

53  
2er.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE BANCADA,  
PLATAFORMA PARA DINAMÓMETRO Y  
SOPORTES PARA MOTOR, EN UN BANCO DE  
ENSAYOS.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE :  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA.

PRESENTAN:

VALENTE ENRÍQUEZ CHÁVEZ.

DAVID ALQUICIRA MEDINA.



DIRIGIDA POR: DR. ROGELIO GONZÁLEZ OROPEZA.

CIUDAD UNIVERSITARIA.

AGOSTO 1996.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**Dedicatoria.**

**A mis padres y hermanos.**

**A la Universidad Nacional Autónoma de México.**

**A todas las personas que de alguna manera me han brindado su apoyo.**

**David Alquicira Medina.**

A mis Padres: Valente Enríquez Chávez y Paula Chávez Flores.

Por todo su apoyo, comprensión y cariño.

Con afecto a mis hermanos: Manuel, Yanet, Myrna e Ivan.

A mi hijo: Jesús Daniel Enríquez, mi más grande tesoro.

Que te domine siempre el entusiasmo y ames intensamente la vida,  
para que cada día sea un regalo inapreciable que se tiene que vivir plenamente,  
aceptando el dolor y la alegría con igual serenidad.

Se siempre más fuerte que los obstáculos, jamás te deprimas ante la derrota  
y que los contratiempos sean más estímulo que adversidad.

Te Amo.

## CONTENIDO GENERAL.

	Página
<b>1. INTRODUCCIÓN.</b>	1
1.1. OBJETIVOS DEL LABORATORIO DE CONTROL DE EMISIONES.	
1.2. TIPOS DE ENSAYOS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.	
1.3. PARÁMETROS A MEDIR E INSTRUMENTACIÓN NECESARIA.	
<b>2. OBJETIVO DE LA TESIS.</b>	4
<b>3. CARACTERÍSTICAS DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS.</b>	6
3.1. PROPIEDADES MECÁNICAS.	
3.1.1. RESISTENCIA ESTÁTICA.	
3.1.2. DEFORMACIÓN ELÁSTICA Y PLÁSTICA.	
3.1.3. ESFUERZO DE FLUENCIA.	
3.1.4. RESISTENCIA A LA TENSIÓN.	
3.1.5. MÓDULO DE ELASTICIDAD.	
3.1.6. DUCTILIDAD Y DUREZA.	
3.1.7. SISTEMAS DE DESIGNACIÓN NUMÉRICA.	
3.2. SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.	
3.3. TORNILLOS DE POTENCIA.	
3.3.1. RESISTENCIA DEL TORNILLO.	
3.3.2. ESFUERZOS ESTÁTICOS EN EL TORNILLO.	
3.4. SUJETADORES ROSCADOS.	
3.4.1. ESPECIFICACIONES DE RESISTENCIA DE PERNOS.	
3.5. RESISTENCIA DE JUNTAS SOLDADAS.	
3.5.1. FUNDAMENTO PARA EL CÁLCULO DE LAS UNIONES SOLDADAS.	
3.5.2. FORMAS SECUNDARIAS.	
3.6. COLUMNAS DE EULER.	
3.6.1. COLUMNAS DE J.B. JOHNSON.	
3.6.2. COLUMNAS DE EULER-ENGESSER.	
3.6.3. COLUMNAS CON CARGA EXCÉNTRICA.	

<b>4. DISEÑO.</b>	45
4.1. BANCADA.	
4.2. PLATAFORMA PARA DINAMÓMETRO.	
4.3. SOPORTES PARA MOTOR.	
<b>5. MANUFACTURA Y ENSAMBLE.</b>	94
5.1. BANCADA.	
5.2. PLATAFORMA PARA DINAMÓMETRO.	
5.3. SOPORTES PARA MOTOR.	
<b>CONCLUSIONES.</b>	113
<b>APÉNDICES.</b>	115
<b>BIBLIOGRAFÍA.</b>	127

# Capítulo 1.

## Introducción.

El Laboratorio de Control de Emisiones (L.C.E.) se construyó en 1989 teniendo como propósito desarrollar prototipos que disminuyesen los niveles de contaminación provenientes de los vehículos automotores. Por otra parte, se pensaba también, probar combustibles, lubricantes, y aditivos que persiguieran el mismo fin.

El laboratorio cuenta con una sala de ensayos de motores, con un espacio para hacer pruebas a dos motores a la vez, un dinamómetro de rodillos para probar automóviles y una sala de preparación de dichos vehículos.

En dicho laboratorio se instaló un sistema de aire lavado para acondicionar los autos que serán sometidos a pruebas en ciclo de manejo, ya que antes de iniciar con dicha prueba debe mantenerse cierta humedad y temperatura, por lo menos 14 horas antes del ensayo. No obstante lo comentado anteriormente, no se contaba con ningún equipo de medición, básicamente sólo se tenía el edificio. El laboratorio permaneció cerrado por espacio de 4 años y en 1994 se reiniciaron las actividades bajo la supervisión del Profesor Rogelio González Oropeza. En este año, cuando el L.C.E. pertenece a la División de Estudios de Posgrado se solicitó a dicha división el apoyo económico a fin de llevar a cabo ciertas modificaciones, se levantó el piso de la sala de motores, se derrumbaron los pedestales para motor y dinamómetro porque se observó que no cumplían con los requisitos mínimos de seguridad para ensayo de motores. Se construyó una losa armada para el piso, así como para lo que sería la bancada de motor y dinamómetro.

A partir de ese momento se tuvo la necesidad de diseñar y construir la bancada, los soportes para los motores y la plataforma del dinamómetro para la realización de los ensayos.

Como se puede ver, el presente trabajo constituye una contribución fundamental al equipamiento del L.C.E. y del cumplimiento adecuado de este trabajo, depende en buena medida el funcionamiento adecuado de la sala de motores.

Para tener una idea del tipo de ensayos que pueden desarrollarse en esta laboratorio mencionaremos los siguientes:

**Ensayos de Control de Calidad.-** Tiene como objetivo comprobar el nivel de acabado y las prestaciones del motor una vez fabricado y antes de llegar al usuario.

Los ensayos de control de calidad se pueden realizar sobre una muestra reducida de unidades con lo cual el ensayo es mucho más exhaustivo, analizando la duración y el desgaste en distintos elementos tras largos periodos de funcionamiento y controlando la evolución de ciertos parámetros con el tiempo.

**Ensayos de Homologación.-** Este tipo de ensayo se realiza para comprobar las prestaciones de un motor frente a organismos oficiales. Se realizan de acuerdo a alguna norma internacional indicando la metodología a seguir, así como los parámetros a medir que suelen ser los más importantes del motor como son las curvas de potencia, par y consumo específico.

**Ensayos de Investigación.-** El objetivo es la obtención experimental de parámetros siguiendo unas líneas de investigación. Son ensayos extraordinariamente diversos y dependen de los fenómenos a estudiar, de los recursos disponibles y del personal investigador. Se pueden clasificar en función de la forma de ejecución del ensayo: Ensayos con Combustión, Ensayos sin Combustión y Ensayos sobre Modelos.

Los parámetros más importantes a medir son:<sup>(1)</sup>

**El Par Efectivo.-** Es una de las magnitudes fundamentales, puesto que de ella se derivan las curvas características del motor ensayado. El par se mide en los dinamómetros, también llamados frenos o banco de pruebas. El principio de funcionamiento consiste en oponer al motor un par resistente, disipando la potencia creada por el motor. El punto de funcionamiento se encuentra en la intersección de la curva característica motriz y la curva resistente del freno, dicho punto se puede modificar o bien actuando sobre el motor (modificando el grado de carga) o variando la curva resistente del freno (dicha regulación es función del tipo de freno), de esta forma se puede conocer el comportamiento del motor bajo diferentes condiciones de funcionamiento con lo cual se podrá dibujar las curvas características del motor.

**Medida del Régimen de Giro.-** Normalmente los frenos o bancos de ensayo suelen llevar incorporado un tacómetro de tipo magnético que cuenta los impulsos de una rueda fónica. De esta forma a partir del par y el régimen de giro puede determinarse la potencia.

Medida del Gasto de Combustible.- Un parámetro importante a determinar en toda prueba de motores es su consumo específico, es decir, la masa de combustible consumida por kilowatt-hora producido.

Medida del Gasto de Aire.- El proceso de combustión en los motores térmicos alternativos requiere de la formación previa de la mezcla aire-combustible, por tanto, es necesario conocer el gasto de aire que junto con el consumo de combustible nos darán una magnitud importante como es el dosado de la mezcla necesaria para la combustión. A su vez, el cálculo del volumen de aire que está entrando al cilindro nos facilita la determinación del rendimiento volumétrico.

Sistema para el Análisis de los Gases de Escape.- Esta medida es de especial importancia para conocer los factores relativos a la combustión tales como: Determinación de la eficiencia de la combustión, minimizar el consumo de combustible, estudio del sistema de escape, identificación de fallas relativas a la ignición, carburación o inyectores de combustible, información sobre emisiones contaminantes etc.

Al realizar estas pruebas, uno de los parámetros fundamentales es el par efectivo, que nos dan pie para desarrollar esta tesis, teniendo como objetivo fundamental diseñar y construir elementos constitutivos del banco de ensayos.

## Capítulo 2.

### Objetivo de la tesis.

Un banco dinamométrico para ensayos de motores de combustión interna alternativos, está constituido por varios elementos; entre ellos, los de mayor relevancia son: el dinamómetro, el equipo de medición, el motor que se desea probar, los elementos necesarios para el montaje y ajuste de dichos equipos, esto con la finalidad de realizar ensayos como los descritos anteriormente.

El interés de realizar dichos ensayos es evidente ya que se desea simular las condiciones en que trabajan estos motores, además, a raíz de la crisis energética y de los problemas de contaminación en las grandes aglomeraciones urbanas, como en el caso de algunas ciudades de nuestro país y en especial de la ciudad de México.

Cabe destacar que el número de bancos de este tipo existentes en todo México es totalmente insuficiente, no obstante que los resultados de los ensayos realizados en ellos son de gran interés. Se puede conocer el rango de operación óptimo de los motores y con esto ahorrar combustible, además de incrementar la vida útil del motor al ser operado en condiciones recomendadas.

Se pueden mencionar algunos de los objetivos que se persiguen con la instalación de un banco de ensayo y por consiguiente, objetivos de este trabajo. Entre los de mayor relevancia están:

- 1.- Realización de trabajos de investigación en motores con diferentes características y dimensiones.
- 2.- Realización de pruebas oficiales de homologación, verificación o radaje de motores.
- 3.- Realización de mayor número de prácticas por parte de los alumnos para los cuales resulte de interés el conocimiento del área de los motores.

No hay que olvidar, teniendo en cuenta la escasez de instalaciones existentes, la posibilidad de realizar algún tipo de trabajo para la industria; ofreciendo servicios, desarrollos e investigación que permitirán al L.C.E. tener cierto autofinanciamiento y el contar con recursos económicos, siempre es provechoso, además permitirá establecer vínculos con la industria automotriz y tratar de establecer una investigación de punta.

El presupuesto fue ajustado lo máximo posible, fueron cuidadosamente seleccionados los elementos diseñados y fabricados atendiendo a los siguientes puntos:

- Se cotizaron todas las posibles soluciones de un determinado problema; luego se analizaron minuciosamente cada una y de acuerdo a sus características técnicas, fueron elegidas las más viables.
- Se rechazaron todos aquellos elementos que se encuentran como partes comerciales y que por su costo y características de fabricación se pudieron hacer en los talleres de la Facultad.
- Aunque algunos trabajos fueron encargados al exterior en todo momento se procuró aprovechar al máximo las posibilidades que representaron los laboratorios y talleres de esta Escuela, tanto en maquinaria como en la asesoría de profesores y técnicos, lo cual trajo consigo un beneficio económico, mayor rapidez de instalación, una cierta independencia del exterior y siempre una mejor adaptación a nuestras necesidades.
- También se analizaron otras posibles funciones que podrían tener los elementos en cuestión dentro del laboratorio.

En cuanto a la viabilidad técnica, ésta no representó ningún problema ya que se cuenta con información sobre instalaciones de este tipo, información que los proveedores del dinamómetro incluyen como recomendaciones para estas instalaciones, así como de la experiencia adquirida durante las visitas hechas a empresas y laboratorios en donde se cuenta con este tipo de bancos.

Después de un detallado estudio sobre otras instalaciones similares existentes, su funcionamiento, ideas de magnitud, instrumentos utilizados etc., se elaboró un primer boceto del banco, a continuación se buscó información sobre los distintos elementos integrantes. Con estos datos más específicos se elaboró el diseño final.

## **Capítulo 3.**

### **Características de los elementos mecánicos.**

#### **3.1. Propiedades mecánicas.**

El objetivo primordial de la selección de materiales, es tomar en cuenta las propiedades de éstos para cubrir las necesidades de operación de un cierto componente o elemento. El primer paso en la selección de materiales es analizar la aplicación para determinar las características más importantes que debe poseer el material.

Una vez determinadas las propiedades requeridas se selecciona el material adecuado usando datos que se obtienen de manuales. Sin embargo, es necesario saber de donde se obtienen las propiedades listadas en un manual, saber que significan y darse cuenta que son valores ideales que pueden no aplicarse con exactitud a casos reales, debido a que la composición química del material varía de acuerdo al país y al proceso de fabricación.

##### **3.1.1. Resistencia estática.**

El ensayo de tensión (o de tracción) mide la resistencia de un material a la aplicación gradual de una fuerza tensora.<sup>(2)</sup> Los resultados de un ensayo simple pueden aplicarse a todos los tamaños y formas de probeta para cualquier material si se transforma la fuerza a esfuerzo y la distancia entre las marcas de calibración a deformación. Esto es:

$$\text{Esfuerzo} = \sigma = \frac{F}{A_0} \quad \text{ec. 3.1.1.}$$

$$\text{Deformación} = \epsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad \text{ec. 3.1.2.}$$

Donde  $A_0$  es el área original de la sección transversal de la muestra antes de iniciar la prueba,  $l_0$  es la distancia original entre las marcas de calibración y  $l$  es la distancia entre las marcas después de aplicar la fuerza  $F$ .

La deformación indica que tanto se deforma cada unidad de longitud del metal para cierto esfuerzo aplicado.

### 3.1.2. Deformación elástica y deformación plástica.

Al aplicar una fuerza a una probeta, los enlaces entre los átomos se estiran y el material se alarga, si al retirar la fuerza los enlaces regresan a su longitud original la deformación del metal no es permanente, lo que se conoce como deformación elástica fig. 3.1.1.

Si se incrementa el esfuerzo, las dislocaciones empiezan a producirse (deslizamiento) y el material empieza a deformarse plásticamente fig. 3.1.1. A diferencia de la deformación elástica, la deformación ocasionada por el deslizamiento es permanente. El esfuerzo en que se inicia el deslizamiento es el punto de fluencia que delimita los comportamientos elástico y plástico.<sup>(3)</sup>

### 3.1.3. Esfuerzo de fluencia.

El esfuerzo de fluencia es aquel en que el deslizamiento se hace notorio e importante.<sup>(4)</sup> En algunos materiales, el esfuerzo al cual cambian de comportamiento elástico a plástico no se detecta. En este caso se determina un esfuerzo de fluencia convencional (0.2% a 0.5% en la gráfica esfuerzo-deformación).

### 3.1.4. Resistencia a la tensión.

La resistencia a la tensión es el esfuerzo resultante de la mayor fuerza aplicada, y por ello es el esfuerzo máximo que ocurre en la curva esfuerzo-deformación.<sup>(5)</sup> La resistencia a la tensión es relativamente poco importante para la selección de los materiales o para la fabricación. El esfuerzo de fluencia determina si el metal se deformará o no, y por ello es más importante.

El término esfuerzo real se usa para indicar el resultado obtenido cuando el valor de carga utilizado en un ensayo a tensión se divide entre el valor real del área transversal de la probeta.

Esto significa que la carga y el área deben ser medidos simultáneamente durante toda la prueba. En el trazo del diagrama real esfuerzo-deformación se acostumbra utilizar un concepto llamado deformación verdadera, o también denominada logarítmica. La característica más importante de este diagrama es que el esfuerzo real siempre aumenta hasta llegar a la ruptura. Rara vez se necesitan el esfuerzo y la deformación reales, excepto en algunos casos en que el trabajo del metal así lo requiera.

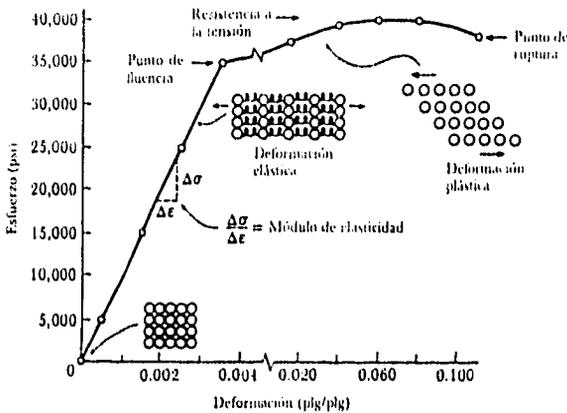


Figura 3.1.1. Curva esfuerzo-deformación para una aleación de Al.

### 3.1.5. Módulo de elasticidad.

El módulo de Young (o módulo de elasticidad) es la pendiente de la curva esfuerzo-deformación en la región elástica. Esta relación se denomina ley de Hooke.<sup>(6)</sup>

$$\text{Módulo de Elasticidad} = E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad \text{ec. 3.1.3.}$$

El módulo de elasticidad es una medida de la rigidez del material. Un material rígido con un módulo de Young alto, mantiene su tamaño y forma al ser sometido a una carga elástica. Por ejemplo si se diseña un eje y un cojinete de apoyo para el mismo, pueden requerirse tolerancias muy estrechas. Pero si el eje se deforma elásticamente, estas tolerancias pueden ocasionar rozamiento o desgaste excesivos, o bien, que las piezas se traben o se atoren.

### 3.1.6. Ductilidad y dureza.

Es posible que dos metales tengan exactamente la misma resistencia y la misma dureza; sin embargo, uno de ellos puede tener mayor capacidad para absorber sobrecargas, debido a la propiedad llamada ductilidad.

La ductilidad mide el grado de deformación que un material puede soportar sin romperse. Usualmente, lo que se toma en cuenta como límite entre la ductilidad y la fragilidad es un alargamiento o elongación relativo de 5%. Si en un material se produce un porcentaje de alargamiento menor que 5% en la ruptura, se dice entonces que es frágil; en tanto que uno que tenga más de 5% se considera dúctil.

La característica por la que un material dúctil puede absorber grandes sobrecargas es un factor de seguridad adicional en el diseño. La ductilidad también es importante porque es una medida de la propiedad por la que un material puede trabajarse en frío.

Cuando hay que seleccionar un material para que resista desgaste, erosión o deformación plástica, generalmente la dureza es la propiedad más importante. La dureza es la resistencia a la penetración sobre la superficie de un material. Se dispone de varios procedimientos de prueba de dureza, los cuales se usan según la propiedad particular por la que se tenga mayor interés. Las cuatro medidas de dureza más empleadas son las llamadas índices o números Brinell, Rockwell, Vickers y Knoop.

Los índices de dureza se usan principalmente como base de comparación para los materiales, especificaciones de fabricación y tratamiento térmico, control de calidad y correlaciones con otras propiedades y comportamientos de los materiales.

Algo particularmente valioso es el hecho de que el número de dureza Brinell, sirve para obtener una buena estimación de la resistencia última a la tensión del acero. La relación es:<sup>(7)</sup>

$$Su = 500 \text{ HB} \quad \text{ec. 3.1.4.}$$

Donde  $Su$  esta en  $\text{lb/in}^2$ . En el sistema métrico gravitacional se expresa por:

$$Su = 35.15 \text{ HB} \quad \text{ec. 3.1.5.}$$

Donde  $Su$  esta en  $\text{kgf/cm}^2$ . En el SI la relación correspondiente es:

$$Su = 3.45 \text{ HB} \quad \text{ec. 3.1.6.}$$

Estando  $Su$  en MPa.

**3.1.7. Sistemas de designación numérica.**

En las tablas correspondientes se enumeran las propiedades de gran cantidad de materiales. estas tablas son una fuente de información útil para resolver problemas y trabajos de diseño.

La Sociedad de Ingenieros Automotrices ( SAE ) fue la primera en reconocer la necesidad de designar numéricamente a los metales y aleaciones y adoptó un sistema de numeración para los aceros. Posteriormente el Instituto Americano de Metales y Acero ( AISI ) adoptó un sistema similar. En este caso un grupo de letras usado como prefijo, indica el proceso mediante el cual se fabrica el acero. Por ejemplo, la A designa un acero aleado, producido según el procedimiento Siemens-Martin; la B corresponde a un acero al Carbono, hecho según el proceso Bessemer ácido; la C es para un acero al Carbono proceso Bessemer ácido; la D corresponde a un acero al Carbono del proceso Siemens-Martin ácido; la E designa un acero de horno eléctrico, y el prefijo BOF es para aceros hechos mediante el proceso de horno de oxígeno básico.

Los primeros dos números que están después del prefijo literal indican la composición, excluyendo el contenido de Carbono. Algunas composiciones utilizadas en aceros son las siguientes:<sup>(8)</sup>

10 carbono simple	46 níquel-molibdeno
11 carbono, de corte libre	48 níquel-molibdeno
13 manganeso	50 cromo
23 níquel	51 cromo
25 níquel	52 cromo
31 níquel-cromo	61 cromo-vanadio
33 níquel-cromo	86 cromo-níquel-molibdeno
40 molibdeno	87 cromo-níquel-molibdeno
41 cromo-molibdeno	92 manganeso-silicio
43 níquel-cromo-molibdeno	94 níquel-cromo-molibdeno

Los dos últimos números o tres en el caso de los aceros de alto contenido de carbono de los grupos del cromo 51 y 52 indican el contenido aproximado de carbono. Así un material designado por AISI C1040 es un acero al carbono Siemens-Martin básico, con un contenido de 0.37 a 0.44 por ciento de carbono.

### 3.2. Selección de elementos mecánicos.

Los métodos típicos de sujeción o de unión incluyen el empleo de elementos tales como pernos, tuercas, tornillos de cabeza, tornillos prisioneros, sistemas de bloqueo etc. Las piezas pueden unirse también por soldadura o con abrazaderas que las sujeten. El estudio del esquema de ingeniería sobre los procesos de metales son incluidos en la información de estos métodos de unión y de sujeción. Por consiguiente, el objeto de este tema es seleccionar y especificar cuales son los más adecuados en el proyecto de soportes de motor y plataforma para dinamómetro.

Existen diversos problemas en los que es necesario utilizar flechas roscadas con diferentes grados de precisión y diferentes huelgos en medio de los hilos que lo conforman.

La terminología usada para las roscas de tornillos se ilustra en la figura 3.2.1. En donde:

El Paso  $p$  es la distancia que hay entre dos hilos adyacentes, medida paralelamente al eje de la rosca, y es el recíproco del número de hilos por pulgada,  $N$ .

El diámetro mayor  $d$  es el diámetro de mayor tamaño de la rosca, el diámetro menor  $d_r$  es el diámetro de menor tamaño de la rosca.

El avance  $l$  es la distancia que se desplaza una tuerca, paralelamente al eje de la rosca de un tornillo, cuando se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple, el avance es igual al paso.

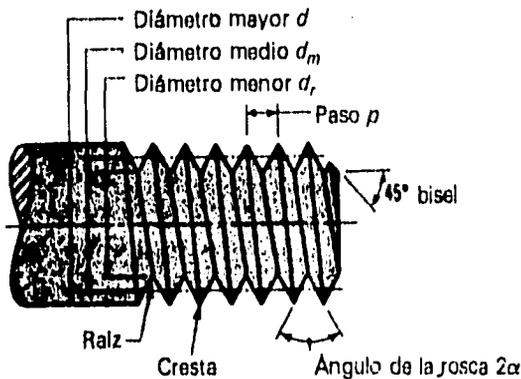


Figura 3.2.1. Nomenclatura de una rosca de tornillo.

La figura 3.2.2. ilustra los tipos de roscas más comúnmente usados en tornillos de potencia.

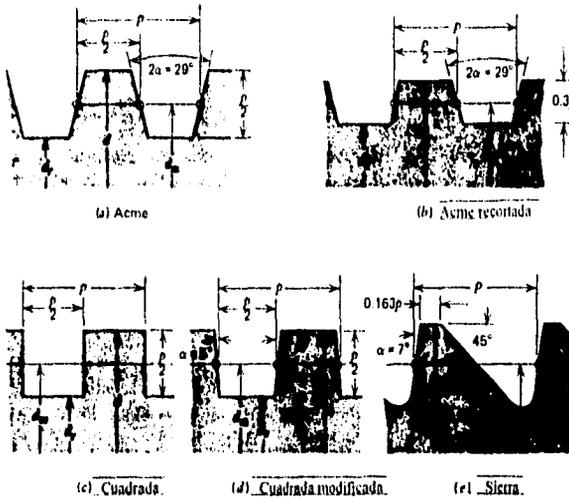


Figura 3.2.2. Formas de los tornillos de potencia.

La rosca cuadrada y la Acme se emplean en tornillos cuando han de transmitirse esfuerzos. Frecuentemente se realizan modificaciones en las roscas cuadradas y Acme. Por ejemplo, la rosca cuadrada a veces se modifica cortando el espacio entre los dientes de modo que incluyen un ángulo de rosca de 10 a 15 grados. Esto no es difícil, puesto que estas roscas se tallan ordinariamente con un útil de punta sencilla; la modificación mantiene mayormente la gran eficiencia de la rosca cuadrada y hace más sencillo el trabajo. La rosca Acme se modifica a veces dándole forma chata, haciendo el diente más corto. Esto da como resultado un diámetro del núcleo más grande y por consiguiente, un tornillo de mayor resistencia.

La rosca Acme, debido a sus flancos inclinados, no es tan eficiente teóricamente como la rosca cuadrada, pero la práctica ha demostrado que la exactitud de fabricación y el estado de las superficies de la rosca son determinantes de la eficiencia.

Como la rosca Acme puede ser cortada con terrajas o cojinetes de roscar, su fabricación es más sencilla y barata. Por otra parte, si se utiliza una tuerca dividida, la holgura debida al desgaste puede ser eliminada ajustando o tensando la tuerca, para compensar el juego. Debido a que no contamos con terrajas o cojinetes de roscar y que la manufactura de un lote pequeño excedería nuestro presupuesto, se opta por tallar roscas cuadradas dada la facilidad en la preparación del utensilio de corte.

La rosca trapezoidal o de diente de sierra tiene virtualmente la misma eficiencia que la rosca cuadrada, pero sólo puede transmitir potencia en una dirección.

Los tamaños estándares para tornillos de potencia se pueden consultar en la tabla 3.2.1. Para flechas de potencia con hilos múltiples, es necesario hacer notar que el número de hilos por pulgada es definido como el recíproco del paso y no como el recíproco del avance. Por ejemplo, en un tornillo de rosca doble el avance es igual a dos veces el paso, y en uno de rosca triple el avance es igual a tres veces el paso.

Diámetro mayor <i>d</i> (in.)	Hilos por pulgada		
	Acme y Acme recortada	Cuadrada y Cuadrada modificada	Sierra
$\frac{1}{8}$	16	10	
$\frac{3}{16}$	14		
$\frac{1}{2}$	12		
$\frac{5}{16}$	10	8	
$\frac{3}{8}$	12		
$\frac{7}{16}$	10		
$\frac{1}{2}$	10	6	16
$\frac{3}{4}$	8	5	16
$\frac{7}{8}$	6	5	16
1	6	4	12
$1\frac{1}{8}$	5		
$1\frac{1}{4}$	5	3	10
$1\frac{3}{8}$	4		10
$1\frac{1}{2}$	4	3	10
$1\frac{3}{4}$	4	2	8
2	4	2	8
$2\frac{1}{4}$	3	2	8
$2\frac{1}{2}$	3	2	8
$2\frac{3}{4}$	3	2	6
3	2	1	6
$3\frac{1}{2}$	2	1	6
4	2	1	6
$4\frac{1}{2}$	2		5
5	2		5

Tabla 3.2.1. Tamaños estándares para tornillos de potencia.

**3.3. Tornillos de potencia.**

Los tornillos de fuerza son dispositivos que se utilizan en las maquinarias usadas para convertir un movimiento angular en movimiento lineal y transmitir así generalmente, fuerza o potencia.<sup>(9)</sup> El propósito de los tornillos de potencia es obtener una elevada ventaja mecánica en el levantamiento de cargas y en el posicionamiento preciso.

En la figura 3.3.1. se muestran tres diferentes formas de soportar una carga. En todos los casos la parte oscura es la que transfiere la fuerza axial procedente de la rotación. En la situación a) el tornillo recibe directamente el momento axial mientras la tuerca permanece fija. en b) la tuerca es la que transfiere la fuerza mientras el tornillo levanta la carga y en c) la tuerca recibe el momento axial y levanta la carga.

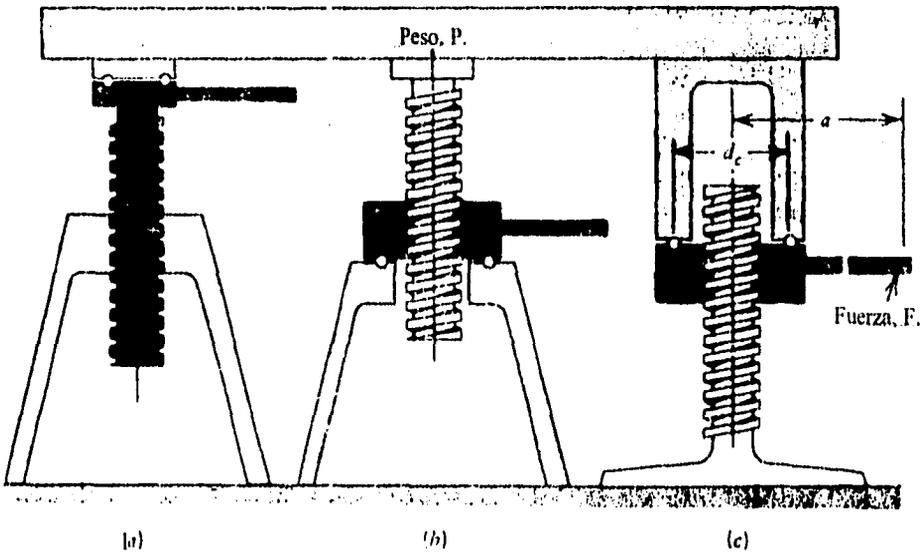


Figura 3.3.1. Formas de soportar una carga.

3.3.1. Resistencia mecánica del tornillo de potencia.

En la figura 3.3.2. se muestra un tornillo de potencia de rosca cuadrada de un solo filete, que tiene un diámetro medio  $d_m$ , un paso  $p$  y un ángulo de hélice  $\lambda$ ; soporta una carga axial de compresión  $F$ . Se desea hallar la expresión matemática del par de torsión que se necesita para levantar esa carga y la expresión correspondiente para bajar la carga.<sup>(10)</sup>

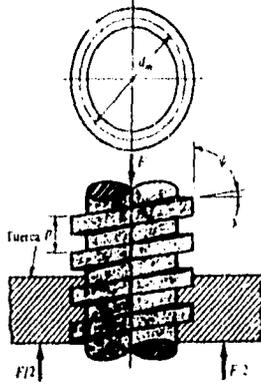


Figura 3.3.2. Tornillo de potencia.

En primer lugar, imaginemos que el filete de la rosca del tornillo se desarrolla sobre un plano (figura 3.3.3.), exactamente la longitud correspondiente a una vuelta. Entonces, un borde del filete formara la hipotenusa de un triángulo rectángulo, cuya base sería la longitud de la circunferencia correspondiente al diámetro medio de la rosca y cuya altura es el avance. El ángulo  $\lambda$  es el ángulo de la hélice de la rosca. La fuerza  $F$  es la suma de todas las fuerzas axiales elementales que actúan sobre el área normal de la rosca.

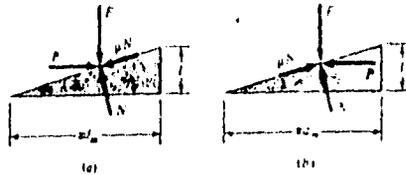


Figura 3.3.3. Diagramas de fuerzas. a) Al subir la carga, b) al bajar la carga.

Para elevar la carga se tiene una fuerza  $P$  que actúa hacia la derecha (fig. 3.3.3.a); para bajarla,  $P$  actúa hacia la izquierda (fig.3.3.3.b). La fuerza de fricción o rozamiento es igual al producto del coeficiente de fricción  $\mu$  por la fuerza normal  $N$ , y actúa oponiéndose al movimiento. El sistema está en equilibrio bajo la acción de estas fuerzas y, por tanto, para elevar la carga se tiene:

$$\Sigma F_h = P - N \operatorname{sen} \lambda - \mu N \operatorname{cos} \lambda = 0 \quad \text{ec. 3.3.1.}$$

$$\Sigma F_v = F + \mu N \operatorname{sen} \lambda - N \operatorname{cos} \lambda = 0 \quad \text{ec. 3.3.2.}$$

De la ec. 3.3.1.

$$P + N(-\operatorname{sen} \lambda - \mu \operatorname{cos} \lambda) = 0 ; N = \frac{P}{\operatorname{sen} \lambda + \mu \operatorname{cos} \lambda} \quad \text{ec. 3.3.3.}$$

De la ec. 3.3.2.

$$F + N(\mu \operatorname{sen} \lambda - \operatorname{cos} \lambda) = 0 ; N = \frac{F}{\operatorname{cos} \lambda - \mu \operatorname{sen} \lambda} \quad \text{ec. 3.3.4}$$

Igualando las ec. 3.3.3. y 3.3.4.

$$\frac{P}{\operatorname{sen} \lambda + \mu \operatorname{cos} \lambda} = \frac{F}{\operatorname{cos} \lambda - \mu \operatorname{sen} \lambda}$$

Despejando  $P$  se tiene que para subir la carga:

$$P = \frac{F (\operatorname{sen} \lambda + \mu \operatorname{cos} \lambda)}{\operatorname{cos} \lambda - \mu \operatorname{sen} \lambda} \quad \text{ec. 3.3.5.}$$

y para bajarla:

$$P = \frac{F (\mu \operatorname{cos} \lambda - \operatorname{sen} \lambda)}{\operatorname{cos} \lambda + \mu \operatorname{sen} \lambda} \quad \text{ec. 3.3.6.}$$

A continuación para relacionar el avance se dividen el numerador y el denominador de estas ecuaciones entre  $\operatorname{cos} \lambda$  y se aplica la relación  $\tan \lambda = \frac{l}{\pi dm}$  (fig. 3.3.3.), de donde se tiene entonces, respectivamente:

$$P = F \frac{[(l/\pi dm) + \mu]}{1 - (\mu l/\pi dm)} \quad \text{ec. 3.3.7.}$$

$$P = F \frac{[\mu - (l/\pi dm)]}{1 + (\mu l/\pi dm)} \quad \text{ec. 3.3.8.}$$

Finalmente, observando que el momento de rotación es el producto de la fuerza  $P$  y el radio medio  $dm/2$ , se puede escribir en la ec. 3.3.7.

$$T = \frac{Fdm}{2} \left( \frac{l + \pi \mu dm}{\pi dm - \mu l} \right) \quad \text{ec. 3.3.9.}$$

Donde  $T$  es el momento de torsión requerido para dos fines : vencer el rozamiento en la rosca y levantar la carga.

El par de torsión requerido para hacer descender la carga resulta de la ec. 3.3.8.

$$T = \frac{Fdm}{2} \left( \frac{\pi \mu dm - l}{\pi dm + \mu l} \right) \quad \text{ec. 3.3.10.}$$

Este es el momento que se necesita para vencer parte de la fricción producida al bajar la carga . En casos específicos donde el avance es grande o la fricción es baja, puede suceder que la carga descienda por si sola, haciendo que el tornillo gire sin ninguna acción externa. En estos casos el par de torsión  $T$  de la ecuación anterior será negativo o igual a cero. Cuando se obtiene un momento positivo de esta ecuación, se dice que el tornillo es autoasegurante. Así pues, la condición de autoaseguramiento es:

$$\mu \pi dm > l$$

Si ahora se dividen ambos miembros de esta desigualdad entre  $\pi dm$  y se considera que  $l/\pi dm = \tan \lambda$  , se tiene:

$$\mu > \tan \lambda$$

Esta relación establece que el autoaseguramiento se obtiene siempre que el coeficiente de fricción de la rosca sea igual a la tangente del ángulo de hélice de la rosca, o mayor.

Una expresión de la eficiencia también será útil para evaluar los tornillos de potencia. Si  $\mu = 0$  de la ecuación 3.3.10. se obtiene:

$$T_o = \frac{Fl}{2\pi} \quad \text{ec. 3.3.11.}$$

Dado que se eliminó la fricción de la rosca, resulta ser el momento de torsión necesario sólo para elevar la carga. Por consiguiente, la eficiencia es:

$$e = \frac{T_o}{T} = \frac{Fl}{2\pi l} \quad \text{ec. 3.3.12.}$$

sustituyendo las ec. 3.3.10. y 3.3.12. se obtiene:

$$e = \frac{l}{\pi d m} \frac{\pi d m - \mu l}{l + \pi \mu d m} \quad \text{ec. 3.3.13.}$$

como  $l/\pi d m = \tan \lambda$ , sustituyendo en la ec. 3.3.13.

$$e = \frac{1 - \mu \tan \lambda}{1 + \mu \cot \lambda} \quad \text{ec. 3.3.14.}$$

La figura 3.3.4. muestra un plano de la eficiencia como una función del coeficiente de fricción y el ángulo de avance.

Vale la pena mencionar los siguientes aspectos:

- 1.- Mientras más alto es el coeficiente de fricción, más baja es la eficiencia.
- 2.- La eficiencia se acota aproximadamente desde un ángulo de avance de 0 grados hasta 90 grados, en donde la eficiencia disminuye también debido al decrecimiento del ángulo de ataque de la rosca que varía desde 0 grados (rosca cuadrada) hasta  $14 \frac{1}{2}$  grados (rosca Acme).

En el caso de tornillos de fuerza, la rosca Acme no es tan eficiente como la rosca cuadrada, debido al rozamiento extra ocasionado por la acción de cuña.

Generalmente hay que aplicar una tercera componente de torsión en las aplicaciones del tornillo de potencia. Cuando el tornillo se carga axialmente debe emplearse un cojinete de empuje o de collarín entre los elementos estacionarios y rotatorio, a fin de soportar la componente axial.

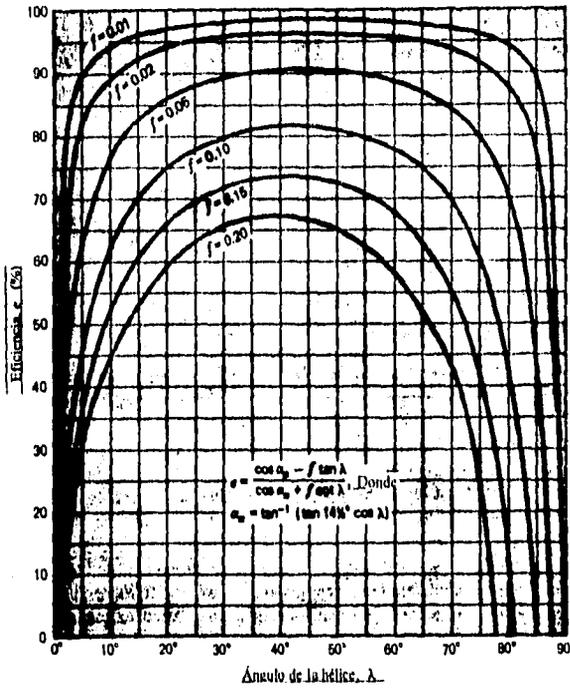


Figura 3.3.4. Eficiencia de un tornillo rosca cuadrada.

Si la distancia es corta comparada con el diámetro del tornillo, el tornillo puede tratarse como un elemento de pequeña longitud sometido a compresión. Pero para mayores distancias, el tornillo debe comportarse como una columna y por lo tanto la rigidez es el factor importante del proyecto. También si el cabezal no es rígido, puede tener lugar algún giro en su apoyo en el tornillo, debido a su flexión, y se ejercerá así en este último un momento flector concentrado. El tornillo debe ser lo bastante rígido como para no flexar ni pandear demasiado, debido a la carga de compresión; y también, que el tornillo debe ser lo bastante fuerte como para resistir la tensión combinada debida a las cargas de compresión, de flexión y de torsión.

El siguiente método es general y normalmente conduce a un rápido resultado:<sup>(11)</sup>

- 1.- Selecciónese el material, tratamiento térmico y el sistema de roscas para el tornillo.
- 2.- Si existe una posibilidad de deformación, debida a la flexión, o de fallo por pandeo, obténgase un diámetro de tanteo considerando estos efectos únicamente. La mayoría de los autores recomiendan un diámetro que es media entre el diámetro del núcleo y el diámetro medio según este cálculo, puesto que las roscas añaden rigidez y resistencia.
- 3.- Ahora que se dispone de un diámetro por tanteo, se seleccionan las dimensiones de las roscas y se calculan las tensiones axial, de flexión y de torsión, que deben equilibrarse con la resistencia.

**3.3.2. Esfuerzos estáticos en el tornillo de potencia.**

Los tornillos de potencia son objeto directo de esfuerzos de tensión y compresión calculados de la forma  $F/A$ ; las roscas justas son normalmente objeto sólo de esfuerzos de tensión. El área efectiva de las roscas es el área sometida a esfuerzos de tensión  $A_s$ .

Para tornillos de potencia dicha área puede ser calculada, pero esto no es necesario debido a que el esfuerzo axial rara vez es crítico. Una simple y conservadora aproximación del esfuerzo axial puede ser obtenida con el diámetro menor  $d_r$ .

En la figura 3.3.2. se transmite una fuerza  $F$  a una tuerca, a través de un tornillo de rosca cuadrada. Ahora se determinaran los esfuerzos producidos en la rosca de la tuerca y en la rosca del tornillo, los cuales podrían ocasionar la falla en ellas, por ejemplo, por fluencia.

Si se supone que la carga está distribuida uniformemente a lo largo de la altura de la tuerca,  $h$ , y que los hilos de la rosca del tornillo fallaran por cortante sobre el diámetro menor, entonces el esfuerzo cortante medio en esta rosca es:

$$\tau_h = \frac{2 F}{\pi d_r h} \tag{ec. 3.3.15.}$$

Los hilos de la rosca de la tuerca experimentaran cortante en el diámetro mayor y, en consecuencia, el esfuerzo medio de corte en esta rosca es:

$$\tau_n = \frac{2 F}{\pi d h} \tag{ec. 3.3.16.}$$

En especial, debe notarse que estos son esfuerzos medios, porque se ha supuesto que las roscas comparten la carga equitativamente. Esta suposición es muy errónea. En vista de esto, deben utilizarse factores grandes de seguridad,  $n > 2$ , cuando las ecuaciones anteriores se emplean para diseño.

3.3.3. Distribución del esfuerzo de compresión entre las roscas en contacto.

La figura 3.3.5. ilustra el flujo de la fuerza que absorbe el tornillo y la tuerca al sujetar dos miembros al mismo tiempo. La compresión en medio de las roscas del tornillo y de la tuerca existe, hasta las roscas numeradas 1, 2, y 3. Este tipo de compresión directa es llamada de referencia, y el área usada para calcular esta tensión es la proyectada por cada rosca  $\pi(d^2 - d_i^2)/4$ . El número de roscas en contacto puede ser visto como  $t/p$ . Así:<sup>(12)</sup>

$$\sigma = \frac{4 F}{\pi (d^2 - d_i^2)} \frac{p}{t} \quad \text{ec. 3.3.17.}$$

El diámetro  $d_i$  es el diámetro menor de la rosca interna. Para roscas justas puede ser aproximado a  $d_r$ .

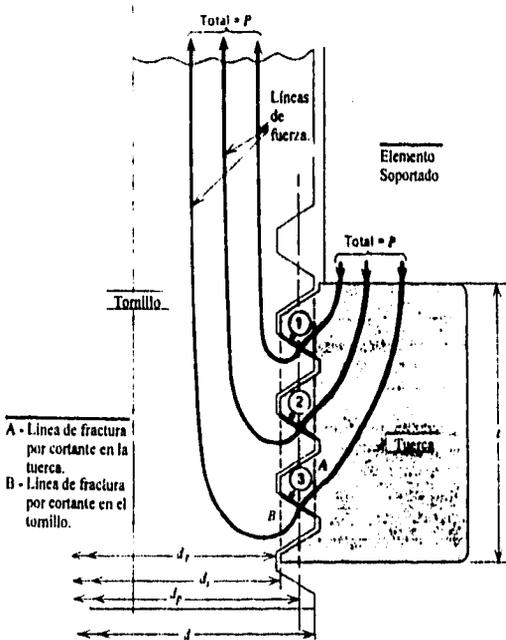


Figura 3.3.5. Líneas de fuerza en un perno a tensión.

Imagine tres anillos, análogos a los hilos de una rosca cuadrada, formados en un elemento macho o tornillo y las tres ranuras correspondientes, con holgura, en un elemento hembra o tuerca, como se ilustra en la figura 3.3.5.

Ahora suponga que se aplica una carga de tensión  $F$  al tornillo y que la tuerca reaccionara a esta carga. Si se supone que la carga está dividida uniformemente entre los tres hilos, para los elementos de esfuerzo indicados como 1, 2, y 3 en el tornillo, se tendrán las cargas de tensión  $F_A = F$ ,  $F_B = 2F/3$  y  $F_C = F/3$  respectivamente.

En los elementos correspondientes en la tuerca se tendrán las cargas de compresión  $F_A = -F$ ,  $F_B = -2F/3$  y  $F_C = -F/3$ . Ahora bien, estando el tornillo en tensión, sufrirá un alargamiento y, por tanto, los hilos 1, 2, y 3 tenderán a separarse. Sin embargo, la tuerca está en compresión y sus hilos tenderán a acercarse.

Estos efectos impiden compartir las cargas, como se supuso en un principio. Por tanto, se concluye que la carga no se comparte en absoluto y que, en cambio, el primer hilo resiste toda la fuerza.

Esta tendencia puede corregirse parcialmente si:

- 1.- Se ajustan las proporciones de la tuerca, de manera que exista más deformación en el fondo.
- 2.- Hacer la tuerca de un material más suave que el del tornillo asegurando la fluencia o deformación plástica de tal manera que la carga se transfiera a las otras roscas. Esto puede requerir incrementar el número de roscas en contacto para mantener el esfuerzo adecuado.
- 3.- Modificar el diseño de la tuerca como el mostrado en la figura 3.3.6. Aquí, la tuerca carga en los puntos de la región de arriba de la rosca a tensión, así causamos cambios elásticos en el paso que aproximadamente es igual al cambio en el paso del tornillo. Estas tuercas especiales son expansivas y pueden ser usadas sólo en aplicaciones críticas de falla por fatiga.

Otro factor que reduce la tendencia del hilo inferior a recibir la carga total es el que la acción de cuña de los hilos de la rosca del tornillo tienda a ensanchar la tuerca.

Las tuercas se prueban determinando su resistencia al desgarramiento. El ensayo se realiza enroscando una tuerca sobre un mandril, de acero templado, que se hace pasar atornillándolo sobre la tuerca. La resistencia será igual a la carga dividida entre el área media de la rosca. Las tuercas comunes tienen una resistencia al desgarramiento de aproximadamente 620 MPa.

Es interesante saber que sólo se requieren tres hilos completos para obtener la resistencia total del perno.

Otro factor que se debe considerar en el diseño de uniones de perno es la conservación de la precarga o carga inicial. Ésta puede disminuir por la fluencia en el material de las piezas unidas, por expulsión de la pintura o revestimiento de las superficies de contacto, o bien, por el aplastamiento de puntos sobresalientes. Se puede obtener un área de contacto adicional si se usan rondanas o arandelas templadas. Esto es especialmente necesario cuando las partes sujetadas por pernos son relativamente suaves y la cabeza del perno o la tuerca no proporcionan suficiente área de contacto o empuje.

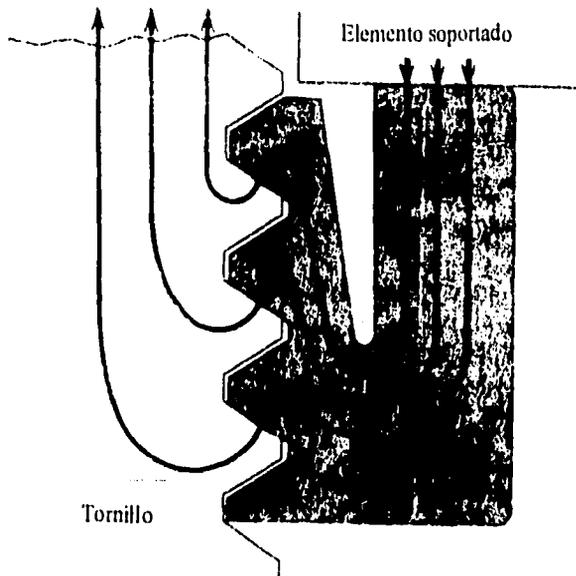


Figura 3.3.6. Tuerca especial.

## 3.3.4. Esfuerzo de cizallamiento y espesor de la tuerca.

Con referencia a la fig. 3.3.6., si el material de la tuerca es más suave que el material del tornillo (como es usualmente) una sobrecarga podría barrer las roscas de la tuerca a lo largo de la superficie cilíndrica A. Si el tornillo es de un material más débil al cizallamiento, la fractura puede ocurrir en B.

Para determinar el espesor de la tuerca es necesario proveer un balance entre el esfuerzo a la tensión y al cizallamiento, si ambos miembros (tornillo y tuerca) son hechos del mismo material. La fuerza de tensión requerida por el tornillo para tener un rendimiento máximo a través de la sección del roscado es:

$$P = A S_y \approx \frac{\pi}{4} (0.9 d)^2 S_y \quad \text{ec. 3.3.18.}$$

Donde  $d$  es el diámetro mayor de la rosca. Con referencia a la figura 3.3.5., la tensión requerida para un rendimiento máximo de la tuerca a lo largo de la superficie donde se fracturara es:

$$P = \pi d (0.75 t) S_y \approx \pi d (0.75 t) (0.58 S_y) \quad \text{ec. 3.3.19.}$$

Donde  $t$  es el espesor de la tuerca. Igualando las dos ecuaciones se llega al balance aproximado dado por:

$$t = 0.47 d \quad \text{ec. 3.3.20}$$

El espesor estándar de la tuerca es aproximadamente  $\frac{7}{8} d$ .

### 3.4. Sujetadores roscados.

Un sujetador roscado puede ser utilizado en diversas funciones, de ahí que su denominación depende de como se emplean en cosas específicas. Por ejemplo.

Si un elemento está diseñado de modo que su función primaria sea quedar instalado dentro de un agujero roscado, recibe el nombre de tornillo. Por tanto, un tornillo se aprieta aplicando un par de torsión en su cabeza.

Si un elemento está diseñado para ser instalado con una tuerca, se denomina perno. Así, los pernos se aprietan aplicando un par de torsión a la tuerca.

Un espárrago (o perno con doble rosca) es una varilla con rosca en sus dos extremos; uno entra en un agujero roscado y el otro recibe una tuerca.

Por lo tanto, es el propósito y no el uso real, lo que determina el nombre de estos elementos.

#### 3.4.1. Tracción inicial y par de apriete.

La tracción inicial es el esfuerzo inducido por la operación de apriete que depende de la sensibilidad del operario, de la longitud de la llave utilizada y también del estado del perno o tornillo. Si la magnitud de la tracción inicial es muy importante, es necesario utilizar una llave de torsión o llaves neumáticas de impacto. La llave torsiométrica posee un indicador que marca el par de torsión correspondiente. En las llaves de impacto, la presión del aire se ajusta al par apropiado, o en algunos casos el aire se corta automáticamente cuando se alcanza el par de torsión deseado.

La condición de apriete firme es el alcanzado con unos cuantos golpes de una llave de impacto, a partir de esto, cualquier otra vuelta que se de, produciría tensión útil en el perno. Es necesario entonces desarrollar una precarga requerida a partir de la condición de apriete firme.

Aunque los coeficientes de fricción producen una variación del esfuerzo inducido debido al acabado de la rosca, su lubricación y otras variables de aplicación, la relación entre el par o momento torsional aplicado  $T$  y la tracción inicial  $F_i$  propuesta por Maney,<sup>(13)</sup> es:

$$T = CDF_i \quad \text{ec. 3.4.1.}$$

Donde  $D$  es el tamaño del perno y  $C$  es el coeficiente de par de torsión.

Orthwein<sup>(14)</sup> determinó el siguiente intervalo de coeficientes de fricción para el rozamiento entre collarín y rosca en los tornillos de fuerza como:

Superficies sin lubricar  $\mu = 0.40$  a  $0.80$   $C = 0.20$

Superficies lubricadas  $\mu = 0.005$  a  $0.20$   $C = 0.15$

Lo más interesante de la ecuación 3.4.1. es que  $C=0.20$  para  $\mu=0.15$ , no importa el tamaño de los pernos que se empleen ni si las roscas son bastas o finas. Por lo tanto la ecuación 3.4.1. es más conveniente en la forma

$$T = 0.20 F_i D \quad \text{ec. 3.4.2}$$

De esta forma se calcula el par de torsión  $T$  necesario para producir una precarga deseada  $F_i$  cuando se conoce el tamaño  $D$  del sujetador.

### 3.4.2. Especificaciones de resistencia de pernos.

El diseñador puede hacer uso de cualquier material para pernos y tornillos, pero sólo se usará acero ordinario (SAE grado 1), y pernos de cabeza estampada en frío, cuando no haya otra razón que se oponga.

La tabla 3.4.1. presenta los grados y especificaciones de la mayor parte de los sujetadores roscados actualmente en uso.

El cálculo de los pernos suele hacerse basándose en una carga de prueba y en la resistencia a la prueba. La carga de prueba de un perno es la fuerza máxima que puede soportar sin que sufra deformación permanente. La resistencia a la prueba es el valor límite del esfuerzo, determinado utilizando la carga de prueba y el área de esfuerzo de tensión.

Las especificaciones ASTM y SAE se pueden satisfacer con muchos aceros normalizados; por ejemplo, SAE 1041 QT puede fácilmente llenar las exigencias de la SAE grado 5, que es un material para perno de buena resistencia.

En el caso de materiales de alta calidad se pueden emplear precargas mayores que la resistencia a la prueba, aunque con considerables precauciones. En el caso de tales materiales, la torsión que ocurre durante el apriete se relaja en el transcurso del tiempo resultando en una menor tensión final en el perno. Por esta razón se considera que si un perno sometido a carga estática no falla durante el apriete existe una muy alta probabilidad de que nunca se rompa.

Durante el diseño, es posible decidir sobre el esfuerzo de prueba. Después del esfuerzo de prueba, la próxima decisión es sobre el esfuerzo inicial de apriete. Es necesario señalar la importancia de mantener una precarga elevada. Cualquier relajación en ésta puede originar que toda la carga exterior pase a ser soportada por el tornillo y que resulte la falla de la junta. Cuando una junta atornillada se pone en servicio, la vibración y el balanceo producen pequeñas deformaciones que causan aplanamiento de puntos salientes, polvo y pintura y reducen la precarga original. De modo que el empleo de una alta precarga es una forma de crear un margen de seguridad para tener en cuenta tales acciones. por esta razón se sugiere que la precarga este dentro del intervalo

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p$$

Los valores típicos para pernos sometidos a carga de tracción son:<sup>151</sup>

$$S_i \approx 0.9S_p \text{ Cuando es factible la prueba de esfuerzo}$$

$$S_i \approx 0.85S_y \text{ Sin prueba de esfuerzo; valores que se suponen satisfactorios.}$$

Una vez decidido el valor adecuado de  $S_i$ , la fuerza inicial de apriete  $F_p = S_i A_s$ ; entonces se puede utilizar la ecuación 3.4.2. para calcular el par o momento torsional de apriete.

GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVE in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
1	1-11	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono	
2	1-1 1-11	55 33	74 60	57 36	Acero de mediano o bajo carbono	
4	1-11	65	115	100	Acero de mediano carbono, estirado en frío	
5	1-1 11-11	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
5.2	1-1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	1-11	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8	1-11	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8.2	1-1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Tabla 3.4.1. Especificaciones SAE para pernos, tornillos y espárragos.

**3.5. Resistencia de juntas soldadas.**

Al diseñar componentes soldados, es preferible seleccionar un acero que permita efectuar una soldadura rápida y económica, aunque esto implique sacrificar otras cualidades, como la maquinabilidad. En condiciones apropiadas todos los aceros se pueden soldar, pero se obtendrán mejores resultados cuando se eligen materiales que tengan una especificación UNS, entre G10140 y G10230.

En virtud de la clasificación por normas metalográficas, puede hablarse, en lo esencial, de aceros austeníticos, ferríticos y martensíticos de alta aleación. La soldabilidad de los aceros austeníticos es buena si se emplean electrodos austeníticos, sobre todo si se trata de aceros que contienen una pequeña cantidad de C. Los aceros martensíticos y altamente ferríticos (éstos últimos con 19 a 32% Cr, por ejemplo) son insoldables o difíciles de soldar. Los aceros ferríticos están comprendidos entre los primeros y los segundos y pueden ser soldados satisfactoriamente con electrodos austeníticos Cr-Ni.

El diseñador puede elegir factores de seguridad o esfuerzos de trabajo permisibles con más confianza, cuando sabe que valores ya se han utilizado. Uno de los mejores estándares en uso es el código o reglamento para construcción de edificios del American Institute of Steel Construction (AISC). Ahora, los esfuerzos permisibles se basan en la resistencia última y el reglamento permite usar diversos aceros estructurales ASTM, con la resistencia de fluencia que varían desde 227 MPa. hasta 344 MPa. Siempre que la carga sea la misma, el código admite que se considere el mismo esfuerzo en el metal soldante que en el metal principal. Para estos aceros ASTM,  $S_y = 0.5 S_u$ . La tabla 3.5.1. contiene las fórmulas especificadas por el código para calcular estos esfuerzos admisibles, según diversas condiciones de carga.

TIPO DE CARGA	TIPO DE JUNTA	ESFUERZO PERMISIBLE	n
Tensión	A tope	$0.45 S_u$	1.67
Tracción	A tope	$0.33 S_u$	1.11
Flexión	A tope	$0.60 - 0.65 S_y$	1.52-1.67
Combinación de cargas	A tope	$0.60 S_y$	1.67
Corrosión	A tope o de filete	$0.45 S_y$	1.44

\*El factor de seguridad n ha sido calculado considerando la energía de distorsión.

Tabla 3.5.1. Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura.

Se considera necesario distinguir entre junta soldada con diferentes tipos de junta y la costura soldada con diversas clase de costura, forma y ejecución de la misma.

La junta se caracteriza por la posición mutua de las piezas que se han de soldar, en el lugar de su unión, mientras que la costura, además de estar caracterizada por la posición de las piezas, lo está por la clase y preparación del perfil del borde de las mismas.

La forma de la costura depende de la clase de material, espesor del mismo, clase y procedimiento de soldadura; la costura se realiza de modo que los distintos cordones quedan dispuestos en una o más capas.

La forma de la costura está condicionada por el grueso de las chapas y las condiciones (clases de carga etc.) que se exigen de la construcción soldada.

a) Costuras en I únicamente para planchas delgadas (hasta 4mm de espesor) sin necesidad de preparar los bordes a soldar.

b) Costuras en V. Se emplean en chapas de 5 a 15mm de espesor. Esviaje de 60 a 80°, por lo común 60°.

c) Costuras en X se emplean en planchas de 10 a 30mm de espesor.

Las costuras en K se emplean raras veces.

Las costuras en U y doble U se emplean únicamente para planchas muy gruesas (más de 30mm de espesor = s).

En las costuras a tope, el flujo de fuerzas sigue en dirección rectilínea, de modo que se distinguen por su máxima resistencia a la fatiga<sup>(22)</sup>.

### **3.5.1. Fundamento para el cálculo de las uniones soldadas.**

Clasificación de las cargas.<sup>(16)</sup> Las cargas que actúan en una estructura se dividen en cargas principales (**H**) y cargas adicionales (**Z**).

Las cargas principales son:

Carga fija.

Carga móvil (menos la del viento).

Las cargas adicionales son:

Carga de viento.

Fuerzas de frenado.

Fuerzas laterales y horizontales.

Capítulo 3. Características de los elementos mecánicos.

Casos de carga. - Para el cálculo y la comprobación de la resistencia se distinguen:

Caso de carga I	Sume <b>H</b>	Sólo cargas principales.
Caso de carga II	Sume <b>H + max Z</b>	Cargas principales y la mayor carga adicional.
Caso de carga III	Sume <b>H + suma max Z</b>	Cargas principales y cargas adicionales.

La tabla 3.5.2 da las tensiones admisibles de las uniones soldadas. Por lo general, se aplica:

$$\sigma_{sold adm} = \alpha \sigma_{ad}$$

Donde  $\sigma_{adm}$  es la tensión admisible para el material que se ha de soldar y  $\alpha$  es el coeficiente de estimación que depende de la clase de carga y la forma de la costura.

Si no se puede garantizar que la soldadura llegue a atravesar, no se deberán utilizar los valores de la tabla 3.5.2. Se deberán determinar entonces de acuerdo con la autoridad competente en la inspección de la obra y, en caso necesario, mediante ensayos.

Cálculo por tracción, compresión y cortante. Para la sollicitación de tracción, compresión y cortante, se aplica, en las costuras a tope y acunadas:

$$\sigma_{sold} + \tau_{sold} = \frac{P}{\Sigma(a t)} \leq \sigma_{sold adm} + \tau_{sold adm} \quad \text{ec. 3.5.1.}$$

Cálculo por flexión. En una unión soldada sollicitada por un momento flector  $M$ , la tensión normal en la costura soldada a la distancia  $c$  de la línea neutra es:

$$\sigma_{sold} = \frac{M c}{I} \leq \sigma_{sold adm} \quad \text{ec. 3.5.2.}$$

y en las fibras extremas

$$\sigma_{sold} = \frac{M}{W} \leq \sigma_{sold adm} \quad \text{ec. 3.5.3.}$$

Donde  $I$  es el momento de inercia y  $W$  el momento resistente de la sección de la costura soldada.

1	2	3	Clase de acero			
			Acero 1010		Acero 1045	
			II	III	II	III
1	Costura a tope, examen con rayos X 100%	Tracción axial y con flexión	1600	1600	2400	2400
2		Compresión axial y con flexión	1400	1600	2100	2400
3		Cortadura	900	1050	1350	1550
4	Costura a tope, examen con rayos X 50%	Tracción, compresión axial y con flexión	1400	1600	2100	2400
5		Cortadura	900	1050	1350	1550
6	Costura a tope sin examen por rayos X	Tracción axial y con flexión	1100	1300	1700	1900
7		Compresión axial y con flexión	1400	1600	2100	2400
8		Cortadura	900	1050	1350	1550
9	Costura acanalada	Tracción, compresión, cortadura	900	1050	1350	1550
10	Costura acanalada en unión de viga resistente a la flexión	Tensión principal	1100	1300	1700	1900
11		Cortadura	900	1050	1350	1550
12	Costuras longitudinales, costuras acanaladas a tope y a pl. el., costuras de cuello, junta longitudinal de chapa de alma. Costuras de unión entre placas de cordón	Tensión principal	1400	1600	2100	2400
13		Cortadura	900	1050	1350	1550
14	Costura a tope en junta transversal de chapa de alma 50%, examen con rayos X	Tensión principal	1400	1600	2100	2400
15		Cortadura	900	1050	1350	1550

Tabla 3.5.2. Tensiones admisibles en Kg./cm<sup>2</sup> para uniones soldadas.

Cálculo de las secciones solicitadas a torsión. Mediante el momento de torsión  $M_t$  se producen en la sección esfuerzos cortantes, cuya ley de distribución es más complicada que la de las tensiones normales debidas al momento flector. El esfuerzo cortante máximo debido a la torsión es:

$$\tau_t \text{ max.} = \frac{M_t}{W_t} \quad \text{ec. 3.5.4.}$$

En superficies circulares y anulares crece la tensión de torsión linealmente con la distancia al centro de gravedad. El valor máximo se produce en el borde. En secciones rectangulares, la tensión de cortadura máxima se halla en el centro de los lados largos. En secciones cerradas, de paredes delgadas, de cuerpos huecos de forma cualquiera, se puede hallar la tensión de cortadura resultante del momento de torsión con ayuda de la ley de Bredt:

$$\tau_t \text{ max.} = \frac{M_t}{2 Z_v s_{min}} \quad \text{ec. 3.5.5.}$$

Aquí  $s_{min}$  es el espesor de pared más delgada y  $Z_v$  la superficie encerrada por la pared.

**3.5.2. Formas Secundarias.**

Se sueldan a las formas principales y sirven para reforzar y consolidar los elementos estructurales.<sup>(17)</sup>

Placas de asiento.- Para la fijación de piezas con superficies de apoyo mecanizada sobre una construcción soldada hay necesidad de placas de asiento, las cuales se cortan a partir de acero plano o redondo y se sueldan sobre la construcción.

Refuerzos.- Placas de cimentación rectangulares y bastidores reciben cantos o ángulos resistentes a la flexión. En la figura 3.5.1. el ángulo está reforzado por una plancha soldada sobre el centro del alma del acero. El refuerzo por medio de dos planchas merece la preferencia.

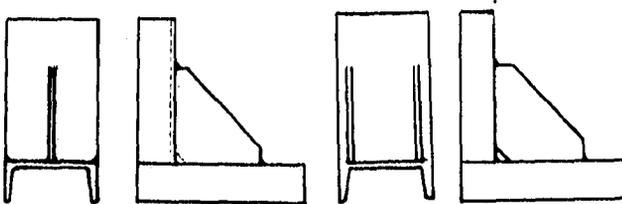


Figura 3.5.1. Refuerzos.

Nervios. Sirven para reforzar paredes de chapa, pies de montantes, cuerpos de cojinetes, cubos de rueda, etc.; que reciben nervios de forma adecuada para la transmisión de las fuerzas. Figura 3.5.2. Nervios de acero plano para reforzar una pared en el asiento inferior. Figura 3.5.3. Los soportes situados en las paredes de la chapa están solidarizados con la pared por medio de cuatro a seis nervios.

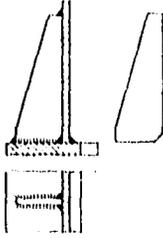


Figura 3.5.2. Nervios.

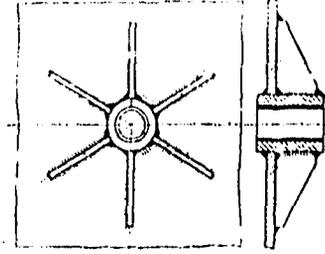


Figura 3.5.3. Nervios.

Piezas de apoyo. Piezas de construcción soldada, como bastidores de máquina, columnas, depósitos, tubos y similares reciben pies u orejas de apoyo para poder colocar sobre el fundamento o cualquier otro elemento de base y sujetarlos por medio de tornillos.

Piezas que deben de ser estables, como bastidores, depósitos, etc.; reciben generalmente cuatro apoyos. Muchas veces bastan tres, cuya resistencia se puede fijar fácilmente debido a estar estáticamente determinados. No es recomendable emplear más de cuatro pies, pues a medida que aumenta el número, mayor es la indeterminación estática y algunos de los apoyos no toman parte, o sólo lo hacen deficientemente, en el sostenimiento de la carga. Figura 3.5.4. Pies de armazones o bastidores de máquina reforzados por medio de nervios. Figura 3.5.5. Pies de un apoyo de acero I, cuyas bridas están reforzadas por medio de nervios a la placa de base.

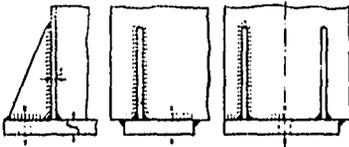


Figura 3.5.4. Piezas de apoyo.

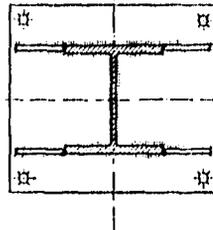


Figura 3.5.5. Piezas de apoyo.

### 3.6. Columnas de Euler.

Cuando se piensa en una deflexión dentro del rango elástico como variable lineal con la carga se habla de la ley de Hooke.

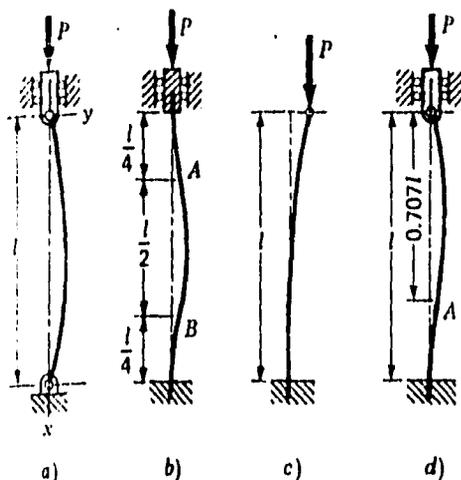
Salvo notables excepciones todos los casos están relacionados con el largo, el espesor del material y el esfuerzo de compresión.

Una barra de corta longitud sometida a compresión pura por una carga  $P$  que actúa a lo largo del eje centroidal se comportará así hasta que el esfuerzo llegue al límite elástico del material. Si  $P$  aumenta todavía más, la barra se ensanchará hasta quedar aplanada en forma de disco o se romperá.

A continuación se considerara una barra delgada y larga, cargada a compresión pura por una fuerza  $P$  que actúa sobre el eje centroidal. A medida que  $P$  aumenta el elemento se acortará siguiendo la ley de Hooke. Sin embargo, si fuese suficientemente larga, al aumentar  $P$  se alcanzará un valor crítico que se designará por  $P_{cr}$  correspondiente a una condición de equilibrio inestable. En este punto cualquier ligero encorvamiento de la barra o un pequeño movimiento de la carga o del soporte hará que el elemento falle por pandeo.<sup>(18)</sup>

Si el elemento de compresión es lo suficientemente largo para sufrir este tipo de falla recibe el nombre de columna; de otro modo se le denomina puntual o elemento de compresión simple. Desafortunadamente no hay un límite bien definido para distinguir a las columnas de los elementos puntuales. Además, la falla de una columna puede ser peligrosa puesto que no se producirá ningún indicio de que  $P_{cr}$  ha sido excedida. En el caso de una viga cualquier incremento en la carga flexionante ocasionará un aumento en la deflexión, y la deformación excesiva será una indicación visible de la sobrecarga. Por el contrario, una columna permanecerá recta hasta que se alcance la carga crítica, después de lo cual ocurrirá el derrumbe repentino y total. Dependiendo de la longitud de la columna, los esfuerzos reales en ésta durante el instante de pandeo pueden ser muy bajos. Por este motivo, el criterio de seguridad consiste en comparar la carga real con la carga crítica.

La figura 3.6.1. muestra los tipos más comunes de columnas así como sus condiciones en la frontera. El valor teórico de la longitud equivalente corresponde a la rigidez absoluta de toda la columna. En la práctica las columnas tienen uno o ambas partes fijas con una mayor longitud equivalente que la teórica, por esto se recomienda un mínimo AISC tabulado en la figura 3.6.1. aplicable a construcciones donde las condiciones ideales son aproximadas.



Teórico.	$L = L_1$	$L = 0.5L_1$	$L = 2L_1$	$L = 0.707L_1$
Mínimo AISC.	$L = L_1$	$L = 0.65L_1$	$L = 2.1L_1$	$L = 0.8L_1$

Figura 3.6.1. Tipos de columnas.

Un análisis de las relaciones que pueden encontrarse entre la carga crítica y el material de la columna con las diversas configuraciones mostradas es el que a continuación se presenta.

Se supone una barra de longitud  $L$  con una carga  $P$  que actúa sobre el eje centroidal y con extremos redondeados o pasador (fig. 3.6.1.a). La figura muestra que la barra se flexiona en el sentido positivo de  $y$ . Para que esto suceda se requiere que haya un momento flexionante negativo y por tanto:

$$M = (-P)y \tag{a}$$

Si la barra se flexionara en el sentido negativo de  $y$ , el momento sería positivo y así,  $M = (-P)y$ , como antes. Usando la ecuación de deformación debida a flexión en una viga se tiene

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} ; \quad \frac{d^2y}{dx^2} = - \frac{P}{EI}y \tag{b}$$

Esta expresión se asemeja a la ecuación diferencial, bien conocida, para el movimiento armónico simple cuya solución es:

$$y = A \operatorname{sen} \sqrt{\frac{P}{EI}} x + B \cos \sqrt{\frac{P}{EI}} x \quad (c)$$

Donde  $A$  y  $B$  son constantes de integración y deben determinarse a partir de las condiciones de frontera del problema. Se evalúan utilizando las condiciones de que  $y=0$  en  $x=L$ . Esto da  $B=0$ , de manera que:

$$0 = A \operatorname{sen} \sqrt{\frac{P}{EI}} L \quad (d)$$

La solución trivial para pandeo nulo se obtiene cuando  $A=0$ . Sin embargo, si  $A \neq 0$ , entonces:

$$\operatorname{sen} \sqrt{\frac{P}{EI}} L = 0 \quad (e)$$

La ecuación (e) se satisface con  $L(P/EI)^{1/2} = N \pi$ , donde  $N$  es entero. Si  $N=1$ , la solución dará la carga crítica:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad \text{ec. 3.6.1.}$$

Expresión que recibe el nombre de fórmula de la columna de Euler y se aplica a columnas de extremos redondeados. Si se sustituyen estos resultados en la ecuación (c) se obtiene la ecuación de la elástica:

$$y = A \operatorname{sen} \frac{\pi x}{L} \quad \text{ec. 3.6.2.}$$

La cual indica que la curva de deflexión corresponde a media onda de senoide. En este análisis sólo interesa la carga crítica mínima, que ocurre cuando  $N=1$ . Sin embargo, cuando el valor de  $N$  es mayor que 1 se obtienen curvas elásticas que cortan al eje en sus puntos de inflexión y son múltiplos de una media onda senoidal.

Sustituyendo en la ecuación 3.6.1. la relación  $I=AK^2$ , donde  $A$  es el área y  $K$  el radio de giro (o radio de inercia) de la sección se tiene:

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{(L/K)^2} \quad \text{ó también} \quad \frac{S_{cr}}{E} = \frac{\pi^2}{(L/K)^2} \quad \text{ec. 3.6.3.}$$

En la que  $L/k$  recibe el nombre de relación de esbeltez de la columna.

La solución de la ecuación se denomina carga crítica por unidad (de área). Y aunque ésta tiene las dimensiones de un esfuerzo, se recomienda no llamarla esfuerzo; hacerlo así podría conducir al error de compararla con una resistencia - con la de fluencia, por ejemplo, y llegar a la falsa conclusión de que existe un margen de seguridad.

La ecuación 3.6.3. se grafica en la figura 3.6.2. usando coordenadas log-log. Es de notar que esta línea recta representa una relación general aplicable a todo material elástico.

Esta ecuación indica que la carga crítica por unidad de área depende únicamente del módulo de elasticidad y de la relación de esbeltez. Así, una columna que cumpla la fórmula de Euler, hecha de un acero aleado de alta resistencia, no es mejor que otra de acero de bajo carbono puesto que  $E$  es igual para ambas.

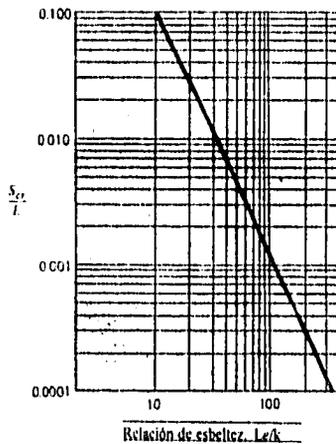


Figura 3.6.2. Gráfica de la ecuación 3.6.3. usando coordenadas log-log.

Las curvas de Euler correspondientes al módulo de elasticidad del acero y del aluminio son graficadas en coordenadas lineales en la figura 3.6.3. Se muestran también curvas de rendimiento a compresión para  $S_y = 496$  MPa. y  $S_y = 689$  MPa. Un acero sometido a compresión podría resistir 689 MPa, de acuerdo a la teoría de Euler, fallaría si la combinación de carga y geometría estuviera debajo de la curva ACE. La falla real podría ocurrir a valores menores de  $P/A$ , particularmente en la región de transición del punto C.

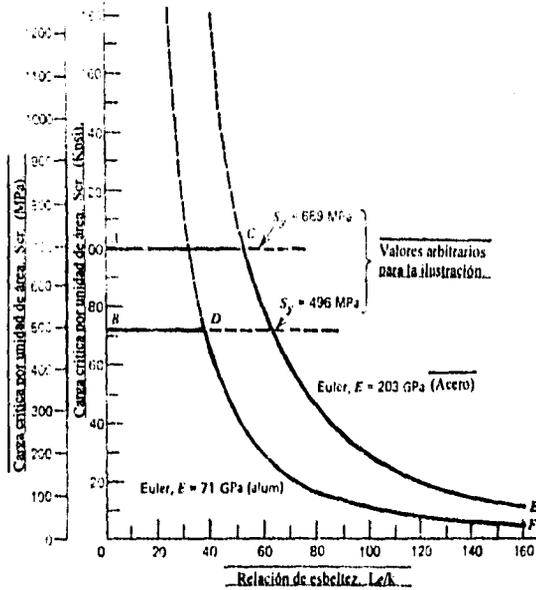


Figura 3.6.3. Curvas de Euler del Acero y Aluminio.

Por comparación se encontrarán las cargas críticas de columnas con diferentes condiciones de frontera.<sup>(19)</sup>

La figura 16b muestra una columna con ambos extremos empotrados. Los puntos de inflexión están en A y en B a una distancia de L/4 de cada extremo. El tramo de curva AB es igual que para una columna de extremos redondeados. Al sustituir el valor L/2, en vez de L, en la ecuación 3.6.1., se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(L/2)^2} = \frac{4 \pi^2 EI}{L^2} \quad \text{ec. 3.6.4.}$$

En la figura 3.6.1.c se indica una columna con un extremo libre y el otro empotrado. La curva corresponde a la mitad de la columnas con extremos redondeados, de modo que si se sustituye el valor de 2L en la ecuación 3.6.1., la carga crítica será:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(2L)^2} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad \text{ec. 3.6.5.}$$

En el caso de columnas con un extremo empotrado y uno guiado, como la figura 3.6.1.d. El punto de inflexión está en A, a una distancia de  $0.7071L$  del extremo guiado. Por consiguiente:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(0.7071L)^2} = \frac{2\pi^2 EI}{L^2} \quad \text{ec. 3.6.6.}$$

Ahora bien, se pueden tomar en cuenta éstas diversas condiciones de extremos y escribir la ecuación de Euler en las dos formas siguientes:

$$P_{cr} = \frac{C \pi^2 EI}{L^2} \quad \text{ó} \quad \frac{P_{cr}}{\Lambda} = \frac{C \pi^2 E}{(L/k)^2} \quad \text{ec. 3.6.7.}$$

En este caso, el factor C se denomina constante de condiciones en extremos y puede tener uno de varios valores teóricos: 1/4, 1, 2 o 4, dependiendo de la forma en que se aplique la carga. En la practica es difícil, si no imposible, fijar los extremos de una columna de manera que se puedan aplicar los factores  $C=2$  y  $C=4$ . Aunque los extremos estuviesen soldados se produciría alguna deflexión. Debido a esto, nunca se usan valores de C mayores que la unidad. Sin embargo, cuando se utilizan valores recomendados de factor de seguridad y si la carga de la columna se conoce con exactitud, es razonable emplear un valor de C no superior a 1.2 para columnas con ambos extremos empotrados, o bien, con uno redondeado y otro empotrado pues se supone que sólo hay un empotramiento parcial. Desde luego, cuando se trata de columnas con un extremo fijo y el otro libre siempre se tiene que usar el valor de  $C = 1/4$ . Estas recomendaciones se resumen en la tabla 3.6.1.

Constante C			
Condiciones de los extremos de columnas	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado
Empotrado-libre	1/4	1/4	1/4
Redondeado-redondeado	1	1	1
Empotrado-redondeado	2	1	1.2
Empotrado-empotrado	4	1	1.2

\*Para usarse sólo con factores de seguridad liberales, cuando se conoce exactamente la carga de la columna.

Tabla 3.6.1. Constante C de condiciones en extremos.

3.6.1. Diseño de columnas de J.H. Johnson.

Como lo mencionamos anteriormente, son inevitables las desviaciones de la situación real representado en las curvas de la figura 3.6.3. Si el elemento es de corta longitud fallará por fluencia; si es largo, por pandeo. Los resultados de un gran número de experimentos indican que, dentro de la región del punto C (fig. 3.6.3.), la falla de una columna comienza antes de que la carga por unidad alcance a un punto de la línea ACE mostrada en la gráfica. Dichos puntos de prueba se encuentran dispersos y los investigadores consideran que el fracaso de la investigación se debe a que, es imposible construir una columna ideal.

Se han hecho muchas modificaciones empíricas tratando de eliminar algunos de los inconvenientes de la fórmula de Euler. Tal vez la más usada es la modificación de la parábola propuesta por J.B. Johnson, la cual se usa extensamente en los campos de diseño de máquinas, automóviles, aviones y estructuras de acero. Tal fórmula suele expresarse en la forma:

$$S_a = \frac{P_a}{A} = a - b \left( \frac{L}{k} \right)^2 \tag{ec. 3.6.8.}$$

Donde a y b son constantes que se ajustan para que la fórmula se adapte a los datos experimentales. La figura 3.6.4. es una gráfica de las dos fórmulas, la de Euler y la parabólica. Al analizar una columna para determinar la carga crítica por pandeo sólo debe emplearse la parte AT de la gráfica parabólica y la TE de la de Euler.

La evaluación de las constantes a y b de la ecuación 3.6.8. depende de donde se decida localizar la intersección A en la figura 3.6.4. y, donde se desea el punto de tangencia T.

La versión más difundida de la fórmula parabólica es la que se obtiene cuando se hace que la intersección A corresponda a la resistencia de fluencia  $S_y$  del material y que la parábola sea tangente a la curva de Euler en  $(P/A)_1 = S_y/2$ . De esta manera, la primera constante de la ecuación es  $a = S_y$ . Para determinar la segunda constante se sustituye  $Pcr/A$  por  $S_y/2$  y se despeja  $(L/k)_1$ . Utilizando la ecuación 3.6.7. se obtiene:

$$\left( \frac{L}{k} \right)_1 = \sqrt{\frac{2\pi^2 CE}{S_y}} \tag{ec. 3.6.9.}$$

Sustituyendo lo anterior en la ecuación 3.6.8.

$$\frac{S_y}{2} = S_y - b \frac{2\pi^2 CE}{S_y} \tag{ec. 3.6.10.}$$

Despejando b de la ec. 3.6.10.

$$b = \left( \frac{S_y}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{CE} \tag{ec. 3.6.11.}$$

Sustituyendo las constantes en la ec. 3.6.8.

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = S_y - \frac{S_y^2}{4\pi^2 CE} \left( \frac{L}{k} \right)^2 \tag{ec. 3.6.12.}$$

Esta ecuación debe de utilizarse únicamente para relaciones de esbeltez de hasta  $(L/k)_1$ . Cuando  $L/k$  es mayor que  $(L/k)_1$  se emplea la ecuación de Euler.

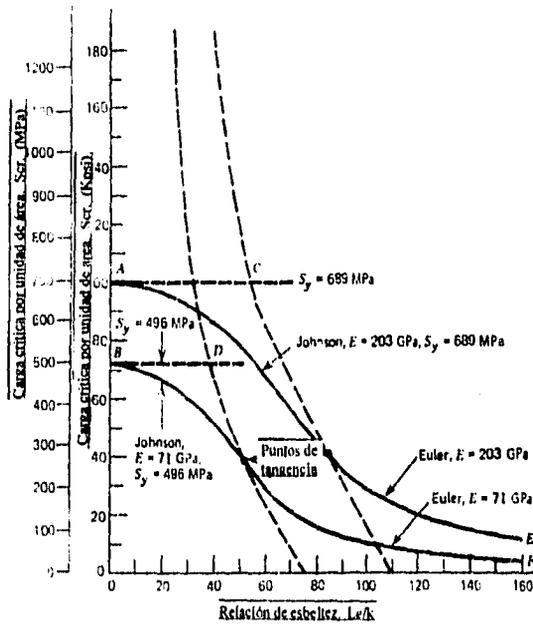


Figura 3.6.4. Gráfica de las dos fórmulas, la de Euler y la parabólica.

3.6.2. Columnas de Euler-Engesser.

Otra modificación a la ecuación de Euler sugerida por Engesser consiste en que el módulo elástico  $E$  es sustituido por el módulo elástico por tangente  $E_t$  cuando la carga unitaria crítica exceda el límite de elasticidad del material. El módulo  $E_t$  es igual a la razón de cambio del esfuerzo con la deformación, esto es:

$$E_t = \frac{d\sigma}{d\epsilon} \tag{ec. 3.6.13}$$

Lo que sería la pendiente de la gráfica esfuerzo-deformación.

El diagrama de la figura 3.6.5. ilustra el método gráfico de obtención del módulo por tangente. Nótese que existe un valor particular de  $E_t$  correspondiente a todo valor de  $\sigma$  que sobrepasa el límite elástico.

La ecuación del módulo elástico por tangente se obtiene sustituyendo  $E$  por  $E_t$  en la ecuación 3.6.13. Resulta:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C \pi^2 E_t}{(L/k)^2} \tag{ec. 3.6.14}$$

Notamos que para cada valor de la carga crítica unitaria  $P_{cr}/A$  existe un valor particular de  $E_t$ .

Se comprueba que el módulo por tangente disminuye rápidamente al aumentar el esfuerzo, por tanto la carga unitaria de Engesser debe ser considerada el valor último de la resistencia de la columna.

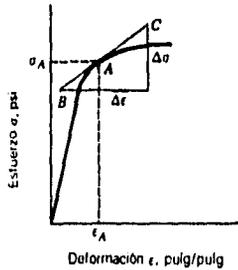


Figura 3.6.5. Gráfica de fórmula de Euler-Engesser.

3.6.3. Columnas con carga excéntrica-Fórmula de la secante.

Si la línea de acción resultante de una carga  $P$  no pasa a través del eje centroidal de la sección transversal de la columna, la columna está cargando excéntricamente. La distancia entre el eje de la carga y el de la columna se llama excentricidad y se representa por  $e$ . El producto de la carga por la excentricidad produce un momento inicial  $Pe$ . Si este momento se toma en cuenta en el análisis se deduce una fórmula racional, válida para cualquier relación de esbeltez. Esta ecuación se conoce como fórmula de la secante y se expresa usualmente como:

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_y}{1 + (ec/k)^2 \sec^2 \left[ \frac{L}{k} \sqrt{P/4AE} \right]} \quad \text{ec.3.6.15.}$$

Donde  $c$  es la distancia que hay del plano neutro de flexión a la superficie exterior, y el término  $ec/k^2$  se le llama relación de excentricidad. La figura 3.6.6. gráfica la ecuación 3.6.15. para diversos valores de la relación de excentricidad y para un acero con una resistencia de fluencia  $S_y = 400$  MPa y un módulo elástico  $E = 207$  GPa; la curva de Euler se incluye como referencia de comparación.

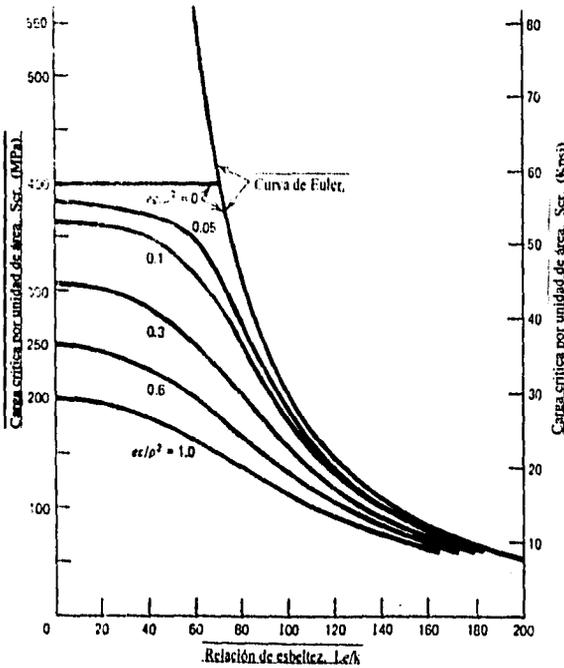


Figura 3.6.6. Gráfica de la fórmula de la secante.

# Capítulo 4.

## Diseño.

En general la idea que se tiene de un inventor, es alguien que pone a trabajar su imaginación y crea algo nuevo. En el caso de que se cree una máquina antes jamás concebida, siempre se hace uso de ideas ya conocidas y se saca provecho de las experiencias pasadas.

El motivo por el que se idea y construye una nueva máquina es la existencia de una necesidad. El proceso de creación se inicia con la concepción de un dispositivo que sirva para determinada finalidad. A la idea concebida sigue el estudio de la disposición de las diversas partes y de la colocación de pernos, resortes, etcétera.

La práctica real del proyecto consiste en la aplicación de una combinación de principios científicos y de conocimientos adquiridos por experiencia.<sup>(20)</sup>

Las ideas antes planteadas marcaron la pauta a seguir durante el desarrollo de nuestro trabajo, concerniente al diseño.

### **4.1. Diseño de bancada.**

En maquinaria, el término bancada se puede definir de la siguiente manera; bastidor muy sólido en forma de mesa o banco que constituye la parte fija de las máquinas herramientas, sobre la cual se desplazan componentes o aditamentos que contienen herramientas o piezas que se desean maquinar. En este sentido, por la analogía que se puede hacer con las funciones que deberán desempeñar los elementos, en los cuales serán montados el dinamómetro con su plataforma y el motor con sus soportes, y que son permitir deslizamientos horizontales y el anclaje de dichas máquinas, se le ha llamado bancada.

La función que desempeña la bancada es la de proporcionar a dinamómetro y motor, la posibilidad de ser acoplados a través del deslizamiento en un plano horizontal de una u otra máquina, anclando correctamente a los soportes de éstas al resto de la estructura de la sala de ensayos.

Para instalar dicha bancada se deben tener presentes una gran variedad de aspectos, como a continuación se menciona.

Se debe comenzar primero por definir la localización más adecuada de la bancada dentro de la sala de ensayos, ya que todas las demás instalaciones y equipos como instalaciones de agua, de aire, de combustible, equipos de medición electrónicos, etcétera, se situarán del modo más conveniente en torno a la disposición de la bancada.

También se debe considerar que la manipulación de las máquinas y equipos dentro de la sala de ensayos se pueda hacer con la mayor facilidad posible, en el caso de los motores que son los que más comúnmente deben ser cambiados, la bancada para éstos debe quedar lo más cercano posible de la puerta de acceso y contar con el espacio suficiente a su alrededor, ya que la transportación e instalación de los mismos se realiza con el auxilio de una grúa hidráulica; para los dinamómetros no es tan importante estar muy cerca de la puerta de acceso, pues rara vez éstos necesitan ser removidos, sin embargo debe contemplarse el caso en que sea indispensable cambiar el freno por uno de mayor o menor tamaño, dependiendo del tamaño y prestaciones del motor o del tipo de pruebas que se desee realizar.

En la figura 4.1.1. se puede ver la localización de la sala de motores dentro del L.C.E., así como la disposición de las bancadas en dicha sala.

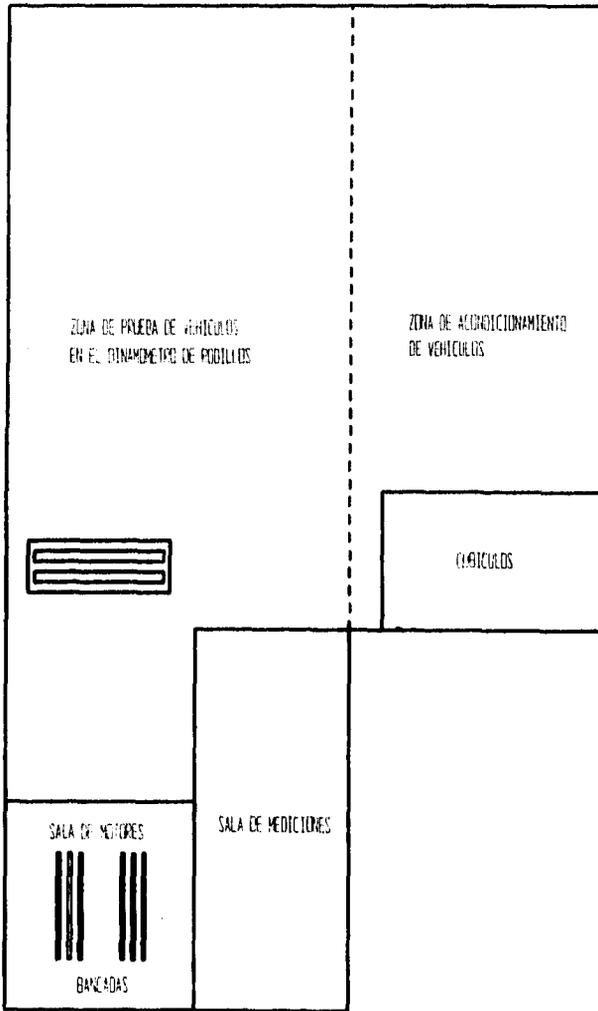


Figura 4.1.1. Disposición de las bancadas dentro de la sala de motores.

Una vez que se hicieron las consideraciones antes señaladas, el siguiente paso fue proceder a determinar los aspectos constructivos de los elementos que formaran la bancada. En esta etapa, se trabajó en conjunto con el proyecto denominado: "Remodelación de la sala de ensayos para motores de combustión interna alternativos", en donde se desarrollaron las etapas correspondientes a diseño y construcción de la obra civil ( cimentación ) de la bancada.

En el diseño de cimentación para maquinaria debe definirse la forma estructural de ésta, sus dimensiones y su refuerzo, de modo que se logre un grado de seguridad razonable contra la falla estructural y del suelo, y que las vibraciones debidas al funcionamiento de la máquina no sean perjudiciales a la propia máquina ni causen molestias o daños en las inmediaciones.

Atendiendo a su rigidez, las estructuras de cimentación para maquinaria se pueden clasificar en tres tipos:<sup>(21)</sup>

- a) Cimentaciones de bloque. Formadas por un bloque macizo o con huecos, generalmente de concreto reforzado, el cual puede considerarse como un cuerpo rígido con fines de análisis.
- b) Cimentaciones formadas por marcos. Están compuestas por columnas y por losas de concreto reforzado, para fines de análisis es necesario tomar en cuenta la flexibilidad de la cimentación.
- c) Cimentaciones especiales. Aquellas que no corresponden a ninguno de los tipos anteriores.

Las etapas que se recomienda seguir al realizar el diseño de una cimentación de bloque para una máquina alternativa, que es el tipo de máquinas que se desea probar, son a grandes rasgos las siguientes:

Paso 1. Obtener los siguientes datos

- Datos del fabricante de la máquina.
- Del estudio de mecánica de suelos.
- De los planos de arreglo general.

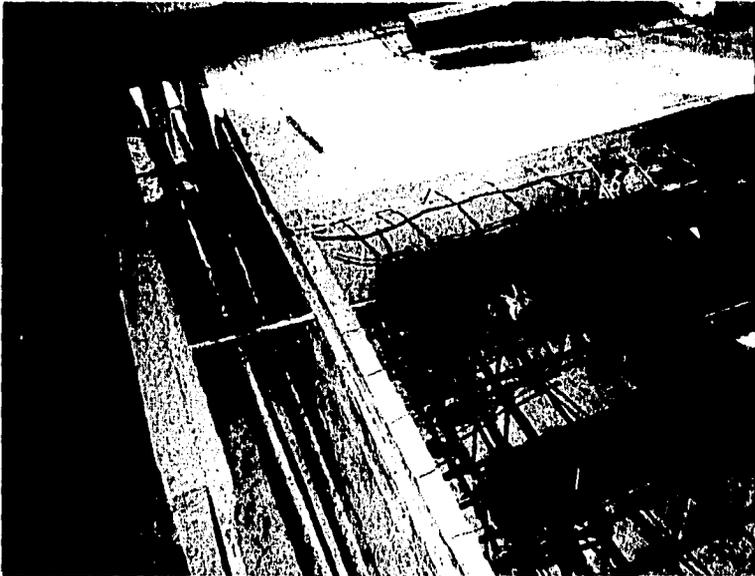
Paso 2. Suponer dimensiones del cimientto.

- Satisfacer todos los requerimientos especificados por el fabricante de la máquina.
- Verificar el cimientto bajo cargas estáticas únicamente.
- Colocar el centro de gravedad común de máquina y cimientto sobre el eje vertical que pasa por el centro de área de contacto cimientto-suelo.
- Hacer rígido el cimientto.

Paso 3. Análisis dinámico.

- Vibración vertical.
- Vibración horizontal.
- Vibración de balanceo.

En el L.C.E. se optó por construir una cimentación del tipo bloque. Ésta se construyó dentro de un cajón constituido por una losa y paredes de concreto armado, sobre las cuales se colocó neopreno para servir como aislante de vibraciones, después se introdujo el acero de refuerzo del bloque, para posteriormente colocar y nivelar los rieles, para que finalmente se vaciara el concreto. En la fotografía 4.1.2. se pueden observar los detalles constructivos de dicha bancada.



Fotografía 4.1.1. Elementos constructivos de la bancada.

En la fotografía anterior también se pueden ver los rieles empleados para la bancada, éstos son los elementos que finalmente estarán en contacto directo con los soportes de motor y dinamómetro. En la figura 4.1.2. se puede apreciar con más detalle la geometría de dichos rieles, las dimensiones se encuentran en el plano de fabricación FB-1 en el apéndice A.

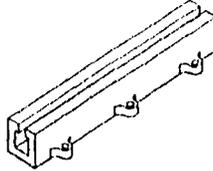


Figura 4.1.2. Geometría de los rieles.

Este tipo de rieles son ampliamente empleados en instalaciones del tipo de la sala de ensayos del I.C.E., en el caso de la fotografía 4.1.3. se puede ver que rieles semejantes son nivelados para darles la posición final dentro de la sala de motores de una conocida firma de fabricantes de automóviles.



Fotografía 4.1.2. Operación de nivelado de rieles.

La sujeción de los rieles a la estructura del bloque de concreto armado se hizo mediante anclas en forma de "L" como las de la fotografía 4.1.3., además de quedar sumergidas hasta el nivel de su cara superior de acuerdo con la figura 4.1.3.



Fotografía 4.1.3. Elementos de anclaje para los rieles.

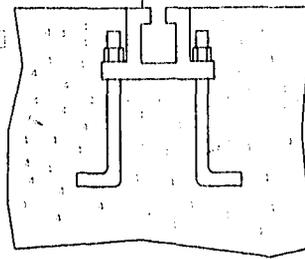


Figura 4.1.3. Corte transversal de la bancada.

Las dimensiones de las anclas y del tipo de material a emplear, así como la resistencia del concreto empleado en la construcción del bloque, fueron parte de los trabajos realizados por el proyecto "Remodelación de la Sala de Ensayos para Motores de Combustión Interna Alternativos".<sup>(22)</sup>

El material que se seleccionó para construir los rieles fue hierro fundido por las siguientes razones. El hierro fundido tiene excelentes propiedades de resistencia al desgaste, por consiguiente se emplea extensamente en bloques para motor de automóvil, guías o carriles de máquinas herramientas y en general cuando se requiere contacto entre metal y metal, tiene una mayor resistencia a la corrosión en comparación con los aceros más comunes, pero principalmente porque tiene mucha mayor capacidad de amortiguamiento que el acero, que es la capacidad para absorber vibraciones, por lo tanto su uso se recomienda en casos donde se tienen presentes las vibraciones.<sup>(23)</sup>

#### Análisis de cargas y esfuerzos en los rieles de la bancada.

Las cargas consideradas en el análisis de esfuerzos que actuarían sobre los rieles, fueron las que impone el dinamómetro de la figura 4.2.5.; puesto que con este aparato el par máximo que se podría medir a cualquier motor, sin importar su tamaño, sería el que puede absorber dicho dinamómetro. Además se consideró que las cargas antes señaladas se transmitirían directamente hacia los rieles, por medio de algún elemento rígido tal como una placa, un par de vigas, etcétera, y de los pernos de anclaje; de tal manera que el D.C.L. empleado para calcular dichas cargas fue el de la figura 4.1.4.

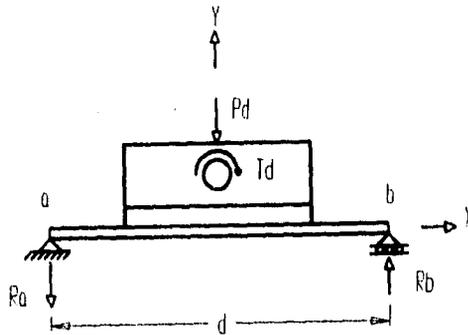


Figura 4.1.4. Diagrama de cuerpo libre dinamómetro-cuerpo rígido.

Donde:

$P_d = 1039.86 \text{ N}$ . Es el peso del dinamómetro.

$T_d = 813 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Es el par máximo que puede absorber el dinamómetro.

$R_a$  y  $R_b$ , son las reacciones a las cargas  $P_d$  y  $T_d$ .

$d = 1.096 \text{ m}$ . Es la distancia entre los rieles.

Del equilibrio:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_b - R_a - P_d = 0 \quad \text{ec. 4.1.1.}$$

$$\sum M_b = 0 \text{ ( positivos en sentido horario )}$$

$$- R_a (d) - P_d (d/2) + T_d = 0 \quad \text{ec. 4.1.2.}$$

Sustituyendo valores numéricos en ec. 4.1.1. y 4.1.2. y despejando  $R_a$  y  $R_b$ :

$$R_a = 221.38 \text{ N.}$$

$$R_b = 1261.72 \text{ N.}$$

En la figura 4.1.3. se puede ver que para el análisis de los esfuerzos la carga de interés fue  $R_a$ , debido a que ésta es una carga de tracción sobre el riel, mientras que  $R_b$  es una carga de compresión que distribuiría el elemento rígido sobre un área.

Para hacer el análisis de esfuerzos, dada la simetría transversal del riel y la forma en que se transmite  $R_a$ , se consideró el elemento de riel de la figura 4.1.5.

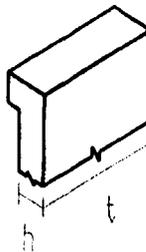


Figura 4.1.5. Elemento de riel empleado para el cálculo de esfuerzos.

Donde:

$$L = 0.0508 \text{ m.}$$

$$t = 0.0254 \text{ m.}$$

Para un miembro con la geometría de la figura 4.1.5., cargado de la manera que se ilustra en la figura 4.1.6. encontramos:<sup>(24)</sup>

Esfuerzo de tracción:

$$\sigma_t = \frac{F}{A} + \frac{Mct}{I} \quad \text{ec.4.1.3.}$$

Esfuerzo de compresión:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} - \frac{Mcc}{I} \quad \text{ec.4.1.4.}$$

Donde de acuerdo con la figura 4.1.6. se tiene:

$$F = (Ra / 2) = 110.93 \text{ N.}$$

$$A = 1.29 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

$$M = (Ra / 2) (d/2) = 1.82 \text{ N-m.}$$

$$ct = 9.94 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

$$cc = 0.01546 \text{ m.}$$

$$I = 3.63 \times 10^{-6} \text{ m}^4. \text{ (Apéndice B, tabla B-1)}$$

E, es un eje vertical que pasa por el centro de gravedad de la figura.

Sustituyendo los valores en ec. 4.1.3. y 4.1.4.

$$\sigma_t = 91156.11 \text{ Pa.}$$

$$\sigma_c = 78421.13 \text{ Pa.}$$

En la figura 4.1.6. también nos interesó conocer los esfuerzos en la sección punteada.

De la ecuación de la flexión:<sup>(25)</sup>

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{ec.4.1.5.}$$

Donde:

$$M = (Ra / 2) ( d1 ) = 0.7171 \text{ N-m.}$$

$$c = 0.0127 \text{ m.}$$

$$I = ( 2cL^3 / 12 ) = 6.94 \times 10^{-8} \text{ m}^4. \text{ (Apéndice B, tabla B-1)}$$

Sustituyendo valores en ec. 4.1.5.

$$\sigma = 131280.38 \text{ Pa.}$$

De la ecuación del esfuerzo cortante medio:<sup>(26)</sup>

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{ec. 4.1.6.}$$

$$F = ( Ra / 2 ) = 110.93 \text{ N.}$$

$$A = ( 2cL ) = 1.29 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Sustituyendo valores en ec. 4.1.6.

$$\tau = 85992.24 \text{ Pa.}$$

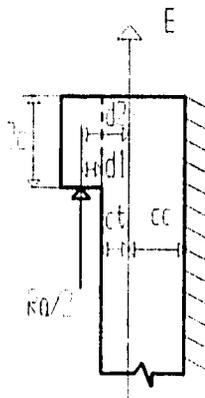


Figura 4.1.6. Auxiliar para el cálculo de resistencia del elemento de riel.

Por otro lado, para el análisis de esfuerzos en las orejas donde se colocarían las anclas a los rieles, nos apoyamos en la figura 4.1.7.

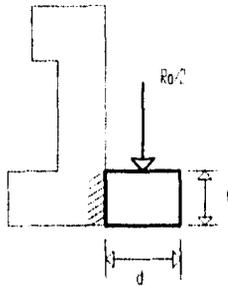


Figura 4.1.7. Auxiliar para el cálculo de esfuerzos en las orejas de los rieles.

Para el cálculo de resistencia de las orejas empleamos la ecuación 4.1.5.

Donde, para este caso:

$$M = (Ra / 2) (d / 2) = 2.11 \text{ N-m.}$$

$$c = (t / 2) = 0.0127 \text{ m.}$$

$$I = (Lt^3 / 12) = 6.94 \times 10^{-8} \text{ m}^4, \text{ (Apéndice B, tabla B-1)}$$

Sustituyendo los valores anteriores en ec. 4.1.5.

$$\sigma = 386712.52 \text{ Pa.}$$

Para el esfuerzo cortante medio en la sección aplicamos la ec. 4.1.6.

Sustituyendo valores en ec 4.1.6.

$$\tau = 57313.95 \text{ Pa.}$$

**Análisis de resultados.**

En los resultados obtenidos al realizar los cálculos de resistencia de los rieles, pudimos observar que los esfuerzos fueron del orden de los pascales, mientras que la mínima resistencia a la tracción del hierro fundido es:

$S_u = 137.93$  MPa. Para hierro gris SAE 110, fundición simple sin tratamiento térmico (Apéndice B, tabla B-2).

Por lo tanto, bajo las condiciones de carga señaladas los rieles no fallarían, ya que el material quedó muy sobrado. Sin embargo no se debe perder de vista que para hacer los cálculos se hicieron varias consideraciones:

En primer lugar los cálculos se hicieron para el caso particular del dinamómetro, despreciando el peso del elemento rígido de anclaje. Si hubiéramos considerado dicho peso, la carga de tracción sobre el riel hubiese disminuido, lo cual sería más notorio si en lugar de haber tomado al dinamómetro para hacer el análisis se hubiera tomado a un motor de peso mayor que dicho aparato.

En segundo lugar, para el caso de las orejas la carga  $R_a$  se consideró como si se distribuyera de manera uniforme sobre cada una, lo cual puede no ser totalmente cierto, debido a que al montar motores o dinamómetros de distintos tamaños, la localización de los pernos de anclaje soportes-rieles puede no ser la misma, distribuyendo las cargas de manera distinta.

En tercer lugar, el análisis se hizo considerando sólo dos rieles, en lugar de tres como en realidad se tiene.

El hecho de tener tan sobrado el material se justifica por las razones anteriores, pero además porque en un caso determinado, en donde surgiera la necesidad de cambiar de dinamómetro porque se requiere ensayar con un motor con prestaciones mucho mayores, éstos se puedan instalar sobre los mismos rieles. También se debe tener presente que nuestro análisis fue estático, y que en un caso crítico se podría tener un motor de altas prestaciones y una aplicación accidental de cargas dinámicas, por lo que si se deseara probar algún motor con muy alto par, bajo condiciones dinámicas, sería prudente realizar un cálculo previo de resistencia de los elementos.

**4.2. Diseño de plataforma para dinamómetro.**

Un dinamómetro es en general cualquier instrumento que sirve para medir una fuerza o un par, lo cual se hace al equilibrar la fuerza que se mide, oponiéndole otra fuerza igual y de magnitud conocida.

De acuerdo con la definición anterior, cuando se tiene como objetivo conocer las características de las fuerzas generadas por los motores de combustión interna durante su funcionamiento, tales como potencia máxima, par máximo, entre otros parámetros, se utiliza un dinamómetro. El motor y el dinamómetro son acoplados mediante una flecha, la cual es la encargada de transmitir dichas fuerzas, a este tipo de instalaciones se les conoce como bancos de ensayos dinamométricos.

Algunos de los tipos de dinamómetros existentes son:<sup>(27)</sup>

1.- Frenos hidráulicos:

En general, los frenos hidráulicos están formados por un rotor con palas y una carcasa. El rotor es conducido por el eje que transmite la fuerza desde el motor, al mismo tiempo que el agua penetra en el interior de la carcasa, de tal forma que todo el par torzor es absorbido tendiendo a hacer girar al conjunto en la misma dirección del motor. Este par puede ser fácilmente medido, añadiendo peso suficiente a un extremo lateral de la carcasa para contrarrestar el giro.

Un esquema simplificado de este tipo de freno sería como el mostrado en la figura 4.2.1.

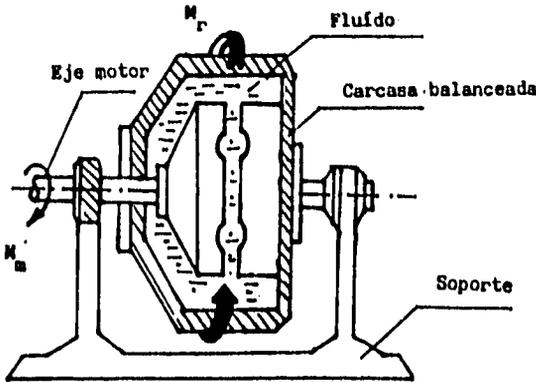


Figura 4.2.1. Esquema de freno hidráulico.

Ventajas:

Son comparativamente económicos, respecto al resto de los frenos.  
 Construcción sencilla.  
 Mantenimiento mínimo.

Inconvenientes:

Dificultades de automatización.

Utilización:

En ensayos de control de calidad y en general en pruebas de larga duración.

2.- Freno oleohidráulico:

En este tipo de frenos, la potencia que le transmite el eje motor, la emplea en comprimir aceite mediante una bomba, para posteriormente bajar la presión del aceite en una válvula laminadora, en esta operación se desprende calor, que hay que disipar colocando un intercambiador. Finalmente, este aceite ya enfriado y a baja presión se devuelve a un depósito, cerrando así el circuito.

Un esquema del freno lo muestra la figura 4.2.2.

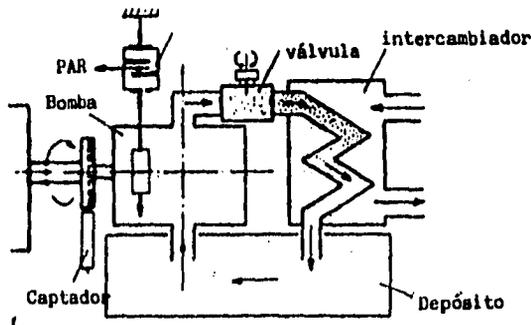


Figura 4.2.2. Esquema de freno oleohidráulico.

Ventajas:

Absorben alto par a baja velocidad.  
Autolubricación y ausencia de corrosiones.

Inconvenientes:

Elevadas temperaturas en el aceite que lo degradan.  
Sólo es aplicable en pequeñas y medianas potencias.

Utilización:

En motores de mediana o baja potencia en general.

### 3.- Freno electromagnético:

Este tipo de frenos, están constituidos por una rueda o disco dentado, la cual está envuelta por otro plato hueco el cual lleva colocadas a lo largo de su perímetro interno, una serie de bobinas eléctricas, que son excitadas para crear así un campo magnético.

Un esquema simplificado de este tipo de frenos sería como el mostrado en la figura 4.2.3.

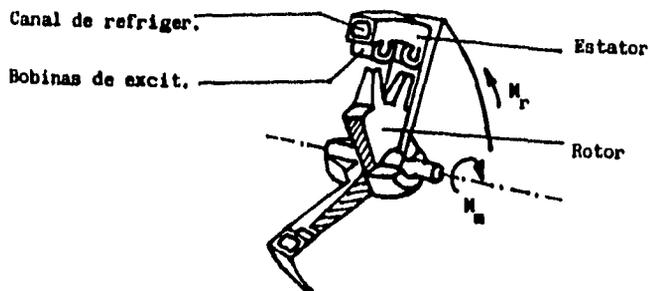


Figura 4.2.3. Esquema de freno electromagnético.

Ventajas:

El sentido de giro es reversible.

Las partes móviles son pocas.

Es compacto, no produce ruidos ni vibraciones.

Corto tiempo de estabilización en los cambios de punto de funcionamiento.

Inconvenientes:

Principalmente el precio, son frenos caros, ya que llevan incorporada una parte electrónica considerable, que los encarece.

Mantenimiento, si bien es raro que se produzcan averías ya que las piezas sometidas a desgaste son pocas, en caso de producirse, éstas son costosas de reparar, y más si se producen en el equipo eléctrico o electrónico. También hay que tener presente el tiempo que se tendrá inutilizado el freno durante la reparación.

Utilización:

Su aplicación se da en ensayos de mucha precisión y que deban ser repetitivos en condiciones constantes. Además, en este tipo de ensayos es muy ventajoso el poder aplicar programas de control para la regulación del freno.

4.- Dinamofreno:

En este caso, el motor mueve el rotor de un dínamo. Por su parte, el estator de dicho dínamo, tiende a seguir al rotor en su giro, debido a las fuerzas de tipo magnético que se originan entre el bobinado del rotor y el estator, pero dicho movimiento lo tiene parcialmente impedido, al unirlo a un sistema medidor de par, estando así balanceada la carcasa.

El esquema correspondiente a este tipo de freno es el mostrado en la figura 4.2.4.

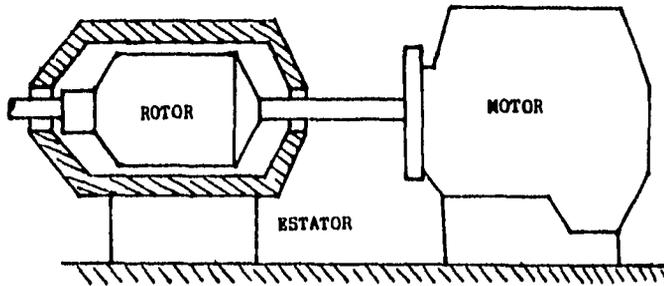


Figura 4.2.4. Esquema de dinamofreno.

#### Ventajas:

La ventaja principal reside en que este tipo de frenos pueden pasar de actuar como freno a actuar como motor de arrastre del motor ensayado, sin más que cambiar el alambrado del dínamo y conectarlo a la red.

Se podría devolver la energía generada en la dínamo a la red de distribución.

#### Inconvenientes:

El principal, es su elevado precio.

En segundo lugar, el gran volumen que ocupa.

El más sencillo de todos los frenos vistos, es sin duda el hidráulico, ventaja considerable a la hora de realizar el mantenimiento y revisiones, las cuales pueden hacerse por personal no especializado.

Para que la transmisión de las fuerzas entre motor y dinamómetro se lleve a cabo de una manera óptima, es fundamental que ambas máquinas mantengan una posición adecuada por medio de un anclaje correcto.

Específicamente, el caso que nos ocupa en este momento es la plataforma para dinamómetro, y que es el medio por el cual éste es anclado a la bancada.

Cuando se pretende elegir el tipo de plataforma o soporte para montar estos aparatos, se tienen tres opciones, y dicha elección depende de varios factores como son: el espacio de que se dispone en la sala, el tipo de pruebas que se realizarán, el presupuesto de que se tiene e incluso, en algunos casos, de si es factible y costeable el diseño y fabricación de la plataforma por parte del interesado en montar el banco de ensayos.

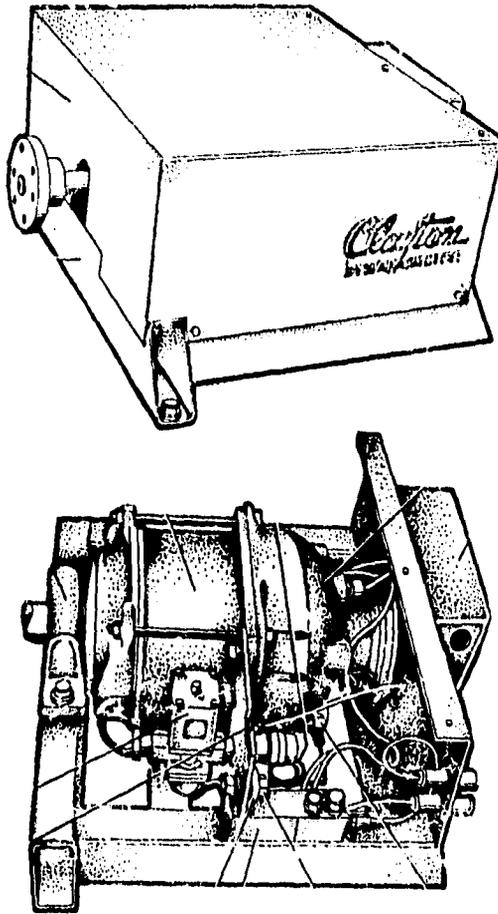
La primera de las opciones, es cuando se decide comprar junto con el dinamómetro el sistema de soportería o plataforma que el propio fabricante del dinamómetro ofrece. Si fuese este el caso, sólo restaría construir una cimentación en donde albergar dicha plataforma.

Este tipo de plataformas presentan algunas restricciones. En primer lugar, el dinamómetro que puede ser montado es de un solo tipo y tamaño y lo mismo ocurre con los motores. Esto nos llevaría a tener que cambiar el conjunto plataforma-dinamómetro, si se presentara la necesidad de probar motores que rebasaran la capacidad del mencionado conjunto, con las consecuentes modificaciones a la cimentación original.

La segunda opción a escoger, sería fabricar la plataforma por cuenta propia del interesado, si es que este último cuenta con los medios indispensables, basándose en el diseño que la firma con la que se adquirió el dinamómetro recomienda. Esto persigue básicamente el fin de lograr un costo reducido, en comparación con el que el equipo comercial presenta, además de tener la posibilidad de hacer algunas modificaciones al diseño original para incrementar la funcionalidad de la plataforma.

Finalmente, la tercera opción de que se dispone, es que una vez seleccionado y comprado el dinamómetro, por cuenta del laboratorio o taller que desea montar el banco de ensayos para motores de combustión interna, haga su propio diseño y construcción de la plataforma. Esta última opción resulta muy interesante, debido a que dependiendo de factores como presupuesto, capacidad de la infraestructura instalada en maquinaria, y de personal capacitado, la plataforma puede ser tan versátil como se desee. Es decir, que la posibilidad de poder cambiar el dinamómetro o el motor, según la necesidad, sería tan amplia como se quiera.

En el laboratorio de Control de Emisiones de la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M., se seleccionó y adquirió un dinamómetro hidráulico, con la finalidad principalmente de realizar ensayos de investigación y homologación, descritos con anterioridad. Dicho equipo se muestra en la figura 4.2.5.



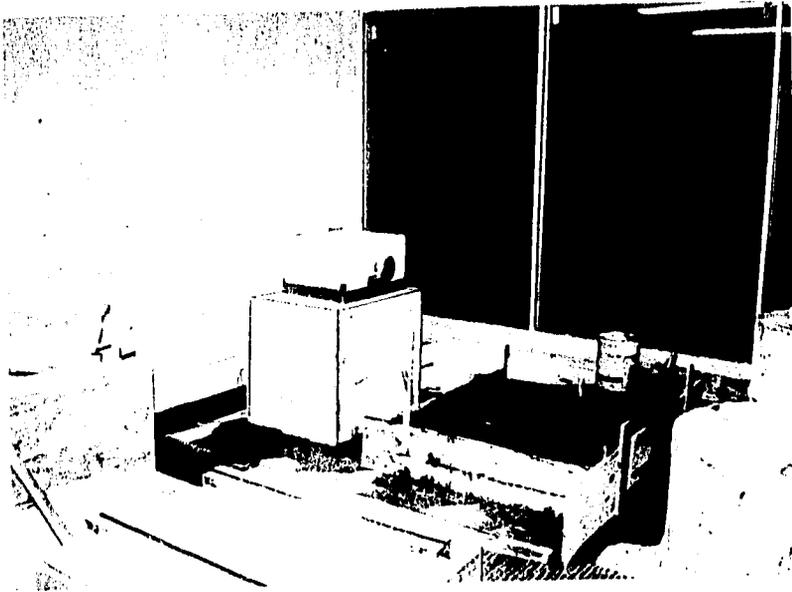
Y cuyas especificaciones son, según el manual del equipo:

Capacidad de absorción	250 HP (200 Kw) DE 2190 A 8000 RPM
Velocidad máxima	8000 RPM
Torque máximo	813 N-m (600 Lb-Ft)
Peso aproximado	106 Kg (233 Lb)

Figura 4.2.5. Dinamómetro adquirido por el L.C.E.

Hecho lo anterior, se procedió a analizar las posibilidades disponibles para la instalación del aparato en cuanto a la plataforma se refiere.

Cuando se edificó el I.C.E., se construyó una plataforma del tipo pedestal para colocar el dinamómetro, como se muestra en la fotografía 4.2.1.



Fotografía 4.2.1. Plataforma para dinamómetro tipo pedestal.

Sin embargo, al realizar una inspección a la misma, se llegó a la conclusión de que no tenía las características mínimas de seguridad, debido a que su construcción fue defectuosa, además de contar con las desventajas que se mencionan en las opciones uno y dos, por ello se decidió derrumbarlas.

La siguiente opción que se analizó, fue la de comprar la plataforma que la marca del dinamómetro tenía disponible y que es la que se presenta en la figura 4.2.6.

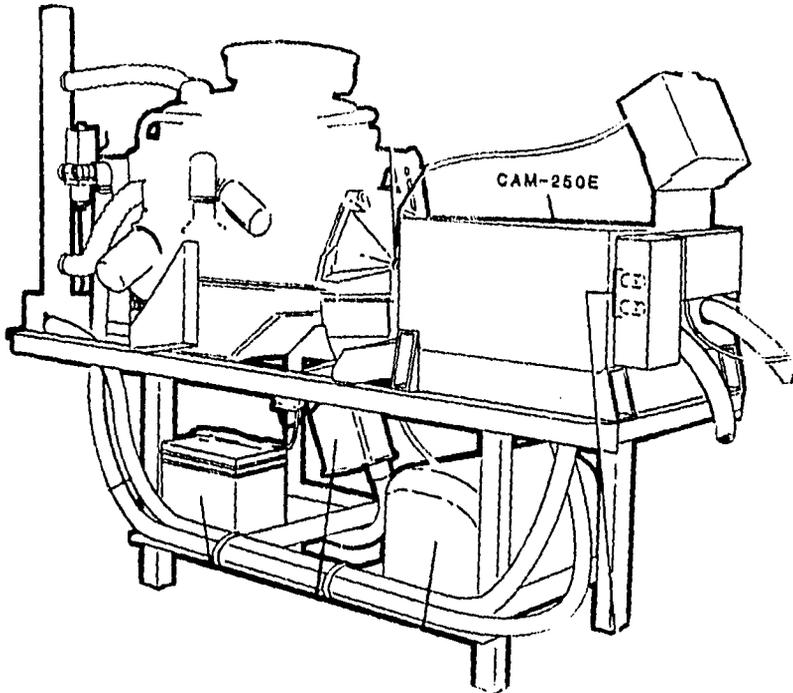


Figura 4.2.6. Plataforma para dinamómetro comercial.

Como se puede observar, esta plataforma tiene varias desventajas, algunas de ellas ya descritas, además de tener el inconveniente de estar directamente colocados dinamómetro y motor en una misma estructura, lo cual acarrea problemas de transmisión de vibraciones entre dichas máquinas. Por estas mismas razones, quedó descartada también la posibilidad de construirla siguiendo el diseño propuesto.

Finalmente se decidió que la plataforma sería diseñada y construida por alumnos del L.C.E., con el apoyo de los talleres de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería, para la fabricación.

Fue entonces cuando basados en los objetivos que el I.C.E. persigue en la realización de los ensayos y en las necesidades que se podrían presentar, se plantearon las características que la plataforma debía reunir y que se enumeran:

1.- La plataforma debe proporcionar al dinamómetro la capacidad para poderse alinear en dos direcciones principalmente, vertical y horizontal, para poder hacer los ajustes pertinentes en el momento de hacer el acoplamiento dinamómetro-motor, como se indica:

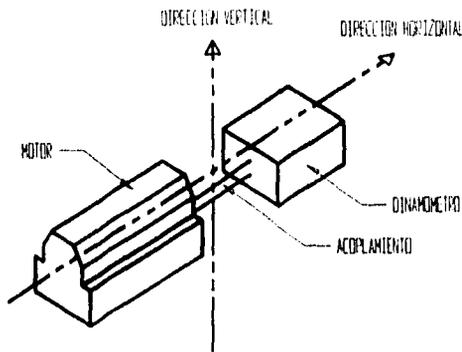


Figura 4.2.7. Acoplamiento dinamómetro-motor.

2.- Una vez alcanzada la alineación óptima, la plataforma debe mantener invariablemente la posición que finalmente se logró. Esto se consideró de gran importancia, puesto que de no mantenerse invariable dicha posición, se corren varios riesgos, tales como que al aplicar carga al dinamómetro, éste pudiera volcar, o que se generara desgaste prematuro en algunos elementos de ambas máquinas, esto como consecuencia de una mala alineación o que, incluso, la flecha de transmisión de potencia se rompiera.

3.- La plataforma deberá funcionar de un modo sencillo y sin la necesidad de contar con sistemas auxiliares de difícil operación y mantenimiento.

4.- El diseño debe ser tal que las partes adquiridas comercialmente, o mandadas a fabricar a talleres particulares sean mínimas, con el fin de utilizar al máximo las instalaciones de los talleres de ingeniería mecánica de la propia facultad, además de no tener que detener el proceso de fabricación porque halla que esperar a que cierto componente sea manufacturado.

De acuerdo con los puntos anteriores podemos distinguir los principales subsistemas que, en conjunto, constituirían la plataforma:

1.- Subsistema de alineación vertical, para satisfacer la condición 1.

La mayoría de los sistemas diseñados para soportar carga, y poder variar la altura de la misma con respecto a un cierto nivel, están basados en tornillos elevadores, mejor conocidos como tornillos de transmisión de potencia, en sistemas hidráulicos o neumáticos, etcétera.

En el caso de los sistemas hidráulicos, necesitaríamos contar con una bomba que nos permita mantener la presión constante a determinada altura, de tal manera que necesitaríamos el equipo e instrumental necesario para controlar dichas variables, además de que los componentes de dichos equipos serían en su mayoría comerciales, dejando pocas posibilidades en cuanto a la fabricación por parte del L.C.E.

Para el tipo neumático, de igual manera sería necesario contar con un compresor de la capacidad suficiente para mantener el dinamómetro en un cierto nivel.

Por los motivos antes mencionados se optó por un sistema de elevación basado en los soportes que utilizan tornillos de potencia de rosca cuadrada, como los mostrados en el capítulo 3, ya que resulta más fácil y barato construirlos y darles mantenimiento en las instalaciones de los talleres de manufactura de la Facultad, además cuentan con un mínimo de partes en contacto. En nuestro caso, las partes que lo componen se pueden ver en la figura 4.2.10.

2.- Subsistema de control de alineación vertical o de control de nivel.

El subsistema de control de nivel tiene por objetivo no permitir que el tornillo gire provocando la variación en la altura del dinamómetro, de hecho existen condiciones en el diseño de los tornillos de potencia bajo las cuales éstos quedan obligados a no girar cuando soportan carga, esta información se encuentra contenida en el capítulo 3, sin embargo, aunque los dinamómetros son máquinas que no vibran considerablemente, en los bancos de ensayos se tiene el problema de las vibraciones que genera el motor durante su funcionamiento, las cuales se transmiten a los demás equipos en un mínimo porcentaje, por tanto es necesario evitar que éstas puedan provocar un giro en los tornillos. Las soluciones adoptadas con este fin fueron que a la barra hueca que soporta a la tuerca se le maquinara una ranura, en los bordes de la cual se soldarían unas orejas que, a su vez, tendrían atravesado un perno, con esto el diámetro original de la barra hueca se podría reducir y dar un apriete requerido para que la tuerca no gire, también a la tuerca se le maquinara una ranura para que ésta sujete también al tornillo.

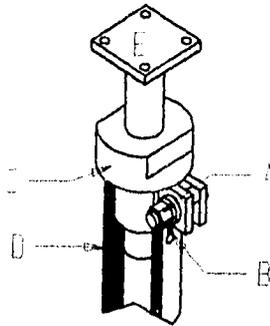


Figura 4.2.8. Subsistema de control de nivel.

Se puede ver que si se ajusta el perno roscado A con su tuerca, la ranura B se cierra y a la tuerca C se le impide girar.

3.- Subsistema de alineación horizontal.

Este subsistema constaría de una placa con la geometría que se puede ver en la siguiente figura, que desliza sobre los rieles de la bancada, esto debido al tipo de soportes empleados que serán soldados a dicha placa, además de que se busca una alta estabilidad geométrica de la plataforma, y que el conjunto que formaran plataforma-dinamómetro pueda ser fácilmente deslizado en este sentido sin que al hacerlo la plataforma sufra deformaciones permanentes. Finalmente para que la posición deseada se mantenga, la plataforma se fijaría con pernos roscados y tuercas a dicha bancada.

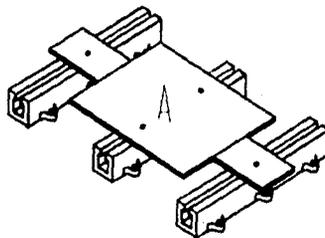


Figura 4.2.9. Subsistema de alineación horizontal.

Descritos los subsistemas, se planteó la configuración de los mismos dentro de la plataforma y se seleccionó el material a emplear en cada elemento.

Se decidió utilizar cuatro elementos de alineación vertical o tornillos elevadores, uno por cada esquina de la placa inferior "A" de la figura 4.2.9., de acero AISI C1045 laminado simple. Dicho material se eligió para lograr el balance más adecuado entre el precio, el diámetro del material base para el tornillo y sus propiedades mecánicas. Sobre dichos tornillos se colocaría una placa rectangular, para que sobre ella se montara al dinamómetro y sujetarlo mediante pernos, cuyo material y dimensiones las obtuvimos del manual de instalación del equipo. El material empleado para las placas fue acero AISI C1010 estirado en frío para aplicaciones generales, por las mismas razones que elegimos el material para los elementos de alineación vertical.

Finalmente, para conferir una mayor estabilidad geométrica a la plataforma, se propuso soldar un marco de ángulo comercial de hierro dulce de 0.0381 m., entre las barras huecas "D" de la figura 4.2.8., para quedar integrado a la plataforma como se puede apreciar en la figura 4.2.10.

Tomando en cuenta las propuestas antes mencionada obtuvimos la geometría que la plataforma debería presentar, ésta se puede ver en la figura 4.1.10., las dimensiones de cada uno de los elementos se encuentran en los planos de fabricación de la plataforma en el apéndice A.

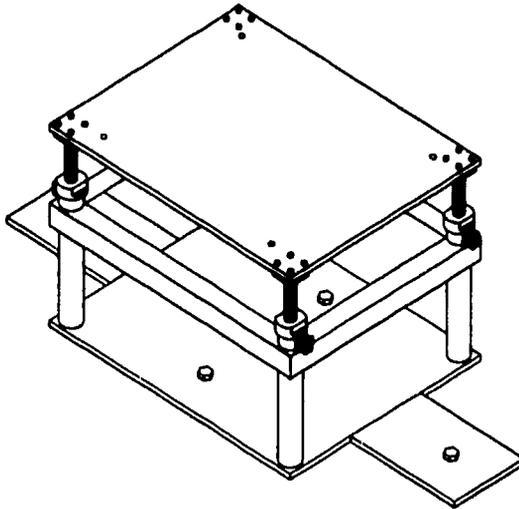


Figura 4.2.10. Geometría de la plataforma.

**Análisis de cargas y esfuerzos en elementos de la plataforma para dinamómetro.**

El análisis de esfuerzos en algunos de los elementos de la plataforma se hizo para el caso particular del dinamómetro de la figura 4.2.5. En dicha figura se puede ver que el aparato cuenta con un chasis sobre el cual se encuentran montados los demás componentes.

Uno de los elementos de interés para el análisis de cargas y esfuerzos fue la placa superior, sobre la cual se apoyaría directamente el dinamómetro. Los encargados de transmitir las cargas sobre la placa superior son el propio chasis y los pernos de sujeción, por lo tanto para conocer dichas cargas nos apoyamos en el D.C.L. de la figura 4.2.11.

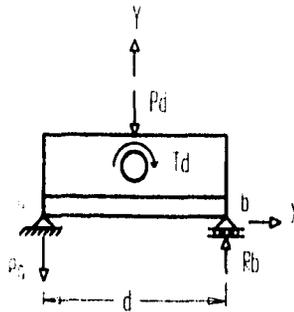


Figura 4.2.11. D.C.L. del dinamómetro.

Del equilibrio:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_b - R_a - P_d = 0 \tag{ec. 4.2.1.}$$

$$\sum M_b = 0 \text{ ( Positivos en sentido horario )}$$

$$-R_a ( d ) - P_d ( d / 2 ) + T_d = 0 \tag{ec. 4.2.2.}$$

Donde:

$P_d = 1039.86 \text{ N}$ . Es el peso del dinamómetro.

$T_d = 813 \text{ N-m}$ . Es el par máximo que puede absorber el dinamómetro.

Ra, Rb son las reacciones a Pd y Td.

$$d = 0.5562 \text{ m.}$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 4.2.1. y 4.2.2. y despejando Ra y Rb:

$$R_a = 941.77 \text{ N.}$$

$$R_b = 1981.63 \text{ N.}$$

Con el fin de simplificar los cálculos de resistencia de la placa superior, propusimos reemplazar dicha placa por un par de vigas de sección cuadrada (0.0127 por 0.0127 m.) simplemente apoyadas, sobre las cuales el dinamómetro descansaría de la manera que se ilustra en la figura 4.2.12. Por la simetría entre la aplicación de las cargas y los apoyos de la placa se consideró el D.C.L. simplificado para una de las vigas, que se muestra en la figura 4.2.13.

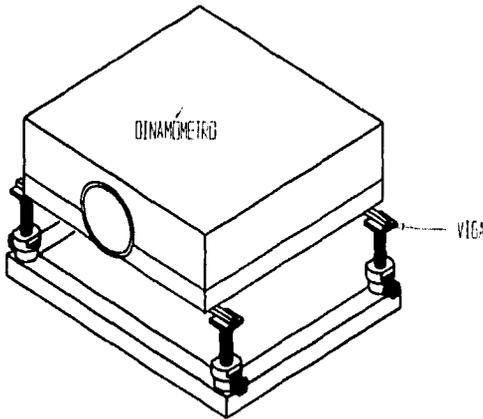


Figura 4.2.12. Sustitución de la placa por un par de vigas.

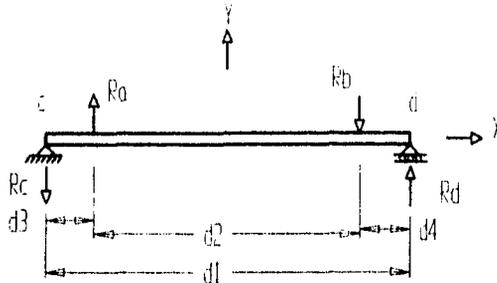


Figura 4.2.13. Diagrama de cuerpo libre de una de las vigas.

Del equilibrio:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_d - R_c - R_b + R_a = 0 \quad \text{ec. 4.2.3.}$$

$\sum M_d = 0$  ( Positivos en sentido horario ).

$$- R_c ( d_1 ) + ( R_a / 2 ) ( d_1 - d_3 ) - ( R_b / 2 ) ( d_4 ) = 0 \quad \text{ec. 4.2.4.}$$

Donde:

$R_a$  y  $R_b$  se calcularon con las ec. 4.2.1. y 4.2.2., y se dividen entre dos para analizar solo una de las dos vigas propuestas.

$R_c$  y  $R_d$  son las reacciones a  $R_a$  y  $R_b$ .

$$d_1 = 0,6492 \text{ m.}$$

$d_2 = 0.5562 \text{ m.}$

$d_3 = 0.0634 \text{ m.}$

$d_4 = 0.0296 \text{ m.}$

Sustituyendo los valores y despejando  $R_c$  y  $R_d$ :

$R_c = 363.68 \text{ N.}$

$R_d = 883.62 \text{ N.}$

Una vez conocidas las cargas sobre la viga, analizamos los esfuerzos, para ello nos apoyamos en los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante de la figura 4.2.14.

Diagrama de fuerza cortante:

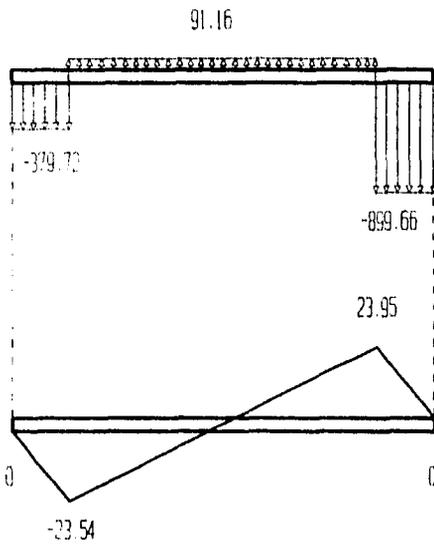


Diagrama de momento flexionante

Figura 4.2.14. D.F.C. Y D.M.F. de la viga.

Donde la fuerza cortante máxima y el momento flexionante máximo son respectivamente:

$$V_{\text{máx.}} = -899.66 \text{ N.}$$

$$M_{\text{f máx.}} = 23.95 \text{ N-m.}$$

Para una viga de sección cuadrada:<sup>(28)</sup>

$$\tau = \frac{3V}{2A} \quad \text{ec. 4.2.5.}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{ec. 4.2.6.}$$

Sustituyendo valores en ecuaciones 4.2.5. y 4.2.6., y considerando un error del 13% para el esfuerzo cortante por tratarse de una sección cuadrada:

$$\tau = -9.44 \text{ MPa.}$$

$$\sigma = 70.15 \text{ MPa.}$$

Para un acero AISI C1010 estirado en frío, (Apéndice B, tabla B-3):

$$S_y = 379.35 \text{ MPa.}$$

Por lo que las vigas propuestas soportan las cargas impuestas por el dinamómetro.

Otros de los elementos de interés para el cálculo de esfuerzos fueron los pernos que unirían la placa superior con las placas de los tornillos elevadores. Para dicho análisis consideramos al conjunto placa superior-dinamómetro como un elemento rígido, de tal manera que las reacciones  $R_c$  y  $R_d$  antes calculadas se transmitirían directamente sobre los pernos mencionados, por ende la reacción empleada para dichos cálculos fue  $R_c$ , puesto que sobre los pernos ésta sería una carga de tracción.

El número de pernos utilizados por cada placa de los tornillos elevadores fue de cuatro, de tamaño 1 / 4 y de material SAE grado 1, de la tabla 3.4.1.

Para un perno con dichas características, (Apéndice B, tabla B-3 y B-4)

$$S_y = 434.19 \text{ MPa.}$$

$$A_s = 2.052 \times 10^{-5} \text{ m}^2.$$

Cuando se tiene un perno con tracción inicial desconocida, puede aplicarse la siguiente ecuación:<sup>(29)</sup>

$$F_e = \frac{S_y}{15.24} A_s^{(3/2)} \quad \text{ec. 4.2.7.}$$

Sustituyendo valores en ec. 4.2.7.

$$F_e = 265 \text{ N.}$$

Donde  $F_e$  es una carga externa de seguridad.

Como en nuestro caso empleamos cuatro pernos, entonces:

$$F_e = 1060 \text{ N.}$$

Como  $R_c = 379.72 \text{ N.}$ , los pernos resisten.

Finalmente, se hizo el análisis de esfuerzos sobre los tornillos elevadores. En el caso de dichos tornillos el primer paso fue analizar si éstos no fallarían por pandeo. Una ecuación de uso común por los proyectistas de máquinas, en el cálculo de columnas, es la propuesta por J.B. Johnston (ec. 3.6.12.):

Donde en este caso, para un acero AISI C1045 laminado simple.

$$S_y = 406.92 \text{ Mpa. (Apéndice B, tabla B-3)}$$

$$E = 206892.9 \text{ Mpa. (Apéndice B, tabla B-1)}$$

$$A_{\text{fondo}} = 3.09 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$(L/k) = 40.98$$

$$C = 1.2 \text{ (Para columnas con extremo doblemente empotrado, tabla 3.6.1.)}$$

Por lo tanto, sustituyendo valores en ec. 3.6.12. y despejando a  $P_{cr}$ , resultó:

$$P_{cr} = .118.48 \text{ KN.}$$

Mientras que la carga máxima de tensión y compresión sobre los tornillos elevadores son respectivamente:

$$R_c = 379.72 \text{ N.}$$

$$R_d = 899.66 \text{ N.}$$

Además del cálculo como columna, también nos interesó conocer los esfuerzos cortantes en las roscas de los tornillos y de las tuercas, para ello utilizamos el método de cálculo descrito en el capítulo 3, en la sección referente a los tornillos de potencia.

Para un tornillo de rosca cuadrada, en la tabla 3.2.1., encontramos que para material base de 0.0254 m. de diámetro, se recomiendan 4 hilos por unidad de longitud ( $N = 4$ , por cada 0.0254 m.). Por lo tanto:

$$P = (1 / N) = 2.5 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante en el tornillo empleamos la ecuación 3.3.15.

Donde:

$$F = R_c = 899.66 \text{ N.}$$

$$d_r = d - P = 0.0229 \text{ m.}$$

$$h = 0.0508 \text{ m.}$$

Sustituyendo valores en ec 3.3.15.

$$\tau_b = 0.49 \text{ MPa.}$$

Después, para conocer los esfuerzos en las roscas de la tuerca aplicamos la siguiente ecuación 3.3.16.

Donde:

$$F = R_c = 899.66 \text{ N.}$$

$$d = 0.0254 \text{ m.}$$

$$h = 0.0508 \text{ m.}$$

Sustituyendo valores en ec. 3.3.16., encontramos:

$$\tau_n = 0.44 \text{ Mpa.}$$

**Análisis de resultados.**

Como se puede observar, en los resultados obtenidos, en ninguno de los casos los esfuerzos calculados rebasan el esfuerzo de fluencia del material, incluso quedan muy por debajo de dicho valor. El lector puede pensar que las dimensiones del material empleado están muy sobradas, esto se justifica si se retoma la idea de que sobre la plataforma debe ser factible montar otro dinamómetro. De esta condición se puede comentar que si las características tanto geométricas como de capacidad, difieren de manera importante con respecto al dinamómetro para el cual se hizo el análisis, sería prudente realizar un nuevo análisis para determinar si es factible la instalación del equipo nuevo.

Con respecto a la sustitución de la placa superior por un par de vigas; del análisis podemos ver que efectivamente las vigas soportan las cargas, aún cuando el área de la sección propuesta para dichas vigas es pequeña comparada con las dimensiones de la placa superior. Dicha sustitución se basó en la forma como se aplican las cargas sobre la placa. Sin embargo, en caso de cambiar de dinamómetro la sustitución sería aplicable solamente si las características geométricas del nuevo equipo fueran muy similares al empleado en los cálculos, en cuyo caso bastaría con analizar nuevamente las cargas siempre y cuando fuesen mayores a las que el equipo estudiado aplica.

En lo referente a los tornillos elevadores o de potencia, no se hicieron todos los cálculos indicados en el capítulo 3; debido a que el nivel del dinamómetro que se ajusta por medio de dichos tornillos, es algo que se variará esporádicamente, por lo que los tornillos se utilizan más como soportes que como elementos de transmisión de potencia. Por ello los cálculos de interés fueron los esfuerzos en las roscas y el análisis como columna. Estos últimos fueron de gran interés, pues bajo condiciones extremas de carga con los tornillos en su máxima longitud libre, y una aplicación accidental de carga dinámica se podrían generar combinaciones de esfuerzos y la consecuente falla de los elementos.

### 4.3. Diseño de soporte para motor.

Los soportes son estructuras hechas de cualquier material conocido como madera, metal, plástico etc. Por lo general son utilizados para sujetar diversos accesorios tales como bocinas, floreros, fruta e inclusive aparatos de mayor peso como tinacos, tanques de gas, motores etc.

En su concepción más simple son elementos unidos por cualquier medio con la finalidad de soportar mayor peso en conjunto que por separado. En nuestro caso, diseñamos un soporte capaz de sustentar el peso desde un motor pequeño, generalmente a gasolina, hasta los más pesados de transporte terrestre que son motores a diesel.

Al tener la necesidad de realizar ensayos diversos a distintos motores, se plantea la posibilidad de hacer un soporte capaz de adaptarse a cualquier necesidad de sujeción, tanto al dinamómetro como a la bancada, es por tanto esencial contar con un sistema de alineación vertical y horizontal, de tal manera que nos permitan acoplar dichos elementos a distancias previamente establecidas.

En cuestiones de sujeción de motores no se tiene una norma previamente establecida, de tal modo que la posición de los sujetadores al chasis varía de acuerdo al fabricante, sin embargo, hemos notado una línea continua en sus diseños; para el caso de motores diesel se colocan en un plano horizontal y en el caso de motores a gasolina en forma alternada una vertical y otra horizontal, sin embargo esto no es una regla general y por tanto será necesario en cada línea de motores ensayados, fabricar bastidores de apoyo para los soportes del motor.

Como se sabe, el peso de un motor a gasolina pequeño es de aproximadamente 300 kg. y el de un motor Diesel puede llegar a 2000 kg., de igual manera el número de revoluciones por minuto está entre los 500 y los 2500 para motores Diesel y entre 800 y 6000 para motores de encendido provocado. Si tomamos en cuenta que el dinamómetro hidráulico absorbe hasta 250 HP a un máximo de 8000 r.p.m., nuestros límites se acotan así en el punto superior, es decir que podremos ensayar motores de hasta 2000 kg. a un máximo de 250 HP a 8000 r.p.m., quedando los demás, excluidos para nuestros ensayos a menos que se contara con un dinamómetro de mayor capacidad.

Los factores de presupuesto, montaje y mantenimiento nos limitan en cuestión de elegir un equipo de línea comercial (figura 4.3.1.). En este equipo se observan muchas desventajas, tal es el caso de que al ser una unidad del fabricante, la capacidad para probar motores de diferente capacidad disminuye al no poder alinear el motor al dinamómetro. Otra sería cuando alguna pieza llegara a fallar, el fabricante vendería el soporte completo y no la pieza en cuestión, por último, el costo del conjunto sería incosteable para las posibilidades del L.C.E. Por estas razones se opta por diseñar y construir con la infraestructura de la FI y con los recursos del L.C.E. los soportes para motor que dan lugar al presente trabajo.

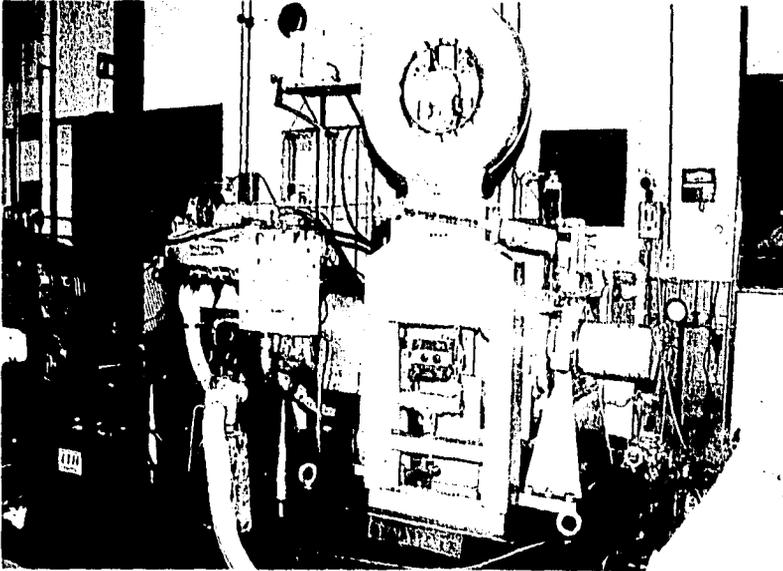


Figura 4.3.1. Fotografía de un soporte comercial.

El diseño de soportes de otras instituciones (Figura 4.3.2.) nos dan pauta para no cometer los mismos errores que en el pasado ellos tuvieron.

En este observamos la necesidad de garantizar el aseguramiento de nivel, ya que la combinación de tuercas y contratuerca (como vimos en el capítulo 3) no es suficiente.

La falta de refuerzos le da un margen de inestabilidad y rigidez al soporte ante las vibraciones del motor.

El haber ramurado la base del soporte para poder alinear en la posición horizontal debilita la unión del soporte a la bancada con lo cual ante un esfuerzo combinado podría fallar el alineamiento y provocar la posible fractura del perno de sujeción.

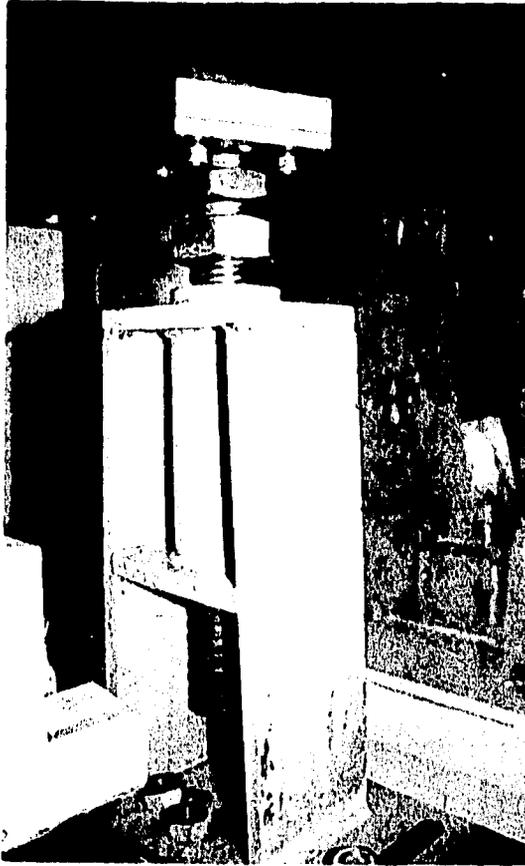


Figura 4.3.2 Fotografía soporte diseñado en la U.P.V.

De igual manera que en el diseño para la plataforma del dinamómetro el soporte cubrirá las necesidades del L.C.E. previamente establecidas; siguiendo un análisis similar determinamos los principales subsistemas, que en conjunto, constituirán el soporte del motor.

Dentro del diseño se observan cuatro funciones básicas: El sistema elevador, el sistema de control de nivel, el sistema de sujeción a bancada y el sistema de sujeción a motor.

Comentamos cuatro subsistemas en orden de importancia:

- 1.- Sistema elevador: Es el que nos permite ascender y descender el motor a ensayar, consta de un tornillo y una tuerca sobre la que se desplaza verticalmente.
- 2.- Sistema de sujeción a motor: Es el acoplamiento directo al motor a ensayar, se realiza a través de barrenos pasados que presan el sujetador del motor al soporte.
- 3.- Sistema de control de nivel: Es el que nos permite mantener estable en una posición al motor, de tal manera que no se permita ninguna variación vertical durante el ensayo.
- 4.- Sistema de sujeción a bancada: Es el que posiciona al soporte en el riel permitiendo el desplazamiento de ajuste horizontal.

Las alternativas de solución para cada subsistema son variadas, de acuerdo a lo expuesto en el capítulo 3 en lo concerniente a tornillos de potencia, la configuración ideal de acuerdo a nuestras restricciones y experiencia es la del tornillo de potencia que levanta la carga cuando se le aplica un momento axial a la tuerca.

El tornillo elevador está sujetado a una tuerca que se aloja en una cavidad maquinada en una barra hueca con el fin de ahorrarse el desgaste de toda la barra y proviendo a su vez del medio de control de nivel al practicarse una abertura en uno de sus extremos a cada pieza, tuerca y barra, de tal forma que se pueda presar asegurando así el nivel del tornillo elevador.

La sujeción al motor vendrá dada por un molde de dos piezas, en la cual se aloja una rótula que permite el libre movimiento para un acoplamiento vertical, por último, la sujeción a la bancada será por medio de una placa barrenada en dos de sus extremos por los cuales se pasarán dos pernos para sujetar a la bancada. Además, en esta placa se hará la unión soldada de la barra hueca así como de unos refuerzos que nos aseguren la rigidez del soporte en conjunto.

Si bien es cierto que éste es comparable con un gato hidráulico, éstos no están diseñados para soportar carga dinámica por lo que nuestro diseño es superior en versatilidad y funcionamiento en alto régimen de carga y giro.

Para una mayor visualización, consultar planos FS-1 al FS-5.

### Análisis de cargas y esfuerzos en el soporte para motor.

Las cargas consideradas en el análisis de esfuerzos que actúan sobre los soportes del motor son las que impone el motor de la figura 4.3.3., puesto que estará acoplado al dinamómetro (ver fig. 4.2.7.) el par máximo al que se podrá ensayar es de 813 N-m.

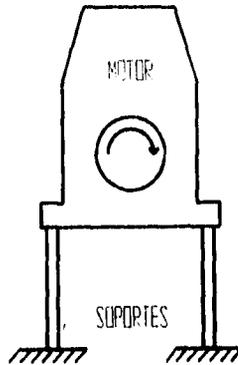


Figura 4.3.3. Esquema del acoplamiento motor -soporte.

Como comentamos anteriormente los soportes contaron con un sistema elevador de tornillo de potencia, los cálculos que a continuación se presentan son referentes al diseño de éstos.

Siguiendo el método general expresado en el capítulo 3:

Seleccionamos el sistema de roscas para el tornillo, rosca cuadrada.

De la tabla 3.2.1., con un diámetro supuesto de 0.0381 m. se recomienda 3 hilos por pulgada (debido a que en los tornos de la FI no se alcanza ese paso, se optó por 4 hilos por pulgada.).

De tablas de coeficiente de fricción estática (Apéndice B, tabla B-5) metal-metal=  $\mu = 0.10$

El peso total del motor (supuesto)  $F = 9810 \text{ N}$ .

Puesto que  $N = 4$ ,  $p = 1/4$ , la profundidad y ancho de la rosca son iguales a la mitad del paso, ésto es,  $(1/4)/2 = 1/8$  (ver figura 3.2.1. y 3.2.2.)

$$d_m = d - (p/2) = 0.0349 \text{ m.}$$

$$d_r = d - p = 0.03175 \text{ m.}$$

$$l = n p = 0.00635 \text{ m.}$$

Aplicando la ecuación 3.3.9. y sustituyendo los valores:

$$F = 9810 \text{ N.}$$

$$d_m = 0.0349 \text{ m.}$$

$$\mu = 0.1$$

Se tiene el momento de torsión requerido para levantar la carga:

$$T = 19.78 \text{ N}\cdot\text{m.}$$

Aplicando la ecuación 3.3.10. y sustituyendo los valores anteriores, para descender la carga, se tiene:

$$T = 5.21 \text{ N}\cdot\text{m.}$$

Debido a que el resultado es positivo, el tornillo es autoasegurante. La relación de autoaseguramiento es :  $\mu = \tan \lambda$  , con  $\mu = 0.1$  y  $\lambda = 5^\circ$ .

$$0.10 > \tan 5^\circ, \text{ esto es, } 0.10 > 0.08.$$

Con la ecuación 3.3.14. y sustituyendo los valores:

$$\mu = 0.1$$

$$\lambda = 5^\circ$$

La eficiencia es:

$$e = 0.46 = 46 \% . \text{ Lo que corresponde con la gráfica de la figura 3.3-4.}$$

Cálculo del espesor de la tuerca.

De la ecuación 3.3.20. y sustituyendo el valor:

$$d = 0.0381 \text{ m.}$$

El espesor es:

$$h = 0.0179 \text{ m.}$$

Se recomienda para una pieza comercial  $h = (7/8)d = 0.0333 \text{ m.}$

Cálculo del cortante en el tornillo y en la tuerca.

De la ecuación 3.3.18 y sustituyendo los valores:

$$F = 9810 \text{ N.}$$

$$dr = 0.03175 \text{ m.}$$

$$h = 0.0179 \text{ m.}$$

El esfuerzo cortante en el tornillo es:

$$\tau_b = 11 \text{ MPa.}$$

De la ecuación 3.3.19. y sustituyendo los valores:

$$F = 9810 \text{ N.}$$

$$d = 0.0381 \text{ m.}$$

$$h = 0.0179 \text{ m.}$$

El esfuerzo cortante en la tuerca es:

$$\tau_n = 9.16 \text{ MPa.}$$

Los esfuerzos obtenidos son con el espesor de la tuerca calculado, sin embargo el real es de 0.0508 m., con lo que obtenemos:

$$\tau_b = 3.1 \text{ MPa. y } \tau_n = 2.5 \text{ MPa.}$$

Cálculo del esfuerzo de compresión entre las roseas en contacto.

De la ecuación 3.3.13. sustituyendo los valores:

$$F = 9810 \text{ N.}$$

$$p = 0.00635 \text{ m.}$$

$$d = 0.0381 \text{ m.}$$

$$d_1 = 0.03175 \text{ m.}$$

$$h = 0.0179 \text{ m.}$$

El esfuerzo de compresión es:

$$\sigma = 10 \text{ MPa.}$$

Con el valor real del espesor de la tuerca de 0.0508 m. se tiene:

$$\sigma = 2.8 \text{ MPa.}$$

Cálculo del soporte como columna de Euler.

En el caso de tornillo elevador es necesario analizar si éste no fallará por pandeo al aplicársele una carga a compresión (como la propuesta en la figura 4.3.3.), una ecuación de uso común como primera aproximación es la de Euler, en donde ya se involucra la resistencia del material y su geometría.

De la ecuación 3.6.5. y sustituyendo valores:

condiciones: Extremo libre-empotrado.

$$E = 207 \text{ GPa. (Apéndice B, tabla B-3)}$$

$$I = (\pi d^4)/64 = 1.034 \times 10^{-7} \text{ m}^4. \text{ (Apéndice B, tabla B-1)}$$

$$d = 0.0381 \text{ m.; } A = \pi r^2 = 0.00111 \text{ m}^2.$$

Material: Acero 1045 ;  $S_y = 407 \text{ MPa. (Apéndice B, tabla B-3)}$

$$K = d/4 = 0.009525 \text{ m.}$$

$$L = 0.5 \text{ m. , } L/K = 52.63$$

$C = 1/4$ . (Tabla 3.6.1.)

la carga crítica es:

$P_{cr} = 211319.65 \text{ N}$ .

Cálculo del soporte como columna de J.B. Johnson.

Una de las fórmulas más empleadas en el campo de diseño de máquinas es la de J.B. Johnson, la cual presenta modificaciones empíricas a la de Euler.

De la ecuación 3.6.12. y sustituyendo los valores anteriores se tiene que la carga crítica por unidad de área es:

$S_{cr} = 182.4 \text{ MPa}$ .

Con  $d_r = 0.03175 \text{ m}$ . , área de fondo =  $0.00079 \text{ m}^2$ .

La carga crítica es:

$P_{cr} = 207952.74 \text{ N}$ .

A continuación analizamos las uniones soldadas, por lo que necesitamos un análisis previo. Suponiendo el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.3.4.

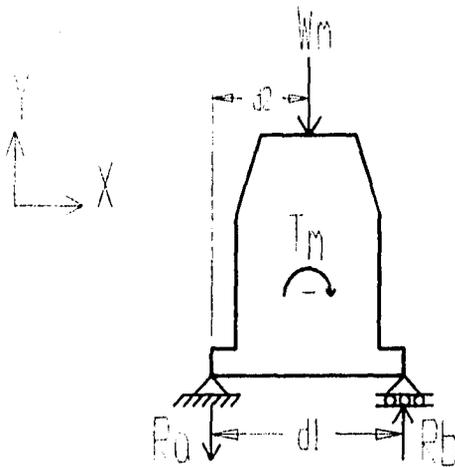


Figura 4.3.4. Diagrama de cuerpo libre del motor.

Del equilibrio:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-P_m + R_b - R_a = 0 \quad \text{ec. 4.3.1.}$$

$$\Sigma M_b = 0$$

$$R_a(d_1) + T_m(d_2) - T_d = 0 \quad \text{ec. 4.3.2.}$$

Donde:

$P_m = 19620 \text{ N}$ , es el peso del motor.

$T_m = 813 \text{ N-m}$ , es el par máximo que puede absorber el dinamómetro.

$R_a$  y  $R_b$  son las reacciones a  $P_m$  y  $T_m$ .

$$d_1 = 0.7 \text{ m.}$$

$$d_2 = 0.35 \text{ m.}$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 4.3.1. y 4.3.2. y despejando  $R_a$  y  $R_b$ , se tiene:

$R_a = -8648.57 \text{ N}$ . El signo negativo indica que la reacción es contraria al sentido propuesto.

$R_b = 10971.43 \text{ N}$ .

Como vemos, en un caso extremo la fuerza de tracción máxima será de una tonelada.

Analizando la sección de la chapa del soporte en su base (figura 3.3.5.).

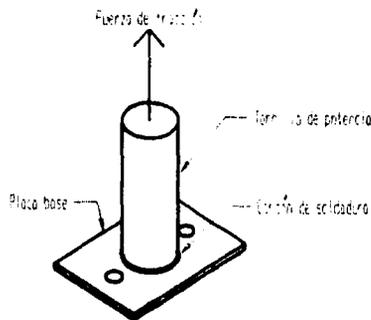


Figura 3.3.5. Sección de la chapa del soporte.

Condiciones: -Barra de acero 1045;  $S_y = 407 \text{ MPa}$ . (Apéndice B, tabla B-3),  $d = 0.0762 \text{ m}$ .

-Placa de acero 1010;  $S_y = 379.42 \text{ MPa}$ . (Apéndice B, tabla B-3)

-Espesor de la costura =  $0.006 \text{ m}$ . (supuesto).

De la tabla 4.3.2., la tensión máxima admisible para una costura a tope con caso de carga HZ es igual a  $1100 \text{ Kg/cm}^2 = 107.9 \text{ Mpa}$ . y área del cordón de soldadura =  $0.0001436 \text{ m}^2$ .

Con la ecuación 4.3.1. y sustituyendo los valores anteriores se tiene:

Carga máxima admisible =  $15796 \text{ N}$ .

Con lo que se comprueba que la unión soldada resistirá las condiciones de operación propuestas, sin tomar en cuenta que los refuerzos aumentarán el área del cordón y por ende la resistencia.

Cálculo del soporte (acoplamiento al motor por rótula).

En el caso de un acoplamiento por medio de la rótula, la condición crítica será a  $45^\circ$ , suponiendo el siguiente diagrama de cuerpo libre:

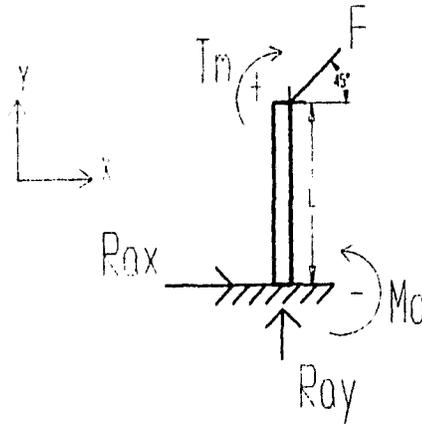


Figura 4.3.6. Diagrama de cuerpo libre del soporte izquierdo acoplado a la rótula a  $45^\circ$ .

Del equilibrio:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{ax} - F_x = 0 \quad \text{ec. 4.3.3.}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{ay} - F_y = 0 \quad \text{ec. 4.3.4.}$$

$$\Sigma M_a = 0. \text{ (Positivo en sentido antihorario.)}$$

$$M_a - T_m + F_x(L) = 0. \quad \text{ec. 4.3.5.}$$

Donde:

$F_m = 5000 \text{ N.}$ , es la componente del peso del motor ( $F/2$ ).

$T_m = 813 \text{ N-m.}$ , es el par del motor.

$L = 0.5 \text{ m.}$ , es la longitud del soporte.

$R_{ax}$ ,  $R_{ay}$ , son las reacciones debido a  $F_m$  y  $T_m$ .

$F_x$ ,  $F_y$ , son las componentes horizontal y vertical de  $F_m$ .

Sustituyendo valores en 4.3.4. y 4.3.5. y despejando  $R_{ax}$ ,  $R_{ay}$ , y  $M_a$ , se tiene:

$$R_{ax} = 3535.53 \text{ N.}$$

$$R_{ay} = 3535.53 \text{ N.}$$

$$M_a = -954.76 \text{ N-m. El sentido negativo indica que el sentido es contrario al supuesto.}$$

De la ecuación 4.1.5.,

$$\sigma = Mc/I$$

Donde:

$$c = 0.01905 \text{ m.}$$

$$I = 1.034 \times 10^{-7} \text{ m}^4.$$

$$M_a = M = 954.76 \text{ N-m.}$$

Sustituyendo valores se tiene:

$$\sigma = 175.84 \text{ MPa.}$$

Para el caso del soporte derecho suponiendo el siguiente diagrama de cuerpo libre de la figura 4.3.7.

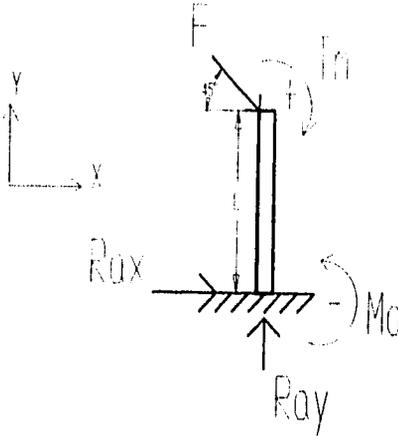


Figura 4.3.7. Diagrama de cuerpo libre del soporte derecho acoplado a la rótula a 45°.

Del equilibrio:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{ax} + F_x = 0 \quad \text{ec. 4.3.6.}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{ay} - F_y = 0 \quad \text{ec. 4.3.7.}$$

$$\Sigma M_a = 0. \text{ (positivo en sentido antihorario.)}$$

$$M_a - T_m - F_x(L) = 0$$

Donde:

$F_m = 5000 \text{ N.}$ , es la componente del peso del motor.

$T_m = 813 \text{ N}\cdot\text{m}$ , es el par del motor

$L = 0.5 \text{ m}$ , es la longitud del soporte.

$R_{ax}$ ,  $R_{ay}$  son las reacciones debido a  $F_m$  y  $T_m$ .

$F_x$ ,  $F_y$  son las componentes horizontal y vertical de  $F_m$ .

Sustituyendo valores en 4.3.6. y 4.3.7. y despejando  $R_{ax}$ ,  $R_{ay}$ , y  $M_a$ :

$R_{ax} = -3535.53 \text{ N}$ . El sentido negativo indica que el sentido es contrario al supuesto.

$R_{ay} = 3535.53 \text{ N}$ .

$M_a = 2580.76 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

De la ecuación 4.1.5.,

$$\sigma = Mc/I$$

Donde:

$$c = 0.01905 \text{ m}.$$

$$I = 1.034 \times 10^{-7} \text{ m}^4.$$

$$M_a = M = 2580.76 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

Sustituyendo valores se tiene:

$$\sigma = 475.3 \text{ MPa}.$$

#### **Análisis de los resultados.**

Como vimos anteriormente los resultados nos dan un margen muy alto de seguridad, sin embargo, hay que hacer notar que nuestro análisis es estático por lo que será necesario utilizar otras teorías para tener un resultado exacto.

Es de notar que para el cálculo, suponemos toda la carga soportada por un solo tornillo, lo que nos da un margen de seguridad muy alto, ya que así aseguramos que el tornillo y la tuerca no fallarán.

El coeficiente de fricción en un caso extremo de metal-metal sin lubricar, llega a ser de 0.7, en donde el par de torsión requerido para levantar la carga es de 98.41 N-m. y para descender de 76.89 N-m.

La eficiencia se calcula en caso de transmitir potencia, como éste no es nuestro caso, el valor es representativo de una posible aplicación.

Por cuestiones de ensamble, la tuerca fabricada es mayor a la recomendada. Como sabemos que la carga es soportada sólo por 3 hilos, un cálculo del cortante con  $h = 0.0179$  m. daría un esfuerzo mayor al calculado con  $h = 0.0508$  m., pero menor al soportado por el material (Acero AISI 1045).

El análisis por columnas nos permite tener mayor seguridad ya que siempre estamos por debajo de la curva de la ecuación de Euler y Johnson. Sin embargo, recordamos que la carga está aplicada a compresión pura y que el análisis es estático.

La condición crítica es cuando la rótula está a  $45^\circ$  con respecto al eje del soporte, en este caso el esfuerzo es mayor que el de fluencia, el soporte se deformaría y con la carga dinámica, posiblemente fallaría, sin embargo, recordemos que se le está aplicando la mitad de la carga (cosa que debería ser un cuarto de la carga) y todo el par del motor (813 N-m.) a un sólo soporte.

## Capítulo 5.

### Manufactura y ensamble.

La manufactura significa hacer artículos y objetos mediante procesos industriales. La actividad de la cual dependen todas las ramas de la manufactura, es la fabricación y el uso de maquinaria.

Los métodos eficientes de manufactura no acontecen por si solos, se planean cuidadosamente. La mayor parte de esta planeación es llevada a cabo por ingenieros por lo que, un conocimiento de los principios de los procesos de manufactura es esencial para la mayoría de los ingenieros.

La primera etapa en la preparación para la manufactura es el desarrollo del diseño. Los ingenieros que diseñan el producto deben seleccionar los materiales adecuados, los cuales pueden ser acero simple al carbono, latón, plásticos u otros. Respecto a los procesos, tienen que decidir entre fundición, forja, soldadura, maquinado o combinaciones. Si la instalación principal de un taller es de fundición, el diseño puede aprovechar la instalación disponible. Por otra parte, si se dispone del equipo y las habilidades de soldadura, las unidades pueden hacerse con acero y soldadura. Para decidir con eficiencia entre un proceso u otro, los ingenieros deben estar familiarizados con los procesos de manufactura.<sup>(30)</sup>

Precisamente, respecto al contenido de este trabajo cuando tuvimos la responsabilidad de diseñar y fabricar ciertos elementos mecánicos, la secuencia fue la que se describe a continuación, tomando en cuenta los antecedentes arriba mencionados.

Cuando el diseño quedó concluido, el siguiente paso en el desarrollo de nuestro proyecto fue la manufactura.

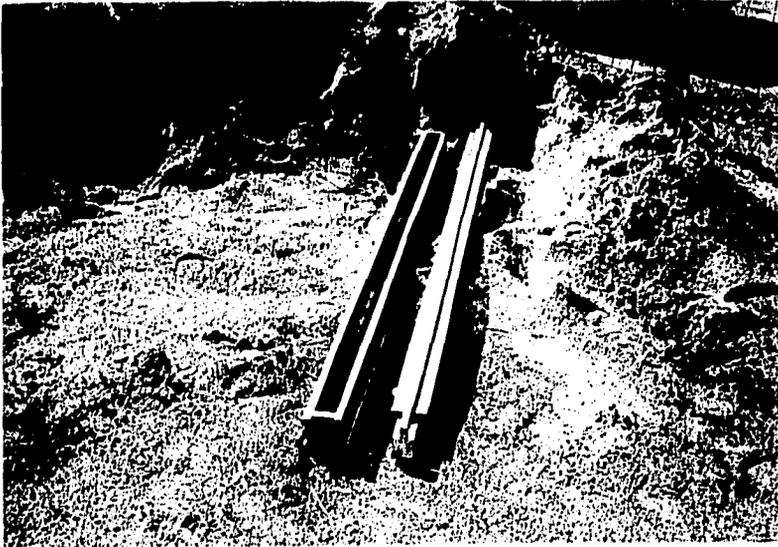
En este capítulo mencionamos las actividades realizadas para la fabricación de los elementos que, en conjunto, constituyen la bancada, la plataforma de dinamómetro y los soportes para motor.

### 5.1. Bancada.

De acuerdo con el diseño de la bancada, fueron fabricados los rieles y las anclas que se muestran en las tablas 5.1.1. y 5.1.2., para los dos bancos de ensayo.

El proceso de manufactura para la fabricación de los rieles, fue fundición en arena. El material se deja solidificar dentro de un molde, obteniéndose piezas de diversas formas y dimensiones. Este proceso tiene una gran aplicación en la manufactura de productos terminados y semielaborados.

Dadas las características tanto del proceso como del diseño, fue rebasada la capacidad de las instalaciones de los talleres de manufactura de la Facultad de Ingeniería, fue entonces necesario fabricarlos en un taller especializado, ahí, bajo nuestra supervisión y de acuerdo con los planos de fabricación, expertos fundidores realizaron los modelos, preparación de la arena, moldeo, construcción de corazones, fundición y vaciado, y limpieza de las piezas. Los modelos se muestran en la siguiente fotografía.



Fotografía 5.1.1. Moldes empleados en la manufactura de los rieles.

Cuando el proceso de fundición terminó y las piezas nos fueron entregadas, se inspeccionaron físicamente, esto con la finalidad de verificar que no presentaran defectos de fabricación tales como grietas, llenado defectuoso, etc., que pudieran provocar retrasos en el momento del ensamble, o bien que en el momento de su funcionamiento al realizar ensayos, éstas pudieran fallar.

Atendiendo las indicaciones del plano FB-1, las siguientes operaciones fueron ejecutadas:

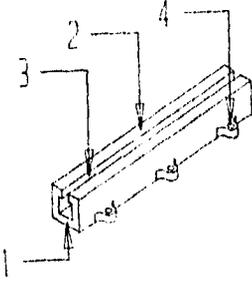
OPERACIÓN	MAQUINARIA EMPLEADA	ELEMENTO
1.- Careado.	Cepillo.	<p>Rieles. Las dimensiones se pueden ver en el plano FB-1.</p> 
2.- Desbaste longitudinal.	Cepillo.	
3.- Desbaste.	Cepillo.	
4.- Barrenado.	Taladro de banco.	

Tabla 5.1.1. Procesos de manufactura empleados para fabricar los rieles.

El total de rieles fabricados fueron doce, seis para cada banco. Cabe mencionar que las operaciones 1,2,3 no se pudieron hacer en los talleres de manufactura de la Facultad de Ingeniería, ya que los cepillos con que se cuenta no tienen la suficiente longitud para maquinar estas piezas. Por ello, recurrimos al taller del Instituto de Ingeniería, que cuenta con un cepillo con más de dos metros de bancada.

Finalmente, la operación 4 se hizo con un taladro de banco en los talleres de la Facultad.

Para las anclas, que se atornillan a los rieles y los mantienen sujetos a la cimentación, se empleó, barra redonda de hierro dulce de 0.01905 m. de diámetro y 0.460 m. de longitud. Los procesos de manufactura utilizados fueron:

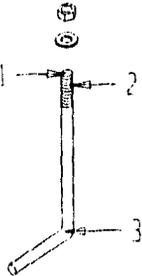
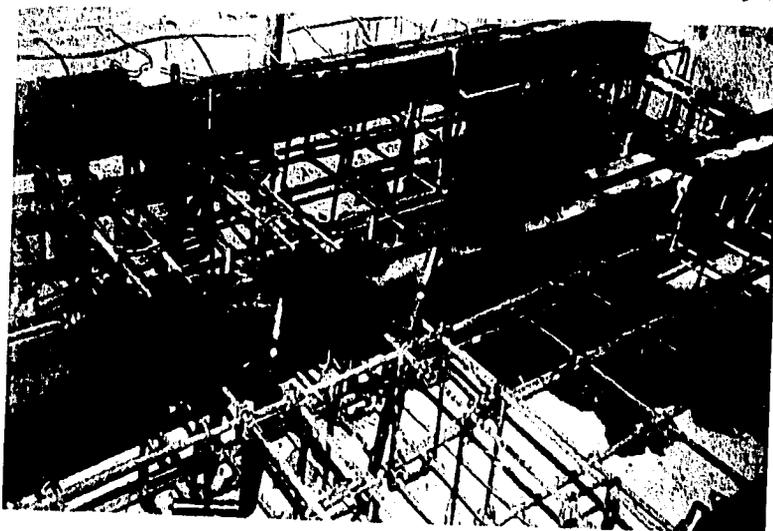
OPERACION	MAQUINA EMPLEADA	ELEMENTO
1.- Refrentado.	Torno.	<p data-bbox="753 506 1021 592">Anclas. Las dimensiones se pueden ver en el plano FB-2.</p> 
2.- Maquinado de la rosca.	Tarraja.	
3.- Doblado.	Autógena.	

Tabla 5.1.2. Procesos de manufactura empleados para fabricar las anclas.

Se fabricaron 72 piezas debido a que cada riel debe estar sujeto por 6 anclas.

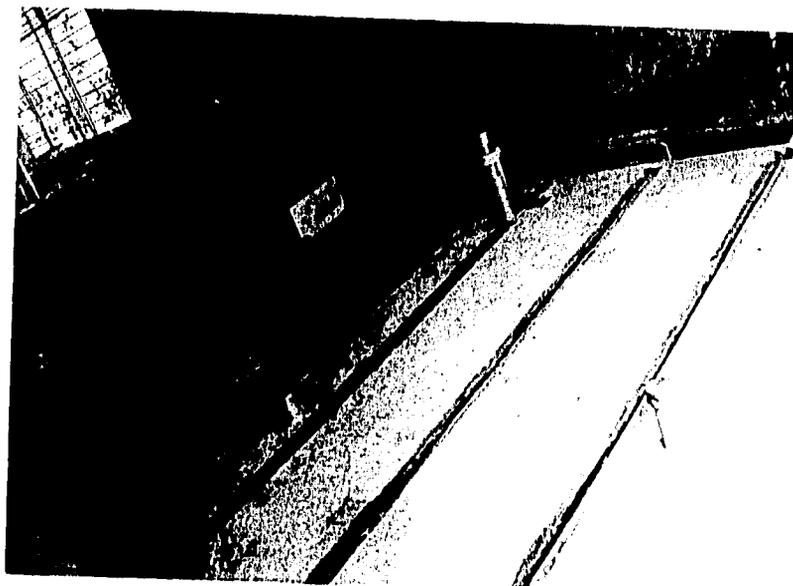
Una vez que se terminó la fabricación de los rieles y las anclas, se pasó a la etapa de ensamble, en dicha etapa, se trabajó en conjunto, como se mencionó antes, con el proyecto que se desarrolló al mismo tiempo bajo el nombre de "Remodelación de la sala de ensayos del Laboratorio de Control de Emisiones".

Basados en lo anterior, el primer paso fue atornillar las anclas a los rieles para posteriormente colocarlos sobre las estructuras de acero armado, nivelar y alinear los rieles. Esto se realizó bajo nuestra supervisión y por personas con experiencia en este tipo de trabajos como muestra la fotografía 5.1.2.



Fotografía 5.1.2. Construcción de la bancada.

Finalmente, fueron rellenas las estructuras de acero armado con concreto para dar la posición definitiva a los rieles y sus anclas. Con esto quedaron concluidas las actividades concernientes a la bancada.



Fotografía 5.1.3. Aspecto final de la bancada.

**5.2. Plataforma para dinamómetro.**

En el diseño de la plataforma para dinamómetro, observamos que ésta consta de varios elementos, exceptuando las partes comerciales, éstos fueron fabricados por lo autores del presente trabajo en los talleres de la Facultad de Ingeniería.

Como se puede ver, algunos de los elementos diseñados, al ser unidos a otros, van formando la plataforma. Es importante señalar que, algunos de los elementos se fabricaron simultáneamente, esto con el fin de acortar el tiempo empleado.

Los elementos que se fabricaron en primer lugar fueron:

Placa inferior. La placa inferior consta a su vez de tres piezas, que son, dos placas de 0.300 x 0.200 m., y otra de 0.700 x 0.550 m., todas de 0.0127 m. de espesor. Estas placas quedaron unidas finalmente como se muestra en la tabla 5.2.1.

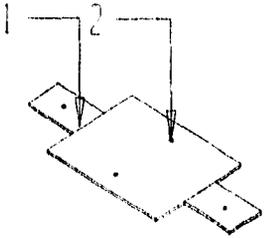
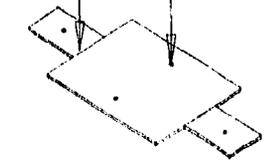
OPERACION	MAQUINA EMPLEADA	ELEMENTO
1.- Soldadura.	Soldadura eléctrica.	<p>Placa inferior. Las dimensiones se pueden ver en el plano FP-1.</p> 
2.- Barrenado.	Taladro de banco.	

Tabla 5.2.1. Fabricación de la placa inferior.

El siguiente elemento fabricado fue la barra hueca, la que está formada por tres piezas, dos placas de 0.0254 m. x 0.0254 m. con espesor de 0.00635 m. y una barra hueca con diámetro interior de 0.0254 m. y diámetro exterior de 0.0508 m. x 0.300 m. de longitud. Las operaciones de maquinado para estas piezas fueron las mostrada en la tabla 5.2.2.

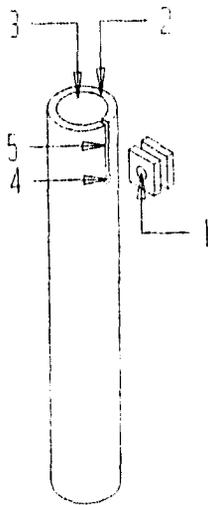
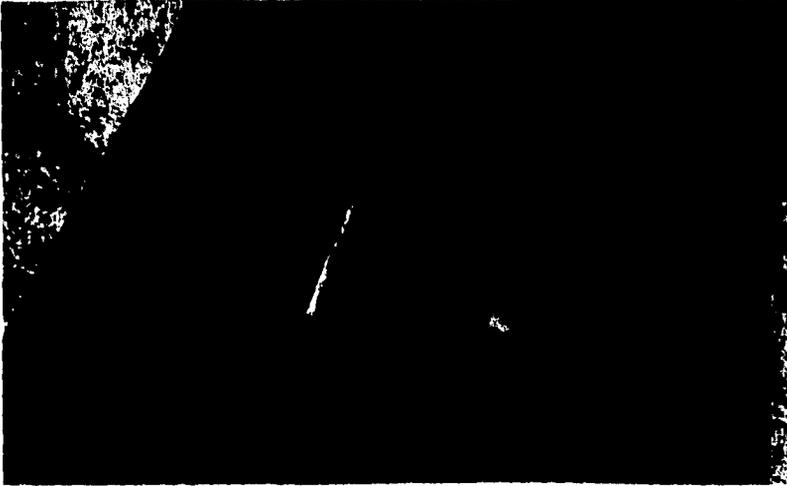
OPERACION	MAQUINA EMPLEADA	ELEMENTO
1.- Barrenado.	Taladro de banco.	<p data-bbox="724 472 999 559">Barra hueca. Las dimensiones se pueden ver en el plano FP-3.</p> 
2.- Refrentado.	Torno.	
3.- Desbaste cilíndrico interior.	Torno.	
4.- Barrenado.	Taladro de banco.	
5.- Ranurado lateral.	Fresadora.	
6.- Soldadura de las placas con la barra hueca.	Soldadura eléctrica.	

Tabla 5.2.2. Procesos de manufactura empleados para fabricar la barra hueca.

El número de piezas fabricadas fue de ocho placas y cuatro barras huecas. Cabe mencionar que, para hacer el desbaste interior a la barra hueca fue necesario primero fabricar una herramienta de interiores. Esto se hizo porque comprarla implicaría un gasto innecesario y además las existentes en los talleres de la facultad no reúnan las características dimensionales necesarias para esta operación.



Fotografía 5.2.1. Barra de interiores.

A continuación se fabricaron los ángulos que sirven de refuerzo a la barra hueca, con ángulo comercial de 0.0508 m. x 0.00476 m. de espesor. Los maquinados aplicados fueron los que se indican en la tabla 5.2.3.

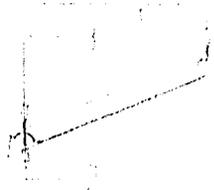
OPERACION	MAQUINA EMPLEADA	ELEMENTO
1.- Corte.	Autógena.	Ángulos. Las dimensiones se pueden ver en el plano FP-4.
2.- Esmerilado.	Esmeril.	

Tabla 5.2.3. Fabricación de los ángulos de refuerzo.

Una vez que los elementos antes señalados se terminaron, estos fueron unidos. Para ello se procedió a nivelar la placa inferior, soldar las barras huecas a esta placa y por último, soldar los ángulos de refuerzo. Estos elementos unidos constituyen la parte fija de la plataforma. La configuración de todos ellos unidos, se puede apreciar en la figura 5.2.1.

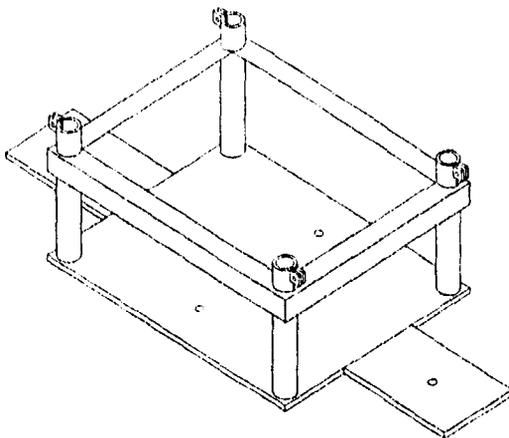
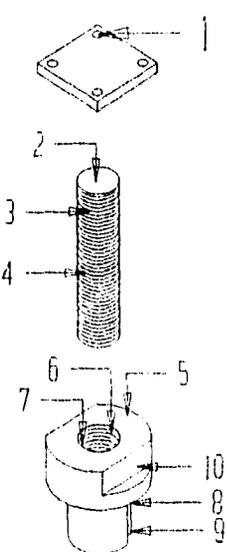


Figura 5.2.1. Ensamble preliminar de los elementos que constituyen la plataforma.

Los tornillos de potencia, fueron los siguientes elementos a fabricar. Estos constan de tres piezas que son: tuerca, tornillo y placa. De estos elementos se fabricaron cuatro piezas de cada uno.

En primer lugar se fabricó el tornillo, el material empleado fue una barra redonda con las siguientes dimensiones, 0.0254 m. de diámetro por 0.254 m. de longitud.

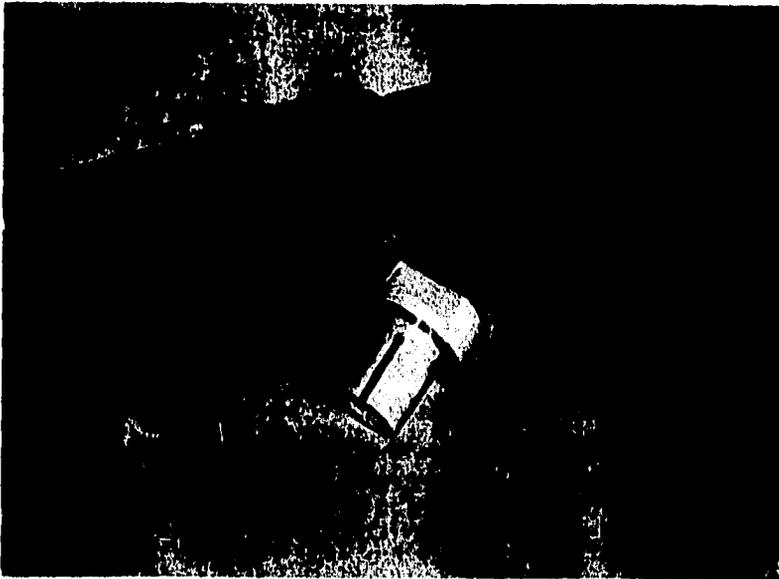
A continuación se fabricó la tuerca, el material empleado fue barra redonda con las siguientes dimensiones: 0.0635 m. de diámetro por 0.0635 m. de longitud. Finalmente se fabricó la placa, el material empleado fue placa de 0.0127 m. de espesor, como se indica en la siguiente tabla:

OPERACION	MAQUINA EMPLEADA	ELEMENTO
1.- Barrenado.	Taladro de banco.	Tornillo de Potencia. Las dimensiones se pueden ver en el plano FP-5.
2.- Refrentado.	Torno.	
3.- Desbaste cilíndrico.	Torno.	
4.- Maquinado de la rosca.	Torno.	
5.- Refrentado.	Torno.	
6.- Desbaste cilíndrico interior.	Torno.	
7.- Maquinado de la rosca.	Torno.	
8.- Barrenado lateral.	Tornillo de banco.	

9.- Ranurado lateral.	Fresadora.
10.- Cortes laterales.	Cegueta y Fresadora.
11.- Soldado de la placa al tornillo.	Soldadura eléctrica.

Tabla 5.2.4. Fabricación del tornillo de potencia.

El aspecto final de los tornillos de potencia se puede apreciar en la siguiente fotografía.



Fotografía 5.2.2. Tornillos elevadores.

El último de los elementos fabricados fue la placa superior. El material fue placa con las siguientes dimensiones: 0.700 x 0.550 m. y 0.0127 m. de espesor.

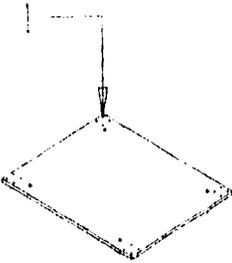
OPERACIÓN	MAQUINA EMPLEADA	ELEMENTO
1.- Barrenado.	Taladro de banco.	<p>Placa superior. Las dimensiones se pueden ver en el plano FP-1.</p> 

Tabla 5.2.5. Fabricación de la placa superior.

Ya fabricados los elementos, se reunieron las partes comerciales como son tornillos, tuercas, rondanas, etcétera, cuyas especificaciones pueden observarse en la lista de partes (Apéndice A), para pasar a la siguiente etapa.

A continuación se hizo el ensamble, y para ello se siguieron los pasos que se enumeran y se muestran en la figura 5.2.3. y plano FP-6.

- 1.- Se colocaron las tuercas de los tornillos de potencia dentro de las barras huecas.
- 2.- Se enroscaron los tornillos de potencia a sus tuercas. Éstos se elevaron hasta que las placas soldadas en su parte superior quedaran al mismo nivel.
- 3.- Se colocaron la placa superior sobre las placas de los tornillos de potencia, y después de localizar los correspondientes barrenos en las mismas, éstas fueron atomilladas.
- 4.- Se colocaron los pernos roscados y sus tuercas en las placas de la barra hueca y se apretaron.

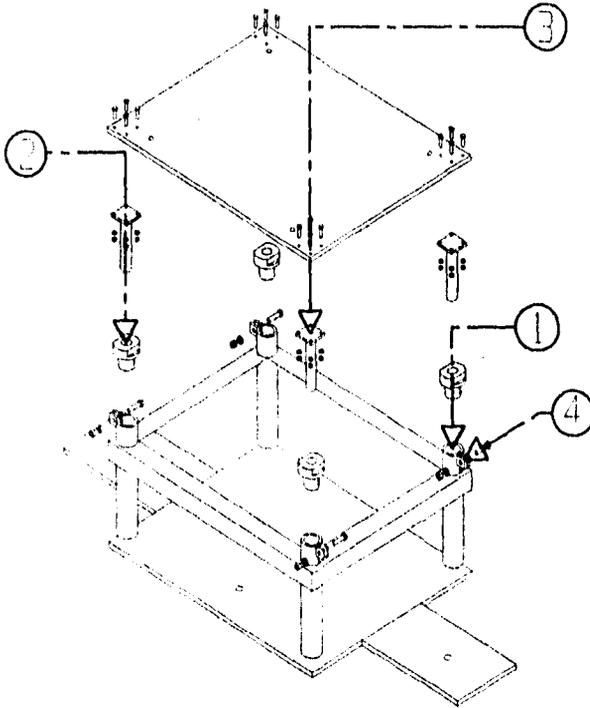


Figura 5.2.2. Ensamble de la plataforma para dinamómetro.

Siguiendo los pasos anteriores obtenemos como resultado la plataforma para dinamómetro que se puede apreciar en la figura 5.2.3.

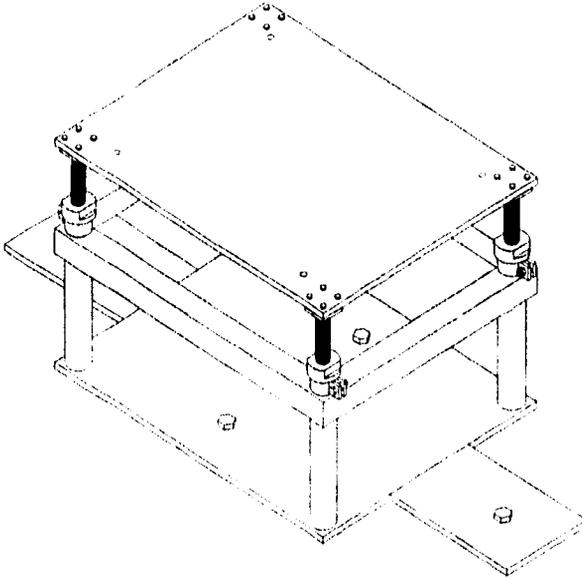


Figura 5.2.3. Aspecto final de la plataforma para dinamómetro.

5.3. Soportes para motor.

Como se puede observar en el capítulo de diseño, los soportes para motor guardan gran similitud con algunos de los elementos empleados en la plataforma para dinamómetro, estos son: los tornillos de potencia y las barras huecas. Básicamente la diferencia reside en las dimensiones de los mismos y en algunos maquinados extras, por esto cuando nos referimos a la manufactura de estas partes, sólo mencionamos las operaciones que se hicieron adicionalmente para dar la geometría final.

Para la fabricación de los tornillos de potencia, se siguieron los pasos indicados en la tabla 5.2.4. exceptuando las operaciones I y II. En este caso, las operaciones de maquinado extras se enumeran en la siguiente tabla.

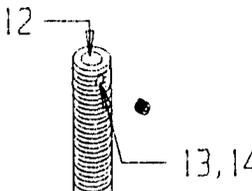
OPERACION.	MAQUINA EMPLEADA	EFECTUO.
12.- Barrenado interior.	Torno.	Tornillo de Potencia. Las dimensiones se pueden ver en el plano FS-1.
13.- Barrenado lateral.	Taladro de banco.	
14.- Machuelado.	Machuelo.	

Tabla 5.3.1. Operaciones adicionales de maquinado para los tornillos de potencia.

Posteriormente se fabricaron las rótulas, estas quedaron formadas por tres piezas que fueron: dos placas con las dimensiones siguientes, 0.0508 x 0.0508 m. y 0.01905 m. de espesor, para la superior, y 0.0508 x 0.0508 m. de largo y ancho por 0.00635 m. de espesor para la inferior. La tercera pieza fue una barra redonda de 0.0254 m. de diámetro y 0.0762 m. de longitud. En la siguiente tabla se enumeran los maquinados empleados.

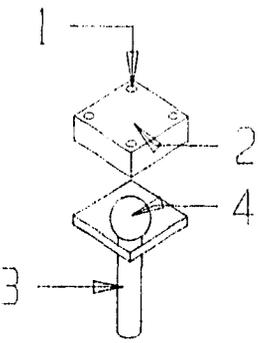
OPERACIÓN	MÁQUINA EMPLEADA.	ELEMENTO
1.- Barrenado.	Taladro de banco.	Rótula. Las dimensiones se pueden ver en el plano FS-2.
2.- Desbaste esférico interior.	Torno.	
3.- Desbaste cilíndrico.	Torno.	
4.- Desbaste esférico.	Torno.	 <p>The diagram shows a spherical bearing assembly. Callout 1 points to a hole being drilled into the top surface of a square block. Callout 2 points to the top surface of the block. Callout 3 points to a cylindrical shaft being inserted into a hole in the bottom surface of the block. Callout 4 points to the inner spherical surface of the block.</p>
5.- Soldado de las placas.	Soldadura eléctrica.	

Tabla 5.3.2. Fabricación de las rótulas.

Otros de los elementos fabricados fueron las barras huecas, éstas tienen una geometría igual a las empleadas en la plataforma para dinamómetro. En este caso no fueron necesarios maquinados extras, por tanto, si el lector desea saber como se fabricaron, basta con recurrir a la tabla 5.2.2. y plano FS-3.

Finalmente se fabricó la base de los soportes, ésta quedó formada por cinco placas con un espesor de 0.0127 m., cuya geometría puede verse en la figura 5.3.1., y las dimensiones se pueden encontrar en el plano de fabricación FS-4, apéndice A.

Para dar por terminada la etapa de fabricación de los soportes, la barra hueca es soldada a las placas que forman la base, como muestra la figura 5.3.1.

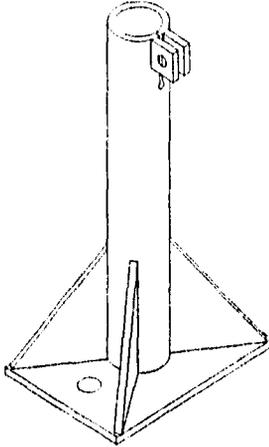


Figura 5.3.1. Soldado de la Barra hueca a su base.

Una vez concluido el proceso de fabricación se paso a la etapa de ensamble, para ello se siguieron los pasos que a continuación se enumeran y se muestran en la figura 5.3.3. y plano FS-5

- 1.-Se colocaron las tuercas de los tornillos de potencia dentro de las barras huecas.
- 2.- Se enroscaron los tornillos de potencia a sus tuercas.
- 3.- Se colocaron los pernos roscados y sus tuercas en las orejas de las barras huecas.
- 4.- Se introdujeron las rótulas en los barrenos superiores de los tornillos de potencia.

5.- Se colocaron los tornillos prisioneros en los barrenos laterales de los tornillos de potencia y se ajustaron las rótulas según fue necesario.

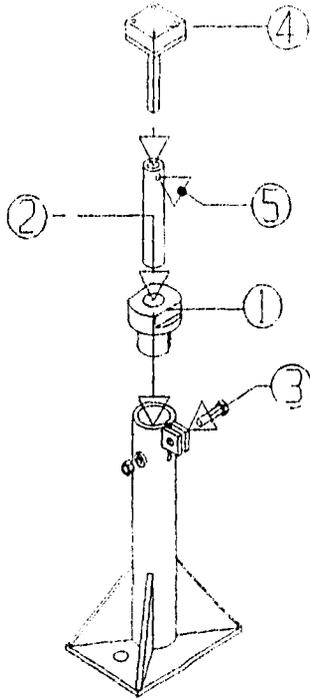


Figura 5.3.3. Ensamble de los soportes para motor.

Con la fabricación y ensamble de los soportes para motor quedaron concluidas las actividades de manufactura y ensamble del proyecto.

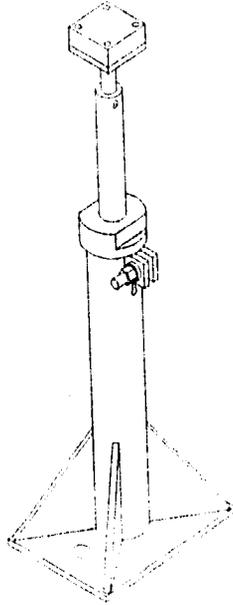


Figura 5.3.4. Aspecto final de los soportes para motor.

# CONCLUSIONES.

La satisfacción de las necesidades planteadas por el L.C.E. fueron cubiertas por las soluciones expresadas en el pasado documento. Como sabemos no existe una solución única y totalmente correcta a un problema de diseño, a no ser que el procedimiento y límites estén completamente especificados, por consiguiente lo que realmente se puede pretender es una solución que cubra de la manera más amplia dichas necesidades; por tal motivo es importante hacer notar algunas ventajas y restricciones con que cuentan los diseños aquí presentados.

El diseño de la bancada fue tal que la alineación horizontal de la plataforma para dinamómetro y soportes para motor se hace de una forma directa, lo que nos da una gran versatilidad en el acoplamiento de las máquinas. En el análisis realizado se observa que no existirán esfuerzos de tracción tales que rompan el perfil del riel, con lo cual se asegura la sujeción de la plataforma y los soportes a la bancada y la inmovilización de las máquinas, punto fundamental en nuestro diseño.

En cuanto a la alineación vertical del dinamómetro con respecto al motor, observamos que se tiene un rango de cero a veinticinco centímetros medidos a partir de eje de la flecha del dinamómetro, lo que corresponde con la capacidad que tienen los soportes para motor de levantarlo hasta una altura máxima de cincuenta y cinco cm., lo que nos permite ensayar desde motores de encendido provocado, hasta motores de encendido por compresión, donde la localización de la flecha de transmisión de potencia varíe dentro de dichos límites. Los resultados obtenidos en los cálculos, nos indican que, aún cuando la flecha del dinamómetro se encuentre en el máximo nivel (65 cm. medidos con respecto al nivel del piso), los tornillos de transmisión de potencia de la plataforma y de los soportes, no sufrirán deformaciones que pudieran provocar su falla.

Una restricción en la alineación de la flecha del motor a la del dinamómetro mediante un eje cardán es que no se exceda un ángulo de  $15^\circ$  hacia arriba o hacia abajo medidos a partir del plano horizontal del eje del dinamómetro. Esto debido a restricciones del fabricante del eje cardán, ya que un ángulo mayor induciría esfuerzos excesivos en la junta universal y en los tornillos de acoplamiento, pudiendo provocar la ruptura de dichos elementos.

Una vez construidos los soportes se les hizo una evaluación en la que se observaron varias desventajas mecánicas, tales como imperfección en el montaje del motor, ya que la mayoría de los motores no tienen la misma disposición ni geometría de los elementos con que se sujeta al chasis, por lo cual fue necesaria la construcción de un bastidor para corregir dicha falla, cabe mencionar que dicho bastidor es útil sólo para esta línea de motores.

El proyectar para cargas variables, considerando sólo cargas estáticas y pretender cubrir el riesgo adoptando un gran factor de seguridad, es peligroso; pues hacerlo así puede conducir a un proyecto sobrado en dimensiones.

El diseño contra fallas estáticas es relativamente sencillo, pero un análisis dinámico, es un fenómeno mucho más complicado, cuando no se sepa lo suficiente sobre fallas dinámicas podemos duplicar o triplicar los factores de seguridad y, así, crear un diseño que no fallará. Pero tales diseños no serán competitivos en el mercado actual. De tal manera que dejamos abierta la posibilidad de que en un futuro se compruebe que nuestras estimaciones fueron correctas mediante un análisis dinámico.

Resumiendo, los aparatos son funcionales y de gran utilidad para el equipamiento de la sala de ensayos del L.C.E., pues su construcción es relativamente simple, de funcionamiento sencillo y de un bajo costo económico.

Esperamos que nuestro trabajo contribuya a la realización de ensayos, que traigan como consecuencia el desarrollo de conocimientos en el campo de la investigación de los motores de combustión interna alternativos, con el fin de mejorar su eficiencia y disminuir los niveles de contaminación atmosférica de México y del mundo.

# **Apéndice A.**

## **Planos de fabricación.**

NOTA: LOS PIELES SE FABRICAN EN DOS LONGITUDES

L1: 1300 mm

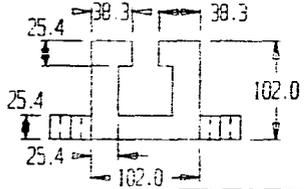
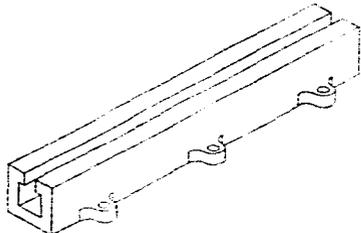
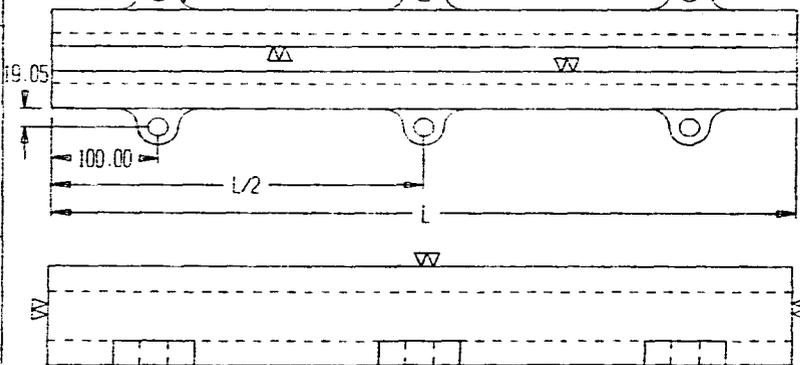
L2: 1700 mm

diámetro 1 1/2 in

diámetro 1 1/2 in

6 barrenos pasados 3/4 in

± 0.130



MILIMETROS

ESCALA: 1:5

DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.

REV: Dr. Rogelio González B

**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

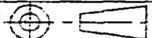
TOL. NO ESP. LINEAL +/- 0.0250  
TODAS LAS TOLERANCIAS EN MILIMETROS

FECHA: 24/03/95

RIEL  
BANCADA

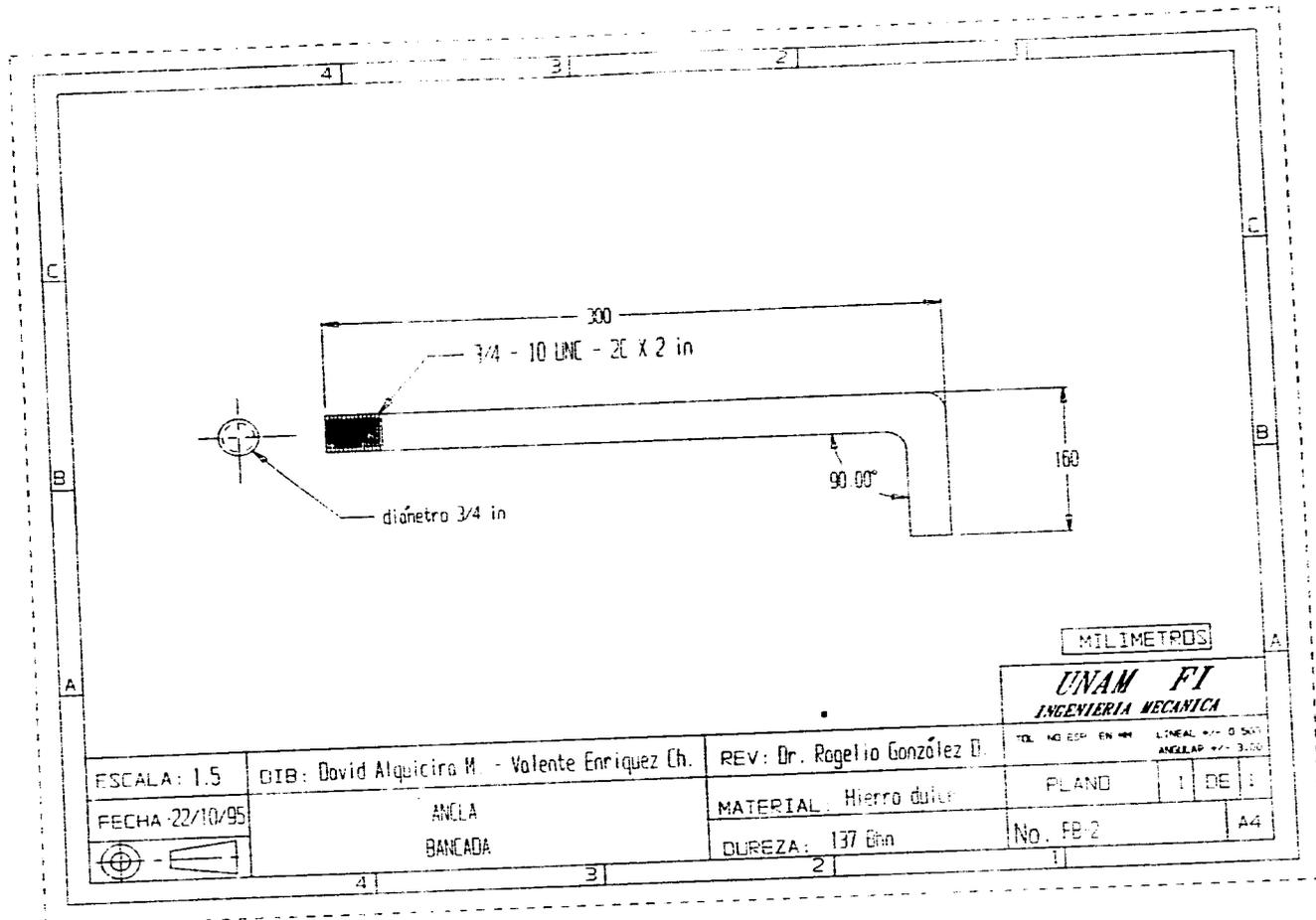
MATERIAL: Hierro gris

PLANO 1 DE 1



DUREZA: 137 Bhn

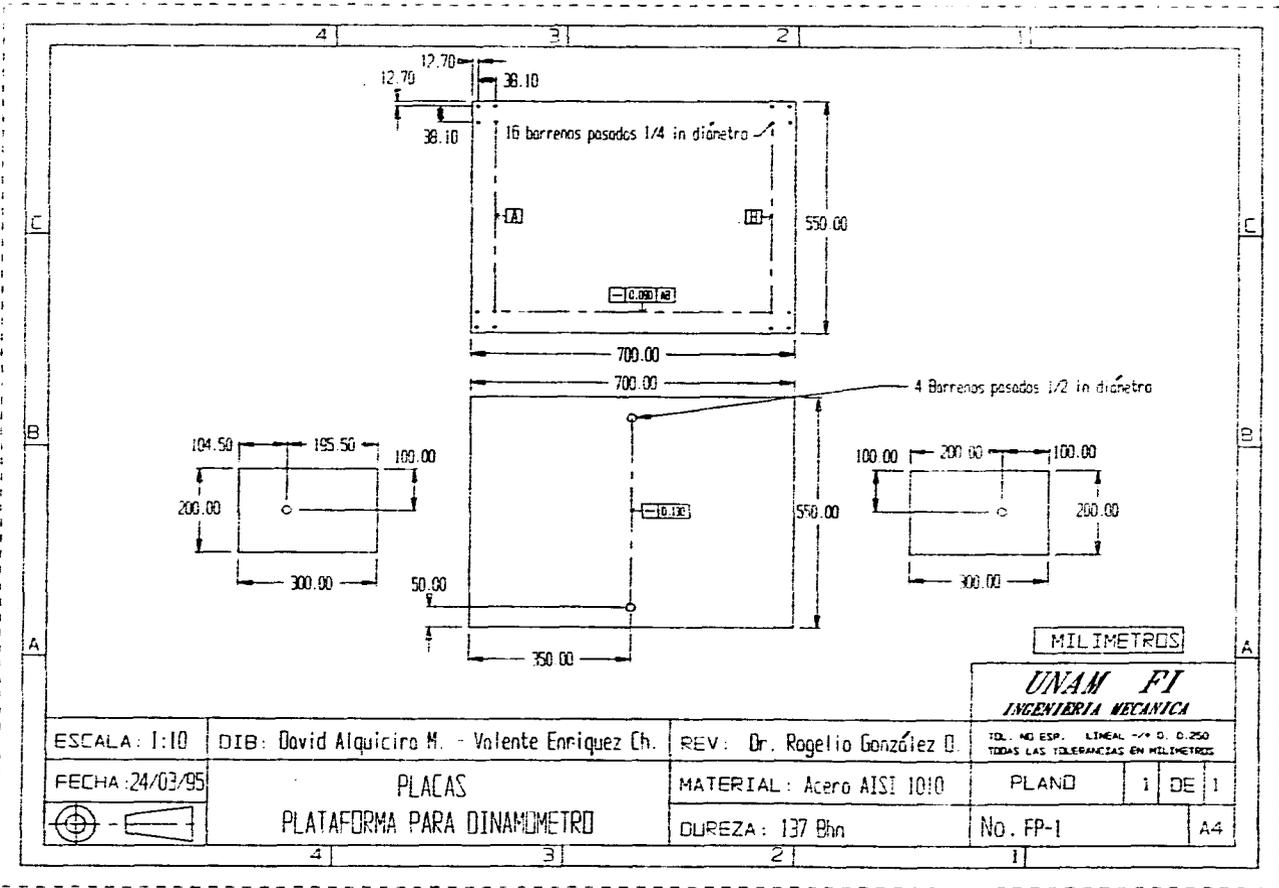
No. FB-1 A4

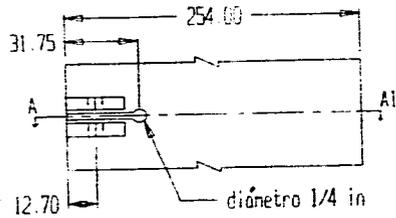


MILIMETROS

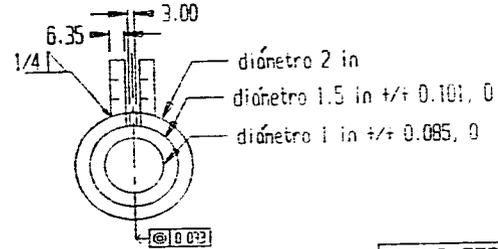
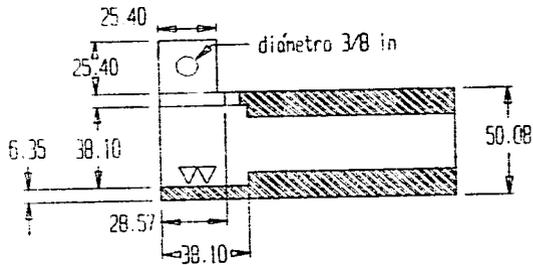
**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

ESCALA: 1.5	DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelio González	TOL. NO ESP. EN MM	LINEAL +/- 0.500	ANGULAR +/- 3.00
FECHA: 22/10/95	ANCLA BANCADA	MATERIAL: Hierro dulce	PLANO	1	DE 1
		DUREZA: 137 Ckn	No. FB 2		A4





Corte A-A1



MILIMETROS

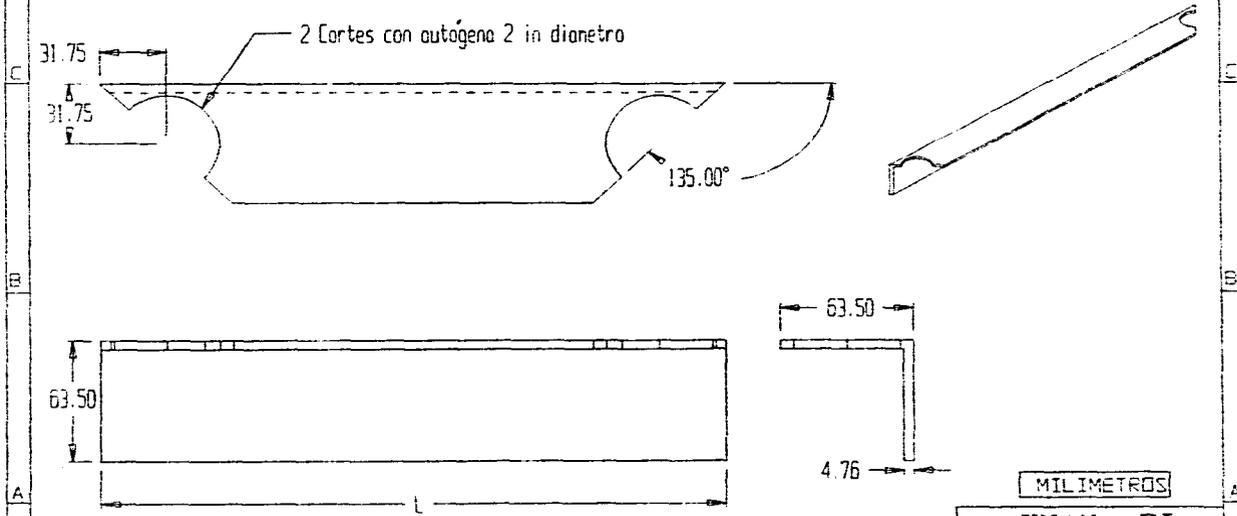
**UNAM FI**  
**INGENIERIA MECANICA**

ESCALA: 1:2	DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelio González D.	TOL. NO ESP. LINEAL --- 0.0256 TODAS LAS TOLERANCIAS EN MILIMETROS	
FECHA: 23/03/95	BARRA HUECA PLATAFORMA PARA DINAMOMETRO	MATERIAL: Acero AISI 1045	PLANO	1 DE 1
		DUREZA: 233-285 Bhn	No. FP-3	A4

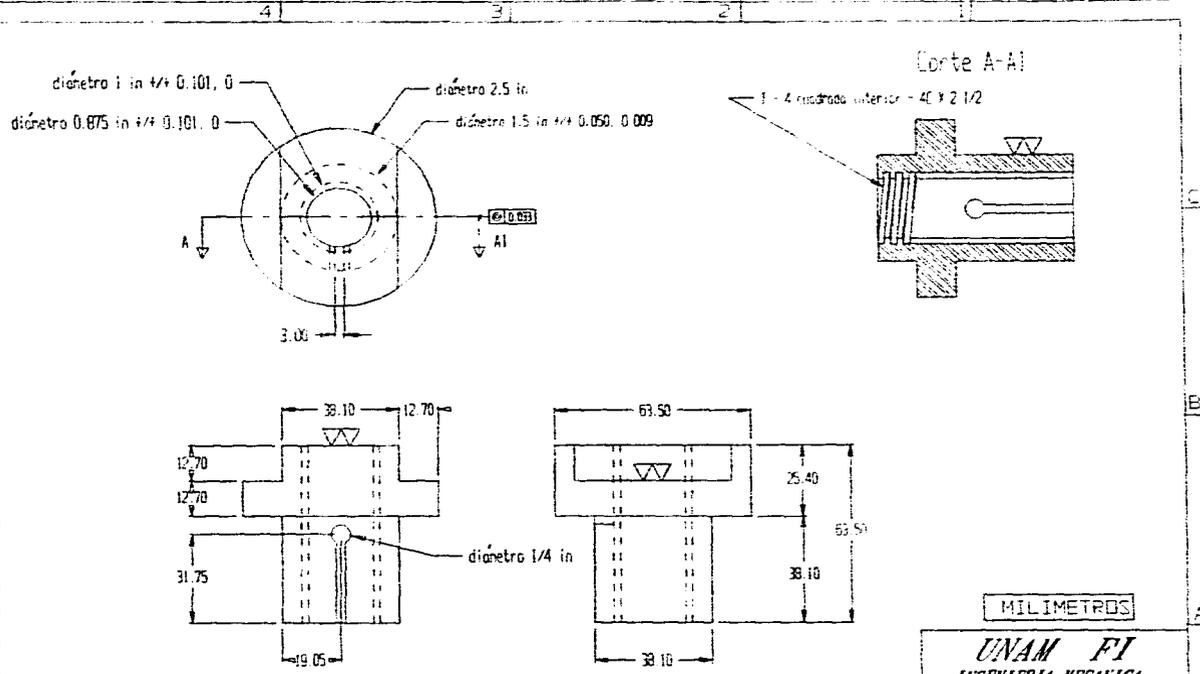
NOTA: SE FABRICA EN DOS LONGITUDES

L1=700 mm

L2=550 mm



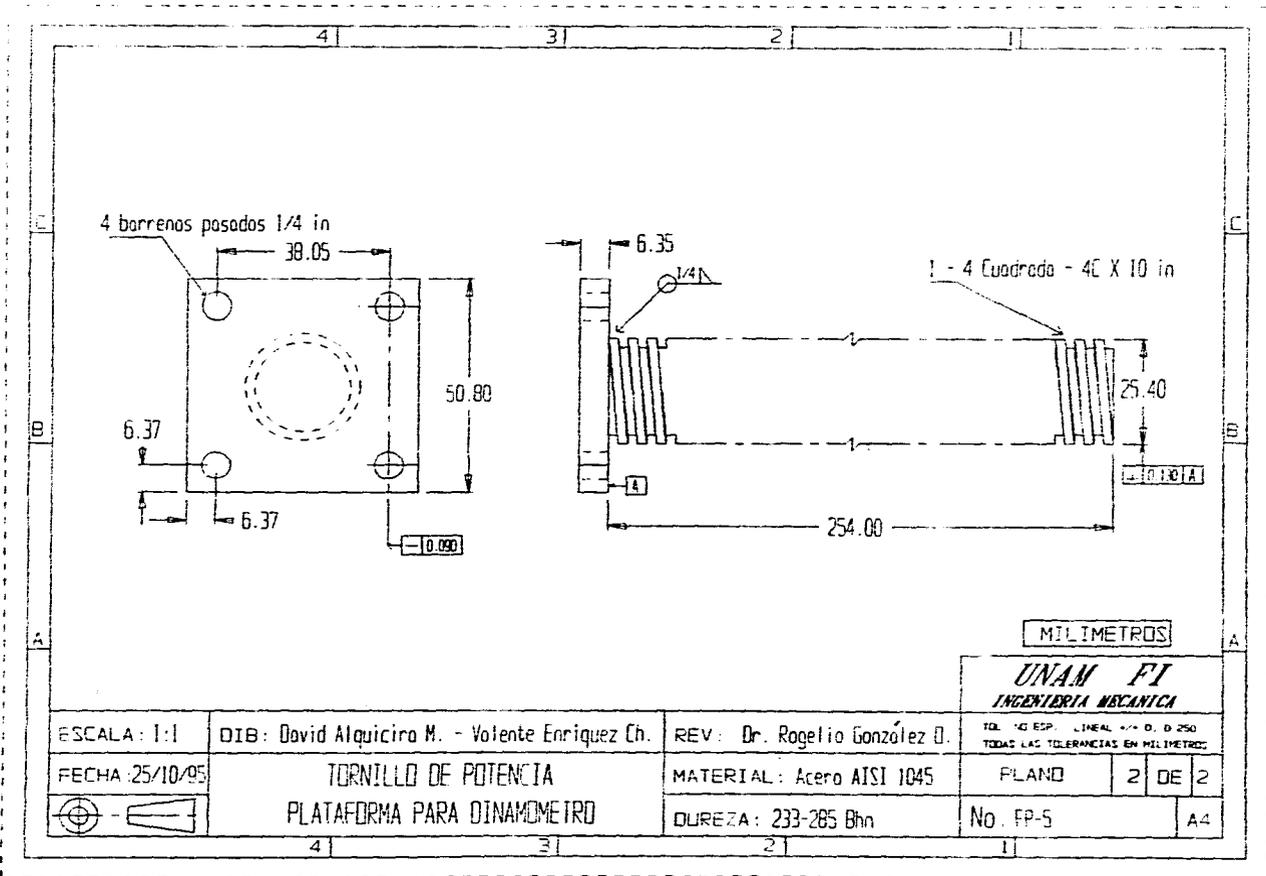
ESCALA: 1:5	DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelia González D.	TOL. ±0.050 EN MM LINEAL ±0.0250 ANGULAR ±0.100	
FECHA: 24/03/96	ANGULO	MATERIAL: Hierro dulce	PLANO	I GE I
	PLATAFORMA PARA DINAMOMETRO	DUREZA: 137 Bhn	No. FP-4	A4



MILIMETROS

**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

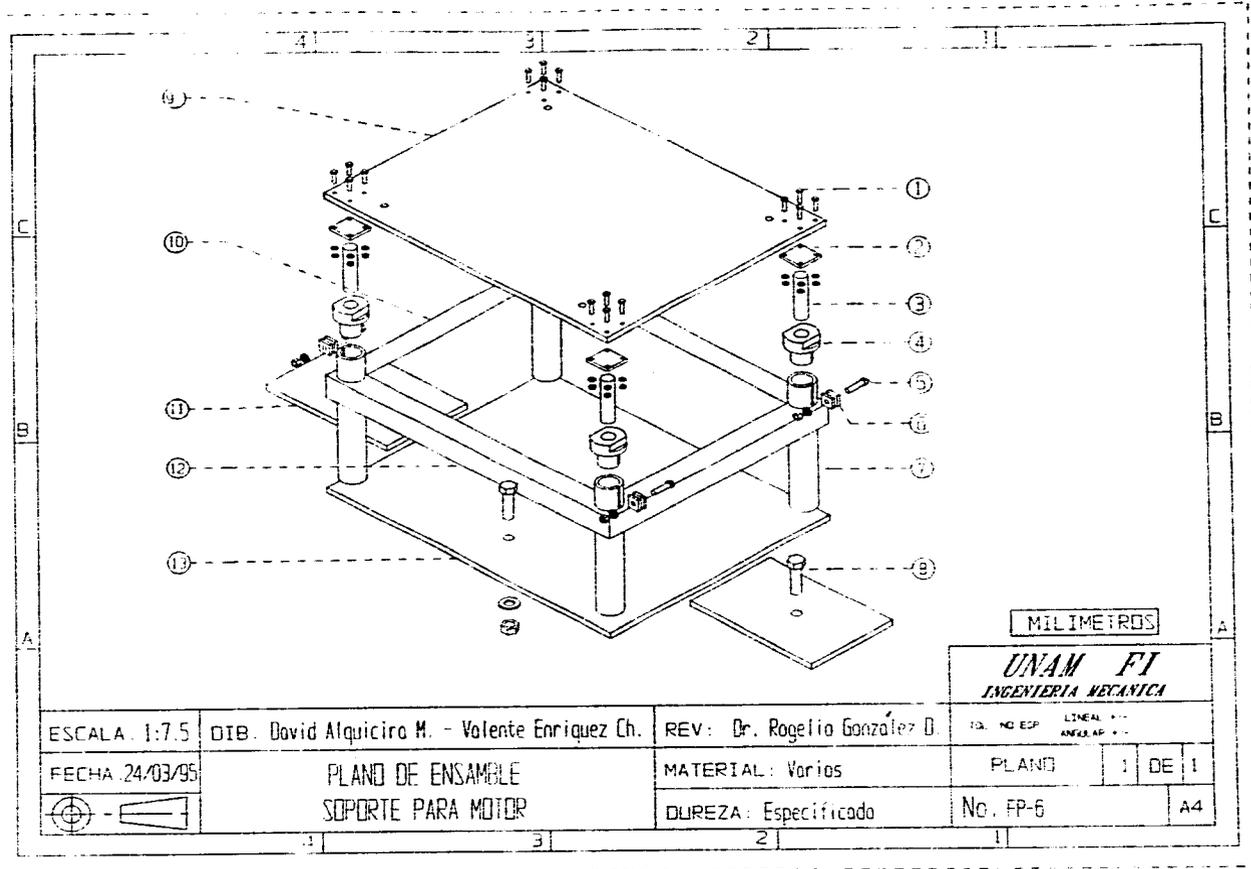
ESCALA: 1:1.5	DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelio González D.	TOL. NO ESP. LÍNEAL $+/- 0.0, 0.250$ TODAS LAS TOLERANCIAS EN MILIMETROS	
FECHA: 27/11/95	TUERCA	MATERIAL: Acero AISI 1045	PLANO	1 DE 2
	PLATAFORMA PARA DINAMOMETRO	DUREZA: 233-285 Bhn	No. FP-5	A4



MILIMETROS

**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

ESCALA: 1:1	DIB: David Alquicira M. - Volente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelio González D.	TOL. 10 ESP. LINEAL +/- D. 0.250 TODAS LAS TOLERANCIAS EN MILIMETROS	
FECHA: 25/10/95	TORNILLO DE POTENCIA	MATERIAL: Acero AISI 1045	PLANO	2 DE 2
	PLATAFORMA PARA DINAMOMETRO	DUREZA: 233-285 Bhn	No. FP-5	A4



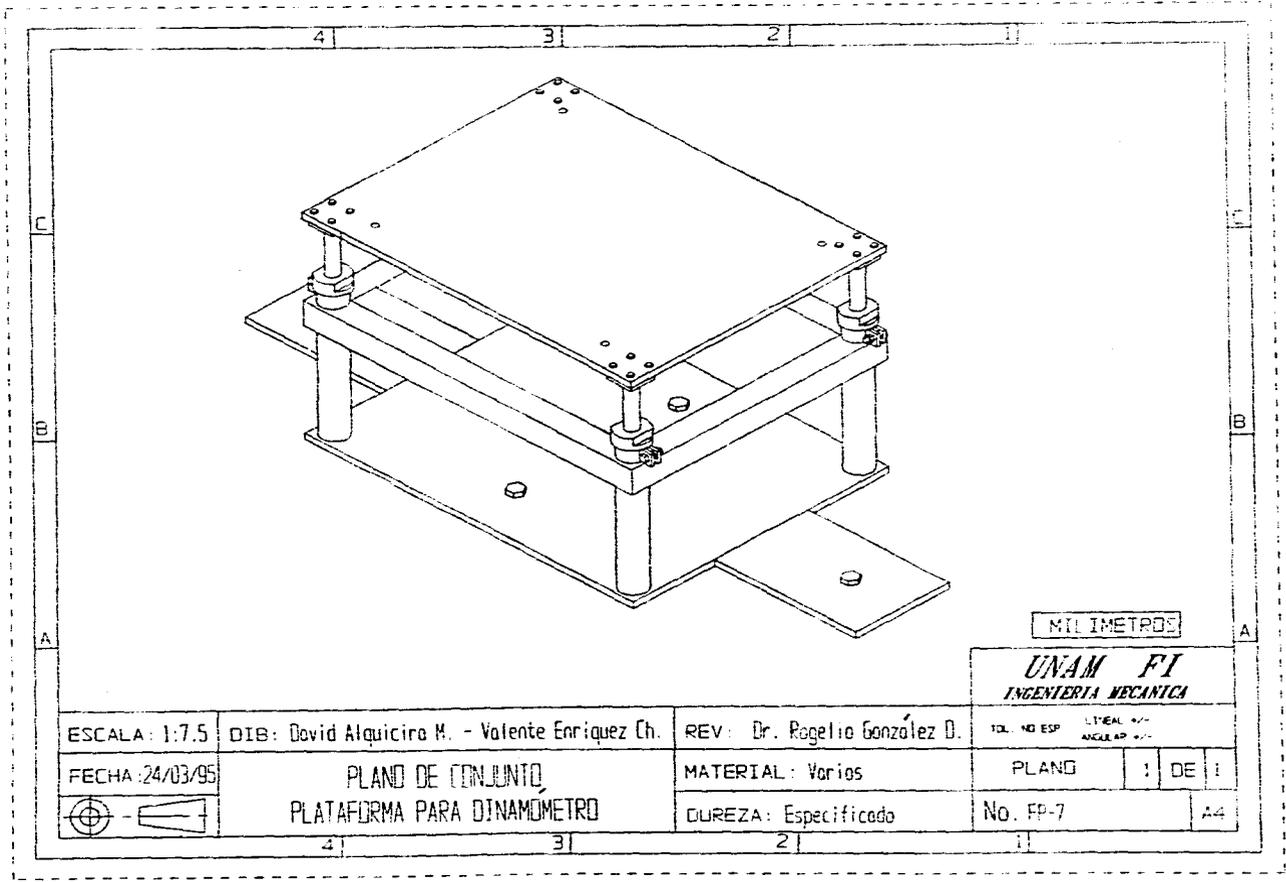
MILIMETROS

**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

ESCALA: 1:7.5	DIB. David Alquicira M. - Volente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelio González D.	EQ. NO ESP.	LINEAL: 1:1	ANGULAR: 1:1
FECHA: 24/03/95	PLANO DE ENSAMBLE SOPORTE PARA MOTOR		MATERIAL: Varios	PLANO	1 DE 1
		DUREZA: Especificado	No. FP-6	A4	

Lista de partes de la plataforma para dinamómetro.

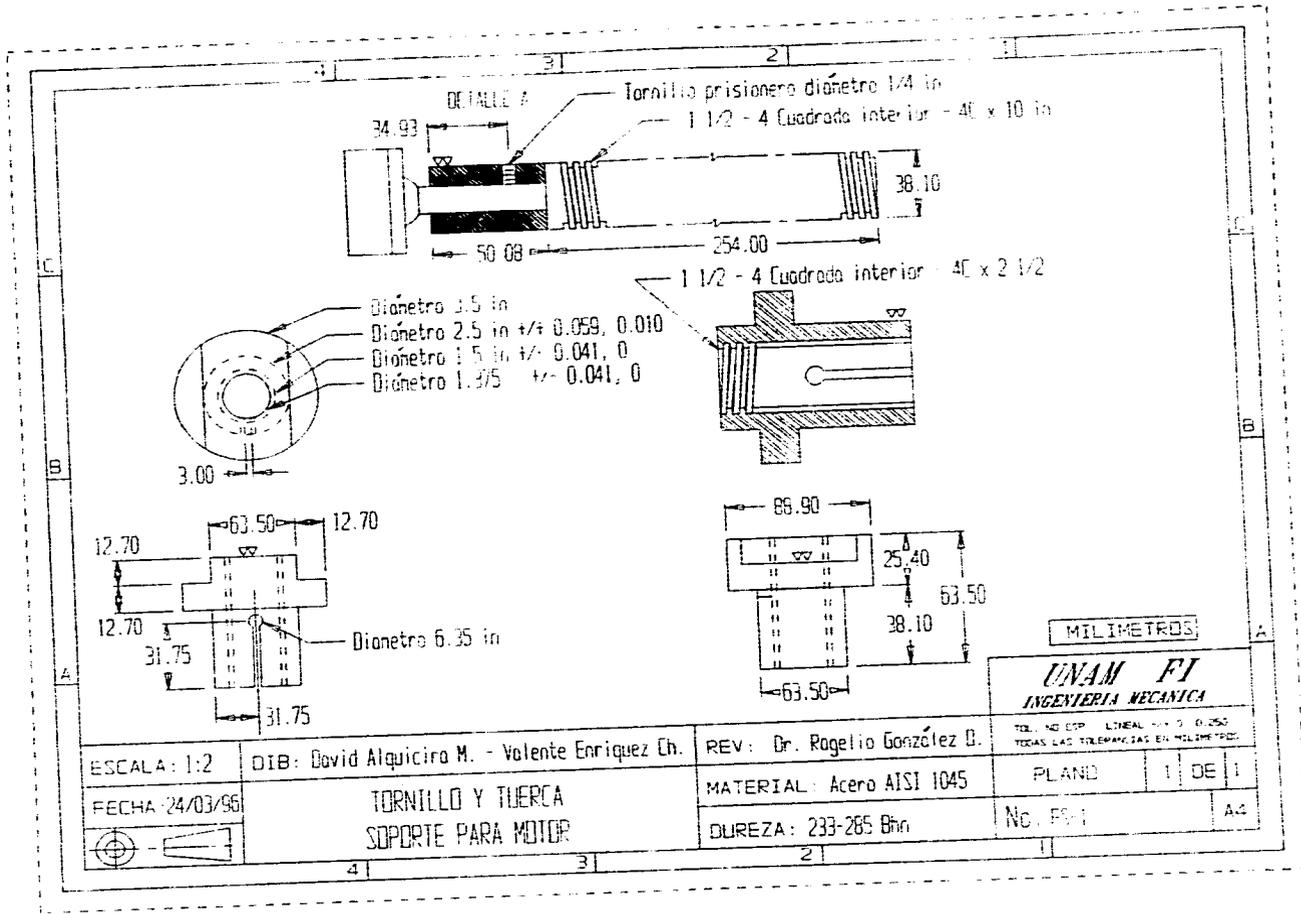
CLAVE	NOMBRE DE LA PIEZA	CANTIDAD	OBSERVACIONES
1	Tornillo cabeza hexagonal 1/4 x 2" 20 UNC con tuerca hexagonal SAE grado 2 y rondana de presión.	16	Tamaño comercial.
2	Placa negra cortada.	4	Ver plano FP-1
3	Tornillo de potencia.	4	Ver plano FP-5
4	Tuerca para el tornillo de potencia.	4	Ver plano FP-5
5	Tornillo cabeza hexagonal 3/8 x 2 1/2" 16 UNC con tuerca hexagonal SAE grado 2 y rondana de presión.	4	Tamaño comercial.
6	Placa negra cortada.	8	Ver plano FP-3
7	Barra hueca.	4	Ver plano FP-3
8	Tornillo cabeza hexagonal 3/4 x 2 1/2" 10 UNC con tuerca hexagonal SAE grado 2 y rondana de presión.	4	Tamaño comercial.
9	Placa superior.	1	Ver plano FP-1
10	Angulo 2 1/2".	2	Ver plano FP-4
11	Placa inferior.	2	Ver plano FP-1
12	Angulo 2 1/2".	2	Ver plano FP-4
13	Placa inferior.	1	Ver plano FP-1



MILIMETROS

**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

ESCALA: 1:7.5	DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelio González D.	TOL. NO ESP.	LITRAL NO ANGULAR
FECHA: 24/03/95	PLANO DE CONJUNTO PLATAFORMA PARA DINAMOMETRO	MATERIAL: Varios	PLANO	1 DE 1
		DUREZA: Especificado	No. EP-7	A4



MILIMETROS

**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

TEL. NO ESP. LINEAL 562 0250  
TODAS LAS TOLERANCIAS EN MILIMETROS

ESCALA: 1:2

DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.

REV: Dr. Rogelio González D.

FECHA: 24/03/96

TORNILLO Y TUERCA  
SOPORTE PARA MOTOR

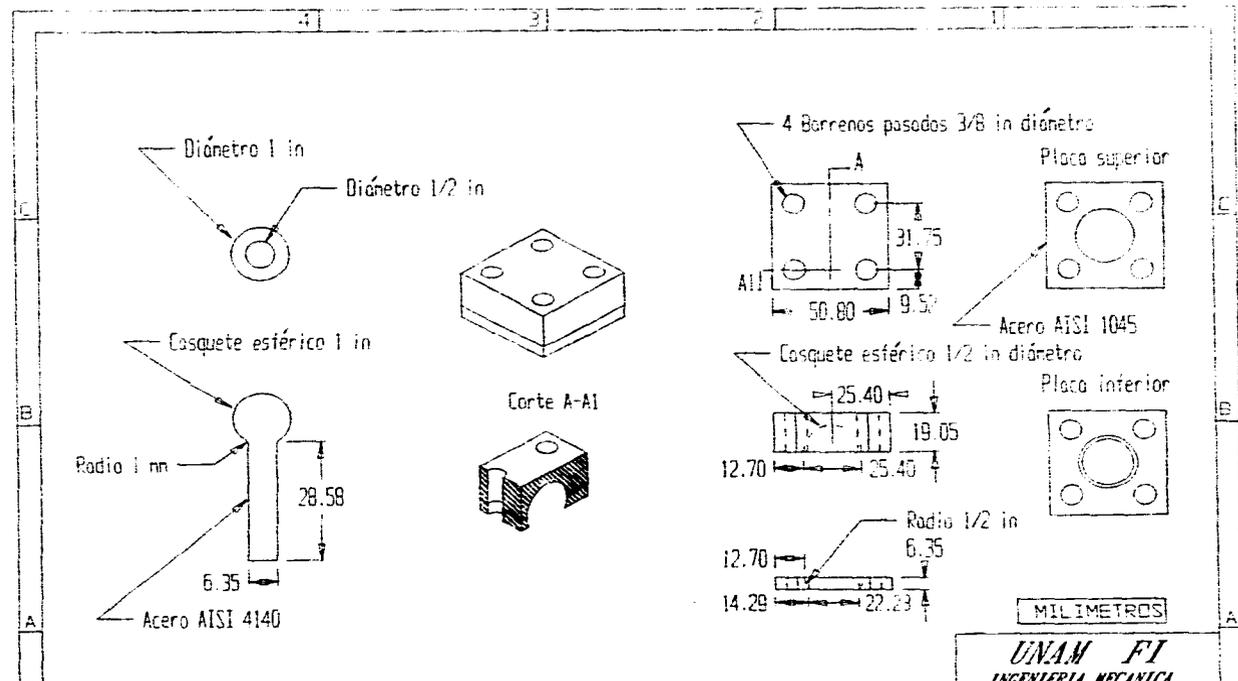
MATERIAL: Acero AISI 1045

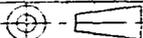
PLANO 1 DE 1

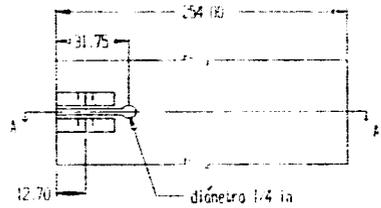
DUREZA: 233-285 Bhn

Nº. 591

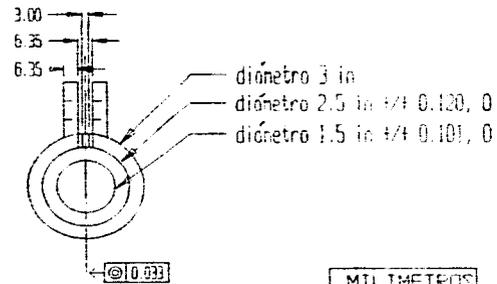
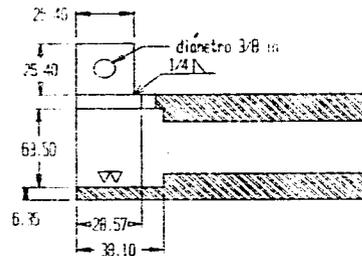
A.C.



E. ESCALA: 1:2		DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.		REV: Dr. Rogelio González D.		TOL. NO ESP. LINEAL $\pm 0.250$ TODAS LAS TOLERANCIAS EN MILIMETROS	
FECHA: 24/03/95		ROTULA SOPORTE PARA MOTOR		MATERIAL: Especificado		PLANO	1 DE 1
				DUREZA: 302-352 Bhn		No. FS-2	A4



CORTE A-A1



MILIMETROS

**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

ESCALA: 1:2

DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.

REV: Dr. Rogelio González B.

TOL. NO ESP. UNAM FI - O. 0.250  
TODAS LAS TOLERANCIAS EN MILIMETROS.

FECHA: 16/10/95

BAPPA HUECA  
SOPORTE PARA MOTOR

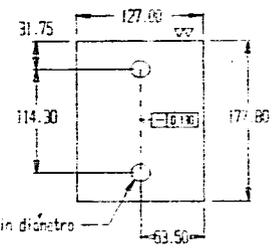
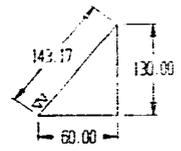
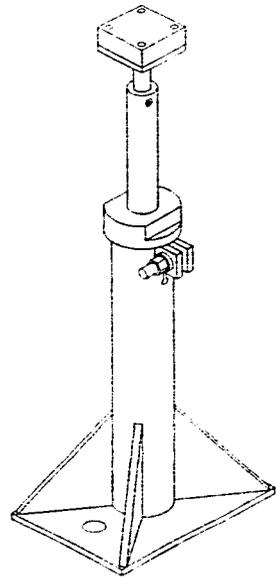
MATERIAL: Acero AISI 1045

PLANO 1 DE 1

DUREZA: 233-285 Bhn

No. FS-3

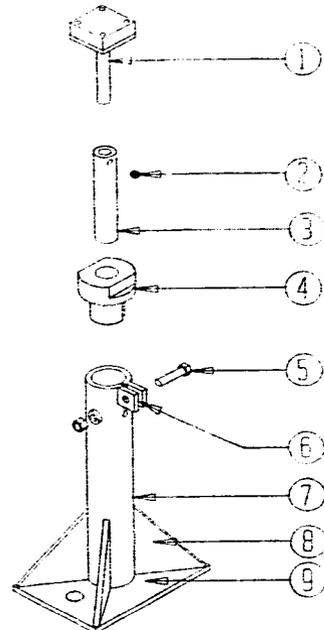
A-1



2 Barrenos pasados 3/4 in diámetro

MILIMETROS

ESCALA: 1:5	DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelio Gonzalez D	UNAM FI INGENIERIA MECANICA	
FECHA: 24/03/95	PLANO DE CONJUNTO, BASE Y REFUERZO	MATERIAL: Acero AISI 1010	TOL. NO ESP. LINEAL: ± 0.0250 TOL. ANG. Y PERPENDIC. EN MILIMETROS	
	SOPORTE PARA MOTOR	DUREZA: 137 Bln.	PLANO	1 DE 1
			No. FS-4	A4



MILIMETROS

**UNAM FI**  
INGENIERIA MECANICA

ESCALA: 1:4	DIB: David Alquicira M. - Valente Enriquez Ch.	REV: Dr. Rogelio González D.	TOL. NO ESP.	LINEAL 0.10	ANGULAR 0.10
FECHA: 24/03/96	PLANO DE ENSAMBLE SOPORTE PARA MOTOR	MATERIAL: Especificado	PLANO	1	DE 1
		DUREZA: Especificado	No. FS-5		2.0

4 | 3 | 2 | 1

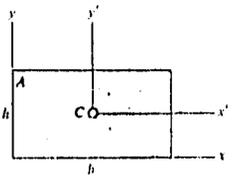
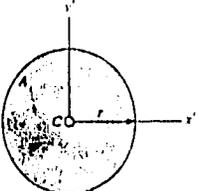
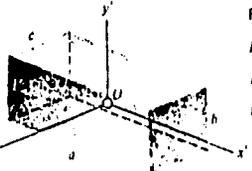
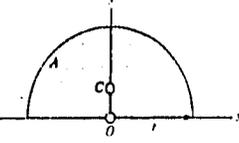
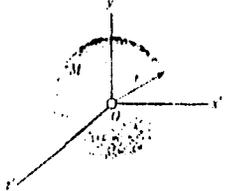
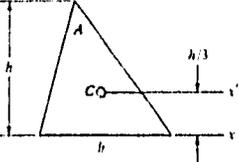
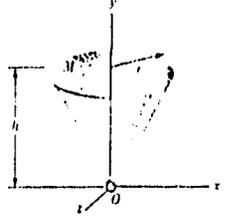
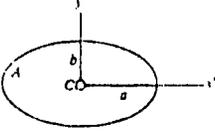
Lista de partes de los soportes para motor.

CLAVE	NOMBRE DE LA PIEZA	CANTIDAD	OBSERVACIONES
1	Rótula.	4	Ver plano FS-2
2	Tornillo prisionero allen 1/4 x 3/8 24 UNF SAE grado 3.	4	Tamaño comercial.
3	Tornillo de potencia.	4	Ver plano FS-1
4	Tuerca para el tornillo de potencia.	4	Ver plano FS-1
5	Tornillo cabeza hexagonal 1/2 x 2 1/2" 12 UNC con tuerca hexagonal SAE grado 2 y rondana de presión.	4	Tamaño comercial.
6	Placa negra cortada.	8	Ver plano FS-3
7	Barra hueca.	4	Ver plano FS-3
8	Placa cortada.	16	Ver plano FS-4
9	Placa cortada.	4	Ver plano FP-1

# **Apéndice B.**

**Tablas complementarias.**

**Tabla B-1. Momentos de Inercia.<sup>Y</sup>**

Momentos de Inercia	Area A	Masa M
 <p>Rectángulo</p> $I_x = \frac{1}{12} bh^3$ $I_y = \frac{1}{12} hb^3$ $I_x = \frac{1}{3} ht^3$ $I_y = \frac{1}{3} hb^3$ $J_C = \frac{1}{12} bh(b^2 + h^2)$		 <p>Cilindro circular</p> $I_x = \frac{1}{2} Mr^2$ $I_y = I_z = \frac{1}{12} M(3a^2 + L^2)$ <p>Nota: Para varillas delgadas, <math>r = 0</math>, <math>I_y = I_z = \frac{1}{12} ML^2</math>                  Para disco delgado, <math>L = 0</math>, <math>I_x = \frac{1}{2} Mr^2</math>, <math>I_y = I_z = \frac{1}{4} Mr^2</math></p>
 <p>Círculo</p> $I_x = I_y = \frac{1}{8} \pi r^4$ $J_C = \frac{1}{2} \pi r^4$		 <p>Prisma rectangular</p> $I_x = \frac{1}{12} M(th^3 + c^2)$ $I_y = \frac{1}{12} M(a^2 + c^2)$ $I_z = \frac{1}{12} M(a^2 + b^2)$ <p>Nota: Para placa delgada con <math>c = 0</math>,</p> $I_x = \frac{1}{12} Mth^3$ $I_y = \frac{1}{12} Ma^3$ $I_z = \frac{1}{12} M(a^2 + b^2)$
 <p>Semicírculo</p> $I_x = I_y = \frac{1}{8} \pi r^4$ $J_O = \frac{1}{4} \pi r^4$ <p>Nota: para un cuarto de círculo,</p> $I_x = I_y = \frac{1}{16} \pi r^4$ $J_O = \frac{1}{8} \pi r^4$		 <p>Esfera</p> $I_x = I_y = I_z = \frac{2}{5} Mr^2$
 <p>Triángulo</p> $I_x = \frac{1}{36} bh^3$ $I_y = \frac{1}{12} bh^3$		 <p>Cono circular</p> $I_x = I_y = \frac{3}{8} M(\frac{r^2}{4} + h^2)$ $I_z = \frac{3}{10} Mr^2$
 <p>Elipse</p> $I_x = \frac{1}{4} \pi ab^3$ $I_y = \frac{1}{4} \pi ba^3$ $J_C = \frac{1}{4} \pi ab(a^2 + b^2)$		

<sup>Y</sup>Tomada de I. BELA, Sandor. Ingeniería mecánica estática. 2 ed. México, Ed. Prentice-Hall, 1989. 456 p.

**Tabla B-2. Propiedades típicas de materiales ferrosos fundidos.\***

MATERIAL N.º ESPECIFICACION	RESISTENCIA MÁXIMA				RESIS. TRANSV. kg (e)	LÍMITE DE FATIGA S <sub>n</sub> (f) kg/cm <sup>2</sup>	FLUENCIA EN TRACCIÓN S <sub>e</sub> kg/cm <sup>2</sup>	MÓDULO DE ELASTI- CIDAD E X 10 <sup>-4</sup> kg/cm <sup>2</sup>
	S <sub>u</sub> kg/cm <sup>2</sup>	S <sub>u</sub> kg/cm <sup>2</sup>	S <sub>u</sub> kg/cm <sup>2</sup>	F <sub>0.2</sub> kg/cm <sup>2</sup>				
<b>HIERRO GRIS (g) (fund. simple- mente sin tratamiento)</b>	(d)	(d)				(e)		(h)
ASTM SAE(a)								
20 110 . . . . .	1 406(f)	5 835	2249	1828	839	703		0,675(f)
25 . . . . .	1 757(f)	6 819	2460	2249	986	808		0,818(f)
30 . . . . .	2 109(f)	7 662	2882	2812	1145	984		0,914(f)
35(g) 120 . . . . .	2 461(f)	8 718	3445	3409	1292	1124		1,019(f)
40(g) 121 . . . . .	2 812(f)	9 843	3656	4007	1440	1300		1,124(f)
50(g) . . . . .	3 515(f)	11 530	4499	5132	1632	1511		1,321(f)
60(g) . . . . .	4 218(f)	13 147	4218	6221	1678	1722		1,434(f)
Ni-Resist, Inco K-6 . . . . .	1 757(f)	7 030(f)					1 968(f)	0,843(f)
Mechanite (w) . . . . .	2 461(f)							0,843(f)
<b>HIERRO MALLEABLE</b>								
ASTM Grado								
A47-52 32 510 . . . . .	3 656	(o)	3374	4077		1792	2 390	1,757
A47-52 35 018 . . . . .	3 866	(o)	3023	4077		1898	2 566	1,757
<b>HIERRO FUNDIDO MODULAR (j)</b>								
60-45-10 (recuado) (q) . . . . .	4 921	(s)		4007		2109	3 866	1,617
80-60-03 (fund. simplem.) (p) . . . . .	6 187	(s)		5132		2812	4 569	1,617
100-70-03 (trat. térmico) (r) . . . . .	7 734	(s)		6187		3093(e)	5 624	1,617
<b>ACERO MOLDEADO</b>								
ASTM SAE(a)								
A27-58(i) . . . . .	4 218(f)	4 218(f)	MÁX. CONT. DE CARBONO Y TRATAMIENTO TÉRMICO 0,3 % C, Recocido		1757	2 109(f)	2,109	
A27-58(i) 0030(k) . . . . .	4 569(f)	4 569(f)	0,3 % C, Normalizado		1968	2 460(f)	2,109	
A27-58 . . . . .	4 921(f)	4 921(f)	0,35 % C, Normalizado		2179	2 531(f)	2,109	
A27-58 . . . . .	4 921(f)	4 921(f)	0,25 % C, Normalizado			2 812(f)	2,109	
A148-58 080 . . . . .	5 624(f)	5 624(f)	N&T		2460	2 812(f)	2,109	
A148-58 . . . . .	5 624(f)	5 624(f)	WQT		2460	3 515(f)(v)	2,109	
A148-58 090 . . . . .	6 327(f)(v)	6 327(f)	N&T		2882	4 218(f)	2,109	
A148-58 0105 . . . . .	7 381(f)	7 381(f)	WQT		3445	5 976(f)	2,109	
A148-58 . . . . .	8 437(f)	8 437(f)	WQT		3866	6 679(f)(w)	2,109	
A148-58 0150 . . . . .	10 546(f)	10 546(f)	WQT		4569	8 784(f)	2,109	
A148-58 0175 . . . . .	12 303(f)	12 303(f)	WQT		5413	10 194(f)	2,109	

\*Tomada de MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México, Ed. Limusa, 1992. 802 p.

**Tabla B-3. Propiedades típicas de materiales ferrosos forjados.\***

Para todos los aceros forjados:

Módulo de elasticidad en tracción o compresión,  $E = 2109\,000\text{ kg/cm}^2$  (o bien  $30 \times 10^6\text{ psi}$ ). (Para hierro dulce,  $E = 1\,968\,000\text{ kg/cm}^2$ , o bien  $28 \times 10^6\text{ psi}$ .)

Módulo de elasticidad en cizalladura o torsión,  $G = 808\,500\text{ kg/cm}^2$  (o bien  $11,5 \times 10^6\text{ psi}$ ). (Para hierro dulce,  $G = 703\,000\text{ kg/cm}^2$ , o bien  $10 \times 10^6\text{ psi}$ .)

La resistencia de fluencia en torsión (cizalladura) está comprendida frecuentemente entre 0,5s<sub>y</sub> y 0,6s<sub>y</sub>. Se emplea 0,6s<sub>y</sub>.

Límite de fatiga de una probeta pulida, flexión invertida, aproximadamente s<sub>e</sub>; tabla AT 10.

Límite de fatiga en torsión invertida, aproximadamente 0,6s<sub>e</sub>; véase § 4.7.

El coeficiente de Poisson es aproximadamente de 0,25 a 0,33. Se emplea 0,3 para el acero.

La densidad es aproximadamente 7,85 kg/dm<sup>3</sup> (o bien 0,284 lb/pulg<sup>3</sup>). (Para hierro dulce, 7,75 kg/dm<sup>3</sup>, o bien 0,28 lb/pulg<sup>3</sup>.)

MATERIAL N.º AISI	ESTADO (c)	MÁXIMA RESISTENCIA		RESISTENCIA DE FLUENCIA EN TRACCIÓN s <sub>y</sub> kg/cm <sup>2</sup> ksi	ALARGA- MIENTO EN 5,03 cm (2 pulg)	REDUC- CIÓN ÁREA %	NOB (DIN)
		s <sub>u</sub> kg/cm <sup>2</sup> ksi	s <sub>u</sub> (d) kg/cm <sup>2</sup> ksi				
Hierro dulce Acero forjado	Laminado simple	3 374(a)48(a)	2 531 36	1 757(a)25(a)	35		
C1010(k)	Estirado en frío	4 710 67	3 515 50	3 867 55	25	57	137
C1013(k)	Estirado en frío	5 413 77	4 077 58	4 429 63	25	63	170
C1020	Laminado simple	4 569 65	3 445 49	3 374 48	36	59	143
C1020	Normalizado	4 499 64	3 797* 54*	3 515 50	39	69	131
C1020	Recocido	4 007 57	3 023 43	2 952 42	36,5	66	111
C1020(k)	Estirado en frío	5 483 78	4 077 58	4 640 66	20	59	156
C1022	Laminado simple	5 062 72	3 797 54	3 656 52	35	67	149
C1030	Laminado simple	5 624 80	4 218 60	3 586 51	32	56	179
C1035	Laminado simple	5 976 85	4 499 64	3 867 55	29	58	190
C1045	Laminado simple	6 749 96	5 062 72	4 148 59	22	45	215
C1095	Normalizado	9 913 141	7 381 105	5 624 80	8	16	285
H1113(k)	Acabado en frío	5 835 83	4 359 62	5 062 72	14	40	170
H1113	Laminado simple	4 921 70		3 163 45	25	40	138
C1118	Laminado simple	5 273 75	3 937 56	3 234 46	32	70	149
C1118(k)	Estirado en frío	5 624 80	4 218 60	5 273 75	16	57	180
C1144	OQT 1000 (538° C)	8 296 118	6 187 88	5 835 83	19	46	235
1340	OQT 1200 (649° C)	7 945 113	5 905 84	6 468 92	21	61	229
13B45	OQT 800 (427° C)	13 147 187	9 843 140	12 303 175	16	56	
2317(e)	OQT 1000 (538° C)	7 451 106	5 554 79	4 991 71	27	72	220
2340(e)	OQT 1000 (538° C)	9 632 137	7 241 103	8 437 120	22	60	285
3150	OQT 1000 (538° C)	10 616 151	7 945 113	9 140 130	16	54	300
3250(e)	QT 1000 (538° C)	11 670 166	8 577 122	10 264 146	16	52	340
4063	OQT 1000 (538° C)	12 655 180	9 491 135	11 249 160	14	43	375
4130	WQT 1100 (593° C)	8 929 127	6 679 95	8 015 114	18	62	260
4130(e)	Estirado en frío	8 577 122	6 398 91	7 381 105	16	45	248
4340(e)	Estirado en frío	8 577 122	6 398 91	7 381 105	15	45	248
4640(e)	OQT 1000 (538° C)	10 686 152	7 311 104	9 140 130	19	56	310
5140(e)	OQT 1000 (538° C)	10 546 150	7 945 113	8 999 128	19	55	300
5140(e)	Estirado en frío	7 381 105	5 554 79	6 187 88	18	52	212
8630	Estirado en frío 10 %	8 085 115	6 046 86	7 030 100	22	53	222
8640	OQT 1000 (538° C)	11 249 160	8 437 120	10 546 150	16	55	330
8760	OQT 800 (427° C)	15 468 220	11 600 165	14 068 200	12	43	429
9255	OQT 1000 (538° C)	12 655 180	9 491 135	11 249 160	15	32	352
9440	OQT 1000 (538° C)	10 686 152	7 311 104	9 491 135	18	61	311
9850	OQT 1100 (593° C)	12 655 180	9 491 135	11 108 158	15	48	360

\*Tomada de MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México, Ed. Limusa, 1992. 802 p.

**Tabla B-4. Series de rosca.\***

**Tabla 1. Series de rosca gruesa, UNC y NC**  
(Todas las dimensiones están en pulgadas. El tipo negro indica rosas unificadas.)

Identificación	Tamaño	Hilo por pulg. n	Diámetros básicos de tornillos		Roscas externas				Roscas internas		Áreas de las secciones	
			Diámetro mayor, D <sup>a</sup> máx.	Diámetro de paso, E máx.	Diámetro menor básico, K.	Huecos <sup>†</sup> , clases 1A y 2A	Tolerancias diám. mayor, <sup>‡</sup> clase 1A	Tolerancias diám. mayor, <sup>‡</sup> clases 2A y 3A	Diám. menor, A, mín.	Tolerancias diám. menor, <sup>‡</sup> clases 1B, 2B y 3B	Diám. menor básico mín., pulg. cuad.	Área de esfuerzo, pulg. cuad.
1 (0.973)	64	0.9739	0.0629	0.0538	0.0006	.....	0.0018	9.0561	0.0062	0.0012	0.0026	
2 (1.040)	56	0.0860	0.0744	0.0641	0.0004	.....	0.0041	0.0662	0.0070	0.0031	0.0016	
3 (0.999)	48	0.0979	0.0853	0.0734	0.0007	.....	0.0045	0.0764	0.0081	0.0041	0.0048	
4 (0.118)	60	0.1180	0.0860	0.0810	0.0008	.....	0.0051	0.0849	0.0090	0.0050	0.0080	
5 (0.123)	48	0.1230	0.1088	0.0949	0.0008	.....	0.0051	0.0979	0.0093	0.0067	0.0079	
6 (0.126)	32	0.1260	0.1177	0.0987	0.0008	.....	0.0060	0.1042	0.0098	0.0076	0.0090	
8 (0.164)	24	0.1640	0.1497	0.1297	0.0008	.....	0.0060	0.1302	0.0097	0.0120	0.0130	
10 (0.180)	24	0.1800	0.1620	0.1380	0.0010	.....	0.0072	0.1448	0.0106	0.0143	0.0176	
12 (9.216)	24	0.2160	0.1849	0.1649	0.0010	.....	0.0072	0.1709	0.0098	0.0206	0.0249	
1/4	20	0.2000	0.1878	0.1807	0.0011	0.0123	0.0081	0.1959	0.0108	0.0209	0.0317	
1/4	18	0.2188	0.2184	0.2443	0.0012	0.0131	0.0087	0.2224	0.0108	0.0484	0.0682	
3/8	18	0.2780	0.2364	0.2089	0.0013	0.0143	0.0094	0.2073	0.0109	0.0678	0.0773	
3/8	16	0.4973	0.2971	0.2699	0.0016	0.0158	0.0103	0.2693	0.0119	0.0833	0.1080	
1/2	12	0.4000	0.4000	0.4000	0.0015	0.0163	0.0109	0.4167	0.0117	0.1257	0.1616	
1/2	12	0.4000	0.4490	0.3970	0.0018	0.0173	0.0114	0.4096	0.0123	0.1205	0.1374	
3/4	12	0.3865	0.5084	0.4803	0.0018	0.0173	0.0114	0.4723	0.0120	0.1820	0.1818	
3/4	11	0.4850	0.4850	0.4120	0.0018	0.0192	0.0131	0.4386	0.0125	0.2019	0.2306	
3/4	10	0.7900	0.6850	0.6873	0.0018	0.0194	0.0139	0.6417	0.0128	0.2020	0.2340	
3/4	9	0.6760	0.6080	0.7397	0.0019	0.0208	0.0139	0.7647	0.0134	0.4193	0.4612	
1	8	1.0000	0.9180	0.8460	0.0020	0.0225	0.0150	0.8647	0.0160	0.5510	0.6081	
1 1/4	7	1.1880	1.0220	0.9497	0.0022	0.0244	0.0164	0.8704	0.0171	0.6031	0.7487	
1 1/4	7	1.2800	1.1878	1.0767	0.0022	0.0244	0.0164	1.0654	0.0171	0.8098	0.9484	
1 3/8	6	1.3780	1.2667	1.1706	0.0024	0.0273	0.0182	1.1968	0.0200	1.0541	1.1938	
1 3/8	6	1.8000	1.2617	1.2966	0.0024	0.0273	0.0182	1.8196	0.0200	1.2830	1.6041	
1 3/8	5	1.7900	1.2801	1.2648	0.0027	0.0308	0.0200	1.5335	0.0240	1.7461	1.8883	
2	4 1/2	2.0000	1.8587	1.7274	0.0030	0.0330	0.0220	1.7564	0.0267	2.2001	3.4971	
2 1/4	4 1/2	2.2800	2.1087	1.9776	0.0029	0.0330	0.0220	2.0084	0.0267	3.0213	3.4484	
2 1/4	4	2.8000	2.5276	2.1833	0.0031	0.0337	0.0238	2.5294	0.0300	3.7161	5.9976	
2 1/4	4	2.7800	2.5976	2.4420	0.0032	0.0367	0.0238	3.4794	0.0300	4.6194	6.8206	
3	4	3.0000	2.8278	2.6843	0.0030	0.0367	0.0230	2.7294	0.0300	5.6200	8.8680	
3 1/4	4	3.5000	3.0876	2.9433	0.0032	0.0367	0.0238	2.9794	0.0300	6.7206	7.8990	
3 1/4	4	3.8000	3.5276	3.1833	0.0032	0.0367	0.0238	3.2294	0.0300	7.8183	8.8680	
3 3/4	4	3.7800	3.6976	3.4430	0.0034	0.0367	0.0238	3.4794	0.0300	9.2143	8.8680	
4	4	4.0000	3.8278	3.6830	0.0034	0.0367	0.0238	3.7294	0.0300	10.6084	11.0806	

Los valores anteriores se basan en una longitud de agarre igual que el diámetro nominal.  
<sup>a</sup> Diámetro mayor en la intersección de raíz redondeada con los flancos de las rosas.  
<sup>†</sup> Los huecos se aplican a las rosas externas, clases 1A y 2A solamente. El hueco para la clase 3A es cero.  
<sup>‡</sup> El diámetro mayor para rosas internas puede extenderse hasta un plano P/2A.  
<sup>§</sup> El diámetro menor para rosas externas puede extenderse hasta un plano P/3.

\* Tomada de MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México, Ed. Limusa, 1992. 802 p.

**Tabla B-5. Coeficientes aproximados para la fricción estática.<sup>Y</sup>**

Coeficientes aproximados para la fricción estática		
MATERIALES EN CONTACTO		$\mu_s$
Acero	Barro	0.6
	Grafito	0.1
	Hielo	0.1
	Metal (grasoso)	0.1
	Metal (seco)	0.7
	Teflón	0.04
Aluminio	Metal (grasoso)	0.1
	Metal (seco)	0.6-1.05
Asbesto (revestimiento o camisas para frenos)	Hierro fundido (húmedo)	0.2
	Hierro fundido (seco)	0.4
Asfalto (seco)	Llantas de hule	0.7
Caucho o hule	Carreteras resbalosas	0.1
	Madera	0.4
	Metal	0.6-0.9
Cuero	Madera	0.6
	Metal	0.4
Hierro fundido	Cuero	0.2
	Hierro fundido	1.10
	Hule	0.6-0.9
	Madera	0.3
Madera	Metal (húmedo)	0.2
	Metal (seco)	0.4
Nylon	Metal	0.3
Teflón	Metal	0.04

<sup>Y</sup>Tomada de I. BELA, Sandor. Ingeniería mecánica estática. 2 ed. México, Ed. Prentice-Hall, 1989. 456 p.

## **Apéndice C.**

Lista de tablas y figuras.

## **LISTA DE TABLAS Y FIGURAS.**

\*Figura 3.1.1. R. ASKELAND, Donald. La ciencia e ingeniería de los materiales. 1 ed. México, Ed. Grupo editorial Iberoamérica, 1987. 556 p.

\*\*Figura 3.2.1., 3.3.2., 3.3.3., 3.6.1., 3.6.5. Tabla 3.4.1., 3.5.1., 3.6.1. EDWARD SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. 3 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1985. 915 p.

\*\*\*Figura 3.2.2., 3.3.1., 3.3.4., 3.3.5., 3.3.6., 3.6.2., 3.6.3., 3.6.4., 3.6.6. Tabla 3.2.1. JUVINALL, Robert. Fundamentals of machine component design. 2 ed. U.S.A., Ed. Wiley, 1994. 387 p.

\*\*\*\*Figura 3.5.1., 3.5.2., 3.5.3., 3.5.4., 3.5.5. Tabla 3.5.2. SCHIMPKE, Paul et al. Tratado general de soldadura. 1 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1967. Tomo 3, 324 p.

\*\*\*\*\*Figura 4.2.1., 4.2.2., 4.2.3., 4.2.4. BENAJES, J. et al. Instrumentación en motores de combustión interna alternativos. 1 ed. Valencia, Ed. Universidad Politécnica de Valencia, 1988. 212 p.

\*\*\*\*\*Figura 4.2.5., 4.2.6. CLAYTON, Industries. Instruction manual dynamometer & electronics division. El Monte, California. USA. 1976. 105 p.

## **Apéndice D.**

**Lista de referencias.**

## LISTA DE REFERENCIAS.

- [1]. ESTÍBALEZ, J.A. Proyecto de sala de pruebas para motores de combustión interna alternativos. Tesis profesional. Valencia, España. 1984. 420 p.
- [2], [3], [4], [5],[6]. R. ASKELAND, Donald. La ciencia e ingeniería de los materiales. 1 ed. México, Ed. Grupo editorial Iberoamérica, 1987. pp 97-104.
- [7], [8], [9], [10], [11]. EDWARD SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. 3 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1985. pp 187, 191-192, 384, 385-387, 380.
- [12]. JUVINALL, Robert. Fundamentals of machine component design. 2 ed. U.S.A., Ed. Wiley, 1994. pp 355-357.
- [13]. MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México, Ed. Limusa, 1992. pp 206.
- [14]. EDWARD SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. 3 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1985. pp 401.
- [15]. MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México, Ed. Limusa, 1992. pp. 212.
- [16], [17]. SCHIMPKE, Paul et al. Tratado general de soldadura. 1 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1967. Tomo 3, pp. 72-77, .177-181.
- [18]. EDWARD SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. 3 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1985. pp. 150-154.
- [19]. JUVINALL, Robert. Fundamentals of machine component design. 2 ed. U.S.A., Ed. Wiley, 1994. pp. 187-194.
- [20]. MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México, Ed. Limusa, 1992. pp. 1-3.
- [21]. INSTITUTO DE INVESTIGACIONES ELÉCTRICAS. Manual de diseño de obras civiles. 1 ed. México, Ed. C.F.E., 1981. pp 124-132,.
- [22]. FRANCO S., Porfirio. Remodelación de la sala de ensayos para M.C.I.A. Trabajo de seminario. México, 1994. pp 43-54,
- [23], [24]. MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México, Ed. RLimusa, 1992. pp. 75-76, 289-290.

[25], [26]. M. GERE, James y Stephen P. Timoshenko. Mecánica de materiales. 2 ed. México. Ed. Grupo editorial Iberoamérica, 1986. pp 229, 26.

[27]. BENAJES, J. et al. Instrumentación en motores de combustión interna alternativos. 1 ed. Valencia, Ed. Universidad Politécnica de Valencia, 1988. pp. 12-17.

[28]. M. GERE, James y Stephen P. Timoshenko. Mecánica de materiales. 2 ed. México, Ed. Grupo editorial Iberoamérica, 1986. pp. 245-247.

[29]. MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México. Ed. Limusa, 1992. pp. 206.

[30]. DOYLE, J. Procesos de manufactura. 3 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1994. pp. 126..

## **BIBLIOGRAFÍA.**

BENAJES, J. et al. Instrumentación en motores de combustión interna alternativos. 1 ed. Valencia, Ed. Universidad Politécnica de Valencia, 1988. 212 p.

CLAYTON, Industries. Instruction manual dynamometer & electronics division. El Monte, California. USA. 1976. 105 p.

EDWARD SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. 3 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1985. 915 p.

ESTÍBALEZ, J.A. Proyecto de sala de pruebas para motores de combustión interna alternativos. Tesis profesional. Valencia, España. 1984. 420 p.

FRANCO S., Porfirio. Remodelación de la sala de ensayos para M.C.I.A. Trabajo de seminario. México, 1994. 182 p.

I. BELA, Sandor. Ingeniería mecánica estática. 2 ed. México, Ed. Prentice-Hall, 1989. 456 p.

INSTITUTO DE INVESTIGACIONES ELÉCTRICAS. Manual de diseño de obras civiles. 1 ed. México, Ed. C.F.E., 1981. 234 p.

JUVINALL, Robert. Fundamentals of machine component design. 2 ed. U.S.A., Ed. Wiley, 1994. 387 p.

M. GERE, James y Stephen P. Timoshenko. Mecánica de materiales. 2 ed. México, Ed. Grupo editorial Iberoamérica, 1986. 825 p.

DOYLE, J. Procesos de manufactura. 3 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1994. pp. 206.

MORING FAIRES, Virgil. Diseño de elementos de máquina. 1 ed. México, Ed. Limusa, 1992. 802 p.

R. ASKELAND, Donald. La ciencia e ingeniería de los materiales. 1 ed. México, Ed. Grupo editorial Iberoamérica, 1987. 556 p.

SCHIMPKE, Paul et al. Tratado general de soldadura. 1 ed. México, Ed. McGraw-Hill, 1967. Tomo 3, 324 p.