

# Sliding Bearing

**한국폴리아세탈(주)**  
KOREA POLYACETAL CO., LTD.

**KPAC**

서울시 중구 소공로 94, 14층 (소공동, OCI빌딩)  
14th Floor, OCI BLDG., 94, Sogong-ro, Jung-gu, Seoul, 04532, Republic of Korea  
Tel +82-2-728-7400 Fax 82-2-714-9235 [www.gpac-kpac.com](http://www.gpac-kpac.com)

## 1. 베어링(Bearing)

### 1-1. 베어링이란

축과 하우징 사이의 상대운동을 원활하게 하며 축으로부터 전달되는 하중을 지지하는 기계요소이다. 베어링과 만나는 축 부분을 저널(journal)이라고 한다. 베어링 부분에서는 마찰로 인한 열이 발생하고 동력손실이 수반된다.

### 1-2. 베어링 분류(접촉방식에 따라)

- (1) 미끄럼 베어링(sliding bearing) : 축과 베어링 사이의 윤활유에 의하여 유막이 형성되어 미끄럼 마찰이 일어난다.
- (2) 구름 베어링(rolling bearing) : 전동체에서 구름 마찰이 일어난다.

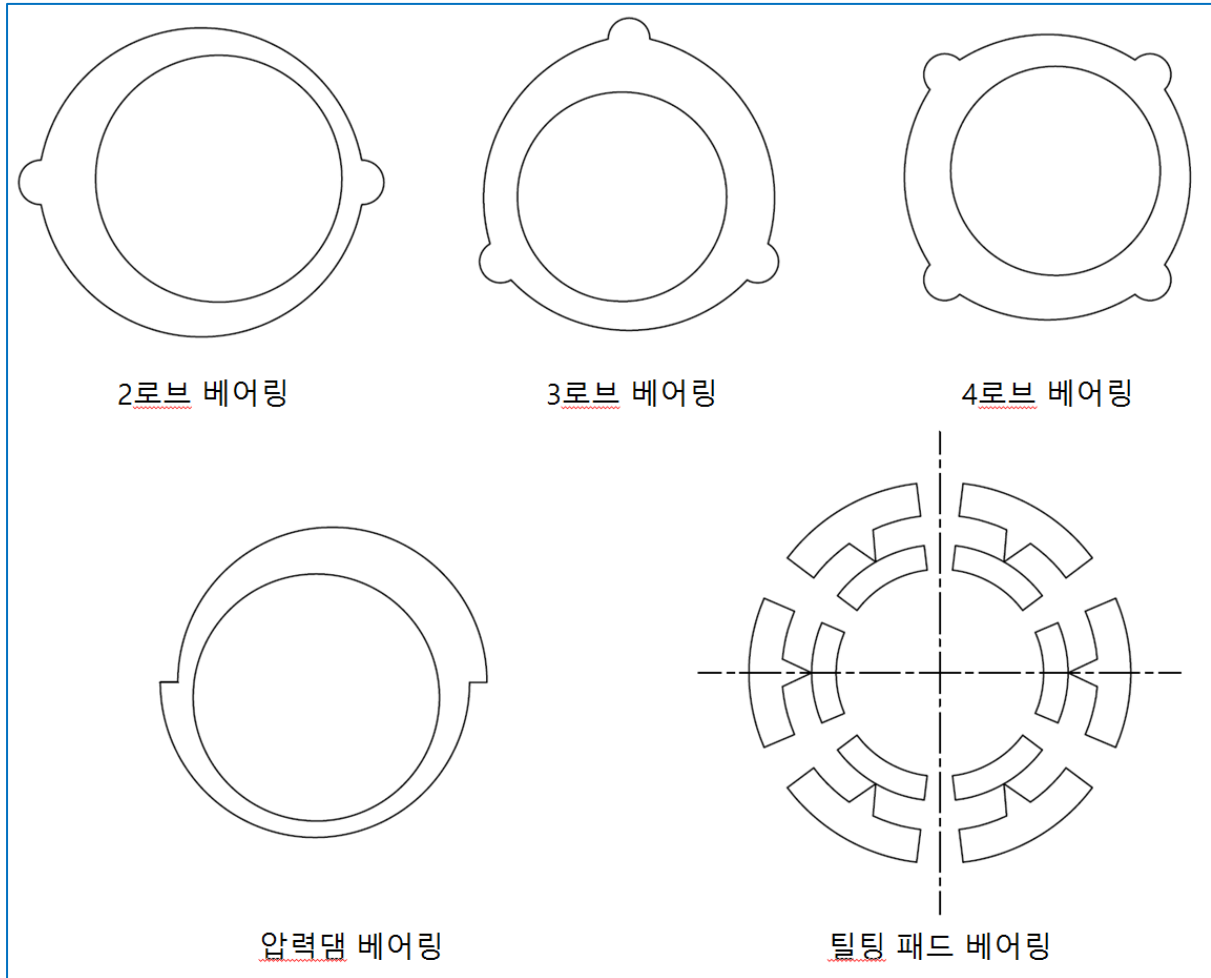
### 1-3. 미끄럼 베어링과 구름 베어링의 비교

구 분	미끄럼 베어링	구름 베어링
기동토크	유막 형성이 늦을 경우 크다.	기동 토크가 작다.
충격흡수	유막에 의한 감쇠력이 우수하다.	감쇠력이 작아 충격흡수력이 작다.
간편성	제작 시 전문지식이 필요하다.	설치가 간편하다.
강성	작다.	크다.
운전속도	공진속도를 지나 운전할 수 있다.	공진속도 이내에서 운전해야 한다.
고온	윤활유의 점도가 감소한다.	전동체의 열팽창으로 고온 시 냉각장치 필요하다.
규격화	자체 제작하는 경우가 많다.	표준형 양산품이며, 호환성이 높다.

## 2. 미끄럼 베어링(Sliding Bearing)

### 2-1. 미끄럼 베어링의 형태

- (1) 축과 베어링 사이의 압력유지방법에 따른 구분
  - 1) 정압 베어링(hydrostatic bearing) : 상대적으로 회전정밀도가 우수
  - 2) 동압 베어링(hydrodynamic bearing)
  - 3) 틸팅 패드 베어링(tilting pad bearing) : 축과 베어링 사이의 압력을 조절하기 위해 패드의 조합형태로 만든 베어링
- (2) 축과 베어링 사이에서 작용하는 유체의 종류에 따른 구분
  - 1) 기름 베어링(oil bearing) : 내경 형태에 따라 진원형 베어링(cylindrical bearing), 2로브 베어링(2 lobe bearing), 3로브 베어링, 4로브 베어링, 압력 댐 베어링(pressure dam bearing)으로 구분 (현재는 압력 댐 베어링이 가장 좋은 형태로 알려져 있다.)
  - 2) 공기 베어링(air bearing)



[그림 1] 저널 베어링 형상

## 2-2. 마찰의 종류

### (1) 상대운동에 의한 분류

#### 1) 미끄럼 마찰

- ① 상대운동을 시작하는 순간 마찰력의 크기 = 정지마찰계수 X 수직력
- ② 상대운동을 시작한 이후 마찰력의 크기 = 동마찰계수 X 수직력

#### 2) 구름 마찰

- ① 미끄럼 없이 굴러가는 경우 → 정지마찰력을 초과하지 않음
- ② 미끄러지면서 굴러가는 경우 → 동마찰계수 X 수직력

### (2) 마찰면의 상태에 따른 분류

#### 1) 고체 마찰

- ① 마찰면 사이에 윤활제가 없는 건조 마찰 → 마찰저항이 커서 발열량이 높다.
- ② 마찰계수의 크기는 접촉면의 상태와 상대속도의 영향을 받으며 일반적으로 0.1~1

#### 2) 유체마찰

- ① 마찰면 사이에 유막이 형성되어 두 면이 완전히 분리된 상태로 상대운동을 한다.
- ② 유체가 양 접촉면에 각각 접촉되어 있고, 중간에 있는 유체의 상대운동으로 인해 전단력이 발생한다. → 전단력의 합 = 마찰력

④ 기름의 점성과 관계가 깊다. 마찰계수는 일반적으로 0.001~0.01

### 3) 경계마찰

- ① 고체마찰과 유체마찰의 중간으로서 유막이 극히 얇은 상태의 마찰
- ② 마찰계수의 크기는 0.01~0.1

## 2-3. 점성유체에 대한 뉴턴의 법칙

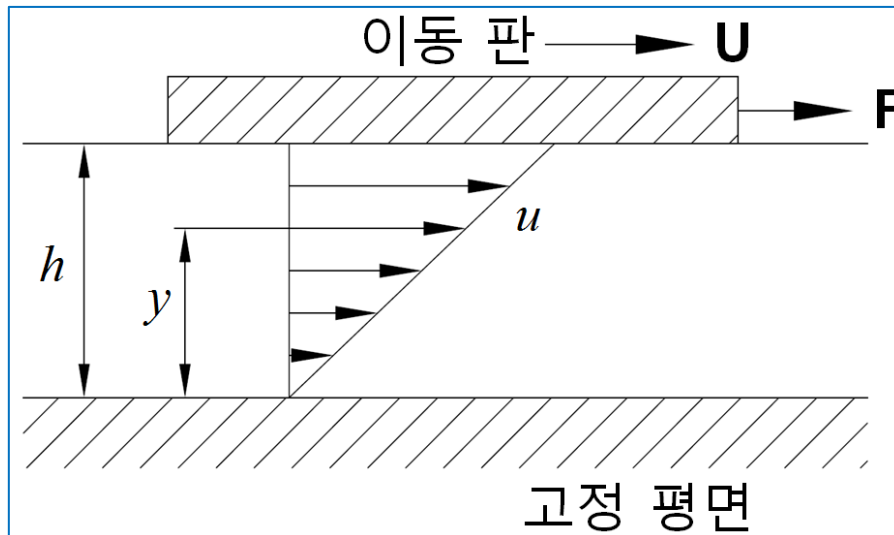
### (1) 유체의 전단력

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

$\tau$  : 전단력

$\eta$  : 점성계수(coefficient of viscosity)

$\frac{du}{dy}$  : 높이변화에 따른 속도 구배(change rate of velocity)



[그림 2] 전단력과 속도 구배

그림 2와 같이 힘  $F$ 를 받아 움직이는 판의 면적이  $A$ 일 때 전단력  $\tau$ 는  $F/A$ 가 된다.

속도  $U$ 로 움직이는 판과 고정판 사이의 거리가  $h$ 이고, 속도가 선형적으로 변한다면 속도 구배는  $U/h$ 가 된다. 따라서 앞 식은 다음과 같이 표현된다.

$$\tau = \frac{F}{A} = \eta \frac{du}{dy} = \eta \frac{U}{h}$$

### (2) 점도 및 점도측정

#### 1) 점도

유체의 점도는 절대점성계수(absolute viscosity)  $\eta$ 로 나타낸다.

1 poise  $\rightarrow$  1 cm의 유막 두께로 면적 1 cm<sup>2</sup>의 판을 1 cm/s의 속도로 움직이는데 필요한 힘이 1 dyne인 경우 그 때의 점도

$$\frac{1[\text{dyne}]}{[\text{cm}^2]} = 1[\text{poise}] \frac{1[\text{cm} / \text{s}]}{1[\text{cm}]}$$

$$1[\text{poise}] = 1[\text{dyne} \cdot \text{s} / \text{cm}^2] = 0.1[\text{Pa} \cdot \text{s}]$$

$$\times 1 \text{ dyne} = 0.00001 \text{ N}$$

실용 단위로 [cp](centi-poise)를 사용한다

$$1[\text{cp}] = \frac{1}{100}[\text{p}]$$

동점성계수(dynamic viscosity)  $\nu$  는 밀도가  $\rho$  이고 절대점성계수가  $\eta$  일 때 다음과 같이 표현된다.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

동점성계수 단위로 [St]가 사용된다.

$$1[\text{St}](\text{stroke}) = 1[\text{cm}^2 / \text{s}]$$

$$1[\text{cSt}](\text{centi-stroke}) = \frac{1}{100}[\text{St}]$$

## 2) 점도측정

점도측정을 위하여 흔히 사용되는 점도계로 세이볼트(Saybolt) 점도계가 있다. 일정온도에서 60 cc의 기름이 표준 모세관 속을 통과하는데 소요되는 시간을 초[sec]로 나타낸 값을 SUV(Saybolt Universal)라고 할 때 점도는 다음 식에 의하여 산정한다.

$$\eta[\text{cp}] = \rho \left( 0.22 \cdot \text{SUV} - \frac{180}{\text{SUV}} \right)$$

$$\rho : \text{밀도 } [g / \text{cm}^3]$$

위 식에서 알 수 있듯이 밀도가 낮아지면 점도가 낮아진다.

## 3) 기름온도와 밀도와의 관계

기름온도와 밀도와의 관계는 다음과 같다.

$$\rho_t = \rho_0 - 0.000657(t - t_0)$$

$$t : \text{온도 } [^\circ\text{C}]$$

온도  $t_0$  에서 밀도  $\rho_0$  이고, 온도  $t$  에서 밀도  $\rho_t$  이다.

위 식에서 알 수 있듯이 온도가 상승하면 기름의 밀도는 낮아진다.

## 2-4. 페드로프(Petroff)의 베어링 식

- (1) 기름 베어링으로 지지된 회전축은 축의 무게와 회전에 의하여 축의 중심과 베어링의 중심이 편심된 상태로 회전한다.
- (2) 축이 가볍고 고속으로 회전하면 축의중심이 베어링의 중심점에 가깝게 변화한다.

- (3) 축 중심과 베어링 중심이 일치하는 경우에 대한 미끄럼 베어링의 마찰과 윤활상태는 다음과 같다.

회전 시 축 중심과 베어링 중심이 일치하는 경우를 동심 베어링이라 한다. 이 베어링에서 반경방향으로 유체의 속도 분포가 선형적으로 변한다고 가정한다. 또한 축과 베어링 사이의 틈새가 베어링 반지름에 비해 충분히 작은 경우 축과 베어링 사이에 발생하는 상대운동은 상대운동을 하는 두 평판에서 일어나는 유체의 운동으로 해석할 수 있다.

$r$  : 축의 반지름

$\delta$  : 축과 베어링 사이의 유막 두께

$l$  : 저널의 길이

$N[\text{rpm}]$  : 축의 회전속도

축과 베어링의 상대운동으로 인한 유막의 전단응력은 다음과 같다.

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} = \eta \frac{1}{\delta} \left( r \frac{2\pi N}{60} \right)$$

전단응력에 전단면적을 곱하면 유막에서 발생하는 전단력이 되며, 전단력에 축의 반지름을 곱하면 유막의 전단응력으로 인한 토크 손실이 된다.

$$T = \tau Ar = \eta \frac{2\pi r N}{\delta 60} \cdot 2\pi r l \cdot r$$

베어링 면의 평균압력  $p$  는 마찰면에 수직으로 누르는 힘  $P$  를 투영면적( $2rl$ )으로 나눈 것으로 다음과 같다.

$$p = \frac{P}{2rl}$$

축과 베어링 사이의 상대운동으로 인한 마찰력은  $\mu P$  (마찰계수와 축의 무게의 곱)이며, 마찰력에 의한 토크는 다음과 같다.

$$T = \mu P \cdot r = \mu (p 2rl) r = 2\mu r^2 l p$$

위 식들을 이용하여 최종적으로 축과 베어링 사이의 마찰계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mu = \frac{\pi^2}{30} \cdot \eta \frac{N}{p} \cdot \frac{r}{\delta}$$

이 식이 페드로프(Petroff)식이며, 편심이 적을 때 미끄럼 베어링의 마찰계수이다.

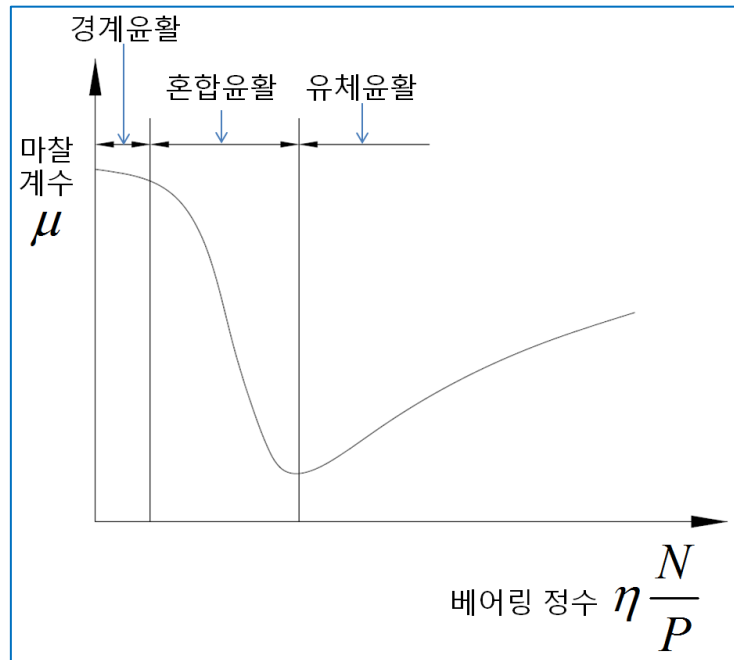
여기서  $\eta \frac{N}{p}$  은 베어링 정수(bearing modulus)라 하고,  $\frac{\delta}{r}$  은 틈새비로서  $\phi$  로 표시하며,

이 두 변수는 베어링 성능을 결정하는 중요변수이다. 틈새 비는 1/1000이 표준이다.

위 식에서 보는 바와 같이 이론상  $\mu$  는  $\eta \frac{N}{p}$  에 비례한다. 이는 축이 가볍고 고속회전인

경우 축 중심이 베어링 중심 가까이 있는 경우에 대한 표현으로 유체마찰구간에서는 그 경향이 일치한다. 축이 저속으로 회전하는 실제 베어링에 있어서는 축의 중심이 베어링의 중

심에 대하여 편심되어 있으며 페드로프 방정식을 유도할 때 세운 가정과 다르게 된다.



[그림 3] 스트리백(Stribeck) 곡선

실제 베어링에서  $\mu$  와  $\eta \frac{N}{P}$  의 관계는 스트리백(Stribeck) 곡선과 같이 된다.

윤활구간은 완전 윤활구간(유체윤활)과 불완전 윤활구간(경계, 혼합윤활)으로 나눈다.

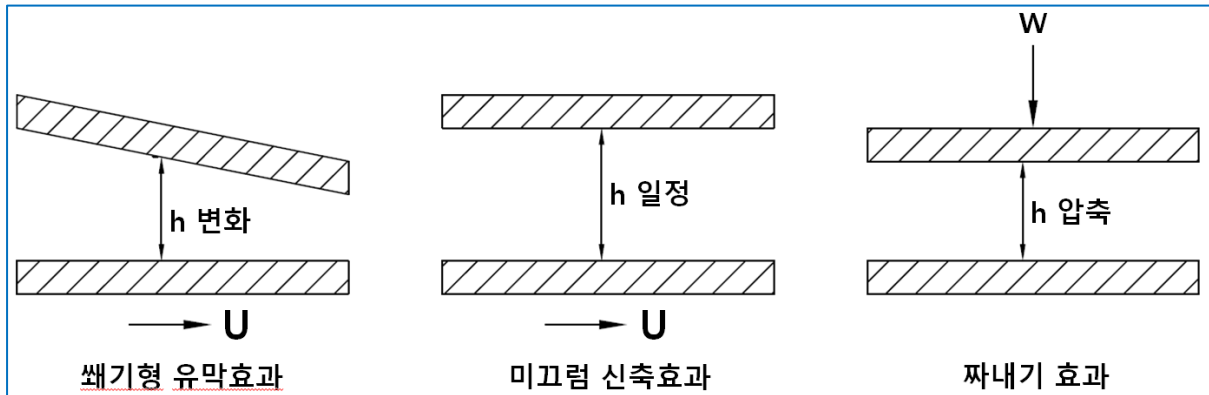
완전 윤활구간에서는  $\mu$  가  $\eta \frac{N}{P}$  에 비례하며 페드로프식이 가장 잘 맞는 구간이다.

불완전 윤활구간은 경계 윤활구간과 혼합 윤활구간으로 구분된다. 경계 윤활구간에서는 축과 베어링 사이에 고체마찰이 일어나 마찰계수가 크며 일정하고, 혼합 윤활구간에서는  $\mu$  가  $\eta \frac{N}{P}$  에 반비례하며 급격히 변화한다.

## 2-5. 유막에서의 압력의 형성원리

- (1) 베어링 내의 유막에서 압력이 형성되어야 축을 지지할 수 있다.
- (2) 압력이 형성되는 원리는 축과 베어링 사이의 상대적인 운동에 기인하며, 다음에 3가지로 구분한다.
  - 1) 썸기형 유막효과(wedge effect) : 미끄럼방향으로 점점 좁아지는 경우인데 많은 분자가 좁은 곳으로 밀고 들어가 압력이 상승한다.
  - 2) 미끄럼 신축효과(stretch effect) : 유체의 흐름방향으로 갈수록 유체의 속도가 점점 느려지는 경우로서 일정한 공간에 들어오는 유체의 양이 나가는 유체의 양보다 많아지게 되어 유체의 양이 증가하여 압력이 높아지게 된다.
  - 3) 짜내기 효과(squeeze film effect) : 평행한 평면이 서로 접근하는 경우로서 두 면의 사이의 유체는 외부로 빠져나가게 되고 유체의 점성에 의하여 외부로 유출하는데 저항이 생겨

이것이 압력상승의 원인이 된다.



[그림 4] 유막형성의 물리적 의미

## 2-6. 저널 베어링 설계에 필요한 변수

### (1) 폭경비( $l/d$ )

- 1) 베어링 지름은 축 지름으로부터 정한다.
- 2) 폭경비( $l/d$ )는 베어링 폭을 축 지름으로 나눈 값이다.
- 3) 베어링 내의 평균 압력은 하중을 베어링 투영 면적( $d \times l$ )으로 나누면 얻어진다.
- 4) 폭경비는 베어링 내의 평균 압력을 적절한 값으로 조정하기 위한 기준치로서 일반적으로 0.25~2이다.
- 5) 폭경비 값이 작으면 베어링 압력이 높아져 하중을 지지하는 능력이 낮아진다.
- 6) 폭경비 값이 크면 베어링 압력이 작아져 오일의 누설량이 작아지고 하중을 지지할 수 있는 능력이 커진다. 반면, 축의 휨으로 인해 베어링 가장자리에서 축과 닿을 가능성이 높아지며, 마찰열의 방열이 문제될 수 있다.

### (2) 베어링의 평균압력( $p_m$ 값)

- 1) 평균압력은 레이디얼 하중(P)을 투영면적( $dl$ )으로 나눈 값으로서  $p$  라고도 표기한다.

$$p_m = \frac{P}{dl}$$

### (3) 발열계수(pV값)

- 1) 발열계수는 베어링의 평균압력  $p$  와 원주속도  $V$  를 곱한 값이며  $pV$  또는  $pv$  로 표시한다.
- 2) 베어링 온도의 증가에 비례한다.
- 3) 원주속도  $V$  값이 주어지는 경우 결국 평균압력  $p$  값을 제한하는 것이 된다.
- 4) 회전수의 증가에 따라 베어링 온도가 상승하면 윤활유의 점도가 저하된다.
- 5) 점도변화는 베어링의 성질에 영향을 미치게 되며,  $pV$  값에 따라 베어링 재료, 윤활제 선정, 윤활방법을 다르게 선택한다.
- 6)  $pV$  값이 크면 베어링의 폭을 길게 할 수 있고, 계수 값이 작으면 베어링 폭을 짧게 하여야 한다.



- 7) 베어링 폭이 너무 크면 변형이 일어나거나 축의 기울어짐에 의하여 축과 베어링이 직접 접촉을 하게 되는 경우가 있다.

(4) 베어링 정수( $\eta \frac{N}{p}$ )

- 1) 고속 베어링에서는 발열계수(pV값)을 기준으로 설계 하지만 일반 베어링에서는 베어링 정수  $\eta \frac{N}{p}$  를 기준으로 설계한다.

- 2) 페드로프 베어링 식에서 알 수 있는 바와 같이  $\eta \frac{N}{p}$  는 베어링 정수로서 베어링의 마찰계수와 관련된다. 마찰계수의 증가는 동력의 손실과 발열의 원인이 된다.

(5) 좀머벨트 수(Sommerfeld number)

- 1) 무차원 하중지지력이라고도 하며 무차원 양으로서 베어링이 지지할 수 있는 하중을 무차원으로 나타낸 값이다.
- 2) 좀머벨트 수의 변화에 따라 베어링 자료를 나타내면, 크기나 압력이 다른 베어링이라 할지라도 베어링 설계에 보편적으로 적용할 수 있다. 비록 두 베어링의 크기가 다르다고 할지라도 좀머벨트 수가 같으면 같은 베어링으로 취급하고 설계한다.

$$S = \left( \frac{r}{\delta} \right)^2 \frac{\eta N}{p}$$

$\delta$  : 축과 베어링 사이의 반경방향 틈새

$r$  : 축의 반지름

$N$  : 회전 각속도

$p$  : 압력

(6) 최소 유막 두께( $h_{\min}$ )

- 1) 축과 베어링 사이의 최소거리를 의미하는 것으로 눌러 붙음을 방지하기 위한 설계변수이다.
- 2) 축과 베어링의 표면거칠기 합이 베어링의 최소 유막 두께를 초과하지 않도록 하여야 한다.

## 2-7. 미끄럼 베어링의 설계

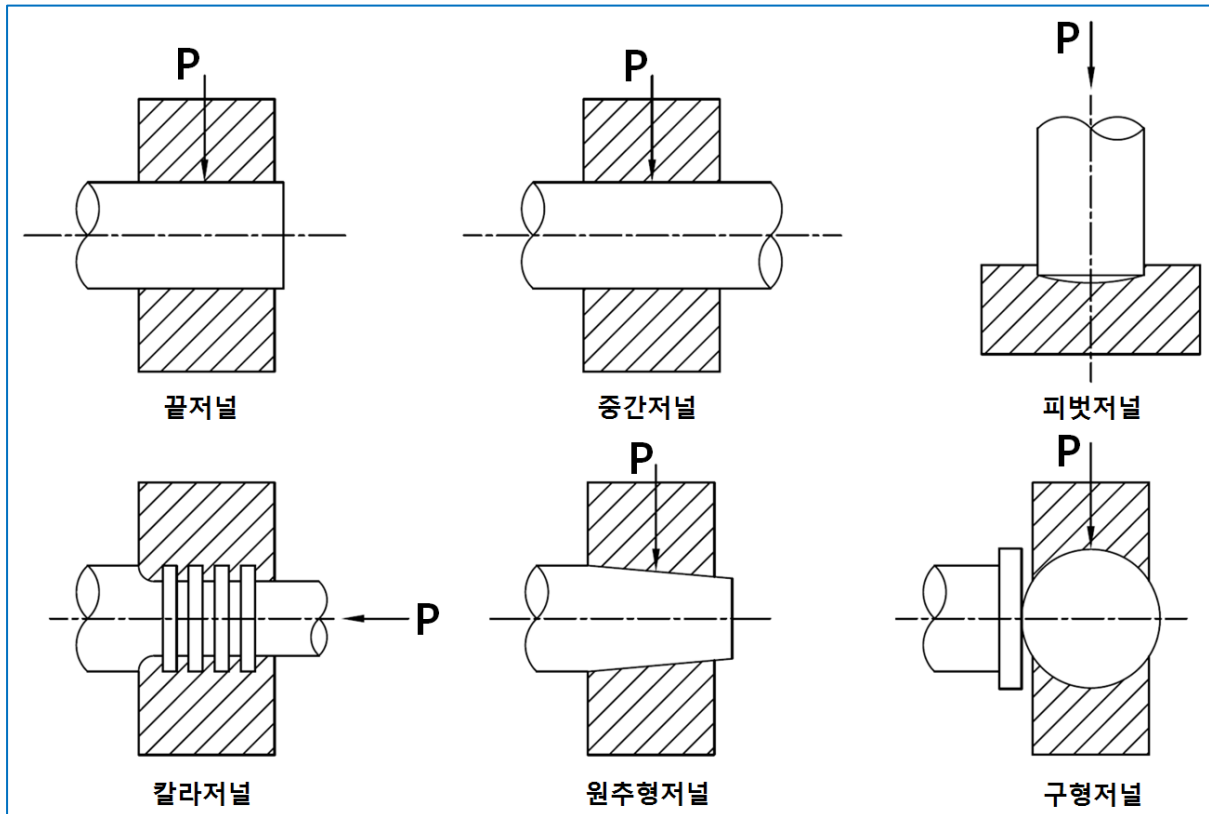
(1) 미끄럼 베어링의 구분

- 1) 레이디얼 저널 베어링(radial journal bearing) : 반경방향의 하중을 지지한다.

- ① 축의 끝부분을 지지하는 끝저널(end journal)과 축의 중간 부분을 지지하는 중간저널(counter journal)이 있다.

- 2) 스러스트 저널 베어링(thrust journal bearing) : 축 방향의 하중을 지지한다.

- ① 축의 끝부분에서 축 방향 하중을 지지하는 피벗저널(pivot journal)과 축의 중간 부분에서 축 방향 하중을 지지하는 칼라저널(collar journal)이 있다.



[그림 5] 미끄럼 베어링의 종류

### 2-7-1. 레이디얼 저널 베어링(radial journal bearing)의 설계

#### (1) 베어링 압력( $p$ )

- 1) 베어링의 축 방향 압력은 베어링의 중앙 부분에서 가장 크고, 가장자리 부분에서 가장 작게 분포되어 있다.
- 2) 축의 회전에 따라 반경 방향의 압력도 베어링 부위에 따라 다르다. 편의상 베어링 부분에서 압력분포가 일정하다고 가정한 경우 베어링 내의 평균압력( $p$ )은 베어링에 가해지는 힘( $P$ )을 투영면적( $dl$ )으로 나눈 것과 같다.

#### (2) 축의 강도를 고려한 저널의 설계

축과 베어링 사이에 작용하는 평균압력( $p$ )이 축에 일정한 크기로 분포한다고 가정한다. 압력은 베어링 중앙지점에 해당하는 축 부분에 작용하는 집중하중( $P$ )으로 대체하고, 이 하중에 견딜 수 있는 축 지름을 계산한다. 베어링과 축 사이의 틈새는 축 지름에 비해 아주 작으므로 베어링 지름은 축 지름에 따라 설계한다.

#### 1) 끝 저널의 설계

베어링 내의 평균압력( $p$ )을 베어링 중앙지점에 작용하는 집중하중( $P$ )으로 대체하고, 축을 외팔보로 취급한다. 베어링 폭을  $l$  이라 한다.

\* 지름설계

최대 굽힘 모멘트는  $M_b = \frac{1}{2} Pl$  로서 굽힘 응력식에 적용하면 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M_b y_{\max}}{I_{yy}} = \frac{16Pl}{\pi d^3}$$

위 식을 축 지름에 대해 풀면 다음과 같다

$$d = \sqrt[3]{\frac{16Pl}{\pi \sigma_a}}$$

$\sigma_a$  : 축의 허용굽힘응력

\* 폭설계

베어링에 작용하는 평균압력( $p$ )에 투영면적( $dl$ )을 곱하면 베어링에 작용하는 하중( $P$ )이 된다.

$$P = pdl$$

위 두 식에서  $P$ 를 소거하면 폭 설계  $l$  에서 필요한 식이 유도된다.

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \sigma_a}{16 p}}$$

$\sigma_a$  : 축의 허용굽힘응력

$p$  : 베어링 내의 평균압력

2) 중간저널의 설계

\* 지름설계

최대 굽힘 모멘트는 베어링의 중간 부위에 해당하는 축에서 발생하며

$$M_b = \frac{P}{2} \left( \frac{l}{2} + \frac{l_1}{2} \right) - \frac{P l}{4} = \frac{1}{8} PL \text{ 이 되고, 굽힘응력식에 적용하면 다음과 같다.}$$

$$\sigma = \frac{M_b y_{\max}}{I_{yy}} = \frac{4PL}{\pi d^3}$$

위 식을 축 지름에 대하여 풀면 다음과 같다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{4PL}{\pi \sigma_a}}$$

$$L = l + 2l_1$$

$\sigma_a$  : 축의 허용굽힘응력

\* 폭 설계

베어링에 작용하는 평균압력( $p$ )에 투영면적( $dl$ )을 곱하면 베어링에 작용하는 하중( $P$ )이다

$$P = pdl$$

위 두 식에서  $P$ 를 소거하면 폭 설계에 필요한 식이 유도된다.

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \sigma_a}{4e p}}$$

$$L = l + 2l_1 = el \quad (e \text{ 는 보통 } 1.5)$$

$\sigma_a$  : 축의 허용굽힘응력

$p$  : 베어링 내의 평균압력

(3) 손실동력 및 마찰열

\* 베어링에서 발생하는 마찰력

$$F = \mu P$$

$P$  : 베어링에 가해지는 반경방향하중

\* 마찰로 인한 동력손실

$$H'[kW] = \frac{\mu P[N] \cdot v[m/s]}{1000}$$

$$H'[kW] = \frac{\mu P[kgf] \cdot v[m/s]}{102}$$

$$H[PS] = \frac{\mu P[kgf] \cdot v[m/s]}{75}$$

$$H[PS] = \frac{\mu P[N] \cdot v[m/s]}{735.5}$$

$v$  : 축의 원주속도

\* 발열계수( $pv$ )는 베어링의 평균압력에 회전축의 원주속도를 곱한 값으로 다음과 같다.

$$pv = \left( \frac{P}{dl} \right) \cdot \left( \frac{d/2}{1000} \cdot \frac{2\pi N}{60} \right) = \frac{P}{dl} \cdot \frac{\pi d N}{1000 \times 60}$$

$dl$  : 베어링의 반경방향 투영면적

## 2-7-2. 스러스트 베어링 저널 베어링(thrust journal bearing)의 설계

(1) 축 방향 하중을 지지하는 저널 베어링의 구분

- 1) 칼라 베어링(collar bearing) : 축 중간 또는 여러 개가 설치되어 축 방향 하중을 지지
- 2) 피벗 베어링(pivot bearing) : 축의 끝에서 축 방향 하중을 지지

(2) 회전축이 베어링에 대하여 경사지거나 진동의 진폭이 클 경우 베어링과 축이 닿는 현상이 발생하기 쉬우므로 설계와 작동 시 주의하여야 한다.

(3) 칼라 베어링(collar bearing)

1) 베어링 압력( $p$ )

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) Z}$$

$P$  : 축 방향으로 베어링에 가해지는 힘

$\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$  : 칼라 한 개당 면적

$Z$  : 칼라의 개수

## 2) 발열계수( $pv$ )

발열계수는 평균압력과 칼라 접촉면의 평균반지름 위치에서 원주속도와의 곱이다.

$$pv = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)Z} \cdot \frac{(d_2 + d_1)/4}{1000} \cdot \left( \frac{2\pi N}{60} \right)$$

위 식을 정리하면 바깥지름  $d_2$  과 안지름  $d_1$  에 대한 식을 얻는다.

$$d_2 - d_1 = \frac{P \cdot N}{30000 \cdot Z \cdot p \cdot v} \text{ [mm]}$$

$P$  : 축 방향 하중

$N$  : 회전 각속도

$Z$  : 칼라 개수

$p$  : 베어링 압력

$v$  : 평균반지름에서의 원주속도

## (4) 피벗 베어링(pivot bearing)

피벗 베어링은 칼라베어링에서 칼라의 수가  $Z$ 가 하나인 경우의 해석방법과 같다. 회전축의 중심부가 베어링의 중심부와 접촉하는 경우 축의 반경방향진동에 따라 중심부에서 윤활유의 회전방향이 바뀌게 되며, 이에 따라 마찰력의 방향이 바뀌고 회전축이 불안정한 원인이 된다. 또한 중심부의 압력이 아주 높아 윤활유의 온도가 높아져 유막이 파괴될 염려가 있다. 이러한 현상을 없애기 위하여 중심부를 깎아내어 베어링 중심부가 축의 중심부와 직접 접촉하지 않게 함으로써 압력분포의 변화가 적도록 하고, 회전축의 불안정 현상도 없앤다.

## 1) 베어링 압력( $p$ )

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)}$$

$P$  : 베어링에 가해지는 축 방향의 힘

$\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$  : 피벗 베어링의 면적

## 2) 발열계수( $pv$ )

발열계수는 평균압력과 칼라 접촉면의 평균 반지름의 원주속도와의 곱이다.

$$pv = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \cdot \frac{(d_2 + d_1)/4}{1000} \cdot \left( \frac{2\pi N}{60} \right)$$

위 식을 정리하면 바깥지름  $d_2$  과 안지름  $d_1$  에 대한 식을 얻는다.

$$d_2 - d_1 = \frac{P \cdot N}{30000 \cdot p \cdot v} \text{ [mm]}$$

$P$  : 축 방향 하중

$N$  : 회전 각속도

$p$  : 베어링 압력

$v$  : 평균반지름에서의 원주속도

**본사**

04532, 서울특별시 중구 소공로 94 (OCI빌딩, 14층)  
Tel. 02-728-7481 Fax. 02-714-9235

**연구소**

15850, 경기도 군포시 고산로 166, 104동 201호 (당정동, SK벤티움)  
Te Tel. 031-436-1300 Fax. 031-436-1301

**Headquarters**

14th Floor, OCI BLDG., 94, Sogong-ro, Jung-gu, Seoul, 04532, Republic of Korea  
Tel. +82-2-728-7481 Fax. +82-2-714-9235

**EU & America Sales**

14th Floor, OCI BLDG., 94, Sogong-ro, Jung-gu, Seoul, 04532, Republic of Korea  
Tel. +82-2-728-7467 Fax. +82-2-714-9235

**Asia Sales**

14th Floor, OCI BLDG., 94, Sogong-ro, Jung-gu, Seoul, 04532, Republic of Korea  
Tel. +82-2-728-7491 Fax. +82-2-714-9235

**China Sales**

上海聚醚醚化工贸易有限公司  
上海市长宁区天山路1717号SOHO天山广场2幢T2-903C室(200051)  
Tel. +86-21-6237-1977 ; E-mail: cpac.sales@gpac-kpac.com

**Disclaimer:** 1. 상기 자료는 본 제품에 대해 당사의 현재 기술 수준에서 측정된 것이며, 측정 방법 및 조건에 따라 변경될 수 있습니다. 본 제품에 고객에 의해 안료 및 기타 첨가제가 사용된 경우 상기 자료는 적용되지 않습니다. 본 제품은 (치)의학 Implants 용으로는 적합하지 않으며, 고객은 안전 및 보건 기준에 따라 본 제품을 사용해야 합니다. 제품 사용의 결정 및 책임은 고객에게 있으며, 상기 자료는 법적 소송 및 근거자료로 활용될 수 없습니다.

2. 상기 성형수축률은 당사 시험편 금형을 이용하여 특정 사출조건에 한하여 측정된 수치이므로, 측정조건에 따라 다소 변동될 수 있습니다. 귀사에서 제작하고자 하는 금형의 경우 두께, 디자인, 사출기, 사출조건 등이 당사 시험편 금형과 상이하여 상기 수축률과 차이가 있을 수 있으므로, 귀사의 설계조건, 사출성형조건 등을 충분히 검토하신 후 필요 시 보정하여 적용하시기 바랍니다. 제작하고자 하는 금형과의 수축률 차이가 발생할 경우 당사에서는 어떠한 법적 책임도 질 수 없으며, 모든 책임은 귀사에 있음을 분명히 밝혀 드립니다.