

**LUBRICACIÓN**

**Roque Calero Pérez**

TEMA

.- LUBRICACION DE LOS ELEMENTOS DE MAQUINAS.

1.- Introducción. Deslizamiento seco y lubricado: Comparación.

2.- Estudio general de los lubricantes.

2.1.- Clases de lubricantes.

2.2.- Estudio de los lubricantes líquidos.

2.2.1.- Características intrínsecas.

2.2.1.1.- Viscosidad: definición, medida, varia  
ción con la temperatura, varia  
ción con la presión.

2.2.1.2.- Propiedades físicas de los lubricantes: Densidad, calor específico y ==  
conductividad, Acidez y Alcalinidad,  
Estabilidad a la oxidación, Punto de  
inflamación, Punto de combustión, ==  
Porcentaje de coagulación, Punto de  
niebla, Punto de congelación, Punto  
de descongelación, Poder anticorro-  
sivo, Poder detergente, Poder demul-  
sionante, Poder antiespumante, Poder  
de resistir fuertes presiones

2.2.2.- Características extrínsecas.

2.2.2.1.- Untuosidad, Poder lubricante.

2.2.2.2.- Clasificación y comportamiento de =  
los lubricantes frente a los órga-  
nos lubricados.

2.3.- Estudio de los lubricantes pastosos o grasas.

2.3.1.- Definición, Consistencia, Punto de goteo. Separa  
ción de aceite. Estabilidad mecánica. Estabi  
lidad a la oxidación.

2.4.- Estudio de los lubricantes sólidos.

2.4.1.- Clasificación: Sólidos laminares, sólidos inorganicos, plasticos.

2.5.- Aditivos de los lubricantes.

2.6.- Recomendaciones para la elección de lubricantes. Influencia de las condiciones de servicio.

3.- Estudio general de la lubricación.

3.1.- Introducción a los tipos de lubricación, Curva de Stribeck

3.2.- Estudio de la lubricación hidrodinámica.

3.2.1.- Generalidades.

3.2.2.- Fórmulas fundamentales.

3.2.3.- Aplicación a superficies deslizantes semiinfinitas.

3.2.3.1.- Plano inclinado.

3.2.3.2.- Gorrón y cojinete.

3.2.5.- Correcciones de los valores teóricos por variaciones de la presión y por tamaño finito.

3.2.6.- Lubricación hidrodinámica entre superficies paralelas.

3.2.7.- Inestabilidad hidrodinámica.

3.3.- Estudio de la lubricación elastohidrodinámica.

3.3.1.- Planteamiento general.

3.4.- Estudio de la lubricación límite.

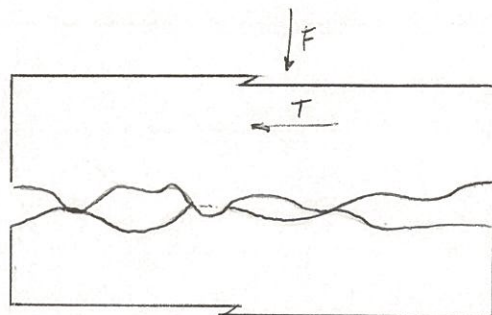
3.4.1.- Planteamiento general.

3.5.- Estudio de la lubricación hidrostática.

3.5.1.- Planteamiento general.

## 1.- INTRODUCCION. DESLIZAMIENTO SECO Y LUBRICADO: COMPARACION.

### Deslizamiento seco.-



Como se vio en el tema anterior, el rozamiento seco de deslizamiento entre dos superficies con contacto, sometidas a una carga normal  $F$ , y otra de arrastre  $T$  se debe, básicamente, a fenómenos de deformación (deformación elástica, con el correspondiente fenómeno de histéresis y, deformación plástica, así como al fenómeno de encastramiento) originados entre las asperezas, y al fenómeno de adhesión, con la consiguiente rotura de las microsoldaduras.

También se estudio allí que la fuerza de rozamiento seguia las leyes experimentales de Coulomb, enunciadas ahora del modo siguiente:

1º.- La fuerza de rozamiento es directamente proporcional a la fuerza normal  $F$ .

Tal constante de proporcionalidad es el coeficiente de rozamiento al deslizamiento. (adimensional, por tanto)

2º.- La fuerza de rozamiento es independiente del área "aparente" de las superficies en contacto (recuerdese = todo lo dicho sobre área real, área aparente)

3º.- La fuerza de rozamiento depende de la velocidad, siendo casi constante para valores de  $v$  pequeños. (menos de 5m/seg)

Como se vio, la fuerza de rozamiento al deslizamiento dependía de

la naturaleza de las superficies en contacto, y principalmente de las capas exteriores de la misma ( de la capa contaminante). Finalmente, tales fuerzas de rozamiento al deslizamiento son la causa de desgastes en las superficies en contacto, tanto suave como severo.

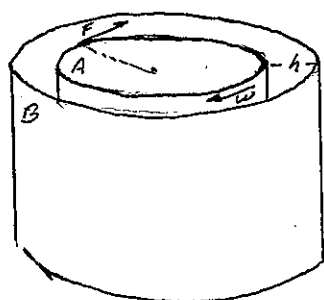
#### Deslizamiento lubricado.-

Si se intercala un material (fluido o no) entre las dos superficies en contacto seco, el deslizamiento, en lugar de tener lugar entre ambas superficies se produce entre las delgadas laminillas en que puede suponerse descompuesto tal material ( si es un fluido, líquido o gaseoso, ello es obvio. Si se trata de un sólido, ha de ser de una estructura " especial" - deslizamiento entre planos cristalográficos-, o en forma de polvo, o escamas laminares).

En consecuencia, si se escoge adecuadamente el material interpuesto, puede lograrse una importante reducción del coeficiente de rozamiento.

Newton fué el primero que estudio las leyes del rozamiento lubricado, utilizando un fluido liquido como lubricante (agua, en su caso).

Para ello midió la fuerza necesaria para mover un cilindro macizo



A, a una velocidad  $V$ , respecto de otro cilindro concéntrico = B, sumergidos ambos en agua = " profunda y tranquila", y situados a una distancia radial  $h$ .

Newton encontró que la fuerza necesaria era proporcional al área de la superficie del cilindro giratorio ( área deslizante), a la

velocidad de deslizamiento  $V$ , e inversamente proporcional a la distancia entre las superficies  $h$ .

$$F_r = \eta \cdot S \cdot \frac{V}{h}$$

a la constante de proporcionalidad la llamó viscosidad.

Experimentalmente se han observado las siguientes leyes del rozamiento lubricado:

- 1ª.- La fuerza de rozamiento es independiente de la carga normal  $F$ .
- 2ª.- La fuerza de rozamiento es función del área de la superficie deslizante (área real y aparente son la misma, en este caso).
- 3ª.- La fuerza de rozamiento es independiente de la naturaleza y estado de las superficies.
- 4ª.- La fuerza de rozamiento aumenta con la velocidad.
- 5ª.- La fuerza de rozamiento es inversamente proporcional al espesor de la película.

NOTA: Las propiedades experimentales 4ª y 5ª pueden reunirse en una sola, diciendo que la fuerza de rozamiento es proporcional a la variación de la velocidad con la normal a las superficies

$$dF_r = \eta \cdot ds \cdot \frac{dv}{dh}$$

- Como es lógico, el rozamiento lubricado disminuye o elimina los desgastes superficiales de los cuerpos en deslizamiento, evita la corrosión, etc. Sin embargo, otro de los efectos principales del rozamiento lubricado es la fácil eliminación del calor producido ( en el caso de lubricantes fluidos)

NOTA: En el caso de movimiento de rodadura, donde no se cumplen = las leyes de Newton ( en la mayoría de los casos, como tendremos ocasión de ver más adelante), la lubricación tiene como fin principal el de ser vehículo de extracción del calor = producido, es decir de actuar como refrigerante.

Comparación entre rozamiento seco y lubricado.-

Se puede definir el rozamiento lubricado como un rozamiento seco " equivalente", de coeficiente de rozamiento  $\mu_e$ , tal = que:

$$F_r = \eta \cdot S \cdot \frac{dV}{dh}$$

$$F_r = \mu_e \cdot F$$

Igualando ambas expresiones:

$$\eta \cdot S \cdot \frac{dV}{dh} = \mu_e \cdot F$$

$$\mu_e = \eta \cdot \frac{S}{F} \cdot \frac{dV}{dh} = \eta \cdot \frac{1}{p} \cdot \frac{dV}{dh}$$

siendo la presión

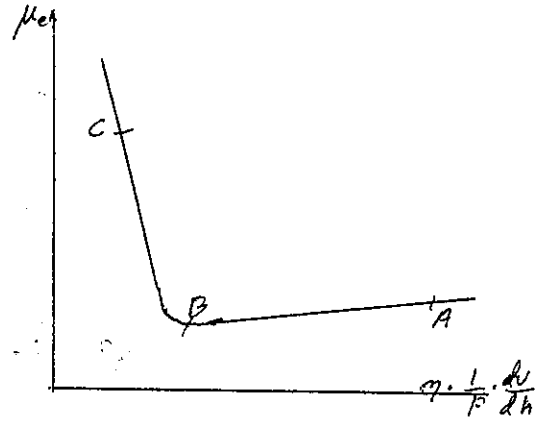
$$p = \frac{F}{S}$$

es decir, el rozamiento seco equivalente al lubricado es función de la viscosidad, de la variación de la velocidad con la normal, y de la presión.

Llevando esta función a una gráfica, se obtiene una curva tal como la ABC de la figura.

En la zona , el valor del rozamiento equivalente se mantiene = muy por debajo del correspondiente rozamiento seco entre esas su

perfiles. Si la velocidad disminuye, o se aumenta la presión, o ambas cosas simultáneamente, el coeficiente  $\mu_e$  sigue disminuyendo, hasta el punto B. En ese momento se "rompe" la película lubricante, y empieza a aparecer



el contacto mixto. Si la variable  $\eta \cdot \frac{1}{p} \cdot \frac{dv}{dh}$  sigue disminuyendo, por la razones anteriores, el coeficiente de rozamiento equivalente aumenta rápidamente, hasta hacerse igual al correspondiente al rozamiento seco  $\mu$ .



## 2.- ESTUDIO GENERAL DE LOS LUBRICANTES.

### 2.1.- CLASES DE LUBRICANTES.

- Los lubricantes suelen clasificarse atendiendo a su estado físico y a su procedencia.

#### a.- Estado físico:

- Sólidos.
- Líquidos.
- Pastosos.

#### b.- Procedencia:

- Mineral.
- Vegetal.
- Animal.

- Aunque los más empleados son los lubricantes líquidos de origen mineral (derivados de los hidrocarburos - petróleo-), en la práctica todos ellos encuentran sus aplicaciones específicas.

#### - Lubricantes de origen mineral:

Sólidos: - Talco y mica (empleados como aditivos de los aceites y para lubricar la madera)

- Grafito coloidal (empleado como lubricante seco, o mezclado con aceites y grasa-aceites grafitados)

- Azufre pulverizado o coloidal (empleado para evitar el "gripaje" de los motores)

- Azufre combinado, (empleado para el trabajo de los metales)

- Bisulfuro de molibdeno (empleado como lubricante seco, o mezclado con grasas y en suspen

sión en aceites).

- Parafinas y ceras minerales ( empleadas como = antioxidantes).

Líquidos: - Aceites de pizarra o de lignitos

- Aceites antracénicos
- Aceites de petróleo

Pastosos: - Petrolatos y vaselinas, empleados como antioxi  
dantes.

- Lubricantes de origen animal:

Sólidos : - Cera de abejas ( empleada como grasa para ro-  
damientos y antioxidante)

- Estearina ( empleada como grasa dura)
- Blanco de ballena

Líquidos: - Aceite de tocino ( empleado en las herramien-  
tas de corte)

- Aceite de pezuña ( empleada en relojería)
- Glicerina ( empleada en compresores)
- Aceites de pescado y esperma de ballena ( em-  
pleadas en la impregnación de juntas de cuero)

Pastosos: - Sebos ( empleados como grasa dura, en correas  
de cuero, etc.)

- Lanolina ( empleada como antioxidante)

- Lubricantes de origen vegetal:

Sólidos: - Resinas y ceras ( empleadas como aceites ais-  
lantes y grasas agrícolas)

Líquidos: - Aceites secativos de lino ( empleados en jun-  
tas metal-metal y como aglomerantes para are-  
nas de fundición)

- Aceites semisecativos, de algodón y pino =  
(empleados como antioxidantes, y usos marinos)
- Aceites no secativos, como el de ricino (empleados por su gran untuosidad, en medios marinos, etc.)
- Aceites de cacahuete y oliva (son fácilmente oxidables y resisten muy mal las temperaturas altas)

Pastosos:- Aceites de palma y coco (empleados como grasas consistentes)

- Jabón, (empleado para lubricar la madera, diluido en agua, para máquinas cortadoras)

- Aparte de todo lo dicho, también se emplean como lubricantes algunos metales, bien aislados (sodio líquido en centrales nucleares), o bien en aleación, siendo los más usados el plomo, zinc y estaño, como metal "blando", sobre acero, etc., como metal "duro". Ellas constituyen las conocidas aleaciones antifricción (Babbit : 92% Sn y 8% Pb; Delta: 60% Sn, 38% Zn, 2% Fe; Magnolia: 21% Sn, 78% Pb, 1% Cu).

Todas ellas, al elevarse la temperatura por efecto del deslizamiento, ofrecen una ligera película de material fundido, que == permiten funcionar sin otro lubricante, durante un cierto tiempo.

2.2.- ESTUDIO DE LOS LUBRICANTES LIQUIDOS.

2.2.1.- CARACTERISTICAS INTRINSECAS.

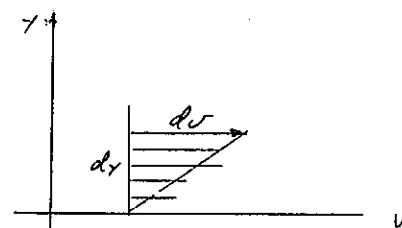
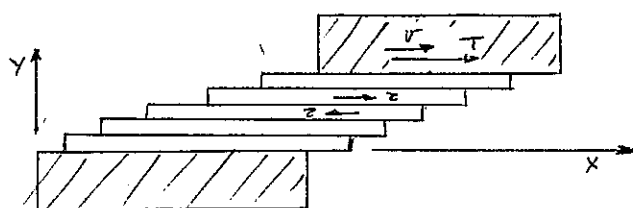
2.2.1.1.- VISCOSIDAD: DEFINICION, MEDIDA, VARIACION CON LA TEMPERATURA, VARIACION CON LA PRESION.

Definición de viscosidad:

Puede definirse, cualitativamente, como la resistencia de los fluidos, a fluir.

Los aceites de baja viscosidad "fluyen" rápidamente, porque su "fricción interna", entre "laminas" del mismo, es "pequeña". Por el contrario, los lubricantes de "alta viscosidad" fluyen más lentamente, por su gran resistencia a la fricción interna.

La fricción interna o viscosidad está asociada a la tensión cortante que aparece en el deslizamiento relativo de una capa de fluido frente a otra.



Según Newton demostró,

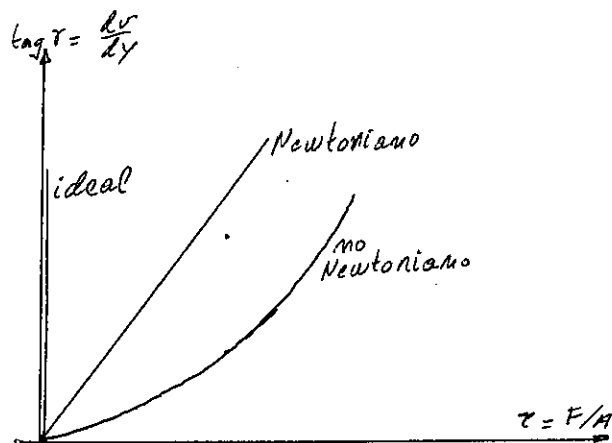
$$\tau = \frac{T}{A} = \eta \frac{dv}{dy}$$

donde la constante de proporcionalidad  $\eta$  define la "viscosidad = absoluta" del fluido en cuestión, o también, "viscosidad dinámica",

Los fluidos que cumplen la expresión anterior se dicen Newtonianos. Los que no la cumplen, bien por ser  $\eta = \text{cte}$  ( o  $dV/dy \neq \text{cte}$ ) se llaman no newtonianos.

Entre los primeros tenemos la mayoría de los fluidos y los gases ( lejos del punto crítico). Entre los segundos se encuentran las grasas, los fluidos en multifase y otros en consideraciones extremas.

Un fluido isótropo, incompresible, y no viscoso ( $\eta = 0$ ) se dice = que es ideal



- La viscosidad es una cantidad dimensional.

En efecto:

$$\eta = \frac{dy \cdot \tau}{dV}$$

Si se supone que  $\tau = \text{cte}$ , entonces  $\frac{dV}{dy} = \text{cte}$ .

Si  $h$  es la distancia entre placas, y  $V$  la velocidad de la placa móvil, entonces:

$$\eta = \frac{h}{V} \frac{\tau}{A} = M L^{-1} T^{-1}$$

La viscosidad de los fluidos no es un valor constante, = sino que depende de la temperatura y de la presión.

La razón de ello se encuentra en la propia naturaleza de los fluidos. En efecto, estos están formados por una serie de moléculas

que se mantienen unidas debido a las fuerzas atractivas-intermoleculares ( que dependen de la separación entre moléculas).

Aparte de ello, las moléculas de fluido están en movimiento aleatorio continuo (movimiento browniano ), aunque macroscopicamente no se manifieste ningún movimiento del fluido, y la velocidad de estos movimientos moleculares se incrementa con la temperatura. Como consecuencia de ello, si se consideran ahora dos capas adyacentes de fluido, moviéndose a diferente velocidad, cuando una molécula de la capa más lenta pasa a la capa adyacente más rápida, tiende a reducir la cantidad de movimiento de esta ( puesto que equivale a aplicar una fuerza cortante en dirección opuesta al movimiento de la lámina rápida.

Al contrario, cuando una molécula de la capa rápida pasa a la capa lenta, tiende a acelerarla, lo cual equivale a una fuerza cortante aplicada en la dirección del movimiento.

En consecuencia, las propiedades viscosas de un fluido son el resultado de los efectos combinados de las fuerzas atractivas intermoleculares y las transferencias de cantidad de movimiento. Así se explica su variación con la presión y la temperatura.

#### Medida de la viscosidad.-

La viscosidad se mide siempre con referencia a una presión y temperatura determinadas.

Por otro lado, existen unos valores teóricos de la viscosidad, obtenidos midiendo los parámetros que la definen, y existen otros valores " prácticos", obtenidos mediante viscosímetros, que miden la velocidad en función del tiempo de fluencia, de una cierta masa ( o volumen) de fluido, a través de un orificio calibrado.

Unidades teóricas:

a.- Unidades de la viscosidad dinámica o absoluta:

- En el sistema C.G.S., el Poise

$$1 \text{ poise} = \frac{1 \text{ gr}}{1 \text{ cm} \cdot 1 \text{ seg}} = \frac{1 \text{ dina} \cdot 1 \text{ seg}}{1 \text{ cm}^2}$$

" Un fluido tiene la viscosidad de 1 poise cuando o pone la fuerza de 1 dina al deslizamiento de una superficie de 1 cm<sup>2</sup>, a la velocidad de 1cm/seg = con respecto a otra superficie colocada a 1 cm de distancia".

Como esta unidad es muy grande, se utiliza el "cen tipoise"

$$1 \text{ cp.} = 1 \times 10^{-2} \text{ P}$$

- En el sistema S.I. , la viscosidad se mide en

$$\frac{1 \text{ N} \cdot 1 \text{ s}}{\text{m}^2} \quad ( 1 \text{ Poise} = 0.1 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} )$$

( La viscosidad dinámica es muy diferente de un fluido a otro. Asi, el aire en condiciones normales, tiene  $\eta = 0.02 \text{ cP.}$  ; los aceites lubricantes,  $2 \leq \eta \leq 400 \text{ cP.}$ ; betunes, etc;  $\eta \approx 700 \text{ cP.}$  )

b.- Unidades de la viscosidad relativa, o cinemática:

- Se define como el cociente entre la viscosidad absoluta y la densidad del fluido.  $\nu = \frac{\eta}{\rho}$

- Dimensionalmente,

$$\nu = \frac{M \cdot L^{-1} T^{-1}}{M \cdot L^{-3}} = L^2 \cdot T^{-1}$$

- En el sistema C.G.S., su unidad es el Stoke.

$$1 \text{ stoke} = \frac{1 \text{ cm}^2}{1 \text{ seg}}$$

Como es una unidad muy grande, se utiliza el centistoke

$$1 \text{ stoke} = 1 \times 10^2 \text{ c S.}$$

- En el sistema S.I.,  $\nu$  se mide en

$$\frac{m^2}{\text{seg}} \quad \left( 1 \text{ S} = 1 \times 10^{-4} \frac{m^2}{\text{seg}} \right)$$

Unidades prácticas:

En la práctica, la viscosidad se mide en aparatos denominados viscosímetros, que se basan en algunas de las propiedades siguientes:

- a.- Medida del tiempo de paso de una masa de fluido standard, por un orificio calibrado.
- b.- Medida de la velocidad de un sólido standard, a través del fluido.
- c.- Medida de la fuerza tangencial entre dos superficies standard con movimiento relativo (rotatorio) entre si.

Entre los del tipo a) se encuentran todos los viscosímetros capilares, viscosímetros de flujo (Redwood, Saybolt y Engler), dife-



reñciados en la cantidad de fluido y las dimensiones del orificio de descarga.

Entre los del tipo b) se encuentran los viscosímetros de bola descendente, que mide el tiempo en que tarda en llegar una bola calibrada al fondo de un recipiente, lleno con el fluido.

Entre los del grupo c), los más conocidos son los viscosímetros = rotacionales, formados por un disco giratorio ( generalmente en = forma de cono) que se hace girar contra otro disco fijo, estando el lubricante interpuesto entre ambos. La viscosidad se mide, bien aplicando un par constante sobre el disco móvil, y midiendo la velocidad que se alcanza, o girando el disco a velocidad constante, y midiendo el par aplicado.

Las unidades prácticas más empleadas son las obtenidas = con los viscosímetros Saybolt( en USA), Engler ( en Europa continental) y Redwood ( en Inglaterra).

Por ejemplo, el sistema Saybolt mide el tiempo en segundos que = tarda en pasar una muestra de 60 c.c. de aceite, a través de un orificio standard, y a una temperatura controlada, que pueden ser 100 °F, 130°F o 210°F. La unidad se expresa en segundos Saybolt Universal (S.S.U.) , acompañando tal valor de la referencia a la temperatura.

Por ejemplo 1 200 S.<sup>210</sup>

( Si son °F se ponen como superíndice, y si son °C, como subíndice).

En la tabla siguiente se expone una tabla de conversión para los diferentes viscosímetros.

TABLE 9.1 VISCOSITY CONVERSION TABLE

Kinematic Viscosity (centistokes)	Engler (degrees)	Redwood No. 1 (seconds)	Saybolt Universal (seconds)
2	1.14	31	32
4	1.31	36	39
6	1.48	41	46
8	1.66	46	52
10	1.84	52	59
12	2.02	58	66
14	2.22	65	74
16	2.44	71	81
18	2.65	78	90
20	2.88	86	98
25	3.46	105	120
30	4.08	124	142
35	4.71	144	164
40	5.35	164	187
45	5.99	184	209
50	6.65	204	232
60	7.92	245	279
70	9.24	285	325
80	10.60	326	371
90	11.9	368	419
100	13.2	406	463
150	19.9	620	700
200	26.8	820	940
250	33.0	1010	1160
300	40.0	1230	1410
400	53.0	1640	1870
500	66.0	2040	2320
600	79.0	2430	2800
700	93.0	2820	3250
800	105	3250	3700
900	118	3650	4200
1000	133	4100	4750
1500	199	6100	7000
2000	260	8100	9200
2500	325	10100	11600
3000	400	12300	14000
4000	530	16100	18500
5000	660	20000	23000

This Table may be used for the *approximate* conversion of viscosity units at the same temperature.

NOTA: Existe también una clasificación muy empleada, sobre todo = en la industria automovilística, que son los grados S.A.E. ( Society of Automotive Engineers).

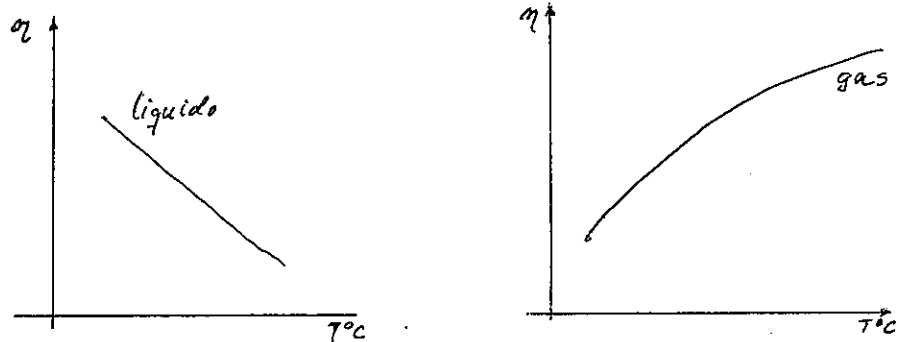
El grado S.A.E. no representa la viscosidad del lubricante, sino la viscosidad máxima y mínima, en un cierto rango de = variación de la temperatura, alrededor de 0°F o 210°F.

Los aceites multigrado se dan por un doble número. Por ejemplo, SAE 5 W/30 significa que a 0°F, el aceite tiene 5 grados SAE, y que a 210°F, el aceite tiene 30 grados SAE.

Variación de la viscosidad con la temperatura.-

En los líquidos, la principal causa de la viscosidad son las fuerzas intermoleculares. En base a ello, es fácil suponer = que al aumentar la temperatura, e incrementarse la agitación interna de las moléculas, tales fuerzas intermoleculares disminuyen, y con ellas, la viscosidad.

En los gases, al contrario, la causa más importante de la viscosidad es la transferencia de cantidad de movimiento, por lo que al incrementarse la temperatura, se incrementa su viscosidad.



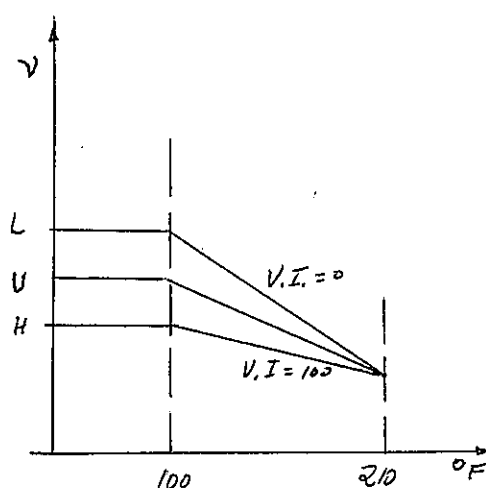
La variación de la viscosidad con la temperatura se dan = siempre a base de gráficos o tablas, para los diferentes tipos de aceites.

Sin embargo, también se han desarrollado algunas expresiones teóricas, para definir tal variación. Una de ellas da la viscosidad en función de dos constantes  $\alpha$  y  $\beta$ , relacionadas con los coeficientes de dilatación lineal ( $\alpha$ ) y superficial ( $\beta$ ).

$$\eta = \eta_0 \frac{1}{1 + \alpha \cdot T^2 + \beta^2 \cdot T^2}$$

En la práctica, y para los aceites minerales, se da el = llamado " índice de viscosidad", (V.I.) debido a Dean y Davics (1 929, USA).

Con este índice se compara un aceite mineral cualquiera con otros dos de referencia, que son los de Pensilvania ( que presentan poca variación con la temperatura, y al que asignó V.I. = 100) y los del Golfo ( gulf coast , que sufren gran variación de la viscosidad con la temperatura , y a los que asignarón V.I. = 0). En consecuencia para los aceites conocidos entonces, los índices de viscosidad deberían estar comprendidos entre 0 y 100.

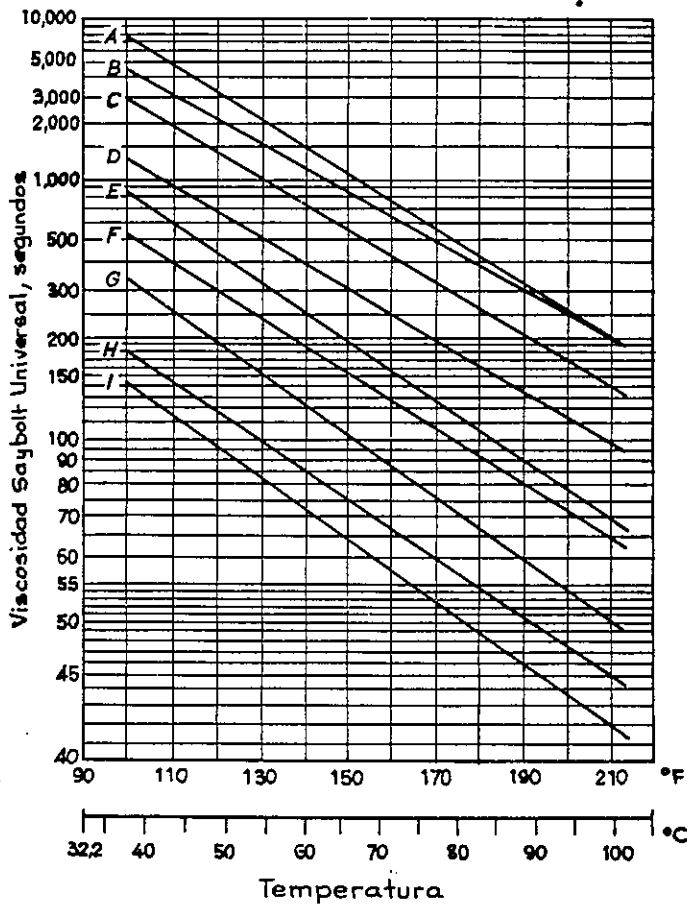


Si  $v = L$  y  $v = H$  son las viscosidades cinemáticas de los aceites de menor y mayor variación con la temperatura, respectivamente, medida a 100 °F, y que presentan la misma viscosidad a 210°F, el índice de viscosidad de cualquier otro lubricante se calcula in-

mediatamente:

$$V.I. = \frac{L - U}{L - H} \times 100$$

Las tablas muestran algunos valores de la variación de la viscosidad Saybolt, con la temperatura.



- A: SAE 160
- B: Aceite para engranajes.
- C: SAE 110
- D: Avión 1 006
- E: SAE 40
- F: SAE 30
- G: SAE 20
- H: SAE 10
- I: Aceite para turbinas.

Variación de la viscosidad con la presión.-

Cuando la presión se incrementa sobre un fluido, las moléculas se acercan, y las fuerzas intermoleculares aumentan.

En consecuencia, tanto en líquidos como en gases, la viscosidad = aumenta con la presión.

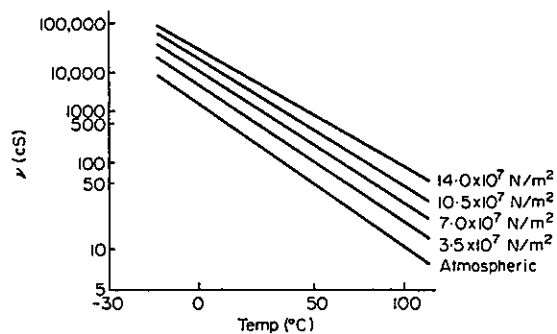
A muy altas presiones, los lubricantes líquidos llegan a comportarse como los lubricantes sólidos.

La variación de la viscosidad con la presión ( de gran importancia en la lubricación elastohidrodinámica) puede darse, analíticamente por la expresión

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p}$$

siendo  $\eta_0$  la viscosidad a la presión atmosférica y  $\alpha$  un valor característico de cada aceite.

En la gráfica adjunta puede verse la variación de la viscosidad absoluta con la presión, para el aceite SAE 40 ( A diferentes temperaturas)



## 2.2.1.2.- PROPIEDADES FISICAS DE LOS LUBRICANTES.

Refiriendonos al caso más general de lubricantes líquidos de origen mineral ( aceites), pueden mencionarse

### a.- Densidad relativa:

Definida como la densidad del aceite dividida por la densidad del agua, a la misma presión y temperatura.

En la industria del petróleo, suele darse a 60°F, y para tales aceites suele oscilar entre 0.85 y 0.95

### b.- Calor específico y conductividad térmica:

Son propiedades importantes cuando el aceite ha de actuar como refrigerante o como medio de transporte de calor.

La mayoría de los aceites minerales tienen un calor específico entre 0.44 y 0.48 Kcal/Kg y una conductividad térmica de  $K = 3 \times 10^{-4}$  cal/cm-s-°C

### c.- Acidez y alcalinidad:

La acidez de un aceite se expresa por el peso de NaOH, en miligramos, que se requieren para neutralizar 1 gramo de aceite.

En algunos aceites un cierto grado de alcalinidad es introducido para conferirle propiedades especiales ( por ejemplo, en motores de combustión, para neutralizar la acidez del combustible que puede diluirse en el aceite)

La alcalinidad se expresa por el número de miligramos de KOH que equivalen al alcali presente en 1 gramo de aceite.

### d.- Estabilidad a la oxidación:

Los aceites minerales, por lo general, no son muy activos = químicamente ( y ello constituye una de sus ventajas) pero pueden oxidarse cuando se exponen al oxígeno puro o al aire a elevadas temperaturas. En general, la oxidación incremen-

ta la viscosidad y los depósitos insolubles en las superficies de los cuerpos lubricados.

e.- Punto de inflamación:

Es la temperatura a la cual los vapores emitidos por el fluido se inflaman en presencia de una llama.

f.- Punto de combustión:

Es la temperatura a la cual arde sin interrupción, (por lo menos durante 5 seg ), la masa del aceite.

g.- Porcentaje de <sup>coquización</sup> cognización:

Los aceites sometidos a altas temperaturas pero sin oxígeno = para arder, se carbonizan, produciendo una especie de Cook, que perjudica a los órganos lubricados.

Para determinar esta tendencia se hace arder el aceite en una atmósfera limitada, según el ensayo Conradson.

h.- Punto niebla:

Es la temperatura a la cual comienza la cristalización de la = parafina presente en un aceite ( el nombre lo recibe de que = precisamente el aceite adopta la apariencia de tener una especie de niebla espesa en su interior)

i.- Punto de congelación:

Es la temperatura a la cual solidifica el lubricante.

En la práctica se determina enfriando progresivamente el lubricante, dentro de un tubo standard. La temperatura a la cual = puede ponerse el tubo horizontal, sin que durante 5 segundos se deforme la superficie del lubricante, se denomina " punto de congelación aparente, o punto de derrame".

El punto efectivo de congelación es aquel en que toda la masa del lubricante se ha convertido en un cuerpo sólido.



j.- Punto de descongelación:

Es la temperatura a la cual queda libre una pieza pesada, bloqueada por el lubricante en el momento de su congelación.

k.- Poder anticorrosivo:

Es la capacidad que tiene un aceite de proteger de la oxidación a los órganos lubricados.

l.- Poder detergente:

Capacidad del aceite para mantener en suspensión partículas (tales como los residuos de desgaste, coquizaciones, etc.)

m.- Poder demulsionante:

Capacidad del aceite para no formar emulsión con el agua (en muchas máquinas, el aceite entra en contacto con agua y/o vapor - potabilizadoras-, por lo que debe tener buena capacidad para "desprenderse" de ella rápidamente, antes de recircular lo de nuevo).

A veces se busca esta propiedad, como en algunos aceites de corte.

n.- Poder antiespumante:

Capacidad del aceite para no formar espuma, es decir, para no emulsionar aire (este fenómeno es siempre perjudicial, pues elimina el aceite de la superficie a lubricar, en el interior de la burbuja)

o.- Poder de resistir fuertes presiones:

Capacidad del aceite para resistir presiones elevadas, que se presentan en muchos elementos de máquina, como rodamientos, engranajes, etc.

2.2.2.- CARACTERISTICAS EXTRINSECAS.

Son aquellas que dependen, no solamente del lubricante en si mismo, sino de este y del órgano a lubricar.

Entre ellas destacan la untuosidad, el poder lubricante y la tensión de fuga, el conjunto de las cuales da idea de como se forma la película lubricante sobre un elemento lubricado.

### 2.2.2.1.- UNTUOSIDAD. PODER LUBRICANTE.

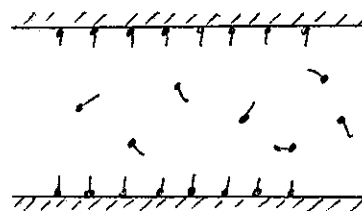
#### Untuosidad:

Es la adhesividad entre las moléculas del lubricante y la capa externa del órgano lubricado.

Cualitativamente se observa tomando una gota de aceite entre los dedos, e intentando separar estos. Cuanto más untuoso es el aceite, más " se pega".

La untuosidad es la que permite que la película de aceite se mantenga " pegada" al órgano lubricado, siendo fundamentalmente en casi todos los sistemas de lubricación.

La adhesión untuosa se explica porque las moléculas que se encuentran en contacto con la superficie del sólido se orientan y polarizan sobre aquellas y a-



caban formando una capa, pegada a la pared, en la que las moléculas del lubricante se comportan como si tuvieran mayor rigidez que las de las capas intermedias. ( Ello equivale a un aumento aparente de la viscosidad en las proximidades de la superficie)

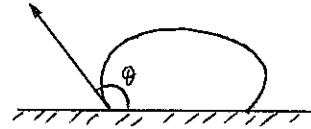
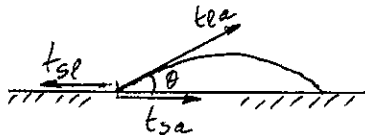
La untuosidad no se puede medir cuantitativamente, pues no es una propiedad característica del aceite, sino del par aceite-órgano lubricado.

#### Poder lubricante libre: tensión de fuga.

Otra de las características de un lubricante en contacto con un sólido es la facultad que presenta el primero para " extenderse", para "mojar" la superficie de aquel.

Al poner una gota de dos lubricantes diferentes ( o de agua y aceite) sobre una superficie plana de un material ( acero, etc.),

ambas pueden adoptar las formas que se ven en la figura, dependiendo del poder lubricante libre del conjunto.



En la figura de la izquierda se ve un aceite con un gran poder lubricante libre, el cual hace que se extienda sobre el órgano a lubricar. (En caso de rotura de la película lubricante, esta sería recompuesta rápidamente). En la figura de la derecha se observa un lubricante que presenta un bajo poder lubricante, frente al mismo material.

Como es lógico, en la lubricación de órganos de máquinas es importante que el aceite presente siempre un buen poder lubricante libre.

En la figura, si  $t_{la}$  es la tensión superficial líquido-aire,  $t_{sl}$  la tensión sólido-líquido y  $t_{sa}$  la tensión sólido-aire, se tendrá, del equilibrio de la gota:

$$t_{la} \cdot \cos \theta + t_{sa} = t_{sl}$$

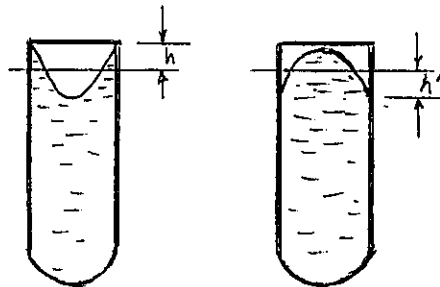
$$\cos \theta = \frac{t_{sl} - t_{sa}}{t_{la}}$$

La diferencia  $t_{sl} - t_{sa}$  se llama tensión de fuga. Cuanto más grande sea, más se extenderá la gota, y mayor poder lubricante tiene el lubricante respecto de ese particular órgano.

Para hallar la tensión de fuga se utiliza el aparato de Richard, que se basa en la medida de la capilaridad del =

lubricante en dos tubos diferentes. Uno igual al órgano a lubricar, y otro ( siempre el mismo) de cristal esmerilado ( que es = poco mojado por los aceites normales)

En este caso,



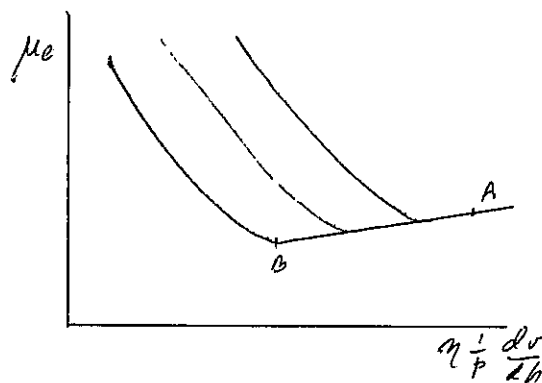
$$h = t_{sl} - t_{sa}$$

$$h' = t_{la}$$

$$\cos \theta = \frac{h}{h'}$$

En las curvas que dan  $\mu_e$  frente a  $\eta \cdot \frac{1}{p} \cdot \frac{dV}{dh}$  el punto inferior de las mismas está relacionado con el mayor poder lubricante = de un aceite ( formación más delgada de la película)

Por tanto, entre varios aceites de similar viscosidad, siempre será preferible el que tenga este punto más bajo.

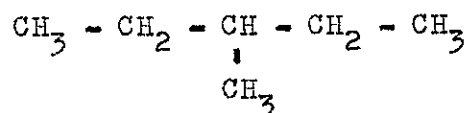


2.2.2.2.- CLASIFICACION Y COMPORTAMIENTO DE LOS LUBRICANTES FRENTE A LOS ORGANOS LUBRICADOS.

Desde el punto de vista lubricante-órgano lubricado, pueden clasificarse los lubricantes en tres grupos:

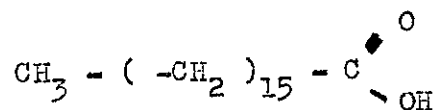
- No reactivos, o neutros ( todos los hidrocarburos, tanto de cadena abierta como cerrada)

Por ejemplo: Parafina



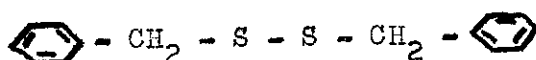
- Lubricantes "untuosos", que son los que contienen largas cadenas de grupos metileno unidos a un grupo polar ( generalmente oxígeno)

Por ejemplo: Estearico



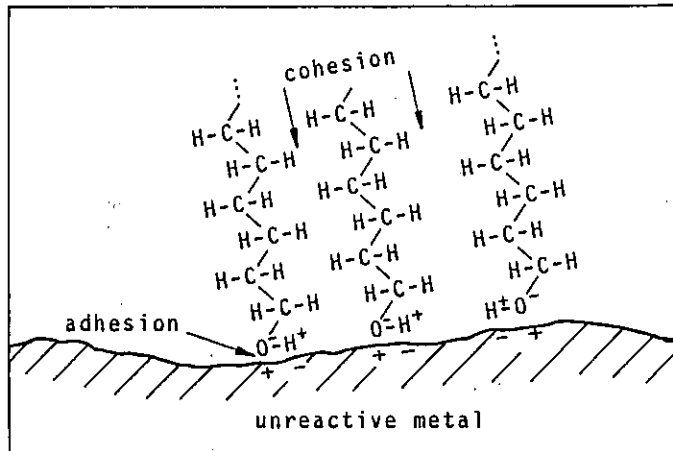
- Lubricantes de extrema presión (EP) que son los que contienen átomos de fósforo, azufre o cloro, además de oxígeno, zinc, plomo, selenio, etc.

Por ejemplo: Disulfuro de dibenceno



A su vez, los mecanismos de fijación de estos lubricantes a los órganos lubricados son de varios tipos:

- Adsorción física, en las que las moléculas del lubricante son = mantenidas contra la superficie del metal por fuerzas de Van der Waals ( interacciones dipolo-dipolo), de gran poder. Estas moléculas polarizadas contra la superficie forman una pelicula sólida adherida fuertemente



Acido estearico  
con un metal "neutro".

- Adsorción química, en la que las moléculas del lubricante quedan adheridas al órgano lubricado por medio de enlaces químicos que se producen entre ambos. Generalmente no es un proceso totalmente reversible ( como es el caso de la adsorción química ), y la reacción da lugar a = una "pasta" metálica con muy buenas propiedades a cortadura. En la figura se representa la adsorción del ácido estearico = con el óxido de hierro, formandose una película de estearato=ferrico, con un punto de fusión considerablemente más alto que el del acido original ( Fig a)

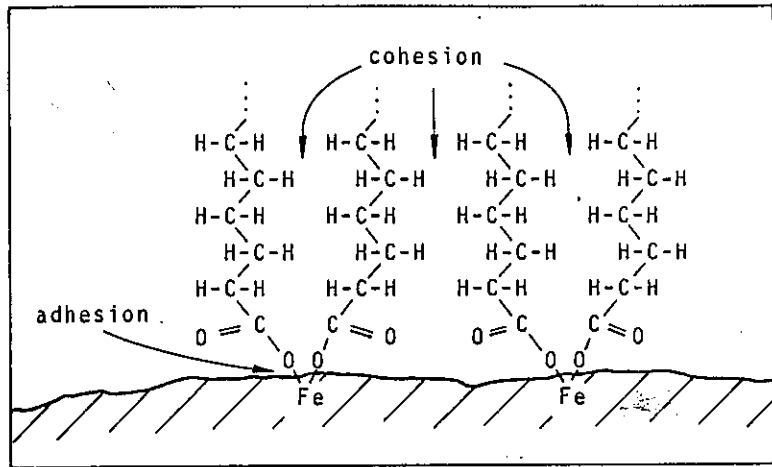


Fig. a

- Reacciones químicas producidas entre lubricantes y órgano lubricado, con la creación de una nueva sustancia que queda interpuesta entre ambos. Tal capa puede ser de espesor ilimitado, y el proceso nunca es reversible. Los productos de reacción, que casi siempre contienen átomos de S, F, Cl, tienen una baja resistencia a la cortadura, buena resistencia para soportar presiones extremas (Fig b)

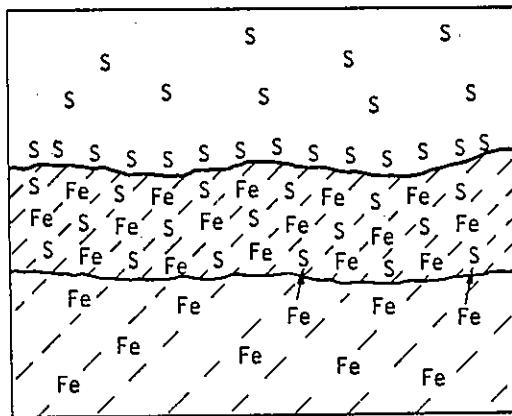


Fig. b



2.3.- ESTUDIO DE LOS LUBRICANTES PASTOSOS O GRASAS.

2.3.1.- DEFINICION, CONSISTENCIA, PUNTO DE GOTEO, SEPARACION DE ACEITE, ESTABILIDAD MECANICA, ESTABILIDAD A LA OXIDACION.

Definición:

Las grasas son una mezcla estabilizada de un líquido lubri-  
cante y un agente de soporte.

En la mayoría de las grasas el líquido lubricante es un aceite mi-  
neral, aunque también se usan lubricantes sintéticos, como silico-  
nas, (particularmente si la grasa ha de operar en condiciones extre-  
mas de temperatura, como en el caso de aplicaciones aeronáuticas)

Los agentes de soporte son jabones metálicos, arcillas y sílice.  
Los principales jabones metálicos de soporte son a base de calcio,  
litio y sodio, en forma de fibras.

La estructura de las grasas es tal que les permite ser autoportan-  
tes, en condiciones estáticas, es decir, que pueden funcionar como  
lubricante y como protector contra la contaminación.

A cortadura, las grasas son un fluido viscoso, pero no newtoniano.  
Sus propiedades, en este sentido, dependen de su uso anterior ( se  
deterioran con el tiempo y con la contaminación)

Consistencia:

Una de las propiedades más importantes de las grasas es su  
consistencia.

Se mide por la penetración de un cono standard en una masa de gra-  
sa mantenida a 25°C., en un período de tiempo de 5 segundos.

Se mide, por tanto, en milímetros.

( Se suelen hacer dos medidas. Una  
en una muestra de grasa virgen, y  
otra en la misma muestra, después  
de un cierto período de trabajo.)

Grade number	Worked penetration range. (Tenths of a millimetre at 25 °C)
000	445-475
00	400-430
0	355-385
1	310-340
2	265-295
3	220-250
4	175-205
5	130-160
6	85-115

Punto de goteo:

Es la temperatura a la cual cae una gota de una taza con un orificio standard. Ello da una indicación del punto de transición del estado sólido al líquido.

Separación de aceite:

Existe una tendencia natural del aceite a separarse del material soporte ( sangrado )

Los ensayos de separación de aceite están normalizados, y consisten en medir el aceite separado de una grasa colocada sobre un papel de filtro, cuando actúa su propio peso, o fuerzas centrifugas ( en máquinas de ensayo rotatorias )

Estabilidad mecánica:

Cuando las grasas se las somete a un trabajo mecánico severo ( rodamientos, engranajes, etc. ) su consistencia puede cambiar considerablemente.

Estabilidad a la oxidación:

La resistencia a la oxidación se mide colocando (tapando) una fina capa de grasa en un recipiente lleno de oxígeno, a una cierta presión y temperatura. El grado de oxidación se determina por la caída de presión después de un tiempo dado.

2.4.- ESTUDIO DE LOS LUBRICANTES SOLIDOS.

2.4.1.- CLASIFICACION: SOLIDOS LAMINARES, SOLIDOS INORGANICOS, PLASTICOS.

Clasificación:

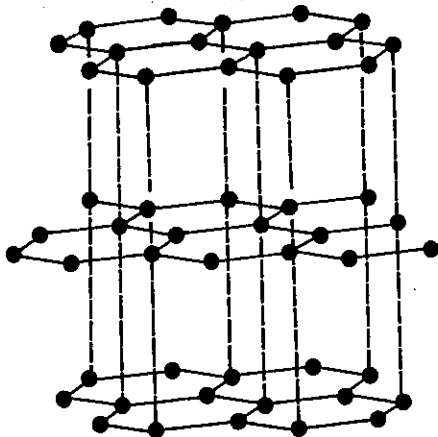
Los lubricantes sólidos pueden dividirse en tres grandes = grupos, que responden a características muy diferentes:

- Sólidos laminares.
- Sólidos inorganicos.
- Plasticos.

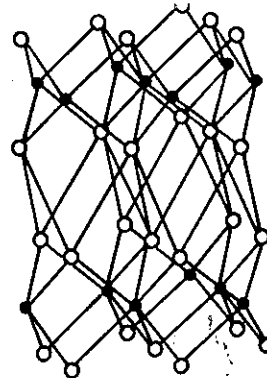
Sólidos laminares:

Un sólido laminar es aquel en el cual los átomos están dispuestos en paralelo, en anchas y espaciadas hojas, o laminas. Los dos más conocidos son el grafito y el bisulfuro de molibdeno, los cuales tienen estructuras como se ven en las figuras.

Grafito



Bisulfuro de molibdeno



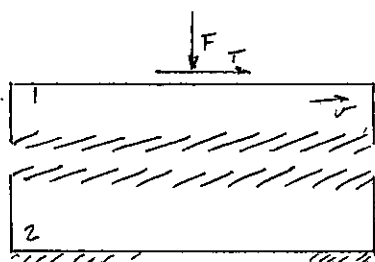
● Molybdenum  
○ Sulphur

Desde muchos aspectos, ambos son excelentes lubricantes, aunque hay otros como bisulfuro de tungsteno, ioduro cadmico y cloruro de cadmio.

No existe aún una teoría única para justificar el comportamiento lubricante de estos materiales.

Se ha observado que todos ellos muestran una capacidad de formar una extraordinariamente adherida capa sobre la superficie que es lubricada, y que después de un cierto período inicial, durante el cual = esta capa se va formando, el rozamiento se establece, exclusivamente, entre láminas del lubricante.

También se ha observado en todos ellos que en ambas láminas adheridas se desarrolla una "orientación preferente" de las mismas, como se muestra en la figura.



Esta orientación reduce las interacciones mecánicas entre las superficies, y con ella la fuerza de rozamiento, pero solo en la dirección de la orientación. En dirección contraria, el coeficiente de rozamiento puede ser mucho más elevado.

En el caso del grafito se supuso durante mucho tiempo que la tensión cortante en planos paralelos a las hojas de los átomos (planos atómicos) era muy baja. Ello permitía a las hojas (formadas por varios planos atómicos) deslizarse al igual que un bloque de cartas de baraja, haciendo que el grafito actuara como un lubricante límite.

Sin embargo, en la segunda guerra Mundial los cojinetes de grafito, instalados en los aviones que volaban a gran altura, se deterioraban rápidamente. Una investigación sistemática demostró que el grafito tenía muy pobres efectos lubricantes en ausencia de vapores = condensables (aunque fuera en muy pequeña cantidad)

Sin embargo, en la segunda guerra Mundial los cojinetes de grafito, instalados en los aviones que volaban a gran altura, se deterioraban rápidamente. Una investigación sistemática demostró que el grafito tenía muy pobres efectos lubricantes en ausencia de vapores = condensables (aunque fuera en muy pequeña cantidad)

(Por ejemplo, exponiendo grafito seco a vapor de agua, a una presión de  $400 \text{ N/m}^2$ , la tasa de desgaste disminuía en 3 órdenes de

magnitud, y el coeficiente de rozamiento, en 5)

Como consecuencia se han presentado explicaciones alternativas, siendo la más aceptada la que se basa en suponer una saturación de las fuerzas de borde ( de superficie) en los cristales por los átomos de vapor, que al quedar retenidos en los vertices del cristal hace que disminuyan las fuerzas atractivas entre los mismos. La adhesión entre cristales vecinos es entonces muy baja, de manera que puede ocurrir con facilidad el deslizamiento.

En el caso del bisulfuro de molibdeno, se ha comprobado que mantienen sus características lubricantes en condiciones de vacío, sin presencia de vapor de agua.

La explicación reciente es similar a la dada para el grafito, solo que las fuerzas de borde en los cristales son contrarrestadas por la fijación de átomos de oxígeno, en lugar de moléculas de vapor de agua.

Al no ser el oxígeno volátil, su efecto persiste, aún en condiciones de vacío extremas.

- Los sólidos laminares se usan de muchos modos:

- Como polvos secos, o dispersos en un fluido. (En el caso del  $S_2Mo$ , su adherencia al órgano lubricado es tan fuerte, que aplicado sobre el mismo puede luego prescindirse de todo el " polvo suelto", quedando solo una delgada lámina, fuertemente adherida, que es suficiente en la mayoría de los casos)
- Como " bloques sólidos" ( como casquillos de cojinetes de fricción)
- Como " película depositada" sobre una superficie metálica, usando resinas orgánicas como aglutinantes

(quedando una lámina 2 veces más gruesa que la del lubricante en polvo)

- Compuestos con metal, mezclados en proporciones adecuadas, para no debilitar el metal, sin dejar poco lubricante.
- Adicionados a grasas.

#### Sólidos inorgánicos:

Se emplean como tales el monóxido de plomo y el fluoruro cálcico.

El primero es un mal lubricante por debajo de los 250°C., pero por encima de esa temperatura, y hasta los 650°C., es mejor lubricante que el  $S_2Mo$ . Puede funcionar hasta los 700°C.

Se usa en capas de depósito cerámicas.

El segundo es el mejor lubricante para temperaturas superiores a los 700°C., manteniendo sus propiedades por encima de los 1000°C.

#### Materiales plásticos:

Tienen un uso cada vez mayor como lubricante sólido.

Los más empleados son el nylon, politetrafluoruro etileno y las láminas fenólicas.

Aparte de sus buenas propiedades como lubricantes, los cojinetes de plástico presentan ventajas adicionales tales como:

- Absorven las vibraciones.
- Tienen un funcionamiento silencioso
- Se deforman fácilmente, adaptándose a los órganos en contacto ( los errores de maquinado, alineación, etc., son mejor absorbidos)
- Tienen unos procedimientos de conformación muy sencillos, tanto por arranque de material como por moldeo
- Son muy baratos.

## 2.5.- ADITIVOS DE LOS LUBRICANTES.

Todos los lubricantes modernos de origen mineral se tratan con aditivos para corregir o darles características especiales. Los aditivos más empleados sirven para mejorar las siguientes características:

- a) El índice de viscosidad.
  - b) El punto de congelación.
  - c) La untuosidad.
  - d) El poder antioxidante y anticorrosivo
  - e) El poder detergente.
  - f) El poder antiespumante.
  - g) El funcionamiento a presiones extremas.
- 
- a) El índice de viscosidad, o sea, la variación de la viscosidad = con la temperatura se aumenta con la adición de polímeros orgánicos que a baja temperatura quedan en suspensión en el aceite como en forma de bolitas de gran movilidad; cuando la temperatura se eleva, se agrupan estas bolitas aumentando con esto la viscosidad del aceite.
  - b) El punto de congelación se rebaja con los mismos polímeros empleados en mejorar el índice de viscosidad, pues son absorbidos por los microcristales de parafina al iniciarse su formación, lo que dificulta su crecimiento, y por tanto la congelación del aceite.
  - c) La untuosidad se mejora con aditivos derivados del aceite de palma, que contiene productos oxigenados y alogenos de gran afinidad con los metales, lo que se traduce en una mejora de la adherencia del lubricante al órgano lubricado.

- d) La oxidación del aceite se evita empleando compuestos sulfofosforados, que actúan fijando el oxígeno e impidiendo su combinación con los hidrocarburos del aceite, además de solubilizar y dispersar los productos de oxidación que puedan haberse producido y formando una capa protectora, sobre los metales, contra la oxidación y corrosión.
- e) Los aditivos detergentes, empleados para limpiar o evitar la acumulación de residuos, están compuestos de un grupo metálico (calcio, bario, magnesio o aluminio), un grupo de unión entre el metal y el cuerpo orgánico ( sulfanato) y un grupo para mejorar la solubilidad de los productos formados en el aceite, constituidos por cadenas de peso molecular elevado. Mantienen en suspensión coloidal, en la masa del aceite, las impurezas.
- f) La formación de espuma se dificulta, en los aceites, con la adición de siliconas, jabón calcico o alcohol etílico, que reducen la tensión superficial del aceite y adelgazan la película que envuelve las burbujas de aire, que se rompen con facilidad.
- g) La resistencia de la lubricación a grandes presiones, se consigue con la adición de compuestos de azufre en mezcla con nafteato de plomo. Ellos forman una película en la superficie de los metales, que sustituye al lubricante en condiciones de extrema presión.



## 2.6.- RECOMENDACIONES PARA LA ELECCION DE LUBRICANTES, INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES DE SERVICIO.

En primer lugar hemos de decidir entre un lubricante líquido, pastoso o sólido. En general, siempre se tenderá a un lubricante líquido.

Tomaremos uno pastoso para órganos imposibles de engrasas con aceites, bien sea por falta de condiciones para que este pueda ser retenido, o bien por la atmósfera de polvo y suciedad en que se encuentra la máquina aconseje la utilización de un lubricante pastoso, que impida la contaminación de los órganos.

Se ha comprobado experimentalmente que a presiones muy altas  $\approx 20\ 000\ \text{Kg/cm}^2$  y más, los lubricantes líquidos se comportan como los lubricantes sólidos o incluso peor. Por tanto, emplearemos un lubricante sólido:

- Cuando se trabaja a temperaturas muy extremas.
- Cuando las condiciones ambientales son muy desfavorables.
- Cuando se desea evitar la contaminación por aceites
- Cuando la superficie de contacto ha de ser conductora de la electricidad.
- Cuando intervienen elevadas presiones unitarias.

Si se ha de emplear un lubricante líquido, hemos de tomar uno que tenga una viscosidad adecuada. Los factores que influyen en la viscosidad, son:

- Velocidad: A grandes velocidades, mejor se mantendrá la película de aceite; por tanto, un aceite de viscosidad baja será adecuado, pues la fricción interna será menor.

Para velocidades muy bajas, el aceite debe ser viscoso

so.

- Carga: Cargas pesadas implican el uso de aceites viscosos. Si la carga es ligera se emplearan aceites de poca viscosidad.
- Temperatura: Si la temperatura de trabajo es elevada se empleará un aceite muy viscoso, ya que al elevarse la temperatura durante el funcionamiento, la viscosidad va a disminuir; lo escogeremos viscoso a pesar = de que la velocidad sea alta y la carga ligera. Inversamente, a temperaturas frias, el aceite debe ser poco viscoso.

En general, podemos ver que las casas fabricantes suministran aceite para multiples usos, donde ya se han combinado todas las propiedades, además de que tienen aditivos, etc.

Así tenemos que se suministran aceites especiales para:

- Mecanizados de metales.
- Cojinetes de fricción.
- Cojinetes de rodamientos.
- Engranajes.
- Vehiculos automoviles.
- Compresores frigorificos.
- Para la industria textil.
- Para turbinas hidraulicas.

#### Influencia de las condiciones de servicio.-

Las condiciones más comunes de trabajo de una máquina que pueden = afectar a los lubricantes, pueden dividirse en tres grupos:

- Contaminación del lubricante por polvo y suciedad ( recipientes del lubricante destapados, polvo sobre la máquina, etc.),

por agua ( condensación en el enfriamiento de la máquina al terminar el trabajo, fugas de los circuitos de refrigeración, ect.), por mezcla con los fluidos para el corte, en máquinas de herramientas, etc. Todos estos contaminantes son perjudiciales y obliga a cambiar el aceite inmediatamente, o en periodos regulares.

- Metodos de aplicación del lubricante. Como veremos mas adelante, el método empleado para lubricar un órgano es decisivo para un correcto funcionamiento, asi como para asegurar el empleo óptimo del lubricante.
- Lugar de aplicación. El lugar de un órgano o máquina donde se aplica el lubricante es muy importante, tanto para la conservación del lubricante mismo, como para la del órgano lubricado.

3.- ESTUDIO GENERAL DE LA LUBRICACION.

3.1.- INTRODUCCION A LOS TIPOS DE LUBRICACION, CURVA DE STRIBECK.

Se entiende por lubricación a la acción de lubricar los órganos de máquinas por los lubricantes.

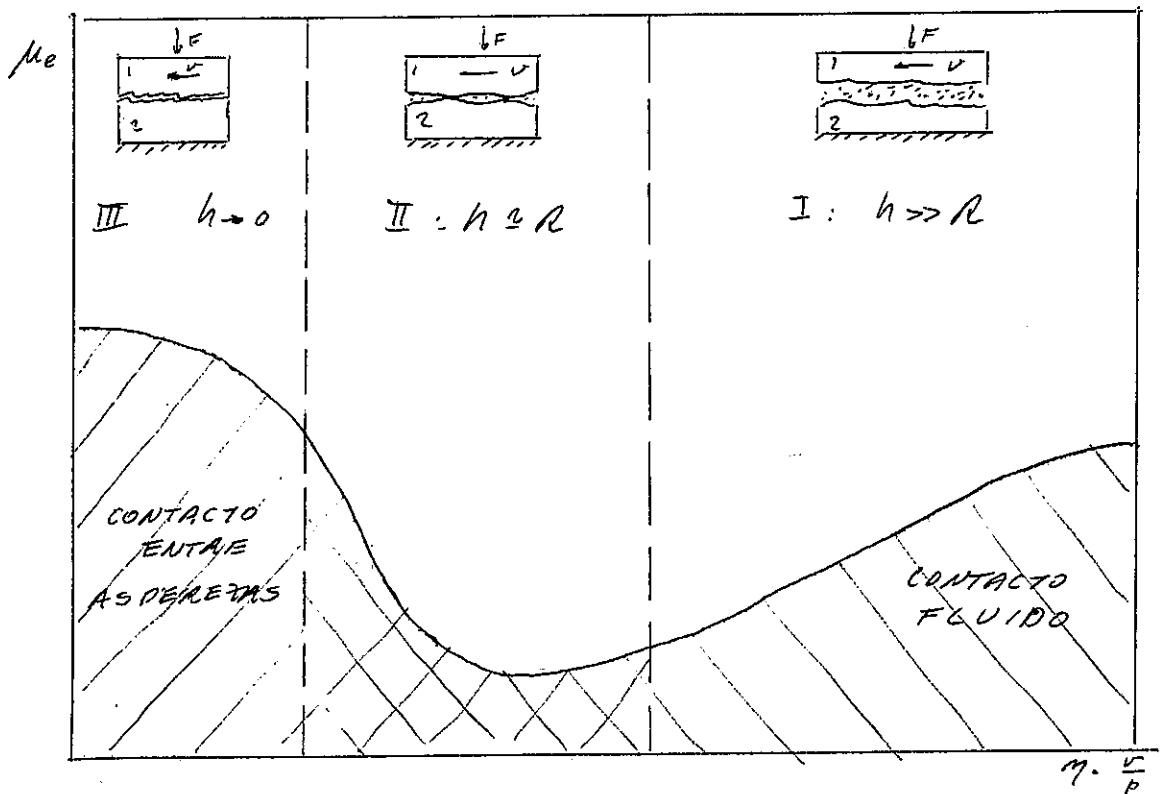
Si representamos de nuevo la curva de Stribeck, como se ve en la figura, podemos apreciar que pueden existir tres modos de lubricación diferentes.

I: Lubricación hidrodinámica ( y un caso particular de ella, que es la elastohidrodinámica, EHD)

II: Lubricación mixta.

III: Lubricación límite.

Aparte de estos tres grupos, relacionados con la curva de Stribeck, también existe un tipo de lubricación diferente a estas, conocida por lubricación hidrostática.



En el régimen I, las superficies de ambos cuerpos están = separadas por una película de lubricante, cuyo espesor  $h$  es mucho mayor que la rugosidad  $R$  media de las superficies.

La resistencia a la fricción es debida ~~sólamete~~ a la fricción interna del lubricante.

Este modo, llamado lubricación hidrodinámica, se estudia empleando los métodos de mecánica de fluidos.

En algunos casos en que los miembros en contacto soportan elevadas presiones ( contactos de Herzt), y las deformaciones de los mismos también son considerables, la lubricación hidrodinámica sigue existiendo, aún cuando con características especiales. Ello se conoce como lubricación elastohidrodinámica.

Debido a la inexistencia de contacto directo entre ambos cuerpos, no existe interacción entre las superficies, y por tanto, no ocurre desgaste ( en muchos órganos de máquinas lubricados por este procedimiento, el desgaste se debe al contacto directo en los períodos transitorios de arranque y parada, en los cuales, por las especiales condiciones de esta lubricación, la película de lubricante aún no está formada).

En el periodo II, caracterizado respecto del anterior por un decrecimiento de la velocidad, o por un incremento de la carga, la película lubricante se hace más delgada, y la separación entre las superficies es menor. En consecuencia, algunas asperezas empiezan a entrar en contacto, y el régimen pasa a ser mixto, siendo sostenida la carga en parte por el lubricante y en parte por = los contactos entre asperezas,

En consecuencia, la fricción en este régimen se debe a la resistencia interna del lubricante, por un lado, y a la interacción = entre asperezas, por otro.

En consecuencia, también actúan los mecanismos de desgaste ya conocidos. En este período también pueden introducirse algunos casos = extremos de lubricación elastohidrodinámica.

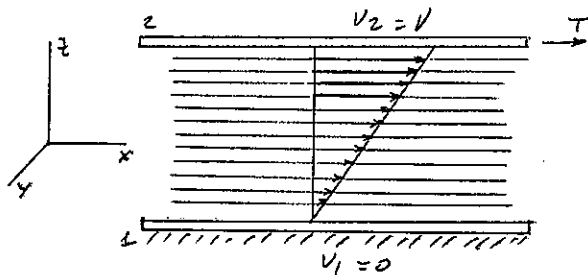
Finalmente, si en las condiciones anteriores se aumenta la carga, o disminuye aún más la velocidad, o la viscosidad del lubricante se toma menor, se entra en el régimen III, caracterizado por un incremento en el número de asperezas en contacto. El espesor de la capa lubricante es mínimo, subsistiendo apenas la capa "untuosa", y desde luego, mucho menor que la rugosidad media  $R$ . ( En realidad, el lubricante solo llena los huecos entre asperezas) . En estas condiciones, el lubricante apenas cuenta ( aparte de considerarle como una capa contaminante más) en los fenómenos de rozamiento y desgaste.

A continuación vamos a realizar un somero estudio de estos tres modos de lubricación, con especial énfasis en los dos primeros, que son los que definen esencialmente del contacto seco, que ya fue analizado con detalle en el tema anterior.

3.2.- ESTUDIO DE LA LUBRICACION HIDRODINAMICA.

3.2.1.- GENERALIDADES.

Tal como se dijo al definir la viscosidad, si tenemos un fluido entre dos placas, y movemos una de ellas con velocidad  $V$ , habrá que aplicar una fuerza  $T$ , obteniéndose una distribución de velocidades como se ve en la figura. ( suponiendo que no hay carga normal aplicada) .



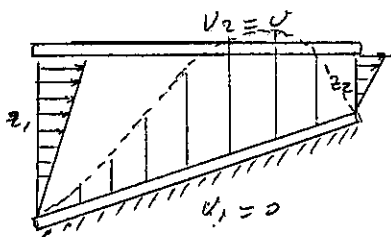
Tendremos:

$$\frac{T}{A} = \eta \frac{V}{z}$$

o en general:

$$\tau = \eta \frac{dV}{dz}$$

Fijemos ahora en el caso de que una de las placas esté inclinada respecto de la otra. ( Supongamos  $\eta = \text{cte}$  ).

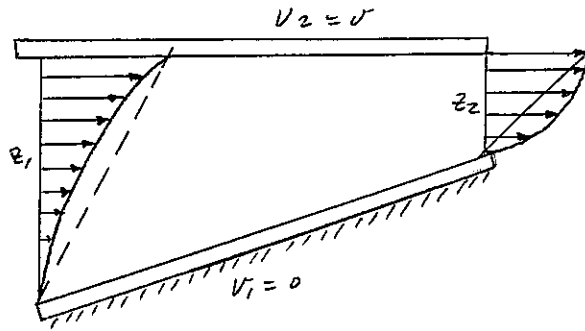


Como  $z_1 > z_2$ , es evidente que la placa móvil de = fluido 2 arrastrará por la sección A una cantidad de fluido mayor que la arrastra a través de la sección por B.

Este exceso de líquido que entra por A eleva la presión entre ambas placas, tal como se muestra por la curva de trazos.

Simultaneamente, al ser el fluido incompresible, el flujo que pa

sa a través de la sección A ha de ser igual q<sub>l</sub> que sale por la sección B. En consecuencia, los perfiles de velocidad se verán modifi-



cados, como se ve en la figura. ( concavo en la entrada y convexo en la salida, ya que la presión interior impide que el perfil en A siga siendo lineal)

Lógicamente, el área bajo cada curva de perfil de velocidad es la misma ( en A y en B).

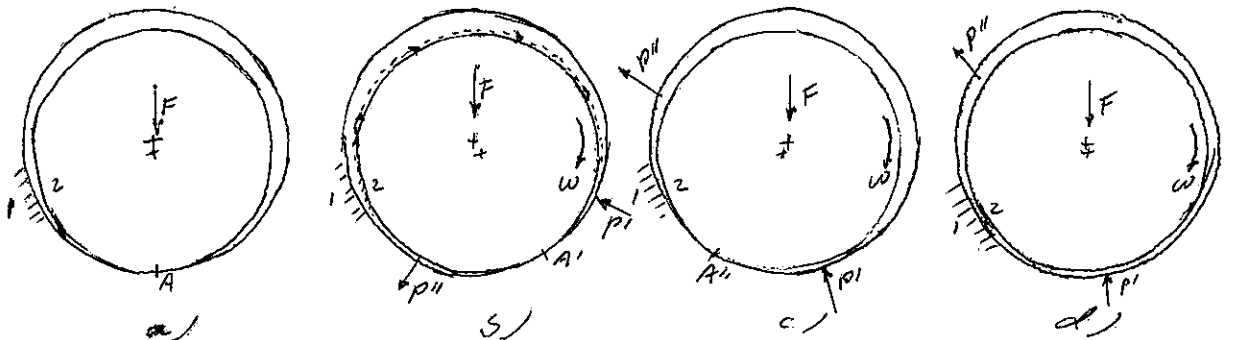
En el caso de existir una carga normal F, la sobrepresión generada será la encargada de soportarla.

En el caso de un cilindro girando dentro de otro, las cosas ocurren de forma muy semejante.

En efecto, supongamos las piezas 1 y 2, cilíndricas, de radios  $R_1$  y  $R_2$  ( $R_1 > R_2$ ), en cuyo interior se encuentra un fluido de viscosidad  $\eta$ , incompresible.

Si 2 soporta la carga F, y sobre el mismo se aplica un momento  $M_2$  ( o la fuerza tangencial T), este se pondrá a girar, arrastrando consigo las capas de lubricante adheridas a su superficie.

El fenómeno, paso a paso, será el siguiente:





19.- Cuando el "gorrón" 2 no gira, descansa sobre el fondo del "cojinete" 1. El contacto es entre asperezas (sobre todo si  $F$  es = alta). En el punto A no hay lubricante, o solo la capa untuosa.

20.- Cuando el gorrón comienza a moverse, primero rodará sin deslizar, en contacto entre asperezas, hasta llegar al punto A'. En esta posición, la fuerza tangencial es mayor que la de rozamiento, y el gorrón comienza a deslizar en el interior del cojinete.

A partir de aquí, el fluido es arrastrado por el gorrón en su giro, lo cual hará que aumente la presión del mismo a la derecha de A' ( $p''$ ). El fluido "extraído" del lado izquierdo de A' quedará a la presión menor ( $p'''$ ).

El conjunto de ambas hará que el gorrón se desplace hacia la izquierda (Figura c)

30.- A medida que vaya aumentando la velocidad  $\omega$ , más fluido = será arrastrado hacia el lado que forma cuña, por lo cual  $p''$  irá aumentando y  $p'''$  disminuyendo.

Llega un momento en que la velocidad  $\omega$  es tal que las presiones  $p''$  y  $p'''$ , sumadas vectorialmente, son capaces de "levantar" el gorrón.

A partir de ese momento, este "flotará" dentro del cojinete. El rozamiento será solamente el debido al interno del lubricante.

Para cada velocidad  $\omega$  se tendrá una posición distante del = centro del gorrón (respecto del centro del cojinete), de forma que cuando  $\omega \approx \infty$ , ambos centros coincidirán. (observese = que esta "flotación" del gorrón se logra sin ningún soporte de fluido desde el exterior)

Como se ve, lo anterior muestra con claridad, en forma intuitiva, el principio de la lubricación hidrodinámica.

En muchos casos, y como veremos a continuación con más formalismo, el espesor de la película lograda ( $h$ ), depende de la viscosidad  $\eta$  del lubricante, de la velocidad relativa de una superficie respecto de la otra, de la carga aplicada normal  $F$ , y de los parámetros geométricos de los cuerpos.

3.2.2.- FORMULAS FUNDAMENTALES.

Son las mismas que rigen el movimiento de cualquier fluido, es decir, las ecuaciones de Navier-Stokes

$$\rho \left[ \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} \right] = \nabla \bar{p} - \rho \nabla \phi + \eta \Delta \bar{v} + (\eta + \eta') \nabla (\nabla \cdot \bar{v})$$

En los casos que más interesan, pueden hacerse las siguientes observaciones:

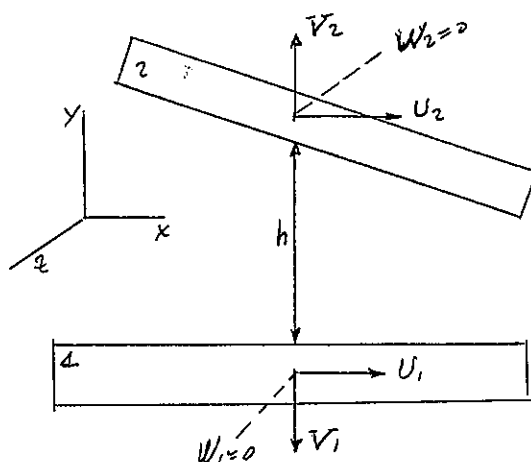
- 1º.- El fluido es incompresible.
- 2º.- El fluido es newtoniano ( flujo laminar)
- 3º.- Las propiedades del fluido las supondremos constantes:  
 $\rho = \text{cte} ; \quad \eta = \text{cte}.$
- 4º.- Los efectos de la inercia y de la turbulencia los supondremos despreciables.
- 5º.- Los sólidos permanecen rígidos.
- 6º.- La capa de lubricante es lo suficientemente estrecha = como para considerar que la presión no varía a través de su espesor.
- 7º.- Las placas son de ancho infinito ( sólidos semiinfinitos)
- 8º.- Las fuerzas exteriores son despreciables, frente a las debidas a la viscosidad.

En base a todas estas consideraciones, la ecuación de Navier-Stokes queda resumida en la siguiente:

$$(1) \quad \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$(2) \quad \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\partial p}{\partial z}$$

( u, v, w son las componentes de la velocidad de un punto del fluido según x, y, z, respectivamente)



Integrando las ecuaciones (1) y (2) respecto de y, y usando las condiciones de contorno:

$$u = U_1 \quad \implies \quad y = 0$$

$$u = U_2 \quad \implies \quad y = h$$

Integrando (1)

$$u = \frac{1}{2\gamma} \frac{\partial \phi}{\partial x} (y^2 - y h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \quad (3)$$

Integrando (2), siendo:

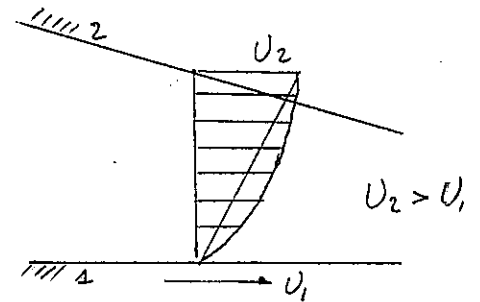
$$w = 0 \quad \implies \quad y = 0$$

$$w = 0 \quad \implies \quad y = h$$

$$w = \frac{1}{2\gamma} \frac{\partial \phi}{\partial z} (y^2 - y h) \quad (4)$$

NOTA: En la ecuación (3), el primer termino expresa la componente de la velocidad u debida a la variación de la presión.

Tal componente varia con  $y^2$ ,  
 Los otros dos terminos son =  
 lineales, y representan la va-  
 riaci3n de  $u$  debida a la velo-  
 cidad relativa entre ambas su-  
 perficies.



La condici3n de continuidad establece que:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$

$$\int_0^h \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dy + \int_0^h \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy + \int_0^h \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dy = 0 \quad (5)$$

queda sustituyendo  $u$  y  $w$  e integrando:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 (U_1 - U_2) \cdot \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} +$$

$$+ 6 \cdot \rho \cdot h \cdot \frac{\partial(U_1 + U_2)}{\partial x} + 12 \cdot \rho \cdot (V_2 - V_1)$$

Si  $U_1 = \text{cte}$  y  $U_2 = \text{cte}$  y adem1s, las superficies de 1 y 2 no se deforman,

$$\frac{\partial(U_1 + U_2)}{\partial x} = 0$$

queda entonces:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho}{\eta} h^3 \frac{dp}{dx} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho}{\eta} h^3 \frac{dp}{dz} \right) = 6 (U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 \rho (V_2 - V_1) \quad (6)$$

que es la ecuación fundamental de la lubricación hidrodinámica  
(Ecuación de Reynolds)

Si el lubricante es incompresible:  $\rho = \text{cte}$

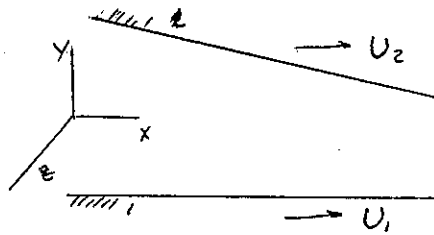
$$(7) \quad \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dz} \right) = 6 (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12(V_2 - V_1)$$

Si se considera que  $\eta = \text{cte.}$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{dp}{dz} \right) = 6 \eta (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \eta (V_2 - V_1) \quad (8)$$

3.2.3.- APLICACION A SUPERFICIES DESLIZANTES SEMIINFINITAS.

3.2.3.1.- PLANO INCLINADO.



Si suponemos que  $p$  no varía con  $z$ , (ancho infinito), y que  $V_1 = V_2 = 0$ , la ecuación(8) puede escribirse:

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6 \eta (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x}$$

Integrando respecto de  $x$ , queda:

$$h^3 \frac{dp}{dx} = 6 \eta (U_1 - U_2) h + cte$$

Llamando  $h^*$  al valor de  $h$  en el cual  $\frac{dp}{dx} = 0$  ( espesor de la película en el punto de máxima presión), queda:

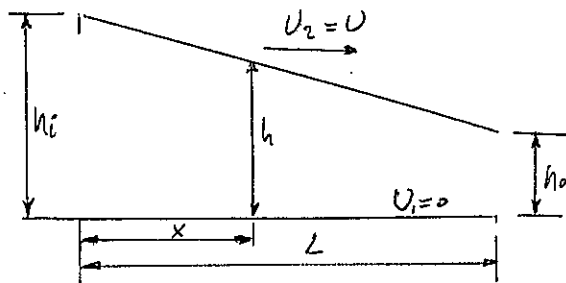
$$0 = 6 \eta (U_1 - U_2) h^* + Cte$$

$$Cte = - 6 \eta (U_1 - U_2) h^*$$

Sustituyendo:

$$\frac{dp}{dx} = 6 \eta (U_1 - U_2) \frac{h - h^*}{h^3}$$

Si se toma para simplificar  $U_1 - U_2 = U$ , tendremos:



$$\frac{dp}{dx} = 6 \gamma U \frac{h - h^{\#}}{h^3}$$

Integrando, tendremos:

$$p = 6 \gamma U \int \frac{h - h^{\#}}{h^3} dx$$

Si  $h_i$  y  $h_o$  son los valores de  $h$  extremos, podremos poner:

$$h = h_o \left( 1 + \frac{n x}{L} \right) \quad \text{siendo} \quad n = \frac{h_i}{h_o} - 1$$

$$p = 6 \gamma U \left[ \int \frac{dx}{h_o^2 \left( 1 + \frac{n x}{L} \right)^2} - \int \frac{h^{\#} dx}{h_o^3 \left( 1 + \frac{n x}{L} \right)^3} \right]$$

$$p = \frac{6 \gamma U}{h_o^2} \left[ -\frac{\frac{L}{n}}{\left( 1 + \frac{n x}{L} \right)^2} + \frac{h^{\#}}{2 h_o} \frac{\frac{L}{n}}{\left( 1 + \frac{n x}{L} \right)^2} + Cte \right]$$

Para calcular los valores de  $h^{\#}$  y de la constante, tendremos en cuenta las siguientes condiciones de contorno:

$$\text{para } x = 0 \quad \implies \quad p = 0$$

$$\text{para } x = L \quad \implies \quad p = 0$$

que llevadas a la ecuación anterior nos da:



$$\begin{cases} 0 = 6 \gamma U \left[ -\frac{L}{n} + \frac{h^*}{2h_0} \frac{L}{n} + Cte \right] \\ 0 = 6 \gamma U \left[ -\frac{\frac{L^2}{n}}{1+n} + \frac{h^*}{2h_0} \frac{\frac{L}{n}}{(1+n)^2} + Cte \right] \end{cases}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen:

$$h^* = -2 h_0 \frac{(1+n)}{2+n}$$

$$Cte = \frac{L}{n(2+n)}$$

Sustituyendo, finalmente queda:

$$p = \frac{6 \gamma U L}{h_0^2} \frac{n \frac{x}{L} \left(1 - \frac{x}{L}\right)}{(2+n) \left(1 - \frac{n x}{L}\right)^2}$$

- La capacidad de carga vendrá dada por:

$$F = \int_{x=0}^{x=L} p \cdot dx = \frac{6 \gamma U L^2}{h_0^2} \left[ \frac{\ln(1+n)}{n^2} - \frac{2}{n(2+n)} \right]$$

$$F = \frac{6 \gamma U L^2}{h_0^2} \cdot K$$

siendo  $K$  un valor que depende de las características geométricas  $h_i$  y  $h_o$ .

Si hacemos  $\frac{dK}{dn} = 0$ , podemos encontrar los valores máximos de  $n$ , para lograr la máxima capacidad de carga.

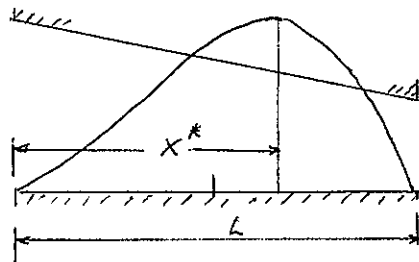
Ello ocurre para  $n \approx 1.2$ ;  $K = 0.0267$ .

Conocido  $n$  puede hallarse  $h^*$  ( $h^* = 2 h_o \frac{1+n}{2+n}$ ) y luego la cota  $x^*$  del centro de presiones.

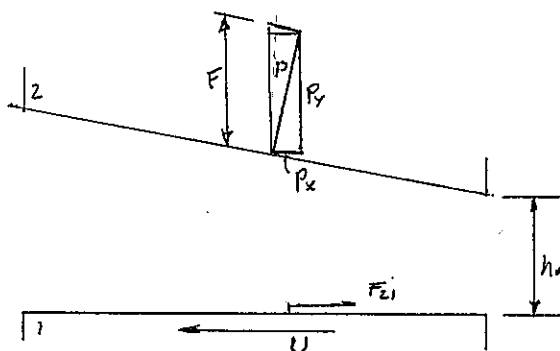
$$h^* = h_o \left( 1 + \frac{n K^*}{L} \right) \implies \frac{x^*}{L} = \frac{1}{2+n}$$

$\frac{x^*}{L}$  varía entre  $\frac{1}{2}$  para  $n = 0$  y  $0$ , para  $n = \infty$

En consecuencia,  $x^*$  cae siempre en la segunda mitad de la placa



- Para obtener el valor de la fuerza de rozamiento procederemos del modo siguiente:



$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy}$$

$$F_{21} = \int_0^L \gamma \cdot \left( \frac{du}{dy} \right)_{y=0} dx$$

$$F_{12} = \int_0^L \gamma \cdot \left( \frac{du}{dy} \right)_{y=h} dx$$

Como

$$u = \frac{1}{2\gamma} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - y h) + \frac{h-y}{h} \cdot U_1 + \frac{y}{h} \cdot U_2$$

haciendo:

$$U_2 = 0 ; \quad U_1 = U$$

$$u = \frac{1}{2\gamma} \cdot \frac{dp}{dx} (y^2 - y h) + U \left( \frac{h-y}{h} \right)$$

derivando respecto de  $y$ , queda

$$\frac{du}{dy} = - \frac{U}{h} + \frac{1}{2\gamma} (2y - h) \frac{dp}{dx}$$

para  $y = 0$

$$\left( \frac{du}{dy} \right)_{y=0} = - \frac{U}{h} - \frac{h}{2\gamma} \cdot \frac{dp}{dx}$$

para  $y = h$

$$\left( \frac{du}{dy} \right)_{y=h} = - \frac{U}{h} + \frac{h}{2\gamma} \cdot \frac{dp}{dx}$$

Sustituyendo:

$$F_{21} = \int_0^L \gamma \left( -\frac{U}{h} - \frac{h}{2\gamma} \frac{dp}{dx} \right) dx$$

Come

Como  $h = h_0 \left( 1 + \frac{n x}{L} \right)$ , queda:

$$F_{21} = \int_0^L - \frac{\gamma \cdot U}{h_0 \left( 1 + \frac{n x}{L} \right)} \cdot dx - \int_0^L \frac{h \cdot \frac{dp}{dx}}{2} \cdot dx$$

$$F_{21} = \left[ - \frac{\gamma \cdot U \cdot \frac{L}{n} \cdot \ln \left( 1 + \frac{n x}{L} \right) \right]_0^L - \frac{1}{2} \left[ (h p)_0^L - \int_0^L p \cdot \frac{dh}{dx} \cdot dx \right]$$

Como  $p = 0$  para  $x = 0$  y  $x = L \implies (h p)_0^L = 0$

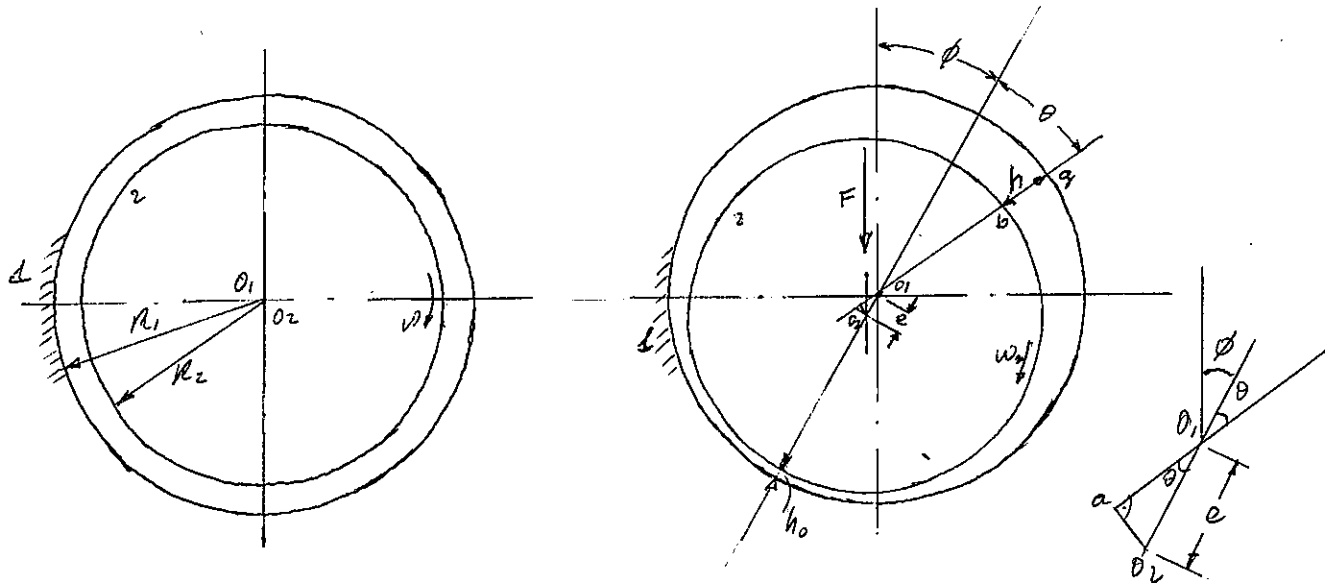
$$p \frac{dh}{dx} = dP_x \implies \int_0^L dP_x \cdot dx = P_x$$

$$F_{21} = \frac{P_x}{2} - \frac{\gamma \cdot U \cdot L}{n \cdot h_0} \cdot \ln(1 + n)$$

En forma similar

$$F_{12} = - \frac{P_x}{2} - \frac{\gamma \cdot U \cdot L}{n \cdot h_0} \cdot \ln(1 + n)$$

3.2.3.2.- GORRÓN Y COJINETE.



En las figuras puede verse un cojinete de este tipo, antes de aplicarle la carga  $F$ , y después de aplicársela.

En el primer caso, al moverse con velocidad  $\omega$ , los centros de gorrón y cojinete coinciden.

Al aplicar la carga  $F$ , el centro del gorrón se desplaza, con lo cual se forma la cuña de aceite y se origina una sobrepresión ( a la derecha de la línea de centros) y una depresión ( a la izquierda) que permiten soportar la carga aplicada.

Como se observa, en la posición de equilibrio, la línea de centros está desplazada, respecto de la línea de carga, el ángulo  $\phi$ .

Llamando  $C$  a la diferencia entre los radios, u holguras del cojinete

$$C = R_1 - R_2$$

si  $e$  es la excentricidad adquirida ( en unas condiciones de carga y movimiento) llamaremos razón de excentricidad, o excentricidad relativa al número adimensional

$$\epsilon = \frac{e}{C}$$

Obviamente,

$$\epsilon = 0 \implies e = 0 \implies \text{Concentricidad}$$

$$\epsilon = 1 \implies e = C \implies \text{Contacto entre superficies}$$

Además, el espesor mínimo de película  $h_0$  será

$$h_0 = C - e = C - \epsilon C = C (1 - \epsilon)$$

El espesor  $h$  en cualquier otro punto ( dado por el ángulo  $\theta$ , medido a partir de la línea de centros, donde se encuentra  $h_0$  ) ( medido en un radio desde  $O_1$  ) será:

De la figura anterior:

$$h = ag - ab$$

$$\begin{cases} ag = aO_1 + O_1g = e \cos \theta + R_1 = e \cos \theta + R_2 + C \\ ab = \sqrt{(O_2b)^2 + (O_2a)^2} = \sqrt{R_2^2 + e^2 \sin^2 \theta} \approx R_2 \quad (\#) \end{cases}$$

$$(\#) \text{ Pués } e \ll R_2 \implies e^2 \cdot \sin^2 \theta \approx 0$$

Luego:

$$h = e \cos \theta + R_2 + C - R_2 = e \cos \theta + C = C (1 + \epsilon \cos \theta)$$

Sustituyendo este valor en la ecuación de Reynolds, suponiendo = que  $p$  no varia con  $z$  y que  $V_2 = V_1 = 0$ , queda, si además hacemos  $x = R_2 \theta \approx R \theta$  y  $U_1 - U_2 = U$

$$\frac{d}{d(R\theta)} \left( h^3 \cdot \frac{dp}{d(R\theta)} \right) = 6 \cdot \eta \cdot U \cdot \frac{dh}{d(R\theta)}$$

Integrando respecto de  $\theta$  y operando queda:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{6 \eta R U}{c^2} \frac{1}{(1 + \epsilon \cos \theta)^2} + \frac{h'''}{c (1 + \epsilon \cos \theta)^3}$$

siendo  $h'''$  el espesor de la película en el punto de máxima presión (valor desconocido)

Para integrar esta ecuación se requiere conocer las condiciones de contorno.

En principio, si no hay "caída lateral de presión", por ser el cojinete de ancho infinito, podemos suponer que

$$p'_{\theta} = p_{\theta} + 2\pi$$

lo cual no nos sirve de mucho.

En la práctica, la única presión de referencia puede ser la de introducción de lubricante en el cojinete,  $p_0$ , y suponer que esta es la presión más baja. Naturalmente habría que ver en que posición  $\theta$  se da este valor.

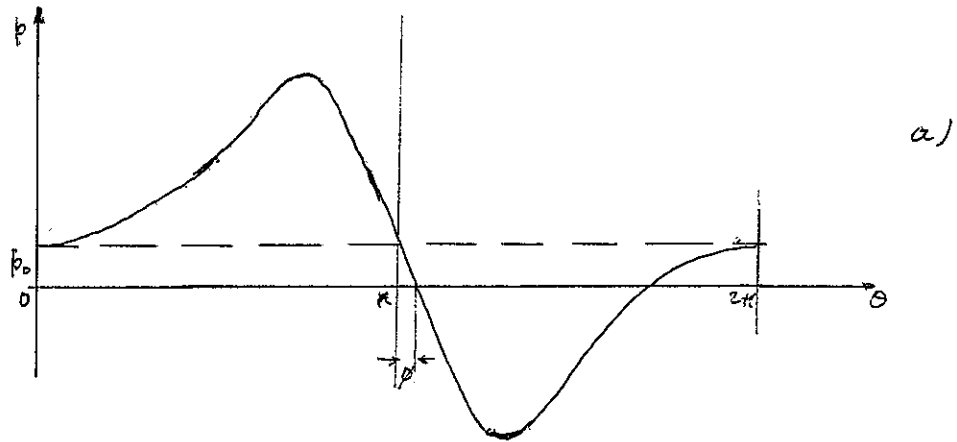
Sommerfeld, que fué quien primero obtuvo una solución para esta = ecuación, supuso que

$$p = p_0 \quad \text{para } \theta = 0 \text{ y } \theta = 2\pi$$

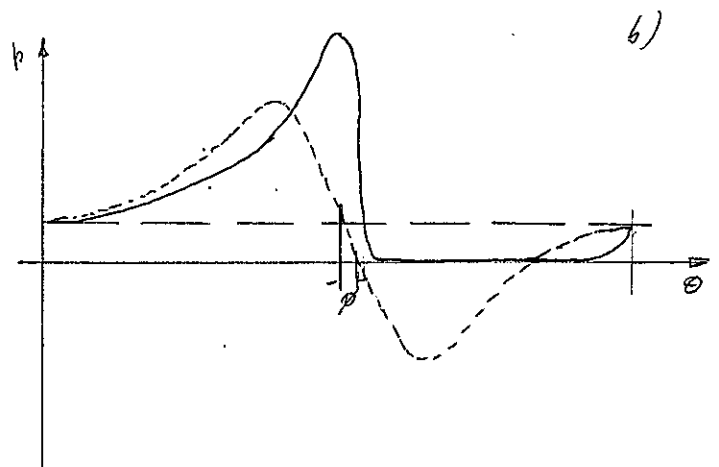
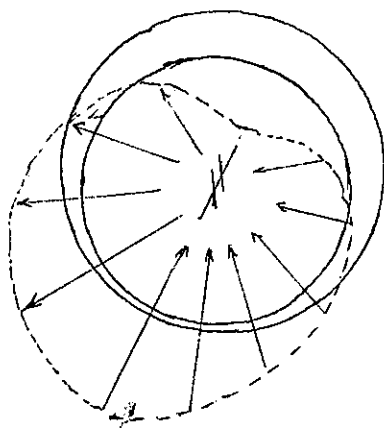
Según esto, calculó:

$$p = p_0 + \frac{6 \cdot \eta \cdot U \cdot R \cdot \epsilon \cdot \operatorname{sen} \theta (\epsilon + \epsilon \cos \theta)}{c^2 (2 + \epsilon^2) (1 + \epsilon \cos \theta)^2}$$

Tal ecuación responde a una gráfica como la mostrada en la figura.



En ella se ve que la parte de "cuffa divergente", a la izquierda de la línea de centros en el sentido del giro, las presiones se hacen negativas, lo cual ayuda a la sustentación del gorrón.

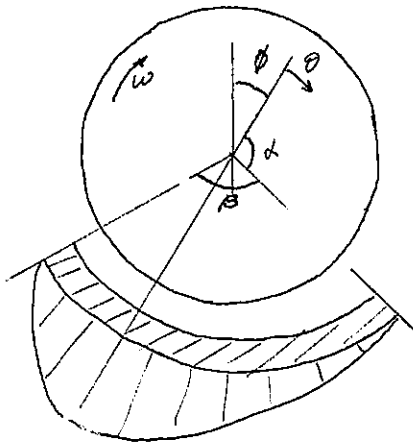


Sin embargo, esta depresión origina el fenómeno de cavitación, por lo que en realidad las presiones negativas no contribuyen mucho a soportar la carga. El cojinete teórico de Sommerfeld está sobredimensionado, y una distribución más real de presiones se tiene en la figura (b).

Debido a esto, pueden ser contruidos cojinetes de este tipo partidos, como se ve en la figura (c) (especialmente, cuando van a trabajar con  $F$  y  $\omega$  constantes)

En ellos pueden aplicarse las mismas ecuaciones anteriores (Reynolds), solo que en este caso las condiciones de contorno son más





$$p = 0 \text{ para } \theta = \alpha$$

$$p = 0 \text{ para } \theta = \alpha + \beta$$

La capacidad de carga de estos =  
cojinetes puede hallarse inte -  
grando el valor de p entre 0 y =  
 $2\pi$ , usando la ecuación anterior.

Sin embargo, en la práctica se recurre a expresar la capacidad =  
de carga en función del número de Sommerfeld S, que es un parametro  
dimensional dado por

$$S = \frac{\eta \cdot \omega}{F} L D \left(\frac{R}{C}\right)^2$$

siendo:

$\eta$  = viscosidad.

$\omega$  = velocidad de giro en rad/seg

L = Longitud del cojinete.

D = diámetro del cojinete

R = Radio del gorrón

C = Radio cojinete - radio gorrón.

En base a este número, la capacidad de carga ( carga por unidad de  
longitud) será:

$$\frac{F}{L} = \left(\frac{1}{S}\right) \cdot \eta \cdot \omega \cdot D \cdot \left(\frac{R}{C}\right)^2$$

NOTA: Los valores de S también varían con el ángulo de centros  $\phi$

Existen tablas que dan estas relaciones

La fuerza de rozamiento, o mejor, el par de rozamiento, se calcula como en el cojinete plano, sin más que cambiar la coordenada  $x$  por  $R\theta$ ;  $dx = R \cdot d\theta$

Según esto, podemos poner

$$M_{21} = F_{21} \cdot R_1 = \int_0^{2\pi} \eta \left( -\frac{U}{h} + \frac{h}{2\eta} \cdot \frac{dp}{R_1 \cdot d\theta} \right) \cdot R_1^2 \cdot d\theta$$

$$M_{12} = F_{12} \cdot R_2 = \int_0^{2\pi} \eta \left( -\frac{U}{h} - \frac{h}{2\eta} \cdot \frac{dp}{R_1 \cdot d\theta} \right) \cdot R_2^2 \cdot d\theta$$

Las soluciones, suponiendo la contribución de las presiones negativas, son:

$$M_{21} = - \frac{4 \cdot \eta \cdot U \cdot \pi \cdot R^2}{c} \frac{(1 - 2 \epsilon^2)}{(2 + \epsilon^2) (1 - \epsilon^2)^{1/2}}$$

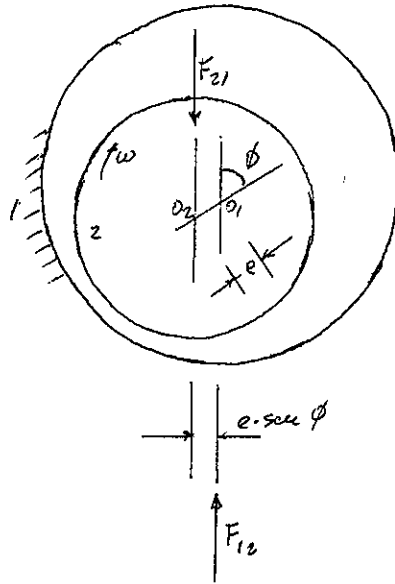
$$M_{12} = \frac{4 \cdot \eta \cdot U \cdot \pi \cdot R^2}{c} \frac{(1 - \epsilon^2)^{1/2}}{2 + \epsilon^2}$$

En el caso más normal, de no considerar tales presiones negativas, se llega a expresiones más complejas en función del número de Sommerfeld.

$$M_{21} = - \frac{F \cdot C \cdot \epsilon \cdot \text{sen } \phi}{2} - \frac{2 \pi^2 \cdot S \cdot F \cdot C}{(1 - \epsilon^2)^{1/2}}$$

$$M_{12} = - \frac{F \cdot C \cdot \epsilon \cdot \text{sen } \phi}{2} + \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot S \cdot F \cdot C}{(1 - \epsilon^2)^{1/2}}$$

en las cuales se ha considerado el momento adicional debido a la =  
excentricidad de la carga F



### 3.2.5.- CORRECCIONES DE LOS VALORES TEORICOS POR VARIACIONES DE LA PRESION Y POR TAMAÑO FINITO.

En todo lo visto hasta ahora se han supuesto los cojinetes de longitud infinita, así como que la viscosidad era constante. Vamos a ver ahora como influyen estos factores cuando se toman sus valores reales.

#### Variación de la viscosidad.-

Como se dijo al estudiar los lubricantes, en muchos de ellos (especialmente los aceites) la viscosidad variaba con la presión, según la expresión

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p}$$

siendo  $\eta_0$  la viscosidad de referencia y  $\alpha$  un coeficiente tabulado.

En la ecuación de Reynolds vimos que el gradiente de presión ( $\frac{dp}{dx}$ ) era función de la viscosidad  $\eta$ , y dado que tal viscosidad se incrementa con la presión, es fácil comprender que ambos efectos se superponen, con lo cual puede llegarse a valores de  $p$  considerablemente mayores que los calculados para  $\eta = \text{cte}$

#### Variación de las dimensiones.-

Dado que en la práctica el lubricante no solo fluye en la dirección del movimiento (como ocurre en cojinetes de ancho infinito), sino también hacia los lados de este, es lógico pensar que los valores calculados para la distribución de presiones, carga-ortante y fuerzas de rozamiento, han de verse modificados.

En la práctica, ellos se expresan en función de los valores para tamaño infinito, multiplicados por un coeficiente corrector.

Por ejemplo,

$$F_{\text{finito}} = K F_{\text{infinito}}$$

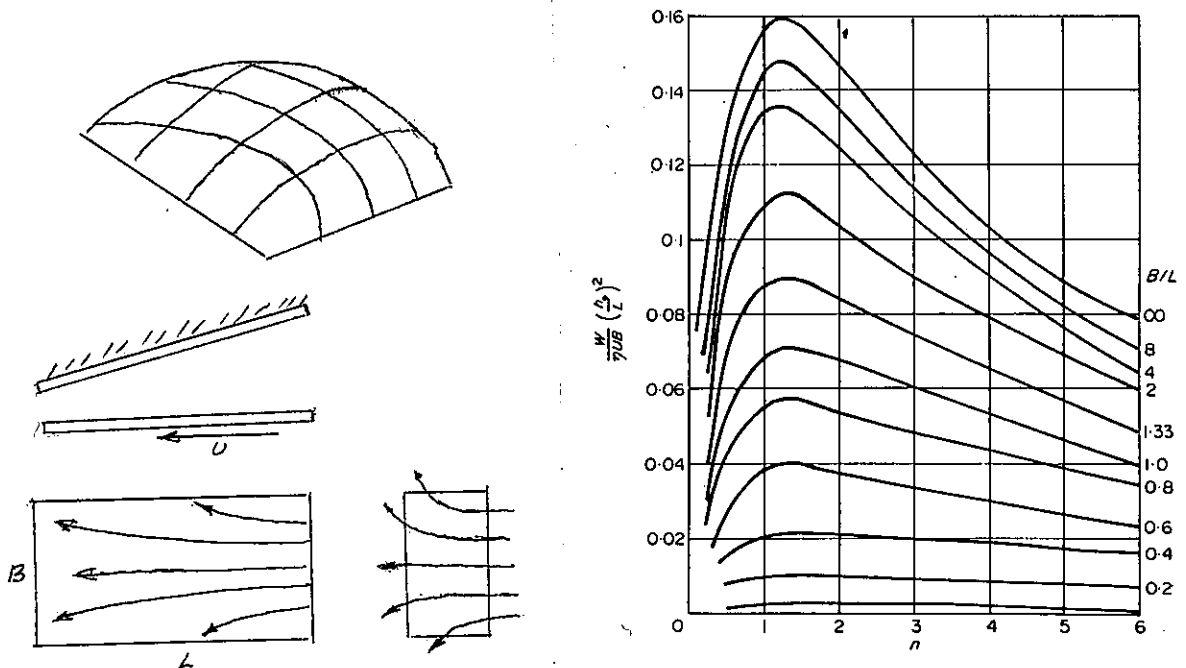
En todo caso, este efecto puede ser tenido en cuenta, para calculos teóricos, no despreciando el término  $\frac{\partial}{\partial z} (h^3 \frac{\partial p}{\partial z})$  en la ecuación de Reynolds.

En este caso, la ecuación de Reynolds quedaría:

$$\frac{\partial}{\partial x} ( h^3 \cdot \frac{dp}{dx} ) + \frac{\partial}{\partial z} ( h^3 \cdot \frac{dp}{dz} ) = 6 \eta ( U_1 - U_2 ) \frac{\partial h}{\partial x}$$

cuya integración es bastante compleja, habiendose obtenido soluciones para algunos casos sencillos, como el de plano inclinado = deslizante y cojinete-gorrón.

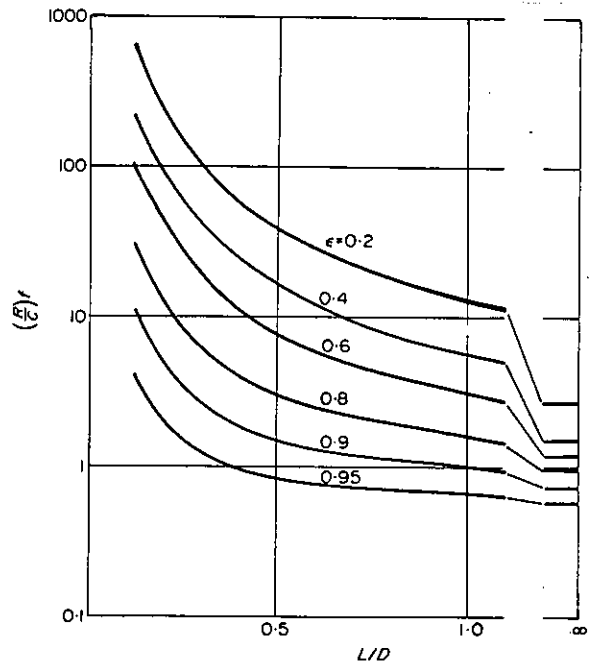
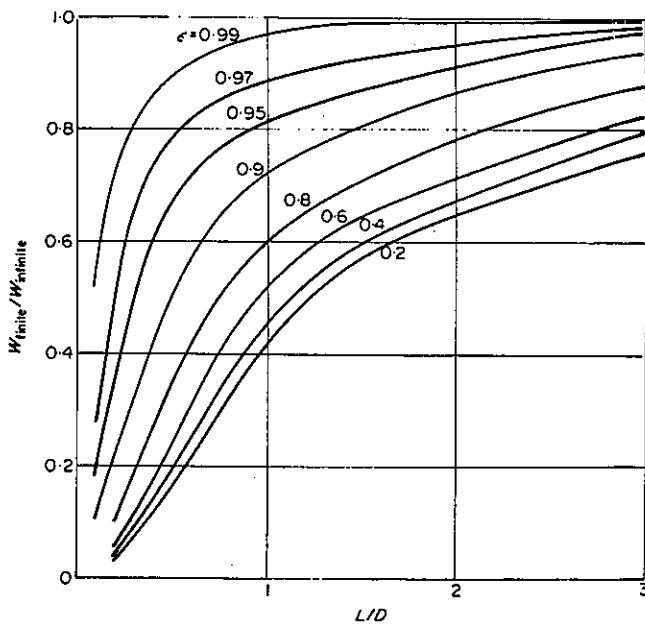
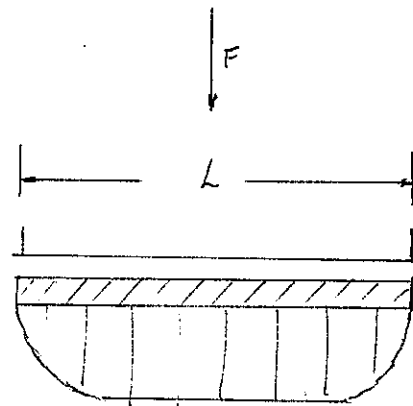
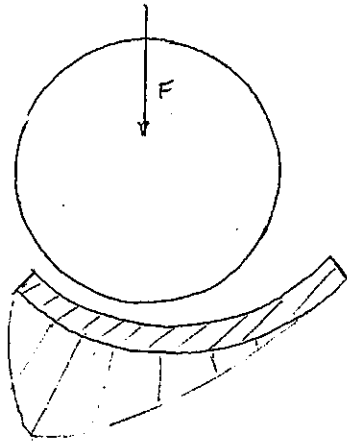
( Para el primer tipo mencionado y tomando una placa cuadrada de L x L, la capacidad de carga se ve reducida a la mitad, adoptando la forma que se ve en la figura.



Para gorrón y cojinete es obvio que cuanto mayor sea su longitud, menor será la " caída de presión lateral ", y mayor su capacidad de carga. Además como en este caso de pérdida de fluido, el coji

nete " reacciona " aumentando su excentricidad, en realidad puede aproximarse a valores de carga próximos a los de longitud infinita.

Sin embargo, dificultades de fabricación y de montaje impide la confección de cojinetes de gran longitud, con lo cual la capacidad de carga nunca puede alcanzar valores tan elevados. Por otra parte, el aumento de la excentricidad lleva a valores de  $h_0$  bajos, con el consiguiente aumento de las pérdidas por rozamiento ( en casos extremos de rozamiento mixto)



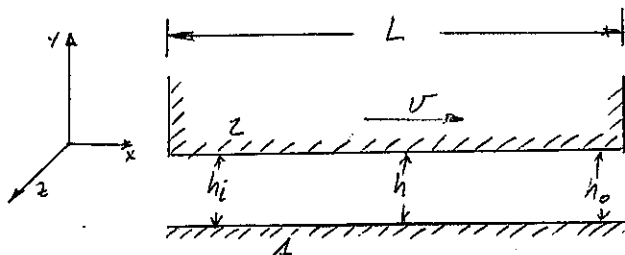
### 3.2.6.- LUBRICACION HIDRODINAMICA ENTRE SUPERFICIES PARALELAS.

Tal como se ha visto, la ecuación de Reynolds indica que si el valor de  $h$  es constante, e igual en todos los puntos, no se puede originar una presión, para soportar la carga  $F$

$$\frac{dp}{dx} = 6 \eta U \left( \frac{h - h^*}{h^3} \right)$$

$$h = h^* \implies \frac{dp}{dx} = 0$$

Sin embargo, la experiencia contradice tal consecuencia teórica, pues el hecho es que dos placas paralelas, con movimiento relativo entre sí, generan un gradiente de presiones de forma que son capaces de soportar una cierta carga.



$$h_i = h = h_o = \text{cte}$$

Las razones para este hecho son varias, y fundamentalmente pueden dividirse en dos grupos.

- Unas inherentes al propio fluido, que no puede considerarse ni incompresible ni con densidad y viscosidad constantes.
- Otras relativas al estado superficial, y a fenómenos de microcavitaciones a él asociado.

Como sabemos, la energía comunicada al lubricante durante el arrastre de la placa móvil se transforma en calor, el cual va elevando la temperatura del lubricante a medida que circula =

por entre las placas. En consecuencia, la viscosidad disminuye (a lo largo del eje x), por un lado, y el volumen del fluido se incrementa, por otro. Este último efecto es el que más contribuye de los dos a elevar la presión (cuña térmica), debido a la imposibilidad real de expandirse por estar encerrado entre placas.

La ecuación de Reynolds, para  $\rho$  y  $\eta$  no constantes, puede escribirse ( para flujo unidimensional, y placa infinita)

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\rho \cdot h^3}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 6 U \frac{d(\rho \cdot h)}{dx}$$

Como la variación de la densidad con la temperatura viene dada por

$$\rho = \rho_0 + \alpha_t (t - t_0) + \beta_t (t - t_0)^2 + \dots$$

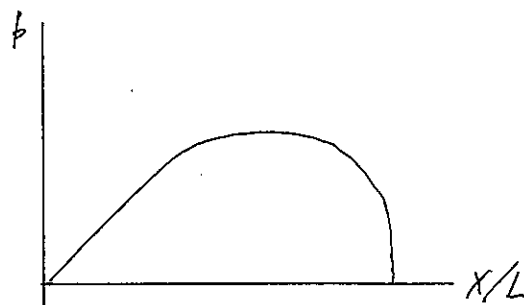
y como además, la contribución al gradiente de presión debido a la viscosidad es mucho más pequeño que el debido al cambio de densidad, podemos poner

$$h = \text{cte} ; \quad \eta = \text{cte} ; \quad U = \text{cte}$$

Integrando la ecuación de Reynolds se obtiene una curva como la de la figura.

En ella se ha supuesto  $t - t_0 = 100^{\circ}\text{C}$  ( que es la máxima diferencia de temperatura que soportan los lubricantes normales.)

En estas condiciones se obtiene una capacidad de carga de aproximadamente  $1/3,5$  de la correspondiente al plano inclinado.

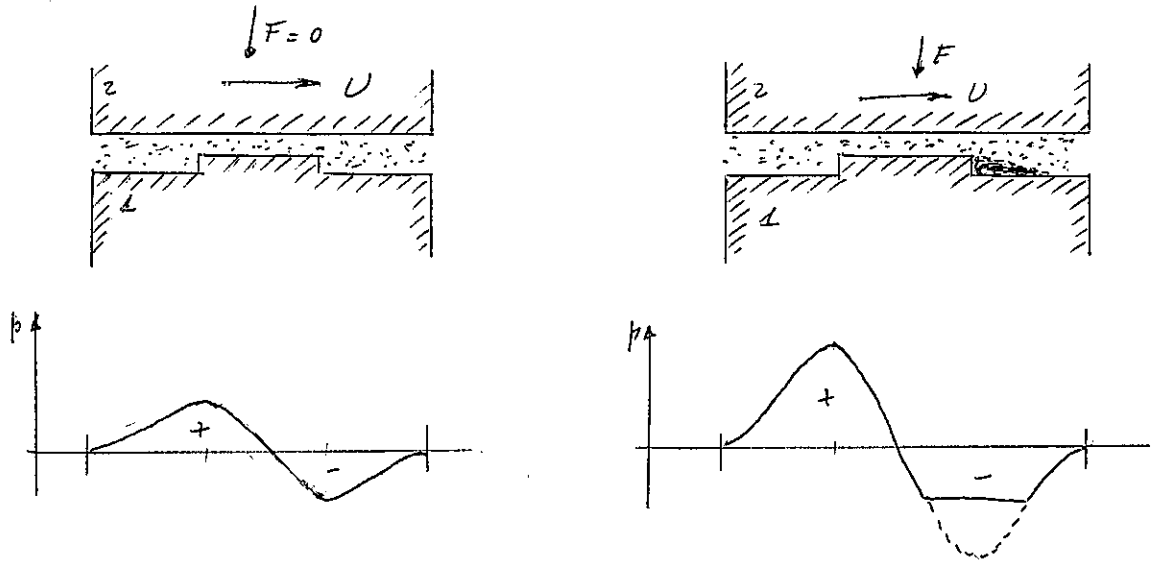


La presión máxima, para estos  $100^{\circ}\text{C}$ , vale  $0,011$ , frente a la  $0,042$



del plano inclinado.

La otra causa que origina este fenómeno de sobrepresión = entre placas paralelas se debe al efecto de las asperezas, que actúan como microcuñas, que dan lugar a un aumento de la presión.



En la figura de la izquierda se ha representado una de estas asperezas y la distribución de presiones resultante, cuando  $U$  es baja, y no aparece el fenómeno de cavitación.

La figura de la derecha muestra la distribución de presiones cuando  $U$  es grande. En este caso, las presiones en la parte anterior de la aspereza se eleva fuertemente ( se comporta como un cojinete de escalón, o de Rayleigh), mientras que en su parte posterior no alcanzan valores negativos de similares valores absolutos, por aparecer el fenómeno de la cavitación.

En consecuencia, se crea una fuerza neta positiva, que es la que produce la capacidad de carga de este cojinete.

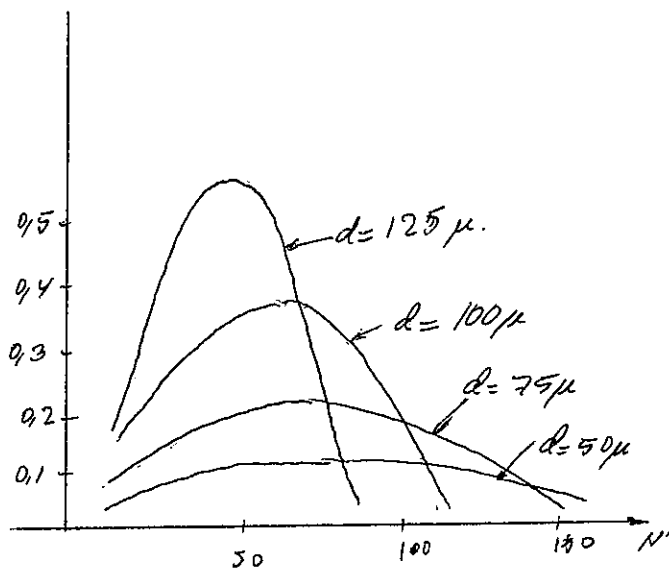
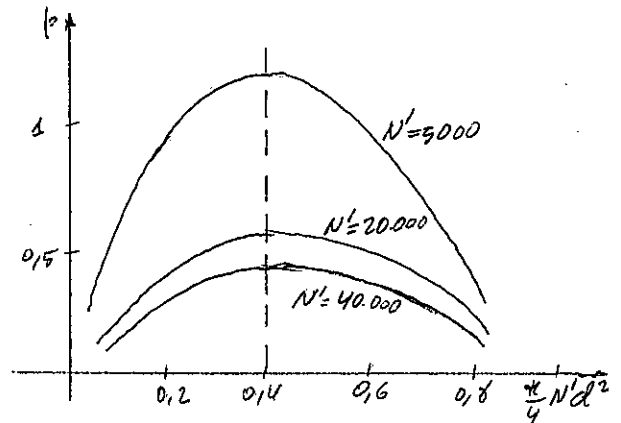
Naturalmente, la fuerza cortante se debe a multitud de asperezas, actuando simultaneamente.

La investigación teórica y experimental al respecto han demostrado que para cada aspereza de diámetro  $d$  existe entre ellas y las

vecinas un espaciado óptimo para el cual se genera la máxima presión  $p$ .

Si  $N'$  es la densidad de asperezas ( $n'$  por unidad de área), todas de diámetros  $\frac{d}{2}$ , la fracción de área de asperezas es  $N' \pi \frac{d^2}{4}$ , y la máxima capacidad de carga ( carga por unidad de área) ocurre para un valor constante de  $N' \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 0.4$ , independiente del valor de  $N'$

El valor de 0.4 para  $N' \pi \frac{d^2}{4}$  corresponde a una separación entre asperezas de 2 d, aun que la máxima capacidad por-tante debida al fenómeno de cavitación entre asperezas, para un valor de  $N'$  por uni-dad de área, se obtiene cuando estas están espaciadas aproxima-damente la misma distancia que el valor del diámetro de las aspere-zas.



También se observa que un incremento de  $N'$ , acompañado de un diámetro de as-pereza adecuado ( que man- tenga el valor 0.4) gene- ra una capacidad de carga por unidad de área  $F'$  ma- yor.

### 3.3.- ESTUDIO DE LA LUBRICACION ELASTOHIDRODINAMICA.

#### 3.3.1.- PLANTEAMIENTO GENERAL.

Durante muchos años se consideró que el mecanismo de lubricación entre dos superficies fuertemente cargadas ( como es el caso de los dientes de engranajes, o los rodamientos) era del tipo límite.

Esta hipótesis adquirió mayor fuerza a partir de los resultados = predichos por la teoría hidrodinámica, aplicados al caso de dos = cilindros rodantes, la cual conduce, bajo cargas moderadas, a espesores de película muy pequeños, menores que el tamaño de las asperezas en una superficie pulida.

Sin embargo, los resultados experimentales demostraban que en el contacto con cargas altas, ( tanto como hacer despreciable de  $h_{\min}$  obtenido por las fórmulas teoricas de lubricación hidrodinámica), las piezas no sufrían los desgastes y deterioros que en ausencia de una película amplia de lubricante deberían esperarse. Ello llevó a suponer que debería existir un régimen de lubricación hidrodinámica, con un espesor de película suficiente como para impedir el contacto directo entre superficies ( como es el caso de la lubricación límite)

Con objeto de justificar esta diferencia entre los resultados = prácticos y los estudios teoricos, Reppler (1 938) y Neldahl (1 941) estudiaron la distribución de presiones que se producía en función de la deformación de las superficies predicha por la teoría de Hertz. Para ello resolvieron conjuntamente el problema elástico y el problema hidrodinámico, con lo que obtuvieron mayores valores para el espesor de la película, pero no lo suficientemente altos para explicar el fenómeno real.

Posteriormente, Gitcombe, en 1 945, sugirió que debería conside

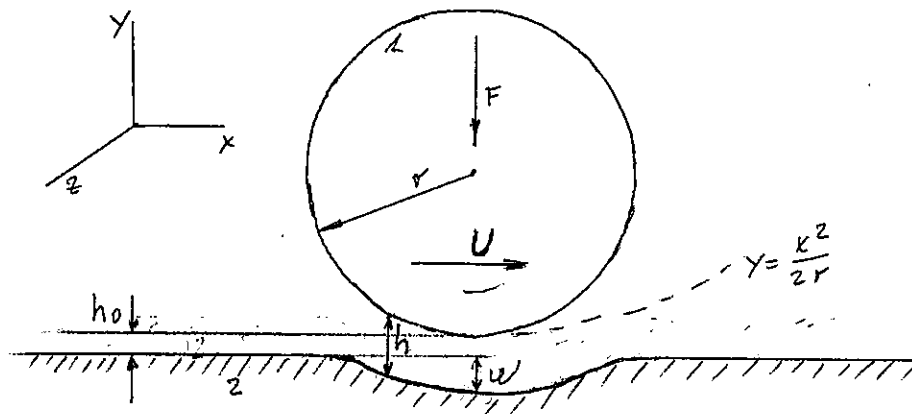
yarse la variación de la viscosidad con la presión, con lo cual también obtuvo valores mayores del espesor de la película, pero tampoco lo suficientemente altos.

Sin embargo, considerando simultaneamente los tres efectos:

- Problema hidrodinámico
- Problema elástico
- Variación de la viscosidad con la presión.

se llega a resultados que concuerdan bastante bien con la realidad. En consecuencia, y como resumen, puede considerarse la lubricación elastohidrodinámica como un caso más general de la lubricación hidrodinámica, en el que se tomen en cuenta los efectos de deformación elástica de las superficies en contacto y las variaciones de la viscosidad del lubricante con la presión.

El problema de la lubricación elastohidrodinámica se resuelve en forma iterativa, con el concurso de un computador potente. Considerando el caso elástico de un cilindro rígido deslizando sobre un plano, la situación quedaria determinada por las siguientes ecuaciones:



a.- Ecuación hidrodinámica:

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6 U \frac{d(\rho h)}{dx}$$

suponiendo  $\rho = \text{cte}$

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6 U \frac{dh}{dx}$$

b.- Ecuación elástica: ( ecuación de Boussineq)

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r} + w$$

$$w = \int_{s_1}^{s_2} \frac{2'}{\pi E^*} p(s) \ln(x-s)^2 ds + A$$

donde

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1}{2} \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)$$

$s_1$  y  $s_2$  son los límites de variación de  $s$ , según el valor de la deformada.

c.- Variación de la viscosidad con la presión:

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha p}$$

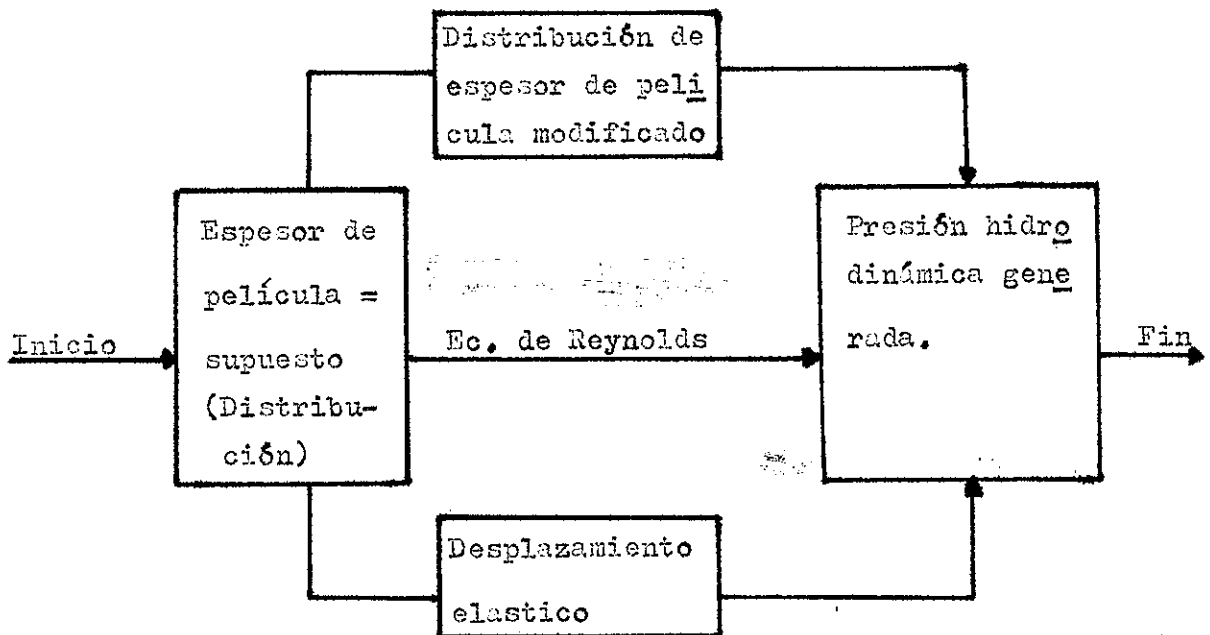
donde

$\eta_0$  = viscosidad a la presión atmosférica, y  $T_0$  °C

$\alpha$  = Coeficiente empírico.

La solución iterativa de este problema puede efectuarse en base a los pasos siguientes.

- 1º.- Se supone un espesor de película inicial, con una distribución que cumpla la ecuación de Reynolds, con lo cual se obtiene la correspondiente distribución de presiones.
- 2º.- En base a esta distribución de presiones se obtiene la deformación elástica de ambos cuerpos. Tal deformación se compara con la distribución inicial de espesor de película.
- 3º.- La iteración se continua hasta que se obtiene un grado de aproximación suficiente.

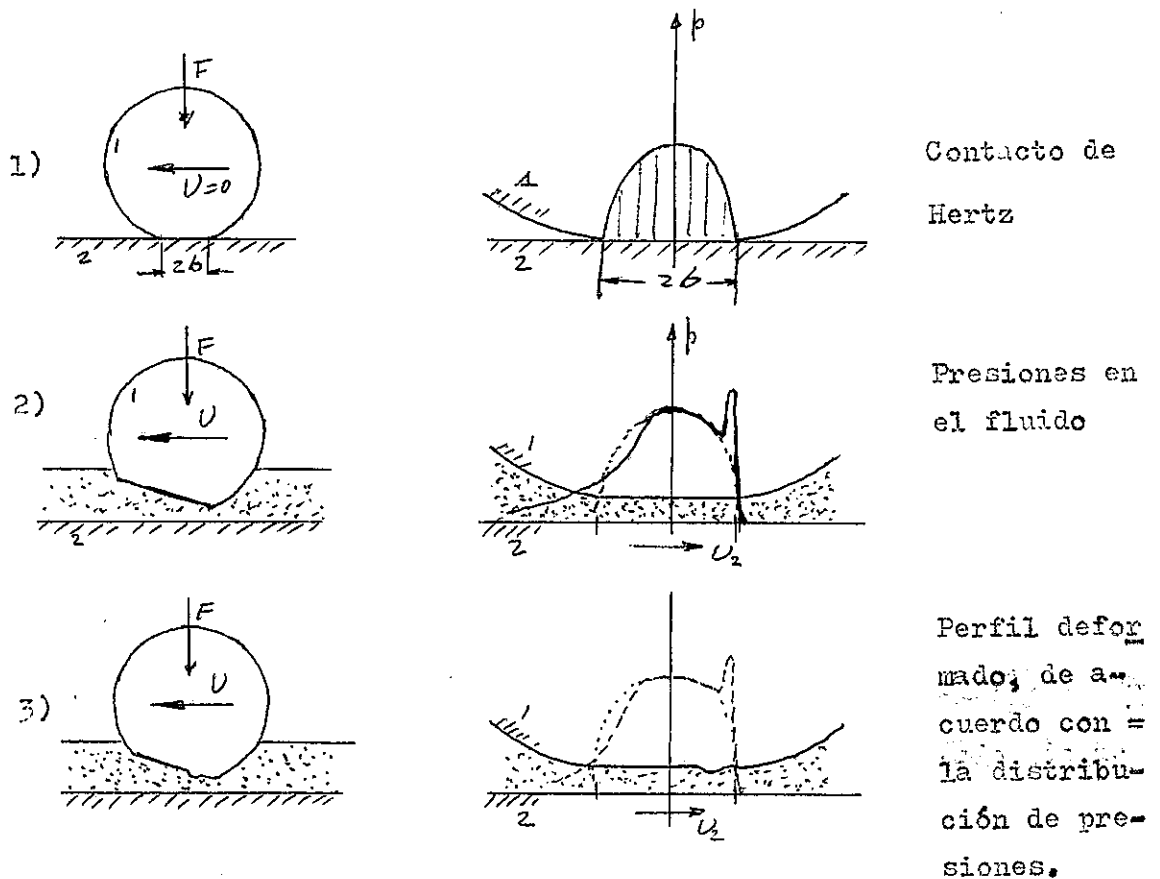


Debe empezarse por la distribución de presiones debida al efecto hidrodinámico, pues este es el que predomina durante las primeras etapas de la lubricación ( en las que las deformaciones elasticas son aún pequeñas). Por contrario, las aproximaciones finales se caracterizan por el predominio de la distribución de presiones debi

da a los efectos elásticos.

Al final, la presión hidrodinámica se aproxima a la distribución de presiones en un contacto de Hertz con las particularidades == que vamos a ver a continuación.

Consideremos de nuevo el caso de un cilindro elástico, deslizando sobre un plano rígido, sometido a la carga  $F$ , con velocidad  $U$  relativamente baja.

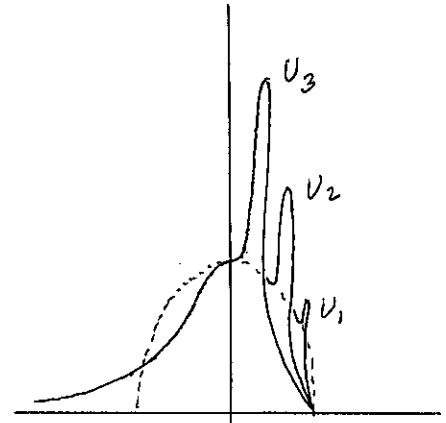


En las figuras se observa una presión ligeramente inferior a la de Hertz en el borde de ataque, y un pico justo un poco antes de la salida ( en conjunto, el área bajo la curva de presiones es = idéntica, en ambos casos 1) y 2) )

En cuanto a la superficie del cilindro elástico, se mantiene == prácticamente paralela, pero justo donde se produce el " pico" de presión, se produce una fuerte deformación, hacia afuera, co mo se ve en el dibujo ( tal deformación es la que contribuye ma

yormente a la sustentación, a pesar de mantenerse ambas superficies prácticamente paralelas)

Además, se ha observado también como a medida que aumenta la velocidad U el pico aumenta de tamaño y se "adelanta", como se aprecia en la figura, separándose la distribución de presiones cada vez más de la típica distribución de Hertz.



La explicación que se da a esta deformación es que en la zona de salida se produce un fuerte gradiente de presión negativo ( y una rápida caída de la viscosidad) ya que esta pasa a los valores correspondientes a la presión atmosférica.

En estas condiciones, para que se mantenga la continuidad del fluido es preciso que se produzca una restricción en el paso, la cual es producida por la deformación surgida,

Este pico de material es mantenido y ayudado por el "pico" de presión que se produce en su cara frontal a la llegada del lubricante.

En base a los estudios efectuados, y las comprobaciones experimentales, Dowson y Higginson propusieron una fórmula empírica para el valor mínimo de la película lubricante

$$h_0 = 2.6 \cdot \eta_0^{0.7} \cdot U^{0.7} \cdot \alpha^{0.54} \cdot R^{0.43} \cdot F^{-0.13} \cdot E^{0.03}$$

En esta expresión se observa:

- 19.- Los espesores de película son considerablemente mayores que los obtenidos en el supuesto de lubricación hidrodinámica.



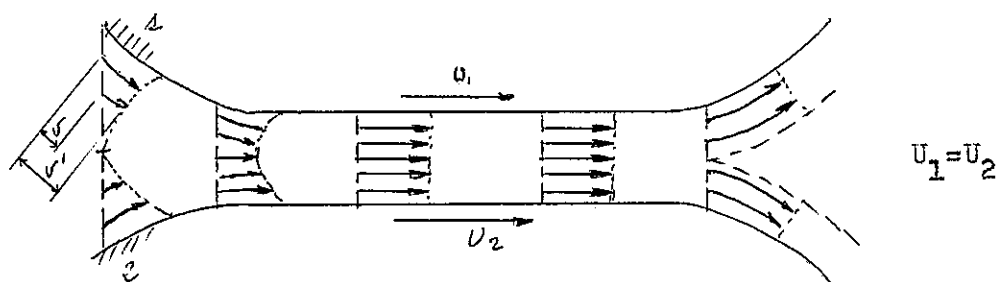
28.- El espesor de película es poco sensible a la variación de la carga  $F$  y de la elasticidad  $E$ .

Ello se explica por el aumento del área de contacto, al aumentar  $F$ , lo cual permite que se conserve el espesor de la película.

29.- El espesor de la película está muy influenciado por el  $\alpha$  y  $U$ .

En la lubricación elastohidrodinámica, las fuerzas de fricción se deben también al rozamiento interno del fluido.

Si las superficies se encuentran en rodadura pura ( caso de cojinetes, etc), la única posible fuente de rozamiento interno del fluido se encuentra en la zona de compresión del lubricante, (entrada) y en la expansión ( salida)

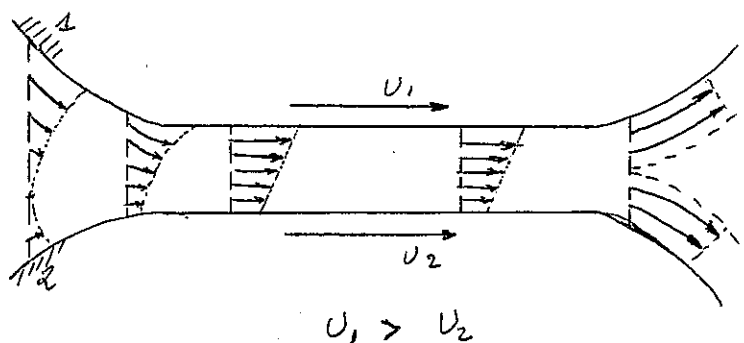


En la figura se observa claramente que en la zona de " entrada " del aceite, la película de lubricante se " contrae " , lo cual origina una fuerza cortante  $C$ , dada la diferencia de velocidad  $U$  y  $U'$  en películas adyacentes.

Esta es la única fuerza que contribuye a disipar energía, y la llamaremos " fuerza de rodadura  $F_R$  ".

Si las superficies se mueven a diferentes velocidades, habrá un deslizamiento relativo entre ellas ( dientes de engranajes, etc.), y la distribución de velocidades en el seno del fluido será la

mostrada en la figura.



La superficie con movimiento lento tenderá a frenar a la más rápida, y viceversa.

Esta la llamaremos " fuerza de deslizamiento". El conjunto de ambas dará lugar a la fuerza de rozamiento total:

a.- Sobre la superficie "lenta"  $\implies F_r(t) = F_R - F_s$

b.- Sobre la superficie "rápida"  $\implies F_r(t) = F_R + F_s$

Como sabemos, las fuerzas de fricción vienen dadas por

$$F_{21} = \int \eta \left( \frac{du}{dy} \right)_{y=0} dx$$

$$F_{12} = \int \eta \left( \frac{du}{dy} \right)_{y=h} dx$$

Extendiendo las integrales a los límites convenientes en cada caso ( zona de entrada o convergencia, más zona deformada o paralela

la).

Siguiendo el mismo razonamiento que el visto para la lubricación = hidrodinámica, se tiene:

$$F_{21} = \int \left( \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} dx + (U_2 - U_1) \int \frac{\eta}{h} dx \right)$$

$$F_{12} = \int \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx - (U_2 - U_1) \int \frac{\eta}{h} dx \right)$$

El primer sumando puede ser identificado con la fuerza de fricción a la rodadura, punto que sigue existiendo cuando  $U_2 = U_1$

El segundo término puede ser identificado con la fuerza de rozamiento al deslizamiento. Como el valor de esta segunda integral es inversamente proporcional a h, la contribución de la zona convergente es pequeña, en comparación con la zona paralela; y en ella,  $h = cte$ , por lo que

$$F_{21(s)} = \frac{U_2 - U_1}{h_0} \int \eta dx$$

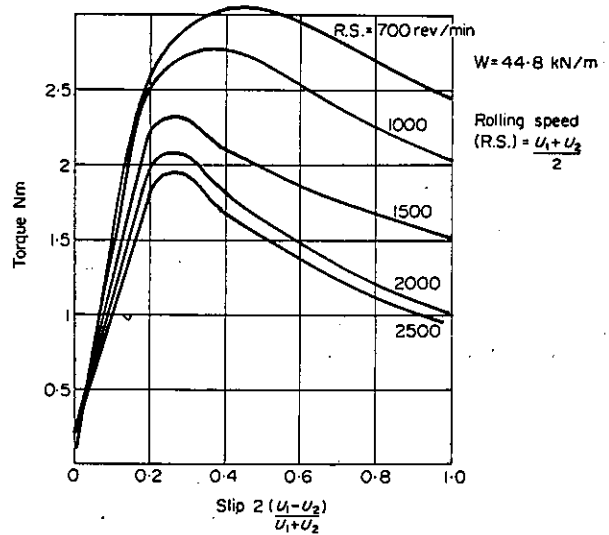
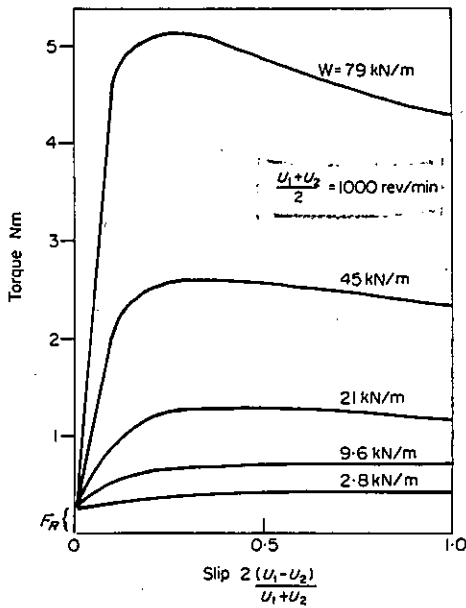
o también

$$F_{21(s)} = \frac{U_2 - U_1}{h_0} \bar{\eta}$$

siendo  $\bar{\eta}$  la viscosidad media del lubricante en la zona de "alta presión".

En las figuras siguientes se presentan dos gráficas típicas de la variación del par resistente entre dos cilindros rodantes, con los valores de  $(U_1 - U_2)/(U_1 + U_2)$ .

Uno de ellos se refiere a una velocidad constante, variando la carga, y el otro, a una carga constante, variando la velocidad.



En ellos puede apreciarse:

- 1º.- A velocidad de rodadura constante, el valor de  $F_R$  es prácticamente independiente de la carga. ( $F_R$  es el valor correspondiente a  $(U_1 - U_2)/(U_1 + U_2) = 0$ )
- 2º.- Para velocidades bajas,  $F_S$  es proporcional a la velocidad de deslizamiento, indicando que  $\bar{\eta}$  no varía mucho con el deslizamiento.
- 3º.- A velocidad de rodadura constante,  $F_S$  se incrementa con la carga. Este fenómeno se debe al incremento de  $\bar{\eta}$  con la presión en mayor medida que a la pequeña reducción de  $h_0$  con la carga.
- 4º.- A carga constante,  $F_S$  disminuye cuando se incrementa la velocidad de giro. Ello es debido al incremento de  $h_0$  con  $U$ .
- 5º.- Cuando el deslizamiento aumenta, la fuerza de rozamiento  $F_S$  llega a un máximo, y con un pequeño incremento, esta cae drásticamente.

Esto se explica por la disminución de      debido al aumento de la temperatura en el interior de la película de aceite, fuertemente comprimida.

### 3.4.- ESTUDIO DE LA LUBRICACION LIMITE.

#### 3.4.1.- PLANTEAMIENTO GENERAL.

Como se ve en la curva de Stribeck, la parte izquierda de la misma corresponde a la llamada " lubricación límite" o a " a = película delgada ", la cual se caracteriza por:

- 1º.- Las superficies de ambos cuerpos están tan cerca que = se establece un contacto directo entre sus asperezas.
- 2º.- Los efectos hidrodinámicos, o no existen, o no tienen importancia apreciable.
- 3º.- Los efectos de rozamiento y desgaste se basan en las = interacciones entre la fina capa de lubricante y las propias superficies sólidas.

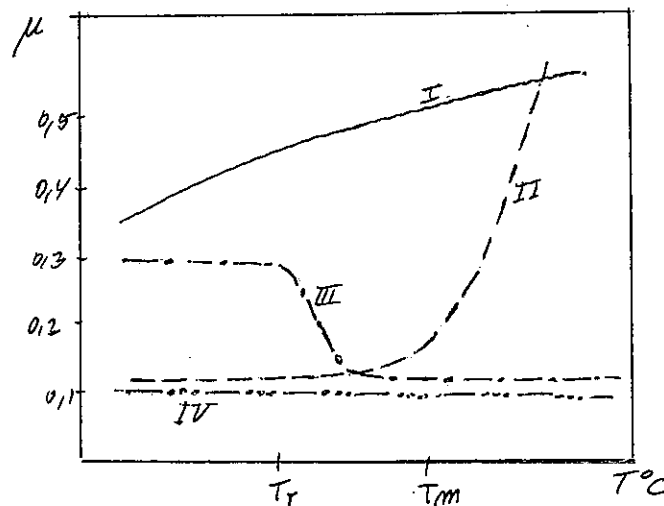
Debido al contacto sólido-sólido, han de considerarse todos los = aspectos del mismo ya conocidos:

- Deformación plástica y elástica de las asperezas.
- Creación de las microsoldaduras, por el fenómeno de adhesión.
- Proceso de fricción, en base a la rotura de las microsoldaduras y deformación de las asperezas.
- Proceso de desgaste, en sus aspectos de fatiga, abrasión, adhesión, corrosión, etc.

Sin embargo, estas interacciones directas sólido-sólido son modifificadas por la acción de la capa límite de lubricante, de manera que el sistema queda determinado por las interfases sólido-lubricante-sólido. ( e influenciada por las condiciones ambientales) La acción de esta capa límite de lubricante, o capa untuosa, tiene varios efectos:

- Resistir la penetración de las asperezas superficiales , dada la fuerte fijación de las moléculas de lubricante a los órganos lubricados.
- Disminuir la fuerza de rozamiento.
- Elevar el punto de fusión, el servir de vehículo refrigerador.

En la figura siguiente se ha representado el coeficiente de rozamiento frente a la temperatura, para varios tipos de lubricantes, en lubricación límite. En ellas se observa las interacciones sólido-lubricante-sólido, en procesos físico-químicos característicos de este tipo de lubricación.



La curva I es para un sistema lubricado con un aceite no polar. Como se ve, la fricción es alta desde el principio, y se incrementa al irse elevando la temperatura, a medida que las fuerzas de enlace se van perdiendo.

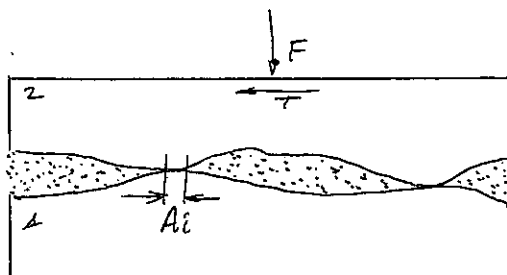
La curva II es para un sistema lubricado con un ácido graso disuelto en una base de aceite. Este lubricante reacciona con la superficie del metal formando una pasta que es fácilmente cizallada, en el área real de contacto.

Por debajo de  $T_m$  ( punto de fusión del metal de la pasta), el rozamiento es muy bajo. Por encima de  $T_m$ , correspondiente al metal fundido, el coeficiente de rozamiento se eleva rápidamente con la temperatura.

La curva III representa el sistema lubricado con un aceite al que se ha colocado un aditivo para soportar altas presiones. El aditivo reacciona muy lentamente por debajo de cierta temperatura  $T_r$ . Cuando se alcanza  $T_r$ , la reacción química comienza y el coeficiente de fricción disminuye hasta el valor debido a la capa sólida formada, que es mucho más bajo. En este caso, la lubricación es mejorada cuando aumenta la presión, y con ella, la temperatura. La curva IV representa una combinación " ideal " de lubricantes, de los tipos II y III.

Quantitativamente también puede realizarse un estudio aproximado de la lubricación límite, que hace ver claramente que las fuerzas de rozamiento involucradas son mucho menores que las debidas al contacto seco.

En efecto, imaginemos dos sólidos en contacto, sometidos a una carga  $F$  normal, y a otra  $T$  tangencial, que produce el deslizamiento.



Sea  $A$  el área aparente de contacto.

Si entre ambos hay una fina capa de lubricante, la figura puede representar la situación real, con ciertas asperezas tocándose, y



el lubricante rellorando los huecos.

Si  $C_S$  es la tensión cortante de las microsoldaduras formadas,  $C_F$  la tensión cortante entre capas de fluido,  $\alpha$  la fracción del área aparente en la que hay contacto directo entre las asperezas, y  $T_e$  la fuerza debida al fenómeno de encastramiento, podremos poner:

$$T = A \left[ \alpha C_S + (1 - \alpha) C_F \right] + T_e \quad (1)$$

Por otro lado, la carga normal  $F$  es soportada por las asperezas en contacto, y por la presión del fluido.

Si  $p_S^*$  es la presión correspondiente a la deformación plástica de las asperezas (generalmente igual a  $S_F$  del material más blando), y  $p_F$  la presión generada en el fluido, podemos poner

$$F = A \left[ \alpha p_S^* + (1 - \alpha) p_F \right] \quad (2)$$

Como es lógico,  $C_S \gg C_F$  y  $p_F \approx p^*$

Teniendo esto en cuenta, puede definirse una presión media  $\bar{p}$ , dada por

$$p_S^* > \bar{p} > p_F$$

con lo cual la ecuación anterior queda:

$$F = A \bar{p} \quad (3)$$

Dividiendo (1) por (3), obtenemos una expresión del coeficiente de rozamiento en la lubricación límite:

$$\mu_{11} = \frac{T}{F} = \alpha \frac{C_S}{\bar{p}} + (1 - \alpha) \frac{C_F}{\bar{p}} + \mu_e$$

siendo  $\mu_e$  la aportación del encastramiento al fenómeno de fricción límite,  $T_e/Ap$ , y que en este tipo de lubricación, es despreciada frente a los otros dos valores, debido a la poca "penetración" de un cuerpo sobre el otro.

En estas condiciones, queda:

$$\mu_{ll} = \alpha \frac{C_s}{\bar{p}} + (1 - \alpha) \frac{C_F}{\bar{p}} \quad (4)$$

-Para comparar este coeficiente con el seco, recordemos que en este caso

$$F = A \alpha p^m$$

$$T = A \alpha C_s + T_e$$

poniendo  $p_s^m = \bar{p}$ , y despreciando  $T_e$ , queda:

$$\mu_s = \frac{C_s}{p} \quad (5)$$

Dividiendo (4) por (5), obtenemos

$$\frac{\mu_{ll}}{\mu_s} = \alpha + (1 - \alpha) \frac{C_F}{C_s}$$

Como  $C_F/C_s$  siempre será muy pequeño, y  $\alpha$  siempre será un valor bastante menor que 1, podemos ver que

$$\mu_{ll} \ll \mu_s$$

Bibliografía:

- Principles of Tribology  
J. Halling
- Tribology  
**Czichos**
- Principles and applications of  
Tribology  
D. E. Moore
- Cinemática y dinámica de  
máquinas  
A. Lamadrid Corral
- Tecnología de los materiales  
Lasheras
- Standard handbook of lubrication  
engineering  
J. O'Connor
- Diseño de elementos de máquinas  
**Faires**