

시 론

Tribology 란 단어가 생긴것은 근 20년이 된다. 이 단어는 마찰을 의미하는 TRIBOS 라는 그리스어를 어원으로 하며, 직역하면 "마찰의 과학"이 된다. 이것은 최신판의 사전에만 나오며, 거기에 Tribology 란 "상대 운동을 행하므로써 상호작용을 하는 표면 및 그에 관련된 실제문제와 과학과 기술으로 정의되고 있다. 과거 Tribological problem 이 생기면 윤활유관계의 것이 많아 윤활유를 변경하므로써 해결하려는 의도가 하나의 전형적인 해결 방법이였다. 그러나 여기서 필자는 Tribology 의 대상이 마찰면에 작용하는 제반문제 이므로 기계설계의 입장에서 마찰면에 대해 무엇을 생각할 필요가 있는가를 말하고자 한다.

마찰면의 특징

터빈, 펌프, 압축기 등 소위 회전기계의 저널베어링은 고속 미끄럼베어링의 대표적인 예이다. 헬리움 펌프터빈 등의 직경 수 mm 의 작은 베어링에서 1m 에 이르는 증기터빈의 축수까지, 크기에 있어서도 다양하게 걸쳐 있으나 축의 원주속도는 어떤 경우라도 100 - 150 m/s 에 이르고 있다. 이것을 좀더 구체적인 보기로 설명하면 150 m/s 를 시속으로 고치면 540 Km/h, 외국익 고속전철의 2배 이상의 고속이며, 새마을호의 5배 가량이 된다. 문제는 속도만의 문제가 아니다. 저널베어링에 있어서 축과베어링의 반경차는 축의 반경의 1 - 1.5/1000 가 상예이므로 직경 100 mm 의 축과 베어링 사이에는 편심이 되지 않아도 50 - 75 μ m 정도의 허용오차 밖에 없다. 따라서 그 정도의 속도차 밖에 없으므로 소음과 진동이

그다지 크게 느껴지지 않을 것이다.

또 한가지 예로써 구름베어링을 생각해보자. 운전중의 구름베어링에서는 볼과 굴림과 네외륜과의 사이에는 윤활유의 막, 탄성유체 윤활막으로 격리되어 있는 것이 보통이다. 이것은 접촉부에서 생기는 탄성 변형에 따라 고체면이 조금씩 움푹패어 소위 Hertz 접촉과 유사한 겹보기 접촉면적이 이루어져 그곳에 유막이 이루어지는 것이 특징이므로 유막압력이 발생하는 부분은 대단히 작고 그 결과 접촉압력은 1-2 GPa에 달하는 수가 많다. 일반적으로 굴림접촉에 있어서 미끄럼속도는 그만큼 크지않다. 그럼에도 불구하고 높은압력 때문에 유막내에서 소비되는 기계적 에너지의 밀도는 대단히 높게된다. 일설에 따르면 그 값은 10^{14} w/m^3 에 이른다고 한다. 이 값으로 부터 이러한 유막이 5% 있다고 가정하면 이 소비에너지는 미국 전체의 발전량에 필적된다고 한다. 마찰면은 이와같이 도저히 상상외의 조건에 처해있는 것이다. 여기서 요구되고 있는 성능의 첫째는 마찰력이 적당한 값 이하로 떨어져 있어야만 한다. 그것은 에너지 절감에 직접 관련되는 문제이기도 하나 그보다도 먼저 마찰계수가 기계설계상의 중요한 parameter 이기 때문이라고 생각한다. 마찰면의 상태를 여러모로 생각하여 실제경험을 바탕으로 예상되는 마찰계수를 정해 이 값을 기초로 강성이나 강도가 고려되어야 하는 경우가 적지 않다.

둘째로, 마찰면의 표면 손상이 일어나지 않을것과 또는 표면 손상이 일정한 기준 이하에 있을 것이다. 이것은 정비(maintenance)에 관련되는 문제가 된다. 마찰면의 수 mg 의 마모가 생김으로써 수 Kg, 경우에 따라서는 수십 Kg 의 기계부품을 갈아끼우고, 그러므로써 수시간 동안 운전을 정지해야 만하는 사태가 발생하게 된다.

마찰 계수

마찰 계수의 값은 handbook 류에 기재되어 있지만 최근 그 값들을 믿으려 들지 않고 있다. 그 이유는 표면의 오염이나 윤활상태등에 따라 마찰 계수의 값이 크게 변동하기 때문이다. 표면 상태가 규정되지 않는 한 소수 둘째 자리는 고사하고 첫째 자리도 신뢰도가 없다는 것은 마찰에 경험과 관심을 갖는 사람들 사이에는 상식으로 되어 있다고 생각된다. 역설적으로 이것도 Tribology 가 발달된 성과의 하나라고 생각된다. 그렇게 말함으로써 예를 들면 탄소강의 공기중에 있어서 마찰 계수가 0.3 이나 0.4 이라고 단정하는 것은 어력우므로 그림 1과 같이 넓은 범위를 두고 말을 해야만 한다.

이 그림을 보고 느끼는 점은 첫째로, 마찰 계수가 취하는 값의 범위가 넓다는 것이다. 우선 중요한 것은 금속의 청정면으로 원래 표면에너지가 높은 물질의 대표이므로 깨끗하게 하면 간단히 마찰용접 되어 버린다. 경우에 따라서는 100 이상의 마찰 계수가 측정되는 경우도 있는데 이러한 상태를 인위적으로 만들기는 대단히 어려운 것으로 수소증에서 산화막을 환원하든가 고진공 중에서 이온충격을 가하는 등 특수한 방법이 사용되어야 한다. 그러나 아이로니칼하게도 실제 가끔 나타나고 있으며, 이것은 다음에 나오는 Scuffing 으로 설명된다. 가장 낮은 마찰 계수를 나타내는 것은 말할하지 않아도 잘 알려져 있는 유체윤활이다. 전술한 탄성유체 윤활 상태에서는 높은 압력 때문에 접도가 높게 되어 0.1 정도의 마찰 계수가 측정되는 것이 있고 그것이 Traction Drive 에 이용된다고 말하는 일면도 있다. 일반의 유체 윤활된 미끄럼면의 마찰 계수는 높아도 0.01, 보통은 $10^{-3} - 10^{-4}$ 정도에 분포되어 있다.

주목해야될 두번째사항은 전술한 낮은 마찰계수가 유체윤활 이외에서는 불가능하다는 점이다. 4 불화 에치렌 수지를 대표로 하는 자기윤활성 재료에서는 낮아도 0.02-0.04, 윤활유를 쓴 경우에도 경계윤활에서는 0.01정도 까지 밖에 마찰계수는 떨어지지 않는다. 고체면끼리의 접촉이 존재하는 한 어떠한 재료를 칩해도 저마찰에는 한계가 있게된다. 세상에는 유체윤활을 전제로한 마찰면이 많이있다. 앞에서 말한 회전기계용의 미끄럼 베어링은 그의 전형적인 예이다.

대형익 수차발전기의 Thrust 베어링 등에서는 거동·정지시에 있어서도 유체윤활 상태를 확보하기 위해 그때만 가압된 oil를 마찰면에 보내는 소위 정압베어링의 기능을 갖추고 있다. 만약 운전중에 유막이 없게되어 마찰계수가 0.5로 되었다하면 그 발전기의 전력을 전부 쏟아도 Thrust 축수의 마찰일을 당해낼수가 없는 숫자적 계산이 된다. 따라서 우주공간등의 진공중에서 유체윤활이 바람직스럽지 않은 경우는 대단히 어려운 애기가 된다. 자기윤활성 재료와 그것을 윤활막으로 사용하는 고체윤활제에 의존하지 않으면 안되며, 금속면에 산화막이 형성될수 없으므로 청정면이 용이하게 생길 위험도 있다.

표면손상

마찰면에는 여러가지 손상이 생긴다. 그림 (2)는 그의 대표적인 예로서 자동차용 engine 의 랑셋트에 생긴 (a) Scuffing, (b) 마모, (c) 미끄럼피로 파괴의 예이다. 똑같은 종류의 손상에서도 마찰면의 기하학적인 조건과 재료, 진전의 정도 등에 따라 외관은 현저하게 달라질 수가 있다. 기계의 운전면에서 관찰하면

이러한 손상의 발생형태에는 다음과 같은 특징이 있다.

먼저 (a) 의 Scuffing 은 일반적으로 온도상승이 주 원인으로 안정된 상태에서 운전되고 있는 마찰면에서 돌발적으로 마찰계수가 높게 되고 면간에 거시적인 응착을 일으키고 경우에 따라서는 기계가 정지되는 catastrophic 한 현상을 말한다. 따라서 이것은 일어나서는 안되는 손상으로 마찰면도 곡력 이것을 피하도록 설계되어야 한다.

이에반해 (b) 의 마모는 상술한 수차 발전기의 베어링과 같이 특별한 배력을 해서 유체운할 상태 이외에서는 운전되지 않는 경우를 제외하면 전혀 생기지 않도록 하는 것은 거의 불가능하다. 따라서 마모는 미세한 마모분의 이빨에 따라 조금씩 표면에서 고체가 떨어져 나가는 현상으로 그것이 어느량에 달할때까지는 마찰면이 소기의 역할을 해나가는 것이 보통이다. 예를들면 구두 밑창의 마모를 생각하면 좋은 보기가 된다고 볼 수 있다. 따라서 이것은 그량을 어떻게 해서든 적게하는 것에 초점을 맞추어야 한다.

(c) 의 굴림 피로라고 하는 것은 scuffing 마모에 비하면 특수한 표면 손상이다. 따라서 이것은 굴림 베어링의 네외륜과 치차의 치면등 다시 말해서 굴림 접촉을 하는 부분에서만 볼 수 있는 현상이다. 앞에서 말한 바와 같이 통상 굴림 접촉에는 작은 접촉부에 높은 압력이 집중해서 작용한다. 그러한 반복에 따라 마찰면에 생기는 피로가 이러한 것들의 좋은 보기이다. 굴림 피로는 피할 수 없는 것이기 때문에 기계의 수명에 대해 굴림 피로 수명을 직정한 것으로 선정하는 것이 설계상 매우 중요하다.

마찰면의 거시적 현상

엄밀히 말을 하자면 복잡하나 Sliding Bearing은(축경) × (축수폭)이 마찰면의 하중을 지지하는 면적이 된다. 굴림베어링의 경우는 굴림원과 접촉면과의 Hertz 접촉부가 마찰면의 면적이 된다. 이것을 겉보기 접촉면적이라고 부르나, 여기서 말하고 싶은 것은 어떻게든 겉보기 접촉면적을 넓게 취하고 싶다는 것이다. 본고의 처음에 설명한 바와 같이 겉보기 접촉면적을 넓게 취하려고 하는데 그 첫째 이유는 유체윤활 상리의 확보이다.

미끄럼 베어링에 있어서 유체윤활에서 경계윤활로의 전이를 표시하는데 Stribeck 선도가 종종 쓰이고 있다. 이것은 횡축에 윤활유의 점도와 미끄럼 속도의 곱을 베어링의 폭당의 하중으로 나눈 값을 취하고 종축에 마찰계수를 취한 것이다. 일정한 하중하에서는 정확치는 않으나 횡축을 점도, 속도 및 베어링의 폭의 곱으로 생각할 수가 있다. 그림 3이 그것으로 우측 상단에서의 곡선이 유체윤활 이론에 따른 마찰을 나타내고 있다. 따라서 횡축의 적을 0에 가깝게 행하면 마찰계수도 이론상 무한히 작게 된다. 그러나 그와함께 유막의 두께의 최소치도 점점 0에 가까워져지고 이것이 문제가 되어 그 두께가 표면 거칠기와 같은 정도로 되면 고체 접촉이 시작되어 경계윤활에 초입되고 그림의 좌측과 같이 마찰계수가 갑자기 높게 된다.

이 그림을 보면 겉보기 접촉면적의 역할을 명확하게 해준다. 특히 이것을 크게 취하면 유체윤활의 범위는 확실히 넓게 되어진다. 굴림 접촉부의 탄성 유체윤활에 있어서도 본질의 변함이 없다. 거기서 겉보기 접촉면적을 지배하는 기하학적 계수 변화는 접촉하는

두 면의 등가곡률반경이다. 연통의 굴림 베어링의 것과 내륜과 같이 소위 외접의 선접촉을 생각하면 유막 두께의 최소치는 등가곡률반경의 1.57승에 비례한다.

둘째 이유는 마찰면의 온도상승을 낮게 억제해야 한다는 점에 있다. 지면상 상세히 설명할 수는 없으나 유체유회이나 경계유회에서도 온도상승은 일반적으로 유회상태가 좋지않게 변화해서 Scuffing이나 Scoring 의 위험을 증가시키게 된다. 마찰면의 온도상승에는 지금 설명한 첫째 이유와 관계를 맺고 있어 유체유회 상태에서는 마찰계수가 낮아 열 발생량이 적게되고 유회유에 따른 냉각효과를 기대할 수 있다. 그것이 첫째의 요점이나 전열면에서 생각해도 겉보기 접촉면적이 넓은 쪽이 좋다. 거시적으로 보면 마찰면의 온도라고 일컫는 것은 거기서 발생된 열량과 그것이 저온부에 방산하는 경로의 열저항에 따라 결정된다. 거꾸로 전체의 발열량이 같다고 해도 열원으로 있는 마찰면이 크면 열은 달아나기 쉽게 되므로 그만큼 평형되는 온도는 낮게된다. 또 misalignment 에 기인하는 것 만큼은 유효한 겉보기 접촉면적을 감소시키는 것으로 이해해야할 본제가 된다.

마찰면의 미시적 형상

고체면에는 필히 표면거칠기가 존재한다. 그의 미시적 형상 소위 Micro-Topography 는 마찰면에 있어서 상당히 중요한 역할을 맡고있다. 다음으로 중요한 것은 몇번을 말해도 유체유회의 한계를 들수있다. 그것은 유막의 두께와 표면거칠기의 관계로 결정되고 그림 3 에 써있는 바와같이 거칠기가 작은 마찰면의 쪽이 유체유회의 가능한 운전조건은 넓게된다. 유체유회 상태가 유지되는 한 그림 2 에 표시되어 있는 표면 손상증 (a) Scuffing 과 (b) 마모는 아마도

발생치 않는다. 또한 (c) 골름 피로 파괴가 발생하기 까지의 수명도 유체운환에 따라 크게 연장된다.

고체끼리 접촉하는 경우는 어떻게 되는가를 생각해 보면 고체를 이루고 있는 원자 또는 분자끼리 직접으로 상호작용을 끼칠 정도로 접근하고 있는 부분을 진실 접촉부라고 부르고 있다. 이 면적은 통상 데게 작으나 가해진 하중과 표면의 경도와의 비로 근사적으로 주워진다. 마찰면의 요철을 압자로 보아 Vicher's 경도의 측정법을 연상하면 틀림이 없다. 따라서 micro-topography는 진실 접촉면적 자체에는 관계가 없는 듯 하나 그것에 따라 마찰면상에 진실 접촉부, 소의 접촉점의 분포가 지배되게 된다. 그림 4는 그 차이를 나타낸 것이다. 1개의 접촉점에는 그의 면적과 경도와의 곱과 데게 같은 수직력과 그것에 마찰계수를 곱한 접선력이 작용하므로 그의 합력이 Vector 로 나타나게 된다. 꼭 R_{max} (최대높이 표면 거칠기) 와 R_a (십점평균 표면 거칠기) 등이 같 만으로는 정해지지 않으나 대략적으로 말하면 거칠기가 광량한 표면에서는 (a)와 같이 소수의 비교적 큰 접촉점이 정해지고 세밀한 표면에서는 (b)와 같이 미세한 접촉점이 다수 발생한다고 생각되어 진다. 이것을 무한히 분산시킨 것이 유체운환 (c) 이라고 생각되어질 수 있다. 이러한 차이는 scuffing 과 마모에 커다란 영향을 갖고 있다. 앞에서 설명한 바와같이 접촉점이 크든 작든 그의 단위 면적당의 마찰일은 변하지 않는다. 따라서 (a)와 같이 커다란 접촉점이 생기면 그곳에서의 국부적인 온도상승은 크게되고 scuffing 의 위험은 증대된다. 또 일반의 기계의 마찰면에서 가장많은 마모는 응착마모로서 그림 4와 같은 접촉점에 작용하는 힘의 반복에 기인하고 그의 근접 지역에서의 피로 파괴에 따라 생기는 것으로 커다란 힘이 집중해서 작용하는 (a)에서는 커다란 마모분이 발생하고 마모량도 증가하는 경향이 있다.

이와같이 중요한 마이크로 토포그래피에서는 마찰면의 제작시에 소의 표면거칠기에 따라 모든 것이 정해진다고 말할수는 없으나 처음 운전할때는 표면거칠기 상태 그대로에서 시작하므로 초기에 scuffing 이 생길수가 종종있다. 그러나 계속 운전을 하면 주로 마모에 따라 micro-topography는 서서히 변화를 일으킨다. 그림 5는 두면의 합성 표면거칠기 곡선이 운전 에 따라 변화하는 예를 보인 것이다. 이와같은 변화는 마찰면의 재료와 윤활제의 영향을 받으며, 실제로 이러한 경우가 적지 않다는 데 주목해야 한다.

Tribology 는 크게 (1) 마모와 마찰이론, (2) 윤활이론, (3) 윤활제, (4) 윤활시험으로 나눌 수 있다. 이상에서의 기본적인 물리적 개념을 갖고 기계설계에 필요한 Tribology이론중 윤활분야의 이론식을 고찰해 보면 다음과 같다.

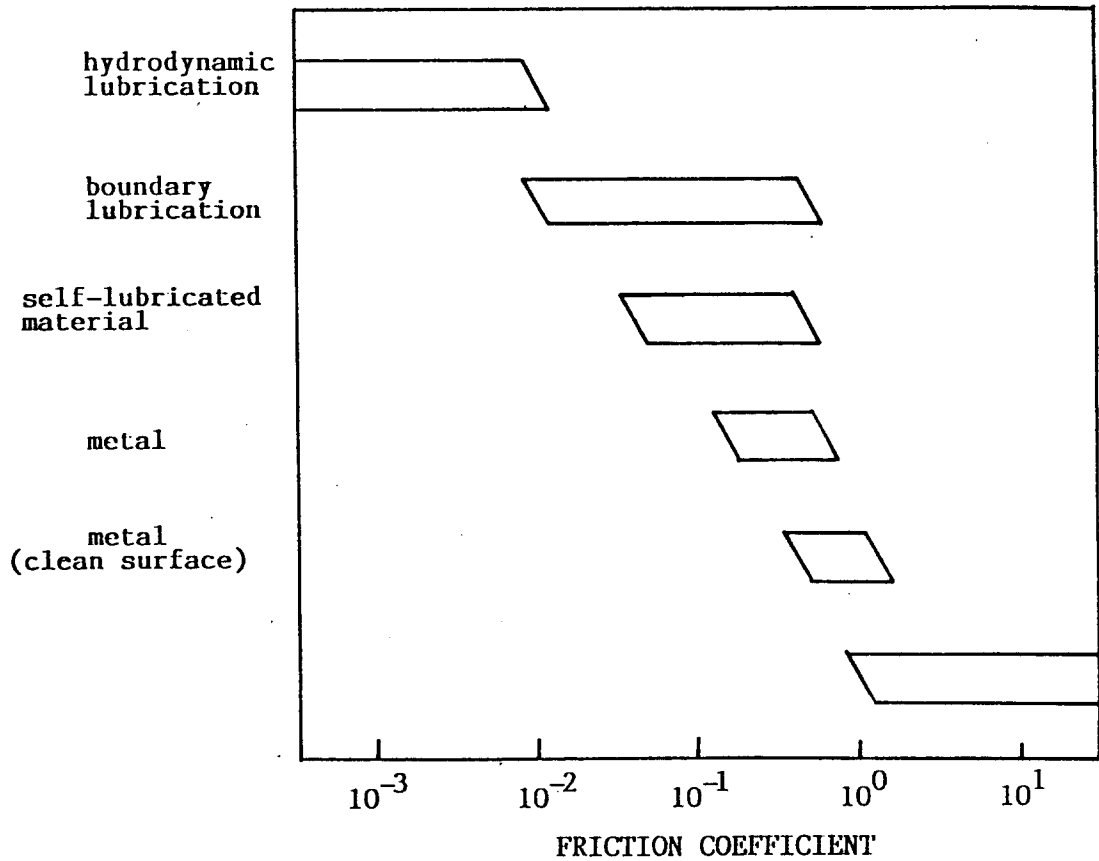
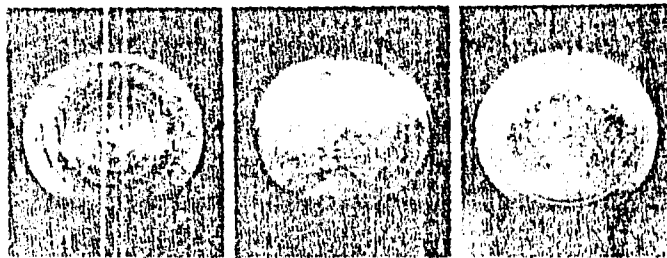


Fig. 1 Typical range of friction coefficient



(a) scuffing (b) wear (c) rolling fatigue

Fig. 2 Typical surface failure

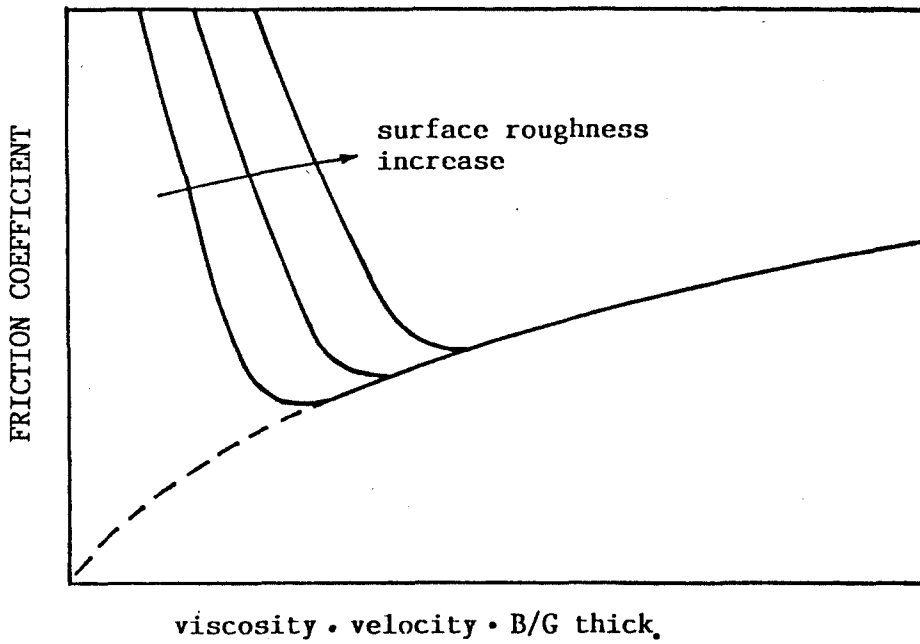


Fig. 3 Variations of Stribeck curve due to surface roughness under constant load

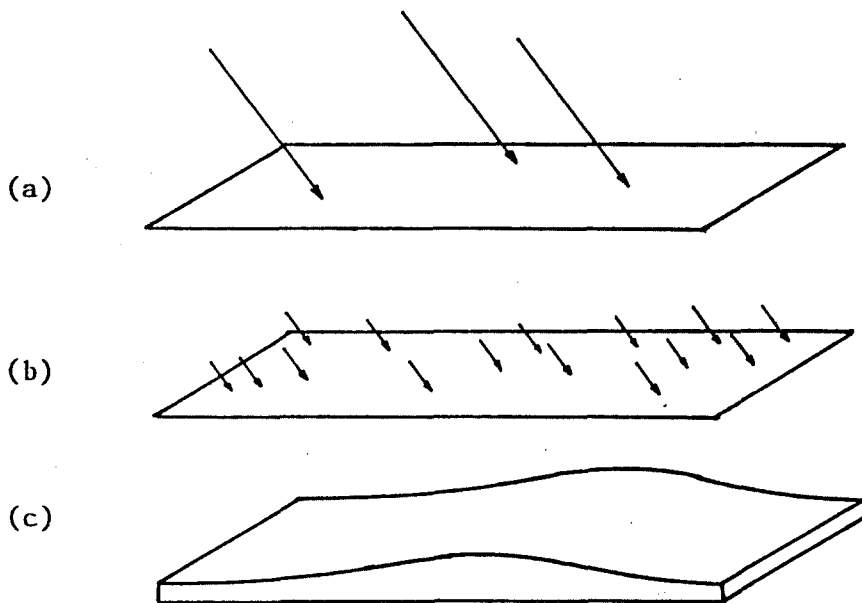


Fig. 4 Load distribution on the friction surface

sliding
distance

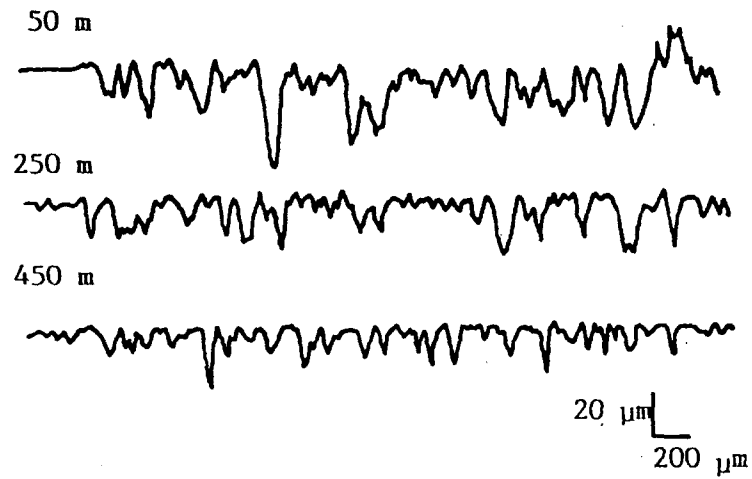
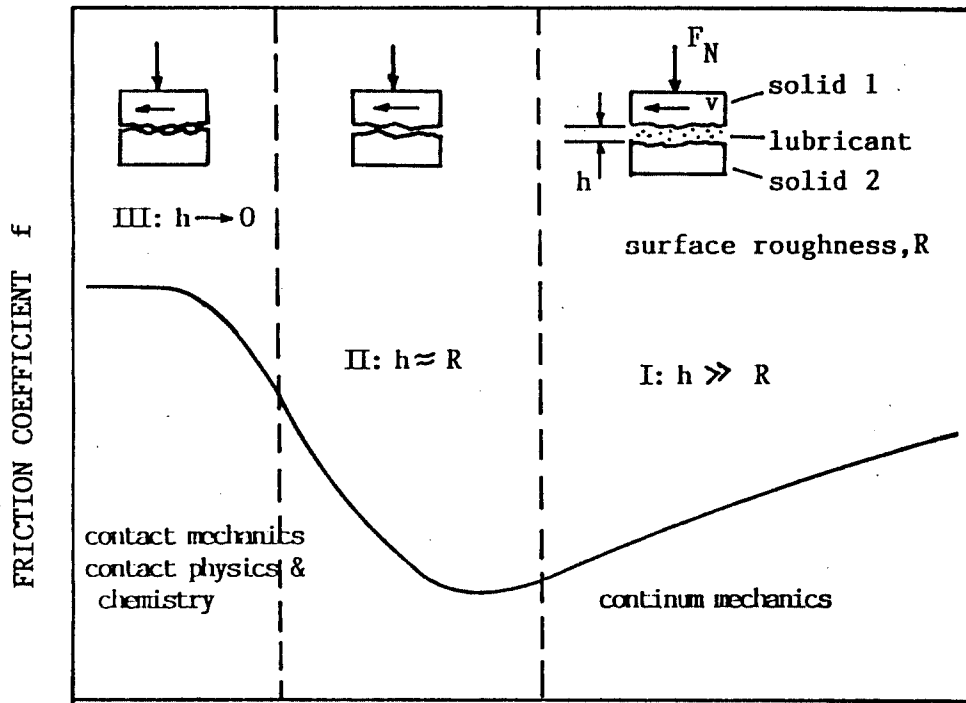


Fig. 5 Variations of surface micro-topography
in friction process (profile of composite
roughness)

윤활 상태의 정의



I : Hydrodynamic lubrication and EHD lubrication

II : Partial EHD lubrication or mixed lubrication

III: Boundary lubrication

Fig. L-1 Stribeck curve and lubrication region

유체운할이론

(1) 기초식

(i) 가정

1. 유체는 Newton 의 법칙에 따른다 (그림 H-1).

$$\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial y}$$

τ : 전단응력

η : 점성계수

2. 유체의 운동은 층류로 한다.
3. 체적력, 관성력은 무시한다.
4. 유체는 비압축성으로 한다.
5. 압력은 y 방향에 따라 바뀌고,
 y 방향의 속도 기울기가 큰 것으로 가정한다.

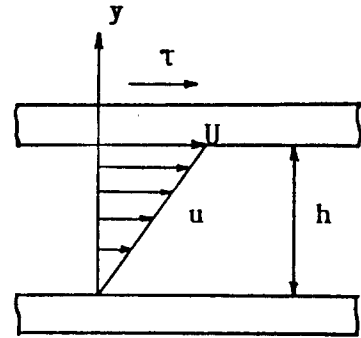


Fig. H-1 Viscous flow between two parallel flat walls

(ii) Reynolds의 기초방정식

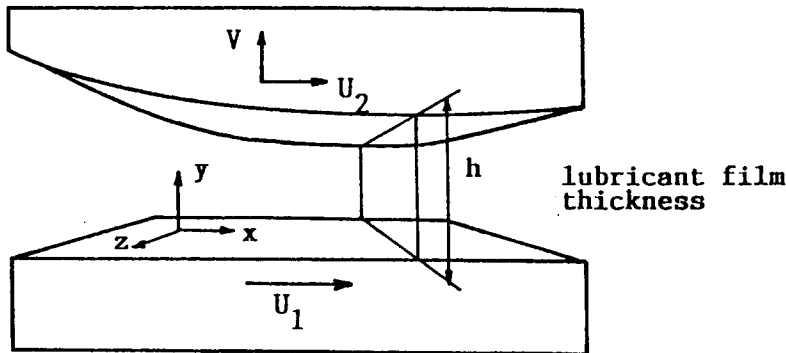


Fig. H-2 Sliding surface

$$\frac{\partial}{\partial x} (h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z} (h^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = 6 \eta (U_1 - U_2) \frac{dh}{dx} + 12 \eta V$$

단 h : 유막두께

(iii) 압력의 발생원인

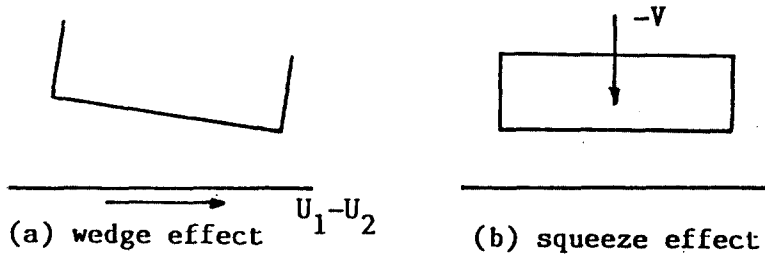


Fig. H-3 Pressure generation mechanism

(2) 무한폭 Thrust 베어링

(i) Reynolds 방정식

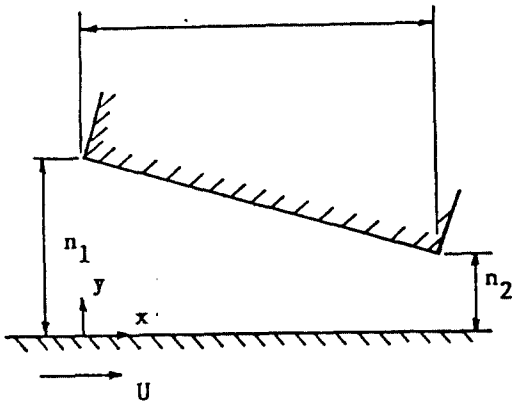


Fig. H-4 Thrust bearing

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

(ii) 경계조건

$$x = 0 ; p = 0$$

$$x = L ; p = 0$$

(iii) 압력분포

$$p = \frac{6\eta UL}{h_2^2} \frac{(n-1)(1 - \frac{x}{L}) \cdot \frac{x}{L}}{(n+1)(n - n\frac{x}{L} + \frac{x}{L})^2}$$

단, $n = h_1/h_2$

(iv) 단위폭 하중

$$p' = \frac{nUL}{h_2^2} \frac{6}{(n-1)^2} \left\{ \log n - \frac{2(n-1)}{n+1} \right\}$$

(3) Journal 베어링

(i) 무한폭 저널 베어링

o Reynolds 방정식

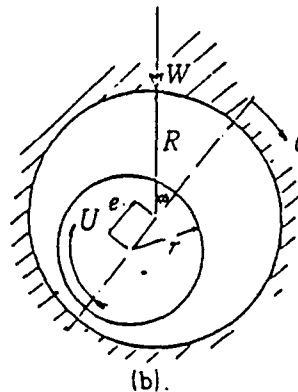
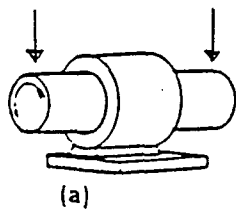


Fig. H-5 Journal bearing

$$\frac{d}{d\theta} (h^3 \frac{dp}{d\theta}) = 6\eta Ur \frac{dh}{d\theta}$$

o 경계조건 (Sommerfeld)

$$\theta = 0, \pi ; p = 0$$

o 압력분포

$$p = \frac{6\eta Ur}{c^2} \frac{\epsilon (2 + \epsilon \cos \theta) \sin \theta}{(2 + \epsilon^2)(1 + \epsilon \cos \theta)^2}$$

단, $c = R - r$, $\epsilon = e/c$ (편심률)

o 단위폭 하중

$$p' = \frac{\eta Ur}{c^2} \frac{12\pi\epsilon}{(2 + \epsilon^2)\sqrt{1 - \epsilon^2}}$$

(iii) 무한소폭 저널 베어링

o Reynolds 방정식

$$h^3 \frac{d^2 p}{dz^2} = \frac{6\eta U}{r} \cdot \frac{dh}{d\theta}$$

o 경계조건

$$z = 0 \quad ; \quad \frac{dp}{dz} = 0$$

$$z = \pm \ell/2 \quad ; \quad p = 0 \quad (\ell : \text{베어링의 폭})$$

o 압력분포

$$p = \frac{3\eta U}{r} \left(\frac{\ell^2}{4} - z^2 \right) \frac{\epsilon \sin \theta}{c^2 (1 + \epsilon \cos \theta)^3}$$

(4) 굴림 베어링 (무한폭 콘사)

(i) Reynolds 방정식

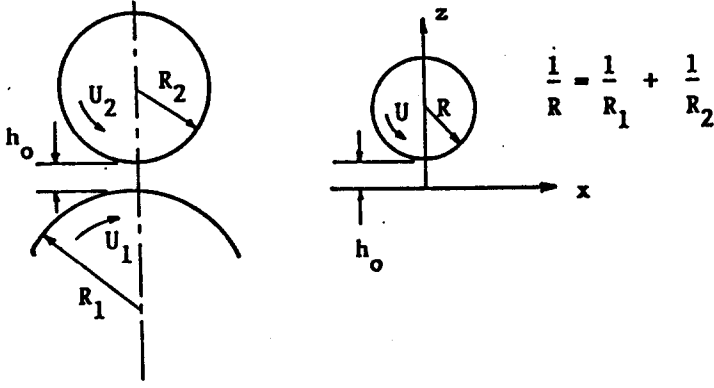


Fig. II-6 Lubricant film between two rotating cylinders

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6n (U_1 + U_2) \frac{dh}{dx}$$

(ii) 경계조건

$$x = -\infty ; p = 0, \quad x \geq 0 ; p = 0$$

(iii) 압력분포

$$p = \frac{n(U_1 + U_2) \sqrt{2Rh_0}}{2 h_0^2} \left(\sin 2\psi + \frac{\sin 4\psi}{2} \right)$$

$$\text{단, } \psi = \tan^{-1} \frac{x}{\sqrt{2Rh_0}} \quad (x \leq 0)$$

(iv) 단위폭 하중

$$p' = \frac{2n(U_1 + U_2)R}{h_0}$$

탄성유체윤활이론

(1) 2 원통 접촉 유체윤활 이론

(i) Martin 의 이론

유체윤활 이론 (4)를 참조

(ii) Gatcombe 의 이론 (윤활유외 압력에 따른 점도의 증가를 고려)

o 점도식
$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$$

η_0 : 상온, 상압에서의 점도

p : 압력

α : 점도의 압력지수

o 압력

$$p = -\frac{1}{\alpha} \ln(1 - \alpha p_0)$$

단, $p_0 = (-e^{-\alpha p}) / \alpha$

(iii) Grubin 의 이론

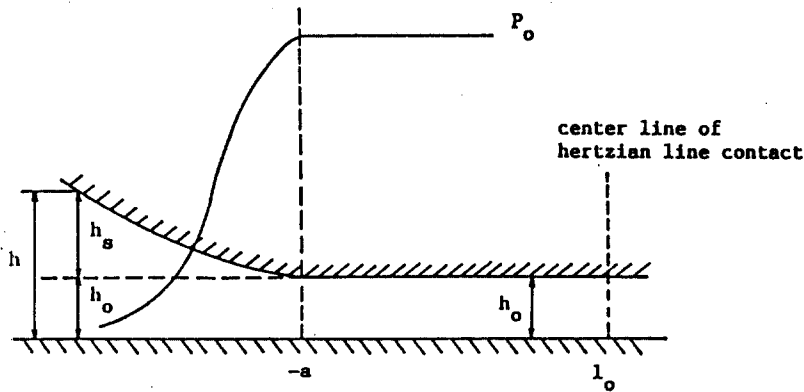


Fig. E-1 Grubin's model

o 가 정

표면의 탄성 변형량은 건조접촉의 경우와 같고 2 원통
에는 두께 h_0 의 유막이 존재한다.

o 접촉역에서의 유막두께

$$H = 1.95 G^{8/11} \cdot U'^{8/11} \cdot W'^{-1/11}$$

단 , $H = h_0/R$, $G = \alpha E'$, $U' = \eta_0 U/2E'R$,

$$W' = W/E'R$$

여기서 $\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$

W : 단위폭당의 하중

R : 원통 반경

(iv) Weber 의 이론

o 점도식 : 일정 혹은 $n = \eta_0 e^{\alpha p}$

o 탄성 변형을 고려한 간극

$$h = h_0 + x^2/2R - v$$

v : 탄성 변형량

단 , $v = \frac{2}{\pi E'} \int_{S_1}^{S_2} p(s) \ln|x-s| dx + \text{const.}$

(v) Dowson & Higginson 의 이론과 해법

o Weber 의 이론을 역계산법 (Inverse problem)으로 푼다.

(vi) 각 이론에 따른 결과

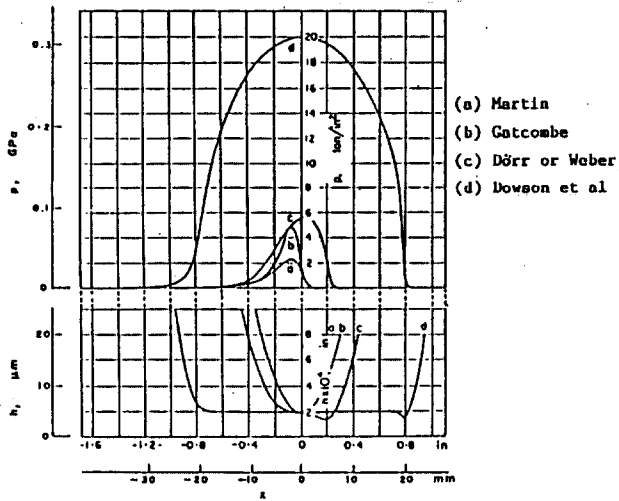


Fig. E-2 Pressure distributions and film shapes for the same centre-line film thickness. (a) Constant viscosity, rigid cylinders. (b) Pressure-dependent viscosity, rigid cylinders. (c) Constant viscosity, elastic cylinders. (d) Pressure-dependent viscosity, elastic cylinders.

(vii) Dowson & Higginson의 결과

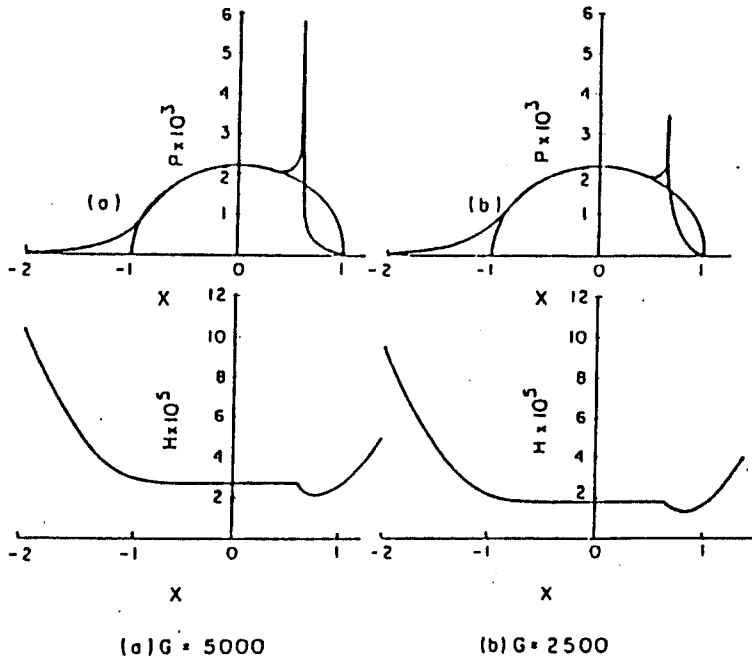


Fig. E-3. Pressure distributions and film shapes. $V = 3 \times 10^{-5}$. $U = 10^{-11}$. (a) $G = 5000$. (b) $G = 2500$.

(viii) 유막 두께식

$$\frac{h}{h_m} = B \left(\frac{q_a}{q_m} \right)^a \left(\frac{p_0}{q_m} \right)^b$$

$$\text{단, } h_m = 4.9 \frac{\eta UR}{W}, \quad q_m = \frac{0.2W^{3/2}}{(\eta U)^{1/2} R}$$

$$q_a = \frac{1}{\alpha}, \quad p_0 = \left(\frac{WE'}{\pi R} \right)^{1/2}, \quad B, a, b : \text{정수}$$

o Martin 식

$$h/h_m = 1$$

o Herrebrugh의 식

$$\frac{h}{h_m} = 1.1 \left(\frac{q_m}{p_0} \right)^{0.8}$$

o Block의 식

$$\frac{h}{h_m} = 0.99 \left(\frac{q_m}{q_a} \right)^{2/3}$$

o Dowson & Higginson의 식

$$\frac{h}{h_m} = 1.35 \left(\frac{q_m}{q_a} \right)^{0.54} \left(\frac{q_m}{p_0} \right)^{0.06}$$

(ix) 탄성 유체윤활의 분류

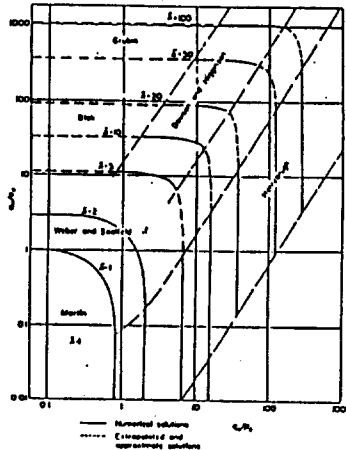


Fig. F-4 The regimes of EHL

(2) 2 구 체 접촉 유 체운 활 이론

(i) Archard 의 유 막식

$$\frac{h}{R} = 1.4 \left(\frac{\eta UR}{W} \right)^{0.74} \left(\frac{\alpha W}{R^2} \right)^{0.74} \left(\frac{ER^2}{W} \right)^{0.074}$$

(ii) Gohar 의 유 막식

$$\frac{h}{R} = 1.28 \left(\frac{\eta UR}{W} \right)^{0.7} \left(\frac{\alpha W}{R^2} \right)^{0.49} \left(\frac{ER^2}{W} \right)^{0.1}$$

혼 합운 활의 이론

(1) 혼 합 운 활 상 황 하 에 서 의 저 널 속 수 의 마 찰 계 수

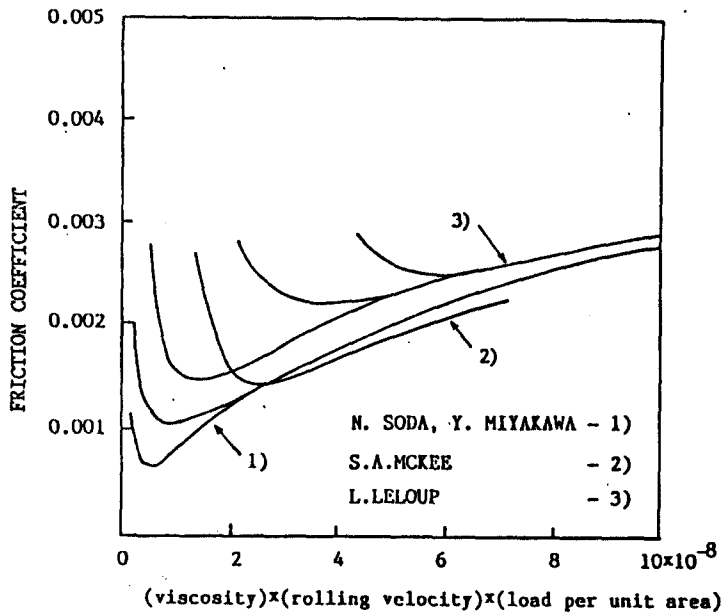


Fig. M-1 Friction coefficient of journal bearing

(2) 유 체운 활 이론 에 따 른 접 근

(i) Vogelphol 의 마 찰 계 수

$$\eta = \eta_0 \left\{ 1 - \frac{\eta \omega}{\bar{p} \psi_r} \left(\frac{c_r}{h_{min}} - 1 \right) \right\} + 3 \left(\frac{\eta \omega}{\bar{p}} \right)^{1/2}$$

단, f_0 : 정마찰 계수, c_r : 반간곡

$\psi_r : \frac{c_r}{r}$, n : 점도

$\omega : U/r$ (각도수), h_{min} : Stribeck곡선의 최소점에 있어서의 유막두께

(ii) Christensen, Cheng의 접근

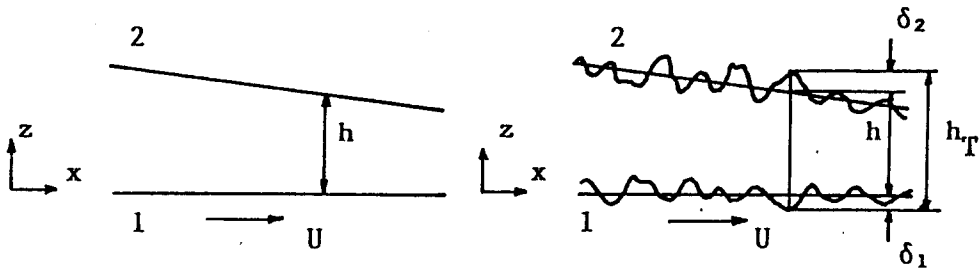


Fig. M-2 (a) smooth surface (b) rough surface

o 유막두께

$$h_T = h(x) + \delta_1(x-Ut) + \delta_2(x), \quad t : \text{시간}$$

o Reynolds 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h_T^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6nU \frac{\partial h_T}{\partial x} + 12n \frac{\partial h_T}{\partial t}$$

(3) 유체윤활과 경계윤활의 중첩에 따른 접근

$$\text{마찰계수} : \mu = \alpha\mu_b + (1-\alpha)\mu_f$$

단, α : 경계윤활 영역의 비율

μ_b : 경계 마찰계수

μ_f : 유체윤활 영역에서의 마찰계수

경계윤활 이론

(1) Hardy 의 모델

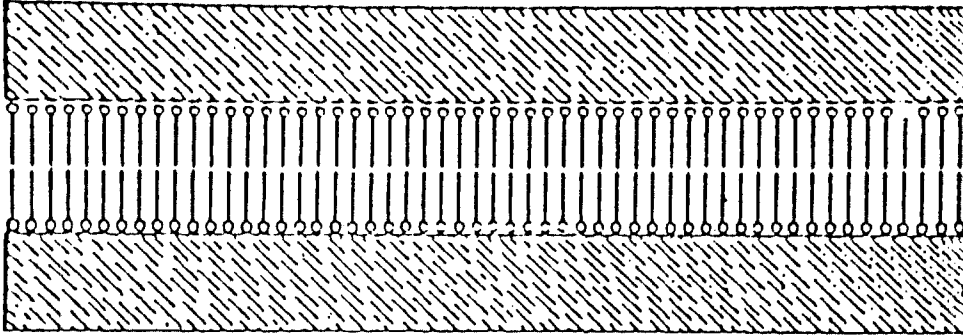


Fig. B-1 Hardy's model of boundary lubrication

(2) Bowden 의 모델

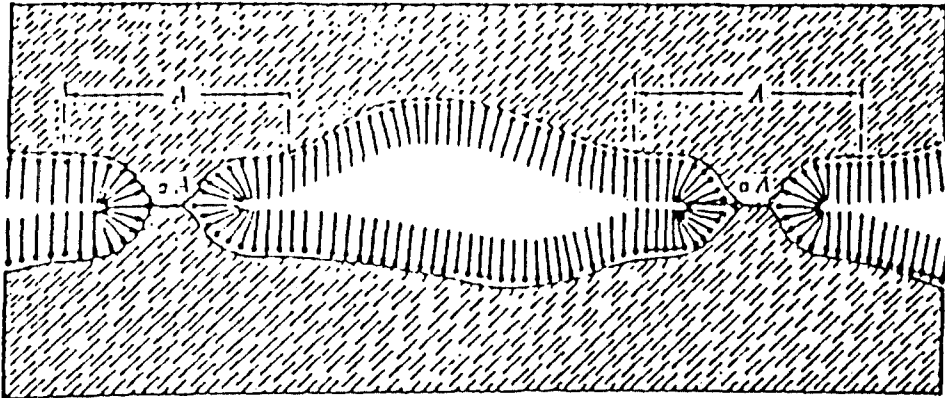


Fig. B-2 Bowden's model of boundary lubrication

마찰력

$$F = A_r \{ \alpha s_m + (1 - \alpha) s_l \}$$

단, α : 금속 접촉부의 비율

s_m : 단체의 전단강도

s_l : 윤활막의 전단강도

(3) 경계선

(i) 물리 흡착막

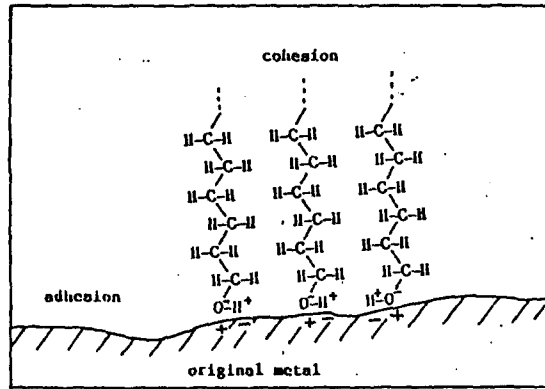


Fig. B-3 Physical adsorption

(ii) 화학 흡착막

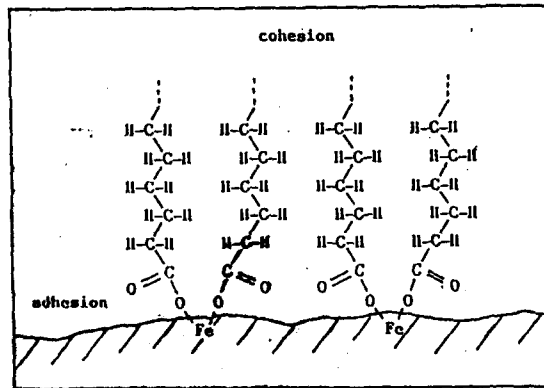


Fig. B-4 Chemical adsorption

(iii) 화학반응에 따른 막

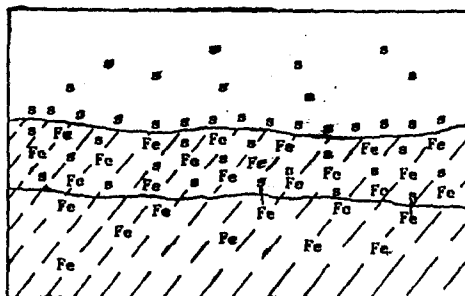


Fig. B-5 Boundary film formation in chemical reaction

(4) 마찰 특성

- a : 기유
- b : 기유 + 유성향상제
- c : 기유 + EP제
- d : 기유 + 유성향상제 + EP제

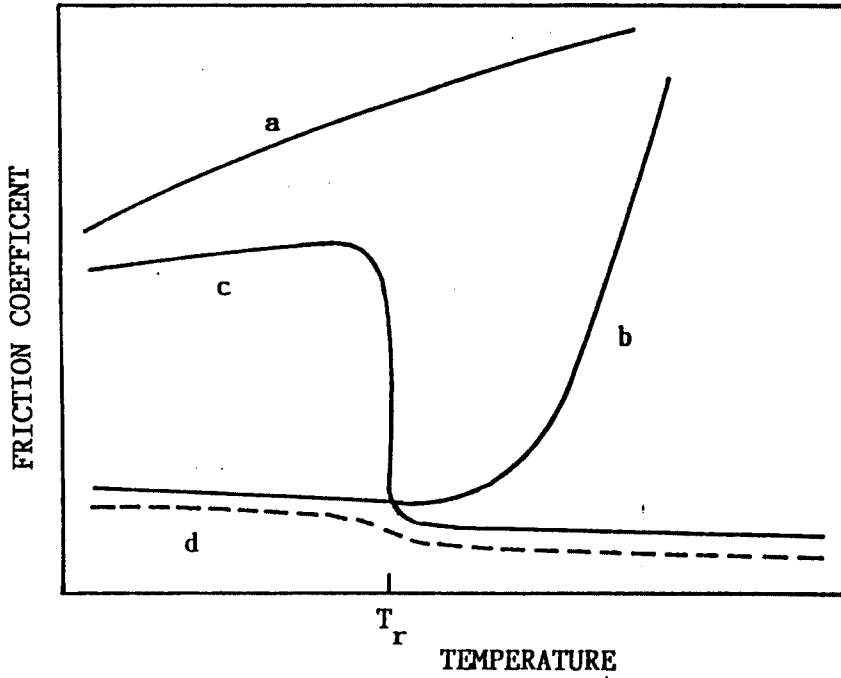


Fig. B-6 Friction properties of boundary lubrication

이상에서 Tribology의 물리적 개념을 기계설계에 응용시켜 쉽게 이해시키려고 노력하였고 실제의 개념이 유래된 이론식을 소개하였다. 기회가 있으면 (1) 마모 및 마찰, (2) 윤활제, (3) 윤활실험에 관해 계속 이러한 종류의 강연회를 갖고져 한다. 앞으로의 Tribology 는 정밀기계, 첨단 컴퓨터 기기, 반도체 제조 장치의 설계에 필수불가결하게 되고있다. 이러한 추세에 맞춰 여태까지의 발표된 연구논문을 다시한번 살펴 Tribology 관련 기계설계의 표준화 작업이 진행되어야 함을 첨언해 둔다.