información se procede a calcular el esfuerzo al que está sometida la base al encontrarse bajo fatiga (σ'), a partir de la ecuación de Soderberg para vida infinita (ecuación 34), para lo cual se sigue el mismo procedimiento empleado en la verificación del travesaño para el ensayo dinámico (sección 4.4.6.3), tomando como consideraciones todas las condiciones a las que va a estar sometida la misma durante la ejecución de este ensayo, obteniendo que:

$$\sigma' = 4,88 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.44)$$

A continuación se precede a calcular el factor de seguridad con el que se está diseñando la base para el ensayo dinámico.

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{207 \times 10^6}{4,88 \times 10^6} = 42,41 \quad (4.45)$$

El factor de seguridad cumple y excede el valor correspondiente a las condiciones presentes en el caso de estudio $N=2$ (Norton, 2003, p. 21).

4.5.4 Rigidez estructural

La deformación longitudinal máxima que sufrirá la base al momento en que la máquina aplique una fuerza de 2.400 N (condiciones máximas de operación) se calcula mediante la siguiente ecuación (Shigley, 2002):

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{F \times l^3}{192 \times E \times I} - \frac{w \times l^4}{384 \times E \times I} \quad (4.46)$$

Donde:

- F: Resultante de las fuerzas puntuales aplicadas sobre la base (N).
- l: Longitud de base (m).
- w: Peso lineal sobre la base $\left(\frac{N}{m}\right)$.
- E: Módulo de elasticidad del material, $E_{\text{acero}} = 206 \times 10^6 \text{ Pa}$ (Tassoni, 2006).
- I: Inercia de la sección transversal (m^4).

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$+ \uparrow Y_{m\acute{a}x} = -2,37 \times 10^{-5} \text{ m} \quad (4.47)$$

4.6 Diseño de las columnas

En esta sección se presentan los cálculos de las columnas; las cuales deben cumplir con criterios de rigidez, resistencia y estabilidad. Las tolerancias geométricas con que se construye la base para el montaje de las columnas se describió en la sección 4.5.3.1.

4.6.1 Cálculos resistivos

Seguidamente se presenta la verificación de las columnas para las condiciones a las cuales se encontrarán sometidas durante la realización de los ensayos.

4.6.1.1 Dimensiones generales

Para el diseño de las columnas se parte de dos barras calibradas de 2 pulgadas de acero SAE 1045, las cuales poseen una rosca interior de 1"- 8 UNC en el extremo que se encuentra fijo a la base y una superficie redondeada en el extremo libre como se puede apreciar en la figura 4.19

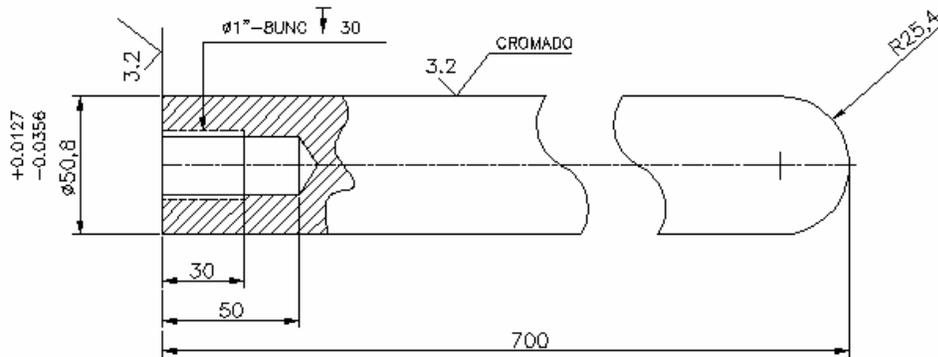


Figura 4.19 Dimensiones generales de la columna. (Fuente: Propia)

4.6.1.2 Verificación de las columnas para el ensayo estático

Durante el ensayo estático las columnas están sometidas únicamente a una carga axial a tracción, es por ello que para este caso, se estudia el esfuerzo máximo al que están sometidas. El valor máximo de fuerza a la que están sometidas las columnas durante este ensayo fue calculado previamente durante la verificación de la base para el ensayo estático (sección 4.5.3.2). En el apéndice E es posible observar las condiciones a las que están sometidas las columnas durante el ensayo estático a través de su diagrama de cuerpo libre.

Para el cálculo del esfuerzo máximo al que están sometidas las columnas se emplea la siguiente ecuación (Tassoni, 2006):

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{A} \quad (4.48)$$

Donde

- P: Tensión de tracción pura (N).
- A: Área de la sección transversal (m²).

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$\sigma_{\max} = \frac{1.300,48}{\pi(2,54 \times 10^{-2})^2} = 6,42 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (4.49)$$

Una vez calculado este esfuerzo, se procede a relacionarlo con el esfuerzo de fluencia del material (S_y) a emplear para construir las columnas (Acero SAE 1045). Para obtener el factor de seguridad con que se diseñaron las columnas se plantea lo siguiente:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{310 \times 10^6}{6,42 \times 10^5} = 482,87 \quad (4.50)$$

El factor de seguridad cumple y excede con el valor correspondiente a las condiciones presente en el caso de estudio $N=2$ (Norton, 1997).

4.6.1.3 Verificación de las columnas para el ensayo dinámico

Al ser las columnas uno de los elementos sometidos a fatiga durante el ensayo dinámico, deben ser diseñadas a vida infinita como se realizó anteriormente con el travesaño y la base. Para ésto es necesario calcular de nuevo el esfuerzo al que están sometidas las columnas, ya que la fuerza máxima a aplicar durante este ensayo es apenas un tercio de la aplicada en el ensayo estático.

El valor de la fuerza axial aplicada sobre las columnas durante este ensayo también fué calculado previamente durante el diseño a fatiga de la base, el cual es 500,48 N. A partir de este valor se procede a calcular el esfuerzo máximo empleando la ecuación 4.48. Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene:

$$\sigma_{\max} = \frac{500,48}{\pi(2,54 \times 10^{-2})^2} = 2,47 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (4.51)$$

Una vez obtenida esta información se procede a calcular el esfuerzo al que están sometidas las columnas al encontrarse bajo fatiga (σ'), a partir de la ecuación de Soderberg para vida infinita (ecuación 4.35), para lo cual se sigue el mismo procedimiento empleado en la verificación del travesaño para el ensayo

dinámico (sección 4.4.6.3), tomando como consideraciones todas las condiciones a las que van a estar sometidas las mismas durante la ejecución de este ensayo y teniendo en cuenta que para este caso $S_n' = 1225 \times 10^6 \text{ Pa}$ (Shigley, 2002), ya que las columnas son de acero SAE 1045, obteniendo que:

$$\sigma' = 3,07 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (4.52)$$

Seguidamente se procede a calcular el factor de seguridad con que se están diseñando las columnas para este tipo de ensayo.

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{310 \times 10^6}{3,07 \times 10^5} = 1.009,77 \quad (4.53)$$

El factor de seguridad cumple y excede con el valor correspondiente a las condiciones presentes en el caso de estudio $N=2$ (Norton, 1997).

4.6.2 Rigidez estructural

La deformación longitudinal máxima que sufrirán las columnas al momento en que la máquina aplique una fuerza de 2.400 N (condiciones máximas de operación) se calcula mediante la siguiente expresión (Tassoni, 2006):

$$\delta = \frac{\sigma_{\max} \times L_o}{E} \quad (4.54)$$

Donde:

- L_o : Longitud inicial de la columna (m).
- E : Módulo de elasticidad (Pa).
- σ_{\max} : Esfuerzo máximo (Pa).

$$\delta = \frac{(6,42 \times 10^5) \times (0,75)}{(206 \times 10^9)} = 2,34 \times 10^{-6} \text{ m} \quad (4.55)$$

El signo positivo del valor correspondiente a la deformación longitudinal máxima de las columnas obtenido en el cálculo anterior, indica que la barra se

extiende y aunque dicho valor sea pequeño, comparado con el del travesaño o la base, debe ser considerado para el cálculo de la rigidez total del marco.

4.7 Diseño de la unión Base-columna

La unión base-columna será de tipo roscada como se puede apreciar en la figura 4.17, en este caso se está en presencia de un medio de unión roscada no permanente, lo que causa que el tornillo se encuentre bajo tracción al igual que toda la columna.

Para uniones roscadas que se encuentran sometidas a tracción, como en este caso, se debe evitar emplear un tornillo que se encuentre roscado a lo largo de toda su extensión o longitud; ya que la rosca por su geometría, es un factor generador de concentración de tensiones.

Cuando se requiere que la unión sea hermética y las piezas no se separen bajo la acción de la fuerza externa (F_e), es buena práctica darle al tornillo un apriete inicial (f_i) mayor que la fuerza externa. Al hacer el montaje se da un apriete inicial, que hace que el tornillo se alargue y que la base se comprima. Si después se aplica una fuerza externa que aumenta, el tornillo se seguirá alargando mientras que la base comprimida disminuirá su deformación. Si la fuerza externa alcanza el valor de f_i , la base tomará su dimensión original y la unión estará al límite en que comienza a perder su estanqueidad, por lo tanto si se quiere que la unión sea hermética se debe cumplir que $F_e < f_i$ (Molina, 1972). Al garantizar hermeticidad en la unión se evita que la rosca sufra deformaciones que posteriormente causen mediciones erradas durante la realización de algún ensayo.

El valor de f_i para un tornillo de 1 pulgada de diámetro, de acero SAE Grado 8, se calcula a partir de la siguiente expresión (Shigley, 2002):

$$f_i = \pi \times (0,5)^2 \times (0,8) \times 120.000 = 75.398,22lb \approx 335.587,13N \quad (4.56)$$

Nota: la resistencia de prueba mínima (S_p) de un tornillo de acero grado SAE 8 es de 120.000 psi (Shigley, 2002).

Como se observa f_i resultó ser mucho mayor que F_e por lo que la unión base-columna será totalmente hermética.

La tensión de tracción se presenta en la sección constante no roscada del segmento de la columna empleado por la unión y viene dada por (Tassoni, 2006):

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{F_e + f_i}{A} \quad (4.57)$$

Donde:

- P : Fuerza máxima a tracción a la que está sometida la unión (N).
- A : Área de la sección transversal del tornillo (m^2).

Nota: La fuerza máxima a tracción debe incluir la fuerza de precarga a la que debe ser sometida la unión roscada.

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$\sigma = \frac{(1.300,48 + 335.587,13)N}{\pi \times (1,27 \times 10^{-2})^2 m^2} = 664,86 \times 10^6 Pa \quad (4.58)$$

Ahora bien, para este sistema de cargas, se producen también tensiones de corte de los filetes de la rosca del tornillo y la tuerca. Los esfuerzos producidos por las tensiones se calculan de la siguiente manera (Tassoni, 2006):

$$\tau_{\text{tornillo}} = \frac{P}{\pi \times r_1 \times L_1} = \frac{(1.300,48 + 335.587,13)}{\pi \times 1,27 \times 10^{-2} \times 5,08 \times 10^{-2}} = 166,21 \times 10^6 Pa \quad (4.59)$$

$$\tau_{\text{tuerca}} = \frac{P}{\pi \times r_2 \times L_2} = \frac{(1.300,48 + 335.587,13)}{\pi \times 2,54 \times 10^{-2} \times 3,48 \times 10^{-2}} = 121,32 \times 10^6 Pa \quad (4.60)$$

Donde:

- τ_{tornillo} : Esfuerzo de corte del tornillo (Pa).
- τ_{tuerca} : Esfuerzo de corte de la tuerca (Pa).

- r_1 : Radio del tornillo (m).
- L_1 : Longitud del tornillo (m).
- r_2 : Radio de la tuerca (m).
- L_2 : Altura de la tuerca (m).

A partir de estos resultados se observa que el mayor esfuerzo sobre el tornillo se debe a la tensión axial (tracción) a la cual está sometida la unión. A partir de ésta se calcula el factor de seguridad que poseen los tornillos de la siguiente manera:

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{896,32 \times 10^6 \text{ Pa}}{664,86 \times 10^6 \text{ Pa}} = 1,35 \quad (4.61)$$

Donde S_y es el esfuerzo de fluencia correspondiente al Acero grado SAE 8, el cual es igual a 130.000 psi ($896,32 \times 10^6 \text{ Pa}$) (Shigley, 2002).

Para estos casos el factor de seguridad puede ser bastante bajo, entre 1,2 y 2, debido a lo detallado del análisis previamente realizado (Molina, 1972).

Por lo tanto el factor de seguridad con que se diseñó la unión cumple y excede con los parámetros establecidos para esto casos.

Al igual que las columnas, la unión soldada sufre deformación al ser sometida a carga, para determinar esta deformación se emplea la ecuación 4.54, obteniéndose lo siguiente:

$$\delta = \frac{1.300,48 \times 6 \times 10^{-2}}{\pi \times (1,27 \times 10^{-2})^2 \times 206 \times 10^9} = 7,48 \times 10^{-7} \text{ m} \quad (4.62)$$

Se puede observar, a partir del resultado anterior, que la deformación sufrida por la unión roscada base-columna es mucho menor que la deformación sufrida por el travesaño o las columnas bajo las condiciones del ensayo estático.

Ahora bien, durante la realización del ensayo dinámico, la unión roscada está sometida a fuerzas externas variantes, lo cual indica que la unión roscada

debe ser diseñada también a fatiga. Sin embargo, se procede primeramente a calcular la amplitud de tensión σ_a a la que está sometida la unión, de manera tal, que se pueda verificar si es realmente necesario diseñarla por fatiga.

Aplicando la ecuación 4.57 se calcula el esfuerzo máximo y mínimo a tracción y sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$\sigma_{\max} = \frac{(F_{e\max} + f_i)}{A} = \frac{(500,48 + 335.587,13)}{\pi \times (1,27 \times 10^{-2})^2} = 663,28 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.63)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{(F_{e\min} + f_i)}{A} = \frac{(0 + 335.587,13)}{\pi \times (1,27 \times 10^{-2})^2} = 662,29 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (4.64)$$

Nota: el valor de $F_{e\max}$ se obtuvo a partir de curva de corte [V] planteada durante el diseño para el ensayo dinámico de la base.

Seguidamente se procede a calcular la amplitud de la tensión, a partir de la ecuación 4.32.

$$\sigma_a = \frac{663,28 \times 10^6 - 662,29 \times 10^6}{2} = 9,87 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (4.65)$$

Una vez calculada la amplitud de la tensión se observa que representa un porcentaje muy pequeño (0,15%) del esfuerzo máximo al que está sometida la unión, lo que permite concluir que el estado de esfuerzo al que está trabajando la unión, es generado básicamente por la fuerza de instalación del tornillo, la cual, no varía. Por lo tanto se obtiene que no es necesario realizar el diseño a fatiga de la unión sino únicamente el diseño bajo condiciones estáticas.

4.8 Diseño de los tornillos de potencia

Es necesario realizar el diseño de un tornillo de potencia que sea capaz de elevar y descender tanto el travesaño como el conjunto motor-actuador que se encuentra sujeto a éste último. Para ello, se partirá de un tornillo de potencia

empleado por algunas máquinas universales de ensayos disponibles en el mercado.

4.8.1 Dimensiones generales

El tornillo de potencia a emplear por el banco de ensayos posee las siguientes dimensiones:

- Diámetro 5/8 plg ($1,59 \times 10^{-2}$ m).
- Ángulo de flanco del diente ($\alpha = 60^\circ$).
- Rosca Nacional Americana (unificada) serie normal (UNC).
- Paso de 11 hilos por pulgada.

4.8.2 Cálculos resistivos

Para comprobar que los tornillos de potencia son capaces de soportar las condiciones de trabajo bajo las cuales operarán, se procede a calcular los esfuerzos a los que se encuentran sometidos, entre los cuales están: esfuerzo cortante (τ), esfuerzo axial normal (σ), esfuerzo de apoyo (σ_b) y esfuerzo flexionante (σ_b).

El procedimiento y las ecuaciones empleadas para el cálculo de dichos esfuerzos se encuentran descritos en el apéndice D.

A partir de los resultados obtenidos es posible observar que el mayor esfuerzo sobre el tornillo se debe a la tensión axial a la cual está sometido. Partiendo del valor correspondiente a esta tensión (σ') se calcula el factor de seguridad que poseen los tornillos de potencia, de la siguiente manera:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{207 \times 10^6 \text{ Pa}}{6,87 \times 10^6 \text{ Pa}} = 30,13 \quad (4.66)$$

Nota: el valor de S_y empleado para el cálculo del factor de seguridad es el correspondiente al acero SAE 1020, el cual es el material que compone el tornillo de potencia.

Como se observa, el factor de seguridad cumple y excede con el mínimo establecido para el diseño de tornillos de potencia de rosca unificada (N=3) (Molina, 1972).

Es importante mencionar, que el tornillo de potencia para este caso, no es necesario diseñarlo a fatiga ya que antes de iniciar el ensayo dinámico, se deben ajustar muy bien los sujetadores que se encuentran en el travesaño, de manera tal que se garantice que no exista movimiento relativo entre el travesaño y las columnas durante el desarrollo del mismo, evitándose la transmisión de cargas externas variantes al tornillo de potencia.

Por otra parte, no es necesario calcular la deformación que sufrirá este elemento al estar sometido a carga, ya que la deformación no afectará la rigidez total del marco de pruebas.

Ahora bien, una vez verificado que los tornillos de potencia seleccionados son capaces de soportar los esfuerzos a los que están sometidos, se procede a calcular el torque requerido para elevar o descender el travesaño, para lo cual se emplean las siguientes ecuaciones (Shirley, 2002):

$$T_{subida} = \frac{F \times d_m}{2} \times \left[\frac{\rho + (\pi \times f \times d_m \times \sec \alpha)}{(\pi \times d_m) - (f \times \rho \times \sec \alpha)} \right] + \frac{F \times f_c \times d_c}{2} \quad (4.67)$$

$$T_{bajada} = \frac{F \times d_m}{2} \times \left[\frac{(\pi \times f \times d_m \times \sec \alpha) - \rho}{(\pi \times d_m) + (f \times \rho \times \sec \alpha)} \right] + \frac{F \times f_c \times d_c}{2} \quad (4.68)$$

Donde:

- F : Fuerza a elevar (N) = 185 N .
- ρ : Avance (m) = $2,31 \times 10^{-3} m$.
- d_m : Diámetro medio del tornillo = $1,45 \times 10^{-2} m$.
- d_c : Diámetro medio del collarín = $2,54 \times 10^{-2} m$.
- α : Ángulo del flanco del diente ($^{\circ}$) = 60° .
- f : Coeficiente de fricción = 0,20 (Shigley, 2002).

- f_c : Coeficiente de fricción del collarín = 0,17 (Shigley, 2002).

Nota: el cálculo del diámetro medio (d_m), diámetro menor (d_r) y diámetro de la sección sometida a esfuerzo (d) se encuentran en el apéndice D.

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$T_{subida} = 1,01 \text{ Nm} \quad (4.69)$$

$$T_{bajada} = 0,85 \text{ Nm} \quad (4.70)$$

Para este caso en particular no es necesario verificar la reversibilidad del tornillo, es decir, si el tornillo es o no autobloqueante. Esto se debe a que el sistema no posee los suficientes grados de libertad como para permitir que al detener el travesaño en alguna posición, éste descienda por sí sólo. El sistema posee sólo un grado de libertad, el cual para este caso es la rotación del tornillo y sólo se activa al encender el motor del sistema de elevación.

Una vez diseñado el tornillo de potencia, se calcula el valor de la fuerza crítica a compresión (P_{crit}) que es capaz de soportar el mismo antes de pandearse. Si esta fuerza resultara ser mayor que la fuerza externa axial que debe soportar el tornillo, se dice que el mismo no se pandeará y por lo tanto el diseño realizado es correcto. En caso contrario, deberá realizarse nuevamente el diseño tomando en cuenta que la P_{crit} debe ser siempre mayor que la fuerza a soportar por el tornillo para así evitar su pandeo. (Tassoni, 2006). Los cálculos necesarios para obtener el valor de P_{crit} se encuentran en el apéndice D.

Ahora bien, conociendo que cada tornillo debe soportar una fuerza axial máxima de 185 N y que el valor de $P_{crit} = 20.834,47 \text{ N}$, es posible afirmar que la fuerza a soportar es mucho menor que la fuerza máxima que es capaz de aguantar el tornillo de potencia antes de pandearse. Por lo tanto se concluye que el tornillo de potencia no pandeará bajo las condiciones a las cuales debe operar.

4.8.3 Cálculos sobre la bocina roscada alojada en el travesaño

El travesaño tiene un peso aproximado de 190 N y el conjunto motor-actuador se asume que pesará alrededor de 180 N aproximadamente, si se supone que cada tornillo de potencia levanta la mitad de la carga, cada bocina roscada deberá soportar una fuerza axial (F) de 185 N. Para calcular el esfuerzo cortante (τ) al que están sometidos cada uno de los filetes de la bocina roscada se emplea la siguiente ecuación (Tassoni, 2006):

$$\tau_{bocina_roscada} = \frac{F}{n \times \pi \times r \times h} \quad (4.71)$$

Donde:

- n : Número de filetes que posee la bocina roscada.
- r : Radio externo de la bocina roscada (m).
- h : Altura de la bocina roscada (m).

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$\tau_{bocina_roscada} = \frac{185}{22 \times \pi \times 1,27 \times 10^{-2} \times 5,08 \times 10^{-2}} = 4,15 \times 10^3 \text{ Pa} \quad (4.72)$$

Finalmente se procede a calcular el factor de seguridad con que se está diseñando la bocina roscada, sabiendo que la resistencia al cizallamiento promedio del bronce es de $360 \times 10^6 \text{ Pa}$, siendo el bronce, el material del que está fabricada la bocina roscada.

$$N = \frac{360 \times 10^6 \text{ Pa}}{4,15 \times 10^3 \text{ Pa}} = 86,75 \times 10^3 \text{ Pa} \quad (4.73)$$

4.8.4 Selección del rodamiento

Para apoyar los tornillos de potencia sobre la base se deben seleccionar un par de rodamientos que soporten cargas combinadas y cuyas dimensiones sean pequeñas. Sabiendo que el rodamiento está sometido tanto a cargas axiales como radiales, siendo las axiales mucho mayores que las radiales, se selecciona para esta aplicación un rodamiento de contacto angular. Ahora bien para

seleccionar el modelo exacto se emplea el procedimiento de selección de rodamientos establecido por la compañía SKF (www.skf.com), descrito en el apéndice D.

A partir de la carga equivalente a soportar por el rodamiento y el diámetro del eje donde irá acoplado, se obtiene que el modelo más apropiado para este caso es el rodamiento SKF de contacto angular 7201 BEP, el cual posee un diámetro externo de 32 mm, uno interno de 12 mm y es capaz de resistir una carga equivalente máxima de 7610 N y 3800 N para condiciones dinámicas y estáticas respectivamente (Anexo II). Dichos valores de carga cumplen y exceden los requeridos por el sistema en cualquier momento.

Adicionalmente se calcula la vida útil del rodamiento, obteniéndose que éste es capaz de resistir hasta 163.570,26 millones de revoluciones y $6,06 \times 10^{12}$ horas aproximadamente.

A partir de estos resultados es posible afirmar que los rodamientos serán uno de los elementos mecánicos que menos desgaste sufrirán a lo largo de la vida útil de la máquina y es bastante probable que no sea necesario reemplazarlos.

4.9 Selección del sistema de elevación

En las secciones precedentes se han diseñado o seleccionado la mayoría de los componentes que conforman el sistema de elevación del travesaño (tornillos de potencia, tuercas y rodamientos), en esta sección se procederá a seleccionar los dos elementos restantes para completar este sistema (el motor y el sistema de transmisión mecánica).

4.9.1 Selección del motor

Entre los objetivos de este proyecto se encuentran el construir el banco de ensayos a partir de componentes mecánicos confiables y de bajo costo. Por esta

razón se consideró la utilización de un motor que se construye masivamente y por lo tanto son de bajo costo.

En primer lugar se tiene un motor marca Saturn, el cual es empleado en la construcción de robots ó brazos mecánicos (<http://www.scary-terry.com>). Cuando este motor es alimentado por una fuente de 12 VDC y se lleva a una velocidad alta (70 rpm), es capaz de generar un torque de 162 lbf-in. Ahora bien, cuando el motor se lleva a una velocidad baja (41 rpm), es capaz de generar hasta 210 lbf-in de torque. Realizando un estimado de la potencia a la salida del eje del motor Saturn a partir del torque y las velocidades antes mencionadas, se tiene que para la velocidad alta (70 rpm) la potencia es de 0,14hp (104,44 watts), mientras que para la velocidad baja (41 rpm) es de 0,14hp (134,28 watts).

Como segunda opción se considera un motor marca DOGA, compañía que lleva más de 50 años desarrollando motores para diferentes compañías automotrices. Dicha compañía ofrece un catálogo de los diferentes motores de este tipo que fabrican (www.doga.es). Para este caso los requerimientos que debe poseer el motor a emplear van a depender de la carga total a elevar (370 N), la velocidad lineal deseada (0,1 m/min) y la eficiencia del motor. A partir de estas variables se tiene que, para el tornillo seleccionado, un motor que ejerza un torque máximo de 8,97 lbf-in (1,01 N-m) y que posea una potencia de 0,003 hp sería suficiente para elevar el travesaño. Con este último dato se selecciona el modelo que mejor cumpla con este requerimiento, el cual equivale al modelo 111.3763.30.00. Dicho motor trabaja con 24 VDC y es capaz de ejercer un torque nominal de 6 N-m y un torque pico de 25 N-m a una velocidad constante de 25 rpm y una potencia de salida que varía entre 0,027 y 0,067 hp.



Figura 4.20 Motor marca DOGA modelo 111.3763.30.00 (Doga, 2009).

Finalmente se procede a seleccionar cuál de las dos alternativas se escoge, para lo cual se considera que ambos modelos cumplen y exceden los requerimientos del sistema, pero el modelo marca DOGA, al ser de menor capacidad que el primero resulta más económico, factor de gran importancia en el desarrollo de este proyecto. La velocidad de rotación de los motores no es un factor muy influyente en esta selección ya que no se requiere que el travesañó suba ó baje a una velocidad determinada, sin embargo en caso de querer aumentar ó disminuir dicha velocidad, es posible hacerlo con el sistema de transmisión al cual se encontrará acoplado dicho motor.

4.9.2 Selección de las ruedas dentadas y la cadena

En este caso, se emplea un sistema conformado por ruedas dentadas y una cadena. Las ruedas dentadas son de alta durabilidad y la cadena es económica, fácil de conseguir y puede ser adaptada a cualquier sistema ya que no posee una longitud fija.

El procedimiento a seguir para la selección de las ruedas dentadas y la cadena a emplear en el banco de ensayos se encuentra descrito en el apéndice D. Es importante mencionar que esta selección tiene como principal restricción el espacio libre debajo de la base.

A partir del procedimiento seguido se obtiene que el mínimo paso de la cadena a emplear es de 8×10^{-3} m y el grupo de ruedas dentadas es:

- Ruedas dentadas conducidas o piñones de 14 dientes (Diámetro externo = $3,16 \times 10^{-2}$ m).
- Rueda dentada motriz o corona de 21 dientes (Diámetro externo = $4,59 \times 10^{-2}$ m).

Sin embargo, los pasos de cadenas BS (British Standard) establecidos comercialmente empiezan a partir de 3/8" ($9,525 \times 10^{-3}$ m) por lo que se seleccionará éste último como el paso de la cadena a emplear.

4.9.3 Configuración de la transmisión

En esta sección se determinará la posición de la transmisión mecánica en el interior de la base. Una vez seleccionado el motor las ruedas dentadas y la cadena, la restricción principal de este sistema es el reducido espacio que se posee bajo la base. Por medio de las características paramétricas de la base se evalúan las diferentes disposiciones. Igualmente se describen a continuación los elementos que conforman la disposición aprobada:

- Cadena de longitud igual a 51" (1,29 m).
- Base de acero atornillada en forma curvada a la falda circular de la base.
- Lámina de acero para sujetar el motor a la base.
- Rueda dentada motriz o corona de 21 dientes.
- Dos ruedas dentadas conducidas o piñones de 14 dientes cada una.

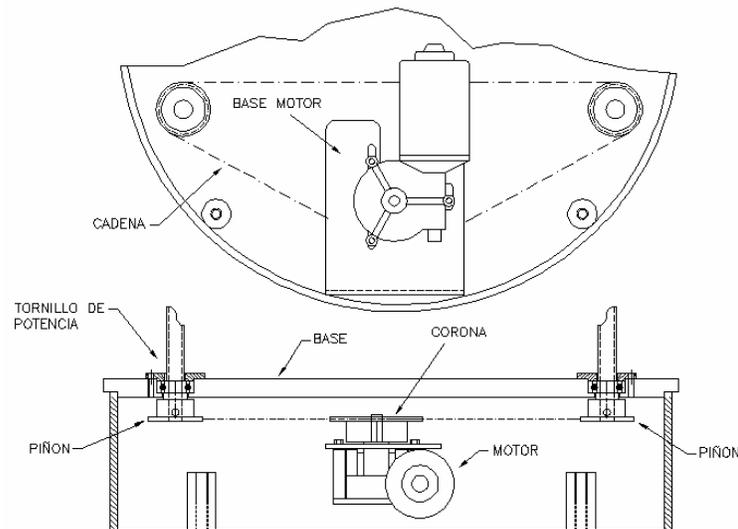


Figura 4.21 Disposición final del sistema de transmisión mecánica. (Fuente: Propia)

4.10 Criterio de rigidez global

En esta sección se evalúa la rigidez total del marco como lo estipula la norma D638-03. Cada una de las piezas que componen el marco de ensayos se evalúa bajo las condiciones máximas de operación. A continuación se exponen los principales resultados:

- Máximo desplazamiento del travesaño: $1,27 \times 10^{-5}$ m (sección 4.4.7)
- Máximo desplazamiento de la base: $2,37 \times 10^{-5}$ m (sección 4.5.4)
- Máximo desplazamiento de las columnas: $2,34 \times 10^{-6}$ m (sección 4.6.2)
- Máximo desplazamiento de la unión roscada base-columna: $7,48 \times 10^{-7}$ m (sección 4.7)
- Máximo desplazamiento total: $3,9 \times 10^{-5}$ m (sumatoria de los anteriores)

El requerimiento de rigidez dado por la designación D638-03 de la ASTM, que es una normativa aplicada a las máquinas de ensayos mecánicos aplicados sobre plásticos indica que el desplazamiento total del marco no debe exceder el 1% del desplazamiento total entre dos marcas de una probeta en cualquier momento durante la prueba y para cualquier carga hasta la capacidad máxima de la máquina. Considerando que la rigidez máxima en la dirección axial de un fijador es de 250 N/mm (Gardner, 2001) y aplicando una carga de 2.400 N se provocaría un desplazamiento de $9,6 \times 10^{-3}$ m. Entonces el desplazamiento máximo total de la máquina no debe superar los $9,6 \times 10^{-5}$ m. Como se puede observar, el marco cumple con este criterio de rigidez, sin embargo la norma D638-03 se tomó como referencia al no encontrar un criterio de rigidez para máquinas de ensayos mecánicos para metales en la norma ASTM. Aún así es importante resaltar que el marco de ensayos al operar en sus condiciones máximas se deformará menos de la mitad del valor máximo permitido por el referido estándar.

CAPÍTULO 5

Construcción del Banco de Ensayos

En el presente capítulo se expone el proceso de fabricación del banco de ensayos y se describen las pruebas a las que se sometió este último para lograr su validación. Adicionalmente se incluye la comparación de los costos de la construcción del banco de ensayos frente a los costos de adquisición de una máquina extranjera.

5.1 Proceso de fabricación

La etapa de fabricación no depende exclusivamente del cumplimiento de los requerimientos de diseño, también comprende la solución de los problemas de llevar a la realidad un diseño mecánico determinado.

Como resultado del proceso de diseño y selección de componentes mecánicos se tienen los planos constructivos con los que se fabrica el banco de ensayos en la empresa Artemeca, C.A. Se garantiza el cumplimiento de una tolerancia geométrica de 1×10^{-6} m empleando máquinas de control numérico de precisión.

Los cambios que se realizaron al banco de ensayos durante su construcción con respecto al diseño mecánico son:

- El empleo de una rueda dentada de 25 dientes en vez de la de 21 dientes que se obtuvo a partir de los cálculos previos. Esto se debió a que no se logró encontrar en el mercado una rueda de dichas características y por lo tanto se escogió la de tamaño inmediatamente superior a ella. Esto ocasiona un aumento en la relación de transmisión del sistema de elevación del travesaño, lo que causa que los ejes conducidos en vez de girar a 37,5 rpm teóricamente, girarán a 44,64 rpm, hecho que ocasiona que el operario de la máquina pueda elevar o descender el travesaño a una velocidad superior.
- La creación de dos piezas metálicas en forma de “8” las cuales permiten mantener los extremos libres de las columnas y de los tornillos de potencia paralelos entre sí en todo momento. De esta manera se evita que el tornillo de potencia se incline, respecto a la columna, mientras el travesaño se encuentra en movimiento.
- La incorporación de switches de fin de carrera en los extremos de una de las columnas, los cuales son empleados para cortar la corriente de alimentación del motor en caso tal que el travesaño alcance su máximo o mínimo recorrido, evitando así que el travesaño se salga de su posición o que se dañe el motor.

Adicionalmente algunas piezas que conforman el banco, fueron sometidas a tratamientos superficiales para mejorar su desempeño y durabilidad. Entre estos cambios se tiene que tanto la base de la máquina como los tornillos de potencia fueron galvanizados, esto permite protegerlos de la oxidación y mejorar su estética; por otra parte, las columnas fueron cromadas, tratamiento que además de protegerlas de la corrosión les da un acabado liso, ideal para reducir al mínimo la fricción de las mismas con el travesaño y mejorar su apariencia externa. Adicionalmente, la “falda” metálica que forma parte de la base y el travesaño fueron pintados de color negro con el objeto de impedir dejar la superficie de ambas partes en contacto directo con el ambiente.

Finalmente, se presenta una propuesta de placa multifuncional que puede ser acoplada fácilmente a la base de la máquina y que se recomienda diseñar y construir de manera tal que permita el empleo del mismo banco de ensayos para la realización de pruebas como flexión pura, flexión en voladizo y torsión (Anexo I)

5.2 Sistema de captación y manejo de datos

En esta sección se presentan los diferentes sistemas que, en conjunto con el banco de ensayos, permiten realizar las funciones de: medición de los valores de interés para cada una de las pruebas, captación, visualización y registro de datos así como, la retroalimentación del banco de ensayo.

Para lograr las funciones antes mencionadas es necesario que el equipo posea un sistema de medición de fuerza, un sistema de medición de desplazamiento y un sistema de retroalimentación.

El sistema de medición de fuerza que posee el equipo está compuesto por una celda de carga marca OMEGA® modelo LCGD-1K (Omega, 2009a) y un amplificador de señal para celda de carga, marca KONICS® modelo CN-6000 (Konics, 2009). Dicho sistema fue calibrado aplicando una fuerza conocida a la celda de carga mediante pesos calibrados (Calibrador de Peso Muerto, Marca Tecnomatic), y con un multímetro digital PCE® modelo DM-9960 se registra el voltaje emitido por la celda de carga luego de ser acondicionado por el amplificador; de esta forma, se obtuvo la curva de calibración que relaciona la carga aplicada a la celda y el voltaje ya acondicionado emitido por el sistema de medición de fuerza (Apéndice F).

Ahora bien, el sistema de medición de desplazamiento que posee el banco de ensayos consta de un potenciómetro de desplazamiento lineal marca OMEGA® modelo LP804-01 (Omega, 2009b), calibrado mediante la aplicación de desplazamientos conocidos utilizando un vernier digital marca

MITUTOYO® modelo 100-500-172, y con un multímetro digital marca PCE® modelo DM-9960 se registra el voltaje emitido por el potenciómetro; de esta forma, se obtuvo la curva de calibración que relaciona el desplazamiento aplicado sobre el potenciómetro con el voltaje que éste emite (Apéndice F).

El sistema de retroalimentación está conformado por elementos que se encargan tanto de adquirir, mostrar y registrar datos así como elementos que se encargan de controlar al equipo en sí por medio de los datos que el operador le suministre. Dicho sistema está compuesto por:

- Módulo de adquisición de datos multifunción marca NATIONAL INSTRUMENTS® modelo NI USB-6009, con entradas y salidas analógicas y digitales, 14 bits de resolución, velocidad máxima de muestreo de 48KS/s, salida a puerto USB (National Instruments, 2009).
- Computadora de escritorio con un software de visualización y monitoreo de la data adquirida en tiempo real, LabView® versión 8.0, el cual permite mediante el desarrollo de un programa adaptado a las exigencias de las pruebas a realizar por el banco de ensayos, introducir parámetros de las pruebas a realizar, visualizar y monitorear los resultados de dichas pruebas en tiempo real así como también guardarlos e imprimirlos para su posterior análisis. La impresión de los resultados de las pruebas incluye: los resultados obtenidos en el ensayo de forma grafica, los parámetros a los que se realizó y los valores máximos y mínimos obtenidos así como la fecha y hora de ejecución.
- Controlador marca DANAHER MOTION® modelo S20360-CNS (Kollmorgen, 2009), el cual se configura en función del tipo de motor-actuador seleccionado y de las tareas que este último deba realizar para llevar a cabo los ensayos con las especificaciones exigidas. Esta información es recibida desde el computador por medio del protocolo de comunicación Modbus®.

Las conexiones de los componentes del sistema de medición de fuerza, sistema de medición de desplazamiento y sistema de retroalimentación que permiten la captación y manejo del banco de ensayos, se muestran esquemáticamente en la siguiente figura:

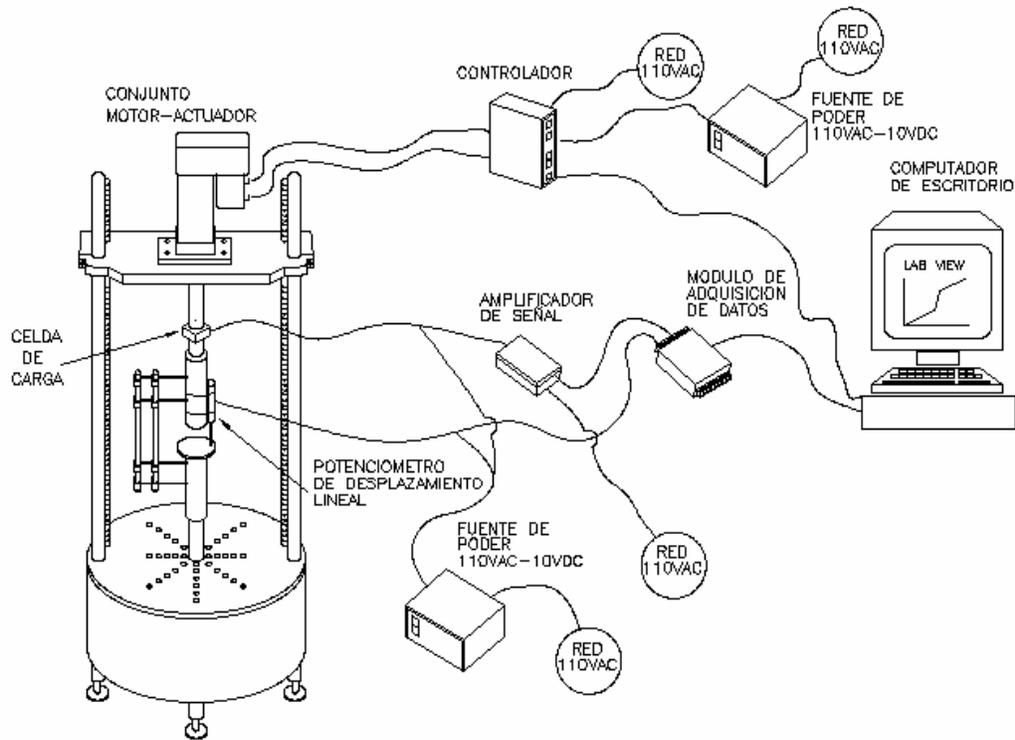


Figura 5.1 Esquema de conexiones entre el banco de ensayos y el sistema de captación y manejo de datos (Fuente: Propia).

5.3 Pruebas del equipo

Las pruebas del prototipo industrial desarrollado se llevan a cabo para verificar que el mismo, cumple con las especificaciones previamente establecidas y realiza la función para lo cual fue diseñado.

El parámetro que ha sido utilizado ampliamente para caracterizar el comportamiento biomecánico de los fijadores externos es la rigidez, es decir, la

resistencia que ofrecen estos dispositivos a la deformación bajo los diferentes modos de carga. Estas cargas pueden ser, además, constantes en el tiempo (paciente de pie, en bipedestación) o variables (durante la deambulaci3n). La rigidez en los fijadores externos es un valor constante y esto se debe a que la curva fuerza en funci3n de desplazamiento presenta un comportamiento marcadamente lineal (Leyton, 2008).

Tambi3n a su vez se conoce que las condiciones de fuerza a las que puede estar sometido un fijador externo en un ensayo dinámico multicíclico deben estar dentro del régimen elástico del mismo (ASTM F1541-02, 2007).

Partiendo de las dos afirmaciones anteriores se escoge, con el fin de realizar las pruebas del equipo, un elemento mecánico que posea un comportamiento equivalente al comportamiento del fijador, en este caso, un resorte certificado.

El resorte certificado seleccionado para este caso es un resorte para troquel marca Raymond® cuyas especificaciones se encuentran en el ap3ndice G. El hecho de emplear un resorte certificado con la ISO 9001:2000 permite emplear sus propiedades mecánicas como patr3n de comparaci3n ante los resultados arrojados por el banco de ensayos desarrollado en este proyecto.

Una vez conocido el elemento a emplear para verificar que el banco de ensayos cumple con las especificaciones previamente establecidas se procede a comprobar que es capaz de desempeñar la funci3n para lo cual fue diseado, evaluando el comportamiento biomecánico de un fijador externo ATLAS para tibia en configuraci3n monoplanar (Figura 5.2).

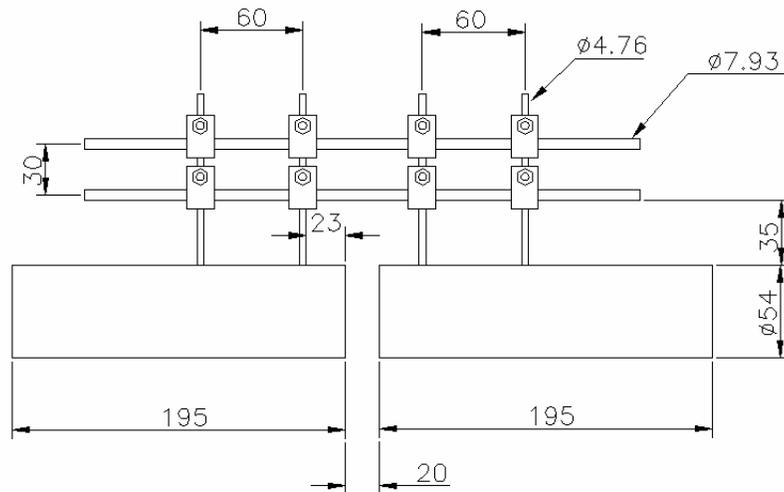


Figura 5.2 Configuración hueso-fijador empleada para la realización de los ensayos (Fuente: Propia).

5.3.1 Prueba estática

Seguidamente se presentan las condiciones a las cuales se ensaya el resorte y el fijador externo antes mencionado, las curvas de fuerza en función del desplazamiento axial resultante para ambos, la carga para un valor de deflexión de $1 \times 10^{-3} m$ del resorte y su comparación con el valor expuesto por el fabricante.

A) Con respecto al resorte, primeramente éste se coloca sobre la máquina de ensayos y se procede a aplicar la precarga, con una fuerza pico dentro del rango elástico, de aproximadamente 50% de la fuerza máxima a la que estará sometido durante el ensayo (ASTM F1541-02, 2007). Luego se aplican las fuerzas correspondientes al ensayo registrando en tiempo real los desplazamientos que se experimentan (Figura 5.3). Se aplica sobre el resorte una fuerza máxima de 2.400 N en la dirección axial, tal y como se estableció previamente en las especificaciones de las pruebas (Sección 4.1).

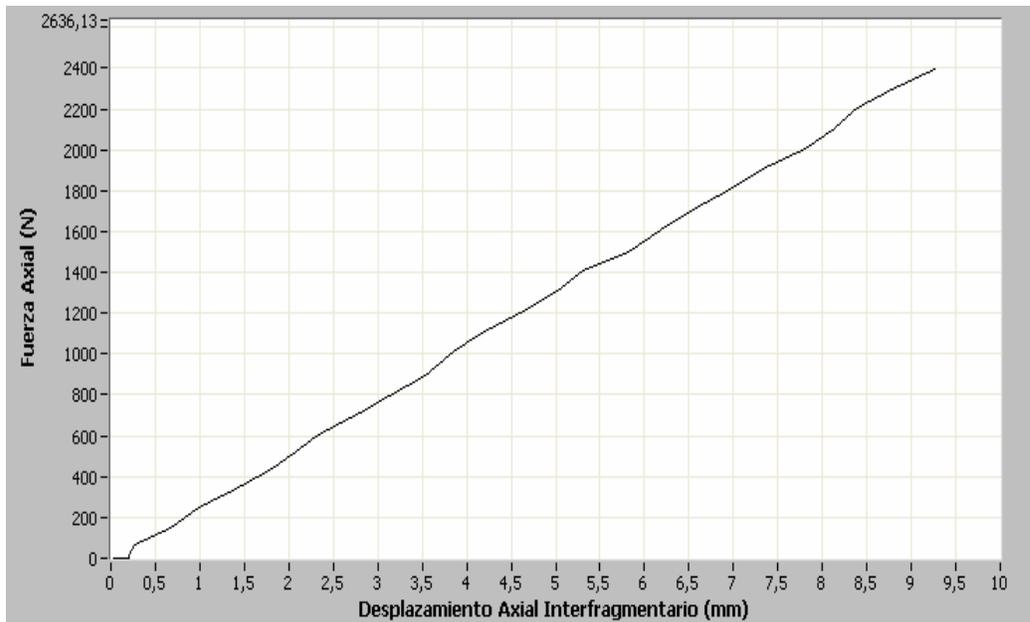


Figura 5.3 Curva de comportamiento de la fuerza en función del desplazamiento del resorte para el ensayo estático (Fuente: Propia).

Los desplazamientos interfragmentarios son medidos a partir de un potenciómetro de desplazamiento lineal, el cual posee una precisión de 0,2%, mientras que los valores de fuerza son medidos a través de una celda de carga, que posee una precisión de 0,25% del rango total de la escala. Dichos valores de precisión cumplen y exceden los establecidos por la norma ASTM para instrumentos de medición de desplazamiento (F1541-02) y fuerza (E467-90 y E4-98) respectivamente.

A partir del ensayo anterior se obtiene que la curva fuerza en función del desplazamiento axial tiene comportamiento lineal lo cual es lo esperado de una curva de este tipo, para un resorte. En el apéndice H, es posible observar el valor de la correlación, $R^2 = 0.999$, para las dos variables en estudio. La carga para un valor de deflexión de $1 \times 10^{-3} m$ obtenida (262,6 N) tiene una diferencia de 0,27% respecto al valor de 261,9 N reportado por el fabricante (Apéndice G). Dicha diferencia es pequeña, sabiendo que el resorte ensayado se encuentra avalado por la norma ISO 10243, donde se establece que la tolerancia de la carga para un valor de deflexión de $1 \times 10^{-3} m$ es de $\pm 10\%$ (Raymond,2009).

B) Las condiciones a las que se somete el fijador durante este ensayo son muy desfavorables ya que con una fractura con pérdida sustancial de tejido óseo, no se aconsejaría la carga temprana o una luz entre las agujas elevada.

Para la prueba se coloca el fijador en la configuración expuesta anteriormente (Figura 5.2) sobre una barra de material sintético que simula los fragmentos de los huesos fracturados de un paciente, el cual para este ensayo será nylon. Este tipo de material es ampliamente utilizado, aunque no reproduce exactamente el comportamiento del hueso, sin embargo muestra una escasa variabilidad y los resultados obtenidos son muy reproducibles (Prat et al, 1995). Luego mediante unas mordazas especialmente diseñadas, el fijador externo se coloca sobre la máquina de ensayos y se procede a aplicar la precarga, con una fuerza pico dentro del rango elástico, de aproximadamente 50% de la fuerza máxima a la que estará sometido durante el ensayo (ASTM F1541-02, 2007). Seguidamente se aplican las fuerzas correspondientes a una corrida piloto del ensayo, registrando en tiempo real los desplazamientos que se experimentan (Figura 5.4). Para garantizar la aplicación de la fuerza axial solamente (sin momento), se emplearon dos esferas metálicas en los extremos de las barras de nylon (Leyton et al., 2002).

Durante la corrida piloto del ensayo se aplica sobre el fijador externo una fuerza máxima de 350 N en la dirección axial, evitando así su deformación plástica o permanente.

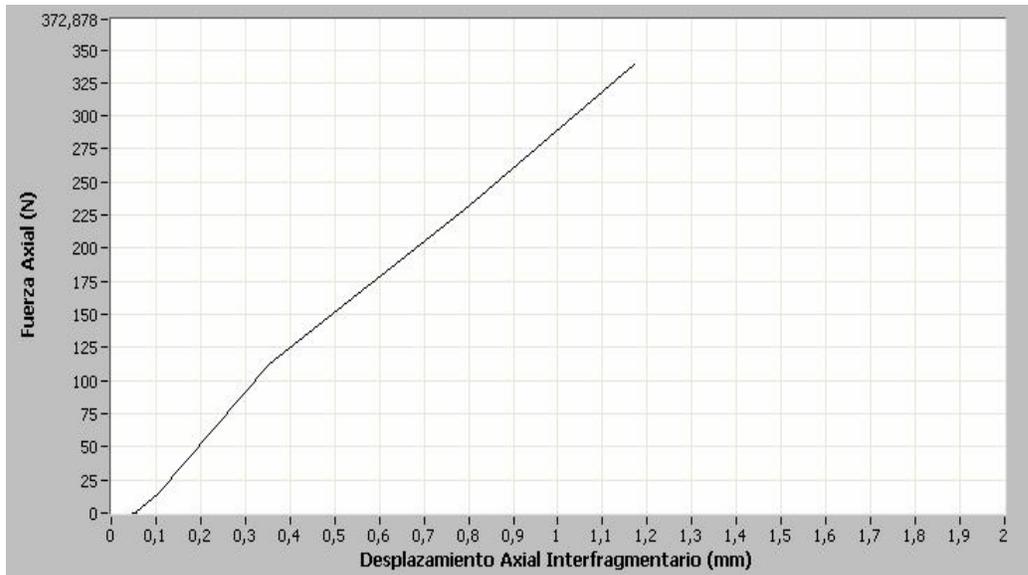


Figura 5.4 Curva de comportamiento de la fuerza en función del desplazamiento del fijador para el ensayo estático (Fuente: Propia).

Como resultado de esta prueba se puede mencionar que durante su desarrollo el fijador mantuvo su estabilidad y no se apreció aflojamiento de las prensas conectoras. Se observó además una tendencia lineal en las curvas fuerza versus desplazamiento axial, lo que verifica la afirmación mencionada al inicio de esta sección. En el apéndice H, es posible observar el valor de la correlación, $R^2 = 0.996$ para las dos variables en estudio.

5.3.2 Prueba dinámica

Un elemento mecánico o fijador externo puede fallar no sólo por carga estática, sino también bajo cargas repetitivas. Seguidamente se presentan las condiciones a las cuales se ensaya el resorte y el fijador externo antes mencionados, las curvas de desplazamiento en función del número de ciclos resultante y el comportamiento de la amplitud del desplazamiento durante el desarrollo de la prueba para ambos.

A) En el caso del resorte, primeramente, se procede a aplicar la precarga sobre el resorte certificado, la cual normalmente consta de varios ciclos de precondicionamiento (ASTM F1541-02, 2007). Seguidamente se realiza un ensayo dinámico multicíclico con forma de onda senoidal en el que se aplica

una fuerza axial comprendida entre un valor máximo de 800 N y uno mínimo de 0 N a una frecuencia de un ciclo por segundo (1 Hz), hasta un total de 10.000 ciclos tal y como se estableció en las especificaciones de las pruebas (Sección 4.1). Es importante mencionar que esta última condición es garantizada por las especificaciones del comportamiento del actuador según su fabricante (Apéndice B), ya que para las condiciones de la prueba, el mismo está en capacidad de recorrer 5×10^7 plg. ($1,27 \times 10^4$ m).

Durante este ensayo el desplazamiento axial es monitoreado por un período de 10 segundos al inicio de la prueba, mientras es aplicada la fuerza cíclica y luego se repite este mismo procedimiento cada 2.000 ciclos hasta alcanzar los 10.000 ciclos, tomando así un total de 6 muestras se 10 ciclos cada una para este caso. Adicionalmente, se tiene que mientras se aplica la fuerza sobre el resorte, se indican en tiempo real, los desplazamientos que sufre el mismo con el pasar de los ciclos, siguiendo el protocolo utilizado por Gardner en el año 2001 (Figura 5.5). De esta manera es posible observar la existencia de alguna variación progresiva en la amplitud del movimiento interfragmentario, como resultado de la aplicación de una carga cíclica por un tiempo prolongado.

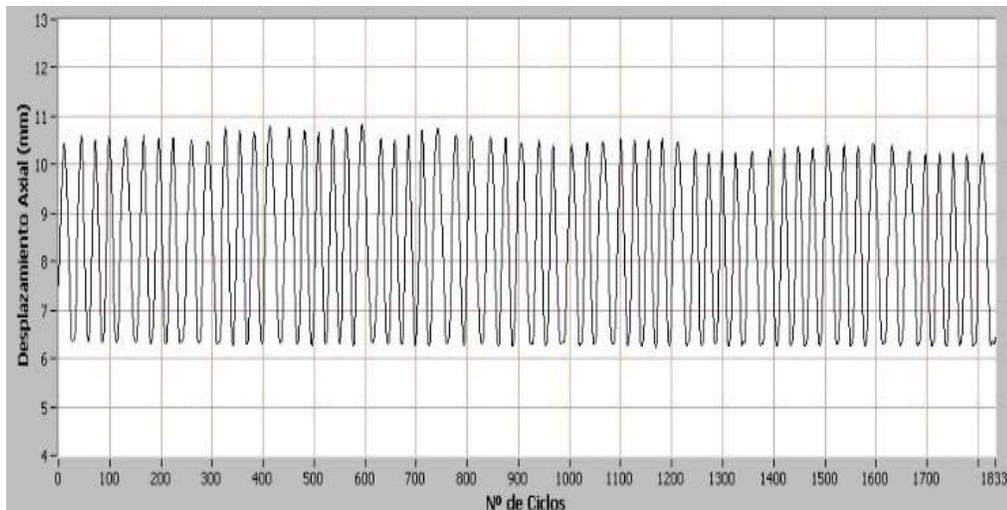


Figura 5.5 Curva de comportamiento del desplazamiento en función del número de ciclos del resorte para el ensayo dinámico (Fuente: Propia).

Como resultado de esta prueba se puede mencionar que la máquina lleva a cabo el ensayo cumpliendo con los parámetros inicialmente introducidos en el programa por el operario, así como también es posible determinar que el resorte no muestra ninguna variación progresiva en la amplitud del desplazamiento, tal y como es esperado para un resorte certificado de una vida útil de más de 10^7 ciclos de carga.

Las leves variaciones aleatorias en los picos y valles de la señal de desplazamiento obtenidas en el ensayo anterior, se deben principalmente a la falta de disponibilidad de una tarjeta de adquisición de datos de alta calidad y que cuente con puertos en los que se pueda conectar directamente tanto la celda de carga como el potenciómetro de desplazamiento lineal, evitándose así el ruido que le agrega la tarjeta a la señal que es captada y el uso de equipos acondicionadores de señal que le agregan error y ruido a las señales emitidas por los dos instrumentos antes mencionados. Por último, el programa desarrollado para el sistema de captación y manejo de datos puede ser objeto de ajustes que conlleven a mejorar su adecuación a la operación del equipo.

B) El ensayo dinámico pretende simular las condiciones de funcionamiento más desfavorables en las que se puede encontrar un fijador externo, para así poder conocer el número de ciclos al que puede estar sometido a carga con total seguridad (Prat et al, 1995).

Se coloca el fijador sobre la máquina de ensayos de la misma manera que se colocó para el ensayo estático y se procede a aplicar la precarga, la cual normalmente consta de varios ciclos de preacondicionamiento (ASTM F1541-02, 2007). Seguidamente, el fijador externo se somete a una fuerza axial comprendida entre un valor máximo de 350 N y uno mínimo de 20 N aproximadamente, no aplicándose la fuerza mínima de 0 N para que no se produzca despegue entre los huesos análogos y las mordazas de la máquina, a una frecuencia de 1 ciclo por segundo; esta situación simula la colocación de un fijador externo en una tibia fracturada en la que no existe en ningún momento

callo óseo capaz de soportar parte de la fuerza aplicada, lo cual representa el comportamiento postoperatorio inmediato de una fractura no reducida con pérdidas de segmentos sustanciales de hueso. Con dichas condiciones de ensayo se aplican hasta un total de 50 ciclos (Figura 5.6)

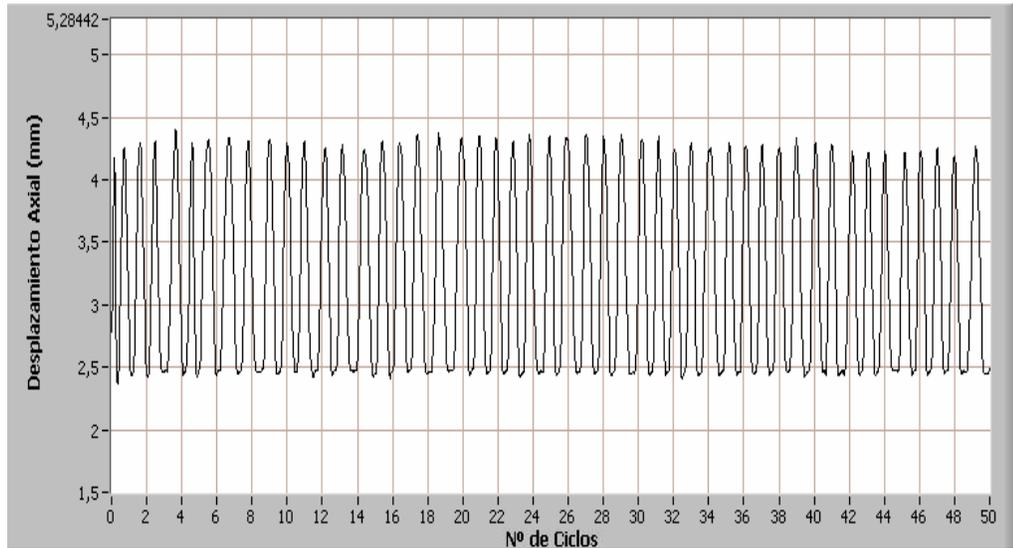


Figura 5.6 Curva de comportamiento del desplazamiento en función del número de ciclos del fijador para el ensayo dinámico (Fuente: Propia).

Como resultado de este ensayo se puede decir que el fijador externo al estar sometido a una fuerza axial cíclica dentro del régimen elástico del mismo, muestra comportamiento muy similar al obtenido al ensayar el resorte, en el cual no sufre ninguna variación progresiva en la amplitud del desplazamiento, sin embargo si es posible visualizar leves variaciones aleatorias en los picos y valles de la señal obtenida, debido a los motivos antes mencionados.

5.4 Evaluación de costos

En esta sección se presenta una comparación entre el costo de fabricación nacional del banco de ensayos y el costo de una máquina similar importada, con el fin de justificar económicamente la construcción de dicha máquina en el país.

Los costos de fabricación nacional que se presentan seguidamente incluyen la importación del conjunto motor-actuador, el controlador, los cables para realizar las conexiones e instrumentos de medición, la fabricación del banco, así como la construcción y montaje de la parte electrónica.

Tabla 5.1 Costos de fabricación nacional del banco de ensayos (Fuente: Propia).

| Denominación | Descripción | Costo (BsF.) |
|---------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|---------------------|
| Actuador lineal de precisión | Actuador marca Danaher Motion®, modelo EC2-BK23-50-05B-300-MF1-MT1M | 24.360,00 |
| Controlador del motor | Controlador marca Danaher Motion®, modelo S20360-CNS | 9.240,00 |
| Tarjeta de adquisición de datos | Marca National Instrument®, modelo NI-USB 6009 | 3.480,00 |
| Motor eléctrico de elevación | Marca DOGA®, modelo 111.3763.30.00, 24VDC | 900,00 |
| Celda de carga | Marca Omega®, modelo LCGD-1K | 4.788,00 |
| Potenciómetro lineal | Marca Omega®, modelo LP804-01 | 3.860,00 |
| Sistema de transmisión | Ruedas dentadas, cadena y tornillos de potencia | 720,00 |
| Estructura metálica | Marco de ensayos (base, travesaño, columnas y accesorios) | 2.676,00 |
| Elementos eléctricos | Fuentes de poder, tablero eléctrico, accionador del motor y accesorios eléctricos | 3.381,00 |
| Tratamientos superficiales | Galvanizado, pintado y cromado | 1.560,00 |
| Proceso de mecanización | Elaboración de las piezas a medida requeridas en el banco de ensayos | 3.600,00 |
| TOTAL | | 58.565,00 |

Nota: El costo de los elementos importados expuestos en la tabla 5.1 fueron calculados tomando en consideración el punto más desfavorable, es decir, empleando como referencia el valor más alto de la banda de variación (Junio-Octubre 2009) del dólar permuta en el país (1 US\$ = 7 BsF.), ya que dichos elementos no se encuentran dentro de la lista de productos que tienen asignados

dólares preferenciales, según establece la Gaceta Oficial N° 5921 vigente al momento de presentar este trabajo.

A los fines de realizar la comparación de costos se solicitó a la empresa INSTRON® (www.instron.com), el 30 de Julio de 2009, la cotización de una máquina de ensayos mecánicos modelo ElectroPlus E3000, cuyas principales especificaciones son:

- Ensamble completo del marco de carga.
- Instrumentación eléctrica para la realización de ensayos
- Motor lineal de alta capacidad que puede cargar estáticamente hasta 2100N y de forma dinámica hasta 3000N por medio de un vástago de 60 mm de longitud.
- Sistema eléctrico de elevación y descenso del travesañ.
- Sistema de control digital.

El costo total de esta máquina es de BsF. 241.832,30, incluyendo en este precio los gastos de envío (Anexo III) y el pago de los aranceles aduanales, que en este caso es 5% por encontrarse este equipo dentro del código arancelario 9024.10.00 correspondiente a: Máquina para ensayos de metal. Para efectos comparativos se realiza el cambio de la divisa a la tasa oficial en el momento de realizar el trabajo (BsF. 2,15/US\$), ya que esta máquina se encuentra considerada un producto preferencial (Gaceta Oficial N°. 5921 de fecha 14 de Mayo de 2009).

Tabla 5.2 Comparación de costos (Fuente: Propia).

| | |
|-------------------------------------|-------------------|
| Cotización extranjera (BsF.) | 241.832,30 |
| Fabricación nacional (BsF.) | 58.805,00 |
| Diferencia (BsF.) | 183.027,30 |

Como se puede apreciar en el cuadro anterior, la diferencia entre importar una máquina para ensayar fijadores externos y fabricarla en el país es significativa. El monto que se requiere para fabricar en el país dicha máquina representa sólo el 24,3% del costo de una similar importada de Estados Unidos. De esta manera se demuestra que es posible justificar económicamente el desarrollo de dicha máquina en el país.

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

Se presentan a continuación las conclusiones de mayor importancia a que dio lugar la realización del trabajo:

1. La máquina de ensayos para dispositivos de osteosíntesis se diseñó y construyó siguiendo las especificaciones establecidas por las normas ASTM F1541-02, E467-90, E4-98 y D638-03 en cuanto a diseño, instrumentos de medición y pruebas.
2. El diseño del banco de ensayos cumple con el criterio de rigidez establecido por la norma ASTM D638-03.
3. La geometría del marco de la máquina y sus dimensiones fueron definidas de acuerdo a las especificaciones de las pruebas a realizar y a las características de los elementos a evaluar.
4. El método articulado de sujeción del fijador externo permite la aplicación solamente de fuerza axial evitándose la generación de reacciones de momento.
5. Las curvas de calibración del sistema de medición de fuerza y desplazamiento mostraron un comportamiento lineal.
6. Las pruebas del banco se realizaron ensayando de forma estática y dinámica a compresión un elemento mecánico certificado de comportamiento elástico, comparando el resultado obtenido con el indicado por el fabricante,

registrándose 0,27% de desviación respecto al valor presentado por el mismo. En consecuencia se obtiene que la máquina cumple con las especificaciones establecidas en función de las condiciones de carga a las que comúnmente se encuentra sometido un fijador externo y las especificaciones establecidas por la norma ASTM F1541-02.

7. Los ensayos estáticos y dinámicos efectuados en condición de corrida piloto de un fijador Atlas para tibia en configuración monoplanar, permitieron demostrar que el equipo cumple con el objetivo para el cual fue concebido.
8. Los costos de la máquina desarrollada representan el 24 % del costo de una máquina comercial importada de igual capacidad.

Recomendaciones

- Se presenta una propuesta de placa multifuncional que puede ser acoplada fácilmente a la base de la máquina y que se recomienda diseñar y construir, de manera tal que permita el empleo del mismo banco de ensayos para la realización de pruebas como: flexión pura, flexión en voladizo y torsión.
- Adquirir una tarjeta de adquisición de datos especialmente diseñada para el banco de ensayos, es decir, que posea entradas y salidas adaptadas a los instrumentos de medición empleados y que genere poco ruido en la transmisión de señales, mejorando así la precisión de los datos registrados durante el ensayo y el empleo de sistemas acondicionadores de señal.
- Calibrar los sistemas de medición de carga y desplazamiento cada seis meses si su uso es constante o cada doce meses si su uso es intermitente tal y como lo establece la norma ASTM E467-90.
- Desarrollar mas ampliamente el programa realizado en software Labview®, de manera de aumentar la cantidad de aplicaciones para el equipo.
- Implementar el uso del equipo dentro del Centro de Biomecánica de la Universidad de Carabobo de tal manera que permita realizar pruebas tanto estáticas como dinámicas a compresión aplicadas a fijadores externos desarrollados por dicho centro o cualquier otro, extendiendo así su beneficio a nivel nacional.

Referencias

- Albert M., (2008). Uso retrogrado de los clavos intramedulares acerrojados en lesiones complejas del miembro inferior. Caso Clínico. [En línea], Disponible en Internet: <http://www.portalesmedicos.com/publicaciones/categories/Articulos/Traumatologia/> [Consulta: 08 de Diciembre de 2008].
- Aldas A., (1989). Diseño construcción y calibración de una celda de carga (tipo viga en voladizo) para una maquina universal de ensayo de materiales con adquisición de datos por computadora. *Proyecto de grado en Ingeniería Mecánica*, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil-Ecuador, 1989.
- ASTM INTERNATIONAL. (2007), Standard Specification and Test Methods for External Skeletal Fixation Devices. Designation F1541-02. E.E.U.U.
- Bisquerra R., (1989). Métodos de Investigación Educativa, Guía Práctica. 1ra Edición, Editorial Ceac. Barcelona, España.
- Blake A., (1985), Handbook of Mechanics, Materials and Structures. *Mechanical Tests*, p.p 220-236. New York, E.E.U.U.
- Biomet, (2009). [En línea], Disponible en Internet: <http://www.biomet.com/regions/southAmerica/venezuela.cfm> [Consulta: 15 de Enero de 2009].
- Biotau, (2009). [En línea], Disponible en Internet: <http://www.biotau.com.ar/index.html> [Consulta: 15 de Enero de 2009].
- Briggs B., (1982). The mechanical performance of the Standard Hoffmann-Vidal external fixation apparatus. *The Journal of Bone and Joint Surgery*. Vol. 64-A, No. 4, 566-573.
- Centeno A., (2008) Ortopedista. [En línea], México, Disponible en Internet: <http://www.ortopedistacenteno.com> [Consulta: 05 de Diciembre de 2008].

- Curcio M., (2009). Bitácora Boletín Informativo, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.ivic.ve/bitacora/Imagenes/image/tutor> [Consulta: 25 de Febrero de 2009].
- Danaher M., (2009). Catálogos de actuadores Serie EC y Catalogos de la Serie AKM de Servomotores sin escobillas, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.danahermotion.com/website/com/> [Consulta: 18 de Agosto de 2009].
- De Pablos J., Bruguera J., (2008). Cirugía Ortopédica y Traumatología, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.depablos-bruguera.com/> [Consulta: 08 de Diciembre de 2008].
- De Vedia L. (2002), Ensayos Industriales. Fatiga, *Universidad de Buenos Aires*, p.p 2-4.
- Doga., (2009). Catalogo de motor marca DOGA modelo 111.3763.30.00, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.doga.es> [Consulta: 08 de Septiembre de 2009].
- Emery A. H.,(1883), Machinery for Testing the Strength of a Metal, *United States Patent Office*, N° 278,918.
- Fenner D., (2009). Catalogo casquillos cónicos Trantorque GT, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.fennerdrives.com/catalogs.aspx> [Consulta: 17 de Julio de 2009].
- Galvis E., Lasso P., Machado P., García JJ., (2001). Computational determination of the 3-D shiffness matriz of an ilizarov fixator. *Advances in Bioengineering*. ASME 2001, BED-Vol. 51, 2001.
- García C., Ortega D., (2005), Elementos de Osteosíntesis de uso habitual en Fracturas de Esqueleto Apendicular: Evaluación Radiológica. *Revista Chilena de Radiología*. Vol. 11 N° 2, 58-70, [En línea], Disponible en Internet: http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0717-93082005000200005 [Consulta: 17 de Junio de 2009].
- Gardner TN., Evans M., Kenwright J., (1996). The influence of external fixators on fracture motion during simulated walking. *Med. Eng. Phys.* Vol. 18, No. 4, pp. 305-313.
- Gardner TN., Evans M., Kenwright J., (1997). A biomechanical study of five unilateral external fracture fixation devices. *Clinical Biomechanics*. Vol. 12, No. 2, 87-96.
- Gardner TN., Simpson H., Kenwright J., (2001). Rapid application fracture fixators-an evaluations of mechanical performance. *Clinical Biomechanics*. Vol. 16, 151-159.
- Gero., (2009), Grupo de Elongación y Reconstrucción Ósea, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.elongacion-reconstruccion-osea.com/tratamiento-malformaciones-huesos/es/abajo/290/Tipos de Fijadores Externos.asp> [Consulta: 17 de Junio de 2009].

- Gil FX., Ginebra MP., Morales J., Fernández E., Cabo J., Fernández A., Planell JA., (1995). Evaluación de la rigidez de diferentes fijadores externos. *Biomecánica*. Vol. III, No. 5, 113-116.
- Goenaga I., Forriol F. (1997). Ensayos mecánicos en tendones y ligamentos. *Biomecánica*. Vol. V, No. 9, 120-125.
- Gram M, Bearden R (1989), Screw-Driven Actuator for Test Frame, *United States Patent Office*, N° 4,869,112.
- Grasa J., González LA., Gómez MJ., García JM., Bea JA., Laborda PJ., Doblare M., (2008). Caracterización mecánica de las propiedades del tejido óseo cortical. *Anales de Mecánica de la Fractura 25*. Vol. 1, 23-28.
- Hp, (2009). Programa VIGAG® versión 4.1, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.hpcalc.org/> [Consulta: 17 de Julio de 2009].
- Instron., (2009). Catalogo en línea de equipos de prueba para evaluar propiedades mecánicas de materiales y componentes, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.instron.com.ar> [Consulta: 17 de Septiembre de 2009].
- Intermec., (2009). Catalogos en línea. [En línea], Disponible en Internet: <http://www.intermec.com/products/index.aspx> [Consulta: 17 de Septiembre de 2009].
- IVOT., (2009). Instituto Venezolano de Ortopedia y Traumatología. [En línea], Disponible en Internet: http://www.traumatologiaveterinaria.com/index.php?web=fijacion_ext/cu_r9_sefex.php [Consulta: 17 de Junio de 2009].
- Kollmorgen., (2009). Catalogo de Drives, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.kollmorgen.com/website/com/eng/products/drives/> [Consulta: 17 de Julio de 2009].
- Konics, Catalogo Insolated Converter CN-6000 series, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.konics.com/uploads/1.%20CN-6000%20Series.pdf> [Consulta: 28 de Septiembre de 2009].
- Leyton A., Galvis E., García J., Machado A., Echeverri A., (2002). Modelo de elementos finitos para el análisis y diseño de fijadores externos para fracturas de huesos. *VI Congreso Colombiano de Elementos Finitos y Modelamiento Numérico*. Bogota, Colombia, Mayo 2002.
- Leyton A., Ballén J., Moran R., Casanova F., Pinedo C., García J., (2008). Desarrollo de una prensa para pruebas estáticas y dinámicas de elementos ortopédicos y tejidos biológicos. *Revista Ingeniería e Investigación*. Vol. 20, N° 3, 132-137.
- Machado A., Leyton A., Echeverri A., García J., (2004). Sistema de fijación externa atlas para tratamiento de fracturas óseas. Características mecánicas de un fijador con seis grados de libertad. *Revista Colombiana de Ortopedia y Traumatología*. Vol. 18, No. 3, 90-96.

- Martínez A., Cuenca J., Canales A., Herrera A., Calvo A., (2008). Tratamiento quirúrgico de las pseudoartrosis del húmero proximal mediante osteosíntesis con placa e injerto, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.doyma.es/revistas/> [Consulta: 05 de Diciembre de 2008].
- Mata J., (1998). Fijación externa modular: diseño y comportamiento mecánico. *Conceptos Básicos en Biomecánica. Biomecánica*. Vol. VI, No. 11, 106-112.
- Molina M., (1972). Elementos de Maquinas I. *Universidad de Carabobo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica*. Segunda Edición.
- Muñoa J., (1954). Contribuciones a la antropología física del Uruguay. I. Los primitivos pobladores del este. *Anales del museo de historia universal de Montevideo*. 2da Serie, Vol. VI, 4-40.
- Nacional Instruments., (2009). Catalogo de tarjeta de adquisición de datos NI USB-2009, [En línea], Disponible en Internet: <http://sine.ni.com/nips/cds/print/> [Consulta: 25 de Junio de 2009].
- Norton R., (1997). Diseño de Máquinas. Editorial Pearson. México.
- Ojeda D., Gómez B., (2003). Análisis y Simulación tridimensional de un tutor para Fémur. *Trabajo de Ascenso*. Universidad de Carabobo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, Departamento de Diseño Mecánico y Automatización.
- Omega., (2009a) Catalogo de Miniatura industrial compression load cell. [En línea], Disponible en Internet: <http://www.omega.com/Pressure/pdf/> [Consulta: 25 de Agosto de 2009].
- Omega., (2009b). Catalogo de Miniatura linear displacement potentiometers. [En línea], Disponible en Internet: <http://www.omega.com/Pressure/pdf/> [Consulta: 25 de Agosto de 2009].
- Pereira J., Romanello D., (2007). Determinación experimental de la fuerza de corte de la aleación AAA356 T6 en operaciones de torneado. *Revista Ingeniería UC*. Vol. 14, No. 1, 64-73.
- Prat J., Comin M., Dejoz R., Peris J., Atienza C., Vera P., (1995). Criterios biomecánicos de diseño de un nuevo sistema de fijación externa. Stronger®. *Revista Española de Cirugía Osteoarticular*. Vol. 30, No. 178, 169-175.
- Raymond., (2009). Catalogo en línea de resortes certificados dorados para troquel marca Raymond, [En línea], Disponible en Internet: http://www.asrayond.com/documents/ASRaymond_Die_Springs.pdf [Consulta: 28 de Septiembre de 2009].
- Renold., (2009). Catalogo en línea, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.renold.es> [Consulta: 28 de Septiembre de 2009].
- Rodríguez D., (2009). Chicago Foot and Ankle Deformity Correction Center, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.cfaas.com/> [Consulta: 25 de Febrero de 2009].

- Rodríguez, (2009). Catalogo Linear Solutions, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.rodriguez.de/> [Consulta: 25 de Mayo de 2009].
- Rodríguez M., (2009). Trabajo en línea presentado por CITEC ULA, [En línea], Disponible en Internet: <http://cptm.alejandria.biz> [Consulta: 25 de Febrero de 2009].
- Samborsky D., (2005), Universal Testing Machines, MSU Sumary, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.coe.montana.edu> [Consulta: 25 de Febrero de 2009].
- Secpre., (2009), Sociedad Española de Cirugía Plástica Reparadora y Estética. [En línea], Disponible en Internet: <http://www.secpre.org/documentos%20manual%2073.html> [Consulta: 25 de Mayo de 2009].
- Serrani D., (1997). Evaluación de la Marcha. Trabajo de ascenso de JTP Cátedra de Estructura Biológica del sujeto II de la Facultad de Psicología de la UNR.
- Servosystems, (2009). Catalogo Duraplus electrical linear actuador, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.servosystems.com/> [Consulta: 25 de Mayo de 2009].
- Shigley J., Mischke C., (2002). Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial Mc. Graw-Hill. Sexta Edición. México.
- SKF, Catalogo de Rodamientos, [En línea], Disponible en Internet: <http://www.skf.com/portal/skf/home/products> [Consulta: 25 de Junio de 2009].
- Somache., (2009), Patologías Generales y de los pies, [En línea], Disponible en Internet: <http://somache.blogspot.com/2007/12/osteosintesis.html> [Consulta: 25 de Junio de 2009].
- Stein H., Mosheiff R., Baumgart F., Frigg R., Perren SM., Cordey J., (1997). The hybrid ring tubular external fixator: a biomechanical study. *Clinical Biomechanics*. Vol. 12, No. 4, pp. 259-266.
- Tassoni D., Elementos de Máquina. *Universidad de Carabobo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica*.
- Viladot. A, (2004), Lecciones Básicas del Aparato Locomotor, [En línea], Disponible en Internet: <http://books.google.co.ve> [Consulta: 15 de Junio de 2009].
- Yamagishi M., Yoshimura Y., (1955). The biomechanics of fracture healing. *The Journal of Bone Joint Surgery*. Vol. 37-A, No. 5, 1035-1068.
- Yang L., Nayagam S., Saleh M., (2003). Stiffnes characteristicics and inter-fragmentary displacements with different hybrid external fixators. *Clinical Biomechanic*. Vol. 18, 166-172.

Bibliografía

- Faires VM., (1970). Diseño de Elementos de Maquinas. Editorial Montaner y Simó S.A., Barcelona España.
- Ortíz R., Rodríguez L., Rodríguez R., (2000). Frecuencia de niños atendidos por lesiones esqueléticas accidentales en un Hospital General. ***Revista Mexicana de Pediatría***. Vol. 67, N° 3, pp 103-106.
- Viladot A., (2009). Lecciones Básicas de Biomecanica del aparato locomotor. Editorial Springer.
- Vilchez N., (2006). Estrategias creativas en el diseño mecánico. ***Universidad de Carabobo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica***.

APÉNDICE A

Curvas de comportamiento de las Variables Fuerza, Velocidad y Potencia

Curvas de comportamiento de las variables fuerza, velocidad y potencia en función del tiempo para el ensayo dinámico

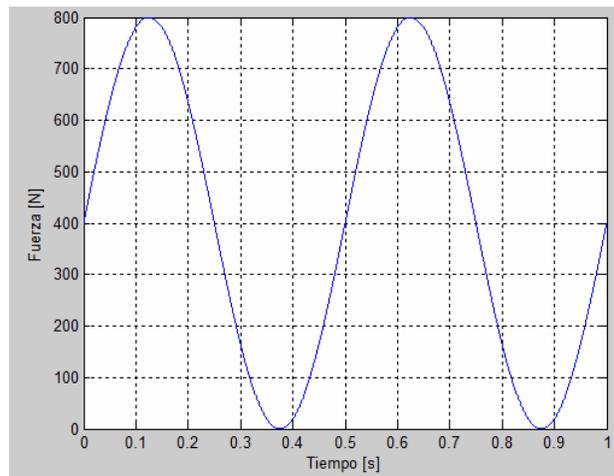


Figura A.1 Curva de comportamiento de la fuerza en función del tiempo. (Fuente: Propia)

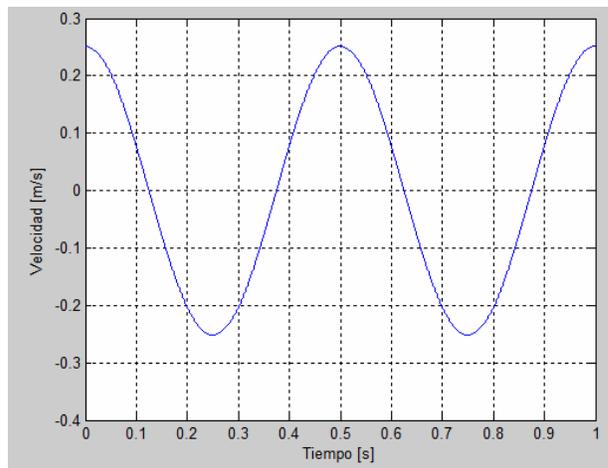


Figura A.2 Curva de comportamiento de la velocidad en función del tiempo. (Fuente: Propia)

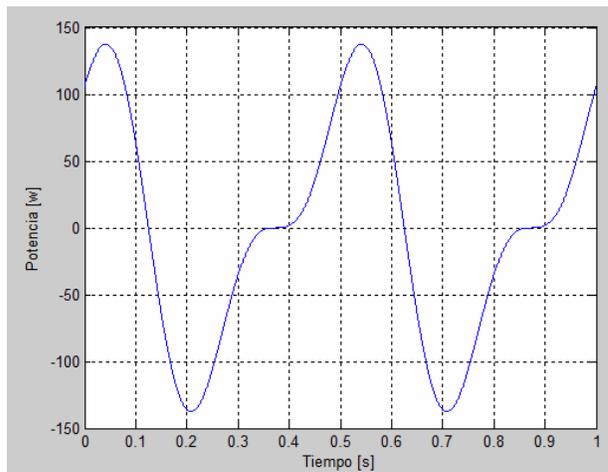


Figura A.3 Curva de comportamiento de la potencia en función del tiempo. (Fuente: Propia)

APÉNDICE B

Especificaciones técnicas de algunos modelos de unidades actuadoras

A continuación se presentan las especificaciones técnicas expuestas por los fabricantes de algunos de los sistemas evaluados durante la selección de la unidad mecánica actuadora a emplear en el banco de ensayos.

Tabla B.1 Especificaciones de carga de los actuadores eléctricos lineales Duraplus (Servosystems,2009).

| Leadscrew Specifications | | | | | | |
|---------------------------------|---------------------|------------------|----------------------|----------------|---------------|----------------------|
| Letter Designation | Thread Description* | Thread Lead (in) | Travel per Step (in) | Minor Diameter | Back Drivable | Maximum Thrust (lbs) |
| Q | 3/8-20ACME(1) | 0.05 | 0.000250 | .2994 | no | 1060 |
| T | 3/8-16ACME(1) | 0.0625 | 0.000312 | .2857 | no | 970 |
| W | 3/8-12ACME(1) | 0.0633 | 0.000416 | .2632 | no | 860 |
| S | 3/8-10ACME(1) | 0.1 | 0.000500 | .2353 | yes | 780 |
| A | 1/2-10ACME(1) | 0.1 | 0.000500 | .3574 | no | 670 |
| L | 3/8-12ACME(2) | 0.1667 | 0.000834 | .2632 | yes | 580 |
| F | 1/2-10ACME(2) | 0.2 | 0.001000 | .3576 | yes | 470 |

* Number of starts to the leadscrew: (1) = 1 start, (2) = 2 starts, etc.

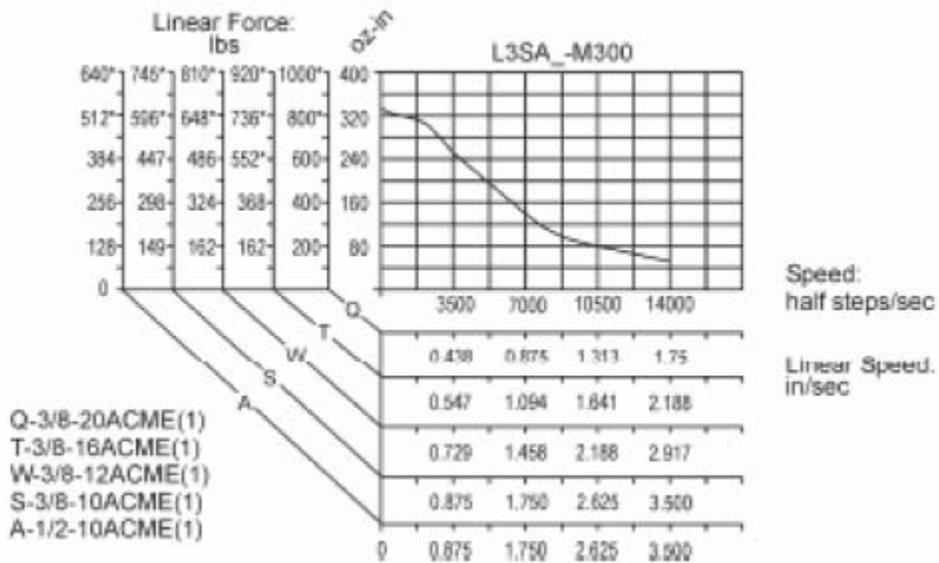


Figura B.1 Curva de comportamiento de los actuadores eléctricos lineales (Servosystems, 2009).

Tabla B.2 Especificaciones de los motores lineales miniatura marca Rodríguez (Rodríguez, 2009).

| Miniatur Linear-Servomotor Leistungsparameter | Maßenheit | Motortyp | | | |
|--------------------------------------------------|------------------|----------|-------|-------|-------|
| | | 1108 | 1106 | 1104 | 1102 |
| Maximalschubkraft | N | 45,10 | 45,10 | 38,30 | 19,10 |
| ununterbrochene Kraft | N | 8,77 | 7,06 | 5,20 | 3,08 |
| max. Geschwindigkeit | m/s | 5 | 6,70 | 10,10 | 20,30 |
| max. Beschleunigung | m/s ² | 190 | 252 | 290 | 251 |
| konstante Arbeitsspannung | VDC | 50 | 50 | 50 | 50 |
| Länge des Motorblocks | mm | 113 | 87 | 62 | 36 |
| Breite des Motorblocks | mm | 34 | 34 | 34 | 34 |
| Durchmesser des Stators | mm | 11 | 11 | 11 | 11 |
| Motorblockmasse | g | 246 | 186 | 132 | 76 |
| Statormasse | g/m | 680 | 680 | 680 | 680 |
| max. Verfahrweg | mm | 397 | 423 | 448 | 474 |

Tabla B.3 Especificaciones de los motores lineales marca Rodríguez (Rodríguez, 2009).

| Eisenbehafteter Linear-Servomotor Leistungsparameter | Maßeinheit | Motortyp | | | | | | | |
|---------------------------------------------------------|------------------|----------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 3810 | 3808 | 3806 | 3804 | 2510 | 2508 | 2506 | 2504 |
| Maximalschubkraft | N | 2027 | 2031 | 2031 | 1562 | 1178 | 1176 | 929 | 619 |
| max. Geschwindigkeit | m/s | 2,57 | 3,3 | 4,5 | 6,7 | 5,8 | 7,3 | 9,7 | 14,5 |
| max. Beschleunigung | m/s ² | 744 | 740 | 726 | 700 | 622 | 622 | 611 | 573 |
| ununterbrochene Kraft | N | 255 | 214 | 172 | 126 | 107 | 89 | 70 | 50 |
| kontinuierliche Stromaufnahme | A (bei 25°C) | 1,94 | 2,04 | 2,18 | 2,41 | 1,77 | 1,85 | 1,93 | 2,08 |
| konstante Arbeitsspannung | VDC | 320 | 320 | 320 | 320 | 320 | 320 | 320 | 320 |
| Länge des Motorblocks | mm | 380 | 309 | 238 | 167 | 276 | 225 | 174 | 121 |
| Motorblockmasse | kg | 5,3 | 4 | 3,3 | 2,3 | 2,5 | 2 | 1,5 | 1,1 |
| Statormasse | kg/m | 8,3 | 8,3 | 8,3 | 8,3 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| max. Verfahrweg | mm | 1195 | 1266 | 1377 | 1408 | 1099 | 1150 | 1201 | 1254 |
| Modullänge (bei max. Hub) | mm | 1615 | 1615 | 1615 | 1615 | 1415 | 1415 | 1415 | 1415 |

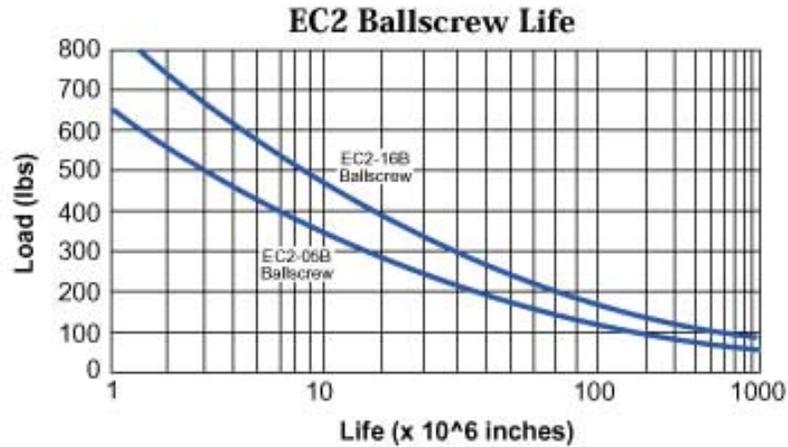


Figura B.2 Curva de comportamiento de la vida útil del actuador en función de la fuerza (Danahermotion 2009).

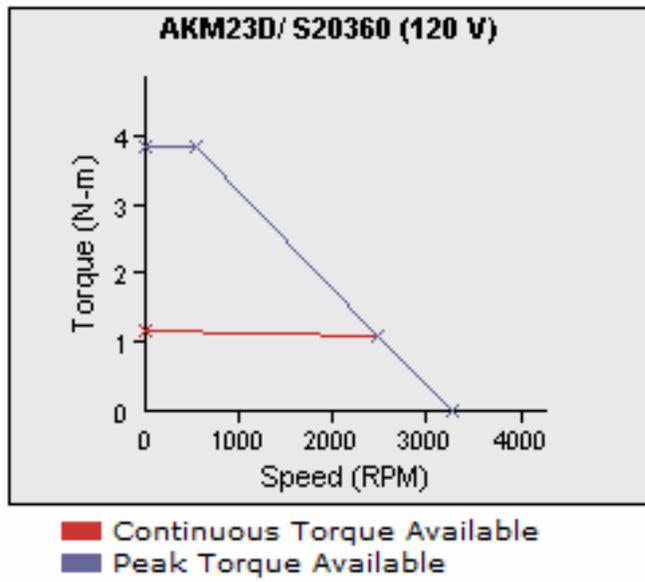


Figura B.3 Curva de comportamiento del torque en función de la velocidad angular del servomotor AKM23D (Danahermotion 2009).

APÉNDICE C

Programa (Matlab®) para la evaluación dinámica del conjunto motor-actuador

El programa que se presenta a continuación se emplea para obtener los valores máximos de torque y potencia, para la evaluación dinámica del conjunto motor-actuador.

```

>> % Datos
clear
m1=10; % Masa del cilindro + Mordazas + Celda de carga (Kgm)
Ir=0.0000216*1.1; % Inercia rotacional del tornillo * 1.1 (Kgm*m^2)
fr=2; % Frecuencia (Hz)
df=0.04; % Desplazamiento máximo en fatiga (m)
g=9.81; % Aceleración de la gravedad (m/s^2)
av=0.005; % Avance del tornillo (m/rev)
ef=0.85; % Eficiencia del sistema tornillo-tuerca
Pf=3; % Porcentaje fricción
%
t=[0.0:0.01:1]; % tiempo de 0 a 1 segundos
%
de=df/2*sin(2*fr*pi*t); % Función desplazamiento (m)
ve=df/2*2*fr*pi*cos(2*fr*pi*t); % Función velocidad (m/s)
ac=-df/2*(2*fr*pi)^2*sin(2*fr*pi*t); % Función aceleración (m/s^2)
Ff=400*(1+sin(2*pi*fr*t)); % Función fuerza sobre el fijador (N)
%
Ft=(Ff+m1*ac-m1*g)*(1+Pf/100); % Empuje axial que debe ejercer el tornillo a la tuerca (N)
%
wt=2*pi*ve/av; % Velocidad del tornillo (rad/s)
Te=Ft.*ve/ef./wt; % Torque que el tornillo le debe ejercer a la tuerca para mantener el movimiento (N-m)
%
% Torque requerido por el motor (N-m)
%
Tm=(Te+Ir*2*pi*ac/av)*(1+Pf/100); % (N-m) Nota: Se considera un 3% de fricción
%
% Curva Torque-rpm
%
wr=wt*60/2/pi; % Velocidad angular (rpm)
%
max(Pot)
max(wr)
max(Tm)
ans =
118.8261
ans =
3.0159e+003
ans =
0.5681

ans =

118.8261

ans =

3.0159e+003

ans =

0.5681

```

Figura C.1 Programa creado en Matlab® para obtener los valores máximos de torque y potencia para la evaluación dinámica de los sistemas mecánicos que conforman el actuador. (Fuente: Propia)

APÉNDICE D

Cálculos Complementarios

A continuación se plantean los cálculos que sirven de complemento al diseño de algunas de las partes que componen en banco de ensayos.

D.1 Diseño de la prensa de fricción

En primer lugar es necesario determinar el espacio libre máximo que puede existir entre la barra y la prensa, para esto, se requiere conocer las tolerancias de los diámetros que interactúan. En este caso, existirá un ajuste deslizante entre las columnas y el travesaño, y los diámetros máximos y mínimos de cada elemento serán los siguientes:

Tabla D.1 Tolerancias del diámetro del agujero de la prensa y la columna para esta aplicación (Shigley, 2002).

| | Agujero | Columna |
|-----------------------------|----------------|----------------|
| $\varnothing_{\max} (p\lg)$ | 2,0014 | 1,9995 |
| $\varnothing_{\min} (p\lg)$ | 2,0000 | 1,9986 |

Nota: para emplear las ecuaciones se deben introducir los datos correspondientes en el Sistema Métrico Inglés.

Por lo tanto g_{\max} vendrá dado por:

$$g_{\max} = (2,0014 - 1,9986) p \lg = 2,80 \times 10^{-3} p \lg \quad (\text{D.1})$$

Una vez obtenido el valor de g_{\max} se procede a calcular el valor de a , para lo cual se obtiene lo siguiente:

$$R = R_i + \frac{h}{2} = 1 + \frac{1,36 p \lg}{2} = 1,68 p \lg \quad (\text{D.2})$$

$$a = x - R = (1,68 - 1,68) p \lg = 0 p \lg \quad (\text{D.3})$$

La distancia a resultó ser nula, ya que, por diseño se colocó el centro del tornillo justo a la mitad de la altura de la sección h , lo que ocasiona que el radio del eje centroidal R pase exactamente por el punto A.

Finalmente es necesario determinar el valor de la precarga a aplicar sobre el tornillo para lo cual la práctica recomienda que el apriete inicial, en juntas sin empacaduras blandas, sea tal que el esfuerzo que se induce (S_i) se aproxime al esfuerzo de prueba, así que para juntas empleadas en máquinas se recomienda que $S_i = (0,8)S_p$. Donde S_p es el esfuerzo de prueba que puede soportar el tornillo sin deformarse permanentemente. (Molina, 1972)

$$f_i = A_T \times S_i = A_T \times (0,8) \times S_p \quad (\text{D.4})$$

$$f_i = \pi \times (0,25)^2 \times (0,8) \times (120000) = 18.849,55 lb \quad (\text{D.5})$$

Donde:

- A_T : Área de la sección transversal del tornillo a emplear (plg^2)
- S_p : Resistencia de prueba mínima del tornillo (Shigley, 2002).

Nota: el tornillo a emplear será de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro grado SAE 8, y poseerá en sus extremos un mango que permita su ajuste sin necesidad de emplear herramientas.

Una vez realizados todos los cálculos preliminares y obtenidos los datos básicos requeridos para el diseño del sujetador, se procede a plantear las ecuaciones a emplear (Shigley, 2002):

$$r_n = \frac{h}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} \quad (\text{D.6})$$

$$\delta = g_{\max} \times \left(2 + \frac{a}{R}\right) \quad (\text{D.7})$$

$$P = \frac{A \times E}{\pi} \times g_{\max} \times \left(2 + \frac{a}{R}\right) \times \left[\frac{(a+R)^2 + \frac{R^2}{2}}{e} + (1,423 \times R) \right]^{-1} \quad (\text{D.8})$$

$$F_c = (f_i - P) \times \left(2 + \frac{a}{R}\right) \quad (\text{D.9})$$

$$F_a = 2 \times f \times F_c \quad (\text{D.10})$$

$$M|_{\theta=\pi} = P \times (a + 2 \times R) \quad (\text{D.11})$$

$$C_i = r_n - R_i \quad (\text{D.12})$$

$$C_o = R_o - r_n \quad (\text{D.13})$$

$$e = R - r_n \quad (\text{D.14})$$

$$\sigma_i = -\frac{M \times C_i}{A \times e \times R_i} - \frac{P}{A} \quad (\text{D.15})$$

$$\sigma_o = -\frac{M \times C_o}{A \times e \times R_o} - \frac{P}{A} \quad (\text{D.16})$$

Donde:

- r_n : Radio del eje neutro ($p \lg$).
- δ : Deflexión total en el punto A ($p \lg$).
- P : Tensión del tornillo (lb).
- A : Área de sección transversal del sujetador ($p \lg^2$).

- F_c : Fuerza de sujeción del tornillo (lb).
- F_a : Resistencia al movimiento axial de la barra (lb).
- M : Momento en el punto B ($p\lg \times lb$).
- C_i : Brazo interno de la fuerza ($p\lg$).
- C_o : Brazo externo de la fuerza ($p\lg$).
- e : Excentricidad ($p\lg$).
- σ_i : Esfuerzo flexionante interno (psi).
- σ_o : Esfuerzo flexionante externo (psi).

Al sustituir los valores correspondientes en cada ecuación se obtiene que:

$$r_n = \frac{1,36}{\ln\left(\frac{2,36}{1}\right)} = 1,58 p\lg \quad (D.17)$$

$$\delta = 2,8 \times \left(2 + \frac{0}{1,68}\right) = 5,6 \times 10^{-3} p\lg \quad (D.18)$$

$$e = 1,68 - 1,58 = 0,1 p\lg \quad (D.19)$$

$$P = \frac{(1,36 \times 2) \times 30 \times 10^6}{\pi} \times 2,8 \times 10^{-3} \times \left(2 + \frac{0}{1,68}\right) \times \left[\frac{(0 + 1,68)^2 + \frac{(1,68)^2}{2}}{0,1} + (1,423 \times 1,68) \right]^{-1} \quad (D.20)$$

$$P = 3.148,21 lb \quad (D.21)$$

$$F_c = (18.849,55 - 3.148,21) \times \left(2 + \frac{0}{1,68}\right) = 31.402,69 lb \quad (D.22)$$

$$F_a = 2 \times 0,35 \times 3.1402,69 = 21.981,88 lb \approx 9.991,76 kg \quad (D.23)$$

Ahora bien, el momento en el punto B se estima que es:

$$M|_{\theta=\pi} = 3.148,21 \times (0 + 2 \times 1,68) = 10.584,28 lb \times p\lg \quad (D.24)$$

$$C_i = (1,58 - 1) p\lg = 0,58 p\lg \quad (D.25)$$

$$C_o = (2,36 - 1,58) p \lg = 0,78 p \lg \quad (D.26)$$

Finalmente el esfuerzo flexionante en el punto B cuando el espacio libre g_{\max} se cierra, incluyendo la compresión es:

$$\sigma_i = -\frac{10.584,28 \times 0,58}{(1,36 \times 2) \times 0,1 \times 1} - \frac{3.148,21}{(1,36 \times 2)} = -24.662,19 \text{ psi} \quad (D.27)$$

$$\sigma_0 = -\frac{10.584,28 \times 0,78}{(1,36 \times 2) \times 0,1 \times 2,36} - \frac{3.148,21}{(1,36 \times 2)} = 12.088,55 \text{ psi} \quad (D.28)$$

D.2 Peso lineal del travesaño

Para determinar el peso aproximado del travesaño es necesario conocer el volumen que ocupa y la densidad del material del cual está compuesto. En este caso, el travesaño será elaborado de acero al carbono SAE 1020, cuya densidad (ρ) es de 7.850 kg/m^3 (Shigley, 2002).

El volumen que ocupa el travesaño se obtendrá de la siguiente manera:

Se calcula el área transversal del travesaño:

$$A_{\text{total}} = A_{\text{rectangulo}} + A_{\text{circulo}} = (0,32 \times 0,2) m^2 + (\pi(0,1)^2) m^2 = 9,54 \times 10^{-2} m^2 \quad (D.29)$$

Se calcula el volumen:

$$V = A_{\text{total}} \times e = 9,54 \times 10^{-2} m^2 \times 2,54 \times 10^{-2} m = 2,42 \times 10^{-3} m^3 \quad (D.30)$$

Se obtiene el peso del travesaño:

$$P = V \times \rho = 2,42 \times 10^{-3} m^3 \times 7.850 \text{ kg} / m^3 = 19 \text{ kg} \approx 190 \text{ N} \quad (D.31)$$

Por lo tanto el peso linealmente distribuido es:

$$P_{\text{lineal}} = P = \frac{190 \text{ N}}{l} = \frac{190 \text{ N}}{0,52 \text{ m}} = 365,38 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (D.32)$$

D.3 Peso lineal de la base

Para determinar el peso aproximado de la base es necesario conocer el volumen que ocupa y la densidad del material del cual está compuesto. En este caso, la base es elaborada en acero al carbono SAE 1020, cuya densidad (ρ) es de 7.850 kg/m^3 (Shigley, 2002).

El volumen que ocupa la base se obtendrá de la siguiente manera:

Se calcula el área transversal de la base:

$$A_{total} = A_{circulo} = \pi(0,25)^2 m^2 = 0,20m^2 \quad (D.33)$$

Se calcula el volumen:

$$V = A_{total} \times e = 0,20m^2 \times 1,6 \times 10^{-2} m = 3,20 \times 10^{-3} m^3 \quad (D.34)$$

Finalmente se obtiene el peso de la base:

$$P = V \times \rho = 3,20 \times 10^{-3} m^3 \times 7.850 \text{ Kg} / m^3 = 25,12 \text{ kg} \approx 251,2 \text{ N} \quad (D.35)$$

El peso linealmente distribuido es:

$$P_{lineal} = P = \frac{251,2 \text{ N}}{l} = \frac{251,2 \text{ N}}{0,5 \text{ m}} = 502,4 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (D.36)$$

D.4 Esfuerzos a los que están sometidos los tornillos de potencia

En primer lugar es necesario calcular el esfuerzo cortante (τ) en el cuerpo del tornillo, debido al momento torsor (T) al que está sometido. Dicho esfuerzo cortante se calcula a partir de la siguiente expresión (Shigley, 2002):

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi \times (d_r)^3} = \frac{16 \times 1,01}{\pi \times (1,28 \times 10^{-2})^3} = 2,45 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (D.37)$$

Seguidamente se procede a calcular el esfuerzo axial normal nominal (σ), el cual se expresa mediante (Shigley, 2002):

$$\sigma = -\frac{4 \times F}{\pi \times (d_r)^2} = \frac{4 \times 185}{\pi \times (1,28 \times 10^{-2})^2} = -1,44 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (\text{D.38})$$

Luego se procede a calcular el esfuerzo de apoyo (σ_B) y el esfuerzo flexionante en la raíz del hilo (σ_b), para lo cual es importante indicar que un tornillo de transmisión de potencia que eleva una carga, está en compresión y su paso de rosca se acorta por deformación elástica. Su tuerca en contacto está en tensión y su paso de rosca se alarga. Los hilos en contacto no pueden compartir, de una manera homogénea, la carga. Algunos experimentos muestran que el primer hilo en contacto soporta 0,38 de la carga, el segundo 0,25 y el tercero 0,18, y el séptimo está libre de carga. Al estimar los esfuerzos de los hilos con las ecuaciones que se presentaran a continuación, sustituyendo 0,38 F por F y haciendo el número de hilos en contacto (n_i), igual a 1, se obtendrá el nivel mayor de esfuerzos en la combinación tuerca-hilo (Shigley, 2002).

$$\sigma_B = \frac{2 \times (0,38 \times F)}{\pi \times d_m \times n_i \times p} = \frac{2 \times (0,38 \times 185)}{\pi \times 1,45 \times 10^{-2} \times 1 \times 2,31 \times 10^{-3}} = 1,34 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (\text{D.39})$$

$$\sigma_b = \frac{6 \times (0,38 \times F)}{\pi \times d_r \times n_i \times p} = \frac{6 \times (0,38 \times 185)}{\pi \times 1,28 \times 10^{-2} \times 1 \times 2,31 \times 10^{-3}} = 4,54 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (\text{D.40})$$

El cortante transversal en el extremo de la sección transversal de la raíz debido a la flexión es cero. Sin embargo, existe un esfuerzo cortante circunferencial en el extremo de la sección transversal de la raíz del hilo de $2,45 \times 10^6$ Pa.

Una vez obtenidos los esfuerzos normales, ortogonales y cortantes se procede a calcular el esfuerzo de Von Misses (σ') en la parte superior de la raíz, para lo cual es necesario plantear la distribución de los esfuerzos tridimensionales de la siguiente manera (Shigley, 2002):

$$\sigma_x = 4,54 \times 10^6 \text{ Pa} \quad \tau_{xy} = 2,45 \times 10^6 \text{ Pa} \quad \sigma_y = 0$$

$$\sigma_y = 0 \quad \tau_{yz} = 0$$

$$\sigma_z = -1,44 \times 10^6 \text{ Pa} \quad \tau_{zx} = 0$$

Luego de obtener la distribución de los esfuerzos tridimensionales a los que está sometido el tornillo de potencia, se procede a calcular el esfuerzo de Von Misses (σ') a través de la siguiente expresión (Tassoni, 2006):

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \times (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (\text{D.41})$$

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(4,54 \times 10^6)^2 + (-1,44 \times 10^6)^2 + (-1,44 \times 10^6 - 4,54 \times 10^6)^2 + 6 \times (2,45 \times 10^6)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{D.42})$$

$$\sigma' = 6,87 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (\text{D.43})$$

En forma alterna, esta situación puede analizarse como una de esfuerzo plano de la siguiente forma (Shigley, 2002):

$$\sigma_x = 4,54 \times 10^6 \text{ Pa} \quad \tau_{xy} = 2,45 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_z = -1,44 \times 10^6 \text{ Pa} \quad \tau_{zx} = 0$$

Los esfuerzos principales diferentes de cero están dados por:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{4,54 \times 10^6 + (-1,44 \times 10^6)}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{4,54 \times 10^6 - (-1,44 \times 10^6)}{2} \right]^2 + (2,45 \times 10^6)^2} \quad (\text{D.43})$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = 1,55 \times 10^6 \pm 3,87 \times 10^6 = 5,42 \times 10^6, -2,32 \times 10^6 \quad (\text{D.44})$$

De la ecuación (Shigley, 2002):

$$\sigma' = (\sigma_1^2 - \sigma_1 \times \sigma_2 + \sigma_2^2)^{1/2} \quad (\text{D.45})$$

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$\sigma' = \left[(5,42 \times 10^6)^2 - (5,42 \times 10^6 \times (-2,32 \times 10^6)) + (-2,32 \times 10^6)^2 \right]^{1/2} = 6,87 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (\text{D.46})$$

Como se tienen los tres esfuerzos principales, el esfuerzo cortante máximo se determina ordenando los esfuerzos principales como $(5,42 \times 10^6, 0, -2,32 \times 10^6)$ y siguiendo la siguiente ecuación (Shigley, 2002):

$$\tau_{\max} = \max \left[\frac{5,42 \times 10^6 - 0}{2}, \frac{0 - (-2,32 \times 10^6)}{2}, \frac{5,42 \times 10^6 - (-2,32 \times 10^6)}{2} \right] \text{ Pa} \quad (\text{D.47})$$

$$\tau_{\max} = \max [2,71 \times 10^6; 1,16 \times 10^6; 3,87 \times 10^6] \text{ Pa} = 3,87 \times 10^6 \text{ Pa} \quad (\text{D.48})$$

D.5 Cálculo del diámetro medio (d_m), diámetro menor (d_r) y diámetro de la sección sometida a esfuerzo (d) de los tornillos de potencia

En primer lugar es necesario calcular el valor del diámetro medio del tornillo, diámetro menor (d_r) y diámetro de la sección sometida a esfuerzo (d). Las ecuaciones que permiten hallar estos valores se obtienen a partir de la norma ANSI B1 1-1974, donde se establece que:

$$d_r = D - (1,299038 \times p) \quad (\text{D.49})$$

$$d_m = D - (0,649519 \times p) \quad (\text{D.50})$$

$$d = \frac{d_r + d_m}{2} \quad (\text{D.51})$$

Nota: para emplear las ecuaciones se deben introducir los datos correspondientes en el Sistema Métrico Inglés.

Donde:

- D: Diámetro mayor nominal = $0,625 p \lg (15,88 \times 10^{-3} m)$.
- P: Paso = $0,09 p \lg (2,31 \times 10^{-3} m)$.

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$d_r = 0,625 - (1,299038 \times 0,09) = 0,51 \text{ plg } (1,30 \times 10^{-2} \text{ m}) \quad (\text{D.52})$$

$$d_m = 0,625 - (0,649519 \times 0,09) = 0,57 \text{ plg } (1,45 \times 10^{-2} \text{ m}) \quad (\text{D.53})$$

$$d = \frac{0,51 + 0,57}{2} = 0,54 \text{ plg } (1,37 \times 10^{-2} \text{ m}) \quad (\text{D.54})$$

D.6 Cálculo del valor de la fuerza crítica (P_{crit})

En primer lugar es necesario conocer a partir de qué ecuación se debe calcular el valor de “ P_{crit} ”, para lo cual se determina, el coeficiente de esbeltez correspondiente al tornillo diseñado y se compara con el coeficiente de esbeltez límite. Dichas ecuaciones son las siguientes (Tassoni, 2006):

$$\text{Coeficiente de esbeltez: } \frac{h}{R} = \frac{0,75 \text{ m}}{6,81 \times 10^{-3} \text{ m}} = 110,13 \quad (\text{D.55})$$

$$\left. \frac{h}{R} \right|_{lim} = \pi \times \sqrt{\frac{2 \times n \times E}{S_{ycomp}}} = \pi \times \sqrt{\frac{2 \times 1 \times 206,10^9}{207 \times 10^6}} = 140,15 \quad (\text{D.56})$$

Donde:

- h: Longitud máxima no soportada del coeficiente del tornillo (m).
- R: Radio menor del tornillo (m).
- n: Factor de fijación de los extremos (n=1 cuando ambos extremos pueden girar libremente).

$$\frac{h}{R} < \left. \frac{h}{R} \right|_{lim} \quad (\text{D.57})$$

A partir del resultado obtenido se concluye que para obtener el valor del “ P_{crit} ” se debe emplear la ecuación de Johnson, la cual plantea lo siguiente:

$$P_{crit} = \left(S_{ycomp} - \left(\frac{S_{ycomp}}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{1}{n \times E} \times \left(\frac{h}{R} \right)^2 \right) \times A \quad (\text{D.58})$$

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$P_{crit} = 20.834,47 \text{ N} \quad (\text{D.59})$$

D.7 Selección de los rodamientos a emplear en el banco de ensayos

Primero es necesario calcular la carga equivalente que es ejercida sobre cada rodamiento, la cual se obtiene a partir de la siguiente fórmula:

$$P = (X \times F_r) + (Y \times F_a) \quad (\text{D.60})$$

Donde:

- F_r : Carga radial aplicada sobre el rodamiento (N).
- F_a : Carga axial aplicada sobre el rodamiento (N).
- X y Y: Valores adimensionales que varían según el tipo de rodamiento.

De la información del fabricante (Anexo II) se obtiene que $X=0,35$ y $Y=0,57$. Considerando el peso total del conjunto y el peso propio del tornillo se tiene aproximadamente 230 N de carga sobre cada rodamiento. Se espera que la carga radial sea igual a un 10% de la carga axial.

$$P = (0,35 \times 23) + (0,57 \times 230) = 139,15 \text{ N} \quad (\text{D.61})$$

Finalmente es posible determinar la vida del rodamiento en millones de revoluciones a partir de la siguiente ecuación provista por el fabricante:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (\text{D.62})$$

Donde:

- L: Vida útil del rodamiento (millones de revoluciones).
- C: Capacidad de carga dinámica (N).
- P: Carga equivalente sobre el rodamiento (N).

Sustituyendo los valores correspondientes se obtiene que:

$$L = \left(\frac{7610}{139,15} \right)^3 = 163.570,26 \text{ Millones de revoluciones} \quad (\text{D.63})$$

También es posible expresar el resultado anterior en función de las horas de funcionamiento a partir de la siguiente expresión:

$$L_h = \left(\frac{1000000}{60 \times n} \right)^3 \times L \quad (\text{D.64})$$

$$L_h = \left(\frac{1000000}{60 \times 50} \right)^3 \times 163.570,26 = 6,06 \times 10^{12} \text{ Horas de funcionamiento} \quad (\text{D.65})$$

D.8 Selección de las ruedas dentadas y la cadena a emplear en el banco de ensayos

Para la selección del sistema de ruedas dentadas y cadena se toma en cuenta lo siguiente:

a) Datos principales:

- Motor de 0,021 hp.
- Transmisión aceleradora, o sea, la velocidad de rotación en los ejes de los tornillos de potencia debe ser mayor que la presente en el eje del motor. Esto se debe a que esta última velocidad es muy baja para la velocidad a la que se desea que suba o baje el travesaño (0,1 m/min).

b) Potencia de diseño:

La potencia de diseño es igual a 0,021 hp, ya que los factores de servicio encontrados en el manual de selección están orientados a trabajos pesados y condiciones severas de funcionamiento. Por lo tanto la potencia de diseño permanece igual a la potencia a la salida del eje.

c) Determinación de la relación de transmisión:

Para este caso se asume en el paso “a” que la relación de transmisión del sistema sería como mínimo de 1,5. Por lo tanto se obtiene que:

$$1,5 = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (\text{D.66})$$

Donde:

- Z_c = Cantidad de dientes de la corona.
- Z_p = Cantidad de dientes del piñón.

Para el piñón, el cual en este caso representará la rueda dentada que va acoplada a cada tornillo de potencia, se recomienda una cantidad mínima de 14 dientes para un giro más suave de la corona (<http://www.intermec.com.co>). Al sustituir los valores correspondientes en la ecuación anterior se obtiene que la corona debe poseer como mínimo 21 dientes para lograr la relación de transmisión de 1,5.

d) Selección del tamaño y cantidad de cadenas en paralelo:

Por tratarse de un sistema sencillo de transmisión y manejar baja potencia se emplea una sola cadena. Ahora bien, el paso de dicha cadena se selecciona a partir del gráfico que se presenta a continuación, siendo los datos de entrada la potencia de diseño (0,021hp) y la velocidad de rotación del piñón (50 rpm).

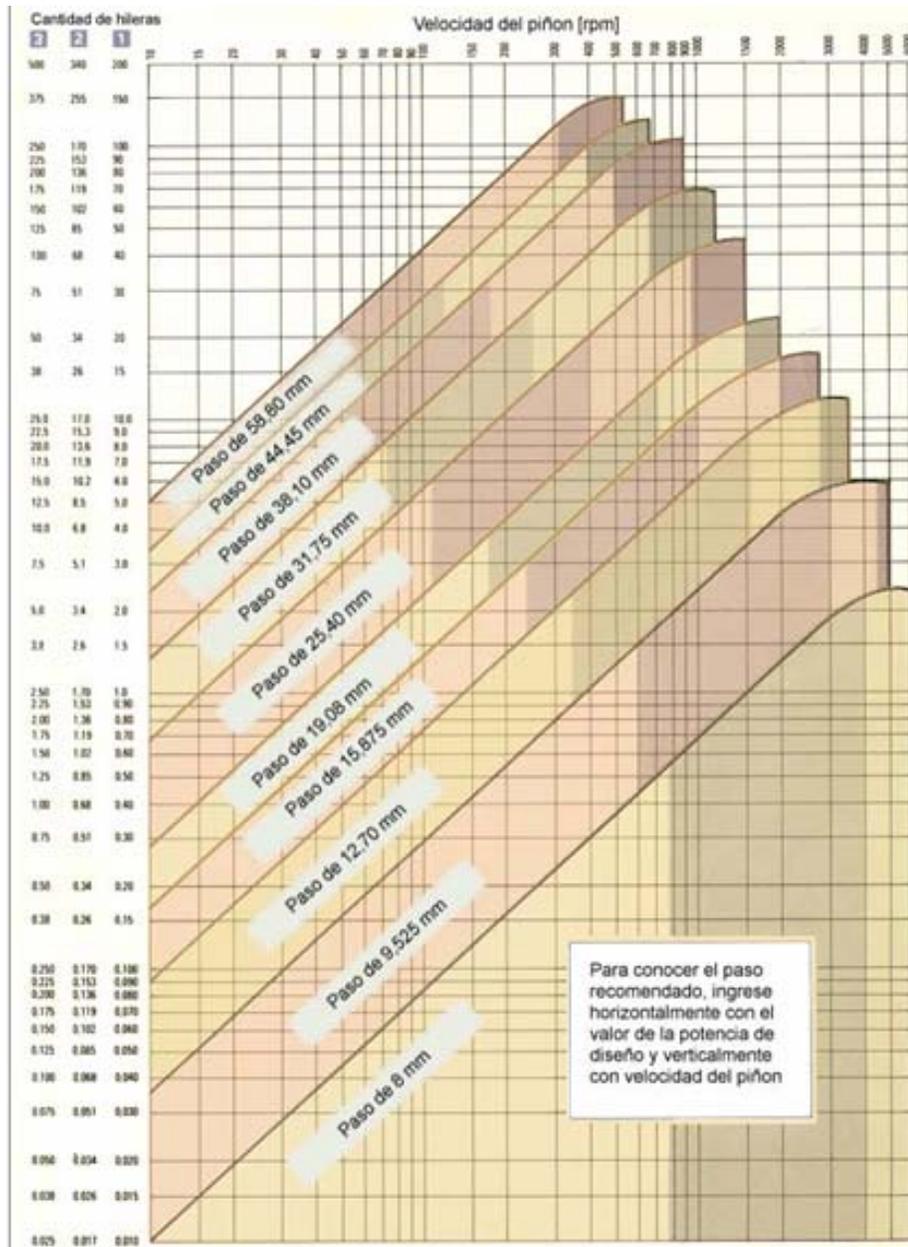


Figura D.1 Curvas de potencia (Kw) en función de la velocidad (rpm) para los diversos pasos de cadenas.(Renold,2009).

A partir de las curvas anteriores es posible obtener que el mínimo paso de la cadena a emplear debe ser de 8 mm.

APÉNDICE E

Diagramas de cuerpo libre, de corte y momento

En el presente apéndice se presentan los diagramas de cuerpo libre, de corte y momento correspondientes a los ensayos estáticos y dinámicos de la base, columna y travesaño.

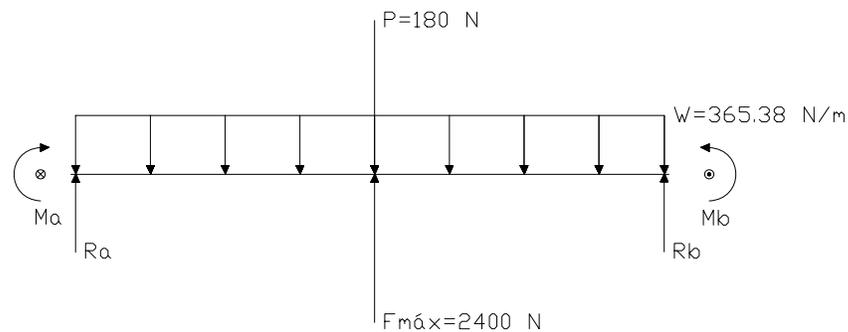


Figura E.1 Diagrama de cuerpo libre del travesaño para el ensayo estático. (Fuente: Propia)

Donde:

- $F_{máx_e}$: Fuerza máxima a aplicar por el banco de ensayo durante la prueba estática (N).
- w : Peso lineal del travesaño $\left(\frac{N}{m}\right)$.

- P: Peso correspondiente al conjunto motor-actuador (se asumirá un aproximado de 180 N).
- Ra: Reacción de fuerza en el punto A (N).
- Rb: Reacción de fuerza en el punto B (N).
- Ma: Reacción de momento flector en al punto A (Nm).
- Mb: Reacción de momento flector en al punto B (Nm).

Nota: Los cálculos correspondientes al peso lineal de la base se presentan en el apéndice D.

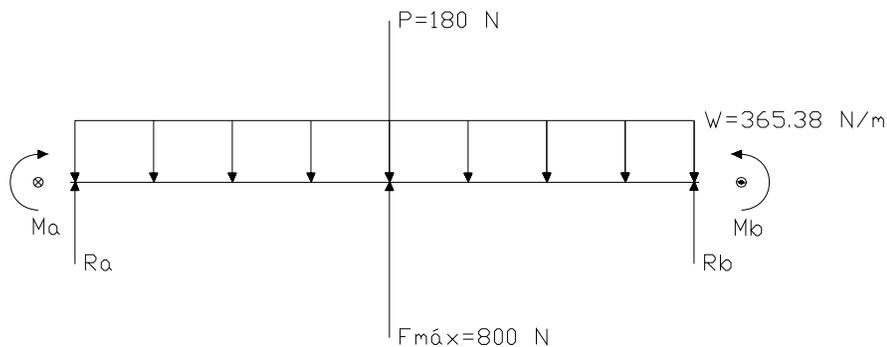


Figura E.2 Diagrama de cuerpo libre del travesaño para el ensayo dinámico. (Fuente: Propia)

Donde:

- Fmáxd: Fuerza máxima a aplicar por el banco de ensayo durante la prueba dinámica (N).

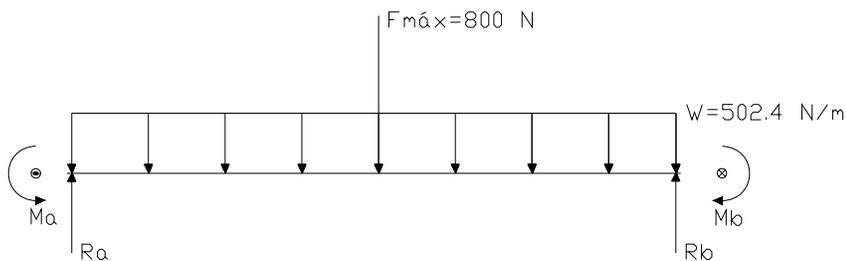


Figura E.3 Diagrama de cuerpo libre de la base para el ensayo estático. (Fuente: Propia)

Donde:

- Fmáxe: Fuerza máxima a aplicar por el banco de ensayo durante la prueba estática (N).

- w : Peso lineal del travesaño $\left(\frac{N}{m}\right)$.
- P : Peso correspondiente al conjunto motor-actuador (se asumirá un aproximado de 180 N).
- R_a : Reacción de fuerza en el punto A (N).
- R_b : Reacción de fuerza en el punto B (N).
- M_a : Reacción de momento flector en al punto A (Nm).
- M_b : Reacción de momento flector en al punto B (Nm).

Nota: Los cálculos correspondientes al peso lineal de la base se presentan en el apéndice D.

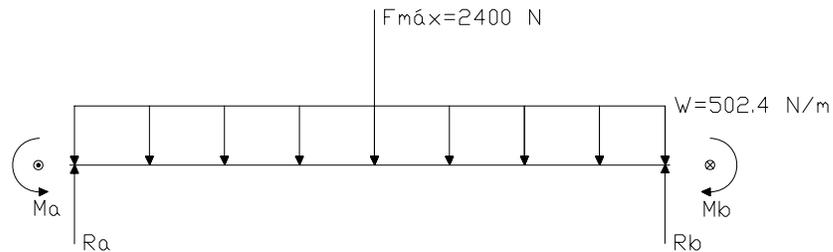


Figura E.4 Diagrama de cuerpo libre de la base para el ensayo dinámico. (Fuente: Propia)

Donde:

- $F_{máx_d}$: Fuerza máxima a aplicar por el banco de ensayo durante la prueba dinámica (N).

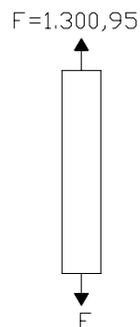


Figura E.5 Diagrama de cuerpo libre de la columna para el ensayo estático. (Fuente: Propia)

Donde

F : Fuerza axial (N)

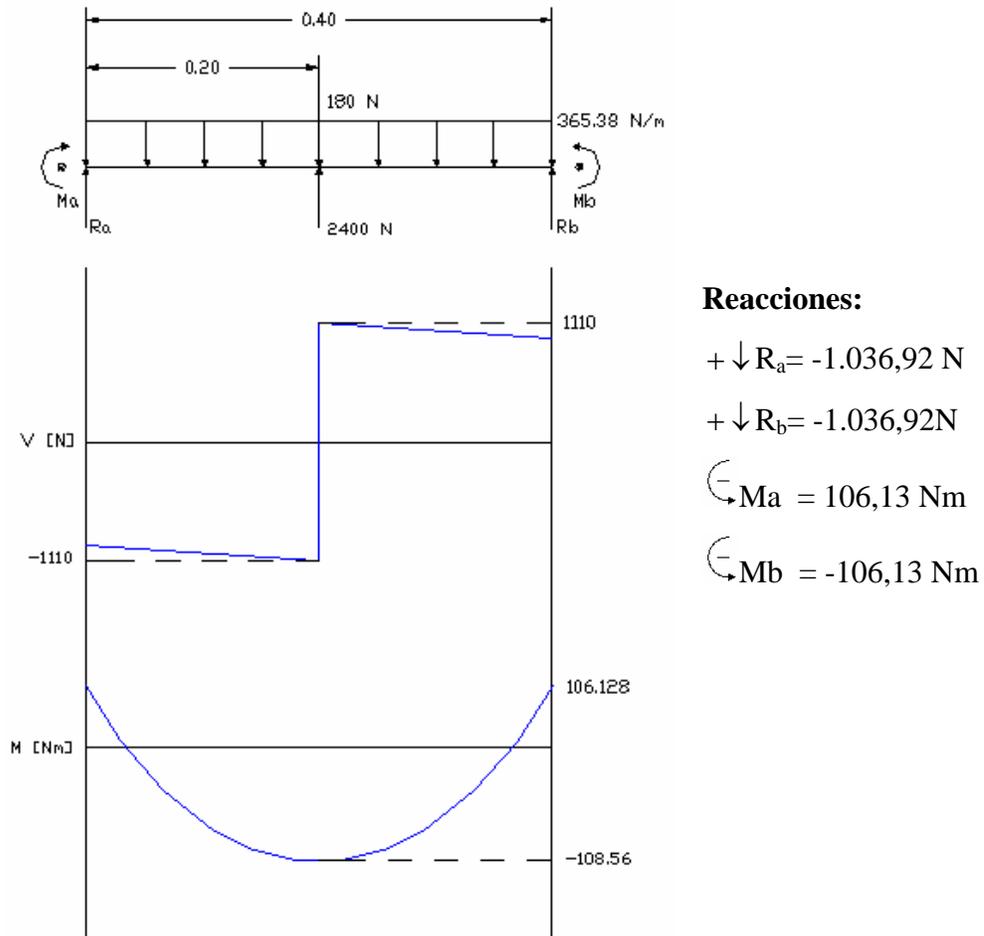


Figura E.6 Diagrama de corte y momento del travesaño para el ensayo estático. (Fuente: Propia)

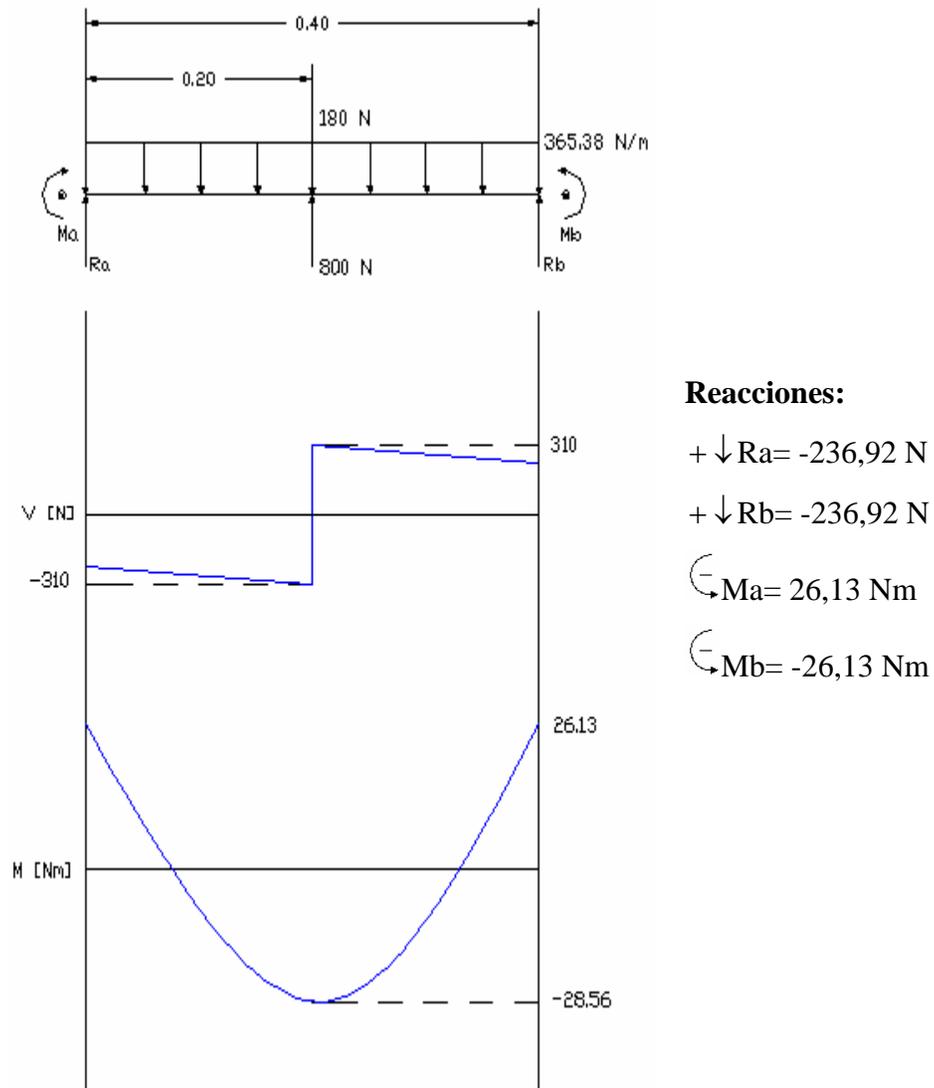


Figura E.7 Diagrama de corte y momento del travesaño para el ensayo dinámico. (Fuente: Propia)

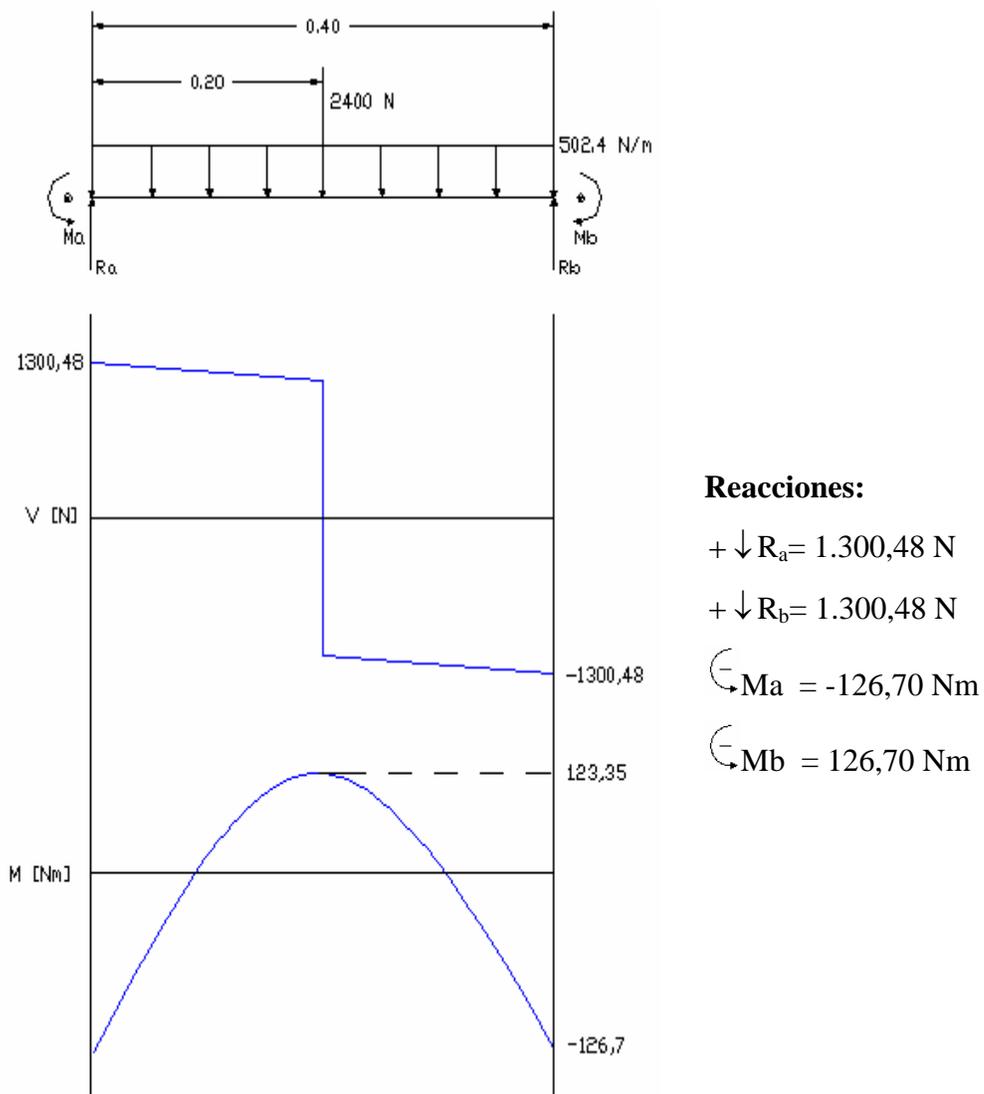


Figura E.8 Diagrama de corte y momento de la base para el ensayo estático. (Fuente: Propia)

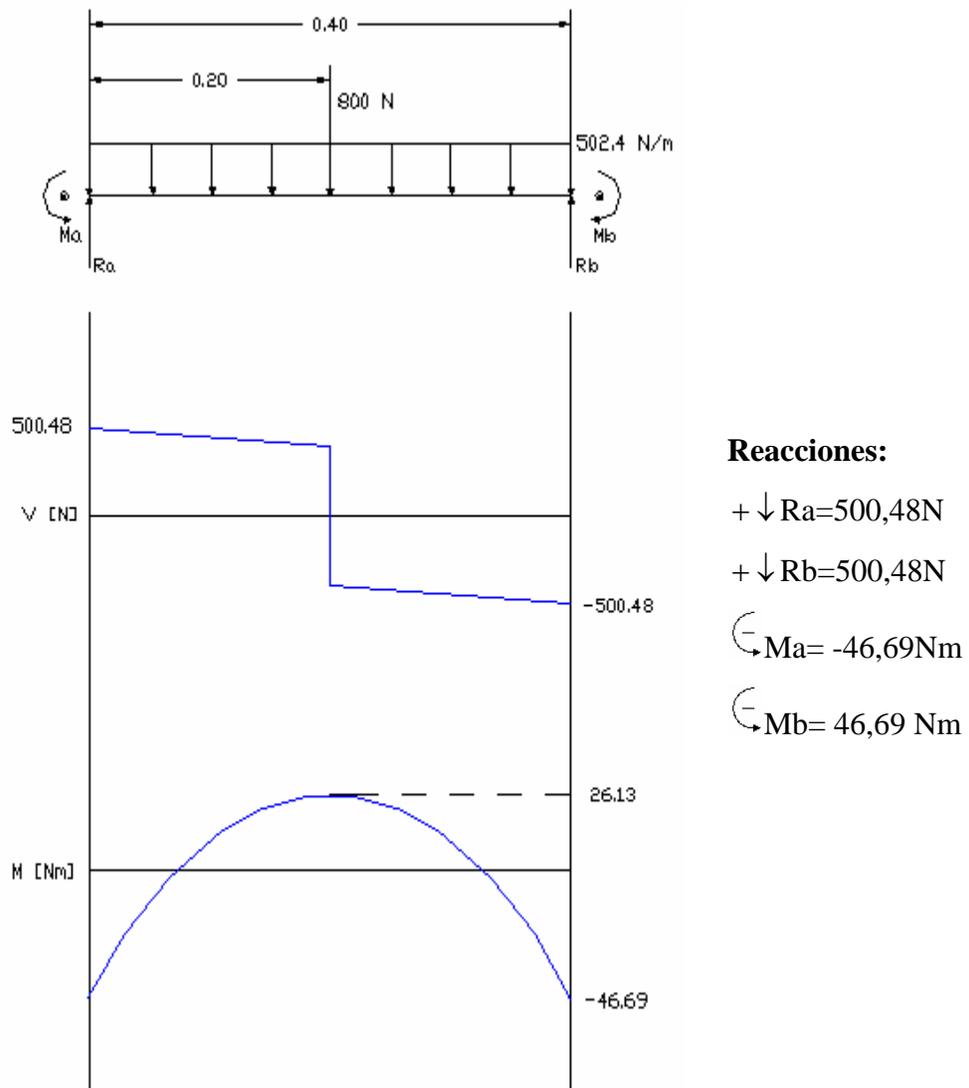


Figura E.9 Diagrama de corte y momento de la base para el ensayo dinámico. (Fuente: Propia)

APÉNDICE F

Curvas de Calibración

En el presente apéndice se plantean las curvas de calibración correspondientes a los sistemas de medición de carga y desplazamiento.

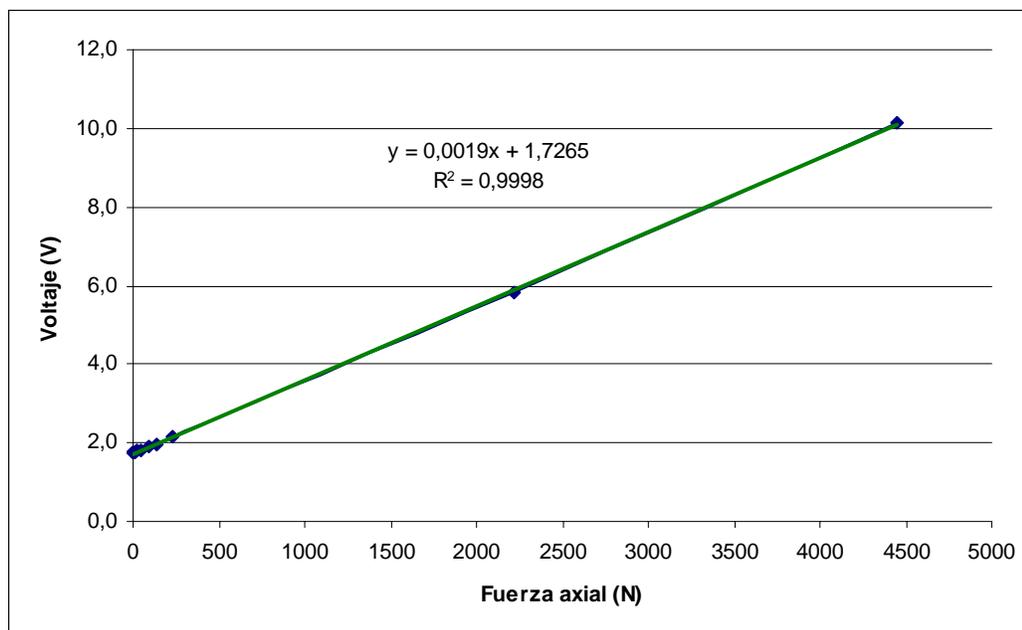


Figura F.1 Curva de calibración del sistema de medición de carga. (Fuente: Propia)

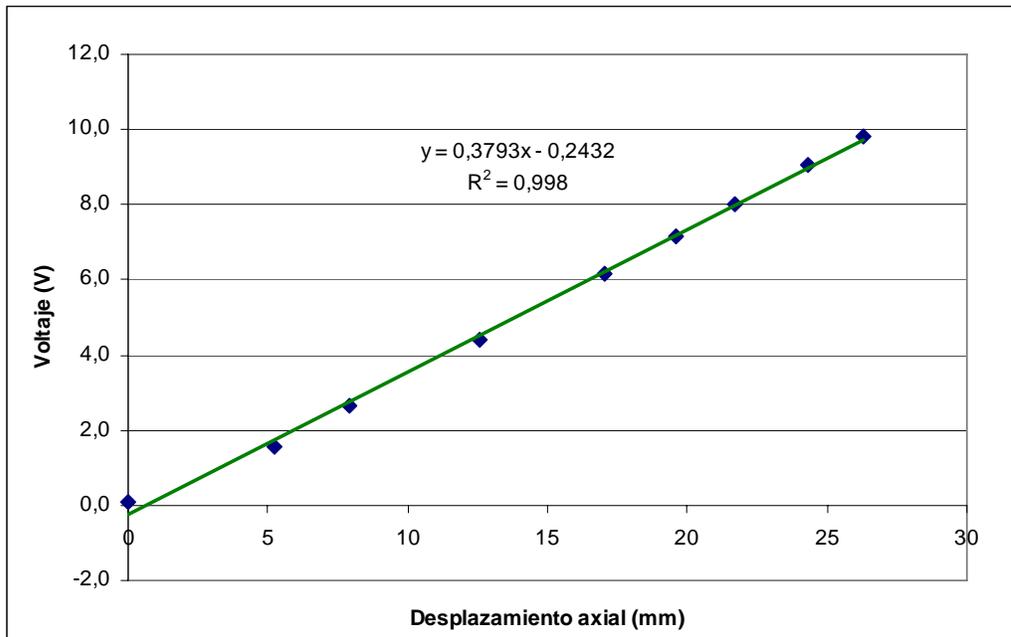


Figura F.2 Curva de calibración del sistema de medición de desplazamiento. (Fuente: Propia)

APÉNDICE G

Especificaciones Técnicas de resortes marca Raymond

En el presente apéndice se presenta los datos técnicos de los resortes certificados dorados para troquel marca Raymond.

| Raymond® | | HEAVY DUTY DIE SPRINGS | | | INCH DIMENSIONS | | | | | | GOLD | |
|----------------|---------------|------------------------|----------------|----------------------------|---------------------------------------|-----------------|------------------------------------|-----------------|---------------------------------------------|-----------------|------------------------------------------|-----------------|
| Hole Dia. (in) | Rod Dia. (in) | Free Length (in) | CATALOG NUMBER | Load at 1/10 in. Def. (lb) | LOAD DEFLECTION TABLE | | | | | | | |
| | | | | | For Optimum Life (15% of free length) | | For Long Life (20% of free length) | | Maximum Operating Def. (25% of free length) | | *Maximum Deflection (30% of free length) | |
| | | | | | Load (lb) | Deflection (in) | Load (lb) | Deflection (in) | Load (lb) | Deflection (in) | Load (lb) | Deflection (in) |
| A | B | C | | | | | | | | | | |
| 1 | 1/2 | 1 | 105-504 | 208.0 | 312.0 | 0.15 | 416.0 | 0.20 | 520.0 | 0.25 | 0.30 | |
| | | 1 1/4 | 105-505 | 171.2 | 321.0 | 0.19 | 428.0 | 0.25 | 535.0 | 0.31 | 0.38 | |
| | | 1 1/2 | 105-506 | 118.4 | 286.4 | 0.23 | 355.2 | 0.30 | 444.0 | 0.38 | 0.45 | |
| | | 1 3/4 | 105-507 | 104.0 | 273.0 | 0.26 | 364.0 | 0.35 | 455.0 | 0.44 | 0.53 | |
| | | 2 | 105-508 | 90.0 | 270.0 | 0.30 | 360.0 | 0.40 | 450.0 | 0.50 | 0.60 | |
| | | 2 1/2 | 105-510 | 68.0 | 255.0 | 0.38 | 340.0 | 0.50 | 425.0 | 0.63 | 0.75 | |
| | | 3 | 105-512 | 54.4 | 244.8 | 0.45 | 326.4 | 0.60 | 408.0 | 0.75 | 0.90 | |
| | | 3 1/2 | 105-514 | 45.6 | 239.4 | 0.53 | 319.2 | 0.70 | 399.0 | 0.88 | 1.05 | |
| | | 4 | 105-516 | 40.0 | 240.0 | 0.60 | 320.0 | 0.80 | 400.0 | 1.00 | 1.20 | |
| | | 4 1/2 | 105-518 | 35.2 | 237.6 | 0.68 | 316.8 | 0.90 | 396.0 | 1.13 | 1.35 | |
| | | 5 | 105-520 | 31.2 | 234.0 | 0.75 | 312.0 | 1.00 | 390.0 | 1.25 | 1.50 | |
| | | 5 1/2 | 105-522 | 28.8 | 237.6 | 0.83 | 316.8 | 1.10 | 396.0 | 1.38 | 1.65 | |
| 6 | 105-524 | 25.6 | 230.4 | 0.90 | 307.2 | 1.20 | 384.0 | 1.50 | 1.80 | | | |
| 7 | 105-528 | 22.4 | 235.2 | 1.05 | 313.6 | 1.40 | 392.0 | 1.75 | 2.10 | | | |
| 8 | 105-532 | 19.2 | 230.4 | 1.20 | 307.2 | 1.60 | 384.0 | 2.00 | 2.40 | | | |
| 12 | 105-548 | 12.0 | 216.0 | 1.80 | 288.0 | 2.40 | 360.0 | 3.00 | 3.60 | | | |
| 1 1/4 | 5/8 | 1 1/2 | 105-606 | 212.0 | 477.0 | 0.23 | 636.0 | 0.30 | 795.0 | 0.38 | 0.45 | |
| | | 1 3/4 | 105-607 | 181.6 | 476.7 | 0.26 | 635.6 | 0.35 | 794.5 | 0.44 | 0.53 | |
| | | 2 | 105-608 | 149.6 | 448.8 | 0.30 | 598.4 | 0.40 | 748.0 | 0.50 | 0.60 | |
| | | 2 1/2 | 105-610 | 117.6 | 441.0 | 0.38 | 588.0 | 0.50 | 735.0 | 0.63 | 0.75 | |
| | | 3 | 105-612 | 95.2 | 428.4 | 0.45 | 571.2 | 0.60 | 714.0 | 0.75 | 0.90 | |
| | | 3 1/2 | 105-614 | 75.2 | 394.8 | 0.53 | 526.4 | 0.70 | 658.0 | 0.88 | 1.05 | |
| | | 4 | 105-616 | 66.4 | 398.4 | 0.60 | 531.2 | 0.80 | 664.0 | 1.00 | 1.20 | |
| | | 4 1/2 | 105-618 | 58.4 | 394.2 | 0.68 | 525.6 | 0.90 | 657.0 | 1.13 | 1.35 | |
| | | 5 | 105-620 | 53.0 | 397.5 | 0.75 | 530.0 | 1.00 | 662.5 | 1.25 | 1.50 | |
| | | 5 1/2 | 105-622 | 47.2 | 389.4 | 0.83 | 519.2 | 1.10 | 649.0 | 1.38 | 1.65 | |
| | | 6 | 105-624 | 42.4 | 381.6 | 0.90 | 508.8 | 1.20 | 636.0 | 1.50 | 1.80 | |
| | | 7 | 105-628 | 36.8 | 386.4 | 1.05 | 515.2 | 1.40 | 644.0 | 1.75 | 2.10 | |
| 8 | 105-632 | 32.8 | 393.6 | 1.20 | 524.8 | 1.60 | 656.0 | 2.00 | 2.40 | | | |
| 10 | 105-640 | 25.6 | 384.0 | 1.50 | 512.0 | 2.00 | 640.0 | 2.50 | 3.00 | | | |
| 12 | 105-648 | 20.8 | 374.4 | 1.80 | 499.2 | 2.40 | 624.0 | 3.00 | 3.60 | | | |

Figura G.1 Datos técnicos de los resortes certificados dorados para troquel marca Raymond. (Raymond, 20099)

APÉNDICE H

Curvas de Correlación

En el presente apéndice se presentan las curvas de correlación de la fuerza axial en función del desplazamiento axial interfragmentario de un fijador externo y un resorte certificado.

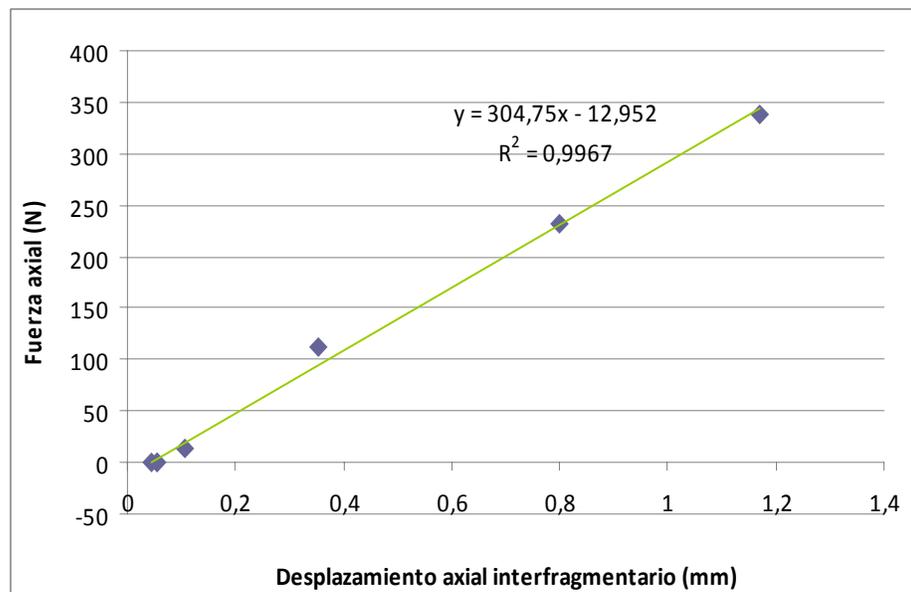


Figura H.1 Curva de correlación de la fuerza axial en función del desplazamiento axial interfragmentario de un fijador externo. (Fuente: Propia)

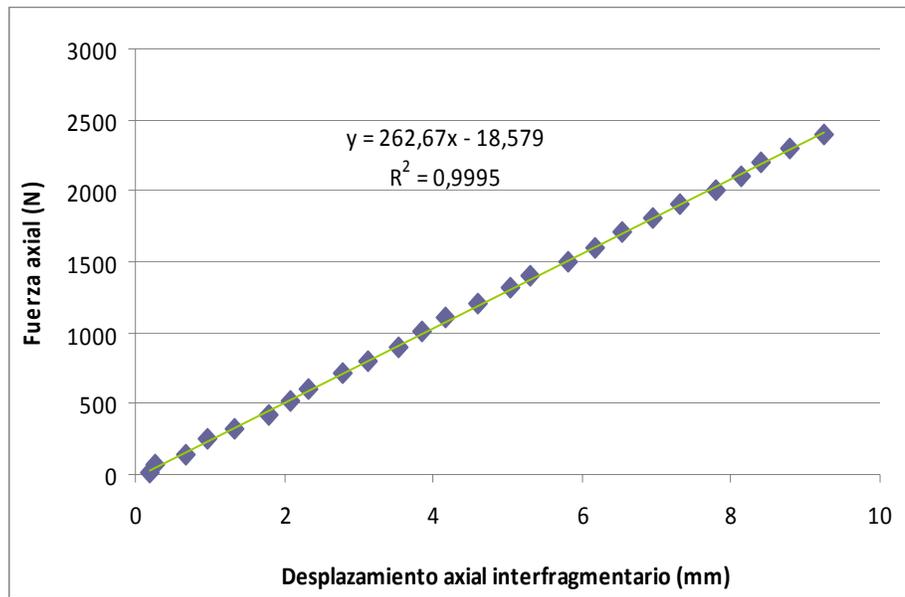
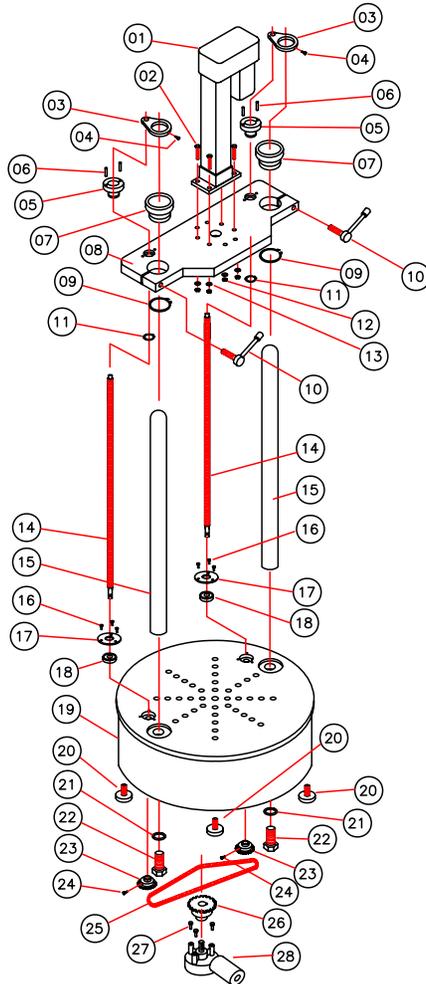
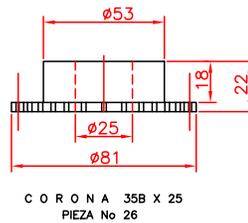
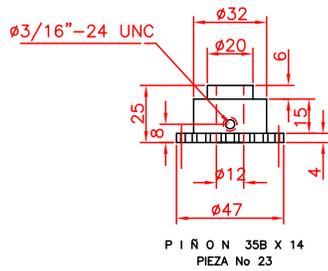
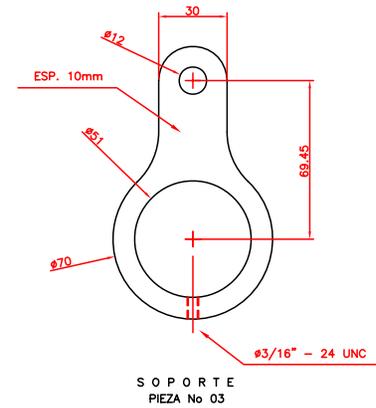
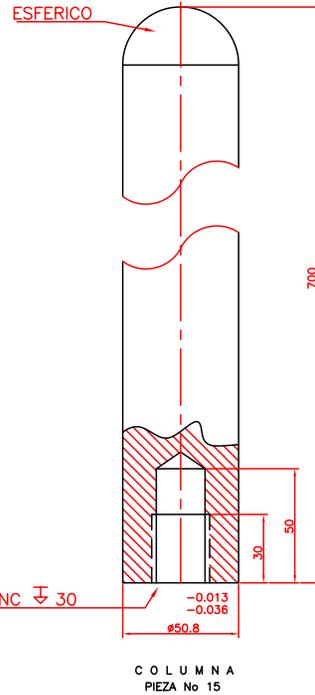
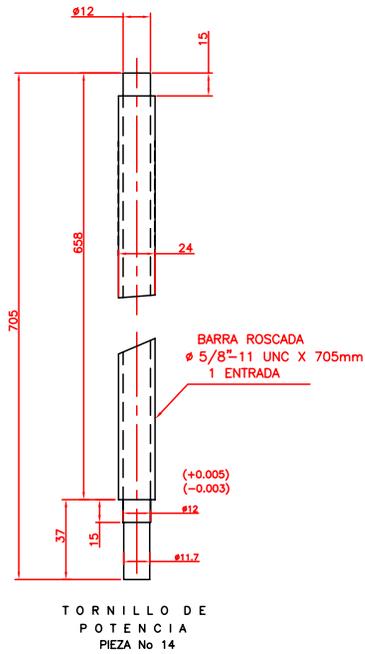


Figura H.2 Curva de correlación de la fuerza axial en función del desplazamiento axial interfragmentario de un resorte certificado. (Fuente: Propia)

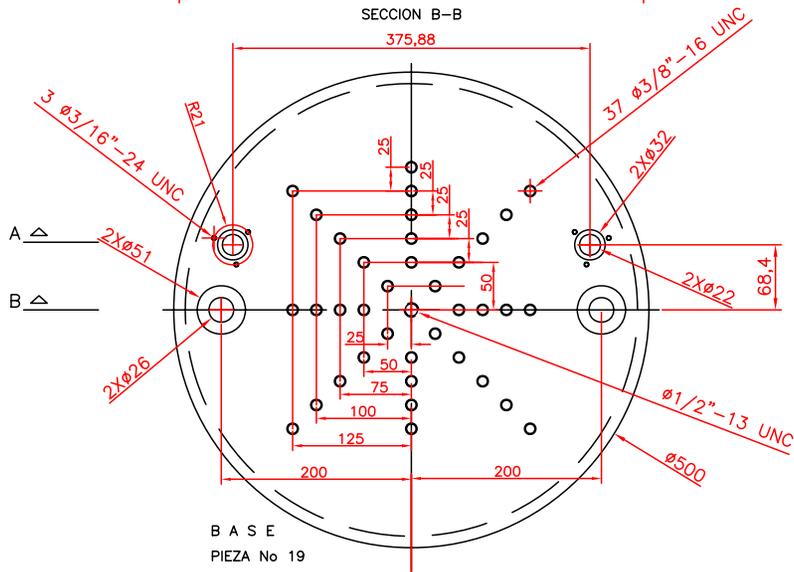


| No | DENOMINACION | CANT. | MATERIAL | OBSERVACION | PLANO |
|----|----------------------------------|-------|-------------------|-------------|-------|
| 28 | MOTOR REDUCTOR | 01 | — | — | 1 |
| 27 | TORN. HEX.#5/16"-18 UNC X 3/4" | 03 | ACERO GALVANIZADO | | 1 |
| 26 | CORONA 35B X 25 | 01 | ACERO | — | 3 |
| 25 | CADENA No 35 | 01 | ACERO | — | 1 |
| 24 | PRISIONERO #5/16" -18 UNC X 1/2" | 02 | ACERO | — | 1 |
| 23 | PIÑON 35B X 14 | 02 | ACERO | — | 3 |
| 22 | TORN. HEX. #1"-8 UNC X 2" | 02 | ACERO GALVANIZADO | | 1 |
| 21 | ARAND. PRESION 1" | 02 | ACERO GALVANIZADO | | 1 |
| 20 | TORN. NIVELADOR 3/8" | 04 | ACERO GALVANIZADO | | 1 |
| 19 | BASE | 01 | ACERO GALVANIZADO | | 4 |
| 18 | RODAMIENTO 7201 BEP | 02 | ACERO | — | 1 |
| 17 | TAPA DE RODAMIENTO | 02 | ACERO PINTADO | | 4 |
| 16 | TORN. HEX.#3/16"-24 UNC X 1/2" | 06 | ACERO | — | 1 |
| 15 | COLUMNA | 02 | ACERO CROMADO | | 3 |
| 14 | TORNILLO DE POTENCIA | 02 | ACERO GALVANIZADO | | 3 |
| 13 | ARAND. DE PRESION 5/16" | 04 | ACERO GALVANIZADO | | 1 |
| 12 | TUERCA 5/16" | 04 | ACERO GALVANIZADO | | 1 |
| 11 | RETEN 471 - 030 | 02 | ACERO | — | 1 |
| 10 | MANILLAS | 02 | INOX. | — | 2 |
| 09 | RETEN 471 - 061 | 02 | ACERO | — | 1 |
| 08 | TRAVESAÑO | 01 | ACERO PINTADO | | 2 |
| 07 | BOCINA GUIA | 02 | BRONCE | — | 2 |
| 06 | PASADOR EXPANSIBLE #5X20 mm | 04 | ACERO | — | 1 |
| 05 | BOCINA ROSCADA | 02 | BRONCE | — | 2 |
| 04 | TORN. HEX.#3/16"-24 UNC X 1/2" | 02 | ACERO GALVANIZADO | | 1 |
| 03 | SOPORTE | 02 | ACERO GALVANIZADO | | 3 |
| 02 | TORN. HEX.#3/16"-24 UNC X 1/2" | 04 | ACERO GALVANIZADO | | 1 |
| 01 | MOTOR ACTUADOR | 01 | — | — | 1 |

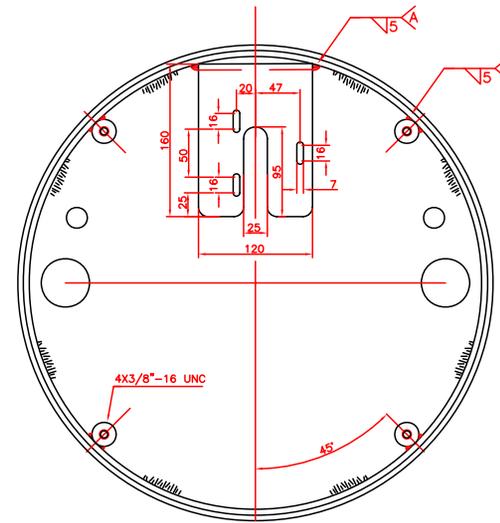
| | | | | |
|------------------|-----------------------------------------------------------|-------------------------|--------------------------------------------------------------|--------------|
| | ACABADO SUPERFICIAL | TOLERANCIAS GEOMETRICAS | AJUSTES Y TOLERANCIAS | OTRAS NORMAS |
| | UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA | | FECHA OCTUBRE 2009 NOMBRE ESTEBAN FORZANTI FIRMA | |
| ESCALA: S / E | TITULO: BANCO DE ENSAYOS EXPLOSION DEL EQUIPO | | PROYECTO DE GRADO | |
| | | | PLANO No 1 | |



| | | | | | |
|----------------|--------------------------------------------------------------------------|-------------------------|-------------------------------------------------------|----------------------------|-------|
| | ACABADO SUPERFICIAL | TOLERANCIAS GEOMETRICAS | AJUSTES Y TOLERANCIAS | OTRAS NORMAS | |
| | UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA | | FECHA DIBUJO: OCTUBRE 2009 REVISO: OCTUBRE 2009 | NOMBRE ESTEBAN FORZANTI | FIRMA |
| ESCALA: S/E | CONTENIDO: COLUMNA - TORNILLO DE POTENCIA CORONA - PIÑON - SOPORTE | | PROYECTO DE GRADO PLANO No. 3 | | |



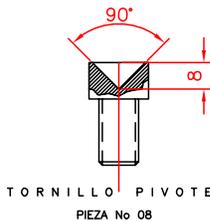
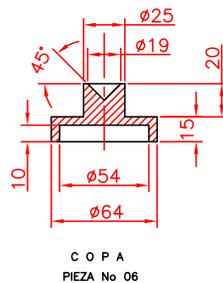
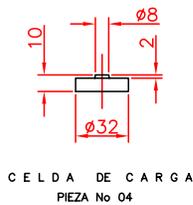
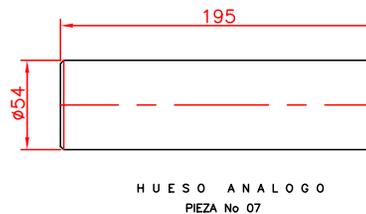
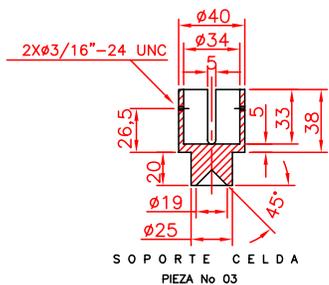
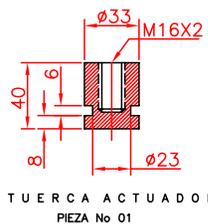
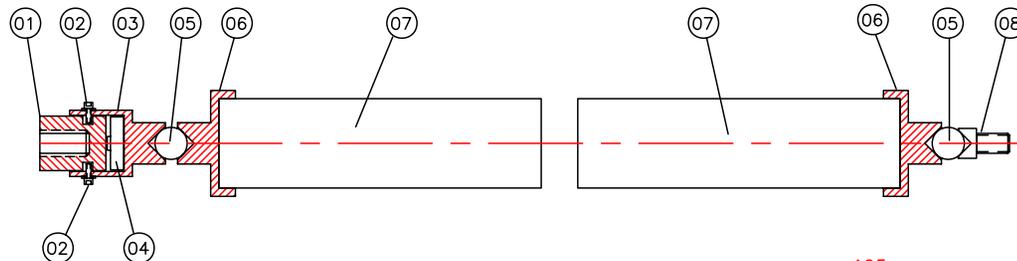
B A S E
PIEZA No 19



VISTA INTERNA DE LA BASE

NOTA A: SOLDADURA CON ELECTRODO
REVESTIDO E7018 DE $\phi 5/32$ "
SOLDAR EN TRAMOS DE 3cm
ESPACIADOS A 8cm

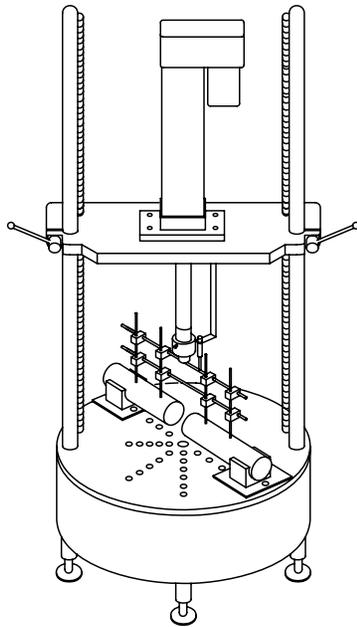
| ACABADO SUPERFICIAL | TOLERANCIAS GEOMETRICAS | AJUSTES Y TOLERANCIAS | OTRAS NORMAS | |
|---------------------|-------------------------|-----------------------|--------------|------------------|
| | | | FECHA | NOMBRE |
| | | | DIBUJO | OCTUBRE 2009 |
| | | | REVISO | ESTEBAN FORZANTI |
| ESCALA: S/E | CONTENIDO: BASE | PROYECTO DE GRADO | | |
| | | PLANO No 4 | | |



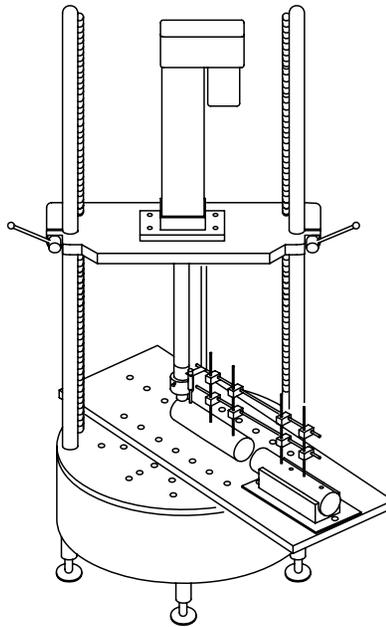
| No | DENOMINACION | CANT. | MATERIAL | OBSERVACION |
|----|--------------------------------|-------|----------|-------------|
| 08 | 1/2"-13 UNC X 3/4" | 01 | ACERO | --- |
| 07 | HUESO ANALOGO | 02 | NYLON | --- |
| 06 | COPA | 02 | ACERO | --- |
| 05 | ESFERA 3/4" | 02 | ACERO | --- |
| 04 | CELDA DE CARGA | 01 | --- | --- |
| 03 | SOPORTE CELDA | 01 | ACERO | --- |
| 02 | TORN. HEX. 3/16"-24 UNC X 3/8" | 02 | ACERO | --- |
| 01 | TUERCA ACTUADOR | 01 | ACERO | --- |

| | | | | |
|----------------|-----------------------------------------------------------|-------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| | ACABADO SUPERFICIAL | TOLERANCIAS GEOMETRICAS | AJUSTES Y TOLERANCIAS | OTRAS NORMAS |
| | UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA | | FECHA OCTUBRE 2009 | NOMBRE ESTEBAN FORZANTI |
| ESCALA: S/E | CONTENIDO: BANCO DE ENSAYOS ACCESORIOS | REVISO | PROYECTO DE GRADO PLANO No 5 | |

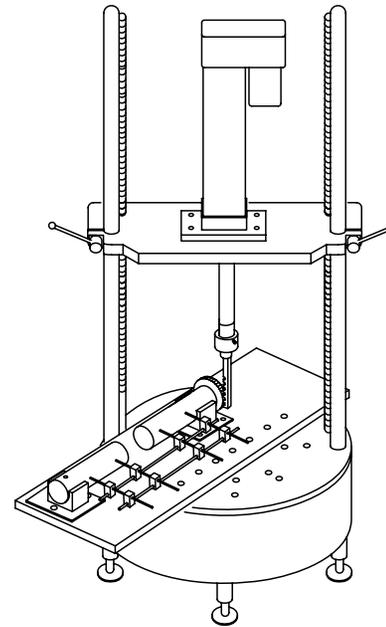
SISTEMA PROPUESTO PARA
ENSAYO DE FLEXION PURA



SISTEMA PROPUESTO PARA
ENSAYO DE FLEXION EN VOLADIZO



SISTEMA PROPUESTO PARA
ENSAYO DE TORSION PURA



ANEXO I

Planos de Construcción

Seguidamente se presentan los planos de construcción del banco de ensayo para dispositivos de osteosíntesis.

ANEXO II

Descripciones Técnicas

Seguidamente se presentan las descripciones técnicas de los dos rodamientos de contacto angular que sirven para apoyar los tornillos de potencia sobre la base, así como también el actuador y el motor empleado.

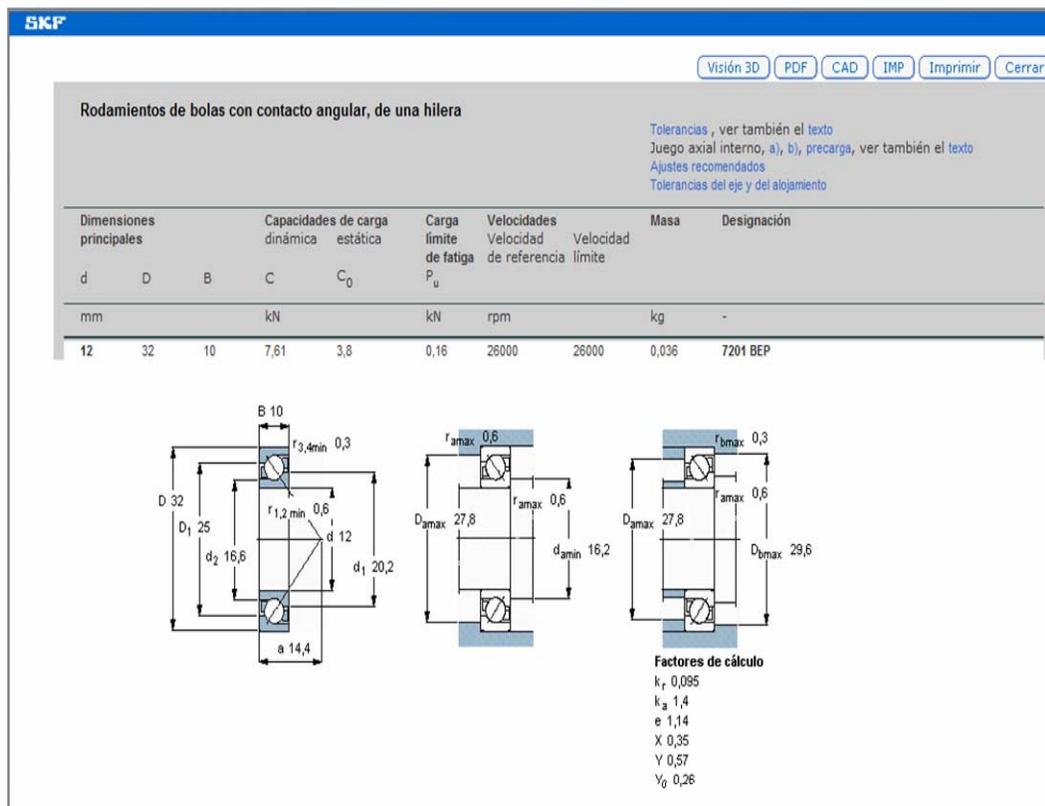


Figura II.1 Ficha técnica del rodamiento 7201 BEP de SKF (SKF, 2009).

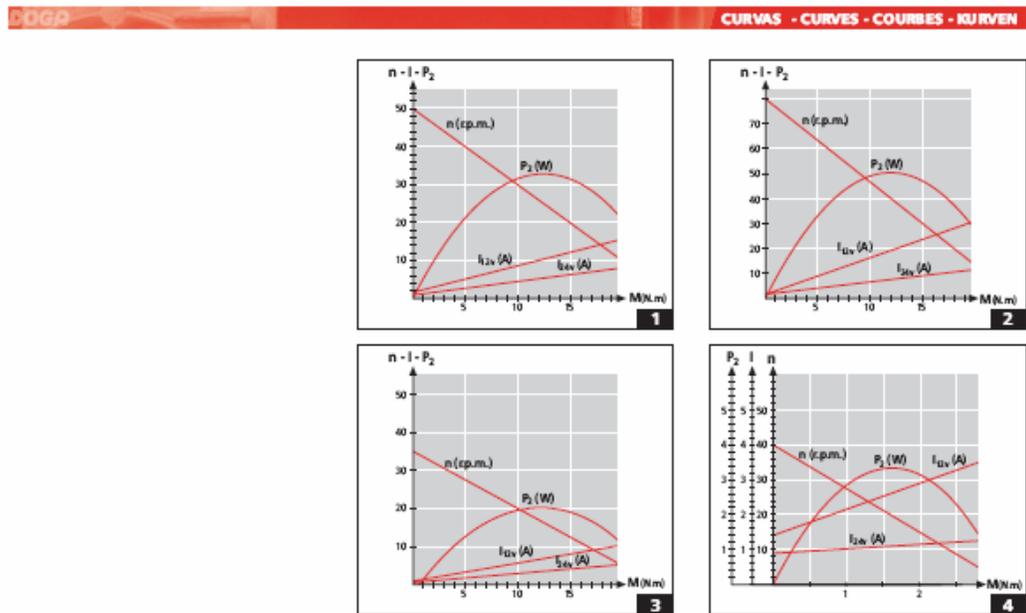


Figura II.2 Ficha técnica del motor marca DOGA modelo 111.3763.30.00(Doga, 2009) (Continuación)

Family Features
Specs
Performance Curves
Documents
Mounting Types

Options & Accessories
Get a Quote

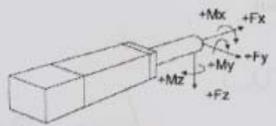
GENERAL

Product Family: EC2-BK Servo Brushless Series

Motor Type: AKM23D NEMA 23 Brushless Servo Motor w/ 2048 line encoder feedback

Max Stroke Length mm (in): 750 (29.53)

PERFORMANCE



Max Dynamic Thrust (Fx) 3600 (809.3)
N (lbf):

Max Dynamic Thrust (Fy/Fz) 200
N (lbf):

Max Load Torque (Mx) 5
Nm (lb-ft):

Max Load Torque (My/Mz) 0
Nm (lb-ft):

Max No-Load Speed 60 (2.36)
mm/s (in/s):

Duty Cycle @ Max Force Ratings: 100% (See Performance Curve)

Max Acceleration m/s² (in/s²): 17.0 (670)

Critical Speed mm/sec (in/sec) @ Stroke Length:
414(16.3) <= 200mm(7.87in)
310(12.2) @ 300mm(11.8in)
172(6.8) @ 450mm(17.7in)
103(4.06) @ 600mm(23.6in)
71(2.80) @ 750mm(29.5in)

Repeatability ± mm (in): .013 (.0005)

Back Drive Capability: Yes

MECHANICAL

Travel Lengths mm (in): 171 (2), 100 (4), 150 (5.9), 200 (7.9), 250 (9.8), 300 (11.8), 450 (17.7), 600 (23.6), 750 (29.5)
Custom Strokes to 1mm

Profile Size (w x h) mm (in): 55 x 55 (2.2 x 2.2)

Screw Type: Ball (Heat treated carbon steel alloy)

Screw Lead mm/rev (in/rev): 5 (.20)

Screw Diameter mm (in): 16 (.625)

Reducer Type: 5:1 Gear

Backlash mm (in): .25 (.01)

Lead Accuracy ± mm/300mm (in/ft): .05 (.002)

Weight (approx. w/o Options):
kg=4.63+ [.006(mm stroke)]
lb=10.2+ [0.33(inch stroke)]

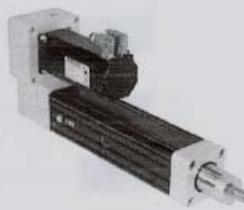
Limit Switches: Yes (optional)

Motor Coupling: Parallel Gear

ENVIRONMENT

IP Rating: IP54 (IP65 Optional - Protective Boot)

Temperature Range °C (°F): -30 (-22) to 70 (158)



Get a Quote

Figura II.3 Ficha técnica del actuador lineal de precisión de la serie EC Danaher.(Danaher, 2009)

ANEXO III

Cotizaciones

Seguidamente se presentan la cotización de un equipo similar al desarrollado, con el cuál se realizaron comparaciones de costos.



Instron
825 University Avenue - Norwood, MA 02062-2643
Tel: 781-828-2500 Fax: 781-5757-5725 www.instron.com

QUOTATION

Quote To:
Esteban Forzanti
Ingeniería Henfor, C.A.

. Carabobo 2000
Tel: +584244240654
Fax:

cc:

Date: 07/30/2009

Quote# **INSQ57398**

Reply To:

Kevin York
Instron
825 University Avenue
Norwood, MA 02062-2643
Tel: 781-575-5242

Fax: 781-575-5725
Email: kevin_york@instron.com

We are pleased to submit the following quotation for your consideration.

| Qty. | Part Number | Price |
|------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|
| 1 | ID-E3000NL-SP ElectroPuls E3000 All-Electric Dynamic Test Instrument Package. Includes: ID-E3000NL - ElectroPuls E3000 All-Electric Dynamic Test Instrument ID-E3000NL-D2 - 208 VAC to 240 VAC Electrical Supply Voltage 8800-811 - Additional Strain Channel 2490-886 - Dell Precision T3400 PC 2490-886C1 - 19" Flat Screen LCD Monitor 2490-849 - GPIB Card 2495-915 - WaveMatrix The package is configured as a working system for use in North America and the following descriptions apply: ID-E3000NL ElectroPuls E3000 All-Electric Dynamic Test Instrument Dynamic Capacity: ±3000 N (±675 lbf) Static Capacity: ±2100 N (±472 lbf) Stroke: 60mm (2.36 in) Daylight Opening: 855 mm (33.6 in) maximum with actuator at mid stroke Configuration: Twin-column with actuator in upper crosshead Orientation: Vertical, Tabletop Lift & Locks: Electrically powered crosshead lifts with manual lever clamps Load Cell: ±5kN Dynacell(TM) load cell mounted to base Services required: Single phase mains supply only The ElectroPuls E3000 test instrument includes load frame, linear motor, displacement & force transducer set, advanced digital controller and Console software. See technical specification sheets for further details. Instron recommend the use of safety screens with all test instruments. The 1300-221 safety screen for the E3000 test instrument can be specified in addition to this package. Requires: support table, any additional accessories or attachment kits. | \$92,669 |

Figura III. 1 Cotización del equipo instron para realización de ensayos mecánicos ID-E3000NL-SP (Instron,2009).



Señor

Esteban Forzanti

De acuerdo a su solicitud de cotización de nuestro producto le ofrecemos los siguientes precios:

Despacho vía aérea

Flete Aéreo: \$ 1,620.45

Delivery: \$ 45.00

S.E.D. \$ 35.00 (si fuera necesario)

Handling: \$ 120.00

Atentamente,

Sonia Ergueta

Operations Manager

GP Logistics, Inc.

9910 NW 21st Street Doral, Florida 33172

Office: [305] 597.4441 - 592.4122 Ext.: 309

Fax: [305] 597.5561

www.gplogisticsinc.com

Figura III.2 Cotización de GPL correspondiente al envío del equipo instron para realización de ensayos mecánicos ID-E3000NL-SP

| PRELIQUIDACION | | | | 11/10/2009 | |
|----------------------------------|------------------|-------------|-------------------|------------|---------------|
| CLIENTE: INGENIERIA HENFOR, C.A. | | | | | |
| FACTURA NRO. | | | | | |
| TIPO CAMBIO \$ | | | | | |
| FOB | 92.669,00 | 2,15 | 199.238,35 | | |
| FLETE | 1.620,45 | 2,15 | 3.483,97 | | |
| SEGURO 0,50% | 450 | 2,15 | 967,50 | | |
| OTROS | 0 | 0,00 | - | | |
| TOTAL CIF | 94.739,45 | 2,15 | 203.689,82 | | |
| | | | | | |
| CODIGO | VALOR CIF | | TARIFA | | |
| 9024.10.00 | | 203.689,82 | 5,00% | 10.184,49 | |
| | | | | | |
| | | | | 1.018,45 | TASA 0,50% |
| | | | | 11,75 | TIMBRE |
| | | | | | MULTA |
| | | | | 11.214,69 | TOTAL DERECHO |
| BASE IMPONIBLE IVA | | | | | |
| CIF | DERECHO | TASA 1% | TOTAL BASE | | |
| 203.689,82 | 10.184,49 | 2.036,90 | 215.911,21 | 12% | 25.909,34 |
| | | | | | TOTAL IVA |
| | | | | | |
| | | | | - | |
| | | | | 37.124,03 | TOTAL GENERAL |

Figura III.3 Cotización del agente aduanal correspondiente a los gastos de tasa y nacionalización del equipo instron para realización de ensayos mecánicos ID-E3000NL-SP.

ANEXO IV

Imágenes del Dispositivo

Seguidamente se presentan algunas imágenes del dispositivo diseñado.



Figura IV.1 Banco de ensayos para dispositivos de Osteosíntesis, ensayando un fijador externo ATLAS para tibia en configuración monoplanar. (Fuente: Propia).



Figura IV.2 Banco de ensayos para dispositivos de Osteosíntesis, ensayando un resorte certificado dorado para troquel marca Raymond. (Fuente: Propia).