

T. VES
1503
M722
2002
Ej. 2

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL"

PRESENTADO POR:

JOSÉ ARQUÍMEDES MOLINA MAJANO

ELMER ALEXANDER PEÑA

15100855
15100855

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

5224

CUIDAD UNIVERSITARIA, JUNIO DE 2002



Recibido el 25 de junio / 2002



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTORA :
Dra. María Isabel Rodríguez

SECRETARÍA GENERAL :
Licda. Lidia Margarita Muñoz Vela

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :
Ing. Alvaro Antonio Aguilar Orantes

SECRETARIO :
Ing. Saúl Alfonso Granados

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :
Ing. José Francisco Zuleta Morataya



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al grado de:
INGENIERO MECÁNICO

Título

:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA
ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL”

Presentado por :

JOSÉ ARQUÍMEDES MOLINA MAJANO
ELMER ALEXANDER PEÑA

Trabajo de Graduación Aprobado por :

COORDINADOR :

Ing. José Francisco Zuleta Morataya

ASESOR :

M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz

San Salvador, Junio de 2002

Trabajo de Graduación aprobado por:



A handwritten signature in black ink, consisting of several loops and a final flourish.

COORDINADOR

:

Ing. José Francisco Zuleta Morataya

ASESOR

:

A handwritten signature in black ink, featuring a large, stylized initial 'J' and 'A' followed by the name.

M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz

DEDICATORIAS

A DIOS TODO PODEROSO: Por permanecer en todo momento conmigo, haberme brindado la fortaleza y el deseo de superarme, aún en los momentos difíciles de mi carrera.

A MARÍA SANTÍSIMA: Por escuchar y ser la intercesora en todos estos años ante su hijo Jesucristo de mis necesidades.

A MI ESPOSA: Carmen Elena, por todo apoyo que me has dado siempre, por ser uno de los pilares más fuertes en que descansa mi vida, por todo el amor y la fortaleza que recibo de ti a diario. Te amo.

A MIS HIJOS: Jeffrey y Diego, por que son la mayor inspiración, por haberme dado mucho tiempo del que les correspondía para realizar mis estudios y son el regalo más excelente que Dios nos ha dado. Los amo.

A MIS HERMANOS: Marly, Eugenia, Marlon y Enrico, por todo el apoyo que me han dado, por ese amor que nos une.

A todos. les agradezco infinitamente, que El Creador derrame muchas bendiciones en sus vidas.

Arquímedes

DEDICATORIAS

A DIOS TODO PODEROSO: Por haberme dado la fuerza necesaria para salir adelante, ya que me dió su apoyo siempre.

A MI MADRE: Raquel, por estar siempre a mi lado dandome el apoyo en todo momento.

A MIS HERMANOS: Por brindarme ayuda, siempre que la necesite.

A MIS AMIGOS: Por alentarme a seguir adelante.

Elmer

ÍNDICE

	Pág.
CAPÍTULO I	
1 ANTECEDENTES DE LA FATIGA POR CARGA AXIAL.....	1
1.1 Tipos de ensayos de fatiga.....	1
1.2 Máquinas para ensayos de fatiga.....	4
1.3 Máquinas para ensayos de fatiga por carga axial.....	5
1.3.1 Máquina de fatiga NPL.....	6
1.3.2 Máquinas pulsantes Schenck y Avery.....	8
1.3.3 Unidad múltiple de la NPL.....	10
1.3.4 Máquina de fatiga Haigh.	11
1.3.5 Máquina de fatiga Vibrophore.....	13
1.3.6 Máquina de fatiga Losenhausen tipo UHS.	15
1.3.7 El pulsador Amsler.....	17
1.3.8 Máquina de fatiga de Siebel, Steurer y Stähli.....	18
1.3.9 El pulsador Schenck.....	20
1.4 Probetas para ensayos de fatiga por carga axial.....	22
1.4.1 La probeta según normas ASTM.....	22
1.4.2 Preparación de la probeta.....	27
CAPÍTULO II	
2 DISEÑO DE LA MÁQUINA.....	30
2.1 Esquema de la máquina a diseñar.....	30
2.2 Selección de la probeta.....	33
2.2.1 Cálculo de la carga máxima en la probeta.....	34
2.3 Selección del sujetador fijo de la probeta.....	36
2.3.1 Selección de pernos para el sujetador fijo de la probeta.....	37
2.3.2 Selección del perno para retenedor de la probeta. ...	45
2.4 Selección del sujetador móvil de la probeta.....	48

	Pág.
2.5 Diseño de la corredera de transmisión.	49
2.5.1 Diseño del eslabón de la corredera.	50
2.5.2 Diseño del pasador.	56
2.6 Selección de la guía de la corredera.	60
2.7 Diseño del eslabón de la transmisión.	60
2.8 Selección del sujetador superior del resorte.	64
2.8.1 Diseño del pivote del sujetador superior del resorte.	65
2.9 Selección de los apoyos de los pivotes.	69
2.10 Selección del resorte de hoja.	70
2.11 Selección del sujetador inferior del resorte.	73
2.12 Sistema biela – excéntrica.	74
2.12.1 Sistema biela – pistón.	74
2.12.2 Analisis de la fuerza tangencial y radial.	81
2.12.3 Cálculo del torque.	84
2.13 Diseño de la biela.	86
2.14 Diseño de la excéntrica.	87
2.14.1 Selección del rodamiento para el eje excentrico	92
2.15 Selección del motor.	96
2.16 Selección de las bandas en "V"	99
2.16.1 Tensiones en las bandas en "V"	105
2.17 Diseño del eje principal.	108

CAPÍTULO III

3 MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMEINTO.	113
3.1 Manual de operación.	113
3.1.1 Contador de ciclos.	113
3.1.2 Montaje y desmontaje de la probeta.	114
3.1.3 Ajuste de biela.	117

	Pág.
3.1.4 Cambio de poleas.	117
3.1.5 Ajuste del eje excéntrico.	117
3.1.6 Deformación de elementos superiores.	118
3.1.7 Ajuste del interruptor de paro por fractura de probeta ...	119
3.1.8 Deducción del esfuerzo que soportará la probeta	119
3.2 Manual de mantenimiento.	122
3.2.1 Tipos de mantenimiento	122
3.2.2 Mantenimiento preventivo de la máquina	125
3.2.2.1 Motor eléctrico	125
3.2.2.2 Contactor y protector bimetalico	125
3.2.2.3 Bandas	126
3.2.2.4 Chumaceras.	126
3.2.2.5 Rodamientos de biela.	127
3.2.2.6 Pasadores y eslabones.	127
3.2.2.7 Rutina general de mantenimiento preventivo	127

CAPÍTULO IV

4 PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.	129
4.1 Resultados de las pruebas.	129
4.2 Análisis de los resultados.	133

	Pág.
Observaciones.....	134
Conclusiones.....	135
Recomendaciones.....	136
Referencias.....	137
Anexos.....	138

INTRODUCCIÓN

Muchos elementos de máquinas, están sometidos a cargas que varían entre valores determinados. Por ejemplo: el pistón de un amortiguador de vehículo, en el cual cada sección de su área transversal está sometida a cargas axiales que fluctúan de niveles de tensión a compresión durante la marcha del vehículo. Así, dependiendo de los valores en el cual varían los esfuerzos aplicados en los elementos de máquina, estos se denominan repetidos, alternantes o fluctuantes. A este fenómeno donde la magnitud de los esfuerzos en un elemento mecánico varía en forma repetida hasta producir un daño permanente en un tiempo considerable se le llama fatiga.

En este trabajo se diseñará y se construirá una máquina para realizar ensayos de fatiga por carga axial, proporcionando con esto una herramienta útil y necesaria para la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES DE LA FATIGA

POR CARGA AXIAL

1 ANTECEDENTES DE LA FATIGA POR CARGA AXIAL

Uno de los problemas de los ensayos de componentes es reproducir las condiciones de servicio tan exactamente como sea posible, y en particular, la carga programada debe simular lo más estrechamente posible las condiciones de servicio. Algunas de las grandes máquinas de fatiga tienen esta peculiaridad. No es siempre posible calcular la distribución de esfuerzos en los componentes sometidos a ensayo de fatiga, necesitándose muchas veces para esto indicadores de deformación. Para realizar ensayos de fatiga en algunos componentes se necesitan equipos especiales [1].

1.1 TIPOS DE ENSAYOS DE FATIGA

Las máquinas de ensayo de fatiga pueden clasificarse por el tipo de carga que se aplica a la probeta: axial, flexión, torsión o combinados. En las máquinas de esfuerzo por carga axial, la probeta está sometida a esfuerzos de tracción-compresión, el esfuerzo a través de la sección de ensayo es uniforme y se calcula dividiendo la carga aplicada por el área de la sección reducida.

Antes de correlacionar los resultados, obtenidos por los distintos tipos de máquinas de fatiga, es necesario considerar la forma en que se controla el

ensayo. Esto conduce a una clasificación distinta y la mayor parte de las máquinas de fatiga pueden clasificarse en una de estas dos categorías: las que controlan la carga y las que controlan el desplazamiento.

La distinción entre valor constante de carga y valor constante de desplazamiento no es muy importante cuando se requiere la resistencia a la fatiga a millones de ciclos, particularmente para materiales de alta resistencia que presentan muy poca o ninguna deformación plástica bajo estas condiciones. Sin embargo, es importante en los casos donde pueden aplicarse altas cargas puesto que el número de inversiones de esfuerzos es pequeño; en estas circunstancias, la capacidad de un material para resistir sin rotura la deformación plástica repetida, puede ser más importante que su resistencia a la fatiga. Una característica adicional del ensayo bajo un desplazamiento constante es que el período de propagación de una grieta puede aumentarse sensiblemente, especialmente cuando aparecen éstas, reduciendo el período de carga requerido para mantener la misma amplitud del esfuerzo.

Una comparación entre las resistencias a la fatiga en flexión y carga axial, muestra que los resultados con el primer método son casi siempre más altos, que los obtenidos con el segundo, algunas veces hasta en un 25%. Un factor importante que contribuye a esta diferencia, es la influencia del gradiente de esfuerzos en flexión. Se ha encontrado que la resistencia a la fatiga en flexión,

disminuye con el aumento del diámetro de la probeta; es decir, con una disminución en el gradiente de esfuerzos, a través de la sección de la probeta. En un ensayo de carga axial, no hay gradiente de esfuerzos a través de la probeta y ello corresponde a una probeta de flexión de diámetro infinito. Otro factor es que las tensiones residuales producidas por una mala alineación de la probeta, son más altas en carga axial que en flexión.

A menudo se destaca la importancia de una buena alineación en los ensayos de fatiga por carga axial, pero existe poca evidencia experimental para demostrar cómo se afectan los resultados por una mala alineación. Los errores son mayores bajo las condiciones donde la deformación plástica está muy limitada, como por ejemplo, en probetas entalladas de aleaciones de alta resistencia. En estas circunstancias se debe tener especial cuidado de reducir a un mínimo la mala alineación.

Se han realizado muchas investigaciones para determinar la influencia de la forma de una probeta en la resistencia a la fatiga. Estos ensayos se han realizado principalmente en flexión alternante con probetas de sección cuadrada, rectangular y romboidal. La resistencia a la fatiga con probetas de acero con sección rectangular o cuadrada, presenta un valor aproximadamente de un 10% más bajo que con probetas circulares, mientras que para aleaciones de aluminio, las diferencias fueron, entre 20 y 30%. Este comportamiento se atribuyó, en parte, al pequeño volumen del material

sometido al esfuerzo máximo en las probetas de sección circular, y en parte, al efecto de las aristas cortantes, en las probetas rectangular y cuadrada [2].

1.2 MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE FATIGA

Se puede decir que la mayoría de las investigaciones se realizan en máquinas de fatiga de flexión rotatoria, debido a que estas máquinas son seguras, de bajo costo y requieren poco mantenimiento; pero también, porque el tipo de esfuerzo es igual al que se aplica a un gran número de componentes en la condiciones de servicio. Existen dos limitaciones importantes para este método de ensayo; primero, está virtualmente limitado a probetas cilíndricas, y segundo, que la probeta puede estar sometida solamente a esfuerzos alternantes. Las máquinas de flexión alternante son más adecuadas para muchas aplicaciones, particularmente para ensayar componentes y estructuras de forma compleja. Las máquinas de carga axial son generalmente más complicadas y más costosas, pero se prefieren a menudo porque se les puede adaptar fácilmente una carga estática y porque se obtiene una distribución uniforme de esfuerzos. Existen diferentes tipos de máquinas de fatiga, las cuales se describirán brevemente, incluyendo el principio de operación de las más utilizadas. Otras muchas, están citadas por Weibull, por el Manual de Ensayos de Fatiga del ASTM y otras publicaciones

de la ASTM incluye trabajos sobre máquinas desarrolladas para ensayar ejes de diámetros grandes y otros componentes.

Una característica de casi todas las máquinas de fatiga, es un contador para registrar el número de ciclos de esfuerzo a los que se ha sometido la probeta y un dispositivo para parar la máquina automáticamente, cuando la probeta se rompe [2].

1.3 MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL

Las máquinas de fatiga por carga axial se pueden accionar mecánica, electromagnética o hidráulicamente. La fuerza dinámica en las máquinas accionadas mecánicamente se obtiene con una manivela o con una excéntrica que opera a través de un muelle en serie con la probeta o por medio de pesos rotatorios desequilibrados. Las máquinas mecánicas y electromagnéticas operan a frecuencia resonante o próxima a ella para reducir la potencia necesaria, pero las máquinas grandes son, usualmente, hidráulicas y operan a frecuencias relativamente bajas [2].

1.3.1 Máquina de fatiga NPL

La máquina de fatiga NPL, con embrague por fricción es una de las máquinas más simples de carga axial y su principio de operación se muestra en la figura 1.1.

Se obtiene una carga axial alternante en la probeta (1), por medio de una biela-manivela convencional movidas por el motor (13) a través de dos pares de muelles de compresión (3 y 4), montados dentro del bastidor de carga (8). La masa (6), situada entre los muelles, se escoge, de tal forma que esté en resonancia con la frecuencia de operación; así, se reduce la carga dinámica en la biela (12). Cuando la máquina se pone en movimiento, la biela debería transmitir la carga total, pero esto se evita por medio de un embrague (7), situado entre la biela y la masa. A velocidades pequeñas está previsto que el embrague deslice, esto permite que la velocidad del motor alcance la frecuencia de resonancia sin transmitir grandes fuerzas. Cuando se alcanza la frecuencia, la fuerza necesaria para comunicar la oscilación es mucho menor y entonces actúa el embrague. Para poder aplicar una carga estática a la probeta se intercalan dos pares más de muelles de compresión (10) entre los bastidores de carga de la máquina.

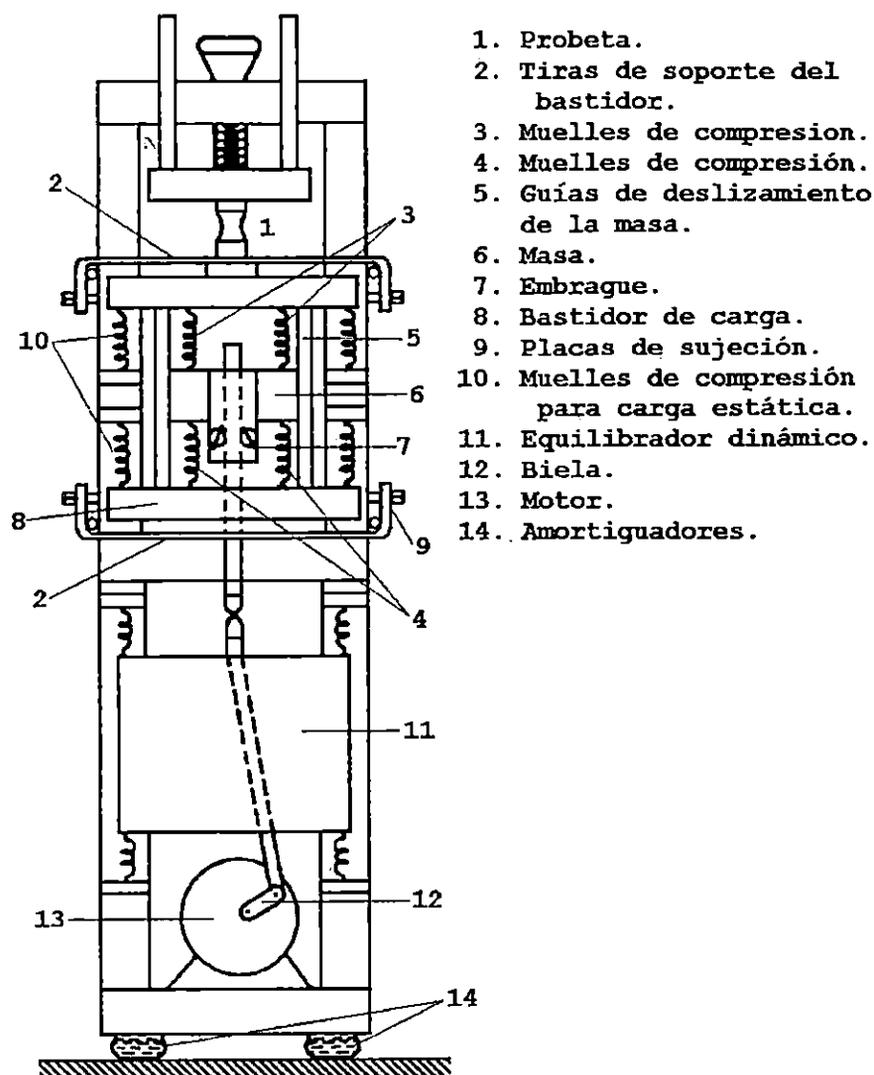


Figura 1.1 Máquina de fatiga NPL de embrague deslizante.

Escogiendo convenientemente la rigidez de los dos juegos de muelles con relación a la masa del bastidor de carga, el valor de la carga impuesta a la probeta queda virtualmente independiente de su propia rigidez. Para asegurar la carga axial, está previsto que la masa (6) deslice a lo largo de las guías (5) situadas dentro del bastidor (8) y el mismo bastidor está soportado

por unas tiras paralelas (2) sujetas transversalmente al bastidor principal por medio de unas palancas de sujeción (9). La parte superior de la probeta está colgada en una cruceta, la cual puede ajustarse a probetas de distintas longitudes. Un equilibrador dinámico (11) montado sobre los muelles del bastidor principal, reduce la vibración del mismo. La máquina trabaja por medio de un motor con velocidad variable, corriente continua y a 3000 rpm. No es necesario un control riguroso de la velocidad para mantener el embrague en acción. La carga en la probeta, es independiente de la frecuencia y sólo depende de la carrera de la manivela [2].

1.3.2 Máquinas pulsantes Schenck y Avery

Las máquinas pulsantes Schenck y Avery para ensayos de fatiga, se accionan mecánicamente mediante pesos desequilibrados; la figura 1.2, representa la disposición general de una máquina Avery. Consta de una bancada pesada a la que se han fijado dos muelles helicoidales para las cargas estática (8) y dinámica (7). Los muelles están dispuestos concéntricamente sujetos ambos a un extremo del plato de carga, el cual está soportado por columnas verticales con uniones flexibles. El muelle interior es para aplicar la carga estática y está ajustado con un tornillo en el extremo opuesto del plato, el cual pasa la bancada de la máquina a través de un casquillo. El muelle

de la frecuencia de resonancia del sistema oscilante. Es necesario un estricto control de la velocidad, lo que se logra por el interruptor de bobina (relee) electrónico controlado por un regulador de amplitud, ajustado a la máquina. El dinamómetro tiene una abertura iluminada y se pueden medir las cargas estática y dinámica por medio de un microscopio. En algunas de las máquinas Schenck de este tipo, llevan incorporadas un impulsor hidráulico de pequeña velocidad y una unidad de control de programa por medio del cual se puede, automáticamente, aplicar una secuencia de carga de las ocho distintas que componen el programa, cada una para un número prefijado de ciclos [2].

1.3.3 Unidad múltiple de la NPL

Es accionada mecánicamente, se ha proyectado para ensayar a la vez un determinado número de probetas pequeñas, hasta un máximo de veinticuatro, en tracción pulsante. Las probetas dispuestas circularmente e igualmente espaciadas alrededor del eje principal de la máquina con sus ejes verticales y sus extremos superiores afirmados en un cabezal integrado al bastidor de la máquina. Cada uno de los cabezales lleva un muelle helicoidal que está deflectado cíclicamente por un plato oscilante. El plato oscilante no gira, pero oscila en un montaje universal en el eje principal. Se mueve por

medio de un par de excéntricas que van desde la cara superior de un disco al extremo del eje del motor. Se pueden obtener diferentes valores de las cargas utilizando muelles de distinta rigidez para cualquier ajuste del control del plato oscilante [2].

1.3.4 Máquina de fatiga Haigh

Uno de los avances más recientes en el proyecto de máquinas de acción directa se debe a Haigh; es bien conocido que la máquina Haigh se utiliza mucho en Inglaterra.

Es una máquina no resonante, movida electromagnéticamente, representada en la figura 1.3. Los dos electroimanes (2 y 3), están alimentados con corrientes alternas desfasadas, producidas en un alternador. Esto produce una fuerza alternante en la armadura (5), soportada entre dos imanes, que se transmite al extremo inferior de la probeta (1). El extremo superior de la probeta está mantenida en la cabeza (4), por un perno al bastidor de la máquina. El extremo inferior de la armadura está conectado al bastidor a través de los muelles (6) por los que se puede aplicar una carga estática a la probeta.

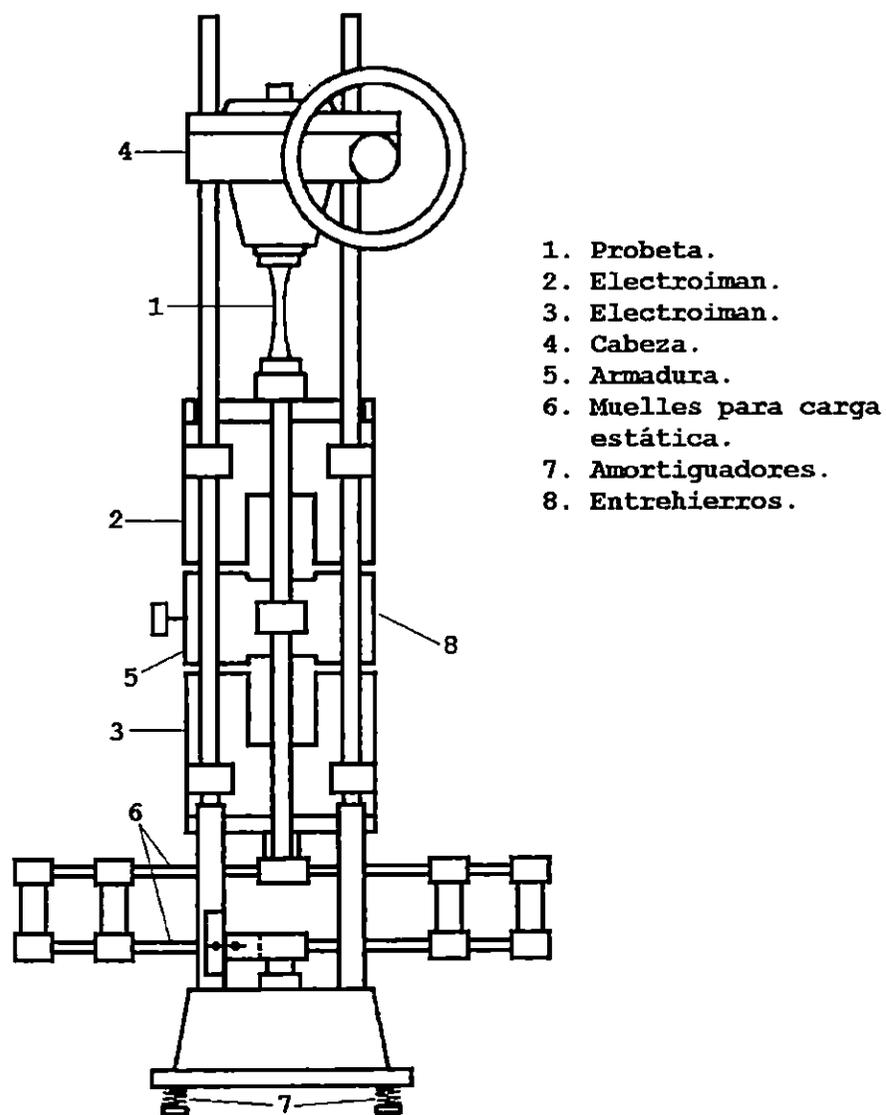


Figura 1.3 Máquina de Haigh.

La rigidez de estos muelles está escogida de forma que la frecuencia de resonancia corresponde con la frecuencia de los ciclos de carga, así se eliminan las fuerzas de inercia que afectarían al réglaje de la máquina. La carga dinámica se mide por el voltaje inducido en la bobina del secundario

Vibrophone se pueden obtener frecuencias superiores a 18,000 rpm. Vidal y otros, han desarrollado una pequeña máquina que opera con el mismo principio, a 300,000 rpm. Los mismos autores han desarrollado otra pequeña máquina movida por una excitación piezoeléctrica, que opera a 5,500,000 rpm. Neppiras ha construido una máquina, movida por un resonante transductor de magnetostricción que opera a 1,000,000 rpm. Sin embargo, estas máquinas hoy en día, tienen solamente interés académico y no se han construido para las investigaciones de fatiga [2].

1.3.6 Máquina de fatiga Losenhausen tipo UHS

El principio de operación de una máquina hidráulica Losenhausen se presenta en la figura 1.5. Para los ensayos de tracción fluctuante se aísla el cilindro inferior (3). La carga de tracción máxima se obtiene ajustando la bomba hidráulica (6) y las fluctuaciones en la carga por debajo del máximo actuando sobre el pulsador (8). Para obtener cargas alternantes, se conecta la bomba hidráulica (7), produciéndose una presión en el cilindro inferior (3), que actúa en la dirección opuesta a la carga, sobre el cilindro superior (2). El pistón inferior se conecta a una vasija de presión que opera como un muelle de aceite para compensar los cambios de la carga en el pistón superior. La carga estática se mide por medio de un dinamómetro de péndulo y durante

los ensayos de fatiga los límites superior e inferior de la carga se indican en dos medidores de presión diferencial tipo muelle, que se conectan a través de la unidad pulsante por medio de una válvula rotatoria conectada a los cilindros. Se puede incorporar a la máquina una unidad de ciclo lento y una unidad de control programado [2].

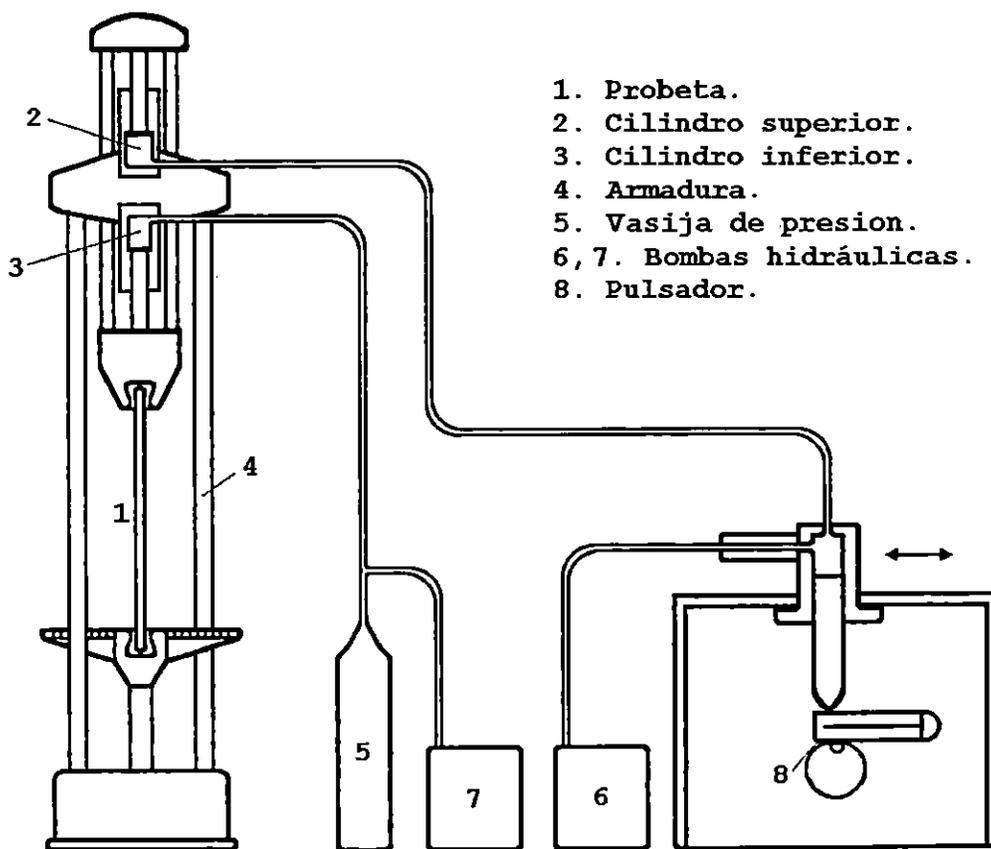


Figura 1.5 Máquina de fatiga Losenhausen tipo UHS.

1.3.7 El pulsador Amsler

El pulsador Amsler (figura 1.6), utilizado en las máquinas de tracción de este constructor movidas por aceite a presión, se obtienen variaciones de presión entre un límite superior y otro inferior.

Los límites entre los que varía la presión pueden ser fijados de antemano e indicados sobre un cuadrante. Los impulsos de carga varían con el tiempo según una ley sinusoidal, pudiéndose regular la frecuencia de las pulsaciones entre 60 y 600 por minuto.

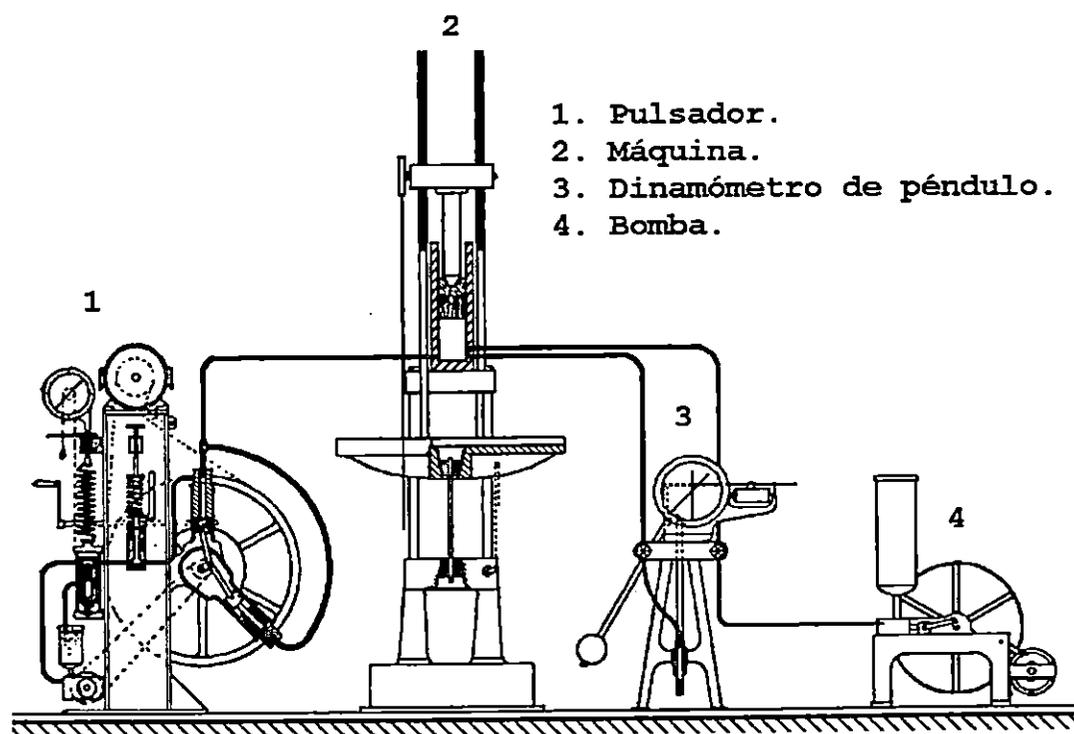


Figura 1.6 Máquina Amsler de 50 toneladas., con pulsador.

El órgano pulsador está constituido por una manivela giratoria que comunica un movimiento alternativo a dos émbolos que tienen el mismo recorrido en cada cilindro; los dos cilindros llenos de aceite están comunicados entre sí y al cilindro motor de la máquina de ensayo por tuberías, de manera que en todo instante existe la misma presión en los tres cilindros, la cual varía sinusoidalmente con el tiempo. La amplitud de la variación de presión y, por tanto, del esfuerzo que actúa sobre la probeta depende del volumen de aceite enviado al cilindro de la máquina de ensayo por el pulsador.

Se regula este volumen de aceite modificando el ángulo formado por los dos cilindros del pulsador entre 0° y 180° , de manera que el efecto del pulsador puede ser, según se desee, máximo o nulo [1].

1.3.8 Máquina de fatiga de Siebel, Steurer y Stähli

Se han ideado dispositivos de palancas o de excéntricas que permiten producir esfuerzos alternados. Siebel, Steurer y Stähli, han construido un pulsador que produce 1500 oscilaciones por minuto. En esta máquina (figura 1.7), una excéntrica (1) transmite, por intermedio de una palanca articulada (2), un movimiento alternativo a la probeta (3), absorbiendo la reacción el resorte plano (4). El guiado paralelo (6), de los cabezales (5_a y 5_b), permite una

distribución uniforme de los esfuerzos sobre la sección de la probeta (3), sin esfuerzos suplementarios de flexión. La amplitud de las oscilaciones se regula por medio de la excéntrica (1). El esfuerzo inicial de tracción o de compresión se fija maniobrando el tornillo (7), que acorta o alarga la biela de mando. El desplazamiento de la lámina (4) entre dos comparadores mide la amplitud del esfuerzo. Esta lámina ha sido tarada anteriormente midiendo el alargamiento de una probeta de la que se conozca la curva esfuerzo-deformación. Un sistema de contactos eléctricos sobre el resorte plano detiene el funcionamiento de la máquina cuando la probeta se rompe [1].

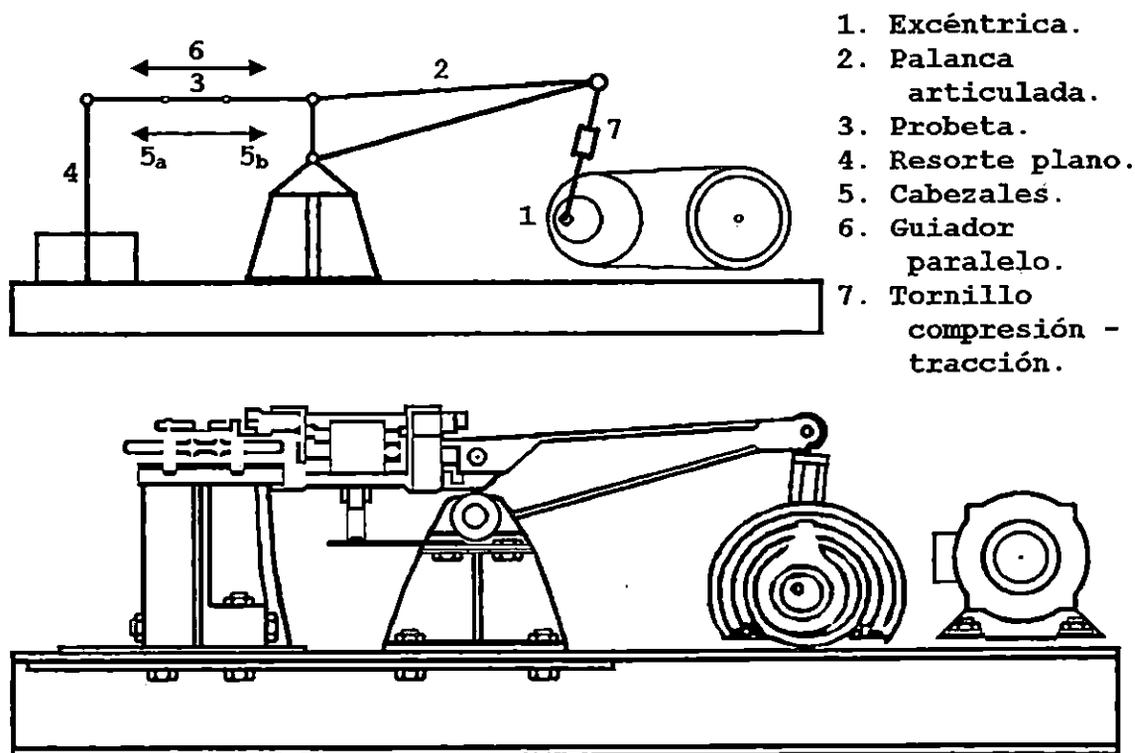


Figura 1.7 Máquina de Siebel, Steurer y Stähli

para ensayos de fatiga por masas excéntricas rotativas.

1.4.9 El pulsador Schenck

El pulsador Schenck (figura 1.8), funciona por un principio diferente, como es el de resonancia mecánica. Permite ensayar probetas cilíndricas o planas a esfuerzos de tracción- compresión, superponiéndoles, si se desea una tensión inicial. La máquina constituye un sistema vibratorio que trabaja cerca de su frecuencia propia de vibración. Un resorte, formado por una lámina perpendicular al eje de la máquina, ejerce durante sus vibraciones esfuerzos de tracción y de compresión, según el eje de la probeta. Este resorte se pone en vibración por pequeños pesos que giran alrededor de uno de sus extremos, mientras el otro extremo lleva masas equilibradoras, de manera que las dos mitades de la lámina tengan exactamente la misma frecuencia. Esta frecuencia del resorte plano es la que determina la velocidad de funcionamiento de la máquina (ver figura 1.8).

La tensión inicial se da por un tornillo y un muelle helicoidal, y los esfuerzos estáticos y dinámicos se miden por un dinamómetro de anillo elíptico montado directamente sobre la probeta. Un microscopio con desplazamiento permite apuntar una fuente luminosa solidaria del anillo.

La frecuencia de las oscilaciones está comprendida entre 2600 y 3000 rpm. La carga alternativa puede variarse durante la marcha entre 700 y 10000 kg; la carga estática superponible a la carga alternativa puede variar entre 0 y

20000 kg, de tal forma que en el caso de esfuerzos intermitentes la carga total máxima puede alcanzar 20 toneladas.

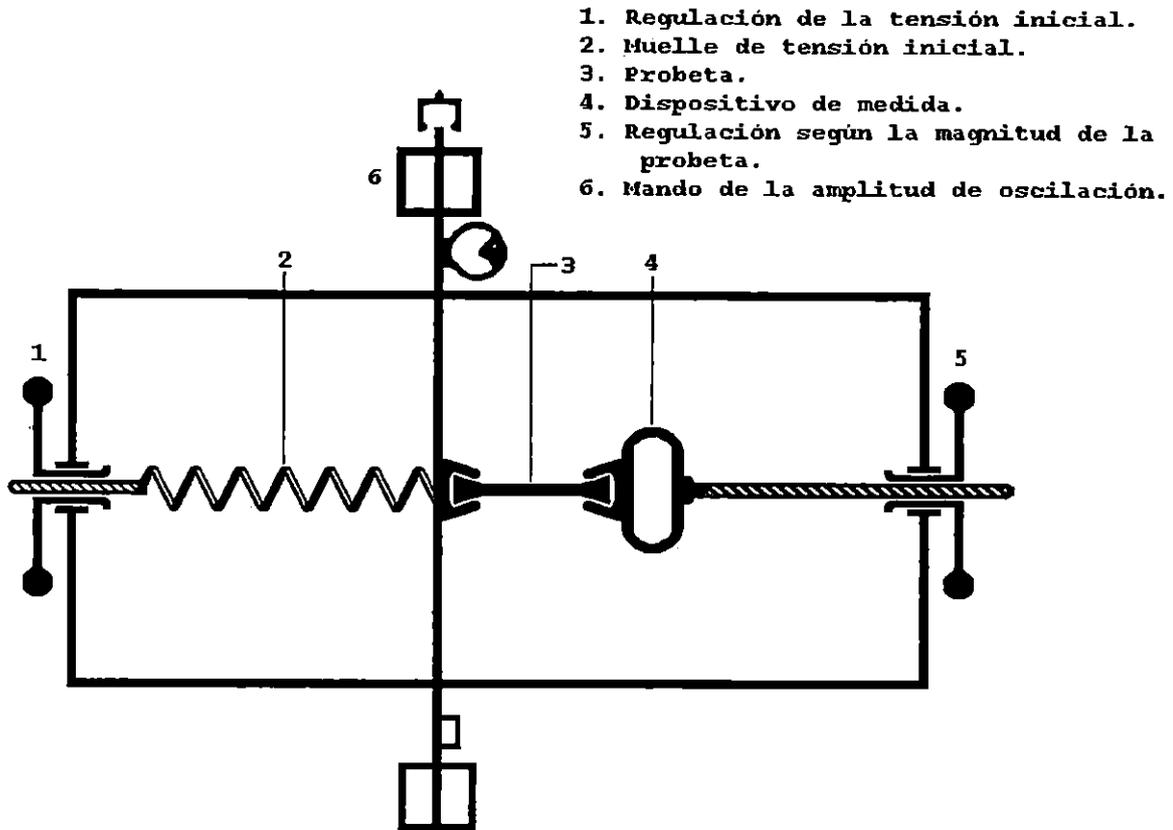


Figura 1.8 Esquema del pulsador Schenck.

La ventaja del sistema de resonancia mecánica consiste en que basta una potencia muy reducida para permitir esfuerzos alternativos notables; el excitador de pesos está movido por un motor de 1 HP. Su inconveniente reside en el hecho de que la amplitud de las vibraciones es función de la velocidad del motor del excitador, dependiente de la tensión de alimentación.

Se supera este inconveniente por medio de un regulador eléctrico de contactos que permite obtener una precisión de regulación de $\pm 1\%$ [1].

1.4 PROBETAS PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL

1.4.1 LA PROBETA SEGÚN NORMAS ASTM

La probeta se debe seleccionar dependiendo del objetivo de la prueba, la características de la máquina, la forma de sujetarla y del material a ensayar.

Los criterios para la selección de la probeta según la norma ASTM E466 [3], son los siguientes:

- a) La probeta debería ser tal que la fractura ocurra en la sección de prueba (el área reducida se muestra en la figura 1.9). La relación de las áreas (sección de prueba a la sección de sujeción) debería ser dependiente del método de sujeción de la probeta.

- b) La selección de la sección de prueba deberá ser tal que los esfuerzos máximos nunca sobrepasen el 25% de los esfuerzos que soporta la máquina, ni deben ser menores del 2.5%.

f

- c) Las dimensiones de la probeta deberán elegirse para que la frecuencia natural de la probeta montada en la máquina, sea por lo menos dos veces la frecuencia de la máquina.
 - d) Para calcular la carga que proporcionará el esfuerzo requerido, el diámetro crítico deben ser igual o mayor a 5.08 mm (0.2 pulg), con una tolerancia de ± 0.03 mm (0.001 pulg). Las superficies deberán ser paralelas y uniformes.
 - e) Las superficies deben ser pulidas. En el caso de superficies que no sean pulidas, debido a que alguna condición o el tratamiento de la superficie está siendo estudiada, se deberá reportar la rugosidad.
-

Para calcular las dimensiones de la probeta se deben tener en cuenta los siguientes parámetros:

- a) Las probetas de sección circular pueden ser de dos tipos:
 - 1) Probetas con los filetes entre la sección de prueba y los extremos unidos tangencialmente (figura 1.9a). El diámetro de la sección de prueba deberá estar preferentemente entre 5.08 mm (0.200 pulg), y 25.4 mm

(1.00 pulg). La sección de sujeción deberá estar entre el 1.5 y 4 veces el área de la sección de prueba. El radio de acuerdo deberá ser por lo menos ocho veces el diámetro de la sección de prueba, con el objeto de minimizar el factor de concentración de esfuerzo, K_t , de la probeta. La longitud de la sección de prueba deberá estar entre tres y cuatro veces el diámetro de la sección de prueba para reducir la flexión que se genera en la compresión, a menos que se le provea de apoyos a la probeta en la sección de prueba sin afectar las cargas aplicadas por más del 5%.

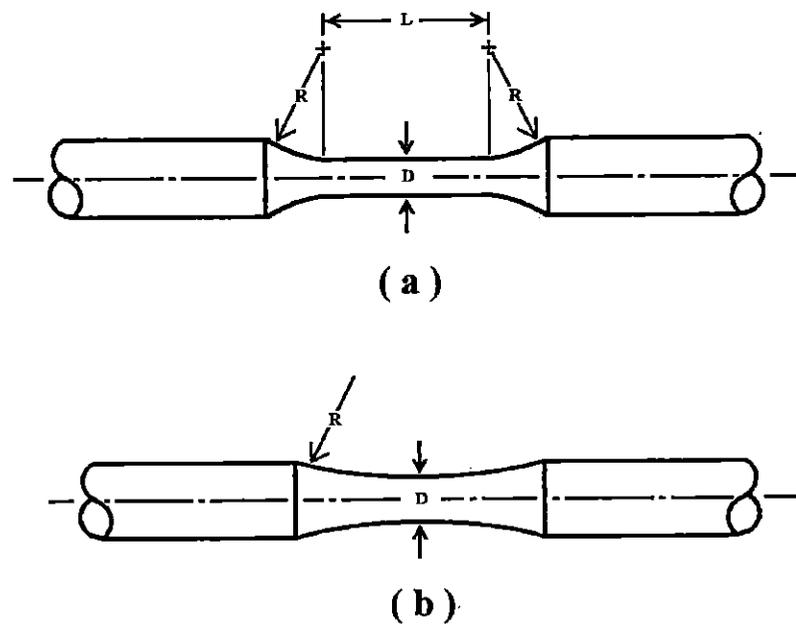


Figura 1.9 Probetas de sección circular.

2) Probetas con un radio continuo (figura 1.9b). El radio de curvatura deberá ser menor de ocho veces el diámetro mínimo de la sección de prueba para minimizar K_f . La longitud de la sección reducida deberá ser mayor de tres veces el diámetro mínimo de la sección de prueba. De otra manera, utilizar las mismas relaciones de dimensión que se describen en a.1.

b) Las probetas con sección rectangular, pueden obtenerse de laminas o de pletinas, con sección de prueba reducida a lo largo de una dimensión, generalmente en lo ancho. También pueden obtenerse de un material donde necesite reducciones en ambas dimensiones (ancho y espesor). En vista de esto, no se aplica ninguna relación máxima de áreas (sección de prueba con extremos). El valor de 1.5 dado en sección (a.1) puede considerarse como una guía. De otra manera, las secciones pueden ser de dos tipos:

1) Probetas con longitud determinada de la sección de prueba, los extremos unidos tangencialmente por un radio de acuerdo a la sección de prueba (figura 1.10a). El radio de acuerdo deberá ser por lo menos ocho veces el ancho de la sección de prueba para minimizar el concentrador de esfuerzo de la probeta. La relación de la sección de prueba y el espesor deberá estar entre dos y seis, y el área reducida deberá estar preferentemente entre 19.4 mm^2 (0.030 pulg^2) y 645 mm^2

(1.00 pulg²). La longitud de la sección de prueba deberá ser mayor de tres veces la anchura de la sección de prueba y en el caso de pruebas en la compresión, menor de cuatro veces la anchura de la sección de prueba. Sin embargo, sí el espesor de la probeta es menor de 2.54 mm (0.100 pulg) y en las pruebas está involucrada la compresión, se debe agregar apoyos laterales a la probeta para prevenir la flexión excedente sin que estos afecten la carga aplicada por más del 5%.

- 2) Probetas con radio continuo entre los extremos (figura 1.10b). Se aplicarán las mismas restricciones que en la probeta descrita en la sección (a.2).

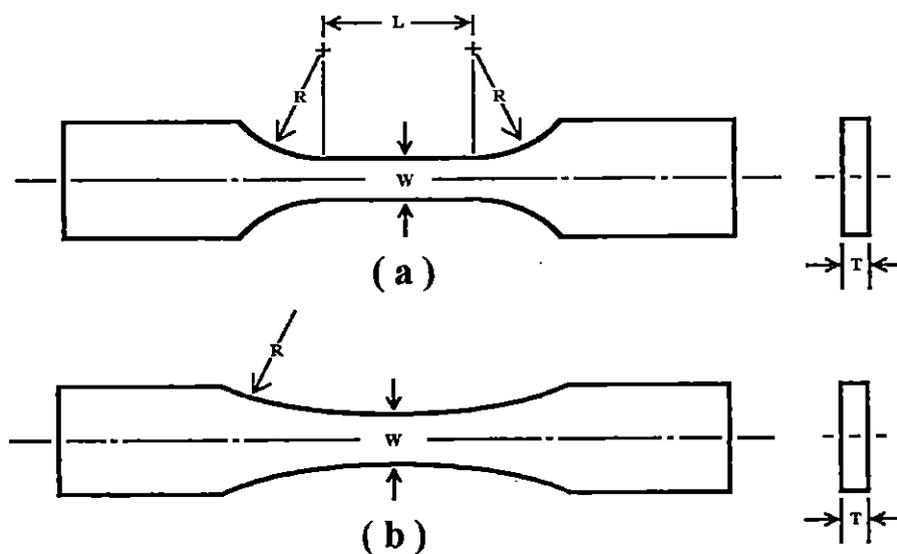


Figura 1.10 Probetas de sección rectangular.

c) Para las probetas con discontinuidades, por la naturaleza especializada de los programas de pruebas que involucran este tipo de probetas, no se tiene ninguna restricción para el diseño de la probeta [3].

1.4.2 PREPARACIÓN DE LA PROBETA

La condición de la probeta y el método de preparación es de extrema importancia. Los métodos inadecuados de preparación pueden alterar mucho los resultados de la prueba. En vista de ello, el método de preparación deberá definirse con anterioridad antes de iniciar el programa de ensayos. Una vez establecida y aprobada la técnica que especifique la configuración de la probeta, el material y el maquinado no se deberá hacer ningún cambio. La forma y acabado de una probeta para fatiga tiene un efecto importante en la resistencia de la misma y es necesario, además, poner más cuidado en el proyecto y preparación de estas probetas, que con las de otros ensayos mecánicos. Para evitar fallos en la sujeción de estas probetas los extremos son la mayor sección y es importante dar un gran radio de transición, entre los extremos y la sección de ensayo, para reducir la concentración de tensiones.

Las probetas se deben inspeccionar visualmente por medio de un microscopio aproximadamente a 20X. Las probetas con rupturas visibles a este aumento se deben desechar. También se pueden utilizar otros métodos de inspección tales como, la inspección magnética, ultrasonido puede ser utilizados. La inspección debe realizarse sin dañar la probeta [3].

2 DISEÑO DE LA MÁQUINA

2.1 ESQUEMA DE LA MÁQUINA A DISEÑAR

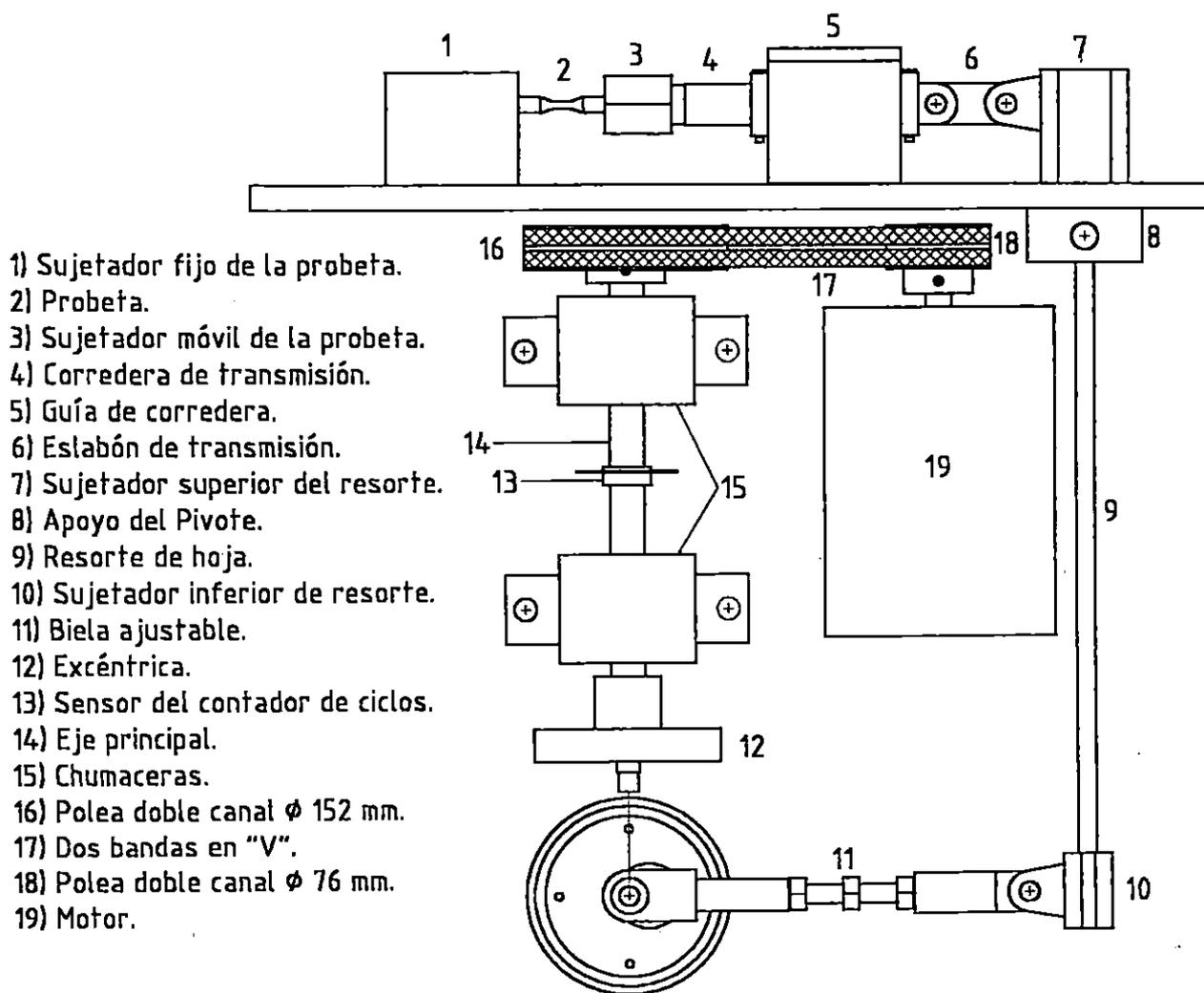


Figura 2.1 Esquema de la máquina a diseñar.

El sujetador superior del resorte (7) es un conjunto de piezas en las cuales va incorporado el pivote para el movimiento oscilatorio, sujetadas por medio de pernos, también es el brazo menor de la palanca, la cual transmite la carga a la probeta. El pivote del sujetador superior (8), tiene la función de sostener el sujetador superior del resorte permitiéndole oscilar.

Todos estos elementos de la máquina estarán instalados en una lamina de 19 mm de espesor la cual es parte de la estructura del banco.

Se utilizará un resorte de hoja (9) como palanca para multiplicar la fuerza, por medio de su deflexión y módulo de elasticidad se obtendrá la fuerza que le es aplicada.

El sujetador inferior del resorte (10), estará en el extremo donde se aplica la carga mínima al resorte, el cual está, por medio de un pivote, acoplado a la biela.

La biela ajustable (11), es la que transforma el movimiento giratorio en movimiento lineal alternativo, el perno interno en sus extremos tiene roscas invertidas, al ser girado permite alargar o acortar la longitud de la biela, al variar la longitud, se varía la carga máxima y mínima aplicada a la probeta y con esto se obtienen ciclos de carga completamente invertida, fluctuante y repetido.

La excéntrica (12) transmite el movimiento giratorio a la biela, también, se puede variar la longitud entre sus centros, esto hace que varíe la deflexión en

el resorte de acuerdo a la carga que se necesite aplicar a la probeta. A diferencia del ajuste de la biela, este varía la magnitud entre la mínima y la máxima carga.

El eje principal (13) transmite la potencia mecánica del motor a la excéntrica a través de bandas. El motor (14) es el que genera la potencia mecánica.

2.2 SELECCIÓN DE LA PROBETA

La probeta, se selecciona de las normas de la ASTM E 466-82, con las características que se presenta en la figura 2.2.

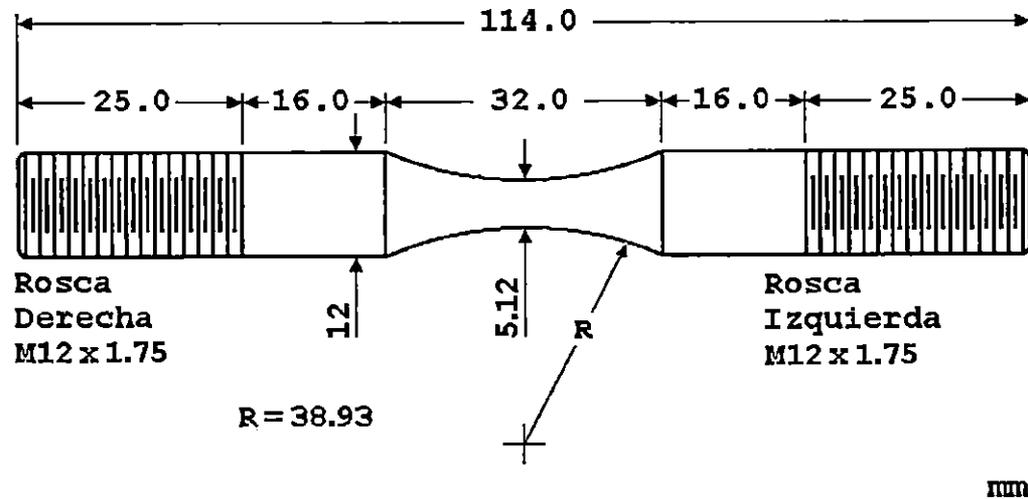


Figura 2.2 Esquema de la probeta.

2.2.1 Cálculo de la carga máxima en la probeta

Se diseñará la máquina para ensayar materiales que tengan una resistencia última menor a la del acero AISI 1010 [6]. Las características del material son:

- AISI 1010 Estirado en frío.
- $S_u = 370$ MPa.
- $S_y = 300$ MPa.

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga para vida infinita, se utiliza la expresión [4]:

$$S_e = C_L C_D C_S \frac{S'_e}{K_F} \quad (1)$$

Donde:

C_L = factor de carga.

C_D = factor de tamaño.

C_S = factor de acabado superficial.

K_F = factor de concentrador de esfuerzo.

$S'_e = 0.5 S_u$ para aceros que tienen un $S_u \leq 1380$ MPa.

$S'_e = 689.5$ MPa para aceros que tienen un $S_u > 1380$ MPa.

Tabla 2.1 Factores de corrección para la predicción de curvas S-N [4].

FACTOR	CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA		VALORES SUGERIDOS POR JUVINALL		NOTAS
			Aceros	Otros Materiales	
De carga	Flexión Rotativa		1.0	1.0	$S_{10^3} = 0.9 S_u$
	Flexión Reciprocante		1.0	1.0	
	Axial	Sin flexión	0.9	0.9	$S_{10^3} = 0.75 S_u$, Para acero así como otros materiales.
		Flexión indeterminada	0.7-0.9		
		Combinación	0.9		
C_L	Torsión		Materiales dúctiles $C_L = 0.58$		$S_{10^3} = 0.9 S_{us}$ $S_{us} = 0.8 S_u$ (Materiales ferrosos) $S_{10^3} = 0.7 S_u$ (Materiales no ferrosos)
			Hierro fundido Materiales frágiles $C_L = 0.8$		
De tamaño	Flexión o Torsión	$\phi < 10$ mm	1.0	1.0	No tiene efecto en S_{10^3}
		$10 \leq \phi \leq 50$ mm	0.9	0.9	
	Axial	$\phi < 10$ mm	1.0		
		$10 \leq \phi \leq 50$ mm	0.7-0.9		
	$\phi > 50$ mm	0.6-0.75			

En la tabla 2.1[4], se presentan los valores sugeridos para los factores de carga y de tamaño, con los cuales se pueden predecir las curvas S-N teóricas, para un determinado material.

El esfuerzo por carga axial se calcula con la ecuación:

$$S = F / A$$

Por lo que, la fuerza se obtiene así:

$$F = S A$$

Para que un material falle a 10^3 ciclos, aplicándole carga axial, necesita un esfuerzo igual al $0.75 S_u$ (tabla 2.1), así:

$$S_{10^3} = 0.75 S_u$$

Para el acero AISI 1010,

$$S_{10^3} = 277.5 \text{ MPa.}$$

$$F_{\text{máx}} = S_{10^3} A_c$$

donde: A_c representa el área crítica de la probeta (figura 2.2).

$$F_{\text{máx}} = 5800.00 \text{ N.}$$

2.3 SELECCIÓN DEL SUJETADOR FIJO DE LA PROBETA

El sujetador fijo de la probeta (1), estará sujetado por dos bridas y cuatro pernos, a la estructura del banco. La altura desde la base del sujetador al centro de la probeta es de 60 mm, tomada del saliente del sujetador superior del resorte, desde la superficie superior de la lámina tomada como base hasta el centro del eslabón, para mantener lineal la transmisión de carga. Se

selecciona el material AISI 1045, y por la forma que tiene, los esfuerzos a que estará sometido no son suficientes para dañarlo, por lo que no se realizará ningún análisis de carga. Sólo se analizarán los pernos, ya que estos son los que soportarán la carga y el perno retenedor de la probeta.

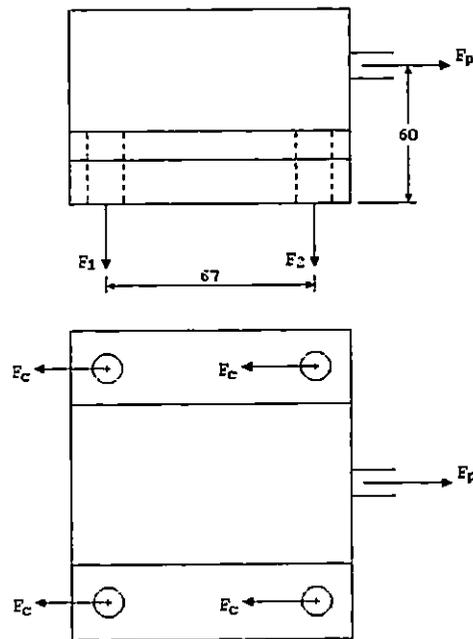


Figura 2.3 Esquema del sujetador fijo de la probeta.

2.3.1 Selección de pernos para el sujetador fijo de la probeta

La carga máxima aplicada a la probeta es de:

$$F_p = 5800 \text{ N.}$$

Para la sobrecarga de diseño se selecciona un factor de 3^[4], por lo que la fuerza es de:

$$F_p = 17400 \text{ N.}$$

Haciendo sumatoria de momentos en los primeros pernos (punto 2 de la figura 2.3), cuando la probeta es sometida a tensión:

$$\Sigma M_2 = 0, \quad 2F_1(67) - F_p(60) = 0$$

$$F_1 = 7791.04 \text{ N.}$$

Esta es la fuerza axial máxima que estarían soportando los cuatro pernos, ya que cuando la probeta es sometida a compresión son los primeros pernos (punto 2 de la figura 2.3) que soportan esta misma carga. La fuerza cortante (F_c) se calcula dividiendo la carga principal F_p entre los cuatro pernos:

$$F_c = 4350 \text{ N.}$$

Aplicando la ecuación de la energía de distorsión, para encontrar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{F_a}{A_t}\right)^2 + 3\left(\frac{F_c}{A_t}\right)^2}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{A_t} \sqrt{F_a^2 + 3F_c^2}$$

Sustituyendo los valores de fuerzas:

$$\sigma_e = \frac{1}{A_t} (10838.26)$$

De esta se deduce que la fuerza equivalente máxima aplicada a cada perno es de:

$$P = 10838.26 \text{ N}$$

Seleccionando de la tabla 2.2, los pernos con las siguientes características:

- $d = 12 \text{ mm}$.
- $p = 1.75 \text{ mm}$.
- $A_t = 84.3 \text{ mm}^2$.

TABLA 2.2 Características de roscas métricas de paso basto^[5].

Diámetro mayor nominal d	Paso p	Área de esfuerzo de tensión A_t	Área al diámetro menor A_r
1.6	0.35	1.27	1.07
2.0	0.40	2.07	1.79
2.5	0.45	3.39	2.98
3.0	0.50	5.03	4.47
3.5	0.60	6.78	6.00
4.0	0.70	8.78	7.75
5.0	0.80	14.20	12.70
6.0	1.00	20.10	17.90
8.0	1.25	36.60	32.80
10	1.50	58.00	52.30
12	1.75	84.30	76.30
14	2.00	115.00	104.00
16	2.00	157.00	144.00
20	2.50	245.00	225.00
24	3.00	353.00	324.00
30	3.50	561.00	519.00
36	4.00	817.00	759.00
42	4.50	1120.00	1050.00

Teniendo en cuenta que la lámina tomada como base donde estará montado el sujetador fijo de la probeta será de un espesor de:

$$l = 19.05 \text{ mm.}$$

Para un acero común ^[5]: $E = 207.0 \text{ GPa.}$

Cálculo de la rigidez del perno (K_b),

$$K_b = \frac{A_b E}{l_b} \quad (3)$$

donde: A_b = área transversal de diámetro mayor del sujetador.

l_b = longitud de la porción no roscada del sujetador.

E = módulo de elasticidad del perno (acero).

$$K_b = 1229 \text{ MN/m}$$

Cálculo de la rigidez de la pieza sujeta (K_m),

$$K_m = \frac{0.577 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.577 l + 0.5 d}{0.577 l + 2.5 d} \right)} \quad (4)$$

donde: d = diámetro de la sección no roscada del sujetador.

l = espesor de la pieza sujeta.

E = módulo de elasticidad de la pieza sujeta (acero).

$$K_m = 3089 \text{ MN/m.}$$

El coeficiente de carga (C) se calcula con la ecuación,

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (5)$$

donde: K_b = rigidez del perno.

K_m = rigidez de la pieza sujeta.

$$C = 0.285$$

El esfuerzo alternante (S_a) para pernos se calcula con la ecuación,

$$S_a = \frac{C P}{2 A_t} \quad (6)$$

donde: C = coeficiente de carga.

P = carga máxima aplicada al perno.

A_t = área de esfuerzo de tensión.

$$S_a = 18.30 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo medio (S_m), se calcula con la ecuación,

$$S_m = S_a + \frac{F_i}{A_t} \quad (7)$$

donde: S_a = esfuerzo alternante.

F_i = fuerza de sujeción o precarga.

A_t = área de esfuerzo de tensión.

La precarga o fuerza de sujeción (F_i), para conexiones reutilizables, se calcula con la ecuación,

$$F_i = 0.75 S_p A_t \quad (8)$$

$$\frac{F_i}{A_t} = 0.75 S_p$$

donde: S_p = resistencia límite mínima a la tensión.

A_t = área de esfuerzo de tensión.

Sustituyendo la ecuación 8 en la 7,

$$S_m = S_a + 0.75 S_p \quad (9)$$

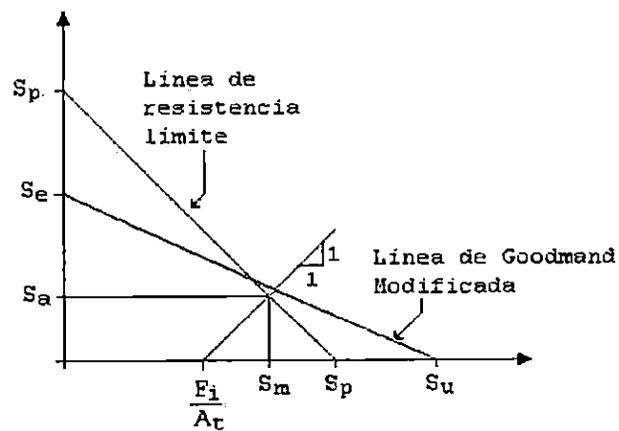


Figura 2.4 Diagrama de fatiga para pernos (trazado a escala) que muestra la línea de Goodman modificada y la línea de resistencia límite [5].

Extrayendo de la figura 2.4 la ecuación,

$$S_a = S_p - S_m \quad (10)$$

Simultaneando 9 y 10, se obtiene que,

$$S_p = 8 S_a \quad (11)$$

Sustituyendo el valor del esfuerzo alternante,

$$S_p = 146.4 \text{ MPa.}$$

Con este valor es posible seleccionar el material del perno; de la tabla 2.3 se selecciona el material con las siguientes características:

- Clase de propiedad: 4.6
- Intervalo de tamaños: M5 – M36.
- Resistencia límite mínima a la tensión: 225 MPa.
- Resistencia última mínima a la tensión: 400 MPa.
- Resistencia de fluencia mínima a la tensión: 240 MPa.

Tabla 2.3 Especificaciones mecánicas métricas para pernos de acero^[5].

Clase De propiedad	Intervalo de tamaños, Inclusive	Resistencia límite mínima a la tensión [MPa]	Resistencia última mínima a la tensión [MPa]	Resistencia de fluencia mínima a la tensión [MPa]
4.6	M5 - M36	225	400	240
4.8	M1.6 - M16	310	420	340
5.8	M5 - M24	380	520	420
8.8	M16 - M36	600	830	660
9.8	M1.6 - M16	650	900	720
10.9	M5 - M16	830	1040	940
12.9	M1.6 - M36	970	1220	1100

2.3.2 Selección del perno retenedor de la probeta

Su función es contribuir a mantener firme la probeta. Se le debe maquinar la cabeza en forma hexagonal con un menor diámetro, para insertar un cubo y en el caso de apretar o aflojar (figura 2.5). Este sólo trabajará cuando la probeta es sometida a compresión, ya que, cuando la probeta es sometida a tensión se libera al perno de la carga inicial de apriete.

La carga máxima aplicada a la probeta es de:

$$F_p = 5800 \text{ N.}$$

Para la sobrecarga de diseño se selecciona un factor de 4^[4], ya que es una carga directa, la fuerza será de:

$$P = 23200 \text{ N.}$$

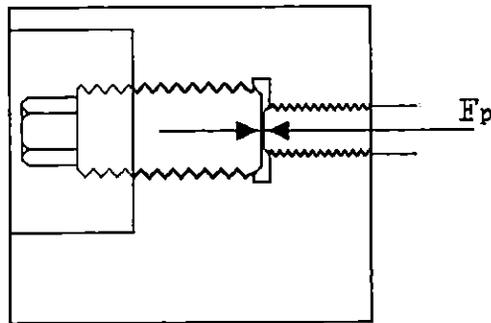


Figura 2.5 Esquema del perno retenedor de la probeta.

De la tabla 2.2, se selecciona un perno con las siguientes características:

- $d = 30 \text{ mm.}$
- $p = 3.5 \text{ mm.}$
- $A_t = 561 \text{ mm}^2.$

Para calcular el coeficiente de rigidez (ecuación 4), no se tiene una definición de la longitud de agarre del perno, por lo tanto, se asumirá que K_b y K_m son iguales,

$$C = 0.5$$

El esfuerzo alternante se calcula con la ecuación 5,

$$S_a = 10.34 \text{ MPa.}$$

Con la ecuación 10, se calcula la resistencia límite,

$$S_p = 82.72 \text{ MPa.}$$

Con este valor es posible seleccionar el material del perno; de la tabla 2.3 se selecciona el material con las siguientes características:

- Clase de propiedad: 4.6
- Intervalo de tamaños: M5 – M36.
- Resistencia límite mínima a la tensión: 225 MPa.
- Resistencia última mínima a la tensión: 400 MPa.
- Resistencia de fluencia mínima a la tensión: 240 MPa.

Las dimensiones del perno serán de M30 x 3.5 ROSCA IZQUIERDA, para asegurar el tope de la probeta. La rosca de la probeta es M12 x 1.75 ROSCA DERECHA.

2.4 SELECCIÓN DEL SUJETADOR MÓVIL DE LA PROBETA

El sujetador móvil de la probeta (3), es el acople de un extremo de la probeta con la corredera de transmisión. Transmite la carga de tensión a la probeta y la compresión es transmitida por la corredera. Como se observa en la figura 2.6, es una tuerca hexagonal para ajustar con una llave fija de 44 mm.

La rosca de la probeta es M12 x 1.75 ROSCA IZQUIERDA y teniendo en cuenta que se ha calculado el perno tope del sujetador fijo de la probeta (apartado 2.3.2), se utilizará M30 x 3.50 ROSCA DERECHA, para la sujeción con la corredera de transmisión.

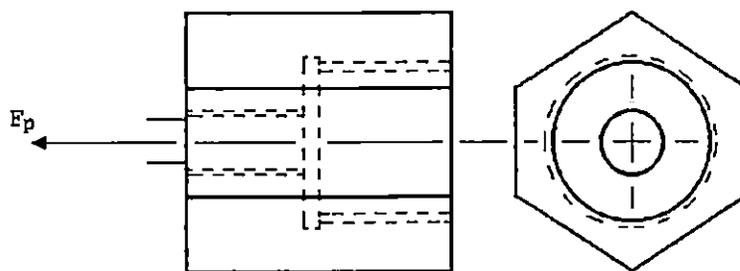


Figura 2.6 Esquema del sujetador móvil de la probeta.

Considerando que para el sujetador fijo de la probeta se seleccionó el material AISI 1045, se utilizará el mismo material para esta pieza, ya que la

función es igual y el diámetro externo menor de la hexagonal será de 44 mm, para que tenga mayor resistencia.

2.5 DISEÑO DE LA CORREDERA DE TRANSMISIÓN

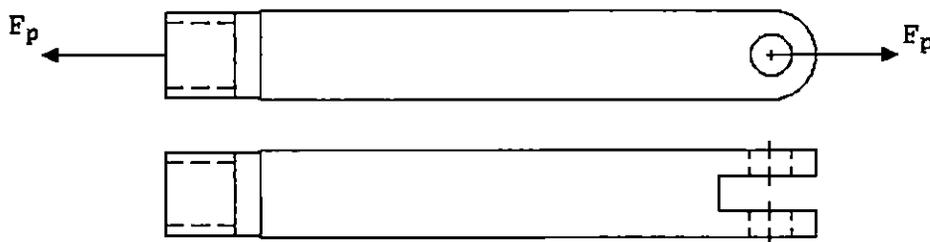


Figura 2.7 Esquema de la corredera de transmisión.

La corredera de transmisión (4), tendrá la función de transmitir la carga desde el eslabón (6) a la probeta, deslizándose en una guía, lo cual le permite sólo movimiento lineal; esto asegura que la carga en la probeta sea totalmente axial. Como se puede observar en la figura 2.7, este elemento es una sola pieza, la rosca ya fue seleccionada anteriormente en el perno retenedor de la probeta en el sujetador fijo (apartado 2.3.2), la diferencia es que está es M30 x 3.50 ROSCA DERECHA.

Lo que se va a seleccionar de esta pieza, será las dimensiones de la parte contraria a la rosca, que se llamará eslabón de la corredera, el cual sostendrá el pasador que la une al eslabón.

2.5.1 Diseño del eslabón de la corredera

Son dos elementos (figura 2.8) iguales unidos a una sola piezas como se muestran en la parte inferior de la figura 2.7.

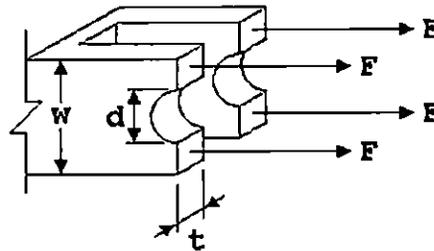


Figura 2.8 Eslabón de la corredera.

La carga máxima que soportarán estas piezas, es de,

$$F = 5800 \text{ N.}$$

La pieza está constituida por dos elementos, entonces esta fuerza se divide entre dos:

$$F_{\text{máx}} = 2900 \text{ N.}$$

La carga mínima es, $F_{\min} = 0.00$, ya que el área crítica no estará sometida a compresión. Esta pieza estará sometida a fuerza axial fluctuante.

La fuerza alternante y media vienen dadas por las ecuaciones:

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (12)$$

donde: F_{\max} = carga máxima aplicada al elemento.

F_{\min} = carga mínima aplicada al elemento.

$$F_a = 1450 \text{ N.}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (13)$$

$$F_m = 1450 \text{ N.}$$

En este caso se asumirán las dimensiones:

$$d = 15.0 \text{ mm.}$$

$$w = 31.7 \text{ mm.}$$

Así, se calculará el espesor "t", tomando en cuenta que para este elemento se selecciona el material:

- AISI 1020 Estirado en frío.
- $S_u = 470 \text{ MPa.}$
- $S_y = 390 \text{ MPa.}$

Obteniendo de tablas los factores que afectan la resistencia a la fatiga para 10^6 ciclos:

De tabla 2.1, para un acero con carga axial, $C_L = 0.9$

De tabla 2.1, diámetro equivalente entre $10 \leq \phi \leq 50$ mm, $C_D = 0.9$

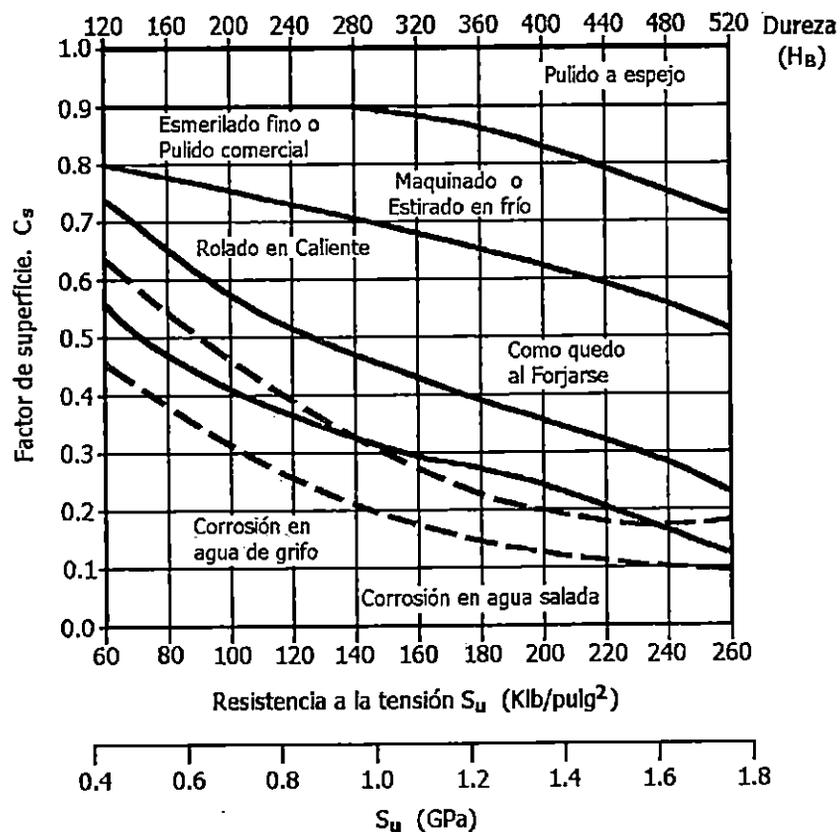


Figura 2.9 Reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida al acabado de superficie^[4].

De figura 2.9, para un acero con $S_u = 470$ MPa, con acabado de pulido comercial, $C_s = 0.9$

El acero que se usará tiene un $S_u < 1379$ MPa, entonces: $S'_u = 0.5 S_u$

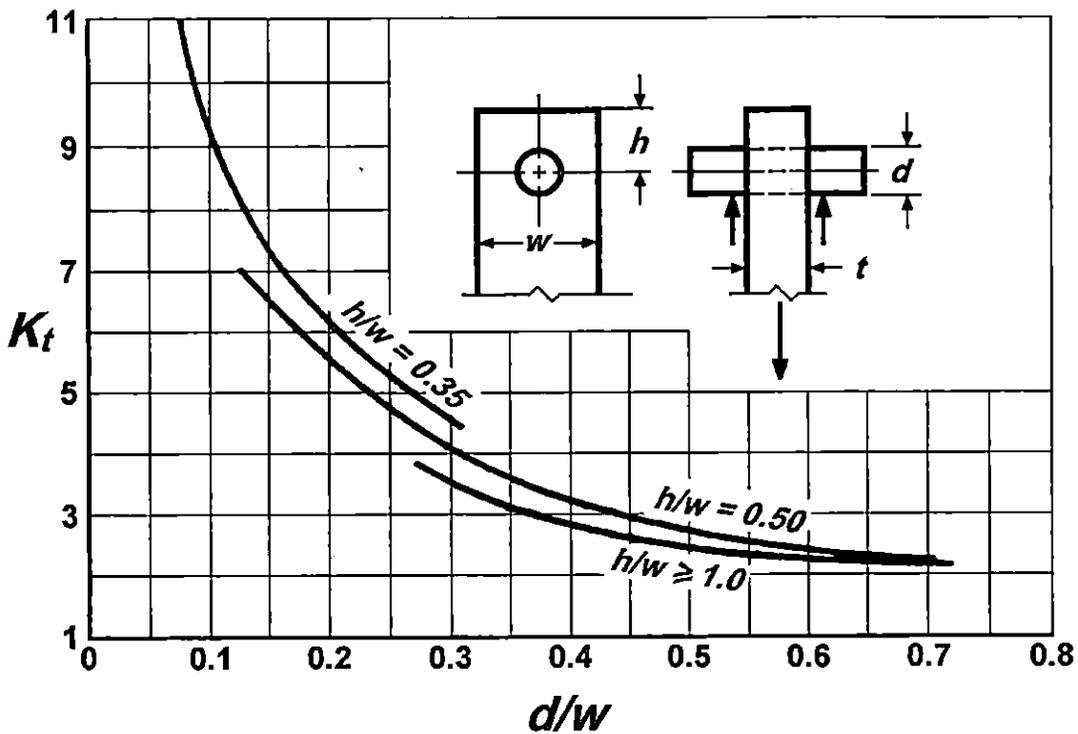


Figura 2.10 Diagrama de factor de concentración de esfuerzo teórico para placa con pasador en agujero [5].

El concentrador de esfuerzos se obtiene de la figura 2.10, y asumiendo las siguientes relaciones:

$$h/w = 0.5$$

$$d/w = 0.47$$

$$K_t = 2.8$$

De la figura 2.11, para un $r > 0.15$ $q = 0.78$

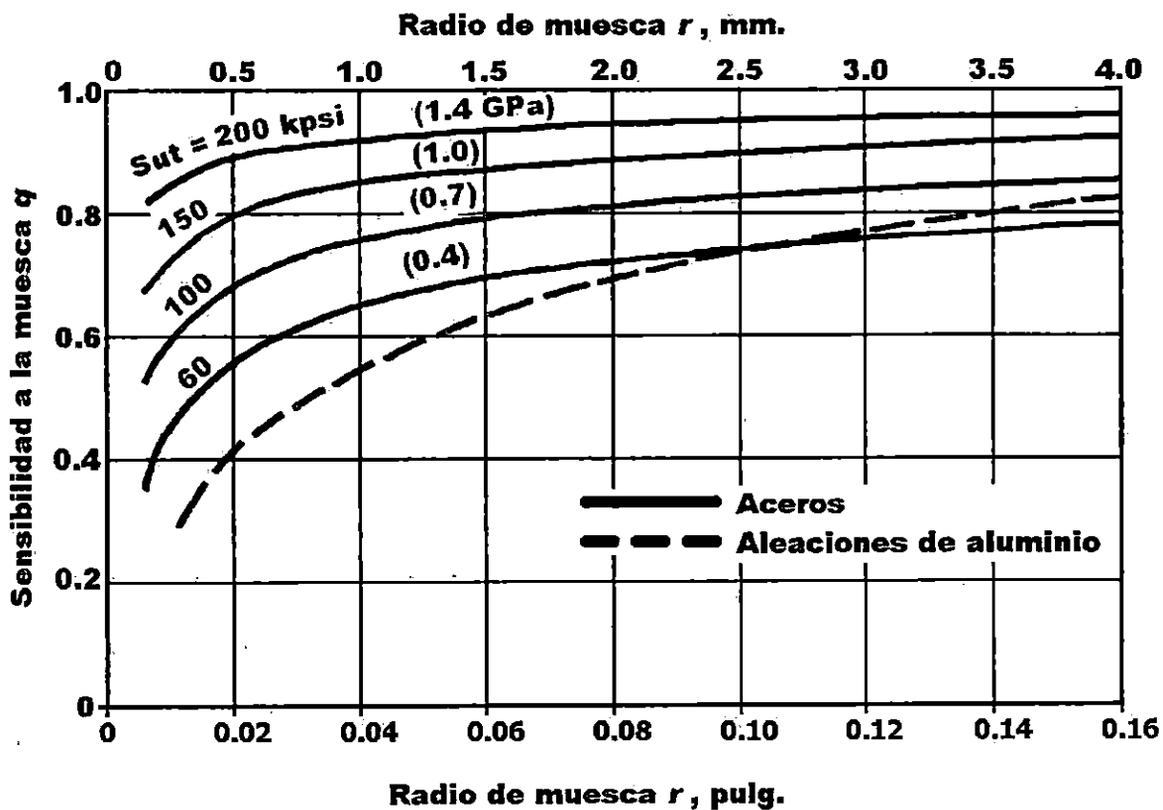


Figura 2.11 Diagrama de sensibilidad de la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado sometidos a cargas de flexión y cargas axiales, completamente invertidos [5].

Sustituyendo en la ecuación para calcular el factor de concentración de esfuerzo (K_f):

$$K_f = 1 + q C_s (K_t - 1) \quad (14)$$

donde: q = sensibilidad de la muesca.

C_s = factor de superficie.

K_t = factor de concentración de esfuerzo teórico.

$$K_f = 2.26$$

Sustituyendo en la ecuación 1,

$$S_e = 75.80 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo axial para esta pieza se obtiene de la figura 2.11, la ecuación:

$$S = \frac{F}{A} = \frac{F}{(w-d)t} \quad (15)$$

Aplicando la ecuación de Goodman,

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = \frac{1}{n_s} \quad (16)$$

donde: S_a = esfuerzo alternante.

S_m = esfuerzo medio.

S_e = esfuerzo límite de fatiga.

S_u = esfuerzo último de tensión.

n_s = factor de seguridad.

Tomando un factor de seguridad de,

$$n_s = 2.5$$

Sustituyendo la ecuación 15 en la 16 y despejando el espesor " t ",

$$t = \frac{n_s}{(w-d)} \left(\frac{F_a}{S_e} + \frac{F_m}{S_u} \right)$$

$$t = 3.325 \text{ mm}$$

Se selecciona un $t = 9.5 \text{ mm}$, por la geometría de la guía de la corredera y también para asegurar la misma.

2.5.2 Diseño del pasador

El pasador es el elemento que une la corredera con el eslabón, estará sometido a flexión alternante, para el análisis de las cargas (figura 2.8), se ubicaran en el centro de las barras, asumiendo la longitud entre las cargas de, $L_1 = L_2 = 10 \text{ mm}$.

La carga máxima de operación es de,

$$F_{\text{máx}} = 5800 \text{ N.}$$

Por lo que, las cargas en las barras externas será de,

$$R_1 = R_2 = 2900 \text{ N.}$$

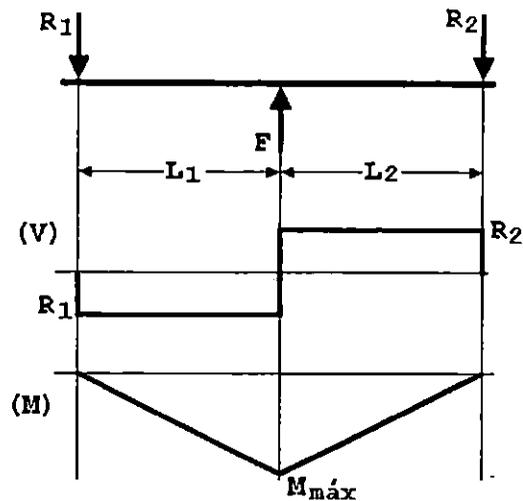


Figura 2.12 Esquema del pasador del eslabón.

El momento de flexión está dado por: $M = R_1 L_1$

$$M = 29.0 \text{ N-m.}$$

Asumiendo que el pasador tendrá un diámetro de:

$$d = 15 \text{ mm.}$$

El esfuerzo de flexión alternante, se obtiene con la ecuación,

$$S = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad (18)$$

$$S_a = 87.52 \text{ MPa.}$$

Seleccionando un factor de seguridad de,

$$n_s = 2.5$$

De la ecuación de Goodman (ecuación 16), en este caso el esfuerzo medio es cero ($S_m = 0$), despejando la resistencia a la fatiga, queda de la siguiente manera:

$$S_e = S_a n_s$$

$$S_e = 218.80 \text{ MPa.}$$

Obteniendo de tablas los factores que afectan la resistencia a la fatiga para 10^6 ciclos:

De tabla 2.1, para un acero con carga flexión recíprocante, $C_L = 1.0$

De tabla 2.1, para un diámetro entre $10 \leq \phi \leq 50 \text{ mm}$, $C_D = 0.9$

De figura 2.9, para un acero con $S_u < 1000 \text{ MPa}$, con acabado de pulido comercial, $C_S = 0.9$

Asumiendo que se usará un acero con $S_u < 1379 \text{ MPa}$, $S'_e = 0.5 S_u$

Dado que no se tienen concentradores de esfuerzos,

$$K_f = 1$$

Sustituyendo en la ecuación 1, queda:

$$S_e = 0.405 S_u$$

Igualando con el resultado de la ecuación de Goodman, se tiene:

$$0.405 S_u = 218.80 \text{ MPa}$$

$$S_u = 540.25 \text{ MPa.}$$

Se selecciona para este elemento un material con las siguientes características:

- AISI 1045 Estirado en frío.
- $S_u = 570 \text{ MPa.}$
- $S_y = 310 \text{ MPa.}$

2.6 SELECCIÓN DE LA GUÍA DE LA CORREDERA

La guía de la corredera (5), tendrá la función de permitirle el movimiento lineal a la corredera, por lo que no se le hará un análisis de carga, sólo se describirá.

Esta compuesto por cuatro rodillos horizontales, dos en la parte superior y dos en la inferior; los dos superiores son regulables, para poder ajustar el paso de la corredera. Lleva cuatro rodillos verticales los cuales pueden ser ajustados, con el mismo objetivo.

La pieza le permitirá a la corredera de transmisión el movimiento lineal alternativo. También impedirá que la corredera tenga contacto con la estructura del banco cuando la probeta falle.

2.7 DISEÑO DEL ESLABÓN DE TRANSMISIÓN

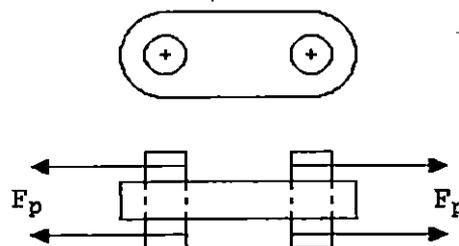


Figura 2.13 Eslabón de transmisión.

El eslabón de transmisión (6), se presenta en la figura 2.9, es la pieza que une a la corredera con el sujetador superior del resorte. La carga máxima a que estará sometida esta pieza es,

$$F_p = 5800 \text{ N.}$$

Esta pieza estará sometida a carga axial de tracción pulsante, ya que la compresión no afecta el área crítica del elemento. Calculando fuerza alternante con la ecuación 12,

$$F_a = 2900 \text{ N.}$$

Fuerza media con la ecuación 13,

$$F_m = 2900 \text{ N.}$$

En este caso se asumirán las dimensiones según la figura 2.8, ya que esta pieza es similar,

$$d = 15 \text{ mm.}$$

$$w = 31.7 \text{ mm.}$$

$$t = ?$$

Para este elemento se selecciona el material con las siguientes características: - AISI 1045 Estirado en frío.

$$- S_u = 570 \text{ MPa.}$$

$$- S_y = 310 \text{ MPa.}$$

Obteniendo de tablas los factores que afectan la resistencia a la fatiga para 10^6 ciclos:

De tabla 2.1, para un acero con carga axial, $C_L = 0.9$

De tabla 2.1, diámetro equivalente entre $10 \leq \phi \leq 50$ mm, $C_D = 0.9$

De figura 2.9. Para un acero con $S_u < 570$ MPa, con acabado de pulido comercial, $C_S = 0.9$

El acero que se usará tiene un $S_u < 1379$ MPa, entonces: $S'_e = 0.5 S_u$

El concentrador de esfuerzos se obtiene de la figura 2.10, y asumiendo las siguientes relaciones:

$$h/w = 0.5$$

$$d/w = 0.47$$

$$K_t = 2.8$$

De la figura 2.11, Para un $r > 0.15$, $q = 0.78$

Sustituyendo en la ecuación 14, para calcular el factor de concentración de esfuerzo (K_f):

$$K_f = 2.26$$

Sustituyendo en la ecuación 1, queda:

$$S_e = 91.93 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo axial para esta pieza se obtiene de la figura 2.10, y la ecuación 15:

$$S_a = S_m = \frac{F}{A} = \frac{F}{(w-d)t}$$

Aplicando la ecuación 16 de Goodman, con un factor de seguridad de 2.5 y despejando el espesor "t", tenemos:

$$t = \frac{n_s}{(w-d)} \left(\frac{F_a}{S_e} + \frac{F_m}{S_u} \right)$$

$t = 5.484 \text{ mm.}$

2.8 SELECCION DEL SUJETADOR SUPERIOR DEL RESORTE

El sujetador superior del resorte (7), esta compuesto por varias piezas (figura 2.14) y es unido por los mismos pernos que se seleccionaron para el sujetador fijo de la probeta (apartado 2.3.1): perno grado ISO 8.8, M12 x 1.75.

Los elementos que van acoplados al eslabón, tendrán las mismas dimensiones que se determinaron en la corredera de transmisión (apartado 2.5.1).

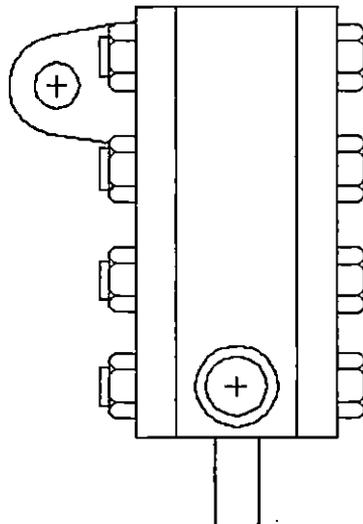


Figura 2.14 Sujetador superior del resorte.

2.8.1 Diseño del pivote del sujetador superior del resorte

La carga a que estará sometido este elemento se obtiene analizando el resorte de hoja como una palanca (figura 2.15). La fuerza en la probeta es,

$$F_p = 5800 \text{ N.}$$

Haciendo sumatoria de momentos en "c",

$$\Sigma M_c = 0, \quad (10)F_p - (50)F_b = 0$$

Despejando F_b y sustituyendo valores,

$$F_b = 1160 \text{ N.}$$

Haciendo sumatoria de fuerzas horizontales,

$$\Sigma F_x = 0, \quad -F_p + F_c - F_b = 0$$

Despejando F_c y sustituyendo valores,

$$F_c = 6960 \text{ N.}$$

El pivote está apoyado en dos extremos, la fuerza en cada extremo es,

$$F_c = 3480 \text{ N.}$$

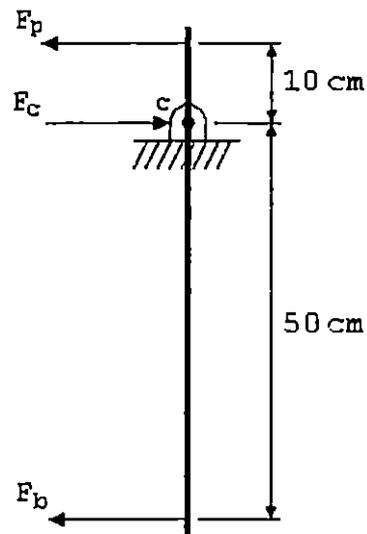


Figura 2.15 Diagrama de cuerpo libre del resorte.

Teniendo las dimensiones y la carga a que estará sometido, se selecciona el material.

El momento de flexión se calcula,

$$M = F l \quad (19)$$

$$M = 61.6 \text{ N m.}$$

Como se puede observar en la figura 2.12, el diámetro del pivote es,

$$d = 25.4 \text{ mm}$$

Calculando el esfuerzo alternante de flexión con la ecuación 18,

$$S_a = 38.30 \text{ MPa.}$$

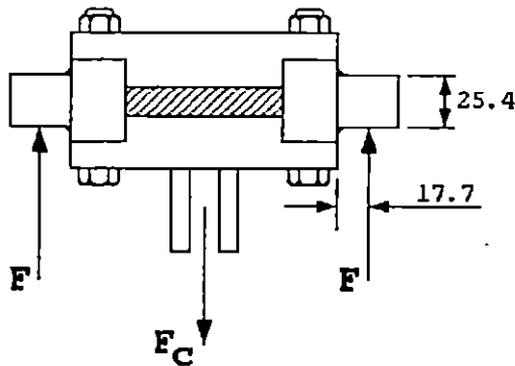


Figura 2.16 Esquema del pivote.

Aplicando la ecuación de Goodman (16), con $S_m = 0$ y un factor de seguridad de 2.5. El esfuerzo de resistencia a la fatiga es,

$$S_e = 95.75 \text{ MPa.}$$

Obteniendo de tablas los factores que afectan la resistencia a la fatiga para 10^6 ciclos:

De tabla 2.1, para un acero con carga axial, $C_L = 0.9$

De tabla 2.1, un diámetro equivalente entre $10 \leq \phi \leq 50$ mm, $C_D = 0.9$

De figura 2.9, para un acero con $S_u < 1000$ MPa, con acabado de pulido comercial, $C_S = 0.9$

El acero que se usará tiene el $S_u < 1379$ MPa, entonces: $S'_e = 0.5 S_u$

Como se puede observar en la figura 2.16, no existen concentradores de esfuerzo, $K_f = 1$

Sustituyendo en la ecuación 1, queda:

$$S_e = 0.3645 S_u$$

Igualando la resistencia a la fatiga y despejando la resistencia última, se tiene,

$$S_u = 262.70 \text{ MPa.}$$

Para este elemento se selecciona el material con las siguientes características:

- AISI 1020 Estirado en frío.
- $S_u = 470 \text{ MPa}$.
- $S_y = 390 \text{ MPa}$.

2.9 SELECCIÓN DE LOS APOYOS DE LOS PIVOTES

Los apoyos del pivote (8) son dos piezas iguales (figura 2.13), que permitirán el giro del pivote. Cada uno está compuesto por una barra sólida la cual tendrá cinco agujeros, el central es donde llevará el pivote, perpendicularmente y a cada lado lleva los agujeros pasados para instalar los pernos de sujeción, seguidos de estos estarán los agujeros para los pines guías.

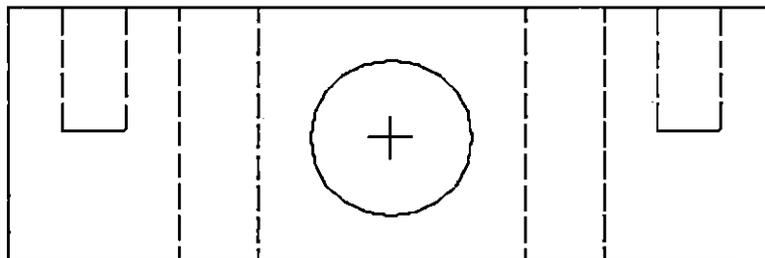


Figura 2.13 Apoyo del pivote.

Se selecciona el material AISI 1045, para que la pieza tenga mayor resistencia. Los pernos que se usarán para sujetar esta pieza a la estructura del banco, serán los mismos que se seleccionaron en el apartado 2.3.1. Pernos grado 8.8, M12 x 1.75. ya que la carga es aproximadamente igual. Los pines serán de material AISI 1045, templados.

2.10 SELECCIÓN DEL RESORTE DE HOJA

El resorte de hoja (9), esta sujeto en su extremo superior. El análisis de deflexión será desde el pivote hacia abajo.

De la figura 2.15, se extrae la fuerza que flexiona el resorte:

$$F_b = 1160 \text{ N.}$$

Se asumirán las dimensiones del resorte y se seleccionará el material, la longitud del resorte que estará sometida a la deflexión será de,

$$L = 500 \text{ mm.}$$

De los resortes de hoja encontrados en el mercado nacional, el que más se adapto a las necesidades de la máquina tiene las siguientes dimensiones,

Base (b) = 76.20 mm (3 pulg)

Espesor (h) = 14.29 mm (9/16 pulg)

El esfuerzo máximo que soportará el resorte se calcula con la ecuación,

$$S_{m\acute{a}x} = \frac{6 F L}{b h^2} \quad (20)$$

$S_{m\acute{a}x} = 223.645 \text{ MPa.}$

El esfuerzo medio es cero ($S_m = 0$), calculando el esfuerzo alternante,

$$S_a = \frac{S_{m\acute{a}x} - S_{m\acute{i}n}}{2} \quad (21)$$

$S_a = 111.823 \text{ MPa.}$

Aplicando la ecuación de Goodman (16), un factor de seguridad 2, despejando S_e y sustituyendo valores,

$S_e = 223.646 \text{ MPa.}$

Calculando la resistencia a la fatiga para 10^6 ciclos, en función del S_u , con los siguientes datos:

De tabla 2.1, para un acero con carga flexión alternante, $C_L = 1.0$

De tabla 2.1, para un diámetro equivalente entre $10 \leq \phi \leq 50$ mm, $C_D = 0.9$

De figura 2.9. Para un acero con $S_u < 1000$ MPa, y con acabado de pulido comercial, $C_S = 0.9$

Acero con $S_u < 1379$ MPa, $S'_e = 0.5 S_u$

No existe concentración de esfuerzo, $K_F = 1$

Sustituyendo en la ecuación 1, queda:

$$S_e = 0.405 S_u$$

Igualando los valores de S_e , se obtiene el S_u ,

$$S_u = 552.212 \text{ MPa.}$$

Se selecciona para este elemento un material con las siguientes características: - AISI 1045 estirado en frío.

- $S_u = 570$ MPa.

- $S_y = 310$ MPa.

2.11 SELECCIÓN DEL SUJETADOR INFERIOR DEL RESORTE

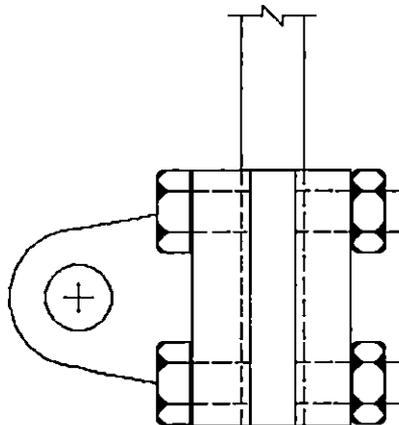


Figura 2.17 Sujetador Inferior del resorte.

El sujetador inferior del resorte (10), es el elemento que une el resorte y la biela (figura 2.17), el acople con la biela tendrá las mismas dimensiones que el eslabón de la corredera (apartado 2.5.1), aunque la carga es menor cinco veces que la aplicada en el eslabón. Estará sujeto por cuatro pernos, los cuales serán del mismo grado de los que se seleccionaron en el sujetador fijo de la probeta (apartado 2.3.1), de menor diámetro, Grado 8.8, M10 x 1.5.

2.12 SISTEMA BIELA – EXCÉNTRICA

Este sistema es semejante al sistema biela–pistón (figura 2.15), su objetivo es la conversión del movimiento circular (generado en el motor) en movimiento lineal alternativo.

Para calcular las dimensiones del motor, bandas, chumaceras, excéntrica, eje de transmisión y otros, se necesita conocer las cargas que están involucradas en la polea excéntrica (carga radial y tangencial), tomando en cuenta la geometría de la máquina y la carga que será aplicada a la probeta.

2.12.1 Sistema de biela – pistón

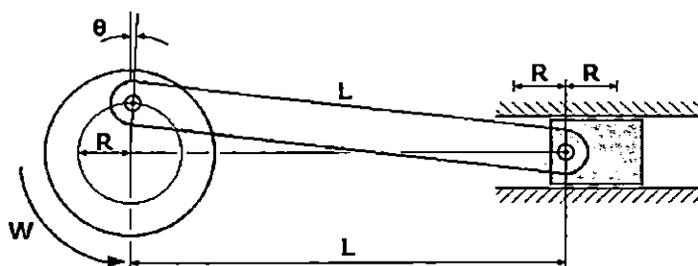


Figura 2.18 Sistema biela–pistón.

Para deformar el resorte que transmitirá la carga axial alternante a la probeta según la figura 2.1, se usará el principio de la biela-pistón (figura 2.18), por medio de una excéntrica que genera el movimiento lineal alternativo.

En la figura 2.18, se observa que la longitud desde la mitad del desplazamiento (R) del pistón hasta el centro de la polea que lleva la excéntrica, es igual a la longitud de la biela. Por lo que en la posición en que se encuentra la biela, existe un desplazamiento angular de la excéntrica con respecto a la vertical que está dado por la expresión:

$$\theta = 90^\circ - \text{Cos}^{-1} \left(\frac{R}{2L} \right) \quad (22)$$

La fuerza máxima calculada en el extremo inferior del resorte es de:

$$F_{\text{máx}} = 1160 \text{ N.}$$

Para la sobrecarga de diseño se selecciona un factor de 1.26, la fuerza máxima es:

$$F_{\text{máx}} = 1460 \text{ N.}$$

Con esta carga el resorte se deformará 16 mm, por lo que se considera,

$$R = 1.6 \text{ mm.}$$

$$L = 300 \text{ mm.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 22,

$$\theta = 1.53^\circ$$

Este desplazamiento angular debe tomarse en cuenta en el diseño de la máquina, ya que es el centro del recorrido lineal del pistón. Si el sistema no está bien calibrado, puede aplicársele mayor tensión que compresión a la probeta o viceversa.

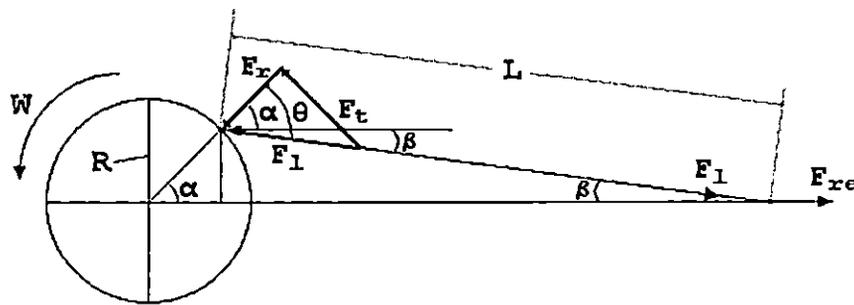


Figura 2.19 Configuración de las fuerzas que intervienen en el sistema.

Se tomará como referencia (ángulo igual a cero) la vertical superior y el giro será en el sentido contrario a las manecillas del reloj (figura 2.18).

Haciendo un análisis de cargas según la configuración del sistema, como se muestra en la figura 2.19.

F_{re} : es la fuerza que se necesita para deformar el resorte, que también multiplicada por cinco será la fuerza a que estará sometida la probeta.

Esta se calcula así:

$$F_{re} = K X \quad (23)$$

La constante del resorte (K) se calcula utilizando la expresión:

$$K = \frac{F_{m\acute{a}x}}{X_{m\acute{a}x}}$$

Donde: $F_{m\acute{a}x}$: es la fuerza máxima que se aplicará al resorte.

$X_{m\acute{a}x}$: es la deformación máxima del resorte.

Sus valores respectivos son:

$$F_{m\acute{a}x} = 1460 \text{ N.}$$

$$X_{m\acute{a}x} = R = 16 \text{ mm.}$$



Sustituyendo valores:

$$K = 91.25 \text{ N/mm}$$

La expresión que describe el desplazamiento lineal del pistón con respecto al desplazamiento angular de la excéntrica, es obtenida de la figura 2.19,

$$X = R \cos(\alpha) + \left(\frac{R^2}{2L} \right) \text{Sen}^2(\alpha) \quad (24)$$

Donde: R = radio de excentricidad.

L = longitud de la biela.

α = ángulo de giro de la excéntrica.

Sustituyendo la ecuación 23 en la 24, se tiene:

$$F_{re} = K \left(R \cos(\alpha) + \left(\frac{R^2}{2L} \right) \text{Sen}^2(\alpha) \right) \quad (25)$$

Ésta es la fuerza que se genera por la deformación del resorte. La gráfica de la figura 2.20, presenta la carga ideal a que estará sometido el resorte en su extremo inferior, sin embargo, en la parte superior ésta se multiplica cinco, que es la fuerza a que estará sometida la probeta.

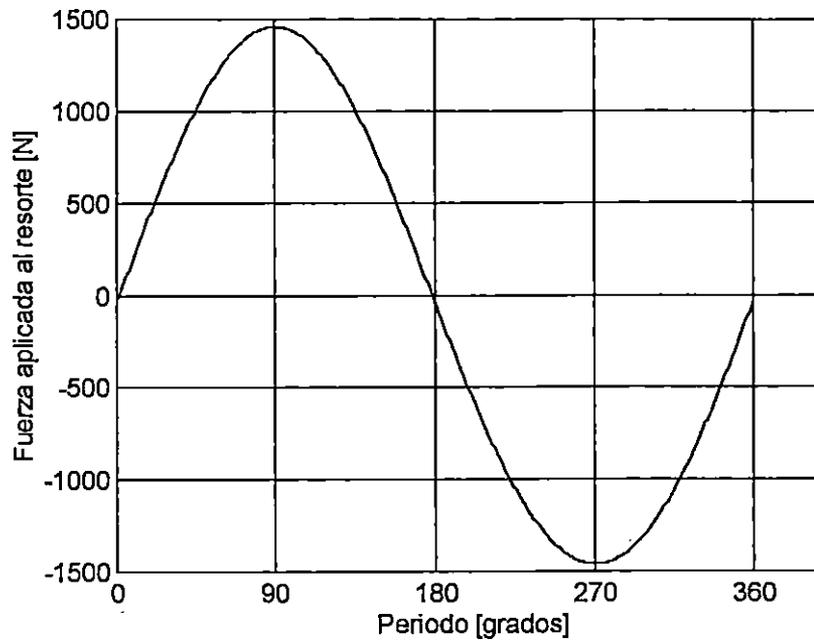


Figura 2.20 Comportamiento ideal de la carga aplicada al resorte.

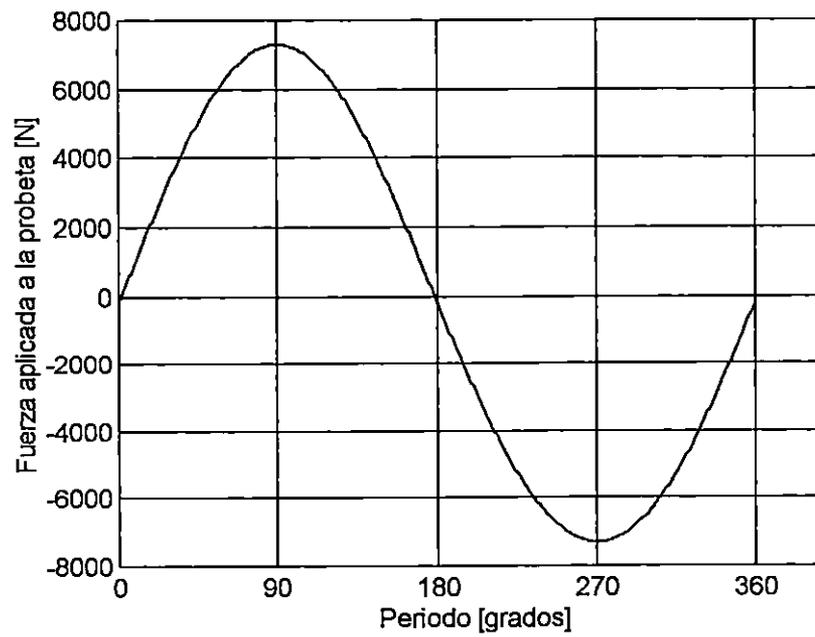


Figura 2.21 Comportamiento ideal de la carga aplicada a la probeta.

2.12.2 Análisis de la fuerza tangencial y radial

Para relacionar la fuerza F_i con las fuerzas tangenciales F_t y radial F_r , se debe conocer el ángulo θ . El ángulo θ , se forma entre la prolongación lineal del radio y la biela, se puede obtener relacionando los ángulos α y β , según la figura 2.19, de la siguiente manera:

$$\theta = \alpha + \beta \quad (28)$$

Esta consideración se debe hacer para todo el ciclo de carga, cuando varía el ángulo α va cambiando de signo mediante su posición geométrica.

De la figura 2.19, se observa que:

$$F_i = F_t \text{ Sen}(\theta) \quad (29)$$

Sustituyendo las ecuaciones 25 en la 27 y luego en la 29, se tiene:

$$F_i = K \left(R \text{Cos}(\alpha) + \left(\frac{R^2}{2L} \right) \text{Sen}^2(\alpha) \right) \left(\frac{\text{Sen}(\theta)}{\text{Cos}(\beta)} \right)$$

De igual forma para la fuerza radial,

$$F_r = F_t \cos(\theta)$$

$$F_r = K \left(R \cos(\alpha) + \left(\frac{R^2}{2L} \right) \text{Sen}^2(\alpha) \right) \left(\frac{\cos(\theta)}{\cos(\beta)} \right)$$

Al graficar las expresiones de F_t y F_r , se obtienen las curvas de la figura 2.22, en la cual se puede observar el comportamiento ideal de estas fuerzas. Estas fuerzas son generadas en el eje principal, para vencer la oposición del resorte y es transmitida por la excéntrica.

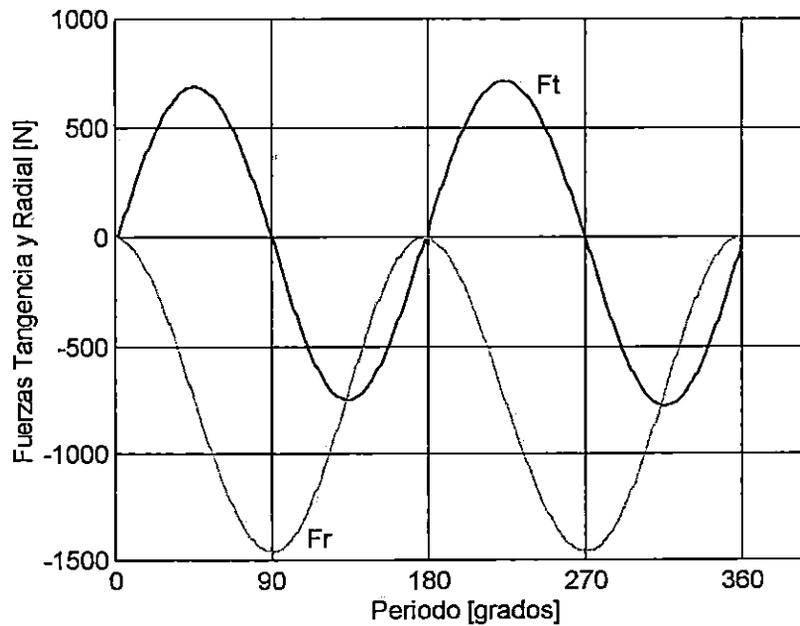


Figura 2.22 Comportamiento de las fuerzas tangencial y radial en un período.

Se debe interpretar F_t positiva (+) como la fuerza que es generada por el eje principal (hacia el resorte), y negativa (-) cuando el eje principal recibe la fuerza del resorte.

Esta fuerza tangencial es la que multiplicada por el radio (medido desde el centro del eje principal al centro del eje excéntrico), proporciona el torque que se necesita para mover el sistema.

Es de hacer notar que la ventaja de este sistema es que la fuerza tangencial máxima es la mitad de la fuerza que se necesita aplicar al resorte, lo que reduce en gran medida el torque requerido para mover el sistema.

En el caso de F_r es diferente, ya que esta fuerza es entregada a los baleros en los cuales gira el eje principal, estos son los que reciben la mayor parte de la carga que se le aplica al resorte. Esta fuerza genera flexión en el eje excéntrico y en el eje principal.

En la grafica 2.22, se observa que en las dos mitades del ciclo la fuerza radial es negativa, lo que significa que la fuerza radial se dirige hacia el centro del eje principal. Estas fuerzas tanto la tangencial como la radial, varían conforme la deflexión del resorte, está es en su mayor parte senoidal, por tal,

las fuerzas varían en la misma forma. De la figura 2.22, se puede observar que en diferentes partes del ciclo:

$$F_r \text{ máx} = 1460 \text{ N}$$

$$F_t \text{ máx} = 772 \text{ N}$$

2.12.3 Cálculo del Torque

Como se mencionó anteriormente el torque se obtiene de la expresión:

$$T = F_t r \quad (30)$$

La fuerza tangencial F_t multiplicada por el radio "r" de giro, se obtiene la siguiente expresión:

$$T = K \left(R \cos(\alpha) + \left(\frac{R^2}{2L} \right) \text{Sen}^2(\alpha) \right) \left(\frac{\text{Sen}(\theta)}{\text{Cos}(\beta)} \right) r$$

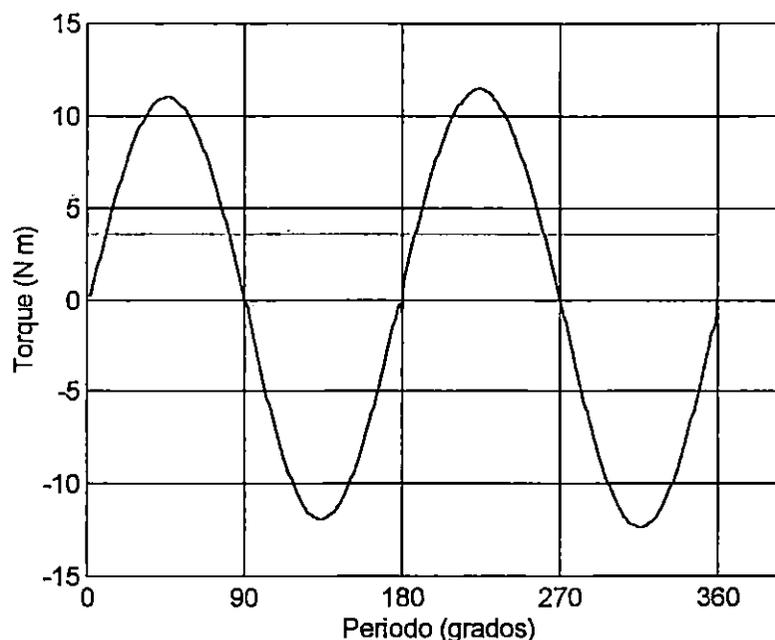


Figura 2.23 Comportamiento ideal del Torque.

Graficando la expresión anterior se obtiene la figura 2.23, en ella se observa que el comportamiento ideal del torque, es similar al de la fuerza tangencial.

El giro del eje, es contrario a las agujas del reloj y se observa que:

- De 0° a 90° y de 180° a 270° , el eje esta generando el torque y el resorte esta absorbiendo energía potencial elástica.
- De 90° a 180° y de 270° a 360° , el eje esta recibiendo torque que es generado por la liberación de energía potencial elástica del resorte.

En el segundo caso la fuerza del resorte es liberada en el mismo sentido del giro, por lo que a altas velocidades y con la inercia de los otros elementos de

transmisión (rotor del motor, poleas, y otros) podría llegar a anularse. Para calcular la potencia del motor se asume que estas partes del período el torque es cero, sólo se tomarán en cuenta donde es necesario que el motor genere torque (de 0° a 90° y de 180° a 270°). De la figuras 2.23, se obtienen los valores siguientes:

$$T_{\text{máx}} = 11.5 \text{ N m.}$$

$$T_{\text{medio}} = 3.6 \text{ N m.}$$

2.13 DISEÑO DE LA BIELA

La biela (11), es el elemento que transmite la carga para deformar el resorte, estará compuesto por cinco elementos (figura 2.24), los dos sujetadores de los extremos, el perno central y las dos tuercas que se utilizarán para mantener fijo el perno.

El extremo izquierdo (figura 2.24), estará acoplado al sujetador inferior del resorte. Se le asignarán las mismas dimensiones que se establecieron para el eslabón de transmisión (apartado 2.7); la rosca será derecha. El extremo derecho es de mayor dimensiones puesto que dependen de los baleros que

se utilizarán. La rosca será izquierda para aumentar o disminuir la longitud de la biela con sólo girar el perno central.

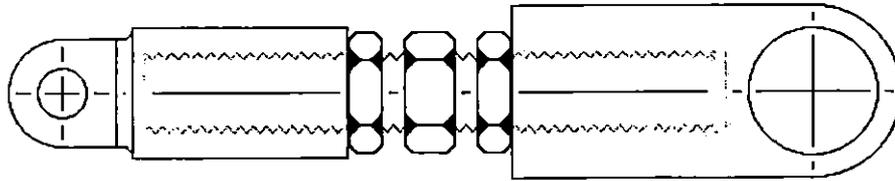


Figura 2.24 Esquema de la biela.

El perno central soportará menor carga que la que se calculó para el sujetador fijo de la probeta (apartado 2.1.1), basándose en las dimensiones de los extremos de la biela, se dimensiona con las siguientes características:

De la tabla 2.3, un perno grado 8.8. De la tabla 2.2, se selecciona pernos de M14 x 2.00.

2.14 DISEÑO DE LA EXCÉNTRICA

La excéntrica (12), es el elemento que genera la fuerza que deformará el resorte. Conociendo las fuerzas a que estará sometida, es posible calcular las dimensiones críticas de este elemento. Analizando este elemento se observa que la parte más crítica es el eje excéntrico, ya que es la pieza que mayor

carga recibe y es el de menor dimensión. Por lo que el análisis de este elemento estará basado en el eje excéntrico.

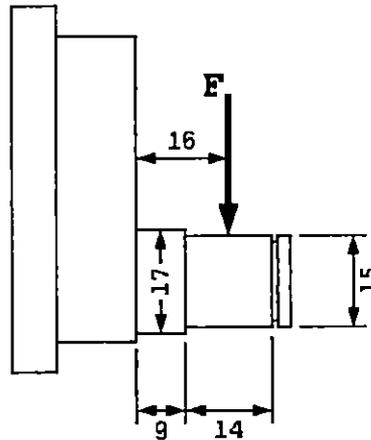


Figura 2.24 Dimensiones del eje excéntrico.

De la figura 2.22, se determina la carga máxima que soportará esta pieza,

$$F_{\text{máx}} = 1460 \text{ N.}$$

Esta es la fuerza radial, dado que esta es la de mayor magnitud en todo el período, incluso obteniendo la resultante en el punto donde la fuerza tangencial máxima se une con la radial (772 N), la resultante es 1091.77 N, no supera a la fuerza radial máxima. Esta carga es aplicada radialmente y genera un momento de flexión pulsante, el momento máximo se obtiene sustituyendo la $F_{\text{máx}}$ y $l = 16 \text{ mm}$ (figura 2.24), en la ecuación 19, se tiene:

$$M_{\text{máx}} = 23.36 \text{ N m.}$$

Como se puede observar en la figura 2.22, la fuerza radial máxima es cero,

$$S_{\text{máx}} = 0.00$$

El esfuerzos de flexión se determina sustituyendo en la ecuación 18, el momento y $d = 15 \text{ mm.}$ (figura 2.22),

$$S_{\text{mín}} = 70.50 \text{ MPa.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 21, se calcula el esfuerzo alternante,

$$S_a = 35.25 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo medio,

$$S_m = \frac{S_{\text{máx}} + S_{\text{mín}}}{2} \quad (31)$$

$$S_m = 35.25 \text{ MPa.}$$

Calculando la resistencia a la fatiga para 10^6 ciclos, en función del S_u , con los siguientes datos:

De tabla 2.1, para un acero con carga flexión rotativa, $C_L = 1.0$

De tabla 2.1, para un diámetro entre $10 \leq \phi \leq 50$ mm, $C_D = 0.9$

De figura 2.9, para un $S_u < 1000$ MPa, y con acabado de pulido comercial,

$C_S = 0.9$

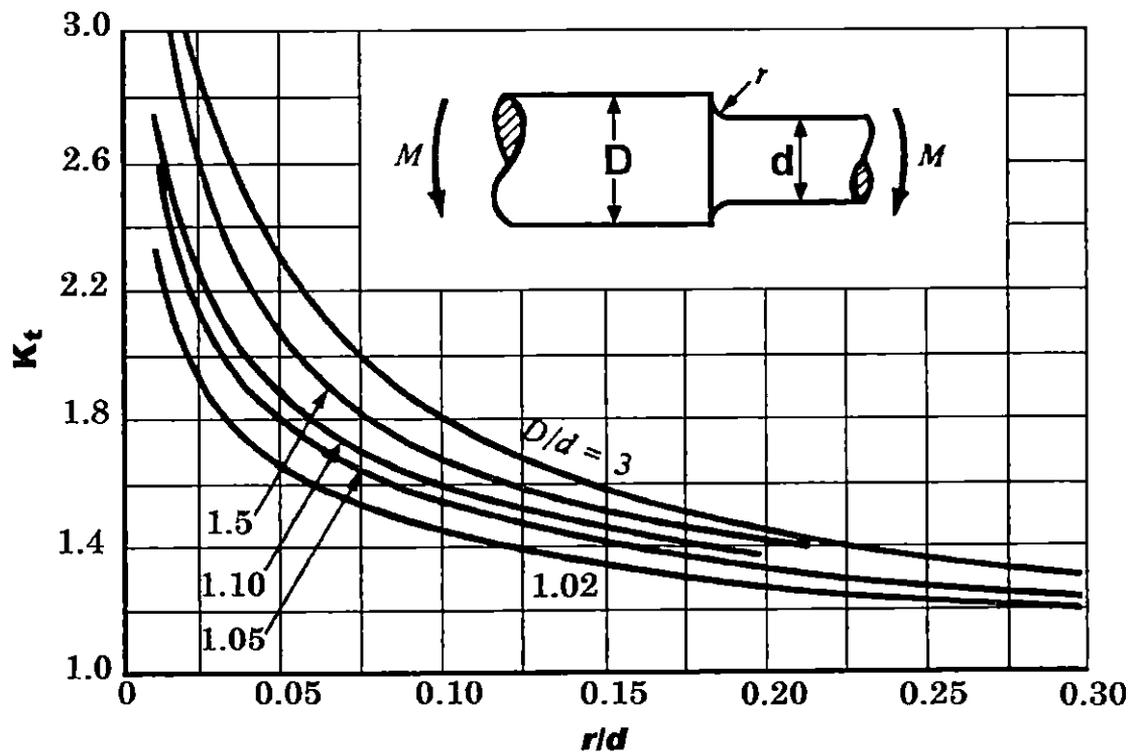


Figura 2.25 Diagrama de factor de concentración de esfuerzo teórico en barra circular con entalle circunferencial sometido a flexión [5].

Acero con $S_u < 1379$ MPa, $S'_e = 0.5 S_u$

De la figura 2.25, se obtienen los siguientes datos para calcular el K_F .

$$r/d = 0.02$$

$$D/d = 1.13$$

$$K_t = 2.3$$

De la figura 2.11, para una muesca $r = 0.3 \text{ mm}$, $q = 0.73$

Sustituyendo en la ecuación 14 para determinar el factor de concentración de esfuerzo (K_F).

$$K_F = 1.85$$

Sustituyendo en la ecuación 1, queda:

$$S_e = 0.219 S_u$$

Aplicando la ecuación de Goodman (ec. 16), factor de seguridad de 1 dado que ya se consideró, recordando que, $S_a = S_m$

Despejando S_u , y sustituyendo valores,

$$S_u = 196.21 \text{ MPa.}$$

Se selecciona para este elemento un material con las siguientes características:

- AISI 1020 Estirado en frío.
- $S_u = 470$ MPa.
- $S_y = 390$ MPa.

2.14.1 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO PARA EL EJE EXCÉNTRICO

Se seleccionan dos rodamientos de bolas con las siguientes características [6]:

- Diámetro interno 15.0 mm.
- Diámetro externo 28.0 mm.
- Longitud 7.0 mm.
- Radio de acuerdo de hombros 0.30 mm.
- Capacidad básica de carga Dinámica 4.1 kN.
- Velocidad límite en grasa 24,000 rpm.
- Velocidad límite en aceite 28,000 rpm.
- Número del rodamiento 6902Z.
- Diámetro de tope en el eje 17 - 18 mm.
- Diámetro de tope en la cuna 26 mm.

- Radio de acuerdo en los topes 0.30 mm.
- Masa (aproximada) 16 g.

VIDA NOMINAL DEL RODAMIENTO SELECCIONADO.

Teniendo las características del rodamiento es posible calcular las horas que soportará el rodamiento en operación. La carga máxima a que estarán sometidos los dos rodamientos es:

$$F_{\text{máx}} = 1460 \text{ N}$$

Cada rodamiento soportará,

$$F_{\text{máx}} = 730 \text{ N}$$

Involucrando el factor de carga, para corregir el valor calculado.

De tabla 2.4, para un choque liviano de $f_w = 1.3$

Sustituyendo valores en la ecuación,

$$K = f_w K_c \quad (32)$$

$$K = 949 \text{ N}$$

Se debe recordar que esta carga es sinusoidal, para calcular la carga media (carga dinámica equivalente P), se utiliza la ecuación [6],

$$F_m = 0.65 F_{m\acute{a}x} \quad (32)$$

$$P = F_m = 616.85 \text{ N}$$

Tabla 2.4 Factor de carga f_w [6].

MAGNITUD DE CHOQUE	f_w	APLICACIÓN
Muy poco o nada de choque	1.0 – 1.2	Máquinas eléctricas, máquinas herramientas, instrumentos de medición.
Choque liviano	1.2 – 1.5	Vehículos ferroviarios, automóviles, molinos de rodillos, máquinas para trabajar metales, máquinas para fabricar papel, máquinas para mezclar caucho, impresoras, aeronaves, máquinas para textiles, unidades eléctricas, máquinas de oficinas.
Choque pesado	1.5 – 3.0	Trituradoras, equipo agrícola, equipo de construcción, grúas.

La capacidad básica de carga dinámica para el rodamiento es,

$$C = 4100 \text{ N}$$

La velocidad máxima de operación de la máquina será de,

$$n = 1200 \text{ rpm}$$

Rodamientos de bolas

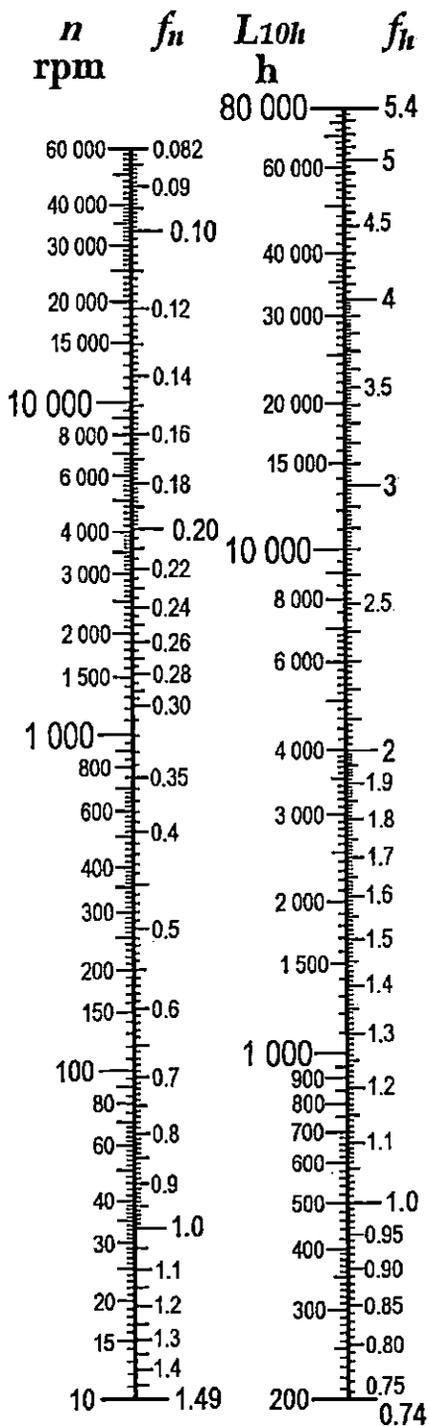


Figura 2.26 Escala para el cálculo de la vida nominal de rodamientos [6].

Con "n" en la figura 2.26, se obtiene el factor de velocidad,

$$f_n = 0.303$$

El factor de vida, se calcula con la ecuación [6],

$$f_h = f_n \left(\frac{C}{P} \right) \quad (34)$$

$$f_h = 2.02$$

Con el factor de vida y la figura 2.26, se obtiene la vida nominal,

$$L_{10h} = 4000 \text{ horas.}$$

2.15 SELECCIÓN DEL MOTOR

Para seleccionar el motor se necesita conocer el torque necesario para que genere la carga alternante. De la figura 2.22, se obtiene el comportamiento variable del torque, de la cual sólo se tomará el torque que está arriba de cero por las causas explicadas en el apartado 2.12.2. Al integrar para encontrar el área bajo la curva y dividiendo entre el período total (2π) se obtiene el torque medio:

$$T_{\text{medio}} = 3.6 \text{ N m.}$$

Las velocidades que se desarrollaran en el eje principal se describen en la tabla 2.5, las cuales se calculan dependiendo de:

- Diámetro de la polea del motor = 76.2 mm (3").
- Velocidad del motor = 1750 rpm.

TABLA 2.5 Velocidades del eje de carga.

DIÁMETRO DE LA POLEA (mm)	VELOCIDAD (rpm)	FRECUENCIA (Hz)	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN
101.6 (4")	1312.5	21.9	0.75
127.0 (5")	1050	17.5	0.6
152.4 (6")	875	14.6	0.5

De la tabla 2.5, se observa que la relación de transmisión más crítica esta en la polea de 152.4 mm. El análisis para el cálculo de la potencia del motor se realizará basándose en este diámetro. La relación de transmisión, se obtiene de,

$$n = \frac{D_e}{D_s} \quad (35)$$

donde: D_e = diámetro de entrada.

D_s = diámetro de salida.

$$n = 0.5$$

La velocidad angular máxima en el motor será,

$$W_m = 183.26 \text{ rad/s}$$

La eficiencia es del 97%, ya que se utilizarán baleros para la transmisión, lo cual no produce muchas pérdidas de energía por la fricción, las mayores pérdidas se concentrarán en las bandas,

$$\eta = 0.97$$

Se calcula el torque del motor (T_e) utilizando la ecuación:

$$T_e = T_s \cdot n / \eta \quad (36)$$

donde: T_s = torque requerido por la máquina.

n = relación de transmisión.

η = eficiencia.

$$T_e = 1.86 \text{ N m}$$

Calculando la potencia del motor (P_m) se tiene:

$$P_m = W_m T_m \quad (37)$$

donde: W_m = velocidad angular del motor.

T_m = torque del motor.

$$P_m = 340.86 \text{ N m/s} \quad (0.46 \text{ HP})$$

Se selecciona un motor con una potencia de,

$$P_m = 1 \text{ HP.}$$

2.16 SELECCIÓN DE LAS BANDAS EN "V"

La selección de las bandas se realizará a partir de la potencia del motor. De la tabla 2.6, se selecciona el tipo A de banda

Tabla 2.6 Sección de bandas trapeziales (o en V) estándares [5].

SECCIÓN	ANCHO	ESPESOR	DIÁMETRO MÍNIMO DE POLEA	POTENCIA PARA UNA O MÁS BANDAS
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4} - 10$
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1 - 25

Los parámetros necesarios para calcular cuantas bandas se necesitan para las condiciones de operación de la máquina, son:

- Potencia del motor: $P_m = 1$ HP.
- Diámetro de la polea del motor: $d = 76.2$ mm (3 pulg)
- Diámetro de la polea de carga: $D = 152.4$ mm (6 pulg)
- Longitud entre centros: $C = 402.08$ mm (15.83 pulg)

Calculando la longitud efectiva (L_p) de la banda, por medio de la ecuación:

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (38)$$

donde: D = diámetro de la polea mayor.

d = diámetro de la polea menor.

C = distancia entre centros.

$$L_p = 1168.4 \text{ mm (46 pulg)}$$

De tabla 2.7, se selecciona la banda A46, la cual se aproxima al valor calculado.

Se selecciona en la tabla 2.8, un factor de servicio de sobrecarga de

$K_s = 1.2$. Así, se obtiene la potencia del motor corregida (P_{mc}):

$$P_{mc} = K_s P_m \quad (39)$$

$$P_{mc} = 1.2 \text{ HP.}$$

Tabla 2.7 Circunferencias internas de bandas en V estándares [5].

SECCIÓN	CIRCUNFERENCIA (pulg)
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300

Tabla 2.8 Factores de servicio sugeridos (K_s) para transmisiones de bandas en V [5].

CARACTERÍSTICAS DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICAS DEL MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

La velocidad lineal de la banda (V) se calcula con la ecuación:

$$V = \pi d N \quad (40)$$

donde: V = velocidad lineal (m/min)

d = diámetro de la polea.

N = rpm.

$$V = 9.02 \text{ m/s (1374.45 pie/min)}$$

Tabla 2.9 Potencias nominales en HP de bandas trapeciales (o en V) [5].

SECCIÓN DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA (pulg)	VELOCIDAD DE LA BANDA (pie/min)				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.6	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 o más	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 o más	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90

Con el diámetro de paso de la polea del motor (d) y la velocidad lineal, se interpola en la tabla 2.9, se encuentra la potencia nominal por banda es,

$$H_{nb} = 0.8 \text{ HP.}$$

El ángulo de contacto de la polea del motor (θ_d), se calcula con la ecuación,

$$\theta_d = \pi - 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \quad (41)$$

donde: D = diámetro de la polea mayor.

d = diámetro de la polea menor.

C = distancia entre centros.

$$\theta_d = 2.95 \text{ rad} \cong 169.12^\circ$$

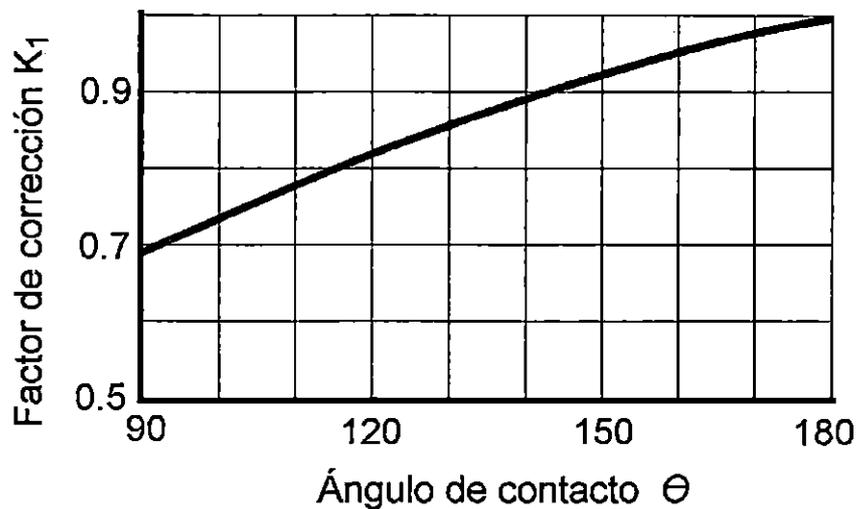


Figura 2.27 Factor de corrección K_1 para el ángulo de contacto^[5].

De la figura 2.27, con el ángulo de contacto se puede obtener el respectivo factor de corrección,

$$K_1 = 0.97$$

De la tabla 2.10, con la longitud de la banda de 1168.4 mm (46 pulg), y el tipo "A", su respectivo factor de corrección es,

$$K_2 = 0.90$$

Tabla 2.10 Factor de corrección de longitud de banda K_2 .^[5]

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL (pulg)	
	BANDAS A	BANDAS B
0.85	Hasta 35	Hasta 46
0.90	38 - 46	48 - 60
0.95	48 - 55	62 - 75
1.00	60 - 75	78 - 97
1.05	78 - 90	105 - 120
1.10	96 - 112	128 - 144
1.15	120 o más	158 - 180
1.20		195 o más

Con los datos anteriores y la ecuación 12, se calcula la potencia corregida por banda:

$$H_{cb} = K_1 K_2 H_{nb} \quad (42)$$

$$H_{cb} = 0.7 \text{ HP.}$$

Para encontrar el número de bandas necesarias, se divide la potencia del motor corregida (P_{mc}) entre la potencia corregida por banda (H_{cb}):

$$N = P_{mc}/H_{cb} \quad (43)$$

$$N = 1.71$$

Por lo tanto, se necesitan dos (2) bandas A46.

2.16.1 Tensiones en las bandas en "V"

El cálculo de las tensiones de las bandas se realizará en la polea que va acoplada al eje principal, ya que es uno de los parámetros que se deben tener en cuenta en el diseño de dicho eje.

$$D = 101.6 \text{ mm.}$$

La velocidad máxima en esta polea, será de,

$$N = 1312.5 \text{ rpm} \quad (\omega = 137.44 \text{ rad/s})$$

Para calcular las tensiones en las bandas es necesario calcular los parámetros tales como, la velocidad lineal de las bandas, la cual se calcula con la ecuación 40,

$$V = 43.87 \text{ m/s.}$$

La fuerza centrífuga por banda, se calcula con la ecuación,

$$F_c = m v^2 = \frac{\rho w^2 r^2}{g} \quad (44)$$

donde: ρ = peso específico de la banda por unidad de longitud.

W = velocidad angular de la polea.

r = radio de la polea.

g = gravedad (9.81 m/s²)

Tomando en cuenta que, $\rho = 0.996$ N/m (medido directamente)

Sustituyendo valores,

$$F_c = 9.9 \text{ N}$$

Para dos bandas, la fuerza centrífuga se multiplica por dos,

$$F_c = 19.80 \text{ N}$$

La potencia del motor es de,

$$P = 1 \text{ HP (746 Watt)}$$

Despejando las tensiones de la ecuación de potencia (P) y sustituyendo valores,

$$P = (F_1 - F_2)V \quad (45)$$

donde: F_1 = fuerza de la tensión mayor.

F_2 = fuerza de la tensión menor.

V = velocidad lineal de la banda.

$$F_1 - F_2 = 17.01 \text{ N} \quad (\text{a})$$

De la siguiente ecuación, se calcula el término de la derecha,

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f\theta / \text{Sen}(\beta)} \quad (46)$$

$f = 0.4$, coeficiente de fricción para el cuero [5].

$$\theta = 183.27^\circ$$

$\beta = 17^\circ$, para banda en V [4].

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = 159.09$$

Para dos bandas, esta expresión se multiplica por dos,

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = 318.18 \quad (\text{b})$$

Simultaneando a y b,

$$F_1 = 27.01 \text{ N}$$

$$F_2 = 10.01 \text{ N}$$

La tensión total de las bandas será,

$$F_t = F_1 + F_2 \quad (47)$$

$$F_t = 50 \text{ N}$$

2.17 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

El eje principal (13), es el que transmite la potencia del motor a la polea excéntrica, estará sometido a esfuerzos de flexión alternante originados por las tensiones en las bandas de transmisión y por las cargas en la polea doble excéntrica. También, estará sometido a esfuerzos de torsión pulsante, originados por la fuerza tangencial en el eje excéntrico. El torque máximo calculado (apartado 2.12.3) en el eje es de,

$$T_{\text{máx}} = 11.5 \text{ N m.}$$

En la figura 2.28, se presenta el análisis de cortantes y de momentos a que estará sometido el eje principal, las cargas que se presentan son la tensión en

las bandas (T_f), reacción en el primer rodamiento (R_1), reacción en el segundo rodamiento (R_2) y la tensión (P) en el eje excéntrico.

El momento de flexión máximo se obtiene calculando el área del diagrama de cortante (V), el cual resulta:

$$M_{\text{máx}} = 146 \text{ N m.}$$

Esta carga es aplicada radialmente y genera un momento de flexión pulsante, por lo que el momento alternante y medio, se calculan,

$$M_a = \frac{M_{\text{máx}} - M_{\text{mín}}}{2} \quad (48)$$

$$M_a = 73.0 \text{ N m.}$$

$$M_m = \frac{M_{\text{máx}} + M_{\text{mín}}}{2} \quad (49)$$

$$M_m = 73.0 \text{ N m.}$$

El momento cortante alternante y medio, se calculan con,

$$T_a = \frac{T_{\text{máx}} - T_{\text{mín}}}{2} \quad (50)$$

$$T_a = 5.75 \text{ N m.}$$

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad (51)$$

$$T_m = 5.75 \text{ N m}$$

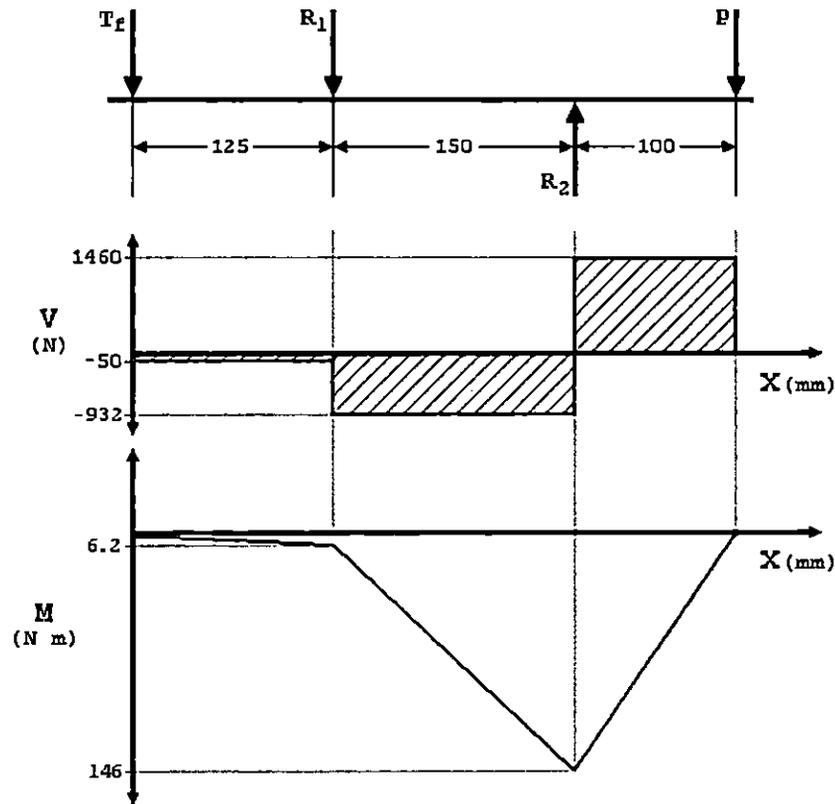


Figura 2.28. Análisis del eje principal.

Como se puede observar el eje principal no estará sometido a cargas extremas, por lo que se selecciona un acero AISI 1045, con las siguientes características:

- $S_u = 570 \text{ MPa}$.
- $S_y = 310 \text{ MPa}$.

Calculando la resistencia a la fatiga para 10^6 ciclos, con los siguientes datos:

De tabla 2.1, para un acero con carga flexión rotativa, $C_L = 1.0$

De tabla 2.1, para un diámetro entre $10 \leq \phi \leq 50$ mm, $C_D = 0.9$

De figura 2.9, para un $S_u < 1000$ MPa, y con acabado superficial tipo pulido comercial, $C_S = 0.9$

Aceros con $S_u < 1379$ MPa, $S'_e = 0.5(S_u) = 285$ MPa.

En la posición donde está ubicado el momento máximo, el eje no presenta cambio de sección por lo que los concentradores de esfuerzos en este punto son,

$$K_F = 1$$

$$K_{fs} = 1$$

Sustituyendo en la ecuación 1, queda,

$$S_e = 230.85 \text{ MPa.}$$

Dado que ya se considero el factor de seguridad,

$$n_s = 1$$

Tomando la ecuación de Goodman modificada, ya que se tienen esfuerzos combinados de flexión y torsión. Despejando el diámetro,

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi} \left\{ \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[\left(\frac{M_m}{S_u} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} \quad (52)$$

donde: d = diámetro del eje.

M_a = momento de flexión alternante.

M_m = momento de flexión medio.

K_f = factor de concentración de esfuerzo por flexión.

T_a = momento de torsión alternante.

T_m = momento de torsión medio.

K_{fs} = factor de concentración de esfuerzo por torsión.

$$d = 16.55 \text{ mm.}$$

Para normalizar con respecto a los diámetros de rodamientos y para darle mayor seguridad, se selecciona un diámetro de 25.4 mm.

CAPÍTULO III

MANUAL DE OPERACIÓN

Y

MANTENIMIENTO

3 MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Inicialmente se describen las operaciones y ajustes que requiere cada dispositivo para realizar ensayos conforme las condiciones requeridas. Posteriormente se incluye la guía de laboratorio, en la cual se describe el proceso que se debe seguir para realizar los ensayos.

3.1 MANUAL DE OPERACIÓN

A continuación se describirá el proceso de operaciones de cada elemento de la máquina. Para facilitar la descripción se asumirá que:

- GIRO POSITIVO: define el giro en el sentido de las agujas del reloj.
- GIRO NEGATIVO: define el giro en el sentido contrario al de las agujas del reloj.

3.1.1 Contador de ciclos

El contador de ciclos, tiene tres interruptores, que se describen a continuación:

1. Interruptor de Alimentación, tiene como función interrumpir y dar paso de energía eléctrica al contador.
2. Interruptor para el sensor, el cual actúa como auxiliar en los casos cuando se quiere utilizar el sensor y el motor este desactivado. También permite seguir contando después de interrumpir la energía al motor. Antes de pulsar el botón de activación de la máquina (START) se debe activar este interruptor, una vez trabajando normalmente la máquina se debe desactivar para que cuando se produzca la fractura de la probeta , se detenga el contador.
3. Botón de Reiniciar, es para que cada dígito del contador se retorne a cero.

3.1.2 Montaje y desmontaje de la probeta

En la figura 3.1, se presenta el sentido de giro de apriete de los elementos.

Para instalar la probeta realice los siguientes pasos:

1. Aflojar todos los elementos que sujetan la probeta, desmontar el soporte trasero (5) del sujetador fijo de la probeta, y retroceder dicho sujetador.

2. Desenroscar el sujetador móvil (4) de la probeta (giro positivo) de la corredera de transmisión, hasta desmontarlo.
3. Enroscar completamente la probeta (3) en el sujetador fijo, girándola en sentido positivo y apretar moderadamente el perno de tope (1) girándolo en sentido negativo.

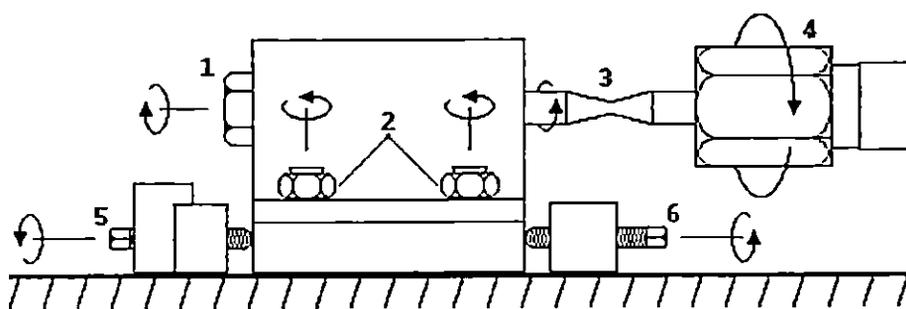


Figura 3.1 Giro de apriete de los elementos que sujetan la probeta.

4. Enroscar el sujetador móvil de la probeta dejando ocho hilos sin enroscar y la cara del hexágono marcada con 1 de frente al usuario, luego acérquelo a la rosca de la corredera de transmisión hasta que encajen en las roscas, continúe girando el sujetador móvil de la probeta hasta que hagan contacto la probeta con la corredera de transmisión y apretar moderadamente.

5. Girando la polea doble excéntrica ajustar la hoja de resorte hasta que quede en línea con la referencia (alambre de acero instalado atrás del resorte).
6. Sin mover el sujetador fijo, proceda a apretar las tuercas (hasta que este bien sujeta) de las bridas (2).
7. Colocar la barra de tope trasera (5) del sujetador fijo de la probeta.
8. Ajustar los pernos de tope delanteros y traseros del sujetador fijo de la probeta.
9. Verificar que el resorte este en línea con la referencia, de lo contrario aflojar las tuercas y pernos que sostiene el sujetador fijo de la probeta y regrese al paso 5.

El desmontaje de la probeta solo requiere que se aflojen los pernos traseros y delanteros que sostienen el sujetador fijo de la probeta, luego se debe desmontar el tope trasero, seguidamente se deben aflojar los pernos de las bridas; con esto se puede desplazar el sujetador fijo hacia atrás y desenroscar los extremos de la probeta.

3.1.3 Ajuste de Biela

La biela se ajusta girando el perno central. Si el giro es positivo se reduce su longitud y girando en sentido contrario se amplía. Para realizar esta operación solo basta aflojar las contra-tuercas y medir la longitud que se desea ajustar. La longitud para trabajar con cargas totalmente alternantes debe ser de 270 mm. El usuario deberá realizar los cálculos necesarios para ajustar la medida de las cargas que se deseen aplicar, tomando en cuenta la constante de elasticidad del resorte.

3.1.4 Cambio de Polea

Para cambiar la polea de carga solo basta aflojar las bandas por medio del tornillo de ajuste y desmontarlas; luego, sosteniendo la polea de carga, afloje el perno central y desmóntelo. El ajuste utilizado permite sacar la polea manualmente.

3.1.5 Ajuste del eje excéntrico

Para este proceso realice los siguientes pasos:

1. Aflojar los cuatro pernos (cabeza tipo Allen) que sujetan el plato.

2. Con la llave en U, ajustar la distancia entre centros requerida, el dial marca esta distancia en milímetros.
3. Apretar moderadamente los pernos que sujetan el plato.

3.1.6 Medición de la deflexión superior del resorte

Con la probeta instalada, la polea doble excéntrica ajustada en el desplazamiento deseado y el resorte alineado con respecto a la referencia, instale el comparador de carátula en la parte posterior del sujetador superior del resorte (figura 3.2). El puntero debe estar en línea y a nivel del pasador que une este elemento con el eslabón: ajustarlo a cero. Luego, manualmente gire lentamente la excéntrica hasta la posición de carga máxima; en esta posición podrá leer del comparador de carátula el valor de deflexión.

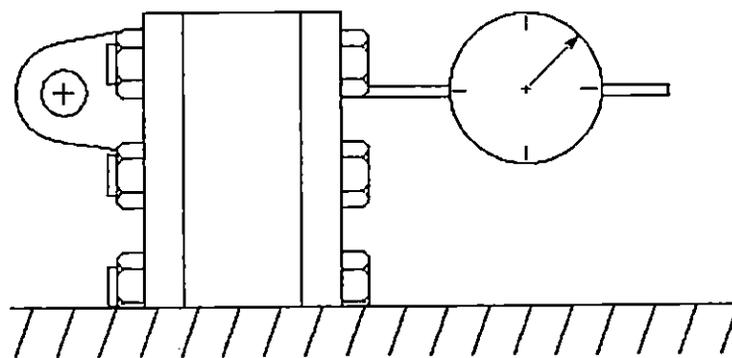


Figura 3.2 Instalación del comparador de carátula.

3.1.7 Ajuste del interruptor de paro por fractura de probeta

Una vez ajustado el desplazamiento de la doble excéntrica, se debe ajustar el interruptor de paro por la fractura de la probeta, el cual solo se afloja la tuerca (tipo mariposa) que lo sujeta. Luego, se debe ubicar en una posición en la cual se active cuando se produzca el desplazamiento máximo de la corredera de transmisión. Esto se da cuando la probeta esta sujeta a tensión. El ajuste debe realizarse cuidadosamente de tal forma, que no dañe el interruptor.

3.1.8 Determinación del esfuerzo en la probeta

El esfuerzo máximo ($S_{m\acute{a}x}$) que soportará la probeta se define con la expresión:

$$S_{m\acute{a}x} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A_p}$$

donde:

$F_{m\acute{a}x}$: es la fuerza máxima aplicada a la probeta.

A_p : es el área crítica de la probeta.

La fuerza máxima aplicada a la probeta es la fuerza en el extremo superior del resorte (figura 2.11, F_p) y se calcula multiplicando por cinco la fuerza máxima aplicada al extremo inferior del resorte (F_b) producto de la sumatoria de momento:

$$F_{\text{máx}} = F_p = 5 F_b$$

La fuerza máxima aplicada al extremo inferior del resorte, se calcula multiplicando la deformación (X) del resorte (que es la lectura del dial en milímetros de la polea doble excéntrica) por la constante de elasticidad del resorte, que calculada experimentalmente es de 67 N/mm. La expresión es:

$$F_{\text{máx-inf}} = 67 X \quad [\text{N}]$$

Sustituyendo la expresión anterior en la $F_{\text{máx}}$, se tiene la expresión:

$$F_{\text{máx}} = 335 X \quad [\text{N}]$$

Se debe tomar en cuenta la deformación de los elementos superiores (apartado 3.1.1.6), ya que esta deformación reduce la deformación inferior del resorte, afectando la carga aplicada a la probeta.

Por la relación de brazos, el desplazamiento horizontal inferior cinco veces el desplazamiento horizontal superior:

$$X_{\text{inf}} = 5 X_{\text{sup}}$$

Por lo que, la deformación aplicada al resorte (X , en la doble excéntrica), se le debe restar la deformación de los elementos superiores. La expresión de $F_{\text{máx}}$ se quedaría de la siguiente manera:

$$F_{\text{máx}} = 335 (X - 5 X_{\text{sup}}) \quad [\text{N}]$$

Dado que pueden generarse errores en la elaboración del diámetro crítico de la probeta, se involucrará dicho diámetro en la ecuación para que el valor sea más real. El área crítica de la probeta se calcula con la expresión:

$$A_p = \frac{\pi}{4} d^2$$

Sustituyendo las expresiones de $F_{\text{máx}}$ y A_p , en el esfuerzo máximo ($S_{\text{máx}}$),

$$S_{\text{máx}} = \frac{1340 (X - 5 X_{\text{sup}})}{\pi d^2}$$

3.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO

Definiciones de mantenimiento:

1. El mantenimiento es un conjunto de operaciones a realizar, dirigidas a mejorar la eficiente operación y la disponibilidad de los componentes de una instalación (central, fábrica, máquina, otros), con objeto de optimizar el nivel de producción de forma económica con calidad de producto o servicio, y cumpliendo la normativa vigente.
2. Mantenimiento es la función empresarial a la que se encomienda el control constante de las instalaciones, así como el conjunto de trabajo de reparación y revisión necesarios para garantizar el funcionamiento regular y el buen estado de conservación de las instalaciones productivas, servicios e instrumentación de los establecimientos [7].

3.2.1 TIPOS DE MANTENIMIENTO

Mantenimiento Correctivo.

Se efectúa a un equipo cuando la falla ya se ha producido, para restablecerlo a su estado normal. Es un mantenimiento que genera crisis pues

podría detener el proceso productivo del equipo o de la planta por una falla imprevista [7].

Mantenimiento Preventivo.

Consiste en programar intervenciones o cambios de algunos componentes o piezas según intervalos predeterminados (estadísticamente) o según eventos regulares (horas de servicio, número de piezas producidas, kilómetros recorridos, vacaciones colectivas). Su objetivo es reducir la probabilidad de falla o pérdida de rendimiento de una máquina o instalación, planificando intervenciones que se ajusten al máximo de la vida útil del elemento intervenido [7].

Mantenimiento Predictivo.

Se basa en el monitoreo periódico de ciertos parámetros de operación de la máquina o instalación que se consideran críticas, grafica sus tendencias, establece límites de advertencia y detecta los equipos que inician su deterioro; para de esa forma tomar acciones de corrección o reemplazo. Esta filosofía de mantenimiento ha tomado impulso recientemente por que proporciona grandes beneficios en la confiabilidad y disponibilidad del equipo. Se apoya en tecnologías relevantes como el análisis de vibración, análisis de aceite, ultrasonido, termografía, medición de esfuerzos internos,

análisis de corriente, videos y otros. Debe ser aplicado solo a equipo crítico y requiere de personal entrenado, tecnología relevante y sistemas de administración de la información generada [7].

Mantenimiento Proactivo.

Es una filosofía moderna en la que el objetivo principal es aumentar el tiempo promedio entre fallas de la maquinaria e incrementar su confiabilidad. Su principal enfoque es la identificación de las causas de falla de la maquinaria, para controlarlas y tratar de eliminarlas, evitando que estas se conviertan en desgaste de la maquinaria. Utiliza herramientas como el Análisis de Modo de Falla y Efecto (FMECA), Análisis de Causa de Falla (RCFA) y principalmente el análisis de aceite para la identificación de esas causas de falla. El lubricante durante su operación recoge esas señales. Las practicas proactivas pueden llevar a la modificación de elementos estructurales y al rediseño operativo del equipo para la eliminación de las fallas. Es un cambio radical de una estrategia dirigida a la reparación por una dirigida a la solución del problema desde la raíz [7].

3.2.2 MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LA MÁQUINA

3.2.2.1 MOTOR ELÉCTRICO

Se requiere de una inspección que debe ser hecha a determinados intervalos de tiempo, dependiendo del servicio que brinda y de las condiciones de operación. Se deberá poner atención en los datos de placa, a ruidos extraños que presente el motor especialmente de los rodamientos, comprobar la libre rotación; el juego axial del rotor debe estar entre 0.8 a 1.6 mm (1/32 a 1/16 pulg).

Además, se debe verificar que el voltaje de entrada entre fases sea de 220 Voltios, la corriente no debe exceder en operación los 10 amperios por fase. No debe haber ninguna fase aterrizada y debe tener 15 a 20 ohmios entre las líneas.

3.2.2.2 CONTACTOR Y PROTECTOR BIMETALICO

En el contactor se debe verificar que no exista sobrecalentamiento; cuando el motor esta activo; no debe existir arco eléctrico en ninguna fase; la bobina no debe tener vibraciones excesivas.

El protector bimetalico se verifica su funcionamiento operando el motor y pulsando el botón (test). Si el contactor se desconecta, el protector funciona bien, de lo contrario ya no esta cumpliendo con su función. Pulse el botón celeste para activarlo. Se recomienda revisar los aprietes de todos los sujetadores de cables de ambos elementos.

3.2.2.3 BANDAS

A las bandas se les debe comprobar la tensión. Verifique que no existan grietas ni peladuras en las áreas de contacto, evitar derrames de aceite sobre las bandas.

3.2.2.4 CHUMACERAS

Las chumaceras se deben revisar y verificar que no exista fuga de aceite. En el caso que existiera, se debe corregir la falla y se le debe agregar el aceite faltante. Se debe comprobar la libre rotación del eje, el juego axial del eje debe estar entre 0.8 a 1.6 mm (1/32 a 1/16 pulg).

3.2.2.5 RODAMIENTOS DE LA BIELA

Los rodamientos son sellados y no permite que se les pueda dar mantenimiento. Lo recomendable es verificar el juego axial del eje excéntrico que debe oscilar entre 0.4 a 0.8 mm (1/64 a 1/32 pulg). Si el juego se excede proceda a reemplazarlos.

3.2.2.6 PASADORES Y ESLABONES

Los pasadores y eslabones se debe verificar que no tenga juego excesivo, se deben desmontar para verificar que no exista desgaste, se deben lubricar antes de montarlos de nuevo asegurándose de colocarles los respectivos seguros.

3.2.2.7 RUTINA GENERAL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

La máquina fue diseñada para fines didácticos, por lo que se espera que no trabaje a diario, será utilizada en prácticas de laboratorio en el transcurso de un ciclo de estudio. Se recomienda hacer una revisión y reparación general antes de comenzar el período de trabajo de la máquina.

REVISIÓN GENERAL:

1. Limpiar todo el polvo superficial en cada elemento de la máquina.
2. Reemplazar la grasa existente por una nueva.
3. Revisar el apriete de todos los pernos y tuercas de las chumaceras, sujetador superior e inferior del resorte, guía de la corredera de transmisión, biela y del motor.
4. Revisar el apriete de prisioneros que sujetan las poleas.
5. Revisar el motor, contactor, protector bimetalico, las chumaceras, los rodamientos de la biela.
6. Revisar los pasadores y los eslabones.
7. Revisar las bandas.
8. Ponga a trabajar la máquina sin instalar la probeta y verifique que todos los elementos funcionen correctamente.
9. Haga las reparaciones pertinentes.

CAPÍTULO IV

PRUEBAS

Y

ANÁLISIS DE RESULTADOS

4. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

El trazado de toda la curva de fatiga, muestra que los puntos figurativos se encuentran generalmente más o menos dispersos a una y otra parte de la curva promedio.

Las causas de la dispersión son múltiples y debidas a:

- Tolerancias en las medidas de fabricación y montaje de las probetas.
- Esfuerzos residuales debidos al mecanizado de las probetas.
- Problemas por variaciones ambientales de temperatura, humedad relativa, corrosión atmosférica, y otros.
- Impurezas en el material ensayado.
- Heterogeneidad química o estructural del material.

4.1 RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

Las pruebas, se realizaron con un aluminio del cual la empresa proveedora no proporcionó información técnica, por lo que se le realizaron pruebas de dureza de los cuales se obtuvo el promedio:

$$H_B = 76$$

Este valor se relacionó con la tabla A-23 [4], y el material que más se acerca es el que tiene las siguientes características:

- Material: Aluminio.
- Número de la Asociación de Aluminio: 5052.
- Grado: H36.
- Resistencia de Fluencia: $S_y = 234$ MPa.
- Resistencia Última: $S_{ut} = 269$ MPa.
- Dureza Brinell: $H_B = 74$.

Se ensayaron 16 probetas, aplicando diferentes magnitudes de cargas. A cada probeta se le midió el diámetro y la deformación, aplicándole la carga máxima. En la tabla 4.1, se presentan los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en la máquina.

La ecuación teórica de la curva S-N, en el intervalo de $10^3 - 10^6$, para este material, es:

$$S_f = (373.611 \times 10^6)(N)^{-0.0892}$$

La grafica se presenta en la figura 4.1.

TABLA 4.1 Resultados obtenidos en las pruebas.

No.	X (mm)	X _{sup} (mm)	D (mm)	S _e (MPa)	Número de ciclos	RPM
1	13	0.13	5.12	200.947	3,561	875
2		0.16	5.05	204.048	962	
3		0.14	5.12	200.134	1,350	
4		0.12	5.15	199.417	5,182	
5	12	0.11	5.12	186.303	19,172	
6		0.12	5.10	186.947	8,274	
7		0.10	5.15	184.943	29,521	
8		0.12	5.12	185.490	16,550	
9	11.5	0.11	5.12	178.168	29,642	
10		0.10	5.15	176.902	42,853	
11		0.11	5.10	179.568	37,421	
12		0.11	5.12	178.168	18,732	
13	11	0.09	5.12	171.659	25,731	
14		0.11	5.05	174.779	157,837	
15		0.08	5.12	172.473	94,318	
16		0.08	5.15	170.469	214,512	

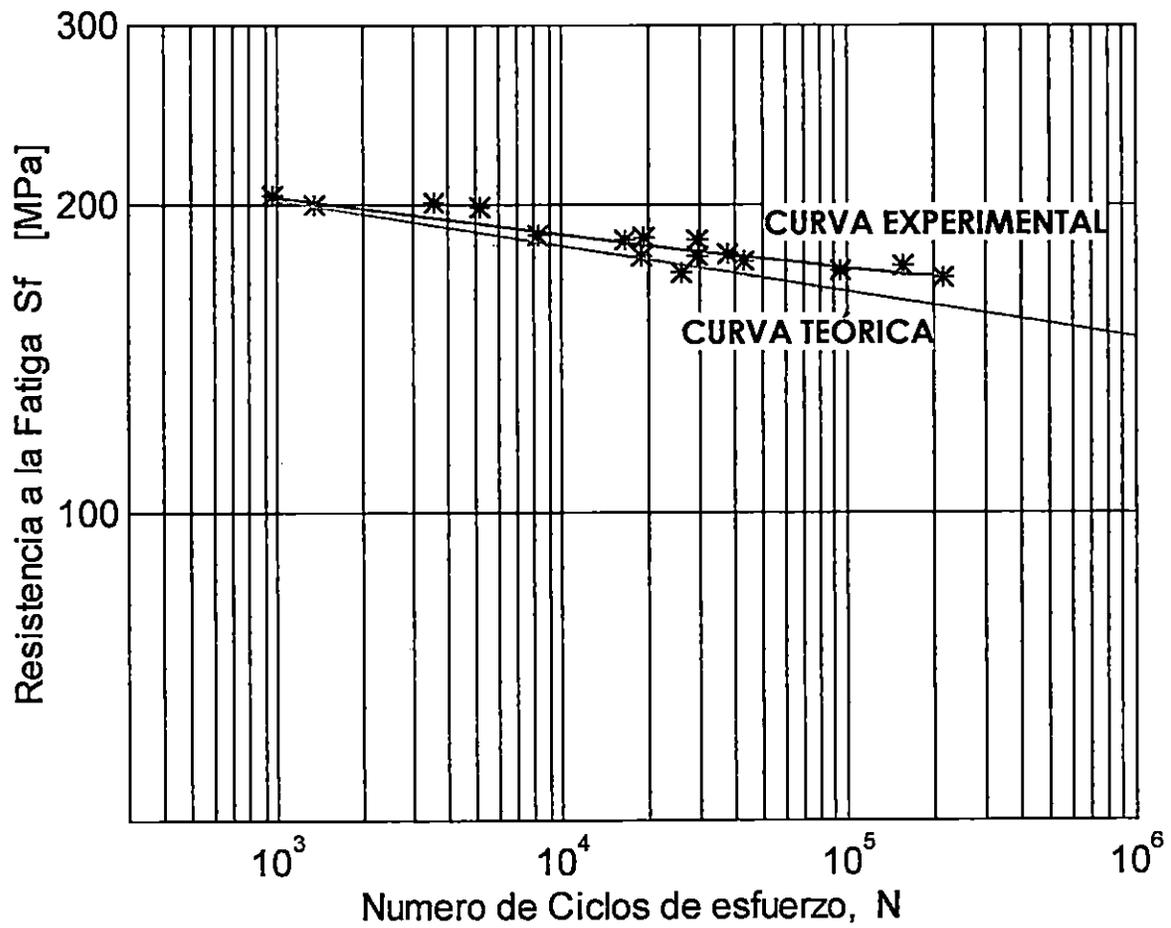


Figura 4.1 Diagrama S-N del material ensayado para probar el funcionamiento de la máquina de fatiga por carga axial.

La ecuación experimental es:

$$S_f = 252.487 + 0.014 \sqrt{N} - 7.227 \ln(N)$$

Donde:

S_f : esfuerzo de fatiga.

N : número de ciclos hasta la rotura.

4.2 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

La máquina de ensayos de fatiga por carga axial diseñada y construida ha presentado buenos resultados en su funcionamiento. Aun que su diseño no es tomado de una máquina existente, la cual ya se tiene una certeza de su funcionamiento, cumple con la función para la cual fue diseñada. La sencillez de su mecanismo permite realizar las pruebas con un buen porcentaje de certeza en las cargas aplicadas a la probeta.

Los ensayos se realizaron en el margen donde la probeta se rompe, los resultados se presentan en la tabla 4.1, los datos se graficaron en la figura 4.1, y como se puede observar en dicha gráfica, la curva tiende a una línea recta. La dispersión de los datos no es muy extrema.

Según los datos del material el límite de resistencia a la fatiga es de 138 MPa, lo cual se logra en la máquina aplicando una deformación de 9 mm (en la doble excéntrica), y conforme los datos obtenidos es muy probable que se obtuviera este resultado.

Debido a las limitantes de recursos económicos, no se realizaron más pruebas, aunque con las realizadas se puede asegurar que la máquina funciona correctamente.

OBSERVACIONES

- Se observó que las probetas ensayadas presentaron la falla en el área crítica, tal como se esperaba.
- La mayoría de fallas producidas en las probetas fueron en forma diagonal (ángulo entre 30° y 45°) al eje longitudinal, lo que es producido por las cargas alternantes.
- Para ciclos bajos las superficies de falla en las probetas presentan una parte lisa y otra con alta rugosidad, conforme aumentan los ciclos fue disminuyendo la rugosidad.

CONCLUSIONES

- Se logró diseñar y construir satisfactoriamente la máquina para ensayos de fatiga. Logrando los objetivos del perfil; el controlador de ciclos es electrónico de ocho dígitos, la carga aplicada se controla por medio de la excéntrica ajustable, y la velocidad de operación se varía intercambiando poleas en el eje principal.
- Se realizaron 16 pruebas en la máquina, utilizando la guía de laboratorio propuesta en el capítulo 5, y se obtuvieron los resultados esperados, los datos graficados no presentan mucha dispersión con respecto a la línea de la ecuación obtenida. Comparando con curva teórica, no existe demasiada diferencia

RECOMENDACIONES

- No ensaye materiales con una resistencia última a la tensión mayor a los 500 MPa, porque sobrepasan los valores de diseño de la máquina.
- Diseñar y construir los sujetadores para ensayar probetas de sección rectangular, ya que según la norma ASTM E 466, es posible ensayar probetas de este tipo.
- Diseñar y construir una máquina accionada hidráulicamente para ensayos de fatiga por carga axial y comparar resultados con la máquina actualmente construida.

REFERENCIAS

- [1] Mecánica de Máquinas
Hame, Crane, Roers
Cuarta edición

- [2] Fatiga de los Metales
P. G. Forrest
URMO S. A. de Ediciones

- [3] Annual Book of ASTM Standards
Fatigue Test
(E 466 – 82)

- [4] Fundamentos de Diseño e Ingeniería Mecánica.
Robert C. Juvinall
Editorial LIMUSA

- [5] Diseño en Ingeniería Mecánica
Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke
Editorial Mc Graw Hill

- [6] Catálogo, " Rodamientos de bolas y rodillos"
NTN
No. 2200/s

- [7] Curso de Gestión del Mantenimiento
SGS



ANEXOS

ANEXO A

**GUÍA DE
LABORATORIO**

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE DISEÑO Y ANÁLISIS DE MÁQUINAS

GUÍA DE LABORATORIO:

" DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA POR CARGA AXIAL"

I OBJETIVO GENERAL:

Determinar la resistencia de un material determinado, sujeto a cargas variables.

II OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Conocer uno de los métodos para realizar ensayos de fatiga por carga axial.
- Identificar las características de las fallas por fatiga para ciclos altos y bajos.
- Elaborar el diagrama S-N para el material en estudio.
- Comparar los resultados obtenidos con los cálculos teóricos de fatiga basados en el esfuerzo último (S_u) del material.

III MARCO TEÓRICO:

Conocer las propiedades de los materiales es de gran importancia para el diseñador de elementos mecánicos. La resistencia a la fatiga es una de las propiedades más trascendentales, ya que en la mayoría de máquinas existen elementos sometidos a cargas que varían su magnitud con el tiempo.

Un elemento sometido a cargas periódicas, tales como alternantes, pulsantes o fluctuantes; se produce una falla o agrietamiento generalmente superficial, que conforme continua trabajando el elemento, va progresando hasta la rotura total. A este proceso se le conoce como falla por fatiga.

Este ensayo pretende determinar la resistencia a la fatiga de un determinado material, sometiendo probetas a cargas axiales totalmente alternantes de diferentes magnitudes, controlando el número de ciclos que estas soportan hasta la rotura. Con los datos obtenidos, es posible trazar la curva S-N del material.

El esfuerzo máximo alternante a que esta sometida la probeta, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$S_{m\acute{a}x} = \frac{1340 (X - 5 X_{sup})}{\pi d^2}$$

Donde:

$S_{m\acute{a}x}$: esfuerzo a que esta sometida la probeta [Pa].

X: lectura del dial de la doble excéntrica [mm].

X_{sup} : deformación de la probeta [mm].

d: diámetro de la probeta a ensayar [m].

IV CUESTIONARIO PRE-LABORATORIO:

1. Defina el concepto de fatiga.
2. Mencione cinco factores que afectan la vida de un elemento sometido a cargas variables.
3. Defina el concepto de límite de resistencia a la fatiga.
4. Trace la curva S-N, del material que va a ensayar, para luego compararla con los resultados de la prueba.
5. Si la carga aplicada a la probeta no es completamente axial puede influir en los resultados obtenidos?. Explique.

V EQUIPO UTILIZADO:

- Máquina para ensayos de fatiga por carga axial.
- Comparador de reloj.
- Llave fija de 10 mm.

- Llave fija de 44 mm.
- Cubo de 19 mm.
- Cubo de 22.23 mm (7/8 pulg).
- Cubo de 14 mm.
- Tenaza de 254 mm.
- Llave L (Allen) de 4.76 mm (3/16 pulg).
- Llave en U (para polea doble excéntrica)
- Llave fija de 44 mm.

VI PROCEDIMIENTO:

Conecte los cables de alimentación de la máquina. Luego retorne "On" el interruptor de alimentación del contador de ciclos. Los siguientes pasos se deben realizar por cada probeta que someta a prueba y anote los datos en la tabla de resultados.

1. Ajustar la polea doble excéntrica, según el desplazamiento (X) requerido, anotarlo en la tabla de resultados.
2. Ajustar el interruptor de paro por fractura de la probeta.
3. Medir el diámetro crítico de la probeta (d) y anotarlo en la tabla de resultados.
4. Instalar la probeta.
5. Medir la deflexión en el sujetador superior del resorte (X_{sup}) y anotarlo en la tabla de resultados.
6. Retornar a "On" el interruptor del sensor.
7. Pulsar el botón de Reiniciar.
8. Asegurarse de que no se encuentre ninguna herramienta o cualquier objeto en la máquina.
9. Pulsar el botón de "Start".
10. Retornar a "Off" el interruptor del sensor.
11. Retornar a "On" el interruptor de la alarma.
12. Cuando se active la alarma, la probeta habrá fallado y el motor se desactivará.

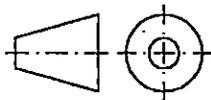
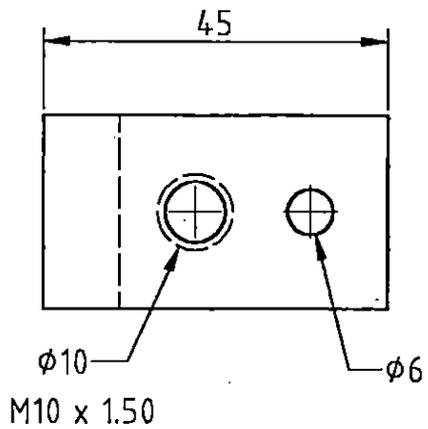
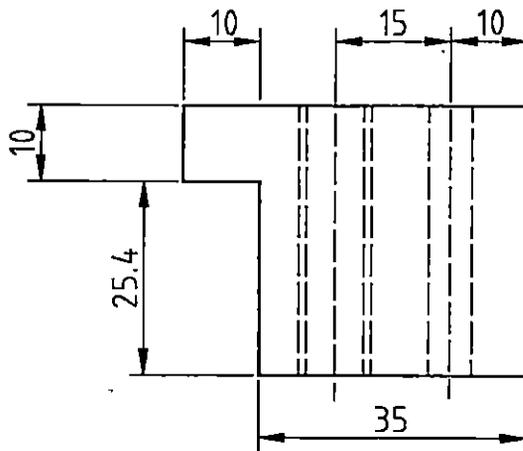
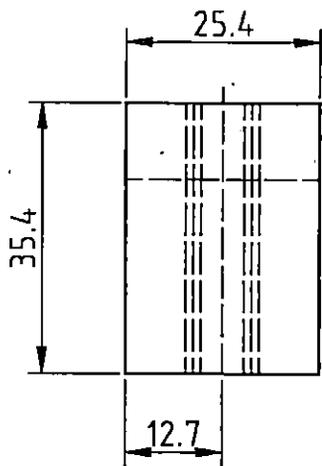
13. Retornar a "Off" el interruptor de la alarma.
14. Anote el número de ciclos en la tabla de resultados.
15. Desmontar la probeta.

Con los datos obtenidos en las pruebas, complete la tabla de resultados y grafique el diagrama S-N. Compare el resultado anterior con la resistencia a la fatiga, obtenida teóricamente ($S_{10^3} = 0.5 S_u$) y haga las conclusiones necesarias.

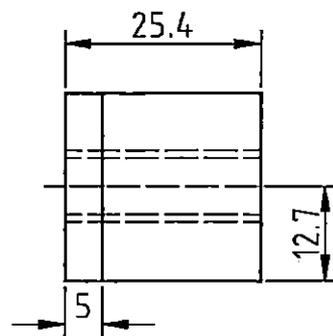
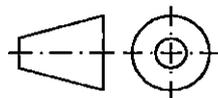
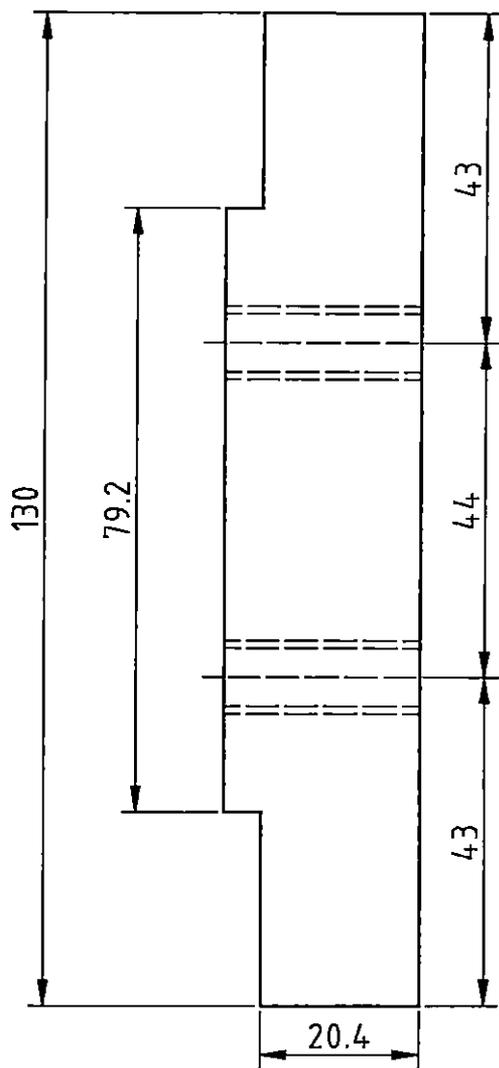
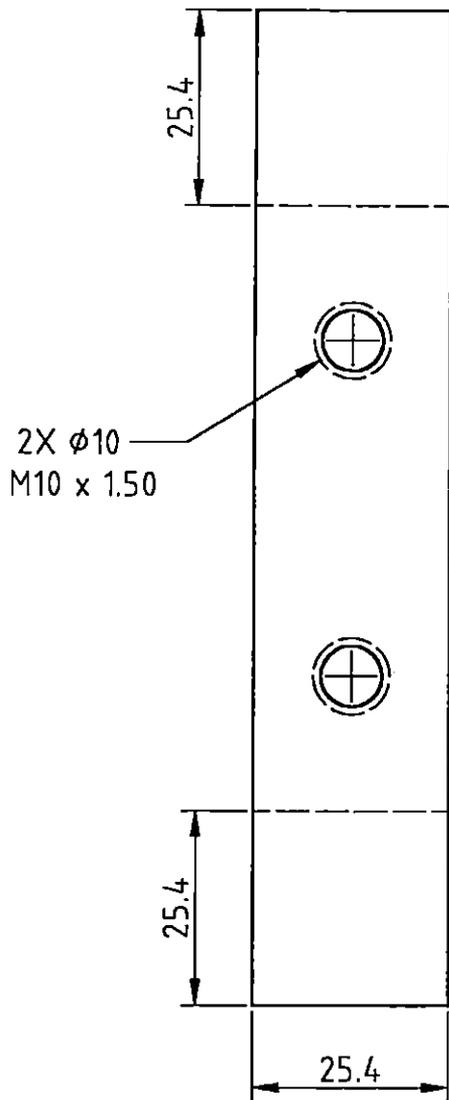
**TABLA DE RESULTADOS EXPERIMENTALES DE
LOS ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL**

FECHA: _____ MATERIAL EVALUADO: _____

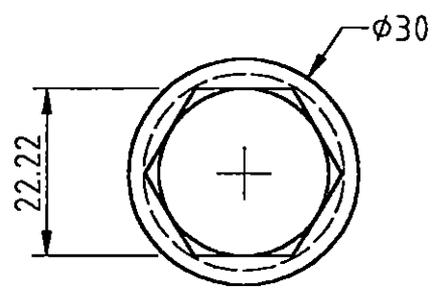
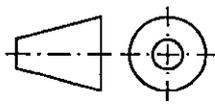
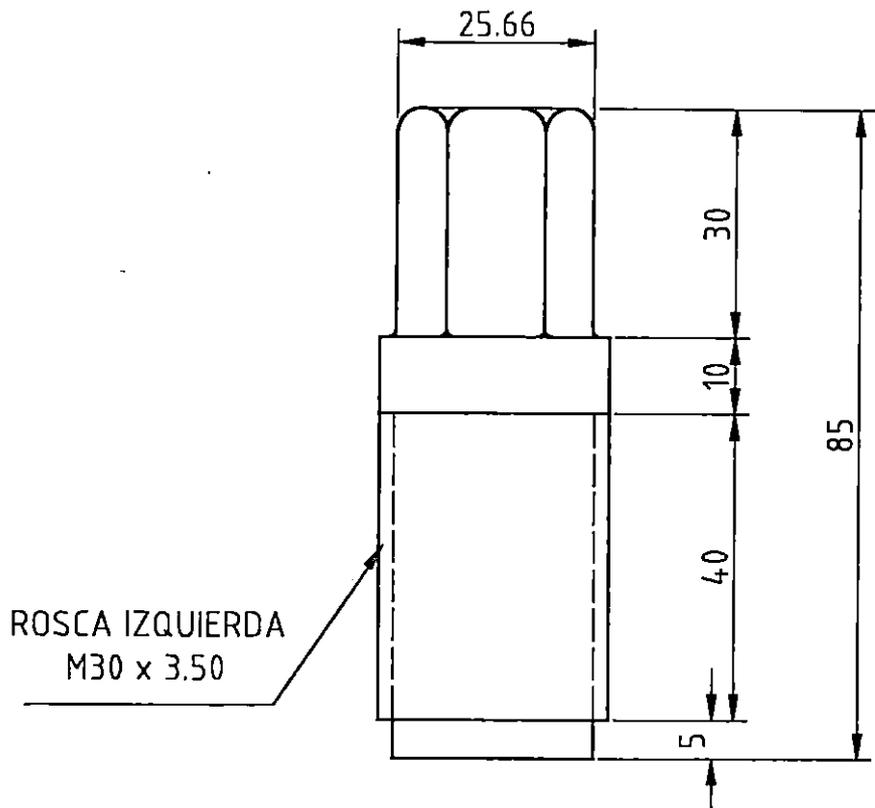
No.	X (mm)	X _{sup} (mm)	d (m)	S _e (Pa)	Número de ciclos	RPM
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						



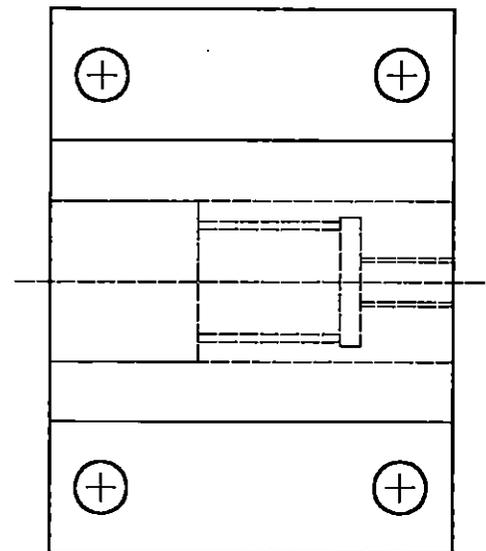
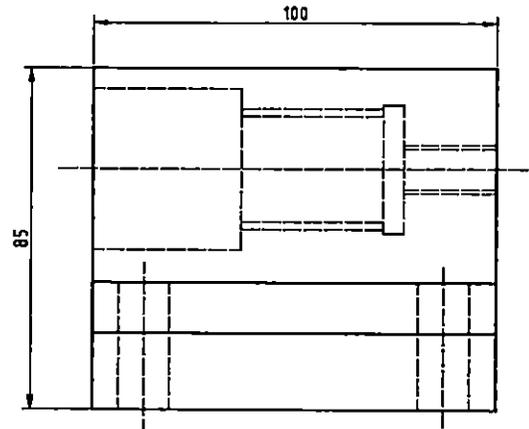
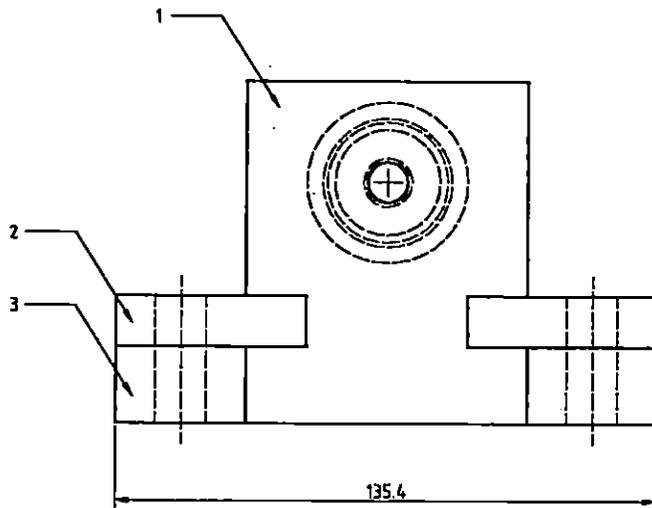
1	2	SOPORTE PARA RETENEDOR ANTERIOR DEL SUJETADOR FIJO DE LA PROBETA	AIISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
2	1	RETENEDOR ANTERIOR DEL SUJETADOR FIJO DE LA PROBETA	AISI 1020	1:1	mm
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



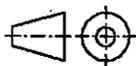
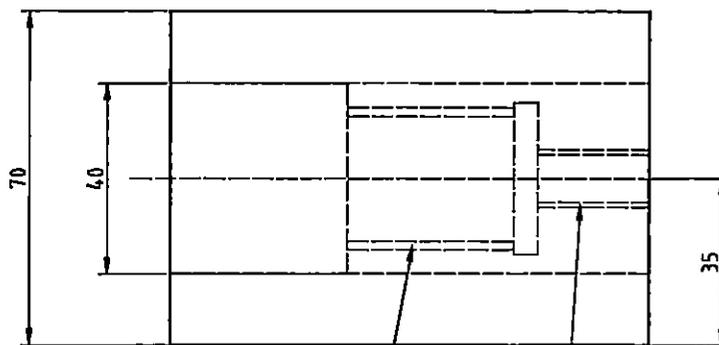
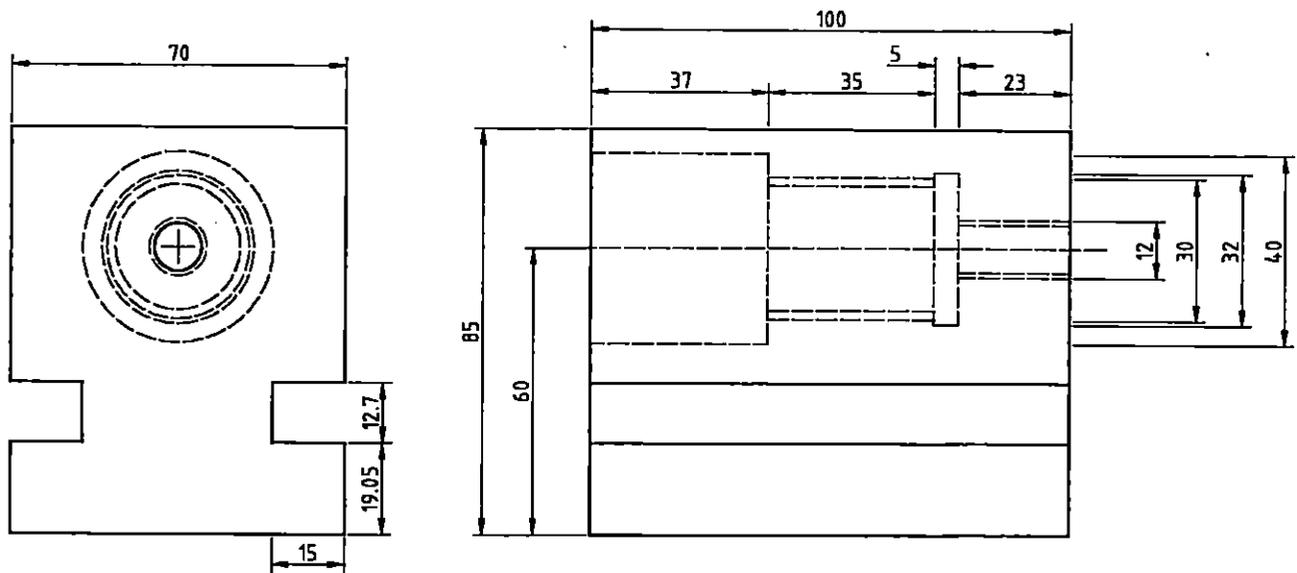
3	1	PERNO RETENEDOR DE LA PROBETA	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			



4.3	1	PLETINA DE SOPORTE	AISI 1045	1:1.3	mm
4.2	1	PLETINA DE SUJECIÓN	AISI 1045	1:1.3	mm
4.1	1	ALOJAMIENTO DE PROBETA	AISI 1045	1:1.6	mm
4	1	SUJETADOR FIJO DE LA PROBETA	AISI 1045	1:1.9	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

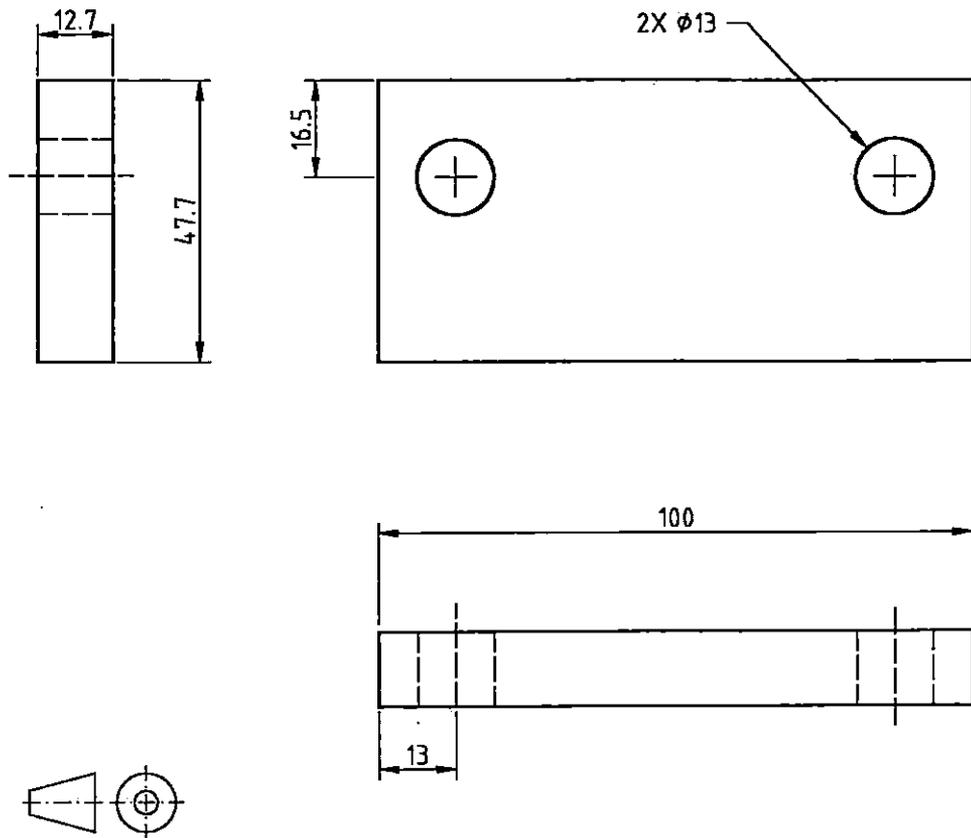
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



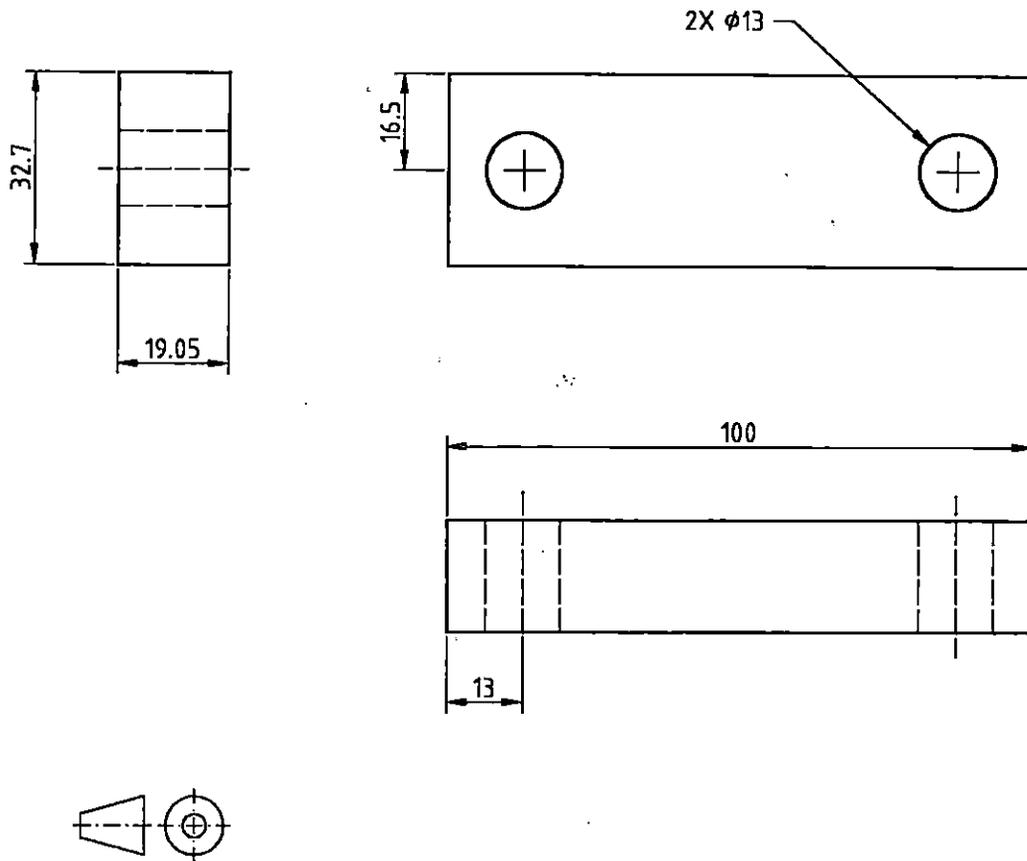
ROSCA IZQUIERDA
M30 x 3.50

ROSCA DERECHA
M12 x 1.75

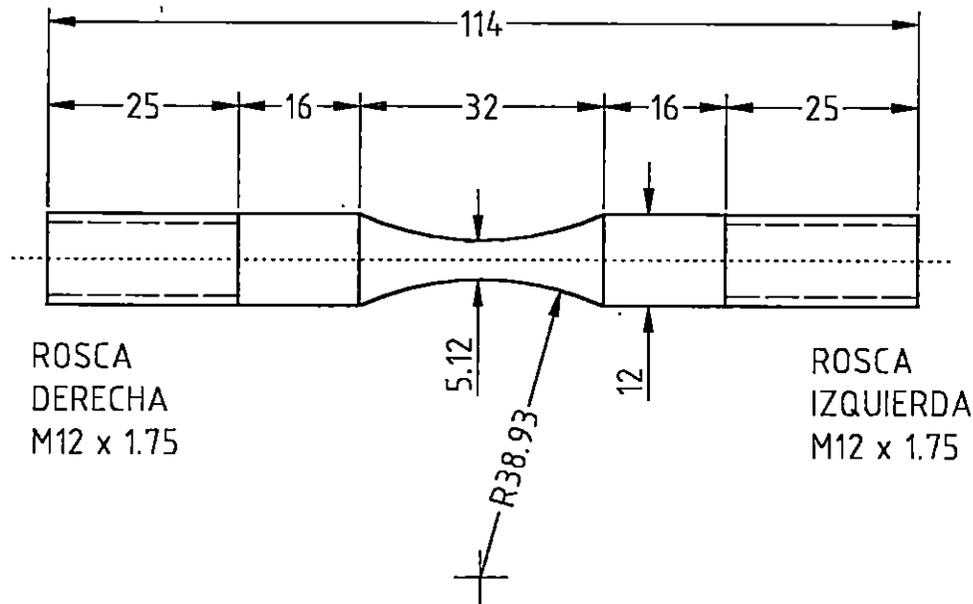
4.1	1	ALOJAMIENTO DE PROBETA	AISI 1045	1 : 1.6	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



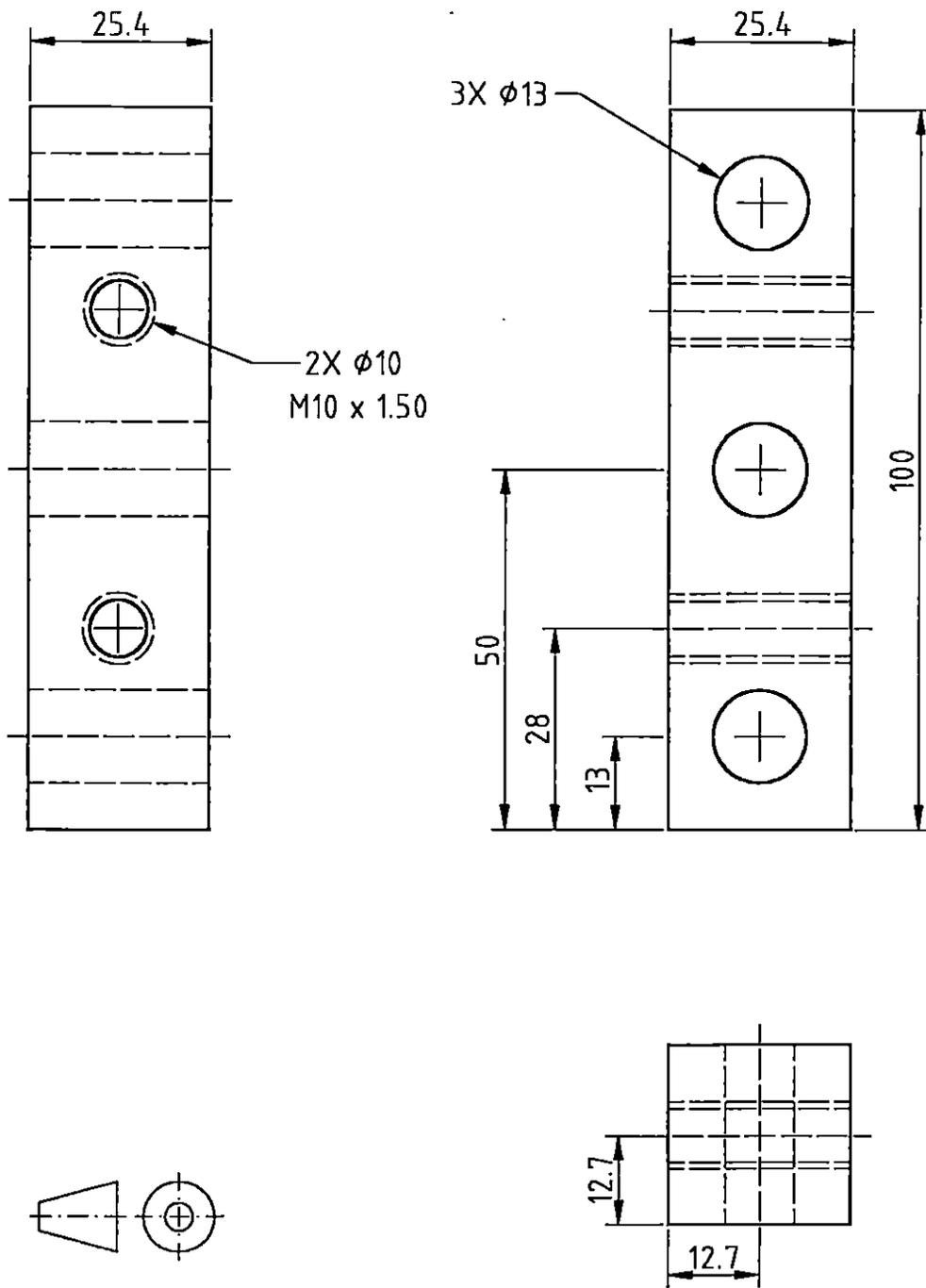
4.2	1	PLETINA DE SUJECIÓN	AISI 1045	1:1.3	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



4.3	1	PLETINA DE SOPORTE	AISI 1045	1:1.3	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



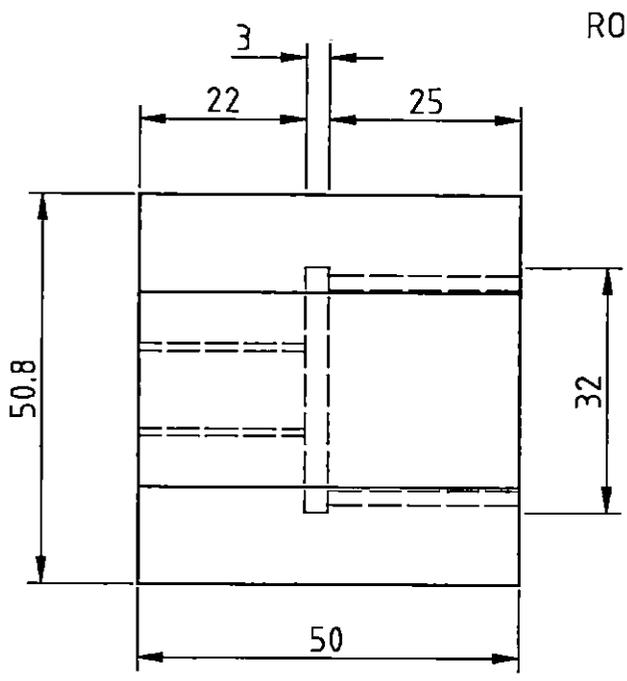
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
5	1	PROBETA		1:1	mm
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



6	1	RETENEDOR POSTERIOR DEL SUJETADOR FIJO DE LA PROBETA	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

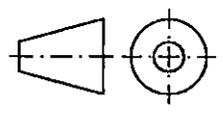
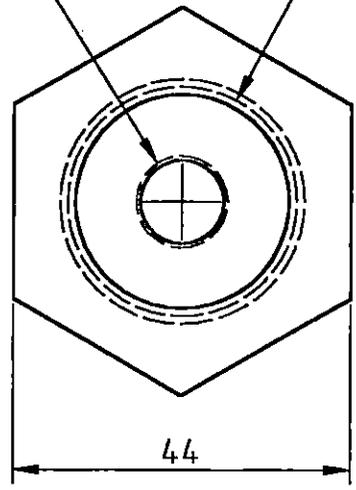
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL

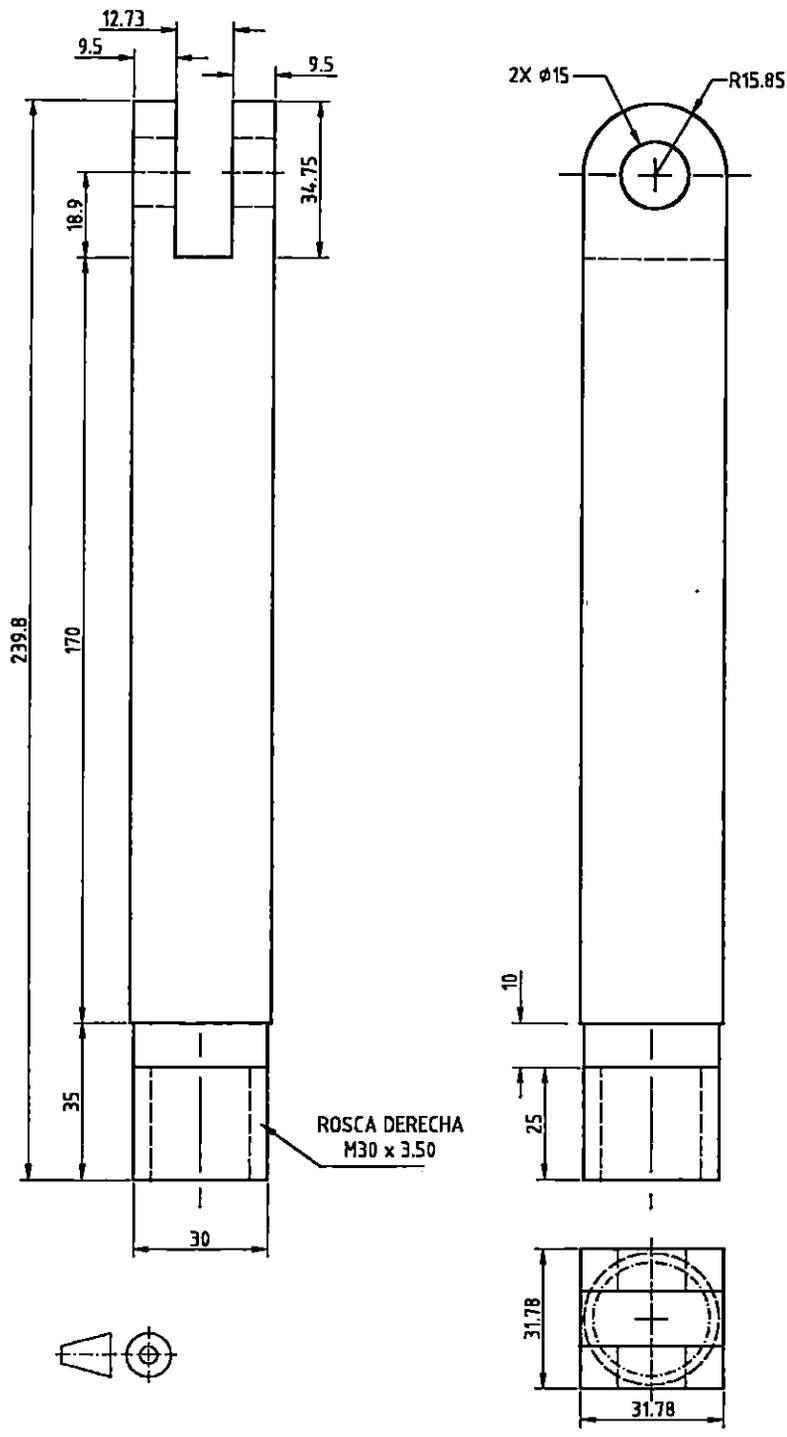


ROSCA IZQUIERDA
M12 x 1.75
Ø12

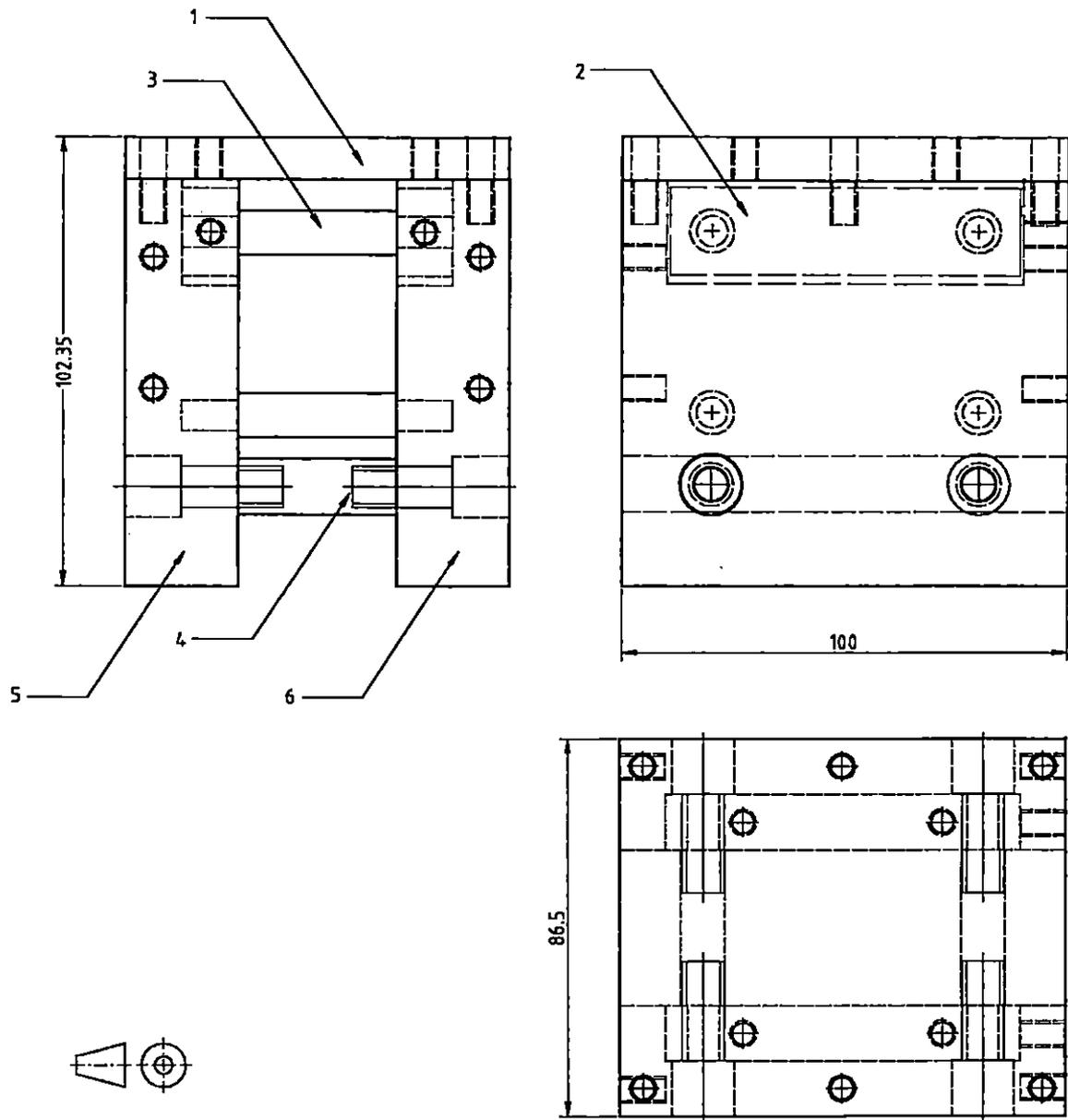
ROSCA DERECHA
M30 x 3.50
Ø30



7	1	SUJETADOR MÓVIL DE LA PROBETA	AISI 1045	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



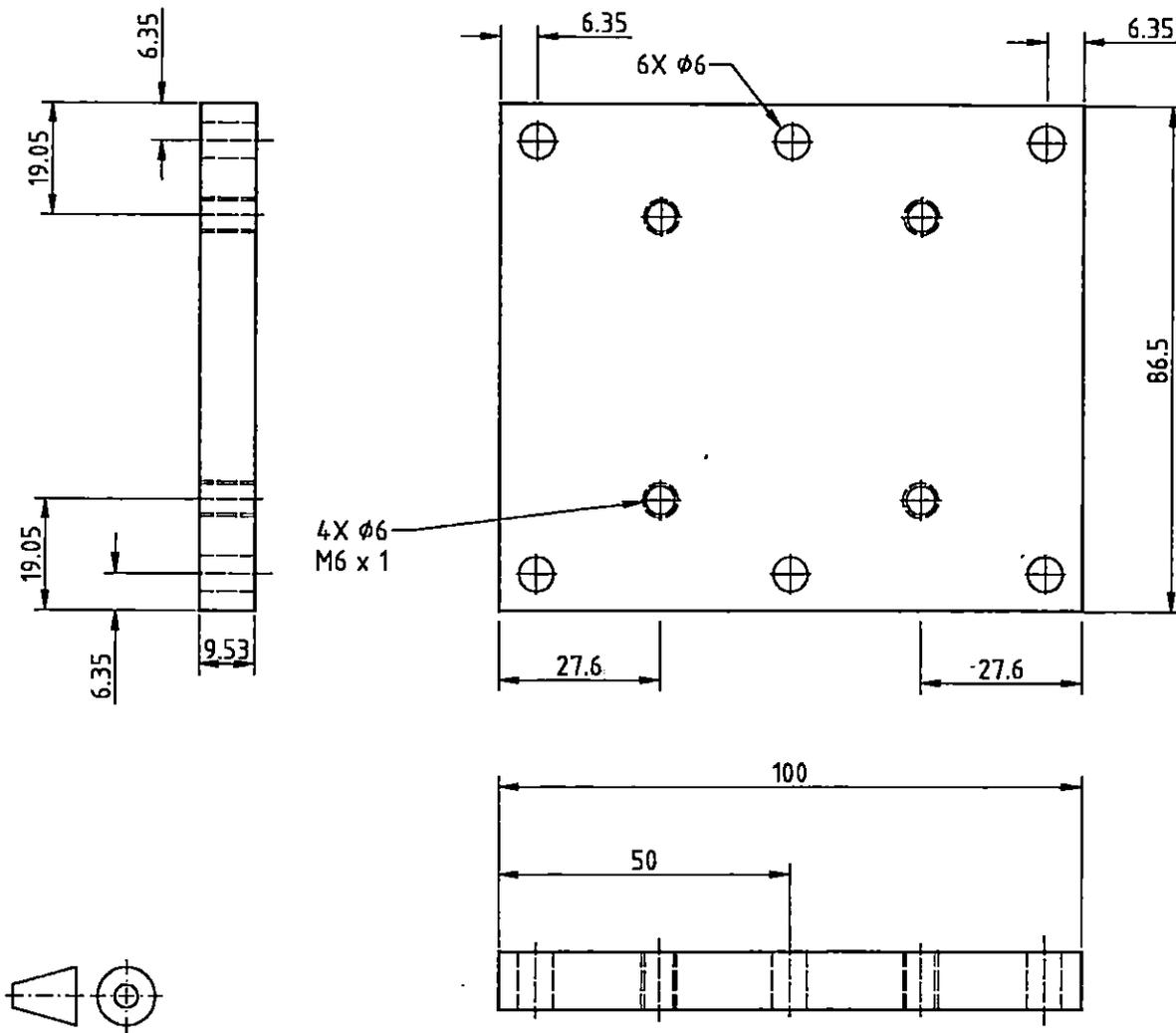
8	1	CORREDERA DE TRANSMISIÓN	AISI 1020	1:1.7	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			



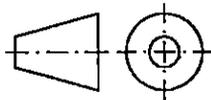
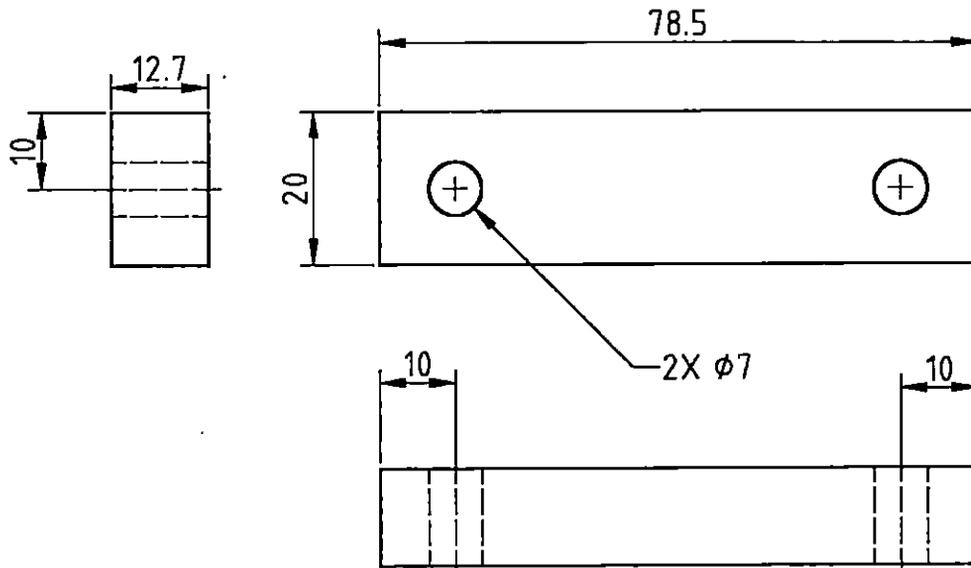
9.6	1	SOPORTE LATERAL IZQUIERDO	AISI 1020	1:1.3	mm
9.5	1	SOPORTE LATERAL DERECHO	AISI 1020	1:1.3	mm
9.4	1	SOPORTE INFERIOR	AISI 1020	1:1	mm
9.3	4	RODILLOS	AISI 1020	1:1	mm
9.2	2	SOPORTE DE RODILLOS SUPERIORES	AISI 1020	1:1	mm
9.1	1	CUBIERTA SUPERIOR	AISI 1020	1:1.3	mm
9	1	GUÍA DE CORREDERA	AISI 1020	1:1.6	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

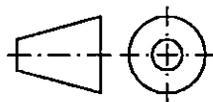
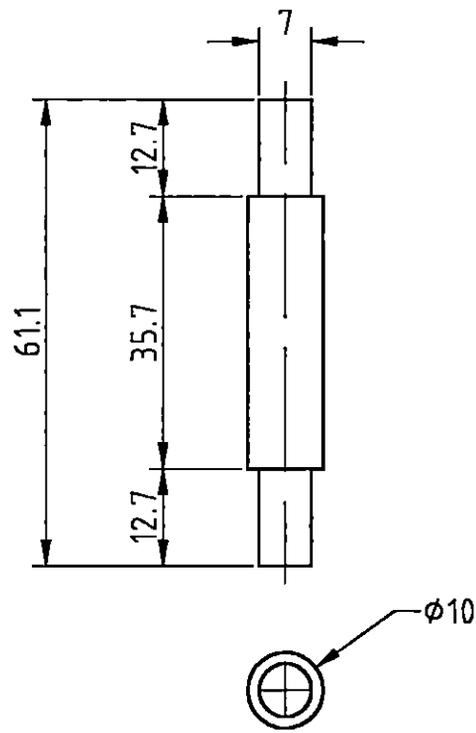
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



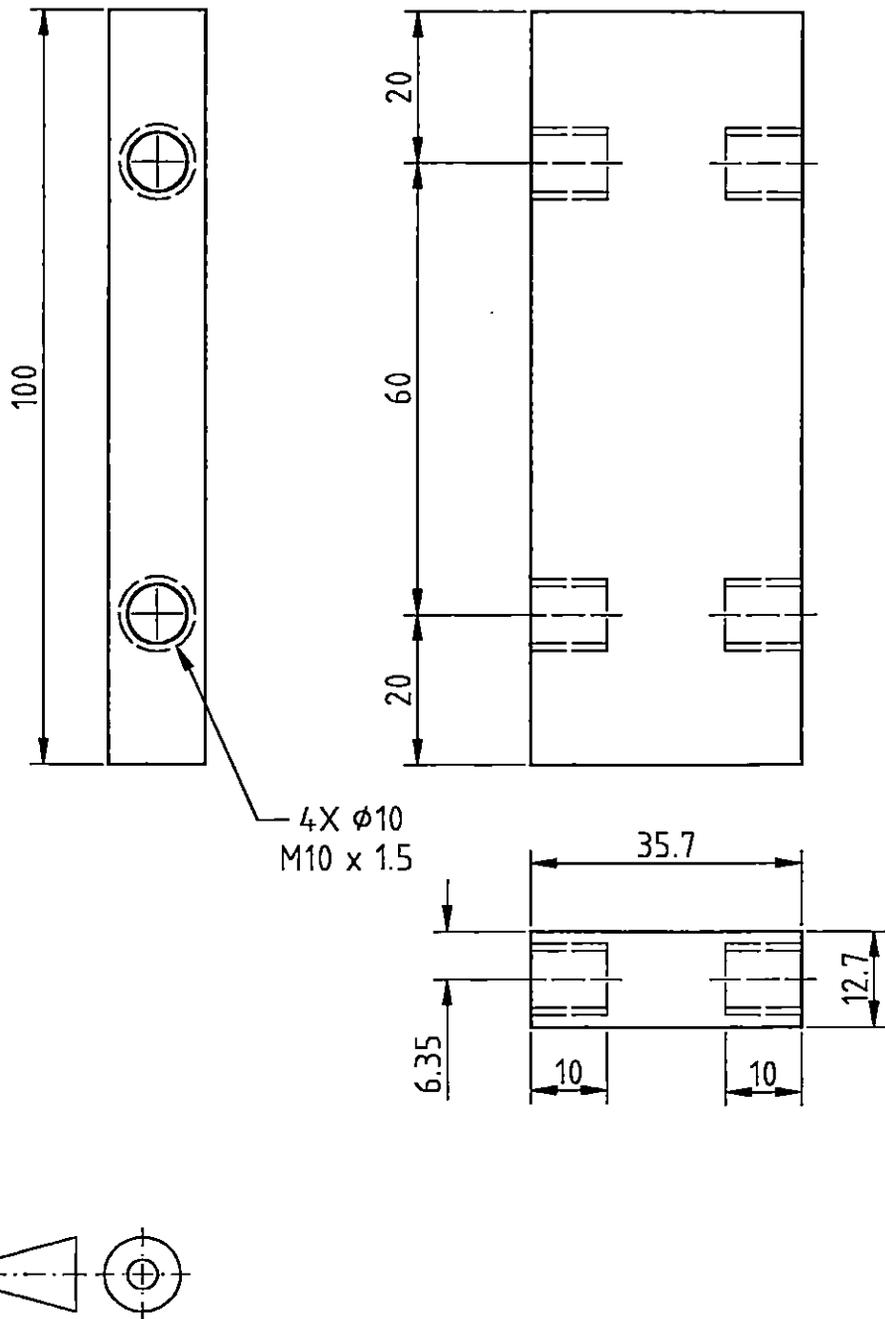
9.1	1	CUBIERTA SUPERIOR	AISI 1020	1:1.3	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



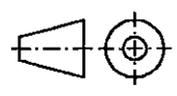
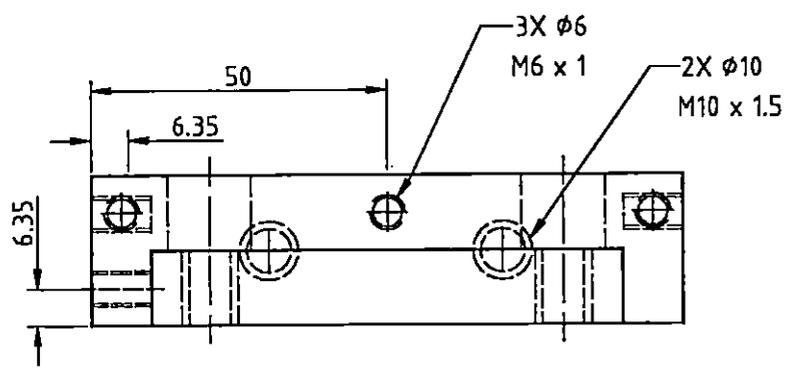
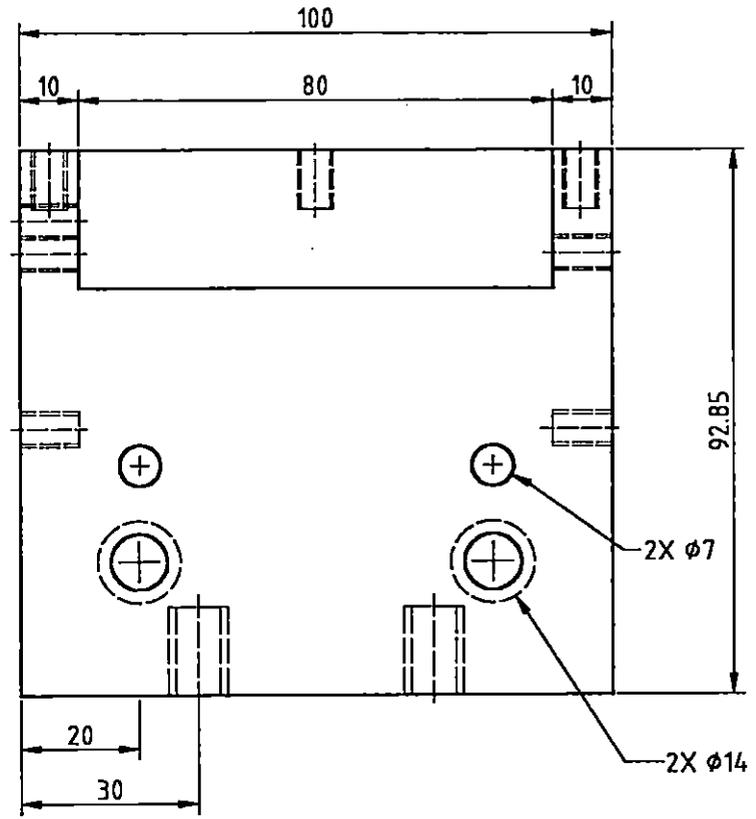
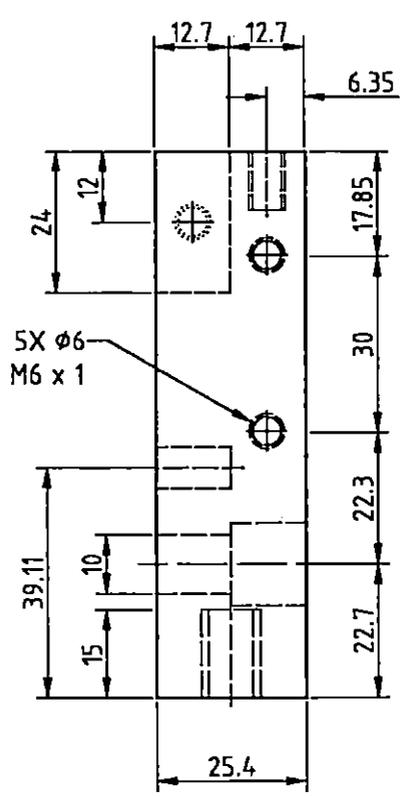
9.2	2	SOPORTE DE RODILLOS SUPERIORES	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



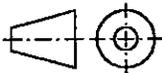
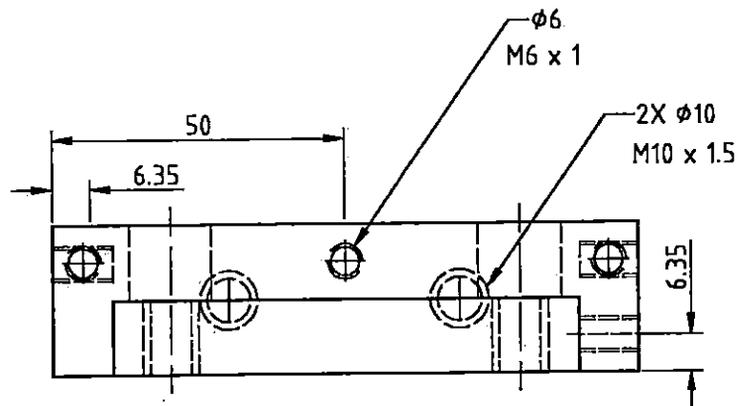
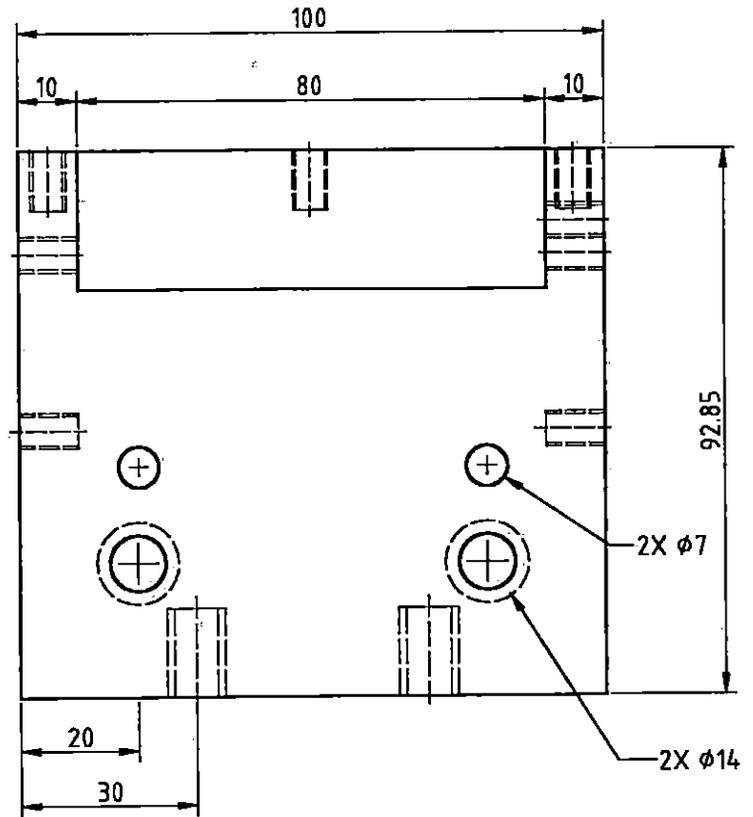
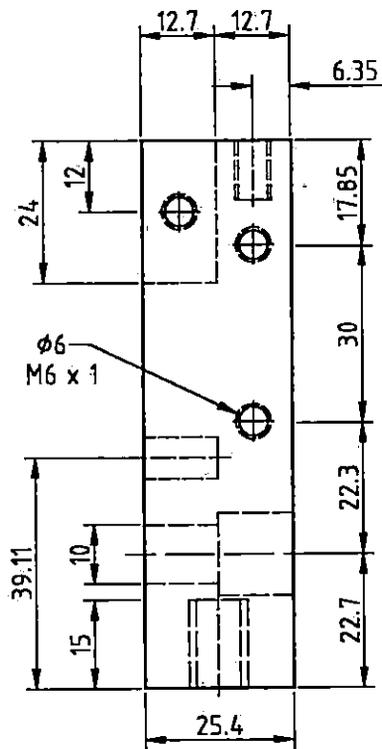
9.3	4	RODILLOS	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			



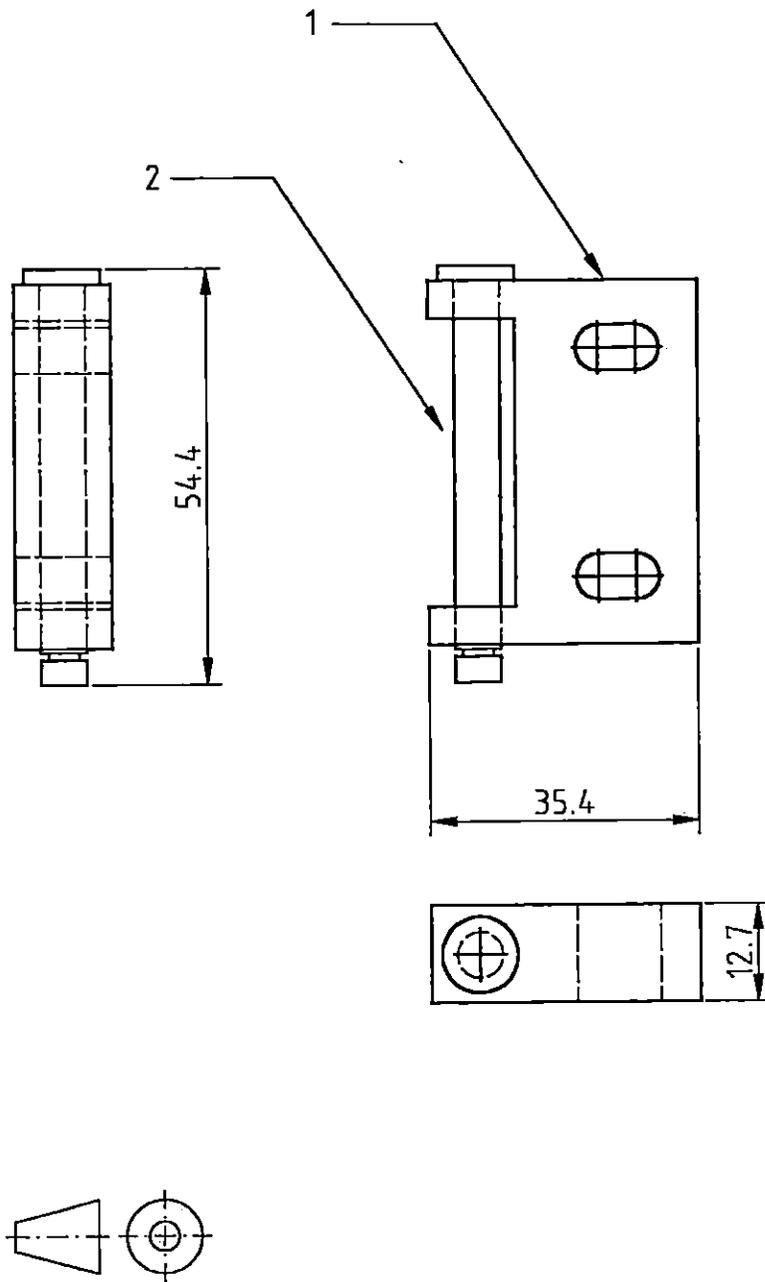
9.4	1	SOPORTE INFERIOR	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



9.5	1	SOPORTE LATERAL DERECHO	AISI 1020	1:1.3	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA					
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					



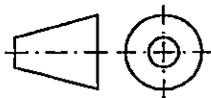
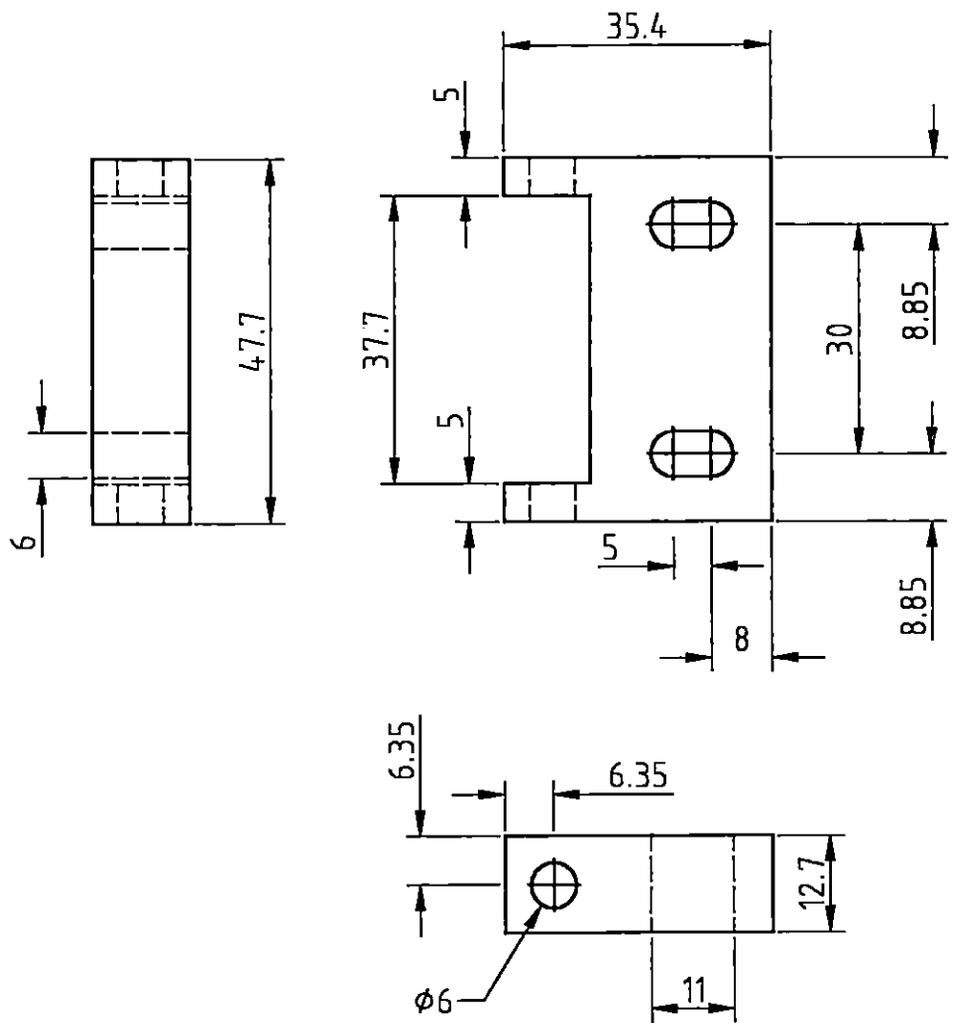
9.6	1	SOPORTE LATERAL IZQUIERDO	AISI 1020	1:1.3	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					



10.2	4	RODILLO	AISI 1020	1:1	mm
10.1	4	SOPORTE DE RODILLO	AISI 1020	1:1	mm
10	4	RODILLO LATERAL DE GUÍA DE CORREDERA	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

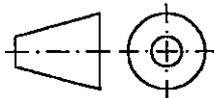
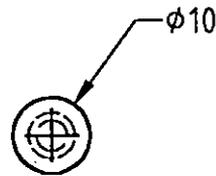
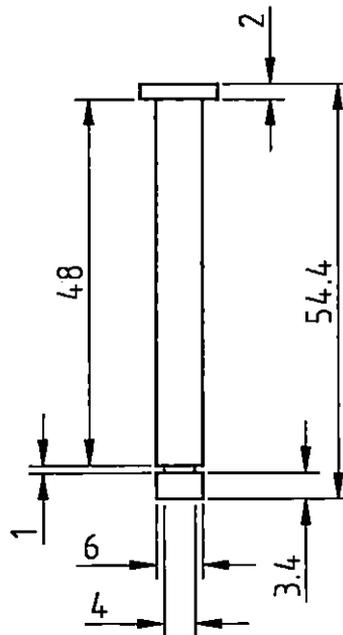
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



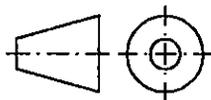
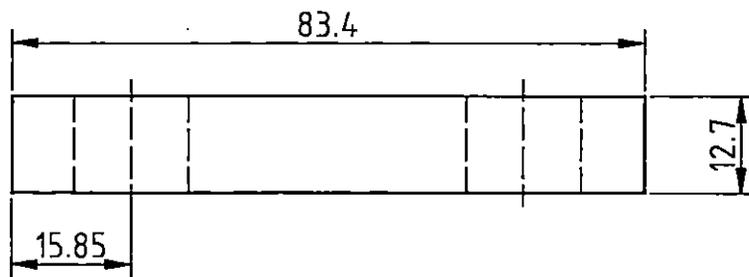
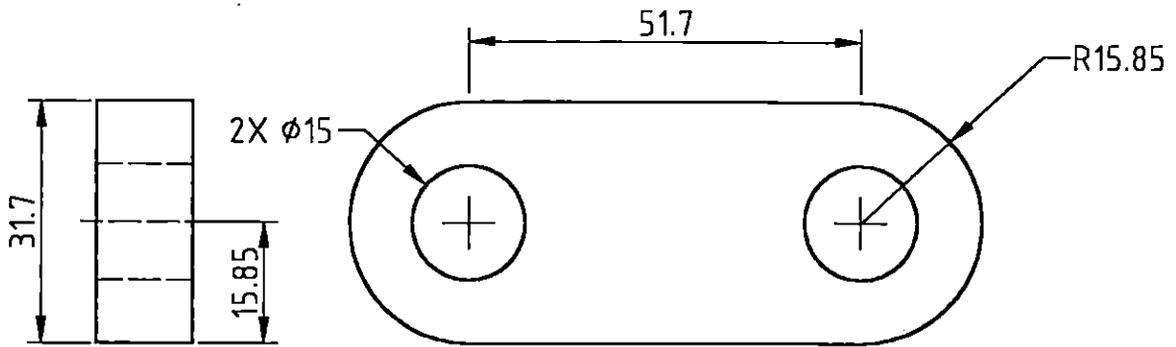
10.1	4	SOPORTE DE RODILLO	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



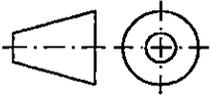
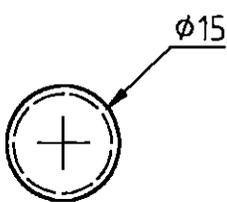
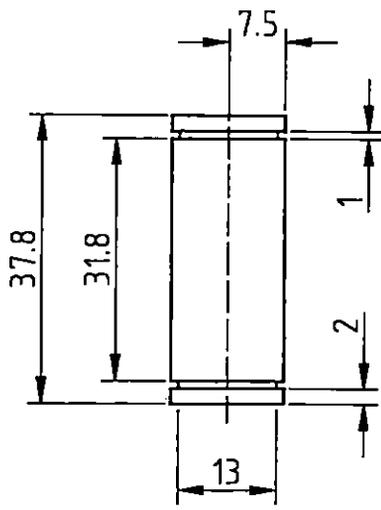
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
10.2	4	RODILLO	AISI 1020	1:1	mm
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



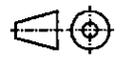
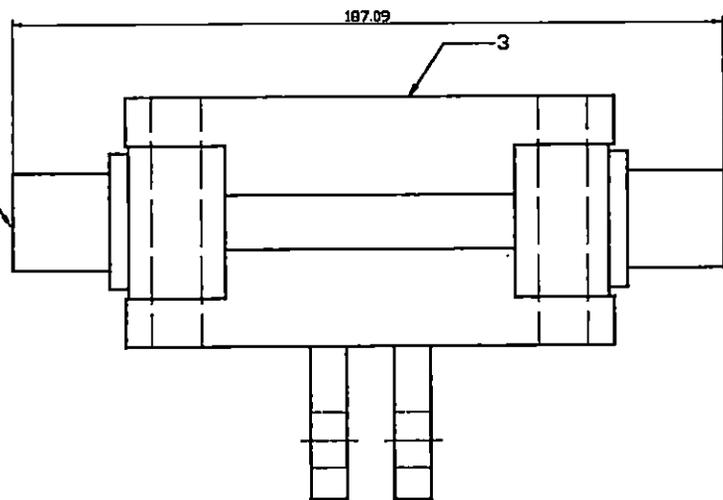
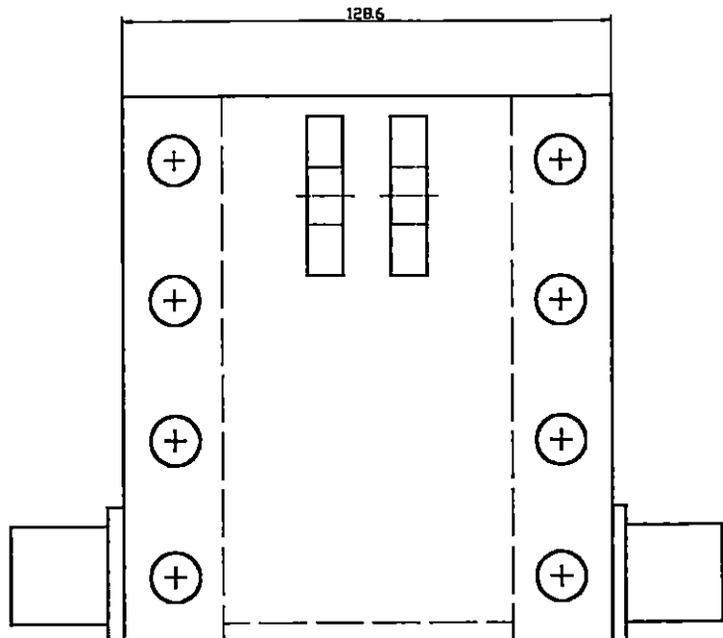
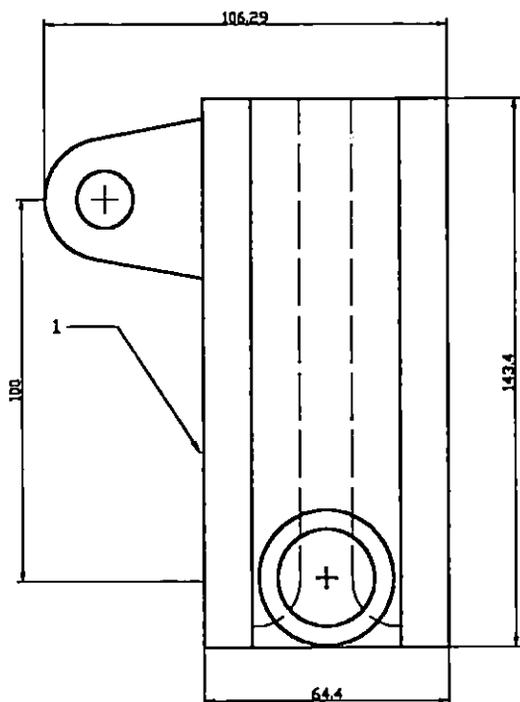
11	1	ESLABÓN DE TRANSMISIÓN	AISI 1045	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



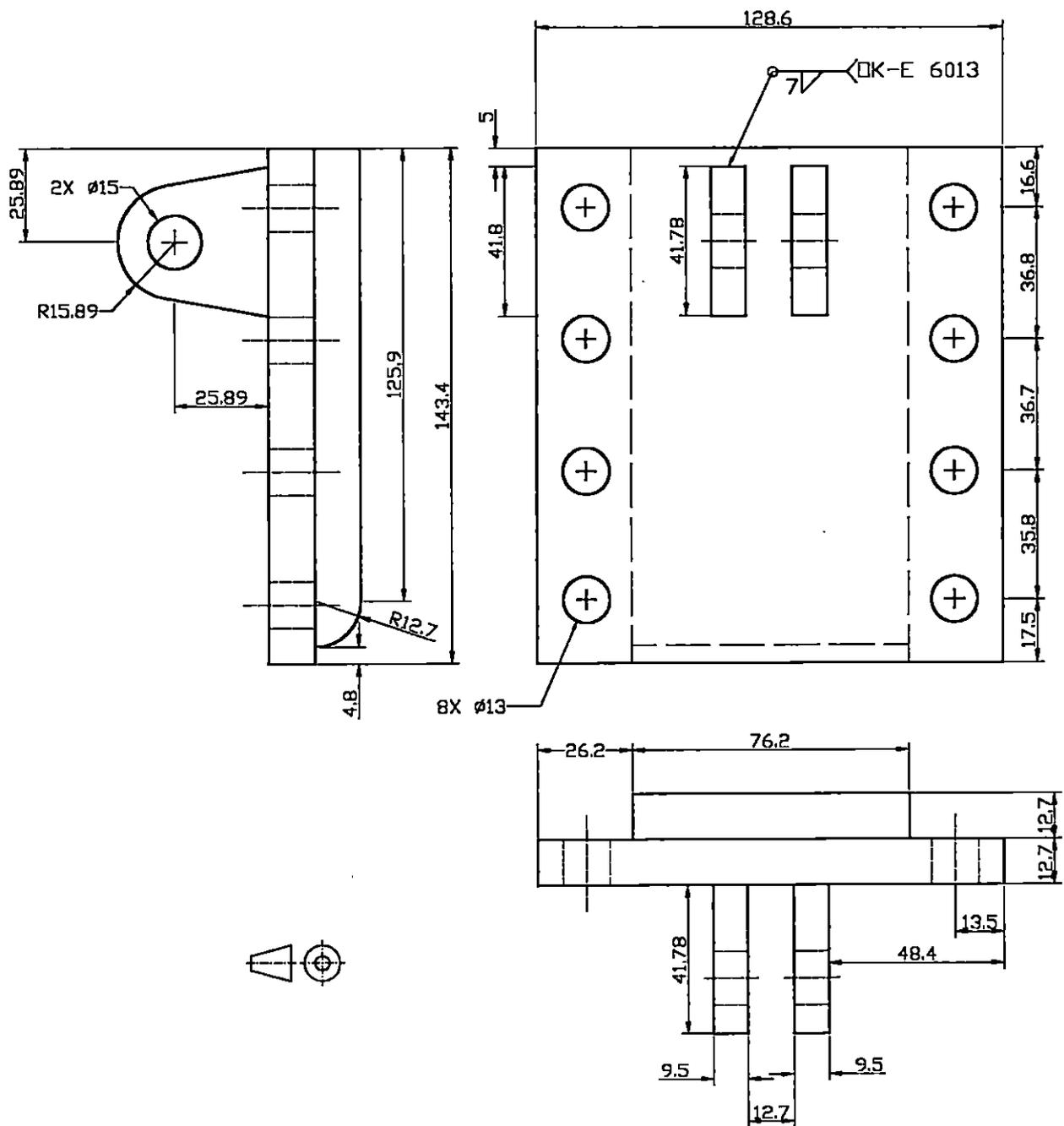
12	3	PASADOR DE ESLABÓN	AISI 1045	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



13.3	1	SUJETADOR TRASERO	AISI 1020	1:1.8	mm
13.2	2	SOPORTE INTERMEDIO CON PIVOTE	AISI 1020	1:1.8	mm
13.1	1	SUJETADOR FRONTAL CON ESLABONES	AISI 1020	1:1.8	mm
13	1	SUJETADOR SUPERIOR DEL RESORTE	AISI 1020	1:2	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

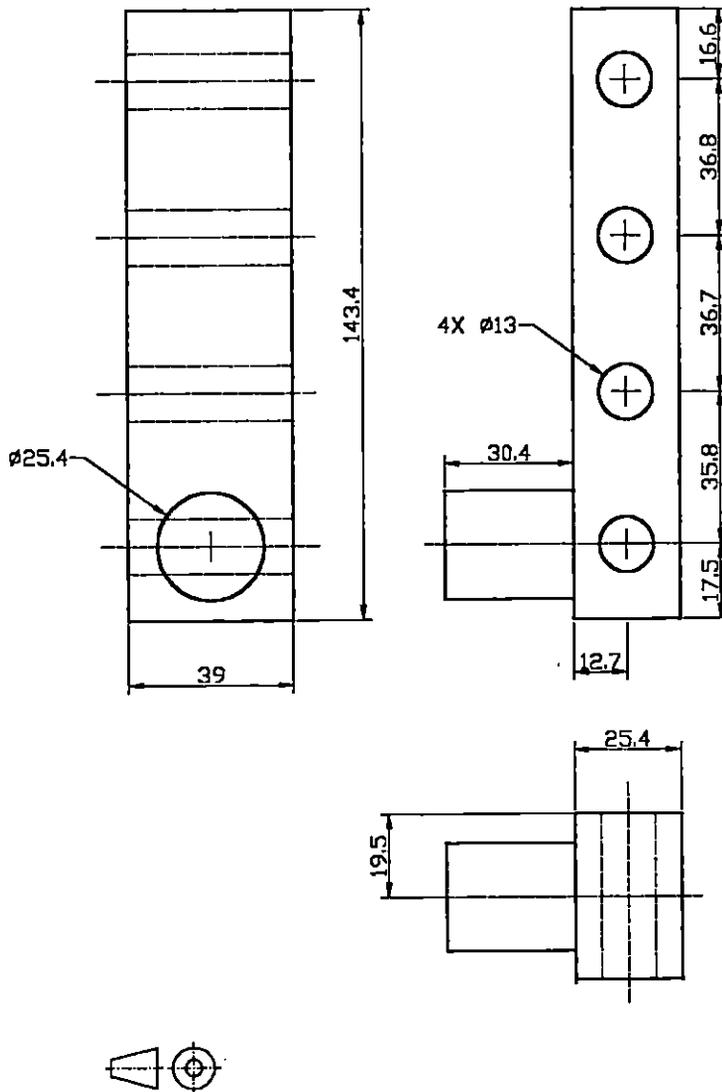
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



13.1	1	SUJETADOR FRONTAL CON ESLABONES	AISI 1020	1:1.8	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

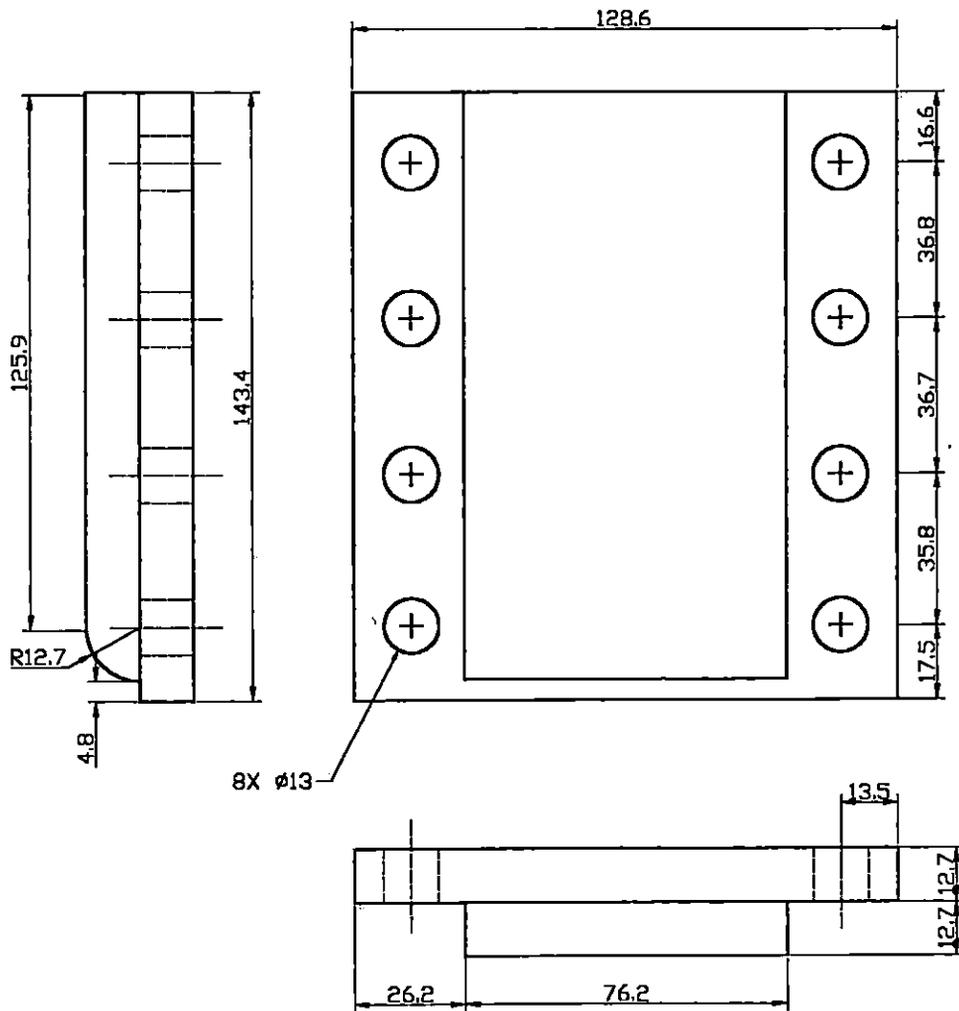
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



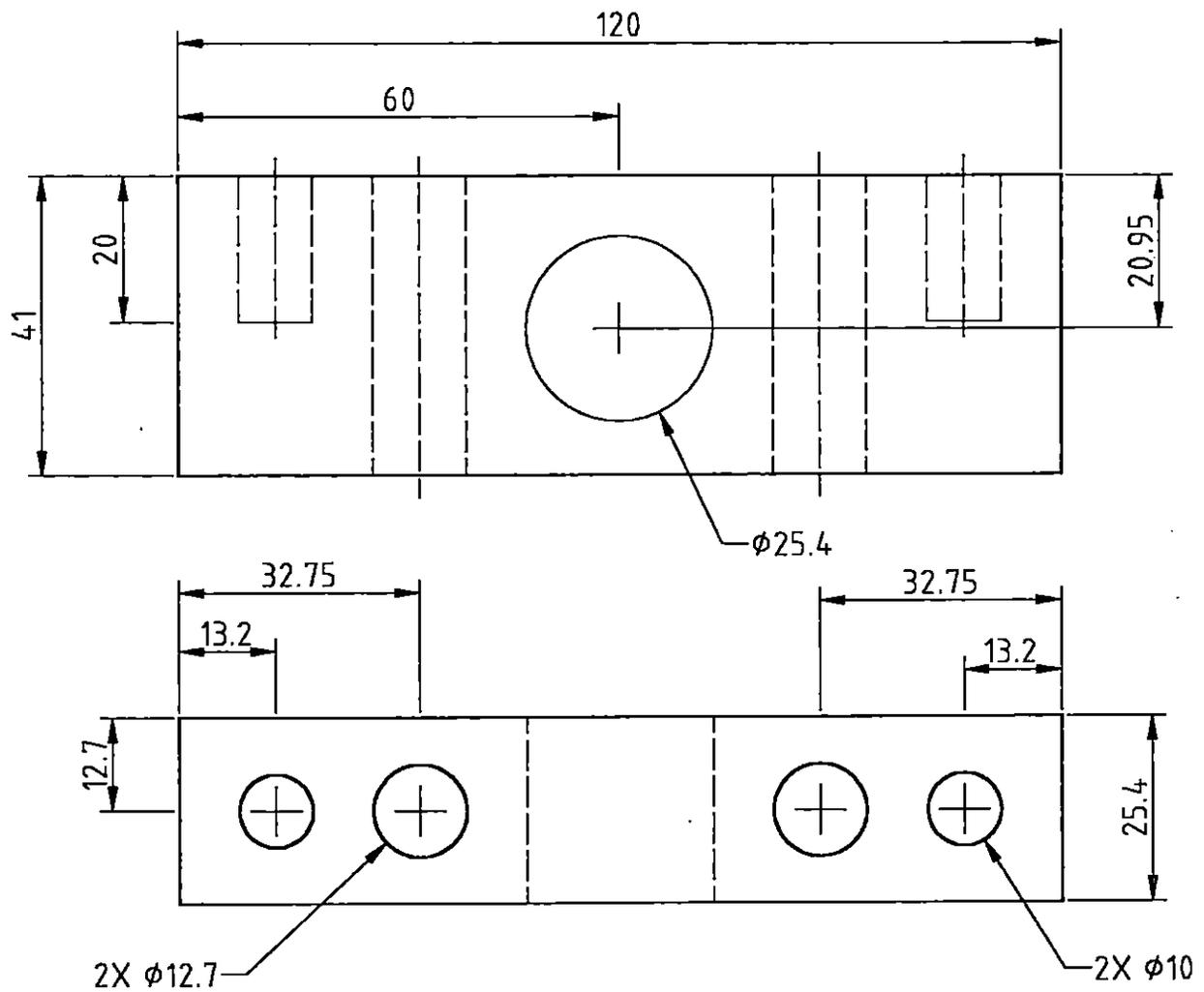
13.2	2	SOPORTE INTERMEDIO CON PIVOTE	AISI 1020	1:1.8	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



13.3	1	SUJETADOR TRASERO	AISI 1020	1:1.8	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



14	2	APOYO PARA EL PIVOTE DEL RESORTE	AISI 1045	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		

14.29

76.2

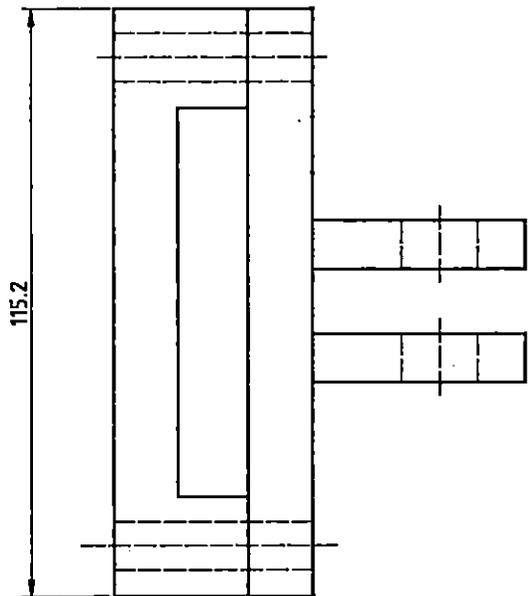
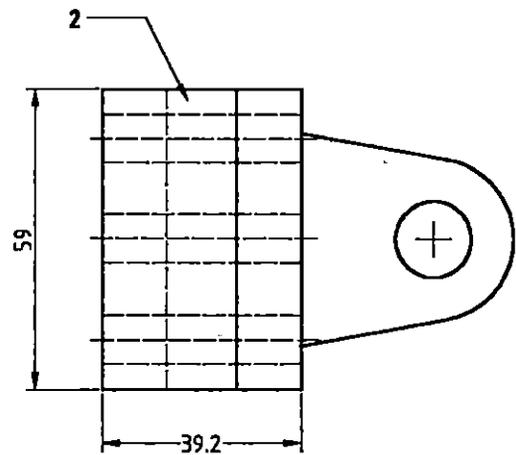
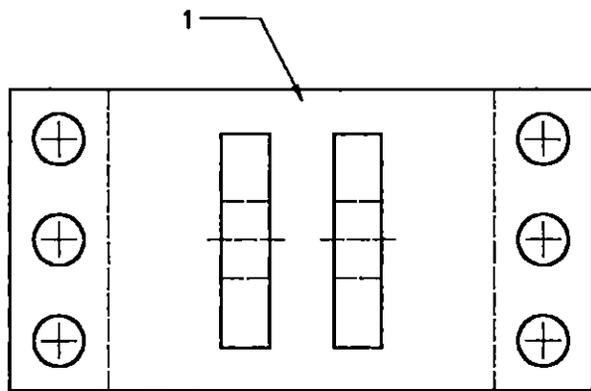
700



15	1	RESORTE DE HOJA	AISI 1045	1:3.7	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

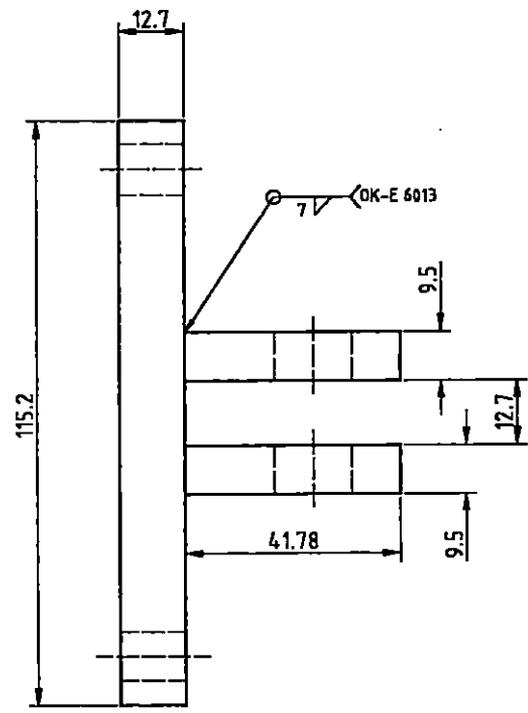
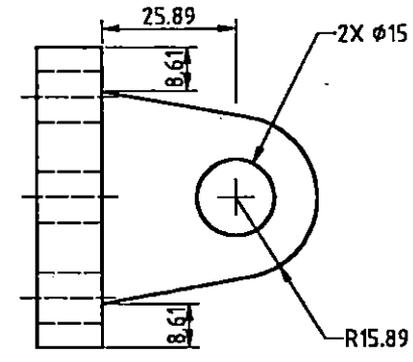
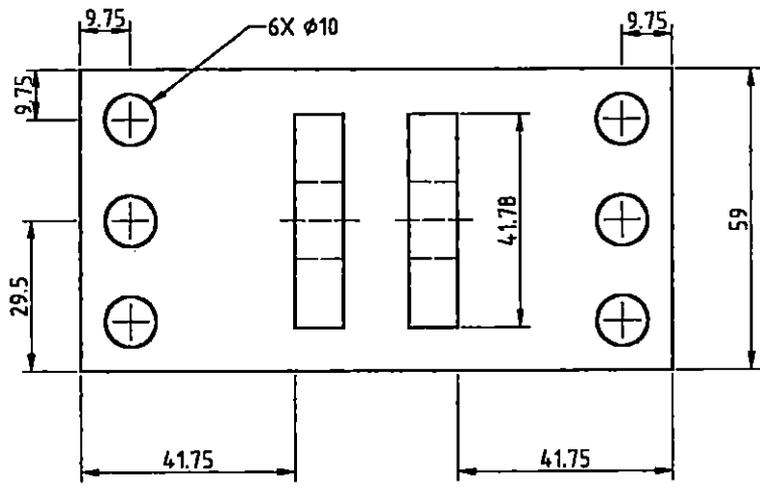
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



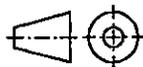
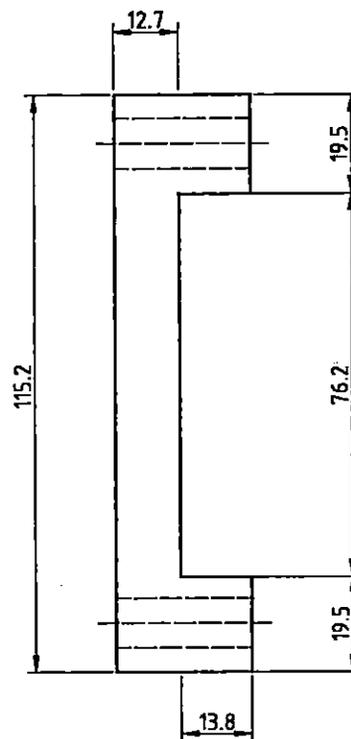
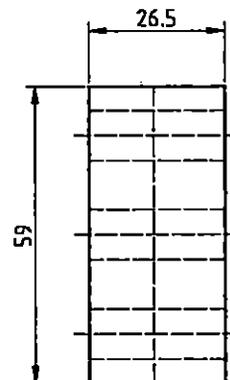
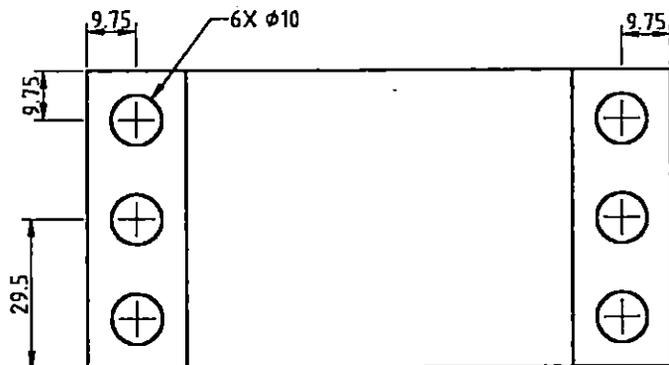
16.2	1	SUJETADOR TRASERO	AISI 1020	1 : 1.5	mm
16.1	1	SUJETADOR FRONTAL CON ESLABÓN	AISI 1020	1 : 1.5	mm
16	1	SUJETADOR INFERIOR DEL RESORTE	AISI 1020	1 : 1.5	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

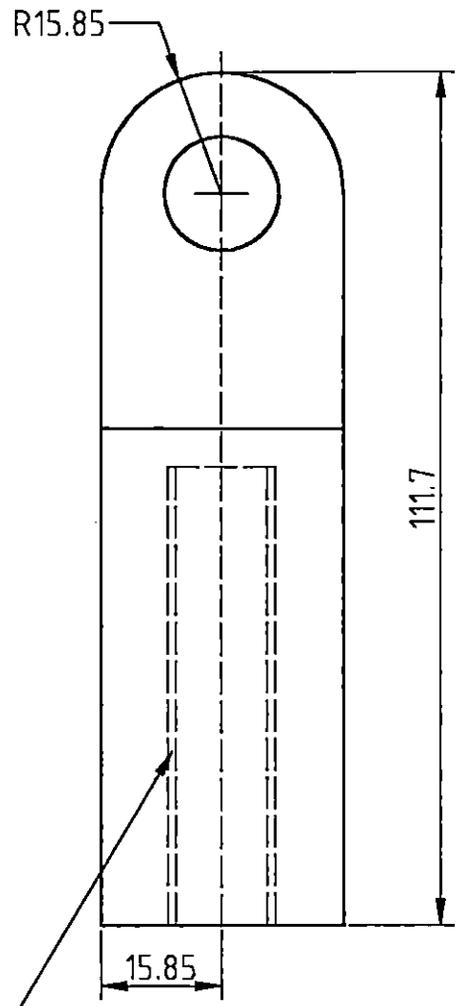
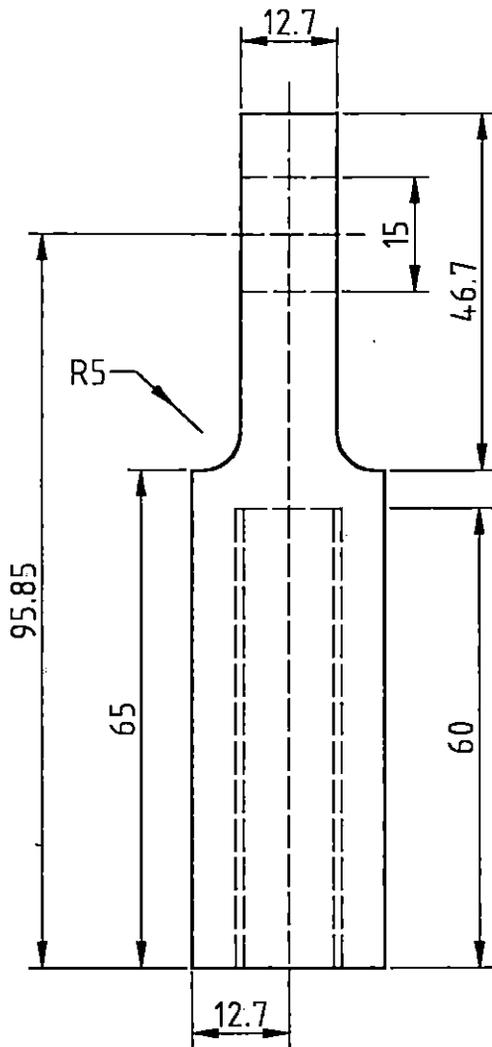
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



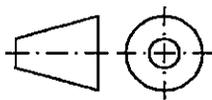
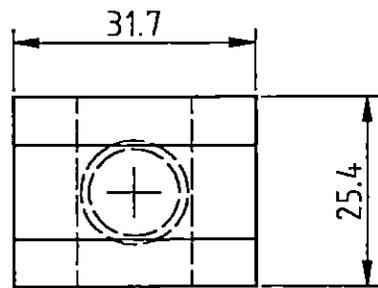
16.1	1	SUJETADOR FRONTAL CON ESLABÓN	AISI 1020	1 : 1.5	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



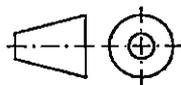
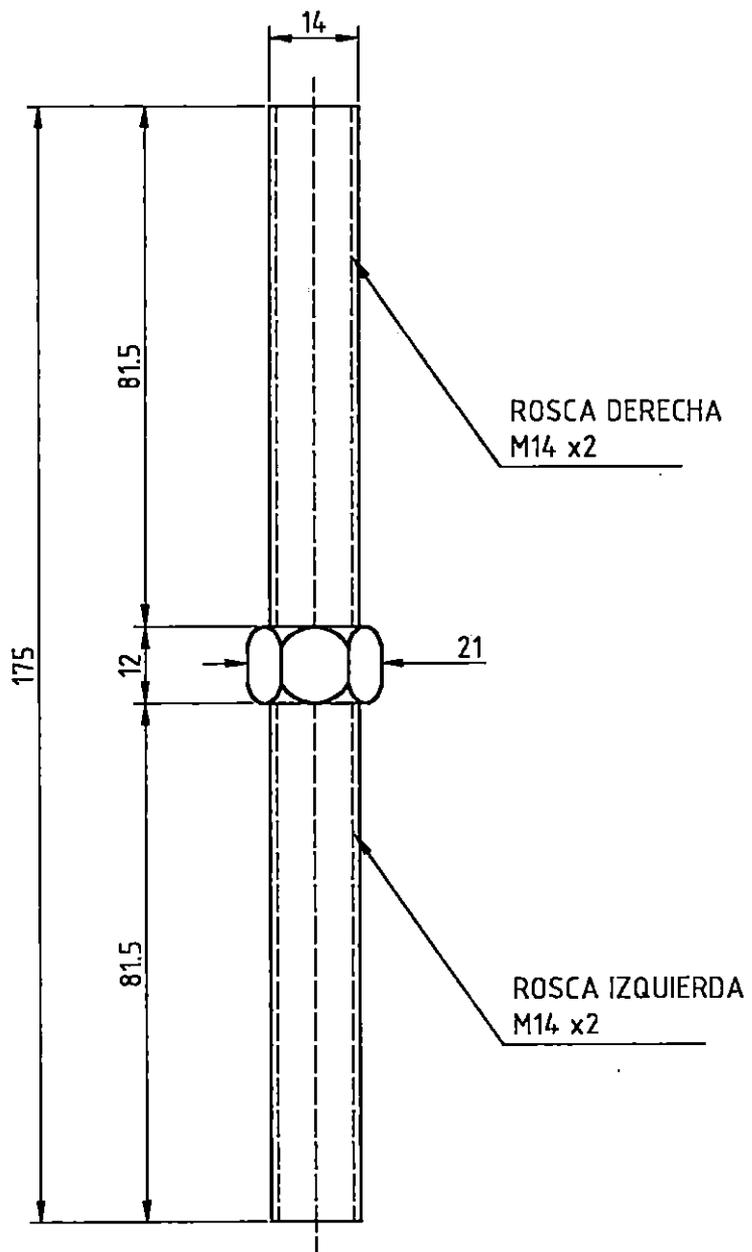
16.2	1	SUJETADOR TRASERO	AISI 1020	1:1.5	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			



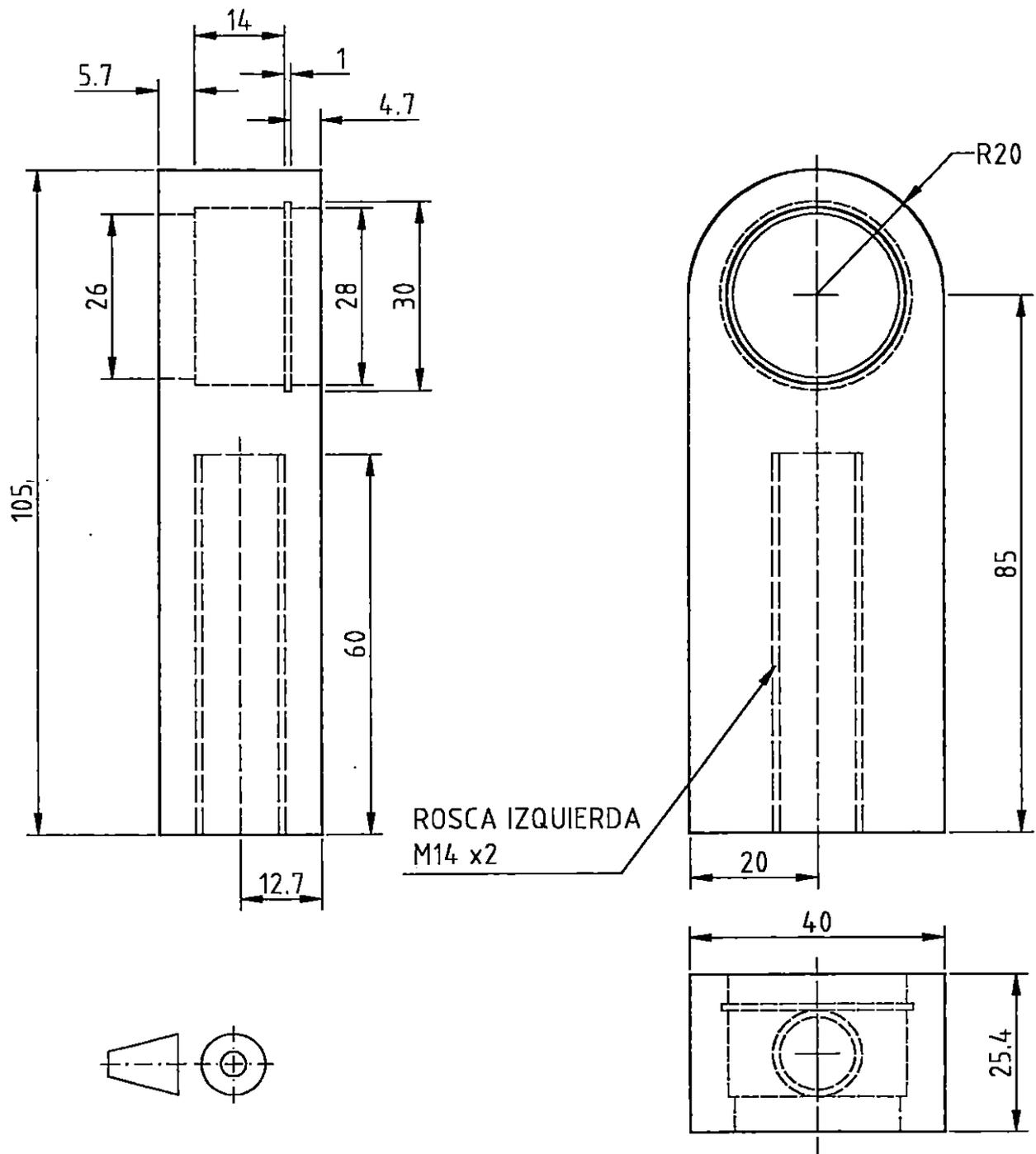
ROSCA DERECHA
M14 x2



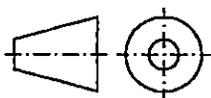
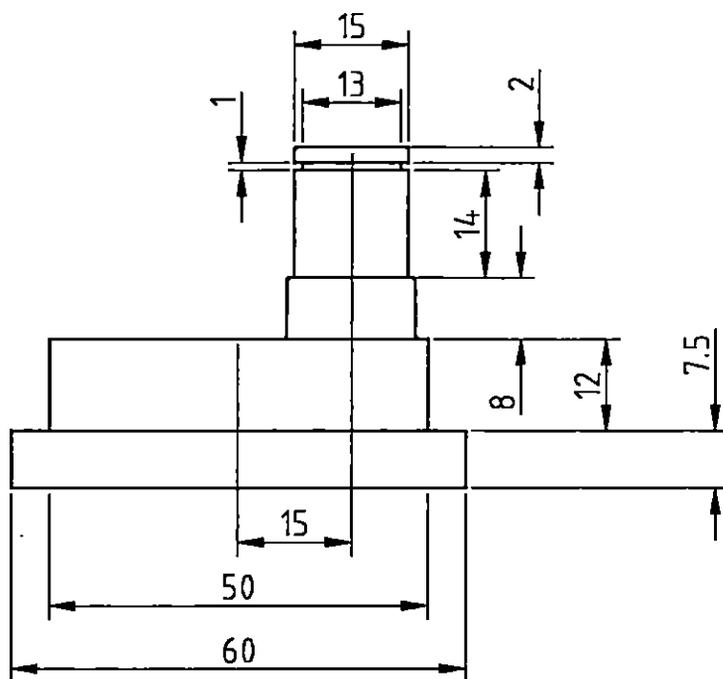
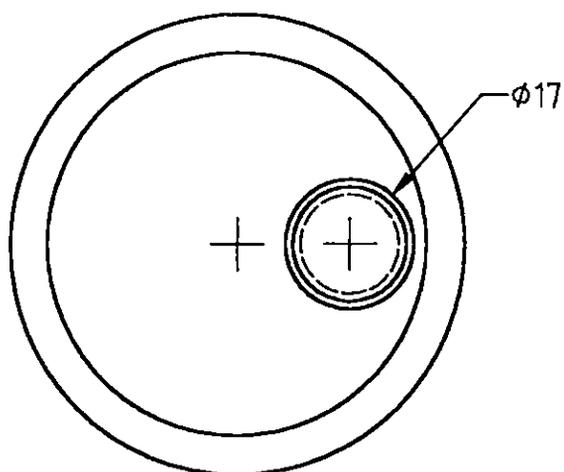
17	1	EXTREMO DERECHO DE BIELA	AISI 1045	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA			
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA		PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					



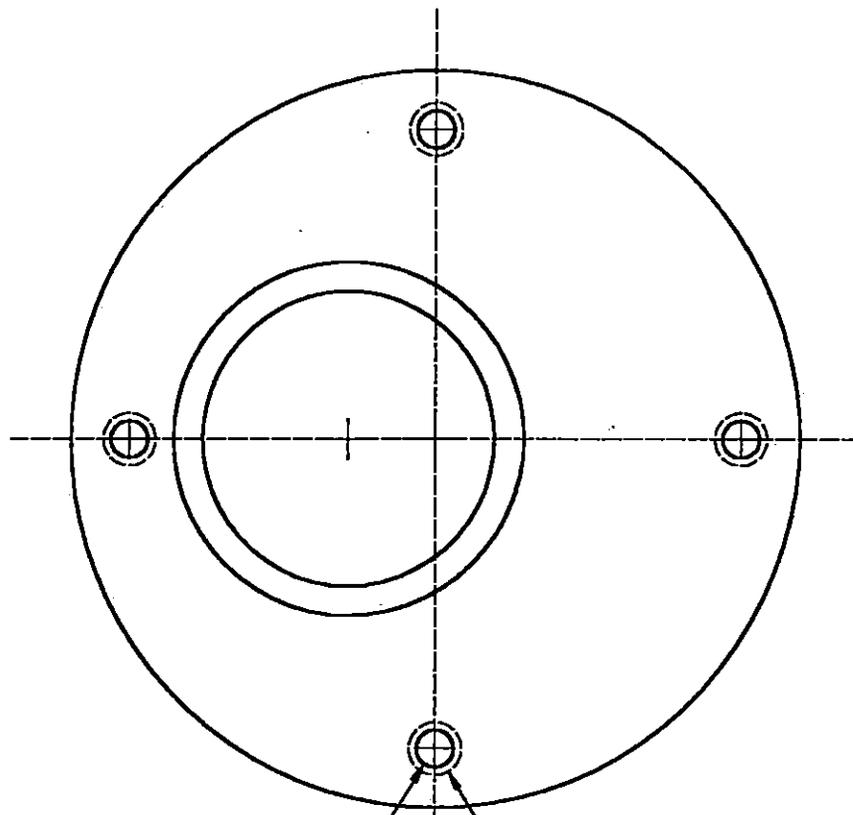
18	1	PERNO CENTRAL DE BIELA	AISI 1045	1:1.2	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



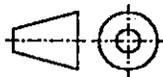
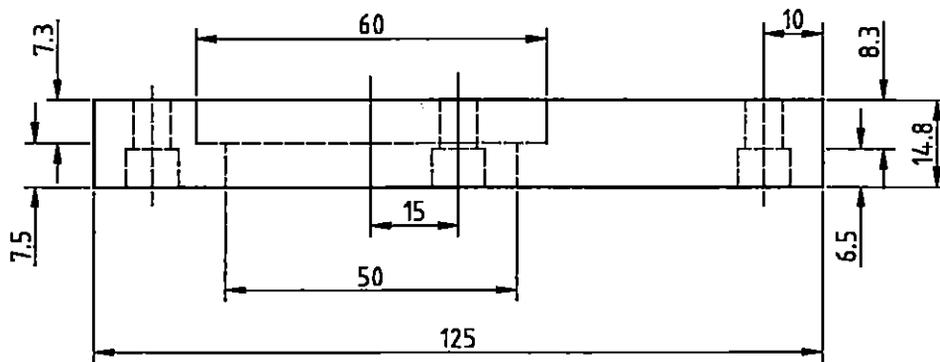
19	1	EXTREMO IZQUIERDO DE BIELA	AISI 1045	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA					
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					



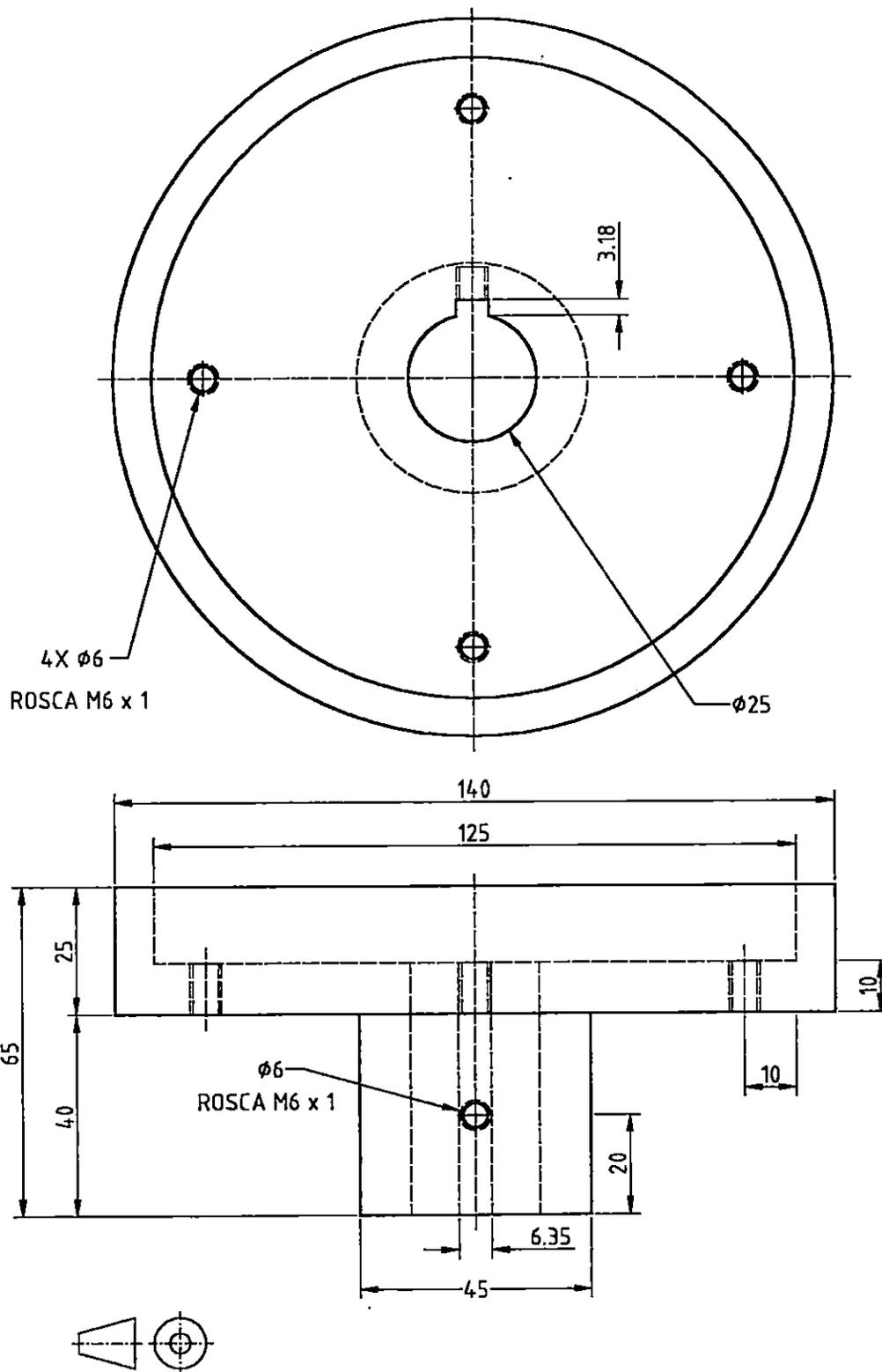
20	1	DISCO INTERNO DE LA EXCÉNTRICA	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



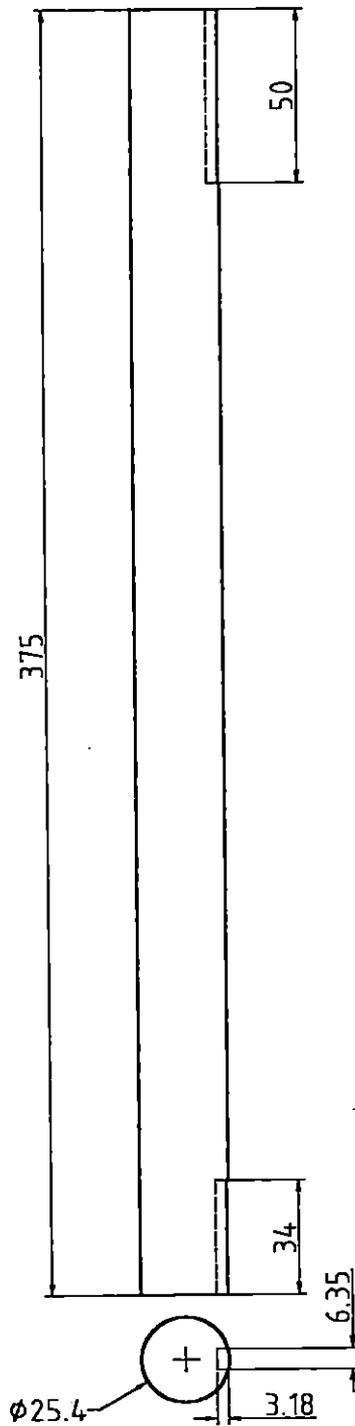
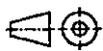
4X $\phi 6.35$ 4X $\phi 9$



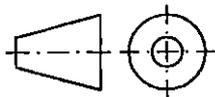
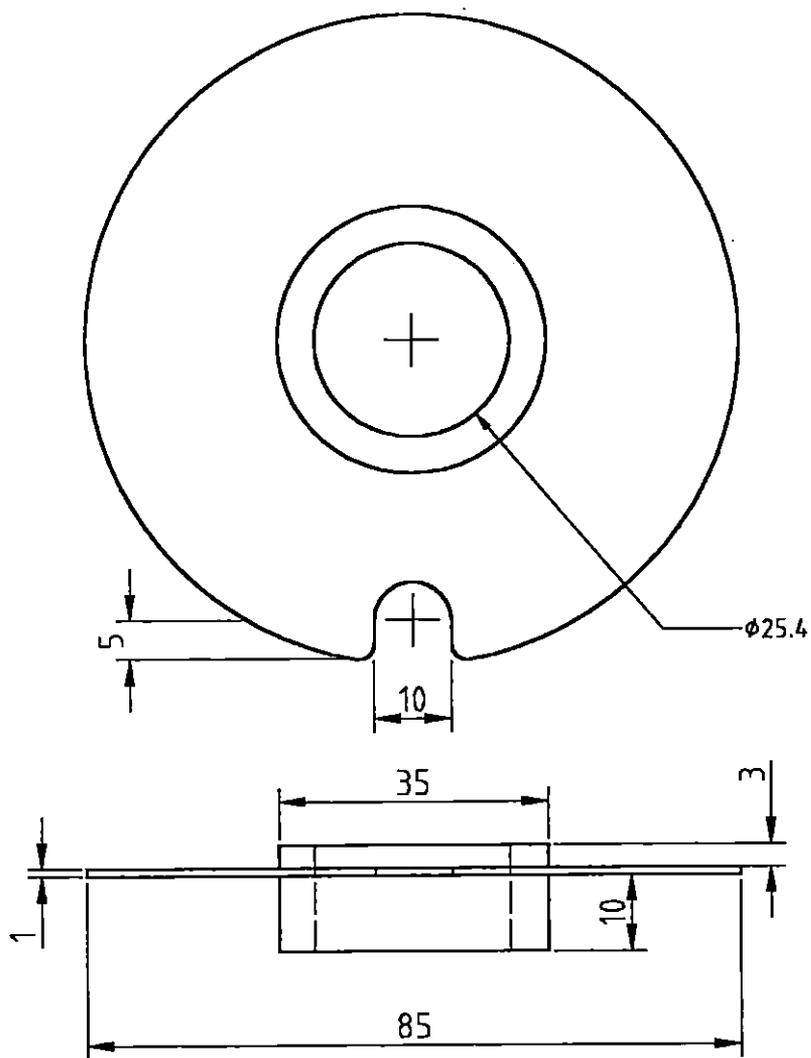
21	1	DISCO INTERMEDIO DE LA EXCÉNTRICA	AISI 1020	1:1.3	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



22	1	DISCO EXTERIOR DE LA EXCÉNTRICA	AISI 1045	1:1.3	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL		



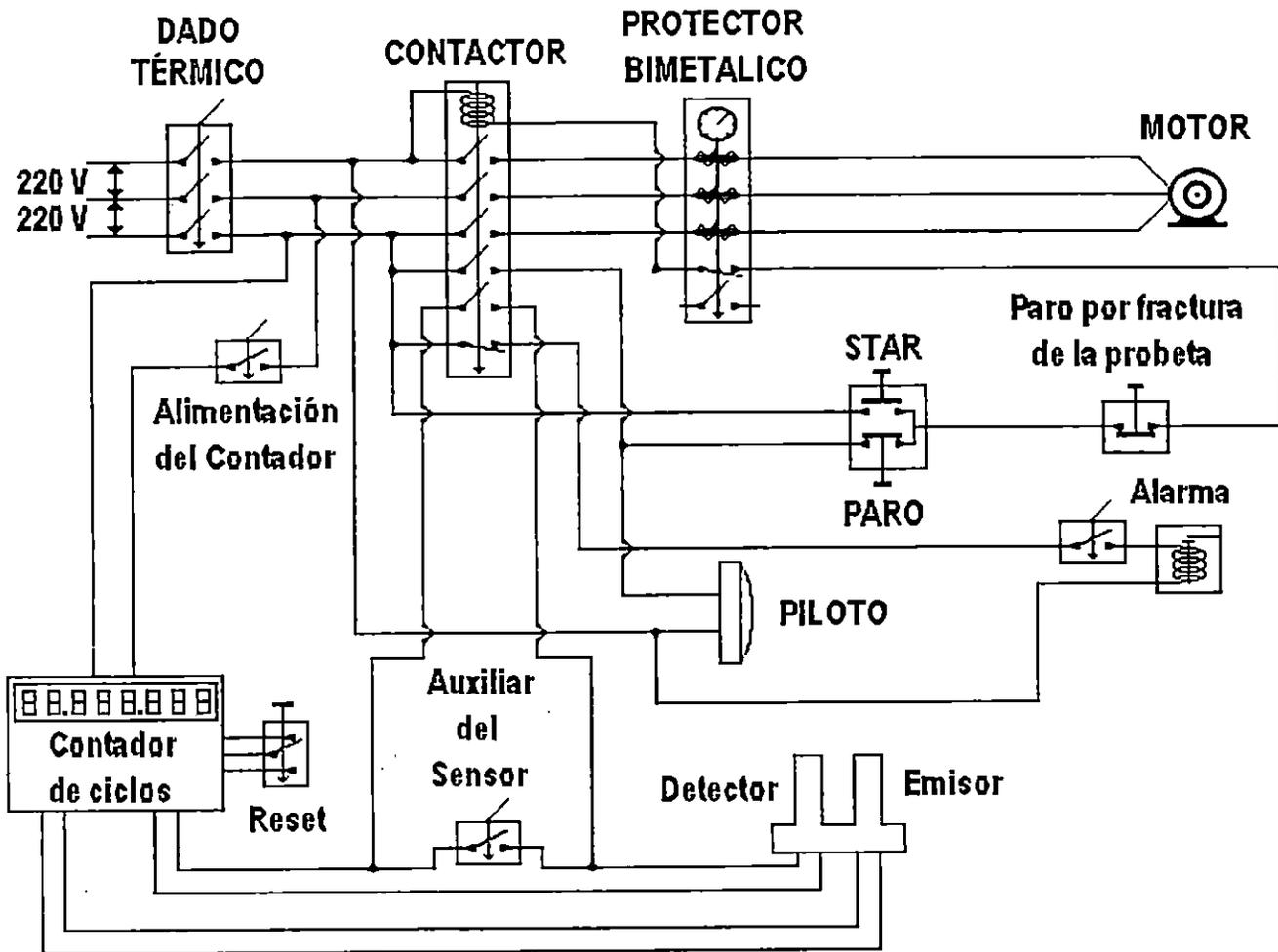
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS
23	1	EJE PRINCIPAL	AISI 1045	1:2.2	mm
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL			



24	1	DISCO RANURADO PARA AUTO ACOPLADOR	AISI 1020	1:1	mm
POS	CANT	DENOMINACIÓN	MATERIAL	ESCALA	COTAS

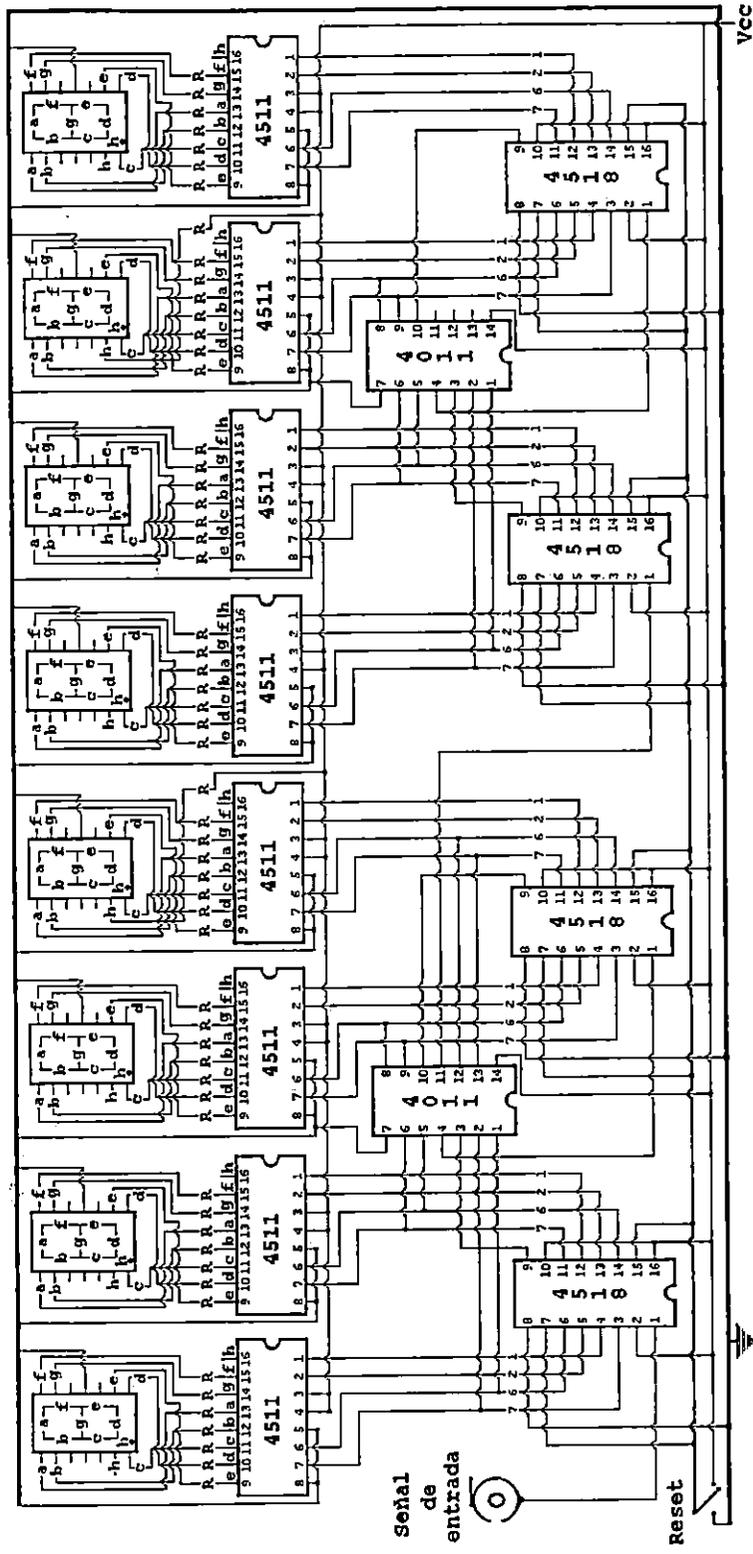
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
 PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



SISTEMA ELÉCTRICO DE LA MÁQUINA

POS	CANT	DENOMINACIÓN
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL



CONTADOR DE CICLOS ELECTRÓNICO

POS	CANT	DENOMINACIÓN
		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR CARGA AXIAL