

# 流體潤滑(I)

金敬雄

<韓國科學技術院 生産工學科>

## 1. 序 論

미끄럼베어링은 수많은 機械要素 가운데서 제일 긴 歷史를 가진 것 중의 하나이다. 그리고 구름베어링이 크게 發達한 現在에 있어서도 蒸氣터빈, 發電機, 內燃機關, 各種 工作機械 등 많은 機械에서 使用되고 있다. 이것은 미끄럼베어링이 高荷重을 支持할 수 있고, 壽命이 길고, 吸振性과 耐衝擊性을 가지며, 騒音が 작다는 등 많은 特徵을 具備하고 있기 때문이라고 볼 수 있고, 또 이러한 特徵들은 모두 다 미끄럼베어링이 荷重을 한층의 얇은 流體膜으로 支持한다는 本質的 作動原理를 바탕으로 하고 있다. 따라서 이 얇은 流體膜의 舉動에 대한 올바른 理解 즉 流體潤滑에 대한 正確한 理解 없이는 미끄럼베어링을 設計하는 것은 물론 有效하게 利用하는 것도 不可能하다고 말할 수 있다.

또 미끄럼베어링 뿐만 아니라 구름베어링, 齒車, 內燃機關의 실린더와 피스톤링, 押出, 디이프드로오잉(deep drawing) 등의 塑性加工, 工作機械의 案内面, 移送나사, 컴퓨터의 補助記憶裝置인 磁氣디스크 혹은 磁氣테이프와 헤드(head) 사이 등의 潤滑에 있어서도 流體潤滑理論은 必須的으로 利用되고 있다. 相對的으로 運動하는 두 面 사이에 作用하는 負荷를 流體膜을 사이에 두고 支持해서 固體面의 直接接觸을 防止하는 것이 潤滑의 理想的 狀態임을 생각하면 上記와 같이 流體潤滑의 역할이 매우 큰 것도 쉽게 理

解할 수 있다.

베어링, 潤滑이라는 것은 특히 機械工業의 제일 基礎的인 技術이고 한나라의 工業水準을 나타내는 指標 라고도 한다. 工業水準이 높은 나라에서는 그 水準을 지탱할 高度의 潤滑技術의 發展이 當然히 있을 것이다. 다시 말하면 潤滑技術의 向上 없이는 現在의 世界의 産業發達は 있을 수 없었다는 것이다.

本 講座에서는 이러한 潤滑技術의 基礎가 될 流體潤滑理論에 對해서 基礎方程式 및 미끄럼베어링에의 適用을 中心으로 記述 하기로 한다.

## 2. 基礎方程式

### 2.1. 潤滑에 있어서의 流體膜의 역할

相對的으로 運動하는 2 面間의 摩擦을 작게 하고 그 面의 損傷을 막기 위해서는 어떻게 하면 좋을까? 이것이 潤滑의 實際的인 問題의 大部分을 차지한다. 그런데 깨끗한 金屬面을 接觸시키면 대단히 큰 凝着力이 作用해서 그 때문에 깨끗한 金屬表面에서는 摩擦係數가 無限大가 될 가능성도 있다는 것은 잘 알려져 있다. 그렇다면 實際의 摩擦面에서는 될 수 있는 한 깨끗한 表面의 直接接觸을 防止 해야되고, 이 防止方法을 潤滑이라 한다고 말할 수 있다.

깨끗한 表面의 接觸을 防止 하려면, 表面을 더럽히면 된다. 一般的으로 空氣중에 있는 金屬의 表面에는 酸化層등의 表面被膜으로 더러워져 있고, 이 表面被膜의 作用으로 空氣中の 金屬의

摩擦係數는 無限大에서 0.5 程度까지 작아지고 있다. 그러나 摩擦係數를 더욱더 작게 하기 위해서는 積極的으로 더럽혀 주는 것이 必要하게 된다. 그 때 使用 되는 것을 潤滑劑라고 한다.

위에서 말했던 “깨끗하다”, “더럽다”라는 것은 人間의 主觀的인 表現이고, 本質的으로는 接觸하는 固體表面사이에 다른 物質이 있는지 없는지라는 것이다. 表面사이에 다른 物質이 있는 게 좋다면 그 다른 物質로 充分히 두꺼운 層을 形成시켜 2面을 完全히 分離시키는데 제일 좋고, 그 物質(潤滑劑)로서는 쉽게 剪斷을 받을 수 있도록 一般的으로는 固體보다 流體가 使用되는 경우가 大部分이다. 이것이 바로 流體潤滑의 基本的인 思考方式 이다.

流體로 完全히 分離시키기 위해서는 2面사이에 作用하는 荷重을 支持할 수 있는 만큼의 壓力을 流體內部에서 發生시켜야 되는데, 이 方法에는 크게 나누어서 2가지가 있다. 하나는 外部에서 펌프등으로 加壓된 流體를 潤滑面에 밀어넣는 方法(靜壓流體潤滑), 또 하나는 2面의 形狀 및 相對的 運動速度를 알맞게 設計함으로써 自動的으로 壓力을 發生시키는 方法(動壓流體潤滑)이다. 本 講座에서는 보다 폭넓게 利用되고 있는 動壓流體潤滑을 다루기로 한다.

미끄럼베어링에 潤滑油를 供給하면 摩擦이 작아진다는 것은 몇천년 前부터 經驗的으로 알려져 있었지만, 軸과 베어링 사이에 潤滑膜이 存在하고 軸과 베어링은 完全히 分離되어 있어서, 荷重은 潤滑膜 內部에 發生한 壓力이 支持하고 있다는 것은 1883年 Beauchamp Tower의 實驗으로 우연히 發見 되었다. 지금부터 100年前의 일이다. Tower는 그림 1과 같은 鐵道車輛用的 直徑 100mm 길이 150mm 弧角 157°의 저어널 部分베어링의 摩擦實驗中에 負荷側에 있는 구멍에서 潤滑油가 새지 않도록 마개를 했는데 그것이 서서히 빠져 나갔다. 그는 마개를 밀어내는 힘이 作用하고 있을지도 모른다고 생각해서 그 구멍에 壓力計를 設置했는데 베어링의 平均面壓이 100lb/in<sup>2</sup>인데도 불구하고 200lb/in<sup>2</sup>까지 測定할 수 있는 壓力計의 測定能力을 넘는 눈

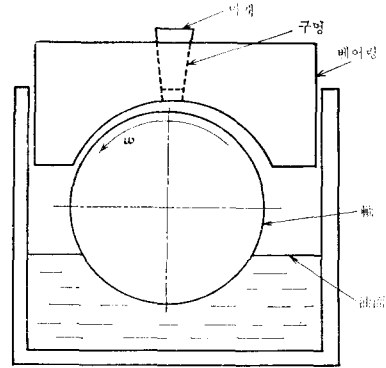


그림 1 Tower의 실험

은 壓力이 潤滑油 內部에서 發生하고 있는 것을 發見했다. 이 實驗의 事實에 대해서 1886年 O. Reynolds가 얇은 썩기形 油膜內에서 流體壓力이 發生하는 것을 理論的으로 證明했고, 이것을 근거로 하여 現在의 流體潤滑理論은 發展해 왔다. 그때 레이놀즈가 誘導한 壓力方程式은 그후 여러 경우에 대하여 擴張되어 레이놀즈의 方程式으로서 現在도 利用되고 있다. 다음은 보다 一般的인 경우에 대해서 레이놀즈 方程式을 誘導한다.

## 2.2. 레이놀즈方程式

相對的으로 運動하는 潤滑面 사이에 있는 流體(潤滑劑)의 運動은 連續의 方程式 (1)과 Navier-Stokes의 方程式 (2), (3), (4)로 記述할 수 있다. ([假定 1] 流體는 뉴우튼流體라고 한다.)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} = & F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \eta \left( \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ & + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \eta \left( \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial y} \eta \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \eta \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} = & F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \eta \left( \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} \right) \\ & + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \eta \left( \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned}$$

$$+\frac{\partial}{\partial x}\eta\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\eta\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right) \quad (3)$$

$$\rho\frac{Dw}{Dt}=F_z-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial z}\eta\left(\frac{\partial w}{\partial z}-\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial z}\eta\left(\frac{\partial w}{\partial z}-\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\eta\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial x}\eta\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial z}{\partial z}\right) \quad (4)$$

여기서  $x, y, z$ 는 座標:  $u, v, w$ 는 流體의 速度成分:  $\rho, \eta$ 는 流體의 密度 및 粘度:  $F_x, F_y, F_z$ 는 流體의 體積力成分:  $P$ 는 壓力이다.

또 潤滑理論을 Navier-Stokes의 方程式에서 誘導하는데 다음과 같이 假定한다.

【假定 2】潤滑面의 曲率을 無視한다. 즉 任意의 形狀의 潤滑面을 한쪽이 平面이 되도록 展開할 수 있다.

따라서 潤滑面의 速度 및 座標系를 一般的으로 그림 2와 같이 表示할 수 있다.

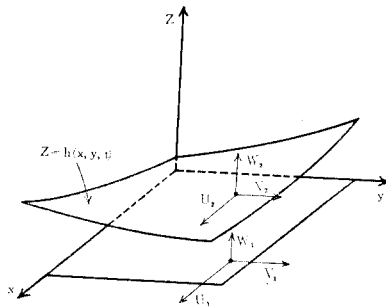


그림 2 潤滑面 및 座標系

【假定 3】流體의 흐름은 層流라고 한다.

【假定 4】流體에 作用하는 體積力(body force)은 無視한다. ( $F_x=F_y=F_z=0$ )

【假定 5】潤滑膜의 두께는 潤滑面에 比較해서 매우 작다.

즉 潤滑膜 및 潤滑面의 代表的인 長이를  $h, L$ 라고 할때  $\epsilon=h/L$ 는 보통의 潤滑問題에 있어서  $10^{-3}$  程度이며, 式 (2), (3)에서 右邊의  $\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial u}{\partial z}\right), \frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial v}{\partial z}\right)$ 以外的 項은  $\epsilon^2$ 程度의 微小量이 된다.

【假定 6】潤滑膜의 두께方向으로 壓力은 一定하다.

【假定 7】慣性項을 無視한다.

以上の 假定을 使用하면 式 (2), (3), (4)는 다음과 같이 表示된다.

$$\frac{\partial p}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial u}{\partial z}\right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial v}{\partial z}\right) \quad (6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z}=\quad (7)$$

境界條件으로서

$$z=0: u=U_1, v=V_1$$

$$z=h: u=U_2, v=V_2$$

를 使用해서 式 (5), (6)을 풀면 潤滑膜 內에서의 流體의 速度가 다음과 같이 求해 진다.

$$u=U_1+\frac{\partial p}{\partial x}\int_0^z\frac{z}{\eta}dz+\left(\frac{U_2-U_1}{F_0}-z\frac{\partial p}{\partial x}\right)\int_0^z\frac{dz}{\eta} \quad (8)$$

$$v=V_1+\frac{\partial p}{\partial y}\int_0^z\frac{z}{\eta}dz+\left(\frac{U_2-U_1}{F_0}-z\frac{\partial p}{\partial x}\right)\int_0^z\frac{dz}{\eta} \quad (9)$$

여기서  $F_0=\int_0^h\frac{dz}{\eta}, F_1=\int_0^h\frac{zdz}{\eta}, \bar{z}=\frac{F_1}{F_0}$ 이다.

式 (8), (9)는 任意의 位置에서의 速度分布를 나타내는 一般式이며, 潤滑膜의 速度分布는 潤滑面의 運動에 의한 Couette의 흐름과 壓力勾配에 의한 Poiseuille의 흐름을 合成한 것임을 나타내고 있다.

한편 連續의 方程式을  $z$ 에 관해서 0에서  $h$ 까지 積分한 形式으로 表現하면 式 (10)이 된다

$$\int_0^h\frac{\partial\rho}{\partial t}dz+\int_0^h\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}dz+\int_0^h\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}dz+\int_0^h\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}dz=0 \quad (10)$$

式 (10)은 다음의 積分과 微分의 順序變換의 關係 (11)을 使用하면 式 (12)가 된다.

$$\int_{h_1}^{h_2}\frac{\partial}{\partial x}f(x, y, z)dz=\frac{\partial}{\partial x}\int_{h_1}^{h_2}f(x, y, z)dz$$

◆ 講 座

$$-f(x, y, h_2) \frac{\partial h_2}{\partial x} + f(x, y, h_1) \frac{\partial h_1}{\partial x} \quad (11)$$

$$\int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t} dz + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^h (\rho u) dz + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^h (\rho v) dz - (\rho U)_2 \frac{\partial h}{\partial x} - (\rho V)_2 \frac{\partial h}{\partial y} + [\rho w]_0^h = 0 \quad (12)$$

式 (12)에 式 (8), (9)를 代入해서 積分 함으로써 式 (13)이 얻어진다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[ (F_2 + G_1) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (F_2 + G_1) \frac{\partial p}{\partial y} \right] \\ &= h \left[ \frac{\partial (\rho U)_2}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V)_2}{\partial y} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{(U_2 - U_1)(F_3 + G_2)}{F_0} + U_1 G_3 \right] \\ & - \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{(V_2 - V_1)(F_3 + G_2)}{F_0} + V_1 G_3 \right] \\ & + \int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t} dz + (\rho w)_2 - (\rho w)_1 \end{aligned} \quad (13)$$

여기서

$$\begin{aligned} F_2 &= \int_0^h \frac{\rho z}{\eta} (z - \bar{z}) dz, \quad F_3 = \int_0^h \frac{\rho z}{\eta} dz \\ G_1 &= \int_0^h \left[ z \frac{\partial \rho}{\partial z} \left( \int_0^z \frac{z}{\eta} dz - \bar{z} \int_0^z \frac{dz}{\eta} \right) \right] dz \\ G_2 &= \int_0^h \left[ z \frac{\partial \rho}{\partial z} \int_0^z \frac{dz}{\eta} \right] dz, \quad G_3 = \int_0^h z \frac{\partial \rho}{\partial z} dz \end{aligned}$$

이것이 潤滑劑의 密度 및 粘度의 3次元의 變化를 考慮한 레이놀즈 方程式의 一般形이다.

式 (13)은  $\rho, \eta$ 가  $z$ 와는 無關係이고  $\rho$ 가 時間에 따라 變化하지 않을때 즉  $\frac{\partial \rho}{\partial z} = 0, \frac{\partial \eta}{\partial z} = 0$

$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$  일때는 式 (14)가 된다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= 6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(V_1 - V_2) \frac{\partial h}{\partial y} \\ & + 6h \frac{\partial}{\partial x} \{ \rho(U_1 + U_2) \} + 6h \frac{\partial}{\partial y} \{ \rho(V_1 + V_2) \} \\ & + 12\rho(W_2 - W_1) \end{aligned} \quad (14)$$

더우기 潤滑油와 같은 非壓縮性이라고 생각할 수 있는 潤滑劑를 使用한 경우에는 式 (14)에서  $\rho = \text{const.}$ 라고 할 수 있기 때문에 式 (15)가 얻어진다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6(V_1 - V_2) \frac{\partial h}{\partial y} \\ & + 6h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + 6h \frac{\partial}{\partial y} (V_1 + V_2) \\ & + 12(W_2 - W_1) \end{aligned} \quad (15)$$

이러한 레이놀즈方程式을 각각의 使用 條件에 따라서 各種의 미끄럼面に 適用하여 풀면 潤滑膜의 壓力分布가 求해진다. 또 그 壓力分布를 基礎로 하여 베어링의 負荷容量, 摩擦力 其他의 베어링性能을 解析할 수 있다. 따라서 레이놀즈 方程式은 流體潤滑理論의 基礎라고 말할 수 있다.

다음에 여기서 式 (15)가 갖는 物理的 意味를 說明한다. 대충 說明하면 式 (15)의 左邊은 壓力分布  $P$ 의 2階微分이고  $P$ 의 凸凹의 程度를 나타내는 것이므로 右邊이 0일 경우는 壓力은 發生하지 않는다. 바꾸어 말하면 右邊이 流體潤滑의 壓力發生의 原因이 되고 있는 것이 明白하다. 式 (15)에서는 그 原因이 3種類 있다는 것을 알 수 있다. 즉 右邊의 第1項과 第2項, 第3項과 第4項, 第5項은 각각

- i) 쐐기形油膜效果(wedge action)
- ii) 미끄럼面伸縮效果(stretch action)

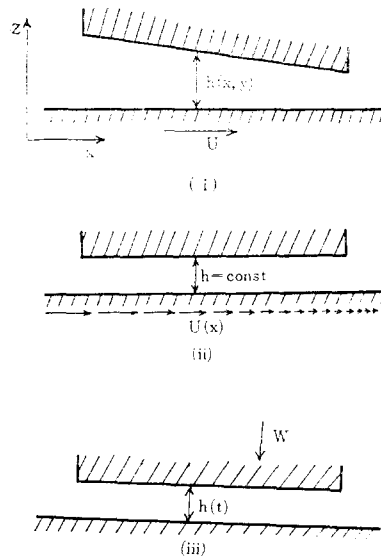


그림 3 壓力發生의 概念圖

iii) 짜내기 효과(squeeze action)

라고 불리는 것이고 流體潤滑에 있어서 壓力發生의 3가지 重要한 原理를 나타내고 있다.

이들 3가지 原理를 概念的으로 圖示하면 그림 3과 같이 된다. 그림 3의 (i), (ii), (iii)은 각각 上記의 3가지 原理를 나타낸다.

(i)은 平面 미끄럼베어링의 경우이며  $U_1=U_2=U=const$ ,  $V_2=V_1=V_2=W_1=W_2=0$ 이고, 潤滑膜의 形狀이 미끄럼方向으로 점점 좁아지는 ( $\frac{\partial h}{\partial x} < 0$ ) 狹기形일 경우인데, 이때 式 (15)의 右邊은 (i), (ii), (iii)의 效果로 나누어서 생각하면

$$6U \frac{\partial h}{\partial x} + 0 + 0 = 6U \frac{\partial h}{\partial x}$$

가 되고, 第1項만이 남는다. 이것이 負의 값이 되므로 壓力分布  $P$ 는 윗쪽으로 볼록한 모양이 되고 負荷能力이 생기게 된다.

이것을 數式을 使用하지 않고 생각해보면, 그림 3의 (i)에서 潤滑油의 分子는 항상 갈수록 좁아지는 狹기形의 틈새(converging wedge)에 밀고 들어가게 되는 것이며, 따라서 많은 分子가 서로 밀게 되므로 壓力이 發生 한다고 생각 하는게 보다 直感的이며 알기 쉽다고 생각된다. 流體가 틈새 内部에 밀고 들어가는 作用은 流體의 粘性에 의한 것이기 때문에 粘度가 높은 潤滑劑 일수록 또 틈새 두께  $h$ 의 平均值가 작을수록 發生壓力도 높아질 것을 豫想할 수 있다. 요컨대 미끄럼 方向으로 점점 좁아지는 狹기形의 틈새가 壓力을 發生 시키는 本質的 原理인데 좁아지는 程度( $\frac{\partial h}{\partial x}$ )가 너무 커지면 潤滑油 分子층 一部의 逆流가 생겨서 오히려 發生壓力은 작아진다. 다시 말하면 狹기形의 角度에는 어느 限界가 있다는 말이다.

다음에 그림 3의 (ii)는  $U_1=U(x)$ ,  $U_2=V_1=V_2=W_1=W_2=0$ ,  $h=const.$ 인 경우이고 式 (15)의 右邊은

$$0 + 6h \frac{\partial U}{\partial x} + 0 = 6h \frac{\partial U}{\partial x}$$

가 된다. 그림 3에 表示한 바와 같이  $U$ 가 미끄럼 方向으로 점점 減小( $\frac{\partial U}{\partial x} < 0$ )할 경우에는

式의 右邊은 負의 값이 되어서 壓力이 發生한다. 좁은 틈새 内部를 通過하는 潤滑分子가 앞으로 갈수록 速度가 늦어지기 때문에 틈새 内部에 潤滑油가 막힌다고 생각하면 壓力發生의 原理를 直感的으로도 理解하기가 쉬워질 것이다. (i)의 경우의  $h$ 의 減少와 이 경우의  $U$ 의 減少가 같은 效果를 가진다고도 생각 할 수 있다. 그러나 實際의 베어링의 潤滑 시스템에서는 미끄럼運動을 하는 面의 速度가 表面의 位置에 따라서 다른 일은 드물기 때문에 이 效果가 나타나는 일은 거의 없다. 例外的으로는 引拔, 壓延등의 塑性加工에서는 加工工程中에 表面積이 變化하므로 다이(die)나 로울(roll) 등과 接觸하는 被加工物의 미끄럼 速度는 變化하여  $\frac{\partial U}{\partial x} > 0$ 가 되는 경우가 많다. 이것은 (ii)의 경우와  $\frac{\partial U}{\partial x}$ 의 正負가 反對이기 때문에 流體潤滑로서는 壓力이 發生하지 않는 것 뿐만 아니라 負의 壓力이 發生(2面이 서로 끌어 당긴다)하는 것을 뜻한다. 따라서 塑性加工에 있어서는 流體潤滑狀態를 實現하는 것은 보통 本質的으로 곤란하다고 말 할 수 있다.

그림 3의 (iii)은 平行平面이 서로 接近하는 경우이고  $U_1=U_2=V_1=V_2=W_1=0$ ,  $W_2=-W$  이니까 式 (15)의 右邊은

$$0 + 0 + (-W) = -W$$

가 되며 壓力이 發生한다. 速度  $W$ 로 2面이 接近하면 2面 사이에 있는 流體가 틈새의 外部로 빠져나가게 되고 이때 流體의 粘性에 의해서 外部에의 流出에 대해서 抵抗이 생겨 이것이 壓力 發生의 原因이 된다고 생각할 수 있다. 비가 오는날에 미끄러지기 쉬운것은 道路와 구두사이 가 비를 潤滑劑로해서 이 짜내기效果로 流體潤滑狀態가 되기 때문이다.

實際的인 例로 上記의 3가지의 效果가 나타나는 方式을 생각해 본다.

周速  $U$ 로 軸이 回轉하는 저어널베어링을 생각하고 베어링의 表面이 平面이 되도록 展開해서 그 一部를 擴大하면 그림 4와 같이 된다. 座標系는 그림 4에 表示한 바와 같이 베어링 表面에  $x$ 軸을 잡는 것으로 한다. 周速  $U$ 의 方向은

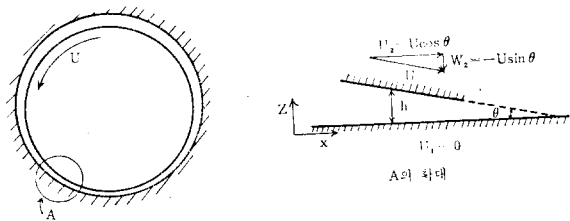


그림 4 저어널 베어링의 경우

軸表面에 平行이기 때문에 軸과베어링 表面의 速度成分은

$$U_1 = V_1 = W_1 = V_2 = 0,$$

$$U_2 = U \cos \alpha \doteq U$$

$$W_2 = -U \sin \theta \doteq -U \tan \theta = U \frac{\partial h}{\partial x}$$

가 되고 式 (15)의 右邊은

$$-6U \frac{\partial h}{\partial x} + 0 + 12U \frac{\partial h}{\partial x} = 6U \frac{\partial h}{\partial x}$$

가 된다. 이것은 그림 (3)의 (i)의 平面미끄럼 베어링의 경우와 같은 結果이고, 따라서 非壓縮性 潤滑劑를 使用하여 한쪽의 表面만이 運動하는 平面 미끄럼베어링과 저어널베어링은 兩쪽다

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (16)$$

이 레이놀즈의 壓力方程式이 된다.

그러나 平面미끄럼베어링과 저어널베어링의 本質的인 差異는 그림 5에 表示하는 것과같이 兩쪽의 壁面이 運動하고 있는 경우에 明白하게 나타난다. 그림 5의 (a)에서는  $U_1 = U_2 = U, V_1 = V_2 = W_1 = W_2 = 0$  이므로 式 (15)의 右邊은 0 이 되고 壓力이 發生하지 않는 것에 대해서 (b)는

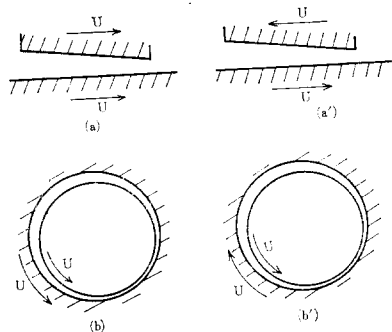


그림 5 저어널베어링과 平面베어링의 比較

$$U_1 = U, U_2 \doteq U, V_1 = V_2 = 0, W_2 - W_1 = U \frac{\partial h}{\partial x}$$

므로 式 (15)의 右邊은  $12U \frac{\partial h}{\partial x}$ 가 되고 壓力은

發生한다. 또 그림 5의 (a')에서는 式 (15)의 右邊은  $12U \frac{\partial h}{\partial x}$ 가 되고 負荷能力이 생기나 (b')

의 저어널베어링의 경우는 式 (15)의 右邊은 0 이 되어서 壓力은 發生하지 않는다. 平面 미끄럼 베어링과 저어널베어링의 이러한 差異는, 위에서 檢討한 바와 같이 平面미끄럼베어링의 경우는 壓力發生이 췌기形 油膜效果 만에 의한 것에 비해, 저어널베어링에서는 췌기形 油膜效果와 짜내기效果의 合成, 특히 짜내기效果의 影響이 크다는 것이 그 原因 이라고 말할 수 있다. 단 軸만이 回轉하는 저어널베어링의 경우에는 座標 軸을 回轉軸의 表面에 平行하게 잡으면 그림 3의 (i)과 똑같이 되기 때문에 췌기形 油膜效果와 짜내기 效果의 어느쪽이 支配的인지는 判斷하기가 어렵다. 一般的으로 말해서 平面 미끄럼 베어링의 負荷容量은 2面의 미끄럼速度의 差에 比例하고, 저어널베어링의 負荷容量은 2面의 速度의 合에 比例한다는 것이다.

또 한가지 구름베어링이나 齒車등의 流體潤滑의 基礎가 되는 圓筒의 구름接觸의 問題를 생각

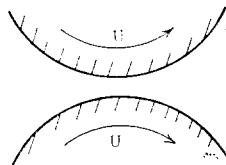


그림 6 로울러의 接觸

해 보면, 그림 6과 같이 되고 兩面의 運動速度가 같을때는  $U_1 = U, U_2 \doteq U, V_1 = V_2 = 0, W_2 - W_1 = U \frac{\partial h}{\partial x}$ 가 되고 式 (15)의 右邊은 그림 5의 (b)의 경우와 같아진다. 이 경우는 2面의 運動으로 틈새 内部에 들어간 流體를 짜내는 것처럼 되니까 짜내기 效果만이 作用한다고 생각할 수 있다. 비가 오는 날에 自動車의 타이어가 미끄러지기 쉬운 것은 그림 6의 경우와 같은 原理로 타이어와 道路사이에 물의 膜이 생기기 때문이다.

以上 流體潤滑의 基礎가 될 레이놀즈方程式의

誘導 및 그 物理的 意味에 關해서 說明했으나  
마지막으로 레이놀즈 方程式을 誘導할때 使用한  
假定에 대해서 檢討해 보기로 한다.

使用한 假定들은 潤滑油를 使用하는 미끄럼베  
어링에 있어서는 普通은 成立한다고 생각할 수  
있으나 경우에 따라서는 成立하지 않게된다. (假  
定 1)은 潤滑劑로서 그리이스 혹은 合成潤滑油  
등의 非 뉴우튼流體를 使用할 경우에는 成立하  
지 않는다. (假定 2), (假定 5) 및 (假定 6)은  
깊은 포켓을 가진 靜壓베어링등에서는 成立하지  
않는다. 또 高速베어링에서는 潤滑劑의 흐름이  
亂流가 될때가 있고 이 경우에는 (假定 3) 및  
(假定 7)은 成立하지 않는다. (假定 4)는 電磁  
流體를 潤滑劑로 使用할 때는 問題가 된다.

더우기 레이놀즈方程式의 一般形에서 式 (15)

를 誘導할때 使用한  $\rho$  및  $\eta$  및가 一定하다는 假  
定은 氣體베어링의 경우 혹은 摩擦損失熱이 많  
이 發生하는 경우에는 使用할 수 없게되기 때문  
에, 式 (13)과 狀態方程式, 에너지方程式 등을  
連立시켜서 푸는 것이 必要하게 된다.

이와같이 上述의 假定들을 檢討해 볼 때 그것  
이 成立하지 않는 경우를 생각하면 모두 最新의  
技術과 關連되는 研究課題가 될 수 있다고 말할  
수 있다. 본 講座에서는 流體潤滑의 基礎인 理  
解를 目的으로 해서 그러한 問題는 取扱하지 않  
지만, 實際的인 問題를 理論的으로 풀때는 그  
理論이 內包하고 있는 假定을 正確히 認識하여  
假定이 成立하지 않는 경우에 까지 理論式을 適  
用하지 않도록 充分히 注意해야 된다.

(다음號에 繼續)

國際學術大會案內

International Symposium on Fluid Control and Measurement  
Tokyo, 1985  
—Fluidics, Pneumatics and Hydraulics—

日 時 : 1985年 9月 2日(月)~6日(金)

場 所 : 日本 東京

主 管 : The Society of Instrument and Control Engineers

連絡處 : The Society of Instrument and Control Engineers

Honga 1-35-28-303, Bunkyo-Ku

Tokyo 113, Japan

※ 더 자세한 것을 알고 싶은 회원께서는 본 학회로 연락주시며  
Announcement 를 즉시 우송하여 드리겠습니다.