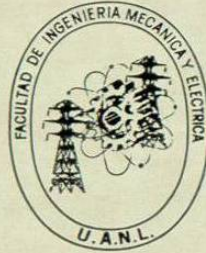


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



ANALISIS DE EMBRAGUES

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
MAESTRIA EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECANICA

P R E S E N T A

José Luis Castillo Ocañas

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.

DICIEMBRE DE 1984

TM

Z5853

.M2

FIME

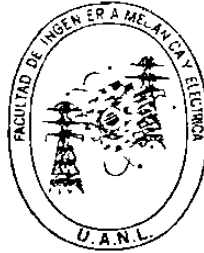
1984

C31



1020070351

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



ANALISIS DE EMBRAGUES

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
MAESTRIA EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECANICA**

P R E S E N T A

José Luis Castillo Ocañas

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.

DICIEMBRE DE 1984

T \

Z5853

. 2

F
1984
C3



15 2

DEDICO ESTA TESIS A:

DIOS:

Quien Todo lo Es y
sin El Nada Sería.

MI ESPOSA:

Por marchar junto a mí, en este
camino de preparación y superación
para poder servir mejor a los demás.

MIS PADRES:

Porque después de haberme puesto en
este mundo, puedan sentir orgullo y
regocijo de mi persona.

MIS HERMANOS (AS).

Que con ellos se vive, se comparte,
se apoya y se comunican estas realidades.

MI ASESOR Y MAESTROS:

Por proporcionar tanto de sí.
Y que vean respuesta de algo positivo
por realizar.

FAMILIARES Y AMIGOS:

Porque la amistad y la solidaridad
son la fuerza que nos impulsa a
seguir adelante.

P R O L O G O

Este trabajo que se presenta, está hecho con la finalidad de que pueda servir como material de información a los -- alumnos de nuestra Facultad.

El contenido está basado en el análisis y diseño de -- elementos de Máquinas como son los Embragues. Se presentan as-- pectos teóricos y prácticos de dichos elementos. Y esperando -- que con la participación de futuros Egresados se pudier-- contar con fuentes de investigación para buscar siempre la superación-- de Nuestra Facultad y por lo tanto, de las personas que la for-- man.

I N D I C E

PARTE 1:

"E M B R A G U E S"

CAPITULO I.

1.-	Introducción	1
1.2.-	Consideraciones de Estática	2
1.3.-	Relaciones del Diseño Básico	6

CAPITULO II.

2.-	Embragues de Aro con Zapata Interior	11
-----	--	----

CAPITULO III.

3.-	Embragues de Aro con Zapata Exterior	19
-----	--	----

CAPITULO IV.

4.-	Embragues de Cono	27
4.1-	Desgaste Uniforme	29
4.2-	Presión Uniforme	31
4.3-	Acoplamiento de Embragues Cónicos	31

CAPITULO V.

5.- Embragues de Cinta o Banda	33
--------------------------------------	----

CAPITULO VI.

6.- Embragues de Fricción de Disco y Acción Axial.....	36
6.1- Embragues de Disco Múltiple Hidráulico	36
6.2- Desgaste Uniforme	61
6.3- Presión Uniforme	63

CAPITULO VII.

7.- Otros Tipos de Embragues	64
7.1- Embragues Magnéticos.....	64
7.2- Embragues de Contacto Directo.....	67

CAPITULO VIII.

8.- Materiales de Fricción	71
8.1- Embragues Húmedos	76
8.2- Embragues Secos	80

CAPITULO IX.

9.- Consideraciones de Energía..... 92

CAPITULO X.

10.- Disipación de Calor 98

10.1- Carga de Inercia y Calor Generado..... 104

C A P I T U L O I.

"E M B R A G U E S"

INTRODUCCION:

Un embrague es un implemento de rozamiento que permite la conexión y desconexión de ejes. El diseño de los embragues y los frenos, es comparable en muchos aspectos; esto queda ilustrado en un embrague de múltiples discos, el cual se usa también como freno. Un problema de diseño más evidente en el trazo de frenos comparado con el de embragues, es el de la generación y disipación de calor, puntos que se tratarán en este tema de Embragues.

Los embragues de rozamiento generan calor, como resultado del movimiento relativo entre las partes; pero normalmente la cantidad de deslizamiento no es tan grande como la de un freno.

En el análisis de un embrague es muy frecuente imaginar que las partes no se mueven entre sí; aún cuando no se debe pasar por alto el hecho de que la transmisión de potencia por rozamiento generalmente envuelve algún deslizamiento. Por esta razón cuando se necesita tener transmisión positiva de potencia, debe apelarse a un implemento positivo tal como, un embrague de mandíbulas.

CONSIDERACIONES DE ESTÁTICA:

En el análisis de todo tipo de embrague de fricción, se emplea un procedimiento general, el cuál se puede considerar en los siguientes pasos:

- 1.- Suponer o determinar la distribución de la presión sobre -- las superficies de fricción.
- 2.- Hallar una relación entre la presión máxima y un punto cuquiera.
- 3.- Aplicar las condiciones de equilibrio estático para deter-- minar:
 - a) La fuerza actuante
 - b) El par de torsión
 - c) Las reacciones de los apoyos

A continuación se pueden aplicar estos pasos en un -- problema teórico, como el que se muestra en la Fig.#1.1 En la -- cuál se muestra una zapata de fricción de corta longitud, arti-- culada en el punto A., sobre la que actúa una fuerza F, una rea-- cción normal N, y una fuerza de fricción o rozamiento FN, entre las superficies de contacto; siendo F, el coeficiente de fri -- cción.

Fig. 1.1

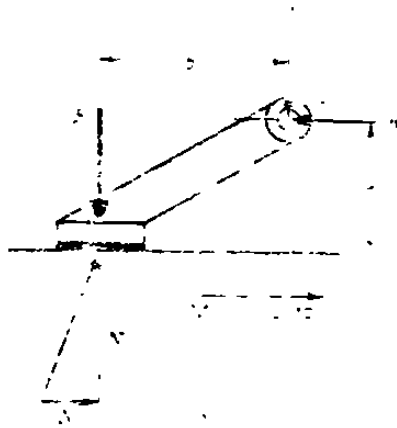


Figura #1.1 Fuerzas que actúan sobre una zapata de fricción articulada.

Se designará la presión en un punto cualquiera P ., y la presión máxima como P_a . El área de zapata será A .

1er. Paso: Como la zapata es corta, se supone que la presión -- está uniformemente distribuída sobre el área de rozamiento.

2o. Paso: Por el paso anterior se establece:

$$p = p_a$$

3er. Paso: Como la presión está uniformemente distribuida, pueden sustituirse las fuerzas de presión normales con una fuerza equivalente.

Por lo tanto:

$$N = p_a A \quad 1.2$$

4o. Paso: Ahora se aplicarán las condiciones de equilibrio estático, teniendo suma de momentos con respecto al punto de articulación. Esto nos dá:

$$\sum MA = Fb - Nb + fNa = 0 \quad 1.3$$

Sustituyendo $p_a A$, en lugar de N , y despejando de la ecuación 1.3 la fuerza aplicada:

$$Fb - p_a A b + p_a A a = 0$$

$$F = \frac{p_a A b - f p_a A a}{b} = \frac{p_a A (b - f a)}{b} \quad 1.4$$

Tomando la suma de fuerzas en las direcciones horizontales y verticales se determinan las reacciones en la articulación:

$$F_x = 0 \quad R_x = f p_a A \quad 1.5$$

$$F_y = 0 \quad R_y = p_a A - F \quad 1.6$$

Con esto se determina el análisis estático del problema.

Lo anterior es muy útil cuando se conocen las dimensiones del embrague y se especifican las características del material de fricción. Sin embargo, en el diseño interesa más la síntesis que el análisis; es decir, el objetivo es seleccionar un conjunto de dimensiones que permitan obtener el mejor embrague, dentro de las limitaciones del material de fricción que se halla especificado.

En el problema de la Fig.#1.1, se hizo buen uso del material de fricción; porque la presión es máxima en todos los puntos de contacto.

Analizando las dimensiones en la ecuación #1.4 si $b = fa$, el numerador se anula y no se necesita aplicar ninguna fuerza. Esta es la condición de auto aplicación de la zapata; por lo general no interesa un embrague auto aplicable, pero sí se deberá aprovechar el efecto de auto energización. Esto puede obtenerse seleccionando para el material de fricción un valor de f , que nunca sea excedido, aún en las condiciones más adversas. Una manera de hacer esto, es aumentando las especificaciones que da el fabricante para el coeficiente de fricción. Por ejemplo: en 25 ó 50% de modo que si $f' = 1.25 f$ ó $1.50f$.

La ecuación:

$$b = f'a \quad 1.7$$

Podría utilizarse para obtener las dimensiones de a y b necesarios para el grado de auto energización deseado.

RELACIONES DEL DISEÑO BASICO.

A continuación se exponen datos verdaderos, fórmulas y relaciones comunes para todos los embragues de fricción; los cuales se pueden considerar para llevar a cabo el diseño de un embrague. Enseguida se presenta una lista de los datos necesarios.

- 1.- Esfuerzo de torsión máximo de la máquina.
- 2.- Caballos de fuerza para ser transmitidos.
- 3.- Relación de grado o proporción si la hay, entre la máquina y el eje de embrague.
- 4.- Velocidad máxima.
- 5.- Tipo de vehículo y operación. (Factor de servicio).
- 6.- Operación de secar o humedecer.
- 7.- Singular o múltiple.
- 8.- Coeficiente de fricción de materiales tentativos de frotar.

De los datos mencionados, los requerimientos de la capacidad del esfuerzo de torsión del embrague, puede ser calculado multiplicando el esfuerzo de torsión máximo para ser transmitido a través del embrague por el factor de servicio.

La siguiente fórmula para la capacidad del esfuerzo de torsión puede ser aplicada:

$$T = F_{\mu} R m N$$

1.8

Donde:

T = Capacidad del esfuerzo de torsión en Lb-pulg.

F = Fuerza de pinza o abrazadera en Lb.

μ = Coeficiente de fricción

Rm = Radios medios efectivos en pulg.

N = Número activo del esfuerzo de torsión transmitiéndolo a la superficie.

El efecto del radio medio (Rm), es calculado por la fórmula:

$$R_m = \frac{2 (R_o^3 - R_i^3)}{3 (R_o^2 - R_i^2)} \quad 1.7$$

La derivación de la Ec.#1.9 es mostrada con ayuda de la Fig.#2.



Fig. #2.- Relación simbólica de radio y área de la lámina del embrague para el análisis.

Si se asume que la presión es uniforme para que pueda existir una fricción superficial como en la Fig.2. El esfuerzo de torsión diferencial puede ser expresado por la fórmula:

$$dT = r \mu P dA \quad 1.10$$

Donde:

r = Radios del área diferencial en pulg.

μ = Coeficiente de fricción.

P = Presión normal aplicada a la fricción de superficie en Lb/pulg.

$$dA = 2\pi r dr \text{ (Area incremental) en pulg.}^2$$

Sustituyendo $2\pi r dr$ por dA nos queda:

$$dT = 2\pi \mu r^2 p dr \quad 1.11$$

Para la integración de R_i a R_o

$$T = 2\pi \mu p \int_{R_i}^{R_o} r^2 dr$$

$$T = 2\pi \mu p \left[\frac{r^3}{3} \right]_{R_i}^{R_o}$$

$$T = \frac{2}{3} \pi \mu p (R_o^3 - R_i^3) \quad 1.12$$

Para expresar la ecuación 1.8 en términos del área de presión del tiempo en lugar de fuerza, puede ser escrito como:

$$T = P (R_o^2 - R_i^2) R_m \mu \quad 1.13$$

Igualando las ecuaciones 1.12 y 1.13 y resolviendo -- para R_m , nos queda la ecuación 1.9 como se mostró anteriormen-- te.

La siguiente fórmula para el radio medio puede ser u-- sada en la mayoría de embragues, donde el radio no es más grande que 1.75 sin error importante. Esta fórmula siempre será ligera-- mente conservativa.

$$R_m = \frac{R_o + R_i}{2} \quad 1.14$$

La capacidad estática del esfuerzo de torsión del em-- brague, es la del esfuerzo de torsión en cero relativo a la velo-- cidad de la superficie de fricción y es representativa del es -- fuerzo de torsión que puede ser transmitido después que el embra-- gue es unido con las láminas de operación del motor y conducción a la misma velocidad.

La capacidad dinámica del esfuerzo de torsión del em-- brague, es el esfuerzo de torsión capaz de ejecutar en la medida de carga de conducción; mientras la carga está siendo acelerada y relativa a velocidad existente entre las láminas del motor y -

conducción.

Los mejores materiales de fricción exhiben un diferente coeficiente de fricción, bajo condiciones de estática y dinámica; con el coeficiente estático generalmente más alto que el dinámico. Hay algunos materiales de fricción comerciales, particularmente materiales de papel operando en aceite, el cual tiene coeficiente dinámico más alto que el estático.

El coeficiente de fricción para un material dado, varía sobre diferentes condiciones de operación. Manufacturas del material de fricción, generalmente surten cartas hidrográficas o curvas relacionando el cambio en coeficiente bajo variantes condiciones así como temperatura, presión y velocidad diferencial. Esta información podría ser usada como guía en proporción al tamaño del embrague.

Conociendo las relaciones de diseño, el dato para el trazo en cuestión y las limitaciones de espacio, varios esfuerzos calculados son requeridos para establecer el tamaño aproximado, número de láminas y proporciones generales del diseño particular. Es aparente que el diámetro del embrague, número de discos y fuerza de abrazadera, pueden ser variados para completar el diseño dado. En este punto, una tentativa del material de fricción podría escogerse como material de fricción; teniendo ciertas limitaciones así como, velocidad diferencial, presión y requerimientos dimensionales.

C A P I T U L O II.

EMBRAGUES DE ARO CON ZAPATA INTERIOR.

El embrague de aro con zapata interior, consta esencialmente de tres elementos:

- 1.- Las superficies de fricción que se encuentran en contacto.
- 2.- Los medios para transmitir el momento de rotación.
- 3.- El mecanismo de operación.

Para analizar un dispositivo de zapata interior, vemos la figura siguiente:

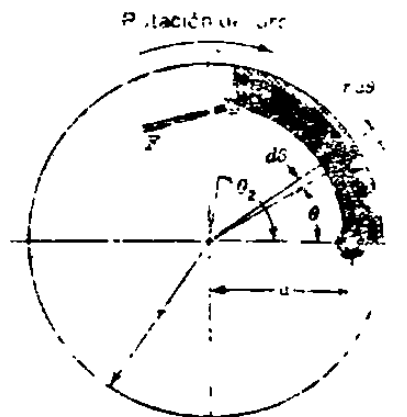


Figura #2.1, Zapata de fricción interior.

La figura muestra una zapata articulada en el punto A, se conoce como talón y sobre el cual se aplica la fuerza de trabajo; en el otro extremo que se conoce como punta. Como la zapata

ta es larga, no puede suponerse que la distribución de fuerzas-- normales sea uniforme; la disposición mecánica no permite ninguna presión en el talón de la zapata, ésto dá como consecuencia - que la presión en ese punto sea cero.

Es práctica usual omitir el material de fricción en -- una corta distancia, a partir del talón; ésto elimina la interfe- rencia, aunque en lo general ello contribuye poco al funciona -- miento.

En algunos tipos la articulación se hace movable, con- el fin de que halla alguna presión en el talón de la zapata. Es- to dá el efecto de zapata flotante. (Su diseño sigue los mismos- principios generales).

Se considerará que existe una presión p sobre un ele-- mento de área del material de fricción localizado a un ángulo θ - desde la articulación, como se muestra en la figura. La presión- máxima p_a se encuentra a un ángulo θ_a desde dicha articulación.

Se hará la hipótesis (Paso 1o), de que la presión en - un punto es proporcional a la distancia vertical al punto de ar- ticulación. Tal distancia vertical o altura es proporcional a -- $\text{Sen } \theta$, y (Paso 2o), la relación entre las presiones es:

$$\frac{p}{\text{Sen } \theta} = \frac{p_a}{\text{Sen } \theta_a} \quad \text{Donde } p = \frac{p_a \text{ Sen } \theta}{\text{Sen } \theta_a} \quad 2.1$$

De la ecuación 2.1 se vé que p será máxima cuando $\theta = 90^\circ$ ó si el ángulo a la punta θ_2 es menor que 90° , entonces p será máxima en ese extremo.

Cuando $\theta = 0$ la ecuación 2.1 muestra que la presión es cero. Por lo tanto, el material de fricción situado en el talón influye muy poco en la acción del frenado y bien podría omitirse.

Un buen diseño concentraría la mayor cantidad de material citado, en la vecindad del punto de máxima presión; tal diseño se muestra en la figura siguiente:

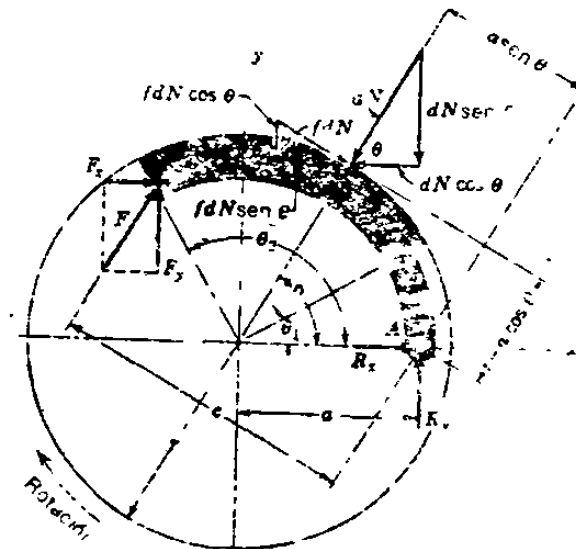


Figura #2.2, Fuerzas que actúan en una zapata interior.

En esta figura, el material de fricción comienza a un ángulo θ_1 , medido desde el punto de articulación A; y termina a un ángulo θ_2 . Cualquiera disposición de ésta, dará una buena distribución del material de fricción.

Continuando con el paso #3 Fig. 2.2, las reacciones en las articulaciones serán R_x y R_y . La fuerza aplicada tiene los componentes F_x y F_y y actúan a una distancia C del punto A; a un ángulo θ cualquiera, desde este punto se ejercerá una fuerza normal elemental dN de magnitud.

$$dN = p b r d \theta \quad 2.2$$

Donde: b = Ancho de cara (perpendicular a la página), del material de fricción.

Sustituyendo el valor de la presión de la Ec. 2.1 la fuerza normal es de:

$$dN = \frac{p_a b r \text{ Sen } \theta d \theta}{\text{Sen } \theta a} \quad 2.3$$

Esta fuerza de presión tiene los componentes horizontal y vertical $dN \text{ Cos } \theta$ y $dN \text{ Sen } \theta$, como en la figura.

La fuerza de fricción o rozamiento fdN , tiene componentes horizontal y vertical de magnitudes $fdN \text{ Sen } \theta$ y $fdN \text{ Cos } \theta$ --

respectivamente.

Aplicando las condiciones de equilibrio estático, es-- posible determinar la fuerza de trabajo F, el momento de rota--- ción T y las reacciones en las articulaciones Rx y Ry.

Se determina la fuerza F, con la condición de que sea nula la suma de momentos con respecto al punto de articulación.- Las fuerzas de fricción tienen un brazo de palanca en relación - con este punto, igual a (r - aCos θ). El momento Mf de tales --- fuerzas es:

$$M_f = \int f dN (r - a \cos \theta) = \frac{f p a b r}{\text{Sen } \theta a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen } \theta (r - a \cos \theta) d\theta$$

2.4

que se obtiene sustituyendo el valor de dN de la Ec.2.3, Es con- veniente integrar la ecuación para cada problema y se conservará en esta forma. El brazo de palanca de la fuerza normal dN, con - respecto al punto A es, (a Sen θ,). Designando el momento de las fuerzas normales por Mn y sumando sus momentos con respecto a A; se tiene:

$$M_n = \int d_n (a \text{ Sen } \theta) = \frac{p a b r a}{\text{Sen } \theta a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen}^2 \theta d \theta$$

2.5

La fuerza de trabajo debe equilibrar estos momentos --
así:

$$F = \frac{M_n - M_f}{C} \quad 2.6$$

Aquí se vé que existe una condición para que esta fuerza sea nula; en otras palabras si, $M_n = M_f$, se obtiene la auto-aplicación y no se requiere poner ninguna fuerza.

Esto proporciona un método para determinar las dimensiones necesarias para que halla una acción auto energizante; -- por consiguiente, usando f' en vez de F en la ecuación 2.4, puede despejarse a de la relación.

$$M_n = M_f' \quad 2.7$$

donde antes f' se hace aproximadamente igual de 1.25 a 1.50 f' .

El momento T , aplicado al tambor por la zapata es la suma de las fuerzas de fricción $f dN$ multiplicadas por el radio de aquel:

$$T = \int f dN r = \frac{f_p a br^2}{\text{Sen } \theta a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen } \theta d\theta$$

$$= \frac{f_p a br^2 (\text{Cos } \theta_1 - \text{Cos } \theta_2)}{\text{Sen } \theta a} \quad 2.8$$

Las reacciones en las articulaciones se determinan --- por suma de fuerzas en dirección horizontal y en dirección vertical; por tanto para R_x se tiene:

$$\begin{aligned}
 R_x &= \int dN \cos \theta - \int f dN \sin \theta - F_x & 2.9 \\
 &= \frac{Pa br}{\sin \theta a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta - f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta \right) - F_x
 \end{aligned}$$

La reacción vertical igualmente:

$$\begin{aligned}
 R_y &= \int dN \sin \theta - \int f dN \cos \theta - F_y & 2.10 \\
 &= \frac{Pa br}{\sin \theta a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta + f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta \right) - F_y
 \end{aligned}$$

Al utilizar estas ecuaciones, el sistema de referen---cia siempre tendrá su origen en el centro del tambor. La parte -positiva del eje X pasa por el punto de articulación; la parte -positiva del eje Y está siempre en el sentido general de aplica---ción de la zapata y del lado de ésta. Aún si lo anterior diera -origen a un sistema izquierdo de ejes.

El análisis anterior implica las siguientes hipótesis.

- 1.- La presión en un punto de contacto de la zapata, es proporcional a la distancia desde el punto de articulación, siendo cero en el talón de aquella. Esto se debe a que, las presiones especificadas por los fabricantes, son valores medios y no máximos.
- 2.- El efecto de la fuerza centrífuga es despreciable. En el caso de frenos, las zapatas no giran y no existe fuerza centrífuga; en el diseño de embragues, el efecto de esta fuerza -- debe considerarse al escribir las ecuaciones de equilibrio - estático.
- 3.- La zapata es rígida. Como esto no se verifica nunca, ocurre siempre alguna deflexión, dependiendo de la carga, la presión y la rigidez de la zapata. La distribución resultante de la presión puede ser diferente de lo que se ha supuesto.
- 4.- Todo el análisis se ha basado en un coeficiente de fricción que no varía con la presión. En realidad, este coeficiente -- puede cambiar según cierto número de condiciones; como la -- temperatura, el desgaste y el medio circulante.

C A P I T U L O I I I .

EMBRAGUES Y FRENOS DE ARO CON ZAPATAS EXTERIORES.

El embrague presentado en la Fig. 3.1, tiene elementos de fricción exteriores, accionados por un mecanismo neumático, - el cual puede adaptarse fácilmente a los métodos ya vistos.

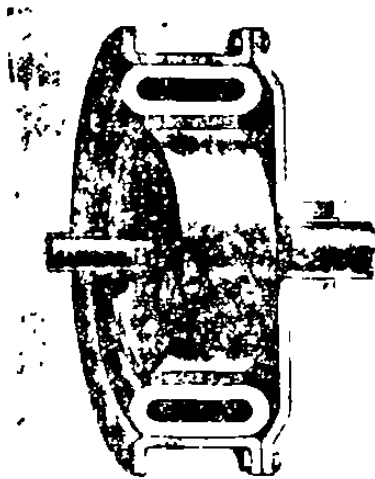


Figura #3.1, Embrague con elemento de fricción externo que actúa al expandirse el tubo flexible con aire comprimido.

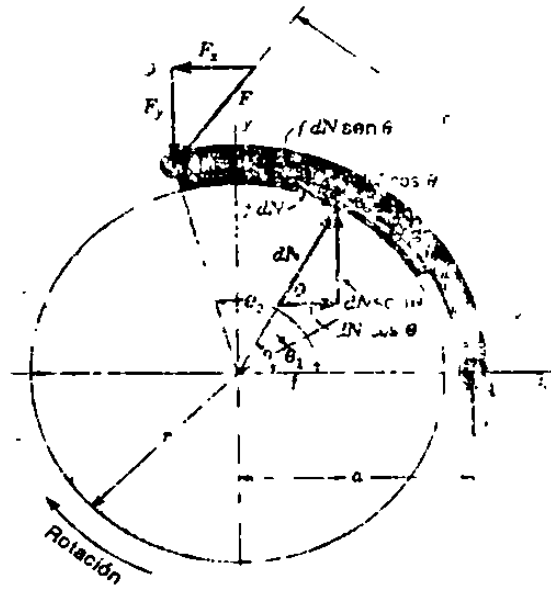
Los momentos de fricción de las fuerzas normales, con respecto al punto de articulación, son iguales a las de zapatas interiores. Se aplican las ecuaciones 3.1 y 3.2

$$M_f = \frac{f p a b r}{\text{Sen } \theta a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen } \theta (r - a \text{Cos } \theta) d\theta \quad 3.1$$

$$M_n = \frac{P a b r a}{\text{Sen } \theta a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen }^2 \theta d\theta \quad 3.2$$

Ambas ecuaciones dan valores positivos para momentos - en sentido del reloj. Cuando se emplean para zapatas exteriores. La fuerza de trabajo debe ser lo bastante grande para equilibrar ambos momentos.

$$F = \frac{M_n + M_f}{C} \quad 3.3$$



Notaciones para una zapata exterior.

Figura # 3.2

Las reacciones horizontal y vertical en el punto de articulación se hallan de la misma manera que para las zapatas interiores. Como sigue:

$$R_x = \int dN \cos \theta + \int dN \operatorname{Sen} \theta - F_x \quad 3.4$$

$$= \frac{Pa \operatorname{br}}{\operatorname{Sen} \theta a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{Sen} \theta \cos \theta \, d\theta + f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{Sen}^2 \theta \, d\theta \right) - F_x$$

$$R_y = \int dN \cos \theta - \int dN \operatorname{Sen} \theta + F_y$$

3.5

$$= \frac{Pa \operatorname{br}}{\operatorname{Sen} \theta a} \left(f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{Sen} \theta \cos \theta \, d\theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{Sen}^2 \theta \, d\theta \right) + F_y$$

Si la rotación fuese en sentido contrario al del reloj se invierte el signo del término de fricción en cada ecuación. Así la ecuación para la fuerza de trabajo será:

$$F = \frac{M_n - M_f}{C} \quad 3.6$$

Y existe auto energización para la rotación en sentido contrario a las manecillas del reloj.

Las reacciones horizontal y vertical son:

$$R_x = \frac{Pa br}{\text{Sen } \theta a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen } \theta \text{ Cos } \theta \, d\theta - f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen}^2 \theta \, d\theta \right) - F_x \quad 3.7$$

$$R_y = \frac{Pabr}{\text{Sen } \theta a} \left(-f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen } \theta \text{ Cos } \theta \, d\theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen}^2 \theta \, d\theta \right) + F_y \quad 3.8$$

Hay que observar que cuando se emplean elementos con zapatas exteriores como embragues, el efecto de la fuerza centrífuga será reducir la fuerza normal. De esta manera, a medida que aumenta la velocidad, se requiere un valor mayor de la fuerza de aplicación F .

Se presenta un caso especial cuando el pivote se halla situado simétricamente de modo que es nulo el momento de las fuerzas de fricción con respecto al punto de articulación; la configuración geométrica será similar a lo indicado en la figura 3.3.

Para obtener una relación de la distribución de la presión, se supone que el revestimiento se desgasta siempre de tal manera que conserva su forma cilíndrica. Lo anterior significa que el desgaste Δx (Fig. 3.3b), es constante e independiente del ángulo θ . Por lo tanto, el desgaste radial de la zapata es $\Delta r = \Delta x \cos \theta$.

Si se supone que es un área elemental de la zapata, la pérdida de energía por fricción es proporcional a la presión radial y si también se considera que el desgaste está relacionado directamente con tal pérdida, entonces por analogía directa:

$$p = p_a \cos \theta \quad 3.9$$

y p es máxima en $\theta = 0$

Pasando al análisis de fuerzas se observa Fig.3.3a

$$dN = p b r d\theta \quad 3.10$$

$$dN = p a b r \cos \theta d\theta \quad 3.11$$

La distancia "a" al punto de articulación, se elige de modo que el momento de las fuerzas friccionales sea cero.

Por simetría $\theta_1 = \theta_2$ y así:

$$M_f = 2 \int_0^{\theta_2} (fdN) (a \cos \theta - r) = 0 \quad 3.12$$

Sustituyendo la Ec. 3.11 dá:

$$2 f p a b r \int_0^{\theta_2} (a \cos^2 \theta - r \cos \theta) d\theta = 0 \quad 3.13$$

De donde:

$$a = \frac{4 r \operatorname{Sen} \theta_2}{2 \theta_2 + \operatorname{Sen} 2 \theta_2} \quad 3.14$$

Si el punto de articulación se localiza según esta ecuación el momento con respecto a este punto es igual a cero y las reacciones horizontal y vertical son:

$$R_x = 2 \int_0^{\theta_2} dN \cos \theta = \frac{Pabr}{2} (2 \theta_2 + \operatorname{Sen} 2\theta_2) \quad 3.15$$

Donde debido a la simetría:

$$\int f dN \operatorname{Sen} \theta = 0$$

$$\text{Así mismo: } R_y = 2 \int_0^{\theta_2} f dN \cos \theta = \frac{Pabr f}{2} (2\theta_2 + \operatorname{Sen} 2\theta_2) \quad 3.16$$

Donde: $\int dN \operatorname{Sen} \theta = 0$

También por razón de simetría.

Debe notarse también que:

$$R_x = -N$$

$$R_y = -fN$$

Debido a la elección particular de la distancia a .

En consecuencia el momento es:

$$T = a f N$$

3.17

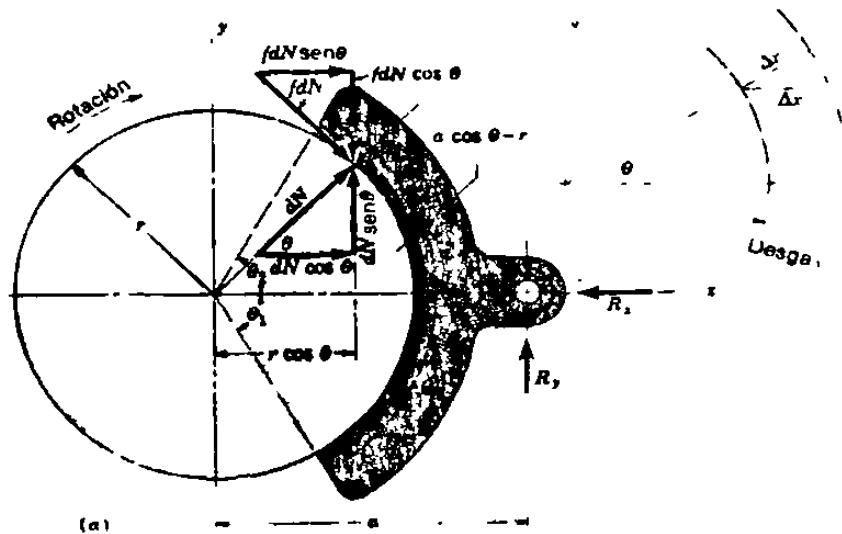


Figura #3.3

- a) Freno con zapata exterior articulada simétrica.
- b) Desgaste del revestimiento de fricción del freno.

C A P I T U L O IV.

EMBRAGUES DE CONO.

Un embrague cónico debe su eficiencia a la acción de la cuña de la parte cónica en la parte receptora.

El embrague cónico consiste en un platillo montado con cuña o par unión ranurada, en uno de los ejes; un cono que debe deslizarse axialmente sobre ranuras o chavetas en el eje compañero y un resorte helicoidal que mantiene la conexión del embrague.

El ángulo de cono α así como el diámetro y el ancho de cara del mismo, son los parámetros geométricos importantes del diseño. Si el ángulo es demasiado pequeño por ejemplo menor de 8° , la fuerza necesaria para abrir el embrague puede ser bastante grande y el efecto de cuña o acufamiento disminuye rápidamente, cuando se usan ángulos de cono mayores.

Dependiendo de las características del material de fricción, puede lograrse un buen resultado de un embrague utilizando valores entre 10° y 15° .

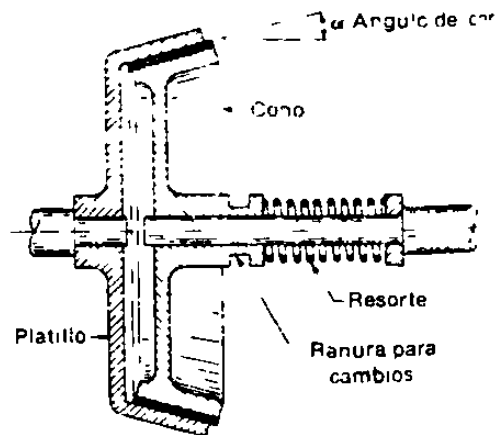


Figura #4.1.- Embrague cónico.

Para hallar una relación entre la fuerza de trabajo F y el momento de rotación transmitido, se designan las dimensiones del cono como se indica en la Fig. 4.2. Como en el caso de embrague axial, es posible obtener un conjunto de relaciones para una hipótesis de desgaste uniforme y otro para presión uniforme.

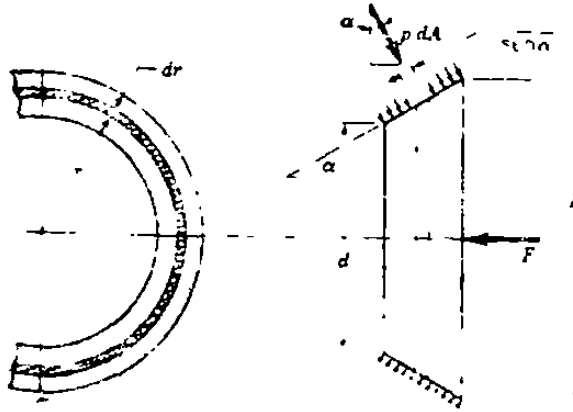


Figura #4.2.- Designación de las dimensiones de un embrague de cono.

Desgaste uniforme:

La relación de presión es la misma que para el axial.

$$p = p_a \frac{d}{2r}$$

4.1

De la Fig.4.2, se vé que se considera un elemento de -
 área dA , de radio r , y ancho $dr/\text{sen}\alpha$. Por lo tanto:

$dA = 2 \mu r dr / \text{Sen} \alpha$. Como en la figura, la fuerza de trabajo -- será la integral de la componente axial de la fuerza elemental -- $p dA$. Así:

$$\begin{aligned}
 F &= \int p dA \text{ Sen} \alpha = \int_{d/2}^{D/2} \left(p a \frac{d}{2r} \right) \left(\frac{2 \mu r dr}{\text{Sen} \alpha} \right) (\text{Sen} \alpha) \\
 &= \mu pad \int_{d/2}^{D/2} dr = \frac{\mu pad}{2} (D - d) \qquad 4.2
 \end{aligned}$$

La fuerza elemental de fricción es $fpdA$ y el momento -- es la integral del producto de esta fuerza por el radio.

De modo:

$$\begin{aligned}
 T &= \int r fpdA = \int_{d/2}^{D/2} (rf) \left(p a \frac{d}{2r} \right) \left(\frac{2 \mu r dr}{\text{Sen} \alpha} \right) \\
 &= \frac{\mu fpad}{\text{Sen} \alpha} \int_{d/2}^{D/2} r dr = \frac{\mu fpad}{\text{Sen} \alpha} (D^2 - d^2) \qquad 4.3
 \end{aligned}$$

Debe observarse que la ecuación 4.3, es un caso especial de un -- embrague de disco donde $\alpha = 90^\circ$. Usando la ecuación 4.3, se ha-- lla que ese momento de rotación también puede expresarse:

$$T = \frac{Ff}{4 \text{ Sen} \alpha} (D + d) \qquad 4.4$$

Presión uniforme.

Utilizando $p = p_a$, la fuerza de trabajo es:

$$F = \int p_a dA \operatorname{Sen} \alpha = \int_{d/2}^{D/2} (p_a) \frac{(2 \pi r dr)}{\operatorname{Sen} \alpha} (\operatorname{Sen} \alpha) = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

4.5

El momento es:

$$T = \int r f p_a dA = \int_{d/2}^{D/2} (r f p_a) \frac{(2 \pi r dr)}{\operatorname{Sen} \alpha} = \frac{\pi f p_a}{12 \operatorname{Sen} \alpha} (D^3 - d^3)$$

4.6

O bien empleando ecuación 4.5, en 4.6.

$$T = \frac{F f D^3 - d^3}{3 \operatorname{Sen} \alpha D^2 - d^2}$$

4.7

ACOPLAMIENTO DE EMBRAGUES CONICOS:

Un problema que se presenta en los embragues de discos múltiples, es la posibilidad de que se necesite una fuerza mayor para acoplar el embrague que la que se requiere durante la operación cuando el receptor y el cono giran a la misma velocidad.

El análisis se complica por el hecho que, la dirección de las fuerzas de rozamiento depende de la forma de acoplamiento ésto es, de la relación entre el movimiento rotatorio relativo y el movimiento axial relativo del receptor y el cono.

Un procedimiento conservador consiste en suponer que no se presenta movimiento rotatorio relativo durante el acoplamiento, por lo cual la fuerza axial máxima F_e , necesaria para acoplar el receptor y el cono será:

$$F_e = F_n (\text{Sen}\alpha + f \text{Cos}\alpha) \quad 4.8$$

Esta fuerza es la máxima requerida para obtener la fuerza normal deseada F_n , la cual a su vez desarrolla la fuerza de rozamiento que produce el momento de rozamiento deseado.

C A P I T U L O V

EMBRAGUES DE CINTA O BANDA.

Los embragues que funcionan mediante cinta o banda --- flexible de fricción, se emplean en excavadoras mecánicas, monta cargas o malacates y en otras máquinas. El análisis hace uso de la Fig. 5.1.

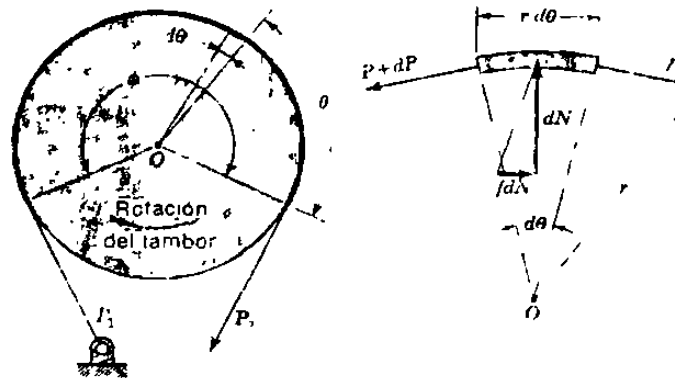


Figura #5.1, Fuerzas actuantes en una cinta de fricción.

Debido a la fricción y a la rotación del tambor, la fuerza de trabajo P_2 , es menor que la fuerza en el punto de retención P_1 . Un elemento de la cinta de amplitud angular $d\theta$, está en equilibrio bajo la acción de las fuerzas que se indican. Simu-

lando estas fuerzas en acción vertical se tiene:

$$(P + dP) \operatorname{Sen} \frac{d\theta}{2} + P \operatorname{Sen} \frac{d\theta}{2} - dN = 0 \quad 5.1$$

$$dN = P d\theta \quad 5.2$$

Puesto que para ángulos pequeños:

$$\operatorname{Sen} \frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$$

Por suma de fuerzas en la dirección horizontal se tiene:

$$(P + dp) \operatorname{Cos} \frac{d\theta}{2} - P \operatorname{Cos} \frac{d\theta}{2} - fdN = 0 \quad 5.3$$

$$dP - fdN = 0 \quad 5.4$$

Sustituyendo el valor de dN de la Ec.5.2, en la 5.4 integrando:

$$\int_{P_2}^{P_1} \frac{dP}{P} = f \int_0^{\phi} d\theta \quad \ln \frac{P_1}{P_2} = f \phi \quad 5.5$$

Por tanto: $\frac{P_1}{P_2} = e^{f\phi}$

El par de torsión puede obtenerse de la ecuación:

$$T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2} \quad 5.6$$

La fuerza normal dN que actúa sobre un elemento de área de ancho b y longitud $r d\theta$ es.

$$dN = p b r d\theta \quad 5.7$$

Donde p es la presión, sustituyendo el valor de dN de la Ec.5.2, se obtiene:

$$p d\theta = p b r d\theta$$

Por consiguiente:

$$p = \frac{P}{br} = \frac{2P}{bD} \quad 5.8$$

La presión es así proporcional a la tensión en la cinta de fricción. La presión máxima p_a se produce en la punta de - aquella (Extremo cercano al punto de aplicación de la fuerza P)- y es:

$$p_a = \frac{2P_1}{bD} \quad 5.9$$

C A P I T U L O VI.

EMBRAGUES DE FRICCION DE DISCO Y ACCION AXIAL.

I.- EMBRAGUES DE DISCOS MULTIPLES HIDRAULICO.

Un embrague axial, es aquel en el que los elementos -- friccionantes que entran en contacto se mueven en dirección para lela al eje de rotación. Uno de los más antiguos es el embrague cónico que tiene una estructura sencilla y es bastante poderoso. Sin embargo, ha sido desplazado ampliamente por el embrague de disco, que emplea uno o varios elementos como medio de opera --- ción.

El embrague de disco múltiple hidráulico, es el moderno embrague de hoy debido a que, por su forma es usado dentro de una amplia variedad de aplicaciones de trabajo mecánico pesado.- Con válvula propia, puede controlar también manual o automático, a través de controles auxiliares. Es extensamente usado en transmisiones cambiables de poder de trabajo mecánico pesado, inclu-- yendo movimientos terrestres, equipo de construcción, tractores- y motores de camionetas o automóviles.

El embrague es también usado para controlar muchos con ducciones auxiliares. El embrague hidráulico puede ser producido

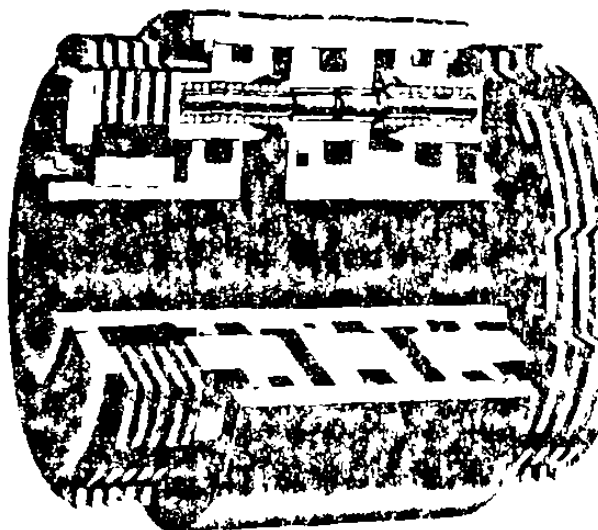
también como embrague doble o sencillo.

La Fig. 6.1, muestra un moderno embrague hidráulico---doble, incorporando balance hidráulico, transferencia interna de aceite y modulación de presión interna. La Fig.6.2, muestra otro embrague de discos múltiples de aceite.



Embrague Hidraulico Doble utilizando balance hidraulico
y transferencia de aceite interna.

Figura #6.1



Doble Embrague de Discos Múltiples y accionamiento con aceite para operación dentro de baño, o rociado de aceite.

Figura #6.2

La Figura 6.3, muestra la desunión de sección cruzada del embrague de la Figura 6.1, con la nomenclatura de sus elementos.

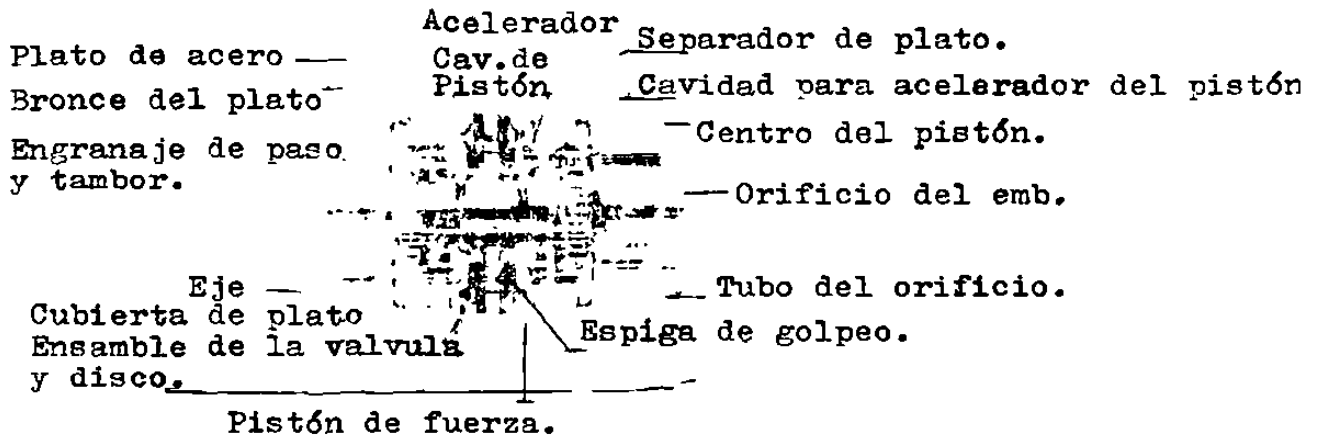


Figura #6.3, Sección cruzada y nomenclatura del Embrague de la Figura #6.1.

Aunque la relación usada del diseño básico para otros tipos de embragues que se aplican al embrague hidráulico, hay algunos nuevos factores los cuales pueden ser considerados donde la fuerza impuesta es obtenida por la presión hidráulica. Uno de los nuevos factores el cual puede ser considerado, es el desequi

librio hidráulico, debido a la fuerza centrífuga. Cuando el embrague hidráulico es rotado, el aceite en los cilindros del embrague no solamente genera una fuerza en la dirección radial, -- sino también una fuerza en la dirección axial debido a la fuerza centrífuga.

Los pasos que pueden ser tomados en cuenta en el diseño del balance hidráulico, es relevar o contrariar la fuerza axial creada por el efecto centrífugo del aceite en los cilindros

El calor centrífugo puede prontamente ser balanceado -- en el embrague hidráulico doble hasta que dos cilindros hidráulicos o cavidades fuertes son usualmente interconectados y dividiendo por una lámina separador, causando la fuerza de dos pistones para estar en balance centrífugo. Si el balance hidráulico -- centrífugo es para ser ejecutado en el embrague hidráulico simple, es necesario proveer un cilindro de balance auxiliar conectado y opuesto a la fuerza del cilindro.

En algunos embragues es práctico relevar el calor centrífugo usando una especial presión de válvula de relieve en la circunferencia del cilindro. Estas válvulas son designadas para abrir algunas predeterminadas presiones después de que el embrague aplica presión al aceite que ha sido goteado; el aceite en -- el cilindro es evacuado suficientemente para reducir el calor -- centrífugo para la regulada presión de la válvula de relieve. La fuerza restante resulta del calor centrífugo contrariado por el-

retorno de elasticidades; este sistema tiene la desventaja de -- requerir la substitución del aceite ejecutado arriba del reajuste.

En algunas aplicaciones donde las velocidades no son -- excesivas y los diámetros del embrague no son largos, es desea-- ble contrariar el lleno del calor centrífugo por el retorno de -- elasticidades. En orden para diseñar este tipo de embrague, es -- necesario ser capaz de calcular el calor centrífugo por varios -- tamaños de embrague y velocidades operantes.

Las fórmulas usadas para calcular el calor centrífugo-- en varios radios y el total axial de la fuerza centrífuga en em-- bragues hidráulicos, son derivados y reducidos de la fuerza rela-- cionada existente una cabecilla abierta del eje cilíndrico, con-- teniendo líquido el cual, es rotado cerca de un eje vertical. La -- Fig. 6.4, muestra un diseño de este caso en el cual, el líquido-- es libre para ascender en el vaso hasta que el equilibrio rela-- tivo es alcanzado. La superficie libre del líquido, forma una -- parabólica cerca del eje de rotación.

Refiriéndonos a la Fig. 6.4, hay tres fuerzas actuando en el elemento del fluido en el punto A. Una fuerza en el peso -- (W); otra es la fuerza de inercia (W/gw^2x), actuando radialmente lejos del eje de rotación; y la tercera es la fuerza resultante-- (P), debido a la presión del fluido de los alrededores. Desde -- que el sistema está en equilibrio, la fuerza (P) está actuando--

normal a la superficie curvada. Por relación de la fuerza (P)-- en términos del peso (W), y la fuerza de inercia la siguiente ecuación resulta:

$$P \text{ Sen } \theta = \frac{W w^2 x}{g} \quad 6.1$$

$$P \text{ Cos } \theta = W \quad \tan \theta = \frac{W^2 x}{g} = \frac{dx}{dy} \quad 6.2$$

Integrando la ecuación 6.2, resulta la ecuación de la curva de la superficie libre:

$$Y = \frac{W^2 x^2}{2g} \quad 6.3$$

Donde:

P = Fuerza normal para curvar en Lb.

W = Peso en Lb.

w = Velocidad angular en radianes/seg.

g = Aceleración gravitacional. ft+/seg.²

En cualquier punto A, en la superficie del líquido --- teniendo un radio "X" y peso "Y" cerca del centro "O" de la parabólica; el calor centrífugo es el producto del peso específico - del líquido tomado en la altura "Y".

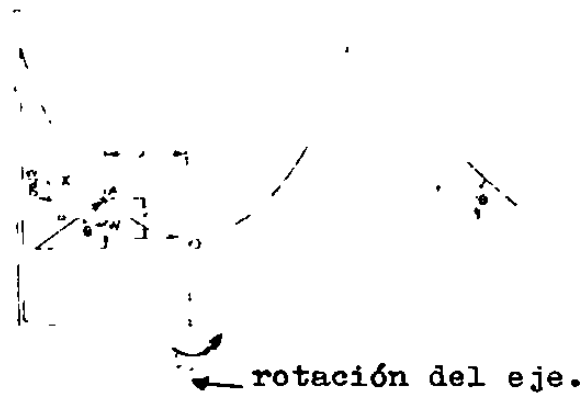


Ilustración y relación de las fuerzas en rotación en el cilindro abierto y el vaso conteniendo el líquido.

Figura #6.4

Si la rotación en el vaso en la Fig. 6.4, donde se cierra y se completa el llenado con líquido, un calor centrífugo -- será desarrollado nuevamente al tope como lo determinado por "X" y "Y" coordenadas de la curva en el tope del caso. La fuerza en

el tope y botón del vaso cerrado, diferenciará solamente por el peso del líquido; si el vaso fuera rotado cerca de un eje horizontal, la fuerza de cada uno será igual. Sin embargo, la presión en el tope del cilindro horizontal se diferencia de la presión en el botón del cilindro por el calor estático del líquido.

El embrague hidráulico es usualmente rotado cerca de un eje horizontal y es representativo del cierre del vaso rotante, descrito arriba. Desde que el calor estático diferencial es pequeño comparado al calor centrífugo, Ec.6.3, puede ser usado para calcular el calor hidráulico centrífugo de embragues hidráulicos, sin apreciar error. Las siguientes ecuaciones han sido reducidas del Ec.6.3, y aplicadas a la rotación de cilindros, el centro llenado con aceite teniendo un peso específico de 7.5 Lb/gal.

$$F = 714 \times 10^{-9} N^2 R^4 \quad 6.4$$

$$F = 714 \times 10^{-9} N^2 (R_o^4 - R_i^4) \quad 6.5$$

$$P = 453 \times 10^{-9} N^2 R^2 \quad 6.6$$

Donde:

F = Fuerza axial en el pistón Lb.

N = Velocidad rotacional, rpm.

R = Radios, pulg.

R_0 = Radio del pistón exterior, pulg.

R_1 = Radio del pistón interior, pulg.

P = Presión, Lb/pulg.²

Una serie de cartas hidrográficas que utilizan la fórmula de arriba, han tenido preparada la reducción de la información de arriba en forma gráfica. Las curvas mostradas en Fig. 6.5 relatan el radio del pistón para la presión hidráulica centrífuga, por varias velocidades operantes. Las curvas mostradas en Fig. 6.6, relatan la velocidad en rpm., para la presión hidráulica centrífuga en psi., por varios radios de pistón. Las curvas mostradas en Fig. 6.7, relatan la velocidad en rpm., para el total de la fuerza hidráulica centrífuga, en libros para pistones de varios radios. Una serie de cartas hidrográficas como las mostradas en Figs. 6.5 a 6.7, pueden ser hechas suficientemente exactas para eliminar mucha calculación requerida cuando se diseñen embragues sin balance hidráulico centrífugo.

Es extremadamente importante proveer adecuada presión-elástica para conectar la fuerza hidráulica centrífuga en la máxima velocidad operante por la cual un embrague es diseñado para operar; si este factor no es proporcionado en el embrague, no puede ser liberado mientras está rotando.

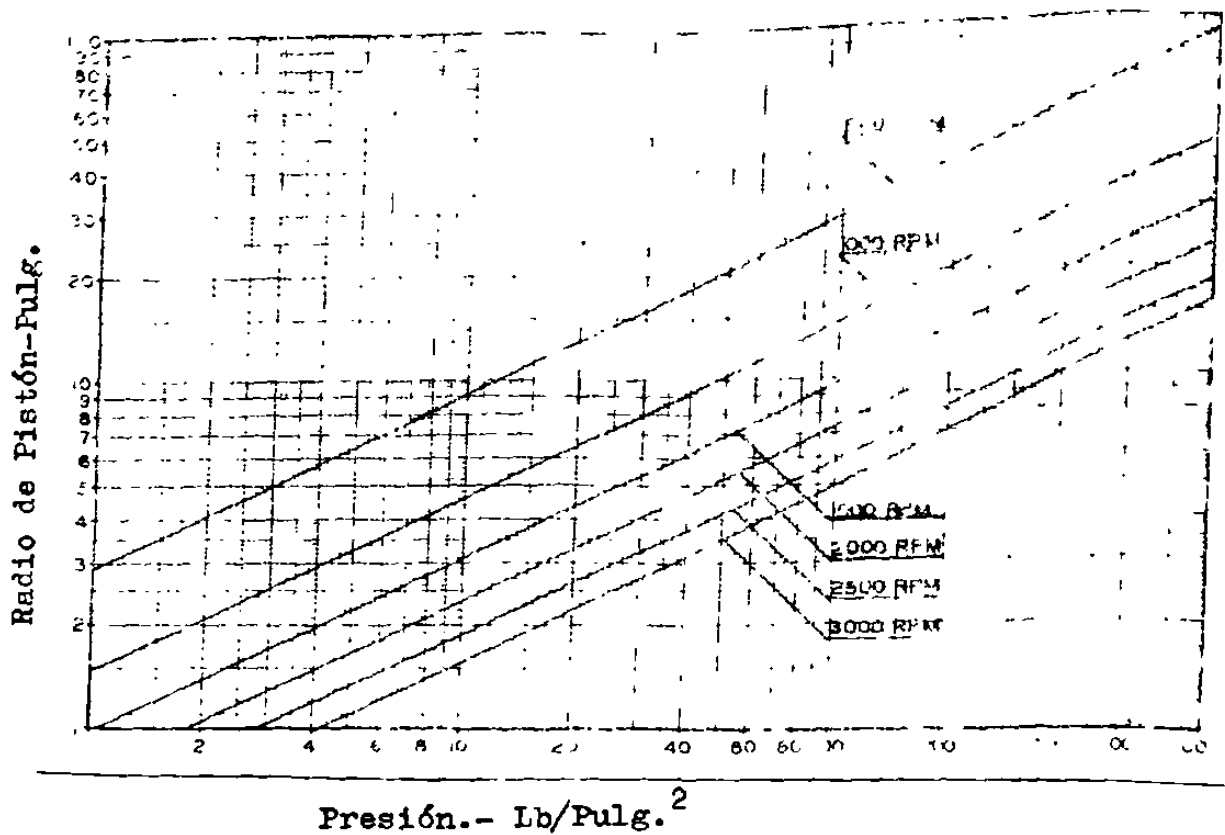


Figura #6.5.- Curvas relacionando la velocidad y la presión hidráulica centrífuga, para varias velocidades.

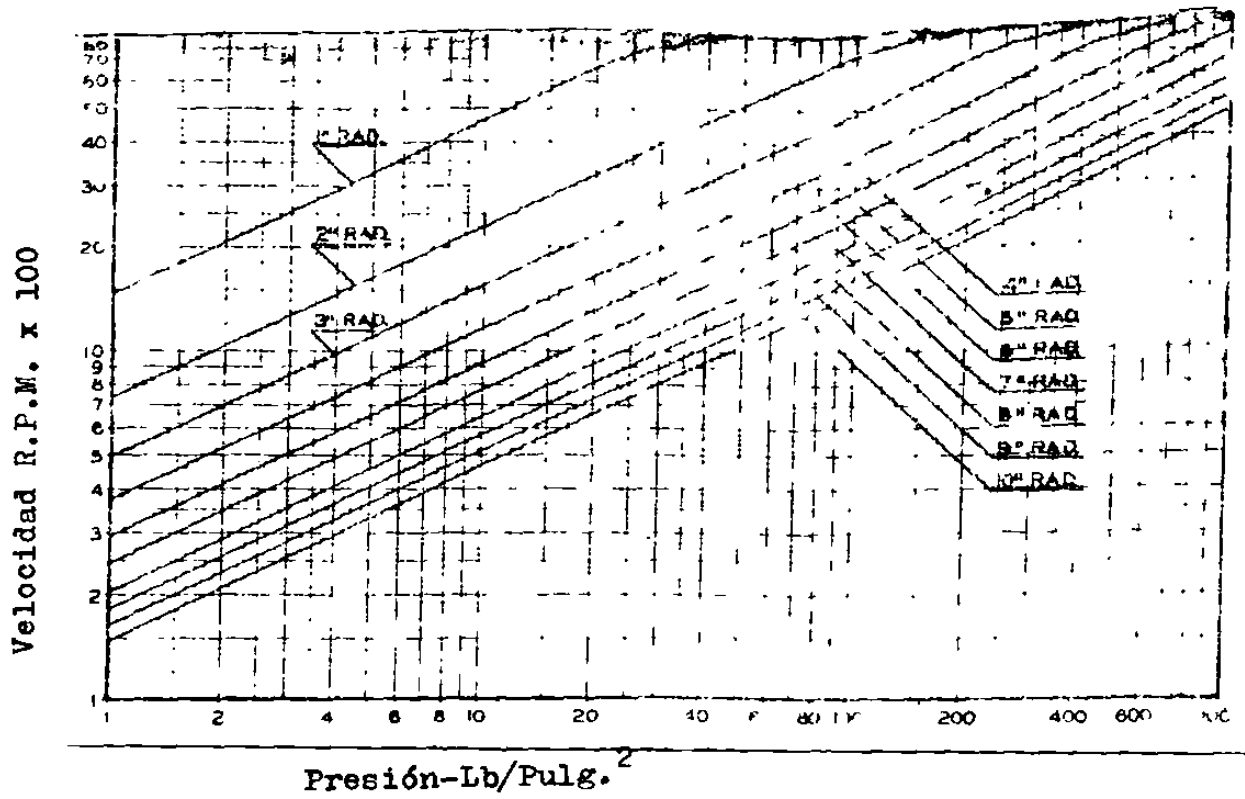
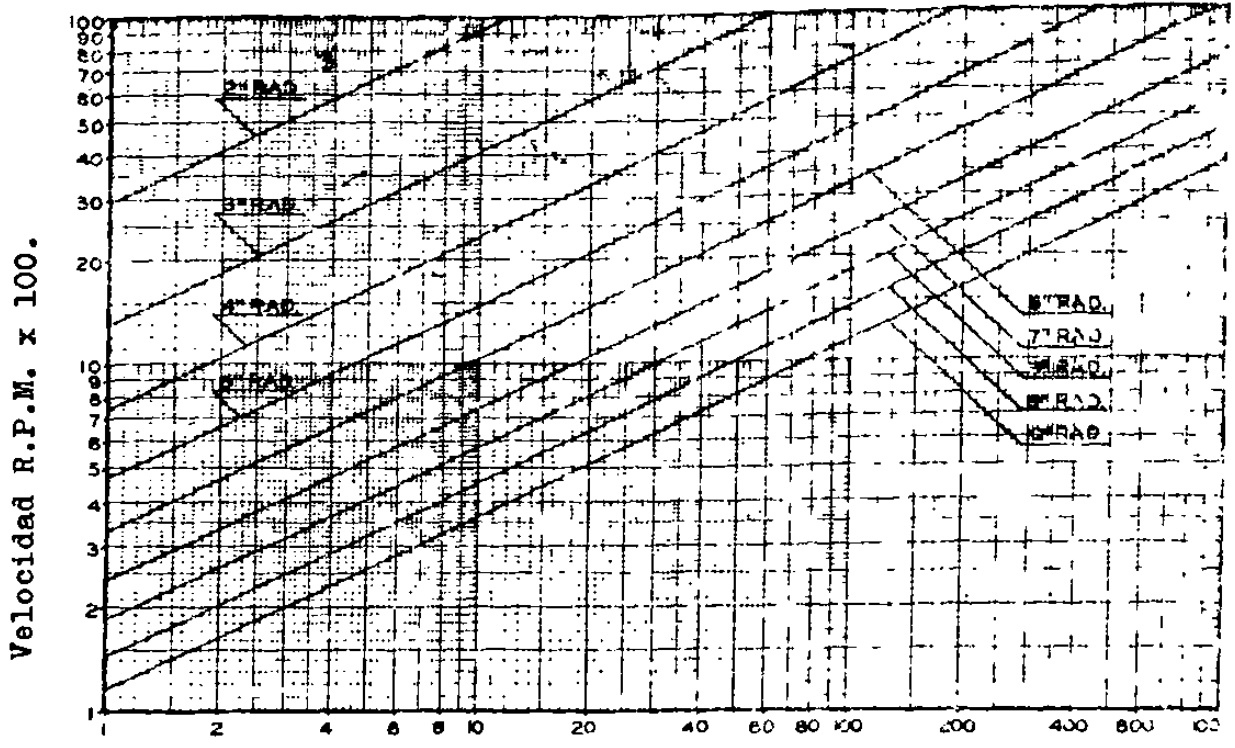


Figura #6.6.- Curvas relacionando la velocidad y la presión hidráulica centrífuga, para varios radios de pistón.



Fuerza de Pistón- Lb. x 100

Figura #6.7.- Curvas relacionando la velocidad y la fuerza hidráulica centrífuga total, para varios radios de pistón.

El embrague de disco múltiple hidráulico, es probablemente el más flexible de todos los embragues en proporcionar un rango húmedo de las capacidades del esfuerzo de torsión, para un diseño simple. Dentro de los límites del pistón, sellando círculos y la unidad de presión admisible en las láminas de fricción, la capacidad del esfuerzo de torsión del embrague, puede ser variado cambiando el número de láminas, aunque por más aplicaciones, el límite práctico es cerca de 10 pares. Para variar la lámina del embrague del patrón acanalado y el flujo del aceite a través del envase de la lámina de embrague, el embrague hidráulico puede ser hecho para operar bajo luz o las más severas condiciones.

Las láminas de embrague usadas con el embrague de disco múltiple hidráulico, utilizan los mismos patrones acanalados y material de fricción como los usados en la actuación mecánica de embragues húmedos; desde que es posible generar mucho más altas fuerzas impuestas con el embrague hidráulico, como lo comparado con la actuación mecánica del embrague, láminas de diámetro son usualmente pequeñas. Las láminas del embrague hidráulico son usualmente delgadas e incorporan acanalización menos profunda -- que las láminas mecánicas del embrague húmedo. Esto es posible, desde que la tarifa de ajuste del embrague hidráulico usualmente no es controlable por el operador; con eso es mínimo lo irregular del calor generado, creado por el arrojado del embrague. La unidad de presión cargada en las láminas del embrague, varía so--

bre rangos húmedos; pero por lo general, cae dentro de un rango de 100-400 Lb/Pulg.²

Una reciente innovación en el diseño del embrague hidráulico doble es que, de un sistema de transferencia del aceite entre dos cámaras de fuerza las cuales permiten que el aceite sea transferido de una cámara de fuerza, a la cámara de fuerza opuesta sin pasar a través de la bomba hidráulica o sistema de suplemento externo. Este sistema permite el uso de una pequeña bomba hidráulica y admite muchos ajustes rápidos del embrague. El embrague hidráulico mostrado en Fig. 6.3, utiliza el sistema de transferencia de aceite; este embrague hidráulico doble, utiliza cuatro cámaras de fuerza, dos para cada embrague, con una lámina separador dividiendo las cavidades fuertes de los dos embragues. Comenzando con ambos embragues liberados o en una posición neutral, la siguiente secuencia de operaciones toma lugar cuando un embrague es ajustado.

- 1.- El aceite aplica presión entera al acelerador del pistón cavidad A, causando aceleración del pistón en esa cavidad, para moverlo hacia la lámina separador. El acelerador del pistón moviéndose causa el ensamble del disco de la válvula, adyacente a la cavidad B; para asentar nuevamente la lámina separador y también abre el disco de la válvula adyacente a la cavidad C.

2.- La principal fuerza del pistón se mueve dentro de la posición ajustada. Mientras este movimiento ocurre, el aceite está siendo forzado de la cámara C, a través de las aberturas en la lámina separador dentro de la cámara B; abriendo un camino a la válvula adyacente a la cámara B. La transferencia del aceite ocurre hasta que el movimiento de la fuerza del pistón crea una alta presión en la cámara C, que en la cámara B.

3.- Con la fuerza del pistón en la posición de unión, el ajuste es completado por presionamiento de la cámara B, a la cámara A, en una tarifa controlada a través de un orificio provisto en el acelerador del pistón.

Desde que la fuerza impuesta del embrague hidráulico, es obtenido por presión hidráulica con encadenados no mecánicos-conectados a la fuerza del pistón a la palanca de operación; algunos medios pueden ser provistos para controlar la tarifa del ajuste. La tarifa del ajuste del embrague, puede ser controlado-dominando la presión construída en la fuerza de cavidad del embrague. Controlando la presión hecha en la fuerza de cavidad, presenta un poco de problema en el embrague hidráulico simple; el cual, utiliza un cilindro hidráulico simple y un tipo de válvula pasa-no pasa, desde que la presión gotea mientras el pistón está moviéndose y asciende instantáneamente cuando el pistón conecta el envase el embrague. Es perfectamente evidente, que al-

gunos tipos de modulación de presión es requerido también interno o externo, permite un gradual y controlado aumento de presión en la fuerza de cavidad, después de que la fuerza del pistón conecta las láminas del embrague.

Proyectos de modulación de presión externa incluye acumuladores y válvulas de presión variable. El acumulador es conectado en paralelo con la cavidad fuerte del embrague e incorpora un pistón movable o diafragma, el cual distribuye aceite nuevamente en alguna fuerza aumentada causando la presión en el sistema para aumentar alguna tarifa predeterminada, después de que la fuerza del pistón del embrague tiene rechazada la posición de unión, dependiendo sobre el tamaño y tarifa de la fuerza construida del acumulador.

La variable presión de la válvula opera al principio - la controlada fluidez del aceite entre la cavidad fuerte del embrague y sumidero. En este sistema la presión es controlada variando la cantidad del aceite fluyendo al sumidero, para un más-bien gran cantidad de flujo a cero; hay muchos tipos de válvulas de presión variable usados para controlar embragues; la válvula de presión variable, es también usada en conjunción con otros -- tipos de modulación de presión.

Posiblemente el medio de renovación de la modulación - de la presión del embrague, es el sistema interno.

El embrague hidráulico, mostrado en Fig.6.1, incorpora modulación de presión interna en conjunción con el sistema de transferencia del aceite. La modulación de presión es completada por el uso de un orificio entre la cavidad del acelerador y la cavidad fuerte pasando a través del acelerador del pistón. Cuando el embrague es ajustado, aplica presión al aceite que entra a la cavidad del acelerador del pistón cerrando el disco de la válvula y moviendo la fuerza del pistón dentro de la posición de ajuste. Desde que la distribución del acelerador del pistón es pequeña la presión destilada en la cavidad del acelerador es momentánea, de aquí que se genera una porción de la fuerza impuesta en un tiempo extremadamente corto; el resto de la fuerza impuesta es entonces generada por una presión controlada, construída en la mayor cavidad fuerte; creada por la introducción de una pequeña cantidad de aceite requerido, a través del orificio en el acelerador del pistón.

La modulación de la presión interna es muy superior al sistema externo, desde que la modulación es controlada introduciendo una pequeña cantidad de aceite. El acumulador y las válvulas de presión variable requieren más bien de largos volúmenes de aceite, para ser bombeado y así obtener el resultado deseado.

El sistema de modulación de presión interna provee un suave ajuste en el cual la tarifa del calor generado, puede ser controlado ajustando la elevada presión y tarifa de ajuste; tan-

bién provee lo último en operación libre de choque y confortable operador. Las curvas mostradas en Fig. 6.8, ilustra el efecto de modulación de presión interna, como la comparada al embrague inmodulado cuando ambos embragues son operados con una válvula de tipo pasa-no pasa. El ajuste del embrague modulado, es ilustrado por la curva sólida y el ajuste del embrague inmodulado es mostrado por la curva punteada. Las curvas muestran que el embrague modulado comienza el ajuste mucho más rápido que el embrague inmodulado; esto es atribuido al sistema de transferencia del aceite, el cual es usado en conjunción con la modulación de la presión interna. El ajuste progresa con una firme suavidad aumentada en la capacidad del esfuerzo de torsión, hasta que la carga de inercia es satisfecha y el cierre ocurre. La presión en el embrague entonces continúa ascendiendo hasta la máxima capacidad del esfuerzo de torsión del embrague que ha sido rechazado. La curva ilustra la condición donde la carga de inercia es primeramente satisfecha alargando la máxima capacidad del esfuerzo de torsión del embrague. Si la carga de inercia es suficientemente alta, el ajuste del embrague seguirá arriba de la línea en el punto de máxima capacidad del esfuerzo de torsión del embrague. Entonces progresará al nivel hasta que la carga de inercia fué satisfecha en que el tiempo de cierre ocurrirá.

Tiempo de recorrido del pistón
del embrague inmodulado.

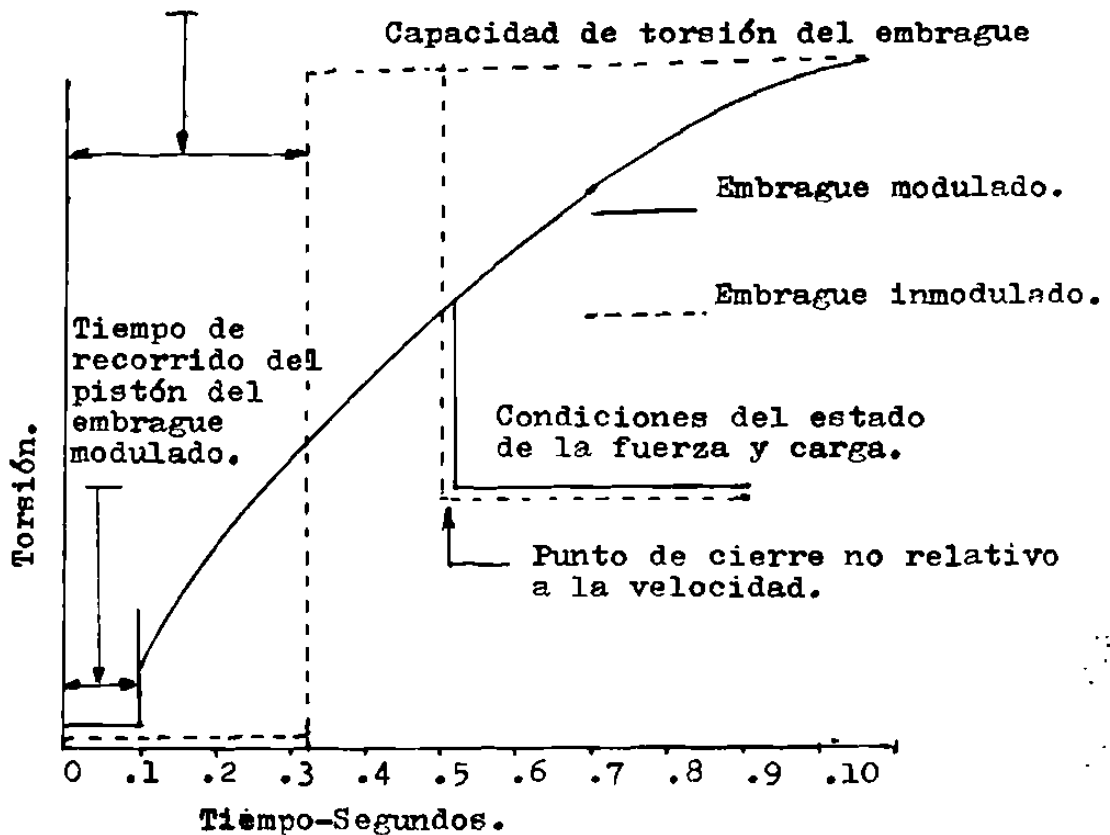


Figura #6.8.- Curvas mostrando el efecto para la modulación de presión y la inmodulación del embrague hidráulico.

La examinación de la curva punteada representando el embrague inmodulado, revela que el tiempo requerido para obtener el pistón en la posición de ajuste, es considerablemente más largo que el embrague modulado. En el punto del ajuste del pistón -

de las elevaciones del esfuerzo de torsión del embrague, abruptamente a cero de su máxima capacidad del esfuerzo de torsión, resultan en un muy rígido ajuste del embrague y una muy alta tarifa del calor generado. Después de alargar a la máxima capacidad del esfuerzo de torsión, el ajuste del embrague progresa en constante nivel hasta que la carga de inercia es satisfecha y el cierre ocurre. La Fig. 6.9, muestra un típico poder de trabajo mecánico pesado con transmisión cambiabile utilizando presión modulada de embragues hidráulicos.

Como en otra prueba de embrague, la introducción de la medida elástica del esfuerzo de torsión y equipo oscilográfico son más útiles herramientas en la evaluación de las características del ajuste del embrague y tarifas de presión construída. El equipo usado para probar embragues húmedos mecánicos, como lo muestra la Fig. 6.10, es también usado para montar el embrague hidráulico por prueba dinamométrica. Cuando varios embragues hidráulicos, son para ser usados en un poder de transmisión cambiabile, son montados en una transmisión alargada con otros componentes para ser usados en el sistema, así como las válvulas de presión reguladas y controles. El motor completo, dinamométrico y la transmisión que prueba la instalación, es mostrada en la Figura 6.11, la tarifa de presión construída por modulación de presión interna, es desenvuelta y probada con una falta de rotación asentada en la prueba de instalación, usando presión transductora y equipo oscilográfico. La prueba del ciclo falta de rotación

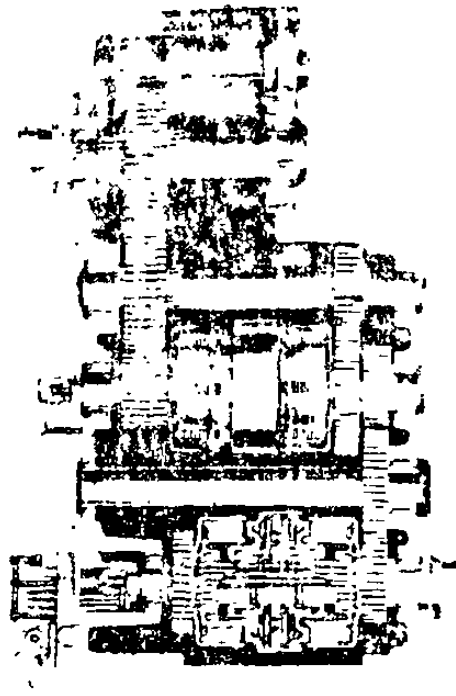


Figura #6.9.- Típico poder de trabajo mecánico pesado con transmisión, utilizando modulación de presión hidráulica para embragues.



Figura #6.10.- Instalación dinamométrica para las pruebas mecánicas del embrague hidráulico.



Figura #6.11 Instalacion para embragues hidraulicos
en trasmision de poder.

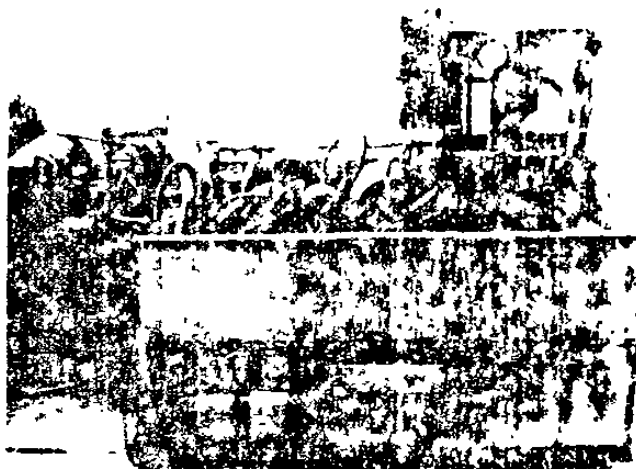


Figura #6.12 Equipo para la evaluación de embragues
hidraulicos.

es también permitido en los embragues para determinar la habilidad concluída de los sellos del pistón, usando tarifa de los círculos sellados, y endurecimiento general de las partes componentes. Una típica prueba de instalación es mostrada en la Fig. --- 6.12, la cual incluye las bombas hidráulicas necesarias, válvulas reguladoras de presión, entrada de flujos, sistema de control de la temperatura del aceite y ciclo del proyecto.

Algunas de las ventajas del embrague de disco, pueden ser:

- a) Tiene gran superficie de fricción en un espacio reducido.
- b) Las superficies disipadoras de calor son más efectivas.
- c) Distribución de presión favorable.

Ahora se determinará la capacidad de un embrague de disco, en función del material y las dimensiones.

En la Fig. 6.13 se muestra un disco de fricción, con un diámetro exterior D , y un interior d ., interesa determinar el momento T y una presión p .

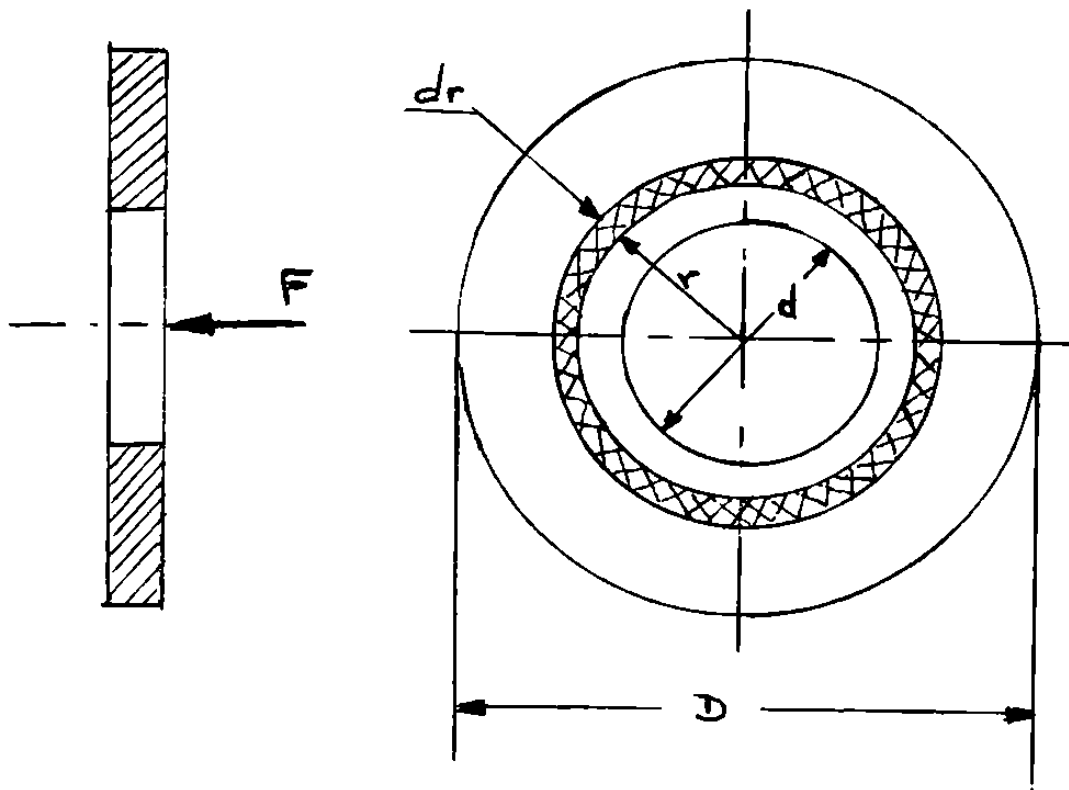


Figura #6.13.- Disco de fricción.

Generalmente se usan dos métodos para resolver el problema, dependiendo del tipo de construcción. Si los discos son rígidos, entonces en primer lugar, ocurrirá la mayor cantidad de desgaste en las zonas exteriores, puesto que el trabajo de fricción es mayor en estas áreas. Después de que ocurre cierta cantidad de desgaste, la distribución de la presión cambiará de manera que el desgaste sea uniforme; esta es la base del primer método de solución.

En otro tipo de construcción, se emplean resortes para obtener presión uniforme sobre el área. Esta hipótesis de uniformidad de presión, es la que se usa en el segundo método.

DESGASTE UNIFORME.

Después de que ha tenido lugar el desgaste inicial y que los discos se han desgastado hasta hacer posible el desgaste uniforme, la presión máxima debe ocurrir en $r = d/2$, a fin de que, el desgaste sea representado por p_a , la presión máxima se escribe:

$$p_r = p_a \frac{d}{2} \quad \text{ó} \quad p = p_a \frac{d}{2r} \qquad 6.7$$

Que es la condición para que el trabajo efectuado a la distancia r sea igual al realizado a la distancia $d/2$. En la Fig. 6.12, se indica un elemento de área circular al radio r y ancho dr . El área de este elemento $2 \pi r dr$, de modo que la fuerza normal que actúa en este elemento es $dF = 2 \pi p r dr$.

La fuerza total se halla por integración desde $r = d/2$ hasta $r = D/2$ Donde:

$$F = \int_{d/2}^{D/2} 2 \pi p r dr = \pi p ad \int_{d/2}^{D/2} dr = \frac{\pi p ad}{2} (D - d) \quad 6.8$$

El par de torsión se determina integrando el producto de la fuerza de fricción y el radio.

$$T = \int_{d/2}^{D/2} 2 \pi f p r^2 dr = \pi f pad \int_{d/2}^{D/2} r dr = \frac{\pi f pad}{8} (D^2 - d^2)$$

6.9

Sustituyendo el valor de F de la ecuación 6.8, puede obtenerse una expresión más conveniente para el par de torsión.

$$T = \frac{Ff}{4} (D + d) \quad 6.10$$

La ecuación 6.8, dá el valor de la fuerza axial de aplicación por par de superficie de rozamiento, para la presión máxima seleccionada p_a , luego se utiliza la Ec. 6.10, para obtener la capacidad torsional por superficie de fricción.

PRESION UNIFORME.

Cuando se considera presión uniforme sobre el área del disco. La fuerza de trabajo es simplemente el producto de la presión y el área; ésto dá:

$$F = \frac{\gamma p_a}{4} (D^2 - d^2) \quad 6.11$$

Como antes el momento se halla integrando el producto de la fuerza de fricción y el radio.

$$T = 2 \gamma f_p \int_{d/2}^{D/2} r^2 dr = \frac{2 \gamma f_p}{24} (D^3 - d^3) \quad 6.12$$

Como $p = p_a$ puede escribirse la ecuación como:

$$T = \frac{F_f (D^3 - d^3)}{3 D^2 - d^2} \quad 6.13$$

Hay que observar que para ambas ecuaciones el momento corresponde a un solo par de superficie de contacto o friccionante. Por lo tanto, este valor debe multiplicarse por el número de pares de superficies de contacto.

C A P I T U L O VII

OTROS TIPOS DE EMBRAGUES.

EMBRAGUES MAGNETICOS:

Otro tipo de embrague es el tipo magnético. Es usado en compresores de aire acondicionado, abanicos o ventiladores y es una unidad de reemplazo en los embragues de transmisión.

La estructura comprende un resorte espiral encerrado en un circuito magnético y una mezcla de metal magnetizable y lubricante seco, es usado en embragues medios.

El resorte es energizado, las partículas de metal fino se mezclan en la lubricación en seco, se estiran juntamente esforzado por la carga transmitida, como se muestra en la Fig. 7.1. La mezcla es liberada a un estado de congelación y descongelación en proporción directa con el aumento de corriente aplicada.

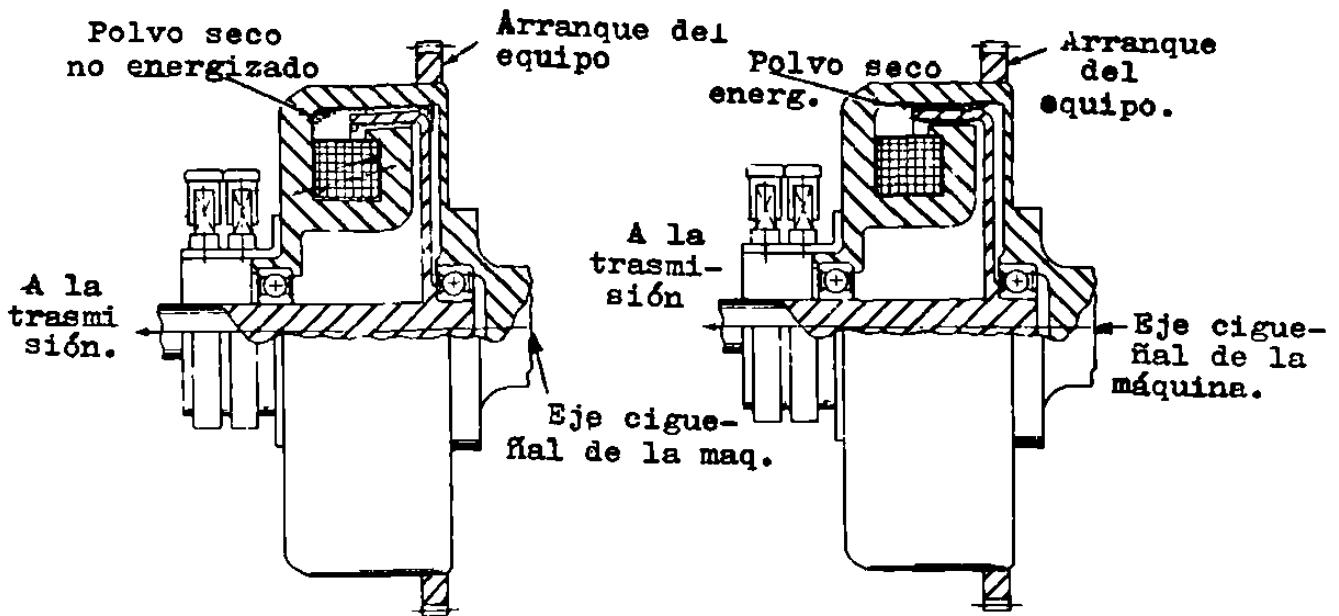


Figura #7.1, Acción del embrague magnético en la condición de desenergizado y energizado.

El uso completo del embrague y el ensamble de la transmisión y la potencia corriente es mostrado en forma diagramática en la Fig. 7.2.

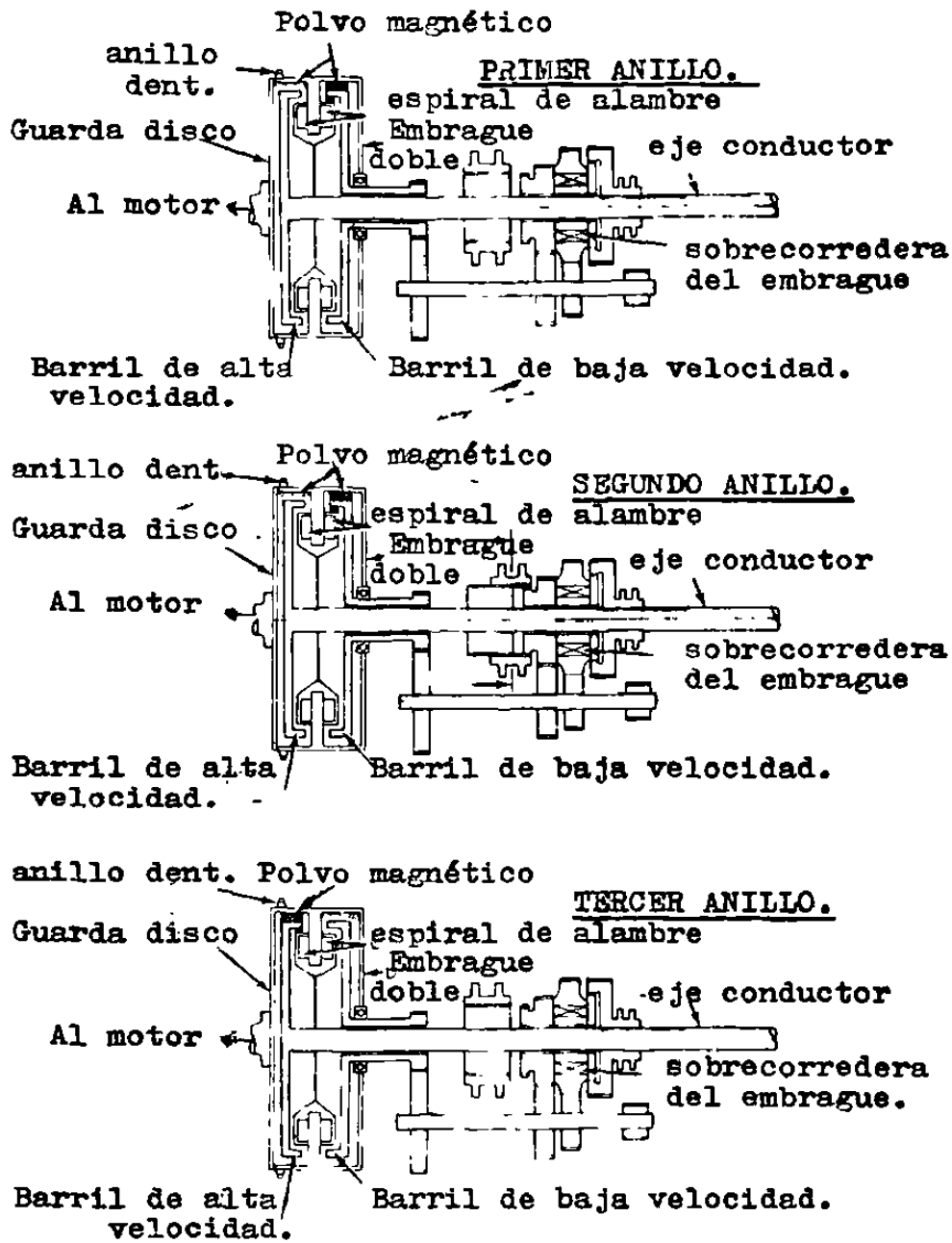


Figura #7.2.- Método para arrancar el par del Embrague magnético y obtener la transmisión automática completa.

El embrague de quijadas o dientes cuadrados como el de la Fig. 7.3, es una forma de embrague de contacto directo. Estos elementos tienen las siguientes características:

- 1.- No tienen deslizamiento.
- 2.- No generan calor.
- 3.- No pueden conectarse a altas velocidades.
- 4.- A veces no pueden cerrarse cuando ambos ejes están en reposo
- 5.- Su conexión a cualquier velocidad, va acompañada de choche.

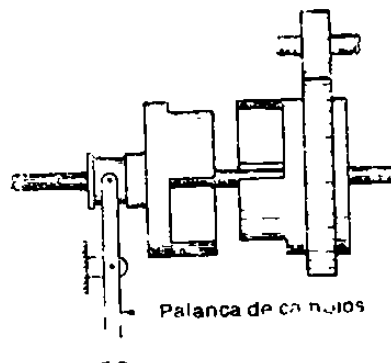


Figura #7.3.-Embrague dentado con trabantes o quijadas cuadradas.

Las diferencias más notables entre los diversos tipos de embragues de acción directa, estriban en la forma de los dientes. A fin de tener mayor tiempo para la acción de cambio durante el cierre; las partes trabantes pueden tener forma de torniquete, espiral o de diente de engrane.

En ocasiones se emplea un gran número de dientes (o trabantes), que pueden formarse sobre la periferia de superficies cilíndricas, o en las caras paralelas enfrentadas de los elementos de unión.

Aunque los embragues de acción directa no se usan tanto como los de fricción, tienen aplicación importante donde se desea una operación sincronizada, por ejemplo en prensas mecánicas con motor o en algunos dispositivos para laminadores.

Algunos mecanismos de impulso rectilíneo, o destornilladores motorizados deben girar hasta un límite y luego detenerse. En estos casos se requiere un embrague de tipo de desconexión por sobrecarga. La Fig. 7.4, muestra un esquema que ilustra el principio de operación del embrague; estos mecanismos suelen tener carga por resorte para que abran con un valor de momento predeterminado. El sonido de impacto que se oye cuando se alcanza el punto de sobrecarga, se considera una señal deseable.

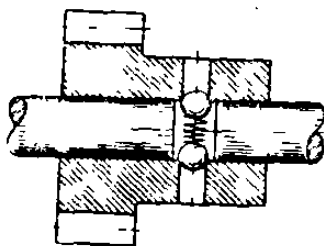


Figura #7.4.- Embrague con desconexión por sobrecarga.

Deben considerarse cargas de fatiga y de choque para -
obtener los esfuerzos y deformaciones de las diversas partes del
embrague de acción directa.

Además, por lo general debe tenerse en cuenta el des--
gaste; la aplicación de los principios fundamentales son sufici-
entes para el cálculo de estos embragues.

Un embrague o cople de giro libre, permite que el ele-
mento impulsado gire libremente al interrumpirse el impulso tras-
mitido cuando se detiene su máquina motriz, o porque otra máqui-

na o fuente de potencia aumenta la velocidad de dicho elemento o mecanismo. En la construcción se emplean rodillos o bolas montadas entre el casquillo exterior y el elemento interior que tiene superficies de leva maquinadas en su periferia. La acción de impulso se obtiene acufiando los rodillos entre el casquillo y tales superficies; así este embrague es equivalente a un mecanismo de trinquete con un número infinito de dientes.

Existen muy diversos tipos de embragues de giro libre que se construyen en capacidades de cientos de caballos de potencia. Como no intervienen en el deslizamiento entre superficies, la única pérdida de potencia se debe al rozamiento de los cojinetes y con el aire.

C A P I T U L O VIII.

MATERIALES DE FRICCIÓN.

Un material para embrague debe tener las siguientes - características en un grado que depende la severidad del servi--
cio.

- 1.- Coeficiente de fricción alto y uniforme.
- 2.- Propiedades que no sean afectadas por las condiciones ambien--
tales; o sea que, sean insensibles a la humedad y al aceite.
- 3.- Capacidad para resistir las temperaturas elevadas, junto con
una buena conductividad térmica.
- 4.- Una suficiente resistencia.
- 5.- Alta resistencia al desgaste, el rayado y la raspadura.

Algunos materiales de base de asbesto, son utilizados - generalmente por su alta resistencia a las altas temperaturas. - Los valores típicos de factores de operación y algunos materia--
les de fricción así como sus características, son expuestos en - la tabla 8.1.

Las presiones de diseño en los platos secos de embra--
gues, varían desde 1.4×10^5 , hasta $2.4 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ y el coefi--
ciente de fricción está situado probablemente entre 0.25 y 0.30.

Los resortes que mantienen unidos a los platos, deben ejercer una presión mayor que la permisible, porque deben vencer la fricción en la cuña.

Los forros de los embragues son afectados por la temperatura. Cuando ésta alcanza límites excesivos, el coeficiente de fricción puede elevarse o caer rápidamente dependiendo del material; dando como resultado una deficiencia en el control. Las -- temperaturas excesivamente altas, pueden también dañar el mate-- rial y destruir su resistencia mecánica.

Al seleccionar un coeficiente de fricción para diseño se deben usar valores de sólo la mitad a los tres cuartos de los indicados. Esto proporcionará un margen de seguridad contra desgaste, suciedad y otras condiciones desfavorables.

Algunos materiales se pueden trabajar en condiciones - no secas, pues se pueden sumergir en aceite, o bien rociarlos. - Esto reduce algo el rozamiento, pero elimina más el calor y permite el uso de presiones más altas.

Tabla 8-1 MATERIALES DE FRICCION PARA EMBRAGUES.

Superficies de contacto	Coef. de fricción.	Temp. Máx.	Pres. Máx.	Costo	Comentarios		
Desgastable	En Mojado en Seco	°F	Lb/Plg ²	Relat.			
Bronce Fund.	Hierro Fund. o acero	0.05	---	300	80-120	Bajo	Exp. a agarrotamiento.
Hierro Fund.	Hierro Fund.	0.05	0.15-0.2	600	150-250	Muy bajo	Bueno a bajas velocidades.
Acero duro	Acero	0.06	-----	500	120-200	Muy bajo	Acept. a bajas velocidades.
Acero duro	Acero duro cromado	0.05	-----	500	100	Moderado	Suj. a raspad.
Bronce fosforado estirado duro	Acero duro cromado	0.03	-----	500	200	Alto	Comb. durable
Metal pulverizado	Hierro Fund. o acero	0.05-0.1	0.1-0.4	1000	150	Alto	Buenas cualidades de desg
Madera	Acero duro cromado	0.05-0.1	0.1-0.3	1000	300	Muy alto	Buenas cualidades de desg Alta absorción de energía
Cuero	Hierro Fund. o acero	0.16	0.2-0.35	300	60-90	Infimo	Inadec. para alta velocidad.
Corcho	Hierro Fund. o acero	0.12-0.15	0.3-0.5	200	10-40	Muy Bajo	Exp. a abrillamiento.
Fieltro	Hierro Fund. o acero	0.15-0.25	0.3-0.5	200	8-14	Muy bajo	Se prefiere el corcho de inserción.
Fibra vulcanizada o papel	Hierro Fund. o acero.	0.18	0.22	280	5-10	Bajo	Conex. resiliente.
Asbesto tejido	Hierro Fund. o acero	-----	0.3-0.5	200	10-40	Muy bajo	Bajas velocidades serv. ligero.
	Hierro Fund. o acero	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	50-100	Bajo	Desliz. nrol. Valor nominal
	Hierro Fund. o acero duro cromado	0.1-0.2	-----	500	100-200	Bajo	Conex. breves
		0.1	-----	---	1200	Mod.	Papier sabre.

Asbesto Mold.	Hierro Fund. o acero	0.08-0.12	0.2-0.5	500	50-150	Muy bajo	Amplio -- campo de aplicacio.
Asbesto Impregnado	Hierro Fund. o acero	0.12	0.32	500-750	150	Moderado	Para aplic. exigentes
Grafito	Acero	0.05-0.1	0.25	700-1000	300	Alto	Para requi- sitos crí-- ticos.
Plástico fe- nólico molde ado, base de la tela ma-- cerada	Hierro Fund. o acero	0.1-0.15	0.25	300	100	Bajo	Para serv. ligero esp.

+ Donde se especifique acero, este material debe tener un contenido de carbono de --
aproximadamente 0.70%. Las superficies deben estar bien rectificadas y lisas.

LOS EMBRAGUES HUMEDOS: (FIG. 8.1)

Se utilizan comunmente en los grandes tractores por --
varias razones:

- 1.- Se utiliza aceite para enfriar el embrague.
- 2.- El tiempo de acoplamiento de un embrague húmedo, es generalmente mayor; dando por resultado un golpe de carga reducido-comparado con un embrague seco. (Ver Fig. 8.2).
- 3.- La presión permisible sobre las cubiertas del embrague, puede ser incrementada considerablemente (Tabla 8.1), lo que dá como resultado un incremento en la capacidad del torque.

Un embrague húmedo debe ser provisto de un recinto húmedo y de un sistema para bombear aceite dentro y fuera de éste. Los embragues húmedos no están inmersos en aceite porque esto podría provocar una pérdida adicional de potencia. Como consecuencia de los aditamentos adicionales, el costo de un embrague húmedo será mayor que el de uno seco.

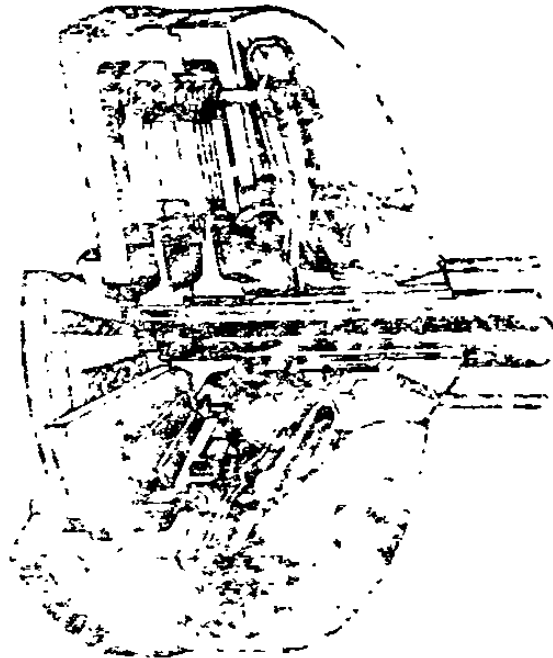


Figura #8.1.- Detalles de un Embrague Húmedo.

Otro embrague húmedo típico es el mostrado en la Fig.- 8.3a, una sección cruzada de este embrague, mostrando en la figura 8.3b. El embrague húmedo difiere con respecto al cargado con elasticidad tipo seco, en el método por el cual la fuerza impuesta es generada.

El sistema de palanca usualmente incorpora una acción de palanca acodillada, para desarrollar la fuerza impuesta. El -

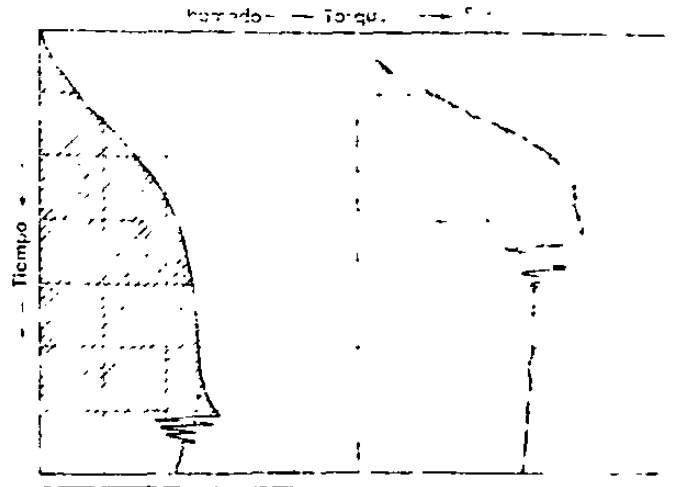


Figura #8.2.- Carta ilustrativa de las diferencias entre los tiempos de acoplamiento de un Embrague seco y un húmedo.

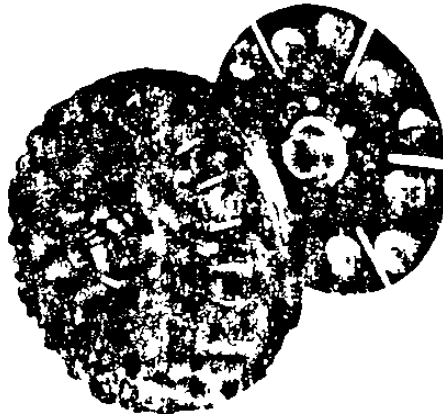


Figura #8.3.- (a) Típico Embrague húmedo.

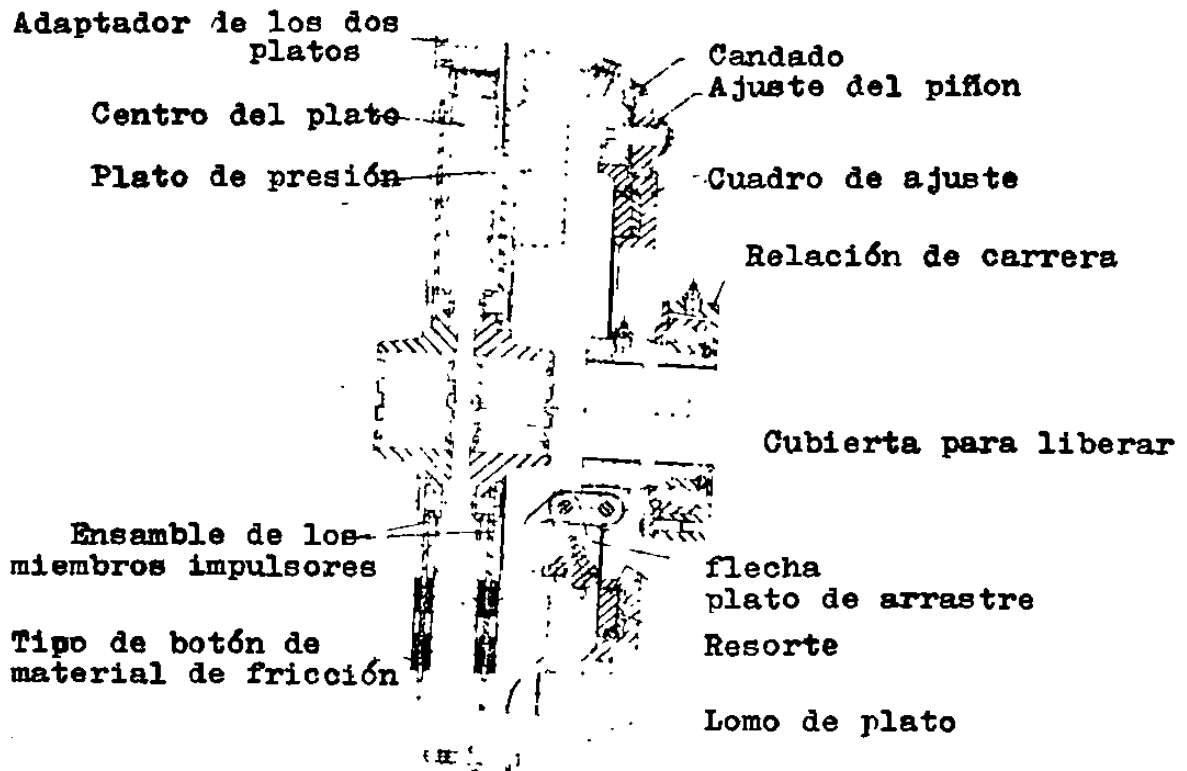


Figura #8.3(b).- Sección cruzada del embrague de la Fig. 8.3(a), mostrando la nomenclatura de los componentes.

embrague húmedo será entonces restado de la posición liberada -- o unido con una fuerza externa que es aplicada. Este embrague es generalmente operado a mano a través de un sistema de encadena-- ción y yugo de embrague arrojado. Ciertos tractores de arrastre-- son aplicaciones típicas de embrague húmedo.

Las mismas condiciones de diseño para las láminas de - presión, lámina trasera y sistema de palanca que aplican el em-- brague con carga elástica; también se aplican al embrague húme-- do. Puede ser que algunos requerimientos adicionales para la lá-- mina trasera dependa si el embrague está previsto de elasticidad o si su lámina trasera es hecha derivada cuando la fuerza impues-- ta es desarrollada.

Algunos embragues húmedos son equipados con elastici-- dades mientras una fuerza impuesta pre-determinada puede desarro-- llar sin previsar ajuste y así el embrague será capaz de compen-- sar el prametro del miembro de conducción, usado sin excesiva -- pérdida de fuerza impuesta.

Si la elasticidad es utilizada en el embrague, es necesario construir la lámina trasera y ajustar el círculo tan rígido como sea posible. La típica elasticidad cuando es usada en embragues, proporciona una escala cero o negativa, sobre una porción de su curva elástica. La elasticidad es entonces atrapada en el principio del ensamble que dará la porción cero o negativa de la curva elástica; si los componentes del embrague, los cuales forman las reacciones de la elasticidad se desvían excesivamente bajo la curva de la elasticidad, la escala positiva de la fuerza elástica de estas partes, afectará la escala cero o negativa de la fuerza elástica y mucho de su beneficio se pierde.

Muchos embragues con sobre-centro, son constituidos sin incorporar el diseño de elasticidad; este trazo es ventajoso en aplicaciones donde el miembro de conducción no es usado rápidamente, requiriendo frecuentes ajustes, desde que el embrague es capaz de desarrollar mucho más altas fuerzas impuestas. El embrague sobre-centro tiene una variable palanca de radio, la cual llega infinita en el punto de acción de sobre-centro. En diseños que no usan la elasticidad, la desviación es pequeña comparada a la provista en la elasticidad, por lo tanto, la carga es levantada en un punto de acción de sobre-centro donde la ventaja mecánica es más alta.

Aunque las fuerzas impuestas más altas en embragues no incorporados en la elasticidad. Embragues equipados con elasticidad, son capaces de mantener mucho más uniforme la fuerza impuesta sobre muchos círculos anchos de desviación, de donde provienen más adecuados seguimientos de entrada para usar el embrague del miembro de conducción sin reajustamiento.

Desde que el embrague sobre-centro es generalmente usado en vehículos de trabajo mecánico pesado con rígidos ejes montados, el uso de la lámina de soporte y el tipo de vibración del cubo húmedo no son comunes. Desde que el servicio es severo, el más común miembro de conducción usado con embragues sobre-centro incorpora el material de fricción inorgánico y un cubo rígido.

Materiales inorgánicos de fricción llenan tres categorías:

- a) Tipo de botón cerámico de bronce.
- b) Tipo circular cerámico de bronce.
- c) Tipo cerámico de acero.

El tipo de botón cerámico de bronce, ofrece la ventaja de proveer un miembro de conducción con bajo WR^2 , y las posibilidades de mejorar la frialdad de la lámina de presión y superficies de la rueda volante.

Los de círculo cerámico de bronce, y el círculo cerámico

mico de acero, generalmente proporcionan las posibilidades de -- instalación en vehículos eléctricos sin excesivos agresividades- o chirridos. Las características arriba mencionadas de materia-- les de fricción, son basadas en experiencias con materiales de - producción útiles; sin embargo, la tecnología del material de -- fricción es constantemente mejorada. Nuevos materiales de fri--- cción son continuamente hechos útiles para experimentación.

Algunos materiales orgánicos de fricción están siendo- provistos con embragues de sobre-centro; donde el servicio no es tan severo que el forro es destruido por calor. Material orgáni- co de fricción, aún exhiben las características del engranaje -- liso, cuando se aplican a vehículos eléctricos.

Si la aplicación requiere de una lámina de soporte, -- los soportes prueban más satisfacción cuando son usados con mate_ rial orgánico de fricción. Es difícil prevenir calor fijo de los soportes cuando son aplicados a miembros de conducción, incorpo- rando material inorgánico de fricción, desde que dicho material- conduce calor dentro de las elasticidades causando calor fijo.

La Fig. 8.4, muestra miembros de conducción equipados- con varios tipos de forros como el usado en el embrague sobre--- centro.

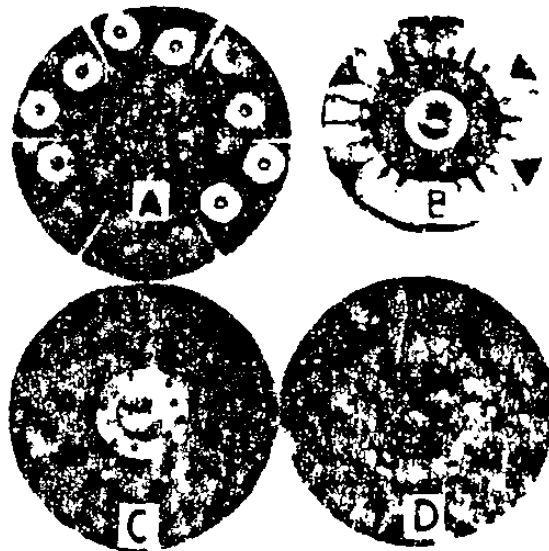
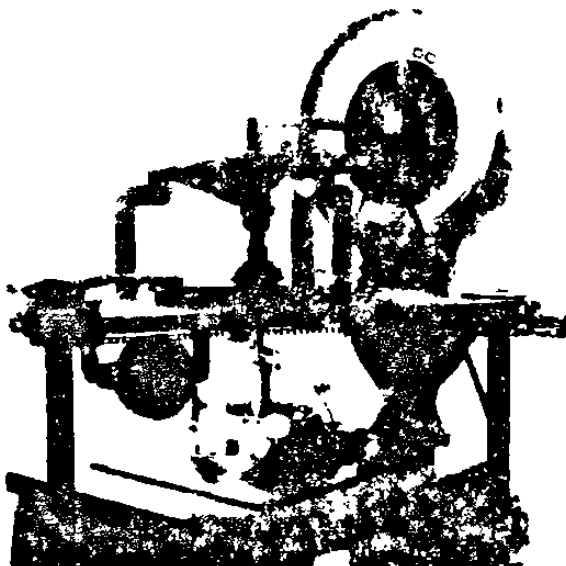


Figura #8.4.- Miembros de conducción equipados con varios tipos de forros, como el usado en el sobre-centro.

El miembro de conducción A, incorpora el tipo de botón de cerámica de bronce del material de fricción. El miembro de -- conducción B, incorpora el tipo circular de cerámica de bronce - de material de fricción. El miembro de conducción C, incorpora - el tipo circular de cerámica de acero del material de fricción.- El miembro de conducción D, incorpora el material orgánico de ma

terial de fricción.

La instalación de la escala de chequeo, se muestra en la Fig.8.5, usada para checar la carga elástica del embrague, - es también usada para evaluar el embrague sobre-centro. La evaluación es limitada; sin embargo, para la medición a lo largo - de la fuerza de engranaje, liberación de la lámina de presión y desviación de componentes; la medida de fuerza de células de -- carga son usadas en conjunción con la instalación mencionada pa ra medir la fuerza impuesta.



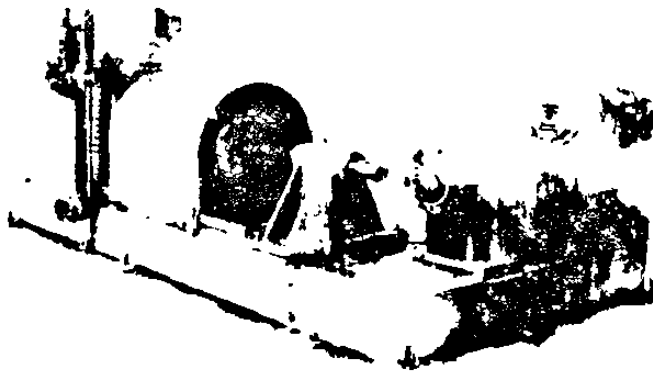
Instalación de la escala de chequeo.

Figura #8.5

La evaluación de fricción en el sistema de encadenado no es tan aparente como el embrague de carga elástica, desde que el tipo sobre-centro del sistema de encadenado dá un incremento en la palanca de radio al punto infinito del sobre-centro. La evaluación de la fricción es sin embargo, limitar a la evaluación de los embragues del mismo diseño.

El ajuste del embrague en el ciclo de la máquina, como lo muestra la Fig. 8.6, es también usado para evaluar el sistema de encadenado en el embrague sobre-centro.

Los embragues son ciclados por 500,000 ciclos de ajuste después de ese tiempo son checados por la acción de sobre-centro y el use de los componentes.



Máquina para el ajuste del Embrague.

Figura #8.6

El comportamiento general del embrague de sobre-centro y la evaluación de materiales de fricción, son determinados por el uso de un motor y la instalación de absorción dinamométrica - como lo muestra la Fig. 8.7. Las pruebas normales incluyen engranar el embrague en 15,000 tiempos, en una escala de seis ajustes por minuto en cargas mucho más grandes que los anticipados en una instalación actual.

La prueba dinamométrica es útil para localizar descomposturas en la cobertura del ensamble del embrague, causados por calor así como la excesiva conducción tirante atrapada de la lámina de presión y excesivo incremento de fricción en el sistema de encadenado. La prueba es usada para evaluar el material de fricción, como la capacidad del esfuerzo de torsión, escala usada, características de entalladura, resistencia al calor y características de ajuste.



Instalación de motor y absorción dinamométrica para el comportamiento de los Embragues.

Figura #8.7

El medidor de la fuerza de torsión y el equipo oscilográfico son provistos para evaluar la capacidad del esfuerzo de torsión del embrague y las características de ajuste.

La prueba de estallido como lo muestra la Fig.8.9, es usada para determinar las velocidades del estallido del ensamble del embrague y sus varios componentes.



Equipo de prueba de estallido del Embrague y sus componentes.

Figura #8.8

El embrague tipo seco con poder sobre-centro conducido fuera.

El tipo de poder de conducción fuera del embrague sobre-centro, es usado en conjunción con un poder conducido fuera-pegado a un motor usado para auxiliar la conducción o equipo estacionario. El tipo de poder conducido fuera del embrague, no es designado para ser usado en aplicaciones requiriendo ciclos repetidos de engranaje desde que la porción de conducción del embrague tiene mucho más alto WR^2 que el tipo de operación del embrague húmedo sobre-centro. En este tipo de embragues, el material de fricción es también hecho en la forma de un círculo con dientes engranados y actúa como el miembro de conducción. El motor con rueda volante es provisto con un círculo de conducción engranados con los dientes de la lámina de fricción de conducción. La Fig. 8.9(a), muestra un típico poder de tipo conducido fuera o separado del embrague. La Fig. 8.9(b), muestra una sección cruzada de este embrague, con la nomenclatura de varias puntas. Un estudio de la Fig. 8, revelará que el poder de tipo conducido fuera del embrague no utiliza el motor con rueda volante, con una fricción superficial y utiliza a un cuerpo del embrague; lo cual -- carga la reacción de la lámina de presión. El mecanismo de sobre centro generalmente incorpora algún sistema de palanca acodillada.

El mismo procedimiento de prueba usado para evaluar la operación de tipo sobre-centro del embrague, son también usados para evaluar el tipo conducido fuera o separado del embrague.

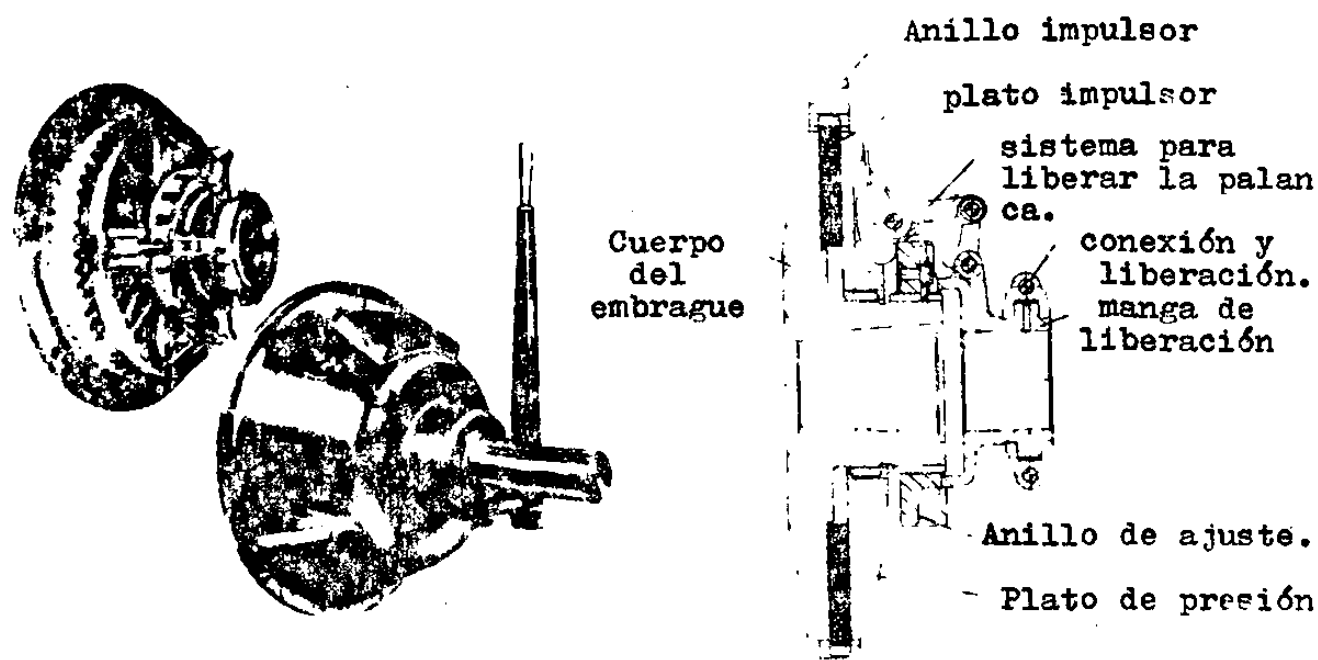


Figura #8.9 (a).- Poder conducido separado fuera del Embrague. (b).- Sección cruzada y nomenclatura del Embrague.(a).

Figura #8.9 (a) (b)

Ambos materiales de fricción orgánico e inorgánico, - son usados en el embrague con poder separado. La lámina del embrague de tipo orgánico, es generalmente un círculo delgado, -- sólido con dientes de engranaje provistos y moldeados para una-

mezcla de asbesto de resina cortados. El uso del material de fricción inorgánico, con el poder del embrague separado, es un poco limitado desde la terminación de su estructura; puede generalmente ajustarse la parte orgánica en orden, para ser adaptada al embrague. Círculos de material orgánico similares a los usados con el material de fricción, pero compensados por sus propiedades de fuerza y suspendidos por el montaje de círculo de material de fricción inorgánico, son generalmente usados. Dientes de conducción de engranaje metálicos, con el tipo de botón cerámico de bronce de material de fricción que es unido, también son usados. La Fig. 8.10, muestra ejemplos de cada lámina de embrague como la lámina A; hecha por material orgánico, lámina B, círculo inorgánico montado en la carga orgánica. Y lámina C, botón cerámico-bronce del material de fricción unido a la carga metálica.

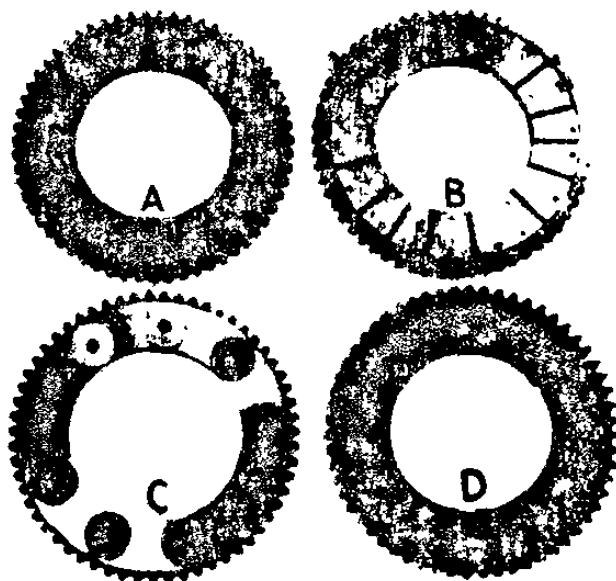


Figura #8.10.- Típicos platos de Embrague y materiales de fricción usados en los Embragues de poder.

Figura #8.10

C A P I T U L O IX.

CONSIDERACIONES DE ENERGIA.

Cuando se detiene a los elementos rotatorios de una -- máquina mediante un freno, éste debe absorber la energía cinética de la rotación, la cual se transforma en calor. Así mismo, -- cuando los elementos de una máquina que inicialmente está en reposo, se aceleran hasta cierta velocidad, tiene que producirse -- deslizamiento en el embrague hasta que los elementos alcanzan la velocidad del impulsor. Durante el resbalamiento, el embrague -- absorbe la energía cinética la cual se transforma en calor.

Se ha visto cómo la capacidad rotacional de un embra-- gue, depende del coeficiente de fricción del material y de una -- presión o fuerza normal de seguridad.

Sin embargo, el carácter de la carga puede ser tal, -- que si se permite ese valor de momento rotacional puede arruinar -- se el embrague, por el calor generado en ellos.

En consecuencia la capacidad de un embrague está limi-- tada por dos factores:

- a) Las características del material de fricción.
- b) Capacidad del embrague para disipar calor.

Aquí se considerará la cantidad de calor generada en una operación de embragado. Si el calor se genera más rápidamente que lo que se disipa, entonces surge un problema de elevación de temperatura o calentamiento, se analiza en la disipación de calor.

Si la velocidad es constante, la energía cinética de un cuerpo en traslación es:

$$E_k = \frac{1}{2} mV^2 \quad 9.1$$

E_k = Energía cinética.

m = Masa

V = Velocidad

Y energía de un cuerpo rotatorio es:

$$E_k = \frac{1}{2} I\omega^2 \quad 9.2$$

I = Momento de inercia de masa.

ω = Velocidad angular.

Si la velocidad inicial es cero en el caso de un embrague, o si la velocidad final es nula cuando se trata de un freno, entonces la Ecuación 9.1 ó la 9.2, según sea aplicable, dá la energía cinética que debe absorberse. Si con la operación de embragado sólo se cambia la velocidad, la energía cinética absorbida, es la diferencia entre las energías calculadas por separado para la velocidad.

Desde que la tarifa de la unión del embrague de la actuación mecánica del embrague es controlado por el operador, la cantidad del calor generado en las superficies de la fricción -- del embrague, puede variar sobre rangos extensos por la misma aplicación. Por esta razón, es necesario proveer grandes flujos de aceite a través de la lámina del embrague, para este tipo de embrague, los cuales tienen una tarifa controlada de ajuste. Patrones acanalados para láminas de embrague, para ser usados en la actuación mecánica del embrague; es entonces más crítico porque tarifas altas de flujo son envueltas. El aceite puede pasar a través de las láminas, mientras no se crea excesiva presión -- trasera y puede tomar una senda la cual, permite el conducto del calor lejos de las láminas de fricción eficientemente. La acanalación es también necesario para frenar abajo de la cubierta del aceite para aumentar el coeficiente de fricción arriba del ajuste. Hay cuatro tipos comúnmente usados de láminas acanaladas, -- las cuales son usadas también separadamente o en combinación.

Uno de los más comunes tipos de patrones acanalados es el espiral, el cual es generado por la rotación de la lámina -- mientras se pasa una herramienta del interior al exterior de la lámina en una tarifa tomada con la velocidad rotacional mientras se produce una acanalación con un grado específico. La acanalación es también producido en comienzos múltiples o múltiples patrones de plomo.

La acanalación radial, como su nombre lo indica, es una acanalación hecha en una dirección radial; cuando se usan por separado, las acanalaciones son cortadas atravesando la anchura de la cara del material de fricción. Sin embargo, este tipo de acanalación es más comúnmente usado con la acanalación espiral. Cuando la acanalación radial es usada con la acanalación espiral, las acanalaciones son algunas veces pasadas parcialmente a través de la cara del material de fricción, con acanalaciones -- comenzando alternadamente del exterior e interior del material de fricción. Esto causa que el aceite tome una larga senda a través del material de fricción permitiendo gran conducción de calor.

El tipo "Wagon Track", de acanalado es producido pasando dos o más paralelos cortados a través de la lámina con el centro de las series de los cortes pasando a través del centro de la lámina. Muchos diseños del "Wagon Track" (acanalado), son producidos pasando los cortes a través de la lámina 2 ó 3 veces, --

con la lámina siendo marcada también entre los cortes.

Otro tipo de acanalación conocida como acanalación --- diferencial, es generado pasando una herramienta en una senda -- circular con un centro exterior al centro de la lámina del embra- gue. En producción este patrón acanalado de la lámina del embra- gue está marcando cada vez que pasan los cortes a través de la - banda del material de fricción. Los centros de todos los cortes- caen en una base circular, la cual está concentrada con la lám- ina del embrague. El patrón completo consiste de una serie de ma- nos derechas e izquierdas de acanalaciones curvadas extendiéndose del interior al exterior del material de fricción, el cual- intercepta a otro creando un patrón diamantado. La diferencia -- del patrón acanalado es que, generalmente es usado separadamente con otro tipo de acanalación.

La Fig. 9.1, muestra ejemplos de cada uno de los cua- tro patrones de acanalado. Lámina A, tiene acanalación espiral;- lámina B, acanalación radial; lámina C, acanalación "Wagon Track" y la lámina D, tiene acanalación diferencial.

Pruebas del material de fricción, indican que el pa -- trón acanalado afecta el coeficiente de fricción de un material- de fricción dado. Las pruebas generalmente indican que acanalado del tipo radial y "Wagon Track" tienden a reducir el coeficiente de fricción.

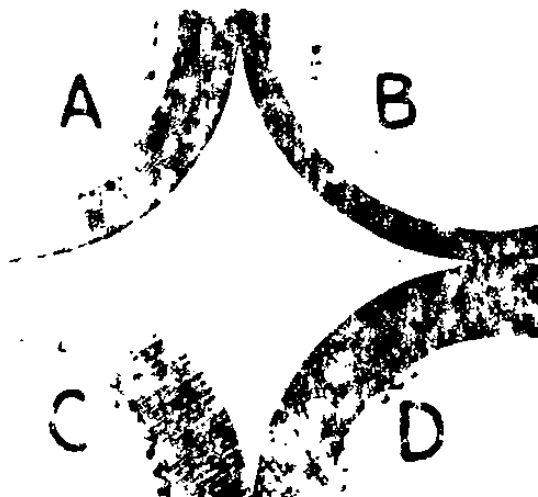


Figura #9.1.- Tipos básicos de acanalado en los platos del embrague.

Después de que la cubierta de aceite ha sido frenada - abajo, el patrón de acanalado espiral usualmente exhibe el más - alto coeficiente de fricción. Sin embargo, generalmente será usado en conjunción con algunos otros tipos de patrón de acanalado para obtener las características propias del flujo del aceite el patrón acanalado diferencial, es el mejor proyecto de los patrones permitiendo buen flujo de aceite, mientras se mantiene un alto coeficiente de fricción.

C A P I T U L O X

DISIPACION DE CALOR.

El análisis que se presenta a continuación, intenta -- establecer la capacidad de un embrague, de acuerdo con su capacidad de disipar calor.

La ley de Newton del movimiento angular, establece que el par necesario para acelerar una masa giratoria es:

$$T = J\alpha \qquad 10.1$$

Donde:

T = Par de torsión en Kg/cm.

J = Momento polar de inercia de masa. Kg masa/cm².

α = Aceleración angular. Radianes/seg².

En el capítulo anterior, se estableció que en el caso de un freno, las masas unidas al eje tienen una velocidad inicial (n) R.P.M., y una velocidad final de cero. Y en el caso de un embrague, la velocidad inicial es cero y el final (n) R.P.M.- Por lo tanto, para ambos casos la variación de velocidad es n. - Y la aceleración es por consiguiente:

$$\alpha = \frac{2\pi n}{60 t} \quad \text{Rad/seg}^2 \quad 10.2$$

Donde: t = Período del embrague en seg.

Sustituyendo el valor de α de la ecuación 10.2 en la Ec.10.1 - se transforma y nos dá:

$$T = J \frac{2\pi n}{60 t} \quad 6 \quad t = \frac{2\pi nJ}{60 T} \quad 10.3$$

Por lo tanto, la energía requerida para una sola operación de -- frenado es:

$$EK = (2\pi T) \left(\frac{1}{2} \frac{n}{60} t \right) = \frac{2\pi Tnt}{120} \quad \text{Kg/cm.} \quad 10.4$$

Donde:

$2\pi T$ = Trabajo realizado por cada revolución.

$\frac{n t}{2(60)}$ = Número de revoluciones necesarias para que la velocidad varíe de cero a n (R.P.M.).

Sustituyendo el valor t de la Ec.10.3, en la Ec.10.4, se obtiene:

$$EK = \frac{2\pi Tn}{120} \left(\frac{2\pi nJ}{60 T} \right) = \frac{\pi^2 n^2 TJ}{18000} \quad \text{Kgm.} \quad 10.5$$

Por lo tanto, el calor generado durante la operación en calorías es:

$$H = \frac{EK \text{ Kgm}}{0.427} \quad 10.6$$

La temperatura de las placas del embrague, al final de una sola operación del embragado, se obtiene aproximadamente por la ecuación:

$$t_2 = \frac{H}{CW} + t_1 \quad 10.7$$

Donde:

t_1 = Temperatura inicial de las placas en °C.

t_2 = " final " " " " " °C.

C = Coeficiente del calor específico del material de la placa del embrague. Se puede emplear un valor medio de 120 Cal/Kg (°C), para fundición o acero.

W = Peso de las placas del embrague.

Puede ocurrir que la frecuencia de funcionamiento, sea lo bastante grande como para que los elementos no se enfríen por completo al terminar el ciclo.

Cuando sea éste el caso, se retendrá algo de calor después de cada ciclo y la temperatura subirá en forma escalonada - hasta que alcance un estado de equilibrio. La temperatura en un-

estado de equilibrio es difícil de estimar.

El calor se disipa por radiación y conducción y por -- ello la temperatura depende del carácter del ambiente que le rodea, de la ventilación, de la naturaleza y forma de superficies-radiantes y conductoras, y de la distribución de temperatura a lo largo del embrague. Por todo ésto, cualquier cálculo que se haga será tan sólo una aproximación; y cuando mucho indicará si es posible o nó, que la elevación de temperatura sea una consideración importante.

Gange sugiere la siguiente aproximación:

$$C (t_m - t_0) \left[\frac{Nt}{3.600} + 1.5 \left(1 - \frac{Nt}{3.600} \right) \right] = \frac{HN}{A} \quad 10.3$$

Donde:

C = Coef. de trasmisión de calor cal/Hr cm^2 $^{\circ}\text{C}$.

t_m = Temp. media de equilibrio $^{\circ}\text{C}$.

t_0 = Temp. ambiente o inicial $^{\circ}\text{C}$.

N = # de ciclos de embragado por Hr.

t = Tiempo de una sola operación de embragado en seg.

H = calor generado durante una sola operación en cal.

A = Area exterior en cm^2 .

El coeficiente de transmisión de calor C , depende de la velocidad exterior, del tipo de materiales y del medio ambiente.

Para condiciones medias se expone una lista de valores en la tabla 10.1, Gange afirma que la temperatura media obtenida mediante la Ec.10.8, debe ser generalmente de 50 a 75° menos que lo recomendado por el fabricante del material de recubrir, para permitir variaciones instantáneas de funcionamiento.

Vel. m/seg.	0	6	12	18	24	30
Coef.de Transmisión de -- calor C .	0.74	1.22	1.62	1.93	2.2	2.5

Tabla #10.1.- Valores del coeficiente de transmisión de calor C , para superficies negras sin pulir.

Hay otro enfoque del problema especialmente útil en el diseño preliminar; consiste en especificar valores límites del producto de la presión y la velocidad. A tales productos se les llama valores PV y son aproximadamente proporcionales a la energía absorbida por unidad de tiempo.

$$PV \propto EKt$$

10.9

Los valores recomendados para el diseño preliminar o de prototipo están en el intervalo.

$$1000 \leq PV \leq 3000$$

10.10

Donde P está en Megapascuales (MPa) y V en m/s. Pueden usarse -- valores mayores que $PV = 3000$, si la carga no es aplicada continuamente; o bien, si se considera que la capacidad de disipación de calor es suficiente.

CARGA DE INERCIA Y CALOR DE GENERACION.

Muchos tipos de embragues de automóviles son requeridos para levantar una carga de inercia en adición, para ser capaz de cargar un peso después de que ocurra el cierre.

Las cargas de inercia varían extensamente entre varios-vehículos y trabajos mecánicos operacionales. Algunos equipos -- así como compresores recíprocos y bombas, imponen fluctuación de las cargas en pico, las cuales pueden exceder la capacidad del - esfuerzo de torsión del motor. En estas aplicaciones el embrague puede transmitir más esfuerzo de torsión que el establecido en la salida del motor; la cual es obtenida de la energía cinética en- la masa de rotación del motor. Frecuentemente en el acoplamiento existe variación en diferentes aplicaciones. Los factores de a-- rriba hace necesario aplicar una variedad de factores de servi-- cio de embragues que dependerá del tipo de aplicación.

Cuando un embrague es unido bajo carga, tendrá sufi--- ciente capacidad de esfuerzo de torsión para soportar dicha car- ga; más una cuenta adicional para acelerar la carga de inercia - presente en el sistema de conducción, en la medida apropiada pa- ra prevenir las láminas del embrague de una oportuna deteriora-- ción de calor. Durante el esfuerzo del embrague bajo condiciones de dinámica, la energía impuesta es en cierto modo convertida en calor y el resto es convertido en trabajo provechoso.

$$E_1 = Q + E_0$$

10.4

Donde:

E_1 = Energía puesta.

Q = Energía de calor liberada en la superficie de fricción.

E_0 = Trabajo provechoso.

Para estudiar un ajuste de embrague envolviendo carga de inercia pura en aceleración, son hechas las siguientes recomendaciones: Aceleración constante, embrague arrojando esfuerzo de torsión constante y soporte de menos fricción. Este estudio revela que la suma total del calor generado en las superficies de fricción, es exactamente igual a la energía cinética final de la rueda volante. Esta investigación también revela que la escala del calor de generación durante el ajuste del embrague, no es constante y que el calor es generado en una escala rápida en el comienzo del ajustamiento.

Si un hipotético ajuste de embrague es estudiado donde hay solamente una carga de trabajo presente y no carga de inercia o fricción, se encuentra que con un embrague arrojando esfuerzo de torsión, capacidad igual o más grande que el trabajo de la carga del esfuerzo de torsión que el tiempo de ajuste está en cero y el calor generado en la superficie de fricción es cero

en este caso, la energía puesta está toda convertida en trabajo-útil. Desde esta condición no ocurre en la aplicación actual, --ésto es de un valor no práctico; y la carga de trabajo puede ser considerada como sobrepuesta en carga de inercia.

Un estudio de un ajuste de embrague envolviendo una - combinación de trabajo y carga de inercia, donde el embrague a-- rroja capacidad de esfuerzo de torsión y es más grande que el -- trabajo de la carga, revela que el trabajo de la carga del es--- fuerzo de torsión puede ser satisfecho primero. El resto de la - capacidad del esfuerzo de torsión del embrague, es provechoso -- para acelerar la carga de inercia. El tiempo de un ajuste de em- brague es dependiente sobre la capacidad provechosa del esfuerzo de torsión del embrague para acelerar la carga de inercia y la - suma de su carga de inercia. Bajo estas condiciones el calor ge- nerado en las superficies de fricción como el resultado de la -- carga de trabajo, comienza a una alta escala en el principio del ajuste del embrague y disminuye a cero en el punto de cierre.

La información de arriba revela que la escala máxima - de generación de calor en la superficie de fricción, para ambas- cargas de inercia y trabajo combinado, ocurre en el comienzo del ajuste del embrague y disminuye a cero en el punto de cierre. -- Sin embargo, el total del calor generado durante el ajuste de un embrague, aumenta con la extensión del tiempo de ajuste; varian- do la capacidad del esfuerzo de torsión del embrague de un bajo- valor a un alto valor.

Como el ajuste del embrague progresa, resulta en una - escala baja de generación de calor, pero un monto total alto de calor generado. Desde los más múltiples discos de embragues húmedos son limitados por la escala de calor generado que el monto - total de calor generado; es deseable comenzar el ajuste del em--brague con una poca fuerza de elasticidad y aumentar la fuerza - al máximo cuando el ajuste del embrague progresa; esto limita la escala de generación de calor.

Los embragues secos, particularmente aquellos que usan forro inorgánico no son tan susceptibles a la escala de calor de- generación; desde que ellos pueden tolerar altas temperaturas e- incorporar grandes calores sumergidos en la masa de su lámina de presión y la rueda volante del motor. Los embragues húmedos son- generalmente más limitados al monto total de calor generado, desde de que todo el calor puede ser transferido al aire al rededor -- del embrague. Por esta razón los embragues húmedos generalmente- son designados con altos factores de servicio, sin los límites - del operador del monto total de calor generado.

La conducta de lo antes expuesto referente al calor de generación durante el ajuste del embrague, aparecen en las transacciones S.A.E. de 1959.

B I B L I O G R A F I A.

DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA.

Joseph Edward Shigley.

PROYECTO EN INGENIERIA MECANICA.

Joseph Edward Shigley.

MACHINE DESIGN.

Paul H. Black.

DISEÑO Y APLICACIONES EN EMBRAGUES PARA TRABAJO PESADO.

G.R. Harting A.S.E.

ENCICLOPEDIA DEL AUTOMOVIL.

DISEÑO DE TRACTORES.

Spokas.

