

300617

28
2ej



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA

INCORPORADA A LA U. N. A. M.

**DISEÑO DE UN DINAMOMETRO HIDRAULICO
PARA TRANSMISIONES Y MOTORES AUTOMOTRICES**

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(AREA MECANICA)

P R E S E N T A

JOSE ALBERTO NAJERA CRUZ

MEXICO, D. F.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

1986



Universidad Nacional
Autónoma de México

UNAM



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 está 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.

I N D I C E

	Página
INTRODUCCION	1
CAPITULO I.- DESCRIPCION DE UN DINAMOMETRO	
A.) Funcionamiento y aplicaciones de un Dinamómetro.....	4
B.) Descripción del Dinamómetro a diseñar	17
CAPITULO II.- SISTEMA DE EJES Y RODILLOS	
A.) Diseño de Rodillos de Transmisión	22
B.) Diseño de Ejes de Transmisión	35
C.) Selección de Rodamientos	49
CAPITULO III.- ESTRUCTURA DE SOPORTE	
A.) Forma y Dimensiones Generales.....	54
B.) Cálculo de Elementos de Soporte	60
CAPITULO IV.- SISTEMA HIDRAULICO DE MEDICION DE POTENCIA	
A.) Equivalencia de una Carga de Presión en Potencia.....	78
B.) Selección e Instalación de la Bomba	83
C.) Instrumentos de Medición.....	108
CAPITULO V.- MEDICION DE REVOLUCIONES	115
CAPITULO VI.- TOMA DE LECTURAS	122
CONCLUSIONES	126
APENDICE	127
BIBLIOGRAFIA	139

I N T R O D U C C I O N

En los últimos años la crisis de energéticos que afecta al mundo ha obligado a los fabricantes de automóviles a diseñar y construir vehículos más económicos, pero con igual rendimiento a los que tradicionalmente se venían ofreciendo, para lo cual se han introducido modificaciones como son tamaños reducidos, sin afectar la capacidad de carga y funcionamiento.

Una de las principales modificaciones efectuadas ha sido la de los motores. En la actualidad se busca ofrecer motores con potencias menores, lo cual implica mayor economía en el consumo de combustibles, costos de manufactura y mantenimiento, pero que tienen capacidad suficiente para brindar un manejo cómodo y rápido como se requiere en estos tiempos.

Dentro del diseño y la manufactura de motores, las pruebas de funcionamiento juegan un papel muy importante, ya que por medio de ellas se pueden conocer las modificaciones requeridas para lograr un mejor rendimiento. Debido a que son muchos los factores que intervienen en el funcionamiento de un motor, se les somete a varias pruebas, siendo una de las más importantes la prueba de dinamómetro, que es la que indica su comportamiento global.

La mayoría de las empresas fabricantes de automóviles realizan la prueba de dinamómetro exclusivamente al motor y siendo que la transmisión también juega un papel muy importante en el comportamiento de un automóvil, el objetivo de esta tesis es

diseñar un dinamómetro que permita probar el conjunto motor-transmisión como una sola unidad y obtener las características de funcionamiento del vehículo completo, según las tendencias actuales de diseño y construcción.

En el Capítulo I, se explica de manera general, el principio de funcionamiento de un motor y la importancia de las pruebas de dinamómetro, así como las características del dinamómetro a diseñar.

En los capítulos subsiguientes se desarrolla el cálculo de los elementos componentes del aparato, sus principios de operación y rangos de aplicación.

Finalmente, en el Capítulo VI se explica la manera de obtener los datos representativos del comportamiento del vehículo, basada en los principios seguidos para el diseño.

C A P I T U L O I

DESCRIPCION DE UN DINAMOMETRO

A.) FUNCIONAMIENTO Y APLICACIONES DE UN DINAMOMETRO.-

Un dinamómetro es un instrumento de medición aplicado a motores de combustión interna que tiene como función medir las variables más significativas e indicativas de su comportamiento, que son potencia, par motriz y velocidad angular.

Para describir el funcionamiento del dinamómetro, primero se explicará la manera en que las tres variables afectan al comportamiento del motor.

Un motor de combustión interna tiene como objetivo la transformación de la energía química, almacenada en el combustible, en energía mecánica.

Para entender cómo se lleva a cabo esta transformación, se estudiará el comportamiento termodinámico de un motor de combustión interna.

Hay dos tipos de motores de combustión interna, desde el punto de vista termodinámico, que son aquellos que funcionan con el ciclo de Otto, y aquellos que funcionan con el ciclo Diesel. Para esta explicación se usará el ciclo de Otto.

El ciclo de Otto es usado en los motores de gasolina. Su comportamiento termodinámico se puede ver en la Figura 1 - 1 :

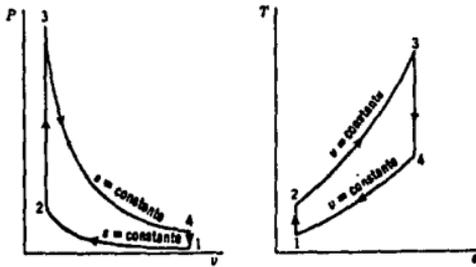


Figura 1 - 1

Este ciclo se compone de los siguientes procesos :

El proceso 1 - 2 es una compresión isentrópica de la mezcla de aire y combustible. En el proceso 2 - 3 tiene efecto la combustión y se manifiesta un aumento de presión a volumen constante. En el proceso 3 - 4 se lleva a cabo la conversión del calor generado por la combustión, en trabajo por medio de una expansión isentrópica de los productos de la combustión. Finalmente en el proceso 4 - 1, se verifica la liberación de los gases de escape de la cámara de combustión.

Así, la energía química se transforma en energía calorífica al efectuarse la combustión, y ésta, a su vez, se transforma en energía mecánica por medio de la expansión.

Analizando este ciclo por la primera Ley de Termodinámica se tiene que la cantidad de energía calorífica, transformada en trabajo será :

$$W = Q_H - Q_L$$

Nótese que no toda la energía calorífica se transforma en trabajo, por lo que -

la eficiencia térmica del ciclo será

$$\eta_{\text{tem}} = \frac{\text{Trabajo obtenido}}{\text{Energía suministrada}} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H}$$

Mecánicamente el ciclo de Otto se lleva a cabo de la siguiente manera :

El motor está compuesto de uno o varios cilindros que contienen a la cámara de combustión y a un dispositivo de émbolo (pistón), que es el encargado de recibir la energía mecánica, por medio de la expansión. El pistón está conectado a un sistema de biela - manivela, por medio del cual se transmite la energía al cigueñal del motor. Estos componentes se pueden ver en la Figura 1 - 2 :

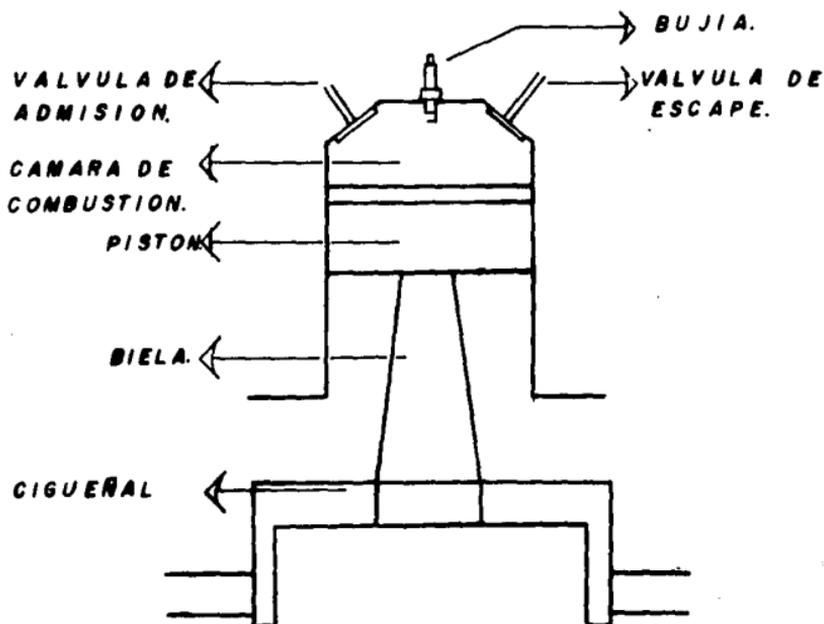


Figura 1 - 2

El proceso mecánico se lleva a cabo como lo muestra el diagrama de la Figura 1 - 3 :

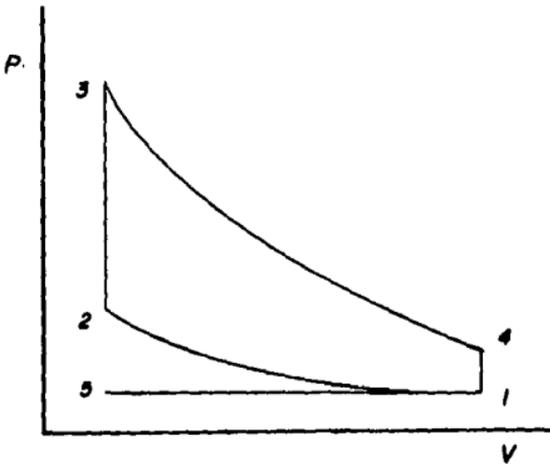


Figura 1 - 3

El proceso 5 - 1 es la admisión de la mezcla dentro del cilindro. Esta se lleva a cabo mediante un descenso del pistón, abriéndose en este instante la válvula de admisión.

El proceso 1 - 2 es la compresión de la mezcla por medio de la ascensión del pistón, con ambas válvulas cerradas.

El proceso 2 - 3 es la combustión de la mezcla por medio de una chispa eléctrica que se produce entre los electrodos de la bujía. Este proceso se lleva a cabo a volumen constante.

El proceso 3 - 4 es la conversión de la energía calorífica en trabajo. Debido a que la combustión se verifica a volumen constante, los gases dentro de la cámara de combustión adquieren una presión muy alta, mayor a la presión en la parte inferior del pistón. Esta diferencia de presiones produce una fuerza sobre el pistón, provocando que descienda absorbiendo la energía que transmiten los gases.

El proceso 4 - 1 es la cesión de calor al medio ambiente, por medio de la salida de los gases a través de la válvula de escape. El proceso 1 - 5 es la salida de los gases, que son empujados por el pistón cuando asciende, para reiniciar el ciclo.

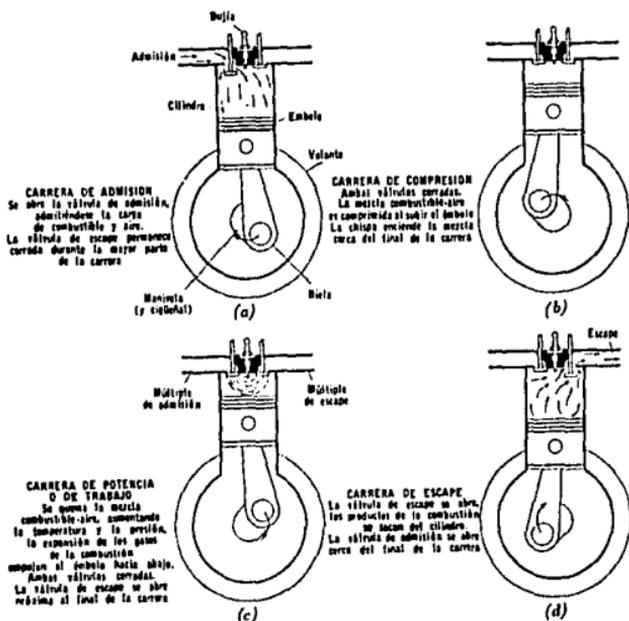


Figura 1 - 4

El trabajo transferido al pistón se puede evaluar de la siguiente manera :

$$W = F \cdot d.$$

donde d es la distancia recorrida por el pistón, es decir su carrera desde el punto muerto superior (donde cambia el sentido del movimiento de ascendente al descendente) hasta el punto muerto inferior (donde el sentido cambia de descendente a ascendente).

La fuerza será igual a la presión en la cámara de combustión por el área de sección del pistón, es decir

$$F = P A$$

De esta manera :

$$W = F.d = P A d = P V$$

en donde V es el volumen del o de los cilindros, conocido como cilindrada.

Este trabajo se transmite por medio de la biela al cigüeñal, de manera que éste lo recibe como un par motriz que se evalúa de la siguiente manera :

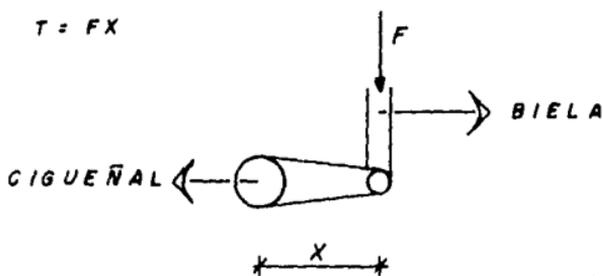


Figura 1 - 5

donde T es el par y X es la distancia del centro del muñón de la biela al centro del cigüeñal y F es la fuerza ejercida por la biela sobre el muñón.

Ahora bien, como el ciclo se repite con cada revolución del cigüeñal, éste ad

quiere una velocidad angular por lo que el trabajo se transmite a éste una vez cada dos revoluciones. Si dividimos el trabajo transmitido entre el tiempo que toma cada revolución obtendremos la potencia transmitida al cigüeñal por el pistón, es decir:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{\text{Trabajo}}{\text{tiempo}}$$

$$P = \frac{F \cdot d}{t}$$

Como la velocidad angular se mide en unidades de Arco Circular en la unidad de tiempo es decir

$$W = \text{Velocidad Angular} = \frac{\text{Arco Recorrido}}{\text{tiempo}} = \frac{\theta}{t}$$

y midiendo θ en radianes

$$\text{Velocidad Angular} = \frac{1}{t} = W$$

además el par está dado por

$$T = F \cdot d$$

entonces se puede escribir

$$P = \frac{F \cdot d}{t} = F \cdot d \frac{1}{t} = TW = \text{Par} \times \text{Velocidad Angular}$$

donde W está en radianes en unidad de tiempo.

Esta expresión relaciona las tres variables de comportamiento del motor que interesa medir por medio de un dinamómetro. Cabe aclarar que hay otras variables muy importantes que también afectan al comportamiento de un motor, como son la relación aire-combustible de la mezcla, la relación de compresión, la humedad en el aire, etc., sin embargo, la potencia, el par motriz y la velocidad angular del motor determinan su capacidad de uso. El par motriz es una medida de la capacidad

que tiene el motor de realizar un trabajo, como por ejemplo hacer avanzar a un vehículo sobre un camino y la potencia es la medida de la rapidez con que el motor puede hacer este trabajo, es decir, qué tan rápido puede hacer que el vehículo avance por ese camino.

Un dinamómetro consta de por lo menos dos instrumentos de medición, funcionando simultáneamente, para obtener lecturas del comportamiento de al menos dos de las variables: potencia, par motor o velocidad angular en forma instantánea. Con los datos obtenidos de estas mediciones, se puede encontrar el valor de la tercera variable y así trazar diagramas en los que se puede apreciar el comportamiento del motor en diferentes condiciones.

Las pruebas en dinamómetro se pueden efectuar básicamente de dos maneras: probando solo el motor, o probando el conjunto motor-transmisión.

Cuando se prueba únicamente el motor, se determina su funcionamiento sin carga, exceptuando aquella generada por la fricción interna de los componentes del motor y por la de los accesorios movidos por el mismo motor como son el ventilador, bomba de agua, árbol de levas, etc. A la potencia consumida por estos componentes se le conoce como potencia de tara. Así, la lectura de potencia que dará el dinamómetro es la potencia de salida del motor conocida como potencia al Freno. La suma de la potencia de Tara y la potencia al Freno es la potencia indicada del motor:

$$i \text{ hp} = b \text{ hp} + f \text{ hp}$$

donde $i \text{ hp}$ = potencia indicada

bhp = potencia al freno

fhp = potencia de tara

El dinamómetro también toma lecturas de las revoluciones a las que está funcionando el motor, por medio de un tacómetro conectado a la flecha. La lectura de revoluciones es independiente de la lectura de potencia, de manera que es posible conocer la capacidad de potencia del motor a diferentes revoluciones de la flecha.

Cuando se prueba la unidad motor-transmisión se obtienen lecturas similares en la flecha de salida de la transmisión o en las ruedas motrices del vehículo para cada una de las velocidades.

El diagrama típico de la prueba de un motor se muestra en la Figura 1 - 6 en la cual se puede ver el comportamiento global del motor abarcando su potencia máxima, par motriz máximo y RPM máximas.

Analizando este diagrama se pueden hacer las siguientes observaciones :

- 1.- El par motriz máximo se obtiene a aproximadamente el 60% de las revoluciones máximas del motor, el cual suministra, en ese momento, aproximadamente un 40% de la potencia total.
- 2.- La potencia máxima se desarrolla a un 90% de las revoluciones máximas del motor y con un par motriz bajo. Si se aumentan las revoluciones del motor desciende el par motriz y la potencia de salida.
- 3.- A revoluciones máximas el motor suministra aproximadamente un 80% de la potencia máxima y un par motriz muy bajo.

Los valores anteriores varían según el tipo de motor que se prueba y de las condiciones de la prueba, es decir, dependiendo de las condiciones atmosféricas, el tipo de combustible, la relación aire combustible, etc.

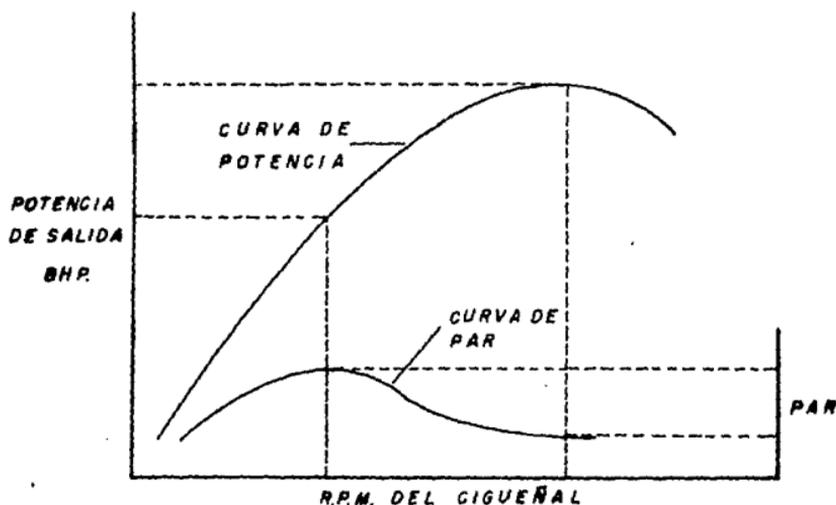


Figura 1 - 6

Al probar un motor unido a la transmisión se conecta el dinamómetro a la flecha de salida de la transmisión. En este caso la potencia medida por el dinamómetro será menor que en el caso anterior ya que también habrá pérdidas debidas a los componentes de la transmisión. Por lo tanto la potencia indicada será igual a la suma de la potencia al freno a la salida del conjunto de la transmisión (bhp_t), la potencia de tara del motor (fhp) y la potencia de tara de la transmisión - (fhp_t)

$$I_{hp} = b_{hpt} + f_{hpt} + f_{hp}$$

y

$$b_{hp} = b_{hpt} + f_{hpt}$$

con estos datos se puede calcular la eficiencia de la transmisión en sus diferentes relaciones:

$$\eta_t = \frac{b_{hpt}}{b_{hp}} = \text{Eficiencia de la Transmisión}$$

Un diagrama típico de este tipo de pruebas, de un motor conectado a una transmisión manual de 3 velocidades es como el mostrado en la Figura 1 - 7

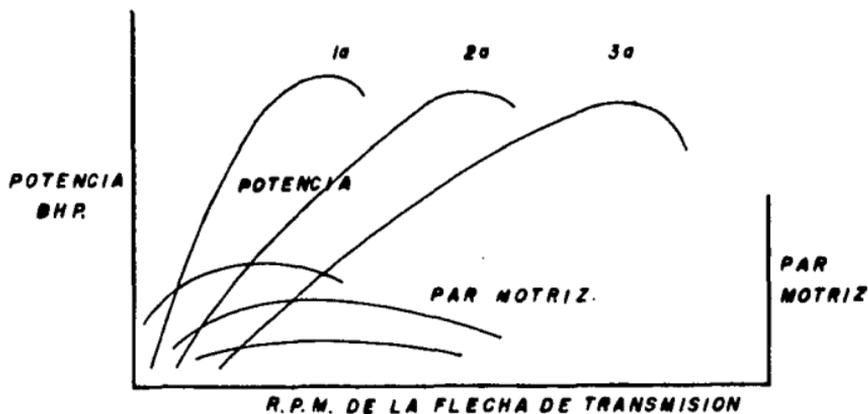


Figura 1 - 7

Analizando este diagrama se observa como afecta la caja de velocidades al comportamiento del motor.

El motor funcionará según su diagrama típico como el mostrado en la Figura 1-6, sin importar la relación de engranaje en que se encuentre la caja de velocidades.

Cuando está engranada la primera velocidad y debido a que la relación es alta, las revoluciones de salida del motor se reducen a la salida de la caja de velocidades, el par motriz aumenta en la misma relación y la potencia máxima se desarrolla a revoluciones bajas de la flecha de la caja. Esto permite al motor vencer la inercia del vehículo para hacerlo avanzar.

Cuando se engrana la segunda velocidad, también disminuyen las revoluciones - de salida de la caja pero en menor grado que con la primera velocidad. El par motriz disminuye con respecto a la primera velocidad pero como se tiene una gama de revoluciones más amplia que en el caso anterior, permite que el vehículo aumente su velocidad, ya que el par motriz no solo vence la inercia sino que provoca una aceleración.

Al engranar la tercera velocidad, la relación es normalmente 1: 1 o muy cercana a este valor por lo que las condiciones de salida de la caja son casi iguales a las de salida del motor, debiéndose la diferencia a la eficiencia de la transmisión.

La Figura 1 - 8 muestra las curvas de comportamiento típica de la caja de velocidades con la del motor, pudiéndose apreciar como la transmisión afecta a la curva del motor.

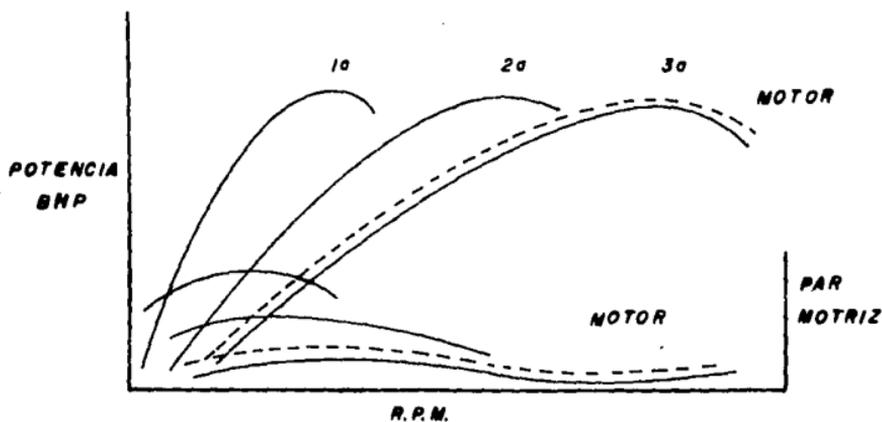


Figura 1 - 8

Como conclusión se puede decir que la aplicación fundamental de un dinamómetro es la de conocer la capacidad de un motor para diferentes condiciones de funcionamiento.

Al conocer esta capacidad se pueden mejorar tanto los motores como las transmisiones, buscando mejores eficiencias, así como para prever su comportamiento en las condiciones de operación a las que serán sometidos.

B.) DESCRIPCIÓN DEL DINAMÓMETRO A DISEÑAR.

Como se mencionó en el inciso anterior, hay básicamente dos tipos de dinamómetros. Aquellos diseñados para probar solamente el motor y aquellos diseñados para probar el conjunto motor-transmisión. Estos últimos pueden estar diseñados para probar el motor unido a la caja de velocidades únicamente, o para el conjunto motor - caja de velocidades - diferencial. En este caso se realiza la prueba del vehículo completamente armado y las lecturas se toman de las ruedas motrices.

El dinamómetro objeto de esta tesis estará diseñado para conocer el comportamiento del conjunto motor-transmisión considerando que ésta comprende desde el embrague hasta las ruedas motrices, por lo tanto las lecturas se tomarán de estas últimas. Se medirán las variables de potencia y velocidad angular, de manera que el par se podrá evaluar con la fórmula.

$$T \text{ (par)} = \frac{P \text{ (Potencia)}}{W \text{ (Velocidad angular)}}$$

Conociendo estas tres variables se podrán construir las curvas representativas del comportamiento del automóvil probado.

En base a las tendencias actuales en el diseño y construcción de automóviles el dinamómetro tendrá las siguientes capacidades :

Potencia: Estará diseñado para medir una potencia máxima de 120 HP. En las ruedas motrices.

Revoluciones: Podrá medir hasta 1 600 RPM en las ruedas motrices. Esta velocidad se establece en base a las reducciones usadas en las transmisiones actuales, tanto en la caja de velocidades como en el diferencial, y en las revoluciones de vacío del motor, que fluc

túan entre 4 000 y 6 000 RPM.

Ancho : Tendrá capacidad para vehículos con un ancho máximo entre la parte exterior de las ruedas motrices de 2.30 m.

Peso : Soportará un peso máximo de 2 500 kgs. (5 512 lb)

Par Motriz : Tendrá capacidad para un par motriz máximo de 774 Kg - m

Descripción Física : La toma de lecturas se hará por medio de un sistema de rodillos sobre los cuales se montarán las ruedas motrices del vehículo que se desee probar. El acceso a estos rodillos será por medio de rampas dispuestas a ambos lados de los mismos, de manera que permita probar automóviles tanto de tracción trasera como de tracción delantera.

A uno de los rodillos se conectará una bomba que tendrá la función de proporcionar una carga de presión equivalente a la potencia suministrada por las ruedas del vehículo.

La medición de la velocidad angular se hará por medio de un tacómetro que dará su lectura en revoluciones por minuto, conectado directamente a las ruedas motrices.

Conociendo la potencia que suministran las ruedas motrices y sus revoluciones, se podrá obtener el par por medio de las siguientes expresiones :

Para el sistema métrico

$$\text{Par} = \frac{P \text{ (HP)} (76.04 \text{ Kg. m/seg.})}{N \text{ (rpm)} \frac{2 \pi}{60}} = 726.12 \frac{P \text{ (HP)}}{N \text{ (rpm)}} = \text{Kg.m}$$

Para el sistema inglés

$$\text{Par} = \frac{P \text{ (HP)} (550 \text{ lb ft/seg})}{N \text{ (rpm)} \frac{2 \text{ ft}}{60}} = 5252.11 \frac{P \text{ (HP)}}{N \text{ (rpm)}} \text{ lb ft}$$

Para todos los sistemas que componen al dinamómetro, se usarán, dentro de lo posible, productos de origen nacional. Las normas empleadas para el cálculo de elementos estructurales, hidráulicos, dinámicos, etc., serán aquellas aceptadas dentro de la industria nacional como son : ASME, AISC, AWG, ASTM, etc.

En cada capítulo de diseño se especificará de donde fueron tomados los datos y consideraciones para cada caso en particular y en el apéndice se proporcionará la información respectiva.

En la figura 1 - 9 se muestra la configuración general del dinamómetro, siendo sus partes principales :

- 1.- Rampas de Acceso : Permitirán el acceso del automóvil a los rodillos.
- 2.- Rodillos : Transmitirán la potencia desarrollada por el automóvil al Sistema Hidráulico de Medición. Permitirán además el giro libre de las ruedas motrices.
- 3.- Sistema de Conexión a la Bomba : Conectará al rodillo con la bomba.
- 4.- Bomba : Se encargará de transmitir al fluido la potencia desarrollada por el automóvil.
- 5.- Manómetros : Medirán el incremento de presión que la bomba suministra al fluido, que es función de la potencia transmitida a ésta.
- 6.- Medidor de Gasto : Medirá el gastos que suministra la bomba que también es función de la potencia transmitida a ésta.
- 7.- Depósito de Fluido : Almacenará el líquido con que se operará el dinamó-

metro.

- 8.- Tubería de Succión: Conectará el depósito del fluido con la bomba.
- 9.- Tubería de Descarga: Conectará a la bomba con el depósito del fluido para permitir su recirculación.
- 10.- Tacómetro: Medirá las revoluciones de las ruedas motrices.

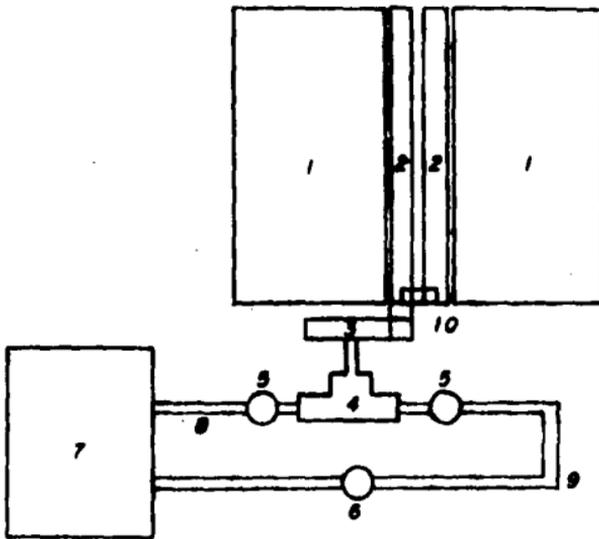


Figura 1 - 9

C A P I T U L O II

SISTEMA DE EJES Y RODILLOS

A.) DISEÑO DE RODILLOS DE TRANSMISION

Los rodillos de transmisión tienen como función recibir la potencia que transmiten las llantas motrices, que a su vez la transmiten a los ejes, a los cuales están conectados los sistemas de medición de potencia.

Deben tener dimensiones tales que permitan un buen acoplamiento con las llantas del automóvil de manera que el deslizamiento se reduzca a un mínimo. También deben resistir tanto la carga estática del peso del automóvil como la carga dinámica. En la Figura 2 - 1 se muestra la forma como se acoplará el rodillo al eje de transmisión. Los rodillos serán de tubo de acero.

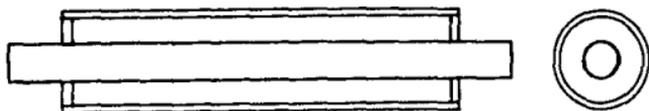


Figura 2 - 1

En sus extremos se sujetará al eje por medio de placas soldadas, tanto al eje como al rodillo. Estas placas actuarán como columnas de sostén por lo que se calcularán siguiendo los métodos de diseño de columnas.

Para el diseño de los rodillos y ejes se usará la ecuación de diseño de ejes del código ASME que es :

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s (1 - K^4)} \sqrt{\left[kbMb + \frac{\alpha F_{ado} (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (ktMt)^2} \quad 2-1$$

donde :

M_t = momento de torsión

M_b = momento de flexión.

d_o = diámetro exterior del eje

d_i = diámetro interior del eje

F_a = carga axial

$$K = \frac{d_i}{d_o}$$

K_b = factor de choque y fatiga aplicado a M_b

K_t = factor de choque y fatiga aplicado a M_t

S_s = esfuerzo permisible para el material usado

α = factor de acción de columna

Los factores de choque y fatiga establecidos por el Código ASME para ejes en rotación son:

	K_b	K_t
Carga gradual	1.5	1.0
Carga repentina (choque menor)	1.5 - 2.0	1.0 - 1.5
Carga repentina (choque mayor)	2.0 - 3.0	1.5 - 3.0

En los rodillos no se tendrá carga axial de manera que la ecuación 2 - 1 se puede escribir como :

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s (1 - K^4)} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad 2 - 2$$

Debido a los cambios de velocidades se presentará una carga repentina de choque menor en los rodillos, por lo que los factores de fatiga y choque que emplearán son:

$$K_t = 1.5 \quad K_b = 2.0$$

El esfuerzo permisible para ejes de aceros comerciales queda especificado por el código de la siguiente manera :

$$\begin{aligned} S_s &= 0.18 S_y \\ S_s &= 0.30 S_u \end{aligned}$$

donde

$$\begin{aligned} S_y &= \text{esfuerzo de fluencia} \\ S_u &= \text{esfuerzo último} \end{aligned}$$

debiéndose tomar el menor de ambos valores.

Para la rigidez torsional el código establece que el ángulo de deformación máximo admisible es de 1 grado por ft de longitud. El ángulo de deformación se calcula por medio de la expresión :

$$\Theta = \frac{584 M_t L}{G (d_o^4 - d_i^4)} \quad 2 - 3$$

donde

$$\begin{aligned} \Theta &= \text{ángulo de deformación en grados} \\ L &= \text{longitud del eje en pulgadas} \\ M_t &= \text{momento torsional en lb - plg.} \\ G &= \text{módulo de elasticidad en torsión en psi.} \\ & \quad (\text{Para el acero } 12 \times 10^6 \text{ psi}) \end{aligned}$$

El rodillo deberá dar cabida a vehículos con un ancho máximo de 2.30 mts. - - - (7.54 ft) por lo que en longitud total será de 2.50 mts. (8.20 ft).

El peso en la parte posterior se reparte entre las dos ruedas traseras y por lo dicho en el Capítulo I el peso máximo que soportará el dinamómetro será de 2 500 Kgs. (5512.2 lb) que actuará como dos cargas fijas separadas una distancia de 2.3 mts. - -

(7.54 ft).

Para asegurar una buena adherencia de las llantas del automóvil con los rodillos se seleccionó un tubo de 6" \varnothing nominal, en base a que las llantas de automóviles tienen un diámetro promedio de 56 cm (22"). Así se asegura una superficie de contacto suficientemente amplia para evitar el deslizamiento.

El acero usado por Fundidora Monterrey para tubos de acero es ASTM A 53 B. Este acero tiene un esfuerzo último de 53000 psi y un esfuerzo de fluencia de 31800 psi. El esfuerzo permisible para torsión será de acuerdo al Código ASME:

$$S_s = 53000 (0.18) = 9540 \text{ psi}$$

$$S_s = 31800 (0.3) = 9540 \text{ psi}$$

El peso específico de este acero es de

$$\gamma = 7842.5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \left(\frac{489 \text{ lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

Para determinar el tubo que resista las condiciones de carga se propondrán sus dimensiones y se realizará el análisis tanto de torsión como de flexión encontrando el esfuerzo real a que está sometido el elemento, y compararlo con el esfuerzo permisible. Para ello la ecuación 2 - 2 se transforma de la siguiente manera:

$$S_t = \frac{16}{\pi d_o^3 (1 - K^4)} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad 2 - 4$$

donde S_t es el esfuerzo real.

Para que el elemento sea adecuado se debe cumplir que

$$S_s > S_t$$

En este capítulo se efectuarán los cálculos en sistema inglés debido a que las nor

mas para tubos y ejes están basadas en este sistema.

Usando un tubo de 6" ced 80 se tiene :

$$d_o = 6.625''$$

$$d_i = 5.761''$$

El área transversal del anillo es

$$A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} \left[(6.625)^2 - (5.761)^2 \right] = 8.40 \text{ in}^2$$

El peso por unidad de longitud para estas dimensiones es

$$W = \gamma A = 489 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} (8.40 \text{ in}^2) \frac{(1 \text{ ft})}{144 \text{ in}^2} = 28.54 \frac{\text{lb}}{\text{ft}}$$

Para obtener el momento flexionante se analizará el rodillo con todas las cargas que actúan sobre él.

Estas cargas serán horizontales y verticales. Las cargas verticales son :

- a) Peso del rodillo
- b) Peso del automóvil
- c) Reacciones de los soportes

El diagrama de cuerpo libre de estas cargas se muestra en la Figura 2 - 2

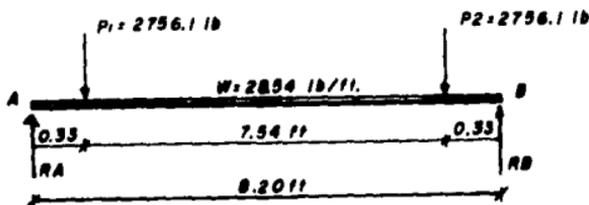


Figura 2 - 2

Las cargas horizontales se deben al par que transmitan las ruedas motrices. Como se mencionó en el Capítulo 1, el par máximo o admisible en las ruedas será de 5600 lb-ft. Considerando unas llantas de tamaño medio la relación que habrá entre éstas y el rodillo es:

$$R = \frac{22}{6.625} = 3.32$$

Por lo tanto el par que reciben los rodillos es

$$M_r = \frac{5600}{3.32} = 1686 \text{ lb ft}$$

Por otra parte, la fuerza que ejercen las llantas sobre los rodillos es

$$F = \frac{M}{r} = \frac{5600 \text{ lb ft} (12 \text{ in/ft})}{11 \text{ in}} = 6109.09 \text{ lb}$$

El diagrama de cuerpo libre de las fuerzas horizontales se muestra en la Figura 2-3

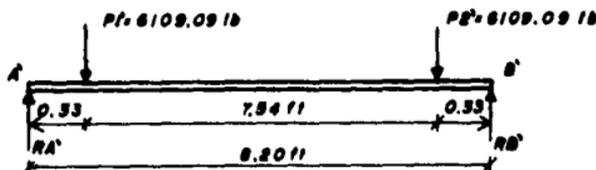


Figura 2 - 3

Para las fuerzas verticales se tiene

$$\sum M_a = 0$$

$$- R_a (8.2) + 2756.1 (0.33 + 7.54) - 2756.1 (0.33) + 28.54 (8.2) (4.1) = 0$$

$$R_a = \frac{23559.58}{8.2} = 2873.12 \text{ lb}$$

$$\sum F_y = 0 \uparrow$$

$$R_a + R_b = 2 (2756.1) + 28.54 (8.2)$$

$$R_a = 5746.22 - 2873.12 = 2873.12 \text{ lb.}$$

Para las fuerzas horizontales, se tiene por simetría de las cargas, que

$$R_{A'} = R_{B'} = 6109.09 \text{ lb}$$

Los diagramas de cortantes y momentos son los mostrados en la Figura 2 - 4 :

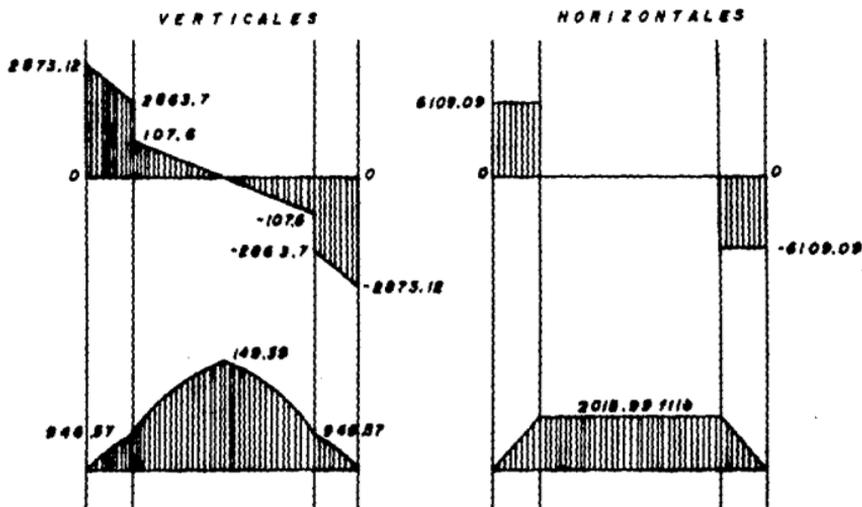


Figura 2 - 4

El momento flexionante máximo será el mayor de

$$M = \sqrt{(946.57)^2 + (2015.99)^2} = 2227.15 \text{ lb ft.}$$

$$M = \sqrt{(1149.39)^2 + (2015.99)^2} = 2320.62 \text{ lb ft.}$$

Por tanto

$$M_{bmax} = 2320.62 \text{ lb ft.}$$

Substituyendo estos valores en la ecuación 2 - 4

$$S_t = \frac{16 (12)}{\pi (6.625)^3} \left[1 - \left(\frac{5.761}{6.625} \right)^4 \right] \sqrt{[2 (2320.62)]^2 + [1.5 (1686)]^2}$$

$$S_t = 2594.48 \text{ psi}$$

y comparando con el esfuerzo permisible

$$2594.48 \text{ psi} < 9540 \text{ psi}$$

Por lo que es adecuado para las condiciones de carga. Para el ángulo de torsión de la ec. 2 - 3

$$\frac{\theta}{L} = \frac{584 \text{ Mt}}{G (d_o^4 - d_i^4)} \quad 2 - 5$$

sustituyendo los valores correspondientes

$$\frac{\theta}{L} = \frac{584 (1686) 12}{12 \times 10^6 [(6.625)^4 - (5.761)^4]} = 1.19 \times 10^{-3} \text{ 0/ft}$$

Comparando con la especificación del Código ASME queda dentro del rango permitido.

El Código AISC establece que la deflexión máxima permitida en una viga es de

$$Y_{\max} = \frac{L}{300} \quad 2 - 6$$

donde L es la longitud total de la viga.

Como el rodillo está trabajando dentro del límite elástico del material, la ecuación de deflexión aplicable es

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M \quad 2 - 7$$

donde

$$E = \text{Módulo de elasticidad} = 29 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$I = \text{Momento de inercia de la sección}$$

Y = Deflexión

x = Longitud de la viga

M = Momento flexionante

El momento de inercia para un círculo está dado por

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

Para el anillo circular será

$$I = \frac{\pi}{4} r_o^4 - \frac{\pi}{4} r_i^4 = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{d_o}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_i}{2} \right)^4 \right]$$

Para el tubo de 6" ced 80

$$I = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{6.625}{2} \right)^4 - \left(\frac{5.761}{2} \right)^4 \right] = 40.49 \text{ in}^4 \quad 2 - 8$$

La ecuación de momentos flexionantes para las cargas verticales, determinada a partir de la Figura 2 - 5 es

$$M = R_A x - \frac{W x^2}{2} - P_1 (x - 0.33) - P_2 (x - 7.87)$$

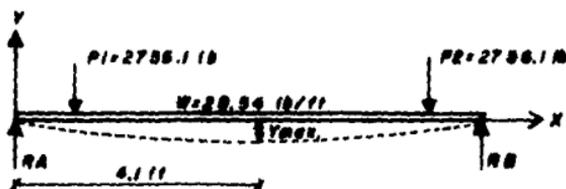


Figura 2 - 5

Por tanto

$$E I \frac{d^2 y}{d x^2} = M = R_A x - \frac{W x^2}{2} - P_1 x + 0.33 P_1 - P_2 x + 7.87 P_2$$

Integrando

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{Rax^2}{2} - \frac{Wx^3}{6} - \frac{P_1x^2}{2} + 0.33 P_1x - \frac{P_2x^2}{2} + 7.87 P_2x + C_1$$

$$Ely = \frac{Rax^3}{6} - \frac{Wx^4}{24} - \frac{P_1x^3}{6} + 0.33 \frac{P_1x^2}{2} - \frac{P_2x^3}{6} + 7.87 \frac{P_2x^2}{2} + C_1x + C_2 \quad 2-9$$

En la Figura 2 - 5 se puede ver que las condiciones de frontera que se aplican a esta ecuación son:

Para

a) $X = 0 \quad y = 0$

b) $X = L \quad y = 0$

c) $X = \frac{L}{2} \quad \frac{dy}{dx} = 0$

Se tienen entonces tres condiciones de frontera para calcular las constantes de integración.

Aplicando la condición (a) a la ec . 2 - 9 se obtiene

$$0 = C_2$$

Aplicando la condición (b) a la misma ecuación

$$0 = \frac{RAL^3}{6} - \frac{WL^4}{24} - \frac{P_1L^3}{6} + 0.33 \frac{P_1L^2}{2} - \frac{P_2L^3}{6} + 7.87 \frac{P_2L^2}{2} + C_1L + 0$$

de donde

$$C_1 = \frac{-RA \frac{L^3}{6} + \frac{WL^4}{24} + \frac{P_1L^3}{6} - 0.33 \frac{P_1L^2}{2} + \frac{P_2L^3}{6} - 7.87 \frac{P_2L^2}{2}}{L}$$

y

$$C_1 = \frac{L}{2} - \frac{RAL}{3} + \frac{WL^2}{12} + \frac{P_1L}{3} - 0.33 P_1 + \frac{P_2L}{3} - 7.87 P_2$$

Sustituyendo valores

$$C_1 = \frac{8.2}{2} - 2873.12 \frac{(8.2)}{2} + 28.54 \frac{(8.2)^2}{2} + 2756.1 \frac{(8.2)}{3} - 0.33 (2756.1) +$$

$$+ 2756.1 \frac{(8.2)}{3} - 7.87 (2756.1) = -59150.78 \text{ lb ft}^2$$

$$\therefore C_1 = -59150.78 \text{ lb ft}^2$$

Sustituyendo los valores de C_1 y C_2 en la ecuación 2 - 9 se tiene :

$$Ely = \frac{R_0 X^3}{6} - \frac{W x^4}{24} - \frac{P_1 x^3}{6} + \frac{0.33 P_1 x^2}{2} - \frac{P_2 x^3}{6} +$$

$$+ 7.87 \frac{P_2 x^2}{2} - 59150.78 x \quad 2 - 10$$

De la condición de frontera (c) se concluye que la deflexión máxima ocurrirá en

$$X = \frac{L}{2} = \frac{8.2}{2} = 4.1 \text{ ft}$$

Sustituyendo este valor en la ec. 2 - 10 :

$$Ely = 2873.12 \frac{(4.1)^3}{6} - 28.54 \frac{(4.1)^4}{24} - 2756.1 \frac{(4.1)^3}{6} + 0.33 (2756.1) \frac{(4.1)^2}{2} -$$

$$- 2756.1 \frac{(4.1)^3}{6} + 7.87 (2756.1) \frac{(4.1)^2}{2} - 59150.78 (4.1)$$

$$Ely = -83215.73 \text{ lb ft}^3$$

$$y = \frac{-83215.73 (12)^3}{29 \times 10^6 (40.49)} = -0.122 \text{ in}$$

Para las fuerzas horizontales la ecuación de momentos se obtiene a partir de la figura 2 - 6

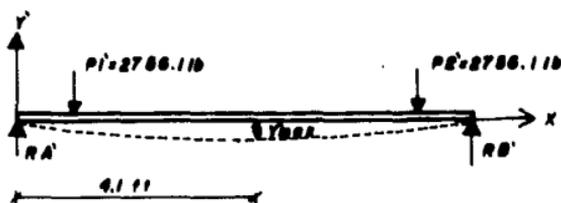


Figura 2 - 6

$$M = R a' x - P_1' (X - 0.33) - P_2' (X - 7.87).$$

$$\text{como } P_1' = P_2'$$

$$M = R a' x - P_1' (X - 0.33 + x - 7.87) = R a' x - P_1' (2x - 8.2)$$

Sustituyendo en la ecuación 2 - 7

$$EI \frac{dy^2}{dx^2} = R a' x - P_1 (2x - 8.2)$$

Integrando

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{R a' x^2}{2} - \frac{2 P_1' x^2}{2} + 8.2 P_1 x + C_1$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{R a' x^2}{2} - P_1' x^2 + 8.2 P_1 x + C_1$$

y finalmente

$$EI y = \frac{R a' x^3}{6} - P_1' \frac{x^3}{3} + 8.2 \frac{P_1 x^2}{2} + C_1 X + C_2 \quad 2 - 11$$

Las condiciones de frontera que se aplican son las mismas que para las fuerzas ver ticales. Sustituyendo la condición (a) se obtiene

$$0 = C_2$$

aplicando la condición (b)

$$0 = \frac{R a' L^3}{6} - P_1' \frac{L^3}{3} + 8.2 P_1 \frac{L^2}{2} + C_1 L + 0$$

$$C_1 = - R a' \frac{L^2}{6} + P_1' \frac{L^2}{3} - 8.2 P_1' \frac{L}{2}$$

Sustituyendo valores

$$C_1 = - (6109.09) \frac{(8.2)^2}{6} + 6109.09 \frac{(8.2)^2}{3} - 4.1 (6109.09) (8.2)$$

$$C_1 = - 136925.07 \text{ lb ft}^2$$

Sustituyendo los valores de C_1 y C_2 en la ecuación 2 - 11.

$$Ely = R_0' \frac{x^3}{6} - P_1' \frac{x^3}{3} + 8.2 P_1' \frac{x^2}{2} - 136925.07 x$$

La deflexión máxima ocurre en $X = \frac{L}{2} = \frac{8.2}{2} = 4.1 \text{ ft}$

por tanto en la ec. 2 - 11

$$Ely = 8.2 (6109.09) \frac{(4.1)^2}{2} - 136925.07 (4.1) + 6109.09 \frac{(4.1)^3}{6} - 6109.09 \frac{(4.1)^3}{3}$$

$$Ely = - 347447.36 \text{ lbf}^3$$

$$y_H = - \frac{347447.36 (12)^3}{29 \times 10^6 (40.49)} = - 3.5 \times 10^{-3} \text{ in}$$

La deflexión máxima total será

$$y_{MAX} = \sqrt{y_V^2 + y_H^2} = \sqrt{(-0.122)^2 + (-3.5 \times 10^{-3})^2} = 0.12205 \text{ in}$$

$$y_{MAX} = 0.12205 \text{ in}$$

La deflexión máxima permitida según el Código AISC es :

$$Y = \frac{L}{300} = \frac{8.2 (12)}{300} = 0.328''$$

comparando

$$0.12205'' < 0.328''$$

Por lo tanto, el tubo de 6" ced 80 cumple con todos los requisitos estructurales para las condiciones de carga extremas del dinamómetro.

B.) DISEÑO DE EJES DE TRANSMISION

Como se mostró en la Figura 2 - 1, el rodillo estará soportado por un eje. Pa
ra determinar sus dimensiones se usarán las normas del Código ASME. Como el eje
será macizo la ecuación 2 - 2 se transforma de la siguiente manera

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad 2 - 12$$

Las cargas verticales que actúan sobre el eje son

- a).- El peso del eje
- b).- Las reacciones del rodillo sobre el eje
- c).- Las reacciones de los apoyos sobre el eje

Como el peso del eje se conocerá hasta determinar su diámetro, posteriormente
se hará la corrección incluyendo este factor. Así para las cargas verticales (Figura
2 - 7)

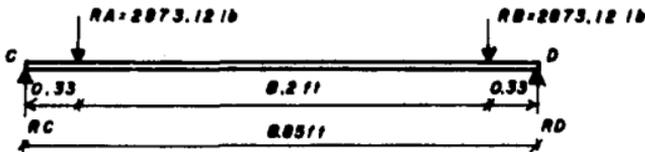


Figura 2 - 7

Por la simetría de las cargas

$$R_c = R_d = 2873.12 \text{ lb}$$

Los diagramas de cortantes y momentos se muestran en la Figura 2 - 8

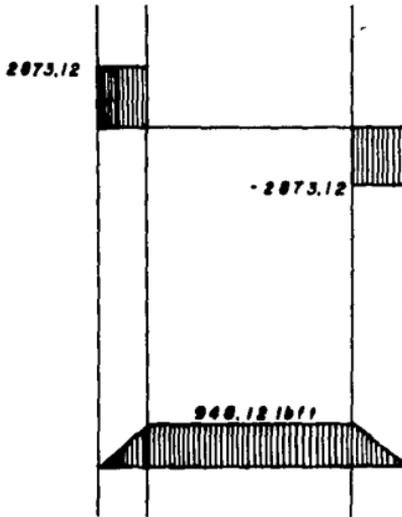


Figura 2 - 8

Para las fuerzas horizontales: (Figura 2 - 9)

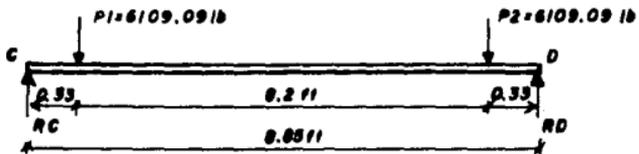


Figura 2 - 9

Por la simetría de la figura

$$R_C = R_D = 6109.09 \text{ lb.}$$

Los diagramas de cortantes y momentos se muestran en la Figura 2 - 10 :

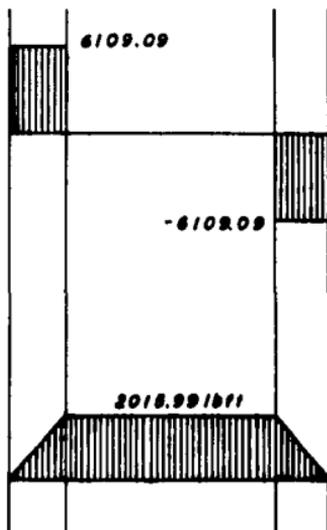


Figura 2 - 10

El momento flexionante máximo es :

$$M_b = \sqrt{(948.12)^2 + (2015.99)^2} = 2227.81 \text{ lb ft}$$

Sustituyendo en la ecuación 2 - 12

$$d^3 = \frac{16 (12)}{\pi (9540)} \sqrt{[2.0 (2227.81)]^2 + [1.5 (1686)]^2}$$

$$d^3 = 32.82$$

$$d = 3.20 \text{ in}$$

Considerando un diámetro de 3.5" el peso de la flecha será

$$W = \gamma A = \frac{489 (3.5)^2 \pi}{144} = 32.67 \frac{\text{lb}}{\text{ft}}$$

Recalculando con el peso del eje se tiene (Figura 2 - 11)

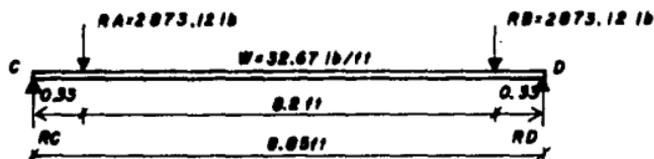


Figura 2 - 11

$$\sum M_C = 0$$

$$0 = 2873.12 (0.33) + 2873.12 (8.2 + 0.33) + 32.67 \left(\frac{8.85}{2} \right)^2 - R_D (8.85)$$

$$R_D = 3017.68 \text{ lb}$$

$$\sum F_y = 0 + \uparrow$$

$$R_C + R_D = 2 (2873.12) + 32.67 (8.85) = 6035.36$$

$$R_C = 6035.36 - 3017.68 = 3017.68 \text{ lb}$$

El diagrama de momentos será como el mostrado en la Figura 2 - 12

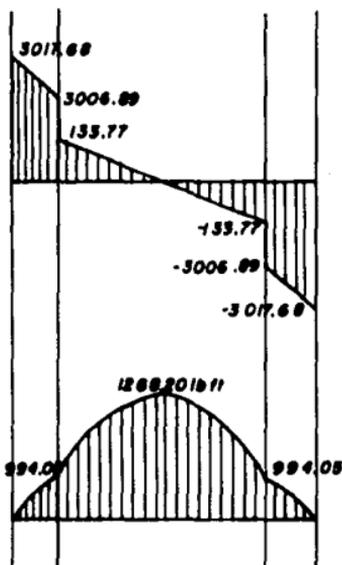


Figura 2 - 12

El momento flexionante será el mayor de

$$M = \sqrt{(2015.99)^2 + (994.05)^2} = 2247.74 \text{ lb ft}$$

$$M = \sqrt{(2015.99)^2 + (1268.28)^2} = 2381.75 \text{ lb ft}$$

Por lo tanto

$$M_b = 2381.75 \text{ lb ft}$$

Sustituyendo en la ecuación 2 - 12

$$S_t = \frac{16 (12)}{\pi (3.5)^3} \sqrt{[2 (2381.75)]^2 + [1.5 (1686)]^2}$$

$$S_t = 7687.67 \text{ lb/in}^2$$

Por lo que sí es adecuado, ya que es menor que el esfuerzo permisible máximo.

De la fórmula 2 - 3 se obtiene la deformación angular

$$\frac{\theta}{L} = \frac{584 (1686) (12)}{12 \times 10^6 (3.5)^4} = 6.56 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ / \text{ft.}$$

lo que está dentro del rango admitido por el Código ASME.

La ecuación de momentos aplicable a la ecuación de deflexión es para las fuerzas verticales

$$M = R_c x - \frac{W x^2}{2} - R_a (x - 0.33) - R_b (x - 8.53)$$

como $R_a = R_b$

$$M = R_c x - \frac{W x^2}{2} - R_a (2x - 8.85)$$

El momento de inercia es

$$I = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi (3.5/2)^4}{4} = 7.36 \text{ in}^4$$

sustituyendo en la ecuación 2 - 7

$$E I \frac{d^2 y}{dx^2} = R_c x - \frac{W x^2}{2} - R_a 2x + 8.85 R_a$$

$$E I \frac{dy}{dx} = \frac{R_c x^2}{2} - \frac{W x^3}{6} - \frac{2R_a x^2}{2} + 8.85 R_a x + C_1$$

$$E I \frac{dy}{dx} = \frac{R_c x^2}{2} - \frac{W x^3}{6} - R_a x^2 + 8.85 R_a x + C_1$$

$$E I y = \frac{R_c x^3}{6} - \frac{W x^4}{24} - \frac{R_a x^3}{3} + 8.85 \frac{R_a x^2}{2} + C_1 x + C_2 \quad 2 - 13$$

Las condiciones de frontera aplicables son

a) Para $X = 0$ $y = 0$

b) Para $X = L$ $y = 0$

$$c) \text{ Para } X = \frac{L}{2} \quad \frac{dy}{dx} = 0$$

Sustituyendo la condición (a) en la ec. 2 - 13

$$0 = C_2$$

Sustituyendo la condición (b)

$$0 = \frac{R_c L^3}{6} - \frac{W L^4}{24} - \frac{R_a L^3}{3} + 8.85 \frac{R_a L^2}{2} + C_1 L + 0$$

$$C_1 = -\frac{R_c L^2}{6} + \frac{W L^3}{24} + \frac{R_a L^2}{3} - 8.85 \frac{R_a L}{2}$$

Sustituyendo valores

$$C_1 = -3017.68 \frac{(8.85)^2}{6} + 32.67 \frac{(8.85)^3}{24} + 2873.12 \frac{(8.85)^2}{3} - 8.85 (2873.12) \frac{(8.85)}{2}$$

$$C_1 = -75953.47 \text{ lb ft}^2$$

Sustituyendo en la ecuación 2 - 13, los valores de C_1 y C_2

$$Ely = \frac{R_c x^3}{6} - \frac{W x^4}{24} - \frac{R_a x^3}{3} + 8.85 \frac{R_a x^2}{2} - 75953.47 x \quad 2 - 14$$

De la condición (c) se deduce que la deflexión máxima ocurrirá en

$$X = \frac{L}{2} = \frac{8.85}{2} = 4.425 \text{ Ft}$$

por lo tanto

$$Ely = 3017.68 \frac{(4.425)^3}{6} - 32.67 \frac{(4.425)^4}{24} - 2873.12 \frac{(4.425)^3}{3} + 8.85 (2873.12) \frac{(4.425)^2}{2} - 75953.47 (4.425)$$

$$Ely = -127078.98 \text{ lb ft}^3$$

$$y = \frac{-127078.98 (12)^3}{29 \times 10^6 (7.36)} = -7.14 \times 10^{-3} \text{ in}$$

Para las fuerzas horizontales la ecuación de momentos aplicable es

$$M = R_c' x - P_1' (2x - 8.85)$$

Sustituyendo en la ecuación 2 - 7

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = R_c' x - P_1' (2x - 8.85)$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{R_c' x^2}{2} - 2 P_1' \frac{x^2}{2} + 8.85 P_1' x + C_1$$

$$EI y = \frac{R_c' x^3}{6} - P_1' \frac{x^3}{3} + 8.85 P_1' \frac{x^2}{2} + C_1 x + C_2 \quad 2 - 15$$

Las condiciones de frontera son las mismas que en el caso anterior

Para la condición (a)

$$C_2 = 0$$

Para la condición (b)

$$0 = R_c' \frac{L^3}{6} - P_1' \frac{L^3}{3} + 8.85 P_1' \frac{L^2}{2} + C_1 L + 0$$

$$C_1 = -R_c' \frac{L^2}{6} + P_1' \frac{L^2}{3} - 8.85 P_1' \frac{L}{2}$$

$$C_1 = -6109.09 \left(\frac{8.85}{6} \right)^2 + 6109.09 \left(\frac{8.85}{3} \right)^2 - 8.85 (6109.09) \left(\frac{8.85}{2} \right)$$

$$C_1 = -159493.06 \text{ lb ft}^2$$

Sustituyendo los valores de C_1 y C_2 en la ecuación 2 - 15

$$EI y = \frac{R_c' x^3}{6} - P_1' \frac{x^3}{3} + 8.85 P_1' \frac{x^2}{2} - 159493.06 x \quad 2 - 16$$

La deflexión máxima ocurrirá en $X = \frac{L}{2} = \frac{8.85}{2} = 4.425 \text{ ft}$

por lo tanto

$$EI y = 6109.09 \left(\frac{4.425}{6} \right)^3 - 6109.09 \left(\frac{4.425}{3} \right)^3 +$$

$$+ 8.85 (6109.09) \frac{(4.425)^2}{2} - 159493.06 (4.425)$$

$$Ely = - 264658.77$$

$$y = - \frac{264658.77 (12)^3}{29 \times 10^6 (7.36)} = - 0.0148 \text{ in}$$

La deflexión máxima será

$$Y_{\max} = \sqrt{(-0.0148)^2 + (-7.4 \times 10^{-3})^2} = 0.0165 \text{ in}$$

La deflexión máxima permitida es

$$Y_{\max} = \frac{8.85 (12)}{300} = 0.354 \text{ in}$$

Por lo que está dentro de lo permisible.

Para unir el rodillo con el eje se montarán placas de acero circular como se muestra en la Figura 2 - 13 :

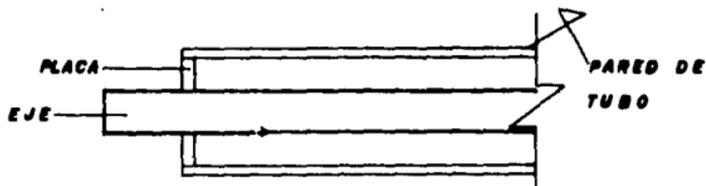


Figura 2 - 13

Esta placa actuará como columna de sostén. La carga que soporta es radial, por lo tanto, sólo una sección de la placa cargará. Esta sección tiene una anchura igual al diámetro del eje como se muestra en la Figura 2 - 14 :

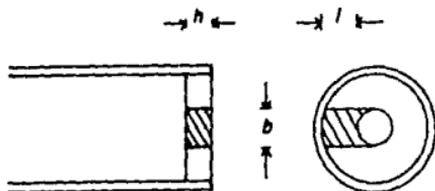


Figura 2 - 14

Para calcular el espesor de la placa se usarán las normas del Código AISC para el cálculo de columnas de acero :

Relación de esbeltez relativa

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{S_y}} \quad 2 - 17$$

Para columnas cuya relación de esbeltez sea mayor a C_c el esfuerzo permisible a compresión está dado por

$$\sigma_p = \frac{10280}{\frac{L^2}{r}} \quad (\text{ton/cm}^2) \quad 2 - 18$$

Para una relación de esbeltez menor a C_c

$$\sigma_p = \frac{\left[1 - \frac{(L/r)^2}{2C_c^2} \right] S_y}{F.S.} \quad 2 - 19$$

y

$$F.S. = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{(L/r)}{C_c} - \frac{(L/r)^3}{8C_c^3} \quad 2 - 20$$

donde

L = Longitud de la columna

r = Radio de giro de la sección

Sy = Esfuerzo de fluencia del material

E = Módulo de Elasticidad

F.S = Factor de seguridad

La longitud de la placa que actuará como columna será igual a la diferencia entre el radio interno del tubo y el radio del eje

$$L = \frac{5.761}{2} - \frac{3.5}{2} = 1.13 \text{ in}$$

El radio de giro se define como

$$R = \sqrt{\frac{I_o}{A}} \quad 2 - 21$$

donde I_o = momento de inercia centroidal

A = Área de la sección

La sección que tiene la placa es rectangular, por tanto

$$I_o = \frac{bh^3}{12} \quad A = bh$$

$$R = \sqrt{\frac{I_o}{A}} = \sqrt{\frac{bh^3/12}{bh}} = \sqrt{\frac{3}{6}} h \quad 2 - 22$$

Proponiendo el uso de placa de 1/2" de acero A 53 B se tiene de la ec. 2 - 17

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 \cdot 29 \times 10^6}{31800}} = 134.16$$

Las medidas de la columna son las mostradas en la Figura 2 - 15 :

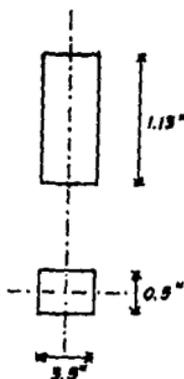


Figura 2 - 15

De la ecuación 2 - 22 para el eje x

$$r = \frac{\sqrt{3} (0.5)}{6} = 0.1443 \text{ in}$$

La relación de esbeltez es

$$\frac{L}{r} = \frac{1.13}{0.1443} = 9.8 < C_c$$

por lo tanto se aplica la ecuación 2 - 19

El factor de seguridad es (Ec. 2 - 20)

$$F.S. = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \left[\frac{9.8}{134.16} \right] - \frac{1}{8} \left[\frac{9.8}{134.16} \right]^3 = 1.693$$

$$\sigma_{\text{per}} = \frac{\left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{9.8}{134.16} \right)^2 \right] 31800}{1.693} = 18733.11 \text{ psi}$$

para el eje y

$$r = \frac{\sqrt{3} (3.5)}{6} = 1.01 < C_c$$

También se aplica la ecuación 2 - 19 siendo el factor de seguridad

$$F.S. = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \left[\frac{1.01}{134.16} \right] - \frac{1}{8} \left[\frac{1.01}{134.16} \right]^3 = 1.669$$

$$y \quad \nabla pem = \frac{\left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{1.01}{134.16} \right)^2 \right] 31800}{1.669} = 19052.79 \text{ psi}$$

El esfuerzo a compresión mayor a que está sometido el perfil es

$$\nabla R = \frac{F}{A} = \frac{6109.09 \text{ lb}}{3.5 (0.5) \text{ in}^2} = 3490.9 \text{ psi}$$

por lo tanto la placa de 1/2" de acero A53B es suficientemente resistente a las condiciones de carga ya que

$$\nabla R < \nabla x \quad \text{per}$$

$$\nabla R < \nabla y \quad \text{per}$$

La unión de la placa al eje y al tubo se hará por medio de soldadura.

La carga que tendrá que resistir la soldadura en la unión del tubo con la placa es (Fig. 2 - 16)

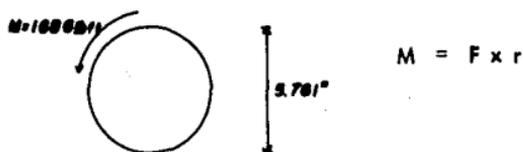


Figura 2 - 16

$$F = \frac{1686 \text{ lb ft} (12 \text{ in/ft})}{\frac{5.761 \text{ in}}{2}} = 7023.78 \text{ lb}$$

Por otro lado la longitud de soldadura que se podrá aplicar es igual al perímetro:

$$L = p = \pi d = \pi (5.761) = 18.09 \text{ in}$$

El esfuerzo al que se somete la soldadura es

$$S = \frac{C}{L} = \frac{7023.78}{18.09} = 388.26 \text{ lb/in}$$

De la tabla de soldaduras de chafán (ver Capítulo III, Tabla 3 - A) se observa que con un chafán de 3/16 es suficiente para resistir la carga.

De manera similar el chafán que se requiere para la unión de la placa y el eje será (Figura 2 - 17) :



Figura 2 - 17

$$F = \frac{1686 \text{ lb ft} (12 \text{ in/ft})}{\frac{3.5 \text{ in}}{2}} = 11561.14 \text{ lb}$$

$$L = p = d = (3.5) = 10.99''$$

y el esfuerzo es

$$S = \frac{C}{L} = \frac{11561.14 \text{ lb}}{10.99 \text{ in}} = 1051.43 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Por lo que el chafán requerido también es de 3/16".

C.) SELECCION DE RODAMIENTOS

Debido a las condiciones de diseño de los ejes y rodillos se puede concluir que la carga sobre ellos tanto estática como dinámica es radial. Los soportes son fijos y no deben permitir el desplazamiento axial del eje.

El catálogo general de rodamientos de SKF recomienda para cargas radiales rodamientos de bolas o rodamientos de rodillos. Debido a la magnitud de la carga que se manejará es preferible el uso de rodamientos de bolas.

Para la posible desalineación que se podría presentar debido a la deflexión de los ejes, los rodamientos a rótula son los requeridos, ya que tienen la capacidad de absorber la desalineación sin afectar sus condiciones y capacidades de funcionamiento. Estos rodamientos constan de dos hileras de bolas alternadas corriendo sobre una sola pista exterior, lo que permite la absorción de la deflexión. Por lo tanto el dinamómetro requiere de rodamientos de bolas a rótula.

La carga radial que actúa sobre el eje y por tanto sobre el rodamiento es la suma de la fuerza debida al peso del rodillo, eje y del automóvil con la fuerza debida al par transmitido, es decir

$$F_r = \sqrt{(3017.68)^2 + (6109.09)^2} = 6813.76 \text{ lb}$$
$$F_r = 6813.76 \text{ lb} \cdot \frac{1 \text{ Kg}}{2.205 \text{ lb}} = 3090.14 \text{ Kg}$$

La carga dinámica equivalente estipulada por SKF se define como

$$P = X F_r + Y F_A \qquad 2 - 23$$

donde

- P = Carga dinámica equivalente
- Fr = Carga Radial real
- X = Coeficiente radial del rodamiento
- Fa = Carga Axial
- Y = Coeficiente axial del rodamiento

Los valores de los coeficientes X e Y vienen tabulados en las Tablas de Rodamientos.

Por los rodamientos de bolas a rótula estos valores vienen tabulados en las páginas 194 y 195 del Catálogo General SKF, edición 1973. (Ver Apéndice)

Debido a que no se tiene carga axial, $F_a = 0$, de manera que

$$\frac{F_a}{F_r} = 0$$

por lo tanto el coeficiente X de la ecuación 2 - 23 tiene un valor de 1. Así

$$P = X F_r = 1 (3090.14 \text{ Kg}) = 3090.14 \text{ Kg}$$

La carga estática equivalente se define como

$$P_o = F_r + y_o F_a \quad 2 - 24$$

donde y_o = Coeficiente axial de rodamiento.

como $F_a = 0$

$$P_o = F_r = 3090.14 \text{ Kg}$$

Comparando estos valores de carga dinámica equivalente y de carga estática equivalente con las cargas dinámicas y estáticas básicas tabuladas, para un rodamiento de 3.5", se ve que están por debajo de los valores recomendados.

En estas condiciones el rodamiento conveniente es el modelo 1220 K - HE 220 cuyos

Límites de carga dinámica y estática son 5400 Kg y 3600 Kg respectivamente.

El soporte requerido para este tipo de rodamiento es el modelo SN - 520 (ver - Apéndice). Es del tipo de soporte de pie para rodamientos con manguito de fijación.

Para datos sobre dimensiones consúltese el Apéndice.

Las cargas básicas están establecidas para garantizar un millón de revoluciones - como vida del rodamiento.

Para las condiciones reales de carga, la vida del rodamiento viene expresada por la ecuación

$$L = \left[\frac{C}{P} \right]^n$$

donde

L = duración del rodamiento en millones de revoluciones

C = carga básica dinámica

P = carga dinámica equivalente

n = 3 para rodamientos de bolas

n = 10/3 para rodamientos de rodillos

Esta duración también se puede expresar en horas de vida por la expresión

$$L_h = \frac{10^6}{60 N} \left[\frac{C}{P} \right]^n$$

donde

L_h = duración en horas de funcionamiento

N = revoluciones por minuto

Así

$$L = \left[\frac{5400}{3090,14} \right]^3 = 5,3$$

Por lo tanto la vida del rodamiento será de $5,3 \times 10^6$ revoluciones.

Como el dinamómetro funcionará a velocidad variable es difícil determinar el número de horas de vida de los rodamientos, sin embargo considerando las revoluciones máximas nominales es decir 1500 rpm (ver Capítulo 1) se podrá esperar una vida mínima de aproximadamente

$$L_h = \frac{10^6}{60 (1500)} \left[\frac{5400}{3090,14} \right]^3 = 59,29 \text{ horas}$$

de funcionamiento continuo. Como se tendrán velocidades menores a 1500 rpm el tiempo de vida será mayor al calculado anteriormente.

C A P I T U L O I I I

ESTRUCTURA DE SOPORTE

En este capítulo se incluyen los cálculos y diseño de todos aquellos elementos destinados a soportar los diferentes componentes del dinamómetro con excepción de la instalación hidráulica, como son las rampas de acceso al mismo, soporte de ejes, rodillos y rodamientos. Los soportes de la instalación hidráulica se analizan en el Capítulo IV.

A.) FORMA Y DIMENSIONES GENERALES

Como se mencionó en el Capítulo I, el dinamómetro estará provisto de dos rampas para permitir el acceso a vehículos tanto de tracción delantera como de tracción trasera. La necesidad de usar dos rampas se basa en el sentido de giro de la bomba, el cual debe ser siempre el mismo. Si sólo se tuviera una rampa, diseñada para vehículos de tracción trasera, al probar vehículos de tracción delantera el sentido de los rodillos se invertiría, provocando que la bomba no gire correctamente. Esto se puede apreciar en la Figura 3 - 1 :

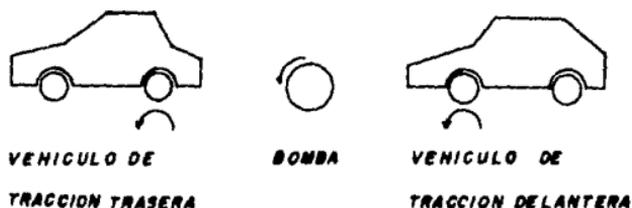


Figura 3 - 1

Debido a que el sentido de giro de las ruedas del vehículo tiene que ser el mismo que el de la bomba, los automóviles con tracción trasera deberán subir al dinamómetro en reversa, y una vez sobre los rodillos engranar las velocidades al frente. Los vehículos de tracción delantera subirán por la rampa opuesta y de frente,

La rampa tendrá una altura sobre el nivel del piso de 30 cm. para permitir la libre rotación de los rodillos así como para dar suficiente espacio para la instalación del equipo hidráulico. Las dimensiones del perfil de la rampa se muestran en la Figura 3 - 2 :

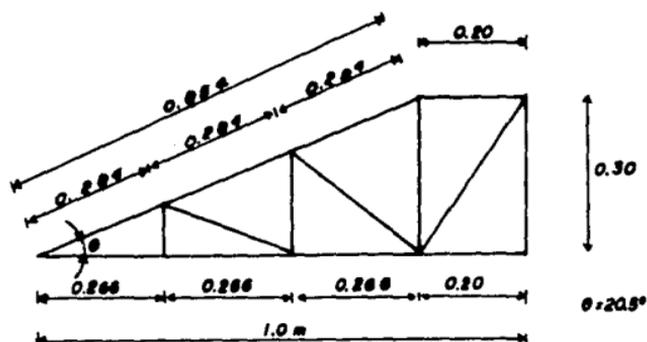


Figura 3 - 2

El ancho de las rampas será de 2.5 mts. para permitir el acceso a vehículos con un ancho hasta de 2.30 mts. entre la parte externa de las llantas. Para prevenir el pandeo de los componentes de la rampa se instalarán perfiles como el de la Figura 3 - 2, cada 50 cms. a todo lo ancho como se muestra en la Figura 3 - 3 :

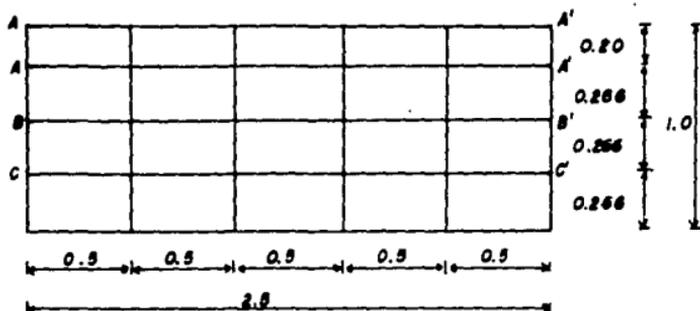


Figura 3 - 3

En vista frontal sobre los ejes A - A', B - B', C - C', se montarán tensores en forma de armadura para dar rigidez a la estructura y evitar el pandeo de los componentes. Esto se ilustra en la Figura 3 - 4 :

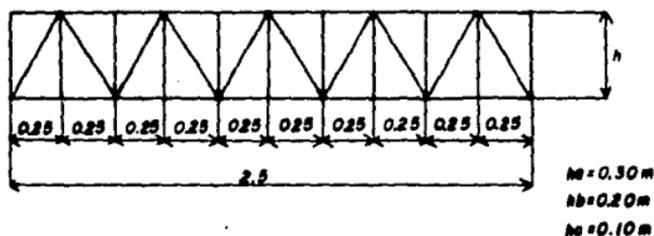


Figura 3 - 4

Para soportar los rodillos y ejes de transmisión a la estructura se usarán chumaceras de pie según se muestran en el Capítulo II. Las chumaceras se acoplarán a la estructura montándolas a ambos lados de los rompás por medio de ángulos soldados, sobre los cuales se atornillarán.

Considerando las dimensiones de las chumaceras y de los rodillos, éstos quedarán separados entre sí una distancia de 4 cm., lo que permitirá un mejor acoplamiento con la llanta, obteniéndose una mayor superficie de contacto y quedarán a 1 cm. de las rampas permitiendo así que giren libremente.

Los rodillos sobresaldrán del nivel superior de la rampa una distancia de un tercio de su diámetro. Esto permitirá un acceso fácil al automóvil.

En la Figura 3 - 5 se muestra el diagrama de toda la estructura de soporte :

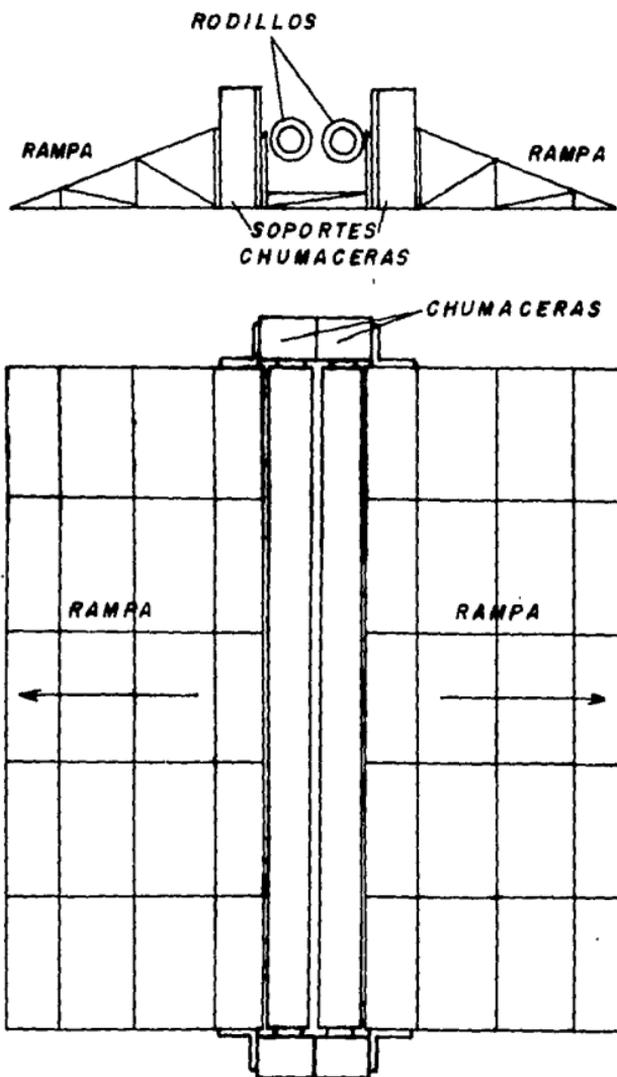


Figura 3 - 5

Como se puede ver en la figura anterior, las dos rampas estarán unidas por la parte inferior para dar rigidez a toda la unidad, evitando la desalineación de los rodillos.

Para el soporte se usará acero A - 36, el cual tiene las siguientes propiedades :

$$\text{Esfuerzo \u00faltimo} \quad S_n = 36000 \text{ psi} = 2530 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Esfuerzo de Fluencia} \quad S_y = 21600 \text{ psi} = 1518 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Peso} = 489 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} = 7842 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Los c\u00e1lculos se har\u00e1n en base a las normas de la AISC y con los perfiles estructurales fabricados por Fundidora Monterrey, S.A.

B.) CALCULO DE ELEMENTOS DE SOPORTE

Se empezará por calcular los elementos que componen el perfil de la rampa como el mostrado en la Figura 3 - 2.

Para los cálculos considérese la Figura 3 - 6 :

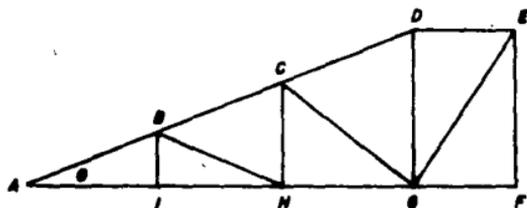


Figura 3 - 6

Las dimensiones correspondientes son :

AB = 0.284 m	BI = 0.10 m
BC = 0.284 m	CH = 0.20 m
CD = 0.284 m	DG = 0.30 m
DE = 0.20 m	EG = 0.36 m
EF = 0.30 m	
FG = 0.20 m	$\theta = 20.5^\circ$
GH = 0.266 m	
HI = 0.266 m	
IA = 0.266 m	

Se procederá a calcular cada uno de los elementos enlistados anteriormente que estén sujetos a carga.

Para las barras AB, BC, CD, la condición de carga crítica se presentará - cuando las ruedas del automóvil se encuentren al centro de las mismas. Haciendo un diagrama de cuerpo libre típico para cada una de estas secciones se obtiene - (Figura 3 - 7) :

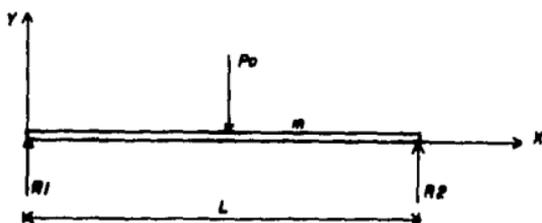


Figura 3 - 7

donde

P_o = Peso del automóvil en cada llanta

m = Carga distribuida debida al peso del perfil usado y al peso de la placa del piso = $m_v + m_p$

R_1 y R_2 = Reacciones en los apoyos

Para las tres secciones el peso del automóvil será el mismo, de manera que :

$$P_o = \frac{2\ 500\ \text{Kg.}}{2} = 1\ 250\ \text{Kg.}$$

El área total del piso es :

$$A = 0.845 (2.5) = 2.11\ \text{m}^2$$

como la placa es de 1/4" de espesor, su volumen es :

$$V = Ah = 2.11\ \text{m}^2 (0.25\ \text{in}) (2.54\ \text{cm/in}) (0.01\ \text{m/cm})$$

$$V = 0.0133\ \text{m}^3$$

por lo que su peso total es :

$$W = 7842 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} (0.0133 \text{ m}^3) = 104.57 \text{ Kg.}$$

Este peso se distribuirá como una carga tributaria para cada uno de los perfiles de soporte como se muestra en la Figura 3 - 8 :

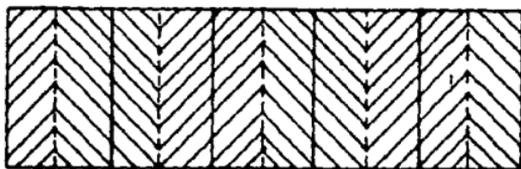


Figura 3 - 8

Como se puede apreciar en la figura 3 - 8, los cuatro perfiles centrales cargarán una quinta parte del peso total del piso c/u. Los perfiles de los extremos cargarán una décima parte del peso total cada uno. Con objeto de homogeneizar los cálculos de los perfiles se considerará que cada uno cargará una quinta parte del peso total, así el peso por área tributaria será :

$$W_a = \frac{104.57 \text{ Kg.}}{5} = 20.91 \text{ Kg.}$$

Este peso se manifestará como una carga distribuida a lo largo de la viga del perfil y tendrá una magnitud de :

$$m_p = \frac{20.91 \text{ Kg.}}{0.854 \text{ m}} = 24.48 \text{ Kg/m.}$$

Haciendo el análisis estático de la figura 3 - 7 tenemos que por simetría

$$R_1 = R_2 = \frac{m L + P_0}{2}$$

El momento máximo se presentará en el centro de la viga. La ecuación de momentos aplicable a éste caso es :

$$M = R_1 x - \frac{m x^2}{2} - P_0 (x - L/2) \quad 3 - 2$$

y $M = M_{\text{Max}}$ cuando $x = L/2$

por tanto

$$M_{\text{Max}} = R_1 \frac{L}{2} - m \frac{L^2}{8} - P_0 (L/2 - L/2) = \frac{R_1 L}{2} - \frac{m L^2}{8} \quad 3 - 3$$

El módulo de sección para las condiciones de carga está dado por :

$$S = \frac{M_{\text{Max}}}{S_y} \quad 3 - 4$$

Como el material del perfil trabajará dentro del límite elástico, la ecuación de deflexión aplicable es :

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M = R_1 x - \frac{m x^2}{2} - P_0 (x - L/2) \quad 3 - 5$$

realizando las dos integraciones se obtiene

$$\begin{aligned} Ely &= \frac{R_1 x^3}{6} - \frac{m x^4}{24} - \frac{P_0 x^3}{6} + \frac{L}{2} \frac{P_0 x^2}{2} + C_1 x + C_2 \\ &= \frac{R_1 x^3}{6} - \frac{m x^4}{24} - \frac{P_0 x^3}{6} + \frac{L P_0 x^2}{4} + C_1 x + C_2 \quad 3 - 6 \end{aligned}$$

Las condiciones de frontera aplicables son :

a) $y = 0$ para $x = 0$

b) $y = 0$ para $x = L$

por lo tanto

$$C_2 = 0$$

$$C_1 = \frac{R_1 L^3}{6} - \frac{m L^4}{24} - \frac{P_0 L^3}{6} + \frac{L P_0 L^2}{4} - L$$

$$C_1 = \frac{m L^3}{24} + \frac{P_0 L^2}{6} - \frac{R_1 L^2}{6} - \frac{P_0 L^2}{4} \quad 3 - 7$$

Como las secciones AB, BC, CD, son iguales en dimensiones el cálculo será el mismo para las tres.

Considerando un ángulo de lados iguales de 4" x 1/4" cuyo peso es de 9.82 Kg/m, su módulo de sección de 17.2 cm³, su momento de inercia 124.9 cm⁴, se obtiene

$$m = 24.48 + 9.82 = 34.3 \text{ Kg/m.}$$

de la ecuación 3 - 1

$$R_1 = R_2 = \frac{34.3 (0.284) + 1250}{2} = 629.87 \text{ Kg}$$

El momento máximo será (ec. 3 - 3)

$$M_{Max} = 629.87 \frac{(0.284)}{2} - 34.3 \frac{(0.284)^2}{8} = 89.78 \text{ Kg - m}$$

y el módulo de sección para las condiciones de carga (ec. 3 - 4)

$$S = \frac{89.78 \text{ Kg - m} (100 \text{ cm/m})}{1518 \text{ Kg/cm}^2} = 5.91 \text{ cm}^3$$

Comparando este valor con el módulo de sección del ángulo usado, se ve que es inferior, por lo tanto el perfil seleccionado es adecuado.

El pandeo de esta sección será:

de la ecuación 3 - 7

$$C_1 = \frac{34.3 (0.284)^3}{24} + \frac{1250 (0.284)^2}{6} - \frac{629.87 (0.284)^2}{6} - \frac{1250 (0.284)^2}{4}$$

$$C_1 = - 16.83 \text{ Kg m}^2$$

La deflexión máxima se presentará en

$$x = \frac{L}{2} = \frac{0.284}{2} = 0.142 \text{ m}$$

Sustituyendo este valor y el de C1 en la ecuación 3 - 6 se obtiene :

$$Ely = 629.87 \frac{(0.142)^3}{6} - 34.3 \frac{(0.142)^4}{24} - 1250 \frac{(0.142)^3}{6} + \\ + \frac{0.284 (1250) (0.142)^2}{4} - 16.83 (0.142) = - 0.66 \text{ Kg m}^3$$

y

$$y = \frac{-0.66 \text{ Kg m}^3 (100 \text{ cm/m})^3}{\frac{29 \times 10^6 \text{ Psi} (124.9 \text{ cm}^4)}{14.22 \frac{\text{Psi}}{\text{Kg/cm}^2}}} = 0.0025 \text{ cm}$$

La deflexión máxima permitida es :

$$y_{per} = \frac{L}{300} = \frac{0.284 (100)}{300} = 0.094 \text{ cm}$$

Por lo tanto $y < y_{per}$

Así, el perfil que se usará en la sección A - D es un ángulo de 4" x 1/4" de lados iguales.

La sección D - E tendrá las mismas condiciones de carga en una longitud menor.

Usando el mismo perfil para esta sección se tiene :

$$m = 34.3 \text{ Kg/m}$$

de la ec. 3 - 1

$$R_1 = R_2 = \frac{34.3 (0.20) + 1250}{2} = 628.43 \text{ Kg}$$

El momento máximo será

$$M_{Max} = \frac{628.43 (0.2)}{2} - \frac{34.3 (0.2)^2}{8}$$

$$M_{Max} = 62.67 \text{ Kg m.}$$

El módulo de sección para estas condiciones es :

$$S = \frac{62.27 \text{ Kg m (100 cm/m)}}{1518 \text{ Kg/cm}^2} = 4.12 \text{ cm}^3$$

el cual es menor que el de la sección del perfil.

La deflexión de esta sección será :

De la ec. 3 - 7

$$C1 = \frac{34.3 (0.2)^3}{24} + 1250 \frac{(0.2)^2}{6} - \frac{628.43 (0.2)^2}{6} - \frac{1250 (0.2)^2}{4}$$

$$C1 = - 8.34 \text{ Kg m}^2$$

La deflexión mayor se presentará en :

$$x = \frac{L}{2} = \frac{0.2}{2} = 0.1 \text{ m}$$

sustituyendo este valor y el de C1 en la ecuación 3 - 6 se obtiene

$$\begin{aligned} Ely = & \frac{628.43 (0.1)^3}{6} - \frac{34.3 (0.1)^4}{24} - \frac{1250 (0.1)^3}{6} + \frac{0.2 (1250) (0.1)^2}{4} - \\ & - 8.34 (0.1) = - 0.312 \text{ Kg m}^3 \end{aligned}$$

y

$$y = \frac{- 0.312 (100)^3}{\frac{29 \times 10^6}{14.22} 124.9} = - 1.22 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

La deflexión máxima permitido para esta sección es :

$$y_{per} = \frac{L}{300} = \frac{0.20 (100)}{300} = 0.066 \text{ cm}$$

por lo tanto $y_{per} > y$

El ángulo de 4" x 1/4" puede ser usado para toda la parte superior de los perfiles de la rampa, es decir, desde el punto A hasta el punto E.

Las columnas BI, CH, DG y EF tendrán la condición de carga crítica cuando el automóvil pase justo sobre ellas. Como el factor determinante en la acción de

columna es la relación de esbeltez y ya que todas están sometidas a la misma carga, las columnas DG y DF son las que mayor posibilidad de pandeo presentan.

Con estas consideraciones se calcularán las dos columnas anteriores y para las columnas BI y CH se usará el mismo perfil estructural, ya que por tener una relación de esbeltez menor, soportarán un mayor esfuerzo.

Según el código AISC y para acero A - 36

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2 \pi^2 (29 \times 10^6)}{21600}} = 162.79$$

La relación de esbeltez usando ángulo de 4" x 1/4" es para las columnas DG y EF

$$\frac{L}{r} = \frac{30 \text{ cm}}{3.18 \text{ cm}} = 9.43$$

Por ser la relación de esbeltez menor a C_c el esfuerzo permisible es

$$F_p = \left[\frac{1 - \frac{1}{2} \left(\frac{9.43^2}{162.79^2} \right)}{\frac{5}{3} + \frac{3}{8} \left(\frac{9.43}{162.79} \right)} - \frac{1}{8} \left(\frac{9.43}{162.79} \right)^3 \right] \frac{1518 \text{ Kg}}{\text{cm}^2} = 897.62 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El peso que soportará cada columna en su condición de carga crítica es el del - automóvil más el del piso de la rampa, es decir:

$$P = P_o + \frac{104.57}{5} = 1250 + \frac{104.57}{5} = 1270.91 \text{ Kg.}$$

Por lo tanto el esfuerzo al que estará sometida la columna es:

$$F = \frac{1270.91}{12.51 \text{ cm}^2} = 101.51 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Las columnas hechas con un ángulo de 4" x 1/4 son lo suficientemente resistentes para las condiciones de carga crítica.

Para los soportes longitudinales como el mostrado en la figura 3 - 4 se tendrán tres condiciones de carga crítica con respecto al peso del automóvil :

a).- Cuando se encuentre sobre una de las columnas. (Figura 3 - 9) :

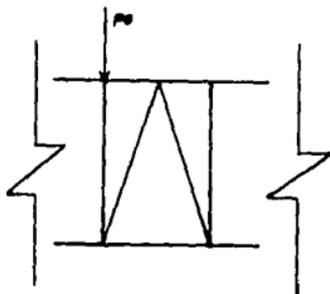


Figura 3 - 9

b).- Cuando se encuentre en el punto intermedio entre la columna y el nodo de los tirantes (Figura 3 - 10) :

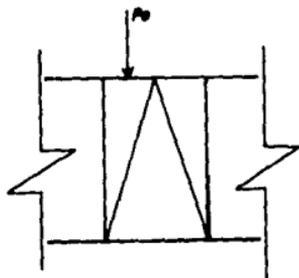


Figura 3 - 10

c).- Cuando se encuentre sobre el nodo (Figura 3 - 11) :

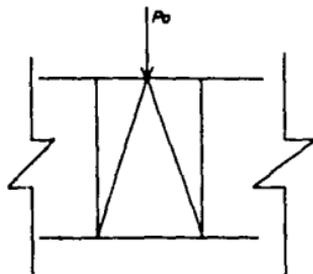


Figura 3 - 11

Debido a que el peso del piso es soportado por el perfil calculado anteriormente, los soportes longitudinales se calcularán considerando únicamente el peso del automóvil.

En base a las tres condiciones de carga crítica mencionadas y considerando la figura 3 - 12, se puede establecer que

- a.- Las barras AC actúan como columnas
- b.- Las barras AB actúan como vigas
- c.- Las barras BC actúan como columnas

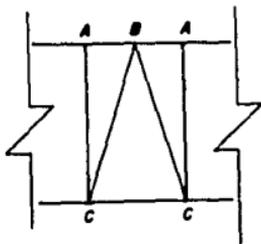


Figura 3 - 12

Debido a que la relación de esbeltez es el factor crítico para el cálculo de las columnas, aquellas situadas sobre el eje AA' de la figura 3-3, son las que presentan mayor posibilidad de pandeo, por tener mayor altura.

Las columnas AC se calcularon en los perfiles por lo que ahora se calcularán las Barras AB y BC.

Barras AB

Estas barras tienen las mismas dimensiones en los tres ejes de la Figura 3-3. El diagrama de cuerpo libre considerando la carga apoyada en el centro de la barra es el mostrado en la Figura 3 - 13 :

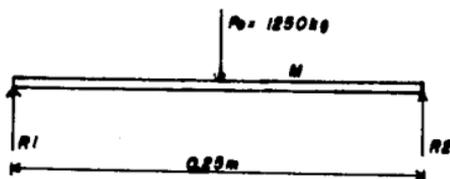


Figura 3 - 13

Este diagrama es igual al de la Figura 3-7, de manera que para los cálculos se emplearán las ecuaciones obtenidas para aquel caso.

Usando un ángulo de 4" x 1/4 de lados iguales se tiene :

$$R_1 = R_2 = \frac{m L + P_o}{2} = \frac{9.82 (0.25) + 1250}{2} = 626.22 \text{ Kg}$$

De la ecuación 3 - 3:

$$M_{\text{Max}} = \frac{626.22 (0.25)}{2} - \frac{9.82 (0.25)^2}{2} = 77.97 \text{ Kg. - m}$$

y de la ec. 3 - 4

$$S = \frac{77.97 \text{ Kg m (100 cm/m)}}{1518 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} = 5.13 \text{ cm}^3$$

que es menor al módulo de sección del ángulo usado.

La deflexión en esta barra será :

De la ecuación 3 - 7

$$C1 = \frac{9.82 (0.25)^3}{24} + \frac{1250 (0.25)^2}{6} - \frac{626.22 (0.25)^2}{6} - \frac{1250 (0.25)^2}{4}$$

$$C1 = - 26.07 \text{ Kg m}^2$$

La deflexión máxima ocurrirá en

$$x = \frac{L}{2} = \frac{0.25}{2} = 0.125 \text{ m.}$$

por lo tanto de la ecuación 3 - 6

$$Ely = \frac{626.22 (0.125)^3}{6} - \frac{9.82 (0.125)^4}{24} - \frac{1250 (0.125)^3}{6} + \frac{0.25 (1250) (0.125)^2}{2} - 26.07 (0.125)$$

$$Ely = - 1.02 \text{ Kg m}^3$$

$$y = - \frac{1.02 \text{ Kg m}^3 (100 \text{ cm/m})^3}{29 \times 10^6 (124.9 \text{ cm}^4)} = 0.004 \text{ cm.}$$

La deflexión máxima permitida es

$$Y_{per} = \frac{L}{300} = \frac{25}{300} = 0.083 \text{ cm}$$

por lo que el perfil es adecuado.

Barras BC

Las dimensiones de estas barras, de acuerdo al eje AA' de la figura 3 - 3 son : (Figura 3 - 14)

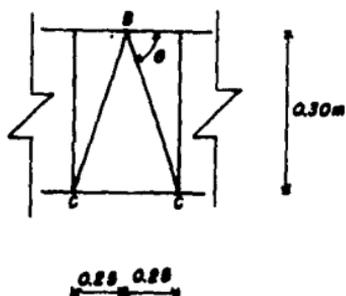


Figura 3 - 14

$$BC = \sqrt{(0.25)^2 + (0.3)^2} = 0.39 \text{ m.}$$

$$\theta = \text{ang. tg } \frac{0.25}{0.30} = 39.80^\circ$$

El diagrama de cuerpo libre es : (Figura 3 - 15)

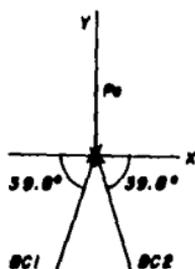


Figura 3 - 15

$$\sum F_x = 0$$

$$BC_1 \cos 39.80^\circ - BC_2 \cos 39.80^\circ = 0$$

$$\therefore BC_1 = BC_2 = BC$$

$$\sum F_y = 0$$

$$2 BC \sin 39.80^\circ - 1250 = 0$$

$$BC = \frac{1250}{2 \sin 39.80^\circ} = 976.39 \text{ Kg}$$

Considerando el uso de un ángulo de 2" x 1/4" de lados iguales se tiene

$$\frac{L}{r} = \frac{0.39 (100)}{1.96} = 19.89$$

como $\frac{L}{r} < C_c$ el esfuerzo permisible será

$$p = \frac{\left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{19.89^2}{162.79} \right) \right] 1518 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{\frac{5}{3} + \frac{3}{8} \left(\frac{19.89}{162.79} \right) - \frac{1}{8} \left(\frac{19.89}{162.79} \right)^3} = 879.93 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

el esfuerzo soportado por las barras es

$$= \frac{976.39 \text{ Kg}}{7.68 \text{ cm}^2} = 127.13 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

que es menor al permisible

Soldadura:

En lo que respecta al tipo de soldadura que se deberá emplear en la rampa, se tienen las siguientes consideraciones:

La soldadura es un elemento de unión fijo, que tiene como característica - una gran resistencia a los esfuerzos por tensión, flexión y torsión. Cuando se utiliza en miembros a compresión, ésta sólo tiene la función de servir como elemen-

to de unión, sin que se requiera resistencia a los esfuerzos de compresión.

Del análisis de los componentes de la rampa, se puede observar que están sometidos a esfuerzos de compresión, y aquellos sometidos a esfuerzos de flexión no tienen uniones intermedias. Por lo tanto el tipo de soldadura que se debe emplear estará determinado por el espesor de los miembros. Para todas las uniones se usará soldadura de chaffón, para la cual el Código AWS establece las dimensiones y resistencias mostradas en la Tabla 3 - A :

Tamaño de la soldadura de chaffón en Plg.	Esfuerzo permisible por Plg. lineal (KIPS)	Espesor mínimo efectivo de la placa Plg.
3/16	1.8	3/16
1/4	2.4	5/16
5/16	3.0	3/8
3/8	3.6	7/16
7/16	4.2	1/2
1/2	4.8	9/16
5/8	6.0	11/16
3/4	7.2	13/16

Tabla 3 - A

Los valores de esta tabla son para electrodos del Tipo E - 60.

Se puede ver que para un espesor de placa de 1/4", el tamaño del chaffón debe ser de 3/16".

Soporte de Rodamientos:

Como se mencionó al principio de este capítulo, los soportes de los rodamientos se montarán en los lados de las rampas de acceso, como se muestra en la figura 3 - 5. Estos soportes estarán hechos con un ángulo de 6" x 3/8 de lados iguales, seleccionado a partir de las dimensiones de las chumaceras, soldados al perfil de la rampa.

Las cargas que tendrán que soportar son:

a).- Carga estática compuesta por

- Peso del automóvil
- Peso del rodillo y del eje
- Peso de la chumacera
- Peso del soporte

b).- Carga dinámica

Par motriz transmitido por las llantas

Debido a que la soldadura tiene que ser de chaflán y según la tabla anterior, considerando que el espesor de los ángulos del perfil es de 1/4" se deberá usar un chaflán de 3/16".

La soldadura estará sometida a dos tipos de carga: una carga paralela (carga estática) y una transversal o normal a la soldadura (carga dinámica).

El Código AWS establece que para este tipo de cargas combinadas, se deberá calcular la longitud de soldadura necesaria, considerando a la resultante de ambas como una carga paralela.

La carga paralela a la soldadura es:

Peso del automóvil y rodillos	3017.68 lb = 1368.56 Kg
Peso de la chumacera	45.64 lb = 20.70 Kg
Peso del ángulo	<u>23.97 lb = 10.87 Kg</u>
Total (cp)	3087.29 lb = 1400.13 Kg

La carga transversal está dada por el par matriz y tiene una magnitud de

$$C_t = 6109.09 \text{ lb} = 2770.56 \text{ Kg}$$

La resultante de estas cargas es :

$$C_r = \sqrt{(3087.29)^2 + (6109.09)^2} = 6844.87 \text{ lb}$$

De la tabla de soldaduras se ve que el esfuerzo permisible para chafflán de 3/16" es de 1800 lb/in por lo que la longitud mínima necesaria para resistir esta carga es:

$$L = \frac{6844.87 \text{ lb}}{1800 \text{ lb/in}} = 3.80 \text{ in}$$

Debido a que el soporte se soldará a los perfiles de la rampa se tiene una longitud efectiva de soldadura mayor a la requerida según se muestra en la siguiente figura.

Para detalles de ensamble véase el apéndice.

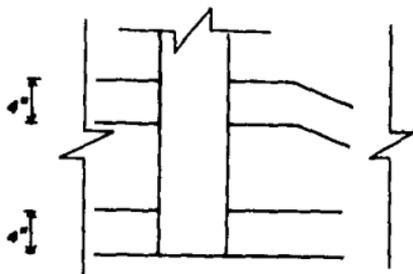


Figura 3 - 16

C A P I T U L O I V

SISTEMA HIDRAULICO DE MEDICION DE POTENCIA

A continuación se describirá el sistema que se usará para medir la potencia del vehículo sometido a prueba. Este método se basa en la definición de potencia aplicada a las máquinas hidráulicas.

A.) EQUIVALENCIA DE UNA CARGA DE PRESION EN POTENCIA

Potencia Hidráulica.

La potencia requerida o proporcionada por una máquina hidráulica se define como :

$$Pot = \gamma QH \quad 4 - 1$$

donde

Pot = Potencia hidráulica absorbida o proporcionada por la máquina

Q = Gasto o caudal del fluido de operación

H = Carga de altura suministrada por la máquina

γ = Peso específico del fluido de operación

En el caso del dinamómetro se requiere de una máquina hidráulica que suministre al fluido, la potencia transmitida por las ruedas del automóvil, siendo las bombas las que realizan esta operación.

Aplicando la ecuación 4 - 1 a las bombas, representa la potencia necesaria para transmitir a un caudal Q, de un fluido con peso específico γ , una carga de altura H.

Este incremento de energía, expresado por H, también se puede manifestar como un aumento de presión. La carga de altura se puede transformar en presión está

ESTA TESIS
NO DEBE
SALIR DE LA
BIBLIOTECA

tica por medio de la expresión

$$P = \gamma H Q$$

Que al sustituirla en la ecuación 4 - 1, se obtiene :

$$Pot = GP \tag{4 - 2}$$

donde P es el incremento de presión que la bomba transmite al fluido. Así, la potencia requerida para el bombeo es proporcional al gasto y al incremento de presión que la bomba suministre al fluido.

Aplicando esta definición al dinamómetro, la potencia que las ruedas motrices del vehículo suministren a la bomba provocará un gasto determinado del fluido de operación, así como un incremento de presión, de manera que si se conocen estas dos variables que son de fácil medición, se podrá obtener la potencia que la bomba está suministrando al fluido.

Dependiendo de la manera en que las bombas transmitan la potencia al fluido, éstas se pueden dividir en dos tipos :

- 1) Centrífugas
- 2) De desplazamiento positivo

Las bombas centrífugas se rigen por el principio de Euler, el cual manifiesta, que tanto la carga de altura como el gasto dependen de las condiciones cinemáticas del fluido, a la entrada y a la salida del rodete, así como de la configuración geométrica. Es decir

$$H = \frac{U_2 C_{2M} - U_1 C_{1M}}{g} \tag{4 - 3}$$

donde U_2, U_1 = velocidad tangencial del fluido a la entrada y a la salida

lida del rodete, respectivamente.

$C2M, C1M$ = velocidad meridional o normal del fluido a la salida y entrada del rodete respectivamente.

g = aceleración de la gravedad

El gasto está dado por

$$Q = b_2 D_2 C_2M \quad 4 - 4$$

donde

b_2 = ancho del rodete a la salida

D_2 = diámetro exterior del rodete

En base a estas ecuaciones el comportamiento de este tipo de bombas, se representa por medio de las llamadas curvas características, las cuales se hacen para un determinado número de revoluciones del rodete. Al variar las revoluciones, cambia la forma de las curvas características. Esto se puede observar en la figura 4 - 1, en la que se representa el comportamiento de una misma bomba centrífuga funcionando a 3600 y 3400 rpm.

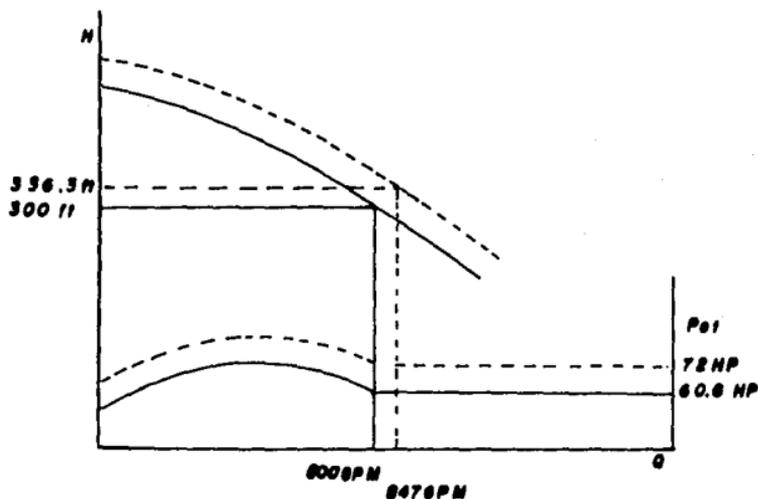


Figura 4 - 1

La línea punteada representa el comportamiento en las siguientes condiciones

$$\begin{aligned}n &= 3600 \text{ rpm} \\Q &= 847 \text{ gpm} \\H &= 336.3 \text{ ft} \\Pot &= 72 \text{ HP}\end{aligned}$$

y la línea continua representa el comportamiento en las siguientes condiciones

$$\begin{aligned}n &= 3400 \text{ rpm} \\Q &= 800 \text{ gpm} \\H &= 300 \text{ ft} \\Pot &= 60.66 \text{ HP}\end{aligned}$$

Como se puede apreciar, la variación de la velocidad del rodete, cambia las características globales de funcionamiento de la bomba. Además, estas bombas están diseñadas para funcionar en condiciones de operación constantes o con variaciones pequeñas, ya que depende en mucho de las condiciones de succión y descarga.

Las bombas de desplazamiento positivo provocan una variación del volumen ocupado por el fluido, produciéndose el aumento de presión. Según la manera en que se logre esta variación de volumen, pueden ser de dos tipos

- a) alternativas o reciprocantes
- b) rotativas

Las bombas alternativas están provistas de un émbolo o pistón que produce la disminución de volumen por un movimiento alternante dentro del cilindro que lo aloja.

Las rotativas provocan la variación de volumen por diversos métodos, como puede ser un rotor descentrado respecto a la carcasa.

De manera general el comportamiento de estas bombas se puede representar analíticamente, por medio de las siguientes expresiones

$$\text{El gasto será :} \quad Q = VA \quad 4 - 5$$

donde

A = Area del impulsor en contacto con el fluido

V = Velocidad del impulsor

La potencia de operación queda determinada por la presión ejercida sobre el fluido

$$\text{Pot} = PQ$$

Para hacer un análisis más detallado de este tipo de bombas se requiere conocer las características particulares de cada tipo de impulsor.

Este tipo de bombas se utilizan en sistemas que requieran mantener altas presiones, o presiones constantes, a pesar de las variaciones en las condiciones de succión o de descarga, pueden funcionar con una amplia gama de velocidades y la potencia de operación depende de los materiales de construcción de la bomba y no de la dinámica del fluido.

Por el análisis de las características de cada tipo de bomba y para efectos del dinamómetro, sería imposible el uso de una bomba centrífuga ya que su operación requiere de condiciones específicas y poco variables. En cambio una bomba de desplazamiento positivo puede trabajar en una amplia gama de condiciones de operación como son velocidad y potencia.

El tipo particular de bomba de desplazamiento positivo que se debe usar, se seleccionará de los equipos disponibles en el mercado que se adapten a las condiciones de funcionamiento del dinamómetro.

B.) SELECCION E INSTALACION DE LA BOMBA

El equipo de bombeo requerido debe tener capacidad de absorber la potencia máxima que proporcione el automóvil, en sus diferentes condiciones de funcionamiento y que está limitado a 120 HP.

Al estar conectado el motor a la transmisión habrá varios puntos en que se desarrolle esta potencia máxima, dependiendo del número de velocidades con que cuenta el automóvil. Así, en el caso de una transmisión de tres velocidades el motor podrá suministrar la potencia máxima en cada una de ellas, a diferentes revoluciones de las ruedas. Esto se puede observar claramente en la figura 1 - 5 del Capítulo I. Por lo tanto la bomba debe ser capaz de absorber la potencia máxima a diferentes revoluciones.

En las transmisiones actuales se manejan como promedio las siguientes relaciones de velocidades en la caja :

Automóviles de 3 velocidades :

1a. 2.55 : 1

2a. 1.60 : 1

3a. 1.00 : 1

Automóviles de 4 velocidades :

1a. 2.80 : 1

2a. 1.80 : 1

3a. 1.30 : 1

4a. 1.00 : 1

En ambos casos la relación promedio en el diferencial es de 4:1 por lo que la re-

lación total de transmisión es de :

Automóviles de 3 velocidades :

1a. 10.20 : 1

2a. 6.40 : 1

3a. 4.0 : 1

Automóviles con 4 velocidades :

1a. 11.20 : 1

2a. 7.20 : 1

3a. 5.20 : 1

4a. 4.00 : 1

La tendencia actual en la fabricación de motores, es de velocidades promedio de 6000 rpm para potencias superiores a las 100 HP y de 4000 rpm para potencias menores con un promedio de 40 a 60 HP.

Así la velocidad máxima en las ruedas matrices considerando un motor que gire a 6000 rpm y según las relaciones enunciadas anteriormente, serán :

Automóvil de 3 velocidades :

1a. 588.23 rpm

2a. 937.50 rpm

3a. 1500 rpm

Automóvil con 4 velocidades :

1a. 535.71 rpm

2a. 833.33 rpm

3a. 1153.84 rpm

4a. 1500 rpm

De manera que la bomba debe ser capaz de absorber 120 HP a las velocidades anteriores.

Del análisis de los equipos de bombas de desplazamiento positivo existentes en el mercado nacional, las de engranajes interiores son las que manejan altas potencias y tienen la capacidad de usarse a los regímenes de velocidad requeridos.

Análiticamente este tipo de bombas se estudia por medio de las siguientes expresiones:

Gasto :
$$Q = q n \eta_v \quad 4 - 7$$

donde

q = desplazamiento por revolución

n = velocidad de operación, rpm

η_v = eficiencia volumétrica

potencia

$$Pot = \frac{QP}{\eta_t} = \frac{qnP\eta_v}{\eta_t} \quad 4 - 8$$

donde

P = Presión de operación

η_t = Eficiencia total de la bomba = $\eta_m \eta_v$

El modelo B2000 fabricado por la Compañía DIFIMSA cumple satisfactoriamente con las condiciones de operación enunciadas anteriormente. Sus características son :

Potencia máxima	380 HP
Presión máxima de operación	42 Kg/cm ² manométricos
Desplazamiento por revolución	2.22 lt
Velocidad máxima	1600 rpm
Eficiencia total	73 %
Eficiencia mecánica	91 %

Eficiencia volumétrica	80 %
Fluido	agua

Por lo tanto la bomba tiene la capacidad suficiente de absorber la potencia, así como la velocidad de operación, pero es necesario conocer el comportamiento de la presión en las diferentes velocidades en las que se absorberá la potencia máxima.

De la ecuación 4 - 8 se tiene :

$$P = \frac{\text{Pot } \eta_t}{qn \eta_v} = \frac{\text{Pot } \eta_{\text{mec}}}{qn}$$

introduciendo unidades y factores de conversión

$$P \text{ (Kg/cm}^2\text{)} = \frac{\text{Pot (HP)} (76.04 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}}) \eta_m}{\text{HP} \cdot q \left(\frac{\text{Its}}{\text{rev}} \right) n \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right) \left(\frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ lt}} \right) \left(\frac{10000 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2} \right)}$$

$$P \text{ (Kg/cm}^2\text{)} = \frac{456.24 \text{ Pot (HP)} \eta_m}{q \left(\frac{\text{Its}}{\text{rev}} \right) n \text{ (rpm)}}$$

y según las características de la bomba

$$P \text{ (Kg/cm}^2\text{)} = \frac{456.24 (120 \text{ HP}) (0.91)}{(2.22 \frac{\text{Its}}{\text{rev}}) n \text{ rpm}} = \frac{22442.07}{n \text{ (rpm)}} \quad 4 - 9$$

Sustituyendo en esta ecuación las diferentes velocidades en las ruedas y de la ecuación 4 - 7 se obtienen los siguientes resultados :

Automóvil de 3 velocidades

Velocidad	Relación total	RPM Ruedas Motrices	Presión (Kg/cm ²)	Gasto (Lts/min)
1a.	10.2 : 1	588.23	38.14	1044.70
2a.	6.4 : 1	937.5	23.93	1665.00
3a.	4.0 : 1	1500	14.95	2664.00

Automóvil de 4 velocidades

Velocidad	Relación total	RPM Ruedas Motrices	Presión (Kg/cm ²)	Gasto (Lts / min)
1a.	11.20 : 1	535.71	41.80	951.41
2a.	7.20 : 1	833.33	26.92	1479.99
3a.	5.20 : 1	1153.84	19.40	2049.21
4a.	4.0 : 1	1500	14.95	2664.00

TABLA 4 - A

De manera que, a las diferentes revoluciones de las ruedas, no se sobrepasa la presión máxima de operación de la bomba.

Este modelo de bomba tiene las dimensiones mostradas en la figura 4 - 2 :

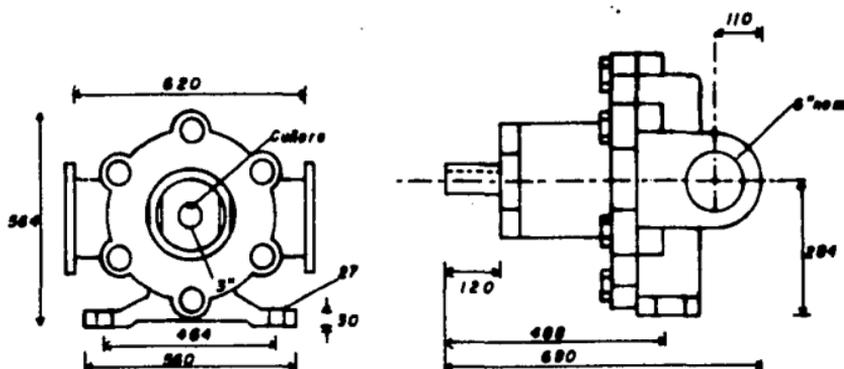


Figura 4 - 2

Transmisión

En la tabla anterior se considera que las mismas revoluciones de las ruedas motrices

son las que se transmiten a la bomba. Para que ésto suceda es necesario que la relación de transmisión entre ambas sea de 1:1.

Entre las ruedas motrices y el rodillo la relación es de 1:3.32, considerando llantas de tamaño medio, por lo tanto entre el rodillo y la bomba se deberá tener una relación de 3.32:1 para que la relación final sea de 1:1.

Esta reducción se hará por un sistema de engranes, en el que el piñón estará montado en el extremo del eje de transmisión y el engrane sobre la flecha de la bomba, como se muestra en la figura: 4 - 3:

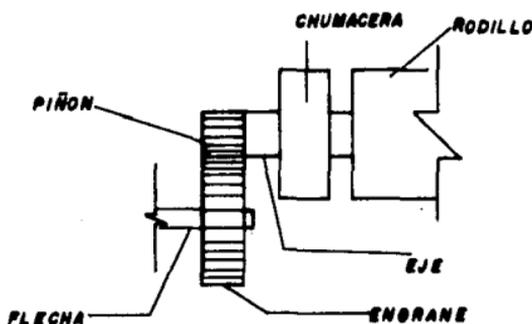


Figura 4 - 3

En la zona donde se montará el piñón no actúan los esfuerzos por flexión en el eje, por lo que su diámetro para las condiciones de carga podrá ser menor, permitiendo obtener engranes más pequeños que facilitan la instalación. El diámetro del eje requerido en esta zona será de

$$d^3 = \frac{16 (12) (1.5) (1686)}{\pi (9540)} = 16.20 \text{ plg}^3$$

$$d = 2.51''$$

Por lo que se puede usar un eje comercial de 2.5".

Nótese que esta ecuación es la misma que se utilizó para determinar el diámetro de los ejes en el Capítulo II, eliminando el efecto del esfuerzo por flexión.

El cálculo de los engranes se hará en base a las normas de la AGMA (American - Gear Manufacturers Association) basado en el engrane más débil, que en este caso es el piñón. Esta norma establece :

$$\text{Paso diametral} = \frac{N}{D_p} = \frac{\text{Número de dientes del engrane}}{\text{Diámetro de paso}} \quad 4 - 10$$

Magnitudes generales (Tabla 4 - B)

PROPORCIONES DE LOS DIENTES DE ENGRANAJES NORMALIZADOS

	14½° Compuesto	14½° Evolvente y prof. tot.	20° Evolvente y prof. tot.	20° Evolvente "stub"
Altura de cabeza	$\frac{1}{P_d}$	$\frac{1}{P_d}$	$\frac{1}{P_d}$	$\frac{0,8}{P_d}$
Altura de pie mínima	$\frac{1,157}{P_d}$	$\frac{1,157}{P_d}$	$\frac{1,157}{P_d}$	$\frac{1}{P_d}$
Profundidad total	$\frac{2,157}{P_d}$	$\frac{2,157}{P_d}$	$\frac{2,157}{P_d}$	$\frac{1,8}{P_d}$
Huelgo	$\frac{0,157}{P_d}$	$\frac{0,157}{P_d}$	$\frac{0,157}{P_d}$	$\frac{0,2}{P_d}$

TABLA 4 - B

Carga transmitida al diente

$$F_t = \frac{33000 \text{ HP}}{V_m} \quad 4 - 11$$

$$V_m = \pi D_p n \quad 4 - 12$$

donde :

F_t = Carga transmitida; lb

V_m = Velocidad tangencial en el diámetro de paso; ft/min.

n = RPM del engrane

Para engranes metálicos, con dientes maquinados tratados térmicamente (cementados) se establecen las siguientes características :

Carga dinámica

$$F_d = \frac{0.05 V_m (bC + F_t) + F_t}{0.05 V_m + \sqrt{bC + F_t}} \quad 4 - 13$$

donde

F_d = Carga dinámica; lb

C = Constante que depende del error permisible en el maquinado de los dientes (Figuras 4 - 4 y 4 - 5).

b = Ancho del diente para el cual se recomiendan las siguientes proporciones :

$$\frac{9.5}{P_d} \leq b \leq \frac{12.5}{P_d}$$

Fuerza de diseño, dada por la ecuación de Lewis :

$$F_s = \frac{V b}{P_d} Y \quad 4 - 14$$

donde :

F_s = Fuerza de diseño; lb

V = Esfuerzo permisible. Se especifica 60,000 psi para dientes metálicos tratados térmicamente.

Y = Factor de forma (Tabla 4 - C)

VALUES OF FORM FACTOR Y IN LEWIS' EQUATION

FD = full depth.

NO. TEETH	LOAD AT TIP			LOAD NEAR MIDDLE		NO. TEETH	LOAD AT TIP			LOAD NEAR MIDDLE	
	14 1/2'	20'	20'	14 1/2'	20'		14 1/2'	20'	20'	14 1/2'	20'
	FD	FD	Stub (5/8")	FD	FD		FD	FD	Stub	FD	FD
10	0.176	0.201	0.261			32	0.322	0.364	0.443	0.547	0.617
11	0.192	0.226	0.289			33	0.324	0.367	0.445	0.550	0.623
12	0.210	0.245	0.311	0.355	0.415	35	0.327	0.373	0.449	0.556	0.633
13	0.221	0.264	0.324	0.377	0.443	37	0.330	0.380	0.454	0.563	0.645
14	0.236	0.276	0.339	0.399	0.468	39	0.335	0.385	0.457	0.568	0.655
15	0.245	0.289	0.349	0.415	0.490	40	0.336	0.389	0.459	0.570	0.659
16	0.255	0.295	0.360	0.430	0.503	45	0.340	0.399	0.468	0.579	0.678
17	0.264	0.302	0.365	0.446	0.512	50	0.346	0.408	0.474	0.588	0.693
18	0.270	0.308	0.377	0.459	0.522	55	0.352	0.415	0.480	0.596	0.704
19	0.277	0.314	0.386	0.471	0.534	60	0.355	0.421	0.484	0.603	0.713
20	0.283	0.320	0.393	0.481	0.544	65	0.359	0.425	0.488	0.607	0.721
21	0.289	0.326	0.399	0.490	0.553	70	0.360	0.429	0.493	0.610	0.728
22	0.292	0.330	0.404	0.496	0.559	75	0.361	0.433	0.496	0.613	0.735
23	0.296	0.333	0.405	0.502	0.565	80	0.363	0.436	0.499	0.615	0.739
24	0.302	0.337	0.411	0.509	0.572	90	0.366	0.442	0.503	0.619	0.747
25	0.305	0.340	0.416	0.515	0.580	100	0.368	0.446	0.506	0.622	0.755
26	0.308	0.344	0.421	0.522	0.588	150	0.375	0.458	0.518	0.635	0.779
27	0.311	0.348	0.426	0.528	0.592	200	0.378	0.463	0.524	0.640	0.787
28	0.314	0.352	0.430	0.534	0.597	300	0.382	0.471	0.534	0.650	0.801
29	0.316	0.355	0.434	0.537	0.602	Recl.	0.390	0.484	0.550	0.660	0.823
30	0.318	0.358	0.437	0.540	0.606						

TABLA 4 - C

Margen de Seguridad

$$M_s = \frac{F_s}{F_d} - 1$$

4 - 15

Recomendándose un valor entre 0 y 0.25.

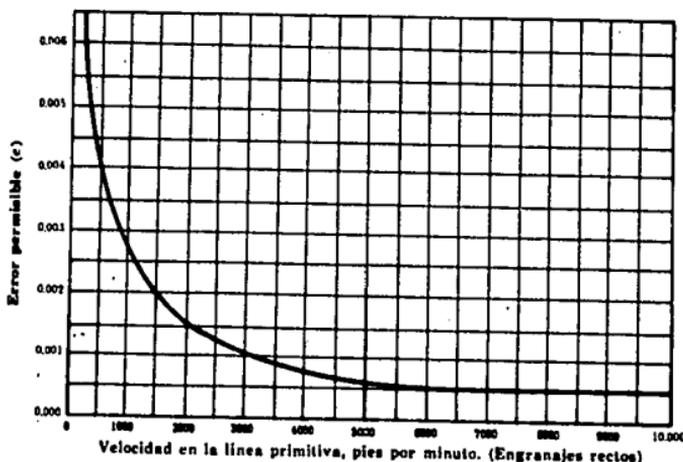


Figura 4 - 4

- Valores del factor de deformación C - para verificar cargas dinámicas.

Materiales		Diente de forma evolvente	Error del diente - pulgadas			
Piñón	Engranaje		0,0005	0,001	0,002	0,003
hierro fundido	hierro fundido	14½°	400	800	1600	2400
acero	hierro fundido	14½°	550	1100	2200	3300
acero	acero	14½°	800	1600	3200	4800
hierro fundido	hierro fundido	20° y profundidad total	415	830	1660	2490
acero	hierro fundido	20° y profundidad total	570	1140	2280	3420
acero	acero	20° y profundidad total	830	1660	3320	4980
hierro fundido	hierro fundido	20° "stub"	430	860	1720	2580
acero	hierro fundido	20° "stub"	590	1180	2360	3540
acero	acero	20° "stub"	860	1720	3440	5160

Figura 4 - 5

La carga máxima se presentará cuando el vehículo suministre la potencia máxima a las menores revoluciones, lo que ocurre cuando se engrana la primera velocidad.

Considerando el caso de un vehículo de cuatro velocidades suministrando 120 HP,

Las revoluciones en primera velocidad son 535.71 RPM, según se muestra en la Tabla 4 - A, así las revoluciones en el eje serán

$$n = 3.32 (535.71) = 1778.55 \text{ rpm}$$

que serán las mismas del piñón.

Para un piñón con diámetro de paso de 3", la velocidad en el círculo de paso, será según la ecuación 4 - 12:

$$V_m = \frac{\pi (3) (1778.55)}{12} = 1396.86 \text{ ft/min.}$$

por lo tanto la carga transmitida al diente es (Ec. 4 - 11)

$$F_t = \frac{33000 (120)}{1396.86} = 2834.92 \text{ lb}$$

de la figura 4 - 4 el error permisible es

$$e = 0.0021$$

por lo que el valor de C es (Fig. 4 - 5)

$$C = \frac{1600 (0.0021)}{0.001} = 3360$$

seleccionando un paso diametral normalizado de $P_d = 4$ y tomando la relación

$$b = \frac{12}{P_d}$$

se obtiene

$$b = \frac{12}{4} = 3''$$

La carga dinámica será (Ec. 4 - 13)

$$F_d = \frac{0.05 (1396.86)}{0.05 (1396.86) + \sqrt{3 (3360) + 2834.92}} + 2834.92$$

$$F_d = 7750.89 \text{ lb}$$

El número de dientes para el piñón será (Ec. 4 - 10)

$$N1 = 3 \times 4 = 12 \text{ dientes}$$

por lo que el valor del factor de forma es (Tabla 4 - C)

$$Y = 0.210$$

considerando dientes de profundidad total con ángulo de presión de 14.5°.

La fuerza de diseño es (Ec. 4-14).

$$F_s = \frac{60\,000 (0.210) (3)}{4} = 9450 \text{ lb}$$

y el margen de seguridad queda :

$$M_s = \frac{9450}{7750.89} - 1 = 0.219$$

el cual queda dentro del rango recomendado.

Para cumplir la relación requerida, las dimensiones del engrane serán :

Número de dientes :

$$N2 = 12 \times 3.32 = 39.84, \text{ es decir } 40 \text{ dientes}$$

Díámetro de paso

$$D_p = \frac{N}{P_d} = \frac{40}{4} = 10''$$

por lo que la relación real será de

$$R = \frac{N2}{N1} = \frac{40}{12} = 3.33$$

Para un engrane de 40 dientes el factor de forma es

$$Y = 0.336$$

por lo que la fuerza de diseño será

$$F_s = \frac{60\,000 (0.336) (3)}{4} = 15120$$

y el factor de seguridad es :

$$M_s = \frac{15120}{7750.89} - 1 = 0.950$$

mayor a lo recomendado.

Con estas dimensiones la distancia entre centro será

$$d = \frac{Dp_1 + Dp_2}{2} = \frac{3. + 10}{2} = 6.5"$$

Con este sistema de engranes la relación total entre las ruedas matrices y la flecha de la bomba será :

$$R_{tot} = \frac{3.32}{1} \times \frac{1}{3.33} = 0.996$$

es decir 0.996 : 1

El acoplamiento de los engranes con los ejes se hará por medio de cuñas. Ambas cuñas serán del mismo material de los ejes, es decir acero A 53 B.

La flecha de la bomba viene provista con un cuñero de 3/4" x 3/8" x 4", de manera que se usará una cuña cuadrada de 3/4" x 3/4".

En el caso del piñón se usará una cuña plana con un ancho

$$b = 1/2" \text{ y una altura de } h = 0.30".$$

El esfuerzo cortante al que se someterá la cuña será :

$$S_s = \frac{F_t}{bL} = \frac{2834.92}{0.5 (3)} = 1889.94 \text{ psi}$$

menor al esfuerzo permitido para este acero de 9 540 psi.

donde :

b = ancho de la cuña

L = longitud de la cuña

F_t = carga de trabajo

el esfuerzo de la compresión será :

$$\nabla c = \frac{2 Ft}{hL} = \frac{2 (2834.92)}{0.30 (3)} = 6\ 299.82 \text{ psi}$$

También superior al valor permitido

Resumiendo, las características de los engranes son :

	Paso diametral :	4
	Ancho :	3"
Piñón	Diámetro de paso :	3"
	Número de dientes :	12
	Hueco :	2.5"
	Cuñero :	1/2" ancho, 0.15" alto
Engrane	Diámetro de paso :	10"
	Número de dientes :	40
	Hueco :	3"
	Cuñero :	3/4" ancho, 3/8" alto

Hechos de acero maquinado, con cementación para un esfuerzo permisible de - -
60 000 psi.

Tuberías

La bomba seleccionada, viene provista de bridas para la conexión de tubería de -
6" de diámetro nominal, tanto en la succión como en la descarga. La cédula re-
querida dependerá de la presión y temperatura de operación, así como del material
de fabricación.

El espesor de la tubería se determina por medio de la fórmula de LAME:

$$t_r = \left[\frac{D_o P}{2 (SE + Py)} \right] \frac{8}{7} \quad 4 - 16$$

donde

- t_r = Espesor mínimo requerido, pulgadas.
- D_o = Diámetro exterior de la tubería pulgadas.
- S = Esfuerzo permitido para el material de la tubería (Norma ANSI B 31.3 - 1976), psi
- E = Factor de calidad de la costura (Norma ANSI B 31.3 - 1976)
- P = Presión de diseño de la tubería, psi g.
- Y = Factor adimensional que depende del tipo de material y temperatura de diseño, según la Tabla 4 - D.

Temperatura (° F)

Material	900	950	1 000	1 050	1 100	1 150
Aceros Ferríticos	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Aceros Austeníticos	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Otros Metales Dúctiles	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Hierro Fundido	0.0	-	-	-	-	-

TABLA 4 - D

La norma ANSI citada, enlista los valores del producto SE, en función de la temperatura, correspondiendo al acero A - 53 B el valor de 20,000 psi, para temperaturas menores a 400°F (190°C), que es el valor requerido ya que el agua que se usará - estará a temperatura ambiente. Esta norma se puede ver en el Apéndice.

Se considerará como presión de diseño 42 Kg/cm² (600 psi) que es la máxima que

puede proporcionar la bomba. El diámetro exterior de una tubería de 6" de diámetro nominal es de 6.625".

Con estos datos se tiene que

$$tr = \left\{ \frac{(6.625) (600)}{2 [20\,000 + 0.4 (600)]} \right\} \frac{8}{7} = 0.112"$$

En la tabla de dimensiones de tuberías comerciales, que se muestra en el Apéndice, se ve que la tubería de 6" cd 40 tiene un espesor de 0.280", por lo que es adecuada para las características de operación.

Como se mencionó en el Capítulo I, la bomba estará conectada tanto en la succión como en la descarga al depósito del fluido de operación, para permitir la recirculación. La tubería de succión se conectará directamente del depósito a la bomba, - instalándose en ella el manómetro que medirá la presión de succión.

La tubería de descarga se prolongará una distancia suficiente después de la bomba, para instalar el manómetro que medirá la presión de descarga. Enseguida se instalarán dos codos de 90°R.L., formando una "U" para cerrar el circuito. En la tubería que unirá a los codos con el depósito se instalará el medidor de gasto. El diagrama de la instalación se muestra en la Figura 4 - 6

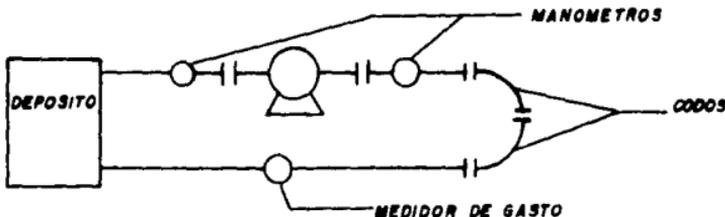


Figura 4 - 6

Tanto los codos como las bridas requeridas, son accesorios que están normalizados, según el diámetro normal de la tubería, por la ASA (American Standards Association) según se muestra en la figura 4 - 7 correspondientes a la norma ASA B16.1 - 1960

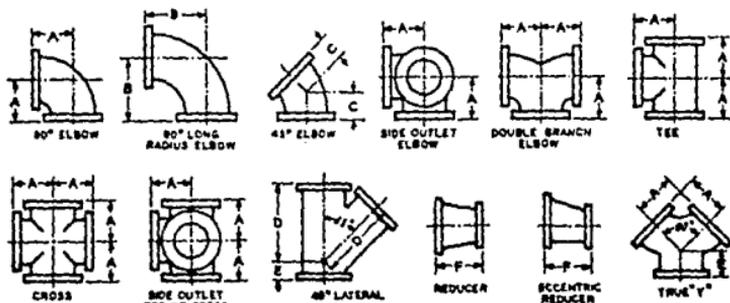
American Standard Class 125 Cast-Iron Flanges, Drilling for Bolts and Their Lengths¹

NOMINAL PIPE SIZE	DIAM OF FLANGE	THICKNESS OF FLANGE (MIN.)	DIAM. OF BOLT CIRCLE	NUMBER OF BOLTS	DIAM. OF BOLTS	DIAM. OF BOLT HOLES	LENGTH OF BOLTS
1	4 1/4	3/8	3 1/4	4	1/2	3/8	1 3/4
1 1/2	4 3/4	1/2	3 3/4	4	1/2	3/8	2
2	5	3/4	4 1/4	4	1/2	3/8	2
2 1/2	6	3/4	4 3/4	4	3/4	3/8	2 1/4
	7	1 1/4	5 1/2	4	3/4	3/8	2 3/4
3	7 1/2	3/4	6	4	3/4	3/8	2 1/4
3 1/2	8 1/2	1 1/4	7	8	3/4	3/8	2 3/4
4	9	1 1/4	7 1/2	8	3/4	3/8	3
5	10	1 1/4	8 1/2	8	3/4	3/8	3
6	11	1	9 1/2	8	3/4	3/8	3 3/4
8	13 1/2	1 1/4	11 3/4	8	3/4	3/8	3 1/4
10	16	1 1/4	14 1/4	12	7/8	1	3 3/4
12	19	1 1/4	17	12	7/8	1	3 3/4
14 OD	21	1 1/4	18 3/4	12	1	1 1/8	4 1/4
16 OD	23 1/2	1 3/4	21 1/4	16	1	1 1/8	4 3/4
18 OD	25	1 3/4	22 3/4	16	1 1/8	1 1/4	4 3/4
20 OD	27 1/2	1 3/4	25	20	1 1/8	1 1/4	5
24 OD	32	1 3/4	29 1/2	20	1 1/4	1 3/8	5 1/2
30 OD	38 3/4	2 1/4	36	28	1 1/4	1 3/8	6 1/4
36 OD	46	2 3/4	42 3/4	32	1 1/2	1 3/8	7
42 OD	53	2 3/4	49 1/2	36	1 1/2	1 3/8	7 1/4
48 OD	59 1/2	2 3/4	56	44	1 3/4	1 3/8	7 3/4

¹ASA B16.1-1960.

Figura 4 - 7

American Standard Class 125 Cast-Iron Flanges and Fittings¹



DIMENSIONS OF ELBOWS, DOUBLE BRANCH ELBOWS, TEES, CROSSES, LATERALS, TRUE Y's (STRAIGHT SIZES), AND REDUCERS

All dimensions in inches.

NOMINAL PIPE SIZE	INSIDE DIAM. OF FITTINGS	CENTER TO FACE 90 DEG. ELBOW, TEES, CROSSES TRUE "Y's" AND DOUBLE BRANCH ELBOW A	CENTER TO FACE 90 DEG. LONG RADIUS ELBOW B	CENTER TO FACE 45 DEG. ELBOW C	CENTER TO FACE LATERAL D	SHORT CENTER TO FACE TRUE "Y's" AND LATERAL E	FACE TO FACE REDUCER F	DIAM. OF FLANGE	THICKNESS OF FLANGE (Min)	WALL THICKNESS
1	1	3½	5	1¾	5¾	1¾	4½	¾	¾
1¼	1¼	3¾	5½	2	6¼	1¾	4¾	¾	¾
1½	1½	4	6	2¼	7	2	5	¾	¾
2	2	4½	6½	2½	8	2½	5	6	¾	¾
2½	2½	5	7	3	9½	2½	5½	7	¾	¾
3	3	5½	7¾	3	10	3	6	7½	¾	¾
3½	3½	6	8½	3½	11½	3	6½	8½	¾	¾
4	4	6½	9	4	12	3	7	9	¾	¾
5	5	7½	10¼	4½	13½	3½	8	10	¾	¾
6	6	8	11½	5	14½	3½	9	11	1	¾
8	8	9	14	5½	17½	4½	11	13½	1½	¾
10	10	11	16½	6½	20½	5	12	16	1¾	¾
12	12	12	19	7½	24½	5½	14	19	1¾	¾
14 OD	14	14	21½	7½	27	6	16	21	1¾	¾
16 OD	16	15	24	8	30	6½	18	23½	1¾	1
18 OD	18	16½	26½	8½	32	7	19	25	1¾	1¼
20 OD	20	18	29	9½	35	8	20	27½	1¾	1¼
24 OD	24	22	34	11	40½	9	24	32	1¾	1¼
30 OD	30	25	41½	15	49	10	30	38¾	2½	1¾
36 OD	36	28	49	18	36	46	2½	1¾
42 OD	42	31	56½	21	42	53	2½	1¾
48 OD	48	34	64	24	48	59½	2½	2

¹ASA B16.1-1960.

Figure 4 - 7

Los planos detallados de la instalación se pueden ver en el Apéndice.

Depósito de Fluído

El depósito de fluído tendrá dos funciones :

- Almacenar el agua con que operará el dinamómetro
- Amortiguar la presión de la descarga para permitir la recirculación del fluído

La cantidad de fluído mínima es igual al volumen que contienen la bomba y las tuberías y que es

$$V_{\min} = V_B + V_{\text{tub}}$$

El volumen de las tuberías es igual al volumen de las secciones rectas más el volumen de los codos, es decir

$$V_{\text{tub}} = V_{\text{re}} + V_{\text{codos}} = A L_r + A L_c = A (L_r + L_c)$$

donde

A = Area de sección de la tubería

L_r = Longitud de tubería recta

L_c = Longitud de los codos

$$V_{\text{tub}} = (0.5054 \text{ ft}^2) (0.3048 \text{ m/ft})^2 [1.8 + 1.178 + 2 (0.2921)] \text{ m}$$

$$V_{\text{tub}} = 0.16725 \text{ m}^3$$

El volumen dentro de la bomba es 2.22 Lts., por lo tanto

$$V_{\min} = 2.22 + 0.16725 \text{ m}^3 \left(\frac{1000 \text{ Lts}}{1 \text{ m}^3} \right) = 169.47 \text{ Lts.}$$

Este será el volumen instantáneo dentro del sistema bomba-tuberías, por lo que la capacidad del depósito deberá ser mayor para permitir la recirculación. Un volumen de 1 m³ es suficiente para este propósito.

Dentro del depósito el nivel del agua tendrá que estar por encima de la tubería de succión para evitar la entrada de aire al sistema. La distancia del soporte de la bomba al centro de la tubería es de 284 mm y el diámetro del tubo es de 168.2 mm por lo que el nivel mínimo, estando el fondo del depósito a la misma altura del soporte de la bomba es de

$$N_{\text{mín}} = 284 + \frac{168.2}{2} = 368.1 \text{ mm}$$

Considerando que debido a la descarga de la bomba, se puede presentar turbulencia en la superficie del agua, se usará un nivel mínimo de 500 mm.

En base a las dimensiones de la instalación de la tubería (ver planos) el ancho del depósito será de 1500 mm por lo que su longitud deberá ser de :

$$V = LAH$$
$$L = \frac{V}{AH} = \frac{1 \text{ m}^3 (1 \times 10^9 \text{ mm}^3/\text{m}^3)}{1500 (500)} = 1333.33 \text{ mm}$$

donde

V = Volumen

A = Ancho

H = Alto

L = Largo

Por facilidad de construcción se redondeará este valor a 1400 mm y para evitar derrames la altura total del depósito será de 700 mm, por lo que su capacidad total será :

$$V = 700 (1400) (1500) \frac{1 \text{ m}^3}{1 \times 10^9 \text{ mm}^3} = 1.47 \text{ m}^3$$

Con objeto de amortiguar la presión de descarga y la turbulencia se montarán dos placas en el interior del depósito. Como se muestra en la figura 4 - 8 :

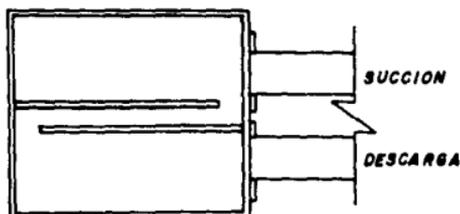


Figura 4 - 8

El cálculo del espesor de placa necesario para las paredes del depósito, se hará con la siguiente expresión dada por el Código ASME para tanques atmosféricos

$$t = \frac{2.6 L (H - 1) g}{0.85 S_s} \quad 4 - 17$$

donde

- t = Espesor de la placa, pulgadas
- L = Lado mayor del depósito, ft
- H = Altura del nivel de líquido, ft
- g = Gravedad específica del líquido, lb/ft³
- S_s = Esfuerzo permisible, psi

Especificándose que en ningún caso, el espesor debe ser menor de 1/4".

Con las dimensiones del depósito y sabiendo que el fluido de operación es agua, se tiene que :

$$L = \frac{1.5 \text{ m}}{0.3048 \text{ m/ft}} = 4.92'$$

$$H = \frac{0.7 \text{ m}}{0.3048 \text{ m/ft}} = 2.29'$$

Y

$S_s = 21\,600$ psi para acero A - 36, por lo tanto

$$t = \frac{2.6 (4.92) (2.29 - 1) 62.4}{0.85 (21\,600)} = 0.056''$$

Por lo que la placa de las paredes deberá ser de 1/4" de espesor.

En el empotramiento de las tuberías con el depósito se pondrán placas de refuerzo del mismo espesor como se muestra en la figura 4 - 9 :

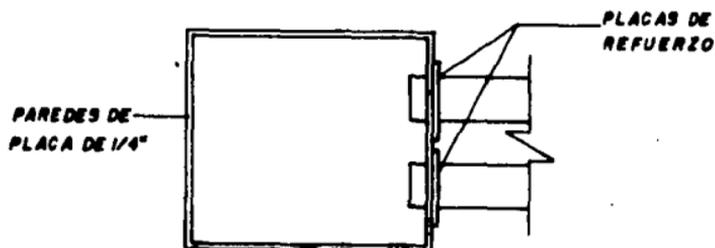


Figura 4 - 9

Los planos detallados del depósito se pueden ver en el Apéndice.

Análisis de Cavitación

Ya conocidos los elementos componentes de la instalación hidráulica se puede realizar el análisis de cavitación de la bomba. La cavitación se presenta cuando la presión en la succión de la bomba es igual o menor a la presión de saturación del líquido a la temperatura de flujo. Por lo tanto es necesario que la presión en esta zona se mantenga sobre dicho valor.

En la figura 4-10 se muestra la instalación de la tubería de succión y del depósito:

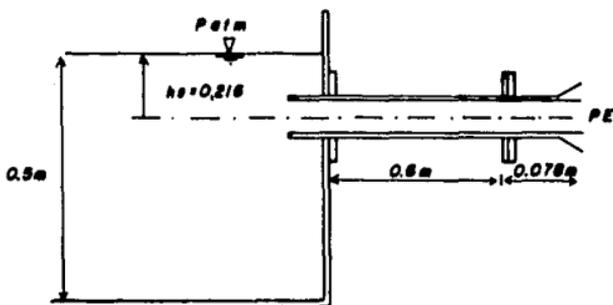


Figura 4 - 10

donde PE es la presión en la succión de la bomba y h_s es la distancia del nivel del agua al centro de la tubería.

La presión en la succión será

$$PE = PA + Ph + Pv - Pp \quad 4 - 18$$

donde

PA = Presión atmosférica

Ph = Presión debida a la columna de líquido (h_s)

Pv = Presión debida a la velocidad del líquido

Pp = Pérdidas de presión en la tubería y accesorios
(Evaluada por la ecuación de D'Arcy)

Desglosando los términos de esta ecuación se tiene :

$$PE = Patm + \gamma h_s + \gamma \frac{V^2}{2g} - \gamma f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

donde

γ = Peso específico

- V = Velocidad del fluido
- f = Factor de fricción
- L = Longitud total de tubería y accesorios
- D = Diámetro interno de la tubería
- g = Aceleración de la gravedad

Los valores de la presión atmosférica y de la columna del líquido se mantienen constantes e independientes de las condiciones de flujo. La presión debida a la velocidad es directamente proporcional al gasto al igual que las pérdidas, por lo que, - mientras mayor sea el flujo mayores pérdidas se presentarán, de manera que el análisis de cavitación se deberá hacer considerando el gasto máximo que proporcionará la bomba, que es de 2664 lt/min (Tabla 4 - A).

Con estas condiciones se tiene

- Presión debida a la columna de agua :

$$P_s = \rho h_s = 0.216 \text{ m} \quad \frac{1000 \text{ Kg}}{\text{m}^3} \quad \frac{1 \text{ m}^2}{1 \times 10^4 \text{ cm}^2} = 0.0216 \text{ Kg/cm}^2$$

- Presión debida a la velocidad

La velocidad, según el gasto y la tubería usada será :

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{\text{Gasto}}{\text{Area}} = \frac{2664 \text{ Lts/min} \quad (0.001 \text{ m}^3/\text{lt}) \quad (1/60 \text{ min/seg})}{(0.2006 \text{ ft}^2) \quad (0.3048 \text{ m/ft})^2}$$

$$V = 2.387 \text{ m/seg}$$

por lo que

$$P_v = \frac{(1000 \text{ kg/m}^3) (2.387 \text{ m/seg})^2}{2 (9.81 \text{ m/seg}^2)} \quad \frac{1 \text{ m}^2}{(1 \times 10^4 \text{ cm}^2)} = 0.0290 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

- Pérdidas

El factor de fricción depende del material de la tubería y del régimen de flujo (numero de Reynolds) por lo que

$$RE = \frac{DV\rho}{\mu} = \frac{(0.5054 \text{ ft}) (0.3048 \text{ m/ft}) (2.387 \text{ m/seg}) (1000 \text{ kg/m}^3)}{1 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m seg}}}$$

$$RE = 367707.61$$

donde

$$\rho = \text{Densidad}$$

$$\mu = \text{Viscosidad absoluta}$$

y el diagrama de Moody para este valor y tubería de 6" ced 40 (ver Apéndice).

$$f = 0.016$$

La longitud equivalente de la entrada de la tubería es (ver Apéndice)

$$L = \frac{KD}{f} = \frac{0.78 (0.5054) (0.3048)}{0.016} = 7.5 \text{ m}$$

por lo tanto

$$P_p = \frac{1000 \text{ kg/m}^3 (0.016) (0.6 + 0.078 + 7.5) \text{ m} (2.387 \text{ m/seg})^2}{0.5054 \text{ ft} (0.3048) (2) (9.81 \text{ m/seg}) (10^4 \text{ cm}^2)}$$

$$P_p = 0.0246 \text{ Kg/cm}^2$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4 - 18

$$PE = 1.033 + 0.0216 + 0.0290 - 0.0246 = 1.059 \text{ Kg/cm}^2$$

El agua que se usará en el dinamómetro estará a temperatura ambiente y siendo que ésta es variable se considerará un valor extremo de 30°C (86°F) para la cual la presión de saturación es de 0.0421 Kg/cm² (0.60 psia) que es mucho menor a la presión de succión calculada, por lo que no se presentará la cavitación.

C.) INSTRUMENTOS DE MEDICION

Manómetros

El tipo de manómetros que se usarán en la succión y en la descarga, para medir el incremento de presión que la bomba suministra al fluido, dependerá de las condiciones de flujo en cada una de estas tuberías.

Como se vió en el análisis de cavitación, en la tubería de succión la presión tendrá valores cercanos a la atmosférica, debido a las condiciones de la carga de succión. El fabricante de estos instrumentos recomienda que se empleen manómetros con capacidad para el doble de la presión que se requiera medir; por ello el manómetro de la succión se elegirá para una capacidad de 2 kg/cm^2 . Además, previendo que se presenten presiones de vacío, debido a las pérdidas y a las condiciones de operación de la bomba, se seleccionará un manovacuómetro.

En la tubería de descarga la máxima presión calculada es de 41.8 kg/cm^2 - manométricos, por lo que en atención a la recomendación del fabricante, el manómetro deberá tener capacidad para 83.6 kg/cm^2 .

Bajo estas condiciones y según la tabla selectiva que se muestra en el apéndice, el manovacuómetro para la tubería de succión será el modelo 63100/76-0-2, 1/4" y el manómetro para la descarga será el modelo 63100/70, 1/4". En ambos casos se eligió una carátula de 2 1/2" y conexión inferior de 1/4" NPT.

Las dimensiones y características de los manómetros se muestran en la figura

USO ESTANDAR

Empleados para servicios normales con aire, agua, vapor de agua, butano, acetona, glicerina, nitrógeno y otros fluidos no corrosivos al cobre y sus aleaciones (latón, bronce).

TIPO: MICRO

TAMAÑOS:- 51 mm (2") - modelos 51100 y 51110
63 mm (2 1/2") - modelos 63100 y 63110
89 mm (3 1/2") - modelos 89100 y 89110

CARACTERISTICAS:

EXACTITUD:- Error no mayor del 2% en su escala total

TUBO BOURDON:- Bronce fosforado para presiones hasta 70 kg/cm² y cobre berilio para presiones que excedan 70 kg/cm²

MECANISMO:- Piñón - cremallera, en latón

CONEXION:- Latón, rosca macho de 1/4" o 1/8" NPT, inferior o posterior

CAJA:- Acero, acabado esmalte negro

BISEL:- Acero, acabado esmalte

CARATULA:- Aluminio impresa en blanco y negro con escala dual en Kg/cm² y Lb/pulg². Con franja azul para diferenciación de escala y precisión de la lectura.

RANGOS:- Vacuómetros: 0-76 cm Hg (mercurio)
Manómetros: De 0-1 kg/cm² hasta 0-350 kg/cm², en 51 mm y 63 mm. De 0-1 kg/cm² hasta 0-42 kg/cm², en 89 mm.
Manovacúómetros: De 76 cm Hg-0-1 kg/cm² hasta 76 cm Hg-0-28 kg/cm²

TIPO: MACRO

TAMAÑOS: 115 mm (4 1/2") modelos 11510, 11530 y 11535
152 mm (6") modelos 15210 y 15230

CARACTERISTICAS:

EXACTITUD:- Error no mayor del 2% en su escala total.

TUBO BOURDON:- Bronce fosforado

MECANISMO:- Piñón - cremallera, en latón

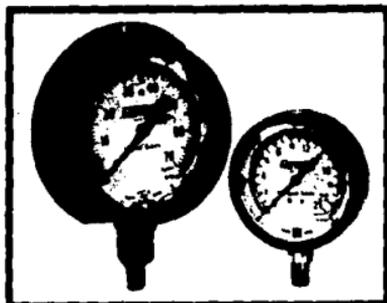
CONEXION:- Acero al carbón, rosca macho de 1/4" NPT, inferior o posterior

CAJA:- Aluminio, acabado esmalte negro con dispositivo de seguridad en presiones de 0-70 Kg/cm² en adelante.

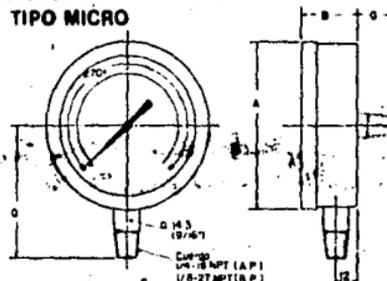
BISEL:- Acero, acabado esmalte negro

CARATULA:- Aluminio impresa en blanco y negro con escala dual en Kg/cm² y Lb/pulg². Con franja azul para diferenciación de escala y precisión de la lectura.

RANGOS:- Vacuómetros: 0-76 cm Hg (mercurio)
Manómetros: De 0-1 kg/cm² hasta 0-70 kg/cm²
Manovacúómetros: De 76 cm Hg-0-1 kg/cm² hasta 76 cm Hg-0-28 kg/cm²

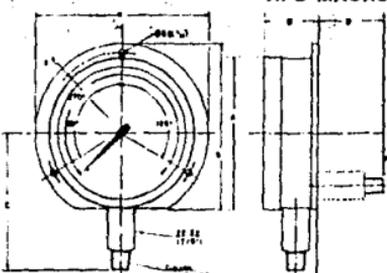


TIPO MICRO



Modelo	A	B	C	D
51	55	29	20	50
63	69	29	20	56
89	95	32	20	78

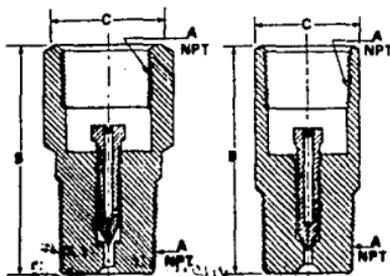
TIPO MACRO



Modelo	A	B	C	D	E	F	G	H	I
115	126	67	62	63	51	68	100	100	102
152	162	67	62	63	51	68	100	100	102
152	162	67	62	63	51	68	100	100	102

Figura 4 - 11

Debido a que las condiciones de operación serán muy variables, ambos manómetros se instalarán con un amortiguador de presión para prevenir daños que afecten su funcionamiento. El modelo de amortiguador de presión será el A - 14 cuyas características se muestran en la figura 4 - 12 :



CONEXION NPT	MATERIAL	MODELO
6.35 mm (1/4")	Latón HEX.	A14
12.7 mm (1/2")	Latón HEX.	A12
6.35 mm (1/4")	Acero Inoxidable	AA14
12.7 mm (1/2")	Acero Inoxidable	AA12

Material: Latón

MEDIDA	A	B	C
1/4 x 1/4	6.35 mm (1/4")	1.715	0.750
1/2 x 1/2	12.7 mm (1/2")	1.975	1.000

en pulgs

Material: Acero Inoxidable

MEDIDA	A	B	C
1/4 x 1/4	6.35 mm (1/4")	1.715	0.875
1/2 x 1/2	12.7 mm (1/2")	1.975	1.000

en pulgs

Figura 4 - 12

Medidor de flujo

El medidor de flujo debe tener capacidad para los diferentes gastos que se ma

nejarán, así como para soportar la presión máxima dentro de la tubería de descarga. Además debe tener la característica de ser un indicador local.

Dentro de la amplia gama de medidores que existen en el mercado, el modelo Eagle Eye, cumple satisfactoriamente con las características de funcionamiento del - dinamómetro, además de ser de instalación muy sencilla.

El elemento primario de este medidor es de tipo deprimógeno, conocido como annubar, el cual consiste de dos tubos de Pitot independientes. El primero mide la presión del flujo antes del instrumento, el cual provoca una caída de presión que - es medida por el segundo. Ambas lecturas se transmiten a un diafragma de presión diferencial. A su vez, el diafragma transmite su movimiento a una leva de extrac ción de raíz cuadrada, la cual está conectada a la aguja del indicador que da di- rectamente la lectura de flujo, como se muestra en la figura 4 - 13 :

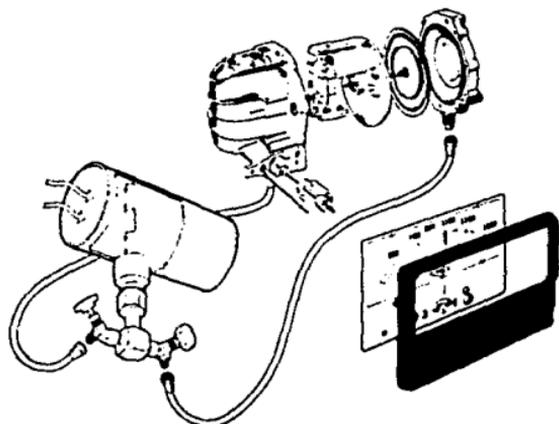


Figura 4 - 13

Este instrumento tiene su principal aplicación en pruebas de equipo de bom-

beo contra incendios, debido a su gran exactitud y capacidad para flujos y presiones altas.

El modelo adecuado para el dinamómetro, según la Tabla selectiva 4 - 14 es el FP - 3785 - 7000 para tubería de 6" ced 40 tipo ANR - 75, con carátula graduada en litros por minuto y que tiene capacidad para 140.6 kg/cm² (2000 - psig).

Use the fire pump rating to determine the model number of the flow set

FP-200 or FP-757 350 or 1,400 3" Sch 40 or 77.9 mm ID x 5.5 mm wall

1. Pump rating in GPM or LPM _____

2. Max flow range in GPM or LPM _____

3. Specify pipe size and schedule: (Sch 40 is stock. We will manufacture any schedule) _____ or exact ID and wall thickness _____

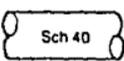
Fire Pump Rating		Flow Range		Pipe Size		Diamond-Shaped Annubar Sensor
						
GPM	LPM	Max GPM	Max LPM	Inches	Equivalent ID mm	
FP-200 FP-250 FP-300 FP-450 FP-500	FP-757 FP-946 FP-1,136 FP-1,703 FP-1,893	350 450 550 800 900	1,400 1,750 2,000 3,000 3,500	3" 3½" 4" 5"	77.9 90.1 90.1 102.3 128.2	Type ANR 73 
FP-750 FP-1,000 FP-1,250 FP-1,500 FP-2,000	FP-2,839 FP-3,785 FP-4,732 FP-5,678 FP-7,571	1,400 1,750 2,250 2,700 3,500	5,000 7,000 8,500 10,000 14,000	5" 6" 6" 8" 8"	128.2 154.1 154.1 202.7 202.7	Type ANR 75 
FP-2,500 FP-3,000 FP-3,500 FP-4,000 FP-4,500	FP-9,464 FP-11,356 FP-13,249 FP-15,142 FP-17,034	4,500 5,500 6,500 7,000 8,000	17,500 20,000 24,000 27,000 30,000	8" 10" 10" 10" 12"	202.7 254.5 254.5 254.5 303.2	Type ANR 76 

Figura 4 - 14

La forma de instalación y medidas principales de este modelo se muestran en

la figura 4 - 15 :

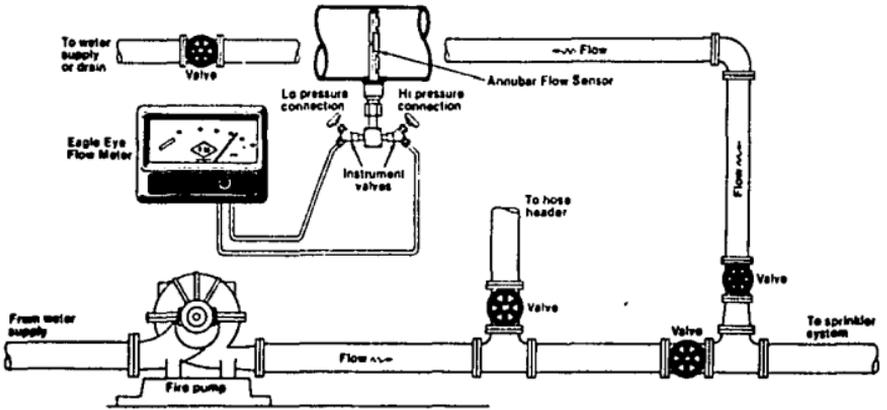


Figura 4 - 15

C A P I T U L O V

MEDICION DE REVOLUCIONES

Para medir las revoluciones de las ruedas motrices se usará un tacómetro - eléctrico con capacidad para un máximo de 2000 rpm. Este instrumento consta de un generador de corriente alterna que produce un voltaje proporcional a las revoluciones por minuto de la flecha a la cual está conectado. Este voltaje es medido por un voltímetro con carátula graduada en RPM.

Los datos técnicos de los componentes del tacómetro son

- a).- Generador para tacómetro marca YOKO Gema Electric Works LTD.
(Fig. 5 - 1) Tipo 2612.

20 volts C.A. a 1000 rpm. 2000 rpm. máx.

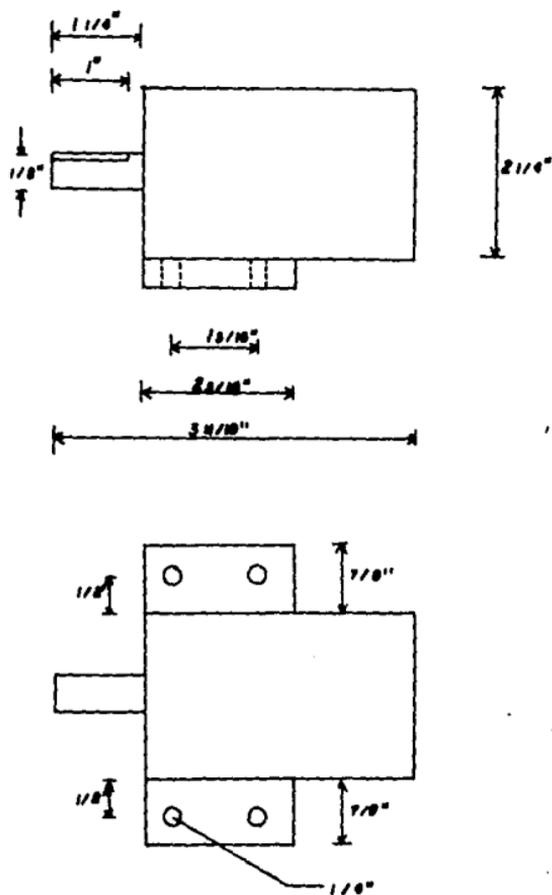


Figura 5 - 1

- b).- Voltmetro marca IUSA tipo 2102 (Figura 5 - 2).
Capacidad para 50 volts. escala graduada en rpm.
Exactitud $\pm 1.5\%$ del valor máximo de la escala.

VOLTMETROS - C.A, TIPO 2102
(50 y 60 Hz, Transductor del tipo sensible a valores R M S).

Valor máximo de escala	Mérida Aprox. en Volt. Amperes
50 V	0,5 V A
75 V	0,5 V A
100 V	0,5 V A
150 V	0,8 V A
300 V	1,1 V A
600 V	1,5 V A
--- Escala Suprimida 70 - 130 V	0,5 V A
--- Escala Suprimida 140 - 200 V	0,9 V A

NOTAS: 1. Para rangos superiores a 300 V use un TP con un Voltmetro de 150V.
2. La exactitud dentro de la escala expandida es de $\pm 1,5$ o/o.

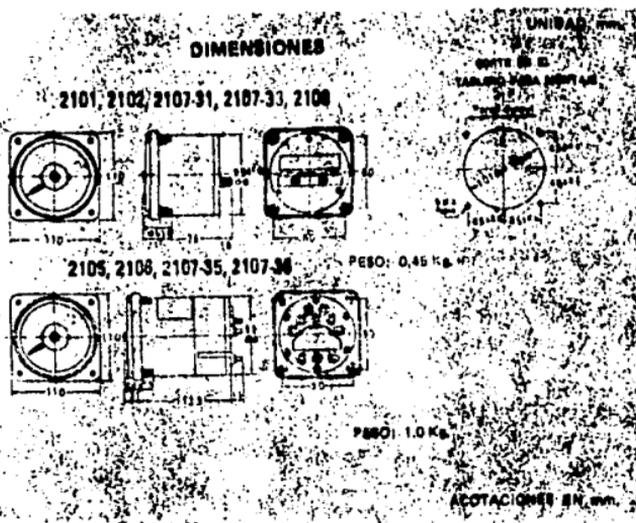


Figura 5 - 2

Como se mencionó en el Capítulo 1, el tacómetro se conectará directamente a las ruedas motrices del vehículo que se prueba, por lo que el centro de éstas - deberá estar alineado con el centro de la flecha del generador. Debido a los diferentes tamaños de rines y llantas usados por la industria automotriz, el genera-

dar deberá instalarse de manera que se pueda alinear con todas ellas.

Sin importar el tamaño de las ruedas y debido a su simetría, sus centros siempre estarán localizados sobre una línea recta que pasa por el centro de los rodillos, sobre el plano lateral del dinamómetro como se muestra en la figura 5 - 3 :

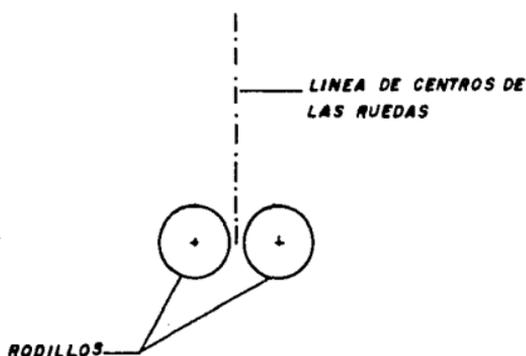


Figura 5 - 3

La flecha del generador se deslizará a lo largo de esta recta para alinearse con el centro de las diferentes ruedas. Para lograr esto, el generador se montará sobre una plataforma que se deslizará sobre unos rieles, de manera que se pueda fijar a la altura requerida, según el tamaño de la rueda y la ubicación de su centro. Los rieles serán parte de la estructura del dinamómetro, como se muestra en la figura 5 - 4 :

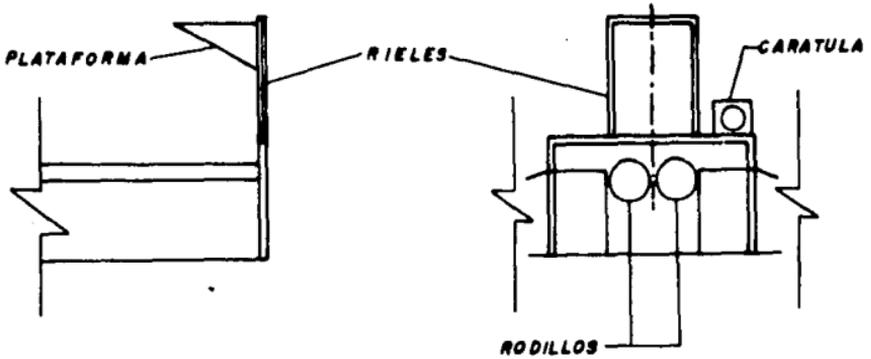


Figura 5 - 4

La plataforma del generador tendrá cuatro puntos de fijación, por medio de tornillos que correrán a lo largo de los rieles y que al apretarse darán un soporte firme.

Por otra parte, el acoplamiento de la flecha del generador a la rueda se hará por medio de los birlos. Actualmente se usan rines de 3, 4 y 5 birlos con dimensiones normalizadas, según se muestra en la figura 5 - 5, por lo que se requerirá de una pieza especial para cada uno de ellos.

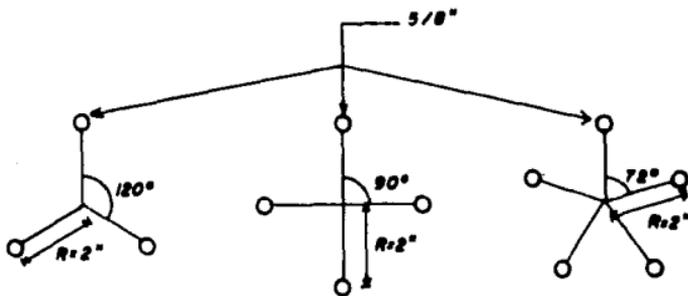


Figura 5 - 5

La pieza de acoplamiento tendrá por un lado la entrada para los birlos y - por el otro la unión con la flecha del generador, como se muestra en la figura - 5 - 6, en la que se ilustra el adaptador para 4 birlos:

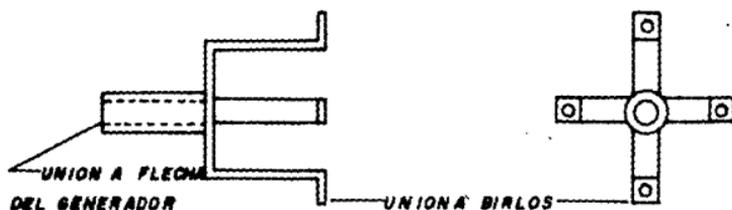


Figura 5 - 6

Los planos detallados de la instalación del tacómetro se encuentran en el - Apéndice.

Los adaptadores no soportarán carga ya que su única función es la de transmitir el movimiento de rotación al generador, por lo que su diseño se basa en - las dimensiones de la flecha y en la forma de colocación sobre el rin.

C A P I T U L O V I

TOMA DE LECTURAS

Como se mencionó en el Capítulo I, el objetivo de realizar a un vehículo la prueba de dinamómetro, es obtener la gráfica potencia - par - revoluciones para cada una de las relaciones de velocidad y efectuar con ellas un análisis de su comportamiento global.

Ya que los instrumentos que componen al dinamómetro darán lecturas instantáneas de las diferentes variables involucradas en el proceso, es necesario tomar a una de ellas como punto de referencia para realizar la lectura de las demás. La variable más adecuada para esta función es la de revoluciones por minuto de las ruedas, ya que puede ser fácilmente controlada por medio del acelerador y del tacómetro. Para realizar las lecturas se fijarán valores predeterminados de revoluciones en forma creciente para las diferentes relaciones de velocidad. Cuando el tacómetro indique cada uno de éstos, se fijarán por medio del acelerador y se procederá a tomar las lecturas de las demás variables, que son: presión de succión (P_s), presión de descarga (P_d) y gastos (q). Los datos obtenidos se vaciarán en una tabla de lecturas como el de la Tabla 6 - A, para cada velocidad.

Una vez realizadas las lecturas de todas las relaciones de velocidad se procederá a calcular la potencia y el par para cada uno de los regímenes de velocidad.

Como se vió en el Capítulo IV, la potencia hidráulica es proporcional al incremento de presión y al gasto que suministra la bomba, es decir

$$Pot h = Q P = Q (P_d - P_s)$$

y la potencia mecánica será:

$$Potm = \frac{Pot h}{\eta_b} = \frac{Q (P_d - P_s)}{\eta_b}$$

donde η_b es la eficiencia total de la bomba.

Considerando las unidades de los indicadores, y sabiendo que en los diagramas la potencia se grafica en caballos de fuerza, esta ecuación queda

$$Pot (HP) = \frac{Q (lpm) P (Kg/cm^2) \frac{1m^3}{1000 l} \frac{1 min}{60 seg} \frac{10000 cm^2}{1 m^2} \frac{1 HP}{76.04 kgm/seg}}{0.73}$$

$$Pot (HP) = \frac{Q (lpm) P (Kg/cm^2)}{333.05} = \frac{Q (lpm) (P_d - P_s) (Kg/cm^2)}{333.05}$$

que será la potencia que recibe la bomba. A este valor habrá que agregar la potencia de tara del dinamómetro, que es la absorbida por los rodamientos, engranes, inercia de los elementos en movimientos, etc. El valor de la potencia de tara no se puede obtener por medios analíticos, ya que depende de muchos factores como son la calidad del maquinado, de los diferentes elementos, ajuste de rodamientos, lubricación, etc. Este valor se obtiene de manera empírica, midiendo por medio de un motor eléctrico la potencia requerida para mover estos elementos. Por lo tanto, la potencia suministrada por las ruedas motrices será

$$Potr (HP) = \frac{Q (lpm) P (kg/cm^2)}{333.05} + Pot tara$$

Con este valor de la potencia y las revoluciones se puede obtener el par motriz -

por medio de las siguientes expresiones

$$P_{or} \text{ (kg.m)} = 726.12 \frac{Pot \text{ r (HP)}}{N \text{ (rpm)}}$$

$$P_{or} \text{ (lb.ft)} = 5252.11 \frac{Pot \text{ r (HP)}}{N \text{ (rpm)}}$$

según las unidades que se deseen.

Los valores así obtenidos complementarán la tabla de lecturas pudiéndose proceder a construir las gráficas.

AUTOMOVIL : _____

VELOCIDAD : _____

R P M	Pd (Kg/cm ²)	Ps (Kg/cm ²)	Q (lpm)	Pd - Ps	Pot (H P)	P A R

TABLA 6 - A

CONCLUSIONES

Un sistema motor-transmisión se comporta de diferente manera según el vehículo en que se use. Aunque el motor siempre funcionará según sus características de potencia, par y revoluciones, la forma en que la transmisión los modifica para producir el movimiento del vehículo, variará de acuerdo a las características de éste, como son peso, carga, tipo de llantas empleadas, etc.

Por los lineamientos seguidos a lo largo de este trabajo se logró diseñar un dinamómetro que permite conocer el comportamiento del sistema motor transmisión en sus condiciones de operación reales, es decir, considerando el tipo de vehículo en el que funcionan. Por ello, las curvas de potencia, par y revoluciones que se obtengan, representarán el comportamiento real del auto móvil que se prueba, pudiéndose determinar si tanto el motor como la transmisión empleados son adecuados para el uso que se dará al vehículo y en caso necesario plantear las modificaciones requeridas para lograr un mejor funcionamiento.

La configuración del dinamómetro permite una fácil toma de lecturas de los instrumentos empleados, de manera que se pueda lograr la exactitud requerida en todas las mediciones, considerando que todas ellas se harán de forma instantánea. Así mismo, la instalación se diseñó para ser de fácil operación y mantenimiento.

A P E N D I C E

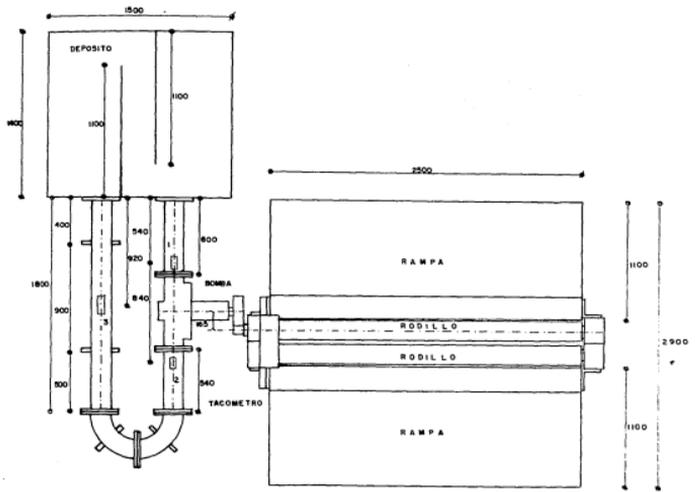
SECCION A.- PLANOS DEL DINAMOMETRO

- PLANO A - 1 : ARREGLO GENERAL
- PLANO A - 2 : RAMPAS Y SOPORTES
- PLANO A - 3 : RODILLOS Y EJES
- PLANO A - 4 : DEPOSITO DE FLUIDO
- PLANO A - 5 : INSTALACION DEL TACOMETRO
- PLANO A - 6 : DETALLES

SECCION B.-

- B - 1 : RODAMIENTOS DE BOLAS A ROTULÁ
- B - 2 : SOPORTES PARA RODAMIENTOS
- B - 3 : ESFUERZO PERMISIBLE PARA TUBERIAS
- B - 4 : DIMENSIONES DE TUBERIAS COMERCIALES
- B - 5 : DIAGRAMAS DE MOODY
- B - 6 : ENTRADAS A TUBERIAS
- B - 7 : TABLA SELECTIVA DE MANOMETROS

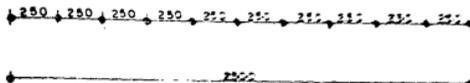
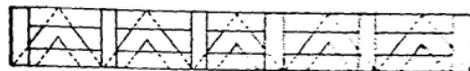
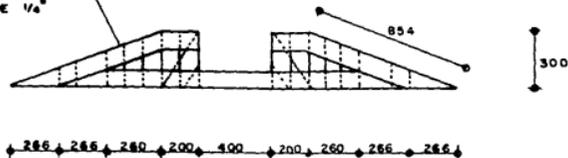
- 1.- MANOMETRO DE SUCCION.
- 2.- MANOMETRO DE DESCARGA.
- 3.- MEDIDOR DE GASTO.



ESC 1:20

DINAMOMETRO		PLANO	A-1
ARRESLO	GENERAL	ACOT.	mm

PISO DE PLACA
DE 1/4"

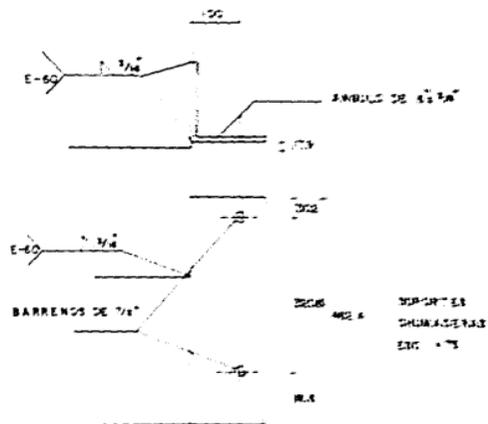
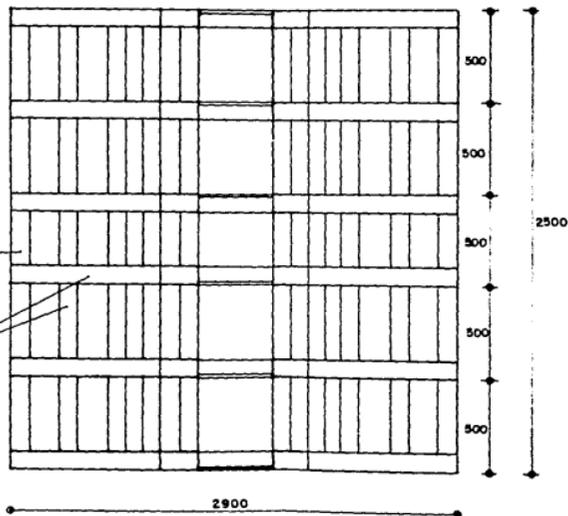


MS = 300
LSP = 200
MS = 100

ESC 1=20

SOLERA DE
4" x 1/4"

ANGULO DE
4" x 4 1/4"



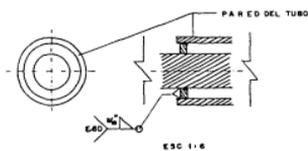
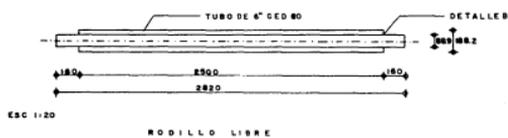
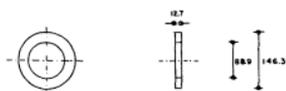
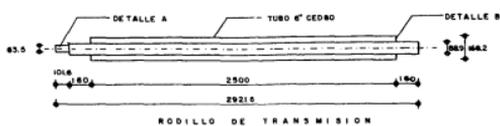
BARRENS DE 1/2"
SOLERA
MS = 4
SOPORTE DE
DIAMETRO DE
ESC = 1/2"

DINAMOMETRO PLANO 1-2

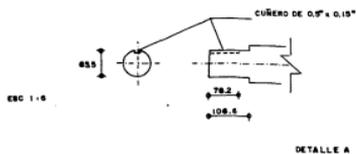
PARTE 1 DE 1-1

MS =

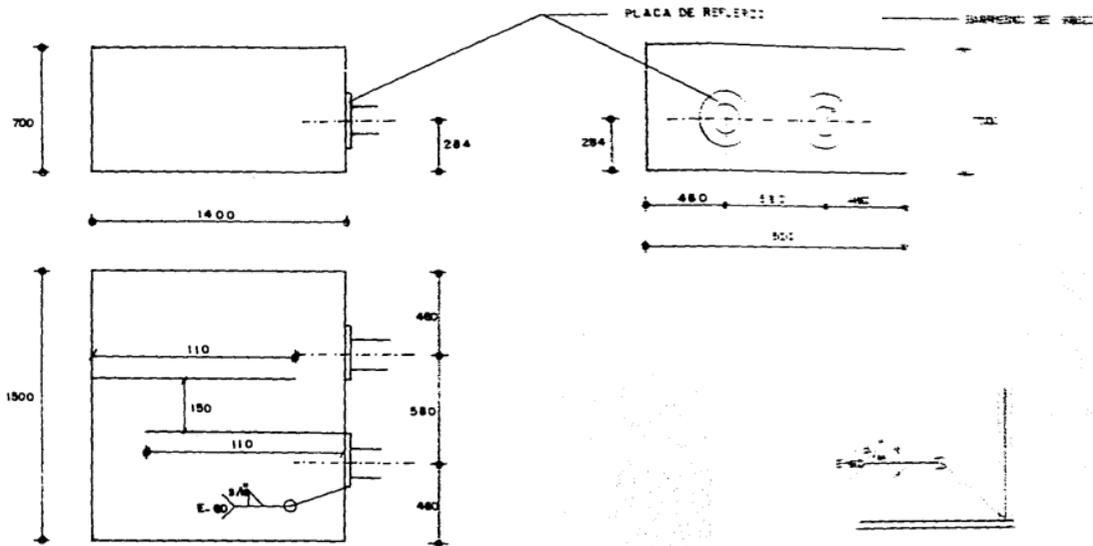
MS



DETALLE B
PLACA DE UNION

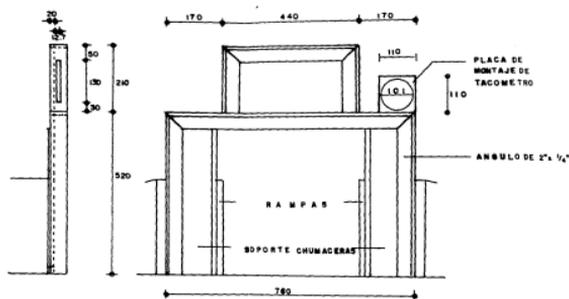


DINAMOMETRO	PLANO A-3
RODILLOS Y EJES	ACOT

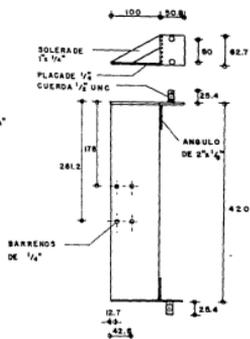


ESC 1:20

DININWE-PI PLATE K-E
 1955-1956 P. 111 II



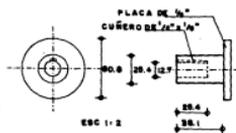
ESC 1-7.5



ESC 1-5

PLATAFORMA DEL GENERADOR

ADAPTADORES

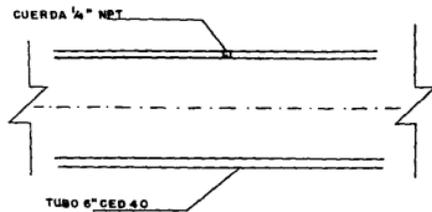


ESC 1-2

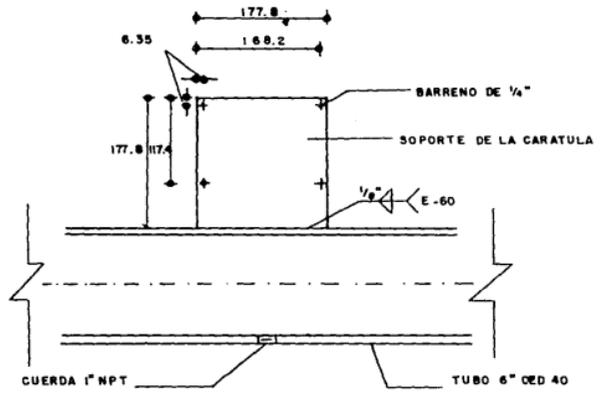


ACOPLADORES PARA BIRLOS MONTADOS A
 72° PARA 6 BIRLOS
 90° PARA 4 BIRLOS
 120° PARA 3 BIRLOS

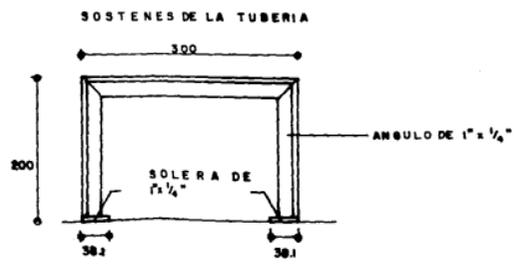
DINAMOMETRO	PLANO A-5
INSTALACION DEL TACOMETRO	ACOT



INSTALACION MANOMETROS



INSTALACION MEDIDOR DE GASTO



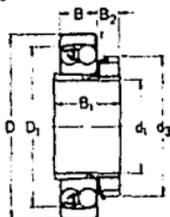
ESC 1.5

DINAMOMETRO	PLANO A-6
DETALLES	ACOT

APENDICE B - 1 : RODAMIENTOS

Rodamientos de bolas a rótula
con manguito de fijación, para ejes en pulgadas
 d_1 $3\frac{1}{16}$ —4 pulg.

SKF

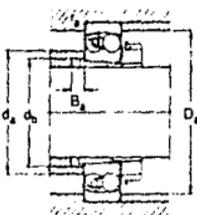


Dimensiones principales		Cargas básicas		Límites de velocidad		Peso	Designaciones	
d_1	D	C	C_0	Lubricación con aceite				
pulg.	mm	kg		t/min		kg	—	
$3\frac{1}{16}$	160	30	4 400	3 000	3 800	4 500	3,60	1218 K + HA 218
	160	40	5 500	3 600	3 600	4 300	4,75	2218 K + HA 318
	190	43	9 150	5 500	3 200	3 800	7,05	1318 K + HA 318
	190	64	11 800	6 950	2 800	3 400	9,75	2318 K + HA 2318
$3\frac{1}{4}$	180	30	4 400	3 000	3 800	4 500	3,50	1218 K + HE 218
	180	40	5 500	3 600	3 600	4 300	4,55	2218 K + HE 318
	190	43	9 150	5 500	3 200	3 800	6,60	1318 K + HE 318
	190	64	11 800	6 950	2 800	3 400	9,75	2318 K + HE 2318
$3\frac{1}{2}$	180	34	5 400	3 600	3 400	4 000	5,20	1220 K + HA 220
	180	46	7 650	5 100	3 200	3 600	6,80	2220 K + HA 320
$3\frac{3}{4}$	180	34	5 400	3 600	3 400	4 000	5,20	1220 K + HE 220
	180	46	7 650	5 100	3 200	3 800	6,60	2220 K + HE 320
$3\frac{11}{16}$	200	38	6 800	5 000	3 000	3 600	7,05	1222 K + H 222
	200	53	9 800	6 400	2 800	3 400	9,30	2222 K + H 322
4	200	38	6 800	5 000	3 000	3 600	6,80	1222 K + HE 222
	200	53	9 800	6 400	2 800	3 400	9,10	2222 K + HE 322

APENDICE B - I : (CONT.)

SKF

Rodamientos de bolas a rótula
con manguito de fijación, para ejes en pulgadas
d₁ 3 1/16 - 4 pulg.



Carga equivalente
dinámica
 $P = XF_r + YF_a$

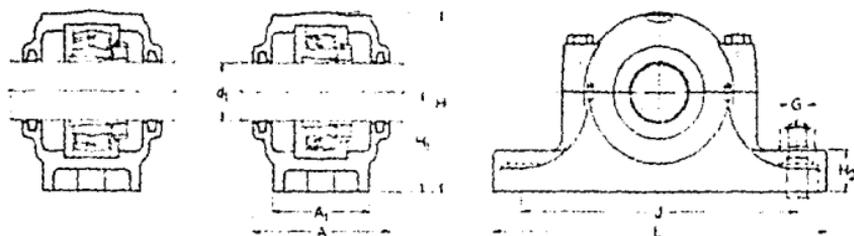
estática
 $P_0 = F_r + Y_0F_a$

Otras dimensiones			Dimensiones de montaje							Coeficientes para el cálculo dinámicos					
d ₁	D ₁	B ₁	B ₂	r	d _a máx	d _a mín	D _a máx	B ₂ mín	r ₂ máx	e	F _r /F _r ≤ e X	F _r /F _r > e Y	F _a /F _r ≤ e X	F _a /F _r > e Y	estát. Y ₀
mm															
120	142	52	18	3	112	95	151	8	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7	4,0
120	142	65	18	3	112	95	151	11	2	0,27	1	2,3	0,65	3,6	2,5
120	165	65	18	4	122	96	177	8	2,5	0,22	1	2,9	0,65	4,5	2,8
120	164	86	18	4	115	100	177	8	2,5	0,37	1	1,7	0,65	2,6	1,8
120	142	52	18	3	112	95	151	8	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7	4,0
120	142	65	18	3	112	95	151	11	2	0,27	1	2,3	0,65	3,6	2,5
120	165	65	18	4	122	96	177	8	2,5	0,22	1	2,9	0,65	4,5	2,8
120	164	86	18	4	115	100	177	8	2,5	0,37	1	1,7	0,65	2,6	1,8
130	159	58	20	3,5	127	106	169	8	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7	4,0
130	160	71	20	3,5	125	108	169	9	2	0,27	1	2,3	0,65	3,6	2,5
130	159	58	20	3,5	127	106	169	8	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7	4,0
130	160	71	20	3,5	125	108	169	9	2	0,27	1	2,3	0,65	3,6	2,5
145	176	63	21	3,5	140	116	189	8	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7	4,0
145	177	77	21	3,5	137	118	189	8	2	0,28	1	2,2	0,65	3,5	2,5
145	176	63	21	3,5	140	116	189	8	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7	4,0
145	177	77	21	3,5	137	118	189	8	2	0,28	1	2,2	0,65	3,5	2,5

APENDICE B - 2 : SOPORTES PARA RODAMIENTO

Soportes de pie
para rodamientos con manguito de fijación, ejes en pulgadas
d, 2¹¹/₁₆ - 4¹/₄ pulg.

SKF



Soportes de pie
Dimensiones

d,	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	G	Pesos	Designación
pulg.									kg	—
2 ¹¹ / ₁₆	5	3 ¹ / ₈	7 ¹ / ₈	3,740	1 ¹ / ₄	10 ¹ / ₈	12 ¹ / ₈	7 ₈	9,30	SN 517
	6 ¹ / ₈	4 ¹ / ₈	8 ¹ / ₂	4,409	1 ¹ / ₂	12 ¹ / ₈	15	7 ₈	15,0	SN 517
3	5	3 ¹ / ₈	7 ¹ / ₈	3,740	1 ¹ / ₄	10 ¹ / ₈	12 ¹ / ₈	7 ₈	9,30	SN 517
	6 ¹ / ₈	4 ¹ / ₈	8 ¹ / ₂	4,409	1 ¹ / ₂	12 ¹ / ₈	15	7 ₈	15,0	SN 517
3 ¹ / ₁₆	5 ¹ / ₄	4	7 ¹ / ₄	3,937	1 ¹ / ₂	11 ¹ / ₂	13 ¹ / ₈	7 ₈	12,0	SN 518
3 ¹ / ₄	5 ¹ / ₄	4	7 ¹ / ₄	3,937	1 ³ / ₈	11 ¹ / ₂	13 ¹ / ₈	7 ₈	12,0	SN 518
3 ¹ / ₁₆	6 ¹ / ₈	4 ¹ / ₈	8 ¹ / ₂	4,409	1 ¹ / ₂	12 ¹ / ₈	15	7 ₈	15,5	SN 520
3 ¹ / ₂	6 ¹ / ₈	4 ¹ / ₈	8 ¹ / ₂	4,409	1 ¹ / ₂	12 ¹ / ₈	15	7 ₈	15,5	SN 520
3 ¹¹ / ₁₆	8 ¹ / ₈	4 ¹ / ₄	9 ¹ / ₂	4,921	1 ³ / ₈	13 ¹ / ₄	16 ¹ / ₈	7 ₈	20,0	SN 522
4	8 ¹ / ₈	4 ¹ / ₄	9 ¹ / ₂	4,921	1 ³ / ₈	13 ¹ / ₄	16 ¹ / ₈	7 ₈	20,0	SN 522
4 ¹ / ₁₆	7 ¹ / ₈	4 ¹ / ₄	10 ¹ / ₈	5,512	1 ³ / ₄	13 ¹ / ₄	16 ¹ / ₈	7 ₈	22,5	SN 524
4 ¹ / ₄	7 ¹ / ₈	4 ¹ / ₄	10 ¹ / ₈	5,512	1 ³ / ₄	13 ¹ / ₄	16 ¹ / ₈	7 ₈	22,5	SN 524

APENDICE B - 2 : (CONT.)

SKF

Soportes de pie
para rodamientos con manguito de fijación, ejes en pulgadas
d₁ 2¹¹/₁₆—4¹/₄ pulg.

Rodamientos con manguito de fijación Designación	Cargas básicas dinámica C _d		Pesos kg	Aros de guía Designación	Pesos kg	Canti- dad	Obturaciones de filtro Designación		Cantidad	Cantidad de grasa en la primera lubricación kg
	kg	kg					Designación	Canti- dad		
1217 K + HA 217	3 800	2 850	3,05	FRB 9/150	0,14	2	FS 330	2	0,40	
2217 K + HA 317	4 550	3 000	3,80	FRB 10/150	0,15	1				
22217 CK + HA 317	18 000	15 000	3,85	FRB 10/150	0,15	1				
1317 K + HA 317	7 650	4 750	6,10	FRB 15/180	0,29	2	FS 330	2	0,70	
2317 K + HA 2317	11 000	6 200	8,40	FRB 10/180	0,20	1				
21317 K + HA 317	24 000	19 000	6,10	FRB 15/180	0,29	2				
22317 CK + HA 2317	37 500	31 500	8,40	FRB 10/180	0,20	1				
1217 K + HE 217	3 800	2 850	2,95	FRB 9/150	0,14	2	FS 330	2	0,40	
2217 K + HE 317	4 650	3 000	3,85	FRB 10/150	0,15	1				
22217 CK + HE 317	18 000	15 000	3,50	FRB 10/150	0,15	1				
1317 K + HE 317	7 650	4 750	5,90	FRB 15/180	0,29	2	FS 330	2	0,70	
2317 K + HE 2317	11 000	6 200	8,15	FRB 10/180	0,20	1				
21317 K + HE 317	24 000	19 000	5,90	FRB 15/180	0,29	2				
22317 CK + HE 2317	37 500	31 500	8,40	FRB 10/180	0,20	1				
1218 K + HA 218	4 400	3 000	3,60	FRB 16/160	0,26	2	FS 330	2	0,50	
2218 K + HA 318	5 500	3 600	4,75	FRB 11/160	0,18	2				
22218 CK + HA 318	21 600	18 500	4,45	FRB 11/160	0,18	2				
23218 CK + HA 2318	27 500	25 500	5,90	FRB 10/160	0,16	1				
1218 K + HE 218	4 400	3 000	3,50	FRB 16/160	0,28	2	FS 330	2	0,50	
2218 K + HE 318	5 500	3 600	4,55	FRB 11/160	0,18	2				
22218 CK + HE 318	21 600	18 600	4,35	FRB 11/160	0,18	2				
23218 CK + HE 2318	27 500	25 500	5,90	FRB 10/160	0,16	1				
1220 K + HA 220	5 400	3 600	5,20	FRB 18/180	0,36	2				
2220 K + HA 320	7 650	5 100	6,80	FRB 12/180	0,24	2				
22220 CK + HA 320	27 500	24 000	6,55	FRB 12/180	0,24	2				
23220 CK + HA 2320	36 500	34 500	8,60	FRB 10/180	0,20	1				
1220 K + HE 220	5 400	3 600	5,20	FRB 18/180	0,36	2	FS 370	2	0,70	
2220 K + HE 320	7 650	5 100	6,80	FRB 12/180	0,24	2				
22220 CK + HE 320	27 500	24 000	6,55	FRB 12/180	0,24	2				
23220 CK + HE 2320	36 500	34 500	8,60	FRB 10/180	0,20	1				
1222 K + H 222	6 800	5 000	7,05	FRB 21/200	0,48	2	FS 460	2	0,90	
2222 K + H 322	9 800	6 400	9,30	FRB 14/200	0,31	2				
22222 CK + H 322	36 000	32 500	9,05	FRB 14/200	0,31	2				
23222 CK + H 2322	46 500	45 000	12,00	FRB 10/200	0,23	1				
1222 K + HE 222	6 800	5 000	6,80	FRB 21/200	0,48	2	FS 460	2	0,90	
2222 K + HE 322	9 800	6 400	9,10	FRB 14/200	0,31	2				
22222 CK + HE 322	36 000	32 500	8,85	FRB 14/200	0,31	2				
23222 CK + HE 2322	46 500	45 000	12,00	FRB 10/200	0,23	1				
22224 CK + HA 3124	41 500	38 000	11,35	FRB 14/215	0,43	2	FS 460	2	1,10	
23224 CK + HA 2324	54 000	53 000	15,20	FRB 10/215	0,31	1				
22224 CK + HE 3124	41 500	38 000	11,35	FRB 14/215	0,43	2	FS 460	2	1,10	
23224 CK + HE 2324	54 000	53 000	14,95	FRB 10/215	0,31	1				

APENDICE B - 4 : TUBERIAS COMERCIALES

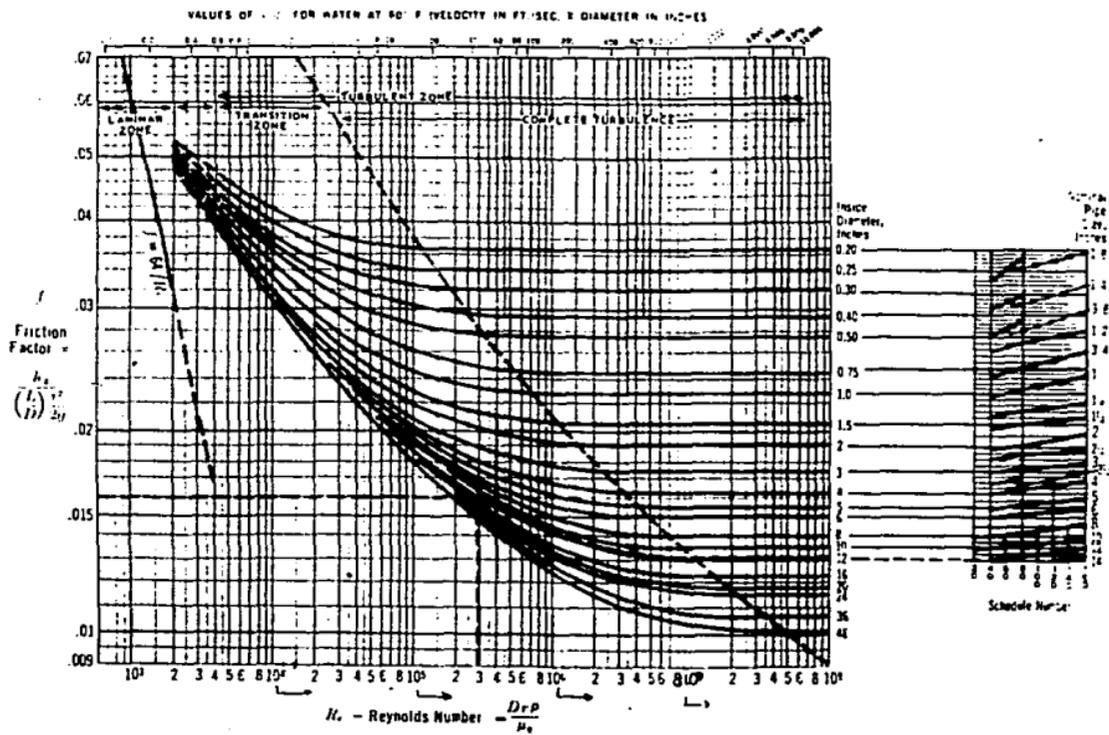
Commercial Wrought Steel Pipe Data

Schedule Wall Thickness—Per ASA B36.10-1930

Nominal Pipe Size Inches	Outside Diameter Inches	Thick-ness Inches	Inside Diameter		Inside Diameter Functions (In Inches)				Transverse Internal Area	
			d_1	T_1	d^2	d^3	d^4	d^5	S_1	S_2
			Inches	Feet					Sq In	Sq Ft
Schedule 10	14	0.250	13.5	1.125	182.15	2460.4	33215.	448400.	143.14	0.994
	16	0.250	15.5	1.291	240.25	3723.9	57720.	894600.	188.69	1.310
	18	0.250	17.5	1.458	306.25	5359.4	93789.	1641309.	240.53	1.670
	20	0.250	19.5	1.625	380.25	7414.9	144590.	2819500.	298.65	2.074
	24	0.250	23.5	1.958	552.15	11977.	304950.	7167030.	433.74	3.012
	30	0.312	29.376	2.448	862.95	25350.	744288.	21864218.	677.76	4.707
Schedule 20	8	0.625	8.125	0.6771	66.02	536.38	4159.3	35409.	51.85	0.3601
	10	0.250	10.25	0.8542	105.06	1076.9	11038.	113141.	82.52	0.5731
	12	0.250	12.25	1.021	150.06	1834.3	22518.	275855.	117.86	0.8185
	14	0.312	13.376	1.111	178.92	2393.2	32012.	428185.	140.52	0.9758
	16	0.312	15.376	1.281	236.47	3635.2	55944.	859442.	185.69	1.290
	18	0.312	17.376	1.448	301.92	5246.3	91156.	1581978.	237.11	1.647
Schedule 30	8	0.625	8.125	0.8447	102.74	1041.4	10555.	106967.	80.69	0.5603
	10	0.750	10.300	1.0075	146.17	1767.2	21366.	258904.	114.80	0.7972
	12	0.750	12.300	1.1041	175.56	2326.2	30821.	406394.	137.88	0.9575
	14	0.875	14.425	1.2708	232.56	3546.6	51044.	824801.	182.65	1.264
	16	0.875	16.425	1.4270	293.13	5021.3	85944.	1472397.	230.10	1.594
	18	0.875	18.425	1.5833	361.00	6859.0	130321.	2476099.	281.53	1.969
Schedule 40	8	0.625	8.125	1.0663	513.31	11971.	273853.	6264703.	411.00	2.854
	10	0.750	10.300	1.2958	826.56	23764.	643201.	19642160.	649.19	4.508
	12	0.875	12.475	1.5266	1129.25	37575.	104123.	301756.	869.69	6.1551
	14	0.875	14.475	1.7574	1513.9	53995.	148310.	430110.	1184.80	8.5022
	16	0.875	16.475	1.9882	1998.6	76615.	208310.	574110.	1554.80	11.1533
	18	0.875	18.475	2.2190	2593.3	106635.	288310.	774110.	2034.80	14.8044
Schedule 60	8	0.625	8.125	1.4375	1369.0	31241.	714110.	164110.	441.00	3.0849
	10	0.750	10.300	1.7083	2000.0	47000.	107000.	247000.	610.00	4.3000
	12	0.875	12.475	1.9791	2711.0	65000.	148000.	337000.	830.00	5.9000
	14	0.875	14.475	2.2500	3500.0	85000.	194000.	444000.	1090.00	7.8000
	16	0.875	16.475	2.5208	4375.0	110000.	254000.	584000.	1400.00	10.0000
	18	0.875	18.475	2.7916	5337.5	140000.	324000.	734000.	1800.00	12.8000
Schedule 80	8	0.625	8.125	1.8125	2000.0	47000.	107000.	247000.	610.00	4.3000
	10	0.750	10.300	2.0833	2711.0	65000.	148000.	337000.	830.00	5.9000
	12	0.875	12.475	2.3541	3500.0	85000.	194000.	444000.	1090.00	7.8000
	14	0.875	14.475	2.6250	4375.0	110000.	254000.	584000.	1400.00	10.0000
	16	0.875	16.475	2.8958	5337.5	140000.	324000.	734000.	1800.00	12.8000
	18	0.875	18.475	3.1666	6390.0	170000.	404000.	904000.	2200.00	15.6000
Schedule 100	8	0.625	8.125	2.2500	3500.0	85000.	194000.	444000.	1090.00	7.8000
	10	0.750	10.300	2.5208	4375.0	110000.	254000.	584000.	1400.00	10.0000
	12	0.875	12.475	2.7916	5337.5	140000.	324000.	734000.	1800.00	12.8000
	14	0.875	14.475	3.0625	6390.0	170000.	404000.	904000.	2200.00	15.6000
	16	0.875	16.475	3.3333	7442.5	200000.	484000.	1084000.	2600.00	18.4000
	18	0.875	18.475	3.6041	8495.0	230000.	564000.	1274000.	3000.00	21.2000

APPENDIX B - 5 : DIAGRAM DE MOODY

Friction Factors for Clean Commercial Steel and Wrought Iron Pipe



APENDICE B - 6 : ENTRADAS A TUBERIAS

Resistance Due to Pipe Entrance



$K = 0.78$
Inward
Projecting Flange
Entrance



$K = 0.50$
Sharp
Edged
Entrance



$K = 0.25$
Slightly
Rounded
Entrance



$K = 0.04$
Well
Rounded
Entrance

APENDICE B - 7 : (CONT.)

CLAVE DE MATERIALES

1	CAJA Y BISEL: ACERO AL CARBON. ACABADOS NEGRO MATE. CONEXION 1/8 Y 1/4 NPT: LATON. BOURDON DE BRONCE FOSFORADO O COBRE BERILIO. MECANISMO: LATON.	5	CAJA RESINA FENOLICA. ACABADO NEGRO. BISEL TIPO SEGURO. ACERO INOXIDABLE. BOURDON Y MECANISMO: ACERO INOXIDABLE. CONEXION 1/4 Y 1/2 NPT: ACERO INOXIDABLE. PUNTERO MICROMETRICO
2	CAJA:ALUMINIO. BISEL:ACERO ACABADOS: NEGRO MATE. CONEXION 1/4 Y 1/2 NPT: ACERO AL CARBON. BOURDON:BRONCE FOSFORADO. MECANISMO: LATON.	6	CAJA CON BRIDA TABLERO: ALUMINIO BISEL TABLERO:ACERO AL CARBON. ACABADOS: NEGRO MATE. CONEXION 1/4 Y 1/2 NPT: ACERO INOXIDABLE. BOURDON Y MECANISMO: ACERO INOXIDABLE.
3	CAJA CON BRIDA TABLERO: ALUMINIO. BISEL TABLERO: ACERO AL CARBON. ACABADOS: NEGRO MATE. CONEXION 1/4 Y 1/2 NPT: ACERO AL CARBON. BOURDON, BRONCE FOSFORADO. MECANISMO: LATON.	7	CAJA Y BISEL ENGARROLADO: ACERO INOXIDABLE. CONEXION 1/4 NPT: LATON. BOURDON DE BRONCE FOSFORADO O COBRE BERILIO. MECANISMO: LATON. LIQUIDO: SILICON
4	CAJA:ALUMINIO. BISEL ROSCADO:FENOL. ACABADOS: NEGRO MATE. CONEXION 1/4 Y 1/2 NPT: ACERO AL CARBON. BOURDON Y MECANISMO: ACERO INOXIDABLE. PUNTERO: MICROMETRICO.	8	CAJA:ACERO AL CARBON NEGRO MATE. BISEL: ACERO AL CARBON NIQUELADO. CONEXION 1/8 Y 1/4 NPT: LATON. BOURDON DE BRONCE FOSFORADO O COBRE BERILIO. MECANISMO: LATON.
9	CAJA Y BISEL:ALUMINIO ACABADOS: ESMALTE ELECTROSTATICO NEGRO CONEXION 1/4 Y 1/2 NPT: ACERO INOXIDABLE BOURDON Y MECANISMO: ACERO INOXIDABLE. PUNTERO:MICROMETRICO. LIQUIDO:SILICON		

CODIGO DE USOS Y APLICACIONES

USO STANDARD SERVICIOS NORMALES EN AIRE, VAPOR, AGUA Y OTROS FLUIDOS NO CONSIDERADOS CORROSIVOS.	HIDRAULICO Y AMONIACO ALTAS PRESIONES DE AGUA Y OTROS LI- QUIDOS NO CONSIDERADOS CORROSIVOS O PARA USO EN REFRIGERACION CON POSIBI- LIDAD DE ESCALA DUAL TEMPERATURA.
USO SUPERIOR GRAN CALIDAD. PARA AMBIENTES ALTAMEN- TE CORROSIVOS Y CONDICIONES SEVERAS DE TRABAJO	LLENO DE LIQUIDO PARA TRABAJO PESADO CON VIBRACIONES Y/O GOLPES DE ARIETE.
USO OXIA CETILENO CON TRATAMIENTO ADICIONAL QUE ASEGU- RA LA ELIMINACION TOTAL DE GRASAS Y ACEITES.	USO REFRIGERACION CON ESCALA DUAL DE TEMPERATURA Y PRE- SION PARA GASES REFRIGERANTES
USO PATRON ALTA PRECISION. PARA LAB. O CHEQUED DE OTROS MANOMETROS	RECEPTORES NEUMATICOS RECEPTORES DE PRESION QUE CONVIERTEN LA LECTURA DE CARATULA EN UNIDADES DE TEMPERATURA, FLUJO, NIVEL U OTRAS NECE- SIDADES.

BIBLIOGRAFIA

- | | |
|----------------------------|---|
| COLLIER - MACMILLAN | Technical Drawing, Giesecke, Mitchell, Spencer, Hill. International Editions. |
| EGOR, P. POPOV | Introducción a la Mecánica de Sólidos. Editorial Limusa. |
| GRANE ENGINEERING DIVISION | Flow of Fluids. Through Valves, Fittings and Pipe, Technical. Papel No. 410. |
| HALL, HOLOWENCO, LAUGHLIN | Diseño de Máquinas. Serie Schaums, Mc Graw Hill. |
| LICHTY | Procesos de los Motores de Combustión. Ediciones del Castillo. |
| MATAIX, CLAUDIO | Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Editorial Harla. |
| OBERT, EDWARD F. | Motores de Combustión Interna. Editorial CECSA. |
| SONNTAG Y VAN WYLEN | Introducción a la Termodinámica. Editorial Limusa. |
| SHIGLEY | Análisis Cinemático de Mecanismos. Editorial Mc Graw Hill. |