

潤滑技術

윤활과 베어링의 기술적 이야기(II)



서울대학교 工科大學 명예교수
工學博士 鄭善謨

6. 유체윤활베어링의 메커니즘

1. 점성유체의 기능(粘性流體의 機能)

1-1 뉴우톤의 法則

기름의 윤활작용에는 2개의 중요한 特性이 있다. 그 하나는 기름의 流動에 관계가 있는 粘性이고 또 하나는 油性이라고 불리우는 境界윤활상태에서 固體表面에 작용하는 윤활에 도움이 된다. 보통 사람들은 粘性和 油性을 혼이 混同하고 또는 같은 것으로 생각하고 있다. 그러나 粘性은 物理的 作用이며 油性은 化學的 作用이다.

一般的으로 기름과 물 등의 流體는 自由로 흘러가기도 하고 形狀을 바꾸기도 하는 기구로 되었으나 流動하는 작용에 대하여 抵抗하는 성질이 있고 이것을 粘性이라고 부르고 있는 것이다. 粘性은 유체의 내부마찰이라고도 말하고 있으나, 固體의 마찰저항에 관한 쿨롱(Coulomb)의 法則과 같이, 流體의 粘性에는 뉴우톤(Newton)의 法則이 있다. 맨 물과 기름과의 차이는 粘性이 다르기 때문이고 뉴우톤의 法則을 式으로 표시하면 다음과 같다.

$$F/A = ZV/h \dots\dots\dots (1)$$

점도의 單位는 센티포이즈(centipoise: C.P)로서 나타낸다. 기호는 그림1에 記入되고 있다.

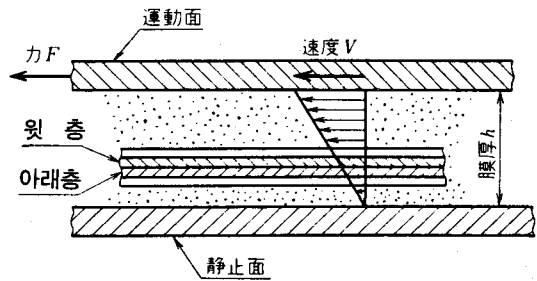


그림1. 平行하게 미끄러 나가는 流體膜의 흐름

그림1에서 보는 바와 같이 平行平면을 생각하고, 한편측은 정지하고 있고, 다른쪽은 速度 V 로서 움직이고 있다. 유체로서 가득히 차있는 2 平面的 간격 h를 一定하게 유지하면서 운동면을 잡아당기는데 必要한 힘 F는 운동면의 面積을 A 라고 하면 뉴우톤의 法則의 式이 成立된다.

$$F/A = ZV/h \dots\dots\dots (1)$$

Z는 粘度이고, 單位面積마다의 流體膜의 抵抗力 F/A는 膜의 厚度 方向의 速度變化율(速度變化率) V/h에 比例하고, 比例係數 Z는 유체의 粘度이다"라는 뜻의 計算式이다.

平行 平面間의 流體膜에 서는 어떤 層을 보더라도 層間거리에 대한 相對미끄럼 速度의 比는 같고 V/h이므로 유체의 速度分布는 直線의으로

分布하는 3角形 모양으로 된다. 이 流動모델은 유체역학에서 취급하는 基本的인 것이고 쿼에트(couette)의 흐름이라고 부른다. 다음의 粘性의 단위를 생각하면 式(1)을 變型하여 單位를 꾸미면

$$Z = Fh / AV [N \cdot S / m^2] \cdot [Pa \cdot S] \dots \dots \dots (2)$$

이것은 SI(國際)單位이지만 실용상으로는 사용하게 쉽게 다음 單位를 사용한다.

$$CP = 10^{-3} Pa \cdot S \approx 1.02 \times 10^{-8} [kgf \cdot S / cm^2] \dots \dots (3)$$

液體(물, 기름)와 氣體(空氣등)를 통털어서 流體라고 부르는데 모두 粘性을 가지고 있는 것이다. 그림2는 물질에 따라 粘度가 아주 다르고, 또 溫度에 의하여 粘度가 아주 다르게 된다는 것을 도시하고 있다.

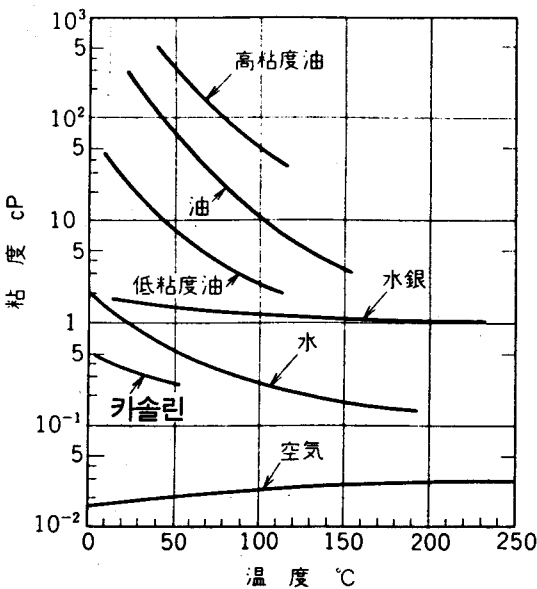


그림2. 流體의 점도와 溫度와의 관계

윤활유의 점도는 溫度에 의하여 크게 변화함으로 운전시의 베어링 溫度가 室溫보다 몇度 上昇하게 되는가를 豫測하는 것이 중요하다. 그것은 粘度의 大小가 베어링 性能을 표시하는 油膜의 두께와 마찰저항에 크게 영향을 끼치기 때문이

다. 그리고 기름의 粘度는 壓力의 增大와 더불어 增加하게 된다.

壓力 P의 점도를 Z, 大氣壓의 점도를 Z₀라고 하면, $Z/Z_0 = e^{\alpha P}$ 로서 표시한다.

여기서 α는 粘度의 壓力指數이고, 기름에 따라 결정되는 常數이며 보통(0.002~0.003bar⁻¹)이다. 앞에서 언급한 彈性 潤滑상태의 구름 베어링(rolling bearing)에서는 轉動體의 접촉점에서 數千 bar의 높은 壓力이 발생된다고 말하고 있으나, 大氣壓 상태의 10~100倍 정도의 높은 粘度로 되어 있다고 말하고 있다.

물과 기름의 粘性은 뉴우톤의 法則에 잘 일치하지만, 미끄럼 速度勾配 V/h와 流動抵抗 F/A가 단순한 比例關係가 아닌 非뉴우톤 流體도 數萬이 있는 것이며 예를 들면 그리이스(grease)는 어느 限界 以上の 큰 힘을 加하지 않으면 발생하지 못한다. 따라서 미끄럼 速度의 작은 領域의 점도는 상당히 크고, 미끄럼 速度가 증가하면 粘度는 低下한다.

1-2. 쿼트(Couette)의 흐름과 썬기 作用(楔作用)

그림1에서 본 쿼트의 흐름의 特性을 2개만 열거한다. 그 하나는 미끄럼面에 의하여 운송되는 流體의 輸送量 Q를 3角形狀의 流速分布에서 求하면 다음과 같이 된다.

$$Q = Vh / 2 \dots \dots \dots (4)$$

미끄럼面은 流量 Q를 수송하는 펌프라고 볼수 있다. 그밖의 特性은 錘을 얹어 놓면 미끄럼面은 떠오를 수가 없다. 미끄럼面이 가라앉아서 바닥面에 도달할때까지는 流體膜에는 눌러 압케되는 것에 대한 抵抗力이 생기나, 결국 추(錘)와 均衡을 유지하는 壓力이 流體膜에 생기지 못하고 가라앉게 된다. 錘를 받치는 油膜을 만드는데 있어서 미끄럼面에 대하여 靜止面을 약간 傾斜시키는 手法이 있다. 그림3에 도시한 바와 같이 3종류의 油膜의 壓力狀態를 水銀 마노미터 等の 壓力計로서 측정하면 (a)와 平行平面膜의 壓力은 장소에 관계없이 一定하고 靜止面의 양끝의 값과 똑같이 된다. 따라서 양단이 大氣壓이면 平行膜은 荷重을 받칠수가 없다.

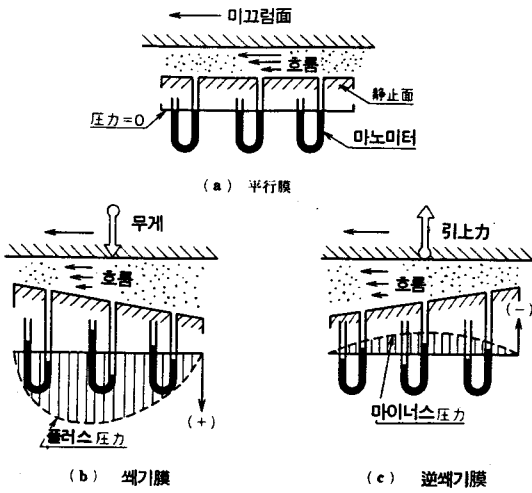


그림3. 3종류의 油膜에 생기는 壓力

(b)의 先端좁힌 썰기形의 油膜에서는 靜止面의 양끝보다 높은 壓力으로 되고 點線으로 도시한 플러스(+)의 壓力分布가 생긴다. 이 플러스壓력을 靜止面 全域에서 積分하면 錘의 하중에 같게 되고 양자는 均衡을 잡는다. (c)의 逆썰기形 油膜에서는 마이너스(-)의 壓力이 생기고, 靜止面に 吸着하게 되므로, 미끄럼면에 잡아 올리는 힘을 加하지 않으면 안되는 것이다. 先端좁은 썰기 膜에 플러스(陽, plus)의 壓力이 생기는 이유는 粘性流體를 좁은 틈새(narrow clearance)에 무리하게 수송시키는 힘을 加하기 때문이고,

이것은 마치 주사기에서 주사액을 送出し킬때 경험한바와 똑같은 이치이다. 注射器의 심봉을 늘어 붙치면 주사바늘의 가느다란 구멍때문에 흘러가기 어렵게 된 注射液에 壓力이 생긴다.

다만, 썰기膜에 생기는 흐름이 주사기와 다른 점은, 미끄럼면의 進行方向뿐만 아니라 흐름의 일부는 入口때 向하여 逆流함으로 逆流가 없는 주사기의 편이 壓力을 높게 하기 쉬운 것이다.

1-3. 포와슬이(poiseuille)의 흐름

좁은 틈새를 유체가 밀어 나오게 될때의 흐름을 생각하면, 그림4의 平行二面의 틈새의 흐름과, 주사기의 속이라든가 그림5의 물탱크의 放流 円管内의 흐름은 모두 放物線狀의 流速分布로서 고체벽(固體壁)에 접하는 流速은 영(Zero), 中央에서는 最大速度로 되는 것은 잘 알고 있는 사실이다. 이와 같은 流動모형을 포와슬이(poiseuille)의 흐름이라 칭한다. 液體가 斷面形狀의 변화를 하지 않는 均一한 틈새를 흘러 갈때 그림5에 도시한 바와 같이 壓力은 直線狀으로 低下한다. 틈새의 入口와 出口의 壓力差 ΔP와 틈새에서 누설되는 流量Q의 관계를 流體의 壓力差가 粘性抵抗과 均衡을 잡는 것으로 하여 계산한다.

그림4의 平行面 틈새에서는 다음과 같다.

$$Q \propto (h^3 B / Z) \Delta P \dots\dots\dots (5)$$

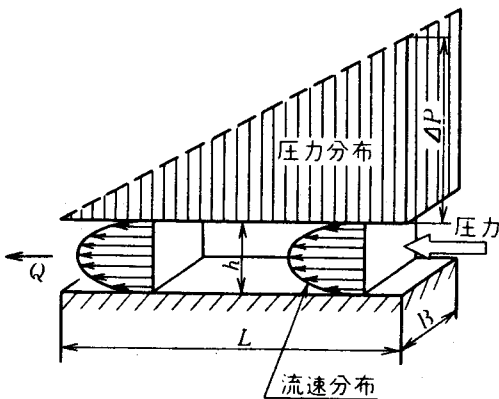


그림4. 平行面內의 포와슬이의 흐름

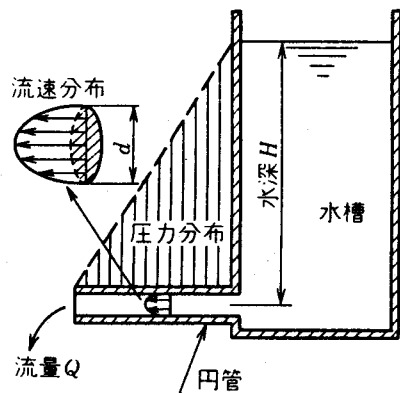


그림5. 円管内의 포와슬이의 흐름

그림5의 円管에서는 다음과 같다.

$$Q \propto (d^3/Z) \Delta P \dots \dots \dots (6)$$

예를들면 式(5)에서 틈새 h를 1/2로 하면 流量Q는 1/8로急減하고, 반대로 流量Q를 같게 할려면 壓力를 8배로 높게할 필요가 있다.

그림5의 물탱크의 경우에는 $\Delta P = \text{水壓} = \rho g H$ 으로 된다. 여기서 $\rho = \text{물의 密度}$, $g = \text{重力 加速度}$, $H = \text{물의 깊이}$ 이다.

이들을 式(6)에 代入하면

$$Q \propto d^3 (\rho / Z) H$$

으로 되고 毛管粘度計에 사용되는 式이다. $(Z/\rho) = V$ 를 動粘度라 부르고 粘度의 尺度의 하나이다. 粘度 Z를 絶對粘度라 불려 動粘度와 구별하여 사용된다.

1-4. 狹기膜의 흐름

式(5)에서 狹기形 流體膜을 생기게한 壓力도 틈새가 좁을수록 壓力을 높게 유지하는 것을 알 수있다. 流體운轉상태의 油膜의 두께가 ($10^{-6} \text{m} = 1 \mu\text{m}$)의 單位로서 측정할 수 있는 정도로 아주 얇음으로, 數十~數百 bar (=kgf/cm²)의 壓力으로 유지 할 수가 있다.

한편 狹기膜의 흐름은 그림6에 도시한 바와 같이 (a) 罍트의 흐름에 依한 流體輸送에 (b) 狹기作用에 의한 壓力發生이 수반되고, (c) 出口와 入口에 向하여 壓力이 低下하는 포이슬의 흐름

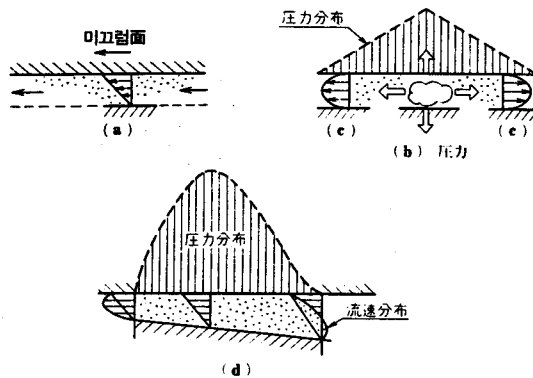


그림6. 狹기膜의 壓力의 흐름

이 조합되어서 (d)의 狹기膜의 壓力分布와 速度分布로 된다. 最大壓力은 약간 出口에 가까운 곳에 생기고, 그 點의 流速分布는 3角形狀으로 된다. 그리고 기타의 點에서는 3角形과 放射線을 合成한 流速分布로 된다.

2. 플레인 베어링(plane bearing)의 油膜壓力

약간 傾斜한 無限한 幅이 넓은 靜止板과 미끄럼면 사이에 생긴 壓力分布는 미끄럼運動의 方向에는 狹기膜 作用으로서 그림7(a)에서 보는 바와 같이 산(山)으로 되고, 가로 方向에는 흘러가지 않으므로, 形狀은 변화하지 않는다. 실제적인 플레인 베어링(미끄럼 베어링)에는 靜止板의 양쪽 끝이 大氣壓이고, 가로 方向에는 누설되는 흐름 때문에 그림7의 (b)와 같이 된다.

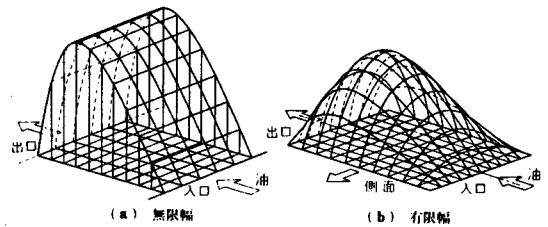


그림7. 플레인베어링의 壓力分布

靜止板 위의 壓力의 積分値는 미끄럼面을 통하여 加하는 荷重에 같고, 그 때의 流體膜의 最小 두께(플레인 베어링에서는 出口의 틈새)가 경험적으로 얻어지는 許容値가 될때 까지는 荷重을 加할 수가 있다. 베어링幅이 좁을 수록 荷重을 지지하는 負荷能力은 低下하고, 正方形(B/L=1)의 베어링에서는 無限幅 베어링의 1/2 정도로 감소한다. 그리고, 負荷能力 대신에 같은 뜻으로 負荷容量이라는 用語가 잘 쓰여지고 있다.

3. 狹기形狀과 負荷容量

그림8에서 보는 바와 같은 軸方向荷重을 받치는 드러스트 베어링은 円周上에 복수의 부채꼴 베어링[개개의 베어링片은 패드(pad)라고 부른다]이다. 이와 같은 베어링을 解析하는 것은 전

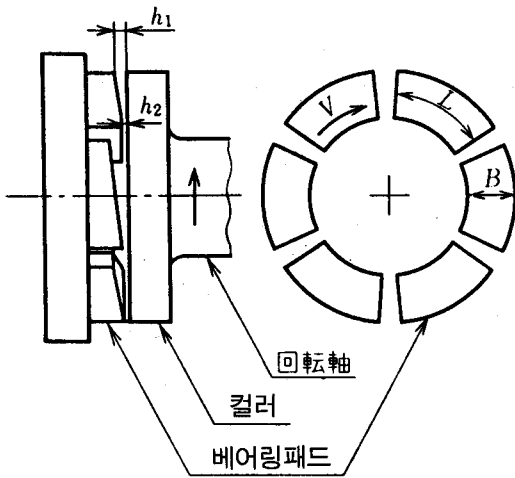


그림8. 드러스트베어링 構造

문적으로는 대단이 복잡하지만 여기서는 經營者를 위하여 알기 쉽게 풀이하는 코너이므로 簡略化하기로 한다. 회전운동을 하는 軸의 平均周速V로

서 미끄럼面이 並進運動을 하고, 부채꼴 베어링의 길이 $L \times$ 幅B의 方形 베어링을 近似的으로 생각한다.

패드(pad)의 入口油膜 厚께를 h_1 , 出口油膜 厚께를 h_2 라 하고 그림7의 壓力를 積分하여 정리하면 다음式이 성립된다.

$$K = \frac{h_2 P}{Z V L} \dots \dots \dots (8)$$

K는 썩기膜의 形狀($h_1/h_2 =$ 油膜 厚께比)와 패드의 尺寸比 B/L 에 依하여 결정되는 常數로서 그림9과 도시되고 있다.

B/L 에 관계없이 $h_1/h_2 = 2 \sim 3$ 일때 K가 크게 되고, 平均壓力 P 또는 最小油膜 厚께 h_2 를 크게 고를수가 있다. 負荷容量을 最大로 하는 油膜形狀은 그림9에서 $h_1/h_2 = 2.2$ 이고 式(8)의 h_2 에 許容油膜 厚께를 代入하면 最大負荷容量($W = PBL$)의 값이 求하여진다. $h_1/h_2 = 1$ 은 平行平面油膜이므로 負荷容量은 零으로 된다.

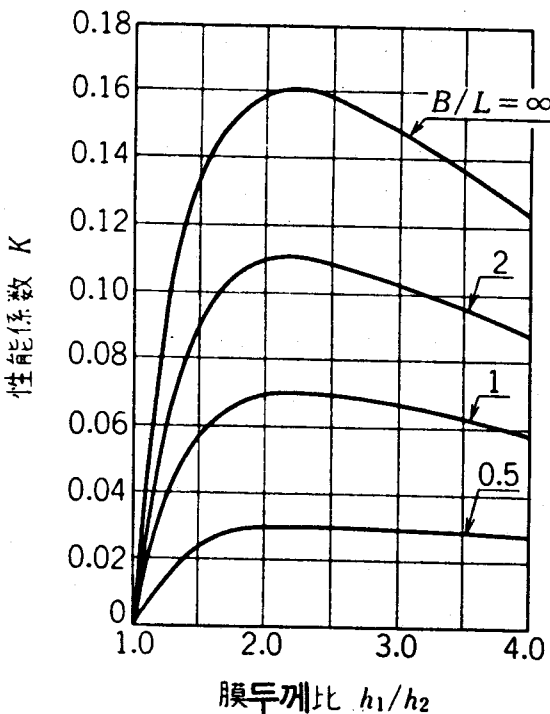


그림9. 性能係數

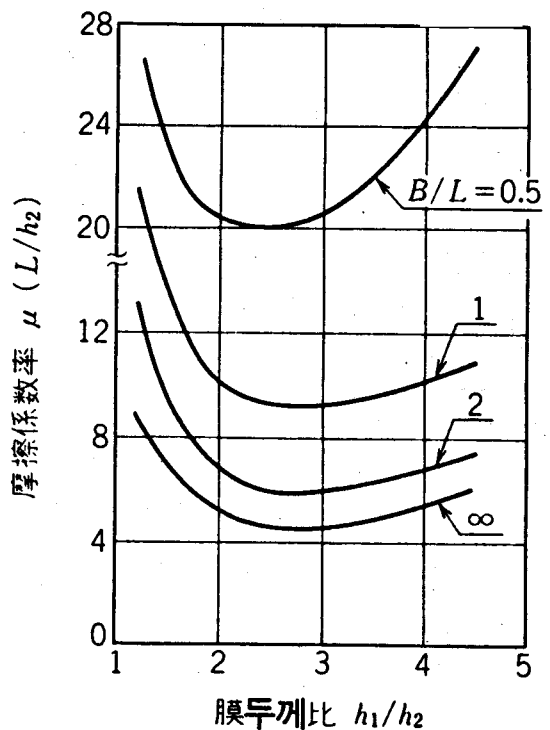


그림10. 마찰계수

또 마찰계수에 대해서도 똑같은 사실을 그림10에서 관독할 수가 있다.

$B/L=1$ 에서 最適油膜形狀(마찰계수 ≈ 10)일 때, 다음 計算例를 사용하면 $h_2/L=2 \times 10^{-3}$ 를 사용하면 $\mu=0.002$ 으로 된다.

지금 式(8)를 사용하여 베어링을 性能 計算를 해 본다. $L=B=10[\text{cm}]$ 의 패드(pad)에서 미끄럼 面의 速度 $V=10^3[\text{cm/s}]$, 平均壓力 $P=35[\text{bar}]$ ($\approx \text{kgf/cm}^2$)의 回轉軸을 지지 한다.

粘度 $Z=20[\text{CP}]$ ($\approx 2 \times 10^{-7}[\text{kgf/cm}^2]$)의 기름을 사용하면 그림9에서 $K=0.07$ 를 선정한다.

$$h_2 = (KZVL/P)^{1/2} = 2 \times 10^{-3}[\text{cm}]$$

$$h_1 = 2 \cdot 2h_2 = 4 \cdot 4 \times 10^{-3}[\text{cm}]$$

最小틈새 h_2 와 傾斜面의 깊이 h_1-h_2 는 $10^{-3}[\text{cm}] = 10[\mu\text{m}]$ 정도의 작은 값이고, 베어링 길이에 對해서는 $h_2/L=2 \times 10^{-3}$ 으로 되고 베어링 表面의 精밀한 加工이 필요하다. 加工精度와 허용油膜 두께의 관계는 다음 기회에 설명하기로 한다.

그리고 베어링의 計算에 있어서 性能을 求하는 경우 컴퓨터에 의하여 복잡한 계산을 할 수 있게끔 되었으나, 油膜두께를 선정할 때의 베어링의 加工精度와 點도를 결정할때의 베어링面의 溫度 등에 대해서는 경험치를 참고로 하는 편이 좋을 것이다.

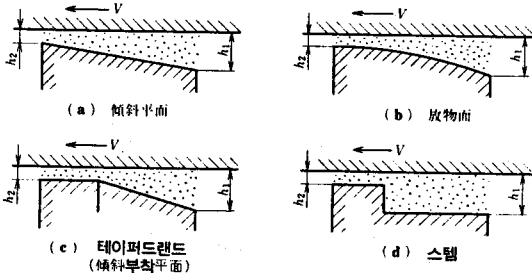


그림11. 플레인 베어링의 各種形狀

4. 나사 펌프의 作用

이발소의 간판의 나선모양이 회전하면서 위쪽으로 진행되는 것과 같이, 나선모양의 홈이 부착된

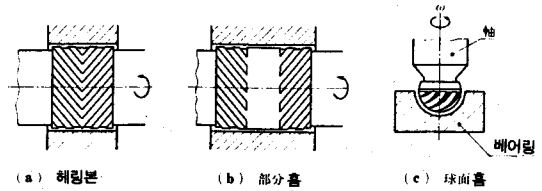


그림12. 나선홈부착 베어링

軸을 돌려서 그림 12(a), (b)와 같이 양쪽으로부터 또는 (c)와 같이 멈추는 방향으로 向하여 홈에 따라 流體를 밀어 붙임으로 中央部分에 높은 壓力이 발생한다. 이와 같은 流體輸送의 메커니즘을 펌프 作用이라 말한다. 送込된 유체는 高壓部分에서 入口쪽에 向하여 틈새를 逆流하고 出入하는 流量의 收支는 제로(零)이다. 쉘기作用에서 설명한 流體의 壓力發生과 均衡유지의 메커니즘은 나사 펌프에서도 자세를 바꿔서 행하고 있음으로 回轉軸과 베어링의 틈새와 나선홈의 깊이 등의 치수는 쉘기膜 베어링의 경우에 유사한 값으로 된다.

不安定하게 되기 쉬운 空氣베어링에서는 홈이 없는 단순한 円筒 베어링 보다는 이 베어링의 편이 適合하다고 말할 수 있다. (a)는 생선뼈와 같은 溝形狀을 한 것으로서 헤링본(herringbone)이라는 명칭이 있고 (c)는 팽이의 심봉의 先端에 상당하는 부분을 球面狀으로 만들어 球面의 下半分에 나선홈을 판 球面 드러스트 베어링이고 小型高速回轉의 遠心分離機 등에 응용되고 있다.

5. 조름작용(絞縮作用, squeeze)

油膜을 낀 2개의 面을 밀어 누르면 기름은 抵抗하면서 바깥쪽으로 押出되며 油膜에는 壓力이 생긴다.

例를 들면 20CP의 기름을 칠한 平面上에 直径 2[cm]의 円板을 놓고, 그 위에 약 1[kgf]의 錘(錘)를 速度 2[m/s]으로 落下시키면 円板의 中心部의 油膜에는 最高 4000[bar]에 달하는 충격 壓力을 측정할 수가 있다. 이와 같은 油膜의 壓力發生의 기구(메커니즘)을 조름(絞縮, squeeze)라고 부른다.

기름이 中間에 끼어있는 2面이 접근할때에는

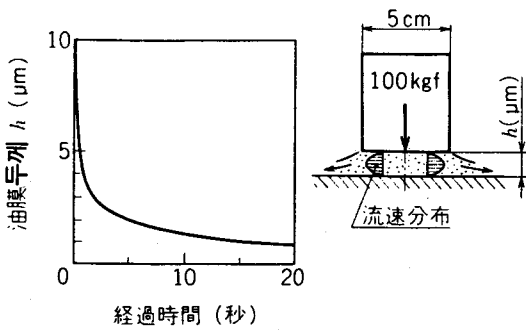


그림13. 油膜의 조름作用(squeeze action)

틈새가 작아지면 누설량 Q 는 갑자기 감소하고, 주위와의 壓力差 ΔP 를 높게 유지할 수 있게 된다. 그림 13에서 보는 바와 같이 直徑 5[cm]의 円板에 20CP의 기름을 칠하여 100[kgf]의 추를 얹어 놓으면 油膜두께 10[μm]에서 1[μm]으로 눌러 압게 되는데 18秒나 걸린다. 이때의 틈새의 기름은 포이슬이 흐름으로 된다.

이와 같이 조름作用(squeeze)은 순간적으로 큰 壓力를 발생시키기도 하고 높은 壓力를 유지하기도 할수 있다. 카솔린엔진의 爆發力이 가해지는 피스톤 핀베어링에서는 回轉보다도 조름作用에 의한 油膜壓力의 發生이 支配的이고, 周期的으로 충격력을 받는 왕복운동기계의 베어링의 油膜壓力 發生에는 다소간이 조름作用이 작용하고 있는 것이다. 그리고 조름作用의 경우에 粘性抵抗에 의하여 행해진 일은 熱로 바뀌지면서 소비된다.

이것이 振動體에 대하여 阻尼(damper)로써 작용하는 油膜의 吸振作用이다. 油膜의 振動減衰作用에 대해서는 나중에 論하기로 한다.

6. 油膜의 不安定現象

輕負荷의 高速저어널베어링(journal bearing)와 垂直軸의 円筒베어링은 존머펠트(somerfert number)의 數 S_0 의 값이 큰 領域內에 있기 때문에 half speed whirl(半速진동회전)이라는 現象을 일으키기 쉽다. 回全體의 不均衡에 의하여 생기는 遠心力은 고속회전에서는 아주 큰 回轉荷重으로 되는데 그 周期은 회전에 周期로 된다. 즉 回

轉數에 共振할때 일어난다. 문제의 whirl 현상은 1/2回轉의 周期로서 생기므로 遠心力과는 직접 관계는 없고, 油膜자신에 의하여 생기는 것으로 생각된다.

왜 回轉軸을 받치는 油膜이 不安定한 거동을 하게 되는 가를 알아 보자. 軸中心 S의 運動을 도시하는 그림14을 보기로 한다.

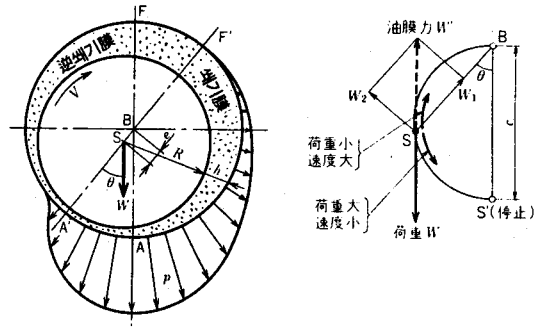


그림14. 油膜의 不安定

베어링中心B의 근방에 있는 軸中心 S가 \vec{BS} 에 이동한 상태를 도시하고 있다. 수직하중에 均衡을 잡고 있는 油能反力을 발생시키는데 이것이 復原力이다. 이 復原力은 \vec{SB} 方向成分 W_1 과 直角方向成分 W_2 의 合力이고, W_1 는 복원작용에 기여하고 있으나 W_2 는 円周方向에 작용하기 때문에 軸중심 S는 軸의 回轉과 같은 방향으로 흔들려 돌아가기 시작한다.

다음에 진동회전의 角速度 Ω 가 軸의 回轉角速度 ω 의 1/2로 되는 이유도 고찰해보자.

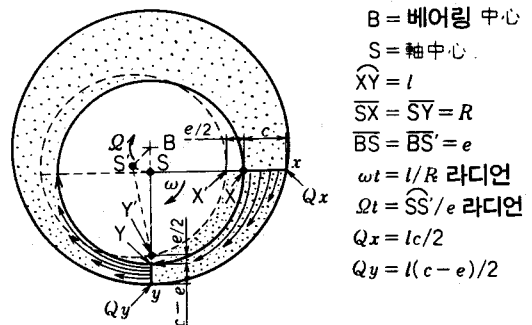


그림15. 回轉軸의 whirl운동과 기름의 흐름

그림15의 實線은 軸心S가 定位置에서 自軸하고, 틸새 \bar{X}_r 과 \bar{Y}_y 를 각각 平均流速 $WR/2$ 에서 기름이 통과할 때를 나타낸 것이다. t秒 사이에 X가 Y으로 옮겨가는 사이의 流量收支를 생각하면 \bar{X}_x 에서의 流入量 Q_x 와 \bar{Y}_y 에서의 流出量 Q_y 의 差 $Q_x - Q_y = l \frac{c}{2}$ 는, 기름은 非壓縮이므로, 空間 $XxyY$ 가 點線部分 $l \frac{c}{2}$ 만큼 넓어지면 吸收할 수 있다.

가령 軸心S가 베어링 中心 B의 둘레를 $\Omega = W$ 로 公轉하면, X가 l 만큼 이동하는 사이에 \bar{Y}_y 는 넓어져서 C로 된다. 따라서 實線의 軸이 點線으로 옮겨 가서 $Y' = C - \frac{c}{2}$ 로 될때에는, S는 B의 둘레를 $\Omega = \frac{W}{2}$ 로서 公轉하게 된다는 것이다. 즉, 회전축은 自轉과 같은 方向으로, 自轉의 1/2의 回轉數로서 旋廻하게 된다는 것을 알 수 있다.

7. 오일 휩(oil whip)의 防止策

오일 와일(oil whirl)가 왜 파괴적인 損傷을 일으키는 가를 알아 본다.

회전축의 固有振動數 N_c 를 초과한 초고위험속도(super critical speed)로서 운전하면, 회전수 $N = 2N_c$ 일 때 旋廻의 振動數 $\frac{N}{2}$ 는 N_c 와 一致하고, 회전축은 共振 상태에 되어 기계는 돌아가지 못하게 된다. 油膜이 原因이 되어 생기는 이 격렬한 振動을, 오일 휩(oil whip)라 부른다. 蒸氣터 어빈 發電機와 터보차아저(turbo-charger) 등, 超危險速度의 회전기계는 각 그 대책이 강구되고 있다.

① 軸心S를 가라앉힌다(沈下시킨다). 즉 편심율(偏心率) $e/c > 0.8$ 정도로 크게 하여 安定시킨다. 즉 이것은 굴마펠트(Sommevfert)數 S_0 의 값을 작게 하는 것과 똑같은 效果로 된다. 예를 들면 오일휩을 일으킨 베어링의 幅을 작게 하면 面壓 $P \rightarrow$ 大 $S_2 \rightarrow$ 小로 되어 軸은 以前보다 가라앉아 즉 沈下되어 安定된다.

② 그림16(a)는 2円弧베어링 또는 弧楕베어링이라고 부르고, 2조각 円弧의 맞춤면을 각각 x [mm]씩 깎아서 組合한 베어링이고 軸心S에 대하여 上下베어링의 中心 B_1, B_2 가 미리 각각 x만큼 偏心되고 있으므로 荷重의 大小에 관계 없이 上下로부터 油膜壓力의 압박을 받고 있는 셈이다. 또 下半分의 베어링에서 보면 軸은 가라앉아 있

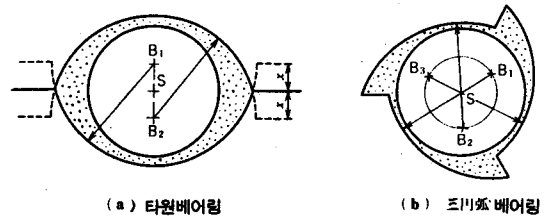


Fig 16. 偏心円弧로서 구성된 베어링

는 상태이다.

③ 틸팅베어링 또는 틸팅패드베어링(Tilting pad bearing)은 가장 安定度가 높은 베어링이다.

④ 浮動부쉬를 사용한 베어링도 安定度가 높은 베어링으로서 터보 차아저 등에 많이 利用되고 있다.

8. 高速域의 마찰손실

마찰熱에 의한 유막의 溫度上昇에 對하여 고찰한다. 單位面積×單位時間마다의 마찰력이 행하는 일量 H는 다음과 같다.

$$H = (\text{單位面積마다의 마찰력}) \times [\text{速度}] = \mu PV \dots \dots \dots (10)$$

마찰계수 μ 는 존마펠트數 S_0^1 에 比例하므로

$$\text{回轉數 } W = \frac{V}{2\pi R} \text{를 사용하여}$$

$H = \mu VP$ 를 變型하면 다음式을 얻는다.

$$H \propto S_0 PV \propto ZV^2 \dots \dots \dots (11)$$

베어링의 溫度上昇에 관계하는 發熱量 H는 Z^2 과 V^2 에 比例하므로, 高速域에서는 마찰損失의 增大과 溫度上昇이 뚜렷하게 크게 나타난다.

윤활제로서 널리 사용되는 鑛油의 경우, 溫度上昇과 더불어 酸化에 의한 劣化가 촉진되므로, 許容溫度는 80~120[°C]라고 말하고 있으며, 온도의 低下를 유지하는 것이 중요한 일이라고 말할 수 있다.

上式들에서 粘度 Z가 작은 기름을 사용하여 틸새 C를 크게 하여 $\frac{C}{R} = 2-3/1000$ 가 되도록 한다. 또 기름흡을 적극적으로 利用하여 베어링 틸새內的 기름의 순환을 좋게 하여 冷却效果를 높인다. 윤활油 자신으로 熱을 제거 하는 것이 冷却手段으로 아주 有效하고 펌프로서 강제적으로

給排油하여 기름의 순환량이 많도록 하는 것이다.

회전축의 周速이 100[m / S] 정도의 高速터어빈 發電機의 베어링에서는 油膜의 흐름이 변화하여 亂流로 되는 것이다.

이와 같이 亂流가 되면 마찰손실이 아주 크게 된다. 그림17은 亂流橢圓베어링의 마찰손실을 도시한 것이다.

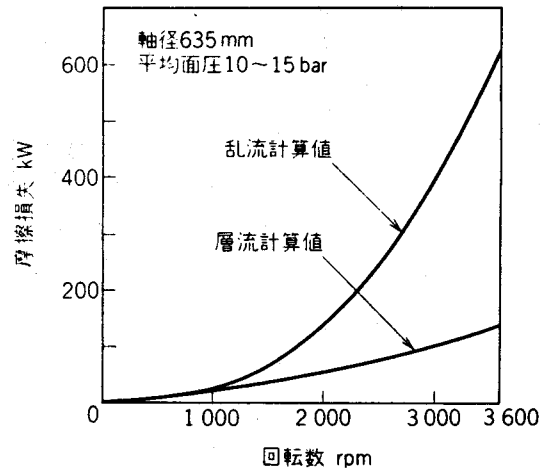


Fig 17. 亂流 円 베어링의 마찰계수의 增大