

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO



FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

Tema: “ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO A FATIGA POR FLEXIÓN DE LA PLANTA DE CALZADO DE SEGURIDAD PARA DETERMINAR SU TIEMPO DE VIDA ÚTIL, EN LA FÁBRICA CARVICAUCHO DE LA CIUDAD DE AMBATO”

Autor: Andrés Roberto Ruiz Vega

Tutor: Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Toasa

Ambato - Ecuador

2013

APROBACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Toasa, con CI: 180203948-5, en mi calidad de Tutor del trabajo de investigación bajo el tema: “ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO A FATIGA POR FLEXIÓN DE LA PLANTA DE CALZADO DE SEGURIDAD PARA DETERMINAR SU TIEMPO DE VIDA ÚTIL, EN LA FÁBRICA CARVICAUCHO DE LA CIUDAD DE AMBATO” realizado por el Sr. Andrés Roberto Ruiz Vega, Egresado de la carrera de Ingeniería Mecánica, tengo a bien informar lo siguiente:

El trabajo de investigación en mención está ajustado en su estructura tanto en el problema, marco teórico, metodología, análisis de resultados, conclusiones y recomendaciones y la propuesta del trabajo de investigación, el mismo que es APROBADO para el trámite correspondiente.

Ambato, 01 de Julio del 2013

EL TUTOR

.....
Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Toasa

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Yo, **ANDRÉS ROBERTO RUIZ VEGA**, con cédula de ciudadanía N° 160060864-8, tengo a bien indicar que los criterios emitidos en el informe investigativo, bajo el tema: “ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO A FATIGA POR FLEXIÓN DE LA PLANTA DE CALZADO DE SEGURIDAD PARA DETERMINAR SU TIEMPO DE VIDA ÚTIL, EN LA FÁBRICA CARVICAUCHO DE LA CIUDAD DE AMBATO” así como también los contenidos presentados, ideas, análisis y síntesis de datos y resultados son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor de este trabajo de Investigación.

Ambato, 01 de Julio del 2013

AUTOR

.....

Andrés Roberto Ruiz Vega

DEDICATORIA

Con esfuerzo, entrega y dedicación por años, es una inmensa satisfacción ver el gran sueño de toda una vida convertirse en realidad.

El hoy sentirme realizado como hombre y persona ha sido algo indescriptible, por tal motivo quiero dedicar mi trabajo y compartir esta felicidad con mis padres y mi hermana, principales gestores de este galardón, que con su confianza siempre puesta en mí me han llenado de fuerzas día a día hasta hoy.

A mi amada esposa y a mi pequeño hijo, el motivo y la razón de mi lucha y entrega diaria en los caminos de la vida, gracias por existir y hacerme tan dichoso y feliz.

Finalmente a toda la juventud y demás generaciones venideras, que el miedo al fracaso no sea un obstáculo porque los límites en la vida sólo los pone un mismo, todo sueño se convierte en realidad cuando lo forjas con esmero y sabiduría.

AGRADECIMIENTO

Agradezco profunda y orgullosamente a mis padres Roberto Ruíz y Silvia Vega por traerme al mundo, por formarme y hacer de mí lo que ahora soy, sin su apoyo moral espiritual, intelectual y económico, todo esto habría resultado muy difícil, siempre estuvieron presentes en todo momento y lugar, cuando más necesite de alguien fueron mi apoyo mi refugio y mi salida, varias veces en mi vida tropecé cayendo muy fuerte pero allí estaban, para levantarme animarme y empujarme al éxito.

Gracias Dios por darme a unos padres tan ejemplares y maravillosos, gracias por poner en mi vida una mujer tan especial como mi esposa Cristina, que desde el primer día en que decidimos juntar nuestras vidas, puso sus sueños y esperanzas sobre mí, me ha dado fuerzas, confianza y seguridad para continuar alcanzando mis ideales.

A toda esa gente que en el transcurso de mi vida he conocido, gracias por su apoyo por sus enseñanzas y momentos compartidos.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA.....	i
APROBACIÓN DEL TUTOR.....	ii
AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	vi
PÁGINAS PRELIMINARES	vi
TABLAS	xii
FIGURAS.....	xiii
RESUMEN EJECUTIVO	xvii

CONTENIDO

1. EL PROBLEMA.....	1
1.1 TEMA.....	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.2.1 Contextualización	1
1.2.2 Análisis Crítico	2
1.2.3 Prognosis.....	2
1.2.4 Formulación del Problema.....	3
1.2.5 Preguntas Directrices	3

1.2.6 Delimitación del Problema	3
1.2.6.1 De Contenido	3
1.2.6.2 Espacial	4
1.2.6.3 Temporal	4
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	4
1.4 OBJETIVOS.....	4
1.4.1 Objetivo General.....	4
1.4.2 Objetivos Específicos	5
2. MARCO TEÓRICO	6
2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	6
2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA	6
2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL	7
2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES.....	8
2.4.1 Comportamiento a Fatiga por flexión.....	9
2.4.1.1 Fatiga de los materiales.....	9
2.4.1.2 Curva S-N	10
2.4.1.3 Fatiga en polímeros	10
2.4.1.6 Caucho Natural.....	11
2.4.1.7 Caucho sintético	13
2.4.1.8 Principales factores que intervienen en el ensayo de la planta	18
2.4.1.9 Ensayo a fatiga por flexión de las plantas de calzado	24
2.4.1.10 Normativa vigente para el ensayo a flexión de las plantas de calzado.....	25
2.4.1.11 Máquinas existentes para el ensayo de flexión de plantas de calzado.....	29
2.4.2 Tiempo de vida útil.....	33

2.5 HIPÓTESIS	34
2.6 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES DE LA HIPÓTESIS.....	34
2.6.1 Variable Independiente	34
2.6.2 Variable Dependiente	34
3. METODOLOGÍA	35
3.1 ENFOQUE	35
3.2 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN	35
3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN	36
3.4 POBLACIÓN O MUESTRA	36
3.4.1 Población o Universo.....	36
3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	38
3.6 RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN	40
3.7 PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS	40
4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	41
4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS	41
4.1.1 Procedimiento de ensayo a flexión de una planta de calzado de seguridad.....	41
4.1.2 Determinación de Parámetro de Investigación	48
4.1.2.1 Determinación de la muestra.....	48
4.1.2.2 Planta tipo A, composición (caucho 100% - caolín 0% - otros)	49
4.1.2.3 Planta tipo B, composición (caucho 100% - 30% caolín - otros) ..	51
4.1.2.4 Planta tipo C, composición (caucho 100% - caolín 65% - otros) ..	53

4.1.3 Datos del ensayo a flexión	54
4.1.4. Datos de tiempo de vida útil vs número de ciclos	55
4.2 INTERPRETACIÓN DE DATOS	57
4.2.1 Relación de número de ciclos vs los ensayos realizados	57
4.2.2 Relación tiempo de vida útil vs porcentaje de Caolín empleado	59
4.2.3 Curva S-N (esfuerzo vs número de ciclos)	61
4.2.4 Entrevista al gerente de la empresa Carvicaucho	62
4.2.5 Análisis de una alternativa de solución para la determinación de la vida útil de las plantas de calzado.....	64
4.3 COMPROBACIÓN DE LA HIPÓTESIS	70
4.3.1 Método del chi cuadrado para comprobación de hipótesis.....	71
4.3.1.1 Aplicación del método a los resultados de las plantas tipo A – 0% Caolín	72
4.3.1.2 Aplicación del método a los resultados de las plantas tipo B – 30% Caolín	74
4.3.1.3 Aplicación del método a los resultados de las plantas tipo C – 65% Caolín	75
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	77
5.1 CONCLUSIONES.....	77
5.2 RECOMENDACIONES	78
6. PROPUESTA	80
6.1 DATOS INFORMATIVOS	80
6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA	81
6.3 JUSTIFICACIÓN.....	81

6.4 OBJETIVOS.....	82
6.4.1 Objetivo General.....	82
6.4.2 Objetivos Específicos	82
6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD.....	83
6.6 FUNDAMENTACIÓN	83
6.6.1 Cinemática del mecanismo excéntrica – biela – palanca.....	84
6.6.2 Diseño de los elementos que conforman el mecanismo	87
6.6.2.1 Cálculo de la potencia del motor.....	87
6.6.2.2 Dimensionamiento del eje motriz (1).....	96
6.6.2.3 Dimensionamiento de la excéntrica (2).....	104
6.6.2.4 Selección de la chaveta en la excéntrica	108
6.6.2.5 Selección del rodamiento	111
6.6.2.6 Diseño de la Biela (3).....	113
6.6.2.7 Diseño de la Palanca (4).....	121
6.6.2.8 Dimensionamiento de los rodillos de sujeción de la planta (5) ...	125
6.6.2.9 Diseño de los soportes de la palanca (6)	127
6.6.2.10 Dimensionamiento de pasadores (7)	131
6.6.2.11 Cálculo de los pernos de sujeción del motor a la bancada.....	135
6.6.2.12 Bancada	140
6.7 METODOLOGÍA, MODELO OPERATIVO.....	141
6.7.1 Procedimiento para el ensayo de plantas	141
6.7.2 Guía de mantenimiento para la máquina	142
6.8 ADMINISTRACIÓN	143
6.8.1 Costo total de máquina	144
6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN	145

BIBLIOGRAFÍA	147
ANEXOS	149
Anexo A -Tablas	150
A-1 Chi-cuadrado.	150
A-2 Velocidades y aceleraciones angulares de los eslabones 2, 3 y 4 (datos más representativos).	151
A-3 Catálogo de motores siemens.	152
A-4 Factores a y b para determinar el factor de acabado.....	152
A-5 Factor Kb.	153
A-6 Factor de temperatura.	153
A-7 Factor de confiabilidad.	154
A-8 Sensibilidad a las muescas.....	154
A-9 Factor F_L	155
A-10 Factor de confiabilidad.	155
A-11 Selección de rodamientos.	155
A-12 Dimensiones de roscas métricas ISO.....	156
A-13 Especificaciones para pernos métricos de acero.....	157
Anexo B - Figuras	158
B-1 Viscosidad relativa y de servicio.	158
B-2 Factor a_{23}	159
B-3 Factor de limpieza.....	159

Anexo C - Fotos	160
Anexo D – Planos.....	163

TABLAS

Tabla 2.1 Criterio general de selección de cauchos ordenados según su calidad. 19	
Tabla 2.2 Especificaciones de plantas de calzado de seguridad según la norma ISO 20344.	27
Tabla 3.1 Operacionalización de la variable independiente.....	38
Tabla 3.2 Operacionalización de la variable dependiente.....	39
Tabla 4.1 Determinación de la frecuencia de aplicación de cargas.	46
Tabla 4.2 Datos estadísticos para las revoluciones.	47
Tabla 4.3 Datos estadísticos para la frecuencia.....	47
Tabla 4.4 Datos de ciclos hasta la falla de los tres tipos de plantas.....	55
Tabla 4.5 Datos de tiempos de vida útil vs número de ciclos para plantas del tipo A.....	56
Tabla 4.6 Datos de tiempos de vida útil vs números de ciclos para plantas del tipo B.....	56
Tabla 4.7 Datos de tiempos de vida útil vs números de ciclos para plantas del tipo C.....	57
Tabla 4.8 Ventajas y desventajas de las alternativas.....	67
Tabla 4.9 Criterios generales.....	68
Tabla 4.10 Fabricación y montaje.....	68
Tabla 4.11 Mantenimiento.	69
Tabla 4.12 Bajo Costo.....	69

Tabla 4.13 Conclusiones.....	69
Tabla 4.14 Resultados obtenidos en los ensayos de las plantas con 0 % de caolín.....	72
Tabla 4.15 Resultados obtenidos en los ensayos de las plantas con 30 % de caolín.....	74
Tabla 4.16 Resultados obtenidos en los ensayos de las plantas con 65 % de caolín.....	75
Tabla 6.1 Características del motor determinado en el catálogo Siemens.....	95
Tabla 6.2 Guía de mantenimiento.....	143
Tabla 6.3 Costos.....	144
Tabla 6.4 Costos de mano de obra.....	145
Tabla 6.5 Costos totales.....	145
FIGURAS	
Figura 2.1 Categorías Fundamentales.....	8
Figura 2.2 Relación de esfuerzo vs número de ciclos hasta la falla.....	10
Figura 2.3 Propiedades del caucho con contenido acrolonitrilo.....	15
Figura 2.4 Aplicaciones del caucho.....	17
Figura 2.5 Anillos de Estanqueidad.....	18
Figura 2.6 Cantidad y morfología de las cargas.....	21
Figura 2.7 Curvas de Wöhler (S-N) según norma DIN 53442 (a), usando PA como ejemplo (b).....	24
Figura 2.8 Amplitud de esfuerzo Vs número de ciclos.....	25

Figura 2.9 Elementos de sujeción para plantas según la norma ASTM F 2412 - 05.....	28
Figura 2.10 Flexómetro de suelas para ensayos a baja temperatura modelo 5060-40C.....	30
Figura 2.11 Flexómetro de suelas modelo 5060.....	31
Figura 2.12 Máquina de ensayos de flexión de plantas BPM.....	32
Figura 2.13 Flexómetro dinámico para calzado METROTEC modelo STB-4. ...	33
Figura 4.1 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.....	42
Figura 4.2 Viga en flexión.....	43
Figura 4.3 Amplitud de Esfuerzo.....	43
Figura 4.4 Relación de Esfuerzo.....	45
Figura 4.5 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la planta tipo A..	51
Figura 4.6 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la planta tipo B..	52
Figura 4.7 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la planta tipo C..	54
Figura 4.8 Gráfica comparativa de número ciclos de flexión hasta la falla.....	58
Figura 4.9 Gráfica comparativa de los promedio de números de ciclos de flexión hasta la falla.....	59
Figura 4.10 Vida útil vs. Porcentaje de caolín.....	60
Figura 4.11 Número de ciclos hasta la falla vs. Porcentaje de caolín.....	60
Figura 4.12 Esfuerzo vs Número de ciclos (S-N).....	62
Figura 4.13 Mecanismo excéntrica – biela.....	65
Figura 4.14 Mecanismo leva – palanca.....	66

Figura 4.15 Mecanismo excéntrica – biela – palanca.	66
Figura 4.16 curva del método Chi-cuadrado.....	72
Figura 4.17 Curva de distribución del chi cuadrado para plantas con 0% de caolín.....	73
Figura 4.18 Curva de distribución del chi cuadrado para plantas con 30% de caolín.....	74
Figura 4.19 Curva de distribución del chi cuadrado para plantas con 65% de caolín.....	76
Figura 5.1 Fotografía de planta ensayada.	78
Figura 6.1 Mecanismo excéntrica – biela – palanca.	84
Figura 6.2 Desplazamiento angular del eslabón 4.	86
Figura 6.3 Conjunto Armado.	87
Figura 6.4 Posicion máxima del mecanismo.	88
Figura 6.5 Distribución de fuerzas en los elementos del mecanismo en la posición máxima.....	89
Figura 6.6 Biela.....	92
Figura 6.7 Elemento en L (palanca).....	94
Figura 6.8 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz.	96
Figura 6.9 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje motriz.	97
Figura 6.10 Configuración de eje en la sección crítica.	98
Figura 6.11 Análisis de la excéntrica en la posición máxima de deflexión de la planta.	104
Figura 6.12 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la excéntrica.	105

Figura 6.13 Dimensiones obtenidas para la chaveta.	109
Figura 6.14 Chavetero en el eje.	109
Figura 6.15 Chavetero en la excéntrica.....	110
Figura 6.16 Horquilla en uno de los extremos de la biela.	117
Figura 6.17 Dimensiones de la Horquilla.	117
Figura 6.18 Diseño de la soldadura en la biela.	119
Figura 6.19 Diagrama de cuerpo libre de la palanca.....	121
Figura 6.20 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la palanca.....	122
Figura 6.21 Diagrama de cuerpo libre del rodillo.	125
Figura 6.22 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del rodillo.	126
Figura 6.23 Dimensiones del soporte de la palanca.....	128
Figura 6.24 Sección B-B del soporte de la palanca.	128
Figura 6.25 Pasador entre biela y excéntrica.	131
Figura 6.26 Pasador entre biela y excéntrica sometido a cortante simple.	132
Figura 6.27 Pasador entre palanca y soporte.....	133
Figura 6.28 Pasador entre la palanca y el soporte sometido a cortante simple..	134
Figura 6.29 Reacciones en un punto de sujeción del motor a la bancada.....	135
Figura 6.30 Perno de sujeción.....	136
Figura 6.31 Recomendaciones de altura de trabajo.	141

RESUMEN EJECUTIVO

En el presente trabajo de investigación se estudió el comportamiento a fatiga por flexión de las plantas de calzado de seguridad, para lo cual se realizaron ensayos de acuerdo a la norma ASTM F 2412-05 la misma que especifica la deflexión a la que debe someterse la suela que es de 33 mm a una frecuencia de 30 Hz hasta alcanzar los 150000 ciclos sin mostrar ningún tipo de falla, con esto se puede determinar el tiempo de vida útil que posee la planta. El análisis se llevó a cabo en función del porcentaje de caolín que contienen las suelas en su composición química, ya que este producto es bastante empleado por fabricantes para reducción de costos del producto, se estudiaron tres tipos de plantas con 0 %, 30% y 35% de caolín. Con los resultados obtenidos se realizaron graficas del tiempo de vida útil con respecto al porcentaje de caolín así como en función del número de ciclos hasta la falla.

Al encontrar que es posible determinar el tiempo de vida útil de las plantas a través de éste estudio, se propone el diseño de una máquina para ensayos a flexión de las plantas bajo los parámetros establecidos por la norma antes mencionada, el diseño abarca el dimensionamiento de cada elemento del mecanismo de funcionamiento, la potencia del motor, los pernos y pasadores empleados. Se dibujaron los planos de cada componente y el modelado de la máquina empleando un software de diseño mecánico.

CAPÍTULO I

1. EL PROBLEMA

1.1 TEMA

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO A FATIGA POR FLEXIÓN DE LA PLANTA DE CALZADO DE SEGURIDAD PARA DETERMINAR SU TIEMPO DE VIDA ÚTIL, EN LA FÁBRICA CARVICAUCHO DE LA CIUDAD DE AMBATO

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1 Contextualización

Durante los últimos años el mundo ha venido experimentado una serie de rápidos e importantes avances en el campo de la tecnología, tanto así que nada de lo que hoy existe ha podido pasar exento de dichos avances, todo lo que podemos admirar ha sido gracias al ámbito de la tecnología. Éstos avances han logrado dar origen a nuevas áreas de aplicación para el campo industrial, y es gracias a las grandes proezas de la ingeniería que muchos de los procesos técnico - mecánicos se han vuelto más sencillos de manejar y ejecutar, la industria de plantas de calzado ha sido una de éstas, empezando por los países de primer mundo hace tiempo atrás.

En la actualidad el Ecuador ha dado pasos agigantados en ésta industria para lograr niveles competitivos en excelencia y calidad a nivel mundial. La fabricación de plantas de calzado en el país es bastante amplia y va en crecimiento, grandes empresas nacionales son reconocidas por entregar al cliente productos de buena calidad, durables y seguros.

En la Provincia de Tungurahua se concentra la mayor parte de la producción de calzado y afines, destacando Plasticaucho, la empresa más grande y dedicada al procesamiento del caucho en diferentes artículos, lleva mucho tiempo en el mercado y por eso sus productos tienen una excelente certificación de calidad, sus plantas de calzado garantizan al cliente una vida útil prolongada.

Carvicaucho es una empresa que ha ido creciendo de a poco y que en los próximos años pretende alcanzar a empresas de mayor prestigio en el país, pero para ello debe empezar dando a cada uno de sus productos una alta garantía, en este caso sus plantas no pasan un exigido control y resulta muy difícil conocer la vida útil que sus productos poseen.

1.2.2 Análisis Crítico

El hecho de que la gente de Carvicaucho no conozca el rendimiento de sus productos una vez que han sido vendidos, provoca una gran preocupación para sus dueños así como para sus empleados, ya que la empresa busca como objetivo principal la satisfacción de sus clientes, el no poder determinar la vida útil de la planta de calzado favorece a otras empresas que son competencia dentro del mercado de compras públicas, siendo éstos los principales beneficiarios ya que ellos sí poseen un control de calidad previo a la venta de su producto. Al final los efectos repercuten directamente a empleados y administradores porque la empresa como tal no está avanzando de una manera segura y firme en el ámbito del comercio.

El hablar de la indeterminación de la vida útil de las plantas de calzado de seguridad desarrolladas en Carvicaucho, es hablar de la ausencia de control de calidad de sus productos, razón por la cual no existe una certificación que otorgue a sus plantas un prestigio importante.

1.2.3 Prognosis

El no realizar este proyecto investigativo conduce a que la empresa continúe viviendo en la incertidumbre de conocer que tan eficiente están resultando sus productos, el no conocer la vida útil de sus plantas no garantiza ni certifica una

calidad de primer nivel, y ésto llevaría a que Carvicaucho no pueda ingresar de una manera cómoda y segura en el mercado y no ganaría prestigio ni espacio dentro de la comercialización de plantas de calzado de seguridad.

Todas éstas repercusiones llevarán a que mucha producción se vaya acumulando en bodega por ende materia prima y mano de obra habrán sido desperdiciados. Los clientes se sentirán molestos e insatisfechos con los productos que Carvicaucho ofrece por la poca o corta duración.

1.2.4 Formulación del Problema

¿La realización del estudio del comportamiento a fatiga por flexión de la planta de calzado de seguridad permitirá determinar su tiempo de vida útil, en la empresa “Carvicaucho” de la ciudad de Ambato?

1.2.5 Preguntas Directrices

- ¿Cuáles serán los factores que intervienen en el análisis de flexión de la plantas?
- ¿Cómo establecer una relación entre la vida útil de la planta y el N° de ciclos?
- ¿Qué normativa vigente existe para el ensayo de flexión de una planta de calzado de seguridad?
- ¿Cómo realizar la curva de esfuerzo por el número de ciclos?
- ¿Qué alternativas existen para poder determinar la vida útil de las plantas?

1.2.6 Delimitación del Problema

1.2.6.1 De Contenido

- **Campo:** Diseño – Materiales.
- **Área:** Diseño de Elementos de Máquinas – Resistencia de materiales.
- **Aspecto:** Diseño de proyectos de investigación.

1.2.6.2 Espacial

La presente investigación se llevará a cabo en la Provincia de Tungurahua en la ciudad de Ambato, específicamente dentro de la empresa Carvicaucho situada en la Parroquia Totoras.

1.2.6.3 Temporal

El desarrollo de este proyecto investigativo estará comprendido desde el mes de Noviembre del 2012 a Junio del 2013.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La importancia de la presente investigación radica en varios aspectos, uno de ellos es por la responsabilidad que tiene la empresa de mantener y mejorar el prestigio, espacio y nivel que tienen hoy por hoy dentro del mercado de compras públicas.

Otro motivo más allá de la responsabilidad que tiene la empresa, es el interés que ésta persigue ya que con ello se podrá proponer una solución radical y con el estudio, determinar nuevas causas y efectos que podrían presentarse en el futuro, no solo en la empresa “Carvicaucho” sino en otras empresas similares, y para entonces los resultados de la presente serán de mucha utilidad.

Finalmente y como razón más importante por la que este estudio debe llevarse a cabo, es el consumidor, quien otorga la calificación a un producto de buena calidad.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo General

- Estudiar el comportamiento a fatiga por flexión de la planta de calzado de seguridad para determinar su tiempo de vida útil.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Analizar los principales factores que intervienen en un análisis de la resistencia a la flexión de las plantas de calzado.
- Establecer la relación entre la vida útil de la planta de calzado y el número de ciclos.
- Investigar normativa existente sobre el análisis a flexión para plantas de calzado.
- Establecer la curva S/N (esfuerzo - N° de ciclos).
- Proponer una alternativa de solución para la determinación de la vida útil de las plantas.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

Para el desarrollo del trabajo se efectuó una indagación bibliográfica, en la que se determinó la existencia de investigaciones relacionadas con éste tema, de donde se ha tomado puntos de referencia importantes que contribuyan a un correcto desarrollo del mismo.

En la biblioteca de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, de la Universidad Técnica de Ambato, se encontraron libros que hacen mención a la problemática existente.

2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

El actual proyecto de investigación se base un paradigma neopositivista, determinado por los siguientes aspectos:

La finalidad de la investigación es explicar de una manera precisa concisa y clara la problemática que se está presentando en el tiempo de duración de las plantas, para poder determinar soluciones y controlar el problema, así en un futuro con los resultados del estudio solventar posibles inconvenientes antes que éstos se hagan presentes.

La metodología a aplicarse es otro de los aspectos, ya que se trata de una metodología experimental, a través de estudios, análisis experimentales o cálculos específicos, de tal manera que las soluciones estarán orientadas y aplicadas al objeto.

Por último, el énfasis en el análisis será manejado de una manera cuantitativa porque los estudios a realizarse serán cálculos minuciosos del área de diseño, lo que nos permitirá mejorar el problema existente en la fábrica Carvicaucho.

2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

Las características del calzado de seguridad son reguladas por diferentes normas como la ANSI Z41 que luego sería remplazada por la ASTM F2412-05, la ISO 20344, también la NTE INEN 1922:92, 1923:92, 1924:92, 1925:92, 1926:92, que establecen requerimientos de desempeño, y en las cuales se describen los métodos de ensayo destinados a proteger al usuario, sobre todo los dedos de los pies. Estas normas permiten verificar características y propiedades tales como:

- Resistencia a la flexión de plantas (ASTM 2412-05, ISO 20344, NTE INEN 1926:92).
- Resistencia a la abrasión de la planta (NTE INEN 1926:92).
- Resistencia al impacto (ASTM 2412-05, ISO 20344, NTE INEN 1923:92).
- Resistencia a la compresión (ASTM 2412-05, ISO 20344, NTE INEN 1922:92).
- Resistencia a las proyecciones de objetos a velocidad (ISO 20344).

2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

∞

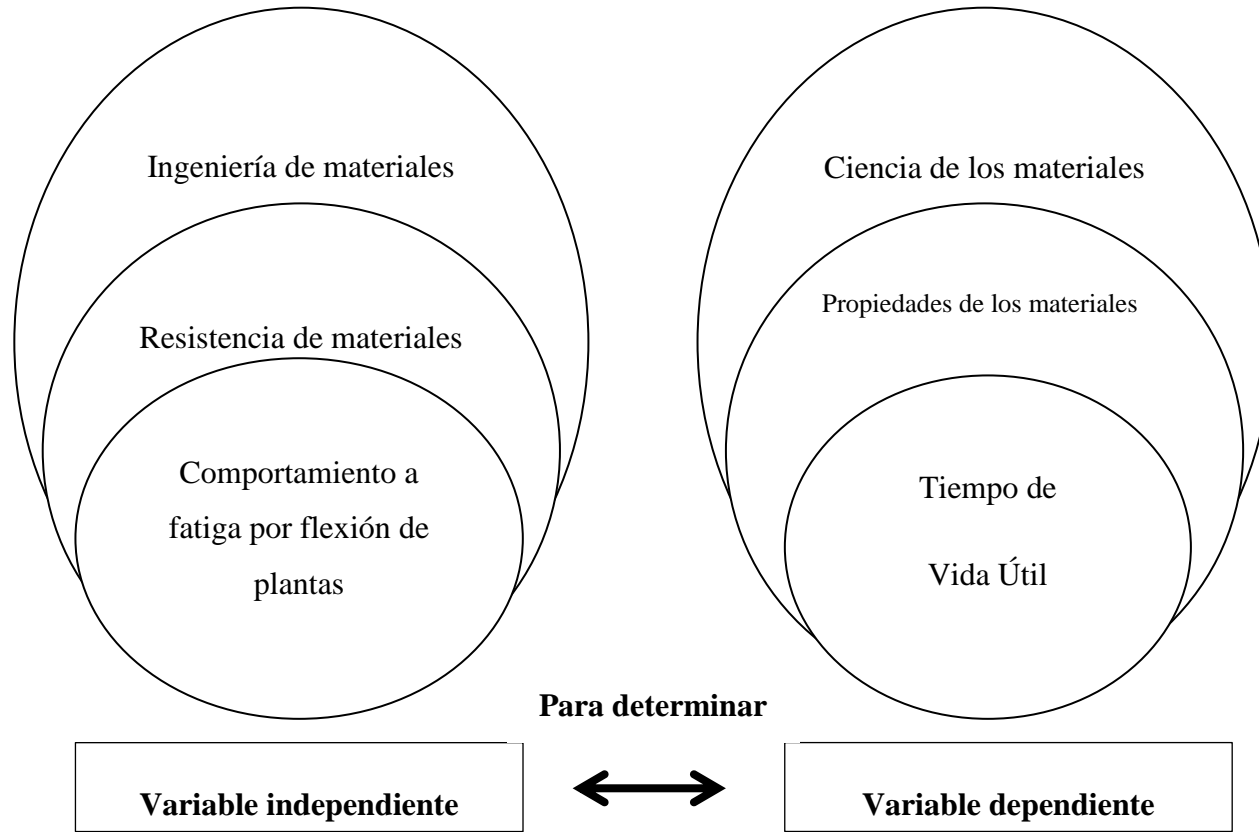


Figura 2.1 Categorías Fundamentales.

Fuente: El Autor.

2.4.1 Comportamiento a Fatiga por flexión

2.4.1.1 Fatiga de los materiales

Un componente se ve sometido a fatiga cuando soporta cargas alternadas: la rueda de un ferrocarril, la biela de un motor de explosión, entre otros. Pese a diseñarse estas piezas por debajo de su límite elástico, con un número suficiente de ciclos, las piezas se rompen. El 90% de las piezas que se rompen en servicio fallan debido a esta insidiosa patología. En base a esto se propone unos límites a las tensiones de diseño en función del número de ciclos que se requieran para una pieza. Aparece una micro grieta, que crece a medida que se realizan ciclos de carga hasta alcanzar un tamaño tal que la sección remanente es incapaz de soportar la carga máxima en el ciclo y finalmente el ligamento restante rompe de forma frágil o dúctil.

A las formas de crecimiento lento de la grieta se les llama sub críticas, como lo es la fatiga. La vida a fatiga se puede definir como “el deterioro de un material por acción de ciclos repetidos de esfuerzo y deformación, causando un agrietamiento progresivo que al final produce la fractura” (Gere, 2005) ^[1].

El análisis de fatiga estructural es una herramienta para evaluar la validez de un diseño, o su durabilidad, bajo condiciones de carga simples o complejas conocidas como cargas de servicio que la estructura puede soportar antes de que se inicie cualquier grieta.

Los resultados de estudios estructurales (estáticos y dinámicos, lineales y no lineales) se usan como datos básicos de partida para definir el estudio de fatiga. El número N de ciclos requeridos para que el fallo por fatiga ocurra en un punto depende del material y de la fluctuación de las tensiones. Esta información, nos proporciona la llamada Curva S-N.

¹ Gere J. R., *Resistencia de materiales*, 2005

2.4.1.2 Curva S-N

La Curva S-N de un material define valores de tensiones alternas vs. el número de ciclos requeridos para causar la falla a una determinada relación de tensión. La figura 2.2 muestra una curva típica S-N. El eje-Y representa la tensión alterna (S) y el eje-X representa el número de ciclos (N). La curva S-N se basa en una relación de tensiones o tensión media σ_m . Para cada material se pueden definir múltiples curvas S-N con diferentes valores de tensión media.

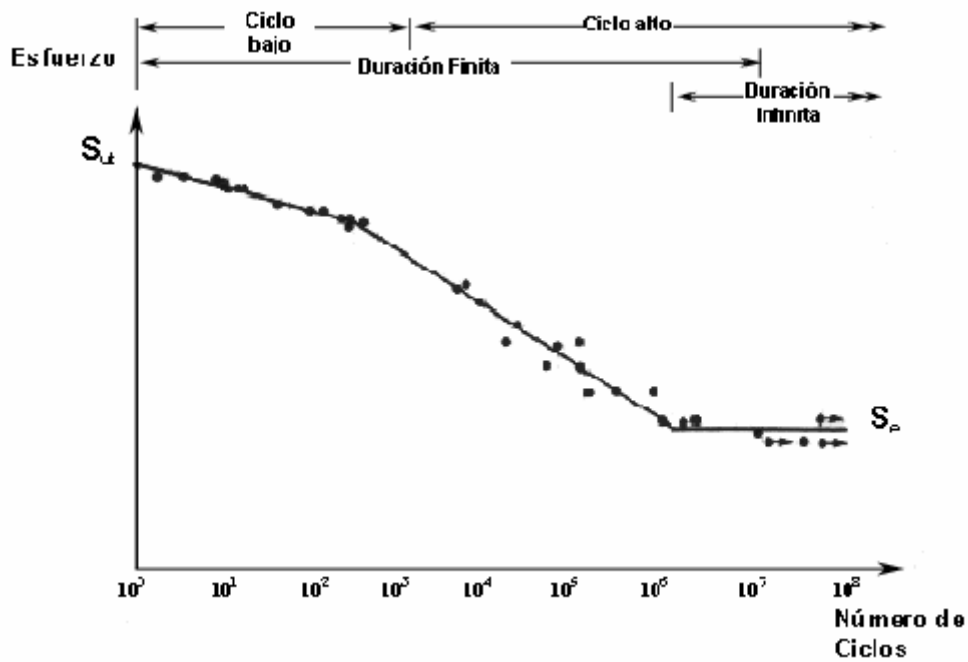


Figura 2.2 Relación de esfuerzo vs número de ciclos hasta la falla.

Fuente: Libro de Shigley – 2008.

Las curvas S-N se basan en la vida a fatiga media o en una probabilidad de fallo dada. La generación de la curva S-N de un material requiere muchos ensayos.

2.4.1.3 Fatiga en polímeros

También los materiales poliméricos muestran fallas por fatiga. El mecanismo de la fatiga en polímeros es distinto que en los materiales metálicos. En los polímeros, cuando se someten a esfuerzos repetitivos, puede haber bastante calentamiento cerca de las puntas de las grietas y las interrelaciones entre la fatiga y otro mecanismo llamado termofluencia afecta al comportamiento general.

Una parte de la energía producida es almacenada por el material como consecuencia de su deformación, pero los movimientos moleculares provocan un calentamiento por fricción, por lo que otra parte de la energía producida se consume irreversiblemente. La escasa conductividad térmica del material polimérico provoca que gran parte de la energía producida en forma de calor no se disipe, dedicándose a incrementar su temperatura, a esto se conoce como fatiga térmica.

Aunque no se generen las condiciones que evitan los fallos en fatiga de los materiales poliméricos causados por su ablandamiento térmico, se puede producir un proceso de fatiga mecánica convencional con un debilitamiento progresivo del material y su posterior rotura debida a la propagación de fisuras o defectos inherentes al mismo (Callister, 1995).^[2]

2.4.1.6 Caucho Natural

En estado natural, el caucho aparece en forma de suspensión coloidal en el látex de plantas productoras de caucho. Una de estas plantas es el árbol de la especie *Hevea Brasiliensis*, originario del Amazonas. Otra planta productora de caucho es el árbol del hule, *Castilloa elástica*, originario de México (de ahí el nombre de hule).

Según estudios (Friedenthal, 1994)^[3] el caucho en bruto obtenido de otras plantas suele estar contaminado por una mezcla de resinas que deben extraerse para que el caucho sea apto para el consumo. Entre estos cauchos se encuentran la gutapercha y la balata, que se extraen de ciertos árboles tropicales.

A. Propiedades físicas y químicas

El caucho bruto en estado natural es un hidrocarburo blanco o incoloro.

² Callister, D. W. (1995). *Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales* (Vol. 2). Barcelona, España: Reveté.

³ Friedenthal, E. (1994), *Enciclopedia Latinoamericana de Tecnología del Caucho*, Buenos Aires.

A la temperatura del aire líquido, alrededor de $-195\text{ }^{\circ}\text{C}$, el caucho puro es un sólido duro y transparente. De 0 a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ es frágil y opaco, y por encima de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ se vuelve blando, flexible y translúcido. Al amasarlo mecánicamente, o al calentarlo por encima de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, el caucho adquiere una textura de plástico pegajoso. A temperaturas de $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ o superiores se descompone.

El caucho puro es insoluble en agua y soluble en benceno, petróleo, hidrocarburos clorados y disulfuro de carbono. Con agentes oxidantes químicos se oxida rápidamente, pero con el oxígeno de la atmósfera lo hace lentamente.

B. Vulcanización

Una vez fabricados, la mayoría de los productos del caucho se vulcanizan bajo presión y alta temperatura. Muchos productos se vulcanizan en moldes y se comprimen en presas hidráulicas, aunque la presión necesaria para una vulcanización eficaz se puede conseguir sometiendo el caucho a la presión externa o interna del vapor durante el calentamiento (Royo, 1995)^[4]. Algunos tipos de mangueras para jardinería están revestidas con plomo, y se vulcanizan haciendo pasar vapor a alta presión por la abertura de la manguera, comprimiéndose la manguera de caucho contra el plomo.

C. Aplicaciones

Comparado con el caucho vulcanizado, el caucho no tratado tiene muy pocas aplicaciones, se usa en cementos, cintas aislantes, cintas adhesivas y como aislante para mantas y zapatos. El caucho vulcanizado tiene otras muchas aplicaciones. Por su resistencia a la abrasión, el caucho blando se utiliza en los dibujos de los neumáticos de los automóviles y en las cintas transportadoras; el caucho duro se emplea para fabricar carcasas de equipos de bombeo y las tuberías utilizadas para perforaciones con lodos abrasivos.

⁴ Royo, J. (1995), *Enciclopedia Latinoamericana de Tecnología del Caucho*, Buenos Aires. FAIC

Por su flexibilidad, se utiliza frecuentemente para fabricar mangueras, neumáticos y rodillos para una amplia variedad de máquinas, desde los rodillos para escurrir la ropa hasta los instalados en las rotativas e imprentas. Por su elasticidad se usa en varios tipos de amortiguadores y mecanismos de las carcasas de máquinas para reducir las vibraciones. Al ser relativamente impermeable a los gases se emplea para fabricar mangueras de aire, globos y colchones. Su resistencia al agua y a la mayoría de los productos químicos líquidos se aprovecha para fabricar ropa impermeable, trajes de buceo, tubos para química y medicina, revestimientos de tanques de almacenamiento, máquinas procesadoras y vagones aljibes para trenes. Por su resistencia a la electricidad el caucho blando se utiliza en materiales aislantes, guantes protectores, zapatos y mantas, y el caucho duro se usa para las carcasas de teléfonos, piezas de aparatos de radio, medidores y otros instrumentos eléctricos. El coeficiente de rozamiento del caucho, alto en superficies secas y bajo en superficies húmedas, se aprovecha para correas de transmisión y cojinetes lubricados con agua en bombas para pozos profundos.

2.4.1.7 Caucho sintético

Puede llamarse caucho sintético a toda sustancia elaborada artificialmente que se parezca al caucho natural. Se obtiene por reacciones químicas, conocidas como condensación o polimerización, a partir de determinados hidrocarburos insaturados. Los compuestos básicos del caucho sintético llamados monómeros, tienen una masa molecular relativamente baja y forman moléculas gigantes denominadas polímeros. Después de su fabricación, el caucho sintético se vulcaniza.

El caucho, al igual que el caucho estireno-butadieno y otros elastómeros sintéticos fue producto de investigaciones que tuvieron lugar durante y entre las dos guerras mundiales, como sustitutos del caucho natural. Un grupo de polímeros de butadieno-acrilonitrilo, tomando el nombre de Buna N, fue patentado por los químicos Erich Konrad y Eduard Tschunkur (1943) ^[5], que trabajaban para la IG

⁵ Konrad, E. & Tschunkur, E., Alemania, 1943.

Farben. La Buna N fue producida en los Estados Unidos durante la Segunda Guerra Mundial con el nombre de GR-N (Government Rubber-Nitrile) y subsiguientemente el grupo de elastómeros de acrilonitrilo-butadieno fue conocido como caucho nitrilo.

Síntesis y características

Este tipo de caucho sintético es generalmente resistente a aceites, combustibles y otros productos químicos (más nitrilo dentro del polímero, mayor es la resistencia a los aceites, pero menor la flexibilidad del material).

Se utiliza en la industria automotriz y aeronáutica para las mangueras de combustible y manipulación de hidrocarburos, sellos y arandelas. Se utiliza en la industria nuclear para fabricar guantes de protección. La capacidad para soportar una amplia gama de temperaturas (de -40°C a 108°C) hace que sea un material ideal para aplicaciones aeronáuticas. El nitrilo-butadieno también se usa para crear productos moldeados, calzado, adhesivos, selladores, esponjas, espumas expandibles y alfombras de piso.

Su capacidad de recuperación (resiliencia) hace del caucho nitrilo un material útil para fabricación de guantes de laboratorio desechables, guantes de limpieza y/o de examinación médica. Es más resistente que el caucho natural a los aceites y ácidos, pero tiene una fuerza y una flexibilidad inferior. Los guantes de nitrilo son sin embargo tres veces más resistente a los pinchazos (resistencia a la perforación) que los guantes de caucho natural.

Principales características positivas del caucho:

- Excelente resistencia a los aceites.
- Muy buenas propiedades mecánicas.
- Muy buena resistencia a los solventes.
- Muy buena adhesión a los metales.
- Temperatura de trabajo mayor 120°C .
- Buena resistencia a la flexión.
- Se proveen en distintos grados.

- Resistencia a la abrasión.
- Excelente propiedades mecánicas.
- Resistencia a la temperatura y al ozono.

Principales características negativas del caucho:

- Escasa resistencia al ozono.
- No resiste grasas azufradas.
- Baja resistencia a la llama.
- Baja permeabilidad a los gases.
- Elevado costo en comparación de los cauchos ordinarios.

A. Propiedades

Las propiedades varían de la siguiente forma con contenido creciente de acrilonitrilo.

ALTO	CONTENIDO DE ACRILONITRILLO	BAJO
←	MEJORA LA RESIST. A ACEITES	
←	MEJORA CARGA DE ROTURA	
←	MEJORA ABRASION Y DUREZA	
←	MEJORA EL PROCESADO	
	MEJORA FLEXIBILIDAD BAJAS TEMP.	→
	MEJORA RESILIENCIA Y ELASTICIDAD	→

Figura 2.3 Propiedades del caucho con contenido acrolonitrilo.

Fuente: <http://www.interempresas.net> Metalúrgica San Francisco s.a.

Se considera que los vulcanizados de nitrilo pueden usarse permanentemente a una temperatura no mayor a los 120°C.

B. Tipos

Además del Nitrilo caliente y el nitrilo frío, también están disponibles otros tipos de cauchos:

- **Caucho nitrilo carboxilado:** Este tipo de polímero contiene, además de la cadena acrilonitrilo-butadieno, o ácido metacrílico. Al vulcanizar el nitrilo carboxilado, no sólo se cura el polímero a través de la doble ligadura convencional sino también los grupos carboxílicos mencionados, actuando entonces estos como una especie de “refuerzo” que confiere excelentes propiedades mecánicas al compuesto.
- **Caucho hidrogenado:** Es posible hidrogenar parcial o totalmente la cadena molecular del caucho nitrilo resultando polímeros altamente resistentes a la temperatura, a los aceites calientes y al ozono, debido a la reducción de la reactividad de la cadena polimérica.
- **Caucho entrecruzado:** Son polímeros ramificados altamente entrecruzados por adición de un monómero difuncional. Estos productos son habitualmente utilizados en piezas moldeadas para generar, con suficiente fuerza de moldeo o presión, la eliminación del aire atrapado.
- **Caucho con antioxidante:** El caucho nitrilo está disponible con un antioxidante polimerizado en la cadena polimérica. Esto provee protección adicional al nitrilo durante prolongados tiempos de servicio en exposición de aire y fluidos. En compuestos con alto contenido de refuerzo de negro de humo, la reactividad química entre el polímero y el pigmento puede limitar la capacidad de resistencia al envejecimiento. Estos también exhiben excelentes propiedades dinámicas.

C. Aplicaciones

Los usos de la goma de nitrilo incluyen guantes (sustituto del caucho natural) para la industria de la salud, correas de transmisión del automóvil, mangueras, juntas tóricas o anillos de estanqueidad (o-rings), juntas, retenes, correas en V, cuero sintético, rodillo de impresora y como revestimiento de cables. El látex también se

puede utilizar en la elaboración de adhesivos y como aglutinante de pigmentos (Resia, L. y Sampietro, 2007) ^[6].



Figura 2.4 Aplicaciones del caucho.

Fuente: <http://www.interempresas.net> - Metalúrgica San Francisco s.a.

Una versión hidrogenada del caucho nitrilo, también conocido como HSN (nitrilo altamente saturado) se utiliza comúnmente para la fabricación de anillos de estanqueidad para sistemas de aire acondicionado del automóvil.

⁶ Resia, L. & Sampietro, G., México, 2007.



Figura 2.5 Anillos de Estanqueidad.

Fuente: <http://www.interempresas.net> - Metalúrgica San Francisco s.a.

2.4.1.8 Principales factores que intervienen en el ensayo de la planta

Si en cualquier rama de la técnica la determinación de las propiedades de los materiales es una utilidad incuestionable, en el sector de las plantas de caucho adquiere una importancia especial, por el enorme número de variables de que dependen, que hace muy difícil una clasificación sistemática.

Así, mientras que en muchos otros materiales de ingeniería como por ejemplo acero y otros metales basta una breve designación para definir completamente el material en cuestión, esto no es posible en el caso de los cauchos vulcanizados. Incluso aunque se diera la composición completa de la planta, no sería suficiente para definir inequívocamente un material, pues como es bien sabido todo el complejo proceso de transformación (preparación de la mezcla, conformación y vulcanización) tiene una influencia decisiva. En consecuencia hay que recurrir a una enumeración de sus propiedades.

Dentro de la Enciclopedia Latinoamericana de Tecnología de Caucho, en su fascículo1 (Friedenthal, 1994) se encuentra gran información acerca de la preparación y la utilización del caucho en las plantas de calzado, clasificando a los materiales en los grupos generales que se indican a continuación como factores determinantes al momento de la fabricación, ensayo y utilización del producto:

- **CAUCHO:** Es el ingrediente básico y principal de toda formulación, el mismo que puede usarse en su forma “pura” es decir natural o sintética o en la variedad “extendida” en aceite y negro de humo o en reciclado de artículos vulcanizados (caucho regenerado). En la tabla 2.1 se muestra un criterio general de selección de cauchos, ordenándolos del mejor al peor según los requerimientos exigidos por los compuestos.

Tabla 2.1 Criterio general de selección de cauchos ordenados según su calidad.

Resistencia Al Calor	Flexibilidad a Baja Temp.	Intemperie	Solventes, Grasas y Aceites	Resiliencia	Resis. a la Tracción y Desgarre	Resis. A la Abrasión
Fluorados	Siliconas	Fluorados	Fluorados	Polibutadieno	Caucho Natural	Polibutadieno
Siliconas	Polibutadieno	Hypalon	Nitrilo Carbox.	Caucho Natural	Policloropreno	Caucho Natural
Poliacrílicos	Caucho Natural	Siliconas	Nitrilo Alto C	Policloropreno	Poliuretano	Poliuretano
Epiclorohidrina	Nitrilo Bajo C	EPDM	Epiclorohidrina	SBR	Nitrilo Carbox.	Nitrilo Carbox.
Nitrilo Hidrog.	Nitrilo Carbox.	Poliacrílico	Nitrilo Hidrog	EPDM	SBR	Policloropreno
EPDM	SBR	Butílico	Poliuretano	Nitrilo Bajo C	Hypalon	Nitrilo Bajo C
Butílico	Poliuretano	Clorobutílico	Nitrilo Medio C.	Nitrilo Alto C	Nitrilo Alto C	Hypalon
Clorobutílico	Butílico	Bromobutílico	Nitrilo Bajo C	Nitrilo Medio C	Polibutadieno	Nitrilo Hidrog.
Bromobutílico	Clorobutílico	Epiclorohidrina	Poliacrílico	Nitrilo Hidrog.	Nitrilo Medio C	SBR
Hypalon	Bromobutílico	Poliuretano	Policloropreno	Nitrilo Carbox.	Nitrilo Hidrog.	Nitrilo Alto C
Nitrilo Alto C	Nitrilo Hidrog	Policloropreno	Hypalon	Siliconas	Nitrilo Bajo C	Nitrilo Medio C
Nitrilo Medio C	Nitrilo Medio C.	Nitrilo Alto C	Siliconas	Poliuretano	Poliacrílico	Poliacrílico
Nitrilo Carbox.	Fluorados	Nitrilo Hidrog.	Butílico	Hypalon	Bromobutílico	Fluorados
Nitrilo Bajo C	Epiclorohidrina	Nitrilo Carbox.	Clorobutílico	Poliacrílico	EPDM	Epiclorohidrina
Poliuretano	EPDM	Nitrilo Medio C.	Bromobutílico	Epiclorohidrina	Clorobutílico	EPDM
Policloropreno	Policloropreno	Nitrilo Bajo C	EPDM	Fluorados	Butílico	Butílico

Tabla 2.1 Continuación.

SBR	Nitrilo Alto C	Polibutadieno	SBR	Butílico	Fluorados	Clorobutílico
Caucho Natural	Hypalon	SBR	Polibutadieno	Clorobutílico	Epiclorohidrina	Bromobutílico
Polibutadieno	Poliacrílico	Caucho Natural	Caucho Natural	Bromobutílico	Siliconas	

Fuente: Enciclopedia Latinoamericana de Tecnología de Caucho.

- **CARGAS:** En regla general, son materiales que refuerzan a los cauchos logrando mejoras en sus propiedades mecánicas, dinámicas, abrasión, etc.

Pueden ser negras (negros de humo) o claras (reforzantes, semireforzantes o inertes).

- **PLASTIFICANTES:** Estos ingredientes contribuyen a mejorar la calidad y eficiencia del mezclado, afectando también las propiedades del compuesto vulcanizado.
- **ANTIDEGRADANTES:** Su función es la de inhibir o minimizar el proceso de degradación de los elastómeros que se produce luego del ataque del oxígeno, ozono, luz, productos químicos, etc.
- **AYUDAS DE PROCESO:** Son productos que mejoran la procesabilidad de los compuestos sin alterar significativamente las propiedades de los vulcanizados.
- **ACELERANTES:** Reducen los tiempos de formación del entrecruzamiento caucho – azufre, protegiendo además a los compuestos de la posibilidad de prevulcanización.

Se sabe muy bien que además del polímero, los ingredientes que tienen el rol más relevante durante el mezclado son las cargas, pues una vez contactadas íntimamente con el caucho vinculan a sus moléculas impidiendo su resbalamiento relativo. Este efecto se traduce en un aumento global de la viscosidad del compuesto.

Desde el punto de vista del mezclado, los atributos de las cargas que inciden directamente en la operación son la cantidad y la morfología de las mismas, esta

última característica tiene que ver no sólo con el tamaño y geometría de las partículas individuales sino con la forma en la que éstas están agrupadas (figura 2.6.), es decir que permiten que la mezcla se acomode con mayor facilidad al molde al cual son sometidas, por lo que la morfología de las cargas constituyen un factor importante.

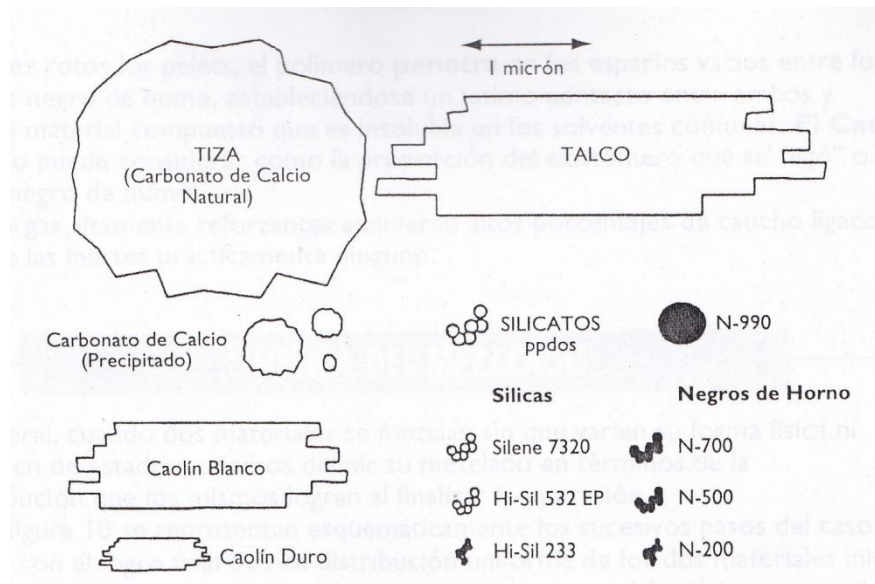


Figura 2.6 Cantidad y morfología de las cargas

Fuente: Enciclopedia Latinoamericana de Tecnología de Caucho.

Las cargas claras, desde las inertes (como la tiza) hasta las más reforzantes (como las sílicas pirogénicas) actúan durante el mezclado como partículas funcionalmente individuales.

En los negros de humo en cambio, la unidad de reforzado se denomina agregado que quiere decir agrupación de partículas con una cierta forma llamada estructura primaria o permanente.

- **CAOLÍN:** El caolín es un silicato de aluminio hidratado perteneciente a las cargas claras. Es producto de la descomposición de rocas feldespáticas principalmente. El término caolín se refiere a arcillas en las que predomina el mineral caolinita; su peso específico es de 2.6; su dureza es 2; es de color blanco y puede tener diversos colores debido a las impurezas, su es brillo generalmente terroso mate y es higroscópico (absorbe agua), su plasticidad es de baja a

moderada. Otras propiedades importantes es su inercia ante agentes químicos, es inodoro, aislante eléctrico, moldeable y de fácil extrusión; resiste altas temperaturas, no es tóxico ni abrasivo y tiene elevada refractariedad y facilidad de dispersión. Es compacto, suave al tacto y difícilmente fusible, tiene gran poder cubriente y absorbente y baja viscosidad en altos porcentajes de sólidos.

El caolín es un factor decisivo en las propiedades mecánicas finales que adquiere la planta, su uso en altas o bajas proporciones puede cambiar la dureza, abrasividad, tracción, flexión y otras propiedades en el producto final, los fabricantes de plantas en el país lo emplean específicamente para reducir costos y para reforzar el caucho haciéndolo más rígido.

- **VISCOELASTICIDAD DEL CAUCHO:** una de los factores para entender el comportamiento de las plantas de caucho durante su proceso de fabricación y ensayo, es definir de que manera responden estas cuando actúan fuerzas de deformación sobre ellas.

Cuando el caucho en su estructura molecular contiene:

- a) **Porciones amorfas,** Es decir que las moléculas no tienen casi ninguna atracción entre ellas y debido a la rotación libre de átomos de carbono entre los enlaces tiene movilidad y pueden resbalar entre ellas, ésta es la *fase viscosa o plástica* del caucho
- b) **Porciones Cristalinas,** Donde las moléculas están firmemente vinculadas por fuerzas de atracción más o menos importantes. Hablamos entonces de la *fase elástica* del caucho que en tal sentido debe considerarse como un sólido elástico.

Referente a los ensayos de vulcanizados (Royo, 1995)^[7], la Resiliencia e Histéresis del caucho es otro factor determinante en la fabricación desempeño y análisis de ensayos del caucho vulcanizado. En cualquiera de sus usos y empleos,

⁷ Royo, J. (1995), *Enciclopedia Latinoamericana de Tecnología del Caucho*, Buenos Aires. FAIC.

disto mucho de ser un sólido elástico ideal, es decir, precisamente a esta “deficiente elasticidad” se debe su capacidad de amortiguar impactos y vibraciones. Cuando se le suministra una cierta cantidad de energía, tan sólo restituye una parte y el resto lo absorbe transformándolo en energía.

La resiliencia se define como la relación entre la fracción de energía restituida y la energía total suministrada. Una forma práctica de medir la resiliencia es por rebote, medida generalmente por diversos tipos de péndulos.

El complemento de la resiliencia es la histéresis que representa por tanto la fracción de energía suministrada que es absorbida por la goma y transformada en calor.

Claramente existe una extensa relación entre el comportamiento de las suelas ante cualquier tipo de ensayo con respecto a los distintos materiales que se emplean en su proceso de fabricación.

El hecho de emplear caucho natural o sintética en las suelas provoca grandes diferencias en las propiedades mecánicas de la planta variando su resistencia al desgaste y su dureza; como al emplear caucho en aceite y negro de humo o reciclado de artículos vulcanizados (caucho regenerado), esto reduce notablemente la calidad del producto a pesar de que disminuye el costo del mismo, resultando perjudicado el fabricante y consumidor.

Asimismo los distintos tipos de plastificantes, antidegradantes y acelerantes son factores muy significativos durante el proceso de fabricación de la planta. Se necesita tener un amplio conocimiento y experiencia para saber con exactitud la cantidad correcta y adecuada que debe ser incluida en la mezcla de químicos ya que de no ser así provocaría resultados poco satisfactorios que obviamente para productores de bajo nivel conllevaría pérdidas perjudiciales tanto en costos de producción como de venta, debido su mala calidad. Lo mismo sucederá durante un proceso de ensayo de cualquier tipo en la planta, las propiedades y el comportamiento de éstas se vería afectado corroborando así la pésima calidad.

Finalmente se puede concluir que las cargas llegan a ser el punto más decisivo en el resultado final, aunque no se conoce exactamente la composición completa de una planta, pero su influencia es determinante a la hora de garantizar la eficacia y calidad de una suela.

2.4.1.9 Ensayo a fatiga por flexión de las plantas de calzado

Los polímeros pueden experimentar fallo por fatiga en condiciones de carga cíclica. Al igual que con metales, la fatiga se produce a niveles de tensión que son bajos en relación con el límite elástico.

Las pruebas a fatiga en los polímeros no han sido tan extensas como con metales, sin embargo, los datos de fatiga se trazan de la misma manera para ambos tipos de material, y el resultante de las curvas tiene la misma forma general.

Curvas de fatiga para algunos polímeros comunes se muestra en las Figuras 2.7 y 2.8. Algunos polímeros tienen un límite de fatiga (un nivel de tensión a la que el estrés por el hecho pasa a ser independiente del número de ciclos), mientras que otros parecen no tener dicho comportamiento.

Como era de esperar en la figura la resistencia a la fatiga para los materiales poliméricos son muchos menores comparados con los metales.

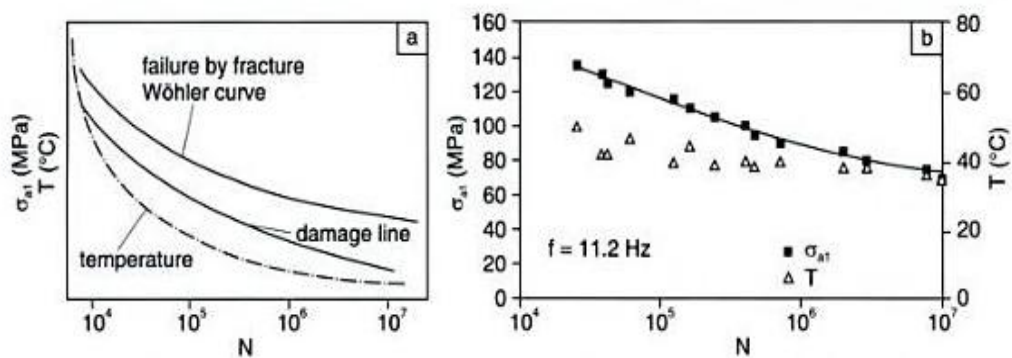


Figura 2.7 Curvas de Wöhler (S-N) según norma DIN 53442 (a), usando PA como ejemplo (b).

Fuente: Hanser Verlag Polymer Testing.

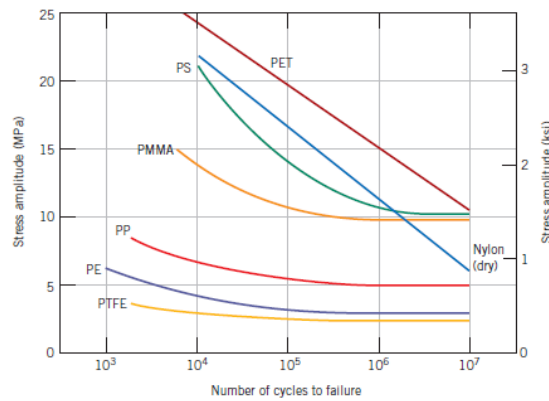


Figura 2.8 Amplitud de esfuerzo Vs número de ciclos.

Fuente: Tomado de M. N. Riddell ^[8].

El comportamiento a fatiga de los polímeros es mucho más sensible a la frecuencia de carga que para los metales. Polímeros de ciclismo en las frecuencias altas y/o tensiones relativamente grandes puede causar un calentamiento localizado, en consecuencia, el fracaso puede ser debido a un ablandamiento del material.

Los principales métodos de ensayo a fatiga mecánica de los polímeros son:

- Tensión – Tensión.
- Compresión – compresión.
- Flexión en cuatro puntos (flexural).
- Viga en voladizo.

2.4.1.10 Normativa vigente para el ensayo a flexión de las plantas de calzado

Entre las normas más conocidas y que se manejan internacionalmente se encuentran las normas ASTM y las normas DIN las ISO y otras.

La industria relacionada con la fabricación de plantas de calzado se maneja con algunas de estas normas para su fabricación. Al realizar una investigación bibliográfica intensa se pudo encontrar algunos extractos muy importantes y que

⁸ M. N. Riddell (1974: 78), *A Guide to Better Testing of Plastics*, Plast. Eng., Vol. 30.

se relacionan directamente con el ensayo a fatiga por flexión de polímeros y el ensayo a flexión de plantas de calzado.

Los argumentos encontrados los detallamos a continuación:

- La norma **DIN 53442** establece el procedimiento para el desarrollo de dicho ensayo, las probetas utilizadas son planas de espesor constante entre 2 y 8 mm, la sección reducida es la sección donde se espera que la probeta falle. Es necesario monitorear la temperatura durante todo el ensayo, el número de ciclos es determinado para posteriormente graficar la curva S – N.

Según esta norma el comportamiento a fatiga mecánica de los polímeros en ciclos bajos se considera hasta $N=10^4$ ciclos a una frecuencia $f=1-3$ Hz, y a fatiga por flexión $f=30$ Hz.

- Otra norma que habla acerca del ensayo a fatiga es la **ASTM D 671**, el procedimiento de ensayo para polímeros según ésta normativa consiste en ensayar probetas usando máquinas para vigas en cantiléver capaz de producir esfuerzos de amplitud constante en cada ciclo, la característica principal de esta máquina es un rotor excéntrico montado sobre el eje de un motor que gira a velocidad constante (aprox. 1800 rpm) este movimiento desbalanceado de la excéntrica produce una fuerza alternante, el número de revoluciones es contado mediante un circuito electrónico que se para cuando la probeta falla. Según esta norma las pruebas son realizadas con una relación de esfuerzos de $R=0,1$ en el caso de fatiga mecánica, pero para fatiga por flexión es de $f=30$ Hz y $R=-1$.

El ensayo estándar de fatiga de los polímeros en flexión se realiza según se especifica en el "Manual on Fatigue Testing", ASTM STP 91-A y "Mechanical Testing of Materials", A.J. Fenner, Philosophical Library, Inc. ASTM D 671.

- Por otro lado la norma **ISO 20344** ^[9] en cuanto a flexión se refiere, admite 6 mm de abertura en forma de grietas luego de los 35000 ciclos. A continuación

⁹ UNE ISO 20344:2012, *Métodos de ensayo para calzado*.

en la tabla 4.2 se detallan los principales aspectos que se evalúan en la planta de calzado de seguridad para determinar su aprobación y aceptación en el mercado según esta norma.

Tabla 2.2 Especificaciones de plantas de calzado de seguridad según la norma ISO 20344.

CONCEPTO	SUELA
Espesor	10 mm mínimo
Dureza Shore A	67 ± 5 puntos
Resistencia a la abrasión	225 mm ³ máximo
Resistencia a la flexión	35000 ciclos 6 mm de abertura
Resistencia a la tracción	1500 N/cm ² mínimo
Alargamiento	300% mínimo
Resistencia al calor, (70 horas. A 70°C)	
Cambio a la tensión	± 15% máximo
Cambio en alargamiento	± 17% máximo
Cambio en dureza	± 10 puntos
Índice de resbalamiento en placa de vidrio * Estático (IRE)	0,35 mínimo
* Dinámico (IRD)	0,30 mínimo
Estanqueidad (0,5 kg/cm ² durante 60 segundos)	Sin fugas de aire

Fuente: <http://www.pemex.com/files/content/NRF-056-PEMEX-2006f.pdf>.

- Otra norma que hace referencia al ensayo estándar de fatiga de las plantas de zapatos a flexión, es la dada en el "American Society for Testing and Materials", **ASTM F2412-05** ^[10]. Según esta sección de la norma consiste en someter a la planta a un rango de 30 ± 1 ciclos por segundo flexionándola a

¹⁰ ASTM F2412-05, *Métodos de prueba estándar para la protección de los pies*.

una distancia vertical de 33 ± 1 milímetros por minuto desde su posición horizontal inicial para que luego de 150000 ciclos revisar si existen grietas. En la figura 4.2 se muestran las dimensiones en milímetros de los elementos de sujeción de la planta para ser ensayar a flexión.

La norma NTE INEN 1926:92 trata sobre los requisitos generales del calzado de seguridad y se basa en la norma ANSI Z41 que en el año 2005 fue reemplazada por la ASTM F2412-05 la cual sugiere el ensayo a flexión antes descrito.

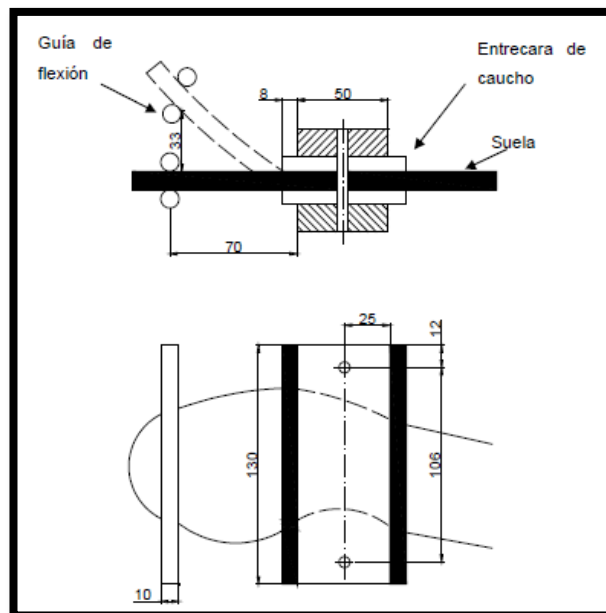


Figura 2.9 Elementos de sujeción para plantas según la norma ASTM F 2412-05.

Fuente: Norma ASTM F 2412-05.

De todas estas normas que hemos mencionado anteriormente, la ASTM F 2412 – 05 es la más importante y es en la cual se fundamentará nuestro estudio debido a que se encuentra directamente relacionada con el ensayo a flexión de plantas de calzado de seguridad. En referencia a sus enunciados y parámetro de funcionamiento, hemos establecido un procedimiento de ensayo, el mismo que fue aplicado para determinar los ciclos de duración de las plantas y sus tiempos de vida útil.

2.4.1.11 Máquinas existentes para el ensayo de flexión de plantas de calzado

Existen varios tipos de máquinas empleadas para ensayar a flexión plantas, estas máquinas tienen diferentes configuraciones y objetivos, de acuerdo con lo que buscan evaluar.

A continuación, se describen algunas de las máquinas más importantes.

1) Flexómetro de suelas para ensayos a baja temperatura modelo 5060-40C

Equipo para la determinación de la resistencia a la flexión de pisos de calzado fabricados con gomas, cauchos, poliuretano y polímeros de características similares. Para realizar ensayos en cámara de +50°C hasta -30°C. Posee las siguientes características:

- Fabricado en acero inoxidable y sin pantalla de protección.
- 3 Puestos de ensayo.
- Ángulo de flexión hasta 90°.
- Diámetro del mandril guía de flexión 30mm.
- Control de la velocidad electrónico, entre 125 y 150 ciclos/minuto.
- Regulación de la velocidad de trabajo mediante mando en el cuadro.
- Contador preselector de ciclos digital programable: 6 dígitos.
- Tensión de trabajo 220V 50/60Hz.

Se encuentra fabricado bajo las especificaciones de las normas: UNE-EN ISO 20344, UNE-EN ISO 17707, DIN 53-543 y UNE 59-570-94.



Figura 2.10 Flexómetro de suelas para ensayos a baja temperatura modelo 5060-40C.

Fuente: Muñoz F., C.B., muver.com 2009.

2) Flexómetro para suelas Modelo 5060

Equipo para la determinación de la resistencia a la flexión de pisos de calzado fabricados con gomas, cauchos, poliuretano y polímeros de características similares. Sus características principales son:

- Ángulo de flexión hasta 90°.
- Diámetro del mandril guía de flexión 30 mm.
- Control de la velocidad electrónico, entre 125 y 150 ciclos/minuto.
- Regulación de la velocidad de trabajo mediante mando en el cuadro.
- Contador preselector de ciclos digital programable: 6 dígitos.
- Tensión de trabajo 220V 50/60Hz.

Bajo las normas: UNE-EN ISO 20344, UNE-EN ISO 17707, DIN 53-543 y UNE 59-570-94.



Figura 2.11 Flexómetro de suelas modelo 5060.

Fuente: Muñoz F., C.B., muver.com 2009.

3) Máquina de ensayos de flexión de plantas PFI modelo BPM

Esta máquina es adecuada para realizar ensayos en plantas de zapatos y materiales usados para las plantas, de acuerdo con la norma estándar ISO 20344.

El principio de funcionamiento de la máquina de flexión PFI consiste aplicar una carga distribuida sobre el elemento a flexionar, el cual está sujeto por la mitad. Tiene como elemento básico un cilindro sobre el cual es flexionada la planta, el esfuerzo aplicado puede ser predefinido.

Especificaciones	
Dimensiones	800 x 800 x 700 mm
Voltaje	230 [V]
Frecuencia	50 [Hz]
Potencia	180 [W]

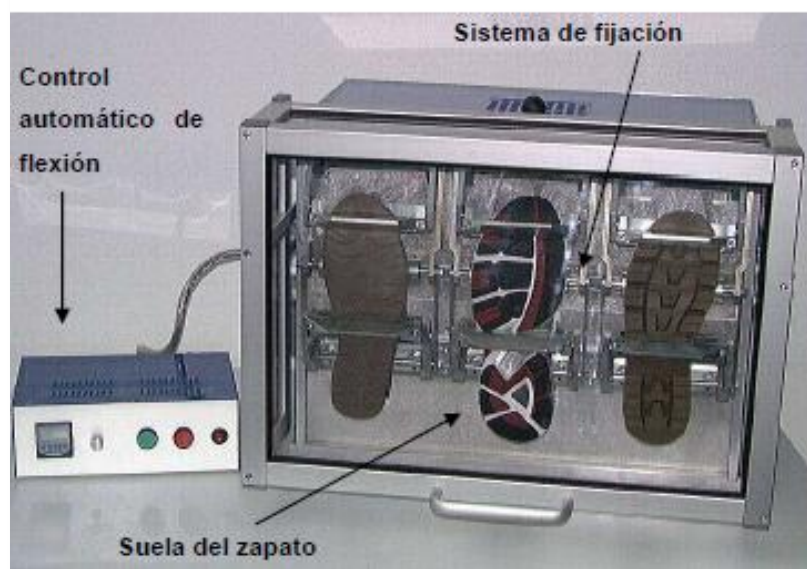


Figura 2.12 Máquina de ensayos de flexión de plantas BPM.

Fuente: <http://www.pfi-ps.de/index.php?id=230>.

4) Flexómetro para calzado metrotec modelo STB-4

Esta máquina sirve para realizar ensayos repetidos de flexión en calzado, a diferentes ángulos y poder asegurar la alta calidad del calzado de acuerdo con la norma estándar ISO 20344 (Metrotec, 2002) ^[11]. En la figura 2.13 se muestran algunas de las especificaciones del equipo.

¹¹ Metrotec (2002), *Flexómetro dinámico para calzado*, México

Especificaciones	
Capacidad de ensayos simultáneos	4 muestras
Ángulos de ensayos	de 0 a 90° (ajustables)
Velocidad	80 rpm
Contador digital de ciclos	Electrónico de 6 dígitos
Alimentación eléctrica	110-220 V 50-60 Hz
Dimensiones aproximadas	600 x 400 x 600 mm
Peso neto aproximado	70 kg



Figura 2.13 Flexómetro dinámico para calzado METROTEC modelo STB-4.

Fuente: Metrotec.com 2002.

El principio de funcionamiento de la máquina consiste en flexionar repetitivamente todo el zapato, el cual está sujeto mediante un sistema de prensas por la parte del talón. Tiene como elemento básico un sistema motriz de cilindros los cuales flexionan hasta 4 plantas a la vez y un control que registra el número de ciclos aplicados durante el ensayo.

2.4.2 Tiempo de vida útil

A la vida útil se denomina también vida técnica y se refiere al número de años que se estima que una máquina o producto alguno, podrá funcionar normalmente. La vida técnica de un equipo industrial o un artículo nunca podrá conocerse con exactitud. Tomando como base la experiencia y las características técnicas siempre se podrá formar una idea, aproximada al menos, de cuál va a ser la duración de un equipo industrial, (Enciclopedia de la economía, 2006-2009).

2.5 HIPÓTESIS

Con el estudio del comportamiento a fatiga por flexión de las plantas de calzado de seguridad, se determinará su tiempo de vital útil, en la empresa Carvicaucho de la ciudad de Ambato.

2.6 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES DE LA HIPÓTESIS

2.6.1 Variable Independiente

Estudio del comportamiento a fatiga por flexión de las plantas de calzado.

2.6.2 Variable Dependiente

Tiempo de vital útil.

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE

El presente estudio investigativo está basado en un enfoque cuantitativo y cualitativo a la vez, el privilegio del énfasis en el análisis son las técnicas cuantitativas, lo que conlleva a la búsqueda de un enfoque generalizado de la investigación. Es prioridad dentro de este estudio que luego de realizar los análisis necesarios sobre el problema y después de conocer a ciencia cierta los inconvenientes, llegar a la comprobación de la hipótesis, sabiendo si a través de ésta, el problema será resuelto.

Es de mucha importancia los resultados que la investigación arroje porque con ellos habrá la posibilidad de controlar el problema presente y otros similares que puedan aparecer en el futuro dentro de la empresa o en industrias similares.

3.2 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN

Es menester conocer las modalidades de investigación básicas que se aplicarán para el desarrollo de la misma.

La modalidad de campo es una de ellas; el proyecto tendrá mayor efecto y mejor resultado al llevarse a cabo dentro del lugar afectado por el problema, es decir, en el sitio donde los inconvenientes se presentan de esta forma se tomará contacto directo con los efectos ocasionados por la dificultad.

También se seguirá una modalidad bibliográfica pues con la información encontrada y proporcionada por libros, documentos y fuentes informáticas se logrará fortalecer aún más la investigación.

3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN

El proyecto abarca los cuatro tipos de investigación. El nivel exploratorio será empleado debido a que es un estudio con el que se pretende obtener un primer conocimiento mediante la indagación de datos y documentos para contextualizar el problema.

Existe también un nivel descriptivo, que ayuda a explicar los fenómenos presentes y estudiar sus relaciones para conocer la estructura y aspectos que intervienen en su dinámica.

La asociación de variables es otro tipo de investigación, que tiene como finalidad determinar el grado de relación o asociación existente entre las variables.

Finalmente la investigación explicativa, empleada para conocer las causas y los efectos más importantes que aquejan a la empresa por no solucionar de manera inmediata del problema.

3.4 POBLACIÓN O MUESTRA

3.4.1 Población o Universo

Con la estimación del tamaño de muestra se puede conocer la proporción de la población que tiene las características obtenidas para el estudio, a partir del análisis de un solo grupo ellas (una muestra). Los datos estadísticos sirven para conocer los parámetros de la población, por eso, se habla de conocer el tamaño de la muestra necesaria, para la estimación de parámetros con una determinada precisión.

La población sobre la cual trata la investigación está constituida por el volumen de producción de plantas en la empresa, dicha producción es de 180 pares de suelas diarios dividido en tres partes iguales de acuerdo a las tres jornadas diarias de trabajo en la empresa, por lo que el tamaño de la muestra que se desea determinar es el correspondiente a la producción de una sola jornada ya sea esta la de la

mañana tarde o noche, por lo tanto la muestra se determina con la siguiente fórmula establecida por (Spiegel, 1997)^[12]:

$$n = \frac{N\sigma^2 Z^2}{(N - 1)e^2 + \sigma^2 Z^2} \quad \text{Ec. 3.1.}$$

Donde:

n, El tamaño de la muestra.

N, Tamaño de la población.

σ , Desviación estándar de la población que, generalmente cuando no se tiene su valor, suele utilizarse un valor constante de 0,5.

Z, Valor obtenido mediante niveles de confianza. Es un valor constante que, si no se tiene su valor, se lo toma en relación al 95% de confianza equivale a 1,96 (como más usual) o en relación al 99% de confianza equivale 2,58, valor que queda a criterio del investigador.

e, Límite aceptable de error muestral que, generalmente cuando no se tiene su valor, suele utilizarse un valor que varía entre el 1% (0,01) y 9% (0,09), valor que queda a criterio del encuestador.

¹² Spiegel, M. R. *Estadística* (1997).

3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.5.1. Variable Independiente: Estudio del comportamiento a fatiga por flexión de las plantas de calzado.

Tabla 3.1 Operacionalización de la variable independiente.

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
La fatiga mecánica se define como el fallo debido a repetidos ciclos hasta la fractura. En las plantas de calzado este estudio se lo realiza mediante una máquina especial para ensayos de flexión, a través de movimientos transmitidos por mecanismos adaptados exclusivamente para este ensayo.	Ciclos	¿Para qué cantidad de ciclos la probeta será aprobada?	<ul style="list-style-type: none"> • = 150000 ciclos • > 150000 ciclos • < 150000 ciclos 	Indirecta: Bibliográfica, norma ASTM F2412-05
	Movimientos	¿Qué tipo de movimiento se dará a través del mecanismo?	<ul style="list-style-type: none"> • Circular • Lineal • Longitudinal 	Indirecta: Bibliográfica, norma ASTM F2412-05
	Mecanismos	¿Qué tipo de mecanismo será el más óptimo para la máquina?	<ul style="list-style-type: none"> • Biela-manivela • Excéntrica-biela-palanca 	Indirecta: Bibliográfica, norma ASTM F2412-05

Fuente: El Autor.

3.5.2. Variable Dependiente: Tiempo de vida útil.

Tabla 3.2 Operacionalización de la variable dependiente.

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>Es la duración estimada que un objeto de cualquier material puede tener cumpliendo correctamente con la función para la cual ha sido creado. Normalmente se calcula en horas de duración.</p>	<p>Material</p> <p>Función</p> <p>Duración</p>	<p>¿De qué tipo de material están fabricadas las plantas de calzado?</p> <p>¿Para qué tipo de funciones están hechas las plantas?</p> <p>¿Qué tiempo aproximado de duración deberían poseer las plantas?</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Caucho natural • Caucho sintético <p>Para:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Altas temperaturas • Bajas temperaturas <ul style="list-style-type: none"> • 1 años • 2 años • 3 años 	<p>Entrevista- guía de la entrevista</p> <p>Entrevista- guía de la entrevista</p> <p>Indirecta:</p> <p>Bibliográfica, norma</p> <p>ASTM F2412-05</p> <p>Entrevista- guía de la entrevista</p>

Fuente: El Autor.

3.6 RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

El plan de recolección de información será por medio de una entrevista, la cual será dirigida al gerente de la empresa Carvicaucho.

La persona que proporcionará la información será:

- Dr. Xavier Carpio - Gerente Propietario de Carvicaucho y director del área de diseño y producción.

Además se analizará la normativa existente acerca de éste tipo de ensayo.

3.7 PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS

Lo primero que se realizará al recopilar la información, será seleccionar los datos que se requiere para el desarrollo del proyecto los mismos que serán analizados en relación con el problema para poder establecer las conclusiones respectivas asegurando que los datos sean lo más reales posibles.

El plan de análisis de la investigación es:

- Revisión de la información recogida.
- Realización de tabulación por medio de cuadros.
- Estudio estadístico de datos para presentación de resultados.
- Comprobación de la hipótesis mediante el método estadístico Chi-cuadrado.

El análisis de los resultados se realizará desde el punto de vista descriptivo y estadístico, proceso que permite realizar la interpretación adecuada basada en el marco teórico relacionado a las variables de la investigación, lo que nos ayudará en la comprobación de la hipótesis y así poder para establecer las conclusiones y recomendaciones del trabajo.

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1.1 Procedimiento de ensayo a flexión de una planta de calzado de seguridad

Paso 1: Determinación experimental del módulo de elasticidad y de la carga aplicada.

Para encontrar el módulo de elasticidad (E) de los tipos de suela a ensayar, se procedió a calcularlo experimentalmente mediante la utilización de un dinamómetro, los pasos a seguir fueron los siguientes:

1. Colocamos la probeta de sección rectangular en una posición fija a una superficie plana.
2. Una vez sujeta la probeta, aplicamos una carga vertical de 20 N, esto empleando el dinamómetro antes mencionado.
3. Con la ayuda de un calibrador medimos la deflexión ($Y_{máx}$) que tuvo la planta desde su posición original horizontal.
4. En una viga como la de la figura 4.1. que es una representación esquemática de la probeta ensayada, mediante el método de las secciones se puede hacer un análisis de deflexión, donde se determina la ecuación de deflexión que ocurre a lo largo de la viga al aplicar la carga con el dinamómetro.

1 Cantilever—end load

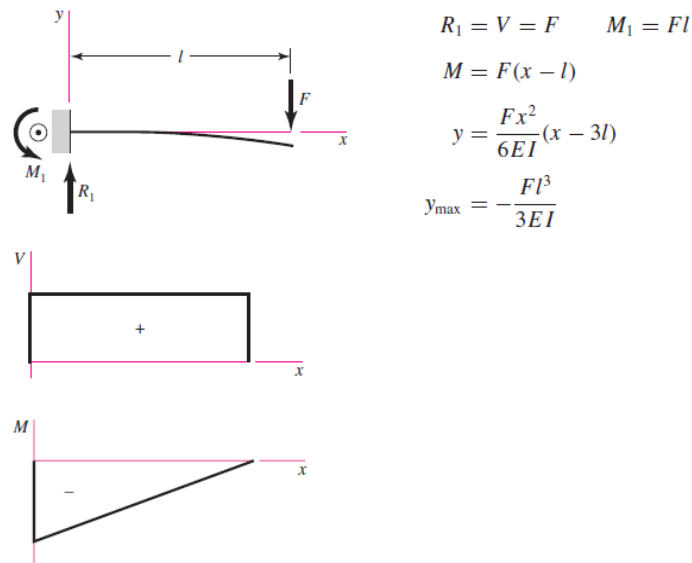


Figura 4.1 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Fuente: Shigley 9ª ed.

Por lo tanto la deformación en el punto de aplicación de la carga es:

$$Y_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Con esta ecuación podemos encontrar el módulo de elasticidad (E) de la planta y posteriormente con el valor de E ya determinado, hallamos la carga aplicada al emplear el valor de deflexión que la norma ASTM F 2412 - 05 nos exige.

Paso 2: Determinación del esfuerzo aplicado en la planta.

El segundo paso es encontrar el esfuerzo aplicado en la planta, como ya es conocido, la norma ASTM F 2412 – 05 exige que la planta se flexione 33 ± 1 mm, como se muestra en la figura 4.2, a partir de esta gráfica podemos darnos cuenta que la deflexión es constante en el ensayo, por lo tanto el esfuerzo también será constante.

De acuerdo a la normativa la probeta es cargada como una viga en cantiléver, generándose una fuerza cortante (V) y un momento flector (M), como se muestra en la siguiente figura:

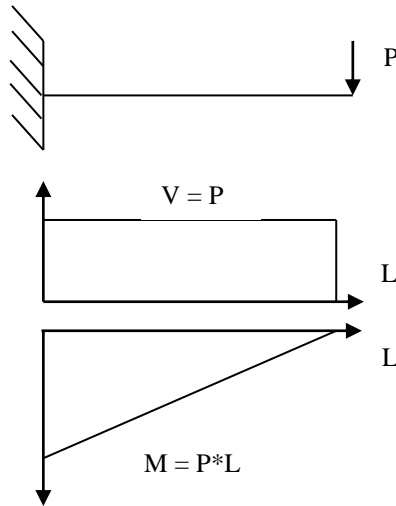


Figura 4.2 Viga en flexión.

Fuente: El Autor.

Estos a su vez generan: Esfuerzos normales

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Y esfuerzos tangenciales,

$$\tau_{xy} = \frac{VQ}{bI} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Que varían sinusoidalmente como se muestra a continuación:

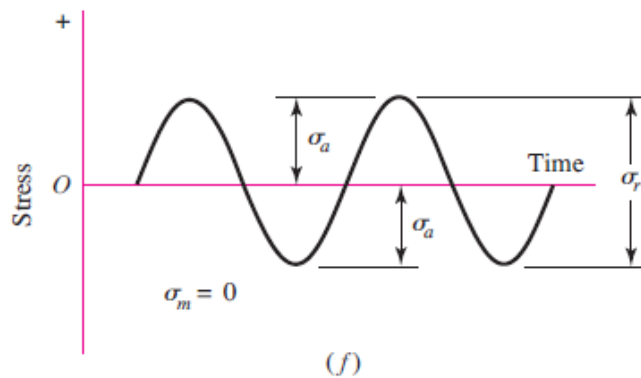


Figura 4.3 Amplitud de Esfuerzo.

Fuente: Shigley 9ª ed.

En donde:

σ_x , Esfuerzo Normal.

τ_{xy} , Esfuerzo Tangencial.

M, Momento flector.

c, Distancia desde el eje neutro hasta las fibras externas de la viga.

I, Momento de inercia.

V, Fuerza cortante.

Q, Momento estático.

b, Ancho de la sección.

El inicio de una fisura se considera como criterio de falla debido a la fatiga por flexión, ésta ocurre en las fibras externas en donde se tiene un esfuerzo normal máximo y un esfuerzo tangencial igual a cero, por lo tanto sabiendo que el momento de inercia es:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad Ec. 4.4$$

Siendo:

$$c = \frac{h}{2} \quad Ec. 4.5$$

Reemplazando estas ecuaciones en la ecuación 4.2 el esfuerzo que producirá la falla está dado por:

$$\sigma_x = \frac{6M}{bh^2} \quad Ec. 4.6$$

La relación de esfuerzos para este tipo de ensayo se analiza gráficamente.

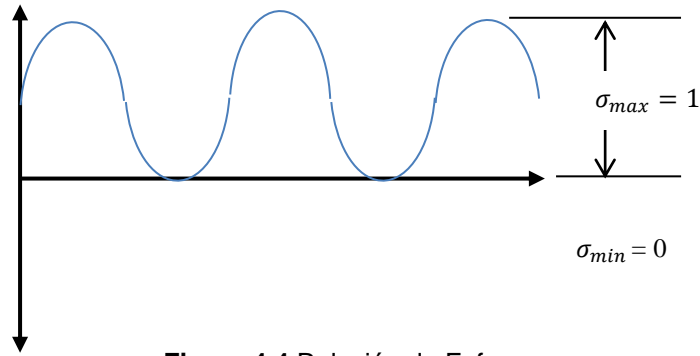


Figura 4.4 Relación de Esfuerzo.

Fuente: El Autor.

Al observar esta curva y relacionarla con la figura 4.2 el movimiento que la planta realiza es sinusoidal y es en un solo lado del eje central, por lo que, si la relación de esfuerzo estada dado por:

$$R = \frac{\sigma_{mín}}{\sigma_{máx}} \quad Ec. 4.7$$

$$R = \frac{0}{1}$$

Por lo tanto:

$$R = 0$$

Paso 3: Verificación de la frecuencia de aplicación.

Una vez que hemos determinado los parámetros anteriores es importante que conozcamos la frecuencia de aplicación de cargas, la misma que de acuerdo con la norma ASTM D 671 y ASTM F 2412 – 05 es de 30 Hz; es decir que el eje de la máquina girará a 30 ciclos por segundo.

A pesar de que en la placa del motor se observa un valor 1720 RPM, luego de realizar 16 ensayos en los que se mide el tiempo y se relaciona con el número de ciclos mediante un contador electrónico se presentan los datos obtenidos en la tabla 4.1, al analizarlos estadísticamente se demuestra que en realidad el motor funciona a 1799 RPM como se muestra en la tabla 4.2, con lo cual nos da una frecuencia de 29,99 Hz como muestran los datos estadísticos en la tabla 4.3, con

lo que se cumple con lo que exige la norma, por lo tanto nuestro estudio se realizó con una frecuencia de 29,99 Hz.

Tabla 4.1 Determinación de la frecuencia de aplicación de cargas.

Ensayo #	Revoluciones	Tiempo [s]	Frecuencia [Hz]	RPM
1	662	22	30.091	1.805.455
2	1471	49	30.020	1.801.224
3	1816	61	29.770	1.786.230
4	2191	72	30.431	1.825.833
5	2322	77	30.156	1.809.351
6	2403	81	29.667	1.780.000
7	3413	114	29.939	1.796.316
8	3608	120	30.067	1.804.000
9	3626	121	29.967	1.798.017
10	3979	133	29.917	1.795.038
11	3998	134	29.836	1.790.149
12	5394	180	29.967	1.798.000
13	7675	256	29.980	1.798.828
14	10800	360	30.000	1.800.000
15	23380	780	29.974	1.798.462
16	170250	5683	29.958	1.797.466

Fuente: Tomado de la tesis de maestría del Ing. Jorge Guamanquispe (2012).

Con los datos de la tabla anterior se calcula la tendencia central y dispersión tanto para las revoluciones del motor como para la frecuencia.

Tabla 4.2 Datos estadísticos para las revoluciones.

DATOS ESTADÍSTICOS	
Media	1.799.023
Error típico	2.525
Mediana	1.798.239
Moda	#N/A
Desviación estándar	10.099
Varianza de la muestra	101.982
Curtosis	2.946
Coefficiente de asimetría	0.814
Rango	45.833
Mínimo	1.780.000
Máximo	1.825.833
Suma	28.784.367
Cuenta	16.000

Fuente: Tomado de la tesis de maestría del Ing. Jorge Guamanquispe (2012).

Tabla 4.3 Datos estadísticos para la frecuencia.

DATOS ESTADÍSTICOS	
Media	29.984
Error típico	0.042
Mediana	29.971
Moda	#N/A
Desviación estándar	0.168
Varianza de la muestra	0.028
Curtosis	2.946
Coefficiente de asimetría	0.814
Rango	0.764
Mínimo	29.667
Máximo	30.431
Suma	479.739
Cuenta	16.000

Fuente: Tomado de la tesis de maestría del Ing. Jorge Guamanquispe (2012).

Paso 4: Ensayo de la planta.

Finalmente con todos los parámetros necesarios ya determinados, procedemos a someter a la planta al ensayo de flexión, donde a través del contador automático

que posee la máquina verificamos que se cumplan los 150000 ciclos que la norma exige para que una suela de calzado pase la prueba de calidad y pueda entrar en el mercado.

4.1.2 Determinación de Parámetro de Investigación

4.1.2.1 Determinación de la muestra

Aplicando la ecuación 3.1. y considerando un error del 5 % se obtiene el tamaño de muestra como se indica a continuación:

$$n = \frac{N\sigma^2Z^2}{(N-1)e^2 + \sigma^2Z^2}$$

Si:

$$N = 60$$

$$\sigma = 0.5$$

$$Z = 2.58$$

Entonces:

$$n = 28 \cong 30$$

Lo que significa que el estudio se realizará mediante la utilización de 30 probetas, dividiéndolas en tres grupos de 10 plantas de distinta calidad. Los ensayos que se llevaron a cabo están estrictamente basados en las peticiones que hace la norma ASTM F 1412 – 05.

Luego de un análisis minucioso previo a la realización de los ensayos se creyó conveniente y por sugerencia del cliente que la mejor alternativa para obtener resultados que sean satisfactorios es ensayar tres tipos de productos, los mismos que se diferencian por su composición química.

Dentro de la industria del calzado en nuestro país, especialmente en la Provincia de Tungurahua donde se concentran la mayoría de las fábricas de plantas, el uso de los componentes químicos en el proceso de fabricación es muy determinante en

el resultado final. Estos compuestos se denominan cargas, las sílicas, el carbonato de calcio, el caolín son algunas de éstas y son el complemento del caucho en la constitución de una suela. El caolín al considerarse como una carga de mucha importancia se ha decidido que se puede estudiar el comportamiento a fatiga por flexión variando éste componente.

Debido a que el costo de producción de suelas es bastante elevado, ya que sólo para obtener 10 elementos con cierto porcentaje de caolín conlleva desperdiciar alrededor de 30 kg de mezcla de todos los componentes químicos empleados, se ha estudiado tres calidades de suelas cuyas composiciones contienen el ciento por ciento de partes de caucho natural y va variando el porcentaje de partes de caolín y el resto de componentes que por políticas de la empresa no se puede dar a conocer. De estos tres tipos de plantas se obtuvo los siguientes resultados.

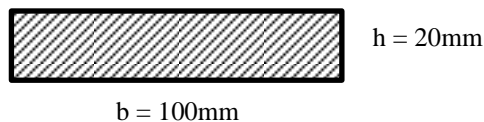
4.1.2.2 Planta tipo A, composición (caucho 100% - caolín 0% - otros)

La deflexión medida al aplicar la carga de 20 N con el dinamómetro fue de 52.81mm, de la ecuación 4.1 despejamos el módulo de elasticidad (E), y reemplazamos éste valor.

$$E = \frac{Pl^3}{3IY_{max}}$$

En donde:

$$I = \frac{b * h^3}{12}$$



$$I = \frac{100 * 20^3}{12}$$

$$I = 66666.67 \text{ mm}^4$$

Si, $l = 62 \text{ mm}$, entonces

$$E = \frac{20 * 62^3}{3 * 66666.67 * 52.81}$$

$$E = 0.45 \text{ MPa.}$$

Una vez que se ha determinado E , calculamos la carga real aplicada en la planta al flexionarse 33 mm como indica la norma ASTM F2412-05.

Si $\delta = 33 \text{ mm}$, entonces:

$$P = \frac{3 * E * I * Y_{max}}{l^3}$$

$$P = \frac{3 * 0.45 * 66666.67 * 33}{62^3}$$

$$P = 12.46 \text{ N}$$

Ésta es la carga real que se aplica en la planta al flexionarse la distancia requerida por la norma.

El esfuerzo se lo determina a través de la ecuación 4.6, pero antes se obtiene el momento generado en el elemento, de la siguiente manera:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V - P = 0$$

$$V - 000 = 0$$

$$V = 12.46 \text{ N}$$

$$\Sigma M_o = 0$$

$$M - PL = 0$$

$$M = PL$$

$$M = 772.52 \text{ N.mm}$$

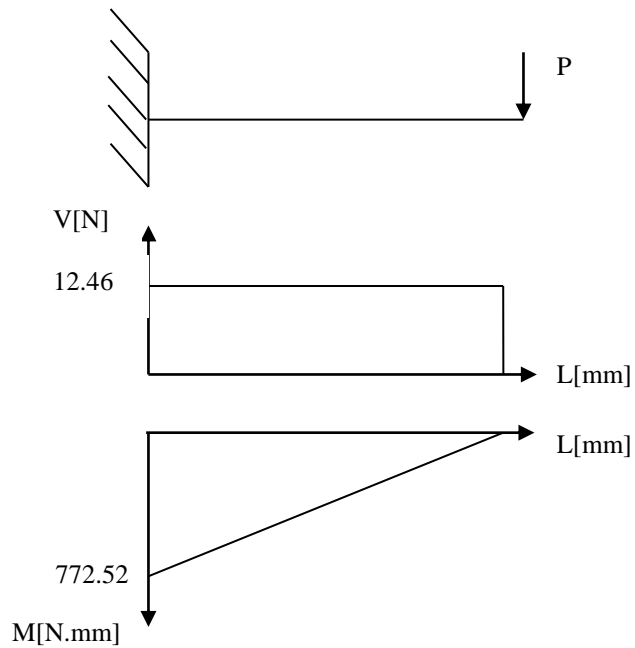


Figura 4.5 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la planta tipo A.

Fuente: El Autor.

Finalmente, el esfuerzo es:

$$\sigma_x = 0.116 \text{ MPa.}$$

4.1.2.3 Planta tipo B, composición (caucho 100% - 30% caolín - otros)

La deflexión medida con los 20 N de carga a través del dinamómetro fue de, 48.4 mm. por lo tanto:

$$E = \frac{Pl^3}{3IY_{max}}$$

Si, $l = 62 \text{ mm}$ y el momento de inercia $I = 66666.67 \text{ mm}^4$

Entonces:

$$E = \frac{20 * 62^3}{3 * 66666.67 * 48.4}$$

$$E = 0.49 \text{ MPa}$$

Ahora bien, como en el caso anterior, determinamos la carga real con una deflexión de 33 mm.

$$P = \frac{3 * E * I * Y_{max}}{l^3}$$

$$P = 13.57 \text{ N}$$

Asimismo, el esfuerzo viene dado en función un momento flector generado en la planta, éste es igual a:

$$\Sigma Fy = 0$$

$$\Sigma Mo = 0$$

$$V - P = 0$$

$$M - PL = 0$$

$$V = 13.57 \text{ N}$$

$$M = 841.31 \text{ N.m}$$

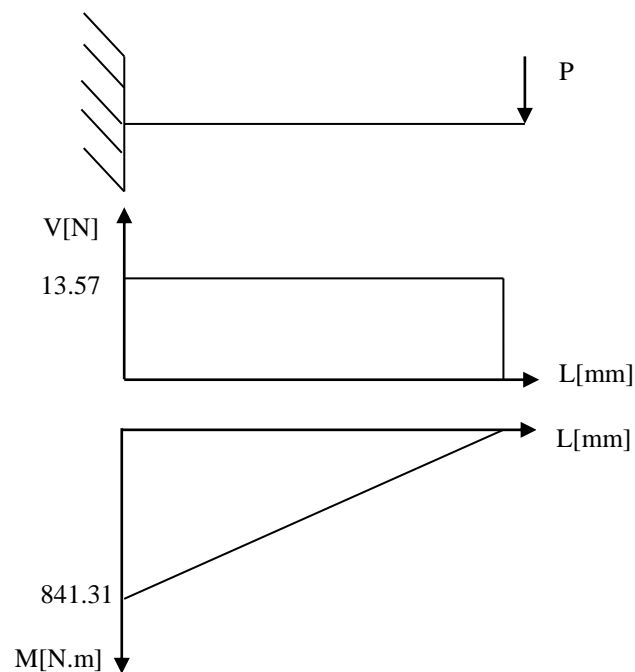


Figura 4.6 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la planta tipo B.

Fuente: El Autor.

El esfuerzo generado en la planta con 30% de caolín, a través de la Ec 4.6 es:

$$\sigma_x = 0.126 \text{ Mpa}$$

4.1.2.4 Planta tipo C, composición (caucho 100% - caolín 65% - otros)

La deflexión medida en este caso fue de, 25.33 mm, entonces:

Si, $l = 62 \text{ mm}$ y el momento de inercia $I = 66666.67 \text{ mm}^4$

$$E = \frac{Pl^3}{3IY_{max}}$$

$$E = \frac{20 * 62^3}{3 * 66666.67 * 25.33}$$

$$E = 0.94 \text{ MPa}$$

Ahora, si la deflexión es de 33 mm, la carga real en la suela es:

$$P = \frac{3 * E * I * Y_{max}}{l^3}$$

$$P = \frac{3 * 0.94 * 66666.67 * 33}{62^3}$$

$$P = 26.03 \text{ N}$$

El momento para el cálculo del esfuerzo es igual a:

$$\Sigma Fy = 0$$

$$V - P = 0$$

$$V - 000 = 0$$

$$V = 26.03 \text{ N}$$

$$\Sigma Mo = 0$$

$$M - PL = 0$$

$$M = PL$$

$$M = 1613.94 \text{ N.mm}$$

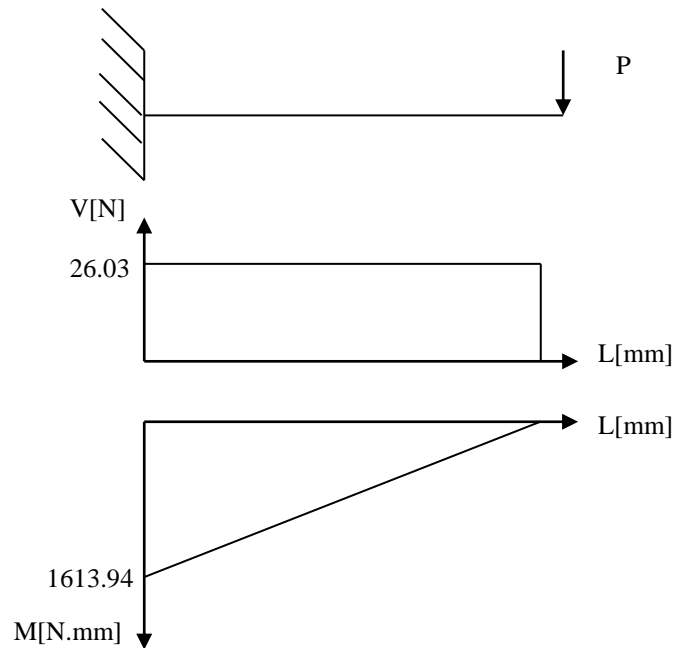


Figura 4.7 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la planta tipo C.

Fuente: El Autor.

Por último determinamos el esfuerzo para la planta con 65% de caolín, que es igual a:

$$\sigma_x = \frac{6M}{bh^2}$$

$$\sigma_x = \frac{6 * 1613.94}{100 * 20^2}$$

$$\sigma_x = 0.242 \text{ MPa.}$$

4.1.3 Datos del ensayo a flexión

En las tablas que se muestran a continuación se detallan los resultados obtenidos luego del ensayo a fatiga por flexión, dando a conocer el número ensayos de cada tipo de suela y el número de ciclos hasta la falla. Como ya se conoce, la de deflexión y la longitud de la probeta desde el punto de sujeción hasta el punto de flexión son constantes según la norma establecida para el ensayo.

Tabla 4.4 Datos de ciclos hasta la falla de los tres tipos de plantas.

Ensayo Nº	Probeta tipo A	Probeta tipo B	Probeta tipo C
	Número de ciclos hasta la falla (N)		
1	292450	150800	85760
2	291035	149580	84991
3	295005	140050	84910
4	295385	141008	85125
5	290089	149829	83560
6	299607	150008	84766
7	299125	150215	84812
8	291569	150052	83993
9	294013	150012	85015
10	296457	145972	84984
Promedio	294473,5	147752,6	84791,6
Desviación estándar	3111.7	3827.1	578.4

Fuente: El Autor.

4.1.4. Datos de tiempo de vida útil vs número de ciclos

Es conocido por todos que todo producto dentro del mercado tanto nacional como internacional tiene un uso limitado y cierto tiempo de vida útil, al cumplir con éste lapso el producto es dado de baja, desechándolo y pasando a ser inservible, por eso muchos de los fabricantes viven una incertidumbre al desconocer el tiempo de utilidad que poseen sus artículos.

Las plantas de calzado son un producto que no está excluido de ésta constituyente, es por eso que con la presente investigación se busca otorgar al empresario la vida útil de sus suelas a través de un estudio de flexión.

Se toma como relación que aproximadamente 150000 ciclos son equivalente a 6 meses de vida útil, en base a la norma existente como también a registros internos de la empresa basados en las normas INEN, es decir que: 150000 ciclos = 6 meses = 180 días = 4320 horas, asumiendo que se trabaje en una jornada de ocho horas diarias como mínimo. Considerando lo anterior se tiene los siguientes resultados mostrados en las tablas 4.5 – 4.6 y 4.7.

Tabla 4.5 Datos de tiempos de vida útil vs número de ciclos para plantas del tipo A.

	Tiempo de vida útil [horas]	Número de ciclos hasta la falla
	8422,6	292450
	8381,8	291035
	8496,1	295005
	8507,1	295385
	8354,6	290089
	8628,7	299607
	8614,8	299125
	8397,2	291569
	8467,6	294013
	8538,0	296457
Promedio	8480,8	294473,5
Desviación estándar	89.6	3111.7

Fuente: El Autor.

Tabla 4.6 Datos de tiempos de vida útil vs números de ciclos para plantas del tipo B.

	Tiempo de vida útil [horas]	Número de ciclos hasta la falla
	4343,0	150800
	4307,9	149580
	4033,4	140050
	4061,0	141008
	4315,1	149829
	4320,2	150008
	4326,2	150215
	4321,5	150052
	4320,3	150012
	4204,0	145972
Promedio	4255,3	147752,6
Desviación estándar	110.2	3827.1

Fuente: El Autor.

Tabla 4.7 Datos de tiempos de vida útil vs números de ciclos para plantas del tipo C.

	Tiempo de vida útil [horas]	Número de Ciclos hasta la falla
	2469,9	85760
	2447,7	84991
	2445,4	84910
	2451,6	85125
	2406,5	83560
	2441,3	84766
	2442,6	84812
	2419,0	83993
	2448,4	85015
	2447,5	84984
Promedio	2442,0	84791,6
Desviación estándar	16.7	578.4

Fuente: El Autor.

4.2 INTERPRETACIÓN DE DATOS

Con los datos registrados en las tablas anteriores se realiza una comparación entre los tres tipos de plantas y un análisis de la relación entre los tiempos de vida útil de cada uno de los tipos de probetas con respecto al número de ciclos requeridos por norma ASTM F 2412 – 05 para su aprobación.

4.2.1 Relación de número de ciclos vs los ensayos realizados

Mediante los datos de la tabla 4.6 podemos relacionar los resultados de los números de ciclos hasta la falla de acuerdo con la variación en la composición química de la planta.

Cabe recordar que el componente químico que se decidió hacerlo variable fue el caolín por la importancia que tiene en las propiedades finales de la planta.

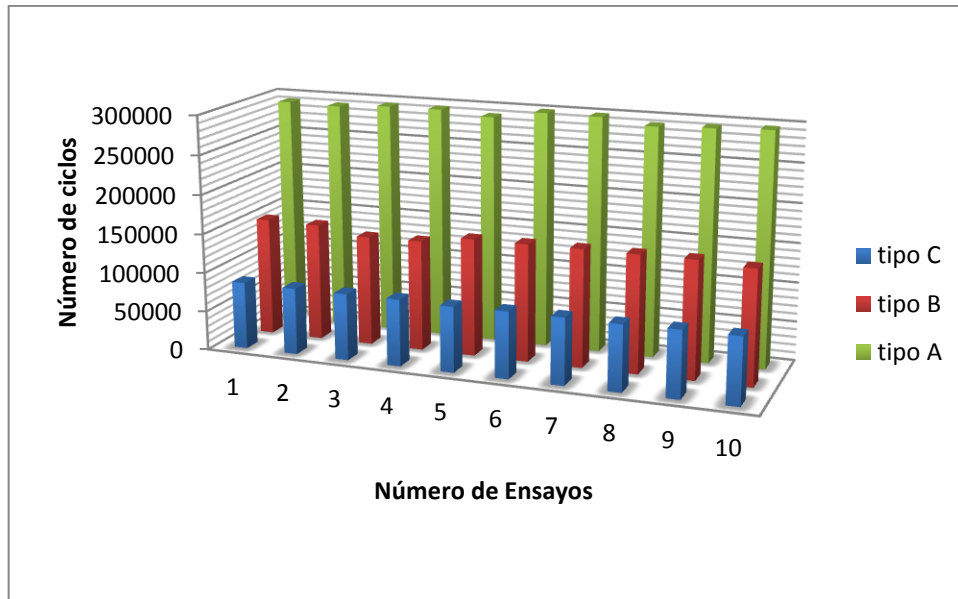


Figura 4.8 Gráfica comparativa de número ciclos de flexión hasta la falla.

Fuente: El Autor.

Brevemente, se puede decir que los ensayos para los tres tipos de planta tuvieron un comportamiento similar, es decir que los 10 ensayos correspondientes para cada tipo de planta arrojaron resultados similares.

Aquellas plantas sin caolín en su composición demostraron una mayor resistencia a la flexión mientras que los otros dos tipos de plantas disminuyeron su resistencia con 30% y 65% de caolín respectivamente.

En la gráfica mostrada en la figura 4.11 se aprecia un comportamiento promedio con respecto al número de ciclos, donde claramente se puede ver la superioridad de las plantas sin caolín. A pesar de que los precios de éste tipo de productos sean mayores al cualquier otro encontrado en el mercado, le garantiza mejor durabilidad y resistencia, a diferencia de las otras plantas que estudiamos, las mismas que son de bajo costo por contener caolín en su composición pero deteriora las propiedades mecánicas como son flexibilidad y abrasividad.

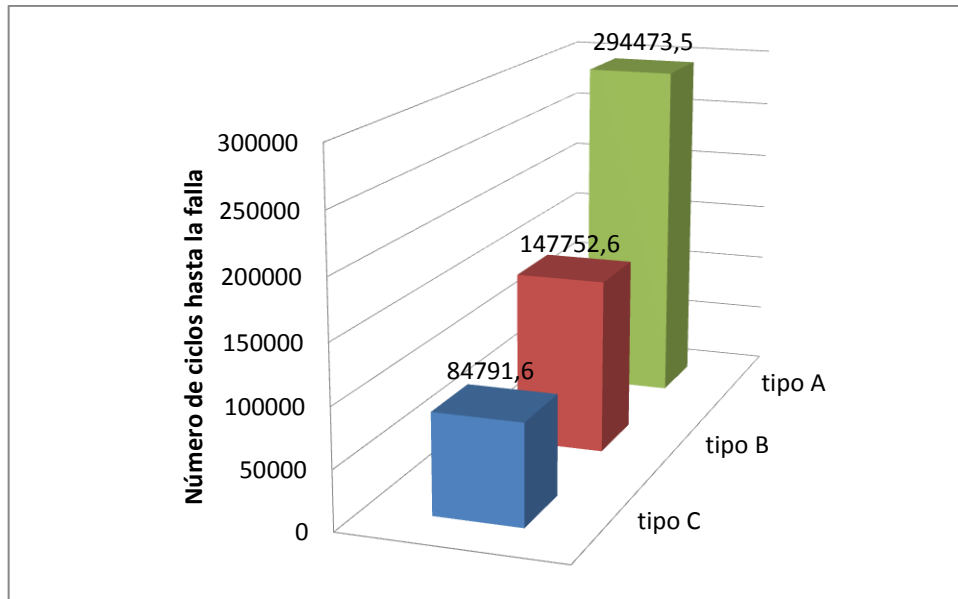


Figura 4.9 Gráfica comparativa de los promedio de números de ciclos de flexión hasta la falla.

Fuente: El Autor.

4.2.2 Relación tiempo de vida útil vs porcentaje de Caolín empleado

Empleando las mismas tablas podemos desarrollar la curva de la figura 4.12 en la cual se relaciona las horas de vida útil promedio con respecto al porcentaje de caolín, asimismo en la gráfica de la figura 4.13 se desarrolla un curva en función del promedio del número de ciclos que alcanzaron cada tipo de planta hasta la falla, con respecto al porcentaje de caolín.

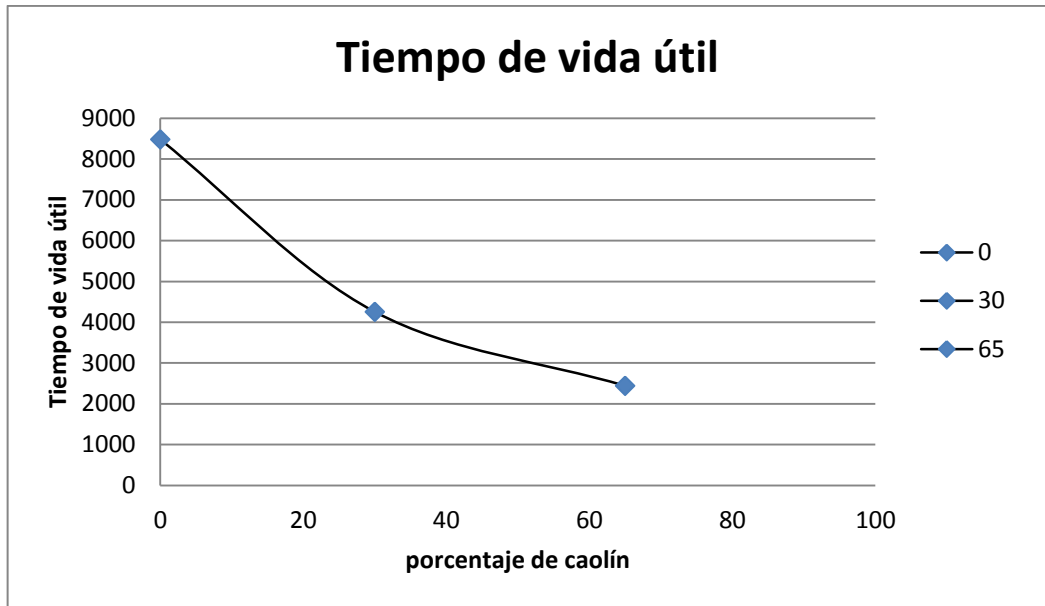


Figura 4.10 Vida útil vs. Porcentaje de caolín.

Fuente: El Autor.

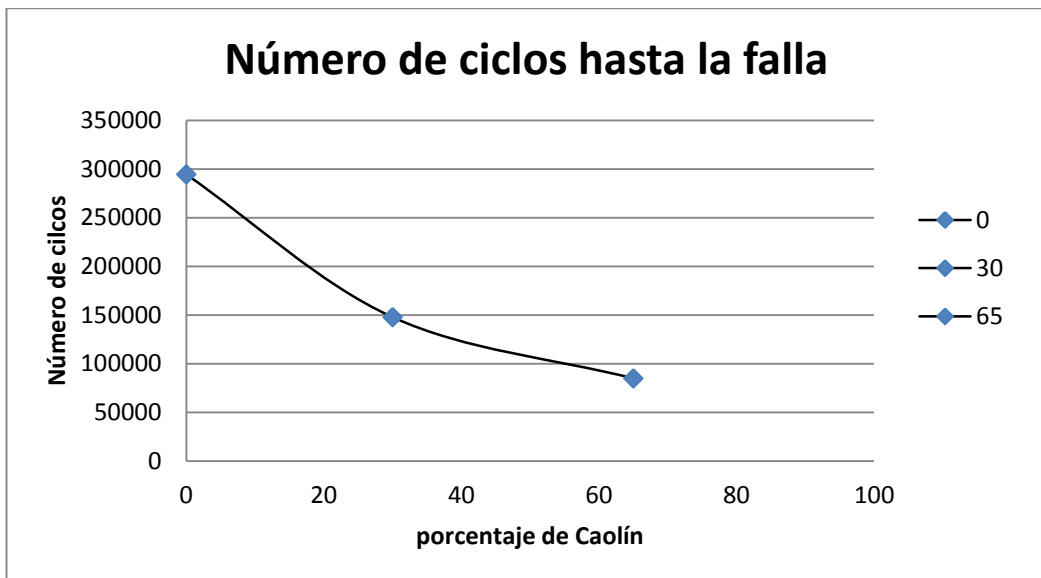


Figura 4.11 Número de ciclos hasta la falla vs. Porcentaje de caolín.

Fuente: El Autor.

Se puede ver con mucha claridad el comportamiento de la vida útil del producto tipo A con 0% de caolín, el cual al ser considerado el de mejor calidad, muestra ser muy eficiente ya que alcanza un número de horas de uso bastante altas, y lo que es mucho mejor, están muy alejadas del punto de incertidumbre, es decir que lograron cumplir con facilidad los 150000 ciclos que la norma exige y llegando

casi a duplicarlos lo que equivale a un tiempo de vida muy elevado de 4840 horas, otorgando una calidad garantizada del producto.

Las plantas que contienen un 30 % de caolín alcanzan el límite de ciclos pero no lo superan debido a que el material cedió, por lo que no se puede considerar como un producto eficiente, su vida útil no es lo suficientemente aceptable con 4255 horas de funcionamiento. Dentro del mercado no contaría con una certificación de calidad óptima.

El producto de tipo C, con una composición química donde a más de caucho como componente principal, se emplea el caolín en un alto porcentaje (65%) demostraron una remarcada disminución de sus principales propiedades mecánicas como la flexión y abrasividad.

4.2.3 Curva S-N (esfuerzo vs número de ciclos)

La curva S-N dentro del comportamiento a fatiga tiene gran importancia, a través de la misma se puede comprender con mayor facilidad la conducta de un material cuando está sometido a fatiga.

En nuestro estudio, donde el ensayo a flexión esta basado en lo que enuncia la norma ASTM F 2412 – 05 la misma que indica estrictamente que la planta debe flexionarse 33 mm, impidiendo que se obtenga una serie de esfuerzos aplicados debido a que no se puede variar la deflexión, haciendo que sea dificultosa la determinación de la curva. Pero al estar estudiando tres tipos distintos de plantas, se establece una curva de esfuerzos en función del porcentaje de caolín, con respecto al número de ciclos hasta la falla.

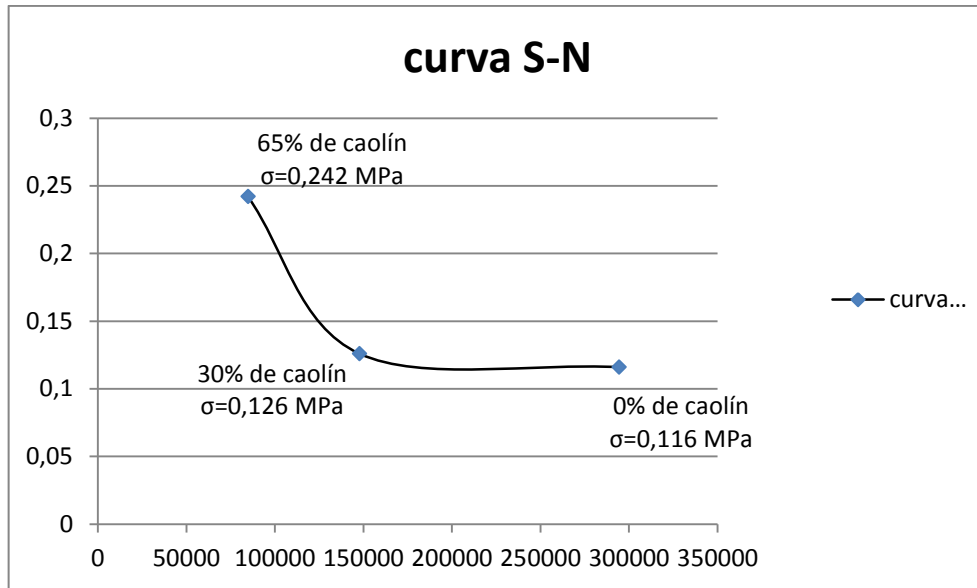


Figura 4.12 Esfuerzo vs Número de ciclos (S-N).

Fuente: El Autor.

4.2.4 Entrevista al gerente de la empresa Carvicaucho

El Dr. Xavier Carpio Gerente Propietario de Carvicaucho accedió a conceder una entrevista en la misma que se recopiló información de mucha utilidad en este trabajo de investigación, se respondieron las siguientes preguntas, que se encuentran en el anexo 1.

¿De qué tipo de material están fabricadas las plantas de calzado?

El material que Carvicaucho utiliza para la fabricación de las plantas de seguridad es el caucho natural, a más de la utilización de diferentes cargas que por políticas de la empresa no se puede dar a conocer.

Interpretación: Aporte muy importante a través del cual se optó por variar el porcentaje del caolín al ser una carga determinante en el resultado final del producto.

¿Para qué tipo de funciones están hechas las plantas?

Las plantas de calzado de seguridad que aquí se fabrican son desarrolladas para distintos tipos de trabajo en diferentes condiciones ambientales por algo son de empleo industrial, pero eso ya depende del uso que cada persona le quiera dar.

Interpretación: Información es ideal para conocer el empleo que se le da a sus productos.

¿Qué tiempo aproximado de duración deberían poseer las plantas?

El tiempo de duración de nuestras plantas es desconocido por la misma razón estamos buscando un medio que nos permita determinar su vida útil ya que así lograremos mejorar calidad y ganar ventas en el mercado. Nosotros aspiramos que nuestras plantas tengan una duración aproximada de 1 año en las condiciones que sea.

Interpretación: con esta información se puede consolidar la necesidad del fabricante por determinar el tiempo de duración de sus productos.

¿Posee Ud. una maquinaria adecuada para el control de calidad de sus productos?

En la actualidad no poseemos más que un abrasímetro construido de manera artesanal pero con el cual no es suficiente para autenticar la buena calidad de las plantas y de igual manera poder determinar su duración.

Interpretación: con esto podemos darnos cuenta que la empresa no posee un procedimiento completo de control de calidad, por lo que es necesario solventar este proceso a través del estudio a flexión de sus plantas.

¿Ha sometido alguna vez a sus plantas a procedimiento de resistencia a flexión?

En contadas ocasiones hemos tenido la oportunidad de someter a este tipo de ensayo a nuestras plantas, pero esto resulta demasiado caro ya que la maquinaria adecuada para este proceso no la poseemos actualmente y hemos tenido que alquilarla en empresas mucho más grandes que gracias a su colaboración nos han permitido ensayar a flexión a nuestros productos, pero como le repito, ésto resulta muy costoso.

¿Por qué no ha comprado una máquina adecuada para este trabajo?

Un flexómetro de plantas de zapatos es una máquina de elevado precio en el mercado internacional rondando los 5000 a 6000 dólares americanos, y además que aquí en el país no existe la comercialización de estas máquinas, y para nosotros resulta una inversión muy alta que hoy por hoy no logramos solventar.

Interpretación: Se puede dar cuenta, que la empresa requiere una máquina que permita ensayar a flexión sus suelas para poder mirar su comportamiento a fatiga y determinar su tiempo de vida útil, cumpliendo así con un estricto y completo proceso de control de calidad.

4.2.5 Análisis de una alternativa de solución para la determinación de la vida útil de las plantas de calzado

De acuerdo con los indicadores en la operacionalización de variables, se ha investigado minuciosamente encontrando en la norma ASTM F2412-05 una fuente de estudio dedicada exclusivamente al análisis de las características de calzado de seguridad.

Pregunta N° 1: ¿Qué tipo de movimiento se dará a través del mecanismo?

De acuerdo con la norma anteriormente mencionada el movimiento adecuado para el ensayo a flexión de una planta es lineal u oscilante.

Pregunta N° 2: ¿Qué tipo de mecanismo será el idóneo para la máquina?

A continuación se hace un estudio de alternativas para los distintos mecanismos existentes para la transformación del movimiento.

El principio de funcionamiento de la máquina viene dado en la norma ASTM F2412-05, el cual indica que la planta debe flexionarse repetidamente, y esto se logra con mecanismos que permitan transformar el movimiento circular de un motor eléctrico en un movimiento lineal u oscilante.

Existen diferentes mecanismos que permiten transformar movimiento circular en alternativo, nosotros hemos tomado tres de ellos para elegir la mejor opción en la realción a lo que la norma establece.

A. Alternativa A: Excéntrica – biela

Como se muestra en la figura 4.15 la biela va conectada a una excéntrica, algo sumamente sencillo. La principal ventaja es que permite un giro a altas revoluciones con un desgaste entre sus componentes insignificante.



Figura 4.13 Mecanismo excéntrica – biela.

Fuente: concurso.cnice.mec.es, cejarosu 2005.

Una máquina con éste mecanismo funcionaría cuando el movimiento del motor es transmitido al eje, en donde se encuentra la excéntrica, ésta va unida a una biela en cuyo extremo se acopla una mordaza para sujetar la planta de calzado.

B. Alternativa B: Leva – palanca

La principal ventaja de emplear una palanca es que extiende el movimiento, por lo general se complementa con un muelle de recuperación como se aprecia en la figura 4.16 . se puede decir que una ventaja en este mecanismo es el alto desgaste entre sus elementos.

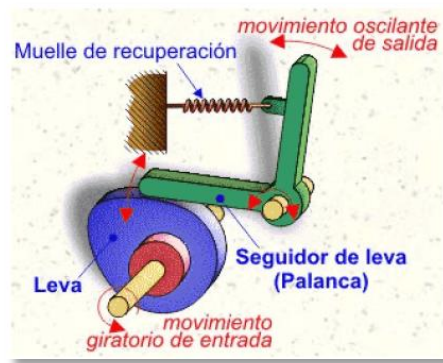


Figura 4.14 Mecanismo leva – palanca.

Fuente: concurso.cnice.mec.es, cejarosu 2005.

Una máquina que emplea un mecanismo como este, funciona cuando a través de motor se transmite el movimiento al eje acoplado con la leva que al girar acciona la palanca que sujetaría a la suela de zapato, desplazándola verticalmente los 33 mm que exige la norma.

C. Alternativa C: Excéntrica – biela – palanca

Este mecanismo es una combinación de los dos casos anteriores. Permite obtener un movimiento giratorio continuo a partir de uno oscilante, o también, obtener un movimiento oscilante a partir de uno giratorio continuo.

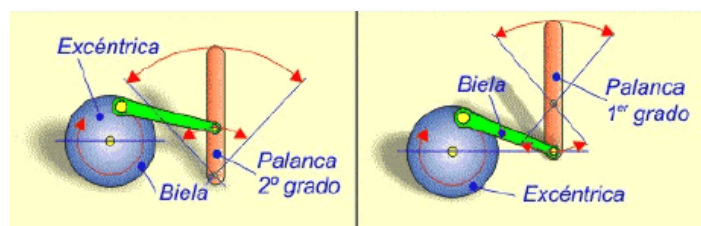


Figura 4.15 Mecanismo excéntrica – biela – palanca.

Fuente: concurso.cnice.mec.es, cejarosu 2005.

Una máquina para ensayos de flexión de plantas con este mecanismo funciona cuando el eje gira dando movimiento a la biela que a su vez, conectada a la palanca, desplaza la suela verticalmente.

En la tabla detallada a continuación, se muestran las principales ventajas y desventajas de las tres alternativas presentadas, teniendo en cuenta puntos como el: mantenimiento, construcción, desgaste y posibilidad de daño.

Tabla 4.8 Ventajas y desventajas de las alternativas.

CRITERIO	ALTERNATIVA A excéntrica - biela	ALTERNATIVA B leva - palanca	ALTERNATIVA C excéntrica-biela- palanca
Mantenimiento	DIFÍCIL , debido a que la planta se encuentra debajo del mecanismo	FÁCIL , en de rodamientos y lubricación	FÁCIL , en de rodamientos y lubricación
Construcción	DIFÍCIL , ya que se requiere una perfecta alineación entre guías	DIFÍCIL , debido a la construcción de la leva	FÁCIL , en excéntrica, biela y palanca
Desgaste	ALTO , debido a la fricción en las guías	ALTO , por a la fricción entre la leva y la palanca	BAJO , entre excéntrica, biela, palanca
Posibilidad de daño	MEDIO , debido a que el movimiento es alternativo y no oscilante	ALTO , debido al desgaste entre la leva y palanca	MEDIO , por una posible atascamiento de sus elementos

Fuente: El Autor.

De acuerdo a la tabla anterior se tomó en cuenta los siguientes aspectos:

- Factibilidad de montaje y fabricación.
- Factibilidad de mantenimiento.
- Bajo costo.

Y se procede a realizar un análisis de ponderación el mismo que se muestra a continuación:

Tabla 4.9 Criterios generales.

CRITERIOS	Factibilidad de fabricación y montaje	Factibilidad de mantenimiento	Bajo costo	$\Sigma + 1$	Ponderación
Factibilidad de fabricación y montaje		1	1	3	0.5
Factibilidad de mantenimiento	0		0.5	1,5	0.25
Bajo costo	0	0.5		1.5	0.25
			TOTAL	6	1
Factibilidad de fabricación > Factibilidad de mantenimiento = Bajo costo					

Fuente: El Autor.

La máquina debe ser lo más simple posible para eliminar la complejidad de ensamblaje y el cambio de piezas tiene que ser facil, ésto se evalúa a continuación:

Tabla 4.10 Fabricación y montaje.

Factibilidad de fabricación y montaje	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0.5	0	1,5	0.25
B	0.5		0	1,5	0.25
C	1	1		3	0.5
			TOTAL	6	1
Solución C > Solución A = solución B					

Fuente: El Autor.

El mantenimiento es un punto de vital importancia ya que el uso de la máquina es constante y de largo tiempo en operación, por lo que éste debería efectuarse con continuidad.

Tabla 4.11 Mantenimiento.

Factibilidad de mantenimiento	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0	0	1	0.17
B	1		0	2	0.33
C	1	1		3	0.5
			TOTAL	6	1
Solución C > Solución A > Solución B					

Fuente: El Autor.

- El costo es el punto más importante ya que se desea diseñar un equipo de alta calidad y que se encuentre al alcance de todo productor de plantas y calzados. En nuestra provincia los fabricantes son pequeños y el costo de una máquina como esta debe estar a la disponibilidad para todos.

Tabla 4.12 Bajo Costo.

Bajo costo	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0.5	0	1.5	0.25
B	0.5		0	1.5	0.25
C	1	1		3	0.5
			TOTAL	6	1
Solución C > Solución A = Solución B					

Fuente: El Autor.

Tabla 4.13 Conclusiones.

Criterios	Factibilidad de fabricación y montaje	Factibilidad de mantenimiento	Bajo costo	Σ	Prioridad
A	0.125	0.0425	0.0625	0.23	2
B	0.125	0.0825	0.0625	0.27	3
C	0.25	0.125	0.125	0.5	1

Fuente: El Autor.

Según el método de ponderación, lo indicado en la tabla 4.15 da a conocer que la solución más adecuada para resolver el problema planteado considerando sus ventajas y desventajas es la Alternativa C.

Esta alternativa nos permitirá realizar el ensayo a flexión de las plantas de calzado con una gran facilidad, tal y como indica la norma ASTM F2412-05 para así poder determinar el tiempo de vida útil de las plantas de calzado de seguridad que produce la empresa Carvicaucho.

4.3 COMPROBACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Al analizar los resultados arrojados durante el ensayo a flexión efectuado a las plantas pertenecientes a los tipos A, B y C podemos apreciar claramente el comportamiento de las mismas.

Las plantas tipo C son las llamadas de baja calidad, por el bajo rendimiento alcanzado en el ensayo, llegando a un promedio de 84792 ciclos de flexión lo mismo que se traduce a un tiempo de vida de 2442 horas o 3.5 meses, esto demuestra que no cumplen con lo requerido por la norma que son 150000 ciclos como mínimo.

Las suelas tipo B, muestran resultados buenos pero no satisfactorios ya que están bastante cerca del límite establecido, dando un promedio de vida 4255 horas de vida útil lo que se traduce como de 5 a 6 meses de duración, pero esto no significa que tenga excelente calidad, ya que la mayoría de las personas esperan garantía total.

Al analizar las planta que no tuvieron contenido de caolín se pudo ver que el comportamiento fue de mayor resistencia a la fatiga por flexión llegando a rebasar los 150000 ciclos con facilidad para finalmente otorgar una vida útil de 11.7 meses, así la calidad aumenta a pesar del que el precio también lo haga, pero la garantía de utilizar un producto de buena calidad supera al gasto invertido.

A más del análisis realizado anteriormente, se busca validar la hipótesis con un método confiable, para ello comprobamos la hipótesis empleando el método de chi cuadrado.

4.3.1 Método del chi cuadrado para comprobación de hipótesis

Las pruebas Chi-cuadrado se utilizan para probar hipótesis referidas a los patrones de comportamiento de frecuencias relacionadas con variables ya sean cuantitativas o cualitativas. Para obtener un valor crítico (valor que deja un determinado porcentaje de área en la cola) a partir de una tabla de chi cuadrado, se debe seleccionar un nivel de significación y determinar los grados de libertad para el problema que se esté resolviendo. La fórmula de método chi cuadrado está dado por:

$$X_{PRUEBA}^2 = \Sigma \frac{(\text{valor calculado} - \text{valor esperado})^2}{\text{valor esperado}} \quad \text{Ec. 4.8}$$

Los grados de libertad son una función del número de casillas en una tabla, en éste caso las tablas son la 4.14, 4.15 y 4.16. Los grados de libertad reflejan el tamaño de la tabla. Los grados de libertad de la columna son el número de filas (categorías) menos 1, o bien, $(r - 1)$, los grados de libertad de cada fila es igual al número de columnas (muestras) menos 1, o bien, $(k - 1)$. El efecto neto es que el número de grados de libertad para la tabla es el producto de (número de filas -1) por (número de columnas -1).

$$v = (r - 1)(k - 1) \quad \text{Ec. 4.9}$$

La prueba chi cuadrado requiere la comparación del X_{PRUEBA}^2 con el X_{TABLAS}^2 . Si el valor estadístico de prueba es menor que el valor tabular, la hipótesis nula es aceptada, caso contrario, H_0 se rechaza.

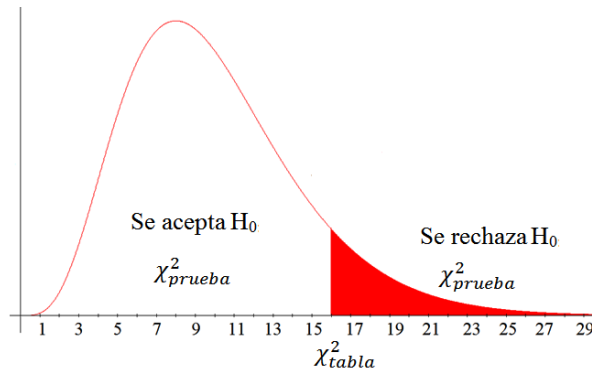


Figura 4.16 curva del método Chi-cuadrado.

Fuente: El Autor.

- Se acepta H_0 si $X^2_{PRUEBA} \leq X^2_{TABLAS}$.
- Se rechaza H_0 si $X^2_{PRUEBA} > X^2_{TABLAS}$.

Bajo esta restricción comprobamos la hipótesis analizando cada tipo de planta.

4.3.1.1 Aplicación del método a los resultados de las plantas tipo A – 0% Caolín

El número de ciclos esperado de acuerdo con la norma es de 150000, entonces aplicamos la fórmula del chi cuadrado considerando un nivel de significancia igual al 0.005 ya que al ser los resultados obtenidos muy elevados, se escogió una confianza del 95.5% , el valor más crítico en la tabla de chi cuadrado.

Tabla 4.14 Resultados obtenidos en los ensayos de las plantas con 0 % de caolín.

ENSAYOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Resultado obtenido	292450	291035	295005	295385	290089	299607	299125	291569	294013	296457
Resultado esperado	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000

Fuente: El Autor.

Aplicando la ecuación 4.8 tenemos que el chi cuadrado es igual a:

$$X^2_{PRUEBA} = 1249053.95$$

Los grados de libertad lo obtenemos a partir del número de las filas y columnas de la tabla, con la ecuación 4.9 tenemos que:

Si r = número de filas $\rightarrow r = 2$.

Si, k = número de columnas, $\rightarrow k = 10$.

$$v = 9 \text{ grados de libertad}$$

Con el valor de los grados de libertad y con un nivel de significancia de 0.005 tomamos de la tabla de valores perceptibles el valor de X_{TABLAS}^2 . La tabla se encuentra adjunta en el anexo A-1.

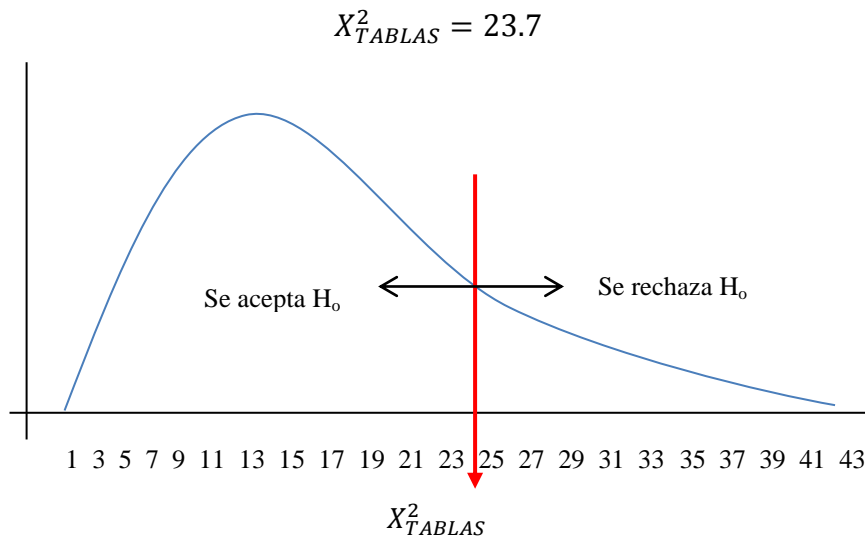


Figura 4.17 Curva de distribución del chi cuadrado para plantas con 0% de caolín.

Fuente: El Autor.

Al analizar los valores en la curva planteada, se observa claramente que:

$$X_{PRUEBA}^2 > X_{TABLAS}^2$$

$$1249053.95 > 23.7$$

Por lo que con este análisis se rechaza la hipótesis nula, y para un nivel de significancia del 0.005 se aprecia que las diferencias son significativas por lo tanto los datos obtenidos aprueban que a través de un estudio del comportamiento a fatiga por flexión de las plantas de calzado se puede determinar su tiempo de vida útil.

4.3.1.2 Aplicación del método a los resultados de las plantas tipo B – 30% Caolín

De la misma manera que en el caso anterior se analiza considerando un nivel de significancia igual al 0.005. Entonces aplicando la Ec 4.8 se tiene que:

Tabla 4.15 Resultados obtenidos en los ensayos de las plantas con 30 % de caolín.

ENSAYOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Resultado obtenido	150800	149580	140050	141008	149829	150008	150215	150052	150012	145972
Resultado esperado	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000

Fuente: El Autor.

$$X_{PRUEBA}^2 = 1205.02$$

Los grados de libertad son:

$$v = 9 \text{ grados de libertad}$$

Si $v = 9$ y $\alpha = 0.005$ entonces el X_{tablas} es el mismo que en el caso anterior y el caso que viene a continuación.

$$X_{TABLAS}^2 = 23.7$$

Planteamos la curva de distribución y tenemos que:

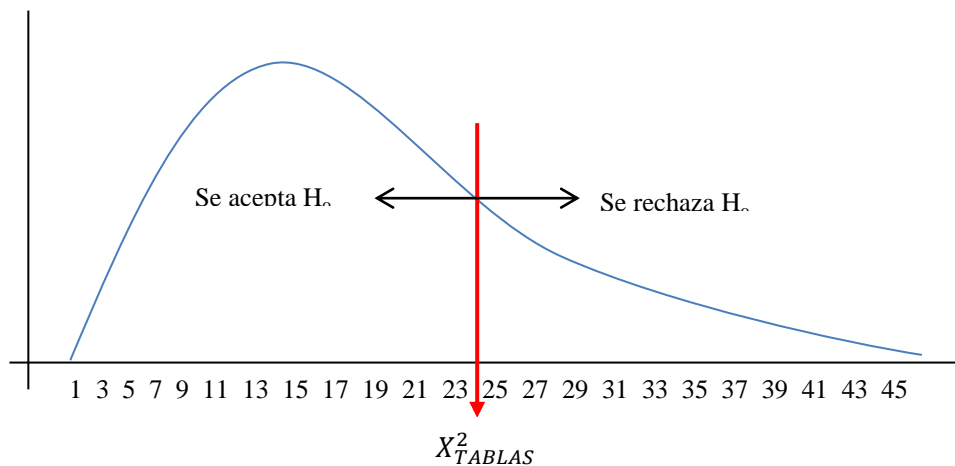


Figura 4.18 Curva de distribución del chi cuadrado para plantas con 30% de caolín.

Fuente: El Autor.

Al analizar los valores en la curva planteada, se observa claramente que:

$$X_{PRUEBA}^2 > X_{TABLAS}^2$$

$$1205.02 > 23.7$$

Por lo que con este análisis se rechaza la hipótesis nula, y para un nivel de significancia del 0.005 se aprecia que las diferencias son significativas por lo tanto los datos obtenidos aprueban que a través de un estudio del comportamiento a fatiga por flexión de las plantas de calzado se puede determinar su tiempo de vida útil.

4.3.1.3 Aplicación del método a los resultados de las plantas tipo C – 65% Caolín

Como en los dos casos anteriores tomamos un nivel de significancia del 0.005 y por lo tanto procedemos a comprobar la hipótesis.

Tabla 4.16 Resultados obtenidos en los ensayos de las plantas con 65 % de caolín.

ENSAYOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Resultado obtenido	85760	84991	84910	85125	83560	84766	84812	83993	85015	84984
Resultado esperado	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000	150000

Fuente: El Autor.

$$X_{PRUEBA}^2 = 255317.46$$

Si $v = 9$ y $\alpha = 0.005$ entonces ,

$$X_{TABLAS}^2 = 23.7$$

Planteamos la curva de distribución y tenemos que:

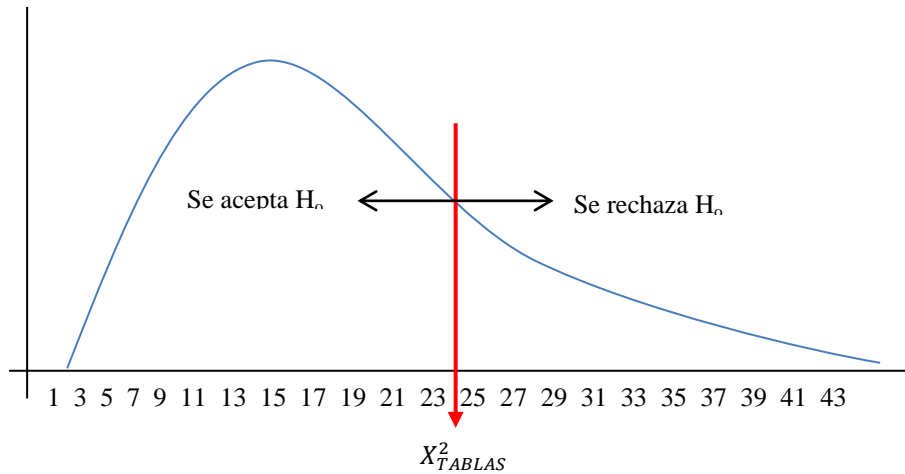


Figura 4.19 Curva de distribución del chi cuadrado para plantas con 65% de caolín.

Fuente: El Autor.

Al analizar los valores en la curva planteada, se observa claramente que:

$$X^2_{PRUEBA} > X^2_{TABLAS}$$

$$255317.46 > 23.7$$

Por lo que con este análisis se rechaza la hipótesis nula, y para un nivel de significancia del 0.005 se aprecia que las diferencias son significativas por lo tanto los datos obtenidos aprueban que a través de un estudio del comportamiento a fatiga por flexión de la plantas de calzado se puede determinar su tiempo de vida útil.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

Del análisis llevado a cabo en el capítulo anterior se puede concluir que:

1. Se encontró que la norma ASTM F 2412 – 05, proporciona la información más completa y detallada acerca del tema.
2. Los materiales empleados en la fabricación de plantas son los factores más significativos que intervienen en el ensayo de la planta, de ellos depende mucho el comportamiento de ésta y los cambios en producidos en las propiedades como dureza, abrasión, resistencia a la flexión, entre otros.
3. Se observó que la composición química de la planta es decir la presencia de cargas, plastificantes, antidegradantes y acelerantes en su estructura, tiene mucho que ver con el comportamiento que ésta presenta cuando es sometida a fatiga.
4. Al variar el caolín como carga en la composición química de la planta se constató, que proporciona mayor rigidez a la suela pero reduce el límite de fatiga a medida que el compuesto aumenta, es decir la hace más frágil.
5. Los valores del esfuerzo que puede soportar las plantas de caucho son demasiado bajos pero aumentan cuando el porcentaje de caolín también incrementa.
6. De acuerdo con la figura 4.10 y 4.11 se puede concluir que al no utilizar caolín en la composición química de la planta se puede aumentar significativamente el tiempo de vida útil de las plantas hasta unos 294474 ciclos que son alrededor de 11,5 meses de utilidad.

7. A pesar de reducir el costo de la planta al emplear caolín en proporciones significativas, esto reduce el nivel de calidad del producto lo que no garantiza seguridad de uso.

8. En los tres casos analizados, se constató que el fallo se produce por fatiga mecánica, no se puede hablar con claridad de deformaciones ya que al finalizar el ensayo la probeta por ser caucho se restituye es decir vuelve a su forma original, disipando el esfuerzo absorbido como energía (fotografías del Anexo C).



Figura 5.1 Fotografía de planta ensayada.

Fuente: El Autor.

9. La alternativa del mecanismo combinado (excéntrica – biela – palanca) es la más idónea para ser utilizado en una máquina de ensayos a flexión de plantas de calzado de seguridad, tanto por su número de piezas, facilidad de fabricación y montaje, así como también por reducido desgaste entre sus elementos.

10. Con la ayuda de una máquina para ensayos a flexión de plantas de calzado, diseñada estrictamente con las especificaciones técnicas de la norma ASTM F2412 - 05 se puede determinar el tiempo de vida útil del producto.

5.2 RECOMENDACIONES

1. Realizar y profundizar más el estudio sobre fatiga y flexión de plantas de calzado, debido al gran crecimiento de esta industria en nuestra provincia.
2. Construir otras máquinas que permitan determinar parámetros distintos en la plantas de calzado, tales como resistencia a abrasión, al impacto, a la corrosión, dureza, tracción, etc.

3. Determinar la influencia de agentes químicos, la impermeabilidad al agua y otros agentes, así como también determinar las características antideslizantes de las plantas.
4. Realizar más estudios sobre suelas en la cuales se varíe otros productos (aparte del caolín) que conforman su composición química, como las sílicas los acelerantes, entre otros.
5. Incentivar a las nuevas generaciones de nuestra facultad a profundizar sus conocimientos sobre los trabajos en cauchos, termoplásticos y otros productos usados en la industria textil, porque en es una manufactura que va creciendo con mucha fuerza en nuestra provincia y será fuente de trabajo para la juventud venidera.
6. Analizar con mayor énfasis las otras alternativas de mecanismos planteadas en el capítulo anterior y determinar su influencia en el ensayo a flexión de plantas de calzado.

CAPÍTULO VI

6. PROPUESTA

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FLEXIÓN DE PLANTAS DE CALZADO DE ACUERDO CON LA NORMA ASTM F 2412-05 PARA LA FÁBRICA “CARVICACHO” DE LA CIUDAD DE AMBATO

6.1 DATOS INFORMATIVOS

De acuerdo a la norma ASTM F 2412 – 05 esta máquina sirve para realizar ensayos de flexión de plantas de calzado de seguridad, y según se establece debe cumplir con los siguientes parámetros técnicos:

- El montaje de la planta es manual.
- La distancia entre los rodillos en la planta y la base que sostiene la planta es de 70 mm.
- Contador de ciclos con un opto acoplador.
- La planta debe flexionarse a 30 ± 1 ciclos por segundo a una distancia vertical de 33 ± 1 mm durante 150000 ciclos.
- Las plantas que pueden ensayarse 290 ± 10 x 100 ± 10 x 10 ± 1 mm. (esto por requerimiento del cliente).

Los parámetros establecidos anteriormente constituyen una base para el diseño de un prototipo que permita ensayar a flexión las plantas de calzado de la empresa, como se mencionó anteriormente los requerimientos están dados por la norma ASTM F2412-05 así como también por el cliente.

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

En la actualidad se puede ver como ha crecido la industria textil, específicamente el mercado del plantas de calzado y del zapato de seguridad, producto que a la vez trae un excelente gusto de diseño y una calidad formidable, las fuertes industrias del calzado como Brasil muestran a todos sus clientes productos de excelente eficacia en sus plantas y zapatos, controlados y examinados minuciosamente llegando a todo el mundo con una certificación de calidad muy alta otorgando una vida útil bastante larga.

En nuestro medio ha sido un gran problema el determinar la calidad en cuanto a duración del producto se refiere, es así como se ha visto en ello la gran necesidad de una máquina que permita a los fabricantes de suelas determinar la calidad de sus productos para una buena certificación dentro de nuestro mercado, el mismo que ha tenido un enorme crecimiento en los últimos años en especial en nuestra provincia que se ha convertido en la fuerza de la producción de suelas y zapatos de todo tipo. Con la ayuda de esta máquina podremos examinar y someter a las plantas a un ensayo a flexión, cuyos resultados permitirán a los empresarios determinar el tiempo de vida.

6.3 JUSTIFICACIÓN

Con la implementación en el mercado de una máquina para ensayar a flexión las plantas de calzado se está buscando satisfacer muchas de las inquietudes y necesidades de la fábrica Carvicaucho y de toda la industria ecuatoriana relacionada.

El calzado de seguridad es uno de los más especializados en el mercado, por sus requerimientos de protección, funcionalidad y ergonomía. Éste se emplea en la realización de actividades laborales expuestas a riesgos que están relacionados directa o indirectamente con el calzado.

Dada la poca información sobre los principales problemas funcionales de confort, los fabricantes y diseñadores nacionales no disponen de criterios de selección o

diseño, lo cual repercute en las funciones principales de producto. Además, hoy en día se requiere de una certificación para el calzado, que avale su calidad.

El mercado de éste artículo en nuestro medio de acuerdo con las estadísticas del Banco Central debido a la sobre tasa arancelaria de 10 dólares aplicada por cada uno de los pares de zapatos de 26 partidas, desde finales de enero del 2009, impactó en la entrada de éste producto al país, en consecuencia en febrero del 2010 Ecuador importó 1.1 millones de dólares de zapatos, frente a los 5.8 millones del mismo mes en el 2009. El Gobierno impuso esta restricción para equilibrar la balanza comercial, uno de los pilares de la dolarización. Aunque dicha medida ha causado un impacto fuerte desde entonces en importadores y consumidores, los artesanos locales han aprovechado esta situación para mejorar sus ventas y han posicionado sus marcas en el mercado ecuatoriano.

Es así como con la ayuda de una máquina para ensayos de flexión de plantas de calzado de seguridad, siguiendo lo que dice la norma ASTM F 2512-05, las pequeñas industrias como Carvicaucho pretenden aún más apoderarse de los primeros lugares de popularidad en el mercado, al certificar sus plantas con una excelente calidad de fabricación y durabilidad.

6.4 OBJETIVOS

6.4.1 Objetivo General

Diseñar una máquina de ensayos a flexión para plantas de calzado de seguridad de acuerdo a la norma ASTM F 2412-05.

6.4.2 Objetivos Específicos

- Determinar los parámetros que influyen en el diseño.
- Diseñar cada uno de los elementos de la máquina.
- Elaborar los planos necesarios.
- Determinar los parámetros necesarios para seleccionar un motor de acuerdo a los requerimientos exigidos por la norma ASTM F2412 - 05.

- Formular una guía de mantenimiento para la máquina.
- Establecer un procedimiento para el ensayo de la plantas en la máquina.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

Para el diseño de ésta máquina es necesario que todo tipo de cálculo sea realizado de forma manual, con mucho cuidado y atención, teniendo muy en cuenta los parámetros de funcionamiento, trabajo que es sustentado por el autor de éste estudio es decir que se cuenta con los conocimientos necesarios en diseño mecánico.

Una vez que los cálculos se han llevado acabo, se procede con la modelación de cada uno de los elementos que conforman el mecanismo de funcionamiento (excéntrica – biela - palanca) y todos los demás complementos de la máquina, para ellos se emplea un software de diseño mecánico, proceso que resulta totalmente factible ya que se tiene acceso libre al programa gracias a la Facultad de ingeniería Civil y Mecánica asimismo los conocimientos adquiridos por el autor son los ideales para éste trabajo.

6.6 FUNDAMENTACIÓN

A continuación se describe la cinemática del mecanismo seleccionado y el cálculo de todos los elementos mecánicos de la máquina.

Los elementos que se diseñaron son: una excéntrica, la biela, la palanca, dos rodillos para sujetar la planta y los soportes para la palanca.

El orden seguido para el diseño es el siguiente: partiendo de la velocidad angular a la que el motor gira y conociendo que el mecanismo encargado de transmitir el movimiento consta de 4 eslabones cuyo cuarto eslabón se desplazará 33mm, se desarrolla la cinemática del mecanismo excéntrica-biela-palanca. Después se calcula el torque mínimo que debe tener el motor para vencer la resistencia de la planta así como las inercias de cada uno de los elementos importantes del mecanismo.

6.6.1 Cinemática del mecanismo excéntrica – biela – palanca.

El diseño de éste mecanismo inicia con la determinación de las posiciones, velocidades y aceleraciones angulares de los 4 eslabones que se muestra en la figura 6.1, posteriormente se varían las dimensiones de los mismos para asegurar que el elemento 4 se desplace 33mm verticalmente.

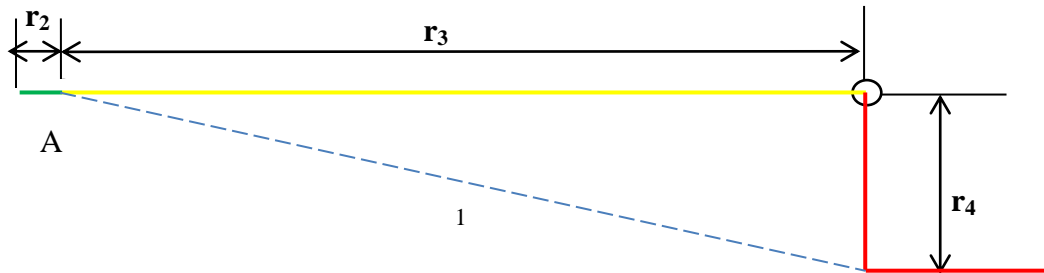


Figura 6.1 Mecanismo excéntrica – biela – palanca.

Fuente: El autor.

El cálculo de la cinemática del mecanismo se realizó tomando como referencia el del libro de mecanismos de Roque Calero Pérez. Para esto se inicia con la determinación de las posiciones angulares. Todos los desplazamientos angulares de los eslabones toman como referencia la posición angular del eslabón 1 mostrado en la figura anterior.

$$\theta_4 = \cos^{-1} \left(\frac{r_3^2 - r_e^2 - r_4^2}{-2r_e r_4} \right) + \theta_e \quad \text{Ec. 6.1}$$

Donde:

θ_4 = es el desplazamiento angular del eslabón 4.

θ_e = es el desplazamiento angular de un vector auxiliar trazado desde A hasta O_4 , cuyo valor es:

$$\theta_e = \sin^{-1} \left(\frac{-r_2 \times \text{sen}(\theta_2)}{-r_e} \right) \quad \text{Ec. 6.2}$$

Donde r_e es la longitud del vector auxiliar, y su valor es:

$$r_e = \sqrt{(r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2)}$$

Para obtener el desplazamiento angular del eslabón 3 (Θ_3) se utiliza la siguiente ecuación:

$$\theta_3 = \sin^{-1} \left(\frac{r_4 \sin(\theta_4) - r_2 \sin(\theta_2)}{r_3} \right) \quad \text{Ec. 6.3}$$

El desplazamiento angular del eslabón 2 (θ_2) se lo hace variar debido a que da el giro motriz desde el eje del motor eléctrico.

Una vez dadas las ecuaciones para determinar las posiciones angulares se presentan las ecuaciones que sirven para determinar las velocidades angulares de los eslabones 3 y 4:

$$\omega_3 = -\frac{r_2}{r_3} \cdot \omega_2 \cdot \frac{\sin(\theta_4 - \theta_2)}{\sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad \text{Ec. 6.4}$$

$$\omega_4 = \frac{r_2}{r_4} \cdot \omega_2 \cdot \frac{\sin(\theta_3 - \theta_2)}{\sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad \text{Ec. 6.5}$$

Donde ω_n es la velocidad angular del eslabón n.

Para determinar las aceleraciones angulares de los eslabones 3 y 4 se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\alpha_3 = -\frac{1}{r_3} \cdot \frac{A \cos(\theta_4) + B \sin(\theta_4)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad \text{Ec. 6.6}$$

$$\alpha_4 = -\frac{1}{r_4} \cdot \frac{A \cos(\theta_3) + B \sin(\theta_3)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad \text{Ec. 6.7}$$

Donde α_n es la aceleración angular del eslabón n.

$$A = \omega_2^2 r_2 \cos \theta_2 + \alpha_2 r_2 \sin \theta_2 + \omega_3^2 r_3 \cos \theta_3 - \omega_4^2 r_4 \cos \theta_4$$

$$B = \omega_2^2 r_2 \sin \theta_2 + \alpha_2 r_2 \cos \theta_2 + \omega_3^2 r_3 \sin \theta_3 - \omega_4^2 r_4 \sin \theta_4$$

Para el cálculo se toma las dimensiones de los eslabones sacados del dibujo a escala del mecanismo mostrado en la figura 6.1 teniendo en cuenta que el desplazamiento vertical del eslabón 4 debe ser 33mm y se necesita de un desplazamiento angular cercano a 28° de dicho eslabón para alcanzar la deflexión requerida.

Las dimensiones de los eslabones se muestran a continuación:

$$r_1 = 322,65 \text{ mm}$$

$$r_2 = 15,5 \text{ mm}$$

$$r_3 = 300 \text{ mm}$$

$$r_4 = 67,5 \text{ mm}$$

$$\alpha_2 = 0 \text{ rad/s}^2$$

Las ecuaciones utilizadas son las 6.1 hasta la 6.7 y con la ayuda de Excel 2010 se han obtenido los resultados de los desplazamientos angulares de los eslabones 2, 3 y 4 mostrados en el anexo A, partiendo con el del eslabón 2 que es la excéntrica y va de 0 a 360° con respecto a la horizontal. Hay que tener en cuenta que la tabla inicia con un ángulo de 12°, esto debido a que ese es el valor en la figura 6.1 que forman en el eslabón 1 y la palanca cuando está horizontal, es decir en la posición inicial. Se nota en los resultados que la diferencia del ángulo de desplazamiento del eslabón 4 entre los valores 102.08 y 129.51° que se presentan cuando θ_2 es igual a 12 y 191°, respectivamente, es de 27.43°, esto indica que el eslabón 4 desplazará a la planta 33mm aproximadamente, cumpliendo con lo establecido en la norma ASTM F2412-05.

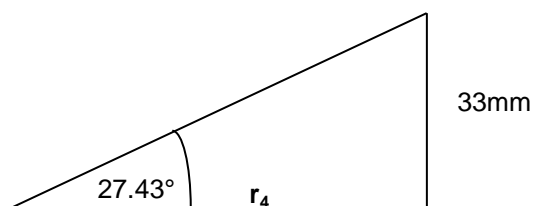


Figura 6.2 Desplazamiento angular del eslabón 4.

Fuente: El Autor.

6.6.2 Diseño de los elementos que conforman el mecanismo

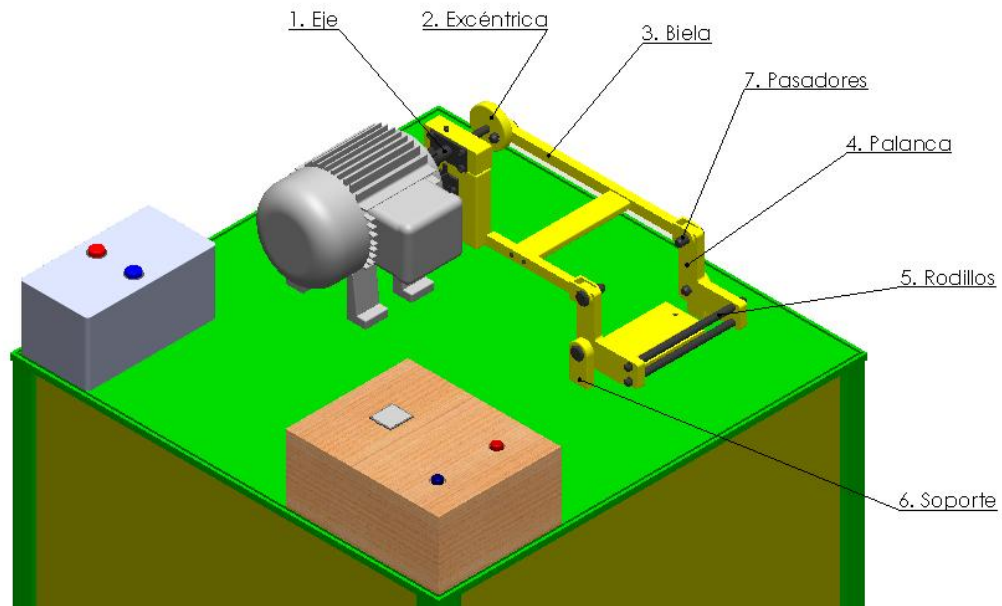


Figura 6.3 Conjunto Armado.

Fuente: El Autor.

En esta parte del proyecto se presenta el dimensionamiento y los cálculos de todos los elementos mecánicos utilizados en la máquina empezando por la potencia mínima requerida para vencer la resistencia de la planta, debido a que el torque transmitido por el eje del motor se trasfiere a través de los elementos antes mencionados precisamente en ese orden.

6.6.2.1 Cálculo de la potencia del motor

La potencia del motor o de accionamiento se determina en función de la carga aplicada durante el ensayo determinada mediante la siguiente ecuación:

$$P_{motor} = T \cdot \omega \quad \text{Ec. 6.8}$$

En donde:

P_m , Es la potencia requerida en Watios.

T, Es el torque en Nm.

ω , Es la velocidad angular del motor en rad/s.

El torque se determina en función de la carga requerida para deformar la probeta y obviamente la deformación de la probeta será el brazo de aplicación de la carga.

$$T = F \cdot d \quad \text{Ec. 6.9}$$

La fuerza que genera la planta en la posición mostrada en la figura 6.4 se puede calcular de la siguiente manera:

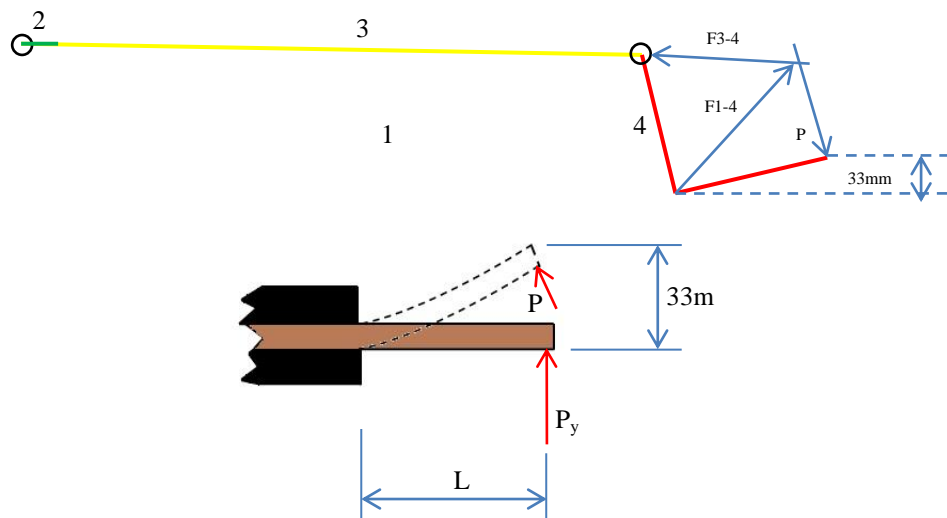


Figura 6.4 Posición máxima del mecanismo.

Fuente: El Autor.

con la ecuación 4.4 y 4.1 determinamos el momento de inercia en la planta y la carga real aplicada, respectivamente.

Si:

E, 4 MPa (módulo de elasticidad del caucho) tomamos este valor para mayor seguridad y resistencia de la máquina y sus elementos posteriormente diseñados.

d , 33 mm

L , 62 mm (según norma ASTM F2412-05; ver la figura 4.2).

I , $66666,67mm^4$.

Por lo tanto, se tiene que la fuerza P_y :

$$P_y = 110,77 \text{ N}$$

Para determina P es importante descomponer la fuerza en sus componentes y saber que el ángulo es de 28° , encontrado de la diferencia entre los ángulos máximos de desplazamiento ($129.51^\circ - 102.08^\circ$), presentes en la tabla del anexo A-2. Entonces, se tiene que:

$$P = \frac{P_y}{\cos(28)}$$

$$P = \frac{110,77}{\cos(28)}$$

$$P = 125,5 \text{ N}$$

Ya conocido el módulo y dirección de la fuerza P podemos determinar el resto de fuerzas que actúan en los elementos principales del mecanismo con la ayuda de la figura 6.5.

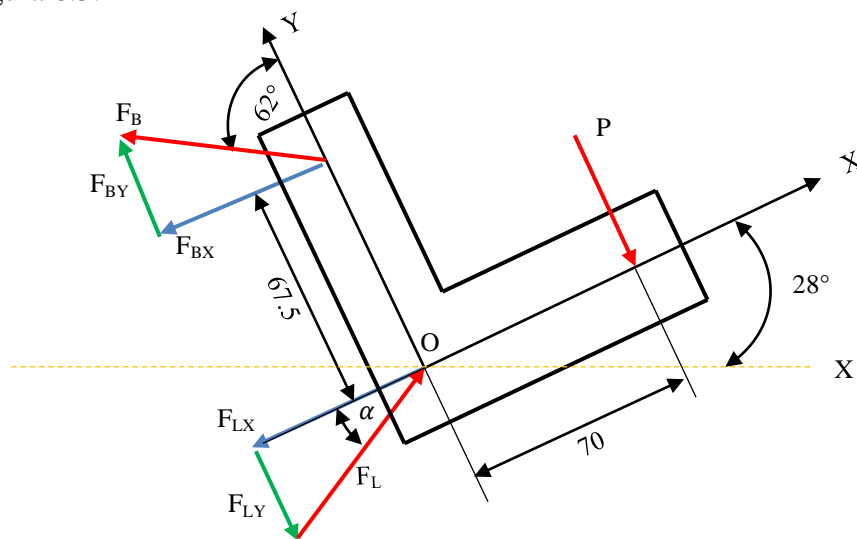


Figura 6.5 Distribución de fuerzas en los elementos del mecanismo en la posición máxima.

Fuente: El Autor.

A partir del gráfico se tiene que:

$$\sum M_o = 0$$

$$[F_b \sin(62) * 67.5] - 125,5(70) = 0$$

$$F_B = 147.4 \text{ N}$$

De aquí que:

$$F_{BX} = 130.146 \text{ N}$$

$$F_{BY} = 69.2 \text{ N}$$

Luego:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{LX} = 130.146 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{LY} + 69.2 - 125.5 = 0$$

$$F_{LY} = 56.3 \text{ N}$$

El módulo y dirección de FL es igual a:

$$F_L = \sqrt{130.146^2 + 56.3^2}$$

$$F_L = 141.8 \text{ N}$$

$$\alpha = 23.4^\circ$$

Por lo tanto las fuerzas que actúan sobre la biela y la palanca son las siguientes:

$$F_{BIELA} = 147,4\text{N}$$

$$F_{PALANCA} = 141,8\text{N}$$

F_B transmite a la excéntrica y de ésta a su vez sobre el eje, por lo tanto el torque del motor es de:

$$T = 2.285 \text{ N.m}$$

Si, $\omega=1800$ rpm, entonces la potencia del motor está dada por:

$$P_m = T \cdot \omega$$

$$P_m = 2.285 * 1800 * \frac{2\pi}{60}$$

$$P_m = 430.656 \text{ watios}$$

$$P_m = 0.577 \text{ Hp.}$$

A ésta hay que sumarle el valor de la potencia en el arranque para vencer la inercia en la excéntrica, la biela y la palanca.

Los momentos de inercia, torques y potencias de arranque para dichos elementos se calculan a continuación:

- Para la excéntrica:

$$V = \pi \frac{D^2 - d^2}{4} L \quad \text{Ec. 6.10}$$

$$V = 3.39 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Y la masa, Si la densidad del acero AISI 1018 es $\rho = 7870 \text{ kg/m}^3$

$$m = \delta \cdot V = 0.267 \text{ kg}$$

Luego el momento de inercia de masa de la excéntrica está dado por:

$$I_x = \frac{m(D^2 - d^2)}{8} \quad \text{Ec. 6.11}$$

$$I_x = 1.153 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

El momento angular es:

$$\tau = I \cdot \alpha \quad \text{Ec. 6.12}$$

En donde:

τ , Es el torque debido a la inercia.

I, Es el momento de inercia de la masa.

α , Es la aceleración durante el arranque.

En donde la aceleración angular para el motor considerando que la velocidad de régimen se alcanza en 17 segundos según el catálogo correspondiente del motor:

$$\alpha = 11.088 \text{ rad/s}^2$$

Entonces:

$$\tau = 1.28 \times 10^{-3} \text{ N.m}$$

Luego la potencia en el arranque para vencer la inercia, si la velocidad angular es:

$$\omega = 1800 \text{ rpm} = 188.5 \text{ rad/s}$$

Se tiene:

$$P = 0.241 \text{ W}$$

$$P = 3.234 \times 10^{-4} \text{ Hp}$$

- Para la biela:

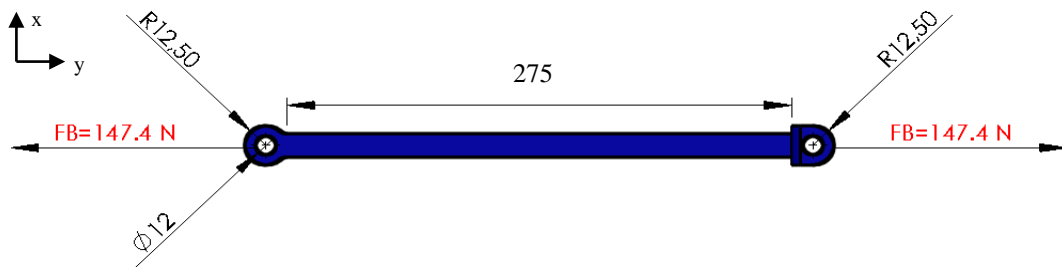


Figura 6.6 Biela.

Fuente: El Autor

De acuerdo con las dimensiones de la figura 6.6, el volumen V está dado por la siguiente fórmula:

$$V = 2 \left(\frac{\pi * d_{ex}^e * e}{4} - \frac{\pi * d_{in}^e * e}{4} \right) + b * h * e \quad \text{Ec. 6.13}$$

$$V = 2 \left(\frac{\pi * (23)^2 * (10)}{4} - \frac{\pi * (15)^2 * (10)}{4} \right) + (274)(15)(10)$$

$$V = 4.587522 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m = V \cdot \rho$$

$$m = 0.361 \text{ kg}$$

La inercia para la sección circular de la biela está dada por:

$$I_x = mr^2 \quad \text{Ec. 6.14}$$

Por tanto:

$$I_x = 8.123 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

La inercia de masa de la sección rectangular de la biela (I , en kg m^2) está dada en función de la altura b (m) y la longitud l (m) así:

$$I_x = \frac{1}{12} m(b^2 + l^2) \quad \text{Ec. 6.15}$$

$$I_x = 0,0023 \text{ Kgm}^2$$

Por lo tanto, la inercia total es:

$$I_x = 0,0024624 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Aplicando la ecuación 6.12, el torque es igual a:

$$\tau = 0.0273 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La potencia de arranque para vencer la inercia en la biela es:

$$P = 5.146 \text{ W}$$

$$P = 6.9 \times 10^{-3} \text{ Hp}$$

- Para la palanca:

Para mayor facilidad se divide al elemento en 2 áreas como se muestra en la siguiente figura, y se asume que no existen concentradores de esfuerzos.

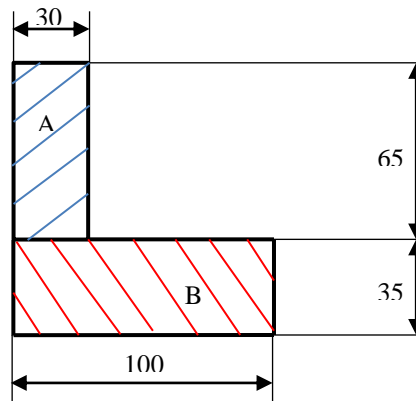


Figura 6.7 Elemento en L (palanca).

Fuente: El Autor.

Donde:

A, Es el área del primer rectángulo.

B, Es el área del segundo rectángulo.

Con esto se procede a calcular cada una de las masas.

$$m = V \cdot \rho$$

$$m_a = \frac{(100)(35)(10)(7870)}{(1000)^3}$$

$$m_a = 0.2754 \text{ Kg}$$

$$m_b = \frac{(65)(30)(10)(7870)}{(1000)^3}$$

$$m_b = 0,153 \text{ Kg}$$

Ya calculadas las masas se procede a calcular la inercia total que está dada por:

$$I_T = m_a \frac{(b^2 + h^2)}{12} + m_b \frac{(b^2 + h^2)}{12} \quad \text{Ec. 6.16}$$

$$I_T = 0.2754 \frac{(100^2 + 35^2)}{12} + 0.153 \frac{(30^2 + 65^2)}{12}$$

$$I_T = 322.86 \text{ Kg. mm}^2$$

$$I_T = 0,0003228 \text{ Kg. m}^2$$

Aplicando la ecuación 6.12, el torque es igual a:

$$\tau = 0.00358 \text{ N.m}$$

La potencia de arranque para vencer la inercia en la palanca es:

$$P = 0.674 \text{ W}$$

$$P = 9.04 \times 10^{-4} \text{ Hp}$$

Por lo tanto la potencia total requerida es de:

$$P = 0.585 \text{ Hp}$$

El motor seleccionado en el catálogo que se muestra en los anexo tiene las siguientes especificaciones.

Tabla 6.1 Características del motor determinado en el catálogo Siemens.

Tipo	Potencia [hp]	Revoluciones [rpm]	Torque [N.m]
094-4YB90	3/4	1800	3.098

Fuente: El Autor.

Este tipo de motor está diseñado con un alto par de arranque y baja corriente de arranque, para aplicaciones que requieran arranques con carga.

Número de polos 4.

Voltaje 115 /230 V.

Para este tipo de motor se requiere un arrancador del tipo que se describe a continuación:

Código del arrancador: DLW-7 R07.

Contactador: CW07.

Relé: RW17-1D3-U004.

6.6.2.2 Dimensionamiento del eje motriz (1)

Para el cálculo de las dimensiones del eje se utiliza la posición de deflexión máxima porque en ella la componente de fuerzas que se genera en el eje es mayor. Para el diseño de éste elemento mostrado en la figura 6.8 se toma en cuenta lo siguiente:

- Se utiliza el criterio de la energía de distorsión para el diseño estático.
- Se utilizan criterios de diseño a fatiga en el diseño dinámico.
- El peso del eje se considera despreciable.
- El peso de la excéntrica y de la biela soportada al extremo se considera despreciable.

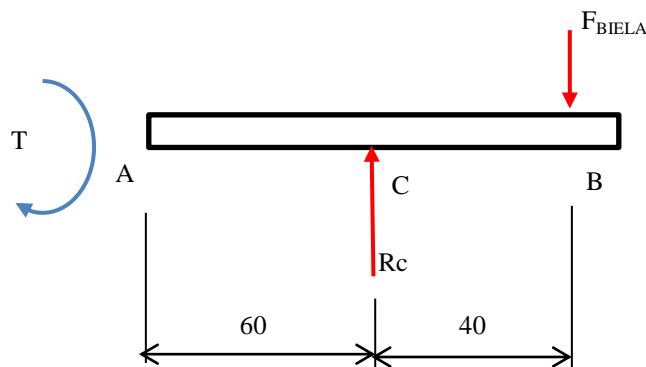


Figura 6.8 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz.

Fuente: El Autor.

Ahora procedemos a calcular las reacciones en el punto de apoyo C:

$$\sum Fy = 0$$

$$Rc - F_B = 0$$

$$Rc = 147.4 \text{ N}$$

Se establece la fuerza cortante y momento flector, y posteriormente el diagrama:

$$\sum F_y = 0$$

$$Rc - V = 0$$

$$V = R = 147.4$$

$$\sum M = 0$$

$$M = M_o - Rx = 0$$

$$M_o = Rx$$

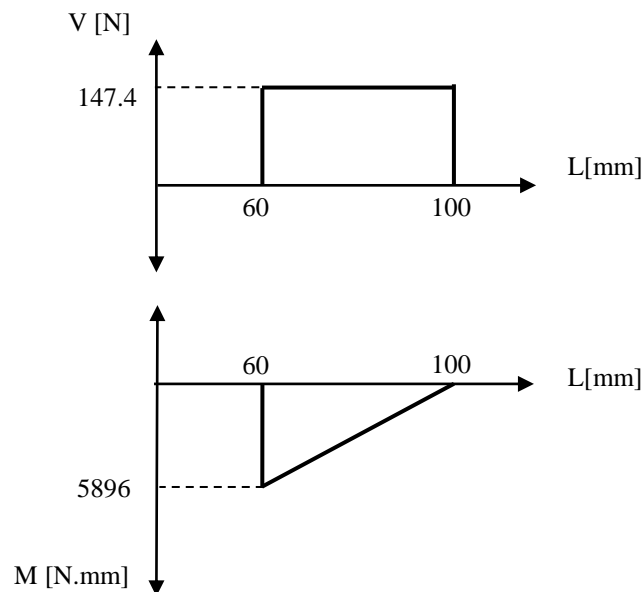


Figura 6.9 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje motriz.

Fuente: El Autor.

El punto C es de apoyo mientras que en el punto B se apoya la excéntrica.

Para obtener el diámetro mínimo del eje se analiza estáticamente en el punto donde el momento flector es máximo, los esfuerzos que se generan son:

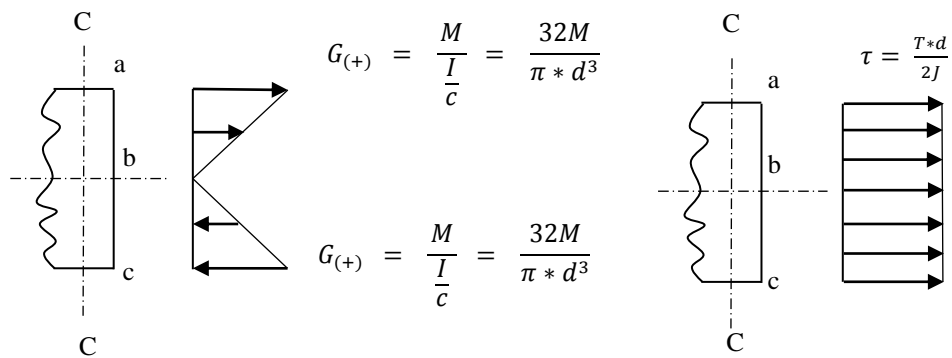


Figura 6.10 Configuración de eje en la sección crítica.

Fuente: El Autor.

En dicha se sección se obtiene:

$$M_{m\acute{a}x} = 5896 \text{ N. mm}$$

$$T = 2284.7 \text{ N. mm}$$

Con el momento flector y el momento torsor se obtienen los siguientes esfuerzos normales y cortantes en dicha sección:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi \times d^3} \quad \text{Ec. 6.17}$$

$$\sigma_x = \frac{32 \times 5896}{\pi \times d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{60056.16}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi \times d^3} \quad \text{Ec. 6.18}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 2284.7}{\pi \times d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{11635.88}{d^3}$$

Una vez conocidos estos esfuerzos se determinan los esfuerzos principales:

$$\sigma_{a,b} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad 6.19$$

$$\sigma_{a,b} = \frac{60056.16}{2 \times d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{60056.16}{2 \times d^3}\right)^2 + \left(\frac{11635.88}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{a,b} = \frac{30028.08}{d^3} + \frac{32203.71}{d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{62231.79}{d^3} = \sigma_1$$

$$\sigma_b = -\frac{2175.63}{d^3} = \sigma_3$$

Utilizando la teoría de la energía de la distorsión se obtiene:

$$S_y^2 = \sigma_A^2 - \sigma_A * \sigma_B + \sigma_B^2 \quad 6.20$$

$$\sigma_B = \frac{\sigma_3}{\sigma_1} \sigma_A$$

$$\sigma_B = -\frac{2175.63}{62231.79} \sigma_A$$

$$S_y^2 = 1,0.36 \sigma_A^2$$

$$S_y = 1,018 \sigma_A$$

Se selecciona de la tabla de propiedades de metales A-20 de Shigley 2008 al AISI 1018 HR (laminado en caliente) cuyas propiedades son:

$S_y = 220 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$.

$$\sigma_A = \frac{S_y}{1,018}$$

$$\sigma_A = \frac{220 \text{ MPa}}{1,1018}$$

$$\sigma_A = 216.11 \text{ MPa}$$

Se asume un factor de seguridad $n = 5$, alto debido a la importancia del elemento y para que no falle.

$$n = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \quad 6.21$$

Si sabemos que del análisis de la ecuación 6.19 tuvimos que:

$$\sigma_a = \frac{62231.79}{d^3}$$

Entonces reemplazamos en la ecuación 6.21 se obtiene que:

$$5 = \frac{216.11}{\frac{62231.79}{d^3}}$$

$$d = 11.29$$

Con esto entonces se asume un diámetro igual a 15 mm en esta sección donde existe mayor momento flector.

Para analizar dinámicamente el eje se toma sección B – B y se asume un diámetro de 10mm. En dicha sección se tiene:

$$T = 2284.7 \text{ N.mm}$$

Con este valor encontramos el esfuerzo tangencial mediante la Ec 6.18:

$$\sigma_{xm} = 0 ; \sigma_{xa} = 0$$

$$\tau_{xya} = 0$$

$$\tau_{xym} = 11.636 \text{ MPa}$$

Se deben determinar los esfuerzos equivalentes tanto de amplitud (σ'_a) como medio (σ'_m) usando la siguiente ecuación:

$$\sigma'_{a,m} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 6.22}$$

$$\sigma'_a = 0$$

$$\sigma'_m = 20.154 \text{ MPa}$$

Se selecciona como material al de acero AISI 1018 HR, $S_y = 220 \text{ MPa}$ y el $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$.

Se determina el límite de resistencia a la fatiga del eje:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad \text{Ec. 6.23}$$

Donde:

S_e , Límite de resistencia a la fatiga del elemento.

S_e' , Límite de resistencia a la fatiga de la probeta.

k_a , Factor de superficie.

k_b , Factor de tamaño.

k_c , Factor de modificación de carga.

k_d , Factor de modificación de temperatura.

k_e , Factor de confiabilidad.

k_f , Factor de concentración de efectos varios.

Determinamos cada uno de los factores con las siguientes ecuaciones y con la ayuda de las tablas del libro de Shigley, presentes en el anexo B:

$$S_e' = S_{ut} * 0,5 \quad \text{Ec. 6.24}$$

$$S_e' = 400 * 0,5$$

$$S_e' = 200 \text{ MPa}$$

El factor de superficie para un acero laminado en caliente, basándonos en la tabla del anexo A-4, perteneciente al libro de Shigley presente, es:

$$k_a = 58,1 * Sut^{-0,719} \quad \text{Ec. 6.25}$$

$$k_a = 58,1 * 400^{-0,719}$$

$$k_a = 0,781$$

El factor del tamaño se evalúa según la condición (Ver Anexo A-5), para diámetros entre 2.79 mm y 51 mm:

$$k_b = 1,24 * d^{-0,107} \quad \text{Ec. 6.26}$$

$$k_b = 1,24 * d - 0,107.$$

$$k_b = 0,95$$

Kc y Kd son iguales a 1.

Asumimos una confiabilidad del 50% entonces según Shigley (Anexo A-7) el factor de confiabilidad es igual a $ke = 1$.

Para hallar kf factor de concentración de esfuerzos y al existir un chavetero en esta sección, se utiliza la ecuación modificada de Neuber tomada del libro de Shigley:

$$k_f = \frac{Kt}{1 + \frac{2}{\sqrt{r}} \cdot \frac{kt - 1}{kt} \cdot \sqrt{a}} \quad \text{Ec. 6.27}$$

Donde \sqrt{a} es una función de la resistencia última a la tracción Sut , y su relación se la puede tomar de la tabla 6-15 de la misma página del libro:

$$\sqrt{a} = 104/Sut = 104/400 = 0,26$$

kt es un factor geométrico de concentración de esfuerzos. Para determinar kt se asume que todos los radios de empalme son de 1 mm y el diámetro mayor junto al

diámetro de la sección vale 15 mm. En la figura A – 15 – 9 del mismo libro se puede obtener el factor k_t para ejes sometidos a flexión:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{15}{12} = 1.25 \\ \frac{r}{d} &= \frac{1}{12} = 0.083 \end{aligned} \right\} \longrightarrow k_t = 1.7$$

Siendo así K_f igual a:

$$k_f = \frac{1.7}{1 + \frac{2}{\sqrt{1}} \cdot \frac{1.7 - 1}{1.7} \cdot 0.26}$$

$$k_f = 1.4$$

Reemplazando valores en la ecuación de límite de fatiga se obtiene:

$$S_e = 200 * 0.781 * 0.95 * 1 * 1 * 1 * 1.4$$

$$S_e = 207.746 MPa$$

Como el eje posee vida infinita se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a'}{\sigma_m'}} \quad \text{Ec. 6.28}$$

$$S_m = \frac{207.746}{\frac{207.746}{400} + 0}$$

$$= \frac{207.746}{0.5194}$$

$$S_m = 400 MPa$$

Se determina el factor de seguridad para el eje:

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m'}$$

$$n = 19.847$$

El factor de seguridad es alto por lo que se realiza un chequeo a deflexión, si el módulo de elasticidad para el acero de la tabla A-5 de Shigley es 207 GPa, y aplicando un factor de seguridad de 4 a la carga aplicada de 147.4 se tiene:

$$\delta = 1.938 * 10^{-6} mm$$

Como se constata, el valor de deflexión es menor a una milésima, lo cual es considerado razonable, ya que se requiere que la deformación sea mínima para evitar errores en la generación del esfuerzo en la probeta a ensayar.

6.6.2.3 Dimensionamiento de la excéntrica (2)

Para el dimensionamiento de la excéntrica se analiza considerándola como una barra, la cual está sometida a una fuerza al extremo A igual a la fuerza aplicada por la biela. En la posición máxima de la excéntrica es el punto de mayor alcance de desplazamiento mostrada en la figura 6.11 y con ayuda del diagrama de cuerpo libre se analiza las fuerzas que actúan en la dirección x ^ y.

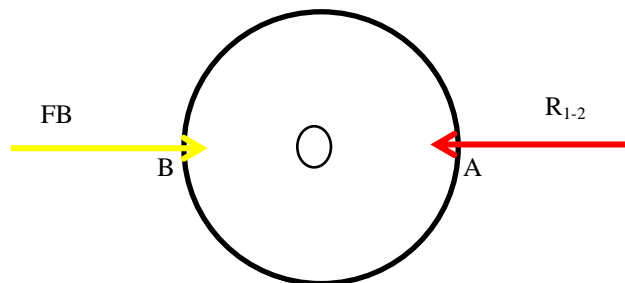


Figura 6.11 Análisis de la excéntrica en la posición máxima de deflexión de la planta.

Fuente: El Autor.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_B - R_{(1-2)} = 0$$

$$R_{(1-2)x} = 147,4 N$$

Se asume que se empotra a la barra en el punto A, entonces la fuerza aplicada en el eje x somete a compresión a la barra. Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se muestran en la figura 6.12.

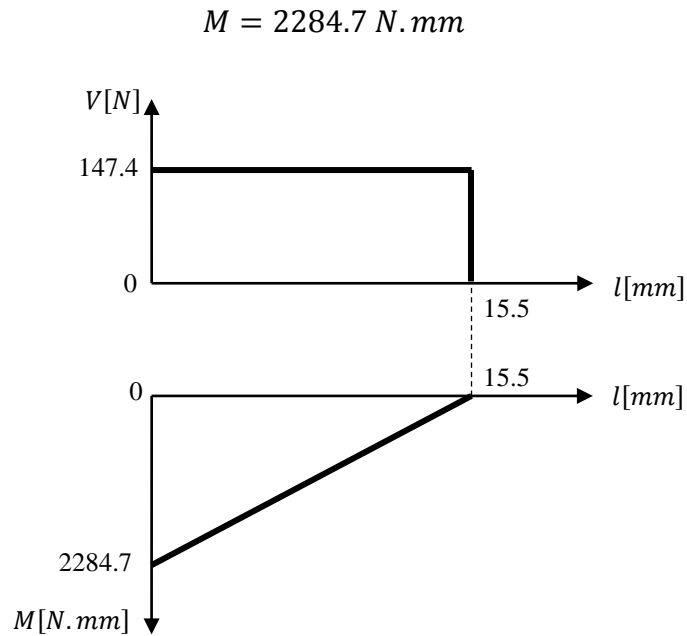


Figura 6.12 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la excéntrica.

Fuente: El Autor.

$$\sigma_{FB} = \frac{F_B}{A} = \frac{147.4}{10 * e}$$

$$\sigma_{FB} = \frac{14.74}{e}$$

$$\sigma_{M1} = \frac{Mc}{I} = \frac{2284.7 * \frac{e}{2}}{\frac{10 * e^3}{10}}$$

$$\sigma_{M1} = \frac{1142.35}{e^2}$$

$$\sigma_y = \sigma_{M1} + \sigma_{FB}$$

$$\sigma_y = \frac{14.74}{e} + \frac{1142.35}{e^2}$$

Se calculan los esfuerzos principales con la ecuación 6.19:

$$\sigma_a = \sigma_1 = \frac{14.74}{e} + \frac{1142.35}{e^2}$$

$$\sigma_b = \sigma_3 = 0$$

Se aplica la teoría de la energía de distorsión (6.20) y se tiene que:

$$S_y = \sigma_1$$

Como ya sabemos el acero seleccionado es el AISI 1018 cuyas propiedades son: $S_y=220$ MPa y $S_{ut}=400$ MPa.

Al reemplazar los valores en las ecuaciones tenemos:

$$220 = \frac{14.74}{e} + \frac{1142.35}{e^2}$$

$$220e^2 = 14.74e + 1142.35$$

$$220e^2 - 14.74e - 1142.35 = 0$$

De esta ecuación se obtiene que el espesor es:

$$e = 2.45 \text{ mm}$$

Por lo que se asume un espesor de 12.5 mm, el factor de seguridad es:

$$n = \frac{12,5}{2.45}$$

$$n = 5.1$$

Como el elemento se encuentre en constante movimiento es importante que se realice un análisis de concentración de esfuerzos.

$$\sigma_{FB} = 1.179 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{M1} = \frac{Mc}{I} = \frac{2284.7 * \frac{e}{2}}{\frac{10 * e^3}{10}}$$

$$\sigma_{M1} = 7.31 \text{ MPa.}$$

$$\sigma = \sigma_{M1} + \sigma_{FB}$$

$$\sigma = 8.489 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{xya} = 0$$

$$\tau_{xym} = 0$$

Se determina el límite de fatiga eje, y como en el caso anterior seleccionamos de tabla de propiedades de metales A-20 del libro de J. Shigley (2008) al acero AISI 1018 HR, el cual posee las: $S_y = 220 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$ y procedemos con la determinación de cada uno de los parámetros:

A través de la ecuación 6.24 se tiene:

$$S_e' = 200 \text{ MPa}$$

El factor de superficie para un acero laminado en caliente se la determina con la ecuación 6.25 para $a = 51.7$ y $b = -0.719$, es:

$$k_a = 0,781$$

El factor de tamaño k_b se evalúa según la condición: en la tabla 6.3 del libro de Shigley pág. 282, tenemos las áreas dependiendo del tipo de sección:

$d = (0,808 * \sqrt{b * h})$ Esto es para secciones rectangulares.

Como el diámetro está entre $2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ entonces empleamos la ecuación 6.26:

$$b = 1,24 * (0,808 * \sqrt{12.5 * 12})^{-0,107}$$

$$k_b = 0,9703$$

El factor de modificación de carga k_c y el factor de modificación de temperatura k_d son iguales a 1.

El factor de confiabilidad k_e es igual, si asumimos una confiabilidad del 50%, es decir $R=0.5$ nos dirigimos a la tabla 6.5 del “diseño en ingeniería Mecánica” de J. Shigley en su página 279 y tomamos el valor de k_e .

$$k_e = 1$$

Factor de concentración de esfuerzos varios k_f es igual a 1.

Finalmente reemplazamos los valores de cada factor en la fórmula de la Ec. 6.23:

$$S_e = 151,56 \text{ MPa}$$

Se determina el factor de seguridad para el eje:

$$n = 7.85$$

Con lo que se demuestra que la excéntrica al poseer el espesor de 12,5 mm no falla a fatiga.

6.6.2.4 Selección de la chaveta en la excéntrica

Para dimensionar la chaveta en esta sección en la página 519 del “Prontuario de Máquinas” se obtiene las dimensiones para la chaveta y chavetero mostradas en la figura 6.13 para el eje de la sección cuyo diámetro es 10 mm.

$a = 4 \text{ mm}$ } los valores de a y b están dados para un rango de diámetro entre
 $b = 4 \text{ mm}$ } 10 y 12 mm. según el prontuario de máquinas en su pag 519.

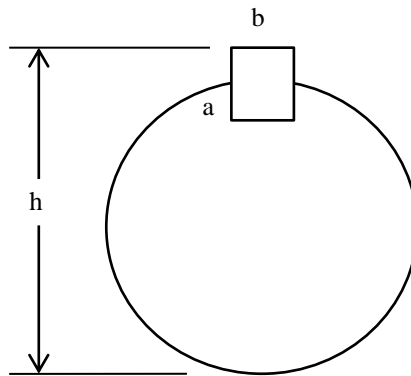


Figura 6.13 Dimensiones obtenidas para la chaveta.

Fuente: El Autor.

El chavetero en el eje ocupa las siguientes dimensiones mostradas en la figura 6.14. Si, $e = 2.5\text{mm}$ esto de acuerdo al prontuario para valores de diámetro entre 10–12mm y $d = 10\text{ mm}$ (diámetro del eje), entonces:

$$h_1 = d - e \quad \text{Ec. 6.29}$$

$$h_1 = 10 - 2,5$$

$$h_1 = 7,5$$

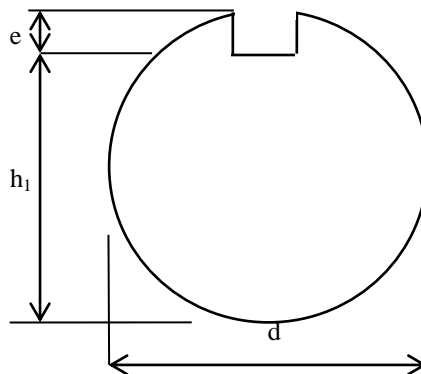


Figura 6.14 Chavetero en el eje.

Fuente: El Autor.

El chavetero en la excéntrica por lo tanto tendría una altura $f = 1.5\text{ mm}$ como se muestra en la figura 6.15.

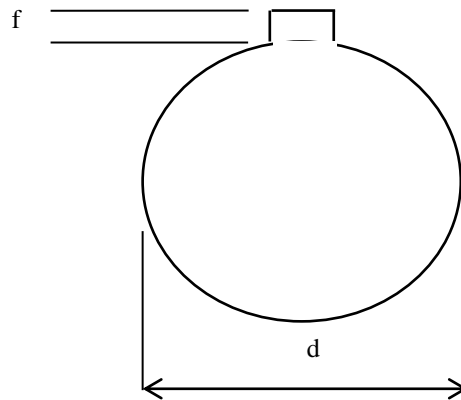


Figura 6.15 Chavetero en la excéntrica.

Fuente: El Autor.

$$T = F \times r$$

$$F = \frac{T}{r} = \frac{2.2847}{0,005}$$

$$F = 456.94 \text{ N}$$

El acero a utilizar para la chaveta es el SAE 1020 HR cuyas propiedades son:
 $S_y=210 \text{ MPa}$ y $S_{ut}=380 \text{ MPa}$

$$S_{sy} = 0,577 * S_y \quad \text{Ec. 6.30}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 210$$

$$S_{sy} = 121,17 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. 6.31}$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{A_{\text{corte}}}$$

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{a * l}$$

Se asume un factor de seguridad para la chaveta de 5, y se tiene que:

$$l = 0.0047 \text{ m} \approx 5 \text{ mm}$$

Para seguridad del diseño se asume una longitud de 12,5 mm (igual al espesor de la excéntrica). Con ello se calcula el factor de seguridad.

$$\tau_{xy} = \frac{F}{a * l}$$

$$\tau_{xy} = \frac{456.94}{0,004 * 0,0125}$$

$$\tau_{xy} = 9.14 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{Ssy}{\tau_{xy}}$$

$$n = \frac{121,17 \times 10^6}{7.6156 \times 10^6}$$

$$n = 13$$

6.6.2.5 Selección del rodamiento

Para la selección del rodamiento se debe tener en cuenta los parámetros de funcionamiento tales como la carga aplicada y la velocidad de funcionamiento entre otros que se verán más adelante.

La carga máxima aplicada es de 147.4 N y como se sabe la velocidad de rotación del disco es de 1800 rpm.

Para la selección del rodamiento se parte de que la carga es puramente radial, por lo que se decide seleccionar un rodamiento rígido de bolas. Se pretende que la confiabilidad sea de 95%, la temperatura de funcionamiento sea no muy superior a la ambiental y el grado de limpieza del lubricante normal.

Con estos datos de entrada se calcula en primer lugar la capacidad básica dinámica con la siguiente fórmula.

$$C = P^p \sqrt{\frac{Lh * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} \quad \text{Ec. 6.32}$$

En donde:

Lh, Es la durabilidad en horas.

n, Es la velocidad en rpm

a₁, Es el factor de confiabilidad.

a₂₃, Es un factor de condición de uso y servicio.

v, Es el exponente de vida del rodamiento.

P, Es la carga dinámica equivalente, y

C, Es la capacidad básica dinámica.

Lh, Se obtiene de la siguiente ecuación:

$$fl = \sqrt[p]{\frac{L_{h10}}{500}} \quad \text{Ec. 6.33}$$

Como *fl* tiene valores entre 3 y 5 para máquinas herramientas según la tabla del anexo A-9, tomamos *fl* = 3.5 y el exponente de vida para rodamientos rígidos de bolas es de 3, con esto tenemos que:

$$L_{h10} = 21437.5 \text{ horas}$$

Como se puede ver en el anexo A-10, para una confiabilidad del 95% se tiene que a₁ es 0.62.

Considerando un factor de seguridad de 2.5 para la carga, se tiene que P es igual a 368.5 N.

el factor a₂₃ nos imponemos , dándole un valor de 2.

Por lo tanto:

$$C = 4.538 \text{ kN}$$

Con este valor de C escogemos un rodamiento FAG S6000 del catálogo del FAG. Para éste rodamiento se tiene las siguientes especificaciones:

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$D = 26 \text{ mm}$$

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

Por lo tanto el diámetro medio $d_m = 13 \text{ mm}$.

Del diagrama de viscosidad que se encuentra en el anexo B-1 se requiere una viscosidad relativa de 35 cSt aproximadamente.

Para una temperatura de servicio de 50 °C se necesita una viscosidad de por lo menos 68 cSt es decir un aceite ISO VG 68, el cual tiene dicha viscosidad a la temperatura estándar de 40 °C.

La relación de viscosidad k es de 1.2 para esto se tiene un factor a_{23} de 1.9 aproximadamente (Anexo B-2).

Ahora la nueva capacidad básica dinámica es de:

$$C = 4.61 \text{ kN}$$

Con este dato vamos a la tabla de rodamientos de bolas (Anexo A-11) se selecciona el rodamiento S6000.

6.6.2.6 Diseño de la Biela (3)

Para esto se realiza el análisis estático de este elemento cuando el mecanismo está en la posición donde la suela alcanza la deflexión máxima transmitiendo la mayor carga que a su vez se comunica a la biela.

Se asumen las dimensiones y se debe tener en cuenta que para éste análisis se deprecia el peso como se muestra en la figura 6.6, a más de ello en el extremo de conexión con la palanca se diseña una horquilla a tensión por aplastamiento y cortante.

$$\sigma = \frac{F_B}{A}$$

Donde:

σ , Es el esfuerzo generado por la fuerza F_b [N/mm²].

F_B , Es la fuerza axial [N].

A , Es la sección transversal, $A = (d_e - d_i) * e$.

d_e , Es el diámetro exterior (mm).

d_i , Es el diámetro interior (mm).

e , Es el espesor de la biela (mm).

$$A = (0.025 - 0.012) * e$$

$$A = 0.013 * e$$

La fuerza F_b de la biela es $F_b = 147.4 \text{ N}$.

Asumiendo un factor de seguridad $n = 5$ y con la ayuda de la ecuación 6.31 si sabemos que el material a ser empleado para la biela es el acero AISI 1018 HR que posee un $S_y = 220 \text{ MPa}$ y un $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$, entonces:

$$220 = (5) \left(\frac{147.4}{0.013 * e} \right)$$

$$e = 2.57 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}$$

Esto indica que en nuestra máquina el espesor antes mencionado es bajo y además de tener en cuenta las limitaciones tecnológicas, no se arriesga el diseño y se asume un espesor de $e = 10mm$.

Con este espesor calculamos el esfuerzo el mismo que nos da un valor de:

$$\sigma = 5.67 MPa$$

Se identifica las propiedades del acero a utilizar, en este caso un acero AISI 1018 HR. Con $S_y = 220 MPa$ y $S_{ut} = 400 MPa$, estos valores se toman de la tabla A-20 del libro de Shigley 9ª ed. (2008).

Con esto establecemos la fórmula del límite de resistencia a la fatiga del elemento.

Determinamos cada factor mediante las ecuaciones 6.24-6.25-6.26.

$$S_e' = 200 MPa$$

El factor de superficie k_a depende del maquinado del material por lo que $a = 57.7$ y $b = -0.719$.

$$k_a = 0.781$$

El factor de tamaño se evalúa según la condición, para secciones rectangulares:

$$d = (0,808 * \sqrt{b * h})$$

Empleando la Ec. 6.27:

$$k_b = 0,948$$

Para k_c , como la biela está sometida a tracción es igual 0.85.

$$k_d = 1$$

El factor de confiabilidad k_e si asumimos un $R=50\%$, entonces:

$$k_e = 1$$

Y este factor de esfuerzos varios es igual a:

$$Kf = 1 + q(kt - 1) \quad \text{Ec. 6.34}$$

Donde kt es el factor teórico de concentración de esfuerzos, para hallar este factor se utiliza la figura A-15-1 de la página 1005 del libro de Shigley, mediante las siguientes relaciones:

$$\frac{d}{w} = \frac{15}{23} = 0.65$$

Con este valor se obtiene $kt = 2,1$.

En la figura 6 – 20 de la página 287 se obtiene el valor de q que es la sensibilidad a la muesca, $q = 0,8$.

$$kf = 0.77$$

Reemplazando valores en la Ec. 6.23 se obtiene:

$$Se = 95.97 \text{ MPa}$$

Con esto nos da un factor de seguridad de:

$$n = 16$$

El factor de seguridad es alto por lo que se realiza un chequeo a deflexión, aplicando un factor de seguridad de 4 a la carga aplicada de 147.4 N se tiene:

$$\delta = 2.607 \times 10^{-05} \text{ mm}$$

Obviamente menor a una milésima que se considera razonable, ya que se requiere que la deformación sea mínima para evitar errores en la generación del esfuerzo en la planta a ensayar.

Además se diseña la horquilla en el extremo de sujeción de la palanca, para eso hacemos un análisis a cortante y aplastamiento.

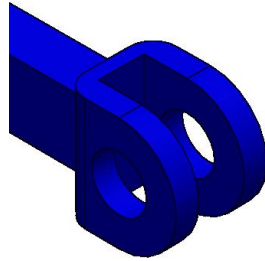


Figura 6.16 Horquilla en uno de los extremos de la biela.

Fuente: El Autor.

Para poder apreciar mejor las dimensiones de los espesores de pared realizamos un corte en el plano medio de la horquilla.

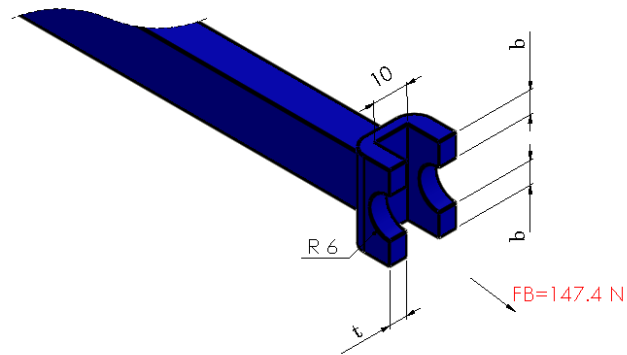


Figura 6.17 Dimensiones de la Horquilla.

Fuente: El Autor.

La tensión de aplastamiento es generada por la carga generada por la biela, y se determina con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 35}$$

En donde:

σ , Tensión de aplastamiento [Pa].

F, Fuerza total de aplastamiento [N]. (Como está a cortante doble, la fuerza se divide).

A, Área de aplastamiento [m²].

La fuerza o carga aplicada es de 73.7, le aplicamos un factor de seguridad de 5.

El área es igual al diámetro del agujero por el espesor t; en este caso vamos a asumir un espesor de 3 mm.

El material seleccionado para la horquilla de la biela es el mismo de los casos anteriores AISI 1018 Sy = 220 MPa.

Entonces:

$$\sigma = \frac{73.7 * 5}{0.012 * 0.003}$$

$$\sigma = 6.14 \text{ MPa.}$$

Calculamos el factor de seguridad y tenemos que:

$$n = 7.1$$

Constatando que el elemento no falla por tensiones de aplastamiento, por lo que el valor asumido para el espesor de pared se puede emplear con tranquilidad.

Ahora realizamos el análisis de tensiones tangenciales, que es la tendencia a cortar el elemento, esta tendencia es resistida por tensiones, que se pueden determinar empleando la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 36}$$

Donde:

τ , Tensión Tangencial [Pa].

V, Esfuerzo cortante (es igual a la carga aplicada) [N].

A, Área de la sección transversal. [mm²].

Como se sabe, la fuerza o carga aplicada es de 73.7 N a la cual aplicamos un factor de seguridad de 5.

El área es igual dos veces b que en este caso vamos a asumir un valor de 6.5 mm por el espesor t encontrado en el cálculo anterior.

De aquí que:

$$\tau = \frac{73.7 * 5}{2 * 0.0065 * 0.003}$$

$$\tau = 6.65 \text{ MPa.}$$

Calculamos el factor de seguridad y tenemos que:

$$n = 7.75$$

Corroborando que el valor asumido para la pared b, es factible de emplear en el diseño de la horquilla.

El diseño de la soldadura entre este elemento y el resto de la biela, es de gran importancia debido al esfuerzo que biela resiste durante el funcionamiento del mecanismo.

Tomando en cuenta que la pieza está sometida a una carga constante de 147.4 N podemos realizar el análisis del cordón de soldadura mediante las ecuaciones establecidas en el libro e Shigley 9ª Ed, partiendo del siguiente gráfico.

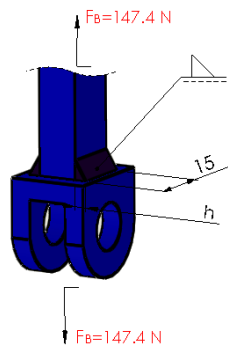


Figura 6.18 Diseño de la soldadura en la biela.

Fuente: El Autor.

El esfuerzo promedio en la soldadura debido a la carga cortante está dado por:

$$\tau = \frac{F}{0.707 * h * l} \quad Ec. 6.37$$

Donde:

F, Fuerza aplicada en la soldadura. [N].

h, Es la garganta de la soldadura [m].

l, Es la longitud de la soldadura [m].

Entonces si le damos a la carga un factor de seguridad de 5 y se asume un valor para h de 5 mm, tenemos:

$$\tau = 14 \text{ MPa}$$

Posteriormente con la tabla 9.4 del libro de Shigley tomamos el esfuerzo permisible para el metal de aporte, si el tipo de carga es cortante y si se decide emplear como metal de aporte al electrodo E6011:

$$\tau_{permisible} = 0.4Sy \quad Ec. 6.38$$

La resistencia a la fluencia para un electro E60xx de acuerdo con la tabla 9.3 del mismo texto es de 345 MPa.

$$\tau_{permisible} = 138 \text{ MPa}$$

Como $\tau < \tau_{permisible}$ la soldadura es satisfactoria, el factor de seguridad es de:

$$n = 9.8$$

Lo que indica que la soldadura del elemento no fallará por la acción de la carga transmitida cuando la garganta de soldadura sea de 5 mm.

6.6.2.7 Diseño de la Palanca (4)

Continuando con el diseño del mecanismo, ahora se trata la palanca que va a ser desplazada en uno de sus extremos por la biela que conecta a la excéntrica con el objetivo de desplazar la planta verticalmente por el otro extremo de la palanca.

El análisis se lo realiza cuando el mecanismo está en la posición máxima es decir cuando la suela se ha flexionado los 33 mm, y es donde la planta genera la máxima fuerza. Se debe tener en cuenta que para este análisis se desprecia el peso.

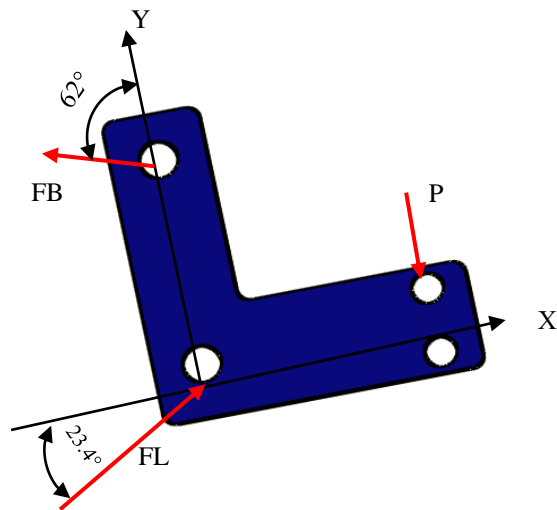


Figura 6.19 Diagrama de cuerpo libre de la palanca.

Fuente: El Autor.

$$P = 125,5 \text{ N}$$

$$FB = 147.4 \text{ N}$$

$$FL = 141.8 \text{ N}$$

Para el cálculo es necesario transportar la fuerza FB hacia el punto de aplicación de la fuerza FL entonces se puede generar los diagramas de fuerza cortante y momentos flectores indicados en la figura 6.20, cabe recalcar que la idealización es la misma simplemente se ha decidido poner en forma horizontal para facilitar los cálculos. Para esta evaluación se tiene que:

$$P = FL \sin(23.4) + FB \cos(62)$$

$$P = 125,5N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_o = 0$$

$$V = R = 125,5N$$

$$M_o = Rx$$

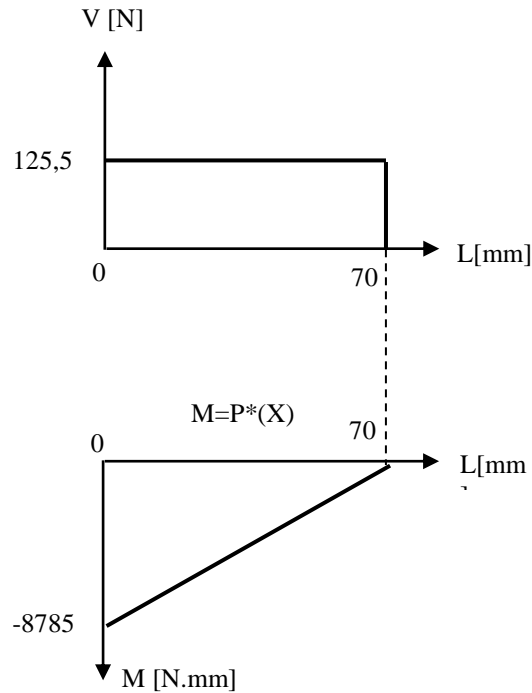


Figura 6.20 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la palanca.

Fuente: El Autor.

Por lo tanto, se puede observar que para el cálculo el momento máximo es sobre el soporte, donde pivota la L.

Se sabe que el momento máximo $M = M_o = 8785 N \cdot mm$

$$\sigma = \frac{M \cdot C}{I}$$

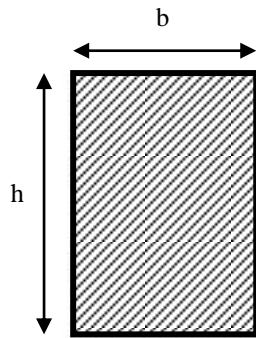
Donde:

σ , Es el esfuerzo admisible [N/mm^2].

C , Es la distancia hacia el eje neutro [mm].

A, Es la sección [mm^2] y está dada por: $A = [(b) * (h - d)]$ donde d es el diámetro del alojamiento.

I, Es el momento de inercia [mm^4].



$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{(35 - 12)^3 * (e)}{12}$$

$$I = 1013.92e$$

En el valor de h se resta 12, esto se debe al diámetro del pasador de acople.

$$\sigma = \frac{(8785)(17.5)}{1013.92e} + \frac{141.8 \cos(23.4)}{(35 - 12)(e)} = \frac{157.28}{e}$$

Asumiendo un factor de seguridad de $n = 3.5$ y tomando en cuenta de que el material a utilizar es el acero 1018HR tomado de la tabla A-20 del libro de “Diseño en Ingeniería Mecánica de J. Shigley versión 2008”, el mismo que posee un esfuerzo de cedencia $\sigma_y = 220\text{MPa}$, entonces:

$$\sigma_y = n \cdot \sigma$$

$$220 = (3.5) \left(\frac{157.28}{e} \right)$$

$$e = 2.5 \text{ mm}$$

Esto indica que en la máquina el espesor antes mencionado puede ser utilizado, pero teniendo en cuenta las limitaciones tecnológicas aseguramos el diseño con un espesor de $e = 10\text{mm}$, con lo cual se tendía un nuevo factor de seguridad igual a:

$$n = 4$$

El esfuerzo generado a fatiga es igual a:

$$\sigma = 15.728 \text{ MPa}$$

Determinamos el límite de fatiga del elemento para un acero AISI 1018 HR, con $S_y = 220 \text{ MPa}$ y un $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$.

Con la Ec. 6.24 tenemos:

$$S_e' = 200 \text{ MPa}$$

Para el factor de superficie k_a con los valores de a y b los tomados de la tabla 6.2 de Shigley de acuerdo al acabado que posea el material y con la Ec. 6.25 es:

$$k_a = 0,781$$

El factor de tamaño k_b se calcula con la ecuación 6.26 para una sección rectangular es igual a $d = 0.808\sqrt{b * h}$, entonces:

$$k_b = 0,927$$

Los factores de temperatura k_c y k_d son iguales a 1.

El factor de confiabilidad k_e , si asumimos una confiabilidad del 50%, es decir $R=0.5$ es igual a:

$$k_e = 1$$

El factor de esfuerzos varios k_f depende de la sensibilidad (q) a la muesca y éste a su vez depende del material y del radio de la muesca. k_t .

Ambos factores se los halla en tablas, En la figura A – 15 – 1 del “Diseño en Ingeniería Mecánica” de J. Shigley (2008) se puede obtener el factor k_t para barras en tensión o compresión simples. Si:

$$\frac{d}{w} = \frac{10}{35} = 0.29, \rightarrow k_t = 2.38$$

La sensibilidad a la muesca (q) se obtiene en la figura 6 -20 del mismo texto que también se encuentra en el anexo A-8 y su valor es 0.7 aproximadamente.

A partir de esto se obtiene k_f de la ecuación 6.34:

$$k_f = 1.42$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$S_e = 198.49 \text{ MPa}$$

Se determina el factor de seguridad para la palanca L:

$$n = 12$$

Por lo que el espesor asumido es óptimo para ser empleado en el diseño.

6.6.2.8 Dimensionamiento de los rodillos de sujeción de la planta (5)

El rodillo no está sometido a fatiga por lo que no es necesario el dimensionamiento del mismo dinámicamente. Este elemento soporta la carga distribuida de la planta de calzado de seguridad 125.5 N , y se asume que la carga aplicada es simétrica en los rodillos, como se observa en la figura 6.21.

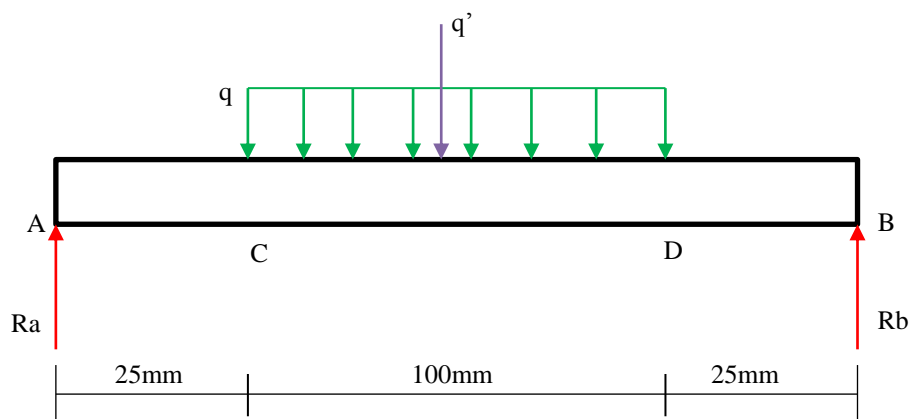


Figura 6.21 Diagrama de cuerpo libre del rodillo.

Fuente: El Autor.

Donde q es la carga distribuida sobre una longitud de 100 mm por lo que su valor es: $q' = 1,255 \text{ N/mm}$.

R_a , es la reacción en el punto A, y R_b , es la reacción en el punto B.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a + R_b = 125.5 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$125.5 * 75 = R_b * 150$$

$$9412.5 = R_b * 150$$

$$R_b = 62,75 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$R_a = 125.5 - 62,75$$

$$R_a = 62,75 \text{ N}$$

Se divide en tramos para graficar el momento flector y el esfuerzo cortante.

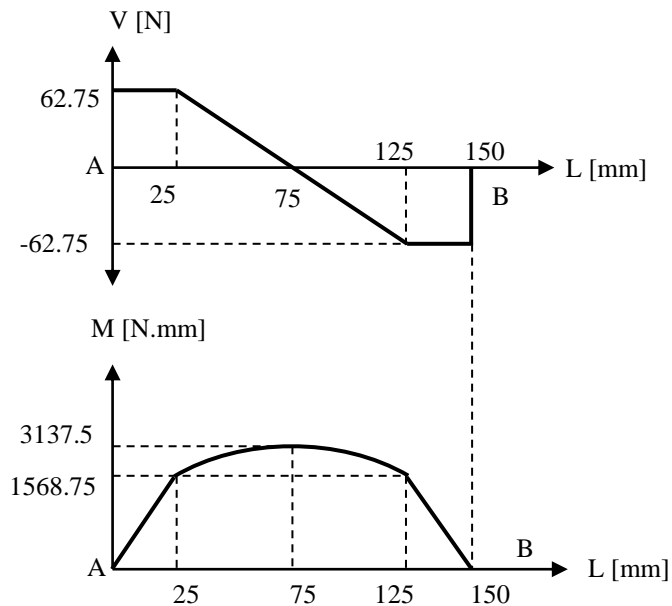


Figura 6.22 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del rodillo.

Fuente: El Autor.

Con la ayuda de la ecuación 6.17 tenemos que:

$$\sigma = \frac{31958.31}{d^3}$$

Se hallan los esfuerzos principales mediante la ecuación 6.19:

$$\sigma_a = \frac{31958.31}{d^3} = \sigma_1$$

Utilizando la teoría de la energía de distorsión (Ec. 6.20) se obtiene:

$$S_y = \sigma_1 = \frac{31958.31}{d^3}$$

Se selecciona de la tabla de propiedades de metales A-20 de Shigley (2009) al acero AISI 1018 HR, cuyas propiedades son: $S_y=220$ MPa y $S_{ut}=400$ MPa.

Entonces igualamos las ecuaciones y tenemos que:

$$\frac{31958.31}{d^3} = 220 \text{ MPa}$$

$$d^3 = \frac{31958.31}{220} \rightarrow d = 5.257 \text{ mm.}$$

Para mayor seguridad escogemos un diámetro de 10 mm con lo cual se obtiene un factor de seguridad igual a:

$$n = 2$$

Por lo tanto los rodillos no fallan a fatiga.

6.6.2.9 Diseño de los soportes de la palanca (6)

Para determinar el espesor requerido para este elemento se debe tomar en cuenta las dimensiones mostradas en la figura 6.23.

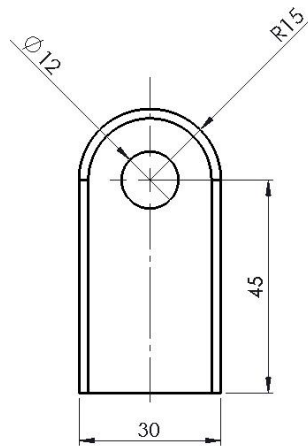


Figura 6.23 Dimensiones del soporte de la palanca.

Fuente: El Autor.

Además, debe considerarse la fuerza aplicada en el elemento y la sección crítica B-B indicada en la figura 6.24 a analizarse:

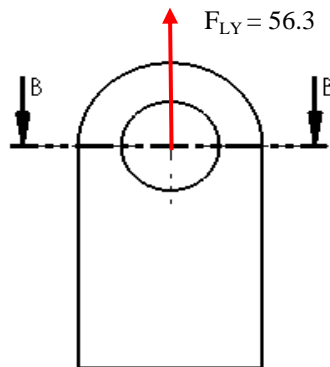


Figura 6.24 Sección B-B del soporte de la palanca.

Fuente: El Autor.

De este modo se elige acero AISI 1018 HR con las siguientes propiedades: $S_y=220$ MPa y $S_{ut}=400$ MPa.

Para la determinación del límite de fatiga del elemento en función del espesor para la sección crítica B-B asumimos un factor de seguridad de $n = 2$.

Entonces los factores del límite de fatiga se hallan empleando las ecuaciones 6.23 a la 6.26 y la 6.34.

$$S_e' = 200 \text{ MPa}$$

Para determinar el valor del coeficiente de superficie se ha supuesto una superficie maquinada (Anexo A-4):

$$k_a = 57.7 * 400^{-0.718}$$

$$k_a = 0.781$$

El coeficiente del tamaño se determina con la ecuación 6.26:

Si $51\text{mm} < d \leq 254\text{mm}$, entonces:

$$K_b = 1,51d^{-0,157}$$

Pero para este caso se lo va a considerar como $k_b = 1$, por razones geométricas de la pieza.

El factor de temperatura K_c depende del tipo de esfuerzo al que está sometido el elemento:

$$k_c = 1$$

La temperatura asumida a la que funciona el eje es mucho menor a 450°C entonces según el anexo A-6:

$$k_d = 1$$

Para el factor de confiabilidad $R = 50\%$ tenemos que:

$$k_e = 1$$

El factor de concentración de esfuerzos varios si:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{d}{w} = \frac{16}{30} = 0,53 \\ h/w = 15/30 = 0,5 \end{array} \right\} \Rightarrow k_t = 2.7$$

Finalmente, se determina que la sensibilidad a muesca es $q=0,85$.

Entonces:

$$Kf = 2,445$$

Calculando Se:

$$Se = 381.909 \text{ MPa}$$

Finalmente, se calcula el coeficiente de seguridad n:

$$\sigma_b = \frac{FLy}{Ab}$$

$$Ab = (0,03 - 0,012) * e$$

Donde:

σ_b , es el esfuerzo máximo en la sección b-b.

Ab, Es el área sección b-b (m²).

e, Es el espesor de la placa (m).

Si,

$$FLy = 56.3 \text{ N}$$

Entonces:

$$\sigma_b = \frac{56.3}{0.018 * e}$$

$$n_b = 2 = \frac{Se}{\frac{56.3N}{(0,03 - 0,012) * e}}$$

$$22 = \frac{381.909 * (0,03 - 0,012) * e}{56.3}$$

$$e = 0.0044m = 4.4mm \approx 5 \text{ mm}$$

Por razones de construcción y disponibilidad de los materiales se elige un espesor $e = 12,5mm$.

6.6.2.10 Dimensionamiento de pasadores (7)

Para el dimensionamiento del pasador nos basamos en el libro de resistencia de materiales de Timoshenko. En el mecanismo tenemos la presencia de pasadores en entre la biela y la excéntrica así como entre la palanca y el soporte. Como las fuerzas que actúan en estos elementos son distintas, realizamos cálculos independientes en cada caso.

- Pasador entre biela y excéntrica.

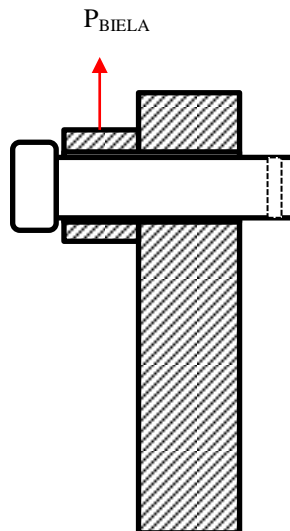


Figura 6.25 Pasador entre biela y excéntrica.

Fuente: El Autor.

Para pasador que une estos dos elementos del mecanismo se asume un diámetro de 12 mm y la carga P que actúa sobre la biela es de 152.9 N como ya se estableció en cálculos anteriores.

En la figura que se detalla a continuación se aprecia que la conexión entre la biela y la excéntrica, someten al pasador a cortante simple.

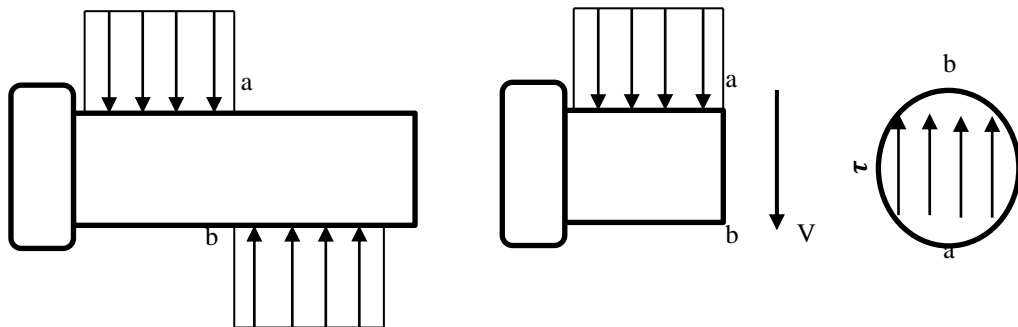


Figura 6.26 Pasador entre biela y excéntrica sometido a cortante simple.

Fuente: El Autor.

En esta figura podemos apreciar el esfuerzo cortante V que actúa sobre la sección transversal del pasador. Con esta ilustración podemos determinar las tensiones de aplastamiento y tangenciales generadas en el pasador por acción del mecanismo.

La tensión de aplastamiento es generada por la carga generada por la biela, y se determina con la ecuación 6.35.

El área de aplastamiento es igual al espesor de la biela por el diámetro del pasador, aplicando un factor de seguridad de 5 a la fuerza aplicada, y tenemos:

$$\sigma = \frac{147.4 * 5}{0.012 * 0.012}$$

$$\sigma = 5.11 \text{ MPa.}$$

Del libro de J. Shigley seleccionamos como material para el pasador a un acero AISI 1018 HR con un límite de fluencia de 220 MPa y determinamos el factor de seguridad que es:

$$n = 43$$

Debido a que el factor de seguridad es alto, se realiza un chequeo a deflexión. Si, $E = 207 \text{ GPa}$. Y aplicando un factor de seguridad de 4 a la carga aplicada de 147.4 se tiene:

$$\delta = 2.984 * 10^{-11} mm$$

Con lo que se demuestra que el pasador al poseer el espesor de 12,5 mm no falla a fatiga por tensiones de aplastamiento.

De igual forma, La biela y la excéntrica tienden a cortar al pasador, esta tendencia es resistida por tensiones tangenciales, que se pueden determinar con la Ec. 6.36:

$$\tau = 6.5 MPa.$$

Con el mismo criterio anterior para el material, determinamos el factor de seguridad.

$$n = 33$$

Con esto se comprueba que el pasador se fabricaría normalmente con un acero AISI 1018 ya que su límite de fluencia es claramente más alto, por lo tanto éste no falla ni por deflexión (como ya se comprobó en el caso anterior) ni por tensiones tangenciales.

- Pasador entre la palanca y el soporte.

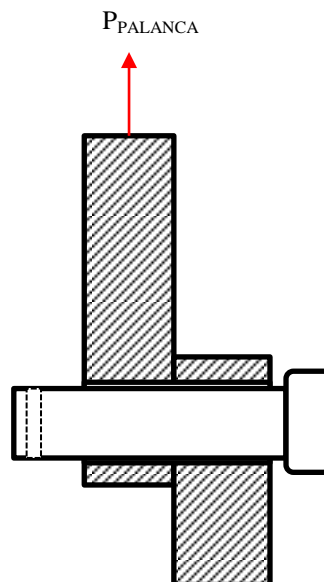


Figura 6.27 Pasador entre palanca y soporte.

Fuente: El Autor.

El pasador que une estos dos elementos posee un diámetro de 12 mm y la carga P que actúa sobre la palanca es de 141.8 N.

En la figura que se detalla a continuación se aprecia que la conexión entre la palanca y el soporte someten al pasador a cortante simple.

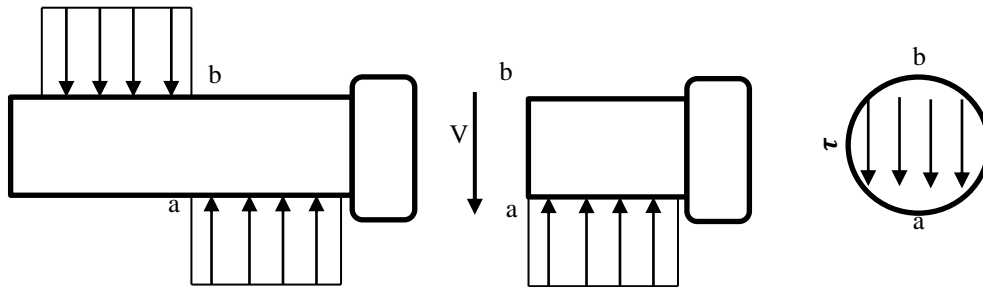


Figura 6.28 Pasador entre la palanca y el soporte sometido a cortante simple.

Fuente: El Autor.

Aplicando las mismas ecuaciones que en el caso anterior, obtenemos lo siguiente, si:

El área de aplastamiento está dada por la altura igual al espesor de la palanca y ancho igual al diámetro del pasador) [mm^2].

Entonces se aplica un factor de seguridad a la carga de 5 y tenemos:

$$\sigma = 5.91 \text{ MPa.}$$

Se determina el factor de seguridad y se tiene que:

$$n = 37$$

Debido a que el factor de seguridad es alto, se realiza un chequeo a deflexión, aplicando un factor de seguridad de 4 a la carga aplicada de 141.8 se tiene:

$$\delta = 6.09 * 10^{-8} \text{ mm}$$

Con lo que se demuestra que el pasador al poseer el espesor de 10 mm no falla a fatiga por tensiones de aplastamiento.

Para las tensiones tangenciales, aplicando un factor de seguridad a la carga de 5, se tiene:

$$\tau = \frac{141.8 * 5}{\pi * \frac{0.012^2}{4}}$$

$$\tau = 6.27 Pa.$$

Determinamos el factor de seguridad:

$$n = 35$$

Con este resultado se comprueba que el pasador se puede fabricar tranquilamente con un acero AISI 1018 ya que su límite de fluencia es claramente más alto, por lo tanto no falla por tensiones tangenciales.

6.6.2.11 Cálculo de los pernos de sujeción del motor a la bancada

Los pernos pueden fallar en su parte central o núcleo debido a las cargas combinadas variables que pueden ocurrir en éste. Además, es posible que los filetes del tornillo o de la tuerca se barran, debido al esfuerzo cortante que se genera en los filetes, cuando se somete el perno a tracción.

Para determinar el esfuerzo generado en los pernos que sujetan al motor, es importante que conozcamos la carga que sobre estos se aplica, por lo que empezamos analizando las reacciones generadas en uno de los puntos de sujeción.

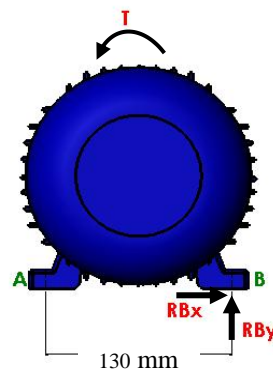


Figura 6.29 Reacciones en un punto de sujeción del motor a la bancada.

Fuente: El Autor.

De acuerdo con la figura anterior, para justificar la reacción en la dirección x, se asume que la fuerza que generada en la biela, es lo suficientemente grande como para tender a jalar al motor en la dirección indicada, de esta forma tendremos que $R_{Bx} = F_{\text{Biela}} = 147.4 \text{ N}$. El torque generado en el motor es conocido, igual 2.2847 N.m , entonces hacemos sumatoria de torques en el punto A.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-T - R_{By} * 0.13 = 0$$

$$R_{By} = 17.57 \text{ N}$$

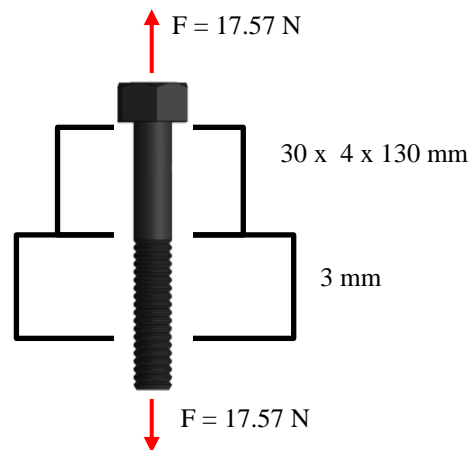


Figura 6.30 Perno de sujeción.

Fuente: El Autor.

Por seguridad damos a la carga un factor de seguridad de 5, ésta es la fuerza de tracción estática inicial en el perno F_{eT} , a partir de esta podemos determinar el par de apriete, para iniciar el cálculo seleccionamos un tipo de perno de la tabla de Shigley 8ª Ed presente en el anexo A-12.

Perno M10 rosca fina, paso $p = 1.25 \text{ mm}$, diámetro menor $d_r = 8.47 \text{ mm}$; área de esfuerzo a tracción $A_t = 62.20 \text{ mm}^2$.

Posteriormente, de la tabla del anexo A-13 perteneciente al mismo libro, tomamos las propiedades mecánicas de acuerdo a la clase de perno, en éste caso seleccionamos una clase de propiedad 4.6, cuyas propiedades son:

Resistencia límite mínima a la tracción $S_p = 225$ MPa.

Resistencia de fluencia mínima a tracción $S_y = 240$ MPa.

Resistencia última mínima a la tracción $S_u = 400$ MPa.

Con estos datos determinamos la fuerza de apriete del perno con la siguiente fórmula:

$$F_i = S_i * A_t \quad \text{Ec. 6.39}$$

Donde:

F_i , Fuerza de apriete.

S_i , Esfuerzo inicial.

A_t , Área de esfuerzo a tracción.

Teniendo en cuenta que la carga sobre la junta es estática y que la conexión es reutilizable, entonces:

$$S_i = 0.75 S_p \quad \text{Ec. 6.40}$$

$$S_i = 168.75 \text{ MPa}$$

Este es el esfuerzo normal en el perno al terminar el apriete, la fuerza de apriete es:

$$F_i = 10.49 \text{ KN}$$

Con ésta fuerza podemos saber si habrá o no separación de parte. Es importante que no exista dicha separación, para eso debe cumplirse la siguiente ecuación:

$$F_i \geq N_{sep} * F_e \left(\frac{k_c}{k_c + k_b} \right) \quad \text{Ec. 6.41}$$

Donde:

N_{sep} , Factor de seguridad de separación de partes. [$1.5 < N_{sep} < 2$].

F_e , Fuerza de tracción externa.

k_c , Constante elástica de la junta.

k_b , Constante elástica del perno.

$$F_e = \frac{F_e T}{N_p} \quad Ec. 6.42$$

Donde N_p es el número de pernos, como son 4 y dando a la carga un factor de 5 entonces:

$$F_e = 21.96N$$

La constante del perno se determina a través de la siguiente ecuación:

$$k_b = \frac{A_t * E}{L} \quad Ec. 6.43$$

Donde:

E, Módulo de elasticidad del perno (como es de acero entonces $E=270$ GPa).

L, Longitud del perno, si $d \leq 48$ mm entonces $L=2d+6$ mm.

Por lo tanto:

$$L = 26 \text{ mm} = 0.026 \text{ m}$$

$$k_b = 0.487 \times 10^9 \text{ N/m}$$

La constante elástica de la junta es igual a:

$$k_c = \frac{A_c * E}{L} \quad Ec. 6.44$$

El área A_c es el área de traslape (contacto entre placas a unir) menos el área correspondiente a los agujeros. Esta área total se divide por el número de pernos. Entonces, el área (real) es:

$$A_c = \frac{2 * 30 * 130}{4} - 4 * \frac{\pi * d^2}{4} = 1.635 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Entonces,

$$k_c = 13.017 \times 10^9 \text{ N/m}$$

Ésta constante también podemos calcular con otra ecuación para al final tomar el menor valor, la fórmula propuesta por Wileman es:

$$k_{cm} = dE * ae^{b\left(\frac{d}{L}\right)} \quad \text{Ec. 6.45}$$

Donde:

a , b Son coeficientes empíricos para diversos materiales. Para el acero a=0.7872 y b=0.6287.

$$k_{cm} = 1.95 \times 10^9 \text{ N/m}$$

Por lo que empleamos éste último valor para k_c .

Finalmente verificamos que no ocurra separación de partes, si $N_{sep} = 1.8$.

$$F_i \geq N_{sep} * F_e \left(\frac{k_c}{k_c + k_b} \right)$$

$$10490 \geq 31.62$$

Por lo tanto no existe separación de partes.

Posteriormente determinamos los factores de seguridad de los pernos a tracción y cortante, empleando las siguientes ecuaciones:

$$N_F = (S_p * A_t - F_i) * \frac{k_c + k_b}{k_b F_e} \quad \text{Ec. 6.46}$$

N_F , factor de seguridad del perno por carga a tracción estática.

$$N_F = 7.47$$

Para el factor de seguridad a cortante empleamos la siguiente ecuación:

$$N_S = \frac{S_{Sy}}{S_S} = \frac{0.577 * S_y}{\frac{F_{biela}}{\frac{\pi * dr^2}{4}}} \quad Ec. 6.47$$

Por lo tanto el factor es igual a:

$$N_S = 3.36$$

El factor de seguridad de combinación tracción y cortante se lo determina con los dos factores antes calculados:

$$N = \left(\frac{1}{N_F^2} + \frac{1}{N_S^2} \right)^{-1/2} \quad Ec. 6.48$$

$$N = 3.06$$

Con lo que se comprueba que el perno M10 de características ya mencionadas, es ideal para la sujeción del motor a la bancada proporcionando seguridad en el apriete de las partes, así como resistencia a las cargas de tracción y cortante que son significativamente pequeñas para éste tipo de perno cuya resistencia es bastante elevada. Se concluye que el diseño es seguro.

6.6.2.12 Bancada

Para el dimensionamiento de la bancada se consideró solamente la altura de trabajo, para ello se tomó en cuenta la recomendación dada por José Luis Melo en su obra titulada Guía Práctica de Ergonomía, en la que sugiere para el 95 percentil para hombres y el 5 percentil para mujeres, las dimensiones dadas en la figura 6.31, por lo que nosotros tomaremos una altura de 100 cm.

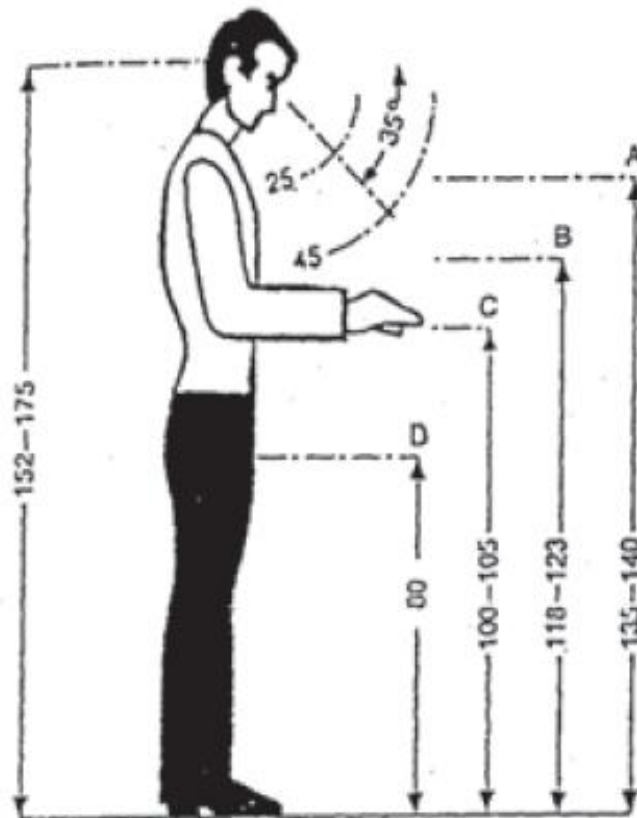


Figura 6.31 Recomendaciones de altura de trabajo.

Fuente: Melo José Luis Guía Práctica de Ergonomía. 2009.

6.7 METODOLOGÍA, MODELO OPERATIVO

6.7.1 Procedimiento para el ensayo de plantas

Hay que tener en cuenta que es muy importante seguir un orden estricto para ensayar las plantas de calzado, con el fin de que no exista ninguna clase de inconvenientes en la probeta como en la máquina que es el punto más importante a cuidar.

Se ha establecido un proceso de ensayo como recomendación para un futuro uso de la máquina diseñada. Es importante que el procedimiento cumpla con la norma ASTM F 2412 – 05, por lo tanto los pasos a seguir son los siguientes:

1. Lubricar cada parte de la máquina donde exista movimiento, es decir debemos lubricar las articulaciones, en este caso los pasadores que se colocarán tanto en

la palanca como en la excéntrica, así también las uniones de los rodillos en la palanca y en el rodamiento.

2. Como siguiente paso debemos colocar la suela en los dos puntos de sujeción, empezando por colocar la punta entre los rodillos teniendo en cuenta que no debe sobresalirse más allá de los 4 centímetros, esto por exigencia de la norma.
3. Sujetar la suela al otro extremo, es decir empernarla en la mordaza apoyada en la bancada, verificar que el ajuste sea fuerte de tal manera que la planta quede bien pegada a los amortiguadores de caucho, con esto se asegura de que no exista riesgo de desajuste.
4. Antes de encender el motor debemos comprobar que el contador de ciclos este encendido y encerado a la vez, para poder empezar un ensayo desde cero ciclos.
5. Una vez que todos los anteriores puntos hayan sido realizados, procedemos a encender el motor y damos inicio al ensayo a flexión de la planta.
6. Según la norma la suela debe soportar 150000 ciclos para que haya aprobado el control de calidad siempre y cuando no existan muestras de grietas o fisuras en la misma, el tiempo que tarda en alcanzar dicho número de ciclos es aproximadamente 1 hora con 23 minutos, al cabo de este tiempo debemos detener el motor y verificar el estado de la suela.
7. Si se desea ensayar más probetas, se debe volver a punto uno es decir empezando por lubricar los elementos de la máquina.
8. Una vez que todo el ensayo haya terminado, apagamos el motor, el contador automático de ciclos y desconectamos la máquina.

6.7.2 Guía de mantenimiento para la máquina

Como es conocido por todos, una máquina sin el suficiente cuidado, muestra complicaciones en su funcionamiento y a largo o corto plazo deja de trabajar por fallas en sus componentes sobre todo en aquellos que están expuestos al desgaste

debido a la ausencia de mantenimiento. Es por eso que se considera de vital importancia dar el debido mantenimiento a cada uno de los elementos constitutivos de cualquier equipo o máquina ya sea que se encuentre en uso o no.

A continuación se propone un guía de mantenimiento para la maquinaria que se ha diseñado en el presente trabajo con el fin garantizar su funcionamiento y prolongar su tiempo de vida útil.

Tabla 6.2 Guía de mantenimiento.

SISTEMA	ELEMENTO	TIPO DE OPERACIÓN	PERIODICIDAD
mecánico	rodamientos	revisar el correcto funcionamiento del rodamiento mientras el eje está girando	cada 60 días
mecánico	excéntrica	revisar posible presencia de óxido y desgaste	cada 60 días
mecánico	biela	revisar posible presencia de óxido y desgaste	cada 60 días
mecánico	pasadores	inspeccionar posibles daños y lubricarlos	cada 5 días
eléctrico	motor	revisar las borneas de conexión, limpiar contactos	cada 60 días
eléctrico	motor	revisar los cables, que no exista desgarros y que estén bien sujetos	cada 60 días
electrónico	contador de ciclos	limpiar el terminal del sensor localizado cerca del eje con una brocha de cerdas suaves	cada 30 días

Fuente: El Autor

6.8 ADMINISTRACIÓN

En la parte administrativa se tiene que realizar un análisis de costo, tanto para construir la máquina como para la realización de las pruebas.

6.8.1 Costo total de máquina

Los costos que conllevaría la construcción de esta máquina se detallan en las siguientes tablas, comprenden los costos de los elementos mecánicos, de los equipos electrónicos y la mano de obra.

Tabla 6.3 Costos

Ítem	Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Total (Dólares)
1	1	Motor trifásico de 3/4 Hp siemens 094-4YB90	200	200
2	1	Arrancador DLW-7 R07	56	56
3	1	Contador, circuito electrónico	90	90
4	1	Canal de 158X64	30	30
5	1	Canal de 305X74	45	45
6	1	excéntrica	20	20
7	1	Biela	35	35
8	1	Biela de acople	3.5	3.5
9	2	Palanca	10	20
10	1	eje	10	10
11	5	pasadores	2	10
12	2	rodillos	5	10
13	1	Soporte de probeta	10	10
14	1	Soporte de palanca	5	10
15	1	Bancada	110	110
16	1	Pintura	8	8
17	1	Fondo	7	7
18	1	Tinner	6	6
19	6	Lijas	0.4	2.4
20	1	Pernos y tuercas		3
21	10	Cable calibre 18	0.46	4.6
22	2	Electrodos E 6011	2.6	5.2
TOTAL				680

Fuente: El Autor.

Se realizó un análisis del posible costo de mano de obra, si el trabajo se tardara unas 90 horas en total. En la tabla 6.4 se da a conocer estos valores.

Tabla 6.4 Costos de mano de obra.

Cargo	Horas		Total
	Trabajadas	Costo/Hora	
Maestro	90	3	270
Ayudante	30	1.25	37.5
TOTAL			307.5

Fuente: El Autor.

Por lo tanto el costo total, sumando el material y la mano de obra, es el siguiente:

Tabla 6.5 Costos totales.

Detalles	Costo
Máquina	680
Mano de obra	307.5
SUBTOTAL	987.5
Más 12% de IVA	
TOTAL	1106.00

Fuente: El Autor.

6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN

La máquina diseñada en este proyecto investigativo es dirigida a las necesidades la fábrica CARVICAUCHO de la ciudad de Ambato, y para todas aquellas pequeñas o grandes industrias del calzado en la región centro de nuestro país. Uno de los parámetros que se debe controlar es la frecuencia de funcionamiento del motor, de tal manera que siempre gire a 1800 rpm, parámetro que establece la norma ASTM F 2412 - 05, otro aspecto a tomar en cuenta es que el estudio se fundamentó en lo enunciado por la norma antes mencionada, por tanto el desplazamiento que la máquina llegue a dar a la planta siempre será de 33 ± 1 mm así como su relación de esfuerzo que es igual a cero.

Se espera que en el futuro se siga utilizando el resultado de este estudio de investigación para mejorar el proceso de ensayo de plantas de calzado y mejorarlo aún más.

Se recomienda que mediante futuros trabajos de investigación realizados por estudiantes de nuestra facultad, se construya una máquina similar, mejorándola con un proceso de automatización, con el fin de obtener resultados mucho más rápidos y precisos mediante la implementación de un programa de computación adecuado, utilizando sensores electrónicos, monitoreo de temperatura y otros parámetros que puedan influir en el resultado final.

BIBLIOGRAFÍA

1. Brown, R. (2002). *Handbook of Polymer Testing* (1ª ed.). Rapra Technology.
2. Callister, D. W. (1995). *Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales* (Vol. 2). Barcelona, España: Reveté.
3. Friedenthal, E. (1994). *Enciclopedia Latinoamericana de Tecnología del Caucho* (Vol. 1). Argentina: FAIC.
4. Gere, J. M. (2005). *Thimoshenko - Resistencia de Materiales* (5ª ed.). España: S.A. de C.V., Thomson Learning, Inc.
5. González, S. G. (2008). *SolidWorks*. Barcelona, España: Marcombo S.A.
6. Guamanquispe, J. P. (2012). *Estudio del comportamiento a fatiga mecánica del Teflón y Nylon para determinar la relación esfuerzo - número de ciclos bajo la aplicación de cargas variables y su influencia en el diseño de máquinas*. Ambato, Ecuador.
7. Jones, F. D., Horton, H. L., Ryffel, H. H., & Oberg, E. (2000). *Machinery's Handbook* (26th ed.). New York: Industrial Press Inc.
8. Melo, J. L. (2009). *Guía Práctica de Ergonomía* (1ª ed.). Buenos Aires, Argentina: Contartese Gráfica S.R.L.
9. Meriam, J. L. (1998). *Estática* (3ª ed.). Barcelona, España: Reverté.
10. Metrotec. (2002). *Flexómetro dinámico para calzado*.
11. Oberg, E., Jones, F. D., & Horton, H. L. (2004). *Machinery's Handbook* (vigésimo sexta ed.). New York, USA: Industrial Press, Inc.
12. Panther. (2008). *Calzado de seguridad*.
13. Pemex. (2006). *Bota impermeable para uso industrial*.

14. Pérez, R. C. (1999). *Fundamentos de Mecanismos y Máquinas para Ingenieros* (1ª ed.). Madrid, España: McGRAW-HILL.
15. Rivas, C. (2002). *Diseño Ocurrente*. Quito, Ecuador: Departamento de Ingeniería Mecánica TSEIB-EPN.
16. Roy R. Craig, J. (2007). *Mecánica de Materiales* (3ª ed.). México: Copyright 2000. John Wiley & Sons, Inc.
17. Royo, J. (1995). *Enciclopedia Latinoamericana de Tecnología del Caucho* (Vol. 6). FAIC.
18. SB, C. W. (2000). *Rodamientos FAG*. Barcelona, España: FAG Sales Europe GmbH.
19. Schaffer, J. P. (2004). *Ciencia y Diseño de Materiales para Ingeniería* (1ª ed.). México: Continental.
20. Shigley's, B. (2008). *Diseño de Elementos de Máquinas* (novena ed.). Madrid: McGraw-Hill Primis.
21. Spiegel, M. R. (1997). *Estadística* (2ª ed.). Mexico: McGraw-Hill, Inc.
22. Walpole, R. E. (1999). *Probabilidad y Estadística para Ingenieros* (6ª ed.). México: Prentice-Hall Hispanoamerica S.A.

ANEXOS

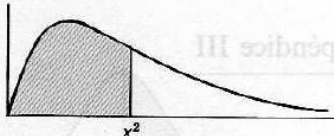
ANEXO A -TABLAS

A-1 Chi-cuadrado.

538 ESTADÍSTICA

Apéndice IV

Valores percentiles (χ_p^2) para la distribución ji-cuadrado con ν grados de libertad (área en sombra = p)



ν	$\chi_{.995}^2$	$\chi_{.99}^2$	$\chi_{.975}^2$	$\chi_{.95}^2$	$\chi_{.90}^2$	$\chi_{.75}^2$	$\chi_{.50}^2$	$\chi_{.25}^2$	$\chi_{.10}^2$	$\chi_{.05}^2$	$\chi_{.025}^2$	$\chi_{.01}^2$	$\chi_{.005}^2$
1	7.88	6.63	5.02	3.84	2.71	1.32	.455	.102	.0158	.0039	.0010	.0002	.0000
2	10.6	9.21	7.38	5.99	4.61	2.77	1.39	.575	.211	.103	.0506	.0201	.0100
3	12.8	11.3	9.35	7.81	6.25	4.11	2.37	1.21	.584	.352	.216	.115	.072
4	14.9	13.3	11.1	9.49	7.78	5.39	3.36	1.92	1.06	.711	.484	.297	.207
5	16.7	15.1	12.8	11.1	9.24	6.63	4.35	2.67	1.61	1.15	.831	.554	.412
6	18.5	16.8	14.4	12.6	10.6	7.84	5.35	3.45	2.20	1.64	1.24	.872	.676
7	20.3	18.5	16.0	14.1	12.0	9.04	6.35	4.25	2.83	2.17	1.69	1.24	.989
8	22.0	20.1	17.5	15.5	13.4	10.2	7.34	5.07	3.49	2.73	2.18	1.65	1.34
9	23.6	21.7	19.0	16.9	14.7	11.4	8.34	5.90	4.17	3.33	2.70	2.09	1.73
10	25.2	23.2	20.5	18.3	16.0	12.5	9.34	6.74	4.87	3.94	3.25	2.56	2.16
11	26.8	24.7	21.9	19.7	17.3	13.7	10.3	7.58	5.58	4.57	3.82	3.05	2.60
12	28.3	26.2	23.3	21.0	18.5	14.8	11.3	8.44	6.30	5.23	4.40	3.57	3.07
13	29.8	27.7	24.7	22.4	19.8	16.0	12.3	9.30	7.04	5.89	5.01	4.11	3.57
14	31.3	29.1	26.1	23.7	21.1	17.1	13.3	10.2	7.79	6.57	5.63	4.66	4.07
15	32.8	30.6	27.5	25.0	22.3	18.2	14.3	11.0	8.55	7.26	6.26	5.23	4.60
16	34.3	32.0	28.8	26.3	23.5	19.4	15.3	11.9	9.31	7.96	6.91	5.81	5.14
17	35.7	33.4	30.2	27.6	24.8	20.5	16.3	12.8	10.1	8.67	7.56	6.41	5.70
18	37.2	34.8	31.5	28.9	26.0	21.6	17.3	13.7	10.9	9.39	8.23	7.01	6.26
19	38.6	36.2	32.9	30.1	27.2	22.7	18.3	14.6	11.7	10.1	8.91	7.63	6.84
20	40.0	37.6	34.2	31.4	28.4	23.8	19.3	15.5	12.4	10.9	9.59	8.26	7.43
21	41.4	38.9	35.5	32.7	29.6	24.9	20.3	16.3	13.2	11.6	10.3	8.90	8.03
22	42.8	40.3	36.8	33.9	30.8	26.0	21.3	17.2	14.0	12.3	11.0	9.54	8.64
23	44.2	41.6	38.1	35.2	32.0	27.1	22.3	18.1	14.8	13.1	11.7	10.2	9.26
24	45.6	43.0	39.4	36.4	33.2	28.2	23.3	19.0	15.7	13.8	12.4	10.9	9.89
25	46.9	44.3	40.6	37.7	34.4	29.3	24.3	19.9	16.5	14.6	13.1	11.5	10.5
26	48.3	45.6	41.9	38.9	35.6	30.4	25.3	20.8	17.3	15.4	13.8	12.2	11.2
27	49.6	47.0	43.2	40.1	36.7	31.5	26.3	21.7	18.1	16.2	14.6	12.9	11.8
28	51.0	48.3	44.5	41.3	37.9	32.6	27.3	22.7	18.9	16.9	15.3	13.6	12.5
29	52.3	49.6	45.7	42.6	39.1	33.7	28.3	23.6	19.8	17.7	16.0	14.3	13.1
30	53.7	50.9	47.0	43.8	40.3	34.8	29.3	24.5	20.6	18.5	16.8	15.0	13.8
40	66.8	63.7	59.3	55.8	51.8	45.6	39.3	33.7	29.1	26.5	24.4	22.2	20.7
50	79.5	76.2	71.4	67.5	63.2	56.3	49.3	42.9	37.7	34.8	32.4	29.7	28.0
60	92.0	88.4	83.3	79.1	74.4	67.0	59.3	52.3	46.5	43.2	40.5	37.5	35.5
70	104.2	100.4	95.0	90.5	85.5	77.6	69.3	61.7	55.3	51.7	48.8	45.4	43.3
80	116.3	112.3	106.6	101.9	96.6	88.1	79.3	71.1	64.3	60.4	57.2	53.5	51.2
90	128.3	124.1	118.1	113.1	107.6	98.6	89.3	80.6	73.3	69.1	65.6	61.8	59.2
100	140.2	135.8	129.6	124.3	118.5	109.1	99.3	90.1	82.4	77.9	74.2	70.1	67.3

Fuente: Catherine M. Thompson, *Table of percentage points of the χ^2 distribution*, Biometrika, Vol. 32 (1941), con autorización del autor y del editor.

Fuente: Estadística de Schaum.

A-2 Velocidades y aceleraciones angulares de los eslabones 2, 3 y 4 (datos más representativos).

$\Theta_2 [^\circ]$	$\Theta_2 [\text{rad}]$	$\Theta_4 [^\circ]$	$\Theta_3 [^\circ]$	$W_3 [\text{rad/s}]$	$W_4 [\text{rad/s}]$	$\alpha_3 [\text{rad/s}^2]$	$\alpha_4 [\text{rad/s}^2]$
12.00	0.21	102.08	12.08	-4.87	-0.03	-0.61	2145.11
14.00	0.24	102.08	11.98	-4.87	0.76	15.17	2143.73
16.00	0.28	102.11	11.87	-4.86	1.56	30.5	2139.37
18.00	0.31	102.15	11.77	-4.84	2.35	45.38	2132.06
20.00	0.35	102.21	11.67	-4.82	3.14	59.79	2121.84
90.00	1.57	112.92	8.95	-1.95	22.03	322.10	465.27
180.00	3.14	129.27	10.30	4.32	4.32	317.66	-2196.31
182.00	3.18	129.35	10.12	4.44	3.5	304.90	-2206.80
184.00	3.21	129.42	10.22	4.55	2.69	291.29	-2213.65
185.00	3.23	129.45	10.27	4.6	2.28	284.16	-2215.71
186.00	3.25	129.47	10.32	4.65	1.87	276.83	-2216.87
187.00	3.26	129.48	10.37	4.70	1.45	269.29	-2217.13
188.00	3.28	129.50	10.42	4.75	1.04	261.54	-2216.50
189.00	3.3	129.51	10.47	4.8	0.63	523.59	-2214.98
190.00	3.32	129.51	10.52	4.84	0.22	245.44	-2212.58
191.00	3.33	129.51	10.57	4.89	-0.19	237.10	-2209.31
192.00	3.35	129.51	10.62	4.93	-0.59	228.57	-2205.18
193.00	3.37	129.50	10.68	4.97	-1.00	219.86	-2200.19
194.00	3.39	129.49	10.73	5.01	-1.41	210.96	-2194.37
195.00	3.40	129.47	10.78	5.05	-1.81	201.88	-2187.72
270.00	4.71	118.43	14.45	2.39	-21.60	-525.48	-382.32
360.00	6.28	102.38	12.70	-4.76	-4.76	-103.38	2090.31
10.00	0.17	102.09	12.18	-4.87	-0.82	-16.1	2143.50
11.00	0.19	102.08	12.13	-4.87	-0.43	-8.66	2144.68

Fuente: El Autor.

A-3 Catálogo de motores siemens.

Ejecución B3

www.siemens.com.co/catalogomotores.htm

Este tipo de motor está diseñado con un alto par de arranque y baja corriente de arranque, para aplicaciones que requieran arranques con carga, tales como compresores de aire, ventiladores radiales, reductores de velocidad, máquinas herramientas, etc.

Se distinguen por tener eje con chavetero y cuña para la colocación de poleas o em-

bragues, velocidad de 3600 y 1800 rpm., montaje horizontal o vertical a través de una base con perforaciones según norma NEMA ó IEC, posibilitando su uso en máquinas con bases tanto americanas como europeas.

Otras ejecuciones y velocidades se fabrican bajo pedido.



Datos Técnicos											
Tipo 1RF3	Potencia nominal	Factor de servicio	Corriente con factor de servicio (A)		Velocidad con factor de servicio RPM	Rendimiento %	Cos Ø	Par nominal Nm	Corriente de arranque en % de la cte. nominal	Condensador de arranque µf	No. de Depósito
	HP		115V	230 V							
3600 RPM											
092-2YB90	1/3	1.75	8.0	4.3	3.450	63	0.61	0.700	482	216 - 259	01690
093-2YB90	1/2	1.60	10.4	5.2	3.450	61	0.68	1.012	462	216 - 259	01625
094-2YB90	3/4	1.50	13.6	6.8	3.450	70	0.70	1.522	540	216 - 259	01626
095-2YB90	1.0	1.40	16.3	8.2	3.450	67	0.75	2.036	508	340 - 408 ¹⁾	01627
096-2YB90	1.5	1.30	22.0	11.0	3.450	74	0.75	3.100	537	340 - 408 ¹⁾	01628
097-2YB90	2.0	1.20	25.0	12.5	3.450	76	0.78	4.076	500	540 - 648 ²⁾	01629
098-2YB90	3.0	1.15	35.0	17.5	3.450	76	0.85	6.107	480	540 - 648 ²⁾	01630
1800 RPM											
092-4YB90	1/3	1.35	7.4	3.7	1.700	56	0.57	1.373	382	216 - 259	01162
093-4YB90	1/2	1.25	9.4	4.7	1.680	63	0.63	2.059	434	216 - 259	01163
094-4YB90	3/4	1.25	13.2	6.6	1.640	66	0.65	3.098	384	340 - 408	01164
095-4YB90	1.0	1.15	16.2	8.1	1.650	69	0.65	4.142	411	540 - 648	01165
096-4YB90	1.5	1.15	20.0	10.0	1.720	72	0.68	6.213	398	340 - 408 ³⁾	01166
097-4YB90	2.0	1.15	27.6	13.8	1.650	72	0.77	8.284	407	540 - 648 ²⁾	01167

1) En este motor se adiciona un condensador de marcha de 20µf.
2) En este motor se adiciona un condensador de marcha de 40µf.

3) En este motor se adiciona un condensador de marcha de 10µf.

Fuente: Catálogo de motores Siemens.

A-4 Factores a y b para determinar el factor de acabado.

ACABADO SUPERFICIAL	a		b
	Kpsi	Mpa	
RECTIFICADO ESMERILADO	1.34	1.58	-0.085
MAQUINADO EN FRIO	2.70	4.51	-0.265
LAMINADO EN CALIENTE	14.4	57.7	-0.718
FORJADO	39.9	272	-0.995

Fuente: Shigley 2009.

A-5 Factor Kb.

- En piezas sometidas a carga axial, $k_b = 1$
- En piezas de sección circular con diámetro= d , sometidas a cargas de flexión y torsión:

$$k_b = \begin{matrix} \left[\begin{matrix} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} \\ 0.859 - 0.02125d \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} \\ 0.859 - 0.000837d \end{matrix} \right] & \left[\begin{matrix} 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pu lg} \\ 2 \leq d \leq 10 \text{ pu lg} \\ 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{matrix} \right] \end{matrix}$$

Fuente: Shigley 2009.

A-6 Factor de temperatura.

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

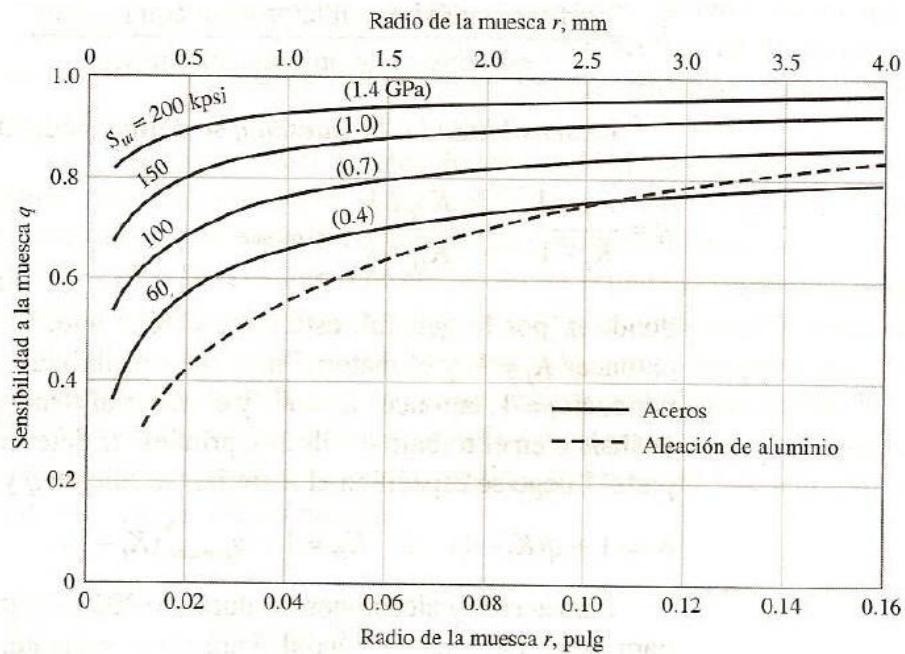
Fuente: Shigley 2009.

A-7 Factor de confiabilidad.

Reliability, %	Transformation Variate z_c	Reliability Factor k_o
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Shigley 2009.

A-8 Sensibilidad a las muescas.



Fuente: Shigley 2009.

A-9 Factor F_L .

Máquina-herramienta		
Husillos de tornos y fresadoras	3 ... 4,5	Fuerza de corte, par motor, precarga peso de la pieza a mecanizar; velocidad de servicio
Husillos de taladradoras	3 ... 4	
Husillos de rectificadoras	2,5 ... 3,5	
Husillos porta-piezas en rectificadora	3,5 ... 5	
Transmisiones de máquina-herramienta	3 ... 4	Potencia nominal; velocidad nominal
Prensas / volante	3,5 ... 4	Peso de volante; velocidad nominal
Prensas / eje excéntrico	3 ... 3,5	Fuerza de prensado, tiempos alcuotos; velocidad nominal
Herramientas eléctricas y	2 ... 3	Fuerza de corte y accionamiento; velocidad nominal

Fuente: Catálogo FAG.

A-10 Factor de confiabilidad.

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Fuente: Catálogo FAG.

A-11 Selección de rodamientos.

Dimensiones			Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada
d	D	B	dyn. C	stat. C_0			Rodamiento
mm			kN		min^{-1}		FAG
10	26	8	4,55	1,96	34000	32000	6000
10	26	8	4,55	1,96	34000	32000	S6000.W203B
10	26	8	4,55	1,96	28000	32000	6000.2ZR
10	26	8	4,55	1,96	19000		6000.2RSR
10	26	8	4,55	1,96	19000		S6000.2RSR.W203B
10	28	8	4,55	1,96	34000		16100

Fuente: Catálogo FAG.

A-12 Dimensiones de roscas métricas ISO.

Dimensiones de roscas métricas ISO, series de pasos bastos y finos.

Diámetro mayor (nominal) d (mm)	ROSCA BASTA			ROSCA FINA		
	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.4	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.7	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.5	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.8	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.4	1.50	20.16	333.50
24.0	3.00	20.32	352.5	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.4	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.6	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.6	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.7	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.8	3.00	35.32	1028.4

La longitud roscada de los tornillos métricos está dada por $L_r = 2d + 6$ mm, si $L_{Tb} \leq 125$ mm y $d \leq 48$ mm, por $L_r = 2d + 12$ mm, si $125 \text{ mm} < L_{Tb} \leq 200$ mm, y por $L_r = 2d + 25$ mm, si $L_{Tb} > 200$ mm.

Fuente: Shigley 2009.

A-13 Especificaciones para pernos métricos de acero.

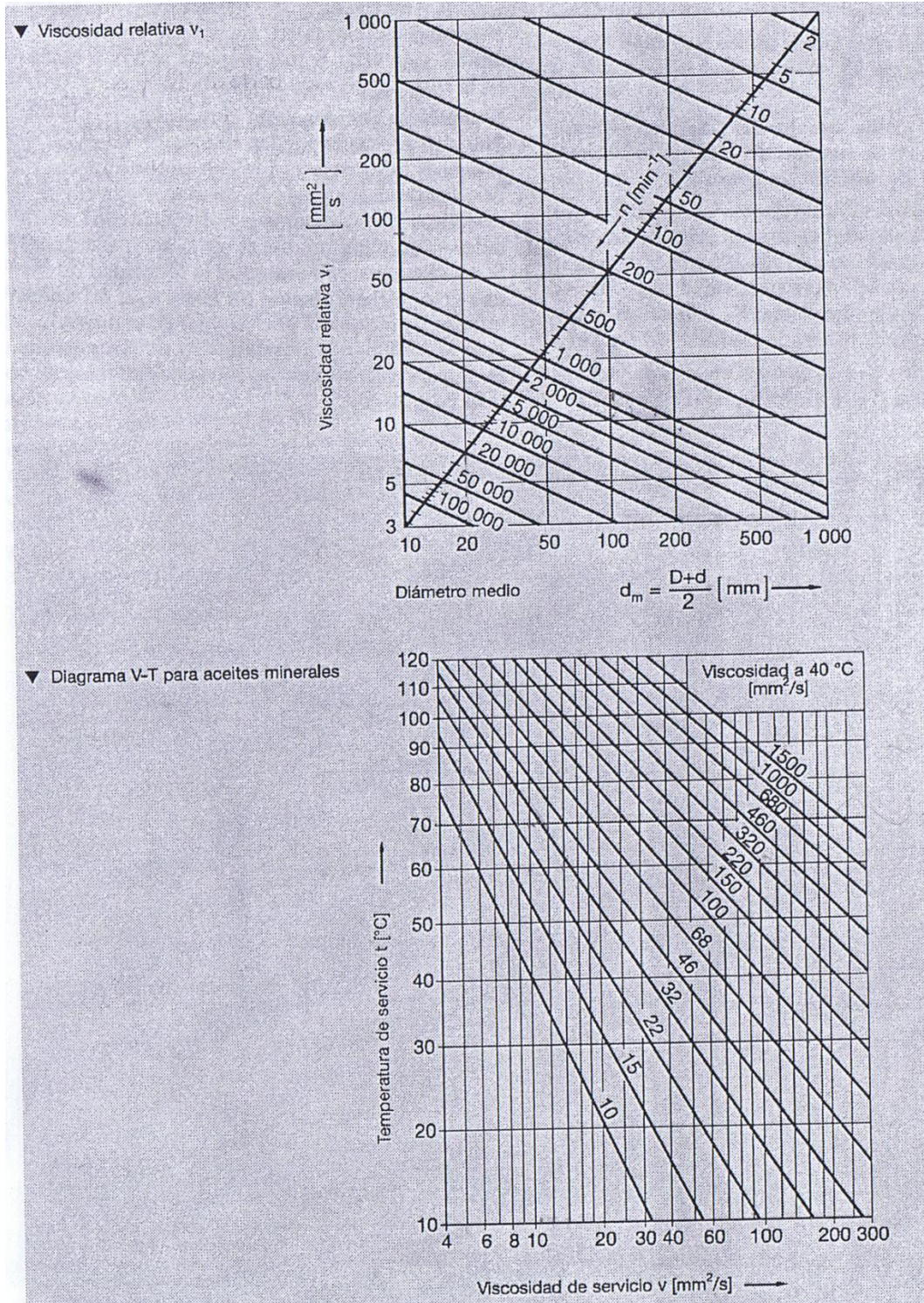
Clase	Intervalo de tamaños (inclusive) (mm)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (MPa)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (MPa)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (MPa)	Características del acero
4.6	M5-M36	225	240	400	Medio o bajo carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Medio o bajo carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	Medio o bajo carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	Medio o bajo carbono, templado y revenido
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Medio o bajo carbono, templado y revenido
10.9	M5-M36	830	940	1040	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220	De aleación, templado y revenido

Los grados y clases de los pernos se pueden distinguir de acuerdo con las marcas en la cabeza, tal como se muestra en las figuras 8.11 y 8.12.

Fuente: Shigley 2009.

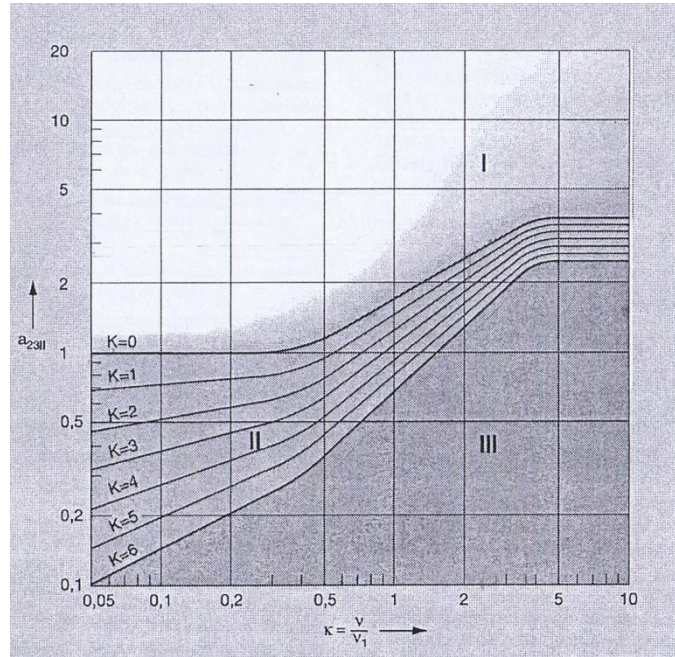
ANEXO B - FIGURAS

B-1 Viscosidad relativa y de servicio.



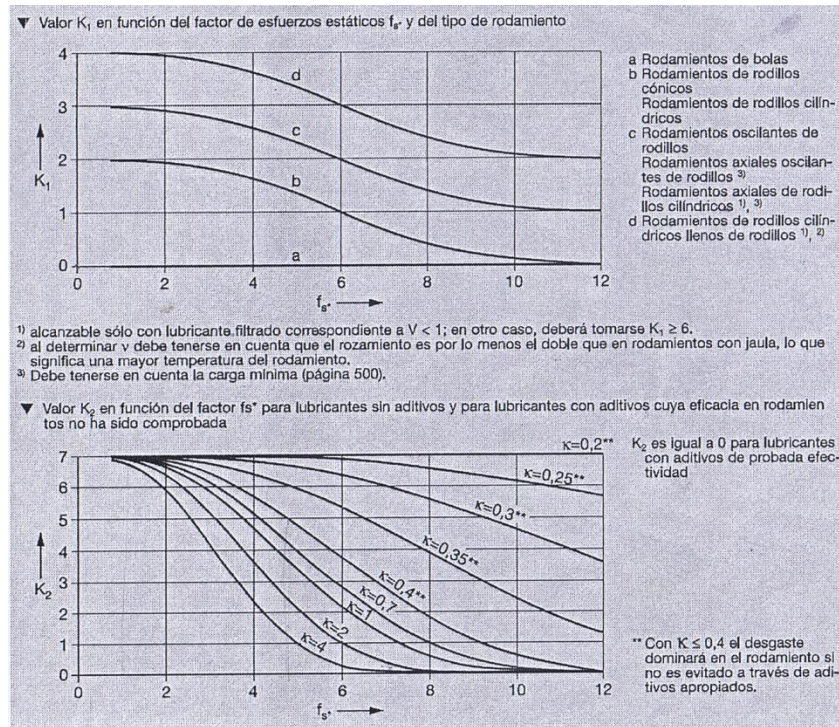
Fuente: Catálogo FAG.

B-2 Factor a_{23l}



Fuente: Catálogo FAG.

B-3 Factor de limpieza.



Fuente: Catálogo FAG.

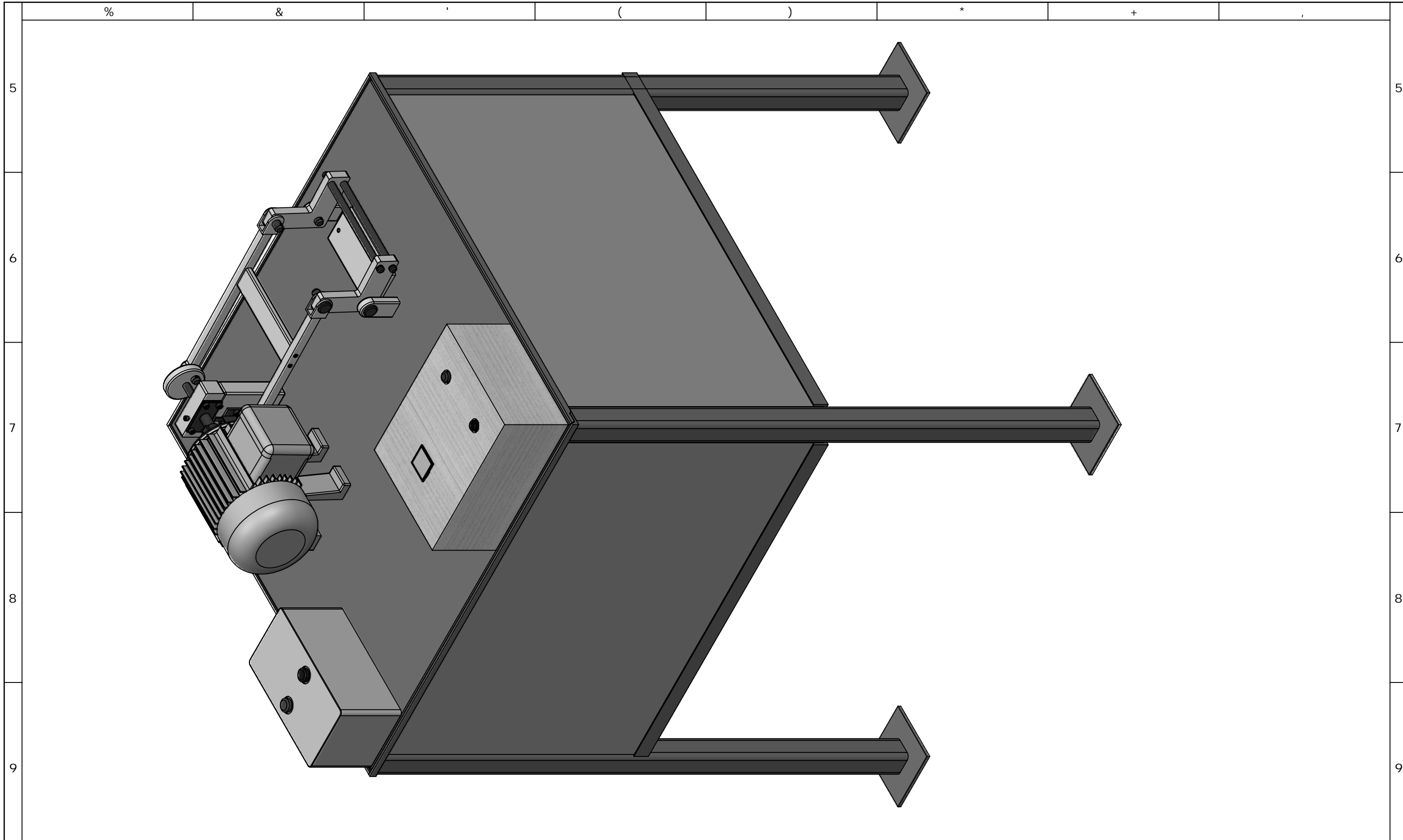
ANEXO C - FOTOS



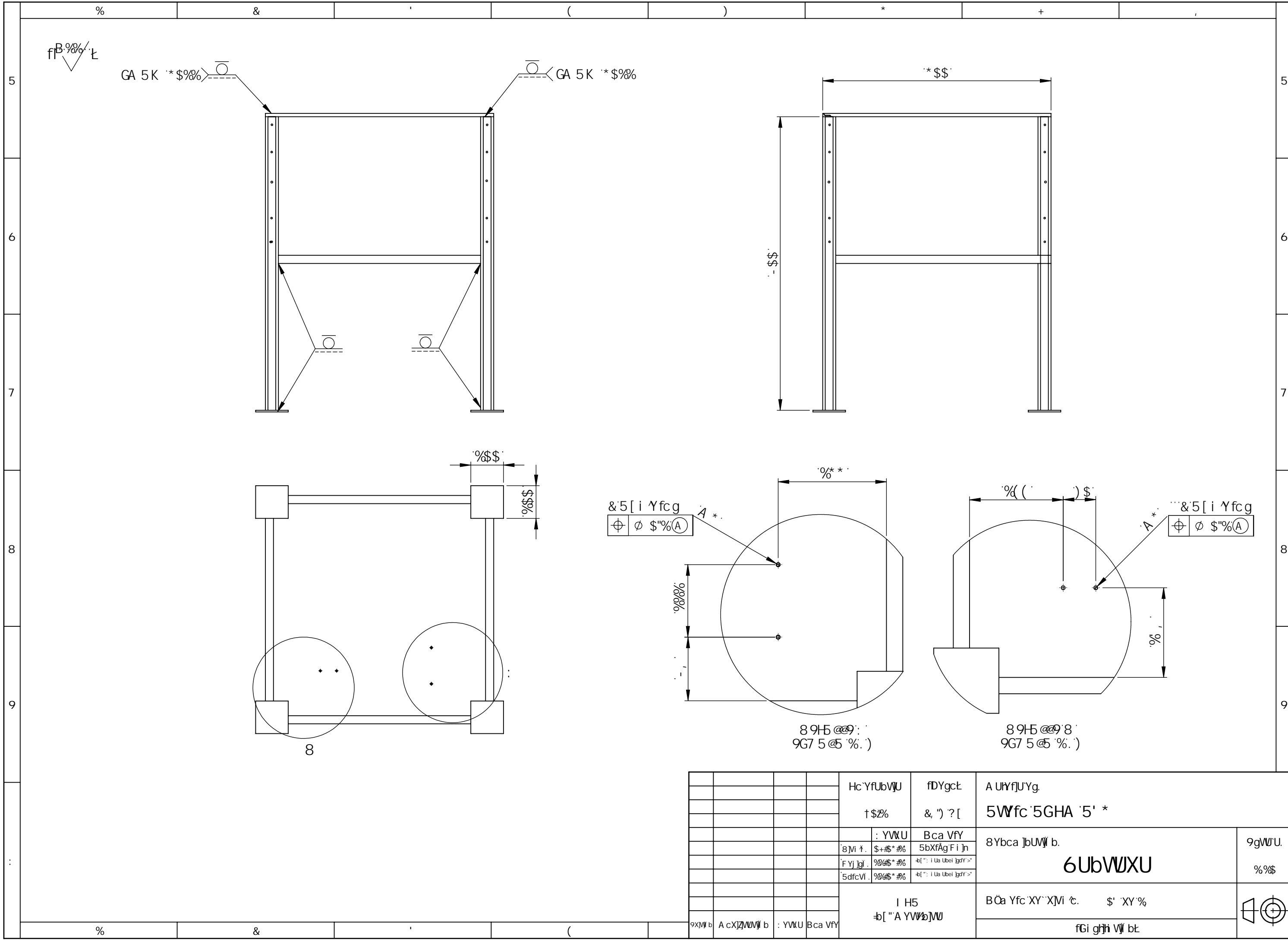




ANEXO D – PLANOS

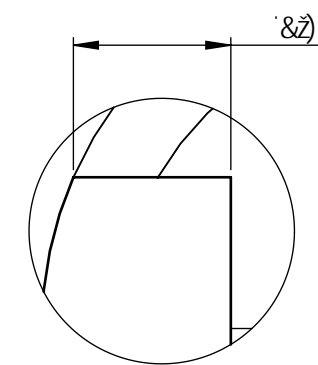
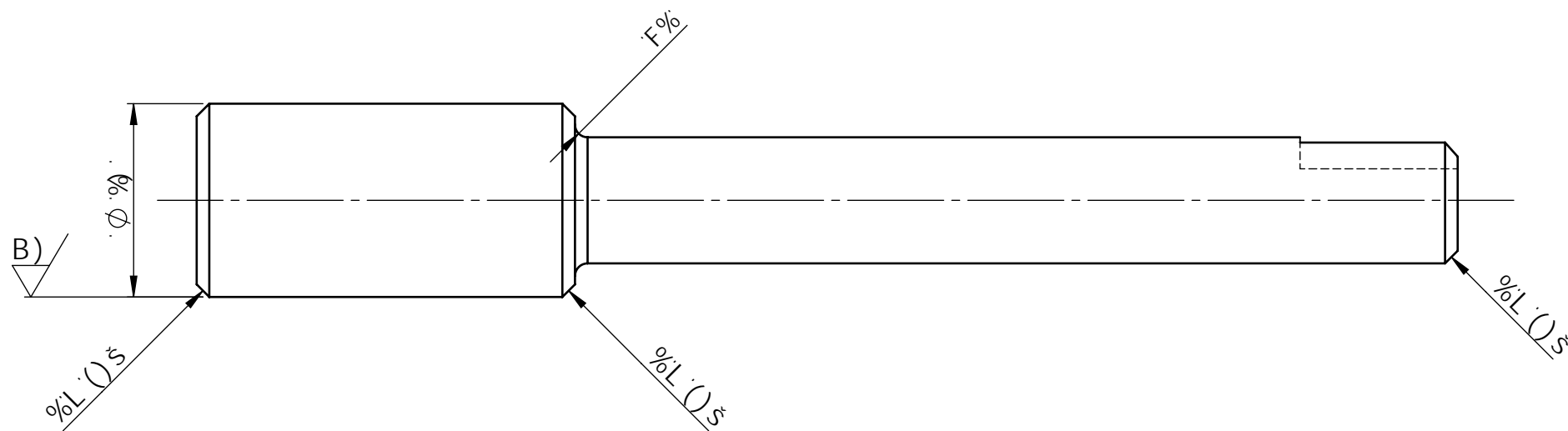
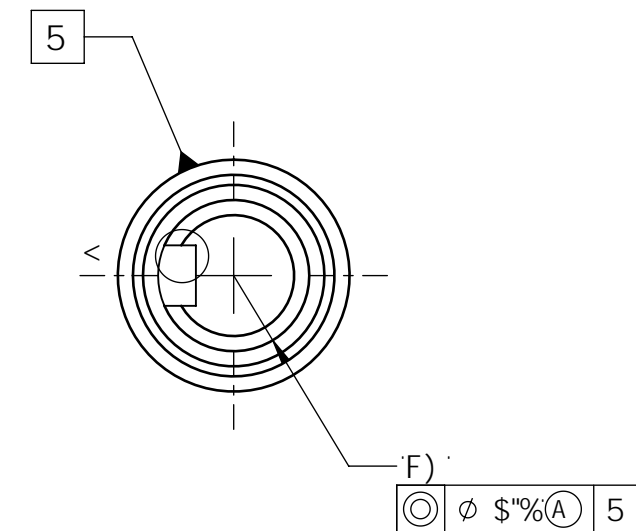
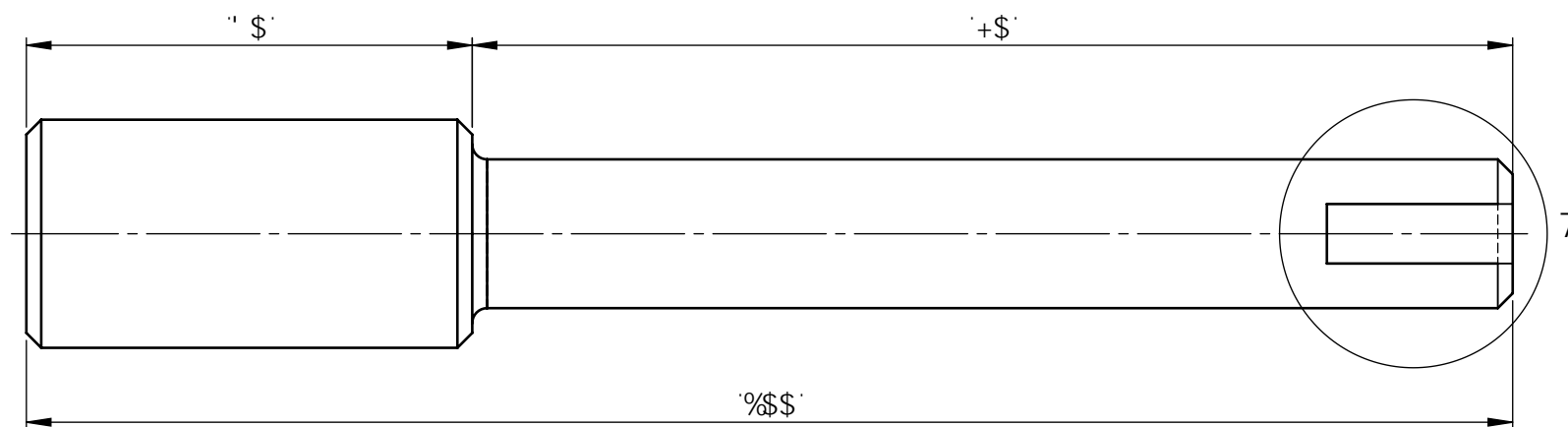


				Hc`YfUbVWU	fDYgct	A UHf]U'Yg.	
				†\$Z%	(&?[J Uf]cg	
					: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.
				8]Vi †.	\$+&#*%#	5bXfAg Fi]n	
				F Yj]g].	%&#* #%	↳["": i Ua Ubei]gdY >?	7 cb↑ bhc`5fa UXc
				5dfcVl.	%&#* #%	↳["": i Ua Ubei]gdY >?	
					I H5	BÖa Yfc`XY`X]Vi ¢. \$%XY`%	
					↳[" "A YWb]WJ		
				9xM] b	A cX]Z]WU] b	: YWU Bca VFY	fGi gh]h V] bL
							9gWU.
							%)
							⊕

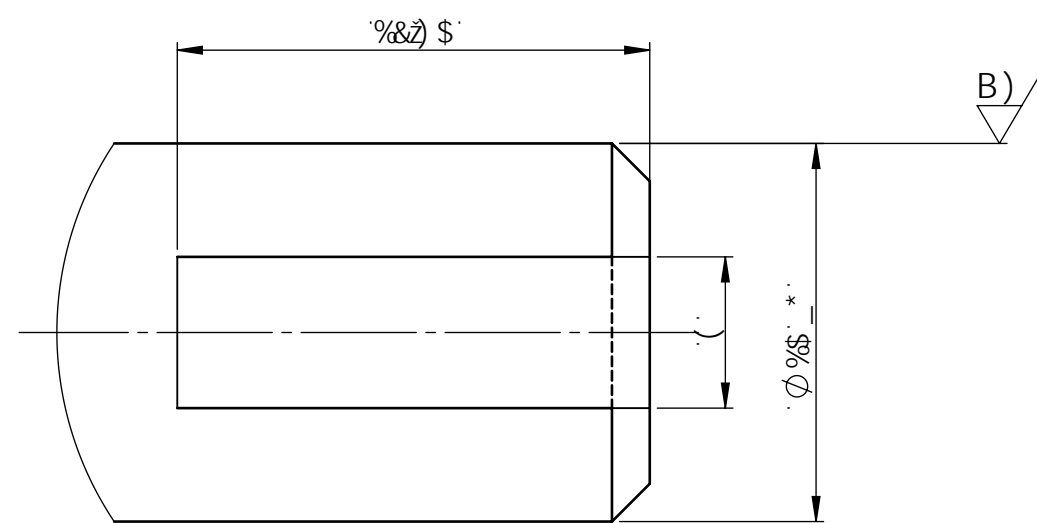


				Hc`YfUbVWU	fDYgcl	A UYf]UYg.	
				t\$Z%	& ,) ? [5Wfc`5GHA `5' *	
				: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.	9gWU.
				8]Vi t. \$+&\$* #%	5bXfAg Fi]n		
				F Yj]j . %%%* #%	#[" : i Ua Ubei]gdy >'		
				5dfcVI . %%%* #%	#[" : i Ua Ubei]gdy >'	6UbWUXU	
				I H5	BÖa Yfc`XY`X]Vi `c. \$` XY`%	fGi gh]h V] bL	
				-b["A YWb]W			
				9X]M] b A cX]Z]W] b : YWU Bca VFY		%	

f1 B+ t



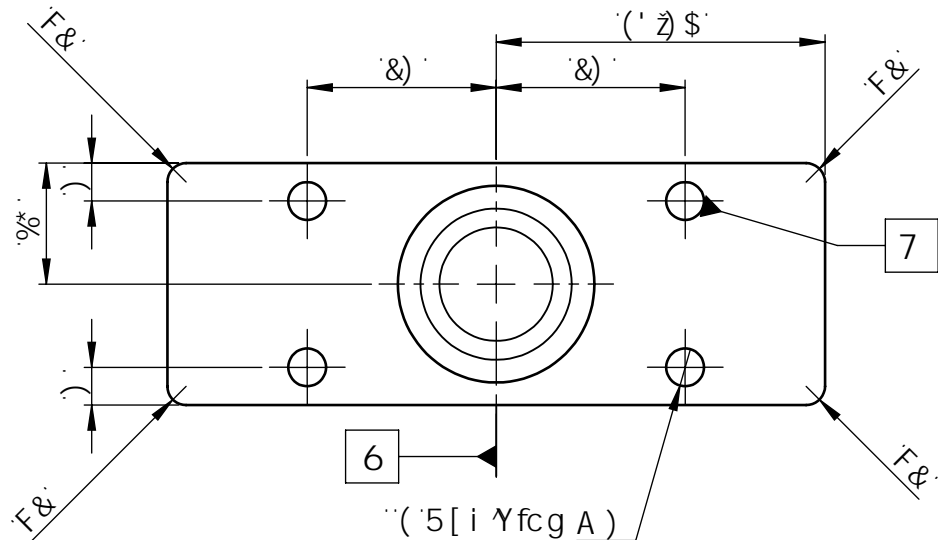
8 9 5 @ 9 <
9 7 5 @ 5 % \$. %



8 9 5 @ 9 7 <
9 7 5 @ 5 % \$. %

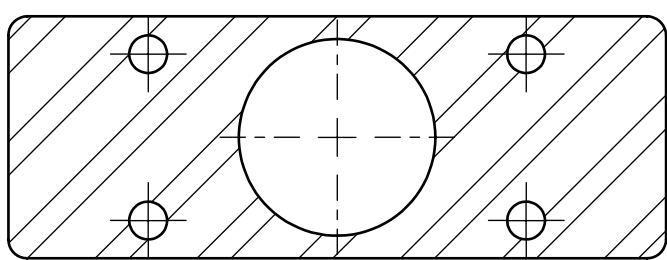
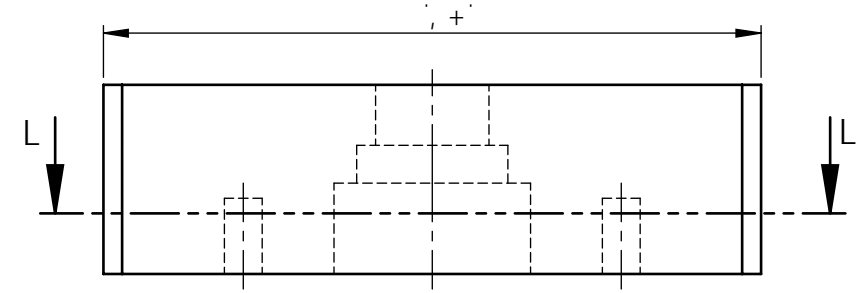
				Hc YfUbVU	fDYgct	A UYfJUYg	
				t \$Z%	\$" \$, * ? [5Wfc '5-G=%\$&\$	
				: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.	9Y
				8Mi t.	\$+ \$* #%	5bXfAg Fi]n	9gWU.
				F Yj]j.	%\$* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >"	& %
				5dfcVl.	%\$* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >"	
					I H5	BÖa Yfc XY XMi c.	\$(XY %
					b[" A YWb]WJ		
				9XM] b	A cX]Z]W] b	: YWU Bca VFY	fGi gh] V] bL

f1 B+ L

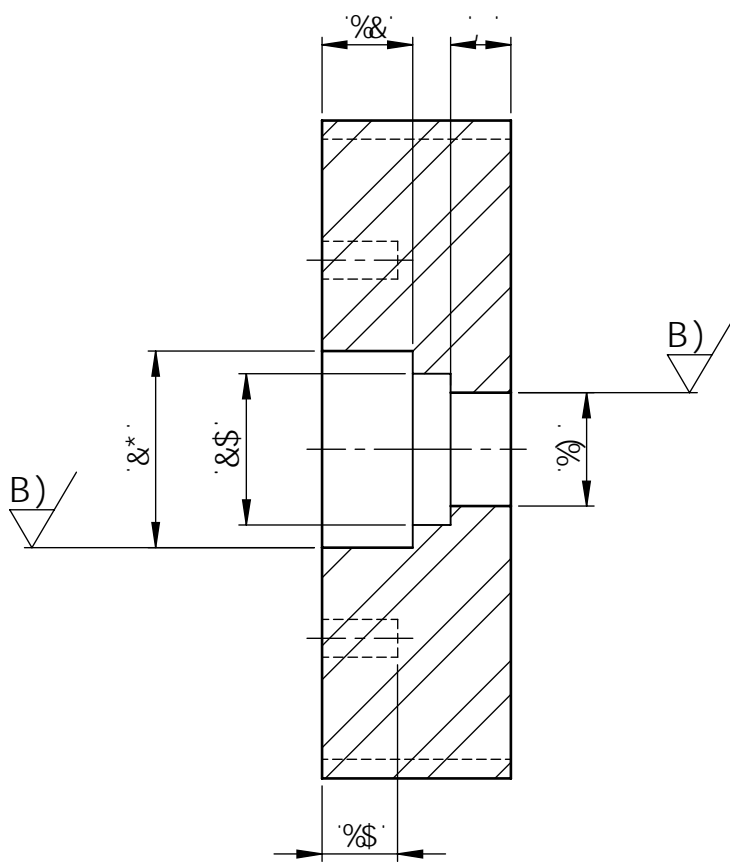
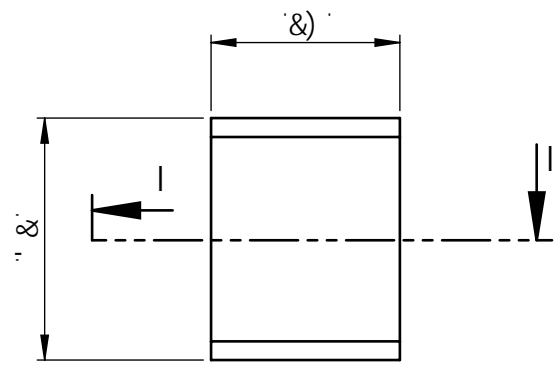


5 [i Yfcg A)

⊕	∅	\$"%A
/	∅	\$"% 7
≡		6



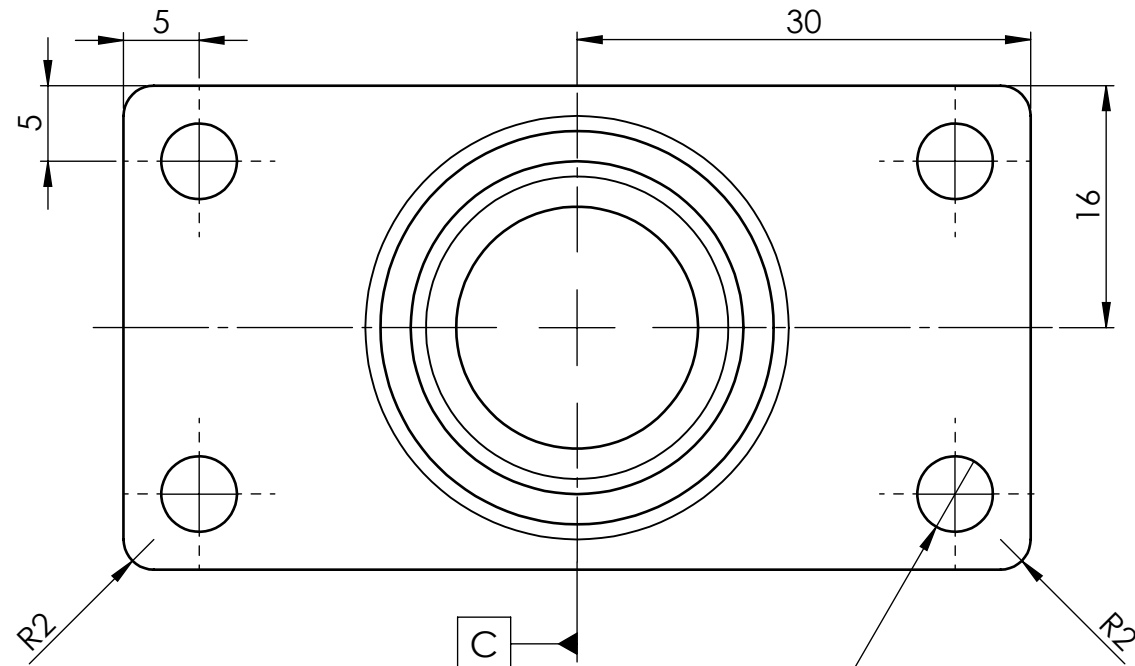
G97 7 € B ! L ! L
9G7 5 @ 5 % . %



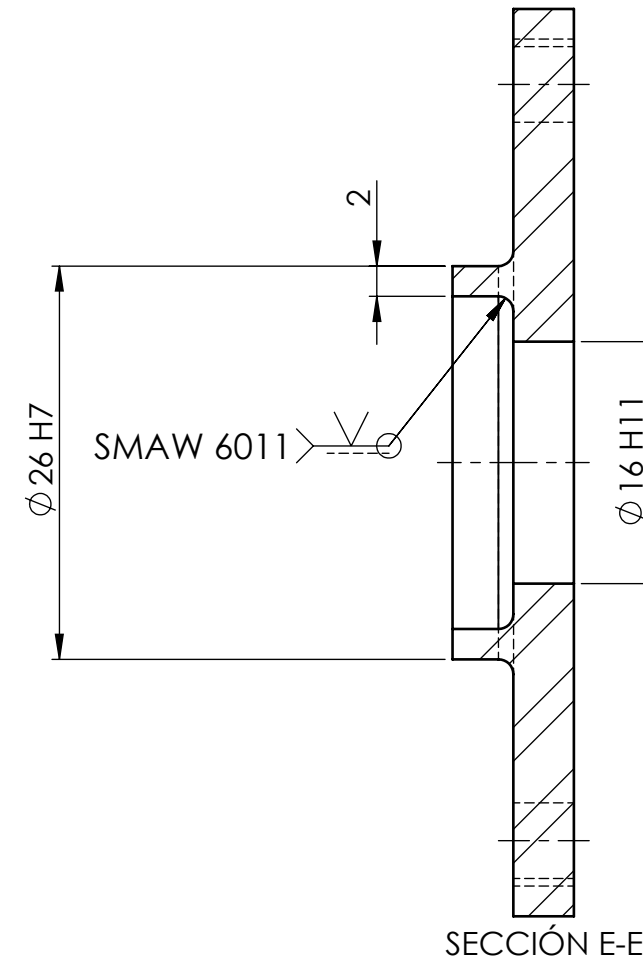
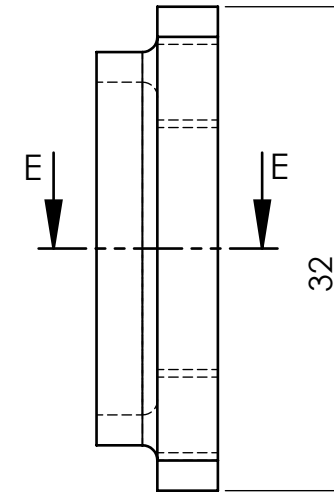
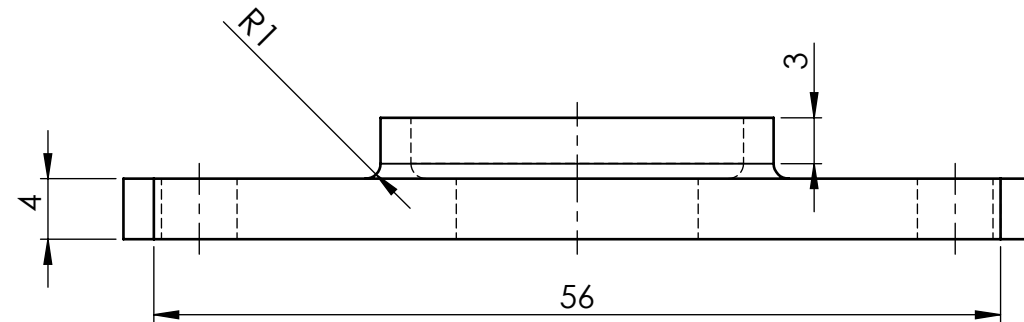
G97 7 € B ! L ! L
9G7 5 @ 5 % . %

				Hc`YfUbVWU	fDYgct	A UYf]UYg.	
				†\$Z%	\$(* (? [5Wfc`5GHA`5` *	
				: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.	
				8]vi †.	\$+&#`#%	5bXfAg fi]n	
				F Yj]g].	%&#`#%	b[" : i Ua Ubei]gdY >"	
				5dfcVl.	%&#`#%	b[" : i Ua Ubei]gdY >"	
				I H5		BÖa Yfc`XY`X]vi`c. \$) `XY`%	
				b[" A YWb]WU		fGi gh]h V] bL	
9x]M] b	A cX]Z]WU] b	: YWU	Bca VFY			9gWU.	
						7\i a UWfU	
						& %	

(N7/)



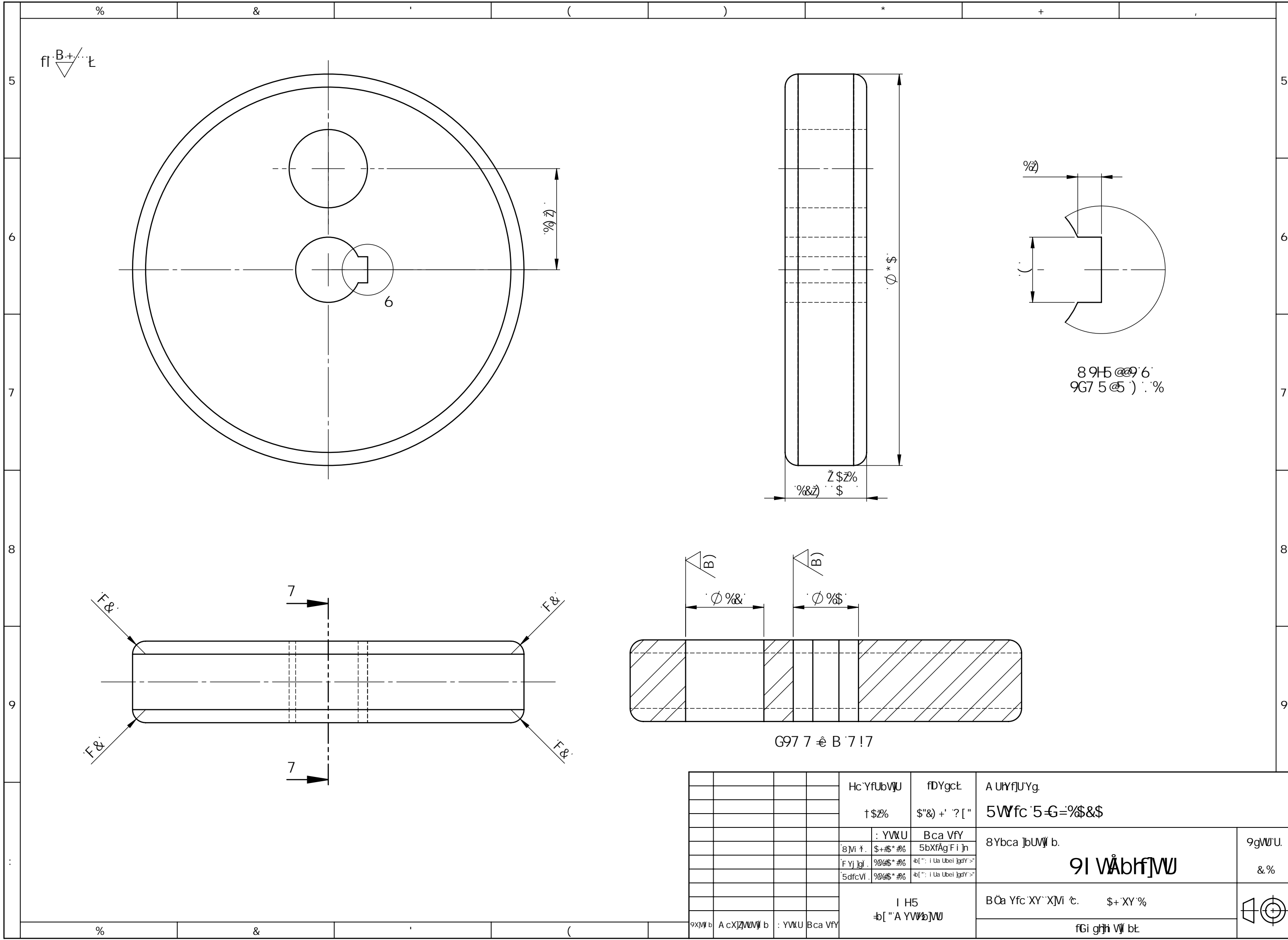
4 Agujeros M5
 $\phi \phi 0.1 (M)$
 $\equiv C$



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	0.056 Kg	Acero ASTM A36	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	07/06/13	Andrés Ruiz	
				Revisó:	11/06/13	Ing. Guamanquispe J.	
				Aprobó:	11/06/13	Ing. Guamanquispe J.	
				UTA		Número del dibujo: 06 de 18	
				Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Escala:	
						2:1	

Tapa de Chumacera





f1 B+ L

Z \$ Z%

∅ * \$

Z

8 9 1 5 @ 9 6
9 G 7 5 @ 5) . %

Z \$ Z%

% & Z

\$

B

B

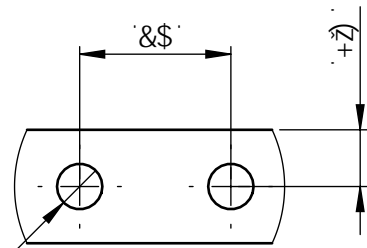
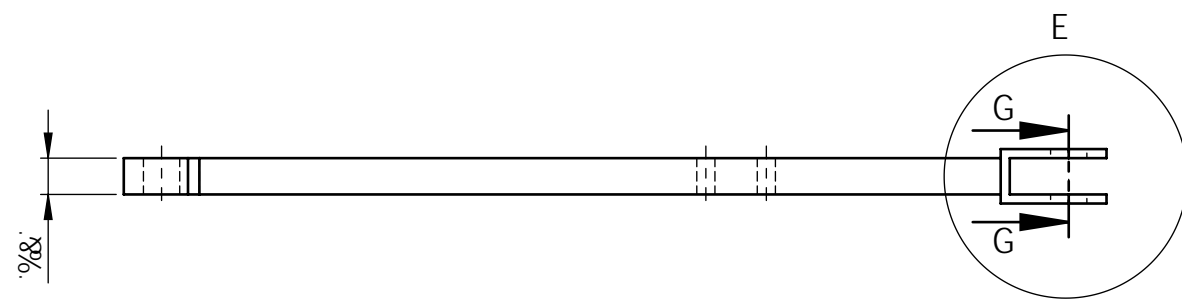
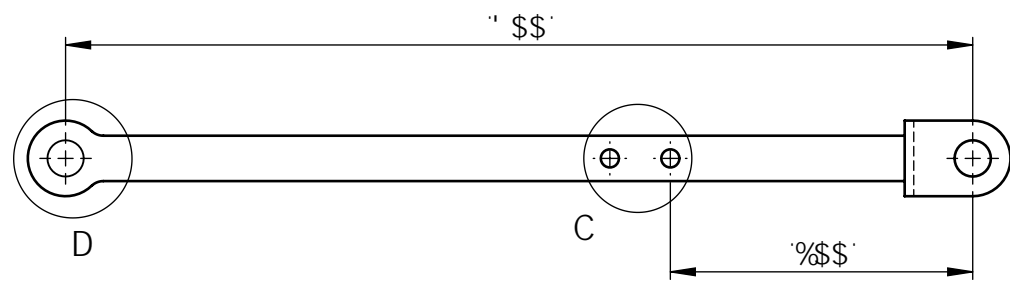
∅ % &

∅ % \$

G97 7 e B 7 ! 7

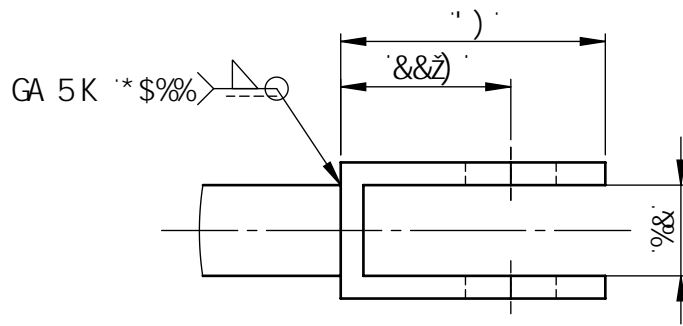
				Hc`YfUbVWU	fDYgct	A UHYf]UYg.	
				t \$ Z%	\$"&)' ?["	5Wfc'5-G=%\$&\$	
				: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.	9gWU.
				8Mi t. \$+&#*#%	5bXfAg Fi]n		
				F Yj]g]. %&#*#%	b["": i Ua Ubei]gdY >"		
				5dfcVI. %&#*#%	b["": i Ua Ubei]gdY >"	9I VÅbhf]WU	
				I H5	b[" "A YWb]WU	BÖa Yfc`XY`X]Vi c. \$+XY`%	⊕
				9xM] b A cX]Z]WU] b : YWU Bca VFY		fGi gh]h V] bL	

fl B+ / t

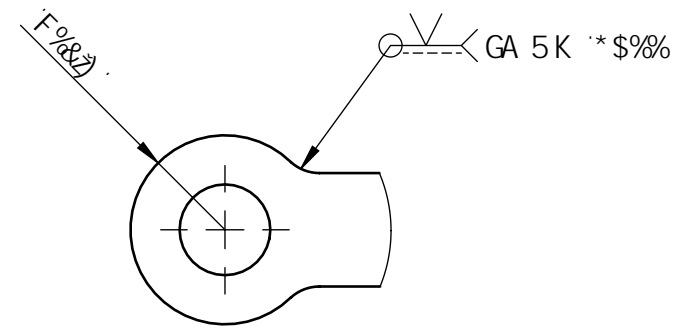
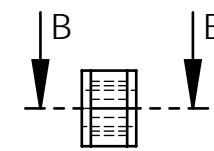


8 9 H 5 @ 9 C
9 G 7 5 @ 5 % . %

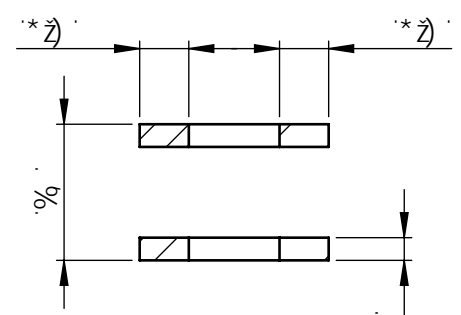
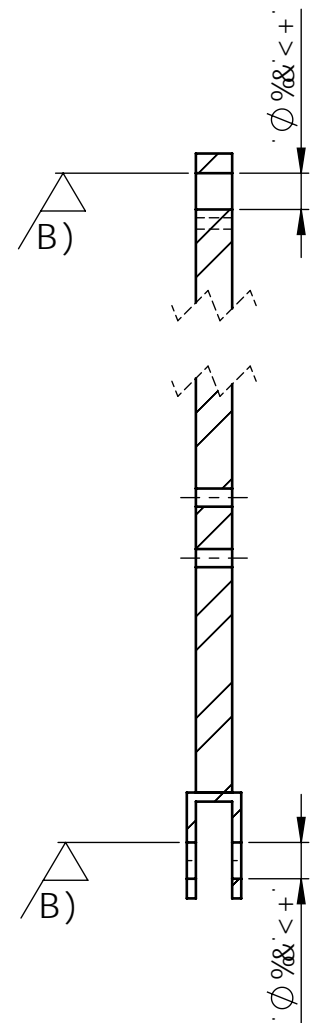
⊕ ∅ \$ % (A)



8 9 H 5 @ 9 E
9 G 7 5 @ 5 % . %



8 9 H 5 @ 9 D
9 G 7 5 @ 5 % . %



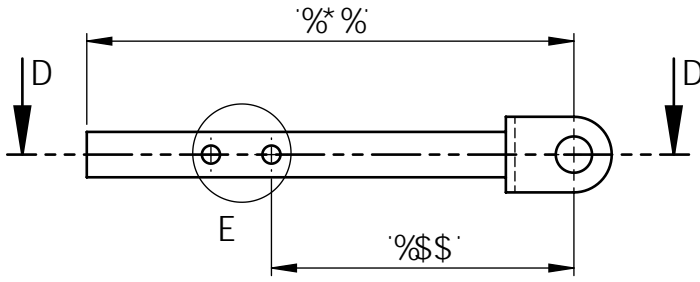
G 9 7 7 @ B G G
9 G 7 5 @ 5 % . %

G 9 7 7 @ B B B
9 G 7 5 @ 5 % . %

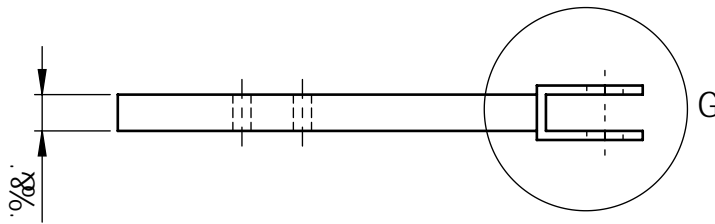
				Hc YfUbVU	fDYgct	A UYfJUYg	
				t \$Z%	\$"() ?[5Wfc 5GHA '5' *	
				: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUM] b.	9gWU.
				8Mi t.	\$+ \$* #%	5bXfAg Fi jn	6]YU
				F Yj]j.	% \$* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >"	
				5dfcVl.	% \$* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >"	
				I H5	b[" "A YWb]WJ	BÖa Yfc XY XVi c. \$, XY %	⊕
				9X]M] b	A cX]Z]W]M] b : YWU Bca VFY	fGi gh]h V] bL	

fl $\frac{B+}{t}$

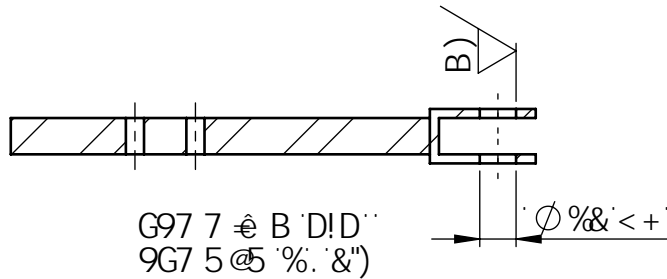
5



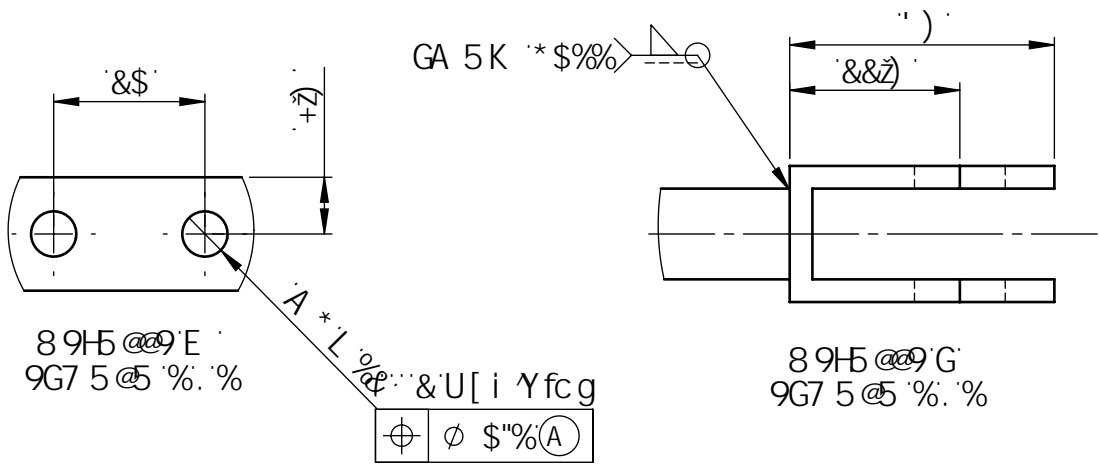
6



7



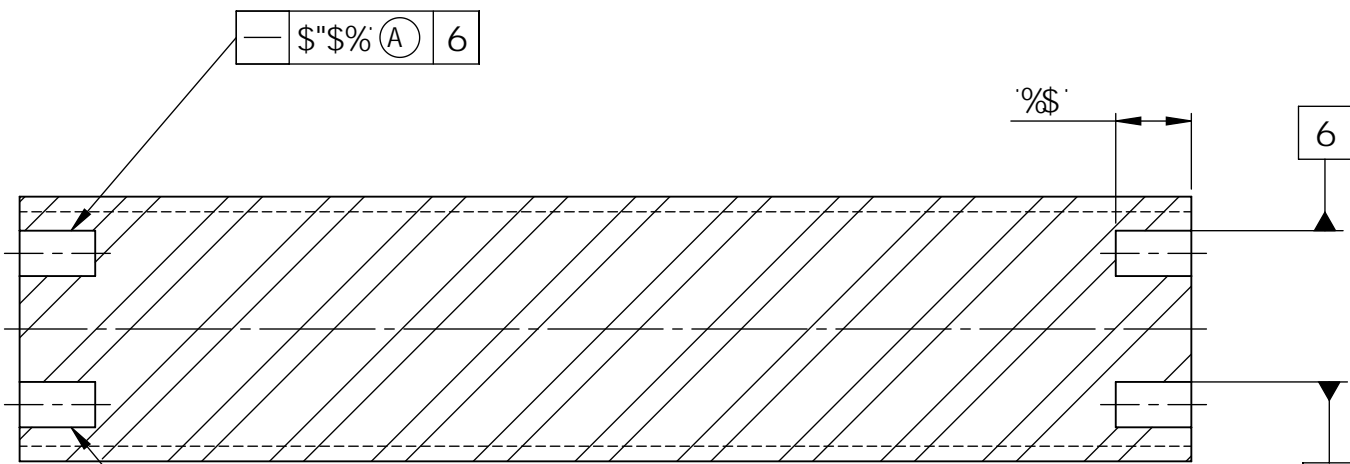
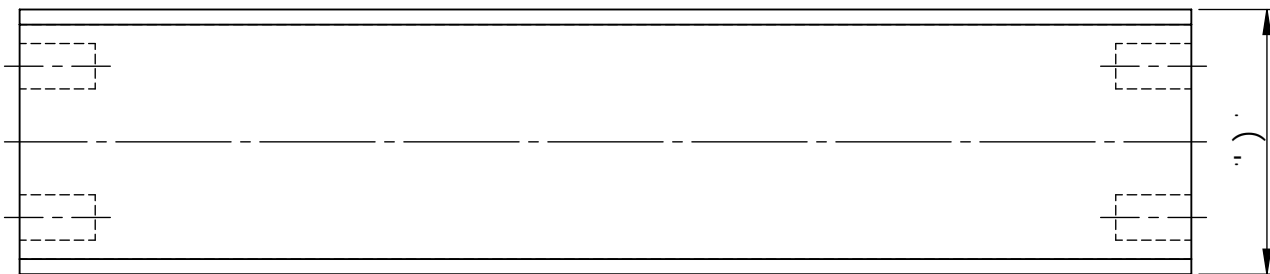
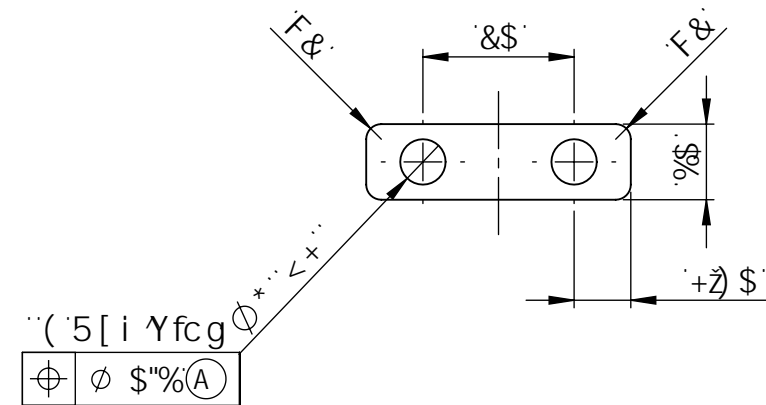
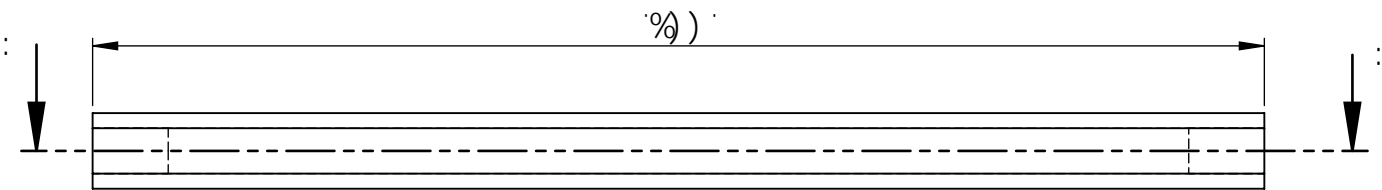
8



9

				Hc YfUbvWU	fDYgct	A UHfjUYg	
				†\$Z%	\$"&)? [5Wfc '5GHA '5' *	
				: YWU	Bca VfY	8Ybca]bUW] b.	9gWU.
				8]M i . \$+ # \$* #%	5bXfAgFi]n	6]Y'U'XY'5Wcd'Y	%&ž)
				F Yj]gj . %/G\$* #%	±[" ; i Ua Ubei]gdY >"		
				5dfcVl . %/G\$* #%	±[" ; i Ua Ubei]gdY >"		
				I H5	±["'A YWb]WU	BÖa Yfc 'XY'X]Mi 'c. \$- XY%	
9xM] b	A cX]Z]W]V] b	: YWU	Bca VfY		fGi gh]h V] bL		

fl B.+.t

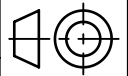


G97 7 ê B : !:

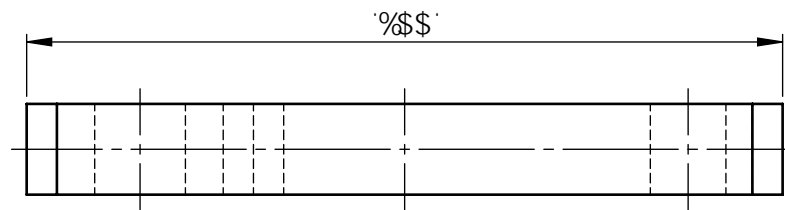
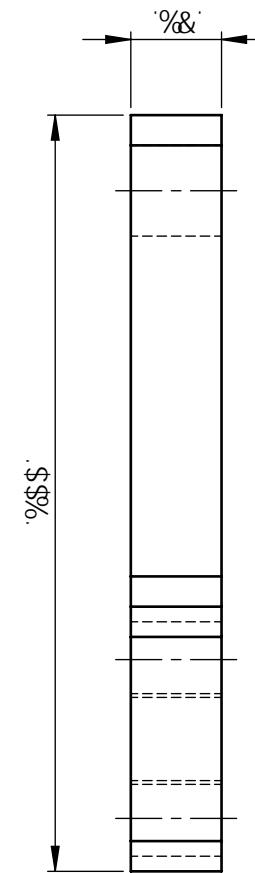
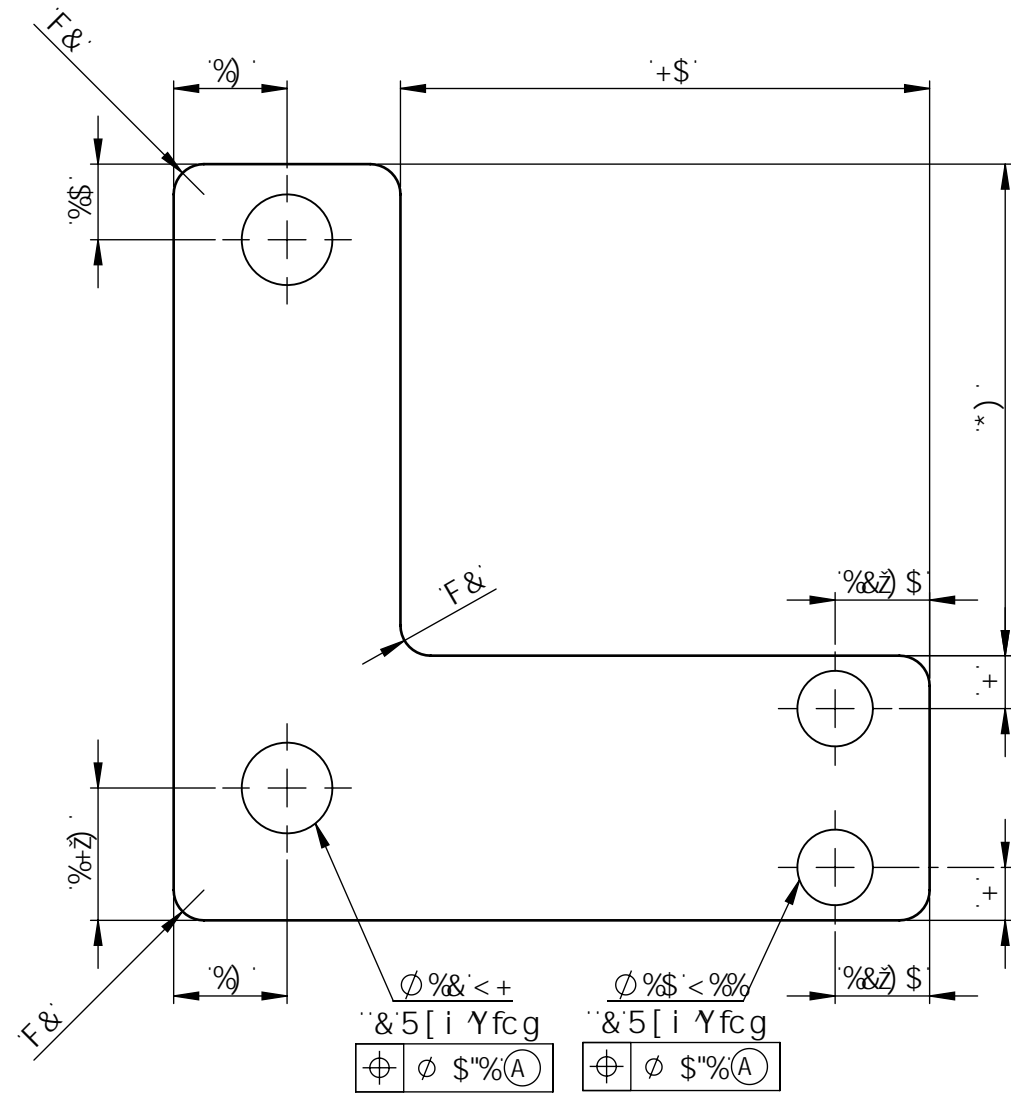
— \$" \$% (A) 6

— \$" \$% (A) 7

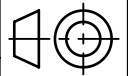
				Hc`YfUbVWU	fDYgçŁ	A UHfJUYg.	
				†\$Z%	\$"(%) ?[5Wfc`5GHA `5' *	
				: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.	9gWU.
				8Mi †. \$+&\$* #%	5bXfAg Fi]n		
				F Yj]g]. %&\$* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >*	5Wçd`Y`YbhfY`V]Y`Ug	
				5dfcVl. %&\$* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >*		
				I H5		BÇa Yfc`XY`X]Vi ç.	%\$`XY`%
				b[" "A YWb]WJ		fGi gh]h V] bŁ	
9xM] b	A cX]Z]W] b	: YWU	Bca VFY				



fl B.± t



				Hc`YfUbVWU	fDYgct	A UHfJUYg.		
				†\$Z%	\$"(+- ?["	5Wfc`5GHA`5' *		
					: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.	
				8]Vi †.	\$+&#* #%	5bXfAg Fi]n		DU`UbWU
				F Yj]g].	%&#* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >"		
				5dfcVl.	%&#* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >"	9gWU.	
							%%	
				I H5	b[" "A YWb]WU	BÖa Yfc`XY`X]Vi`c. %&XY`%		
				9x]M] b	A cX]Z]WU] b	: YWU	Bca VFY	
							fGi gh]h V] bL	



fl B.±/ t

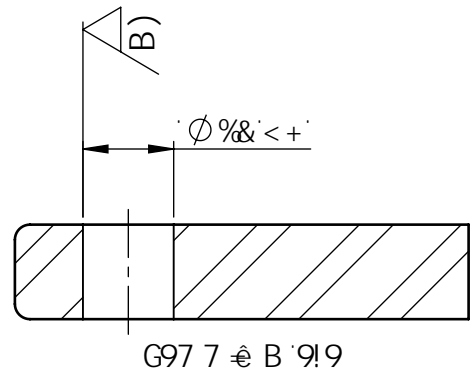
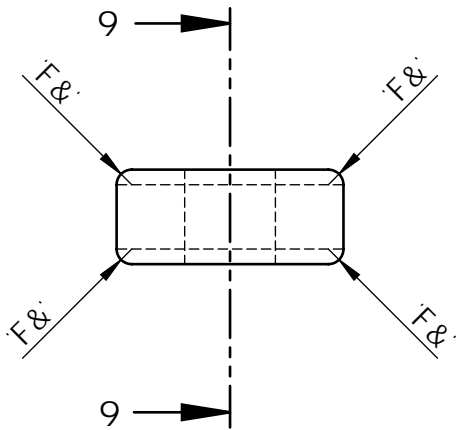
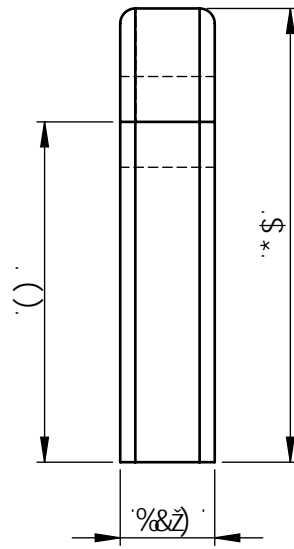
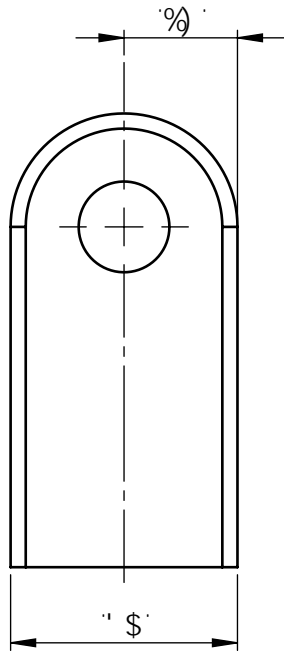
5

6

7

8

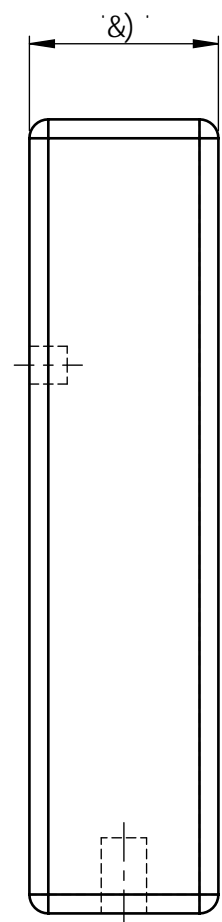
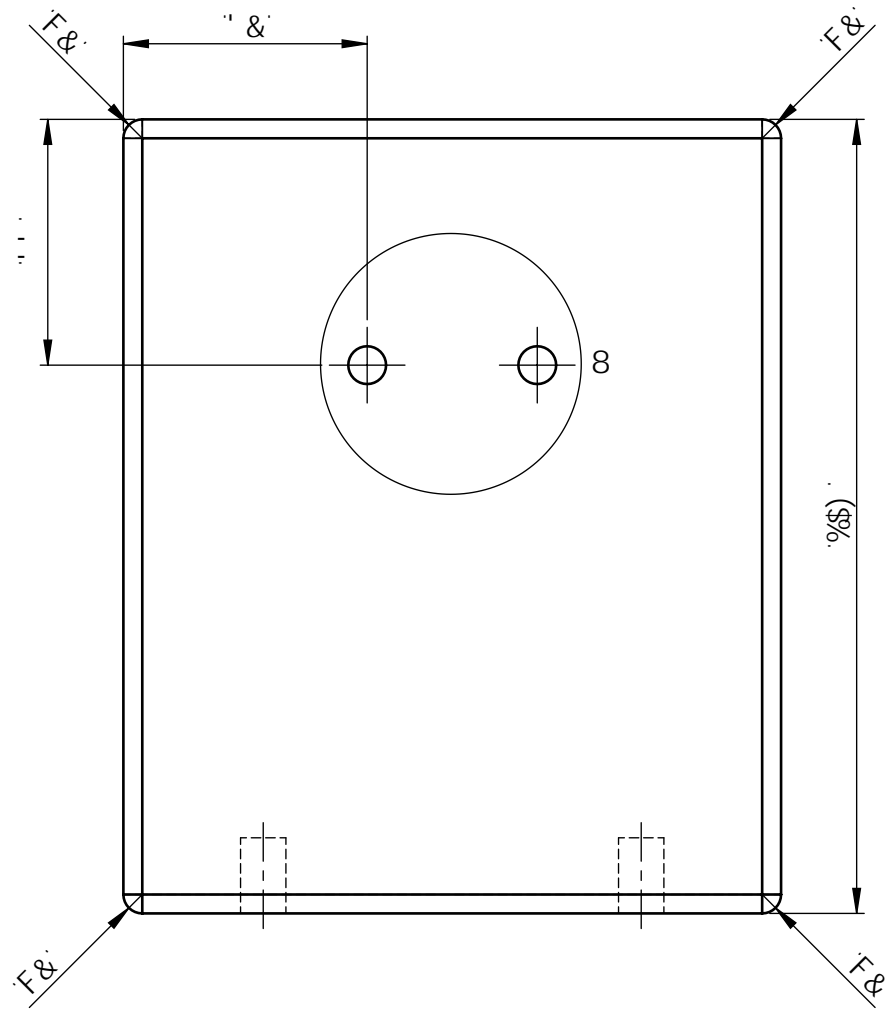
9



				Hc YfUbvWU	fDYgct	A UHvfJU'Yg	
				† \$Z%	\$"%) ?[5Wfc '5GHA '5' *	
				: YWU	Bca VfY	8Ybca]bUW] b.	9gWU.
				8]vi †. \$+ # \$ * # %	5bXfAg'F i]n	GcdchY 'XY' DU'UbWU	
				F Yj]gj . %/ \$ * # %	±[" ; i Ua Ubei]gdY >		
				5dfcVl . %/ \$ * # %	±[" ; i Ua Ubei]gdY >"		
				I H5	±[" A YWb]WU	BÖa Yfc 'XY' X]vi 'c. %& XY %	
9xM] b	A cX]Z]WV] b	: YWU	Bca VfY	fGi gh]i V] b t			

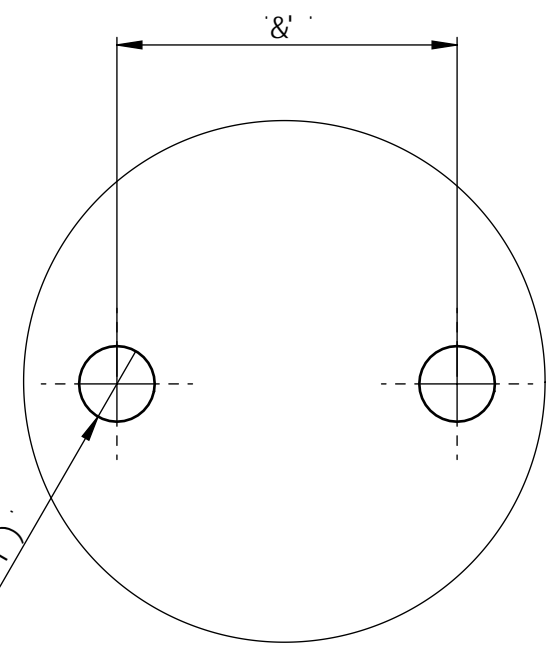
%	&	.	()	*	+	,	
5								5
6								6
7								7
8								8
9								9
%	&	.	()	*	+	,	

ff · B.± · t



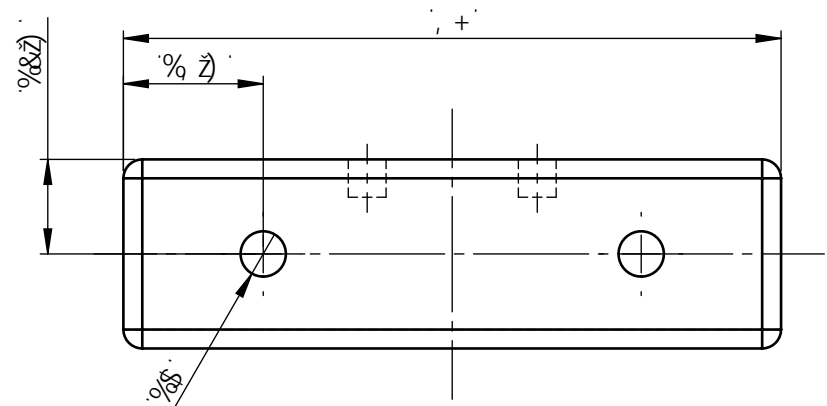
&5 [i Yfcg · A) ()]

⊕ ∅ \$ "% (A)



8 9 H @ 9 ' 8 '

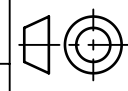
9 G 7 5 @ 5 ' & ' %



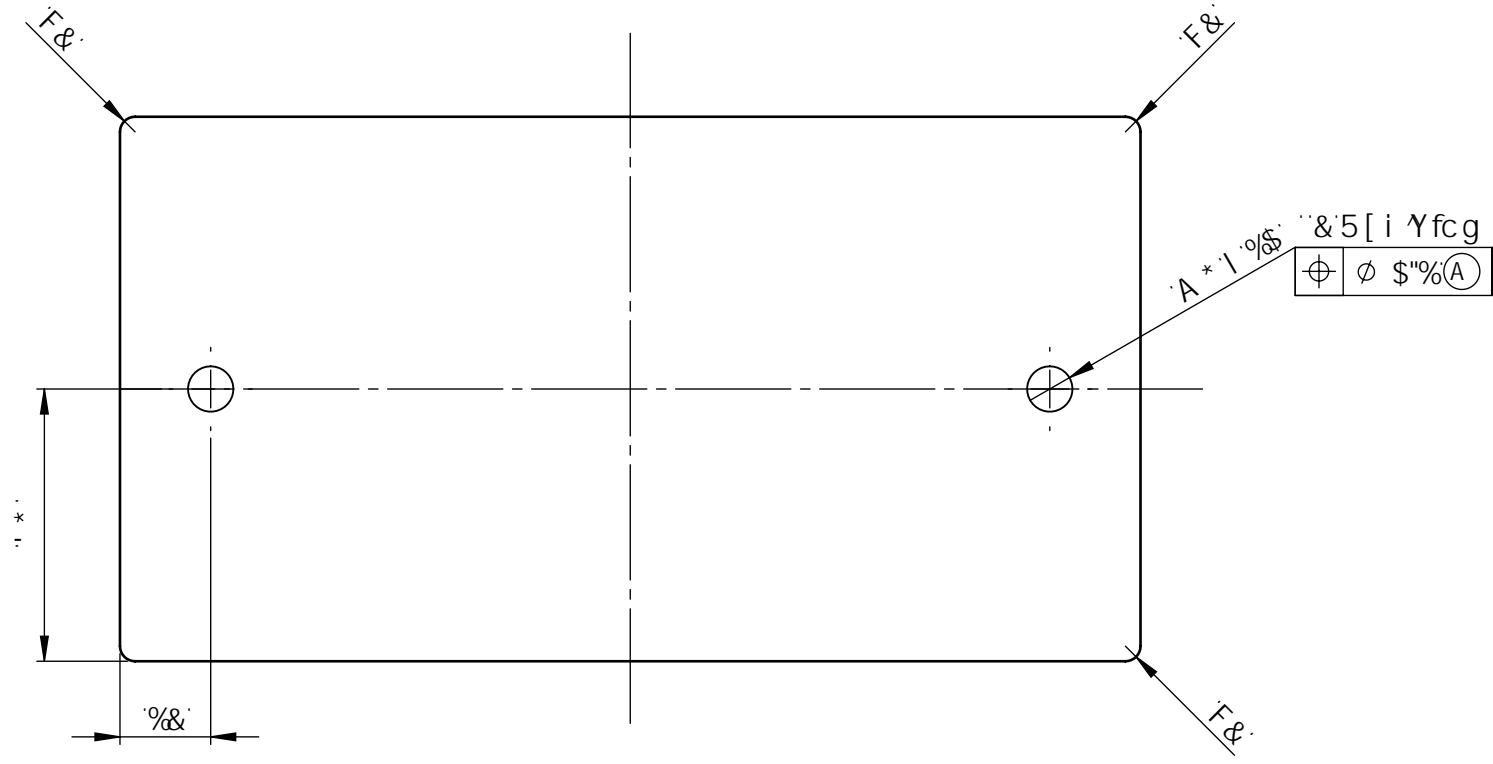
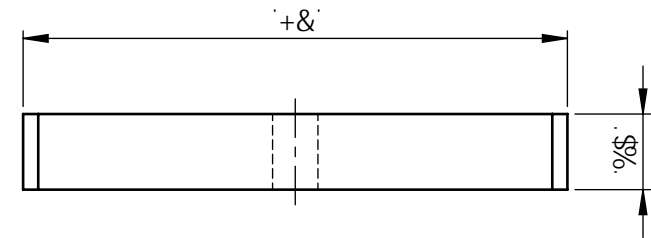
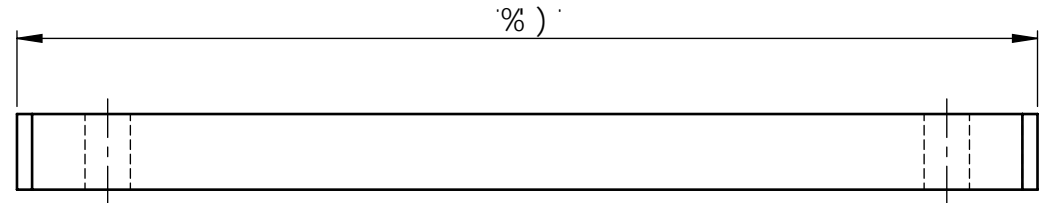
&5 [i Yfcg · A * | ' % ()]

⊕ ∅ \$ "% (A)

				Hc YfubVU	fDYgct	A UYfJU'Yg.	
				t \$Z%	%+, - ?[5Wfc '5GHA '5' *	
				: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.	
				8Mi t. \$+ \$* #%	5bXfAg Fi]n	9gWU.	
				F Yj]g]. % % \$* #%	⊕ [" [i Ua Ubei]gdY >"	6UgY 'XY' 'U' WXi a UWfU	
				5dfcVl. % % \$* #%	⊕ [" [i Ua Ubei]gdY >"	%	
				I H5		BÖa Yfc 'XY' 'X]Vi 'c. % 'XY' %	
				⊕ [" A YWb]W		fGi gh] W] bL	
9xM] b	A cX]Z]WU] b	: YWU	Bca VFY				

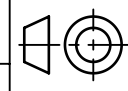


fi B.t / t

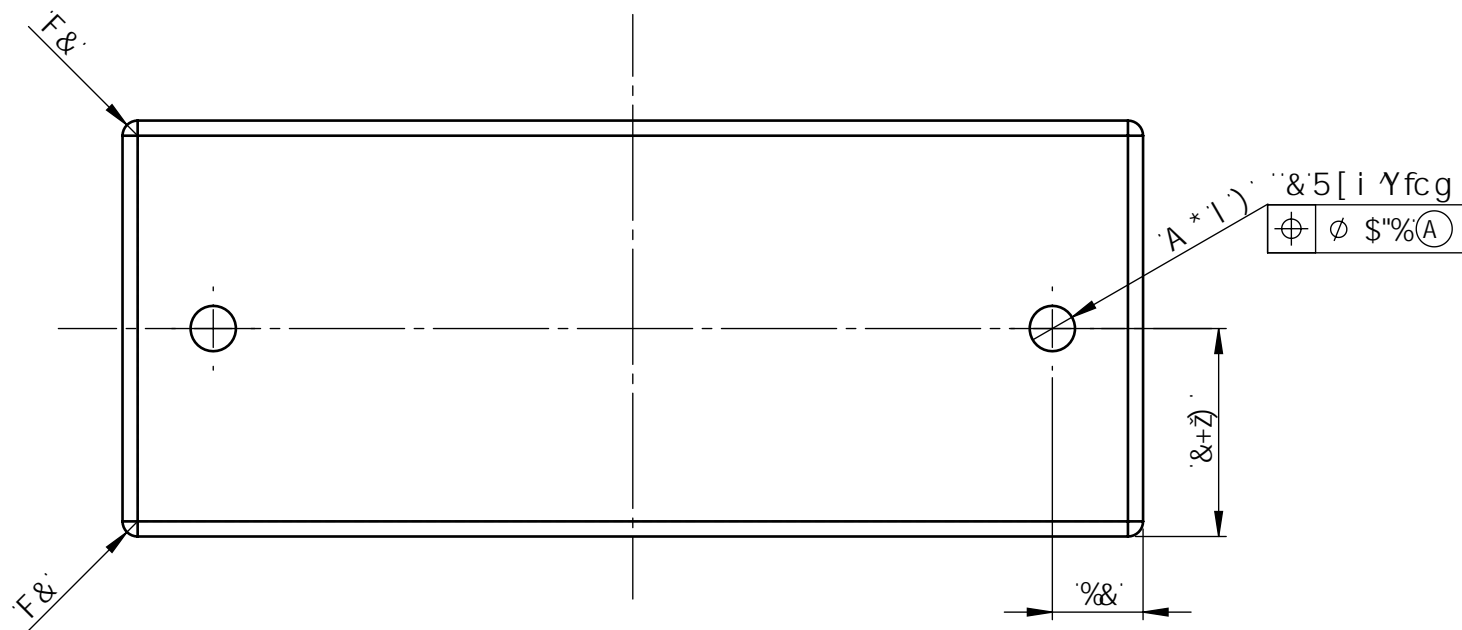
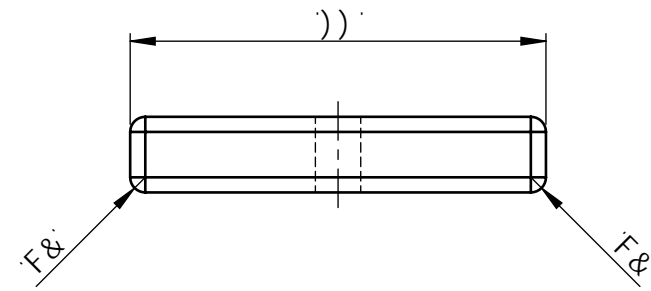
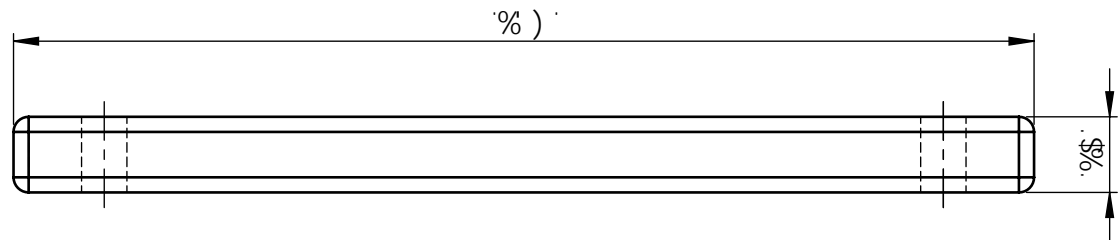


A * i %\$: & 5 [i Yfcg

				Hc`YfUbVU	fDYgcŁ	A UYf]U'Yg.	
				†\$Z%	\$"+*' ?[5Wfc'5GHA '5' *	
				: YWU	Bca VFY	8Ybca]bUW] b.	9gWU.
				8Mi †. \$+&* #%	5bXfAg Fi]n		
				F Yj]j. %& \$* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >†		
				5dfcVl. %& \$* #%	b[" : i Ua Ubei]gdY >†	D`UW] GcdcfHY	
				I H5	b[" "A YWb]WJ	BÖa Yfc`XY`X]Vi ċ.	% (XY`%`
				9XM] b A cX]Z]W] b : YWU Bca VFY		fGi gh]h V] bŁ	



fl B.+/L



				Hc`YfUbVWU	fDYgct	A UYf]U`Yg.	
				t`\$Z%	\$),`?[5Wfc`5GHA `5'`*	
				: YWU	Bca VfY	8Ybca]bUW] b.	9gWU.
				8]Vi t. \$+`\$*`#%	5bXfAg Fi]n		
				F Yj]gj.	%`\$*`#%	D`UW]`Yb`U`gi Y`U	
				5dfcVI.	%`\$*`#%		
					I H5	BÖa Yfc`XY`X]Vi`c. %`XY`%	
				9X]M] b A cX]Z]W]M] b : YWU Bca VfY	-b[``A YW]b]WJ		
						fGi gh]h V] bL	

%

&

,

(

f1 · B.t / t

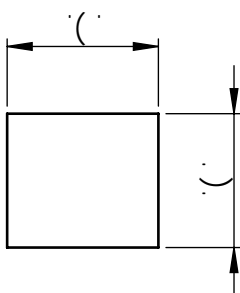
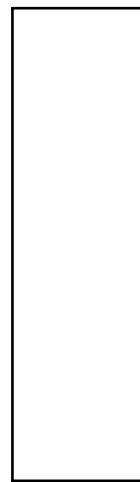
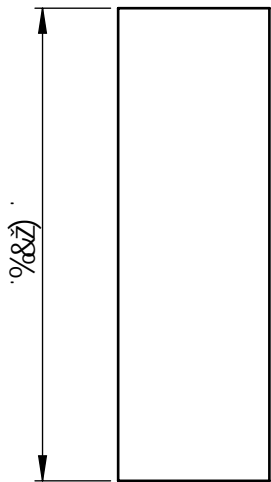
5

6

7

8

9



				Hc`YfUbvWU	fDYgcŁ	A UHfjUYg		
				†\$Z%	%(' [f"	5Wfc`5-G=%\$&\$		
				: YWU	Bca VfY	8Ybca]bUWŹ b.	9gWU.	
				8]Mi Ź. \$+#\$*#%	5bXfAgFi]n		7 \ Uj YHfc).%
				F Yj]gj . %/6\$*#%	±b[": i Ua Ubei]gdY>"			
				5dfcVl . %/6\$*#%	±b[": i Ua Ubei]gdY>"	BÖa Yfc`XY`X]Mi ċ. %*`XY`%		
9xMŹ b	A cX]Z]WVŹ b	: YWU	Bca VfY	I H5	±b["A YWb]WU	fGi gh]h VŹ bŁ		

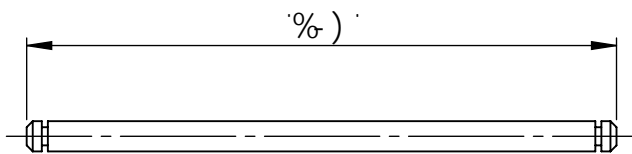
%

&

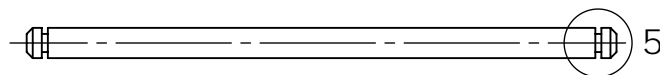
(

f1 B.±/...Ł

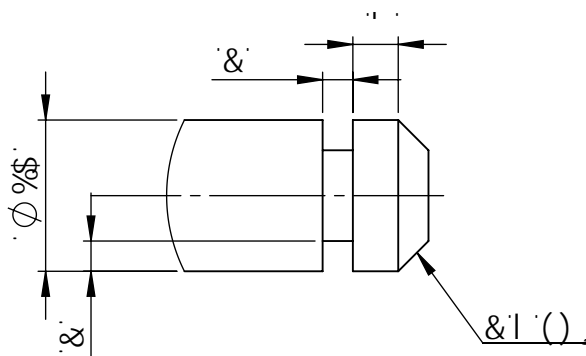
5



6



7



8

8 9 H5 @ 9.5
 9 G7 5 @ 5 & . %

9

				Hc`YfUbvWU	fDYgcŁ	A UHfjUYg.	
				†\$Z%	\$*%6? [5Wfc`5-G=;%\$&\$	
				: YWU	Bca VfY	8Ybca]bUW] b.	
				8]Mi ĩ. \$+#\$* #%	5bXfAgF i]n	9gW]U.	
				F Yj]gj . %/6\$* #%]b[" ; i Ua Ubei]gdY>^"	F cX]`c`XY`gi`YW] b	
				5dfcVĪ . %/6\$* #%]b[" ; i Ua Ubei]gdY>^"	%&ž)	
				I H5	5b["A YW]b]WU	BÖa Yfc`XY`X]Mi ĩ. %ot`XY`%	
9xM] b	A cX]Z]WV] b	: YWU	Bca VfY			fGi gh]h V] bŁ	

%

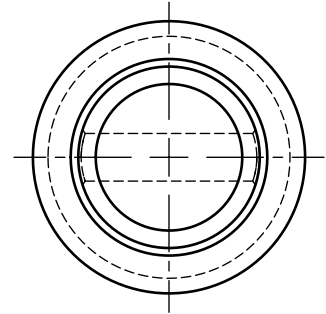
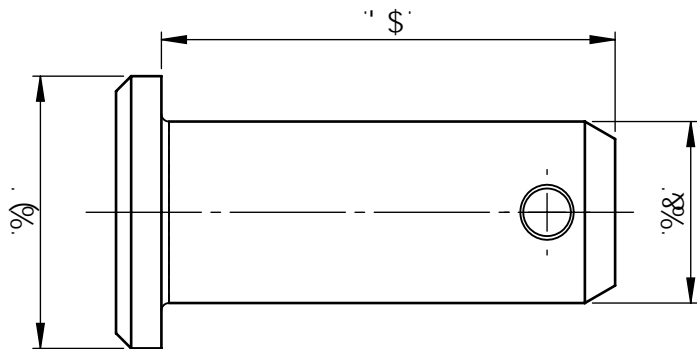
&

(

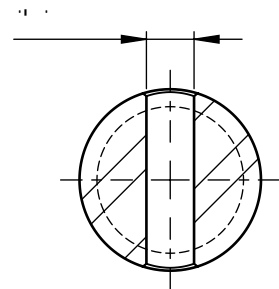
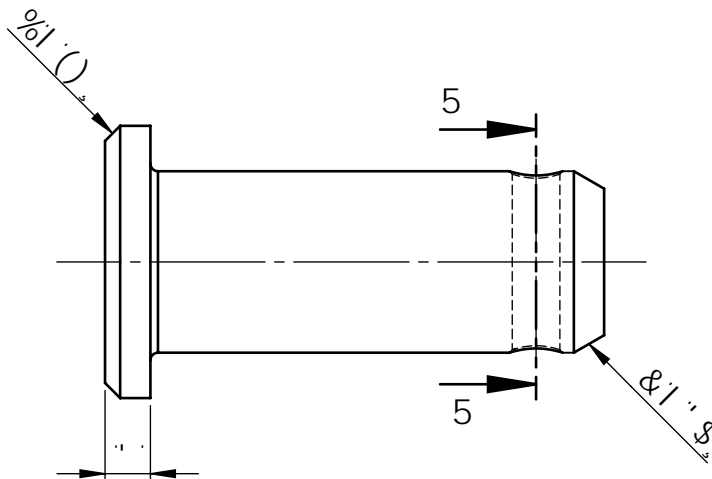
f1 (B) t

5

6



7



G97 7 5 B 5!5

9

				Hc YfUbvWU	fDYgct	A UHfjUYg			
				†\$Z%	\$"% ?[5Wfc '5-G=%\$&\$			
				: YWU	Bca VfY	8Ybca]bUW] b.			
				8]vi †. \$+##* #%	5bXfAgFi]n	9gW]U.			
				F Yj]gj . %/G\$* #%	±[" ; i Ua Ubei]gdY >"	DUgUXcf			
				5dfcVl . %/G\$* #%	±[" ; i Ua Ubei]gdY >"			&.%	
				I H5	±[" "A YWb]WU	BÖa Yfc XY`X]vi ¸. % XY%			
				9xM] b	A cX]Z]W]V] b	: YWU	Bca VfY	fGi gh]h V] b t	