

**DISEÑO MECATRONICO DE UNA MAQUINA DE
FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA
ESCUELA DE METALURGICA**

**ALFONSO CASTILLO CASTELLANOS
JHON EDWARD GARCES JAIMES**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2007**

**DISEÑO MECATRONICO DE UNA MAQUINA DE
FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA
ESCUELA DE METALURGICA**

**ALFONSO CASTILLO CASTELLANOS
JHON EDWARD GARCES JAIMES**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ROMULO NIÑO
Ing. Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2007**

DEDICATORIA

*A Dios por ser mi fuente y mi fortaleza.
A mis padres Alfonso y Rosa Maria por el sacrificio
Y la paciencia que han tenido para darme la mejor
Educación.
A mi hermanos Carolina y Andrés por su gran apoyo.
Y a todos aquellos que siempre me han
Apoyado y han confiado en mí.
Alfonso*

DEDICATORIA

*A Dios por ser mi principal guía.
A mi madre por el sacrificio
Que han hecho para darme la mejor
Educación.
A mi hermano por su desinteresado
Apoyo.
A mi novia Nadia por toda su ayuda.
Y a todos aquellos que han confiado en mi.
Jhon.*

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

Rómulo Niño, Ingeniero Mecánico, director del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por todo su aporte académico durante nuestra permanencia en la universidad.

A todos nuestros familiares, quienes nos han motivado y nos han ayudado en todo momento para culminar este gran trabajo.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	19
1. ASPECTOS GENERALES A CERCA DE LA FATIGA	21
1.1 DEFINICION	21
1.2 RESEÑA HISTORICA DE LA FATIGA DE LOS MATERIALES	21
1.3 LEYES FUNDAMENTALES DE LA FATIGA	26
1.4 TEORIA SOBRE EL MECANISMO DE LA FALLA POR FATIGA	26
1.4.1 Teoría de los esfuerzos secundarios	28
1.4.2 Teoría de la histéresis de las deformaciones pseudoelásticas.	28
1.4.3 Teoría del deslizamiento molecular	31
1.4.4 Teoría de la acritud	31
1.4.5 Teoría del amortiguamiento interno	33
1.4.6 Intervención del amortiguamiento, histéresis mecánica y acomodación de los fenómenos de fatiga	34
1.5 CARACTERÍSTICAS DE LA FRACTURA POR FATIGA	38
2 FATIGA EN FLEXIÓN ROTATIVA	43
2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS ENSAYOS DE FATIGA.	45
2.2 ENSAYOS DE FLEXIÓN ROTATIVA	46
3 INFLUENCIA DE DIVERSOS FACTORES SOBRE LA RESISTENCIA A LA FATIGA	56
3.1 INFLUENCIA DEL MATERIAL	56
3.2 INFLUENCIA DEL DISEÑO	56
3.2.1 Concentración de esfuerzos	57
3.2.2 Corrosión por frotamiento	60
3.3 INFLUENCIA DEL TAMAÑO DE LA PIEZA.	62
3.4 INFLUENCIA DEL PROCESO DE MANUFACTURA.	63
3.4.1 Método de Fabricación	63
3.4.2 Acabado Superficial	63
3.4.3 Tratamientos Térmicos	64
3.5 INFLUENCIA DEL TIPO DE CARGA.	66
3.5.1 Subesforzamiento y sobreesforzamiento	69
3.5.2 Velocidad de ensayo	69

3.5.3	Esfuerzos Fluctuantes	70
3.6	INFLUENCIA DEL MEDIO AMBIENTE	72
3.6.1	Corrosión	72
4.	DISEÑO DE LA MAQUINA DE FATIGA	77
4.1	GENERALIDADES	77
4.2	DISEÑO MECATRONICO.	77
4.3	DESCRIPCION Y CARACTERISTICA DE LA MAQUINA DE FATIGA	79
4.3.1	SISTEMA DE CARGA.	80
4.3.1.1	Análisis Del Diámetro Óptimo De Los Ejes Principales	80
4.3.1.2	Selección De Rodamientos	95
4.3.1.3	Chumacera De Rodamiento C	109
4.3.1.4	Portaprobeta.	109
4.3.1.5	Carga Muerta.	110
4.3.2	SISTEMA DE POTENCIA	134
4.3.2.1	Selección De Diámetro De Poleas Así Como Selección De Correa De Transmisión Asumiendo Una Potencia Del Motor De 2 Hp.	134
4.3.2.2	Procedimiento De Selección De la Correa Trapezoidal.	137
4.3.2.3	Aceleración Angular.	142
4.3.2.4	Calculo Del Torque De Arranque	142
4.3.2.5	Selección Del Motor	144
4.3.2.6	EMBRAGUE	145
4.3.3	DISEÑO DEL BASTIDOR O CUERPO DE LA MAQUINA	145
4.3.4	AUTOMATIZACIÓN Y CONTEO DE DATOS	149
4.3.4.1	Generalidades	149
4.3.4.2	Ubicación De Los Sensores Inductivos Y El Sensor Reflex	150
4.3.4.3	Visualización De Datos.	151
4.3.4.4	Diagramas Grafcet De La Maquina	153
4.3.4.5	Código Desarrollado En El Logo.	158
4.3.5	SISTEMA ELECTRICO	159
4.3.5.1	Esquema Eléctrico De La Maquina De Fatiga	159
5.	MULTIMEDIA	160
6.	CONCLUSIONES	165
	BIBLIOGRAFIA	166

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Ciclos de histéresis para esfuerzos alternados axiales	30
Figura 2. Relación entre amortiguamiento interno de un acero y su comportamiento a fatiga.	35
Figura 3a. Rotura por fatiga en flexión unilateral	39
Figura 3b. Rotura por fatiga en flexión bilateral	39
Figura 4. Progresión de la rotura por fatiga en la flexión rotativa	40
Figura 5. Roturas por flexión rotativa	42
Figura 6. Curva S – N generalizada para el acero forjado	44
Figura 7. Maquina de ensayos de flexión rotativa con momento flector constante	48
Figura 8. Maquina de ensayos de flexión rotativa con carga en voladizo	49
Figura 9. Plano de datos esfuerzos - ciclos de vida S – N, resultado de una serie de ensayos de fatiga	51
Figura 10. Distribución de fallas por fatiga como una función del logaritmo de la vida en ciclos	52
Figura 11. Familia de curvas S-N-P correspondiente a la aleación de aluminio 7075-T6	53
Figura 12. Dos tipos de respuesta del material sometido a cargas cíclicas	55
Figura 13. Factores de sensibilidad a la entalladura para los aceros	59
Figura 14. Valores promedio de sensibilidad a la entalladura para fatiga	61
Figura 15. Factor de acabado superficial Cs para piezas de acero	65
Figura 16. Probeta con una microgrieta sometida a flexión repetitiva y flexión alternativa	68
Figura 17. Criterio de diseño para cargas dinámicas puras para materiales dúctiles sometidos a tracción y/o flexión	71
Figura 18. Momento fluctuante que puede llevar a cadencia sin ocasionar fractura	72
Figura 19. Influencia de la temperatura en el esfuerzo de fatiga de los materiales	75

Figura 20. Elementos claves de la mecatrónica en la maquina de fatiga	78
Figura 21. Sistema de carga	80
Figura 22. Diagrama de fuerzas sección 1	81
Figura 23. Circulo de Mohr sección 1.	83
Figura 24. Grafica acabado superficial	85
Figura 25. Diagrama de fuerzas sección 2	86
Figura 26. Circulo de Mohr sección 2	87
Figura 27. Análisis CAE del eje de la sección 1	89
Figura 28. Análisis CAE del eje de la sección 2	91
Figura 29. Análisis cae de la sección 1 con un diámetro de 30mm	92
Figura 30. Análisis cae de la sección 2 con un diámetro de 30mm	94
Figura 31. Clasificación de los rodamientos.	95
Figura 32. Selección de rodamientos software SKF	97
Figura 33. Rodamiento a los lados de la probeta sometida a momento constante	97
Figura 34. Fuerzas	98
Figura 35. Viscosidad	98
Figura 36. Vida del rodamiento	99
Figura 37. Características del rodamiento 22207 EK + H307	99
Figura 38. Rodamiento 22207 EK + H307	100
Figura 39. Rodamiento a los lados de la probeta sometida a momento variable	101
Figura 40. Aplicación de fuerzas al rodamiento	102
Figura 41. Calculo de viscosidad.	102
Figura 42. Vida del rodamiento	103
Figura 43. Características del rodamiento E2200 ETN9	103
Figura 44. Rodamiento E2200 ETN9	104
Figura 45. Rodamiento C	105
Figura 46. Aplicación de fuerzas al rodamiento	106
Figura 47. Calculo de viscosidad.	106
Figura 48. Vida del rodamiento	107
Figura 49. Características del rodamiento 22207 EK + H307	107
Figura 50. Rodamiento 22207 EK + H307	108
Figura 51. Soporte para rodamiento SYK30.	109
Figura 52. Sistema de carga	110
Figura 53. Diagrama de corte y de momentos	111
Figura 54. Soporte para pesas	114
Figura 55. Guía de alineación	117

Figura 56. Portapesas pequeño	120
Figura 57. Portapesas grande	124
Figura 58. Portarodamiento pequeño	127
Figura 59. Portarodamiento grande	130
Figura 60. Algoritmo selección de poleas.	134
Figura 61. Algoritmo selección de correa trapezoidal.	137
Figura 62. Selección de tipo de correa.	139
Figura 63. Bastidor	147
Figura 64. Localización de los sensores en la maquina	151
Figura 65. Display del logo	151
Figura 66. Ejemplo display del logo	152
Figura 67. Diagramas Grafcet nivel 1	153
Figura 68. Diagramas Grafcet nivel 2	154
Figura 69. Diagramas Grafcet nivel 3	155
Figura 70. Lenguaje KOP del sistema automático	156
Figura 71. Diagrama de flujo del sistema automático	157
Figura 72. Código desarrollado en el logo	158
Figura 73. Esquema eléctrico de la maquina de fatiga	159
Figura 74. Multimedia presentación	160
Figura 75. Inicio multimedia	161
Figura 76. Tabla de contenido	161
Figura 77. Fatiga	162
Figura 78. Rotura	163
Figura 79. Galería	164
Figura 80. Videos Multimedia	164

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Efecto de la velocidad del ensayo sobre el límite de fatiga	70
Tabla 2. Comparación de diferentes factores trabajando a bajo y alto ciclaje	71
Tabla 3. Limite de fatiga por corrosión de algunos aceros	76
Tabla 4. Límite de fatiga por corrosión para varios metales no ferrosos (sometidos a $2 \cdot 10$ ciclos de esfuerzo, con una frecuencia de 1450 cpm)	76
Tabla 5. Propiedades del material ASTM 4340	81
Tabla 6. Factor De Seguridad diámetro 30mm.	92
Tabla 7 Disposición de la carga muerta según el brazo de la maquina	112
Tabla 8. Sumatoria de los pesos de los elementos que conforman la carga muerta	113
Tabla 9. Propiedades del aluminio.	114
Tabla 10. Soporte para pesas.	116
Tabla 11. Guía de alineación.	119
Tabla 12. Portapesas pequeño.	123
Tabla 13. Portapesas Grande.	126
Tabla 14. Portarodamiento pequeño.	129
Tabla 15. Portarodamiento grande	132
Tabla 16. Mínimo diámetro de la polea del motor	135
Tabla 17. Diámetro de poleas estandarizado	136
Tabla 18. Catalogo polea tipo A	136
Tabla 19. Factores de servicio	138
Tabla 20. Longitud efectiva de la correa	139
Tabla 21. Tabla de potencia y factor add-on	140
Tabla 22. Factor de corrección G	141
Tabla 23. Bastidor.	146

NOMENCLATURA

A: Área

B: Longitud del cono de la probeta

C: Capacidad de carga dinámica del rodamiento

Ca: Factor de carga

Cb: Factor de tamaño

Cd: Factor de temperatura

Ce: Factor de confiabilidad.

Cm: Factor de efectos misceláneos.

Cs: Factor de acabado superficial.

c : Una dimensión

D: diámetro.

De: Diámetro exterior.

Di: Diámetro interior.

Dmc: Diámetro medio del cono del casquillo.

d: Dimensión.

E: Módulo de Young.

F: Fuerza normal.

Fa: Carga axial en rodamientos.

g: Aceleración de la gravedad.

I: Momento de inercia.

J: Momento polar de inercia.

Kt: Coeficiente teórico de concentración de esfuerzos normales.

L: Longitud; duración de rodamiento en millones de revoluciones.

Lh: Duración nominal del rodamiento en horas de funcionamiento.

M: Momento flector.

N: Factor de seguridad

Nsf: Coeficiente de servicio.

n: Revoluciones por minuto

P: Carga equivalente.

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1. MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MAQUINA

ANEXO 2. PLANOS

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO MECATRONICO DE UNA MAQUINA DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA ESCUELA DE INGENIERIA METALURGICA DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER*

AUTORES:

Alfonso Castillo Castellanos
Jhon Edward Garcés Jaimes**

PALABRAS CLAVES:

Fatiga, Diseño, Flexión.

DESCRIPCIÓN:

Este proyecto consiste en diseñar y automatizar una maquina de fatiga por flexión rotativa, en donde se realizaran pruebas de fractomecanica que requieran alta precisión. Este tipo de maquina ayudara a desarrollar la prueba en un tiempo menor al que estarían sometidas las partes de un equipo convencional, proveyendo datos de una forma mas rápida.

El proyecto busca la implementación de este tipo de experimentos en el laboratorio de materiales de la escuela de Ingeniería Metalúrgica; el equipo tendrá la capacidad de ensayar probetas en dos condiciones diferentes de momento flector. 1. Momento de flexión constante en el centro de la probeta, 2. Flexión cantilever.

También se anexa el diseño de una multimedia educativa para las asignaturas de Diseño de maquinas de la Escuela de Ingeniería Mecánica, el cual provee los conceptos básicos sobre la fatiga aportando una nueva alternativa metodológica que permite al usuario la visualización, observación y descripción de los diferentes procesos y fenómenos que causa la fatiga , mediante animaciones e imágenes.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Rómulo Niño.

ABSTRACT

TITLE:
MECATRONIC DESIGN OF A MACHINE OF FATIGUE BY ROTATING BENDING FOR THE SCHOOL OF METALLURGICAL ENGINEERING OF THE INDUSTRIAL UNIVERSITY OF SANTANDER*

AUTHORS

Alfonso Castillo Castellanos
Jhon Edward Garces Jaimes**

KEYWORDS

Fatigue, Design, Bending.

DESCRIPTION

This project consists of designing and automating a machine of fatigue by rotating bending, in where fractures mechanics tests were made which they require discharge precision. This type of machine helped to develop the test in a smaller time the one than the parts of conventional equipment would be put under, providing data with a fast form.

The project looks for the implementation of this type of experiments in the laboratory of materials of the school of Metallurgical Engineering;

The equipment will have the capacity to try test tubes in two different conditions at the bending moment. 1. Moment of bending constant in center of the test tube, 2. Bending Cantilever.

Also annexed design of multimedia educative for subjects of Design of machines of School of Engineering Mechanical, which provides the basic concepts on the fatigue contributing a new methodology alternative that allow to the user the visualization, observation and description of the different processes and phenomena that the fatigue causes, by means of animations and images.

* Graduation Project

** Physical and Mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Engineer Rómulo Niño

INTRODUCCION

La fatiga de los materiales es una consideración de vital importancia en el diseño mecánico moderno, ya que la mayoría de las fallas en partes de máquinas se deben a este fenómeno.

Cuando las fallas son estáticas, éstas son fácilmente predecibles; mientras que las fallas de la fatiga son inesperadas. Estas últimas son objeto de especial atención por parte de los ingenieros, puesto que al ocurrir súbitamente ocasionan grandes daños en los equipos. Por esta causa, en la industria moderna, donde el mantenimiento es programado cuidadosamente, es muy importante conocer la vida útil de cada una de las partes que conforman una máquina, para reemplazarlas antes de que ocurra una falla intempestiva que ocasione pérdidas económicas o peor, que ponga en peligro vidas humanas.

Este mismo criterio se aplica en el diseño y construcción de partes de avión, barcos, automóviles y los demás medios de transporte que tienden a ser cada día más seguros y eficientes.

En la actualidad el estudio de la fatiga de los materiales se enfoca desde dos puntos de vista: el primero es el científico, que se empeña en aclarar la naturaleza misma del fenómeno y se basa principalmente en las teorías de falla, fundamentados por observaciones metalográficas a nivel microscópico. El segundo es el concerniente a las aplicaciones de ingeniería y que trata de encontrar las relaciones prácticas que puedan utilizarse para un diseño seguro de piezas sometidas a cargas cíclicas. Este enfoque está basado exclusivamente en los resultados de ensayos realizados con especímenes de laboratorio.

Todo lo expuesto anteriormente justifica la importancia de las máquinas para ensayos de fatiga en los laboratorios. Estos no solo complementan el estudio teórico del fenómeno de la fatiga, sino que además permiten realizar investigaciones en éste campo.

El objetivo de este proyecto es diseñar y automatizar una máquina para ensayos de fatiga por reflexión rotativa para el laboratorio de diseño de máquinas de la Universidad Industrial de Santander. De igual manera se propone recopilar información sobre el fenómeno de la fatiga de los materiales y presentar los aspectos más destacados de éste, de tal manera que el lector no familiarizado con el tema adquiera un conocimiento general del mismo y sepa a que autores referirse para profundizar en los aspectos que más le interesan. Es necesario tener presente que en lo relativo a teorías del fenómeno de la fatiga se suceden cada día nuevos descubrimientos que vienen a echar por tierra unas teorías y a apoyar otras. También tener en cuenta que estas teorías enfocan la falla desde diferentes puntos de vista, y que debido a esto no se puede considerar una sola como verdadera y única, sino que la experiencia ha demostrado que algunas son más apropiadas que otras en determinados casos.

Por esta razón se han expuesto en el contenido del proyecto las teorías enunciadas por varios científicos, pero sin concederle esmerada atención a ninguna. Con referencia a la máquina de ensayos en su diseño y automatización el parámetro que más se tuvo en cuenta fue la sencillez, tanto para el montaje como para el manejo, y así facilitar a los estudiantes la operación de la máquina y reducir los costos del proyecto.

Este proyecto constituye un paso más en la dotación de equipos de ensayo para a Universidad en lo referente al área de fatiga de materiales y esperamos que sea seguido por otros para poder contar en un futuro no muy lejano con un buen laboratorio para ensayos de materiales.

1. ASPECTOS GENERALES A CERCA DE LA FATIGA

1.1 DEFINICION

En la forma general se denomina fatiga al fenómeno que sufren los materiales o ciertas piezas de máquinas sometidas a esfuerzos variables y repetidos gran número de veces, en las cuales se presenta una microfisura que se empieza a propagar hasta presentar su rotura.

Para considerar una falla como de fatiga el elemento debe estar básicamente sometido a sollicitaciones cíclicas. Las fallas ocurridas por carga estática o cargas de impacto no se consideran fallas por fatiga.

1.2 RESEÑA HISTORICA DE LA FATIGA DE LOS MATERIALES

Hasta mediados del siglo pasado, los problemas de ingeniería que involucraban esfuerzo y resistencia se resolvían casi exclusivamente sobre las bases de consideraciones estáticas.

Con el inicio de la revolución industrial comenzaron a presentarse casos de interés en ejes de ferrocarriles, puentes metálicos y elementos de máquinas de vapor; se hicieron comunes cargas dinámicas más elevadas y empezaron a ocurrir fallas que por ese entonces no se podían explicar.

Uno de tantos fenómenos inexplicables era el rompimiento repentino de un eje de ferrocarril en dos pedazos, después de un corto tiempo de servicio estando sometido a cargas normales. Por otra parte para mayor confusión el eje estaba hecho de hierro de aceptable ductilidad, mientras que la fractura parecía ser la de

un material frágil; además al juntar las dos partes del eje parecían no coincidir y las pruebas mostraban que cada mitad era dúctil como un nuevo eje.

Las primeras pruebas reportadas que involucraron cargas repetitivas fueron las efectuadas en 1829 por el alemán Albert, quien sometió a cadenas de grúas a 100.000 cargas repetitivas con una frecuencia de 10 ciclos por minuto.

Ranking publicó un escrito llamado la atención sobre las características distintivas de la falla por fatiga y subrayó el peligro de los ángulos vivos en las piezas de las máquinas.

Las fallas por fatiga llegaron a despertar tanta importancia como para que en 1849 el gobierno británico encargara a Hodgkinson para estudiar las condiciones del empleo del hierro y la fundición en los ferrocarriles y particularmente en la construcción de puentes metálicos.

Entre 1852 y 1869, A. Wöhler construyó las primeras máquinas de ensayo con cargas repetidas. Con sus experimentos describió algunos hechos importantes:

-- Es más importante el número de ciclos del esfuerzo, que el tiempo total de la prueba.

-- Los materiales ferrosos pueden soportar un infinito número de ciclos de esfuerzo, siempre y cuando todos los esfuerzos estén por debajo de ciertos valores límites.

-- Para un esfuerzo completamente reversible, el valor limitante es el llamado límite de Endurancia o límite de fatiga, y se designa generalmente por S_e .

Desde un principio las investigaciones permanentes sobre las fallas por fatiga han tomado dos direcciones: por un lado se han realizado estudios para determinar el mecanismo básico de la fatiga y lograr comprender como las variables (tales como: tipo y condición de aplicación de la carga, propiedades del material, acabado superficial, tamaño y forma de la pieza, medio ambiente atmosférico, tratamiento térmico) afectan este mecanismo.

En 1909, Amdée Guillet, estudiando el movimiento vibratorio de los metales, mostró que el amortiguamiento varía con el tiempo de aplicación de los esfuerzos repetidos y que midiendo este amortiguamiento se podía determinar la fatiga.

En 1910, Bairstow puso de manifiesto la “histéresis de las deformaciones elásticas” y su relación con la fatiga.

En este mismo año la revista “la Technique Moderne” abrió una información sobre la fatiga de los metales, proponiendo a los metalúrgicos las siguientes preguntas:

--¿Los metales sufren una alteración o fatiga con el tiempo que modifica su resistencia?

--¿Qué se conoce sobre esta transformación?

--¿Se puede evitar?

--¿Existe un medio de reconocer el estado de progreso de esta alteración y evitar, de esta forma, los peligros que pueden ocasionar?

--¿Qué consecuencias pueden obtenerse de estos fenómenos desde el punto de vista de la seguridad de los mecanismos y construcciones metálicas?

Esta encuesta recibió respuesta de destacados metalúrgicos, entre ellos León Guillet, Mesnaguer, Breuil y otros. Charpy resumió las conclusiones y dio las siguientes respuestas:

-- La alteración parece despreciable si los esfuerzos no sobrepasan cierto valor que corresponde al límite de fatiga del material.

-- La alteración se debe a una acritud local progresiva.

-- No se puede seguir cualitativamente la alteración del metal, pero en la mayoría de los casos, un examen minucioso de la superficie de la pieza debe admitir la comprobación de sí ésta ha comenzado a sufrir una alteración.

--Se puede admitir que la proporción de roturas accidentales llega a ser prácticamente nula si, sin introducir ningún principio nuevo, se observan mayores cuidados en la determinación de las formas y dimensiones de las piezas, si se utilizan materiales cuya calidad ha sido cuidadosamente verificada en todas sus partes, y si se evita toda modificación de las mismas a lo largo del proceso de fabricación y puesta en servicio.

Posteriormente, Boundonard realizó estudios sobre los metales y concluyó:

Un metal no es perfectamente elástico y cuando el esfuerzo que ha provocado una deformación desaparece, la pieza vuelve a adquirir sus dimensiones iniciales a causa de una serie de fenómenos sucesivos de elasticidad y viscosidad, existiendo siempre una deformación permanente muy débil aunque no muy rigurosamente nula. Estas deformaciones residuales son de magnitud absolutamente despreciable frente a las deformaciones elásticas, pero su repetición, al ser sumados estos efectos parásitos, pueden llegar a provocar una profunda alteración del material hasta llevarlo a la rotura.

Hacia 1919 Frémont publicó “Rotura prematura de piezas de acero sometidas a esfuerzos repetidos”, donde dice:

Una pieza puede resistir un número indefinido de esfuerzos alternativos cuando no se alcanza el límite elástico en ningún punto, y que en caso contrario es el trabajo no restituido el que, acumulándose, termina por producir la deformación permanente.

Esto nos lleva a decir que si eliminamos metal en ciertos puntos escogidos de la pieza en cuestión, aumentará su elasticidad, permitiéndole así amortiguar una mayor cantidad de trabajo dinámico.

En América, más específicamente en Estados Unidos comenzó la preocupación por la fatiga de los materiales alrededor de 1941, donde algunos ingenieros elaboraron un manual que trataba de la prevención de roturas metálicas sometidas a esfuerzos repetidos.

En 1942 se fundó la Society for Experimental Stress Analysis, conocida más recientemente como la American Society for Testing Material (A.S.T.M.), la cual estableció un comité un de investigación sobre fatiga.

En los últimos años se han venido desarrollando nuevas técnicas para la observación de microestructuras con el microscopio de electrones; sin embargo las aproximaciones teóricas solo han conducido a un entendimiento parcial del fenómeno de la fatiga.

Las teorías aceptadas han sido de gran ayuda al proveer un marco de trabajo para analizar y ordenar datos para posteriores investigaciones; Sin embargo estas teorías no son de ninguna manera, sustitutos adecuados para los datos experimentales en la solución de problemas prácticos de diseño y análisis de ingeniería.

1.3 LEYES FUNDAMENTALES DE LA FATIGA

Estas son las leyes enunciadas por el ingeniero alemán Wöler, el cual creó las primeras máquinas de ensayo repetidos, especialmente de flexión rotativa.

PRIMERA LEY: El hierro y el acero pueden romperse bajo un esfuerzo unitario inferior, no solo a la carga de rotura estática, sino también al límite elástico, cuando dicho esfuerzo se repite un número suficiente de veces.

SECUNDA LEY: La rotura no tiene lugar, cualquiera que sea el número de sollicitaciones, si la amplitud de la sollicitación entre el esfuerzo máximo y el mínimo es inferior a cierto valor límite.

Se define como amplitud de la sollicitación a la diferencia algebraica entre los esfuerzos máximo y mínimo, siendo el esfuerzo medio la semisuma del máximo y el mínimo. El valor límite que se habla en la segunda ley es el que se conoce actualmente como límite a la fatiga o como límite de duración a la fatiga, el cual indica la duración del número de ciclos soportados por el metal hasta la rotura.

1.4 TEORIA SOBRE EL MECANISMO DE LA FALLA POR FATIGA

Desde que se dio a conocer el fenómeno de fatiga, se empezaron a formular teorías sobre el mecanismo de falla.

En un comienzo estas teorías concordaban con las teorías de elasticidad en las cuales se atribuía la rotura, ya fuera por sobrepasar un esfuerzo máximo o una deformación máxima.

Las teorías que en un comienzo se admitieron fueron las de Rankine, Saint Venant y Coulomb; pero estas teorías eran insuficientes ya que con la teoría de la

elasticidad se podía calcular de una manera precisa los esfuerzos estáticos, pero los resultados no eran exactos en los casos de esfuerzos dinámicos y de manera general variables. Además esta teoría admite una repartición uniforme de esfuerzos, lo cual no es cierto en piezas de máquinas que producen concentraciones de esfuerzos debidos a su propia forma como cambios de sección, entallas, taladros, y otros.

Por otra parte la ley de Hooke, que para esfuerzos estáticos se considera como prácticamente exacta, puede no ser aplicable en el caso de esfuerzos dinámicos, porque el valor del esfuerzo no implica siempre la desaparición instantánea del alargamiento correspondiente, sino que se presenta generalmente una forma de histéresis; y cuando el esfuerzo aplicado no es muy pequeño, el metal después de la supresión del esfuerzo, tiene necesidad de un cierto tiempo para recordar su longitud primitiva.

Lo explicado anteriormente ha llevado a la formulación de otras teorías que tienen por base la discusión de los tres principios fundamentales de la resistencia de los materiales:

- La homogeneidad de la materia.
- La regularidad de la distribución de esfuerzos.
- La exactitud de la ley de Hooke.

Los dos primeros principios se refieren a un conjunto de teorías que están agrupadas bajo el título de teoría de los esfuerzos secundarios. El tercer principio está referido a la teoría de la histéresis de las deformaciones pseudoelásticas.

1.4.1 Teoría de los esfuerzos secundarios.

Enunciada principalmente por Griffith. Centra su estudio en la gran diferencia que existe entre la resistencia efectiva de los cuerpos sólidos y la resistencia que deberían tener de acuerdo con las fuerzas de la cohesión molecular.

Ha emitido la hipótesis que todos los sólidos están plagados de minúsculos defectos o inclusiones submicroscópicas, y ha formulado la idea de que si se pudieran retirar completamente los defectos de los metales se duplicaría su resistencia; ésta también se puede afectar por la existencia de esfuerzos internos producto de tratamientos térmicos o mecánicos, los cuales sobrepasan algunas veces la carga de rotura.

Por tanto debido a la existencia de inclusiones y esfuerzos internos, los metales se encuentran sometidos a esfuerzos secundarios, no despreciables que son las llamadas puntas de tensión.

Cuando los esfuerzos aplicados son variables, repetidos o alternativos, combinados con los esfuerzos secundarios se hace posible determinar con anticipación la falla. La resultante es una grieta microscópica que es el origen de la rotura por el interior del metal tan rápidamente como importantes y numerosos sean los esfuerzos.

1.4.2 Teoría de la histéresis de las deformaciones pseudoelásticas.

Cuando un metal se somete a un esfuerzo de tracción progresivo creciente y se miden los esfuerzos y deformaciones correspondientes se comprueba:

-- Los alargamientos son proporcionales a los esfuerzos, mientras éstos no exceden de un cierto valor.

--Si se suprime el esfuerzo, el metal recobra sus dimensiones iniciales, debido a su propiedad de elasticidad.

También se ha comprobado mediante registros gráficos de los fenómenos, que la curva de esfuerzos decrecientes no coincide con la de esfuerzos crecientes, porque existe una histéresis de las deformaciones que pueden por esta razón, llamarse seudoelásticas.

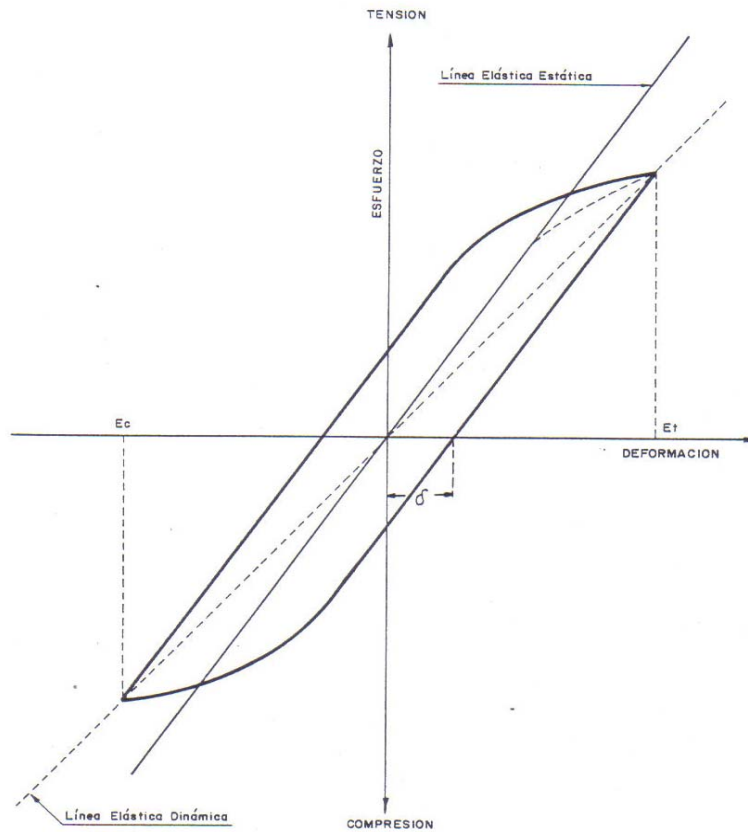
Schenck ha expresado que se produce rotura por fatiga cuando el módulo de elasticidad dinámico llega a ser inferior al módulo de elasticidad estático, debido a la aparición de deformaciones irreversibles causadas por la histéresis. En los ensayos de esfuerzos alternados de tensión el ciclo presenta la forma indicada en la Figura 1, la cual muestra que el módulo de elasticidad dinámico, caracterizado por la pendiente de la recta que une las vértices del ciclo, es menor que el módulo estático.

En el ciclo mecánico, esfuerzo-deformación se puede presentar un área apreciable que se traduce por la energía disipada en forma de calor. Cuando el metal es solicitado partiendo del reposo, el área del ciclo aumenta con el número de sollicitaciones.

Por tanto el mecanismo de la fatiga de los metales, se puede considerar en principio como una acción destructora, que provoca la dislocación de los cristales y su progresiva fisuración, y por otra parte, una acción restauradora debido al fenómeno de acomodación. La duración está condicionada por la resultante de estas dos acciones, y el estado de equilibrio corresponde al límite de fatiga.

El límite de fatiga es una propiedad particular de cada metal dependiendo del esfuerzo variable a que esté sometido y de la naturaleza de dicho esfuerzo.

Figura 1. Ciclos de histéresis para esfuerzos alternados axiales.



CICLOS DE HISTERESIS PARA ESFUERZOS ALTERNADOS AXIALES

Figura obtenida de material.fis.ucm.es/laboratorios/Licenciatura/labfes/guiones/

Es un límite de resistencia que corresponde a la máxima amplitud del esfuerzo que puede aplicarse indefinidamente, sin provocar la rotura. Este es un límite convencional para el cual la rotura no tiene lugar al cabo del número de ciclos del esfuerzos que se considera ha de soportar normalmente durante la duración del servicio.

1.4.3 Teoría del deslizamiento molecular.

Los precursores de esta teoría son Ewing y Humfrey quienes estudiaron desde el punto de vista metalográfico, hierro sueco sometándolo a flexiones alternadas y comprobaron la formación de bandas de deslizamiento en los cristales de la ferrita, cuyo número aumenta con el número de esfuerzos. Cuando estas bandas de deslizamiento cubren la superficie total de los cristales, aparece la rotura.

Cuando el esfuerzo es inferior al límite de fatiga solo se producen bandas aisladas que no se extienden.

Por consiguiente el proceso de fatiga se inicia con un deslizamiento progresivo según planos cristalinos en el interior de los cristales. Este deslizamiento es más notorio en aquellas regiones donde el metal es menos homogéneo y en las proximidades de inclusiones de impurezas.

Beilby formuló una teoría según la cual el metal se transforma en amorfo en las zonas inmediatas a los planos de deslizamiento, siendo la fase amorfa más dura y frágil que la fase cristalina.

El límite de deslizamiento no es una constante de la materia; depende del trabajo elástico, del número de esfuerzos alternados anteriormente aplicados y de las variaciones de las sollicitaciones en función del tiempo.

1.4.4 Teoría de la acritud.

Bauschinger expuso la teoría de que bajo cargas alternativas, el metal adquiere un nuevo límite elástico más elevado que el inicial. Para un cierto valor del esfuerzo se producirá en el metal un alargamiento plástico a lo largo de los planos privilegiados. Concluido el resbalamiento el metal de las proximidades del plano de deslizamiento sufre inmediatamente una acritud. El efecto del deslizamiento es

disminuir el esfuerzo sobre la superficie de resbalamiento, pero puede causar aumento o disminución del esfuerzo en la región del metal próxima a los planos de deslizamiento; puede tener lugar algún otro deslizamiento, pero no sobre los primitivos planos del mismo. El deslizamiento primitivo produce tensiones internas en zonas vecinas del metal; de ello resulta que la suspensión de la carga es equivalente a la aplicación de un esfuerzo de signo negativo al metal alargado y se producirá un nuevo alargamiento plástico al suprimir el esfuerzo.

La nueva distribución de tensiones internas, después de la supresión de la carga, da lugar a un resbalamiento de dirección negativa produciendo la histéresis elástica.

A raíz de investigaciones hechas anteriormente surgió el interrogante de si es posible devolver al metal sus propiedades primitivas por un recocido, haciendo desaparecer los deterioros ocasionados por la fatiga.

Según lo que se conoce del mecanismo de la fatiga las modificaciones debidas a ella son de dos clases:

-- En el primer estado, no peligroso, la estructura del metal esta perturbada por la existencia de deslizamientos, con el endurecimiento correspondiente, como en el caso de la deformación en frío, es susceptible de corregir con un recocido contra acritud.

-- En le segundo estado, que se alcanza si la amplitud de los esfuerzos y el numero de ciclos son suficientes, aparecen y desarrollan fisuras que pueden conducir a la rotura.

Se admite, no obstante, que aquellas fisuras cuyas dimensiones sean diminutas pueden recuperarse dudosamente mediante un recocido efectuado después de la fatiga, el cual tiene por objeto destruir los deslizamientos aparecidos en el primer

estado y, quizás, por difusión volver a soldar las microfisuras cuyos bordes estén unidos. Las fisuras de ciertas dimensiones no serán susceptibles de reparación y constituirán un daño permanente.

1.4.5 Teoría del amortiguamiento interno.

Investigadores han buscado una relación entre la fatiga y el amortiguamiento. Se había admitido que un metal no era capaz de disipar por amortiguamiento interno más que cierta cantidad de energía y que si excedía esa cantidad se producía la rotura por fatiga: pero experiencias realizadas más recientemente han comprobado que la capacidad de disipación de energía bajo forma de calor y por amortiguamiento es ilimitada. La amortiguación parece, no tener relación directa con la rotura por fatiga, pero si con la amplitud de los ciclos y temperatura. Por consiguiente, los metales se comportan de una manera muy diferente a la fatiga según la capacidad de amortiguamiento.

En general, los autores que han estudiado la cuestión no están de acuerdo sobre la relación existente entre la capacidad de amortiguamiento y la sensibilidad a las entallas y sobrecargas. Según G. Brophy los aceros de fuerte amortiguamiento serán resistentes al efecto de entalla, pero no a las sobrecargas, mientras que los aceros de amortiguamiento débil resistirán las sobrecargas pero serán más sensibles a las entalladuras.

Después de los ensayos que se ha efectuado se puede admitir la siguiente teoría: la grieta de fatiga resulta de la acumulación del efecto de amortiguamiento o, dicho de otro modo, del hecho de que un esfuerzo variable aplicado constantemente y superior al límite de la fatiga, el amortiguamiento aumenta continuamente hasta la rotura. Para un esfuerzo cíclico inferior al límite de fatiga, el amortiguamiento tiende hacia un valor fijo o disminuye constantemente.

1.4.6 Intervención del amortiguamiento, histéresis mecánica y acomodación de los fenómenos de fatiga.

Cuando un metal se somete a vibración se comprueba que la amplitud de las vibraciones disminuye continuamente en función del tiempo. La propiedad del metal que causa esta desaparición de las vibraciones es la capacidad de amortiguamiento, la cual corresponde a una disipación, en forma de calor de la energía potencial del sistema vibrante.

Si se observa la amplitud de las sucesivas vibraciones (ver Figura 2) se tiene la siguiente relación:

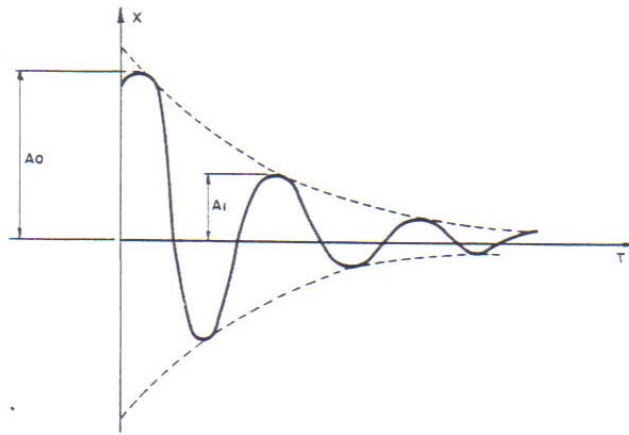
$$\frac{A_1}{A_0} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{A_3}{A_2} = \dots\dots\dots \frac{A_n}{A_{n-1}} = e^{-\tau} \quad \text{Donde: } \tau = Ln\left(\frac{A_1}{A_0}\right)$$

Entre las amplitudes de la oscilación inicial A_0 y la del ciclo n se tiene:

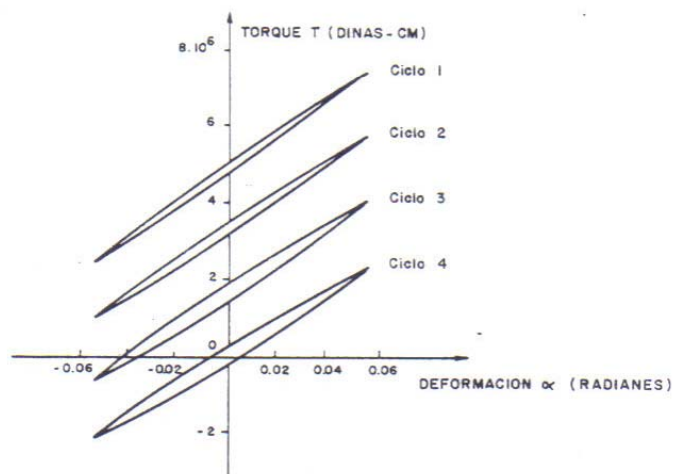
$$\tau = Ln\left(\frac{1}{n}\right)(LnA_0 - LnA_1)$$

El decremento logarítmico τ caracteriza el amortiguamiento, cuya causa es el frotamiento interno del metal. El amortiguamiento no es nulo, así sea para amortiguaciones muy pequeñas y efectuadas lentamente. El decremento logarítmico caracteriza la anchura del bucle, es decir la histéresis mecánica. Por lo tanto, amortiguamiento, frotamiento interno e histéresis elástica son manifestaciones del mismo fenómeno, cuya medida es el decremento logarítmico.

Figura 2. Relación entre amortiguamiento interno de un acero y su comportamiento a fatiga.



AMORTIGUACION DE LAS OSCILACIONES LIBRES



CICLOS TORQUE-DEFORMACION ANGULAR REGISTRADAS POR CHEVENARD DURANTE UN ENSAYO DE FATIGA DE UN ACERO INOXIDABLE CROMO-NIQUEL.

RELACION ENTRE AMORTIGUAMIENTO INTERNO DE UN ACERO Y SU COMPORTAMIENTO A FATIGA

Figura obtenida de www.jmcprl.net/CONSTRUCCION/

La histéresis es condición necesaria, más no suficiente, de la fatiga: si no existiese histéresis no existiría fatiga. La experiencia demuestra que repitiendo los ciclos un gran número de veces, su área aumenta. Entonces pueden producirse dos casos:

- El área del bucle tiende hacia un límite. Lo que significa que el bucle se estabiliza. Este es el fenómeno de acomodación y en este caso existirá un límite de fatiga.
- El área del bucle aumenta constantemente. La rotura por fatiga sobreviene de forma segura. En el primer caso donde existe acomodación, no ocurre la rotura por fatiga debido a que el material se adapta. Por una mejoría de sus propiedades mecánicas, de forma que soporta los ciclos impuestos.

La acomodación corresponde a una consolidación de la resistencia del metal que puede compensar, inicialmente el daño causado por fisuración.

A elevada temperatura, la acomodación no va acompañada de endurecimiento a consecuencia de la restauración y recristalización inmediata. No existe efecto de equilibrio y en definitiva, tampoco límite de fatiga.

En resumen ninguna de las teorías expuestas es suficiente por sí misma, pero todas se complementan mutuamente. Por tanto se tratará de hacer una síntesis ordenada de estas teorías:

- La rotura por fatiga se inicia en un punto donde los esfuerzos locales sobrepasan la resistencia a la cohesión del metal, ya sea por tensiones internas que se superponen a los esfuerzos aplicados o debido a efectos internos o externos que crean puntos de tensión.
- La fisura progresa por las líneas de menor resistencia del metal y sigue por las discontinuidades provocadas por las entallas, taladros, estrías y en escala microscópica las inclusiones.

- A medida que se aplican esfuerzos, se presenta la formación de bandas de deslizamientos en los cristales, hasta un punto donde no ocurren nuevos planos de deslizamientos, alcanzando el metal un estado estable como en el ciclo de histéresis.
- En este periodo de modificación el metal se adapta a la fatiga. No es un periodo peligroso; todo lo contrario, si el material aumenta la resistencia y adquiere la capacidad de resistir esfuerzos de fatiga más elevados mientras el ciclo tiende a estabilizarse.
- Cuando la amplitud es muy fuerte o el esfuerzo demasiado prolongado, se excede la capacidad de deslizamiento plástico y produce la rotura por descohesión; este es el comienzo de la fisuración. Este periodo es peligroso desde el momento en que las fisuras exceden las dimensiones de los defectos internos del metal. Cuando se alcanza este instante, la fisura se desarrolla cada vez más rápidamente hasta la rotura.
- En conclusión, en el mecanismo de fatiga se pueden considerar dos estados, uno donde el metal se modifica progresivamente sin peligro para su resistencia, otro en el que aparece la fisura y se desarrolla hasta la rotura.

Este mecanismo es válido si los esfuerzos no son excesivos, pues si esto sucediera la fisuración se produce desde el comienzo.

- En la fatiga entran dos fenómenos antagonistas: uno de ellos de descohesión que origina la fisura y finalmente la rotura; otro de deslizamiento. Acompañado de endurecimiento y que se denomina como acomodación. La rotura por fatiga resulta en definitiva, de la destrucción de la cohesión e igualmente de la imposibilidad del metal para acomodarse suficientemente, igualando las puntas de tensión.

1.5 CARACTERÍSTICAS DE LA FRACTURA POR FATIGA

La fatiga puede ser considerada como un fenómeno de falla progresiva precedida por la iniciación de una microfisura y la propagación de microgrietas hasta que alcanzan un tamaño inestable.

En la falla por fatiga de piezas de acero, estas presentan generalmente dos zonas bien definidas: la primera es una zona brillante o aterciopelada que constituye la fractura de fatiga propiamente dicha, y una segunda zona fibrosa que forma la fractura final instantánea.

Estas características indican una rotura repentina sin deformación previa. El origen de la falla por fatiga en una pieza se puede presentar en una entalla, un ángulo vivo o cualquier fisura que deje el mecanizado.

Esta fisura va extendiéndose progresivamente hasta el instante en que no existe suficiente material sano en la zona transversal para soportar el esfuerzo aplicado; entonces se produce la rotura instantánea de la pieza por deformación plástica o por fragilidad de acuerdo con las propiedades del material.

En la mayor parte de las piezas en servicio que fallan por fatiga se observa en la zona de fractura unas divisiones en líneas paralelas, como se muestra en las Figuras 3a y 3b.

Estas líneas corresponden a periodos de esfuerzos separados unos de otros por periodos de descanso o reposo. Las líneas corresponden a los sucesivos frentes de la fractura por fatiga.

Figura 3a. Rotura por fatiga en flexión unilateral.

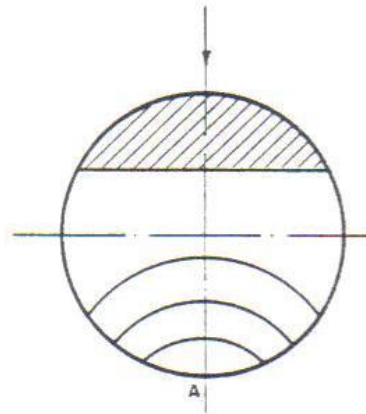


FIGURA 3a
ROTURA POR FATIGA EN FLEXION UNILATERAL.
LA ROTURA SE INICIA EN A, DONDE EL ES-
FUERZO DE TRACCION ES MAXIMO.

Figura obtenida de www.fomento.es

Figura 3b. Rotura por fatiga en flexión bilateral.

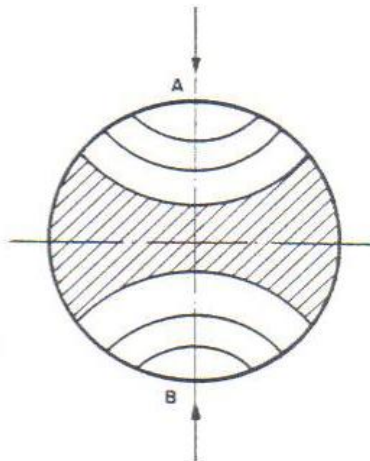


FIGURA 3b
ROTURA POR FATIGA EN FLEXION BILATERAL.
LA ROTURA SE INICIA EN A Y B.

Figura obtenida de www.fomento.es

Figura 4. Progresión de la rotura por fatiga en la flexión rotativa

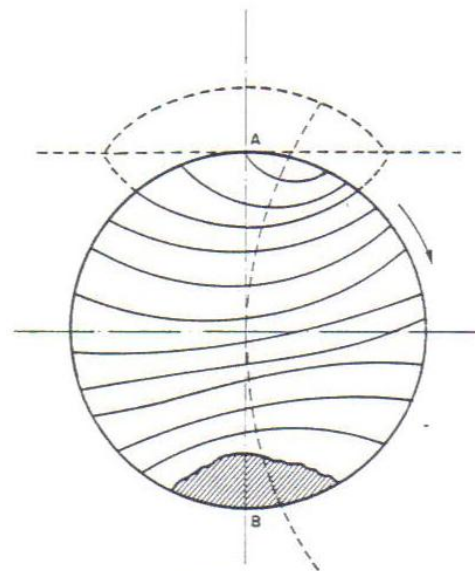


FIGURA 4
PROGRESION DE LA ROTURA POR FATIGA EN FLEXION ROTATIVA
A, ORIGEN
B, ROTURA

Figura obtenida de www.fomento.es

Esta característica no es visible cuando el esfuerzo actúa con amplitud una amplitud constante y sin detenerse hasta la rotura como ocurre en los ensayos normales de fatigas; aunque en la zona de rotura final se presentan frecuentemente zonas paralelas que corresponden a los últimos ciclos anteriores a la falla, ya que el esfuerzo aumenta considerablemente debido al esfuerzo de entalla y de esto resulta una sucesión de deformaciones plásticas.

Cuando la rotura sobreviene a consecuencia de una sobrecarga muy fuerte, la falla se origina a menudo en varios puntos situados en planos diferentes.

Las roturas por fatiga que se presentan en las piezas se pueden clasificar según la naturaleza de las cargas que soportan en:

- Roturas por cargas axiales.
- Roturas por flexiones planas.
- Rotura por flexión rotativa.
- Rotura por torsión.
- Roturas por torsiones y tracciones alternadas combinadas.

La rotura por fatiga se produce en forma de arco de círculo alrededor de un punto de la superficie exterior, no solo por que el máximo esfuerzo se encuentra allí si no debido a los cristales de la superficie al no estar reforzados por otros cristales en todos los lados, están mas expuestos a ser los primeros sometidos a deslizamientos o cortadura.

La fisura progresa en forma de arcos elípticos que tiene como punto de partida una pequeña elipse, cuyo centro es el origen de la fractura. El eje mayor de estas elipses se inclina progresivamente a medida que aumenta el arco de tal manera que se obtiene el aspecto de la Figura 4.

Cuando se trata de una sección entallada circularmente la zona de fractura de fatiga se inicia sobre toda la circunferencia para dejar una zona de fractura final en el centro de la sección si la rotura se debe a una carga fuerte, o excéntrica si la rotura se debe a una carga débil. Esto se puede observar en la Figura 5.

Otras formas de rotura por flexión rotativa se presentan en las piezas taladradas diametralmente, sometidas a algún tratamiento o cuando el material presenta inclusiones.

En el primer caso, la rotura se inicia en los orificios del taladro y presenta una falla parecida a la ocasionada por flexión bilateral.

Cuando la pieza es tratada térmicamente, bien sea por una cementación o nitruración, la falla nace por debajo de la capa endurecida, pero alcanza la superficie.

Figura 5. Roturas por flexión rotativa



ROTURAS POR FLEXION ROTATIVA
(LAS REGIONES RAYADAS CORRESPONDEN A LAS ZONAS DE ROTURA FINAL)

Figura obtenida de www.fomento.es

En los materiales que presentan inclusiones como en los aceros tratados de alta resistencia, la falla contrario a lo que pasa en el caso anterior si alcanza la superficie. En cuanto a la velocidad de fisuración de la grieta, se ha comprobado que hasta crece más rápidamente cuanto mas fuerte es el esfuerzo.

2 FATIGA EN FLEXIÓN ROTATIVA

Aun cuando la descripción general del mecanismo de la falla por fatiga ofrece una hipótesis conveniente para explicar hechos observados, todavía no permite al ingeniero predecir las características de fatiga de un material sin tener que recurrir a ensayos reales.

Las primeras investigaciones realizadas con cargas dinámicas sirvieron para determinar hasta que punto se podían aplicar con seguridad esfuerzos repetidos a un material dado. Los resultados obtenidos produjeron confusión ya que estos no se hacían con un patrón definido.

En general, los ensayos de fatiga se caracterizan por su larga duración, y pueden clasificarse en ensayos prolongados y ensayos acelerados. Los ensayos prolongados permiten la determinación directa del límite de resistencia a la fatiga de un material a partir de los resultados de los ensayos realizados con una serie de probetas. La relación entre la magnitud del esfuerzo máximo de la probeta (S) y el número de ciclos de vida de esta (N) se representa gráficamente en los diagramas llamados "diagramas de Wholer". En el eje de las abscisas de este diagrama se puede colocar N , $1/N$, o $\text{Log}N$, ya que puede ser descompuesta en dos tramos casi rectos (Figura 6) cuya intersección corresponde al límite de resistencia de la fatiga.

Los ensayos acelerados permiten determinar indirectamente la magnitud aproximada del límite de resistencia a la fatiga, mediante una sola probeta del material analizado. Estos ensayos que generalmente se realizan a flexión rotativa, están basados en la fluencia cíclica del material. Esta propiedad se manifiesta por un brusco aumento de la flecha, temperatura, energía de deformación y demás parámetros que caracterizan el estado de una probeta, al alcanzar en esta la

tensión máxima un valor determinado muy cercano al límite de resistencia a la fatiga.

Con los valores que toman diferentes parámetros se trazan curvas, y mediante un procedimiento gráfico se determina el límite de resistencia a la fatiga del material.

Los ensayos acelerados se usan solo para una determinación aproximada del límite de fatiga, y no pueden sustituir a los ensayos prolongados, que hasta ahora son el único medio seguro para tener una idea sobre la resistencia del material en diversas condiciones de trabajo.

Como los resultados de ensayos de fatiga efectuados en laboratorio son muy importantes para el diseñador, será útil considerar brevemente algunas de las máquinas más comunes para ensayos de fatiga por flexión rotativa.

Figura 6. Curva S – N generalizada para el acero forjado.

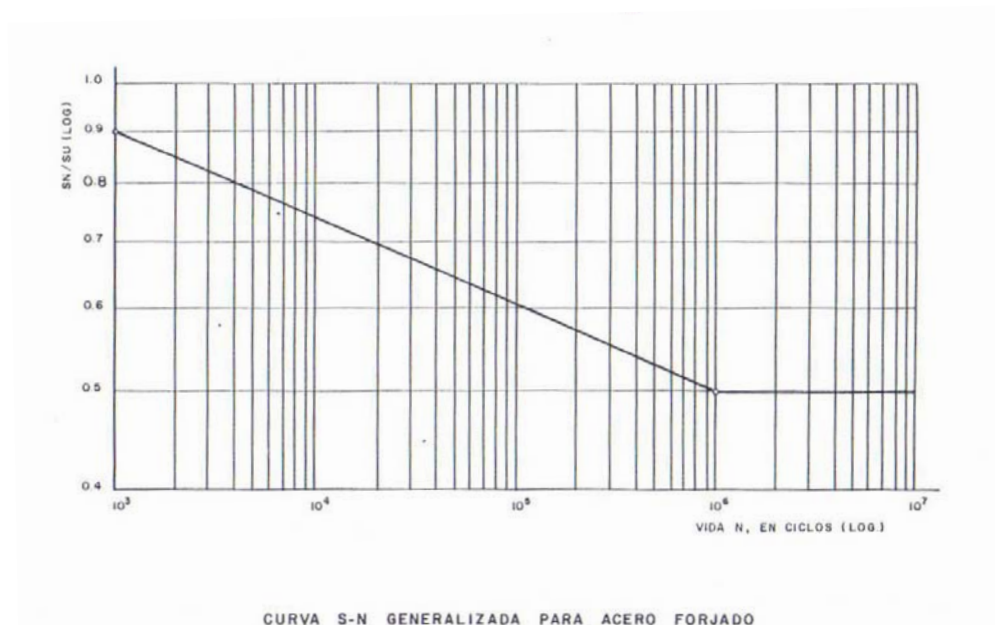


figura obtenida www.infoacero.cl

Los ensayos de fatiga están influenciados por la gran cantidad de variables como son el tamaño del espécimen, su forma, acabado superficial, método de fabricación y muchos otros. Estas variables con en cambio prácticamente despreciables cuando se tratan de ensayos estáticos con materiales dúctiles.

Para la elaboración de un buen ensayo es preciso eliminar la influencia de los factores causales en la resistencia de la probeta, si como tener en cuenta cualquier posible concentración de esfuerzos o de defecto interno. Por todo lo anterior la selección y fabricación de las probetas tiene una gran importancia. Estas deben ser si es posible de acero de una misma colada. Se requieren de 6 a 12 probetas para cada ensayo, ya que no es posible obtener resultados con un número menor.

2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS ENSAYOS DE FATIGA.

En la mayoría de los ensayos de fatiga se busca que solo exista una variable y que todos los demás factores permanezcan constantes. Con este criterio los ensayos de fatiga pueden clasificarse de la siguiente forma:

- 1- Por el tipo de carga actuante sobre la probeta: flexión (plana o rotativa), torsión, tensión o una combinación de cargas, además según la forma como fluctúan las cargas.
- 2- Por el ambiente: generalmente los ensayos de fatiga se realizan a las condiciones ambiente de laboratorio, en vacío o en atmósfera controlada especialmente para el estudio de la fatiga y corrosión simultánea.
- 3- Por la temperatura: existen tres zonas de temperatura para realizar ensayos de fatiga: Temperatura ambiente (20 – 25 °C); temperaturas inferiores al ambiente y temperaturas superiores al ambiente.

- 4- Por la frecuencia con lo cual se invierten las aplicaciones de carga sobre la probeta.
- 5- Por los tratamientos que haya sido sometido el material: recocido, bonificado, nitrurado, y otros.
- 6- Por el tamaño de la probeta.
- 7- Por la rugosidad de la superficie.

2.2 ENSAYOS DE FLEXIÓN ROTATIVA

Maquinas para ensayos de fatiga

En cuanto a la clasificación de las maquinas se pueden hacer partiendo de la naturaleza de los esfuerzos que actúan, sea cualquiera el modo de sollicitación en función del tiempo.

De esta forma se tienen cuatro categorías principales de maquinas de ensayos:

- Maquinas de esfuerzos axiales (tracción, compresión).
- Maquinas de flexión plana o rotativa
- Maquinas de torsión.
- Maquinas de esfuerzos combinados; por ejemplo flexión y torsión.

Las maquinas de ensayos de flexión rotativa pueden ser del tipo de momento flector constante o momento flector variable como se muestran esquemáticamente en las Figuras 8 y 9.

En la maquina de momento flector constante, la región de la viga rotativa comprendida entre los dos rodamientos interiores o de carga es sometida a un momento flector constante a lo largo de toda su longitud.

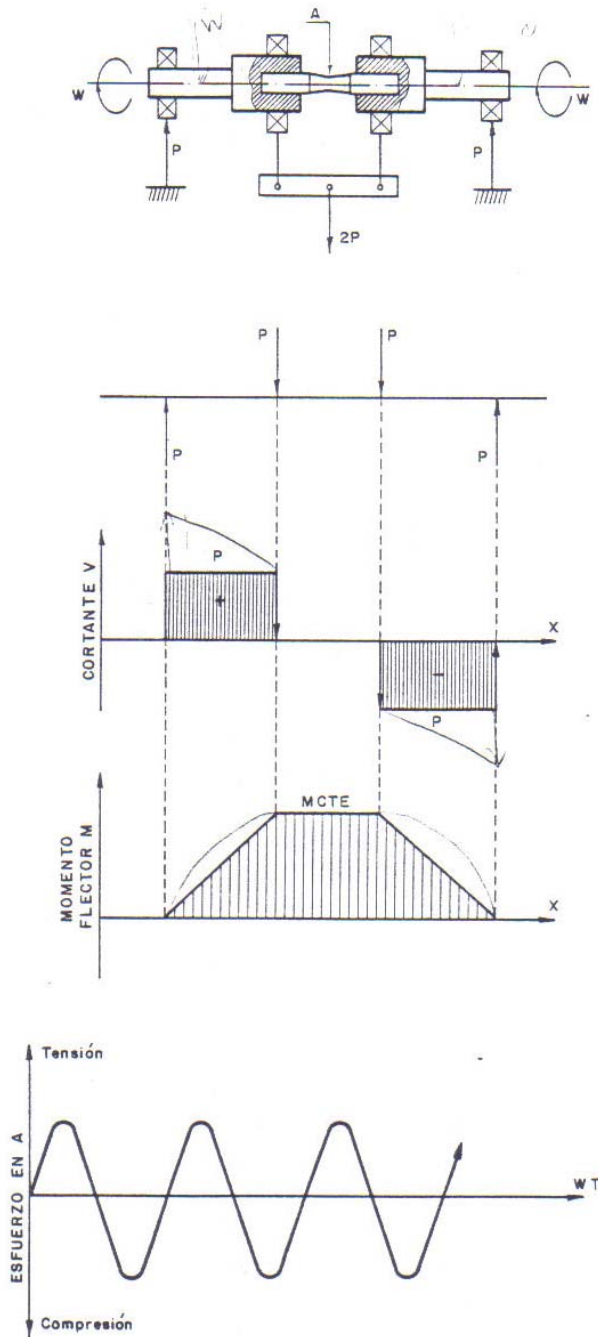
Al flectar la probeta, la fibra acortada del metal que trabaja a compresión se encuentra después de una semirevolucion alargada y trabaja a tracción. De esta forma, por la rotación de todas las fibras, excepto la fibra neutra, sufren en cada revolución un ciclo de esfuerzos alternados.

Los esfuerzos que actúan sobre cada fibra varían en función del tiempo según una ley sinusoidal con un valor medio nulo (ver Figura 7); cada revolución corresponde a un periodo o ciclo de esfuerzo. Esta maquina es básicamente del tipo de carga constante y no es adaptable para ensayos con esfuerzo medio diferente de cero.

La maquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa con carga en voladizo se muestra en la Figura 8. Es muy similar a la anterior, excepto por el momento flector el cual varía a lo largo de la probeta, haciendo que la localización axial de la sección critica sea importante al aplicar el nivel de esfuerzo deseado.

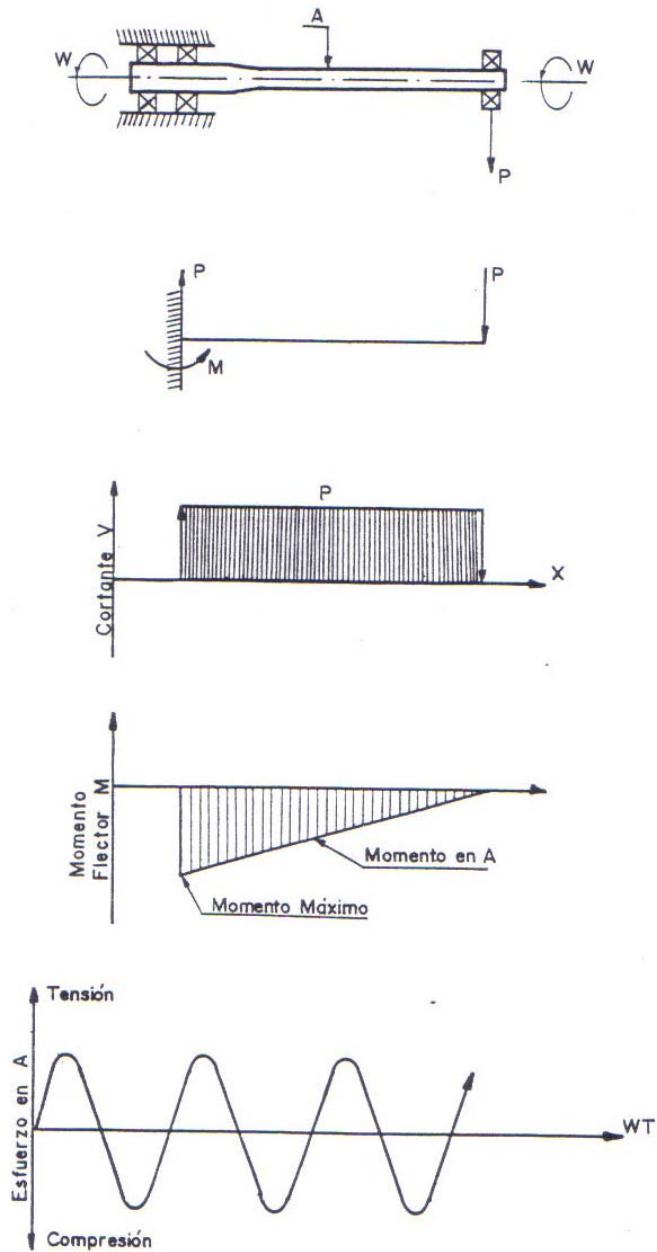
Se debe tener en cuenta que cuando se van a llevar a la práctica los resultados de los ensayos de fatiga se requiere un conocimiento cuantitativo de muchas diferencias entre el ensayo del laboratorio y la aplicación real. Entre estas diferencias se incluyen los esfuerzos medios diferentes a cero, la amplitud variable de los esfuerzos, el medio ambiente, el tamaño y la forma de la pieza, los concentradores de esfuerzo, las rugosidades superficiales, y la dispersión de algunos resultados.

Figura 7. Maquina de ensayos de flexión rotativa con momento flector constante



Maquina De Ensayos De Flexión Rotativa Con Momento Flector Constante
figura obtenida de ingenierias.uanl.mx

Figura 8. Maquina de ensayos de flexión rotativa con carga en voladizo.



Maquina De Ensayos Por Flexión Rotativa Con Carga En Voladizo
figura obtenida de ingenierias.uanl.mx

Curvas S-N

Los datos básicos de la fatiga para un rango de vida de elevado número de ciclos puede ser representado en forma conveniente en un gráfico de esfuerzos cíclicos contra logaritmo de vida en ciclos, o también en gráfico logarítmico (log-log) de esfuerzos contra vida.

Estos gráficos son conocidos con el nombre de curvas S-N, y constituyen una información de fundamental importancia para el diseño de piezas que van a estar sometidas a la acción de cargas dinámicas.

Debido a lo disperso que son los datos de vida a la fatiga a cualquier nivel de esfuerzos, se debe reconocer que no hay una única curva S-N para un material dado si no una familia de curvas S-N que tienen como parámetros la probabilidad constante de falla en un gráfico de esfuerzo contra vida de ciclos.

Para el desarrollo de curvas S-N en el laboratorio, usando los métodos estándares se procede de la siguiente manera:

- Se selecciona un grupo grande de probetas, cuidadosamente preparadas y pulidas del material de interés y se subdivide en cuatro o cinco grupos pequeños de por lo menos 15 probetas cada una.
- Se seleccionan cuatro o cinco niveles de esfuerzo con base en algunas pruebas que cubra todo el rango de esfuerzos de la curva S-N.
- Para realizar cada ensayo, se monta una probeta en la maquina de ensayos, poniendo especial cuidado en no generar esfuerzos indeseables.
- Se registra la amplitud del esfuerzo aplicado y el número de ciclos contado, o el tiempo hasta el momento de la falla o el fin del ensayo.

- Usando una nueva probeta se repite el procedimiento anterior, y registrándose nuevamente el nivel de esfuerzos y la vida en ciclos, hasta que se ha ensayado todas las probetas destinadas para el nivel de esfuerzos.
- Se cambia a un nuevo nivel de esfuerzos y se repiten los pasos anteriores hasta que todas las probetas destinadas para este segundo nivel han sido ensayados. Se debe tener presente que el resultado total de un ensayo de fatiga completo es un simple punto en el diagrama S-N
- Todos los datos recogidos son graficados en un sistema de coordenadas de esfuerzos contra logaritmo de la vida de ciclos, como el que se muestra en la Figura 9. los ensayos que se suspendieron sin que ocurriese la falla por fatiga son indicados con una punta de flecha señalando hacia la derecha.

Considerando los datos de la Figura 9, se podría simplemente trazar una curva principal a través de ellos. Al hacerlo quedaría claro que una dispersión sustancial de los datos alrededor de la línea media disminuirá la utilidad de esta para el diseño.

Figura 9. Plano de datos esfuerzos - ciclos de vida S – N, resultado de una serie de ensayos de fatiga.

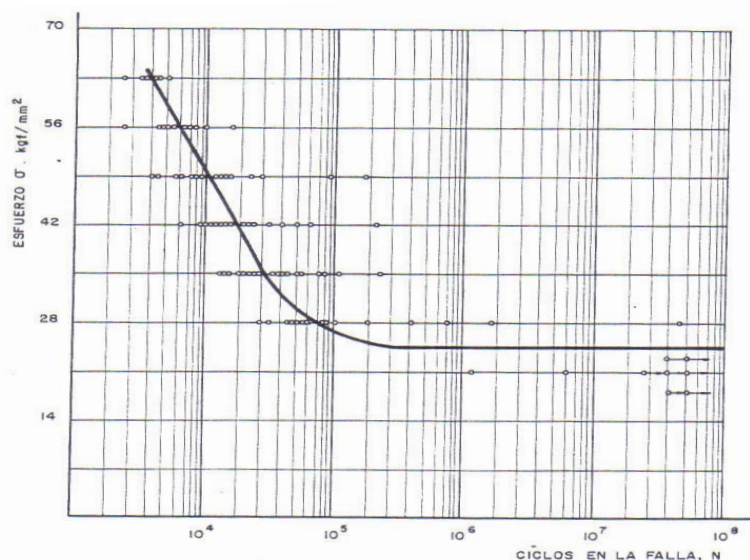


Figura obtenida de ingenierias.uanl.mx

Los ensayos extensos de grandes muestras han indicado que una distribución de vida logarítmica normal a un nivel constante de esfuerzos es una buena aproximación. Asumiendo que la distribución de la vida sea logarítmica normal a la media y la varianza de la muestra se pueden usar para especificar cualquier probabilidad de falla deseada. Repitiendo el análisis a todos los niveles del esfuerzo se pueden conectar los puntos de igual probabilidad de falla para obtener curvas de probabilidad constante de falla en el diagrama S-N. Una de estas familias de curvas S-N se muestra en la Figura 10.

Figura 10. Distribución de fallas por fatiga como una función del logaritmo de la vida en ciclos.

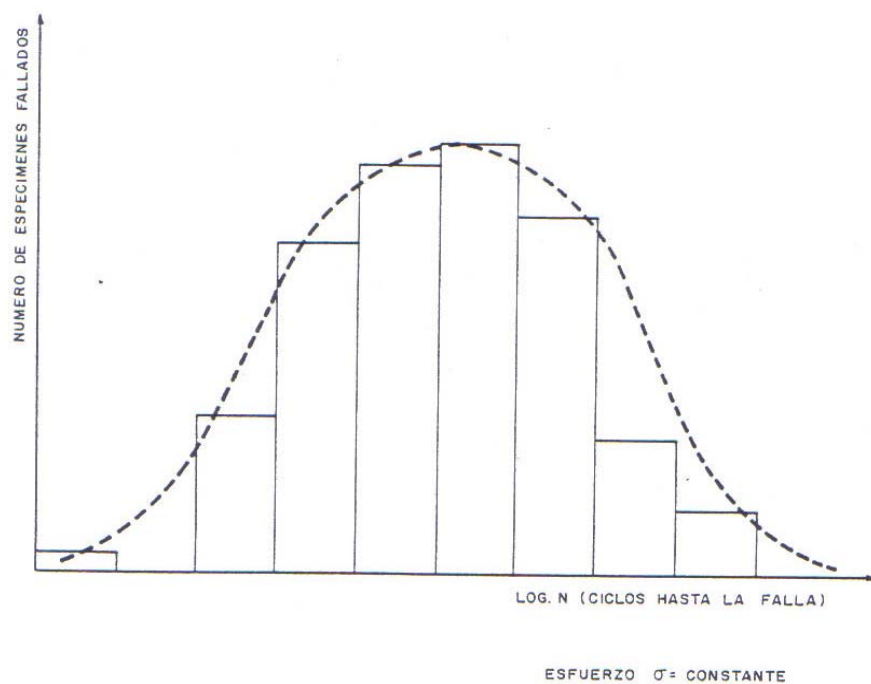


Figura obtenida de ingenierias.uanl.mx

Figura 11. Familia de curvas S-N-P correspondiente a la aleación de aluminio 7075-T6

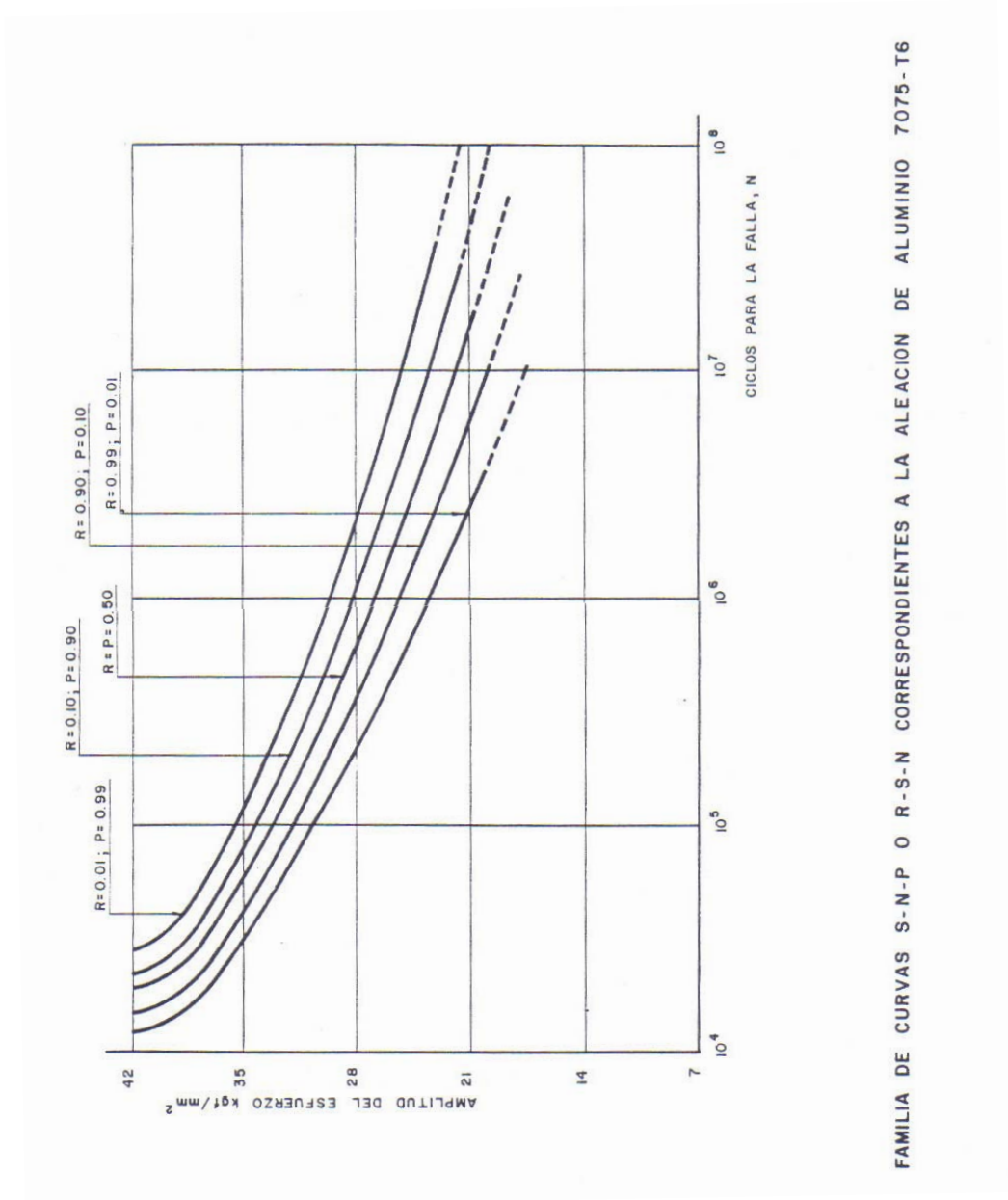


Figura obtenida de ingenierias.uanl.mx

Cabe señalar en este punto que la seguridad R es definida como uno (1) menos la probabilidad de falla, ósea;

$$R=(1-P)$$

De esta manera una curva de 10% de probabilidad de falla puede ser designada alternativamente como una curva de 90% de seguridad $R=0.90$. Debido a esto es posible encontrar en la literatura referencias a las curvas R-S-N. Es necesario aclarar que cuando se menciona la curva S-N para un material dado se trata generalmente de la curva media, a menos que se especifique algo distinto.

Las curvas medias S-N que se muestran en la Figura 12 distinguen dos tipos de respuesta del material a la carga cíclica. Las aleaciones ferrosas y el titanio muestran un tramo de curva descendente de gran pendiente en el rango de una vida finita, nivelándose para aproximarse a una asíntota de esfuerzo cuando la vida aumenta. Esta asíntota del esfuerzo por debajo del cual se pueden aplicar infinitos ciclos de carga sin que se presente la falla.

Las aleaciones no ferrosas no presentan asíntota, y la curva de esfuerzo contra la vida continúa descendiendo indefinidamente. Para estos materiales no existe límite de fatiga, y la falla como resultado de cargas cíclicas es solo cuestión de aplicar suficientes ciclos. Sin embargo todos los materiales muestran una curva relativamente horizontal en el rango de la vida.

La expresión “resistencia a la fatiga para determinada vida (S_n)”, se usa para determinar la falla de los materiales no ferrosos y de los materiales ferrosos en el rango de vida finita. El término “resistencia a la fatiga” sin la especificación de la vida correspondiente no tiene sentido. El término “límite de fatiga” siempre indica vida infinita.

Figura 12. Dos tipos de respuesta del material sometido a cargas cíclicas.

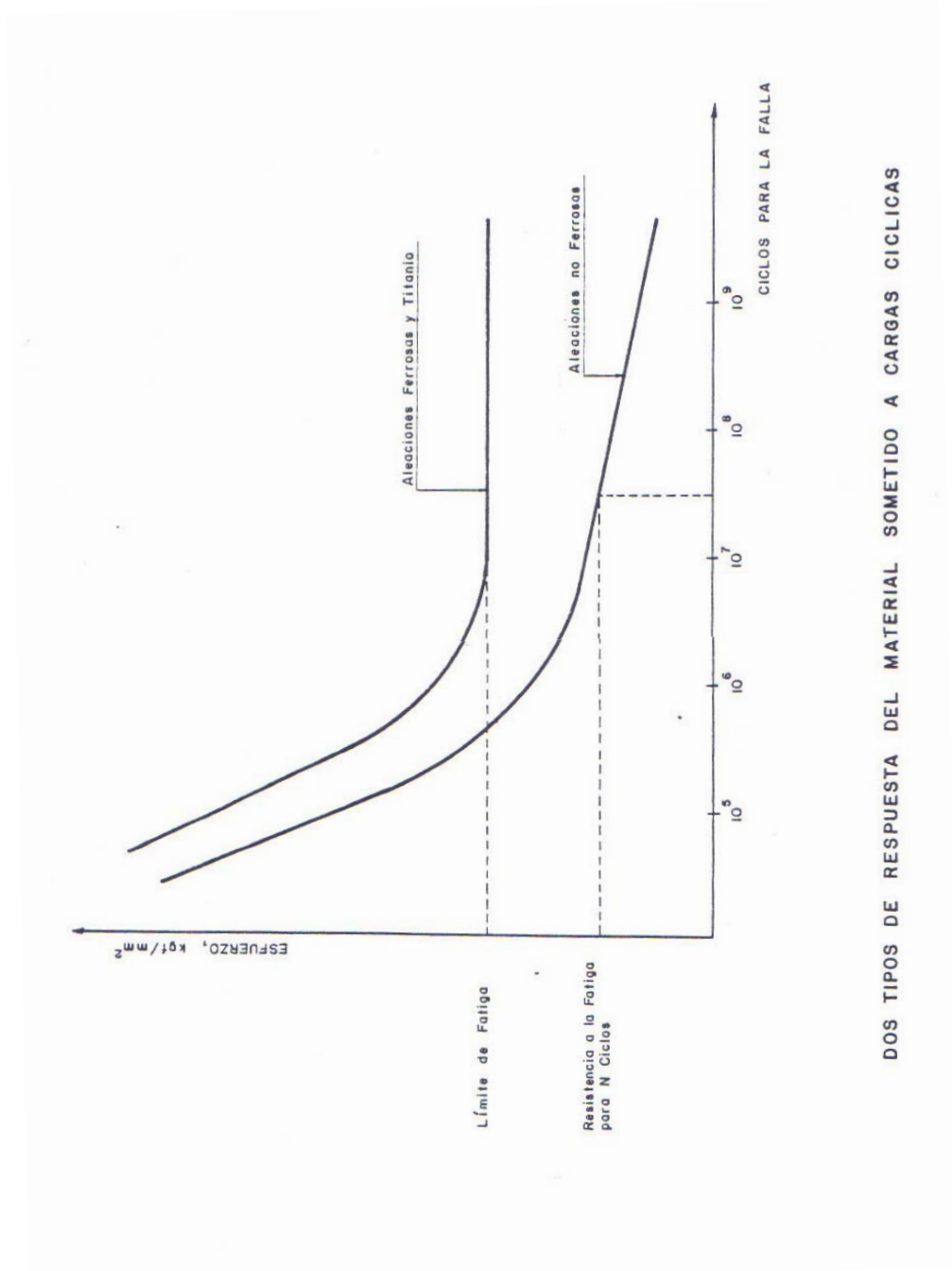


Figura obtenida de www.construir.com

3 INFLUENCIA DE DIVERSOS FACTORES SOBRE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

Son numerosos los factores que influyen en la resistencia a la fatiga de un material y que se deben tener en cuenta en el diseño de partes de maquinas así como en la realización de ensayos de laboratorio.

A continuación se estudiarán algunos de los factores que influyen sobre la resistencia a la fatiga de los materiales.

3.1 INFLUENCIA DEL MATERIAL.

Existen ciertos elementos como el níquel, cromo, vanadio, molibdeno, silicio, y manganeso que tienen un marcado efecto en la resistencia estática y en la resistencia a la fatiga de los aceros tratados térmicamente.

La función de estos elementos aleantes es aumentar la templabilidad en los aceros, y por lo tanto mejorar las propiedades mecánicas en una mayor zona de la pieza tratada; por tanto es conveniente indicar la composición química del material a ensayar y su estado de tratamiento térmico.

3.2 INFLUENCIA DEL DISEÑO.

Existen un gran número de factores que afectan a la fatiga y que dependen del diseño de la pieza, tales como la forma, vida estimada de la pieza y fenómenos que se presentan al estar superficies en contacto.

3.2.1 Concentración de esfuerzos.

A menudo en el diseño de partes estructurales o de máquinas se requiere la presencia de ranuras, taladros, filetes, chiveteros, roscas u otras discontinuidades físicas que inducen concentración de esfuerzos.

También es causa de concentraciones las imperfecciones del material, como burbujas de aire, inclusiones y grietas producidas por cambios bruscos de temperatura.

Todas estas entalladuras reducen la resistencia de los miembros al producir concentraciones de esfuerzos de grandes magnitudes.

La determinación analítica de la distribución de las deformaciones y los esfuerzos en la región del concentrador actualmente se hacen con elementos finitos y análisis numérico. Es estos casos las teorías elásticas basadas en la ley de Hooke no se pueden usar para calcular los esfuerzos. Por otro lado, si se presenta una deformación apreciable, las teorías de resistencia a la fatiga no pueden usarse para evaluar la resistencia en la zona de entalladura.

En la práctica el esfuerzo máximo en una discontinuidad de una sección es generalmente determinado calculando primero el esfuerzo nominal como si no existiera el concentrador y multiplicando luego este valor por un valor de concentración de esfuerzos.

Existen factores geométricos o teóricos de concentración de esfuerzos designados por K_t . Estos indican el incremento de los esfuerzos en materiales hipotéticos ideales, los cuales son completamente homogéneos, isotropicos y elásticos. También hay factores de concentración de esfuerzos para fatiga conocidos como factores de reducción de la resistencia a la fatiga o factores de entalladura para la fatiga, designados por K_f . Este factor se define como la relación que existe entre la resistencia a la fatiga de especímenes sin entalladura, y la resistencia a la fatiga

de especímenes con entalladura a igual número de ciclos N . En el rango elástico, los ensayos han demostrado que el valor del factor de entalladura a la fatiga es menor que el factor teórico de concentración de esfuerzos K_t .

La influencia de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga ha sido estudiada detenidamente por Peterson, para esfuerzos simples y esfuerzos combinados.

El grado en que la concentración de esfuerzos para fatiga alcanza a la concentración para esfuerzos estáticos se mide por el factor de sensibilidad a la entalladura definido como:

La relación entre el factor de sensibilidad a la entalladura “ q ” y el factor teórico de concentración de esfuerzos K_t se muestra en la Figura 13.

Este factor da una medida de la sensibilidad de la pieza a los efectos en la entalladura ya que, cuando $q=0$, K_f debe ser igual a 1, lo que significa que no existe efecto de entalladura. Por otra parte cuando $q=1$, se produce el máximo efecto de entalladura, ya que para que esto suceda $K_f=K_t$.

Las dificultades al interpretar la resistencia a la fatiga de especímenes con entalladura se debe a que el valor de q depende no solo de las propiedades del material sino también del tamaño de la entalla.

El factor de concentración de esfuerzos K_f está definida en términos del factor de sensibilidad a la entalladura q y del factor teórico de concentración de esfuerzos K_t por la siguiente expresión:

$$K_f = 1 + q.(K_t - 1).C_s$$

Donde C_s es el factor de acabado superficial en la zona crítica.

Figura 13. Factores de sensibilidad a la entalladura para los aceros.

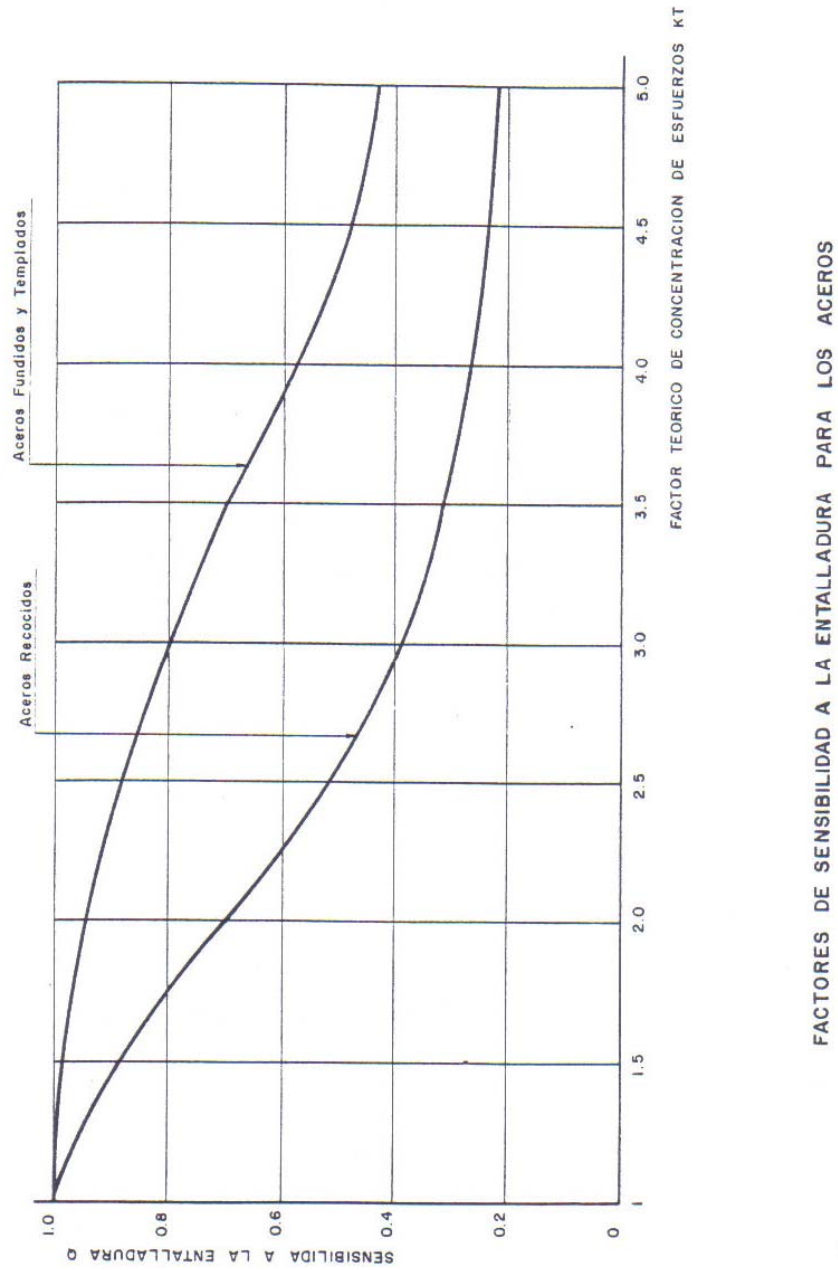


Figura obtenida de www.construir.com

Peterson define primero el factor estimado de la entalladura a la fatiga como el valor basado presentado en la anterior ecuación y luego obtiene valores de q representados por graficas tales como la de la Figura 14.

3.2.2 Corrosión por frotamiento.

La corrosión por frotamiento ocurre cuando dos superficies en contacto sometidas a altas cargas, experimentan un pequeño movimiento relativo. Este movimiento puede ser tan solo de amplitud microscópica, como el que resulta de pequeñas deformaciones elásticas de las partes acopladas.

Este tipo de corrosión se puede presentar en acoples de presión, bulones, uniones con remaches o pernos, en la zona de la probetas para ensayos de fatiga que esta sujeta a por la mordaza, en rodamientos de bolas cuyos aros no tienen rotación relativa y otras situaciones similares.

Los mecanismos de la corrosión por frotamiento no se comprenden aun del todo, pero se cree que incluyen los siguientes fenómenos:

- La formación y desprendimiento repetido de una película de oxido en la asperezas que se deslizan unas sobre las otras.
- Una acción mecánica de desgaste, de la que resulta el desprendimiento de partículas metálicas, las cuales se oxidan.

En la piezas de acero, un polvo marrón de oxido de hierro Fe_2O_3 se forma en las superficies. En las aleaciones de magnesio y aluminio este polvo es negro.

El daño superficial causado por la corrosión por frotamiento hace más susceptible la pieza a una falla por fatiga, y las mismas cargas cíclicas que causan el

movimiento relativo de las partes generalmente conducen a una falla por fatiga. Este fenómeno total es conocido como fatiga de frotamiento (Fretting Fatigue). Las fallas por fatiga por forzamiento normalmente ocurren en el borde de las superficies en contacto dinámico, o en sus proximidades. Sachs y Horger desarrollaron las siguientes “leyes” de la fatiga por frotamiento:

- El efecto dañino de la fricción se limita a aquellos casos que involucran esfuerzos de tensión. Si los esfuerzos cíclicos son todos de compresión se cree que la corrosión por frotamiento no debilitara a la pieza en lo relativo a la fatiga.
- El efecto dañino es altamente dependiente del material. Estudios indican que el daño por frotamiento ocurre en los materiales más resistentes.
- Los tratamientos mecánicos y térmicos que producen esfuerzos residuales superficiales de compresión son altamente efectivos para vencer los efectos debilitadores de la corrosión por fricción.

Figura 14. Valores promedio de sensibilidad a la entalladura para fatiga.

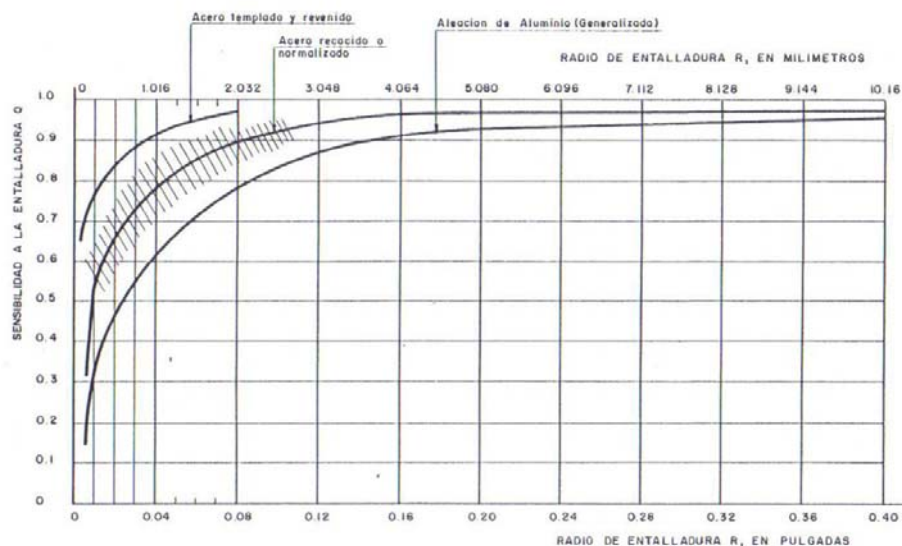


Figura obtenida de www.construir.com

El efecto se incrementa al aumentar las presiones superficiales y es mas aparente con esfuerzos fluctuantes lo suficientemente bajos para permitir vidas a fatigas relativamente largas. En la piezas de acero no parece existir un verdadero limite de fatiga al frotamiento; el valor de la resistencia a la fatiga continua disminuyendo a medida que la vida de la pieza pasa mas allá del limite normal de 10^6 a 10^7 ciclos.

3.3 INFLUENCIA DEL TAMAÑO DE LA PIEZA.

Este es un factor de gran importancia, sin embargo aun no hay un completo entendimiento de dicha influencia, ya que los resultados de los ensayos son a veces contradictorios, especialmente en los ensayos de carga axial (tensión y compresión).

En general se puede afirmar que para cargas flectoras y torsionales el límite de fatiga tiende a disminuir a medida que aumenta el tamaño de la pieza.

La relación entre el limite de fatiga del tamaño real de la probeta (8mm o 0.3”) de flexión rotativa es llamado “factor de tamaño” y se designa como C_b , así:

$$C_b = \frac{S_n(\text{tamaño_real})}{S'_n}$$

Para el cálculo del factor de tamaño se ha escogido la teoría de R. Kugvel que concluye con la siguiente ecuación para cargas de flexión y torsión:

$$cb = \begin{cases} 0.869.d - 0.097 \rightarrow 0.3" < d \leq 10" \\ 1 \rightarrow d \leq 0.3" \\ 1.189.d - 0.097 \rightarrow 8mm < d \leq 250mm \end{cases}$$

En donde d es el diámetro de la barra redonda o el diámetro efectivo equivalente para secciones no circulares.

3.4 INFLUENCIA DEL PROCESO DE MANUFACTURA.

3.4.1 Método de Fabricación.

Es muy importante tener en cuenta el método de fabricación de las piezas ya que dependiendo del tipo de método, se afecta la resistencia a la fatiga al introducirse en el material cambios internos y externos.

Los procesos como fundición, laminación en frío o en caliente, forja, maquinado, extrusión y otros, generan propiedades distintas en un mismo material porque dan lugar a diferentes microestructuras.

En la Figura 15 se pueden comparar las resistencias relativas a la fatiga de partes fabricadas por diferentes procesos, los cuales son bastante diferentes para un mismo material.

3.4.2 Acabado Superficial.

El acabado superficial de una pieza afecta su límite de fatiga de tres formas:

- Concentrando esfuerzos debido a las asperezas de la superficie

-Alterando las propiedades físicas de la capa superficial del material; por ejemplo cuando la pieza es forjada, la superficie se descaburiza, disminuyendo así su resistencia.

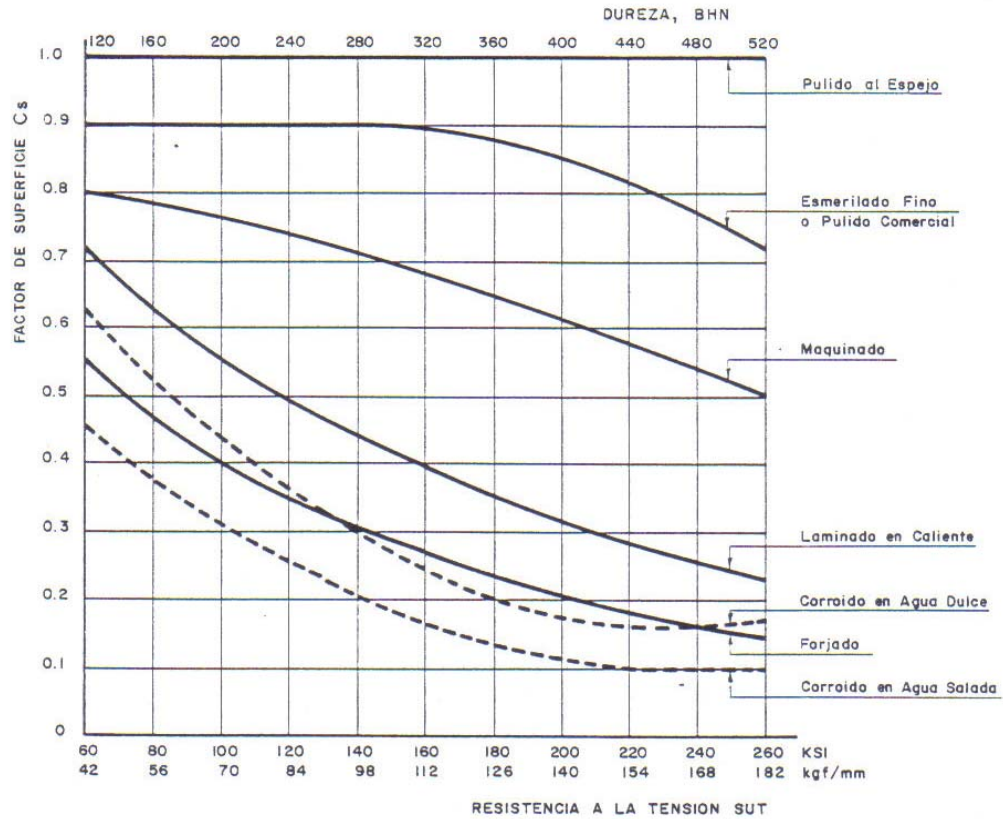
-Introduciendo esfuerzos residuales, como los generados al esmerilar, creando frecuentemente tensiones residuales en la capa superficial lo cual disminuye la capacidad del material para soportar cargas reversibles.

En los materiales frágiles cualquier imperfección en la superficie solo sirve para aumentar la concentración de esfuerzos a la ya existente en la micro- estructura del material. Este aumento de la concentración de esfuerzos depende de la homogeneidad de la microestructura. Las estructuras de granos finos relativamente uniformes, libres de inclusiones, se ven más afectadas que las estructuras de grano grueso y con grandes inclusiones concentradoras de esfuerzo. El factor de acabado superficial C_s se define como la relación entre el límite de fatiga obtenido con un acabado superficial determinado y el obtenido con el acabado estándar “pulido al espejo” de las probetas para la máquina de Moore. Se han hecho numerosos trabajos estudiando la influencia de diversos acabados superficiales en la vida a la fatiga y con los resultados obtenidos se han elaborado curvas que permiten determinarlo como la mostrada en la Figura 15.

3.4.3 Tratamientos Térmicos.

Estos tratamientos se aplican comúnmente para aumentar la resistencia al desgaste de la superficie de las piezas; pero también son efectivos para incrementar la resistencia a la fatiga.

Figura 15. Factor de acabado superficial C_s para piezas de acero.



FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL C_s PARA PIEZAS DE ACERO

Figura obtenida de ingenierias.uanl.mx

En los tratamientos de carburización, generalmente en la capa endurecida se encuentran esfuerzos residuales de compresión, debido a la transformación de la martensita que solo ocurre en esta capa, y el hecho de que el núcleo se enfría de último y por lo tanto tiende a estar en tensión.

Con el proceso de nitruración se forma en la superficie de las piezas una capa extremadamente dura, de aproximadamente 0.020 pulg. De espesor. De hecho, la combinación del aumento de la resistencia en la superficie hace que las piezas nitruradas sean casi inmunes al debilitamiento debido a concentradores ordinarios de esfuerzos. En este proceso no es necesario enfriar bruscamente la pieza

tratada, de modo que las deformaciones o distorsiones durante el tratamiento son mínimas.

El endurecimiento mediante llama se o por inducción de piezas de acero con suficiente contenido de carbono, también producen esfuerzos residuales de compresión, así como endurecimiento superficial. Se han obtenido mejoras hasta 100% en la resistencia a la fatiga en algunos casos. En otros procesos los mayores beneficios se obtienen en entalladuras con gradientes de esfuerzo escalonados. Estos procesos, no obstante, pueden causar algún debilitamiento de la zona de transición entre la capa de endurecimiento y el núcleo, especialmente en aquellos casos, en los cuales la relación temperatura tiempo produce cierta cantidad de recocido o atemperamiento.

3.5 INFLUENCIA DEL TIPO DE CARGA.

Los ensayos de laboratorio han demostrado que el límite de resistencia a la fatiga de un mismo material, obtenido a partir de un grupo de probetas sometidas a diferentes tipos de cargas, pueden ser diversos para cada método de ensayo.

Ya que las máquinas para ensayos de fatiga son las de flexión rotativa, se han buscado relaciones denominadas factores de carga C_1 , que permiten corregir los valores de resistencia obtenidos mediante ensayos de flexión rotativa, para poder aplicarlos con otros tipos de carga.

Para carga axial, los valores experimentales del factor de carga reportados por la literatura se encuentra entre 0.75 y 1.0; estudios más recientes han dado resultados que se sitúan mas bien hacia el lado alto de este rango.

Juvinall sugiere que se utilice un valor de 0.9 para carga axial controlada con precisión. Cuando se presente excentricidad en la carga y no se pueda calcular los esfuerzos de flexión producidos por ésta, se considera solo el esfuerzo axial y se aplica un factor de carga entre 0.6 y 0.85. Cuando la carga es flexión pura el factor es 1.0.

Aunque existe una tendencia a que se necesite una mayor carga para fracturar una probeta sometida a flexión reversible en un plano, que para fracturarla a flexión rotativa, la diferencia entre los dos casos resulta ser menor al 5% para materiales comerciales, así que generalmente se asume que el límite de fatiga es el mismo para ambos tipos de carga.

En una probeta sometida a flexión repetitiva las fibras del material experimentan ciclos de solo tensión o compresión que fluctúan entre cero y un valor máximo.

Los resultados demuestran que la falla en este caso ocurre a un mayor número de ciclos de carga que cuando la flexión es alternativa. Esto se debe al hecho de que cuando se presenta flexión alternativa los bordes de las microgrietas que ocasionan la falla por fatiga se separan y luego se comprimen haciendo que la grieta avance y se abra cada vez más; mientras que el crecimiento de la grieta parece ser menor cuando los bordes se separan o se comprimen repetitivamente, ver Figura 16.

Figura 16. Probeta con una microgrieta sometida a flexión repetitiva y flexión alternativa

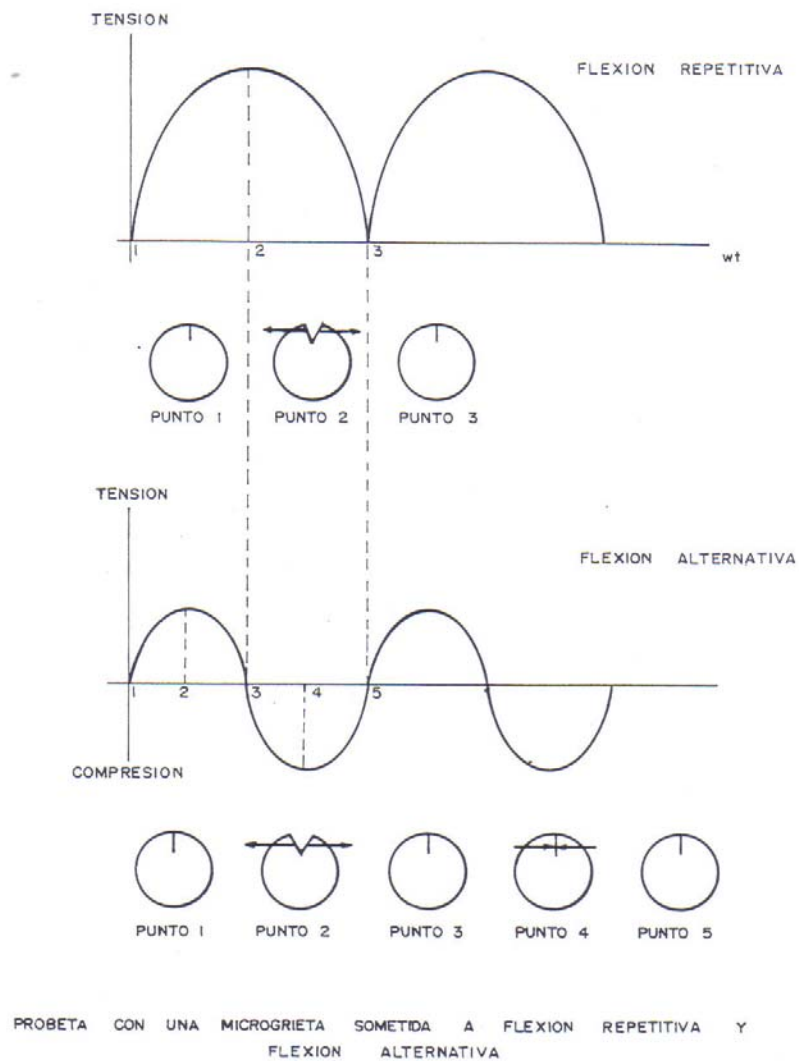


Figura obtenida de ingenierias.uanl.mx

Cuando se compara el comportamiento de dos probetas idénticas del mismo material, opera una sometida a esfuerzos directos de tensión y compresión alternativas y la otra a flexión rotativa, los resultados indican que generalmente se

obtiene un límite de fatiga algo menos para la probeta sometida a tensión y compresión directas.

3.5.1 Subesforzamiento y sobreesforzamiento.

El subesforzamiento y sobreesforzamiento iniciales de una pieza tienen influencia sobre su posterior resistencia a la fatiga. Por subesforzamiento se entiende la aplicación de esfuerzos en magnitudes y número de ciclos tales que el material no es dañado. El sobre-esforzamiento, por el contrario, se refiere a la aplicación de esfuerzos iniciales superiores a la resistencia a la fatiga del material. Por consiguiente, en los ensayos posteriores al sobre-esforzamiento se obtendrán valores de la resistencia a la fatiga reducidos.

3.5.2 Velocidad de ensayo.

El efecto de la velocidad de los ensayos en la resistencia de la fatiga ha sido estudiado por numerosos investigadores, y parece que hay algunas inconsistencias en los resultados obtenidos. Sin embargo, en el rango de 200 a 7000 ciclos por minuto no se ha encontrado ningún efecto de la frecuencia de la resistencia a la fatiga, excepto en aquellos en los cuales la temperatura de la probeta aumenta hasta ocasionar fluencia (creep).

Para velocidades de ensayo muy bajas se han reportado pequeñas reducciones de resistencia a la fatiga, mientras que para velocidades muy altas esta parece experimentar un incremento. La Tabla 1 de los valores del límite de fatiga para varios materiales, determinados en ensayos de especímenes pequeños a varias velocidades. El mismo tipo de máquina se usó en todos los ensayos.

Tabla 1. Efecto de la velocidad del ensayo sobre el límite de fatiga

	VELOCIDAD EN CICLOS POR MINUTO		
	1.500	10.000	30.0000
Acero estructural	30 (21.09)	32 (22.50)	33(23.20)
Acero para rieles ferrocarril	50 (35.15)	51 (35.85)	53 (37.26)
Acero S.A.E. 4140 con T.T	91(63.98)	91(63.98)	93(65.38)
Hierro fundido gris	10(7.03)	10(7.03)	11(7.73)
Duralumino	15(10.54)	15(10.54)	16(11.25)

*Resistencia a la fatiga para 10 ciclos de esfuerzo

La Tabla 2 muestra una comparación entre la variación de diversos factores cuando se trabaja a bajo y alto ciclaje.

3.5.3 Esfuerzos Fluctuantes.

Existen algunas relaciones empíricas que comparan la falla a un número dado de ciclos de esfuerzos alternativos (Esfuerzos medio cero).

Algunas de estas relaciones son las siguientes: (ver Figura 17)

- La relación lineal de Sodergerg
- La relación lineal de Goodman
- La relación parabólica de Gerber
- La relación elíptica.
- Y otras.

Tabla 2. Comparación de diferentes factores trabajando a bajo y alto ciclaje

	Bajo ciclaje	Alto ciclaje
Esfuerzo interno y endurecimiento	Alto	Bajo
Suma neta de fluencia plástica E	Macrotamaño	Microtamaño
Desorientación rayos X	3 4	Fino 10 A
Distorsión en plano de deslizamiento	Ancho (10-10 A)	Persistente
Origen de grietas	Normal	Superficie
Cambio de la grieta	Interior	En la sección del máximo esf. de tensión
Fractura	A lo largo del cortante máximo	Deterioro de la estructura
	Dilatación estática	

Figura 17. Criterio de diseño para cargas dinámicas puras para materiales dúctiles sometidos a tracción y/o flexión

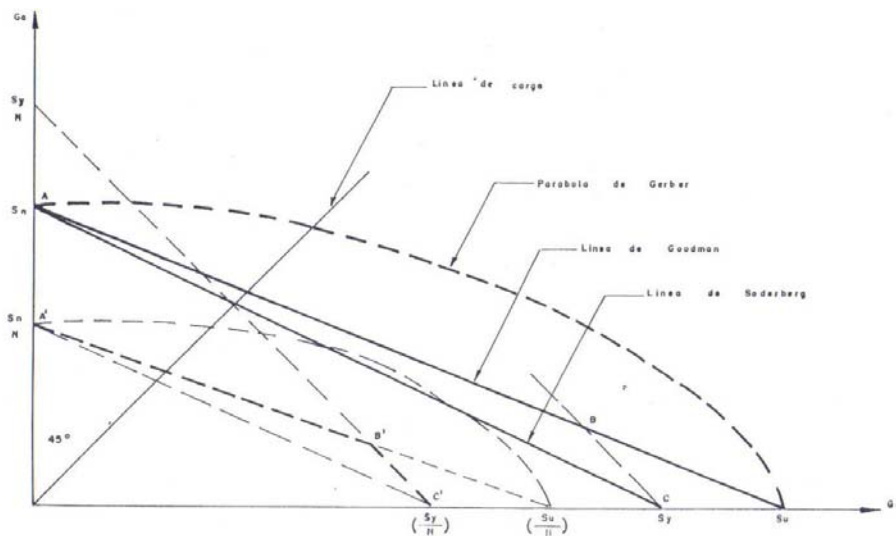


Figura obtenida de ingenierias.uanl.mx

La superposición de esfuerzos estáticos sobre esfuerzos dinámicos reduce la resistencia a la fatiga. Si estos esfuerzos estáticos son de compresión, la reducción resulta mucho menor que si se aplicaran esfuerzos estáticos y alternativos flexionantes o tensionantes.

Considérese por ejemplo una barra de acero sometida a un momento flector que fluctúa como se muestra en la Figura 18. Suponiendo que la aplicación inicial del momento máximo (punto A) las fibras externas de la barra llegan a cadencia. Al quitar la carga (punto B) volverla a aplicar (punto A). etc. No se incrementa la cadencia y es enteramente posible que la barra nunca falle por fatiga. Si el nivel de cadencia alcanzado con la aplicación inicial de la carga no es objetable, no se deber considerar que la pieza ha fallado. En muchos casos. Sin embargo, cualquier carga por encima del punto de cadencia es considerada falla.

3.6 INFLUENCIA DEL MEDIO AMBIENTE

3.6.1 Corrosión.

La acción combinada de corrosión y de fatiga da lugar a la falla mucho más rápidamente de lo que se podría anticipar se consideran los dos efectos actuando por separado, dándole además unas características especiales.

Figura 18. Momento fluctuante que puede llevar a cadencia sin ocasionar fractura

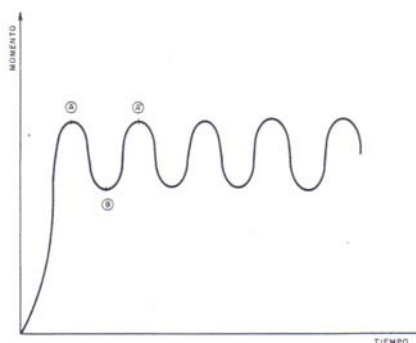


Figura obtenida de www.infoacero.cl

Este fenómeno se conoce como fatiga por corrosión y ocurre en la mayoría, si no en todos los metales, aunque más marcadamente en aquellos que tienen una baja resistencia a la corrosión.

En las tablas 3 y 4 se dan algunos límites de fatiga por corrosión de diferentes aceros y metales no ferrosos.

Las conclusiones que se pueden extraer de estas tablas son:

-No hay relación entre la resistencia a la fatiga por corrosión y la resistencia a la tracción.

-Los aceros de media aleación tiene solo un poco más de resistencia a la fatiga por corrosión que los aceros al carbono.

_El tratamiento térmico no mejora la resistencia a la fatiga por corrosión en los aceros al carbono ni en los aceros de media aleación.

-Los aceros resistentes a la corrosión que contienen cromo, poseen una resistencia a la fatiga por corrosión mayor que otros aceros.

-La resistencia a la fatiga por corrosión en todos los aceros es menor en agua salada que en agua dulce.

3.6.2. Temperatura

La temperatura ejerce un importante efecto sobre la resistencia a la fatiga de los materiales a temperaturas muy altas o muy bajas.

Cuando la temperatura de trabajo de una pieza es muy alta es necesario diseñar contra la falla por fatiga y contra la fluencia. Es muy importante recordar que la

fluencia depende del tiempo de calentamiento, mientras que la fatiga depende del número de ciclos.

A altas temperaturas la aplicación de carga estática produce en los metales una continua deformación o deslizamiento, que puede eventualmente apresurar la fractura si la carga es mantenida por un tiempo suficiente. Por lo tanto el primer requerimiento de los metales a altas temperaturas es que ellos pueden soportar cargas estáticas y las aleaciones resistir calor para poder desarrollar primariamente un alto esfuerzo de deslizamiento. Afortunadamente se puede establecer que aquellas aleaciones que poseen buena resistencia al deslizamiento, son también resistentes a la fatiga.

Una comparación del esfuerzo de fatiga a altas temperaturas con otras propiedades mecánicas muestran que el esfuerzo de fatiga está estrechamente relacionado con el esfuerzo de tensión, a menos que la temperatura sea afectada apreciablemente por el deslizamiento.

La relación entre el esfuerzo de fatiga y temperatura para seleccionar materiales usados a alta temperatura se muestra en la Figura 28. Tomando como ejemplo el acero al carbono vemos entre 20° y 120°C su límite de fatiga disminuye un poco, pero entre 120° y 350°C aproximadamente su límite de fatiga se incrementa notoriamente para luego empezar a decaer progresivamente hasta un valor inferior al límite de fatiga a temperatura ambiente.

A bajas temperaturas los esfuerzos de tensión, fluencia y de fatiga de los aceros se incrementa. La fragilidad por lo tanto también se incrementa y en consecuencia los materiales pueden ser sensitivos o presentar ranuras, perforaciones y cambios de sección.

Hasta ahora solo se han considerado los efectos de una alta o baja temperatura aplicada uniformemente a toda la pieza. Existen aplicaciones en las cuales esta condición de distribución uniforme de temperatura no existe, y se producen esfuerzos por las variaciones o gradientes de las mismas. Cuando la aplicación de la temperatura es no uniforme y se hace en forma lenta y repetitiva se habla de fatiga térmica, mientras que si esto se hace en forma súbita se conoce como shock térmico.

Tanto shock como la fatiga térmica pueden producir altos esfuerzos con la posibilidad de ruptura de la pieza. Además las condiciones del shock térmico disminuyen la ductibilidad del material.

Figura 19. Influencia de la temperatura en el esfuerzo de fatiga de los materiales

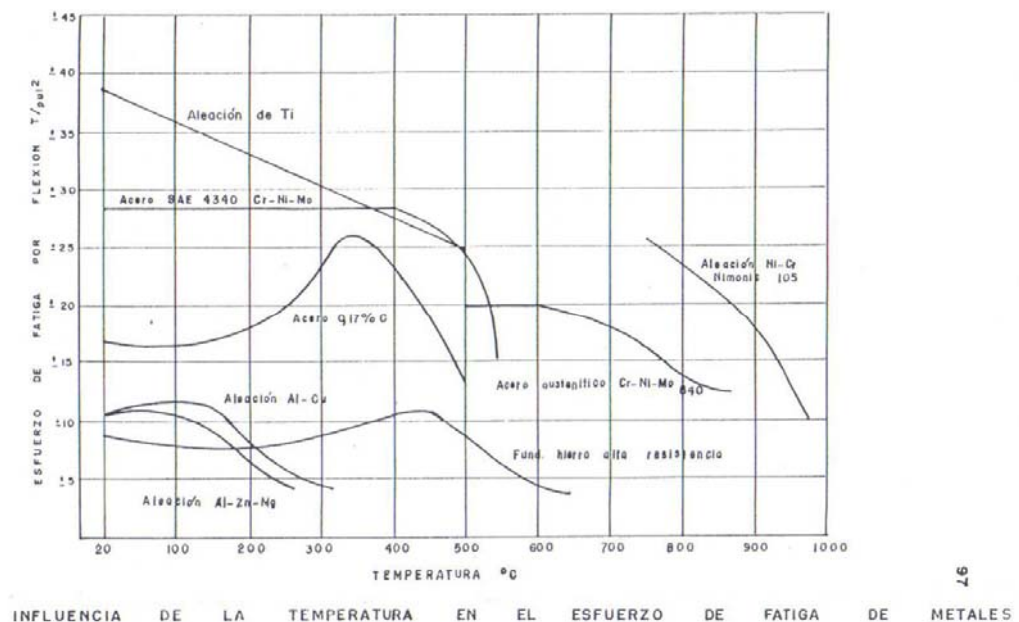


Figura obtenida de www.infoacero.cl

Tabla 3. Límite de fatiga por corrosión de algunos aceros

(Sometidos a 10 ciclos de esfuerzos, con una frecuencia de 1450 cpm)

Composición %			Condición	Su De tracción Ksi	Límite de fatiga en aire Ksi	Límite de fatiga por corrosión en Ksi	
C	Ni	Cr				Agua dulce	Agua Salada
0.11			Recocido	46	25	16	
1.09			Recocido	103	42	23	
0.09		13.08	Templado	85	50	35	18
0.24		20.50	Templado	111		48	
0.38	15.9	16	Recocido	126	64	51	
0.24	22.1	6	Normalizado	85			15
0.39	34.7	10.90	Recocido	112	57	41	22

Tabla 4. Límite de fatiga por corrosión para varios metales no ferrosos (sometidos a 2* 10 ciclos de esfuerzo, con una frecuencia de 1450 cpm)

Composición %				Condición	Su De Tracción Ksi	Límite de fatiga en aire Ksi	Límite de fatiga por corrosión en Ksi	
Ni	Cu	Al	Mn				Agua dulce	Agua Salada
99				Recocido	78	33.0	23.0	21.5
68	30			Recocido	127	51.5	26.0	29.0
21	78			Recocido	47	19.0	18.0	18.0
	100			Recocido	31	9.5	10.0	10.0
		99		Recocido	13	5.9		2.1
		98	1.2	Templado	24	10.1	5.5	40.
	4	94		Recocido	33	13.5	7.5	6.7

4. DISEÑO DE LA MAQUINA DE FATIGA

4.1 GENERALIDADES

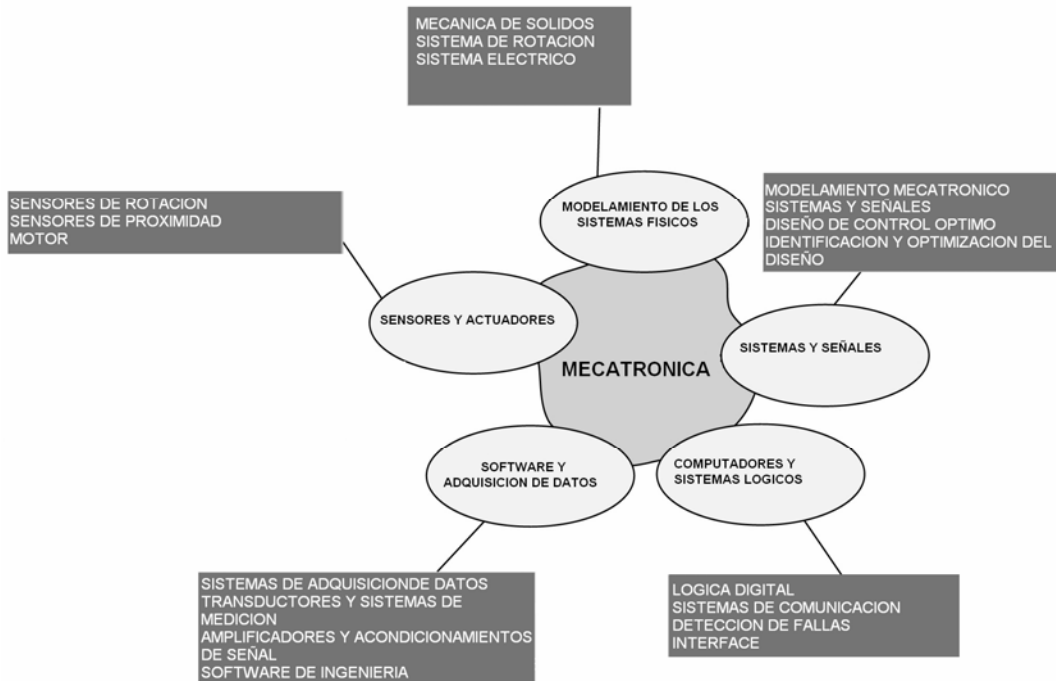
El diseño de la maquina de fatiga se fundamenta en los siguientes parámetros

- 1- La maquina consta de dos secciones en donde se evalúan por separado la resistencia a la fatiga a momento constante y a momento variable (cantilever).
- 2- La probeta sometida a momento constante tiene un momento resistivo de 10 Kgf-mm y la probeta sometida a momento variable tiene un momento resistivo de 7 Kgf-mm.
- 3- La velocidad de operación de 2000 rpm.
- 4- La transmisión se realizo mediante un sistema de poleas donde el eje de la polea conducida es concéntrico a los dos ejes del sistema.
- 5- La medición del número de revoluciones así como el apagado del motor, es controlado mediante un plc de gama baja.
- 6- Las vibraciones producidas por el sistema de trabajo son absorbidas por el bastidor o cuerpo de la maquina.

4.2 DISEÑO MECATRONICO.

Debido a que el diseño mecatronico es la integración sinérgica de los campos de ingeniería mecánica, con la electrónica y las computadoras para la fabricación de elementos industriales y sus procesos, el desarrollo de la maquina de fatiga por flexión rotativa se ha idealizado teniendo en cuenta los pasos para un buen diseño concurrente. Los elementos claves de la maquina de fatiga por flexión rotativa son:

Figura 20. Elementos claves de la mecatrónica en la maquina de fatiga



Teoría del diseño mecatronico concurrente de bishop

Basándose sobre la teoría del diseño mecatronico concurrente de bishop, los principales pasos que se adoptaron en la maquina fueron:

Herramientas CAD/CAE: Se construyo específicamente cada uno de los elementos que hacen parte de la maquina por medio de herramientas CAD (solid edge) y se obtienen modelos para trabajar tanto estática como dinámicamente, además por medio de herramientas CAE (Ansys Workbench) las piezas con mayor riesgo son analizadas para determinar un desarrollo optimo en la maquina.

Modelamiento: El diseño de la maquina se complemento con todo el modelamiento matemático manual que requiere cada una de las piezas, como la

confirmación de la selección de rodamientos por medio de un software (SKF) y por medio de un calculo manual.

Simulación: Por medio de un simulador (Logo soft) el diseño de la automatización de la maquina de fatiga se optimizo y se comprobó el correcto funcionamiento del autómeta.

En el diseño concurrente los dos siguientes pasos se refieren a la integración del hardware, del software y de los elementos de la maquina que estos gobiernan en tiempo real, debido a que la maquina en este proyecto no será construida y los elementos del sistema de automatización no están disponibles, no nos fue posible comprobar las pruebas de falla de los elementos (sensores, motor, etc) como nos sugiere bishop en el capitulo 2.

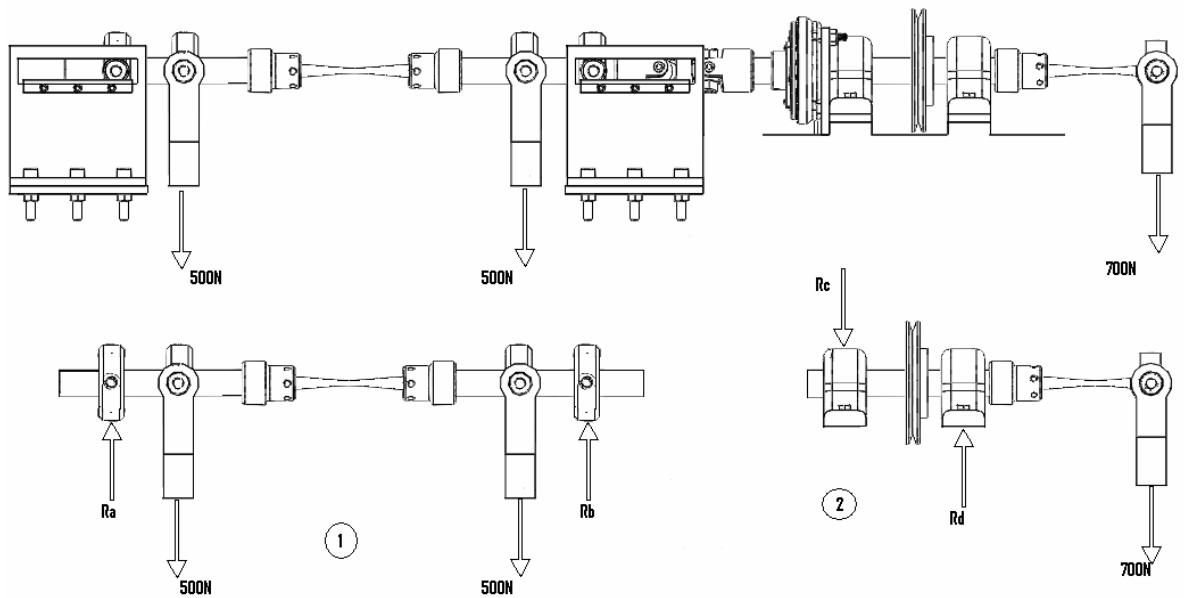
4.3 DESCRIPCION Y CARACTERISTICA DE LA MAQUINA DE FATIGA

La maquina en cuestión obedece al diseño convencional para flexión rotativa, la cual consta de las siguientes sistemas

- 1- Sistemas de carga
- 2- Sistema de potencia
- 3- Bastidor
- 4- Sistema de medición
- 5- Sistema eléctrico

4.3.1 SISTEMA DE CARGA.

Figura 21. Sistema de carga



4.3.1.1 Análisis Del Diámetro Óptimo De Los Ejes Principales.

Partiendo de la suposición de un eje continuo en la sección 1 desde el apoyo Ra hasta la junta Rb, (ver figura 21) con un longitud de 60 cm, se analizó la máquina tanto estática como dinámicamente, sometido a una carga de 1000N (máximo peso utilizado en el laboratorio), el cálculo se inicia definiendo las propiedades del material ASTM 4340 elegido por poseer alta resistencia a la tracción. El análisis se desarrolló partiendo de un factor de seguridad igual a uno, con el fin de conocer el mínimo diámetro del eje principal.

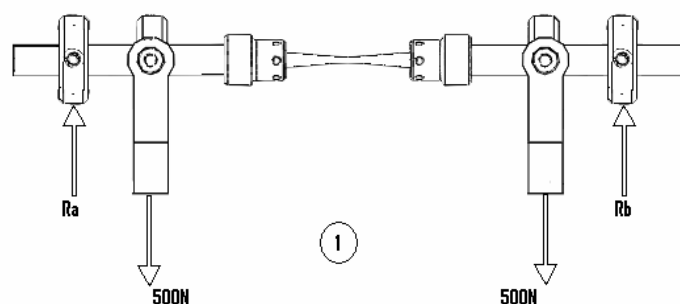
Tabla 5. Propiedades del material ASTM 4340

Propiedades del material ASTM 4340	
Propiedad	Magnitud
Compressive Ultimate Strength	0.0 Pa
Compressive Yield Strength	5.9×10^8 Pa
Density	7,850.0 kg/m ³
Poisson's Ratio	0.3
Tensile Yield Strength	4.4×10^8 Pa
Tensile Ultimate Strength	5.9×10^8 Pa
Young's Modulus	2.0×10^{11} Pa
Thermal Expansion	1.2×10^{-5} 1/°C
Specific Heat	434.0 J/kg·°C
Thermal Conductivity	60.5 W/m·°C
Relative Permeability	10,000.0
Resistivity	1.7×10^{-7} Ohm·m

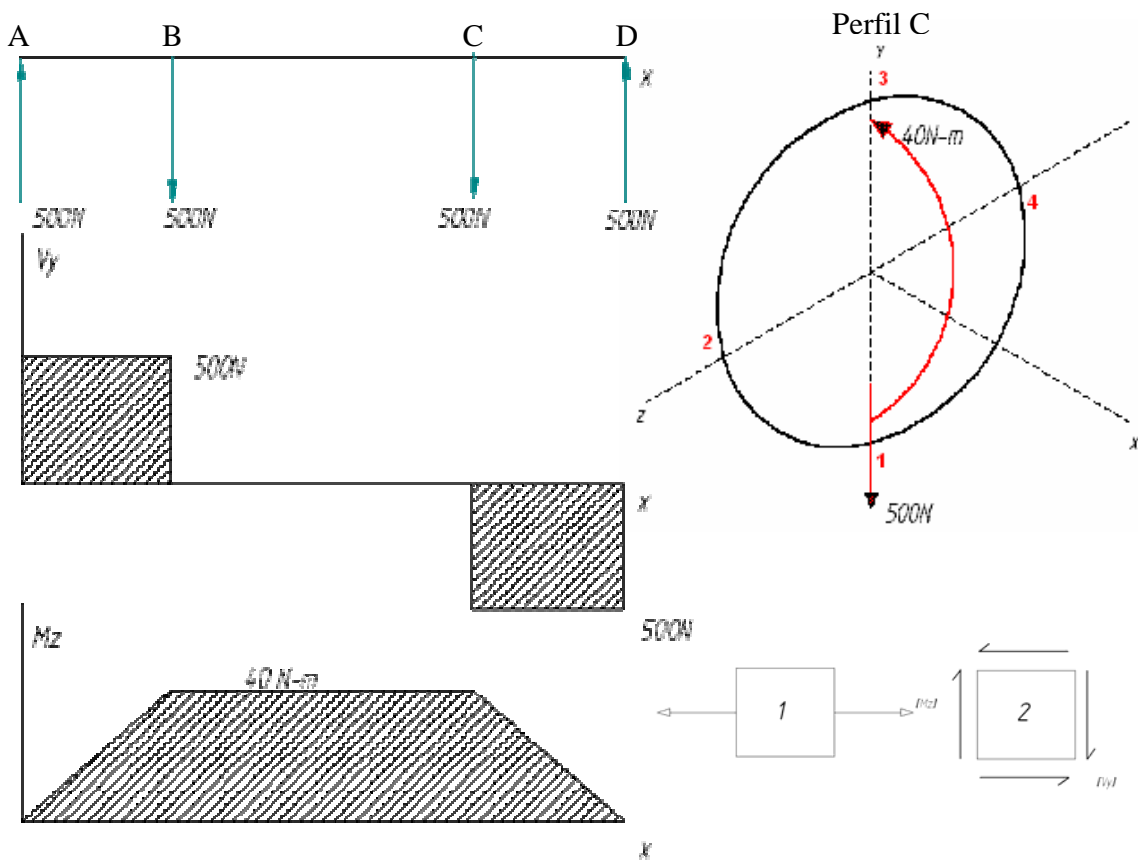
Análisis por medio matemático.

- **Análisis estático de la sección 1**

Figura 22. Diagrama de fuerzas sección 1



$Ra + Rb = 1000$ Por tener simetría $Ra = 500$ y $Rb = 500$



Aunque la teoría del máximo esfuerzo cortante es la más opcionada para nuestro caso por tener un material dúctil se decidió trabajar con la teoría del máximo esfuerzo normal debido a que es mas conservador ya que la pieza tiene un $\sigma_{\min} = 0$ por lo tanto el esfuerzo normal es mayor al esfuerzo cortante, entonces se analizo el punto N° 1 el cual es el más crítico en la sección:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2}$$

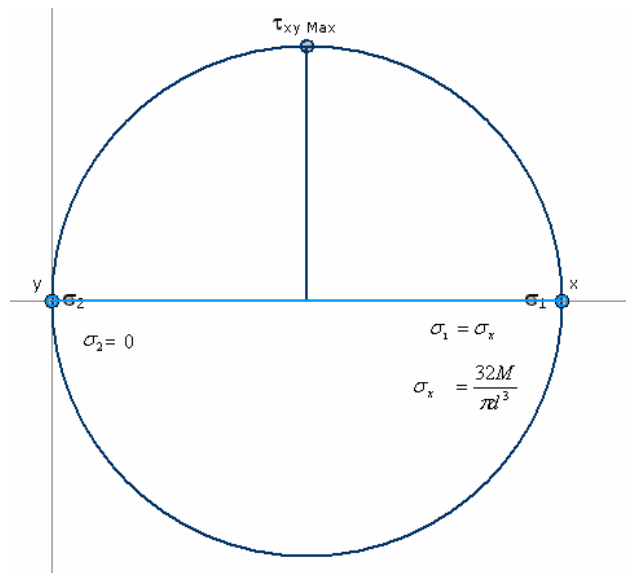
$$\sigma_y = 0 \quad \tau_{x,y} = 0$$

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \left(\frac{\sigma_x}{2} \right)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_x$$

$$\sigma_{\min} = 0$$

Figura 23. Circulo de Mohr sección 1.



$$\sigma_{\max} = \frac{32M}{\pi d^3} \leq 4.4e8 \rightarrow d = 9.7434mm$$

▪ **Análisis dinámico de la sección 1**

Debido a la rotación del eje, el momento trabajara en un mismo punto a tensión y a compresión por lo tanto

$$\sigma_{\max/\min} = +/\- \frac{32M}{\pi d^3} \quad M = 40N - m$$

$$\sigma_{\max} = \frac{407.43}{d^3}$$

$$\sigma_{\min} = -\frac{407.43}{d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{407.43}{d^3}$$

Debido a que la torsión en la pieza es despreciable, el criterio de diseño es seleccionado para carga pura teniendo en cuenta, que el material escogido es dúctil, que la pieza posee una flexión alternante, y siguiendo un diseño más conservador el criterio utilizado es el de Soderberg.

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

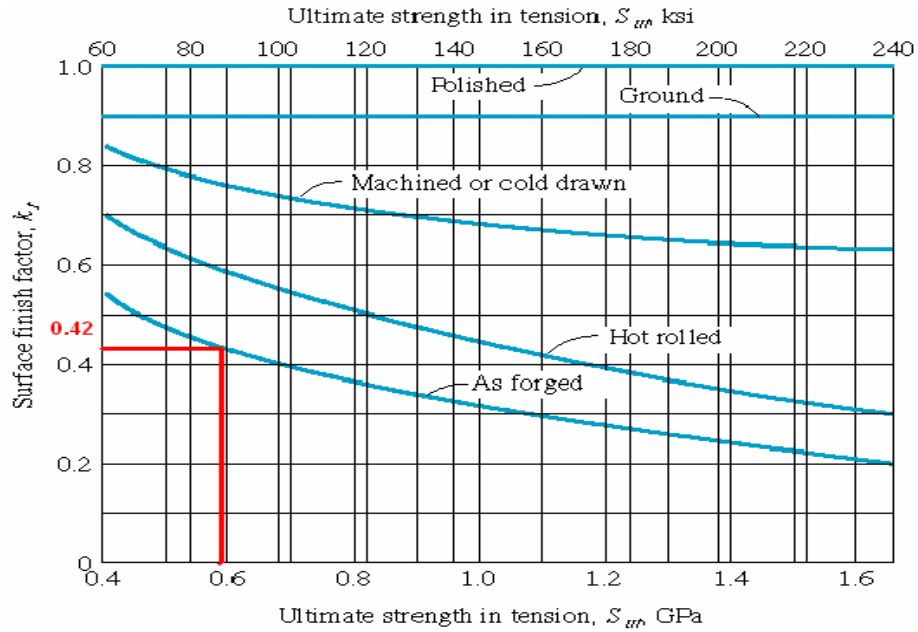
Con N=1

$$\sigma_a = S_n$$

$$S_n = ClxCdxCsxCcxCtxCvxSn'$$

- Factor de carga: Por ser carga combinada $Cl = 1$
- Factor de tamaño: $Cd = 1.189d^{-0.097} = 0.85$
- Factor de acabado superficial: 0.42

Figura 24. Grafica acabado superficial



- Factor de confiabilidad: con un 99.999% $C_c = 0.659$
- Factor de temperatura: $T \leq 450^\circ C \rightarrow C_t = 1$
- Factores varios: ninguno $C_v = 1$
- $S_n' = 0.5S_u$ Para aceros.

$$S_n = 1 \times 0.85 \times 0.42 \times 0.659 \times 1 \times 1 \times 0.5 \times S_u = 69402085 Pa$$

$$\sigma_a = S_n$$

$$\frac{407.43}{d^3} = 69402085 \rightarrow d = 18.039 mm$$

▪ Análisis estático de la sección 2

Debido a que solo queremos analizar el eje, las fuerzas aplicadas en los elementos tales como la probeta y la junta, son trasladadas al eje. Figura 2ojo

$$700N(0.088m) = 61.6N - m$$

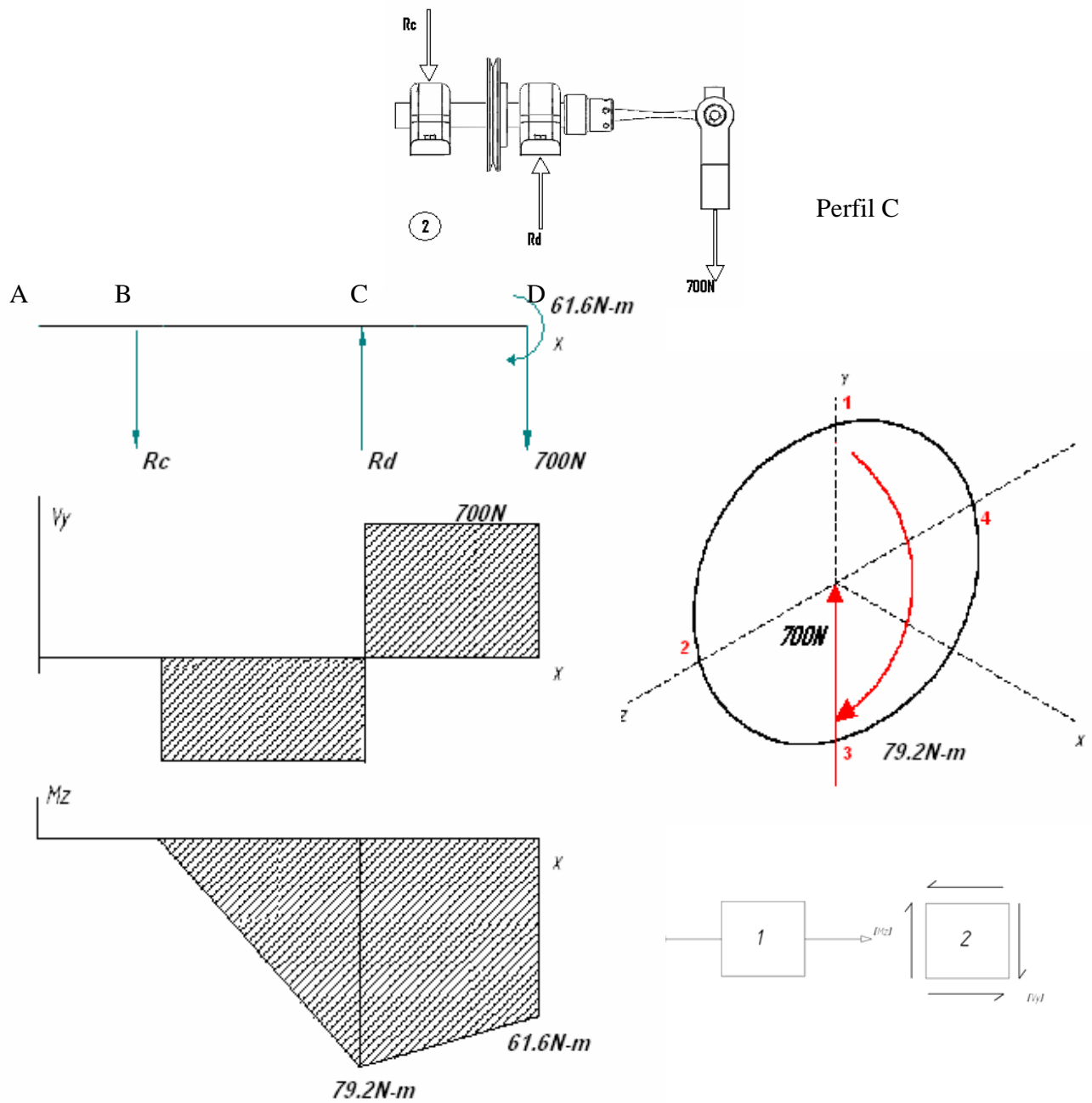
$$\sum F_y = 0 \quad R_c + 700 = R_d$$

$$\sum Mb = 0$$

$$Rd(200 \times 10^{-3}) - 700(225 \times 10^{-3}) - 61.6 = 0$$

$$Rd = 1095.5N \quad Rc = 395.5N$$

Figura 25. Diagrama de fuerzas sección 2



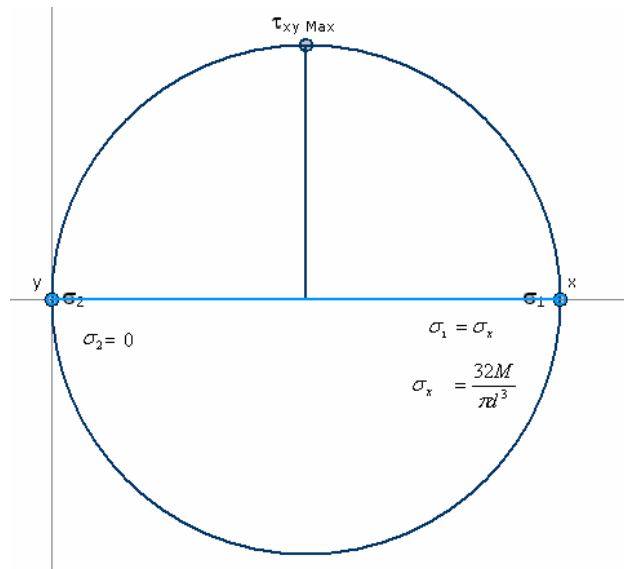
Por las mismas razones explicadas en la sección 1 el análisis se hizo por medio de la teoría del máximo esfuerzo normal:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_x$$

$$\sigma_{\min} = 0$$

Figura 26. Circulo de Mohr sección 2



$$\sigma_{\max} = \frac{32M}{\pi d^3} \leq 4.4e8 \rightarrow d = 12.23mm$$

▪ **Análisis dinámico de la sección 2**

Debido a la rotación del eje el momento trabajara en un mismo punto a tensión y a compresión por lo tanto:

$$\sigma_{\max/\min} = +/- \frac{32M}{\pi d^3} \quad M = 79.2N - m$$

$$\sigma_{\max} = \frac{806.72}{d^3}$$

$$\sigma_{\min} = -\frac{806.72}{d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{806.72}{d^3}$$

Por las mismas razones explicadas en la sección 1 el análisis se hizo por medio del criterio de Soderberg:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

Con $N=1$

$$\sigma_a = S_n$$

$$S_n = Cl \cdot Cd \cdot Cs \cdot Cc \cdot Ct \cdot Cv \cdot S_n'$$

- Factor de carga: Por ser carga combinada $Cl = 1$
- Factor de tamaño: $Cd = 1.189d^{-0.097} = 0.85$
- Factor de acabado superficial: 0.42 (ver grafica 23)
- Factor de confiabilidad: con un 99.999% $Cc = 0.659$
- Factor de temperatura: $T \leq 450^\circ C \rightarrow Ct = 1$
- Factores varios: ninguno $Cv = 1$
- $S_n' = 0.5Su$ Para aceros.

$$S_n = 1 \times 0.85 \times 0.42 \times 0.659 \times 1 \times 1 \times 0.5 \times Su = 69402085 Pa$$

$$\sigma_a = S_n$$

$$\frac{806.72}{d^3} = 69402085 \rightarrow d = 22.65\text{mm}$$

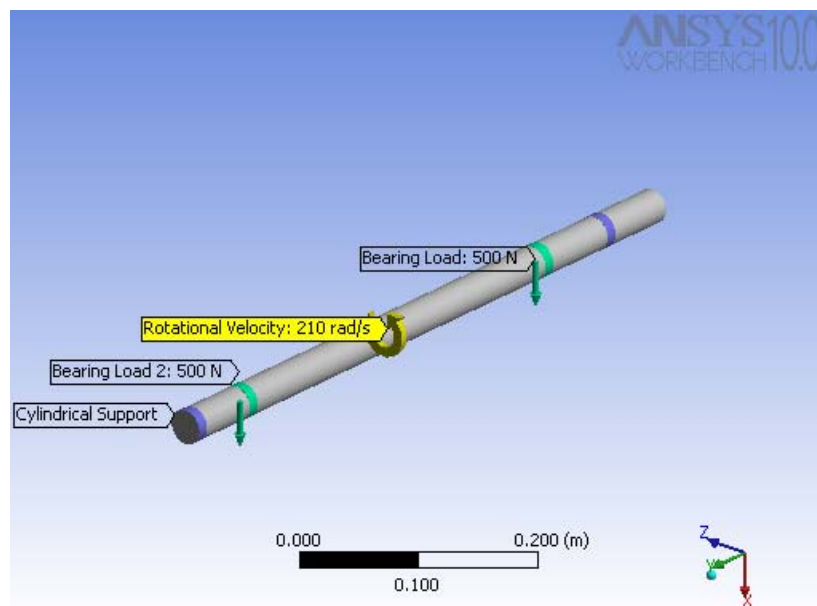
Análisis por medio CAE.

- **Sección 1.**

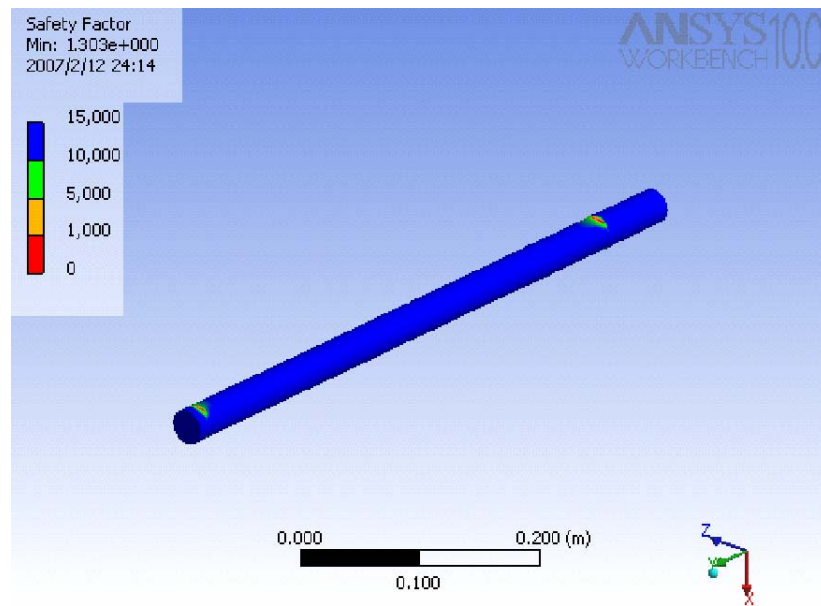
Se hace el análisis por medio de una herramienta CAE (Ansys Workbench) utilizando un diámetro de 19mm para conocer el factor seguridad del eje, comprobando los cálculos manuales hechos anteriormente.

Figura 27. Análisis CAE del eje de la sección 1

Asignación de cargas



Factor de seguridad



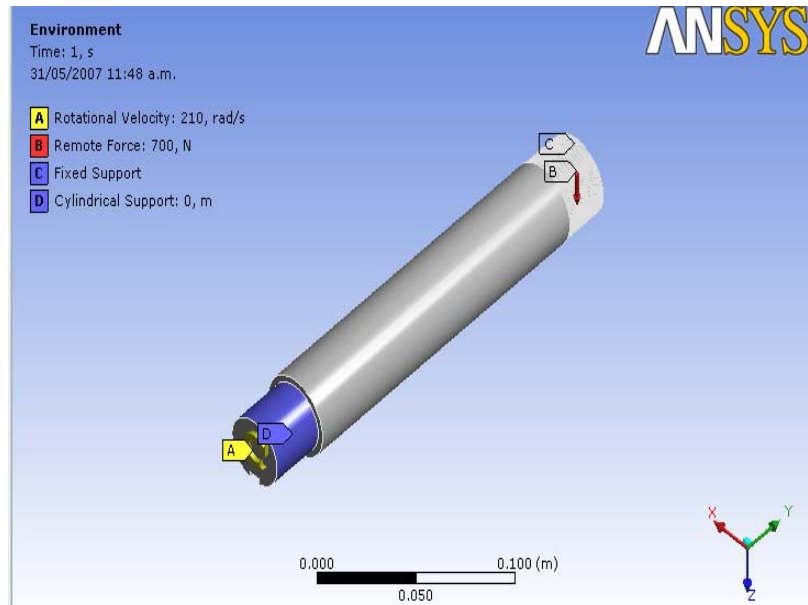
Por medio de la herramienta CAE se verifico el factor de seguridad del eje principal con un valor de 1.303, estando muy cercano al valor del factor de seguridad dado por el calculo a mano.

- **Sección 2.**

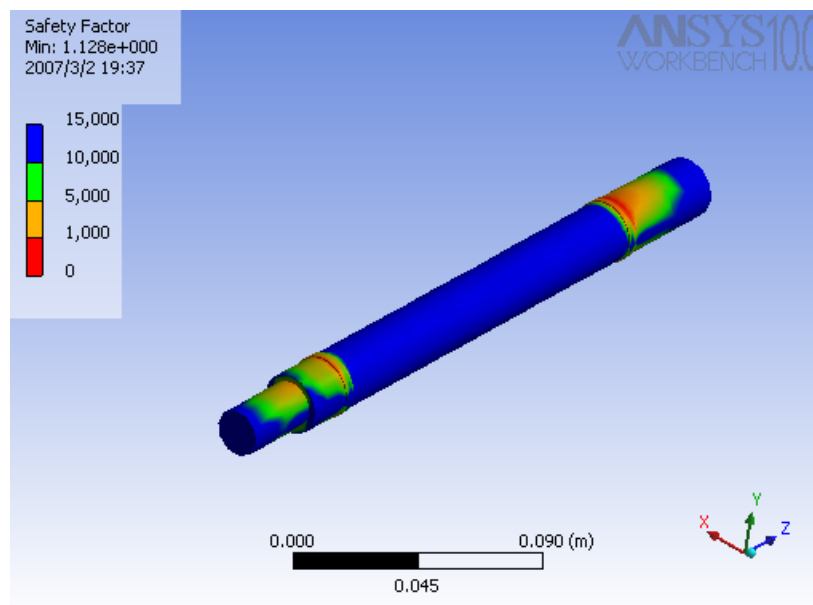
Se hace el análisis por medio de una herramienta CAE (Ansys Workbench) utilizando un diámetro de 23mm para conocer el factor seguridad del eje, comprobando los cálculos manuales hechos anteriormente.

Figura 28. Análisis CAE del eje de la sección 2

Asignación de cargas



Factor de seguridad



Por medio de la herramienta CAE se verifico el factor de seguridad del eje de la sección 2 con un valor de 1.128, estando muy cercano al valor del factor de seguridad dado por el calculo a mano.

- **Selección del diámetro final**

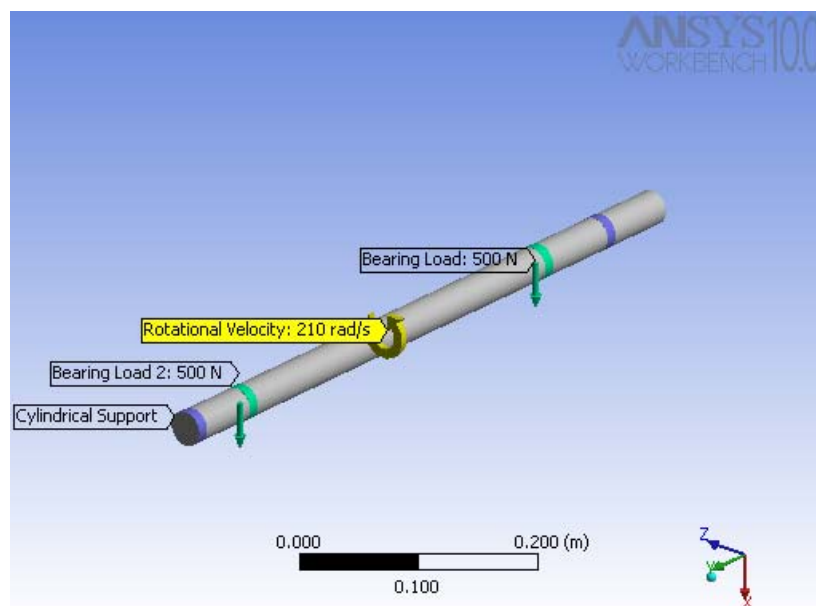
Se tomo el valor de 30 mm de diámetro para las dos secciones debido a que se necesita mantener una alineación exacta entre toda la maquina, además la selección de este diámetro nos permite trabajar con un diseño conservador y nos facilita el enroscado en sistema métrico y su disponibilidad en el mercado.

Tabla 6. Factor De Seguridad diámetro 30mm.

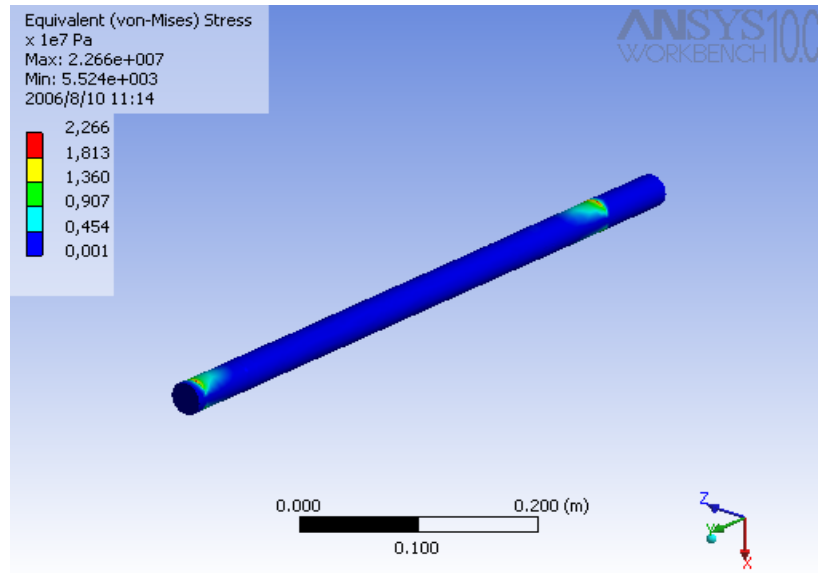
Seccion	ds_diametro (mm)	Safety Factor Minimum
1	30	3.8
2	30	3.5

Figura 29. Análisis cae de la sección 1 con un diámetro de 30mm

Asignación de cargas



Esfuerzo equivalente



Factor de seguridad

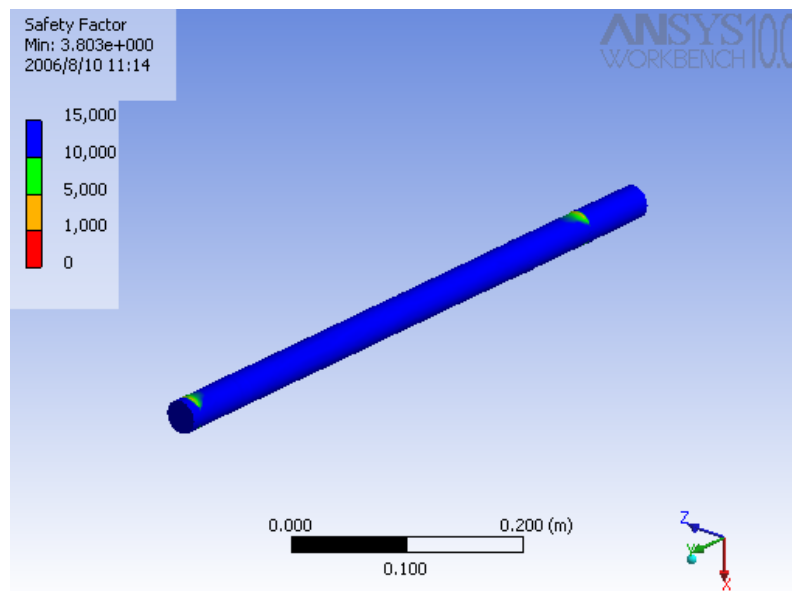
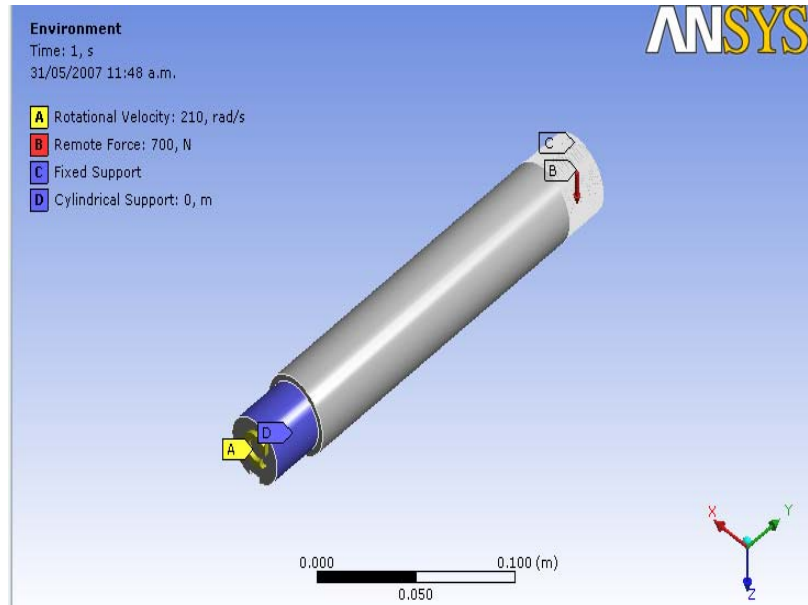
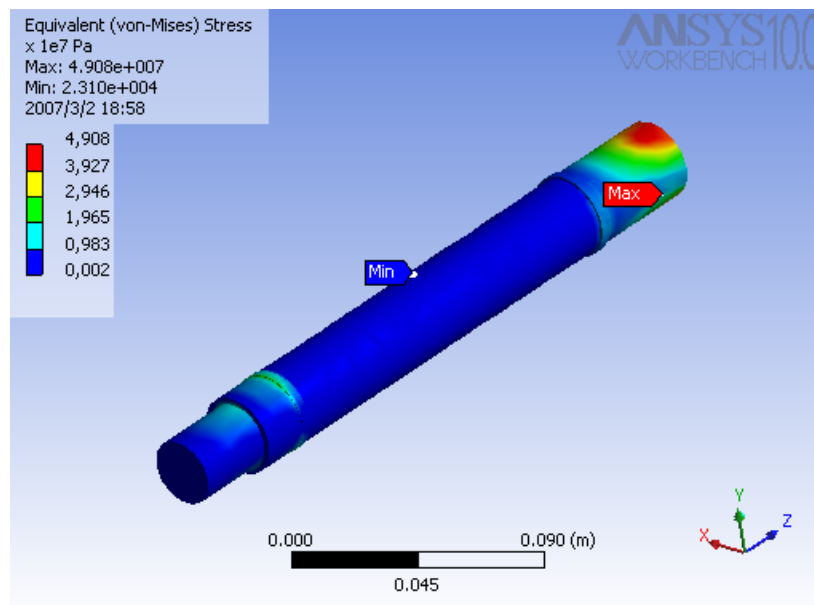


Figura 30. Análisis cae de la sección 2 con un diámetro de 30mm

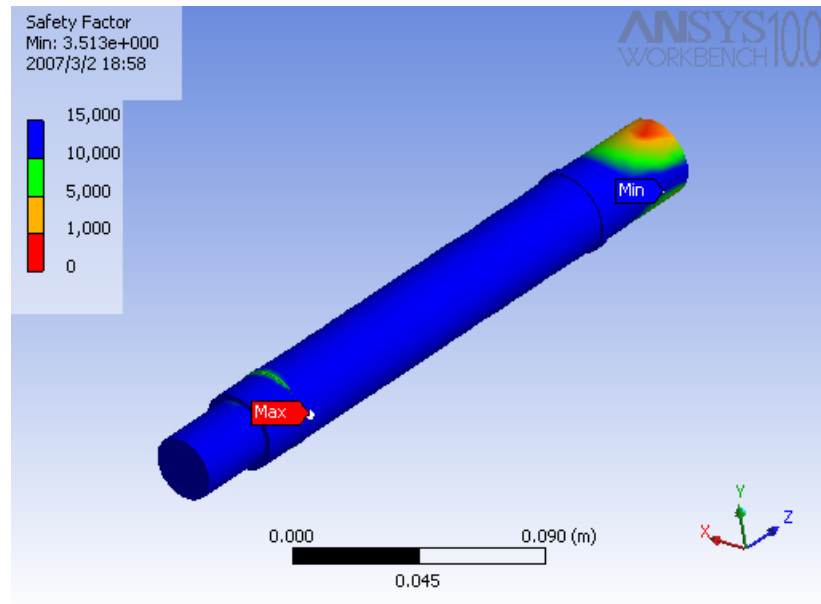
Asignación de cargas



Esfuerzo equivalente

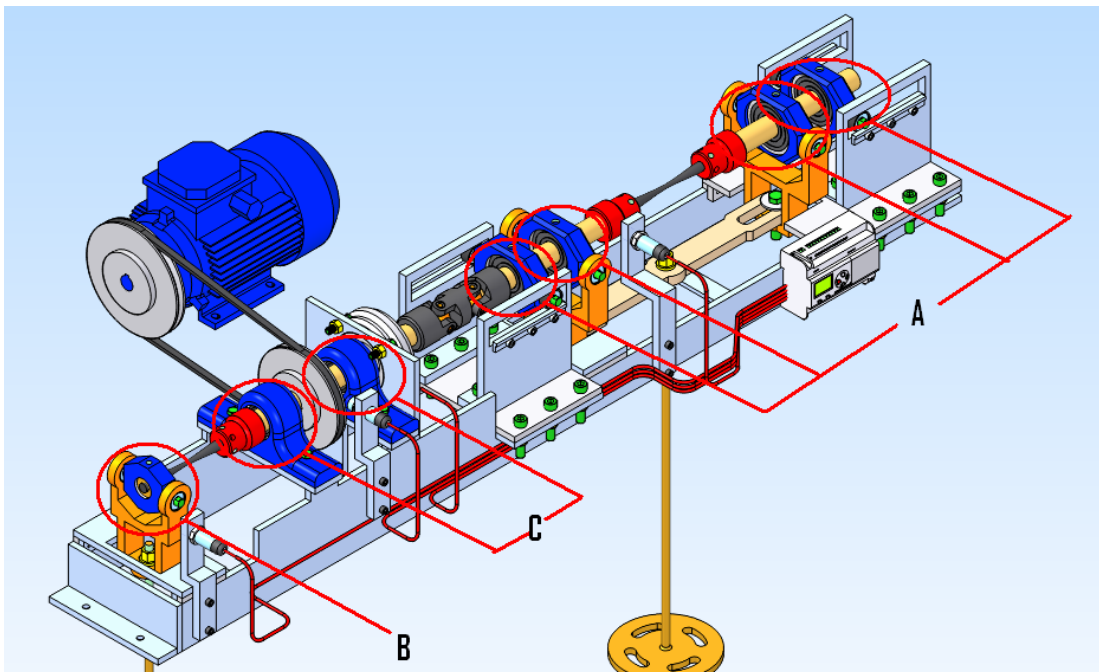


Factor de seguridad



4.3.1.2 Selección De Rodamientos

Figura 31. Clasificación de los rodamientos.



- **Selección del rodamiento A:**

Calculo manual: Partiendo de un diámetro interno de 30 mm y una carga radial de 500N pura, decidimos ser mas conservadores y determinar una carga radial de 800N y una carga axial de 500N esta debido a que en la prueba existen momentos en que el conjunto se deformara de tal manera que la carga radial no será pura, por lo tanto seleccionamos un tipo de rodamientos que absorba esta desalineación causada por dicha deformación, estos son los rodamientos de rodillos a rotula. Referencia 22207 EK + H307 (ver figura 37)

$$P = x.Fr + yFa$$

Donde $x = 0.67$ y $y = 3.3$

$$P = 0.67(800) + 3.3(500) = 2186N$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}$$

Donde $C = 86500N$

$$P = 2186N$$

$$L_{10} = \left(\frac{86500}{2186} \right)^{\frac{10}{3}} = 209846.$$

L_{10} Esta dado en millones de revoluciones

$$L_{10h} = \left(\frac{1.000.000}{60.n} \right) \cdot L_{10}$$

Donde $n = 1750$ rpm

$$L_{10h} = 1,998.533.horas$$

Software SKF: La selección del rodamiento se hizo también por medio del software proporcionado por SKF (www.skf.com) para corroborar la forma matemática hecha en el paso anterior. (Ver figuras 30 a la 36)

Figura 34. Fuerzas

Cargas equivalentes y vida nominal

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
 Véase la sección "Carga dinámica equivalente del rodamiento"
 Véase la sección "Carga estática equivalente"

Rodamiento: 22207 EK + H 307

C_1 , kN: 86.5
 C_0 , kN: 85

F_r , kN: 0.8
 F_a , kN: 0.5

Calcular

e	0.31	X_0	1
X	0.67	Y_0	2.2
Y	3.3	P_0 , kN	1.9
P, kN	2.19		
L_{10} , Mrev	211100		

Figura 35. Viscosidad

Viscosidad

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
 Véase la sección "Condiciones de lubricación - relación de viscosidad κ "

Viscosidad requerida

Rodamiento: 22207 EK + H 307

d, mm: 35
 D, mm: 72
 n , rpm: 1750
 Temperatura de funcionamiento, °C: 45

Temperatura de referencia para la viscosidad, °C: 40

Calcular

Viscosidad a la temperatura de funcionamiento para un lubricante determinado
 Inserte la viscosidad del lubricante a utilizar

para un índice de viscosidad VI=95
 cuando se conocen dos puntos de viscosidad / temperatura

Temperatura, °C: 40 Viscosidad, mm²/s: 14.3

Temperatura de funcionamiento, °C: 45

Calcular

Viscosidad requerida a la temperatura de funcionamiento v_1 , mm ² /s	12.3	Viscosidad de funcionamiento v_2 , mm ² /s	12
Viscosidad requerida a la temperatura de referencia para un lubricante con VI=95 para obtener $\kappa=1$ a la temperatura de funcionamiento	14.7	κ (v_2/v_1)	0.976

Figura 36. Vida del rodamiento

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "Vida nominal SKF"

Seleccionar η_c <input type="text" value="0.5"/>	Rodamiento d, mm D, mm C, kN P _u , kN P, kN n, rpm v, mm ² /s	22207 EK + H 307 <input type="text" value="35"/> <input type="text" value="72"/> <input type="text" value="86.5"/> <input type="text" value="9.3"/> <input type="text" value="2.19"/> <input type="text" value="1750"/> <input type="text" value="12"/> <input type="button" value="Calcular"/>
κ 0.979 Y ₁ 12.3 a _{SKF} 50	L ₁₀ 209800 L _{10m} > 1000000 L _{10a} 202100	L _{10h} > 1000000 L _{10mh} > 1000000 L _{10ah} > 1000000

Método antiguo a₂₃ para una comparación
 a₂₃ 0.963 L_{10a} 202100 L_{10ah} > 1000000

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Ver la sección "Lubricación con grasa"
 Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "SKF Bearing Select"
 Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "SKF Bearing Select"

Figura 37. Características del rodamiento 22207 EK + H307

Spherical roller bearings, on an adapter sleeve										Tolerances , see also text Radial internal clearance , see also text Recommended fits Shaft and housing tolerances
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation	
d ₁	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed	kg	Bearing + adapter sleeve	
30	72	23	86,5	85	9,3	9000	12000	0,59	22207 EK + H 307 ^A	

* - SKF Explorer bearing

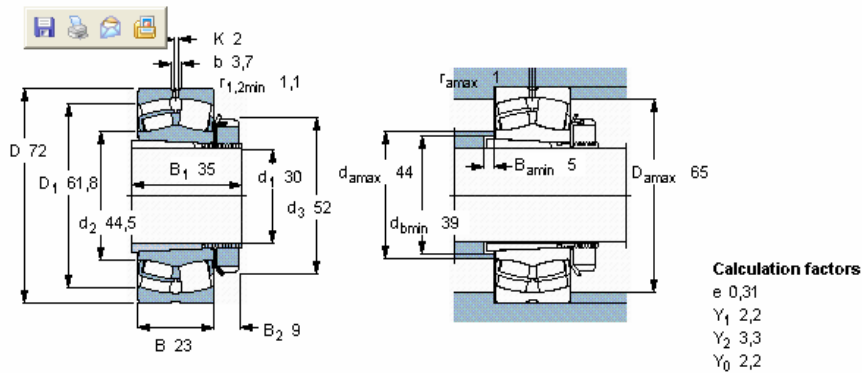
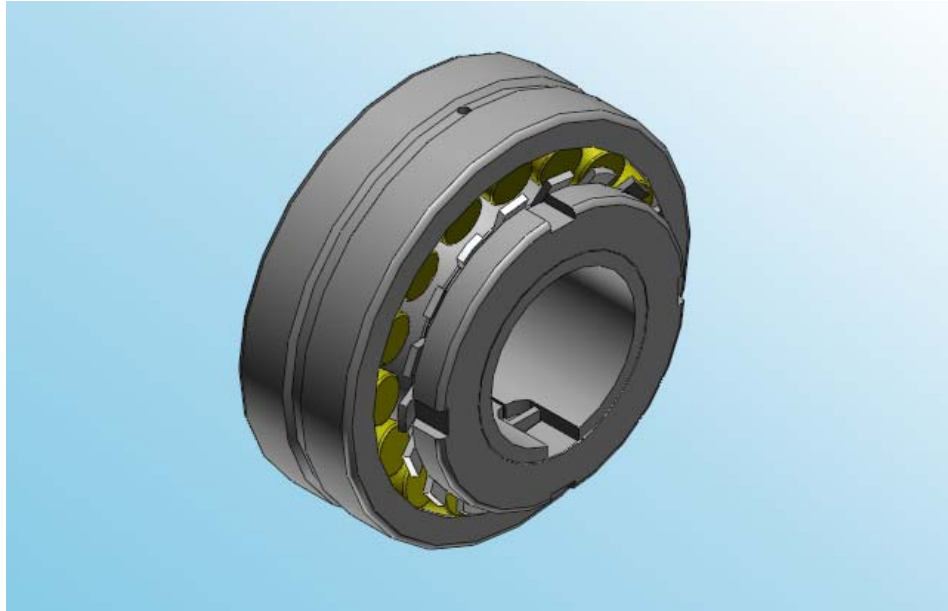


Figura 38. Rodamiento 22207 EK + H307



- **Selección del rodamiento B**

Calculo manual: Partiendo de un diámetro interno de 10 mm debido a que este encaja en el extremo de la probeta y una carga radial de 600N pura, se decide anexar una carga axial 200N esto debido a que en la prueba existen momentos en que el conjunto se deformara de tal manera que la carga radial no será pura, entonces se selecciono un tipo de rodamiento que soporte estas dos cargas. Referencia E2200 ETN9 (ver figura 43)

$$P = x.Fr + yFa$$

Donde $x = 1$ y $y = 1.15$

$$P = 1(600) + 1.15(200) = 830N$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Donde $C = 8060N$

$$P = 2186N$$

$$L_{10} = \left(\frac{8060}{830} \right)^3 = 915.73 \quad L_{10} \text{ Esta dado en millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{1.000.000}{60.n} \right) \cdot L_{10} \quad \text{Donde } n = 1750 \text{ rpm}$$

$$L_{10h} = 8721 \text{ horas}$$

Software SKF: La selección del rodamiento se hizo también por medio del software proporcionado por SKF (www.skf.com) para corroborar la forma matemática hecha en el paso anterior. (Ver figuras 37 a la 42)

Figura 39. Rodamiento a los lados de la probeta sometida a momento variable

Rodamientos de bolas a rótula, agujero cilíndrico y cónico									
Dimensiones principales			±		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica	estática	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			C	C_0	kN	rpm		kg	-
5	19	6	2,51	0,48	0,025	63000	45000	0,009	135 TH9
6	19	6	2,51	0,48	0,025	70000	45000	0,009	126 TH9
7	22	7	2,65	0,56	0,029	63000	40000	0,014	127 TH9
8	22	7	2,65	0,56	0,029	60000	40000	0,014	108 TH9
9	26	8	3,9	0,82	0,043	60000	38000	0,022	129 TH9
10	30	9	5,53	1,18	0,061	56000	36000	0,034	1200 ETN9
10	30	14	5,53	1,18	0,06	-	17000	0,048	2200 E-2RS1TH9
10	30	14	8,06	1,73	0,09	50000	34000	0,047	2200 ETN9
12	32	10	6,24	1,43	0,072	50000	32000	0,04	1201 ETN9
12	32	14	6,24	1,43	0,08	-	16000	0,053	2201 E-2RS1TH9
12	32	14	8,52	1,9	0,098	45000	30000	0,053	2201 ETN9
12	37	12	9,36	2,16	0,12	40000	28000	0,072	1301 EM
12	37	12	9,36	2,16	0,12	40000	28000	0,067	1301 ETN9

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Figura 40. Aplicación de fuerzas al rodamiento

Cargas equivalentes y vida nominal

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
 Véase la sección "Carga dinámica equivalente del rodamiento"
 Véase la sección "Carga estática equivalente"

Rodamiento: 2200 ETN9

C , kN: 8.06
 C_0 , kN: 1.73

F_r , kN: 0.6
 F_a , kN: 0.2

Calcular

e	0.54	X_0	1
X	1	Y_0	1.3
Y	1.15	P_0 , kN	0.86
P , kN	0.83		
L_{10} , Mrev	920		

Figura 41. Calculo de viscosidad.

Viscosidad

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
 Véase la sección "Condiciones de lubricación - relación de viscosidad κ "

Viscosidad requerida

Rodamiento: 2200 ETN9

d , mm: 10
 D , mm: 30
 n , rpm: 1750
 Temperatura de funcionamiento, °C: 45
 Temperatura de referencia para la viscosidad, °C: 45

Calcular

Viscosidad a la temperatura de funcionamiento para un lubricante determinado

Inerte la viscosidad del lubricante a utilizar

para un índice de viscosidad $VI=95$
 cuando se conocen dos puntos de viscosidad / temperatura

Temperatura, °C: 40 Viscosidad, mm²/s: 20.3

Temperatura de funcionamiento, °C: 45

Calcular

Viscosidad requerida a la temperatura de funcionamiento v_1 , mm ² /s	20.3	Viscosidad de funcionamiento v , mm ² /s	16.8
Viscosidad requerida a la temperatura de referencia para un lubricante con $VI=95$ para obtener $\kappa=1$ a la temperatura de funcionamiento	20.3	κ (v/v_1)	0.826

Figura 42. Vida del rodamiento

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
Véase la sección "Vida nominal SKF"

Seleccionar η_c

Rodamiento **2200 ETN9**

d , mm

D , mm

C , kN

P_u , kN

P , kN

n , rpm

v , mm²/s

K

V_1

a_{SKF}

L_{10}

L_{10h}

L_{10m}

L_{10mh}

Método antiguo a_{23} para una comparación

a_{23}

L_{10a}

L_{10ah}

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Ver la sección "Lubricación con grasa"
Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "SKF Bearing Select"
Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "SKF Bearing Select"

Figura 43. Características del rodamiento E2200 ETN9

Rodamientos de bolas a rótula, agujero cilíndrico y cónico

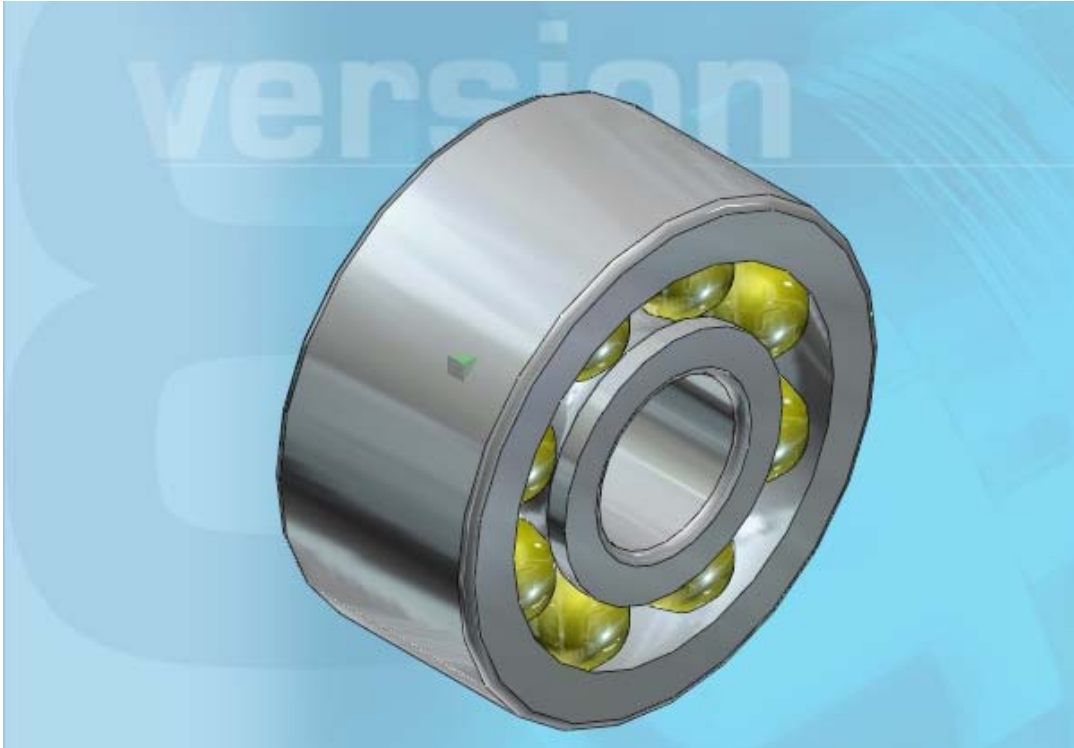
Tolerancias , ver también el texto
Juego radial interno , ver también el texto
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			±	estática	Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica	C_0	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm			kN		kN	rpm			
10	30	14	8,06	1,73	0,09	50000	34000	0,047	2200 ETN9

Factores de cálculo

e 0,54
 Y_1 1,15
 Y_2 1,8
 Y_0 1,3

Figura 44. Rodamiento E2200 ETN9



- **Selección del rodamiento C**

Calculo manual: Partiendo de un diámetro interno de 30 mm debido a que este es el diámetro del eje al que se le transmite el torque por medio de la polea y una carga radial de 600N pura, se decide anexar una carga axial 200N esto debido a que en la prueba existen momentos en que el conjunto se deformara de tal manera que la carga radial no será pura, entonces se selecciono un tipo de rodamiento que soporte estas dos cargas. Referencia E2200 ETN9 (ver figura 49)

$$P = x.F_r + y.F_a$$

Donde $x = 1$ y $y = 2.2$

$$P = 1(1700) + 2.2(500) = 2800N$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Donde C = 86500N

P = 2800N

$$L_{10} = \left(\frac{86500}{2800}\right)^{\frac{10}{3}} = 92511. \quad L_{10} \text{ Esta dado en millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{1.000.000}{60.n}\right).L_{10}$$

Donde n = 1750 rpm

$$L_{10h} = 881057.horas$$

Software SKF: La selección del rodamiento se hizo también por medio del software proporcionado por SKF (www.skf.com) para corroborar la forma matemática hecha en el paso anterior. (Ver figuras 43 a la 47)

Figura 45. Rodamiento C

Rodamientos de rodillos a rótula, sobre manguito de fijación									
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d _i	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento + manguito de fijación
									* - Rodamiento SKF Explorer
mm			kN		kN	rpm		kg	-
20	52	18	49	44	4,75	13000	17000	0,33	22205 EK + H 305 *
25	62	20	64	60	6,4	10000	14000	0,39	22206 EK + H 306 *
25	72	19	55,2	61	6,8	7500	10000	0,51	21306 CCK + H 306
30	72	23	86,5	85	9,3	9000	12000	0,59	22207 EK + H 307 *
30	80	21	65,6	72	8,15	6700	9500	0,69	21307 CCK + H 307
35	80	23	96,5	90	9,8	8000	11000	0,68	22208 EK + H 308 *
35	90	23	104	108	11,8	7000	9500	0,92	21308 EK + H 308 *
35	90	33	150	140	15	6000	8000	1,25	22308 EK + H 2308 *
40	85	23	102	98	10,8	7500	10000	0,81	22209 EK + H 309 *
40	100	25	125	127	13,7	6300	8500	1,2	21309 EK + H 309 *
40	100	36	183	183	19,6	5300	7000	1,7	22309 EK + H 2309 *
45	90	23	104	108	11,8	7000	9500	0,9	22210 EK + H 310 *
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Figura 46. Aplicación de fuerzas al rodamiento

Cargas equivalentes y vida nominal

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho calculo.

Véase la sección "Carga dinámica equivalente del rodamiento"
Véase la sección "Carga estática equivalente"

Rodamiento: 22207 EK + H 307

C, kN: 86.5

C₀, kN: 85

F_r, kN: 1.7

F_a, kN: 0.5

Calcular

e	0.31	X ₀	1
X	1	Y ₀	2.2
Y	2.2	P ₀ , kN	2.8
P, kN	2.8		
L ₁₀ , Mrev	92500		

Figura 47. Calculo de viscosidad.

Viscosidad

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho calculo.

Véase la sección "Condiciones de lubricación - relación de viscosidad κ"

Viscosidad requerida

Rodamiento: 22207 EK + H 307

d, mm: 35

D, mm: 72

n, rpm: 1750

Temperatura de funcionamiento, °C: 40

Temperatura de referencia para la viscosidad, °C: 40

Calcular

Viscosidad a la temperatura de funcionamiento para un lubricante determinado

Inserte la viscosidad del lubricante a utilizar

para un índice de viscosidad VI=95

cuando se conocen dos puntos de viscosidad / temperatura

Temperatura, °C	Viscosidad, mm ² /s
40	20.3

Temperatura de funcionamiento, °C: 40

Calcular

Viscosidad requerida a la temperatura de funcionamiento v_1 , mm ² /s	12.3	Viscosidad de funcionamiento v , mm ² /s	20.3
Viscosidad requerida a la temperatura de referencia para un lubricante con VI=95 para obtener $\kappa=1$ a la temperatura de funcionamiento	12.3	κ (v/v_1)	1.66

Figura 48. Vida del rodamiento

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
Véase la sección "Vida nominal SKF"

Seleccionar η_c

Rodamiento: **22207 EK + H 307**

d, mm:
 D, mm:
 C, kN:
 P_u, kN:
 P, kN:
 n, rpm:
 v, mm²/s:

K:
 v₁:
 a_{SKF}:

L₁₀:
 L_{10h}:
 L_{10m}:
 L_{10mh}:

Método antiguo a₂₃ para una comparación
 a₂₃:
 L_{10a}:
 L_{10ah}:

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Ver la sección "Lubricación con grasa"
 Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "SKF Bearing Select"
 Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "SKF Bearing Select"

Figura 49. Características del rodamiento 22207 EK + H307

Rodamientos de rodillos a rúta, sobre manguito de fijación								Masa		Designación
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Velocidad límite	kg	Rodamiento + manguito de fijación
d ₁	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia				
mm			kN		kN	rpm				-
30	72	23	86,5	85	9,3	9000	12000	0,59		22207 EK + H 307 *

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento

* - Rodamiento SKF Explorer

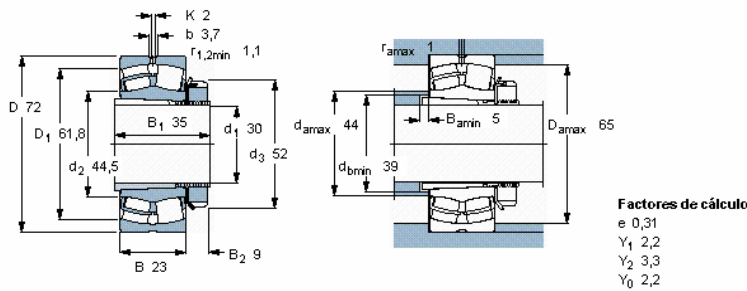


Figura 50. Rodamiento 22207 EK + H307

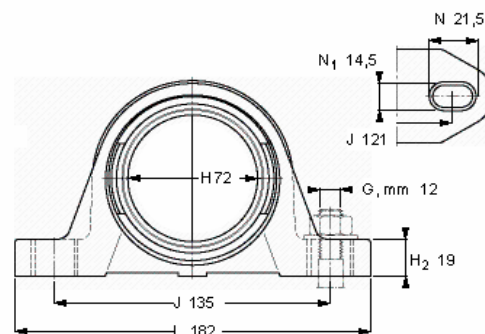


4.3.1.3 Chumacera De Rodamiento C

De acuerdo con las dimensiones externas del rodamiento C se selecciono el soporte de pie SKF Ref. SYK 30.

Figura 51. Soporte para rodamiento SYK30.

Soportes de pie						
Dimensiones				Velocidad límite con eje de tolerancia h6	Masa	Soporte
A	H	H ₁	L	rpm	kg	
40	72	42,9	182	3800	0,49	SYK 30



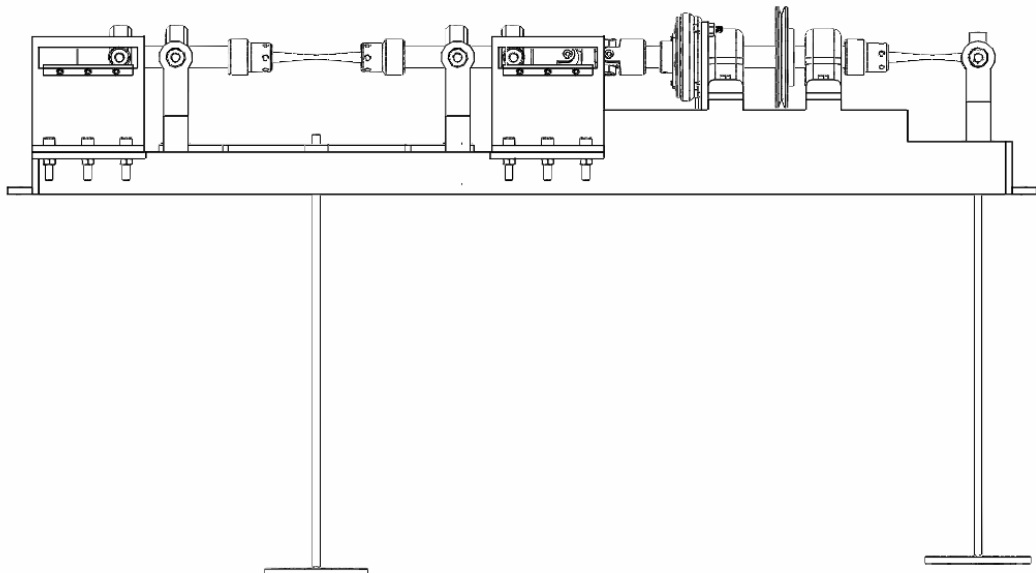
4.3.1.4 Portaprobeta.

Esta pieza se diseño, pensando en la correcta alineación de tanto la probeta como la maquina para un correcto funcionamiento de la prueba, la sujeción de la probeta se realiza mediante 3 tornillos prisioneros de rosca 10Mx1, los cuales están separados a 120° grados entre si, alternado por 3 agujeros de 8mm de diámetro y 10mm de profundidad los cuales su tarea es ayudar a enroscar o desenroscar el Portaprobeta de los ejes que la sostienen por medio de una rosca de 30Mx1. Todos los detalles del portaprobeta se mostraran en detalle en el anexo 2 plano N°25.

4.3.1.5 Carga Muerta.

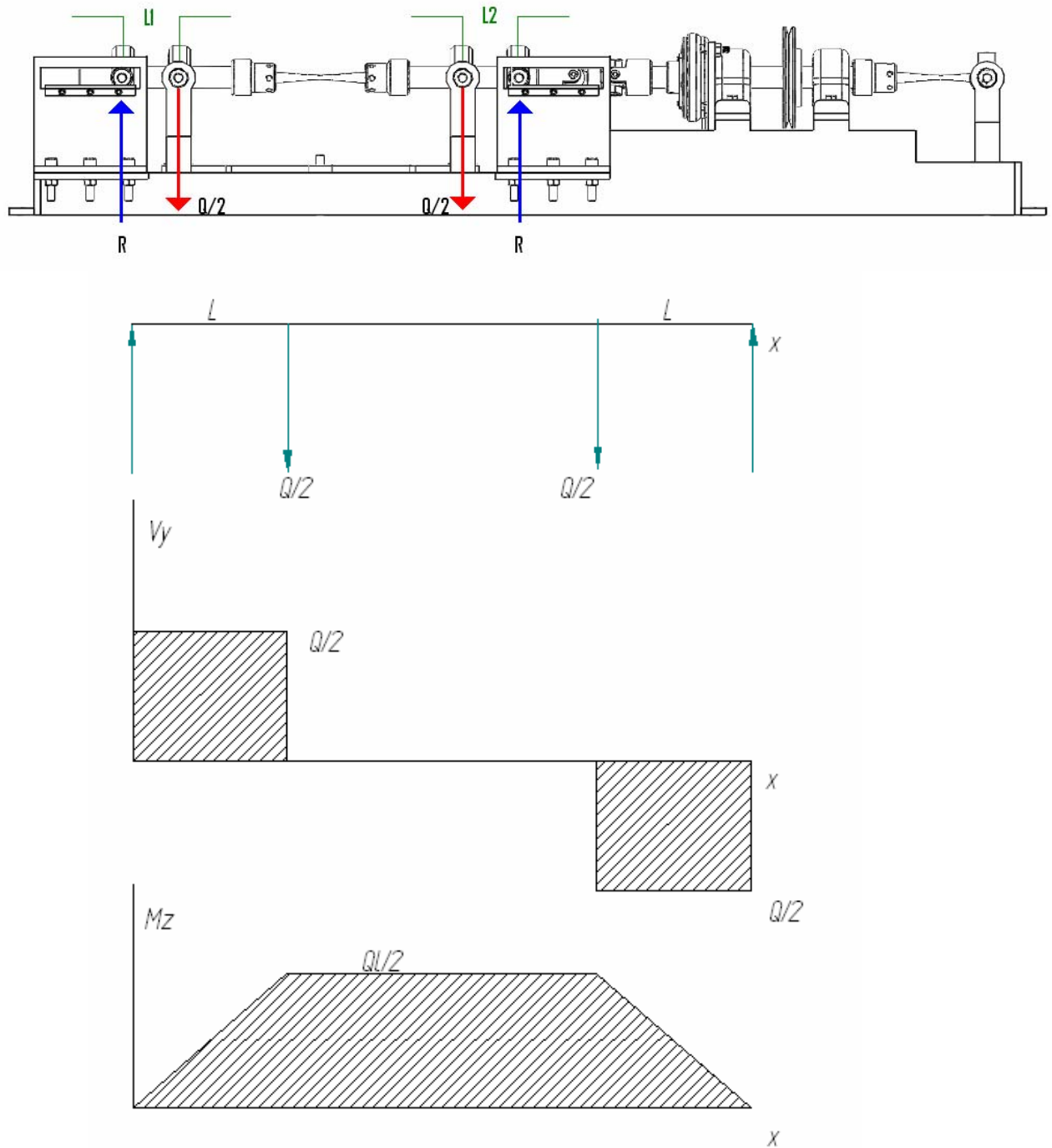
Se diseño y construyo una maquina con capacidad de aplicar carga suficiente para producir un momento igual máximo de 10 Kgf-mm en el momento constante y de 7 Kgf-mm en el momento variable

Figura 52. Sistema de carga



Para diseño del sistema de carga partimos del máximo valor de carga muerta (peso) de los elementos comprometidos en la cantidad de momento a aplicar en las probetas, para esto tomamos los valores de rigidez y resistencia mecánica de una probeta estándar de un diámetro mínimo de 6 mm y una resistencia a la fluencia de 2.16×10^8 pascales, tomando como variable independiente la longitud de los brazos L1 y L2, siendo L1 y L2 iguales debido a que la norma ASTM E1049-85(2005) nos dice que no debe haber carga en el centro de la probeta.

Figura 53. Diagrama de corte y de momentos



Por medio de la teoría de falla del máximo esfuerzo normal tenemos:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_x \quad \sigma_{\min} = 0$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_{\max}}{S_y} \quad \text{Con } N = 1$$

$$\sigma_{\max} = S_y \quad \frac{32M}{\pi d^3} \leq 2.16 \times 10^8$$

$$M = \frac{QL}{2} \quad \text{Donde el diámetro de la probeta es } d = 6 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\frac{16QL}{\pi(6 \times 10^{-3})^3} = 2.16 \times 10^8$$

Tabla 7 Disposición de la carga muerta según el brazo de la maquina

L (mm)	Q (Kg.)
80	11,6588667
81	11,5149301
82	11,3745041
83	11,2374619
84	11,1036826
85	10,973051
86	10,8454574
87	10,720797
88	10,5989697
89	10,4798802
90	10,3634371

Por consiguiente la longitud ideal fue 80 mm. Dando un valor de carga muerta máxima de 11,6588667 Kg. Ya que el peso de la suma de todos los elementos implicados que influyen sobre la probeta de momento constante, esta por debajo un 30% del valor de la carga muerta nos es aceptable que este sea el valor con el que trabajamos. Hay que tener en cuenta que la sumatoria de los pesos se ha hecho de cada uno de los elementos por fuera del montaje, la cual es una forma conservativa de calcular debido a que en el montaje algunos elementos no actúan directamente sobre la probeta.

Tabla 8. Sumatoria de los pesos de los elementos que conforman la carga muerta

	Cantidad	Peso unidad (Kg.)	Peso (Kg.)
portaprobetas	2	0,566	1,132
portarodamiento	2	0,433	0,866
eje 1	1	1,347	1,347
eje 2	1	0,83	0,83
tenedor	2	0,7035	1,407
barra	1	0,677	0,677
portapesas	1	0,515	0,515
otros	1	1	1
eje de balinera	4	0,046	0,184
	peso total		7,958

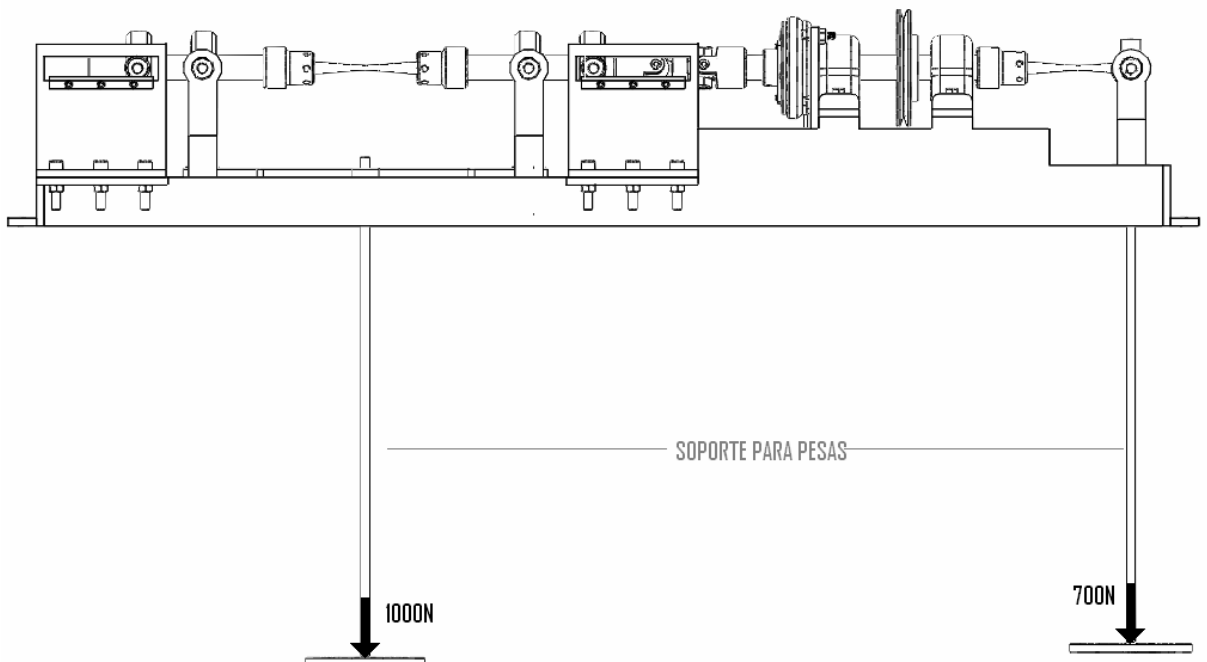
Debido a que el peso de los elementos era un factor crítico ciertas piezas fueron diseñadas en aluminio ya que nos brindara la resistencia suficiente y no aportara demasiada carga al sistema. Estas piezas a su vez fueron analizados bajo software CAE (Ansys Workbench) dando como resultado su calidad de optimas. Esta piezas fueron los porta rodamientos 1 y 2, tenedores 1 y 2, barra lateral y portapesas.

Tabla 9. Propiedades del aluminio.

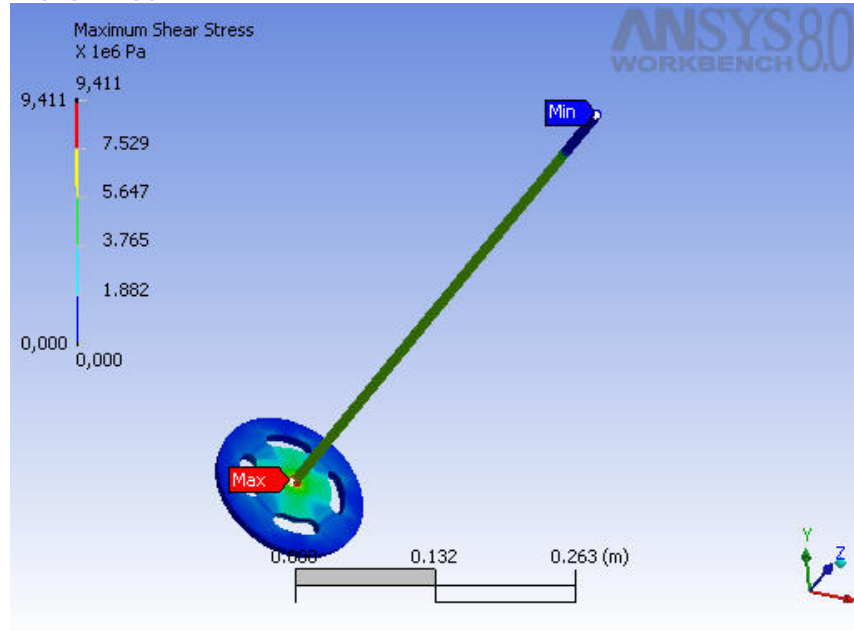
Name	Value
Modulus of Elasticity	7.1×10^{10} Pa
Poisson's Ratio	0.33
Mass Density	2,770.0 kg/m ³
Coefficient of Thermal Expansion	2.3×10^{-5} 1/°C
Tensile Yield Strength	2.8×10^8 Pa
Tensile Ultimate Strength	3.1×10^8 Pa
Compressive Yield Strength	2.8×10^8 Pa
Compressive Ultimate Strength	0.0 Pa

- **SOPORTE PARA PESAS:** Se analizo el soporte para pesas con la mayor carga de 1000 N.

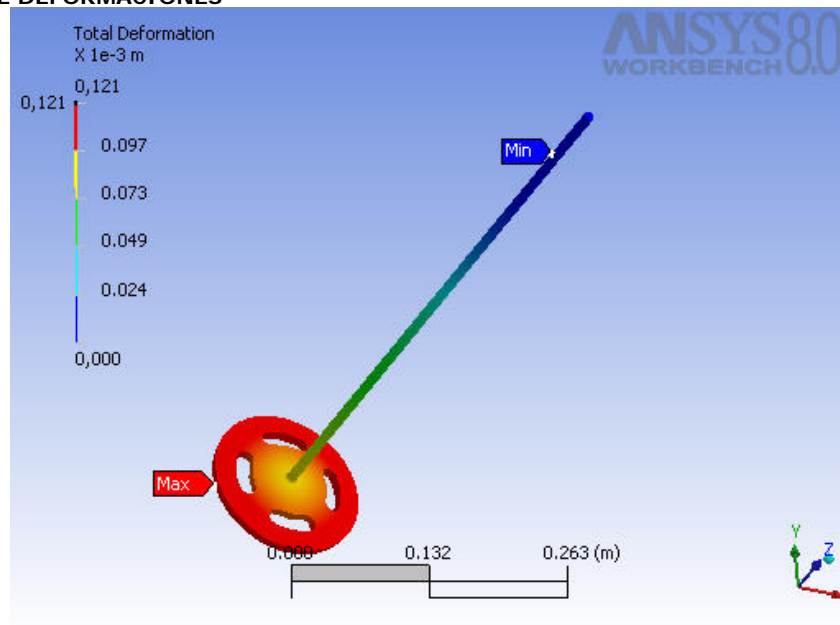
Figura 54. Soporte para pesas



ANALISIS DE ESFUERZOS



ANALISIS DE DEFORMACIONES



ANALISIS DE FACTOR DE SEGURIDAD

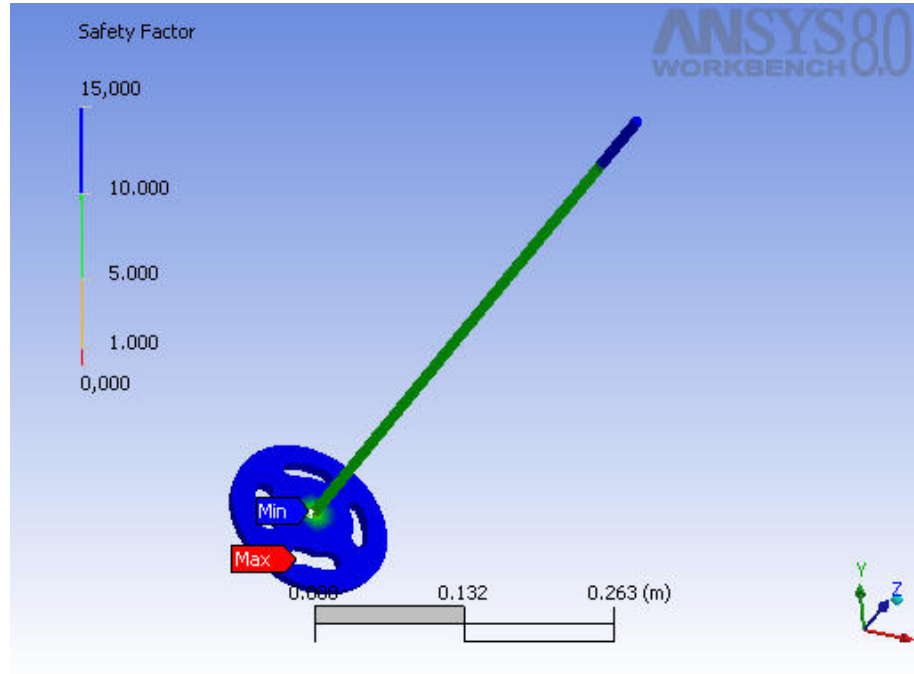


Tabla 10. Soporte para pesas.

RESULTADO DE LOS ANALISIS DEL SOPORTE DE RODAMIENTO 1

Nombre	Material	Bounding Box (m)	Masa (kg)	Volumen (m ³)
" Soporte de pesas "	<i>Aluminio</i>	0.15, 0.15, 0.63 ²	0.53	1.91 × 10 ⁻⁴

CARGAS APLICADAS

Nombre	Tipo	Magnitud	Ubicación
"Presión"	Presión superficial	60,000.0 Pa	Aplicada verticalmente en el centro de la barra con dirección negativa

Solución

Resultados estructurales

Nombre	Minimum	Maximum
--------	---------	---------

"Esfuerzo Equivalente"	0.19 Pa	1.63×10^7 Pa
"Máximo esfuerzo a fracción "	9.88×10^{-2} Pa	9.41×10^6 Pa
"Deformación Total"	0.0 m	1.21×10^{-4} m

Factor de seguridad

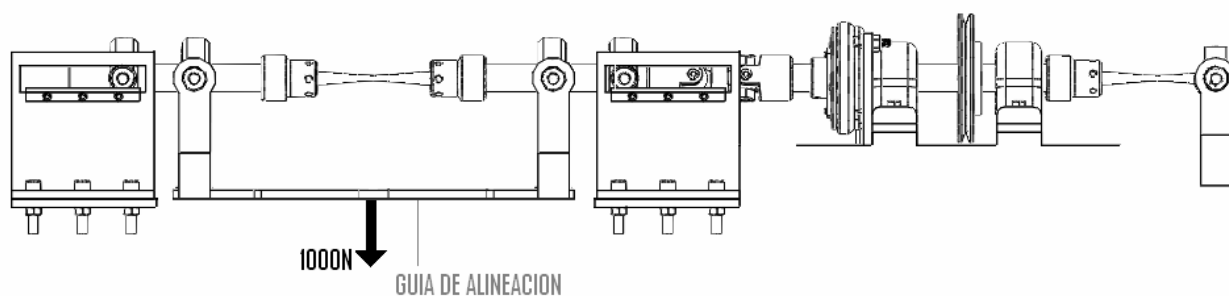
Nombre	Modelo	Tipo	Mínimo
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	Soporte de pesas	Factor de seguridad	15.0
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	Soporte de pesas	Margen de seguridad	14.0

Resultados por fatiga

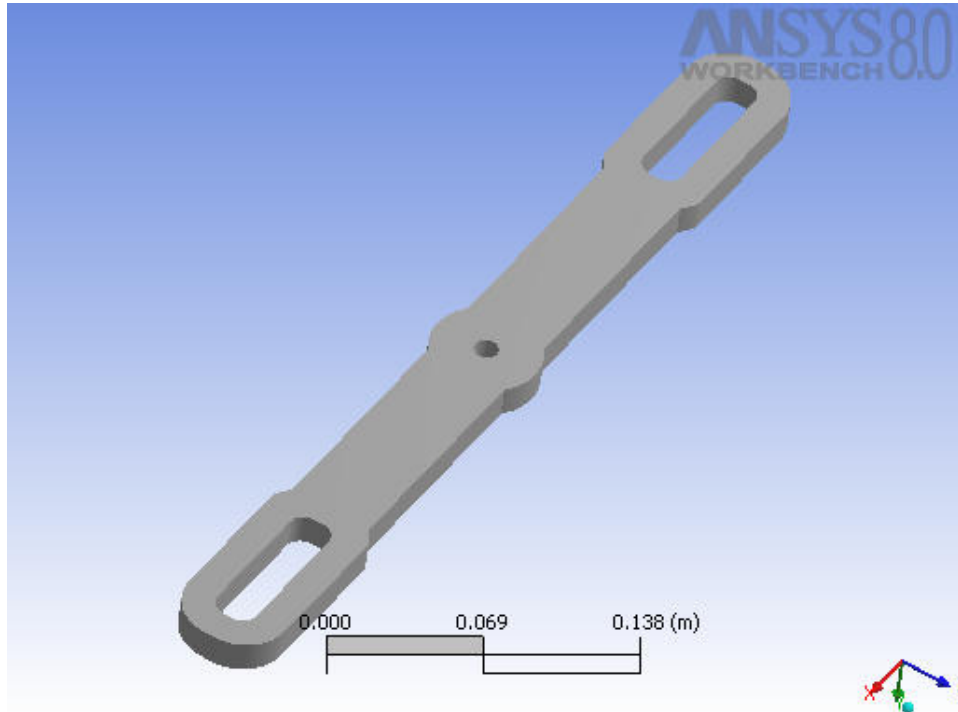
Nombre	Fatigue Strength Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Herramienta para el calculo por fatiga"	1.0	Soderberg	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10^9

- GUIA DE ALINEACION**

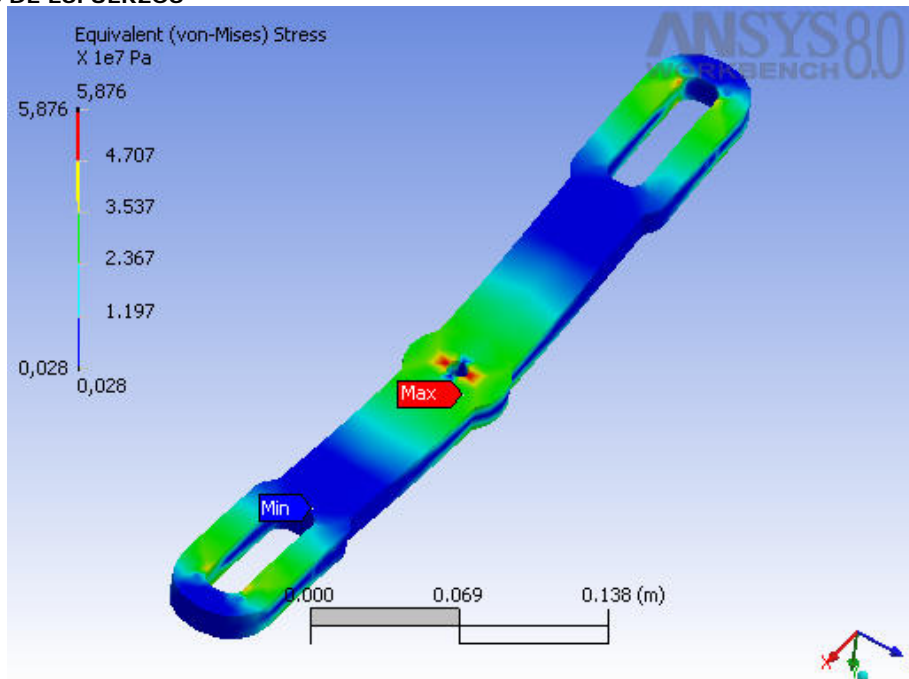
Figura 55. Guía de alineación



MODELO



ANALISIS DE ESFUERZOS



ANALISIS DE DEFORMACIONES

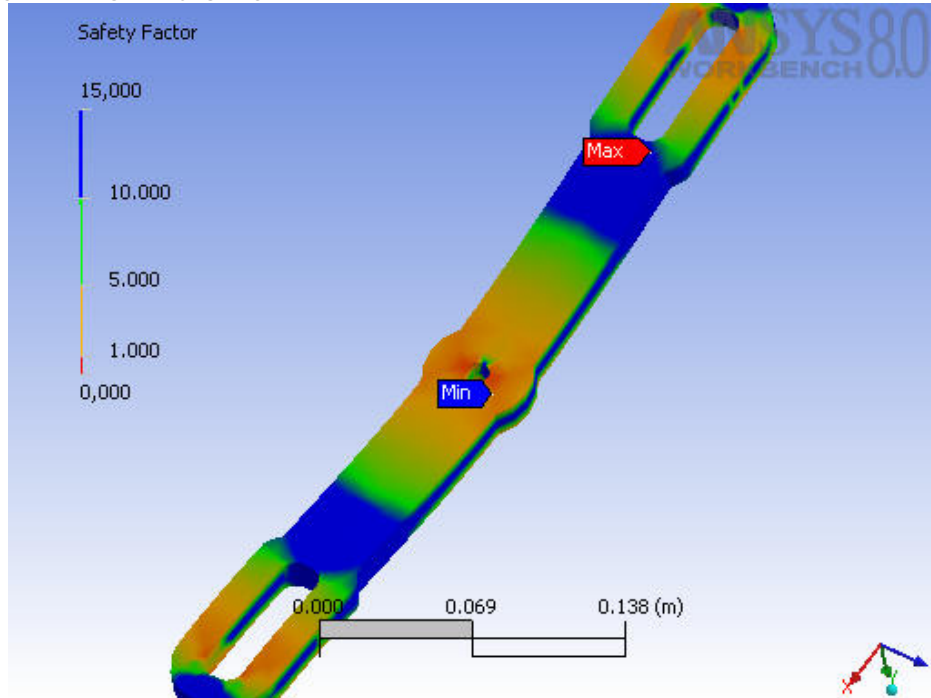


Tabla 11. Guía de alineación.

RESULTADO DE LOS ANALISIS DEL SOPORTE DE RODAMIENTO 1

Nombre	Material	Bounding Box (m)	Masa (kg)	Volumen (m ³)
" Guía de alineación "	<u>Aluminio</u>	0.45, 1.5×10^{-2} , 5.13×10^{-2}	0.69	2.51×10^{-4}

CARGAS APLICADAS

Nombre	Tipo	Magnitud	Ubicación
"Fuerza "	Fuerza superficial	1000.0 N	Aplicada verticalmente en el centro de la barra con dirección negativa

Solución

Resultados estructurales

Nombre	Minimum	Maximum
--------	---------	---------

"Esfuerzo Equivalente"	275,448.33 Pa	5.88×10^7 Pa
"Máximo esfuerzo a fracción "	156,233.28 Pa	3.09×10^7 Pa
"Deformación Total"	0.0 m	5.46×10^{-4} m

Factor de seguridad

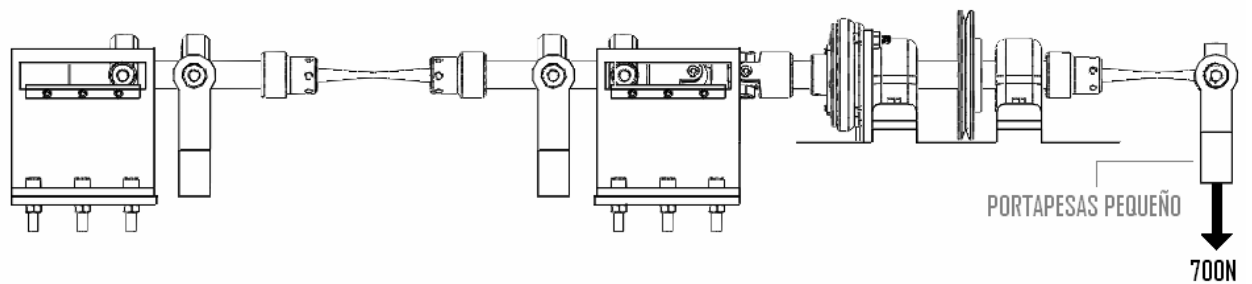
Nombre	Modelo	Tipo	Mínimo
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	Guía de alineación	Factor de seguridad	4.76
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	Guía de alineación	Margen de seguridad	3.76

Resultados por fatiga

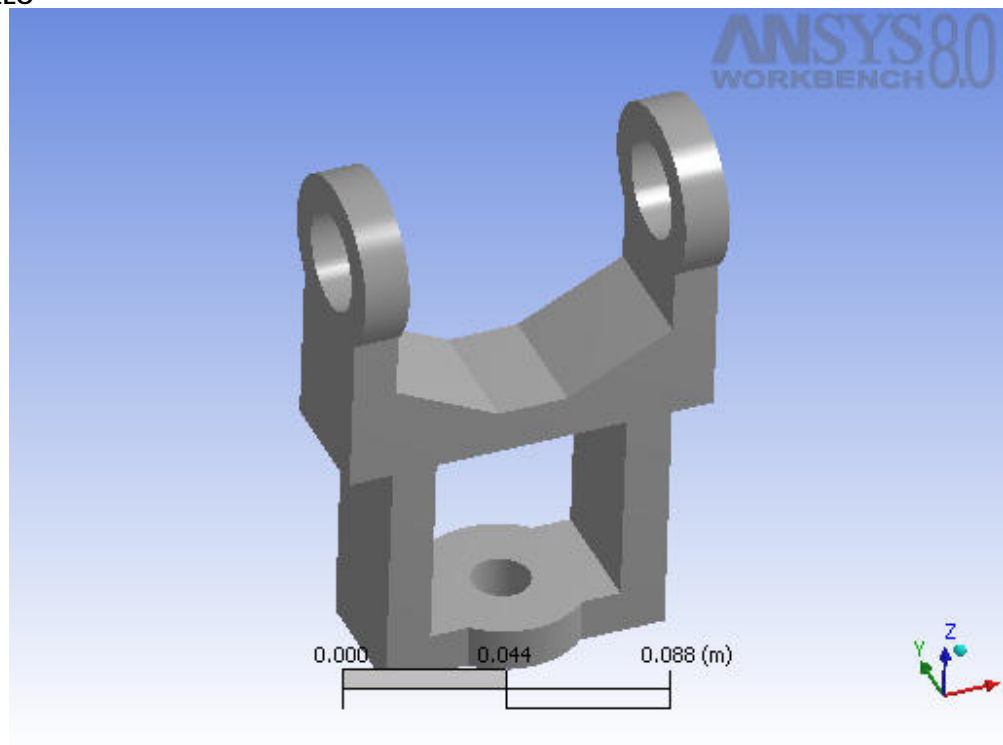
Nombre	Fatigue Strength Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Herramienta para el calculo por fatiga"	1.0	Soderberg	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10^9

- **PORTAPESAS PEQUEÑO**

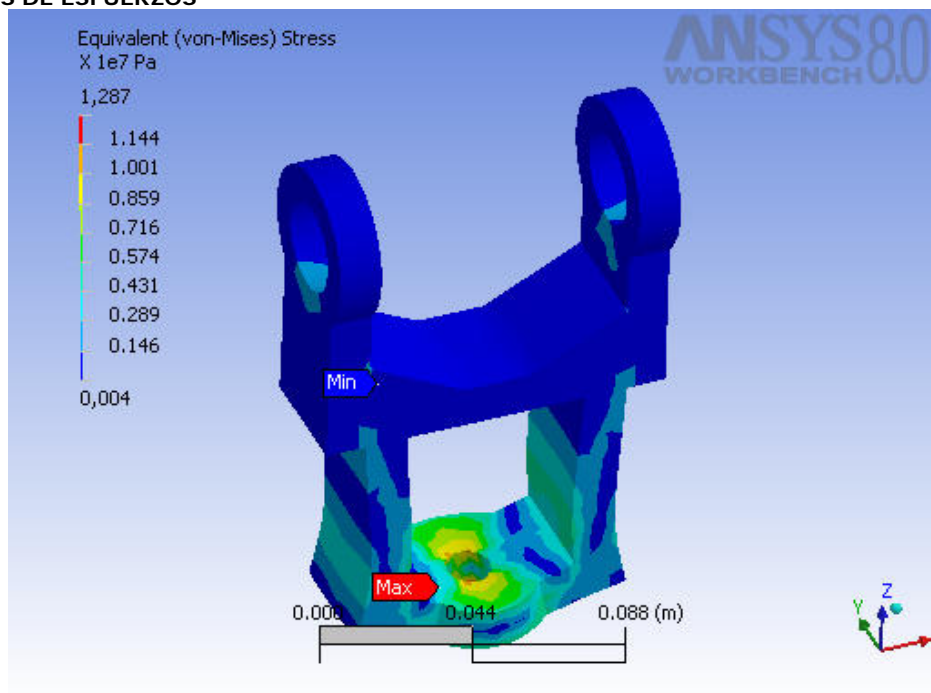
Figura 56. Portapesas pequeño



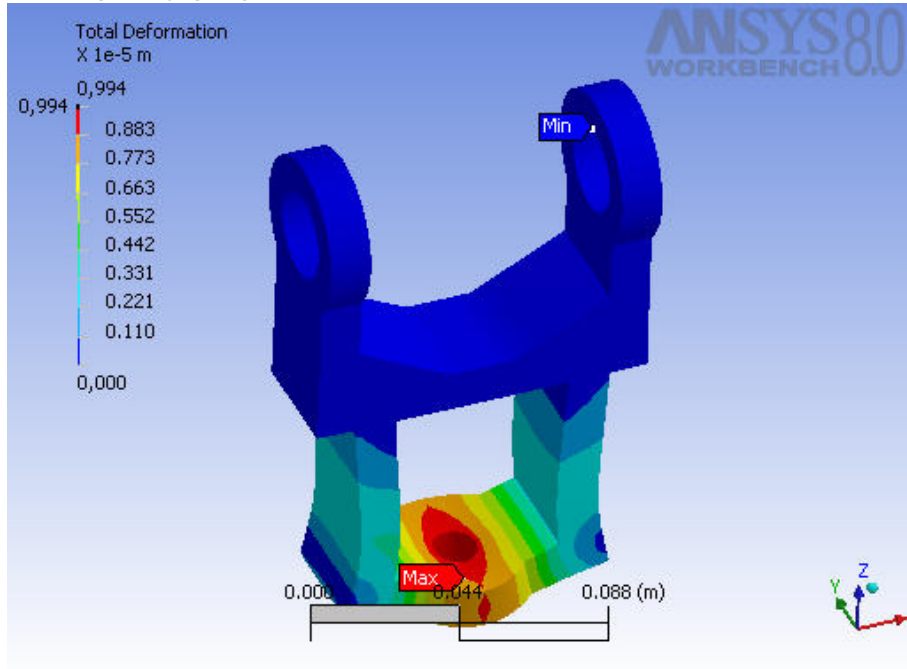
MODELO



ANALISIS DE ESFUERZOS



ANALISIS DE DEFORMACIONES



ANALISIS DE FACTOR DE SEGURIDAD

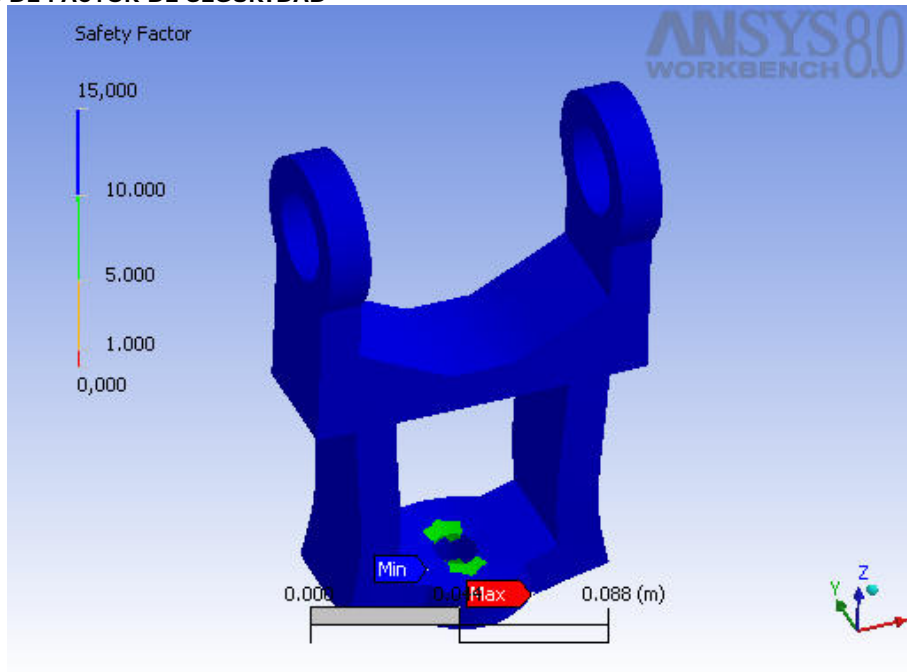


Tabla 12. Portapesas pequeño.

RESULTADO DE LOS ANALISIS DEL SOPORTE DE RODAMIENTO 1

Nombre	Material	Bounding Box (m)	Masa (kg)	Volumen (m ³)
" porta pesas pequeño "	<i>Aluminio</i>	0.11, 4.8×10 ⁻² , 0.16 ⁻²	0.57	2.07×10 ⁻⁴

CARGAS APLICADAS

Nombre	Tipo	Magnitud	Ubicación
"Fuerza remota "	Fuerza tridimensional	700.0 N	Aplicada verticalmente en el agujero inferior con dirección negativa

Solución

Resultados estructurales

Nombre	mínimo	Máximo
"Esfuerzo Equivalente"	35,161.69 Pa	1.29×10 ⁷ Pa
"Máximo esfuerzo a fracción "	20,008.44 Pa	7.02×10 ⁶ Pa
"Deformación Total"	6.0×10 ⁻¹¹ m	9.94×10 ⁻⁶ m

Factor de seguridad

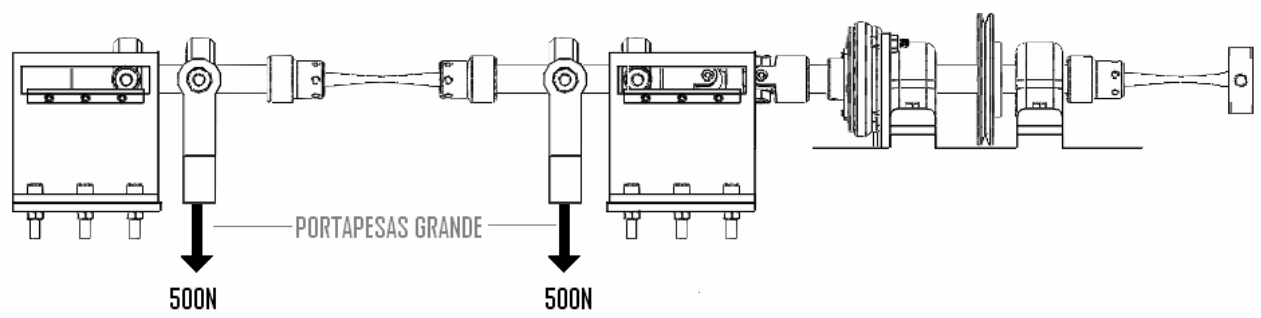
Nombre	Modelo	Tipo	Mínimo
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	<i>Porta pesas pequeño</i>	Factor de seguridad	15.0
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	<i>Porta pesas pequeño</i>	Margen de seguridad	14.0

Resultados por fatiga

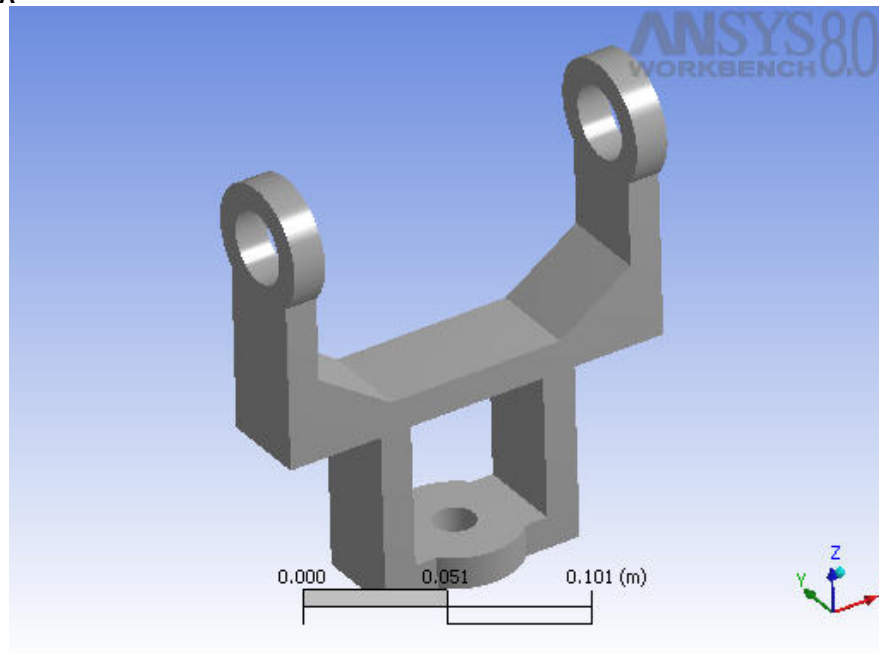
Nombre	Fatigue Strength Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Herramienta para el calculo por fatiga"	1.0	Soderberg	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10 ⁹

- **PORTAPESAS GRANDE**

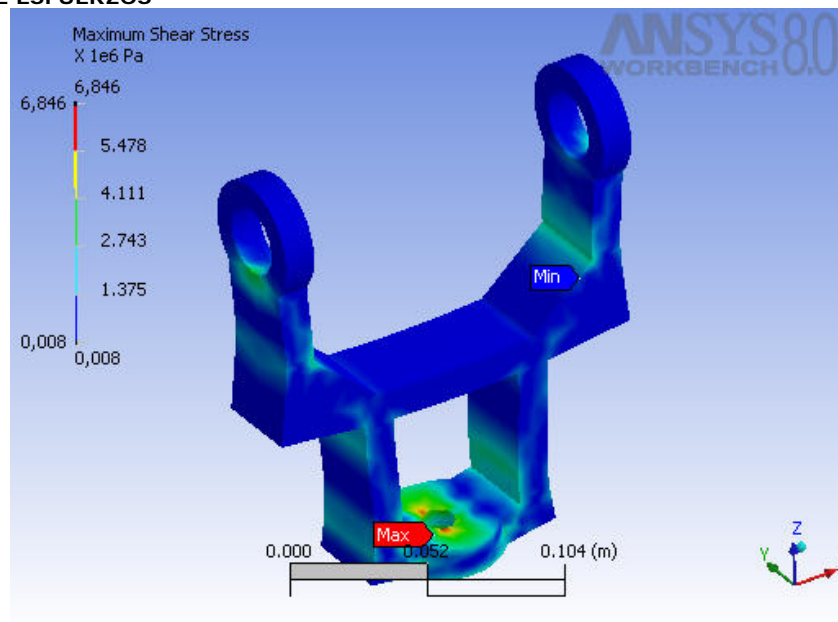
Figura 57. Portapesas grande



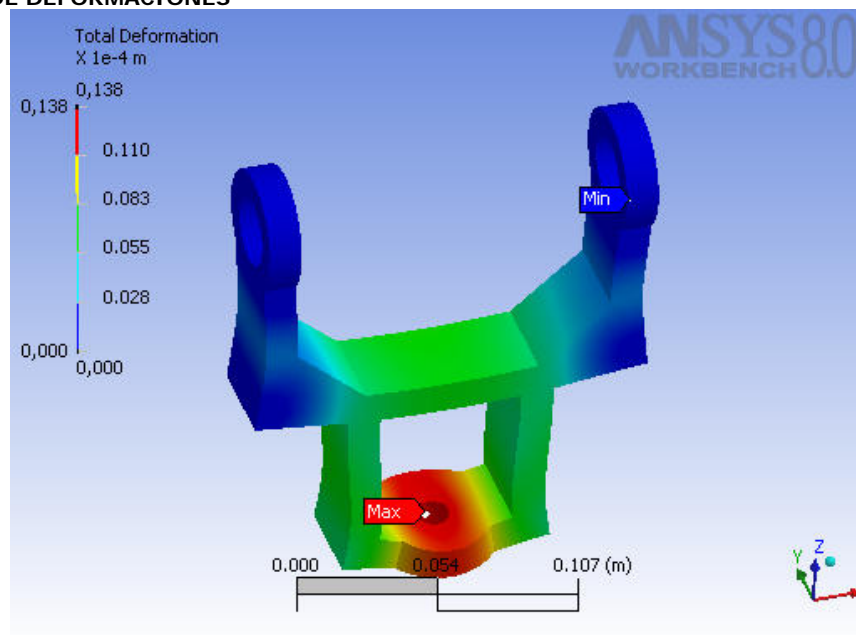
GEOMETRIA



ANALISIS DE ESFUERZOS



ANALISIS DE DEFORMACIONES



ANALISIS DE FACTOR DE SEGURIDAD

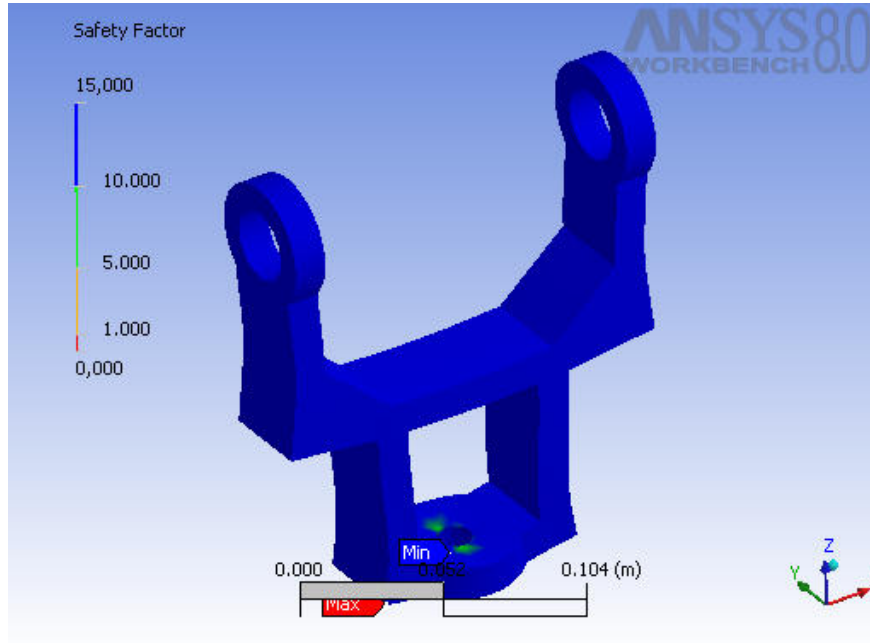


Tabla 13. Portapesas Grande.

RESULTADO DE LOS ANALISIS DEL SOPORTE DE RODAMIENTO 1

Nombre	Material	Bounding Box (m)	Masa (kg)	Volumen (m ³)
" porta pesas "	<u>Aluminio</u>	0.16, 5.1×10 ⁻² , 0.18 ⁻²	0.7	2.54×10 ⁻⁴

CARGAS APLICADAS

Nombre	Tipo	Magnitud	Ubicación
"Fuerza remota "	Fuerza tridimensional	500.0 N	Aplicada verticalmente en el agujero inferior cpn dirección negativa

Solución

Resultados estructurales

Nombre	mínimo	Máximo
"Esfuerzo Equivalente"	13,372.52 Pa	1.33×10 ⁷ Pa
"Máximo esfuerzo a fracción "	7,719.03 Pa	6.85×10 ⁶ Pa
"Deformación Total"	3.59×10 ⁻⁹ m	1.38×10 ⁻⁵ m

Factor de seguridad

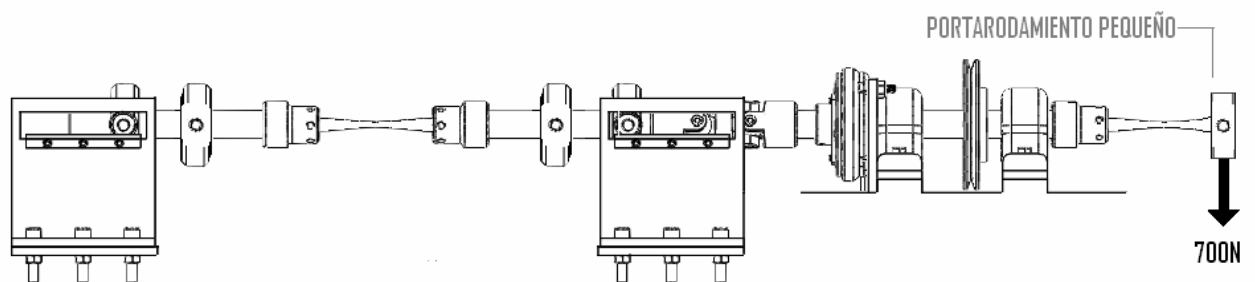
Nombre	Modelo	Tipo	Mínimo
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	Porta pesas	Factor de seguridad	15.0
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	Porta pesas	Margen de seguridad	14.0

Resultados por fatiga

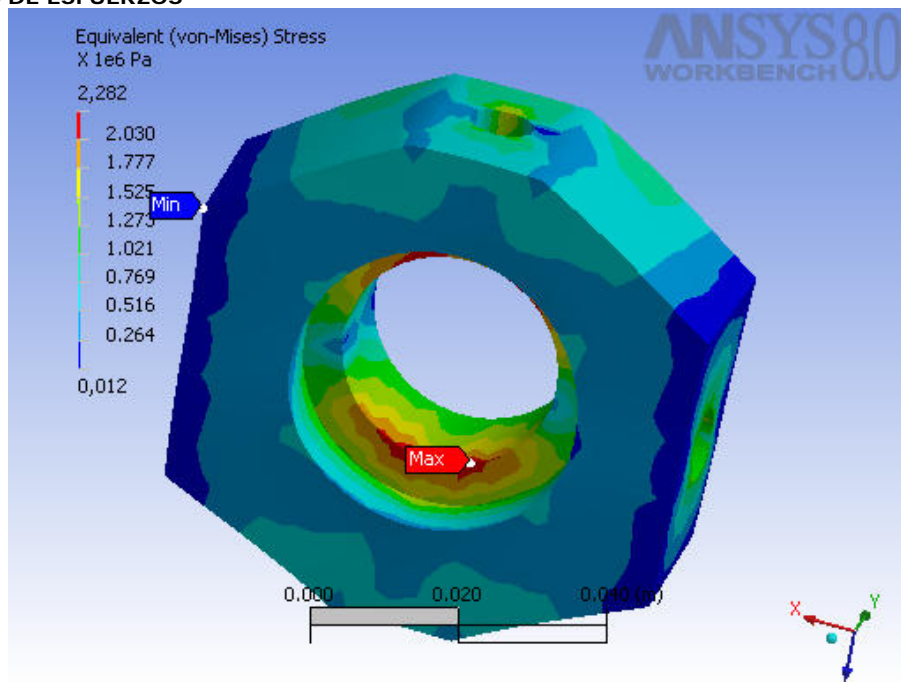
Nombre	Fatigue Strength Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Herramienta para el calculo por fatiga"	1.0	Soderberg	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10^9

- **PORTARODAMIENTO PEQUEÑO**

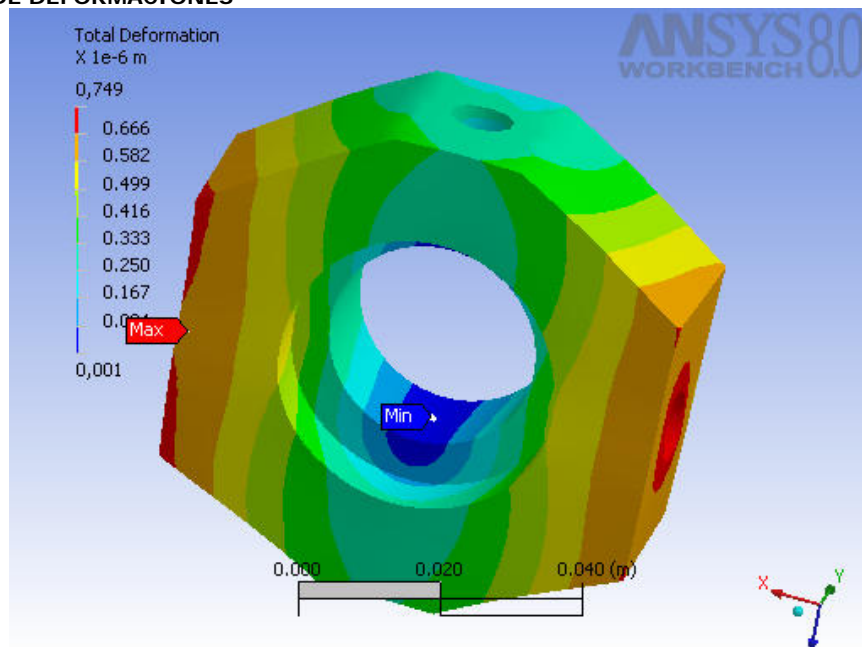
Figura 58. Portarodamiento pequeño



ANALISIS DE ESFUERZOS



ANALISIS DE DEFORMACIONES



ANÁLISIS DE FACTOR DE SEGURIDAD

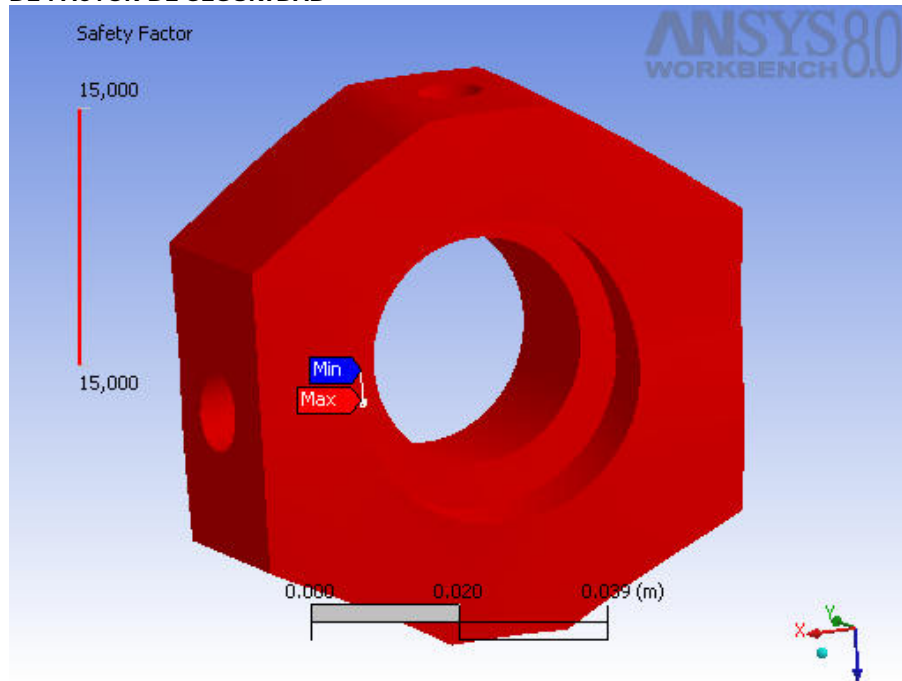


Tabla 14. Portarodamiento pequeño.

RESULTADO DE LOS ANÁLISIS DEL SOPORTE DE RODAMIENTO 1

Nombre	Material	Bounding Box (m)	Masa (kg)	Volumen (m ³)
"soporte de rodamiento 2 "	Aluminio	7.05×10^{-2} , 2.4×10^{-2} , 7.05×10^{-2}	0.21	7.52×10^{-5}

CARGAS APLICADAS

Nombre	Tipo	Magnitud	Ubicación
"Fuerza 1 "	Fuerza superficial	350.0 N	Aplicada lateralmente en uno de los pivotes en dirección vertical negativa
"Fuerza 2 "	Fuerza superficial	350.0 N	Aplicada lateralmente en uno de los pivotes en dirección vertical negativa

Solución

Resultados estructurales

Nombre	mínimo	Máximo
"Esfuerzo Equivalente"	12,016.17 Pa	2.28×10^6 Pa
"Máximo esfuerzo a fracción "	6,396.47 Pa	1.3×10^6 Pa

"Deformación Total"	8.76×10^{-10} m	7.49×10^{-7} m
---------------------	--------------------------	-------------------------

Factor de seguridad

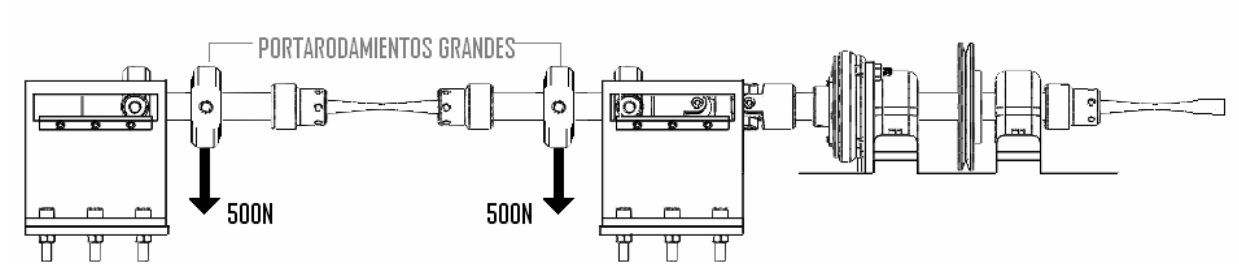
Nombre	Modelo	Tipo	Mínimo
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	soporte de rodamiento pequeño "	Factor de seguridad	15.0
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	soporte de rodamiento pequeño	Margen de seguridad	14.0

Resultados por fatiga

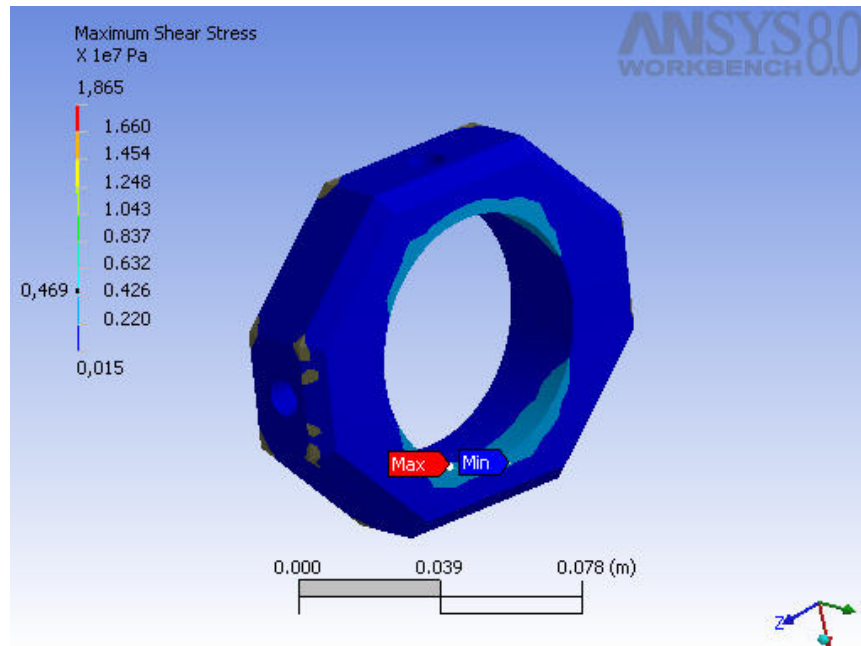
Nombre	Fatigue Strength Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Herramienta para el calculo por fatiga"	0.51	Soderberg	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10^9

- **PORTARODAMIENTO GRANDE**

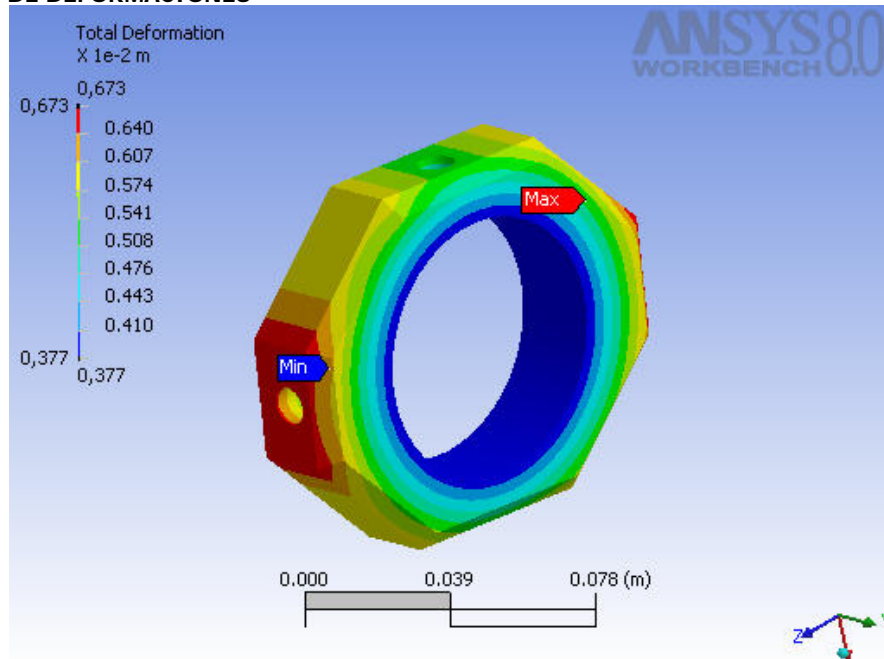
Figura 59. Portarodamiento grande



ANÁLISIS DE ESFUERZOS



ANÁLISIS DE DEFORMACIONES



ANALISIS DE FACTOR DE SEGURIDAD

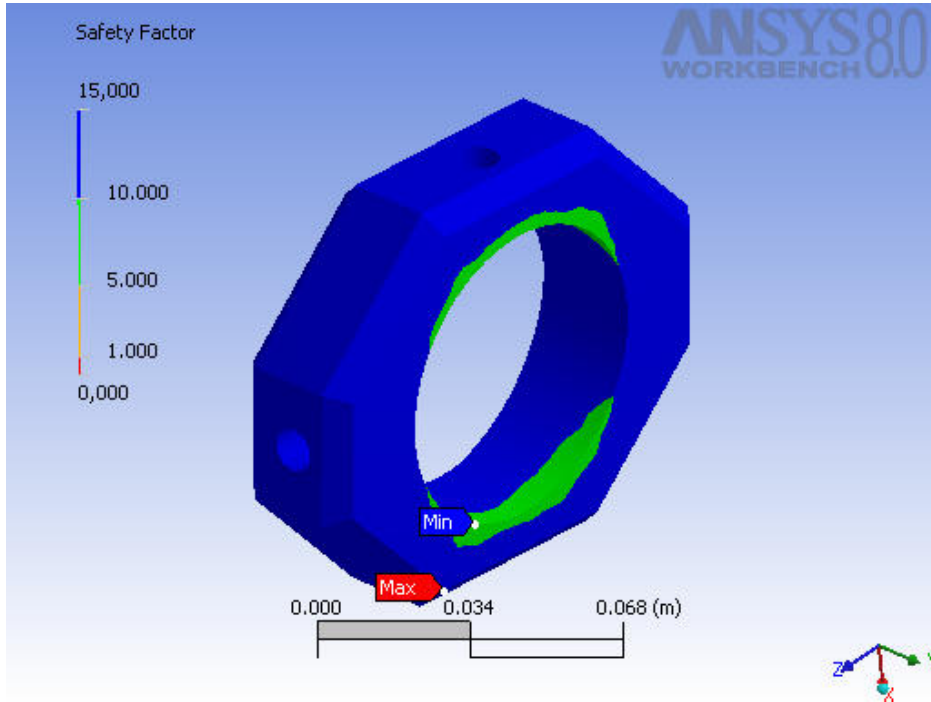


Tabla 15. Portarodamiento grande

RESULTADO DE LOS ANALISIS DEL SOPORTE DE RODAMIENTO 1

Nombre	Material	Bounding Box (m)	Masa (kg)	Volumen (m ³)
" soporte de rodamiento 1 "	<u>Aluminio</u>	9.85×10 ⁻² , 3.0×10 ⁻² , 0.12	0.43	1.56×10 ⁻⁴

CARGAS APLICADAS

Nombre	Tipo	Magnitud	Ubicacion
"Fuerza1 "	Fuerza superficial	250.0 N	Aplicada lateralmente en uno de los pivotes en dirección vertical negativa
"Fuerza 2"	Fuerza superficial	250.0 N	Aplicada lateralmente en uno de los pivotes en dirección vertical negativa
"Momento "	Momento superficial	250.0 N·m	Momento aplicado en dirección x positivo

Solución

Resultados estructurales

Nombre	mínimo	Máximo
"Esfuerzo Equivalente"	79,798.33 Pa	8.25×10^6 Pa
"Máximo esfuerzo a fracción "	45,929.78 Pa	4.69×10^6 Pa
"Deformación Total"	3.77×10^{-3} m	6.73×10^{-3} m

Factor de seguridad

Nombre	Modelo	Tipo	Mínimo
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	soporte de rodamiento 1 "	Factor de seguridad	15.0
"Herramienta para el calculo de esfuerzos a tracción"	soporte de rodamiento 1	Margen de seguridad	14.0

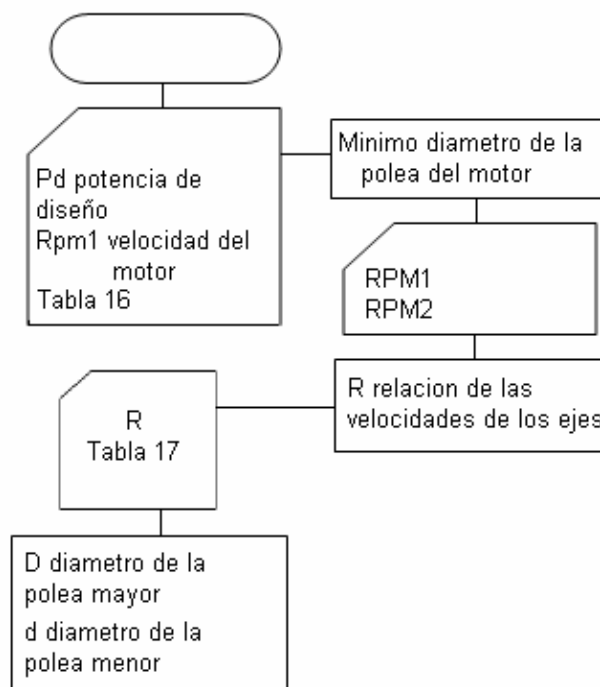
Resultados por fatiga

Nombre	Fatigue Strength Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Herramienta para el calculo por fatiga"	0.51	Soderberg	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10^9

4.3.2 SISTEMA DE POTENCIA

4.3.2.1 Selección De Diámetro De Poleas Así Como Selección De Correa De Transmisión Asumiendo Una Potencia Del Motor De 2 Hp.

Figura 60. Algoritmo selección de poleas.



Partiendo de que la velocidad angular de los ejes debe ser de 2000 rpm y teniendo en cuenta que la velocidad de giro nominal del motor es 1750 rpm, calculamos el diámetro de la polea concéntrica al eje principal.

Tabla 16. Mínimo diámetro de la polea del motor

Minimum Recommended Sheave Diameters For Electric Motors						
MOTOR HORSE-POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50★
★30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

Catalogo Martin

Tomando poleas estandarizadas del catalogo de la Martín y conservando el radio de velocidad se seleccionan las polea conductora y conducida.


Radio de velocidad:
$$R = \frac{2000RPM}{1750RPM} = 1.14$$

Tabla 17. Diámetro de poleas estandarizado

A		B		C		D		3V		5V		8V	
Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.	Outside Diam.	Pitch Diam.
3.25	3.0	3.75	3.4	5.4	5.0	12.6	12.0	2.20	2.15	4.40	4.30	12.5	12.3
3.45	3.2	3.95	3.6	5.9	5.5	13.6	13.0	2.35	2.30	4.65	4.55	13.2	13.0
3.65	3.4	4.15	3.8	6.4	6.0	14.1	13.5	2.50	2.45	4.90	4.80	14.0	13.8
3.85	3.6	4.35	4.0	7.4	7.0	14.6	14.0	2.65	2.60	5.20	5.10	15.0	14.8
4.05	3.8	4.55	4.2	7.9	7.5	15.1	14.5	2.80	2.75	5.50	5.40	16.0	15.8
4.25	4.0	4.75	4.4	8.4	8.0	15.6	15.0	3.00	2.95	5.90	5.80	17.0	16.8
4.45	4.2	4.95	4.6	8.9	8.5	16.1	15.5	3.15	3.10	6.30	6.20	18.0	17.8
4.65	4.4	5.15	4.8	9.4	9.0	16.6	16.0	3.35	3.30	6.70	6.60	19.0	18.8
4.85	4.6	5.35	5.0	9.9	9.5	18.6	18.0	3.65	3.60	7.10	7.00	20.0	19.8
5.05	4.8	5.55	5.2	10.4	10.0	20.6	20.0	4.12	4.07	7.50	7.40	21.2	21.0
5.25	5.0	5.75	5.4	10.9	10.5	22.6	22.0	4.50	4.45	8.00	7.90	22.4	22.2
5.45	5.2	5.95	5.6	11.4	11.0	27.6	27.0	4.75	4.70	8.50	8.40	24.8	24.6
5.65	5.4	6.15	5.8	12.4	12.0	33.6	33.0	5.00	4.95	9.00	8.90	30.0	29.8
5.85	5.6	6.35	6.0	13.4	13.0	40.6	40.0	5.30	5.25	9.25	9.15	35.5	35.3
6.05	5.8	6.55	6.2	14.4	14.0	48.6	48.0	5.60	5.55	9.75	9.65	40.0	39.8
6.25	6.0	6.75	6.4	16.4	16.0	58.6	58.0	6.00	5.95	10.30	10.20	44.5	44.3
6.45	6.2	6.95	6.6	18.4	18.0			6.50	6.45	10.90	10.80	53.0	52.8
6.65	6.4	7.15	6.8	20.4	20.0			6.90	6.85	11.30	11.20	63.0	62.8
6.85	6.6	7.35	7.0	24.4	24.0			8.00	7.95	11.80	11.70	71.0	70.8
7.25	7.0	7.75	7.4	27.4	27.0			10.60	10.55	12.50	12.40	95.0	94.8
7.85	7.6	8.35	8.0	30.4	30.0			14.00	13.95	13.20	13.10		
8.45	8.2	8.95	8.6	36.4	36.0			19.00	18.95	14.00	13.90		
9.25	9.0	9.75	9.4	44.4	44.0			25.00	24.95	15.00	14.90		
10.85	10.6	11.35	11.0	50.4	50.0			33.50	33.45	16.00	15.90		

Catalogo Martin

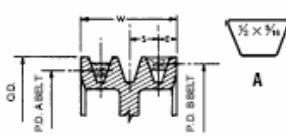
Tabla 18. Catalogo polea tipo A



Combination Groove A

Conventional Stock OD Sheaves

1 Groove												
F = 1/2 thru 1 B 64 SDS / F = 1 others												
Part Number	OD		Type	Bush	Bush Max. Bore	E	K	L Thr. Bore	M	Wt. Lbs. Bush	Pitch	
	A Belts	B Belts									A	B
1 B 34 OH	3.0	3.4	3.75	D-1	SH	1/16	3/8	0	1/16	3/8	3/8	1.2
1 B 36 OH	3.2	3.6	3.95	D-1	SH	1/16	3/8	0	1/16	3/8	3/8	1.3
1 B 38 OH	3.4	3.8	4.15	D-1	SH	1/16	3/8	0	1/16	3/8	3/8	1.6
1 B 40 OH	3.6	4.0	4.35	D-1	SH	1/16	3/8	0	1/16	3/8	3/8	1.8
1 B 42 OH	3.8	4.2	4.55	D-1	SH	1/16	3/8	0	1/16	3/8	3/8	2.0
1 B 44 OH	4.0	4.4	4.75	D-1	SH	1/16	3/8	0	1/16	3/8	3/8	2.2
1 B 46 ODS	4.2	4.6	4.95	D-1	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	2.4
1 B 48 ODS	4.4	4.8	5.15	D-1	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	2.6
1 B 50 ODS	4.6	5.0	5.35	D-1	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	3.0
1 B 52 ODS	4.8	5.2	5.55	D-1	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	3.4
1 B 54 ODS	5.0	5.4	5.75	D-1	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	3.8
1 B 56 ODS	5.2	5.6	5.95	D-1	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	4.0
1 B 58 ODS	5.4	5.8	6.15	D-1	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	4.4
1 B 60 ODS	5.6	6.0	6.35	D-1	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	4.6
1 B 62 ODS	5.8	6.2	6.55	D-2	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	4.8
1 B 64 ODS	6.0	6.4	6.75	D-2	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	5.0
1 B 66 ODS	6.2	6.6	6.95	D-2	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	5.4
1 B 68 ODS	6.4	6.8	7.15	D-2	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	5.6
1 B 70 ODS	6.6	7.0	7.35	D-2	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	6.0
1 B 74 ODS	7.0	7.4	7.75	D-2	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	6.3
1 B 80 ODS	7.6	8.0	8.35	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	6.8
1 B 86 ODS	8.2	8.6	8.95	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	7.0
1 B 94 ODS	9.0	9.4	9.75	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	8.0
1 B 110 ODS	10.6	11.0	11.35	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	10.0
1 B 124 ODS	12.0	12.4	12.75	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	12.0
1 B 136 ODS	13.2	13.6	13.95	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	14.0
1 B 154 OK	15.0	15.4	15.75	D-3	OK	2 1/2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	17.0
1 B 160 OK	15.6	16.0	16.35	D-3	OK	2 1/2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	18.0
1 B 184 OK	18.0	18.4	18.75	D-3	OK	2 1/2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	20.0
1 B 200 OK	19.6	20.0	20.35	D-3	OK	2 1/2	3/8	3/8	1/16	3/8	3/8	23.0



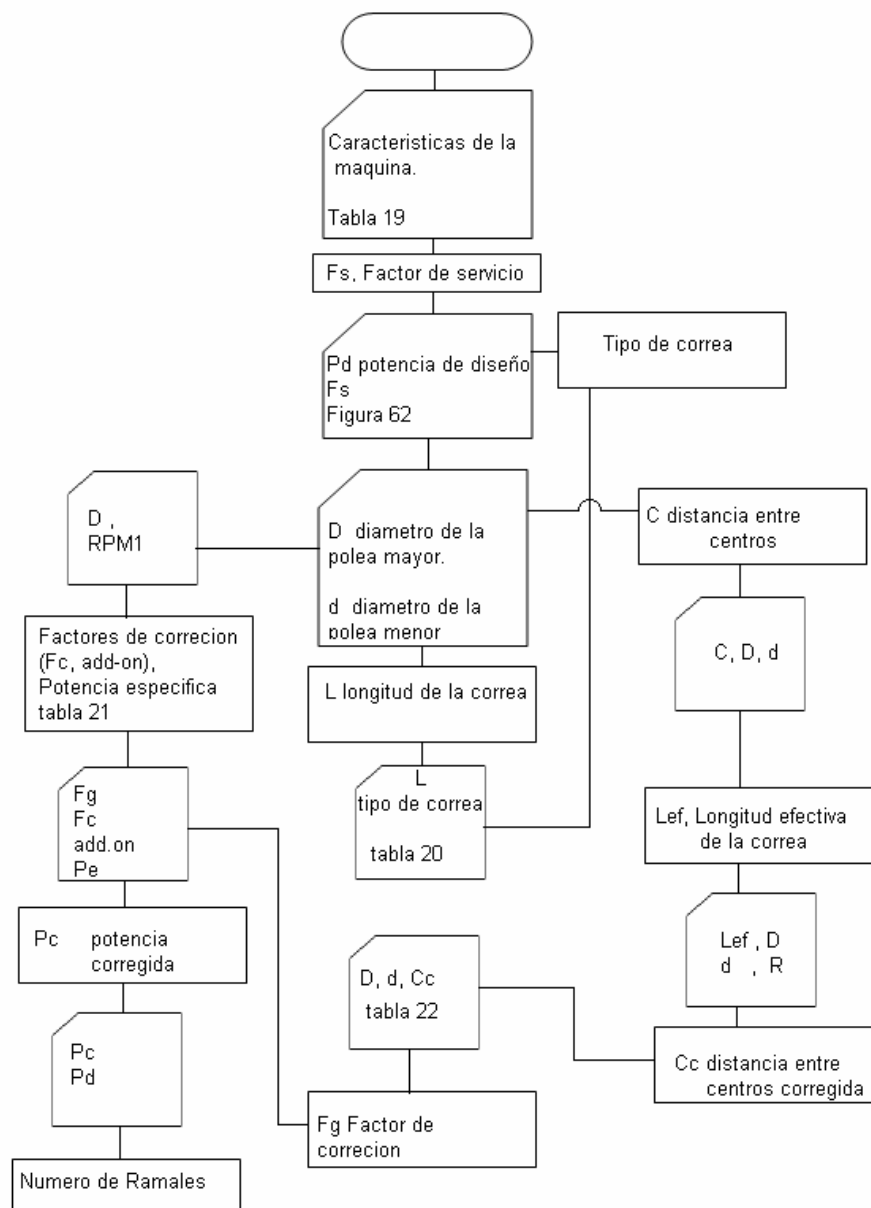
Drawing shows position of "A" and "B" belts in groove when used with OD sheaves.

Catalogo Martin

Las dos poleas que mantienen la relación de velocidad de 1.14 son las de 6.2” de diámetro en el eje conductor y de 5.4” en el eje conducido.

4.3.2.2 Procedimiento De Selección De la Correa Trapezoidal.

Figura 61. Algoritmo selección de correa trapezoidal.



Se asume una potencia nominal de 2.0 HP de acuerdo a los rangos de potencia del motor con los que trabajan maquinas semejantes en el mercado

Potencia de diseño = Pot. Nominal * (factor de servicio)

Tabla 19. Factores de servicio

TYPICAL SERVICE FACTORS						
DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
Driven machine types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below. IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR. Idler on slack side (inside) None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2	ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines			ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound		
	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors 1.0 Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

Catalogo Martin

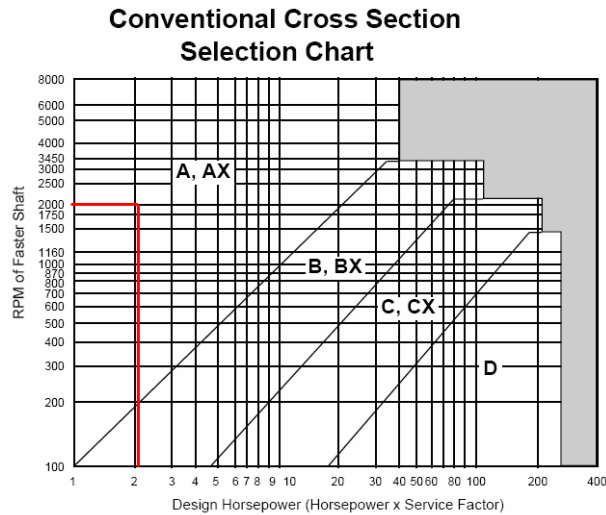
Potencia de diseño

$$2.0 \times 1.1 = 2.2 \text{ HP}$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D + 3d}{2} = \frac{6.45 + 3(5.45)}{2} = 11.7''$$

Figura 62. Selección de tipo de correa.



Catalogo Martin

Longitud:
$$L = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} = 42.41''$$

Tabla 20. Longitud efectiva de la correa

Effective Outside Belt Length and Correction Factors

A			B			C			D			3V			5V			8V		
Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor	Belt No.	Eff. Length	Corr. Factor
A 26	28.1	0.81	B 35	37.9	0.81	C 51	55.2	0.80	D 120	125.2	0.86	3VX 250	25.0	0.83	5VX 500	50.0	0.85	8V 1000	100.0	0.87
A 31	33.1	0.84	B 38	40.9	0.83	C 60	64.2	0.82	D 128	133.2	0.87	3VX 265	26.5	0.84	5VX 530	53.0	0.86	8V 1060	106.0	0.88
A 35	37.1	0.87	B 42	44.9	0.85	C 68	72.2	0.85	D 144	149.2	0.90	3VX 290	29.0	0.85	5VX 560	56.0	0.87	8V 1120	112.0	0.88
A 38	40.1	0.88	B 46	48.9	0.87	C 75	79.2	0.87	D 158	163.2	0.92	3VX 300	30.0	0.86	5VX 600	60.0	0.88	8V 1180	118.0	0.89
A 42	44.1	0.90	B 51	53.9	0.89	C 81	85.2	0.89	D 173	178.2	0.93	3VX 315	31.5	0.87	5VX 630	63.0	0.89	8V 1250	125.0	0.90
A 46	48.1	0.92	B 55	57.9	0.90	C 85	89.2	0.90	D 180	185.2	0.94	3VX 335	33.5	0.88	5VX 670	67.0	0.90	8V 1320	132.0	0.91
A 51	53.1	0.94	B 60	62.9	0.92	C 90	94.2	0.91	D 195	200.2	0.96	3VX 355	35.5	0.89	5VX 710	71.0	0.91	8V 1400	140.0	0.92
A 55	55.1	0.96	B 68	70.9	0.95	C 96	100.2	0.92	D 210	212.7	0.96	3VX 375	37.5	0.90	5VX 750	75.0	0.92	8V 1500	150.0	0.93
A 60	62.1	0.98	B 75	77.9	0.97	C 105	109.2	0.94	D 240	242.7	1.00	3VX 400	40.0	0.92	5VX 800	80.0	0.93	8V 1600	160.0	0.94
A 68	70.1	1.00	B 81	83.9	0.98	C 112	116.2	0.95	D 270	272.7	1.03	3VX 425	42.5	0.93	5VX 850	85.0	0.94	8V 1700	170.0	0.95
A 75	77.1	1.02	B 85	87.9	0.99	C 120	124.2	0.97	D 300	302.7	1.05	3VX 450	45.0	0.94	5VX 900	90.0	0.95	8V 1800	180.0	0.95
A 80	82.1	1.04	B 90	92.9	1.00	C 128	132.2	0.98	D 330	332.7	1.07	3VX 475	47.5	0.95	5VX 950	95.0	0.96	8V 1900	190.0	0.96
A 85	87.1	1.05	B 97	99.9	1.02	C 144	148.2	1.00	D 360	362.7	1.09	3VX 500	50.0	0.96	5VX 1000	100.0	0.96	8V 2000	200.0	0.97
A 90	92.1	1.06	B 105	107.9	1.04	C 158	162.2	1.02	D 390	392.7	1.11	3VX 530	53.0	0.97	5VX 1060	106.0	0.97	8V 2120	212.0	0.98
A 96	98.1	1.08	B 112	114.9	1.05	C 173	177.2	1.04	D 420	422.7	1.12	3VX 560	56.0	0.98	5VX 1120	112.0	0.98	8V 2240	224.0	0.98

Catalogo Martin

Correa A38 Longitud =40.1''

Distancia entre centros corregido:
$$C = \frac{L - 1.57(D + d) - \frac{(D - d)^2}{1.57(L - R)}}{2} = 10.55''$$

Tabla 21. Tabla de potencia y factor add-on

Sheave Pitch Diameter (in inches)						"Add-On" HP for Speed Ratio										RPM of Faster Shaft
5.8	6.0	6.2	6.4	6.6	7.0	1.02- 1.04	1.05- 1.08	1.09- 1.12	1.13- 1.18	1.19- 1.24	1.25- 1.34	1.35- 1.51	1.52- 1.99	2.00 & Up		
4.75	4.99	5.22	5.45	5.68	6.13	0.03	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	1160	
6.51	6.83	7.14	7.45	7.76	8.36	0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.41	0.46	1750	
9.54	9.92	10.29	10.63	10.95	11.53	0.09	0.20	0.33	0.43	0.55	0.63	0.73	0.83	0.92	3500	
0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.40	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	50	
0.58	0.61	0.64	0.66	0.69	0.74	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	100	
2.37	2.48	2.59	2.71	2.82	3.04	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13	500	
2.76	2.89	3.03	3.16	3.29	3.56	0.01	0.03	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	600	
3.14	3.29	3.45	3.60	3.75	4.05	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	700	
3.51	3.68	3.85	4.02	4.19	4.53	0.02	0.05	0.07	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	800	
3.87	4.06	4.25	4.44	4.62	5.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.21	0.24	900	
4.22	4.42	4.63	4.84	5.04	5.44	0.02	0.06	0.09	0.12	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	1000	
4.55	4.78	5.00	5.22	5.44	5.88	0.03	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29	1100	
4.88	5.12	5.36	5.60	5.83	6.30	0.03	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	1200	
5.20	5.45	5.71	5.96	6.21	6.71	0.03	0.07	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.34	1300	
5.51	5.78	6.05	6.31	6.58	7.10	0.03	0.08	0.13	0.17	0.22	0.25	0.29	0.33	0.37	1400	
5.80	6.09	6.37	6.65	6.93	7.48	0.04	0.09	0.14	0.18	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39	1500	
6.09	6.39	6.69	6.98	7.27	7.84	0.04	0.09	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.38	0.42	1600	
6.37	6.68	6.99	7.30	7.60	8.19	0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.31	0.36	0.40	0.44	1700	
6.64	6.96	7.29	7.60	7.91	8.53	0.04	0.10	0.17	0.22	0.28	0.33	0.38	0.43	0.47	1800	
6.90	7.23	7.57	7.89	8.22	8.85	0.05	0.11	0.18	0.23	0.30	0.34	0.40	0.45	0.50	1900	
7.15	7.49	7.84	8.17	8.50	9.15	0.05	0.12	0.19	0.27	0.31	0.36	0.42	0.47	0.52	2000	
7.39	7.74	8.09	8.44	8.78	9.44	0.05	0.12	0.20	0.29	0.33	0.38	0.44	0.50	0.55	2100	
7.62	7.98	8.34	8.69	9.04	9.71	0.05	0.13	0.21	0.31	0.34	0.40	0.46	0.52	0.58	2200	
7.83	8.21	8.57	8.93	9.28	9.96	0.06	0.13	0.22	0.33	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	2300	
8.04	8.42	8.79	9.16	9.51	10.20	0.06	0.14	0.22	0.34	0.38	0.44	0.50	0.57	0.63	2400	
8.42	8.81	9.19	9.57	9.93	10.62	0.06	0.15	0.24	0.32	0.41	0.47	0.54	0.61	0.68	2600	
8.76	9.15	9.54	9.91	10.28	10.97	0.07	0.16	0.26	0.34	0.44	0.51	0.59	0.66	0.73	2800	
9.04	9.44	9.83	10.20	10.58	11.23	0.07	0.17	0.28	0.37	0.47	0.54	0.63	0.71	0.78	3000	
9.28	9.68	10.06	10.43	10.77	11.42	0.08	0.18	0.30	0.39	0.50	0.58	0.67	0.76	0.84	3200	
9.47	9.86	10.23	10.58	10.91	11.51	0.08	0.20	0.32	0.42	0.53	0.62	0.71	0.80	0.89	3400	
9.60	9.98	10.33	10.66	10.97	11.52	0.09	0.21	0.34	0.44	0.56	0.65	0.75	0.85	0.94	3600	
9.67	10.03	10.37	10.67	10.96	11.43	0.09	0.22	0.36	0.47	0.59	0.69	0.80	0.90	0.99	3800	
9.69	10.02	10.33	10.61	10.85	11.24	0.10	0.23	0.37	0.49	0.63	0.73	0.84	0.94	1.05	4000	
9.64	9.95	10.22	10.46	10.66	10.95	0.10	0.24	0.39	0.52	0.66	0.76	0.88	0.99	1.10	4200	
9.53	9.80	10.04	10.23	10.38	10.55	0.11	0.25	0.41	0.54	0.69	0.80	0.92	1.04	1.15	4400	
9.36	9.59	9.77	9.91	10.00	10.04	0.11	0.26	0.43	0.57	0.72	0.83	0.96	1.09	1.20	4600	
9.11	9.29	9.42	9.50	9.52	9.41	0.12	0.28	0.45	0.59	0.75	0.87	1.01	1.13	1.25	4800	
8.80	8.92	8.99	8.99	8.94	8.65	0.12	0.29	0.47	0.61	0.78	0.91	1.05	1.18	1.31	5000	

Catalogo Martin

Interpolando:

$$\frac{6.4}{8.17} = \frac{6.45}{X} = \frac{6.6}{8.5}$$

$$X = 8.24HP$$

Factor de corrección add-on = 0.27

Tabla 22. Factor de corrección G

Arc Correction Factor "G"

$\frac{D-d}{C}$	Approximate Arc of Contact on Small Sheave	Factor "G"
.00	180	1.00
.10	174	.99
.20	169	.97
.30	163	.96
.40	157	.94
.50	151	.93
.60	145	.91
.70	139	.89
.80	133	.87
.90	127	.85
1.00	120	.82
1.10	113	.80
1.20	106	.77
1.30	99	.73
1.40	91	.70
1.50	83	.65

Potencia corregida= (G). (X). (add-on)

Potencia corregida= (1). (8.24). (0.27)= 2.2248 HP

Numero de ramales:

$$N^{\circ} \text{ de ramales} = \frac{\text{potencia}_{\text{diseño}}}{\text{potencia}_{\text{corregida}}} = \frac{2.2}{2.2248} = 0.988$$

Por lo tanto se selecciona una correa A38 con una distancia entre centros de 10.7" y un ramal.

4.3.2.3 Aceleración Angular.

Se define como el cambio de la velocidad que se presenta en determinado tiempo de arranque.

Por tanto:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = \frac{2\pi N}{60t}$$

Como la velocidad inicial del motor es cero y la máxima adoptada es 1750 rpm (velocidad estándar para motores de baja potencia), y en eje de la maquina es de 2000 rpm, para un tiempo de arranque bajo carga para motores eléctricos es de 3 segundos, se obtiene la aceleración angular:

$$\alpha = \frac{2\pi 2000}{60(3)} = 69.81 \frac{rad}{s^2}$$

4.3.2.4 Calculo Del Torque De Arranque.

Para una aceleración angular constante ($\alpha = cte$) en el momento del arranque, el torque de arranque es:

$$T = I.\alpha + Tf$$

Donde:

α = Aceleración angular (rad / s²)

I = momento de inercia del sistema (Kg – m²)

Tf = Par resistente debido a la fricción en los rodamientos (Kg – mm)

Los rodamientos que influyen en el par resistente son cinco grandes y uno pequeño donde giran los husillos sometidos a rotación.

$$T_f = R \cdot f \cdot (R_A + R_B \dots)$$

$$R = (D_e + D_i) / 2$$

R= Radio de rodadura de los rodamientos (mm)

F= Coeficiente de fricción de los rodamientos 0.003 para buena lubricación o auto lubricación.

$$R = (72 + 30) / 2 \quad \text{y} \quad R = (30 + 14) / 2$$

$$R = 51 \text{ mm}$$

$$R = 22$$

Con este valor se tiene:

$$T_{f_{grande}} = 26.01 \times 10^{-3} \text{ Kg} - m$$

$$T_{f_{pequeño}} = 1.848 \times 10^{-3} \text{ Kg} - m$$

$$T_{f_{total}} = 27.858 \times 10^{-3} \text{ Kg} - m$$

Ahora calculamos la inercia del eje asumiendo que es continuo en su totalidad, esto hace que tomemos las probetas como un cuerpo rígido lo que indica que no va a haber deformación angular en el eje y la transmisión de potencia es perfecta.

$$I = I_{barra} + I_{polea} + \sum I_{portarodamientos}$$

$$I = \frac{m_i \cdot L}{12} + \frac{m_p R^2 (g - a)}{a} + 3 \text{ portarodamientos}$$

$$m_p = 0.221Kg$$

$$R = 4.445 \times 10^{-3} m$$

$$a = 3.1 \frac{m}{s^2}$$

$$L = 0.5m$$

$$I_{\text{portarodamiento}} = 0.001Kg - m^2 \text{ Obtenido del programa solid edge.}$$

$$m_t = 3.875Kg$$

$$I = 0.080 + 9.45 \times 10^{-4} + 3 * 0.001 \quad Kg - m^2$$

$$T = 0.0839(69.81) + 27.858 \times 10^{-3}(9.81) \quad N - m$$

$$T = 6.13N - m \rightarrow 54.28Lb - pulg$$

$$T_r = \frac{T}{\eta_m} = \frac{54.28}{0.95} = 57.13Lb - pulg$$

4.3.2.5 Selección Del Motor.

Para la selección del motor se calculo la potencia necesaria para que el sistema mecánico trabaje a su máxima carga (con anterioridad se ha descrito cual es esta pero igual vamos a actualizar los datos para facilidad del lector) 100 Kg en momento de flexión constante y 70 Kg en momento de flexión variable.

Dada la formula para potencia.

$$Pot = \frac{T \times \omega}{63000}$$

$$Pot = \frac{57.13 * 1750}{63000} = 1.587.HP$$

En donde.

Pot = Potencia esta dada en caballos de fuerza (Hp)

T = Torque de arranque, esta dado en (Lb – pulg)

ω =velocidad angular, esta dada en revoluciones por minuto (RPM)

Por consiguiente Pot = 1.587 Hp

Con estos parámetros se verifica y se selecciona un motor de 2 hp los cuales en el mercado están estandarizados a 1750 rpm asumidas desde un principio para la tabulación de los cálculos.

4.3.2.6 EMBRAGUE.

Se ha seleccionado un embrague, esto con el fin de independizar la prueba de fatiga a momento constante, solo si dicha prueba llegara a culminar antes que la prueba de momento variable (cantilever), el embrague electromagnetico que esta conectado al sensor de la probeta, liberara el eje permitiendo que este gire libremente y pare, sin afectar los resultados de la prueba de cantilever. El embrague seleccionado es de marca MAYR con referencia 500.213.0

4.3.3 DISEÑO DEL BASTIDOR O CUERPO DE LA MAQUINA.

Es el elemento que soporta los sistemas principales de transmisión de momento a los dos tipos de ensayos, su principal requerimiento es la capacidad de absorber las vibraciones producidas por la rotación de los ejes. Por este motivo se selecciono el material ASTM A285 cuyas dimensiones se calcularon con base en el tamaño del sistema mecánico. (Ver planos 28, 29, 30, 31, 32)

Tabla 23. Bastidor.

Structural Loading

Structural Loads								
Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Pressure"	Pressure	11,896.0 Pa	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	"soporte de pivote.par: 1"
"Pressure 2"	Pressure	28,672.0 Pa	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	"soporte chumacera.par: 2"
"Pressure 3"	Pressure	86,017.0 Pa	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	"soporte chumacera.par: 1"

Structural Supports

Structural Supports						
Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Fixed Support"	Fixed Surface	1,700.08 N	$[-2.18 \times 10^{-5} \text{ N x}, -2.34 \times 10^{-5} \text{ N y}, 1,700.08 \text{ N z}]$	247.32 N·m	$[247.32 \text{ N·m x}, -6.0 \times 10^{-3} \text{ N·m y}, -2.97 \times 10^{-5} \text{ N·m z}]$	"marco principal.par: 1", "marco principal.par: 2", "tapa lateral 1.par: 1", "tapa lateral 2.par: 1", "anclaje al suelo (25).par: 1" and "anclaje al suelo (25).par: 2"

Structural Results

Name	Minimum	Maximum	Minimum Occurs On	Maximum Occurs On	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	7.11 Pa	$1.59 \times 10^7 \text{ Pa}$	anclaje al suelo (25).par: 2	marco principal.par: 2	None
"Maximum Shear Stress"	3.87 Pa	$8.97 \times 10^6 \text{ Pa}$	anclaje al suelo (25).par: 2	marco principal.par: 2	None
"Total Deformation"	0.0 m	$3.13 \times 10^{-5} \text{ m}$	marco principal.par: 1	soporte chumacera.par: 1	None

Equivalent Stress Safety

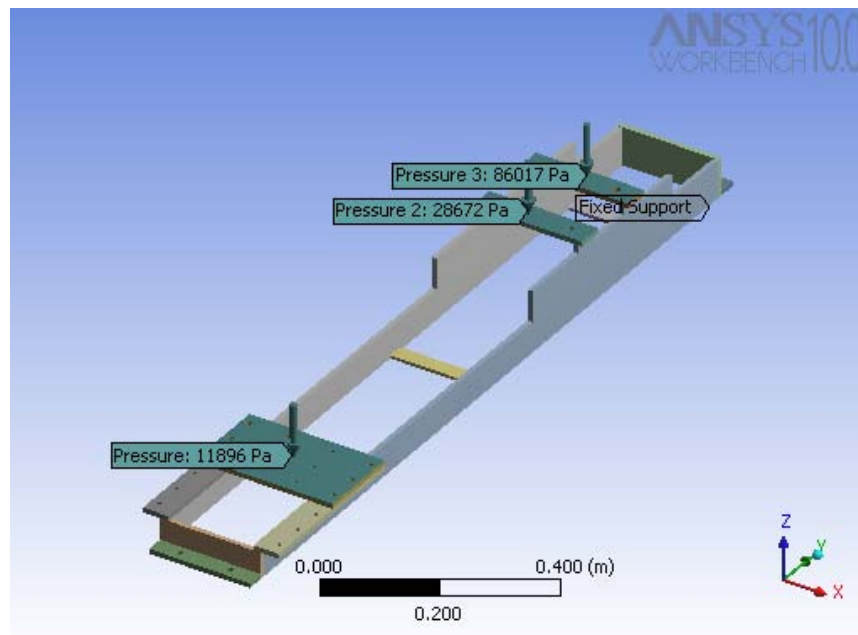
Results				
Name	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	All Bodies In "Model"	Safety Factor	15.0	None
"Stress Tool"	All Bodies In "Model"	Safety Margin	14.0	None

Shear Stress Safety

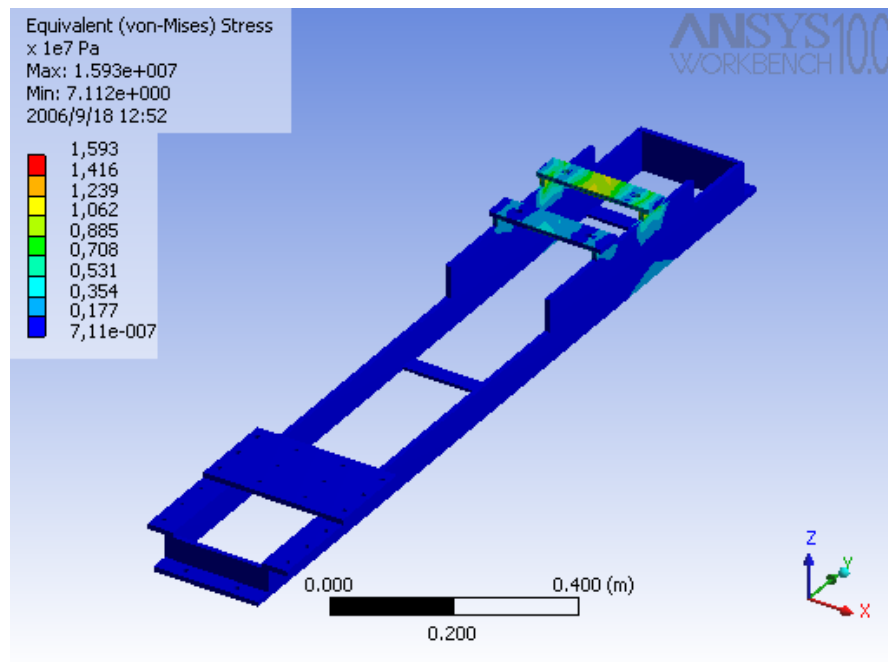
Table 3.3.3.2. Results				
Name	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool 2"	All Bodies In "Model"	Safety Factor	13.94	None
"Stress Tool 2"	All Bodies In "Model"	Safety Margin	12.94	None

Figura 63. Bastidor

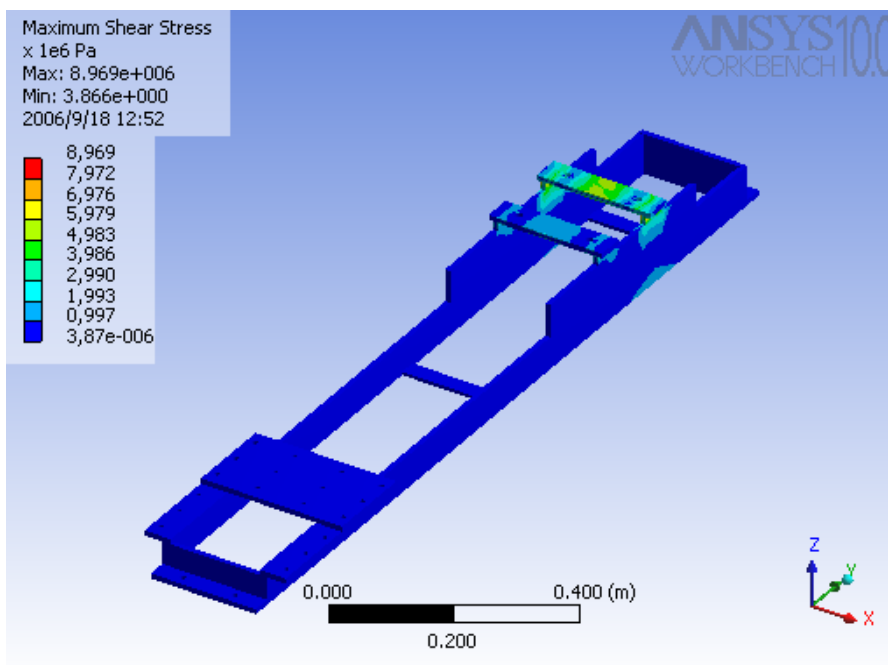
FUERZAS



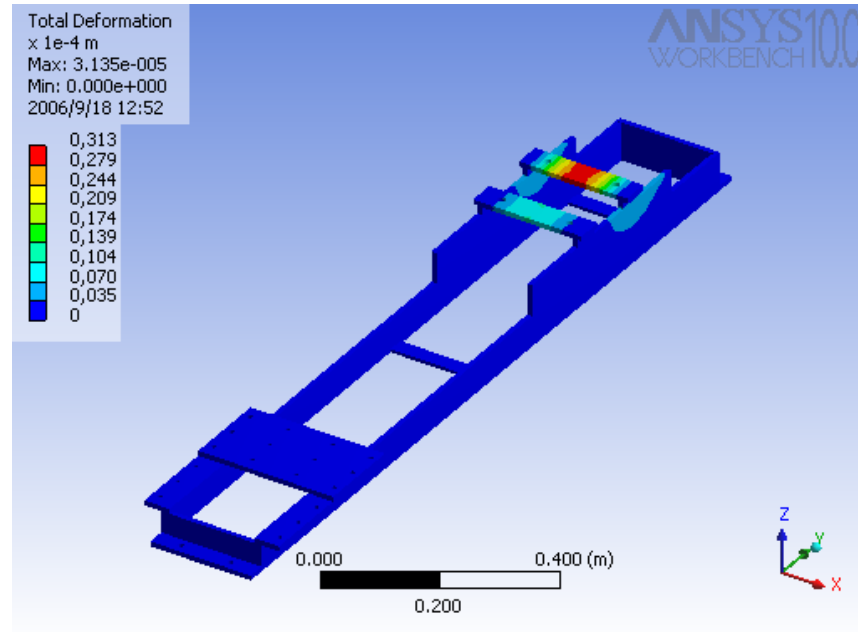
ANALISIS DE ESFUERZOS



ESFUERZO MAXIMO



ANALISIS DE DEFORMACIONES



4.3.4 AUTOMATIZACIÓN Y CONTEO DE DATOS

4.3.4.1 Generalidades.

La automatización de la maquina se realizo por medio de un LOGO (rele automático programable marca siemens) que condicionaba el encendido del motor así como su detención. Además de esto el LOGO realizaba el conteo y almacenamiento del numero de ciclos flexionantes de las dos probetas hasta su fractura de forma simultanea e independiente, esto lo realiza auxiliado por dos sensores inductivos estratégicamente colocados los cuales envían una señal digital bit 1 mientras la probeta no se haya fracturado y envían una señal digital bit 0 cuando esta ocurre.

Componentes del sistema de automatización

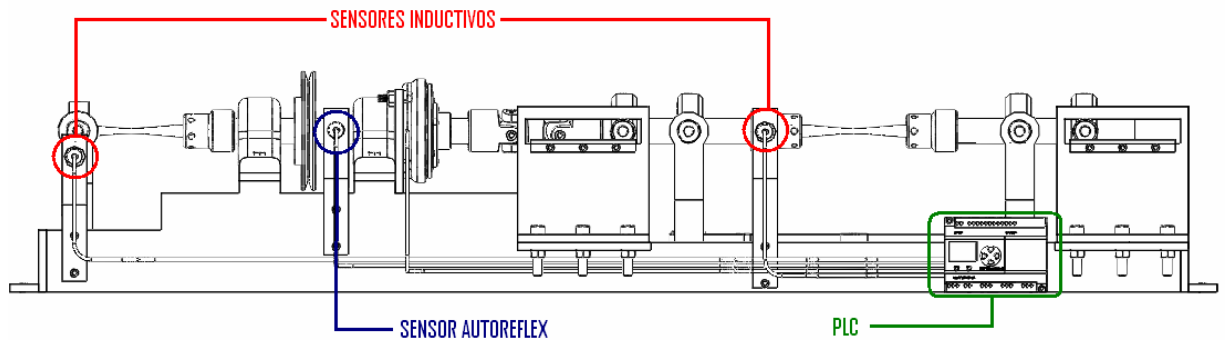
- 1 Sensor autoreflex marca siemens con alcance 80cm ajustable diámetro 18mm alimentación 10-30 vdc 4 cables pnp 150amp
- 2 Sensores inductivos marca siemens con alcance 8mm diámetro 18mm saliente na/pnp alimentación 15-34 vdc
- 1 LOGO 230 RC 4 entradas y 4 salidas
- 1 Modulo de expansión para contaje rápido
- 1 Cable de interconexión PC / PG
- 1 Contactor de 9 Amps
- 2 Disyuntores de 2 Amps
- 1 Muletilla de 2 posiciones
- 1 Pulsador
- 10 Borneras de conexión
- 1 Cofre de 30 x 30 metálico
- 10 Mtrs de cable encauchetado 3 x 14
- 20 Mtrs de cable vehicular N' 18
- Accesorios (terminales, riel omega, marcadores)

4.3.4.2 Ubicación De Los Sensores Inductivos Y El Sensor Reflex.

Cada uno de los sensores inductivos se colocaron a un lado de los brazos que soportan los portaprobetas, así mismo el sensor autoreflex se ubico a un lado del eje que esta soportado por dos rodamientos adaptándole a este una cinta reflectiva para que junto con el sensor nos indique por medio de impulsos digitales el numero de ciclos. Los sensores están sostenidos por tres estructuras (ver anexo 2, planos 37-39) en aluminio las cuales por un lado se sujetan al bastidor mientras

que por el otro por medio de una rosca de 18mm sostiene el sensor permitiendo la captura de datos. Ver Figura 60

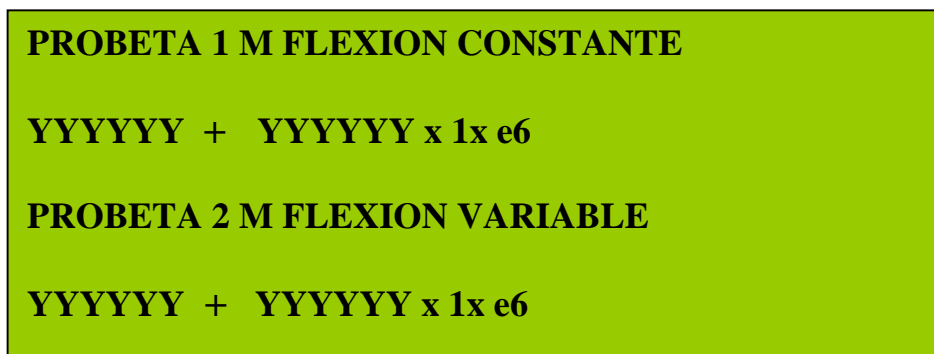
Figura 64. Localización de los sensores en la maquina



4.3.4.3 Visualización De Datos.

Para la obtención del número de ciclos hasta la fractura presentado por las dos probetas utilizamos el visualizador de texto que hace parte del hardware del LOGO quien consta de cuatro valores identificados de la siguiente forma.

Figura 65. Display del logo

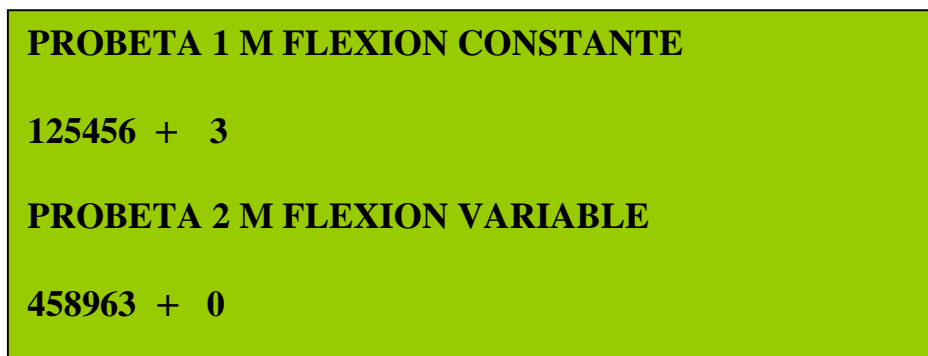


En donde las cifras primarias de ambos contadores muestran el recorrido de cero a 999.999 ciclos. En caso de ser superado este valor se coloca en ceros las cifras

primarias y entra en funcionamiento las cifras secundarias las cuales nos muestran el numero de veces que ha sobrepasado un millón de ciclos el contador primario.

Ejemplo

Figura 66. Ejemplo display del logo



En la prueba de momento a flexión constante se observa que el contador secundario marca el numero tres describiendo que el contador primario ha sobrepasado tres veces, un millón de ciclos. Por lo tanto el número de ciclos de la prueba es de 3.125.456 ciclos.

En la prueba de momento de flexión variable se observa que el contador secundario se encuentra marcando cero, por lo tanto el número de ciclos total es de 458.963.

4.3.4.4 Diagramas Grafcet De La Maquina.

Figura 67. Diagramas 1

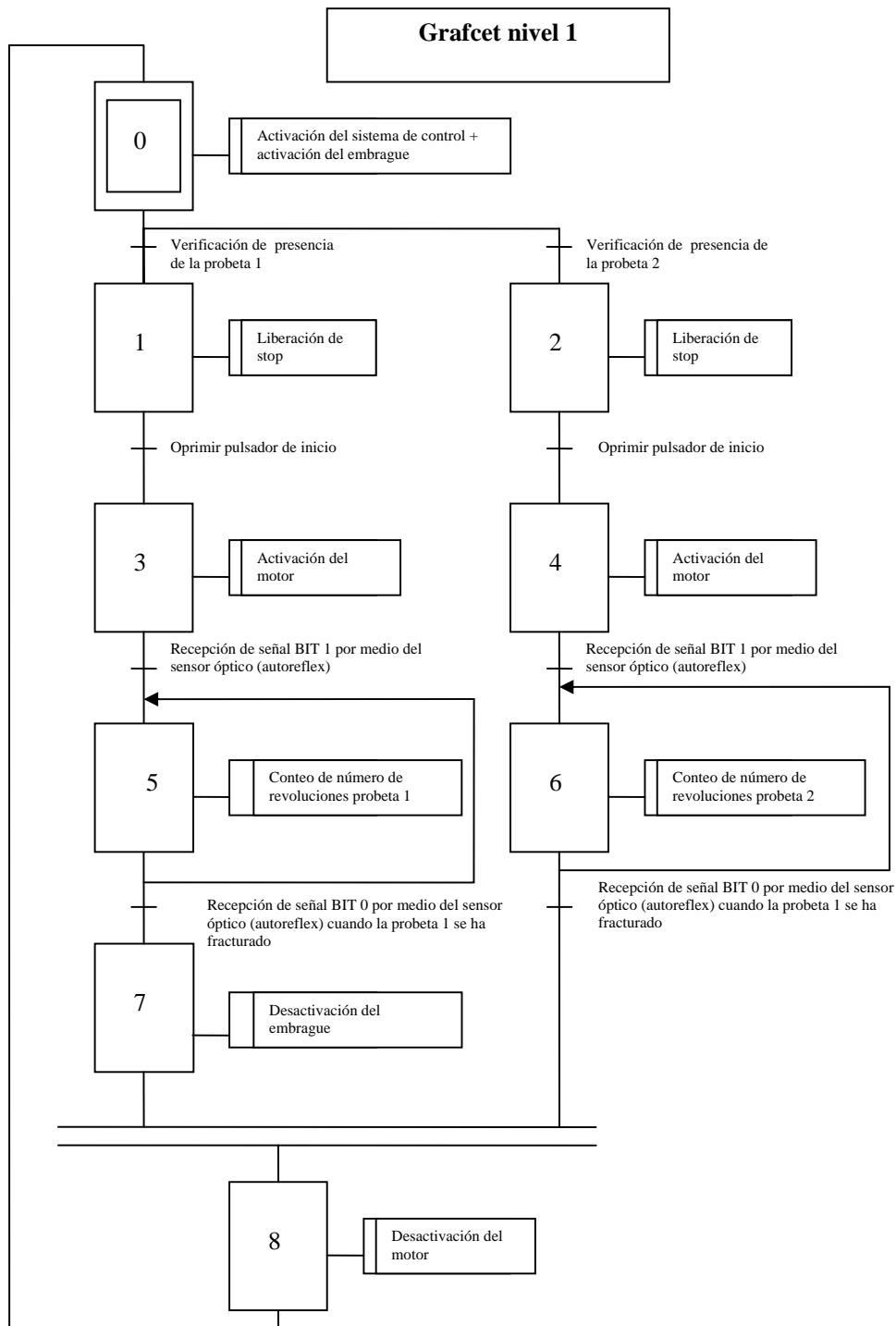


Figura 68. Diagramas Grafcet nivel 2

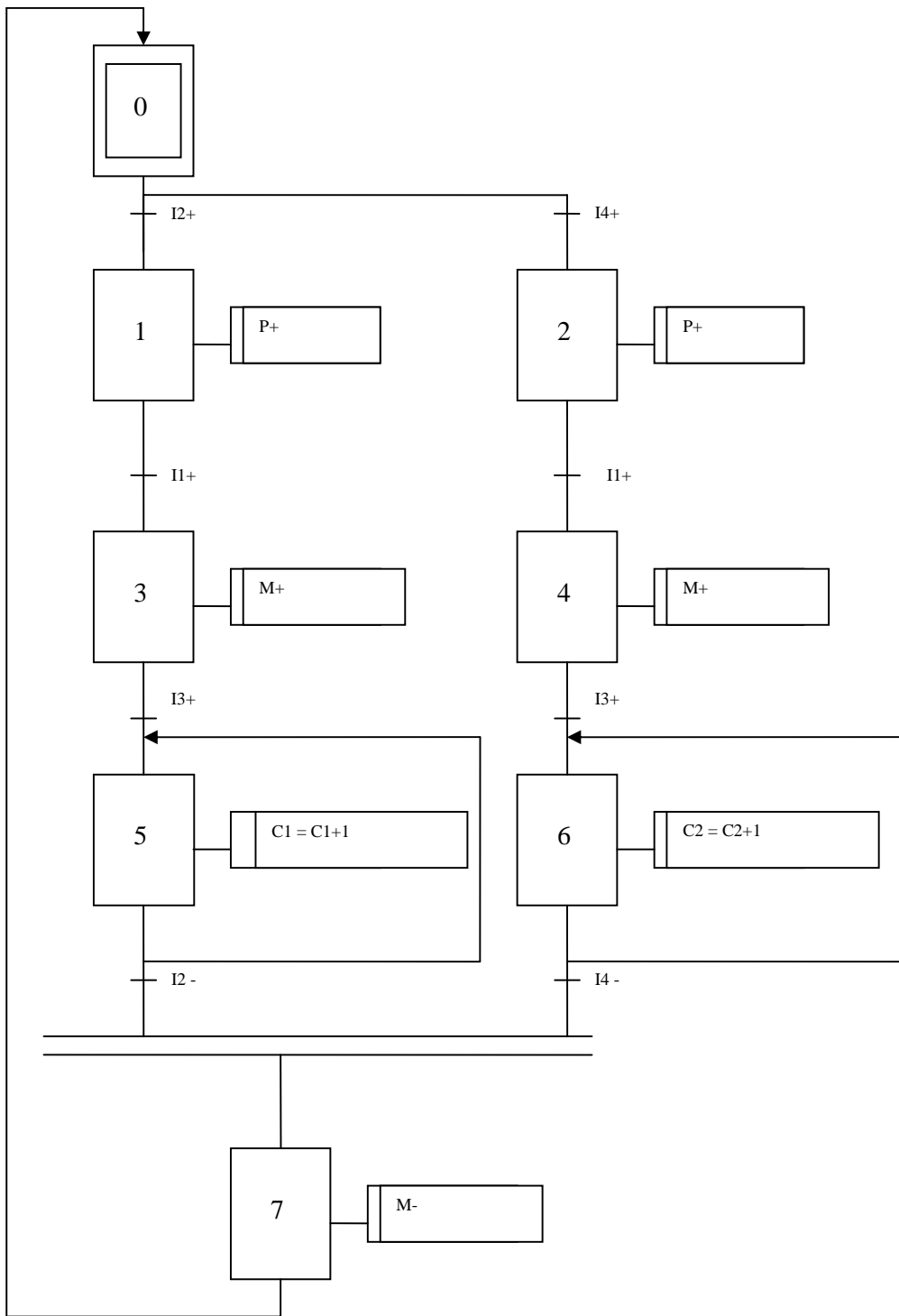
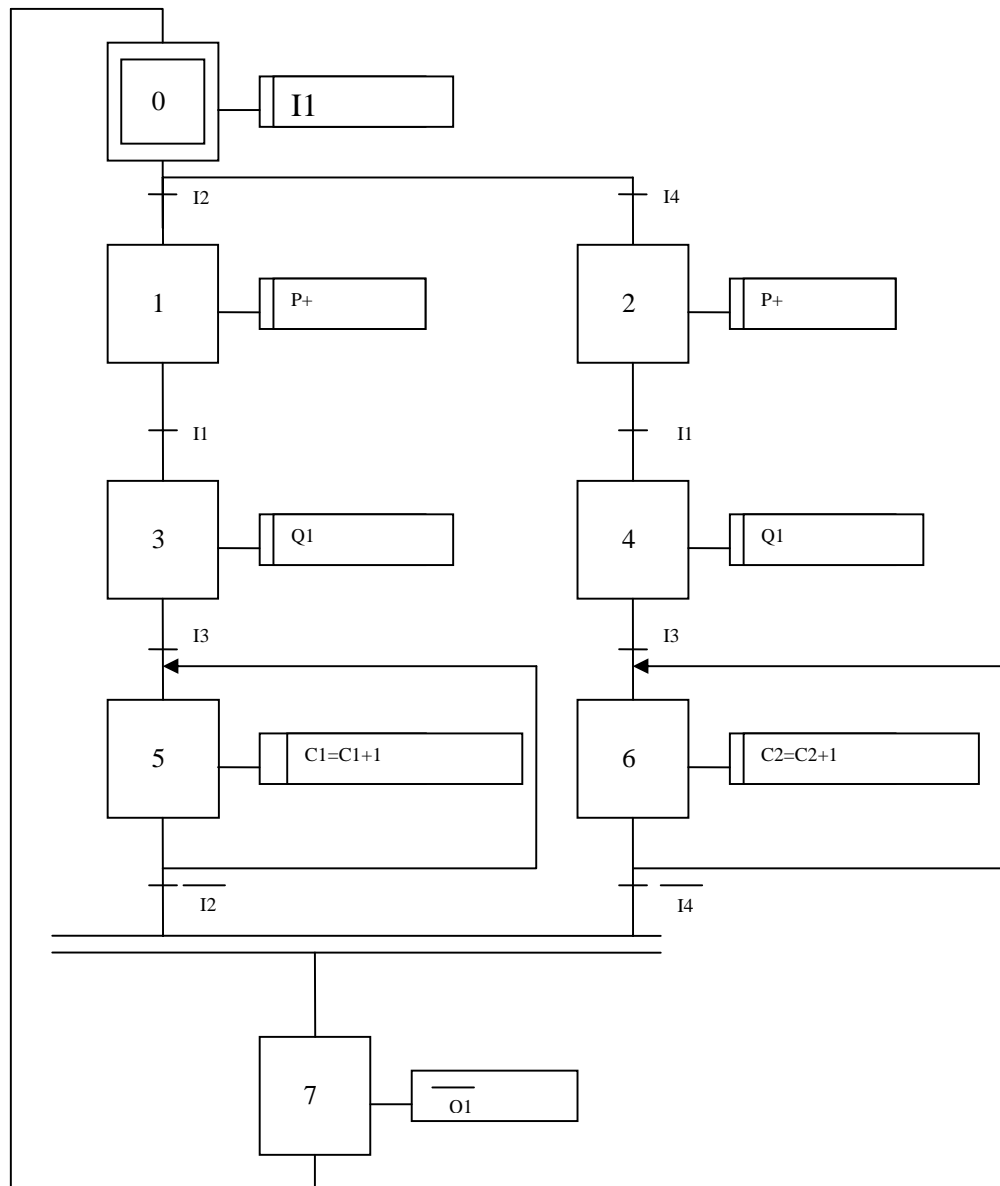


Figura 69. Diagramas Grafcet nivel 3



- I1 = Perilla de activación de todo el sistema
- I2 = Señal del sensor de la probeta que esta sometida a momento por flexión constante
- I3 = Señal de ciclos del sensor autoreflex
- I4 = Señal del sensor de la probeta que esta sometida a momento por flexión variable
- Q1= Señal de salida para la activacion del motor

Figura 70. Lenguaje KOP del sistema automático.

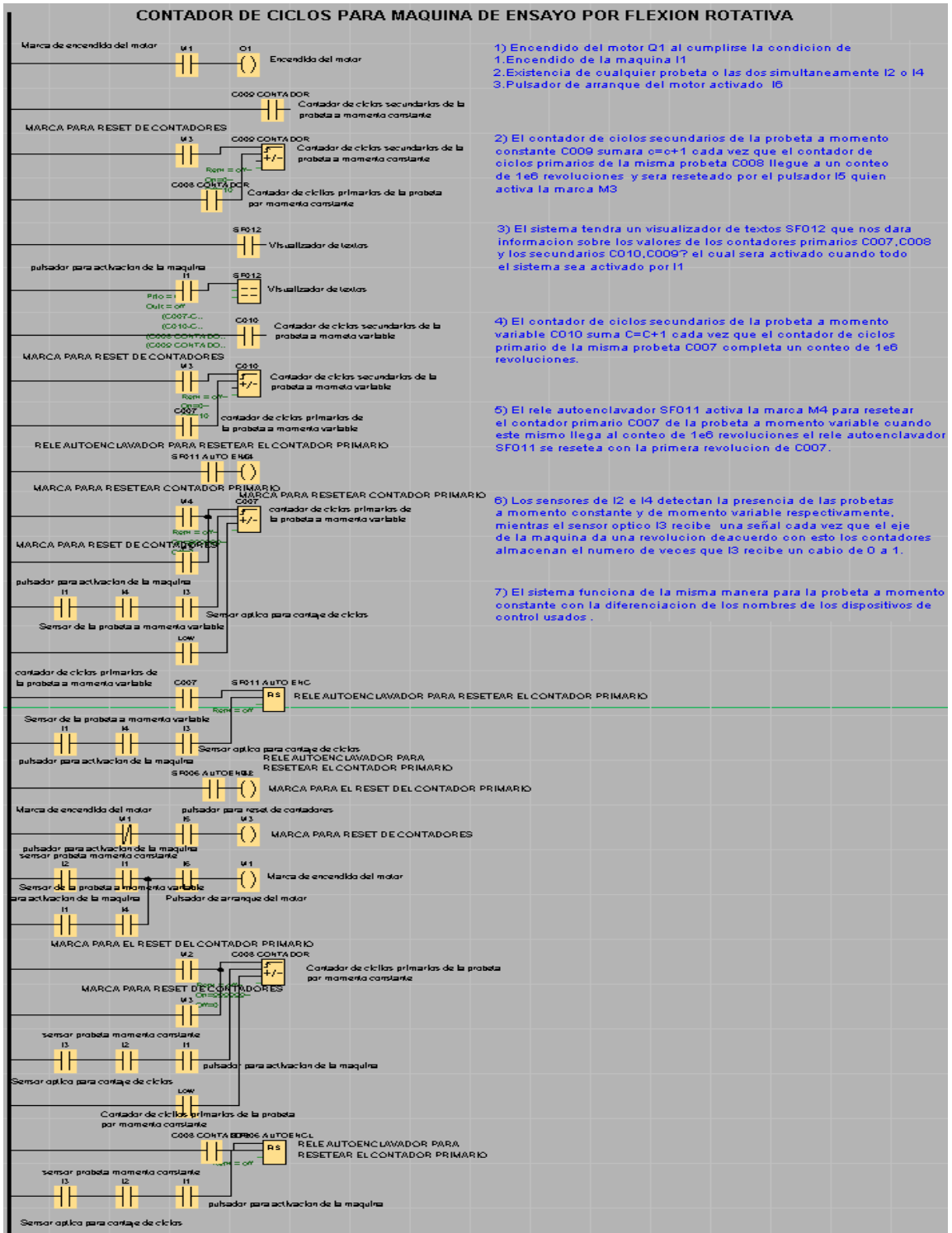
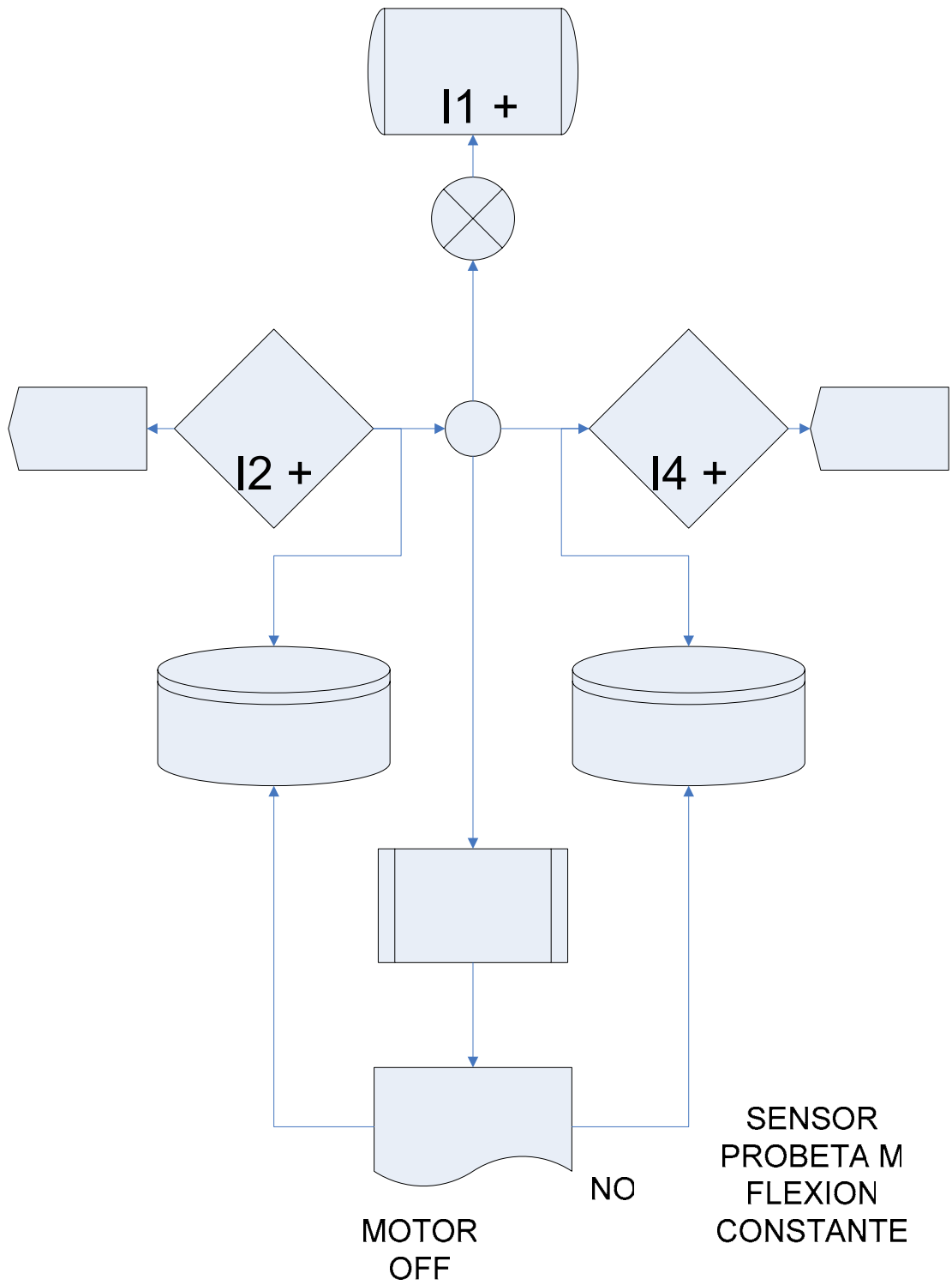


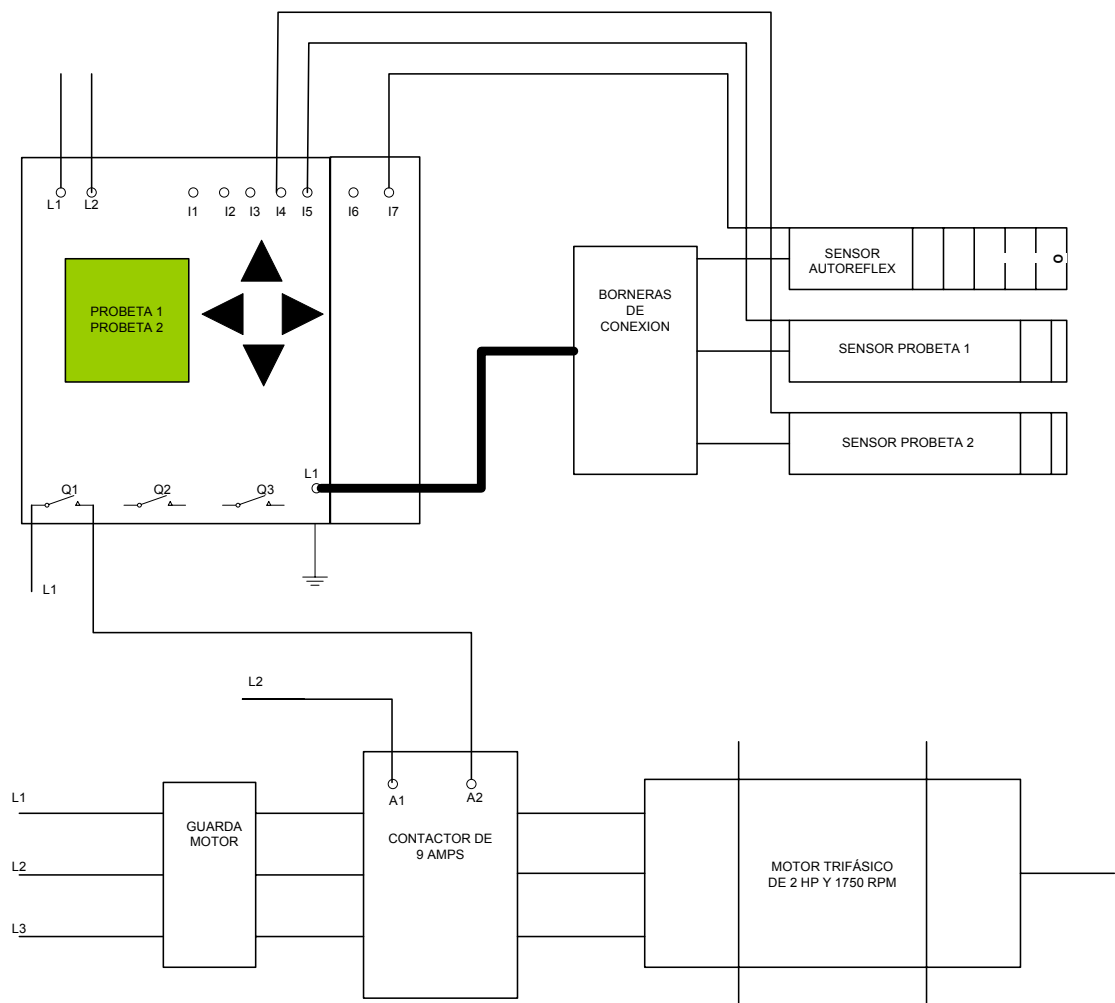
Figura 71. Diagrama de flujo del sistema automático.



4.3.5 SISTEMA ELECTRICO

4.3.5.1 Esquema Eléctrico De La Maquina De Fatiga

Figura 73. Esquema eléctrico de la maquina de fatiga



5. MULTIMEDIA

Figura 74. Multimedia presentación



El tutorial multimedia, ha sido diseñado para la utilización por parte de estudiantes de ingeniería mecánica e ingenierías afines que cursen las asignaturas de Diseños de maquinas, al igual que los docentes encargados de estas asignaturas; para estudiantes y docentes de nivel medio de tecnologías relacionadas con ingeniería mecánica, que tengan acceso a recursos informáticos en sus procesos de aprendizaje. Igualmente, es accesible a personas en general interesadas en los temas que involucra el estudio de la fatiga.

Figura 75. Inicio multimedia



La multimedia es la combinación entrelazada de elementos de texto, fotos, y videos, que llegan a los usuarios por medio de un computador o cualquier otro elemento electrónico.

Figura 76. Tabla de contenido



Cuando al usuario se le permite controlar ciertos elementos, se le denomina material multimedia interactivo. Cuando se proporciona una estructura de elementos ligados, a través de los cuales el usuario puede navegar, entonces los multimedia se convierten en hipermedia. Ahora cuando al usuario no se le permite controlar la presentación o el contenido del material propuesto, como el caso de la televisión o el cine se dice que es un material no interactivo, pues la presentación desde que comienza va hasta el final sin que el usuario pueda controlarla.

Figura 77. Fatiga



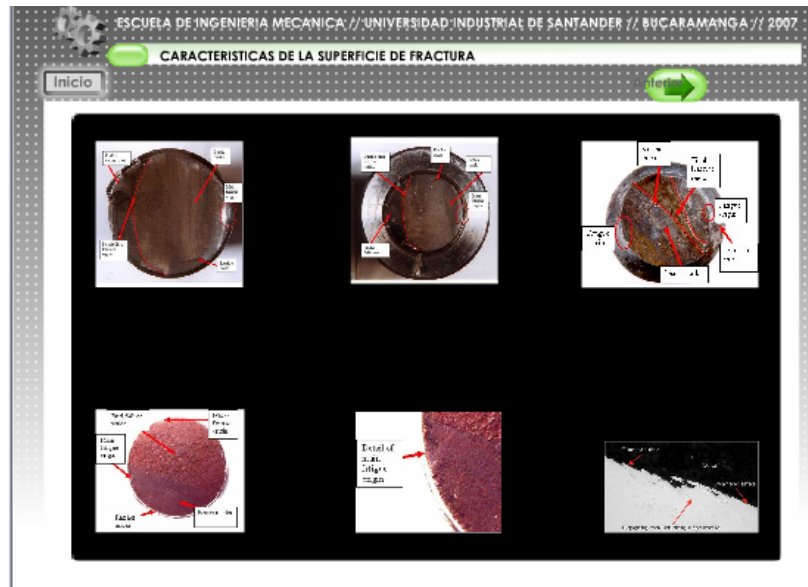
La elaboración de un material multimedia, requiere de conocimientos de herramientas computacionales enfocadas a dar vida a una presentación en la cual se requiere que todos sus elementos trabajen en conjunto. Para que el usuario asimile la mayor información posible del material que se presenta, se requiere dar gran atención al mensaje que se quiere enviar, al guión que describe los parámetros del proyecto, a las instrucciones y a la programación.

Figura 78. Rotura



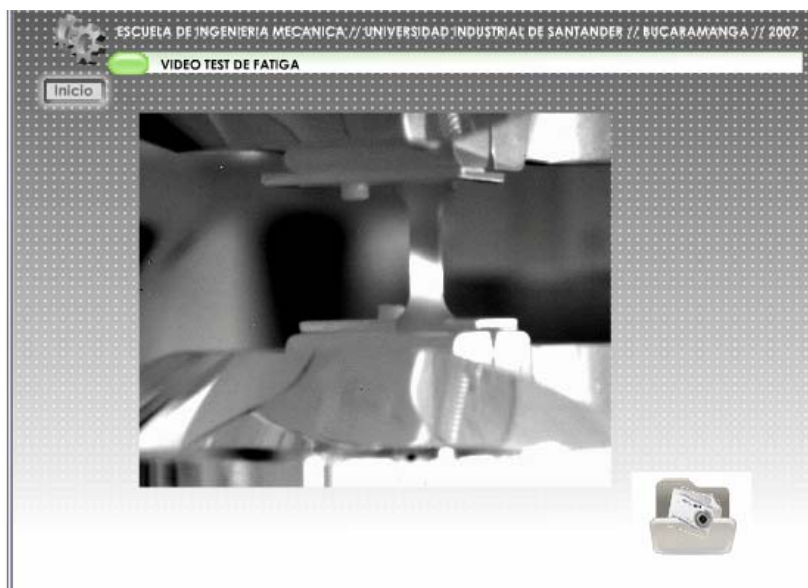
Los productos multimedia bien presentados, permiten a los usuarios moverse por la información de modo intuitivo e interactivo por medio de asociaciones predefinidas conocidas como hipervínculos. De esta manera, se permite presentar la misma información de múltiples formas. En un multimedia la interactividad que presentan los hipertextos, hacen que éste no sea solo presentaciones estáticas de imágenes y sonido, sino por le contrario se conviertan en una experiencia infinitas de variedad e información.

Figura 79. Galería



Flash MX. Este programa permite crear formas animadas e interactivas, y se utilizó para la elaboración del entorno animado del tutorial que se encuentra ubicado en el frame superior, y exhibe la información de presentación del mismo.

Figura 80. Videos Multimedia



6. CONCLUSIONES

La motivación de realizar este proyecto, es la de dotar a la facultad de Ingeniería metalúrgica de elementos didácticos, con los cuales se pueda ayudar a aclarar ciertos conceptos académicos en el estudiante.

Con la fabricación de la máquina, se está dando un concepto muy claro de la fatiga por flexión rotativa y del efecto que produce la temperatura en los diferentes materiales al someterlo a este fenómeno.

Con esta máquina se obtienen datos confiables, dada la clase de elementos en su construcción y el diseño de la misma. Si la prueba se realiza siguiendo los pasos recomendados se llegará a obtener datos con muy buena exactitud.

El costo para la fabricación de la máquina es relativamente alto debido a la calidad de los elementos de medición; pero es la mejor forma de cumplir los objetivos de una máquina para ensayos de laboratorio.

BIBLIOGRAFIA

BARSON, Jhon & ROLFE, Stanley. Fracture and fatigue control in structures. 2^a edition.

CAZADUD, R. La Fatiga de los metales. Editorial Aguilar, Madrid

COLLINS, J. Failure of materials in mechanical design. John Wiley & Sons, 1981.

CZYRYCA, Ernest. Fatigue crack initiation.

DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. Tomo I, Editorial labor S.A. Tercera edición. 1965.

FAIRES, Virgil, M. Diseño de elementos de máquinas. Barcelona 1970

FORREST, P.G. Fatigue of metals. Pergamon press. 1952.

GONZALES, Carlos Ramón. Diseño en ingeniería mecánica. Universidad Industrial de Santander.

JUVINALL, Angelf. Metal Fatigue: theory and design. John Wiley & Sons 1969.

MARIN, Joseph. Mechanical behavior of engineering materials. Englewood cliffs New Jersey. Prentice Hall. 1963.

NORMAS TECNICAS ASTM E 466-78. Constant Amplitude axial fatigue test of metallic materials.

NORMAS TECNICAS ASTM E 468-82. Presentation of Constant Amplitude fatigue test results of metallic materials.

PARADA, Luís Alfredo. Estática, Fricción y maquinas, junio 10, 1994.

SHIGLEY, Edward Joseph. Diseño en ingeniería mecánica 2ª edición. Mc Graw Hill. 1977.

SHIMADZU. Catalogo model H7. High Temperature Rotary Bending Fatigue Testing Machine.

SIEMENS. Manual de motores trifásicos de inducción.

SKF; FAFNIR. Manual de rodamientos. Rollway, the reliable bearing source.

TUERCAS Y TORNILLOS. Manual catalogo edición 6ª.

www.eafit.edu.co/centroLaboratorios/extension/SCP-2005.pdf

ANEXO 1

MANUAL MAQUINA DE FATIGA

El presente manual contiene los procedimientos utilizados para realizar el montaje y desmonte de probetas de fatiga en dos diferentes condiciones de momento flector. El manual contiene básicamente:

1. Montaje de probeta con Momento constante en el centro de la probeta
2. Montaje de probeta condición Flexión cantilever
3. Desmonte de probetas

MONTAJE DE PROBETA CON MOMENTO CONSTANTE EN EL CENTRO DE LA PROBETA

- 1.1 Asegurarse de que el sistema este desenergizado.
- 1.2 Verificar las dimensiones de la probeta según planos. Limpiar los extremos de la probeta y los espacios internos de las mordazas donde se monta la probeta.
- 1.3 Soltar los tornillos que unen los elementos transmisores de carga, esto se realiza con el fin de dar libre movimiento al eje izquierdo.
- 1.4 Mover el eje izquierdo hacia atrás para darle campo a la probeta.
- 1.5 Introducir la probeta en la mordaza del eje central y asegurarla con los tres prisioneros que están alrededor de la mordaza.
- 1.6 Acoplar la mordaza montada en el eje izquierdo a la probeta moviéndolo en dirección longitudinal hasta quedar completamente a tope con la probeta y asegurarla con los 3 prisioneros que están alrededor de la mordaza. En este momento el conjunto eje-probeta eje es un solo conjunto

1.7 El elemento transmisor de carga debe ser alineado. Una vez alineado el sistema de carga se ajustan los tornillos para que el sistema permanezca estático.

1.8 Calcular la carga necesaria para el esfuerzo que se desee aplicar a la probeta a utilizar.

El esfuerzo σ sobre la probeta es:

$$\sigma = \frac{2532P + 10320}{(PL)(d)}$$

Donde,

σ : Esfuerzo en la fibra más externa de la probeta a lo largo del gage length

P: Carga suspendida en el porta pesas + peso de los elementos de carga.

Unidades en [Kg]

PL: Peso elementos de carga = 7.958 Kg.

d: Diámetro de la probeta.

La carga máxima que se puede aplicar a la probeta es de 100 Kilogramos.

1.9 Colocar los pesos en el portapesas según la carga calculada en el numeral anterior

MONTAJE DE PROBETA EN CONDICIÓN CANTILEVER

2.1 Asegurarse de que el sistema este desenergizado.

2.2 Verificar las dimensiones de la probeta según planos. Limpiar los extremos de la probeta y los espacios internos de las mordazas donde se monta la probeta.

2.3 Introducir el lado de 14 mm de diámetro de la probeta en la mordaza y asegurarla con los tres prisioneros que están alrededor de la mordaza.

2.4 Montar el rodamiento del sistema de carga en la probeta y asegurarlo con el sistema de excéntrica que posee, ajustar el prisionero del rodamiento.

Calcular la carga necesaria para el esfuerzo que se desee aplicar a la probeta a utilizar.

El momento σ sobre la probeta es:

$$\sigma = \frac{32(P)(L)}{(PL)(d)}$$

Gamma= (32xL1xP)/(Plxd) [Kg. X mm]

σ : Esfuerzo en la fibra más externa de la probeta.

L: Longitud en cailever de la probeta.

3 DESMONTE DE PROBETAS

Este procedimiento se realiza cada vez que la probetas fallen y el motor este desenergizado.

3.1 Momento constante en el centro de la probeta.

3.2 Remover los pesos del portapesos

Soltar los tornillos que unen los elementos transmisores de carga.

Mover el eje izquierdo hacia atrás para darle campo a la probeta.

Soltar los tres prisioneros que esta alrededor de la mordaza en el eje izquierdo

Remover la probeta de la mordaza. Si este paso no se puede realizar debido a que la probeta está atascada, realizar los numerales 3.1.6 a 3.1.10

Introducir una varilla o un destornillador robusto a traves del orificio que se encuentra en el extremo del eje izquierdo con el fin de sujetar el eje

Introducir una varilla alrededor de uno de los dos orificios que esta alrededor de la mordaza y situados a 180°

Sostener el eje con la varilla sostenida en el extremo y ejercer una fuerza sobre la varilla introducida en la mordaza contraria al sentido de la rosca con el fin de desmontar la mordaza del eje. La mordaza queda con la probeta introducida y desmontada del eje.

Una vez extraída la mordaza del eje, la probeta podrá ser desmontada de la mordaza a través de un golpe en la parte posterior de la probeta.

Después de extraída la probeta montar la mordaza en el eje, realizando el procedimiento del numeral 3.1.8 pero la fuerza ejercida sobre la varilla introducida en la mordaza debe ser en el mismo sentido de la rosca de la mordaza.

Soltar los tres prisioneros de la mordaza central

Remover la probeta de la mordaza. Si este paso no se puede realizar debido a que la probeta está atascada, realizar los numerales 3.1.13 hasta 3.1.17.

Sostener el eje derecho pasando una varilla por en medio de la junta universal (JOKE) con el fin de sujetar al eje.

Introducir una varilla en uno de los dos orificios que están alrededor de la mordaza y situados a 180°

Sosteniendo el eje con la varilla en la junta universal ejercer una fuerza sobre la varilla introducida en la mordaza contrario al sentido de la rosca de la mordaza, con el fin de desmontar la mordaza del eje. La mordaza queda con la probeta introducida y desmontada del eje.

Realizar el numeral 3.1.9

Después de extraída la probeta, montar la mordaza en el eje realizando el numeral 3.2.15 pero la fuerza ejercida sobre la varilla introducida en la mordaza debe ser en el mismo sentido de la rosca de mordaza.

CONDICION CANTILEVER

Remover los pesos del portapesas

Desmontar el rodamiento de la probeta

Soltar los tres prisioneros que están alrededor de la mordaza montada en el eje derecho

Remover la probeta de la mordaza. Si este paso no se puede realizar debido a que la probeta está atascada realizar los numerales 3.2.5 hasta 3.2.9

Sostener el eje derecho pasando una varilla por en medio de la junta

Introducir una varilla en uno de los dos orificios que están alrededor de la mordaza y situados a 180°

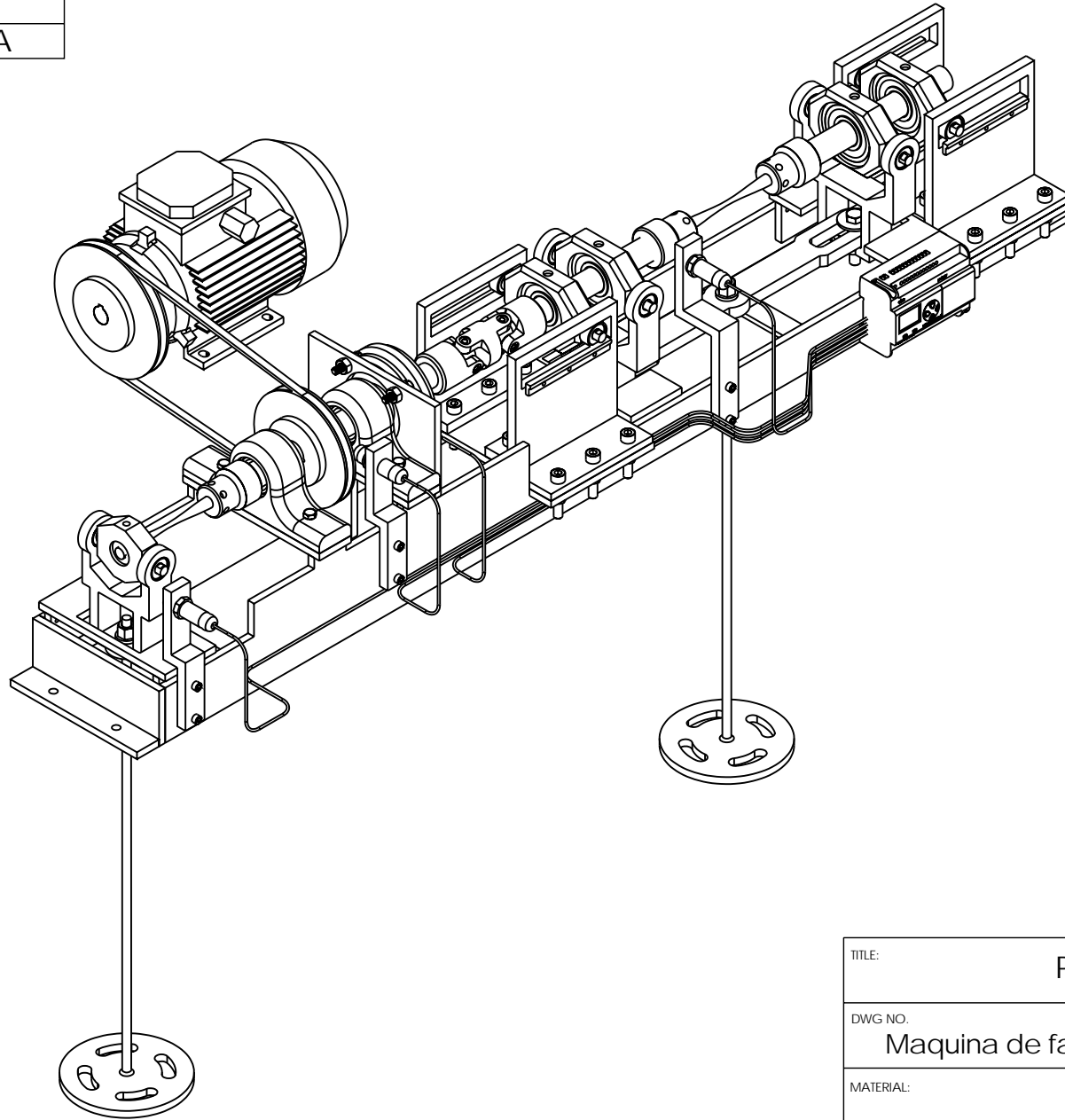
Sosteniendo el eje con la varilla en la junta universal ejercer una fuerza sobre la varilla introducida en la mordaza contrario al sentido de la rosca de la mordaza (rosca izquierda), con el fin de desmontar la mordaza del eje. La mordaza queda con la probeta introducida y desmontada del eje.

Realizar el numeral 3.1.9

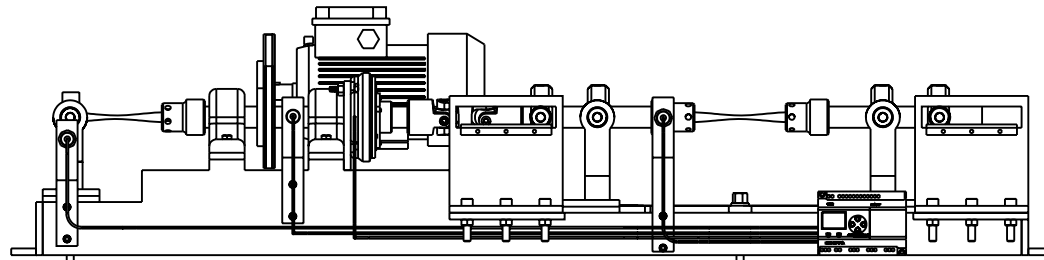
Después de extraída probeta, montar la mordaza en el eje realizando el numeral 3.2.15 pero la fuerza ejercida sobre la varilla introducida en la mordaza debe ser en el mismo sentido de la rosca de mordaza.

PLANOS

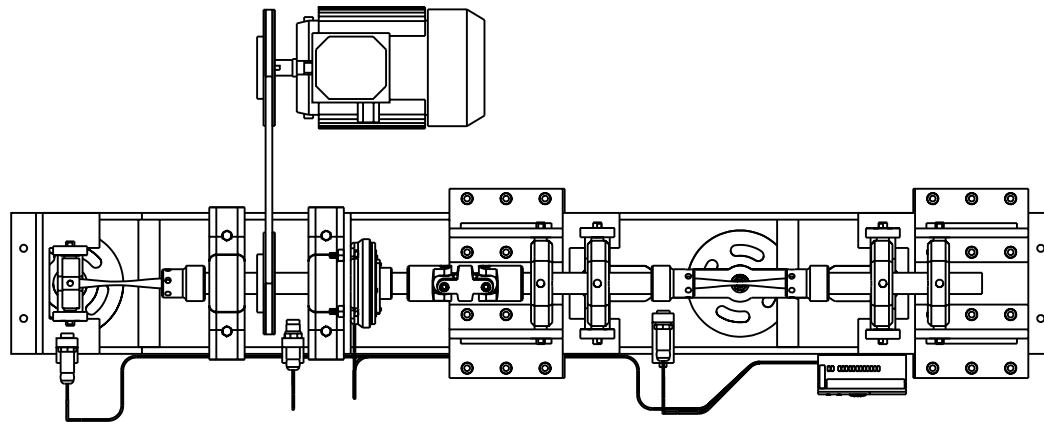
XX.XX.XX.P	PRINCIPAL
XX.XX.XX.V	VISTAS
XX.XX.XX.E	EXPLOSION
XX.XX.XX.S	SOLDADURA



TITLE: PRINCIPAL		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo: 01.00.00.P
SCALE:1:7	CANTIDAD:	SHEET 1 OF 41



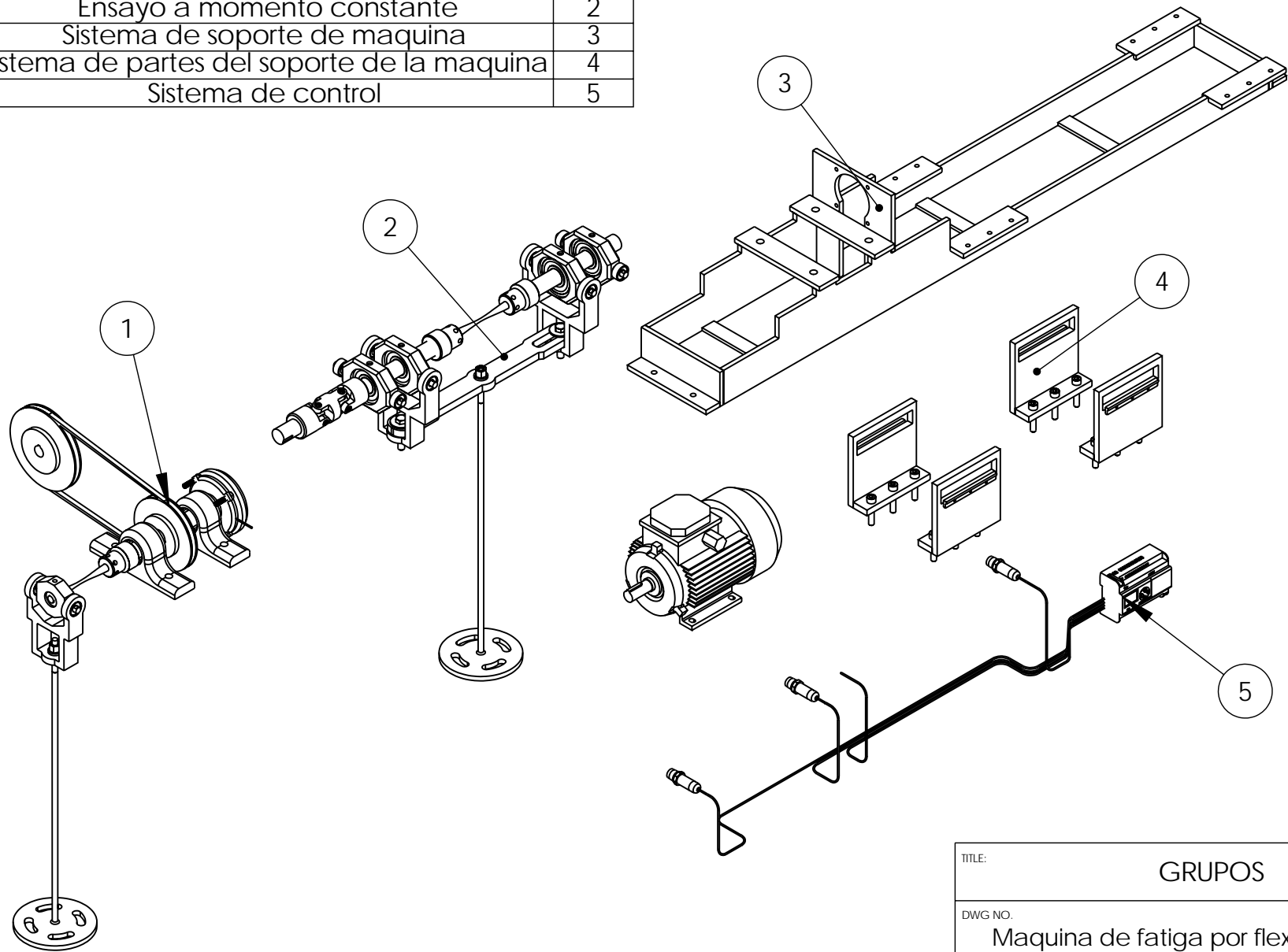
VISTA LATERAL



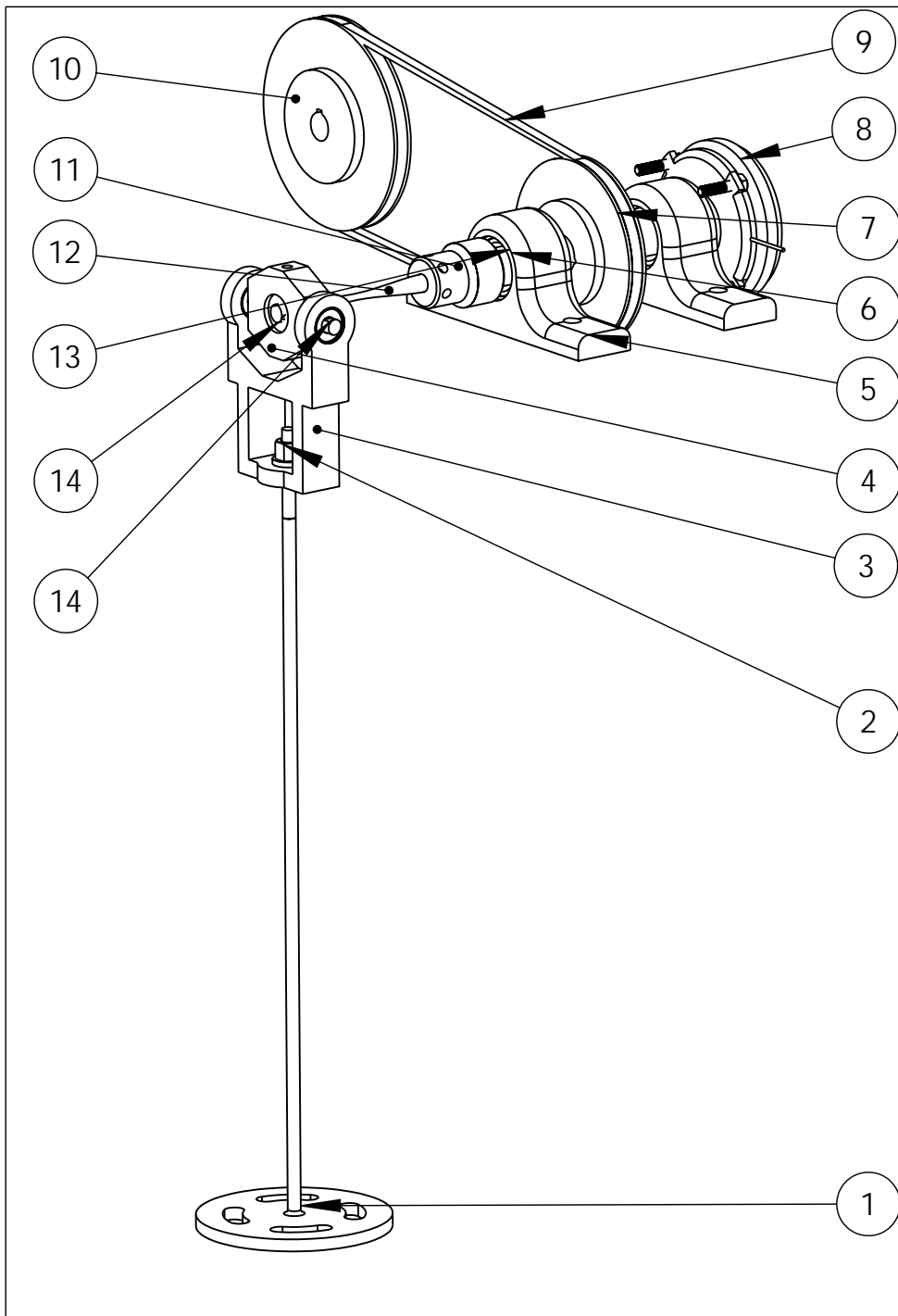
VISTA SUPERIOR

TITLE:			VISTAS PRINCIPALES		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:			Codigo:		01.00.00.V
SCALE:1:10		CANTIDAD:		SHEET 2 OF 41	

Codigo	Grupos	Nº
01.01.00	Ensayo a momento variable	1
01.02.00	Ensayo a momento constante	2
01.03.00	Sistema de soporte de maquina	3
01.04.00	Sistema de partes del soporte de la maquina	4
01.05.00	Sistema de control	5

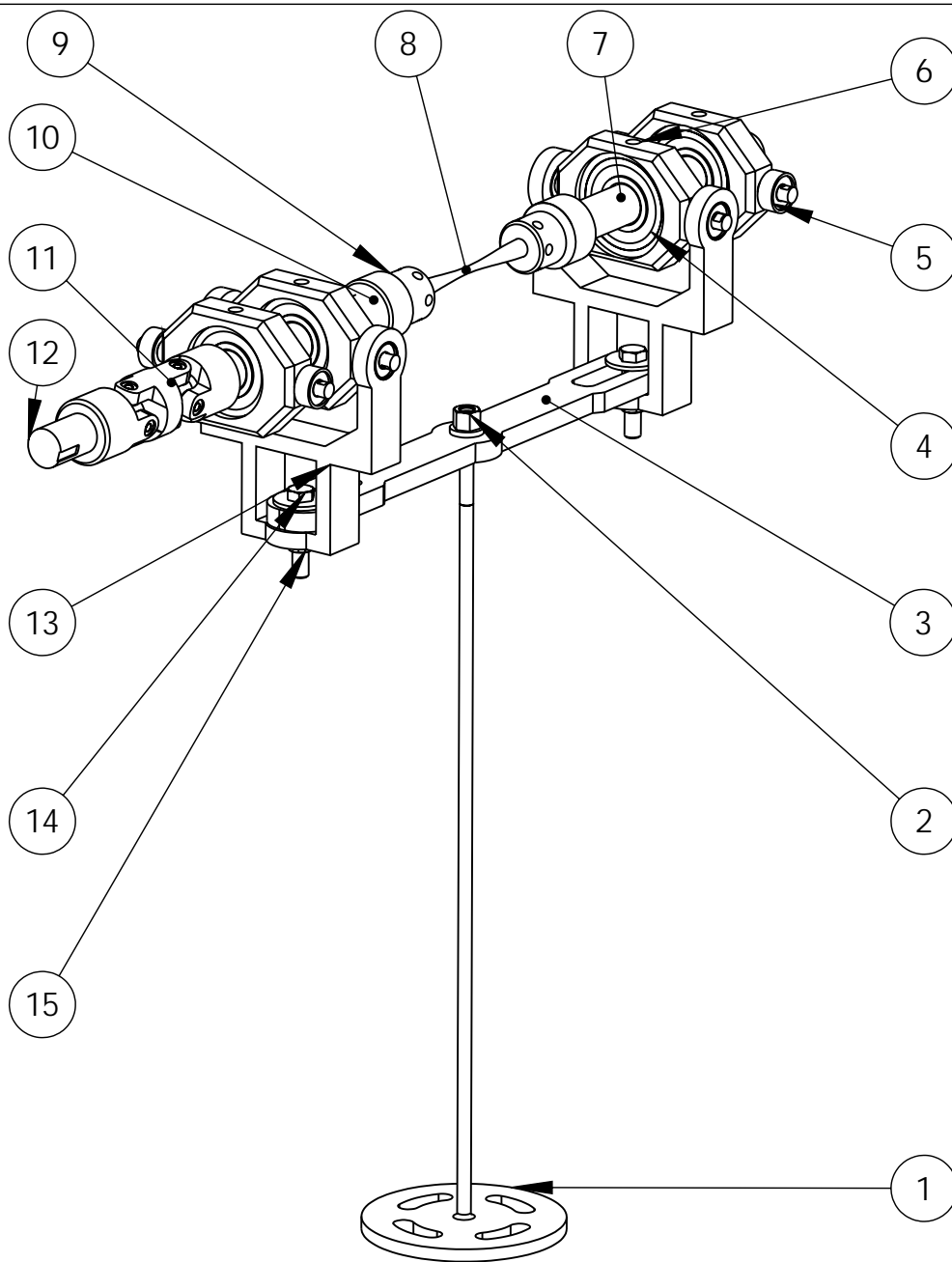


TITLE:			GRUPOS		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:			Codigo: 01.00.00		
SCALE:1:10	CANTIDAD:	SHEET 3 OF 41			



Codigo/Referencia	Nombre	Cantidad	Nº
01.01.01	Soporte para pesas	1	1
DIN 6923 M14	Tuerca portapesas	1	2
01.01.02	Tenedor 2	1	3
01.01.03	Portarodamiento 2	1	4
SKF Ref: syk30	Chumacera	2	5
01.01.04	Eje 3	1	6
Martin Ref 1B 56 8D8	Polea eje	1	7
MAYR Ref 500.213.0	Embrague	1	8
Tipo A38	Correa	1	9
Martin Ref 1B 66 8d8	Polea motor	1	10
01.01.05	Portaprobeta	1	11
--	Probeta	1	12
SKF 22207EK + H307	Rodamiento C	2	13
SKF Ref E2200 ETN9	Rodamiento B	1	14
01.01.06	Eje balineras 1	2	15

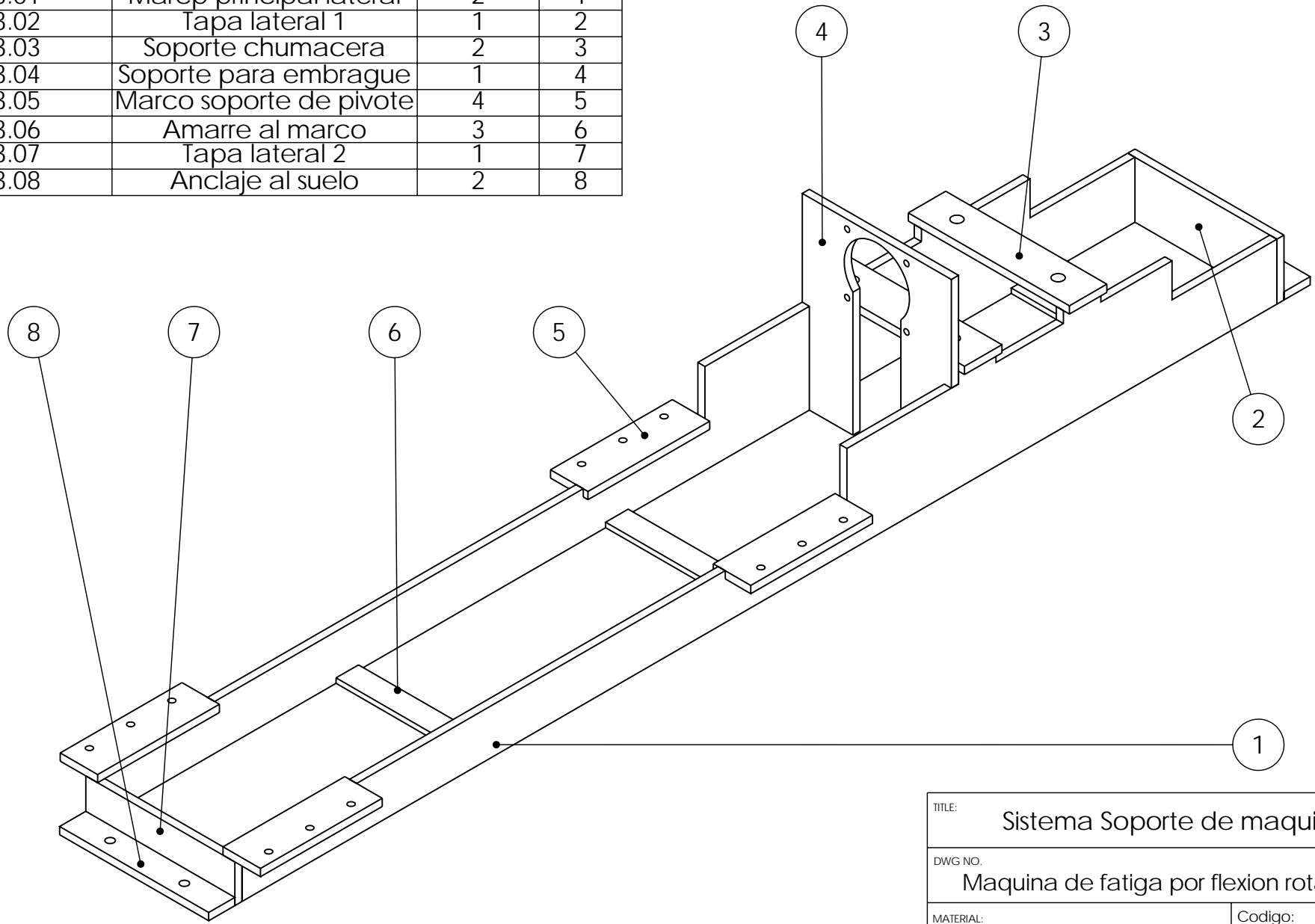
TITULO:			Ensayo a momento variable		
DWG NO.:			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:			Codigo: 01.01.00		
SCALE:1:5		CANTIDAD:		SHEET 4 OF 41	



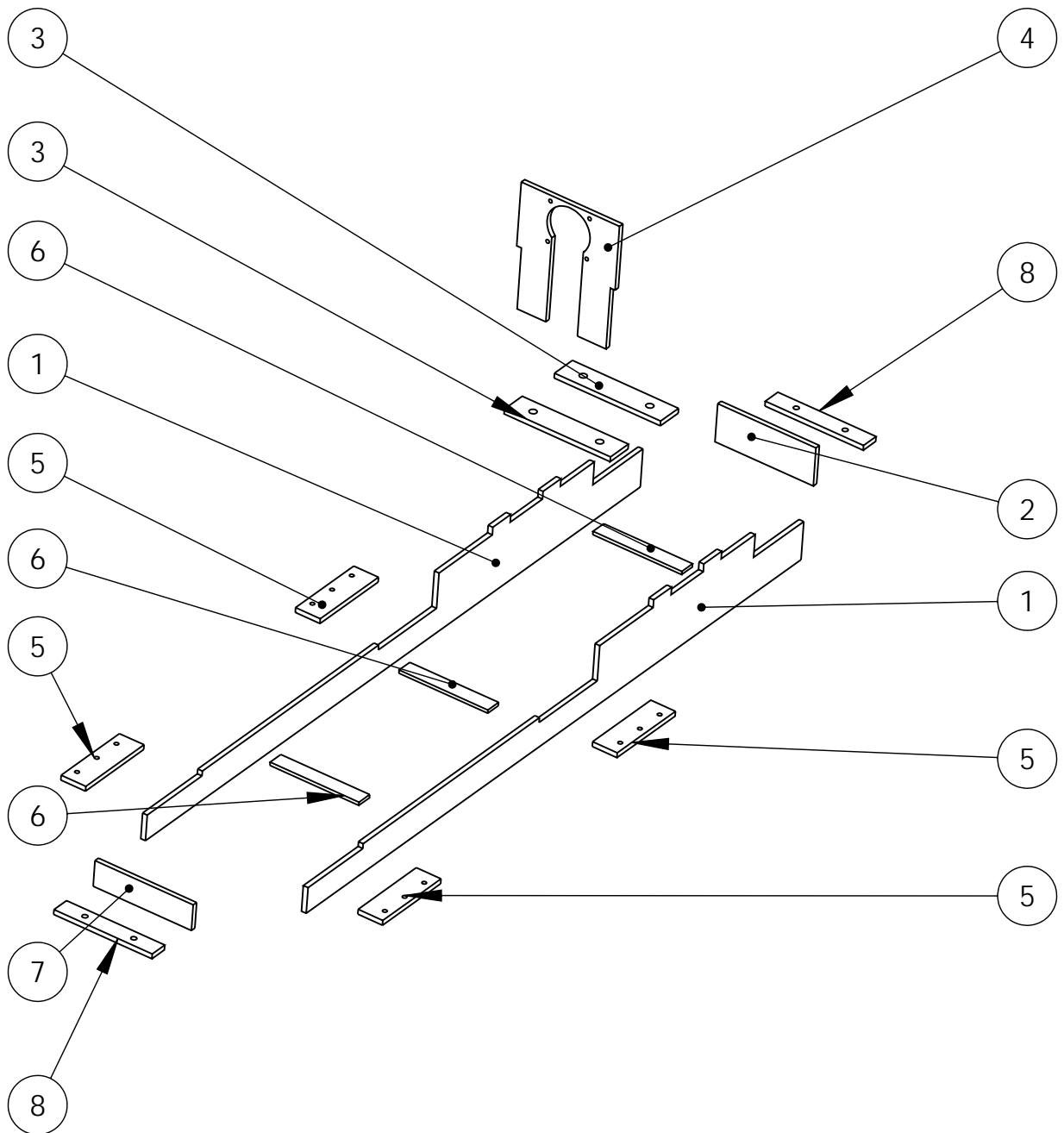
Codigo/Referencia	Nombre	Cantidad	Nº
01.01.01	Soporte de pesas	1	1
DIN 6923 M14	Tuerca portapesas	1	2
01.02.01	Guía de alineación	1	3
SKF ref 22207EK + H307	Rodamiento A	4	4
01.02.02	Eje de balinera 2	8	5
01.02.03	Portarodamiento 1	4	6
01.02.04	Eje 1	1	7
--	Probeta	1	8
01.01.05	Portaprobeta	2	9
01.02.05	Eje 2	1	10
Madler 631-750-00	Cardan	1	11
01.02.06	Eje union	1	12
01.02.07	Tenedor 1	2	13
DIN 933 M12	Tornillo	2	14
DIN 934 M 12	Tuerca	2	15

TITULO:		
Ensayo a momento constante		
DWG NO.		
Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo:
		01.02.00
SCALE:1:5	CANTIDAD:	SHEET 5 OF 41

Codigo	Nombre	Cantidad	Nº
01.03.01	Marcp principal lateral	2	1
01.03.02	Tapa lateral 1	1	2
01.03.03	Soporte chumacera	2	3
01.03.04	Soporte para embrague	1	4
01.03.05	Marco soporte de pivote	4	5
01.03.06	Amarre al marco	3	6
01.03.07	Tapa lateral 2	1	7
01.03.08	Anclaje al suelo	2	8



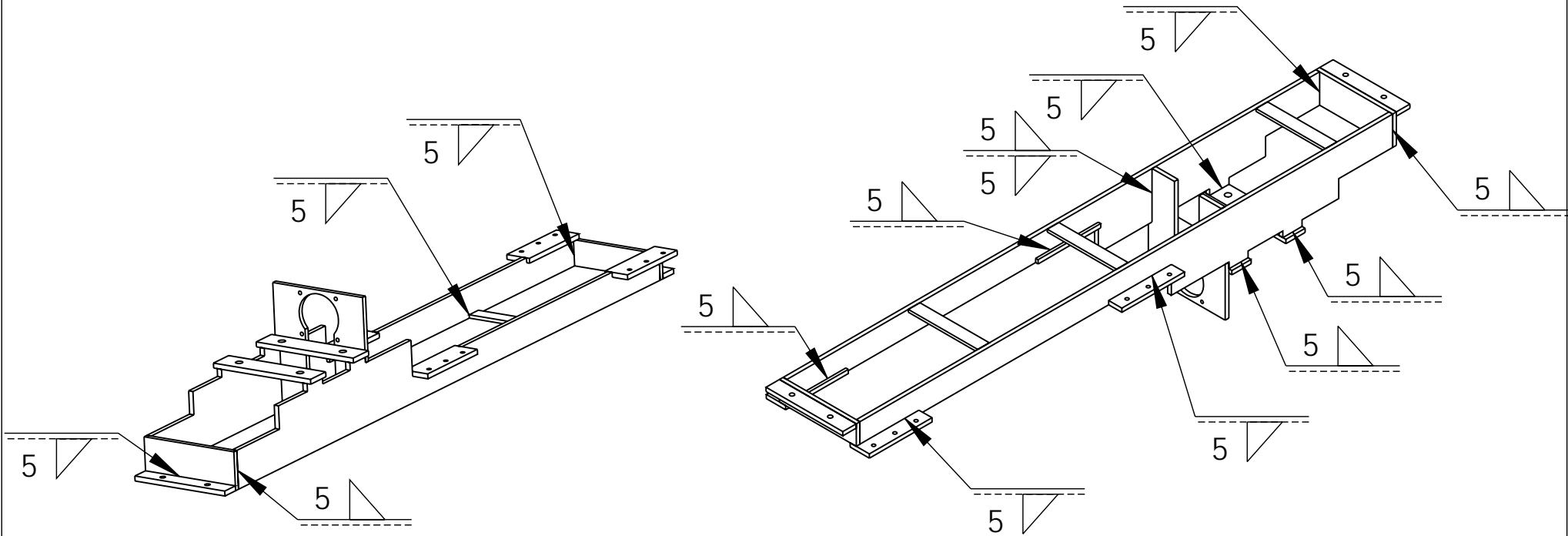
TITLE:			Sistema Soporte de maquina		
DWG NO.:			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:			Codigo: 01.03.00		
SCALE:1:5		CANTIDAD:		SHEET 6 OF 41	



Codigo	Nº
01.03.01	1
01.03.02	2
01.03.03	3
01.03.04	4
01.03.05	5
01.03.06	6
01.03.07	7
01.03.08	8

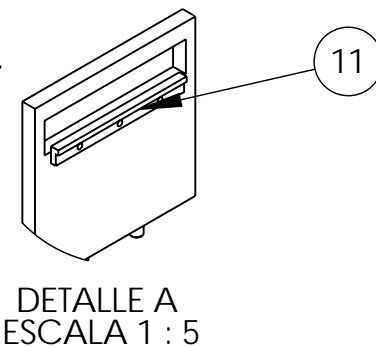
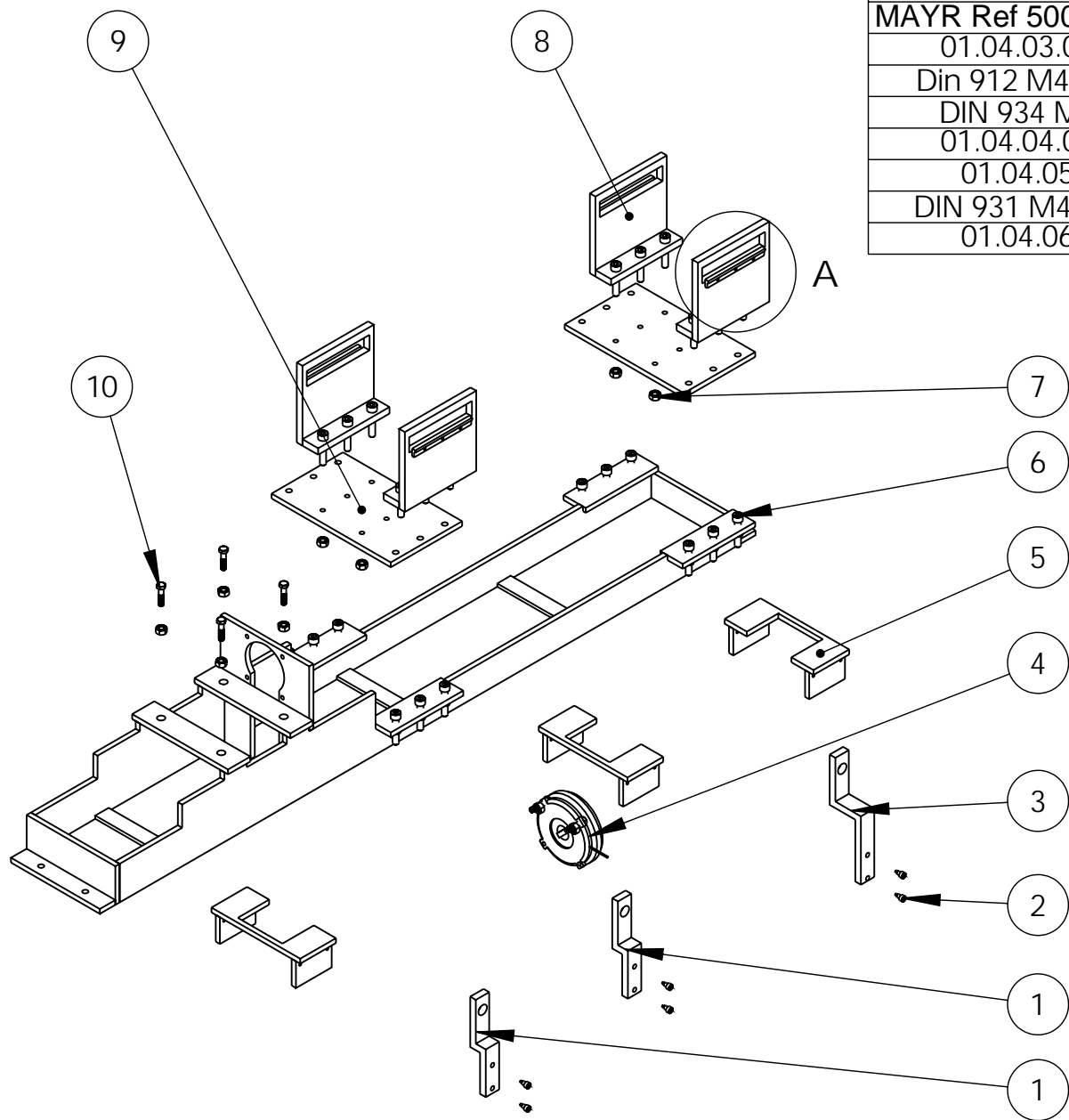
TITLE: Explosion sistema soporte de maquina		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo: 01.03.00.E
SCALE:1:10	CANTIDAD:	SHEET 7 OF 41

La soldadura se hace con electrodo revestido west arco niquel 100
AWS e-NiCl

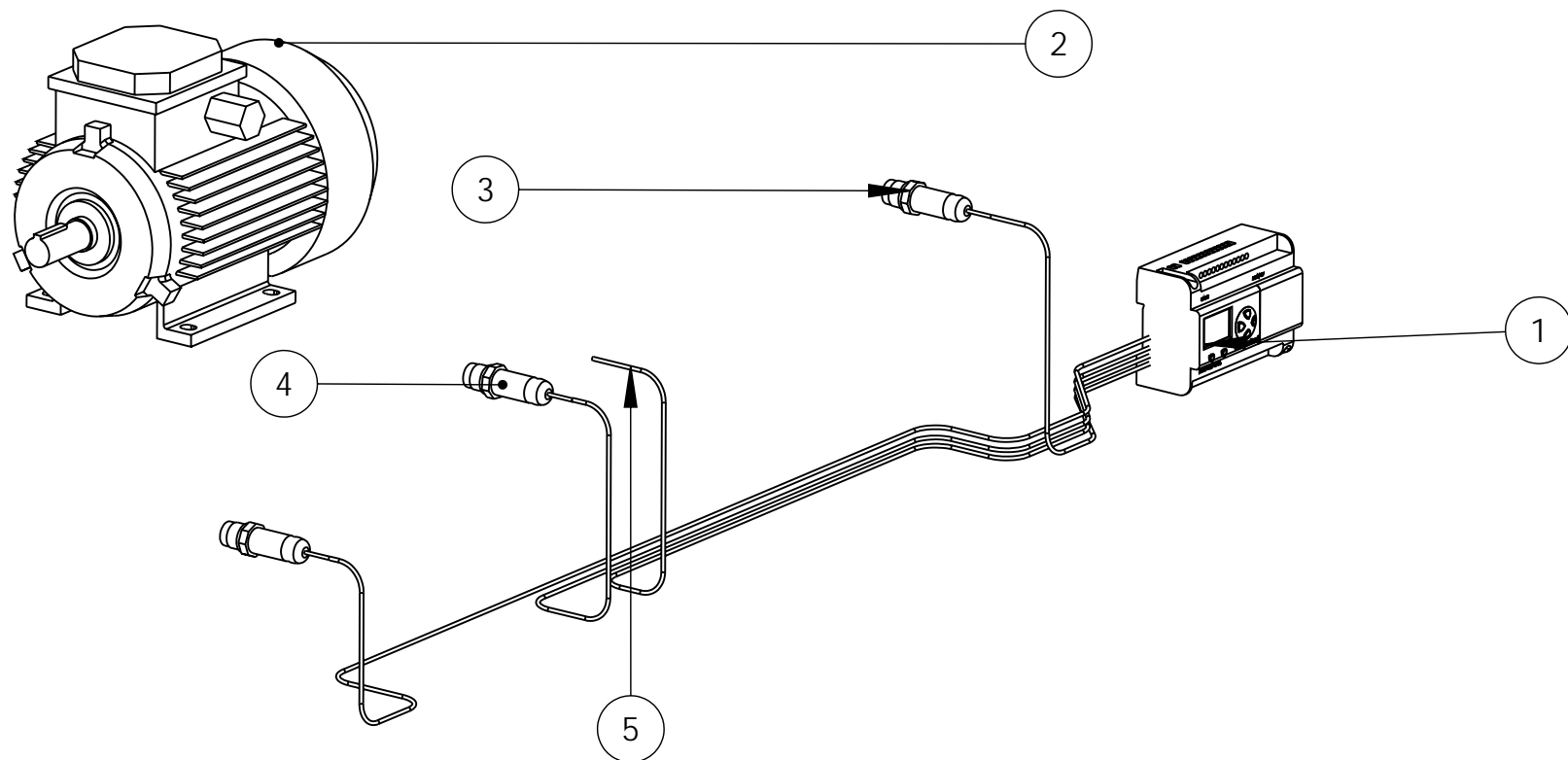


TITLE: Soldadura Marco		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo: 01.03.00.S
SCALE:1:10	CANTIDAD:	SHEET 8 OF 41

Codigo/Referencia	Nombre	Cantidad	Nº
01.04.01	Portasensores 1	2	1
ANSI B18.3 · 4-40	Tornillos Portasensor	6	2
01.04.02	Portasensor 2	1	3
MAYR Ref 500.213.0	Embrague	1	4
01.04.03.00	Guia de portapesas	3	5
Din 912 M4X40	Tornillos	24	6
DIN 934 M4	Tuercas	28	7
01.04.04.00	Marco soporte de pivote	4	8
01.04.05	Soporte de pivote	2	9
DIN 931 M4X40	Tornillos chumacera	4	10
01.04.06	Guía de alineación del pivote	4	11

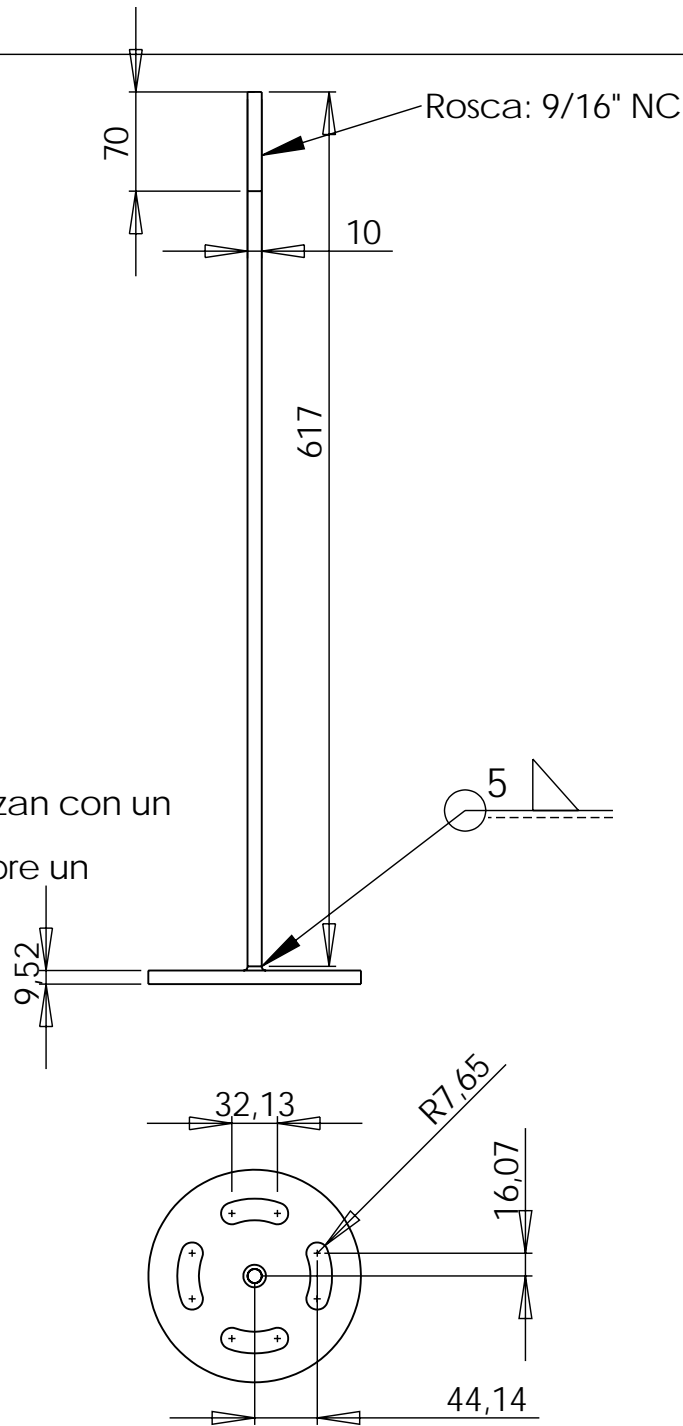


TITULO: Sistema de partes del soporte de la maquina		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo: 01.04.00
SCALE:1:10	CANTIDAD:	SHEET 9 OF 41



Nombre	Cantidad	Codigo/Referencia	No.
Logo	1	LOGO ALIMENTACION 24VDC 6E/4S .	1
Motor	1	Motor trifásico . 2 HP	2
Sensor	2	SENSOR INDUCTIVO MARCA SIEMENS CON ALCANCE 8mm DIAMETRO 18mm SALIENTE NA/PNP ALIMENTACION 15-34 VDC	3
Autoreflex	1	SENSOR AUTOREFLEX MARCA SIEMENS CON ALCANCE 80CM AJUSTABLE DIAMETRO 18mm ALIMENTACION 10-30 VDC 4 CABLES PNP 150AMP	4
Cable de embrague	1	CABLE DE EMBRAGUE ELECTROMAGNETICO- LOGO	5

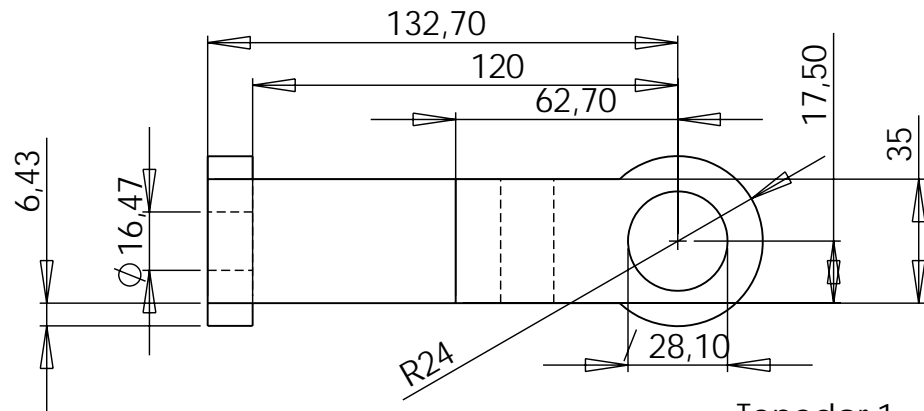
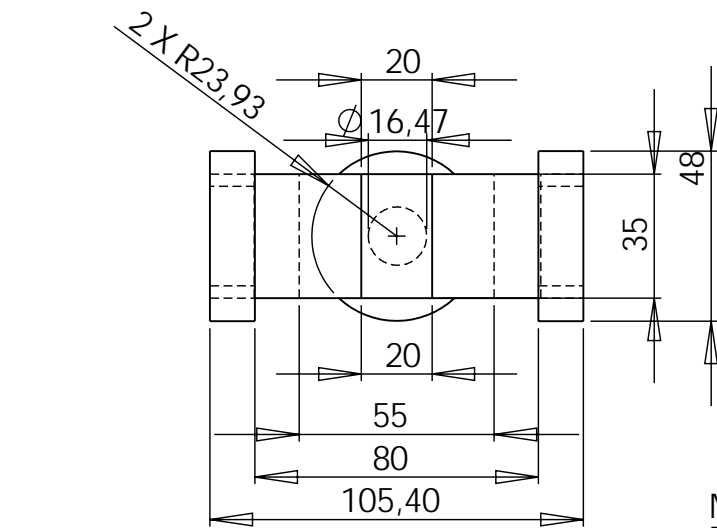
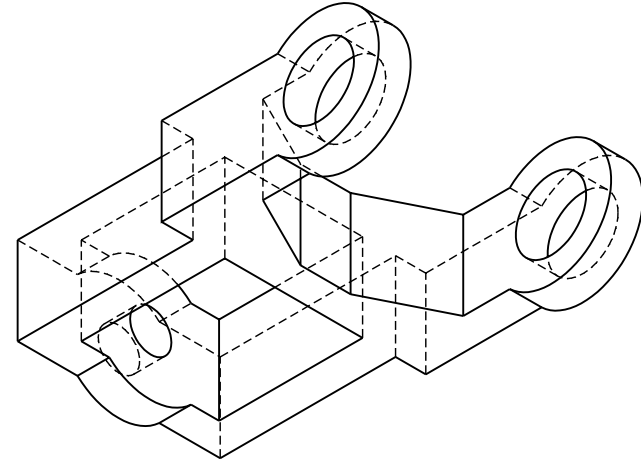
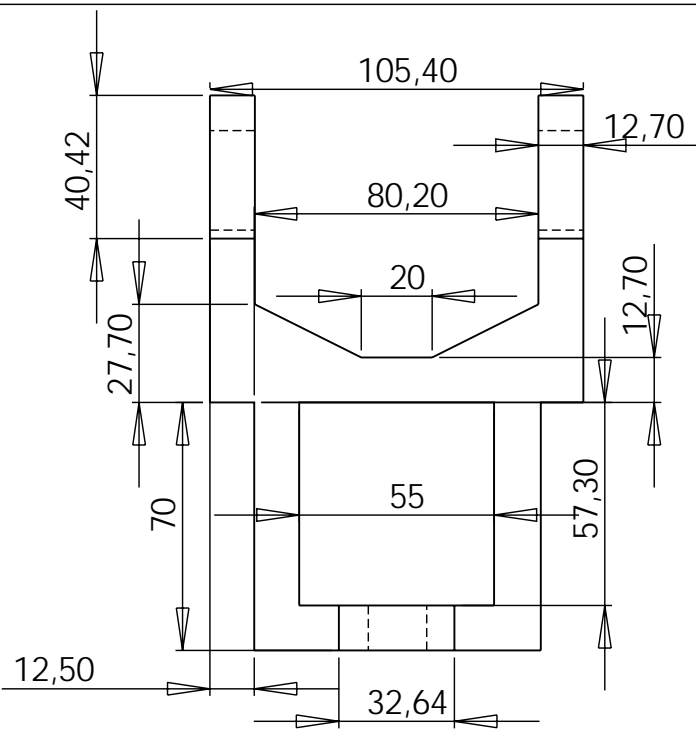
TITULO:			Sistema de control		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:			Codigo: 01.05.00		
SCALE:1:5		CANTIDAD:		SHEET 10 OF 41	



Se utiliza soldadora por electrodo revestido west arco E 4043 cal 3/16

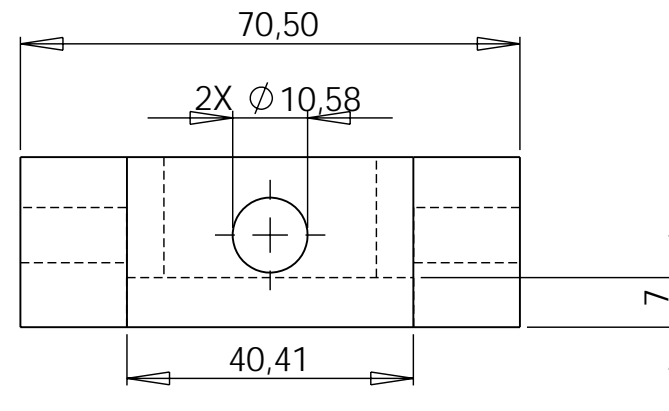
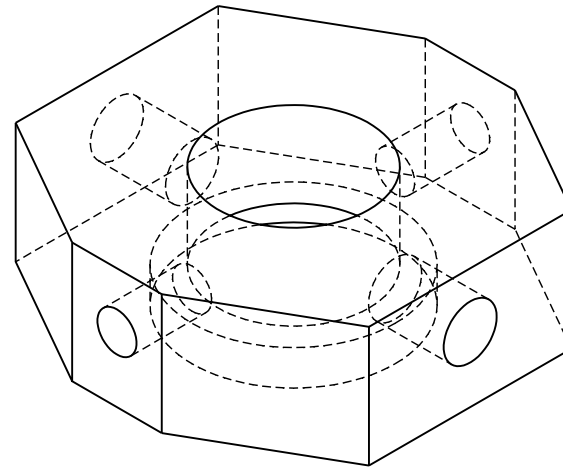
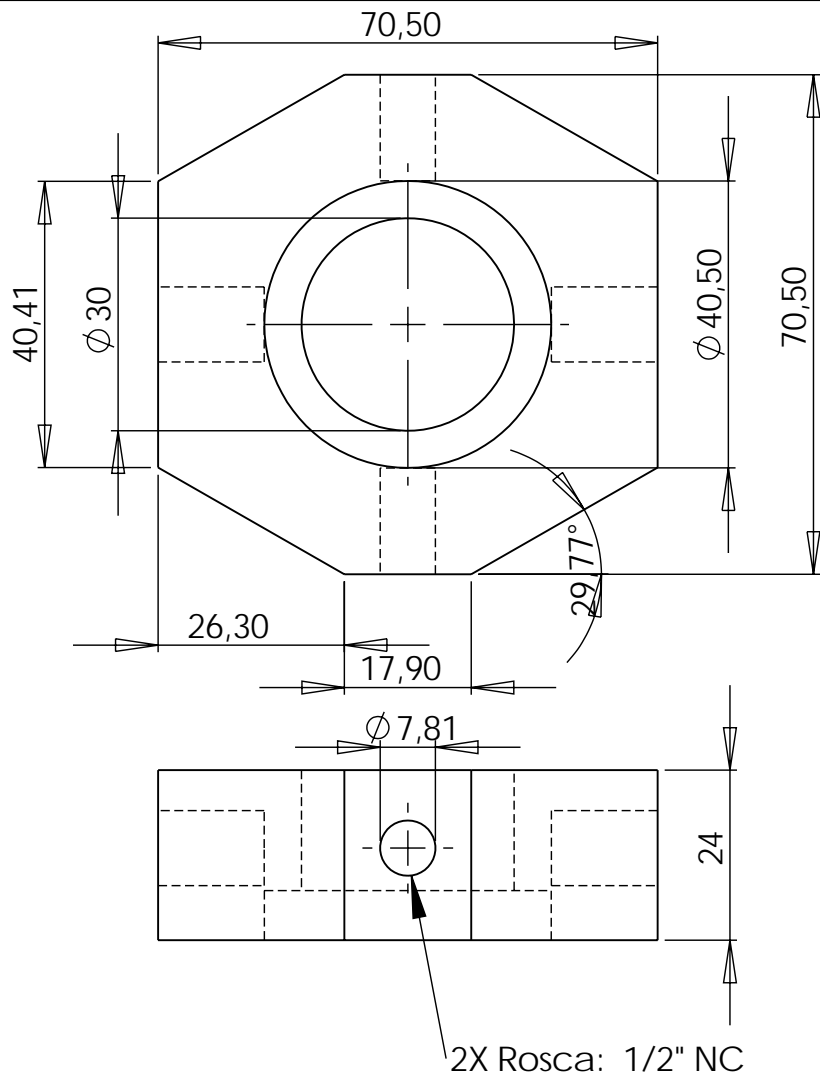
Material: Aluminio
 Las correderas se mecanizan con un escariador de 5/16" con la pieza montada sobre un divisor diferencial

TITLE: Soporte para pesas		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Aluminio	Codigo: 01.01.01	
SCALE:1:5	CANTIDAD: 2	SHEET 11 OF 41



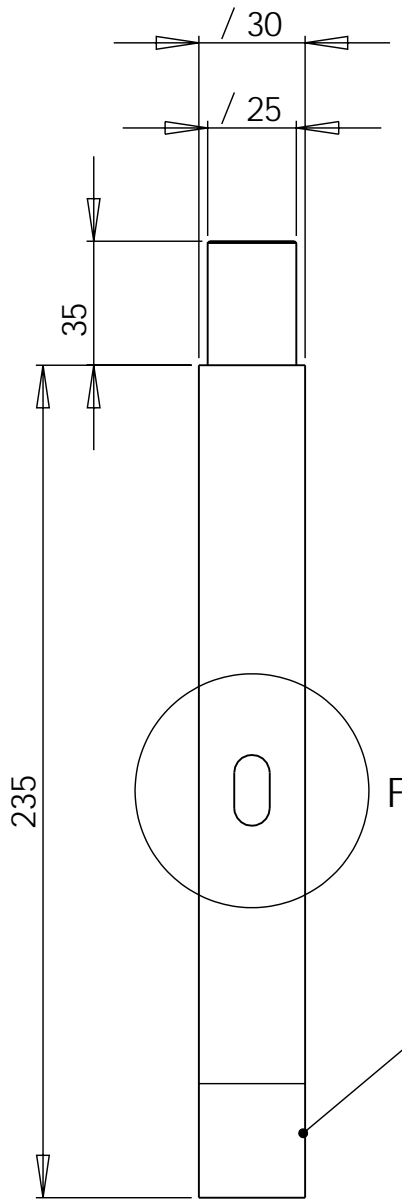
Material : Aluminio
 Forma de fabricacion :Fundido

TITLE: Tenedor 1		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Aluminio	Codigo: 01.01.02	1
SCALE:1:2	CANTIDAD:	SHEET 12 OF 41

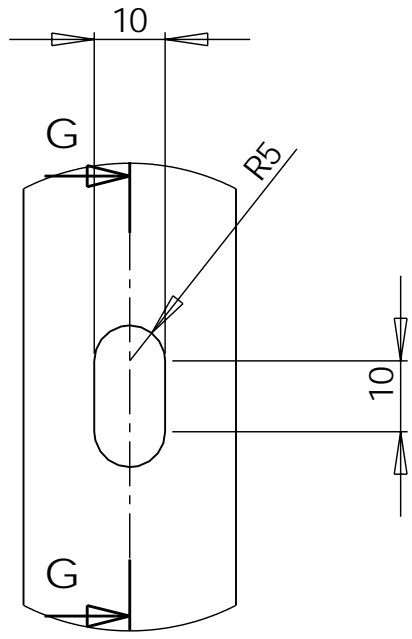


Forma de fabricacion :Corte por oxicorte y perforacion con torno

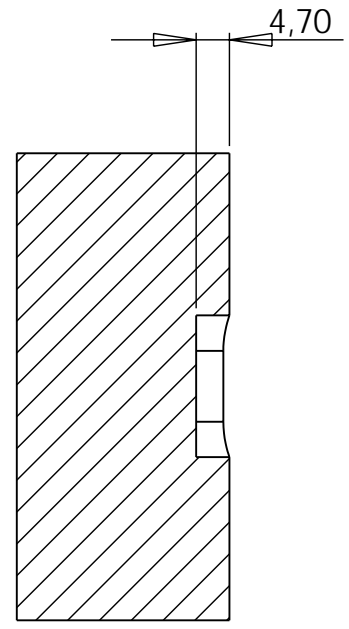
TITLE: Portarodamientos 1		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Aluminio		Codigo: 01.01.03
SCALE:1:1	CANTIDAD: 1	SHEET 13 OF 41



Rosca: 30x2 L25

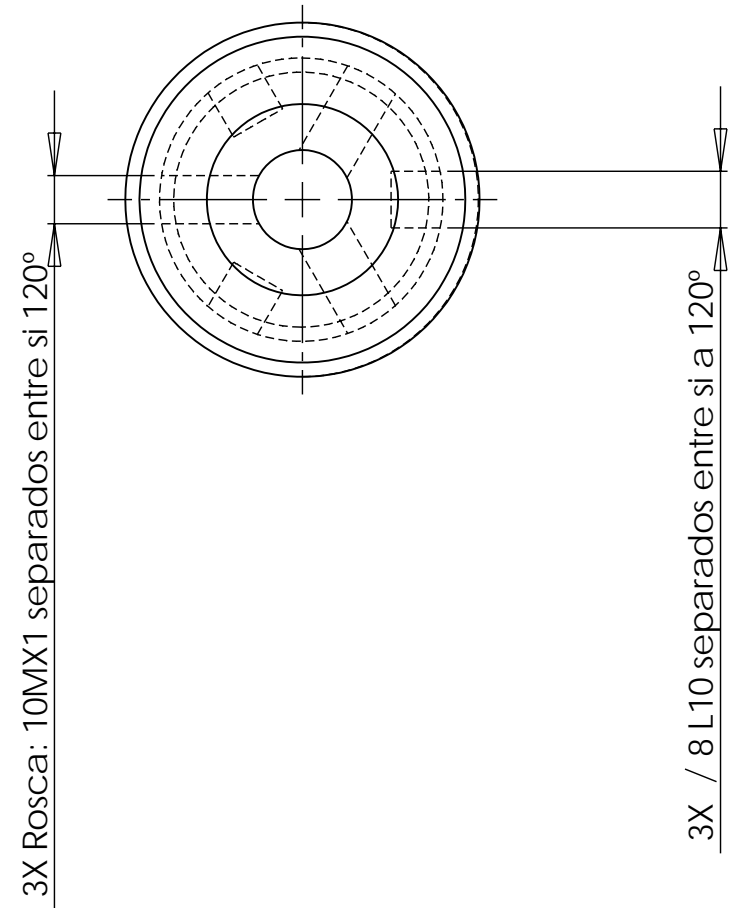
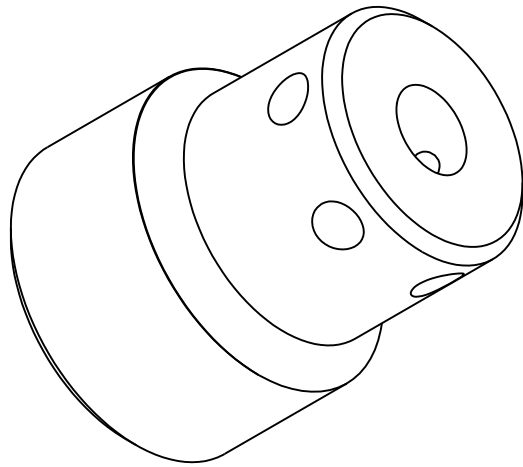
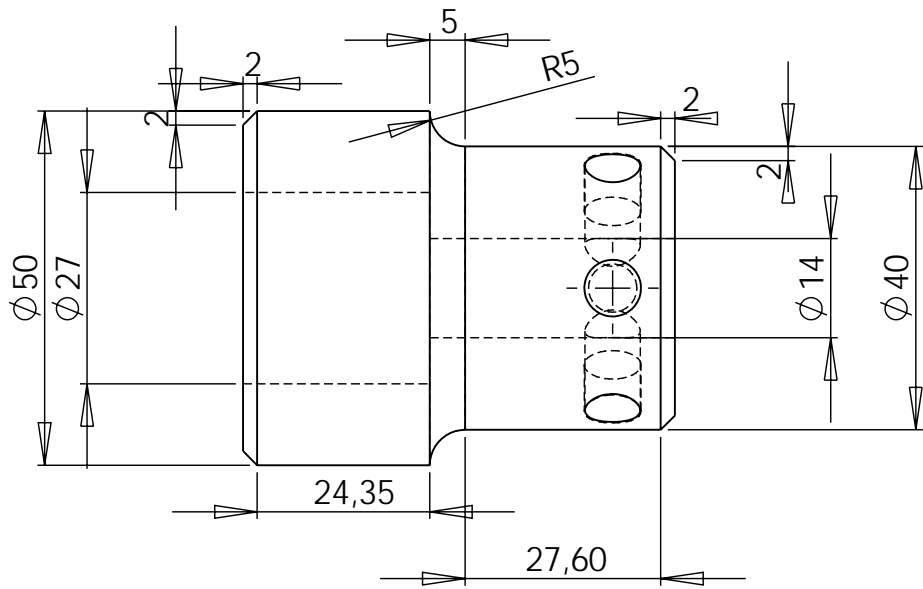


DETALLE F
ESCALA 1 : 1

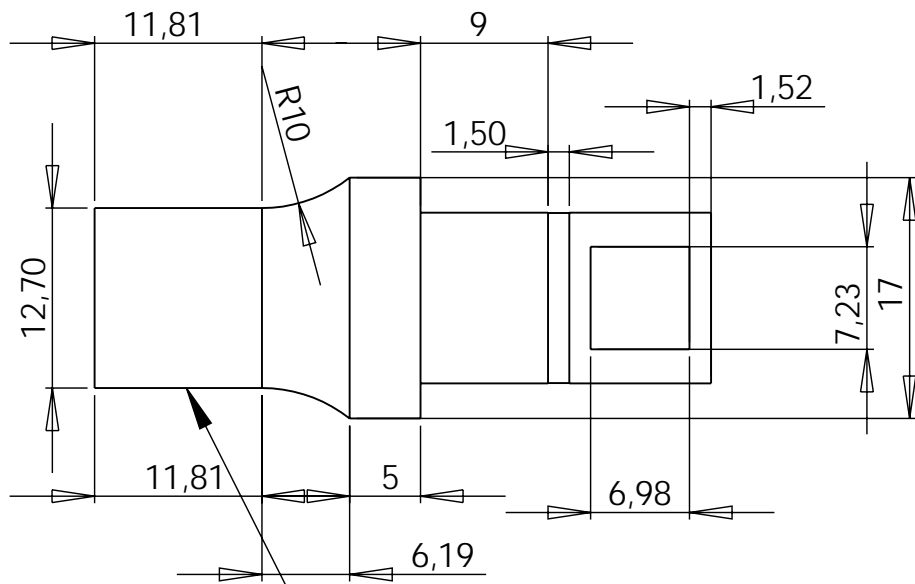


SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 1

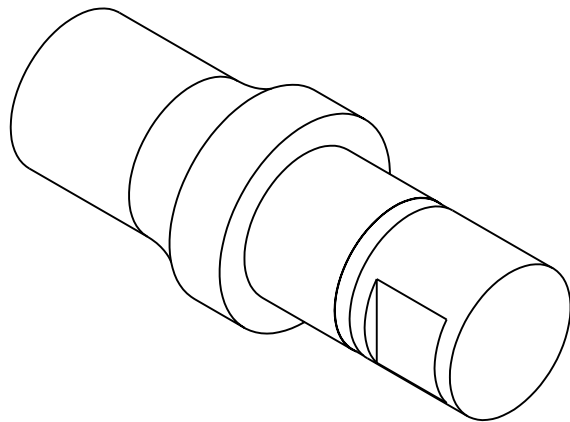
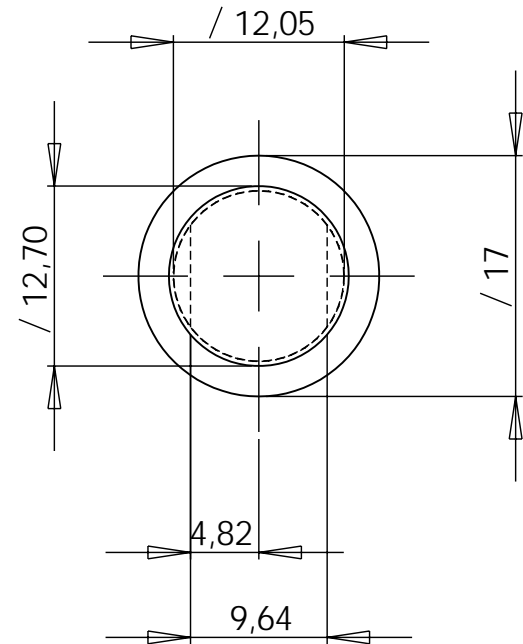
TITLE: Eje 3		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: AISI SAE 4340	Codigo: 01.01.04	
SCALE:1:2	CANTIDAD:	SHEET 14 OF 41



TITLE: Portaprobetas		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: AISI SAE 4340	Codigo: 01.01.05	
SCALE:1:1	CANTIDAD: 3	SHEET 15 OF 41



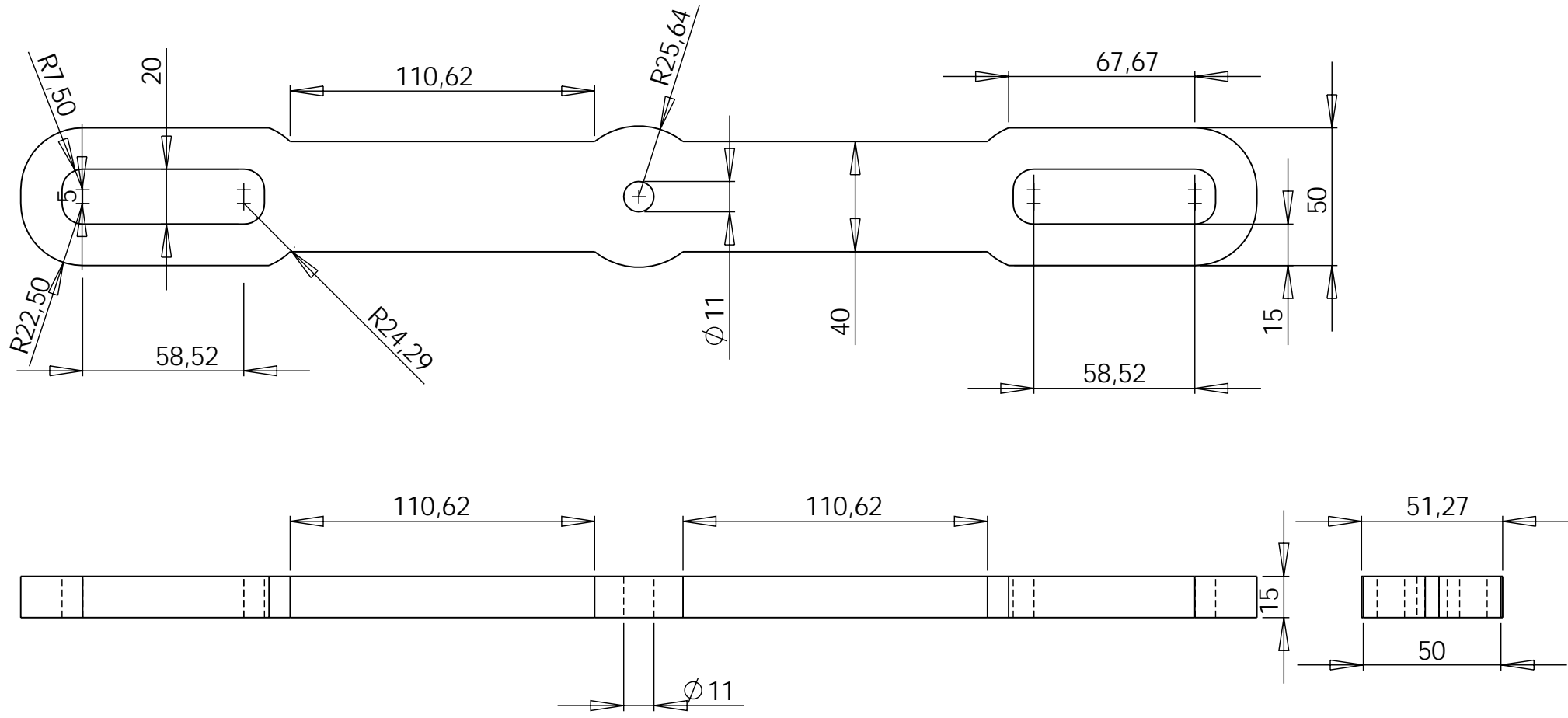
Rosca: 1/2" NC



TITLE:			Eje de balinera 1		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		AISI SAE 4340		Codigo: 01.01.06	
SCALE:2:1		CANTIDAD: 8		SHEET 16 OF 41	

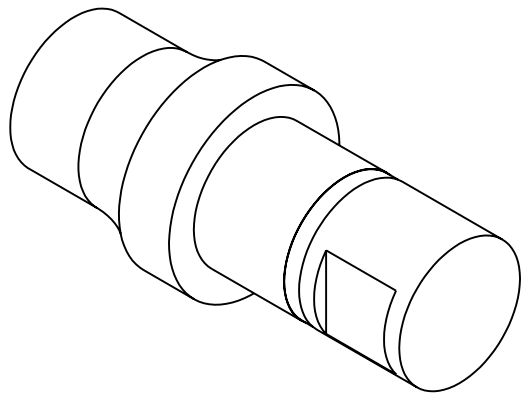
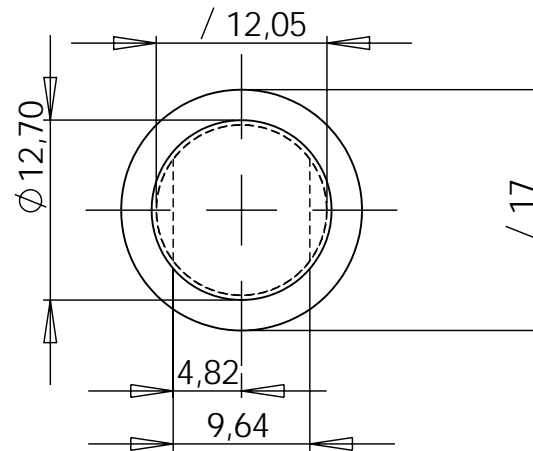
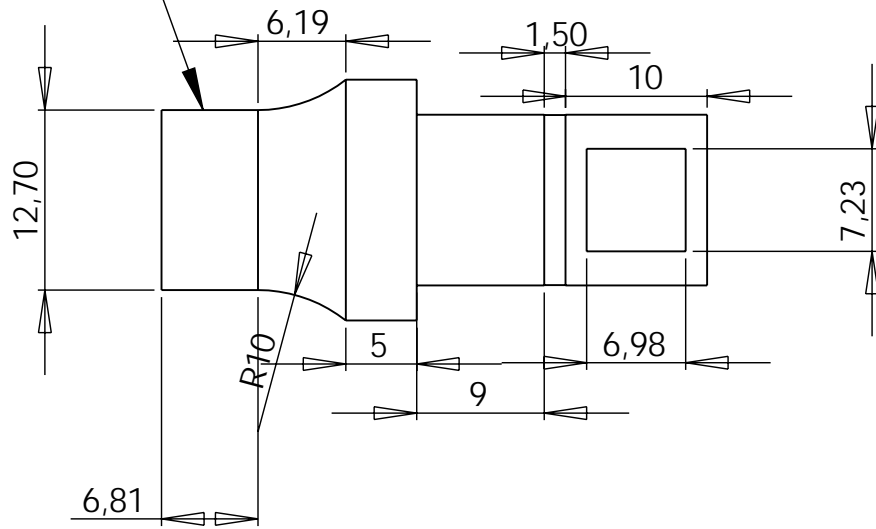
Material : Aluminio

Forma de fabricacion :Perforaciones hechas con taladro t correderas hechas con escariador

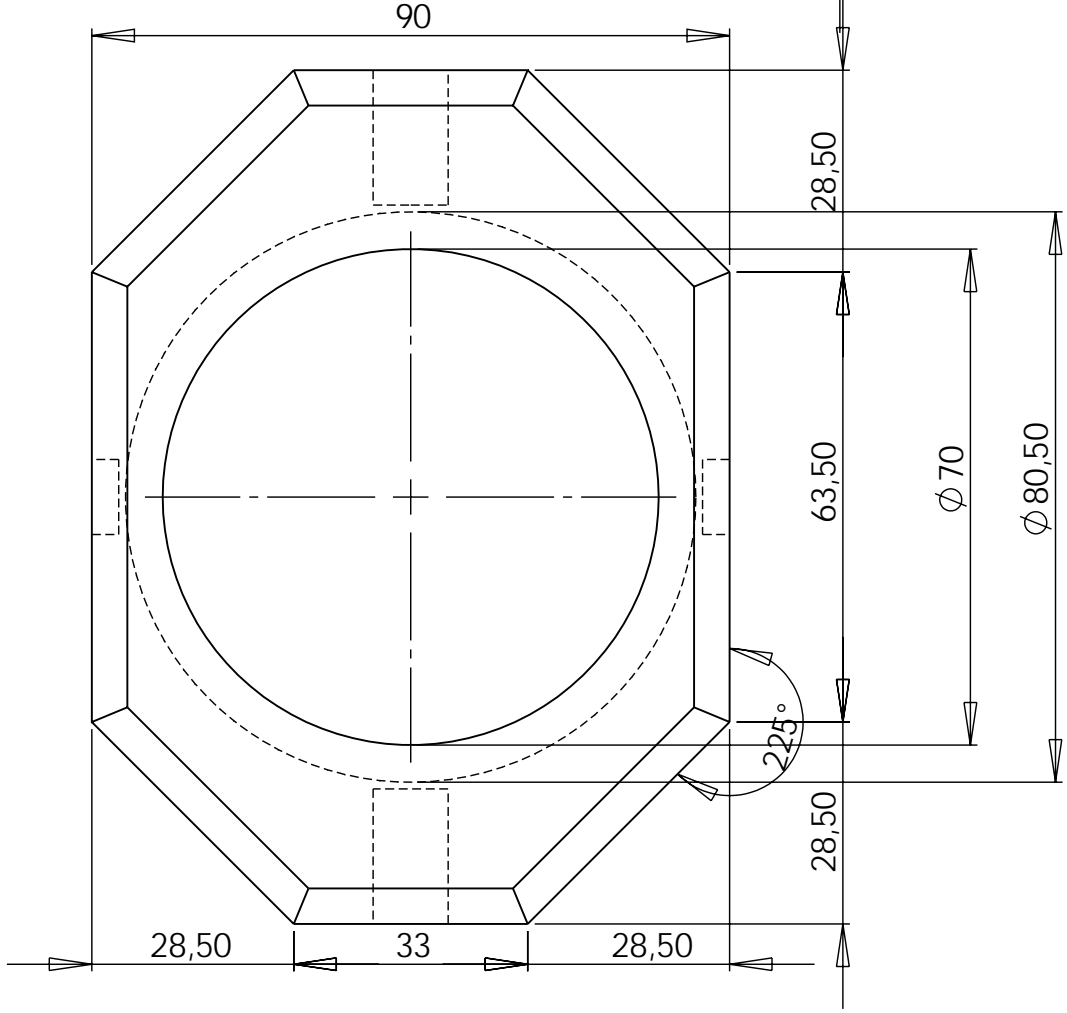
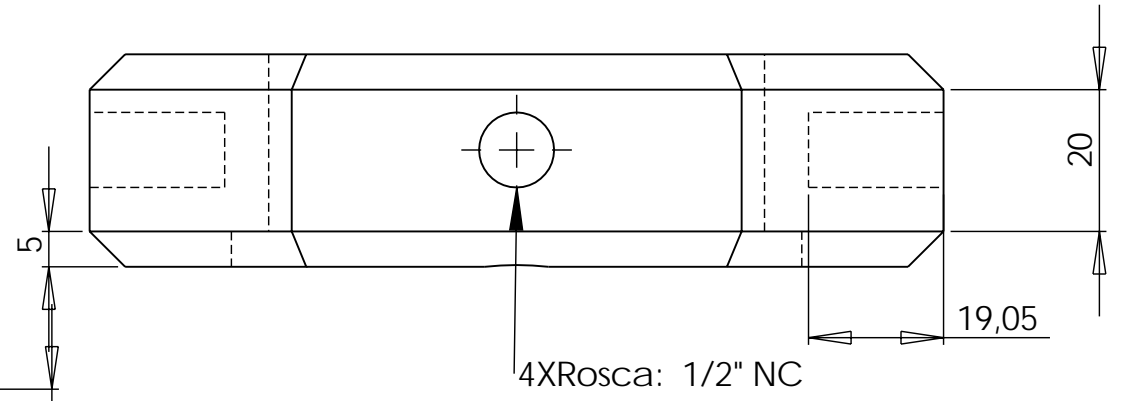
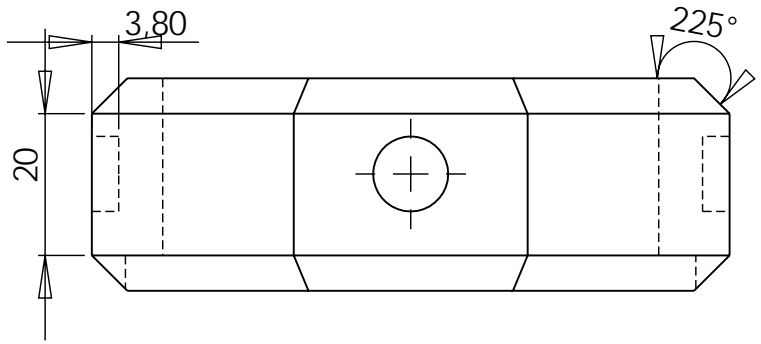


TITULO:		
Guia de alineacion		
DWG NO.		
Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo:
Aluminio		01.02.01
SCALE:1:2	CANTIDAD: 1	SHEET 17 OF 41

Rosca: 1/2" NC

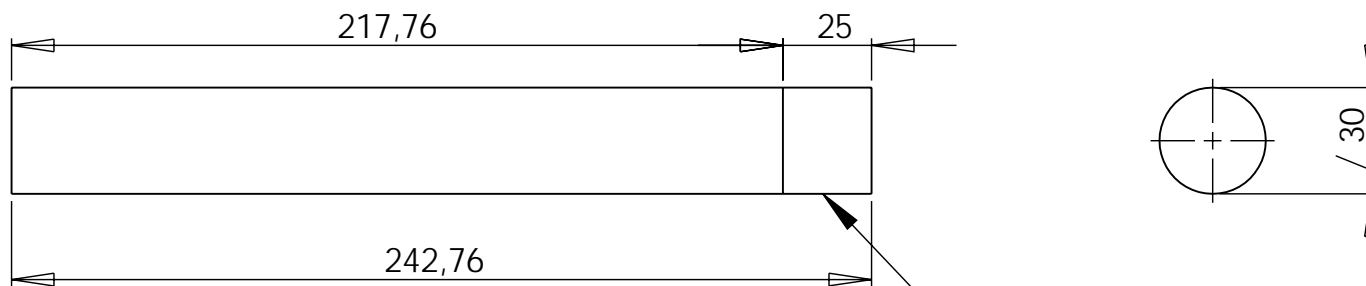


TITLE:	Eje de balinera 2		
DWG NO.	Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:	AISI SAE 4340	Codigo:	01.02.02
SCALE:2:1	CANTIDAD: 2	SHEET 18 OF 41	

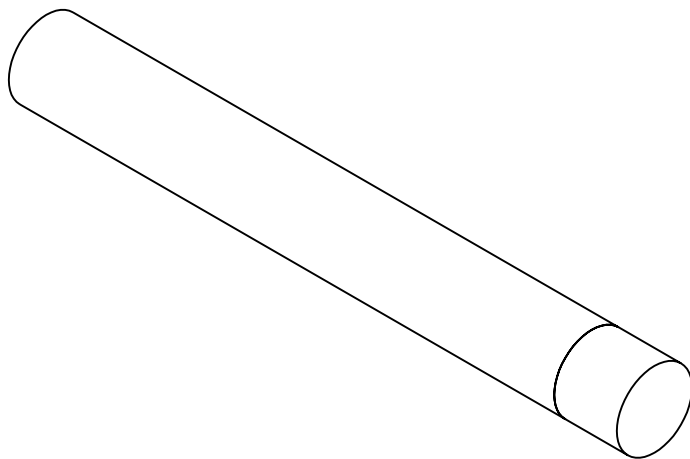


Forma de fabricacion :Uso de rectificadora en lados de la pieza hueco central maquinado con torno

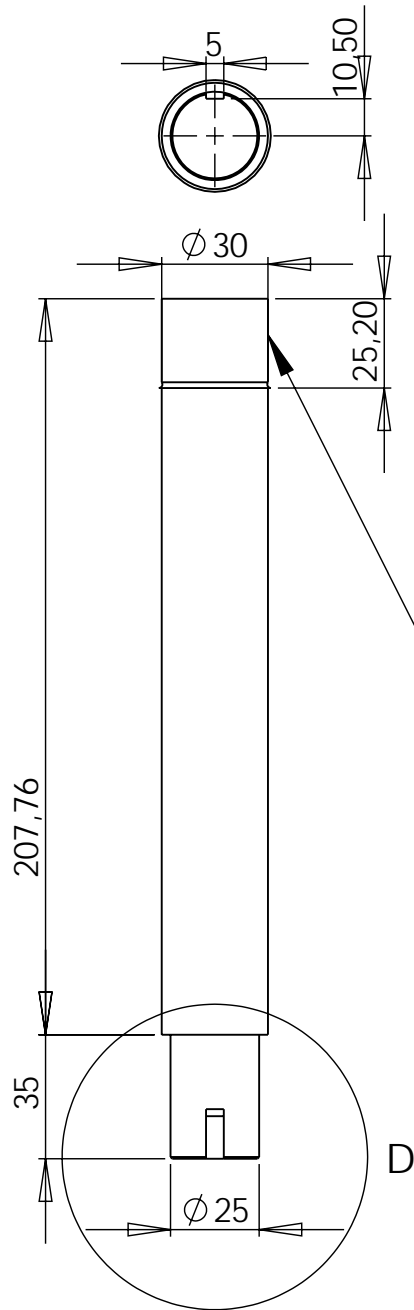
TITLE:			Portarodamiento 2		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Aluminio		Codigo: 01.02.03	
SCALE:1:1		CANTIDAD: 4		SHEET 19 OF 41	



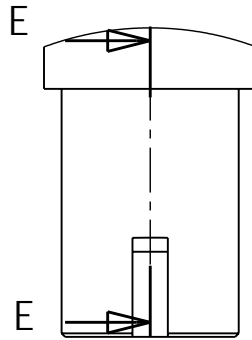
Rosca M30X2-L25



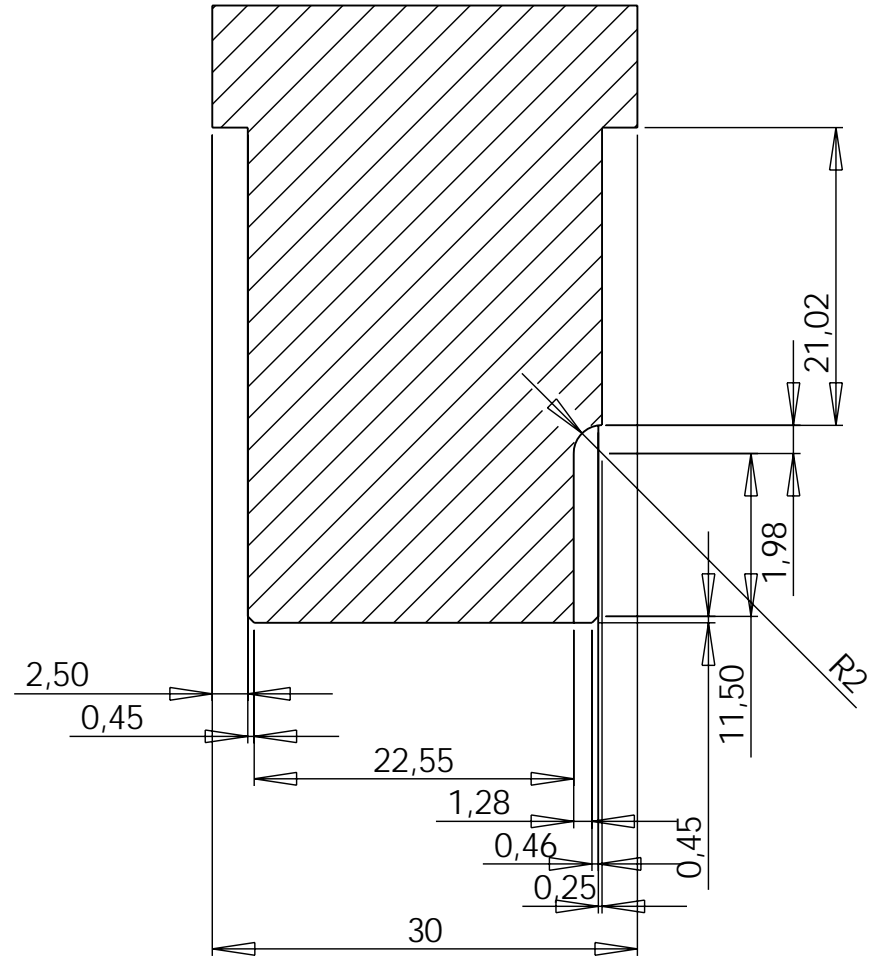
TITLE:			Eje 1		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		AIS I SAE 4340		Codigo: 01.02.04	
SCALE:1:2		CANTIDAD: 1		SHEET 20 OF 41	



DETALLE D
ESCALA 1 : 1

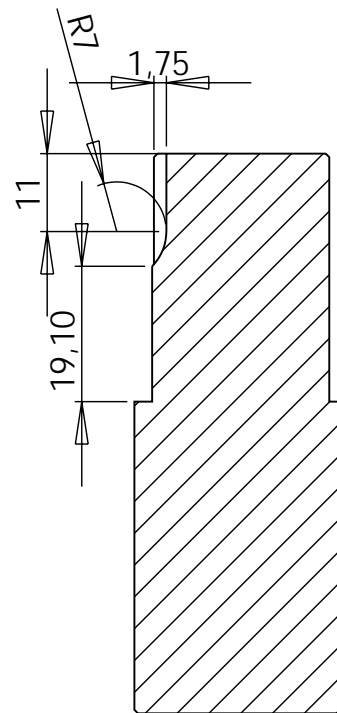
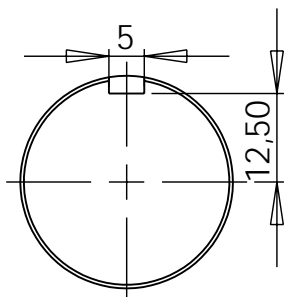
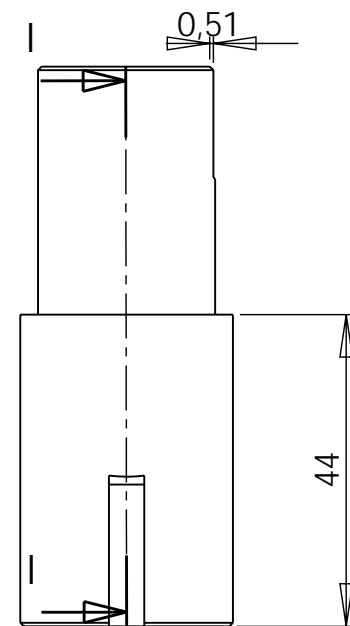
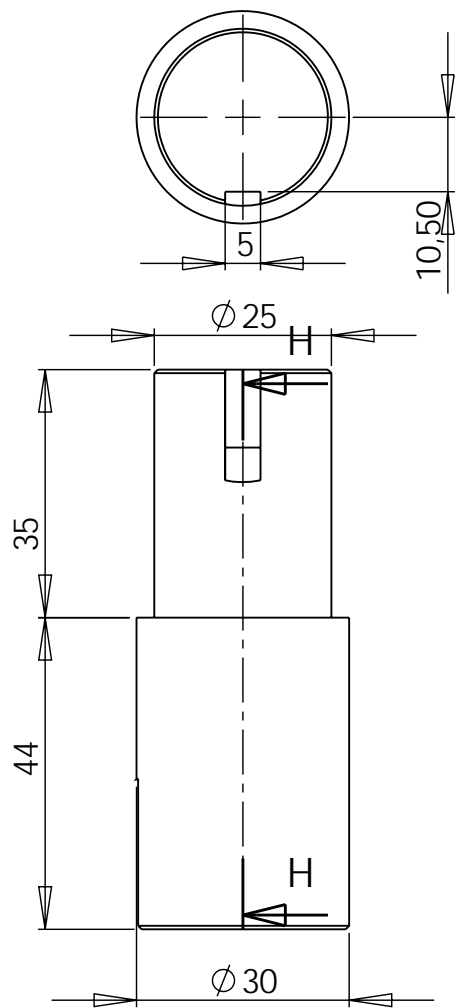


SECCIÓN E-E
ESCALA 2 : 1

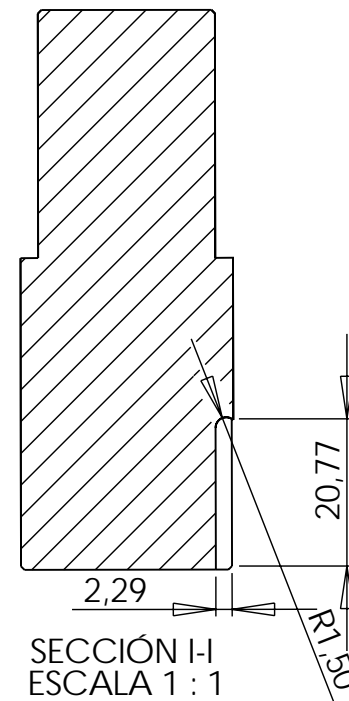


Rosca M30X2-L25

TITLE: Eje 2		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: AISI SAE 4340	Codigo: 01.02.05	
SCALE:1:2	CANTIDAD: 1	SHEET 21 OF 41

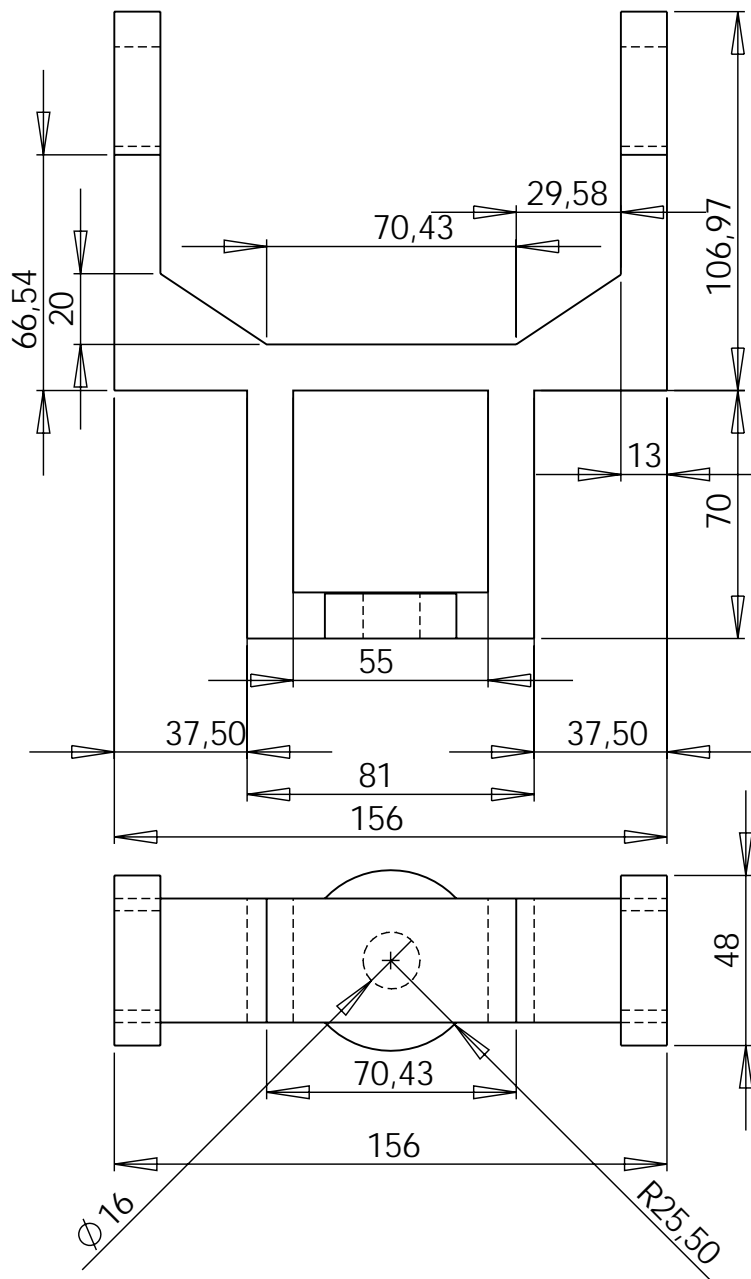


SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 1

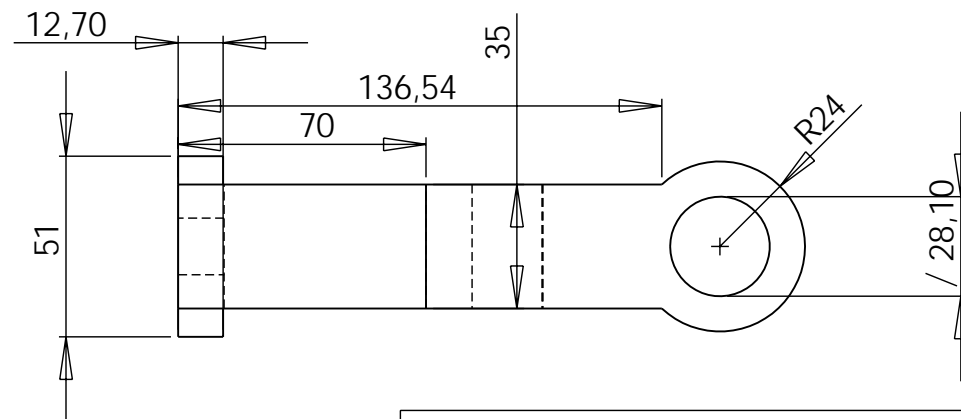
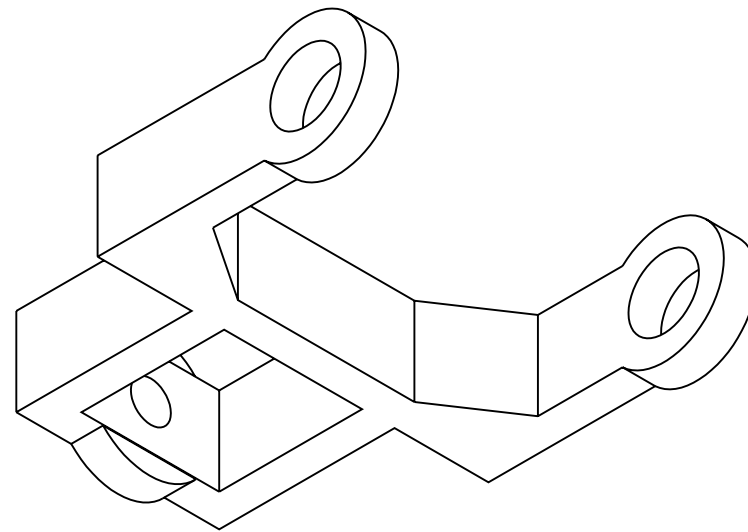


SECCIÓN I-I
ESCALA 1 : 1

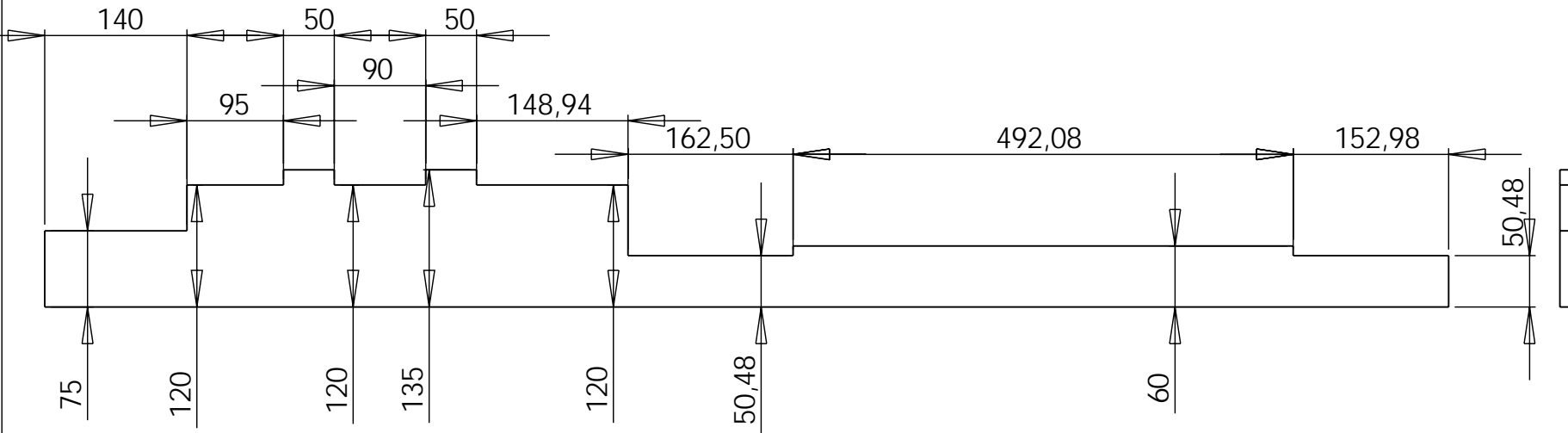
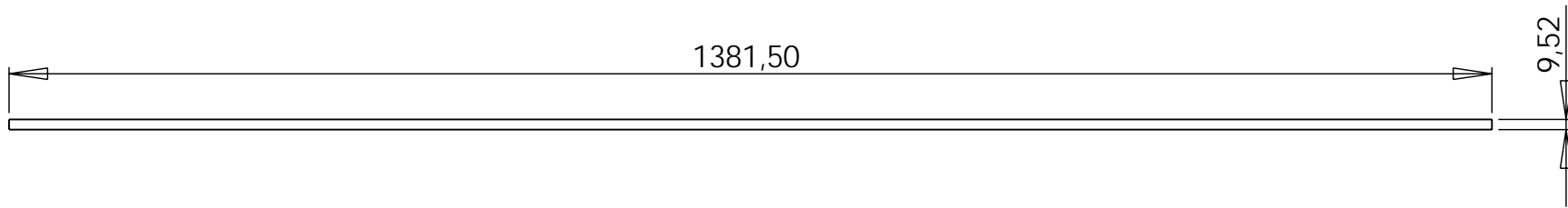
TITLE: Eje Union		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: AISI SAE 4340		Codigo: 01.02.06
SCALE:1:1	CANTIDAD: 1	SHEET 22 OF 41



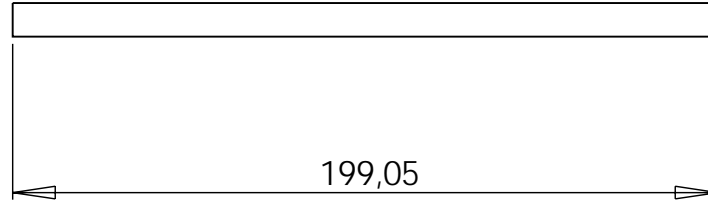
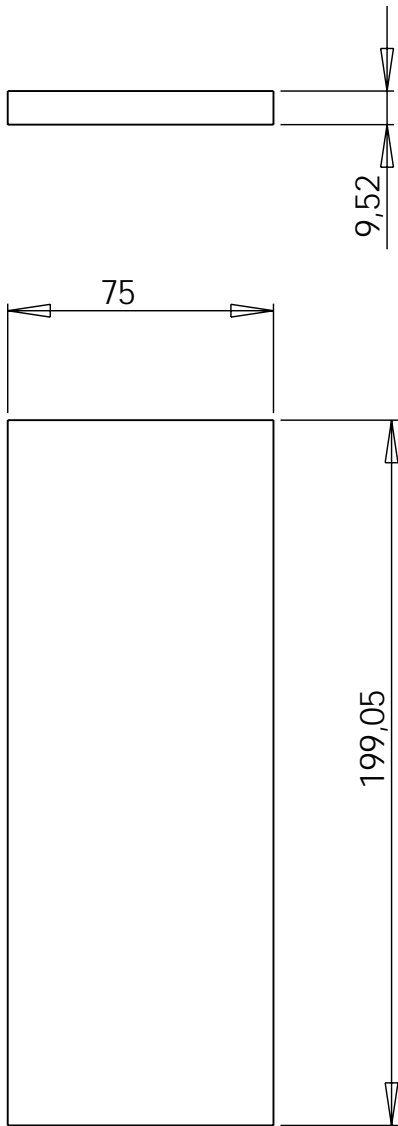
Material : Aluminio
 Forma de fabricacion :Fundido



TITLE:		Tenedor 2	
DWG NO.		Maquina de fatiga por flexion rotativa	
MATERIAL:		Aluminio	Codigo: 01.02.07
SCALE:1:2	CANTIDAD: 4	SHEET 23 OF 41	

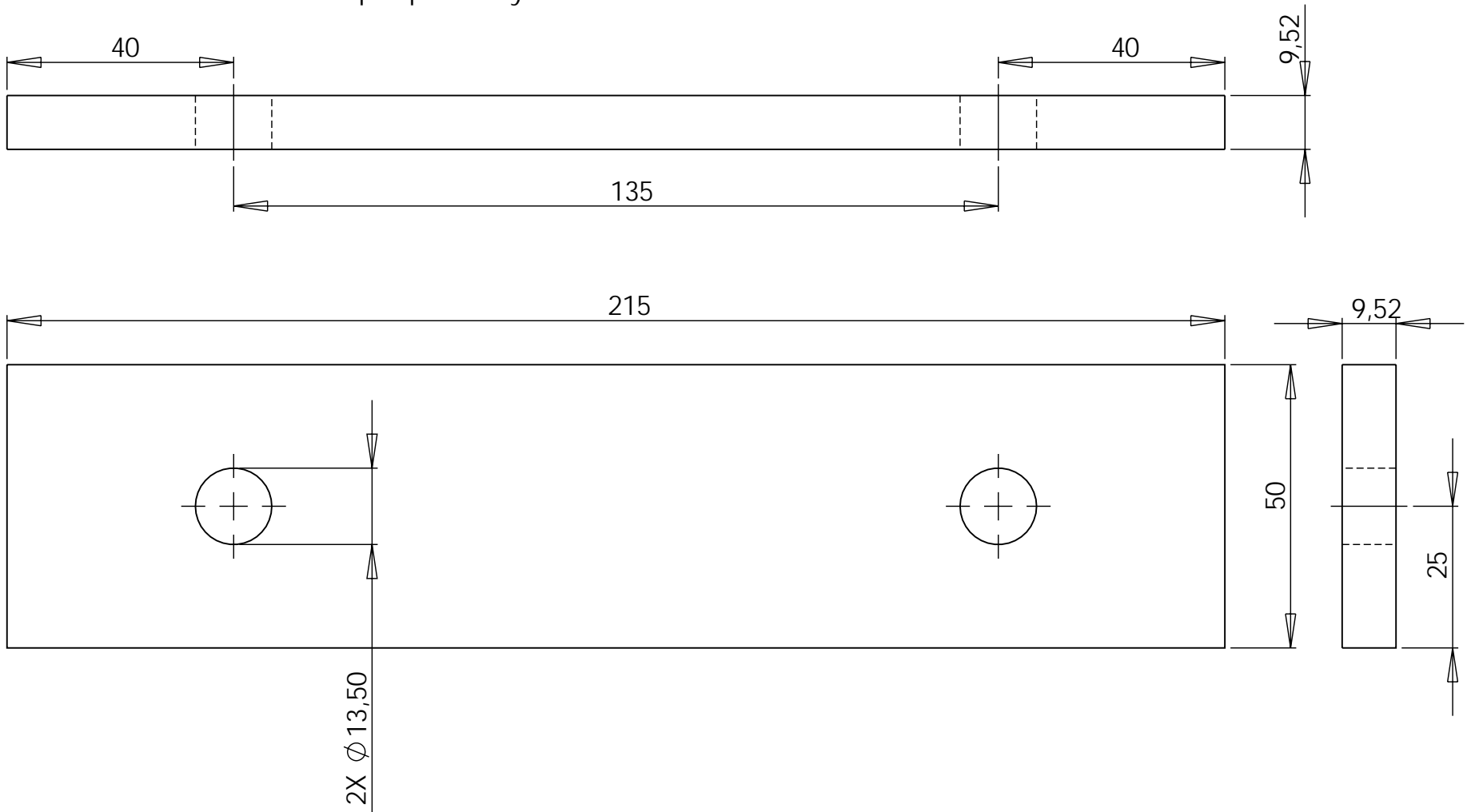


TITLE:			Marco principal lateral		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.03.01	
SCALE:1:6		CANTIDAD: 2		SHEET 24 OF 41	

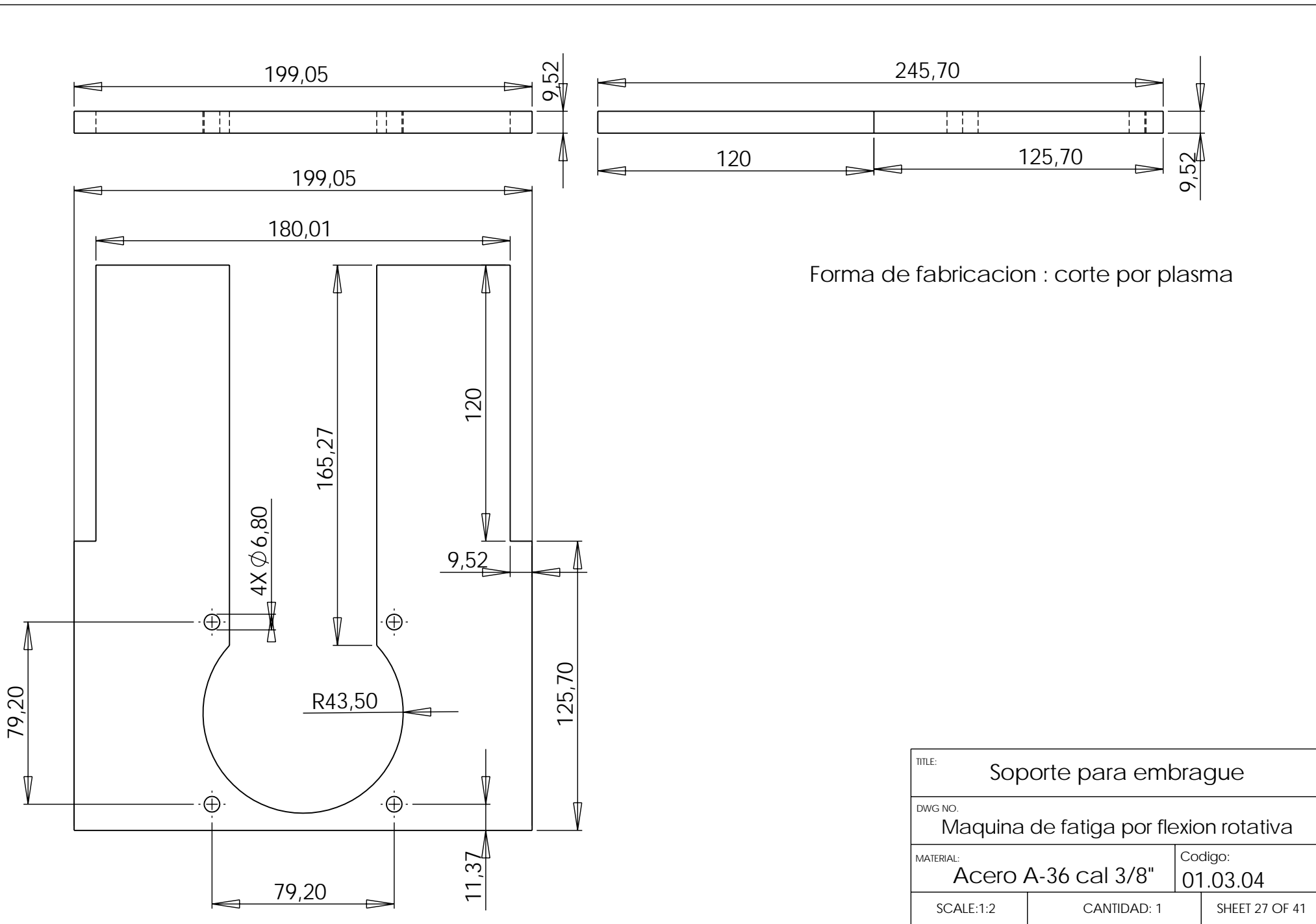


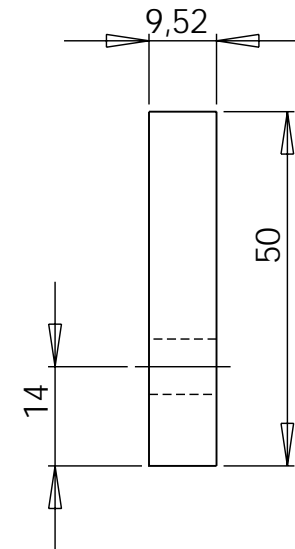
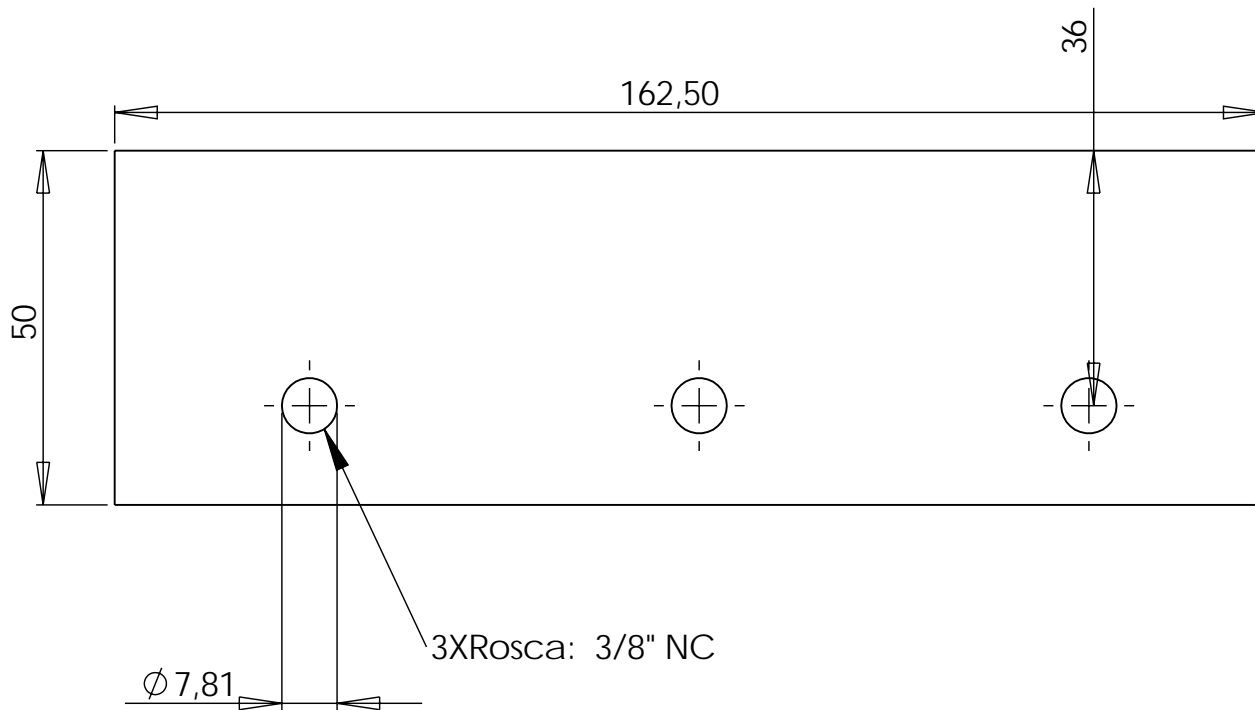
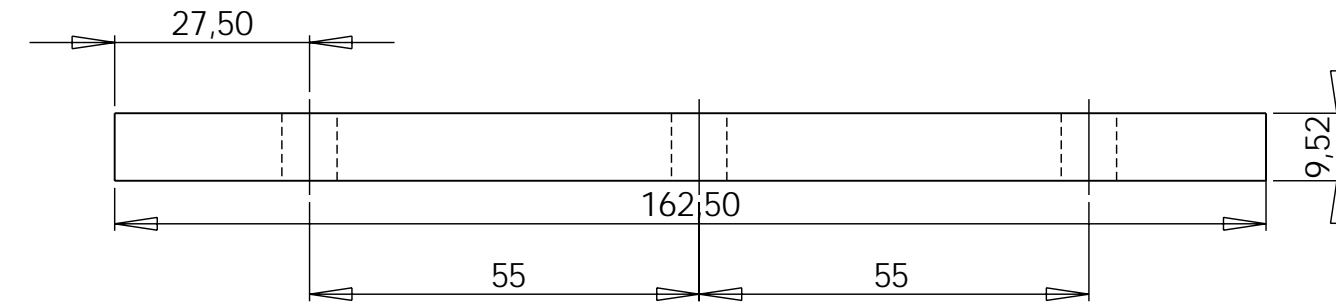
TITLE:			Tapa lateral 1		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo:			
Acero A-36 cal 3/8"		01.03.02			
SCALE:1:2	CANTIDAD: 1		SHEET 25 OF 41		

Material : Lamina acero hot rolled cal 3/8"
Forma de fabricacion : corte por plasma y taladrado



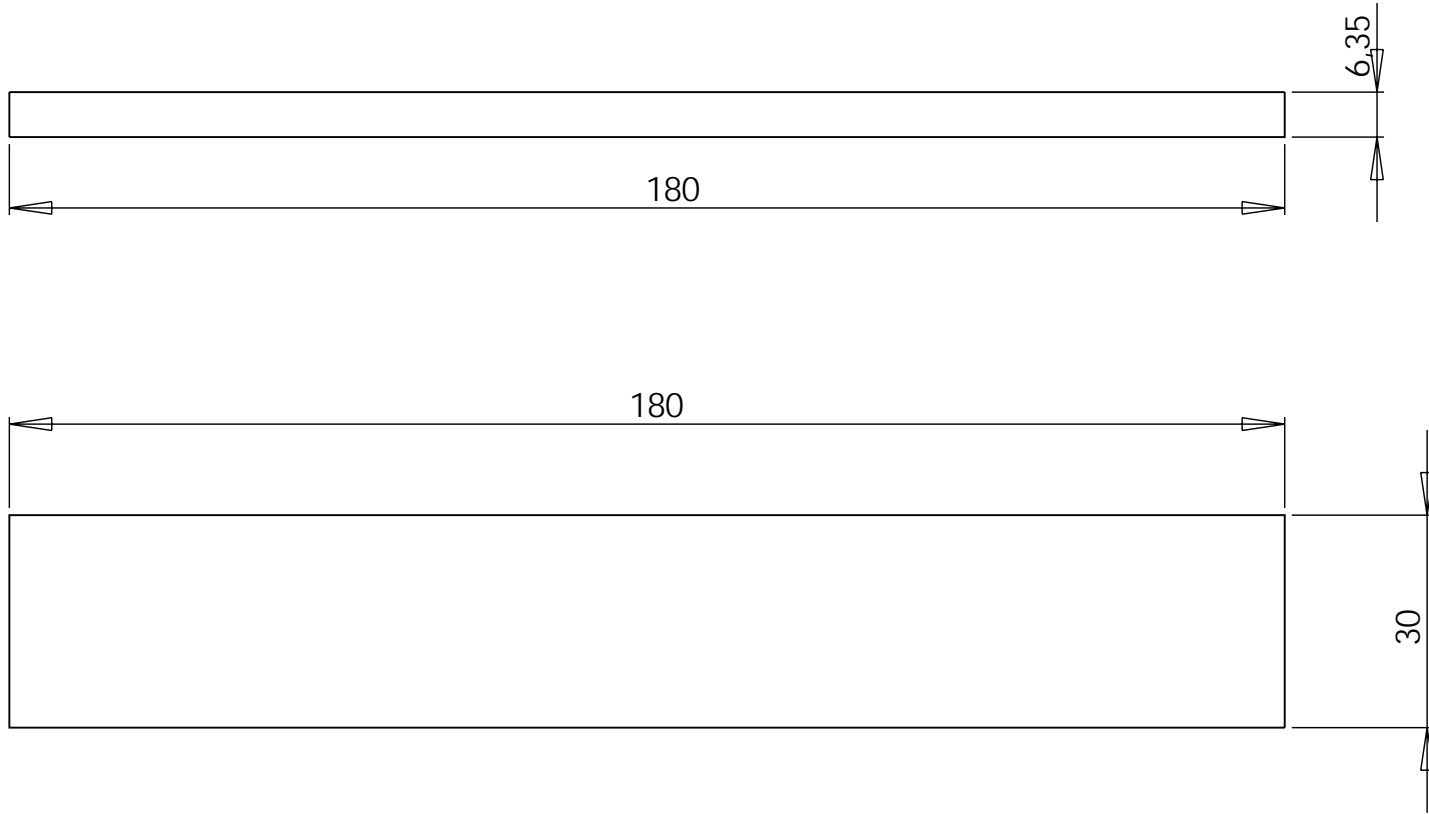
TITLE: Soporte de chumacera		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.03.03
SCALE:1:1	CANTIDAD: 2	SHEET 26 OF 41



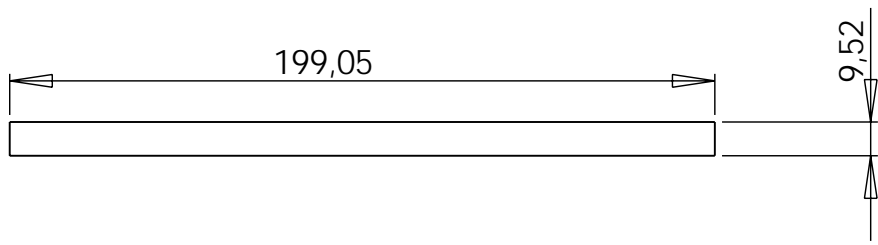
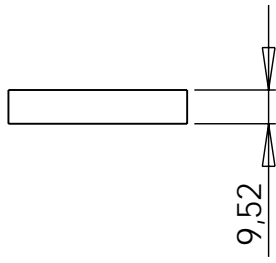
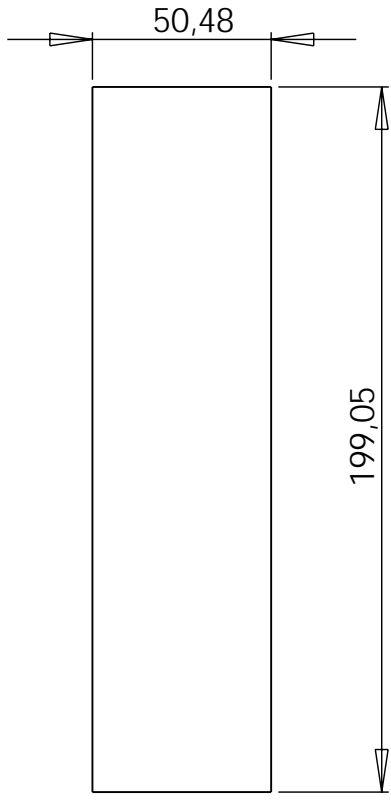


TITLE:			Marco soporte de pivote		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.03.05	
SCALE:1:1		CANTIDAD: 4		SHEET 28 OF 41	

Forma de fabricacion : corte por plasma

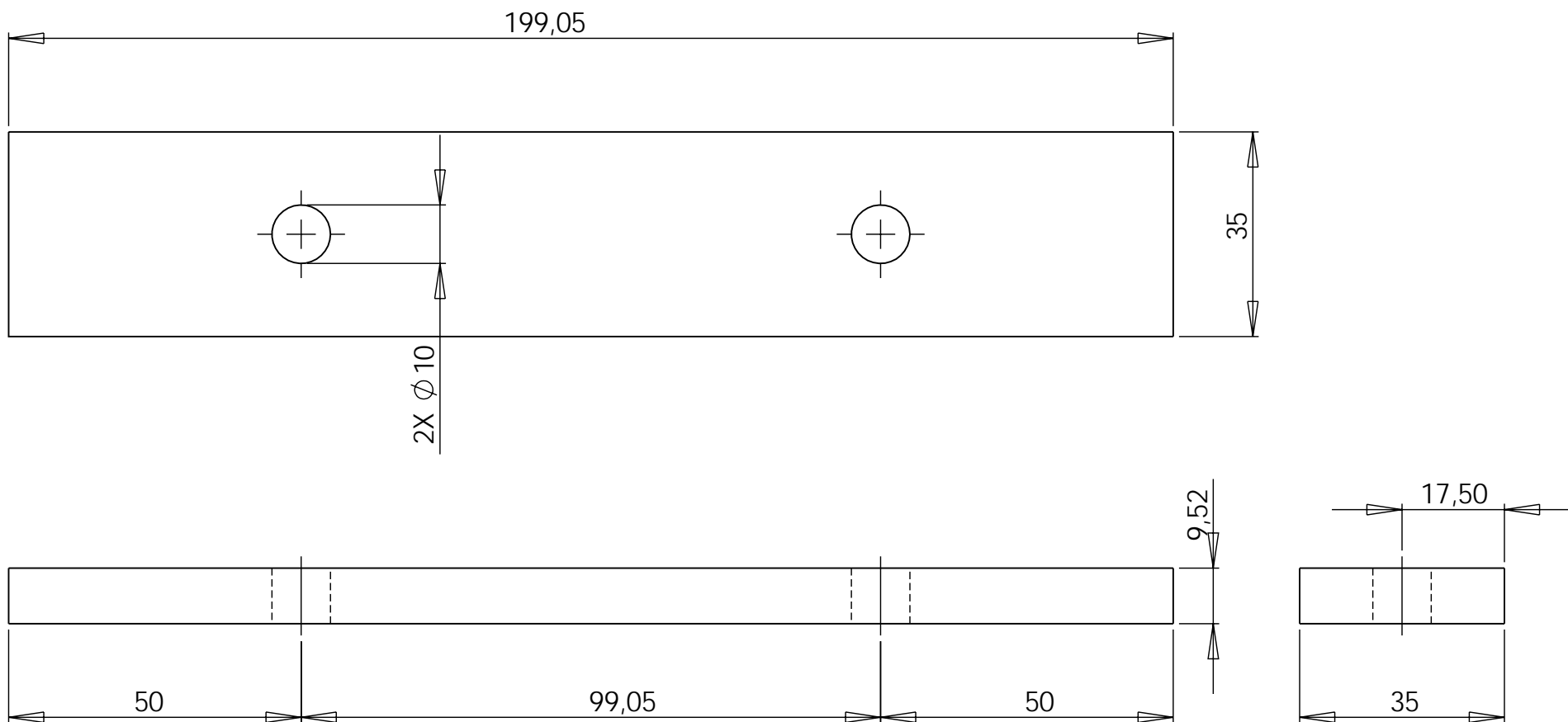


TITLE:			Amarre al marco		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.03.06	
SCALE:1:1		CANTIDAD: 3		SHEET 29 OF 41	

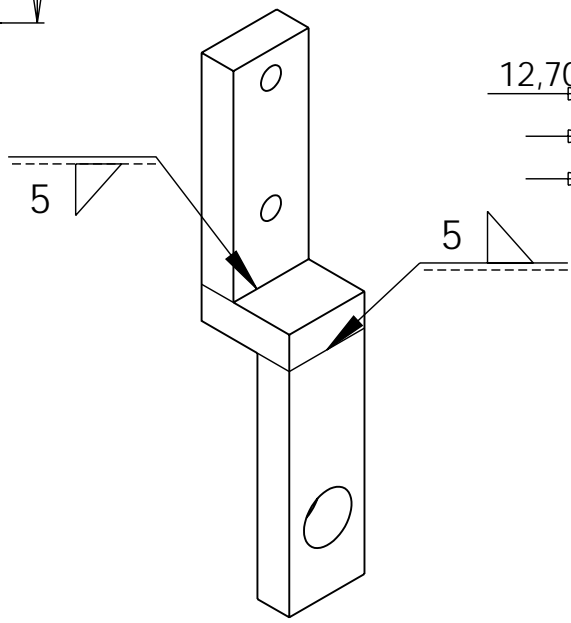
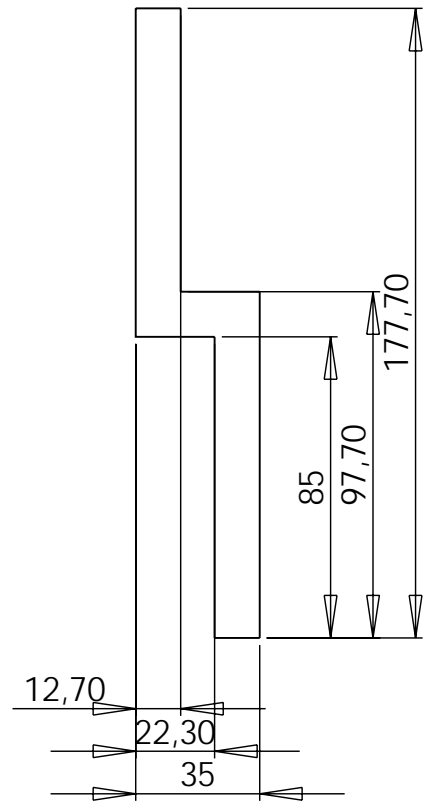
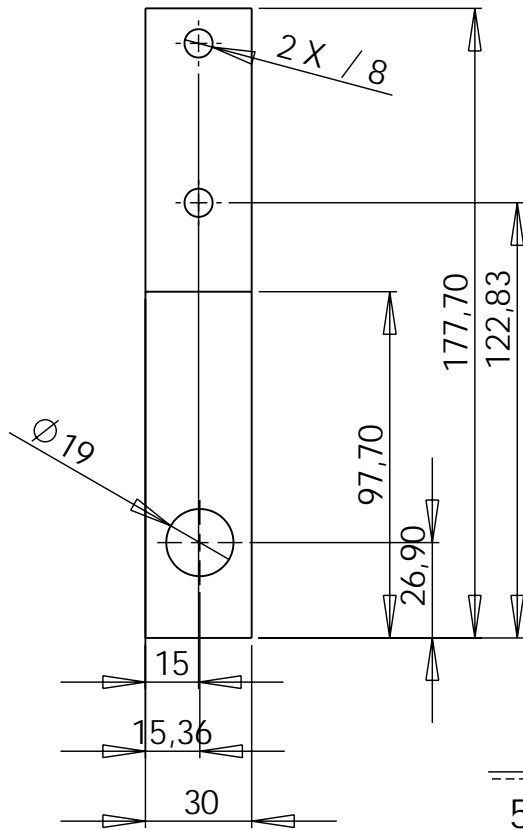


TITLE:			Tapa lateral 2		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo:			
Acero A-36 cal 3/8"		01.03.07			
SCALE:1:2		CANTIDAD: 1		SHEET 30 OF 41	

Forma de fabricacion : corte por plasma

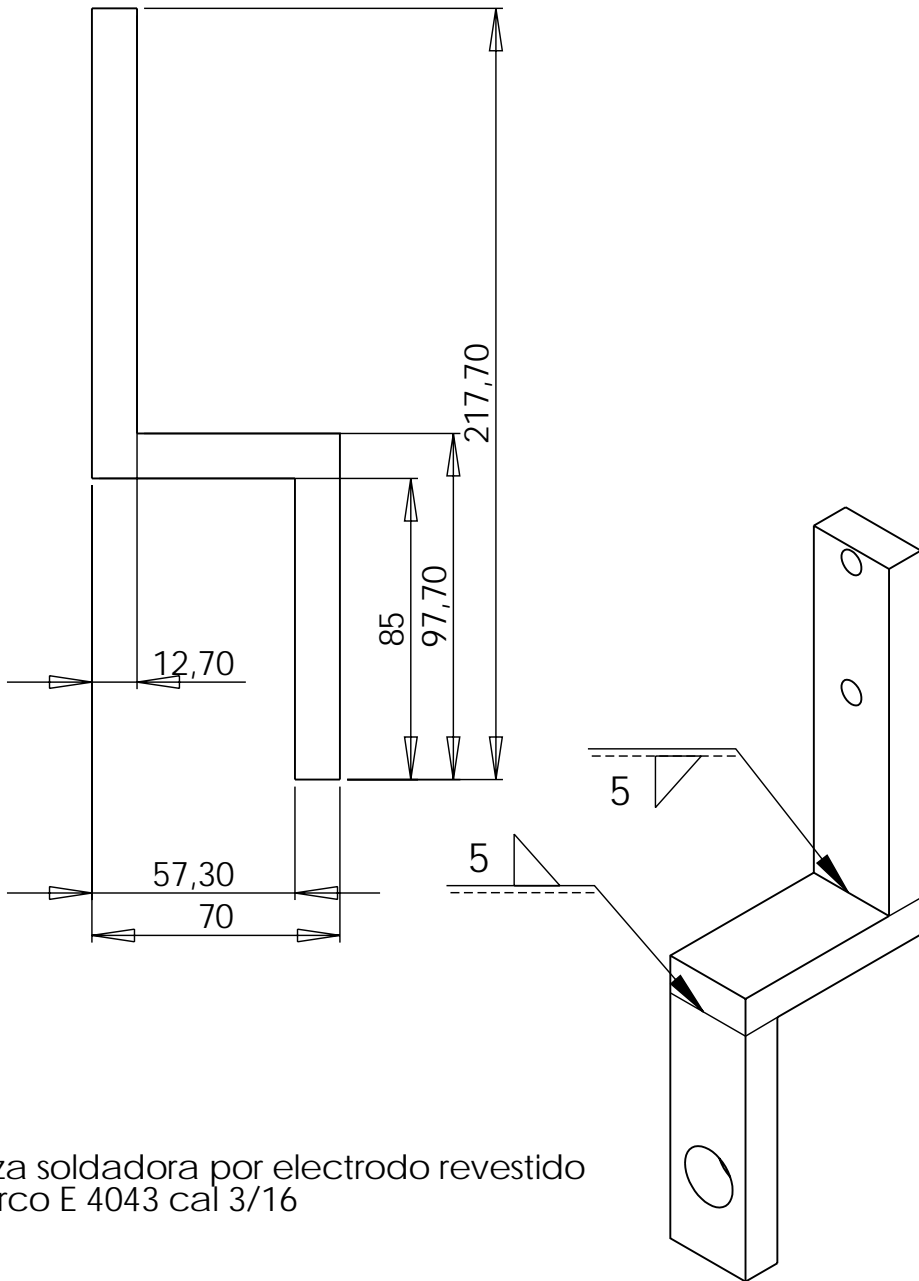


TITLE:			Anclaje al suelo		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.03.08	
SCALE:1:1		CANTIDAD: 2		SHEET 31 OF 41	

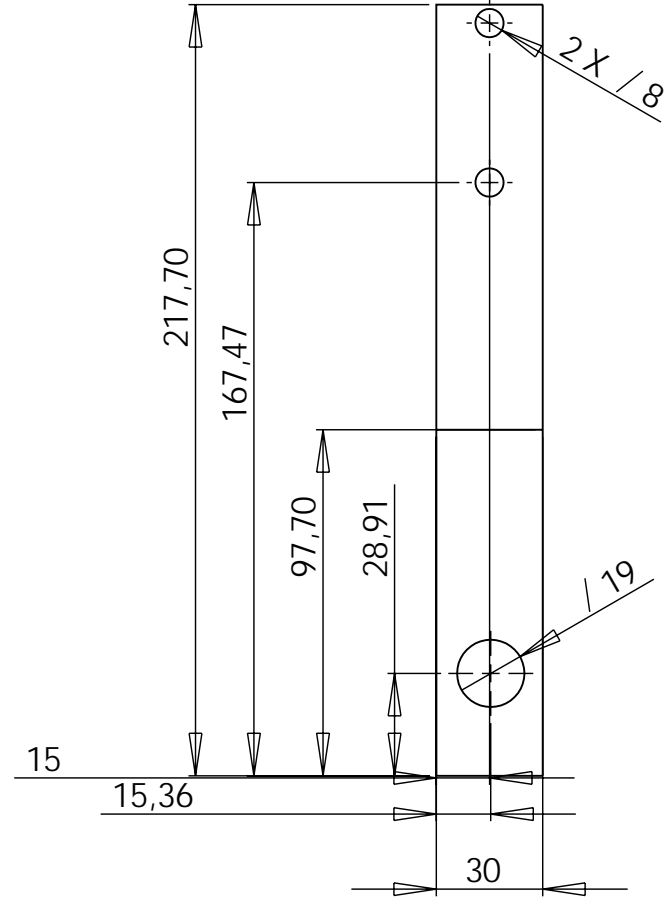


Se utiliza soldadora por electrodo revestido west arco E 4043 cal 3/16

TITLE: Portasensores 1		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Aluminio		Codigo: 01.04.01
SCALE:1:2	CANTIDAD: 2	SHEET 32 OF 41



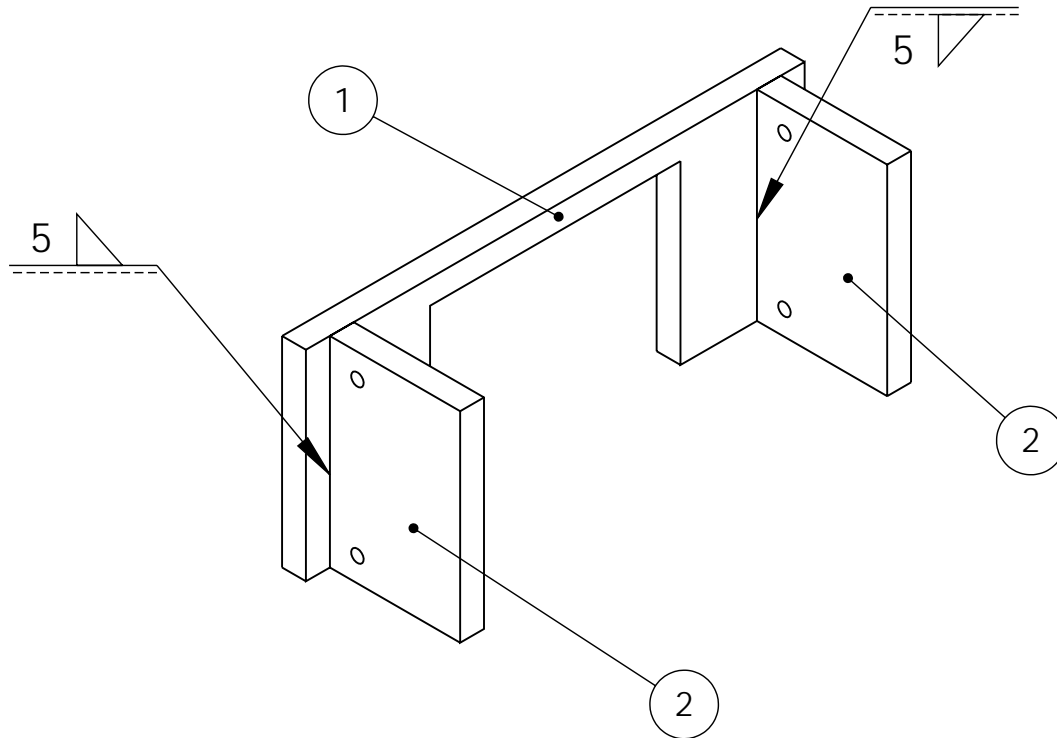
Se utiliza soldadora por electrodo revestido west arco E 4043 cal 3/16



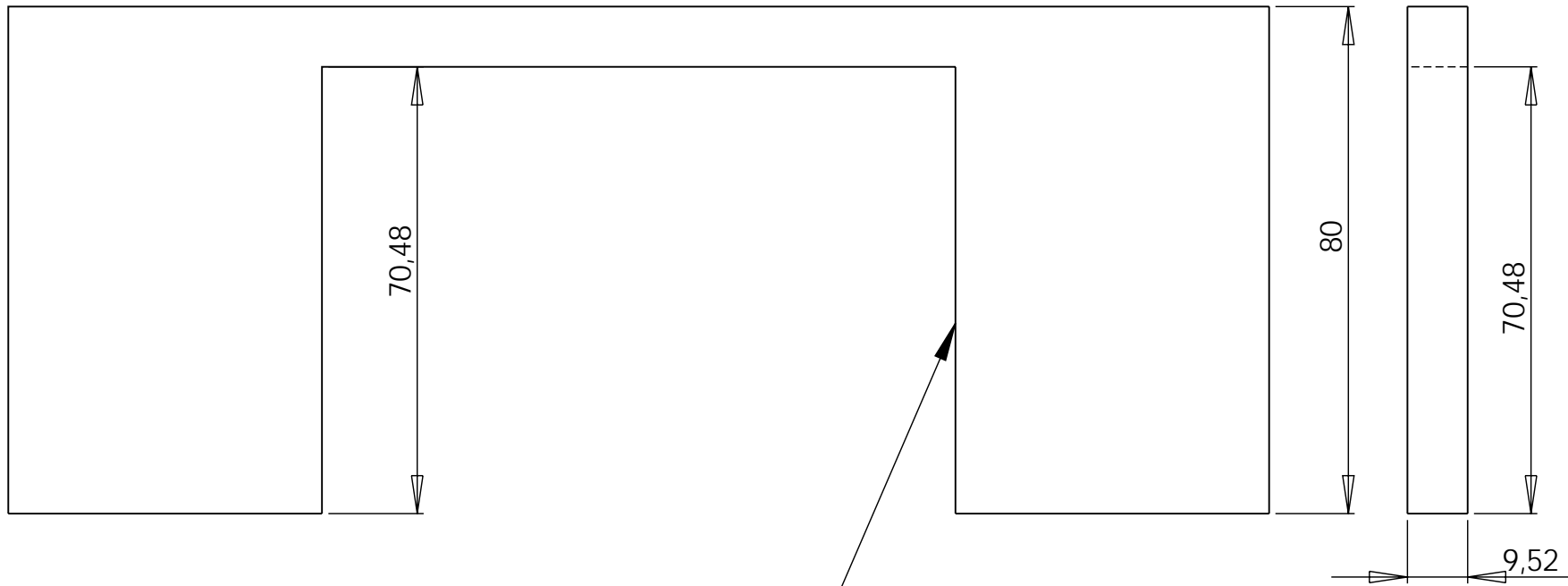
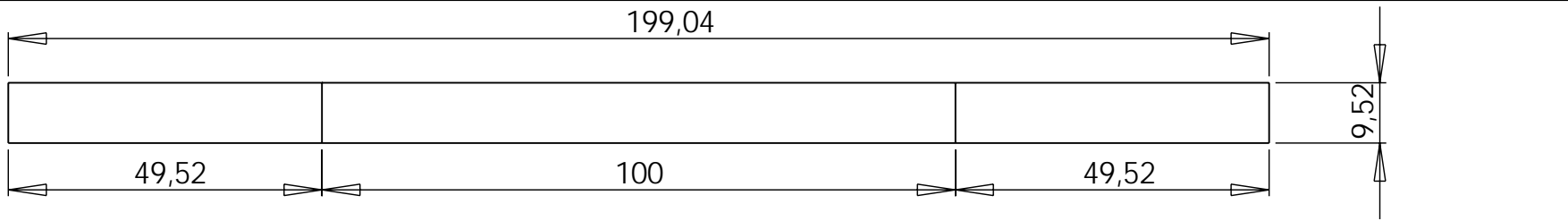
TITLE: Portasensor 2		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Aluminio	Codigo: 01.04.02	
SCALE:1:2	CANTIDAD: 1	SHEET 33 OF 41

La soldadura se hace con electrodo revestido west arco niquel 100
AWS e-NiCl

Codigo/Referencia	Nombre	Cantidad	Nº
01.04.03.01	Guia de portapesas	3	1
01.04.03.02	Lateral guia de portapesas	6	2



TITULO:			Montaje guia del portapesas		
DWG NO.:			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo:		01.04.03.00	
SCALE:1:2	CANTIDAD: 3	SHEET 34 OF 41			

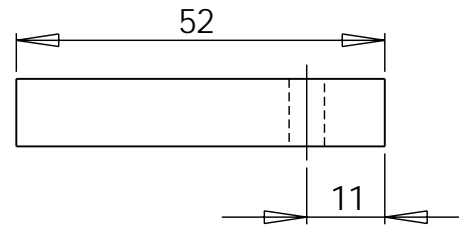
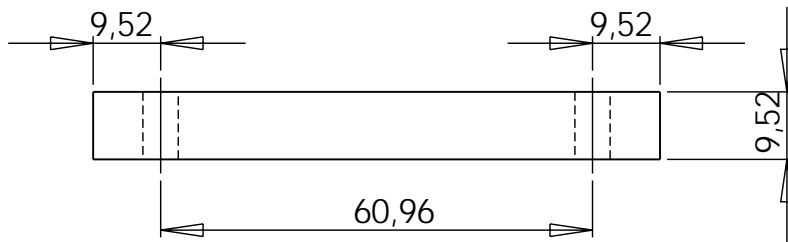
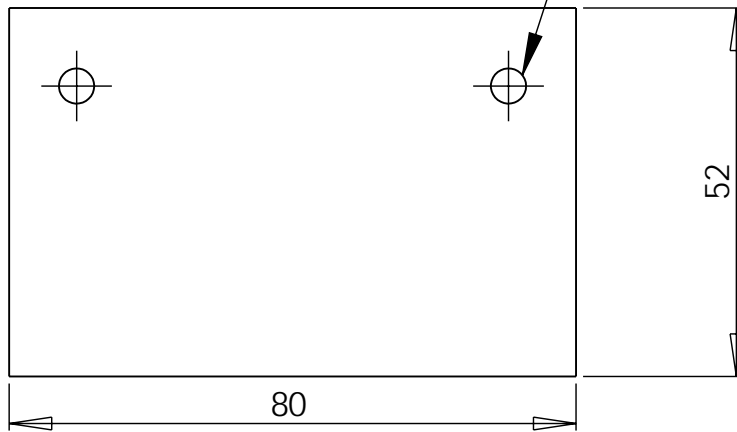


Corte con oxicorte sin tolerancia

TITLE: Guia de portapesas		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.04.03.01
SCALE:1:1	CANTIDAD: 3	SHEET 35 OF 41

Forma de fabricacion : corte por plasma

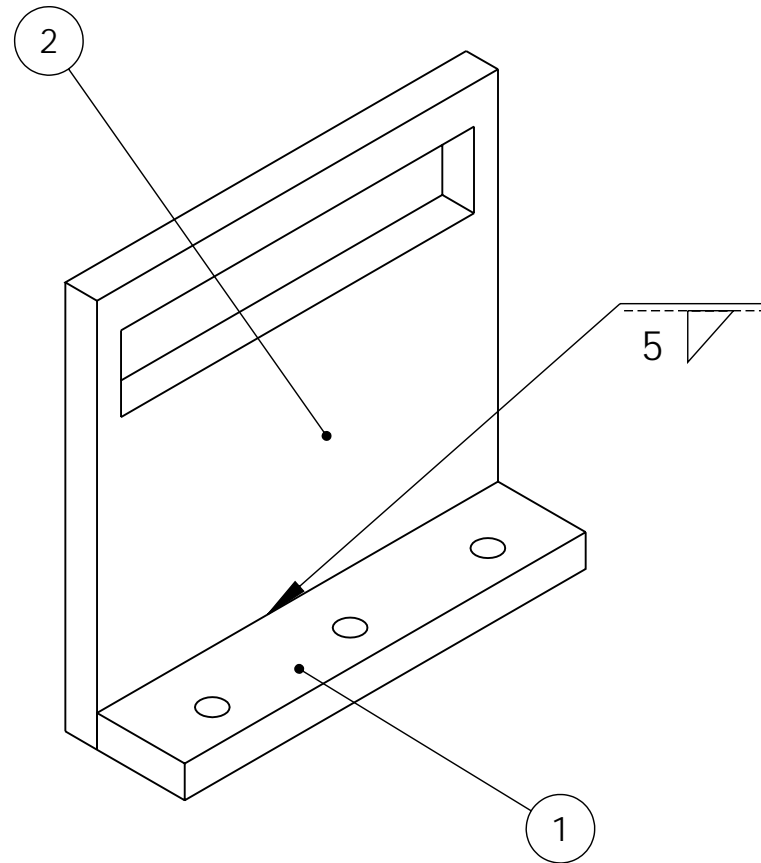
2XRosca: 1/4" NC



TITLE: Lateral guia de portapesas		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.04.03.02
SCALE:1:1	CANTIDAD: 6	SHEET 36 OF 41

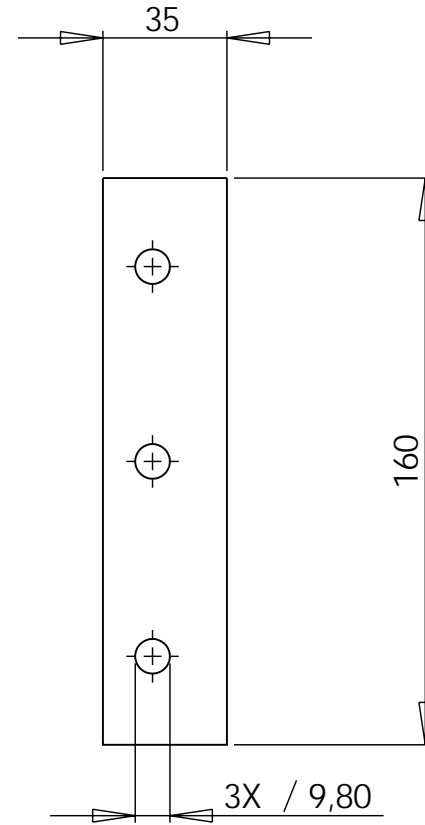
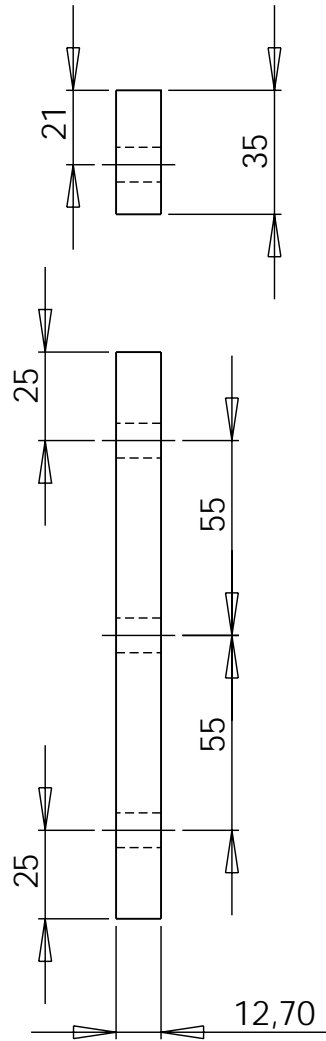
La soldadura se hace con electrodo revestido west arco niquel 100
AWS e-NiCl

Codigo	Nombre	Cantidad	Nº
01.04.04.01	Base soporte del pivote	4	1
01.04.04.02	Pivote eje	4	2



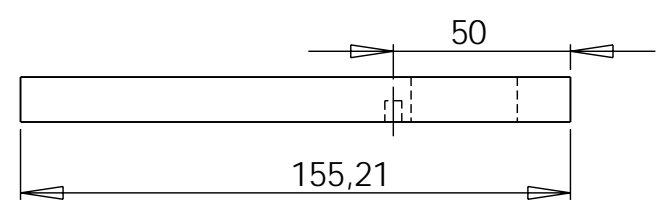
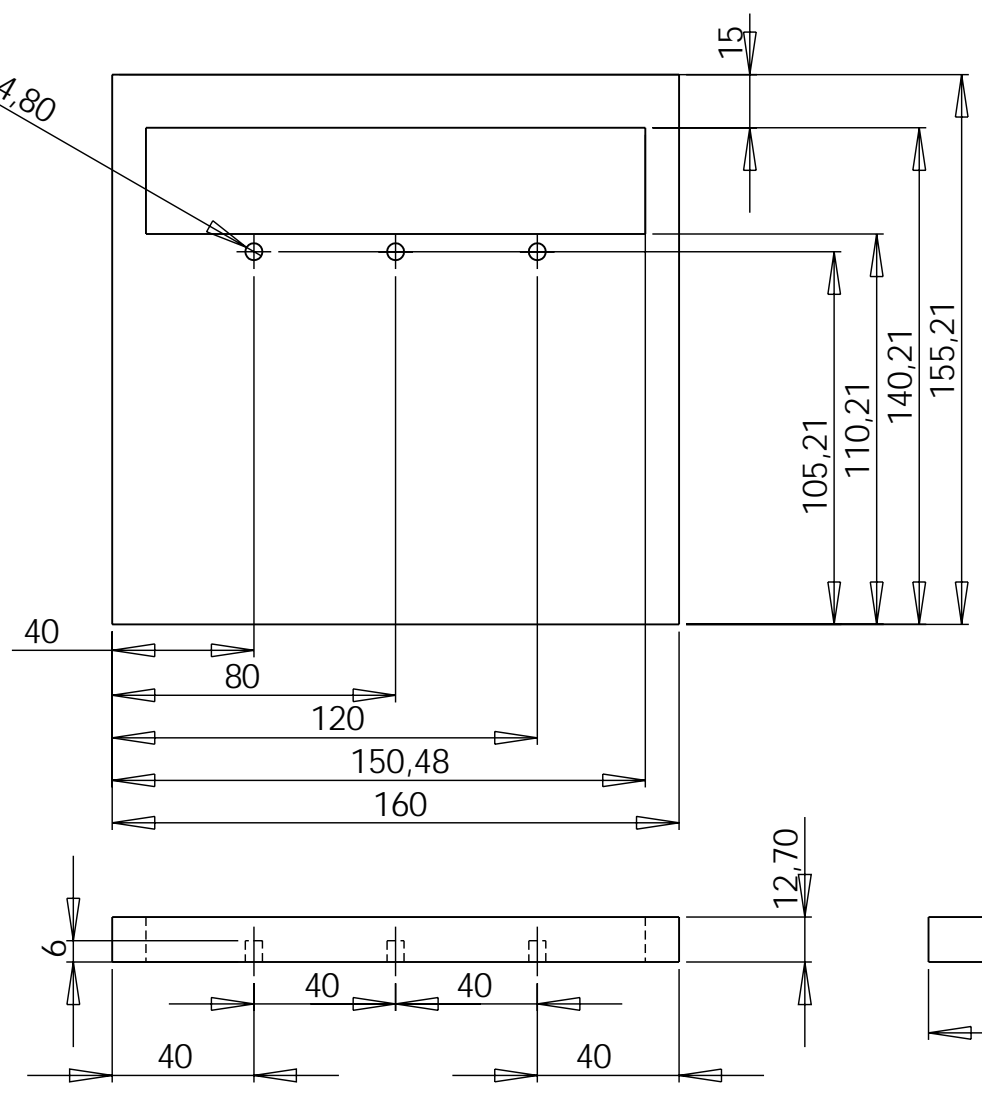
TITLE: Montaje soporte del pivote		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo: 01.04.04.00
SCALE:1:2	CANTIDAD:	SHEET 37 OF 41

Forma de fabricacion :taladrado y corte por plasma



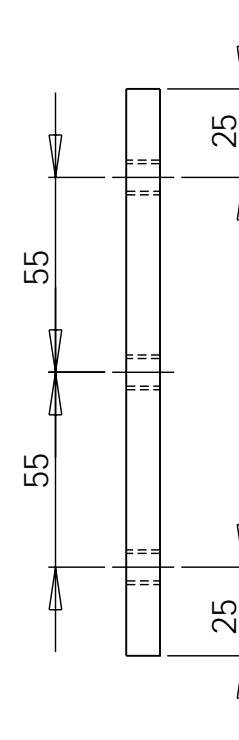
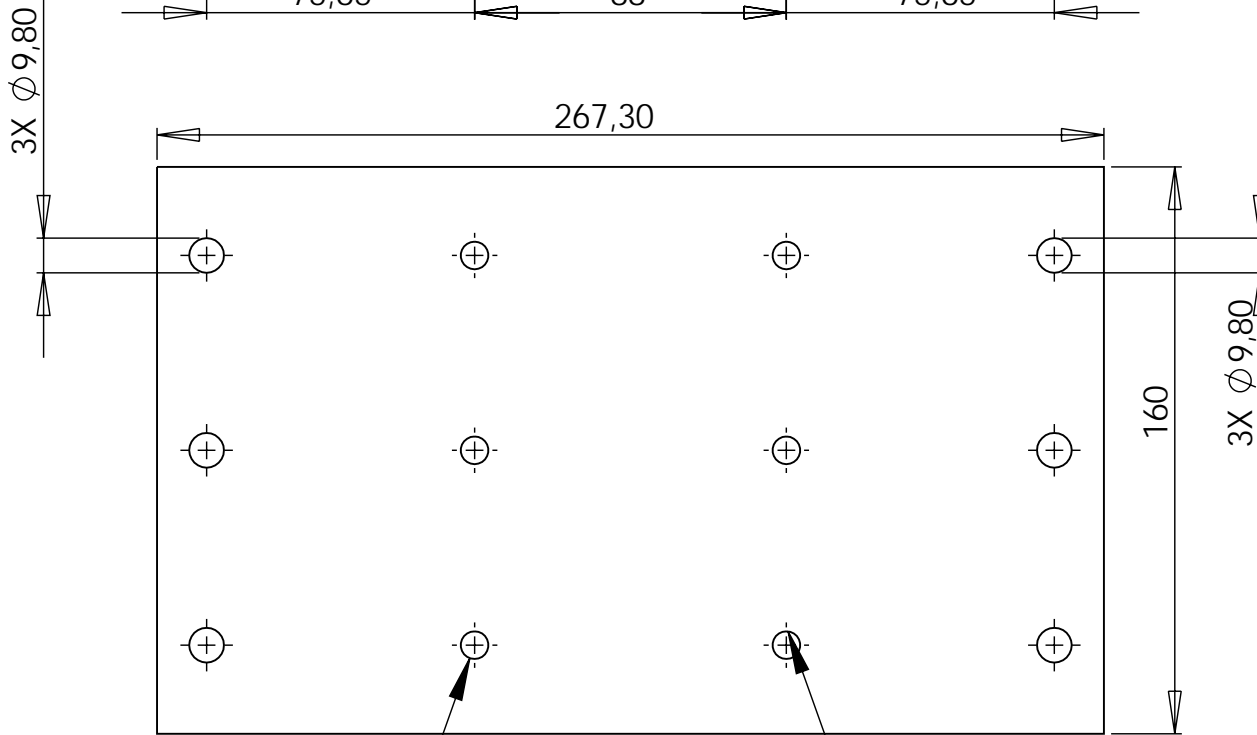
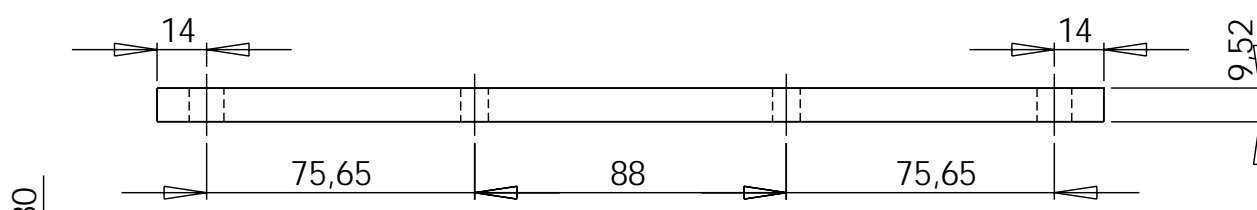
TITLE:			Base soporte del pivote		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		ASTM A285		Codigo:	
				01.04.04.01	
SCALE:1:2		CANTIDAD: 4		SHEET 38 OF 41	

3 X / 4,80



TITLE:			Pivote eje		
DWG NO.			Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:			Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.04.04.02
SCALE:1:2		CANTIDAD: 4		SHEET 39 OF 41	

Forma de fabricacion :corte por plasma y taladrado

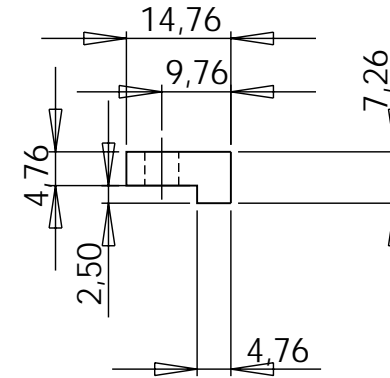
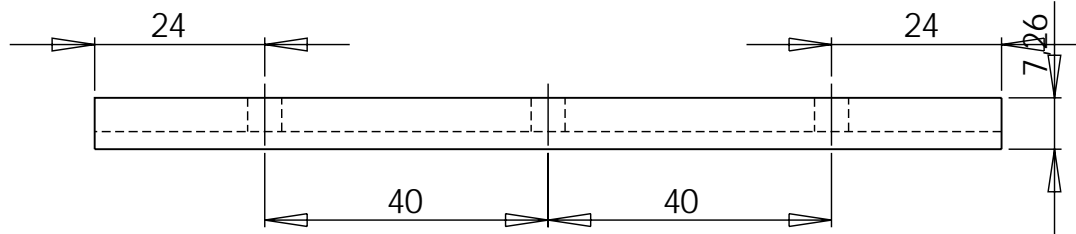
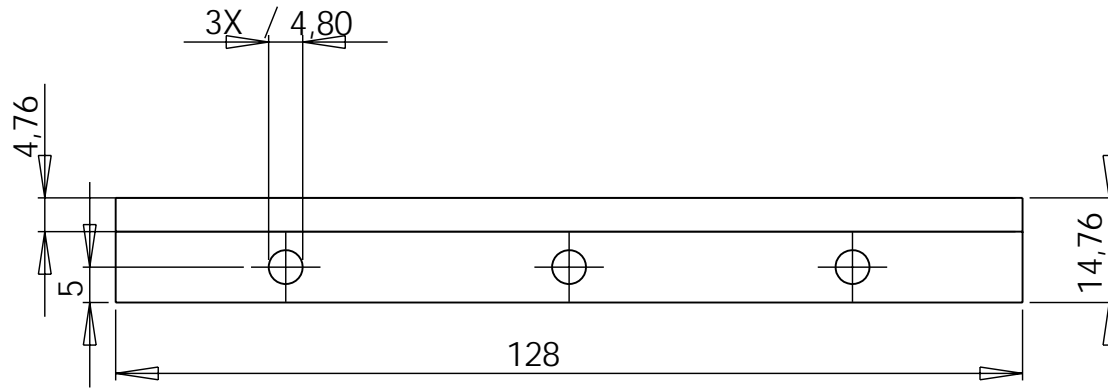


3X Rosca: 3/8" NC

3X Rosca: 3/8" NC

TITLE: Soporte del pivote		
DWG NO. Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL: Acero A-36 cal 3/8"		Codigo: 01.04.05
SCALE:1:2	CANTIDAD: 2	SHEET 40 OF 41

Forma de fabricacion :taladrado y corte por plasma



TITLE:		
Guia de alineacion del pivote		
DWG NO.		
Maquina de fatiga por flexion rotativa		
MATERIAL:		Codigo:
ASTM A285		01.04.06
SCALE:1:1	CANTIDAD: 4	SHEET 41 OF 41