

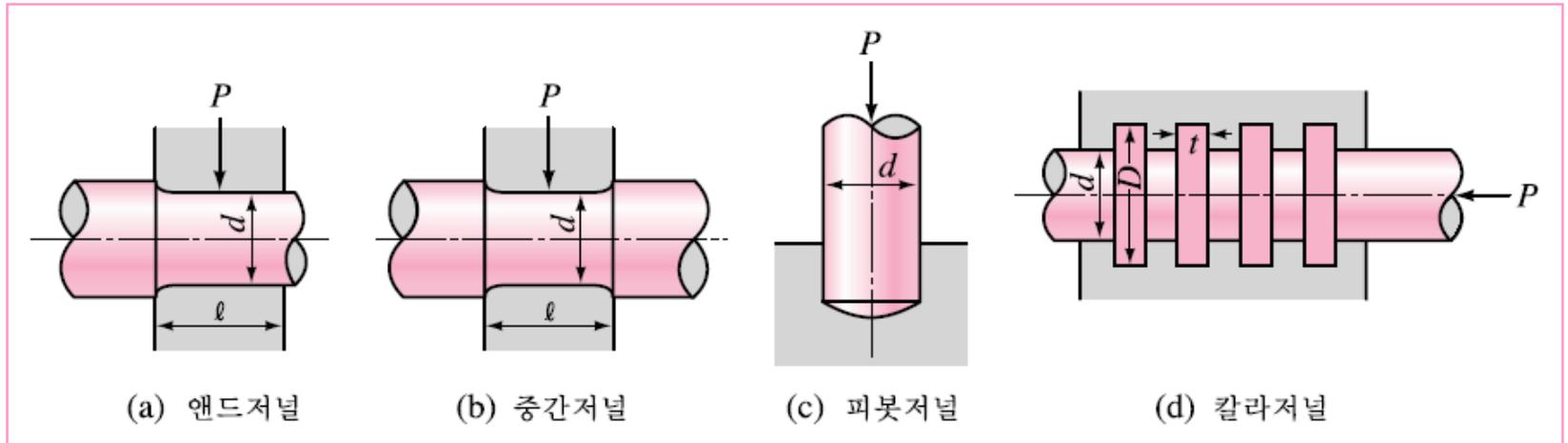
Chapter 06 베어링

자료제공: 학진북스-김남용저

6-1 ≫ 베어링 및 저널의 종류

1. 저널의 종류

- 베어링(bearing) :
 - ① 회전하는 축의 지지
 - ② 원활한 회전을 유지
 - ③ 하중 및 축 자중에 의한 마찰저항의 감소



<그림 6-1> 저널의 종류

- 저널(journal) : 베어링과 접촉하는 축 부분 ⇒ 축 반지름 방향의 하중 지지
- 저널 베어링(journal bearing) : 저널을 받치고 있는 베어링
 피벗(pivot) : 축방향의 하중을 받고 있는 저널
 ⇒ 피벗 베어링(pivot bearing)
- 저널과 베어링은 짝(pair)을 이룬다.

(1) 레이디얼 저널(radial journal)

- 하중이 축에 직각으로 작용 ⇒ 엔드저널, 중간저널

(2) 스러스트 저널(thrust journal)

- 하중이 축방향으로 작용 ⇒ 피벗 저널, 칼라 저널

(3) 테이퍼 저널(taper journal)

- 약간의 추력(推力, thrust)도 지지할 수 있도록 원통형 저널에 테이퍼를 주어서 원뿔형으로 한 것

2. 베어링의 종류

(1) 하중방향에 따른 종류

- ① 레이디얼 베어링(radial bearing)
⇒ 축에 직각인 하중을 지지하는 베어링
- ② 스러스트 베어링(thrust bearing)
⇒ 축방향의 하중을 지지하는 베어링
- ③ 테이퍼 베어링(taper bearing)
⇒ 축방향 및 축에 직각인 하중을 동시 지지

(2) 접촉방법에 따른 종류

① 미끄럼 베어링(sliding bearing) : 저널과 베어링면 사이에 중간 매개물로서 윤활유(潤滑油)가 유막(油膜)을 형성하여 미끄럼 접촉하는 베어링

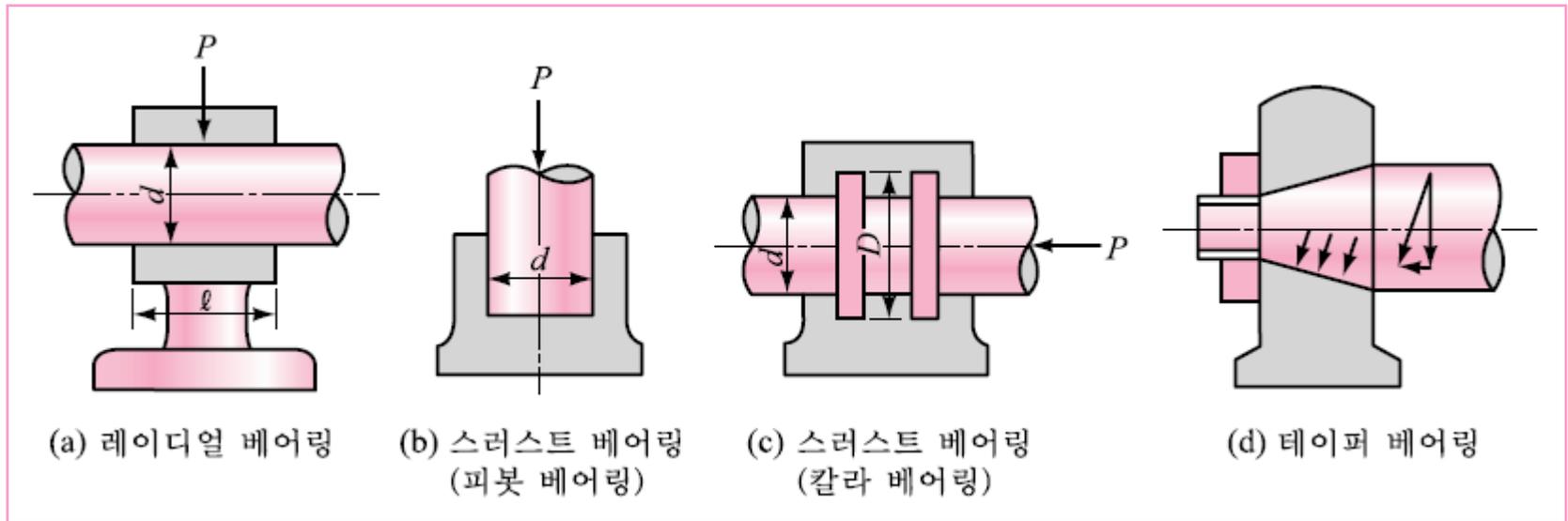
⇒ 유막의 압력으로 하중을 지지하는 베어링으로서
유체윤활로 마찰을 감소

② 구름 베어링(rolling bearing) : 축과 베어링 사이에 볼(ball), 롤러(roller), 또는 니들 롤러(needle roller)를 넣어서 구름 접촉(rolling contact) 하도록 하여 접촉 압력에 의해 하중을 지지하는 베어링

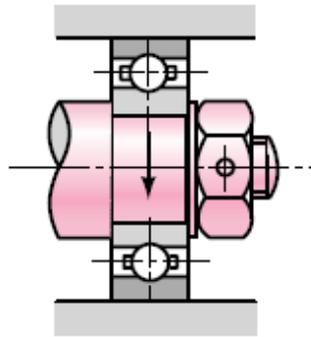
◎ 특수 베어링

- 전자기 베어링(electromagnetic bearing)
 - ⇒ 전자기력(電磁氣力)을 이용하여 축을 지지
- 초전도 자기 베어링(superconducting magnetic bearing)
 - ⇒ 초전도체(超傳導體)의 자석(磁石) 이용

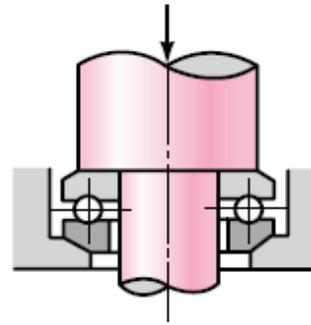
(3) 베어링 규격



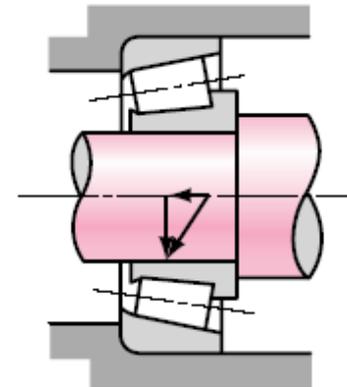
<그림 6-2> 미끄럼 베어링의 종류



(a) 레이디얼 구름 베어링

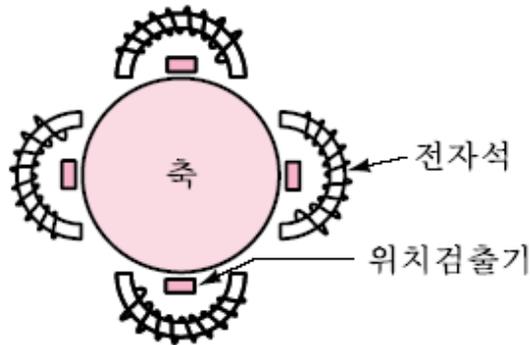


(b) 스러스트 구름 베어링

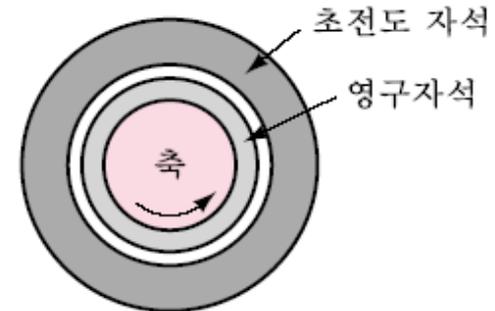


(c) 테이퍼 구름 베어링

<그림 6-3> 구름 베어링의 종류



(a) 자기 베어링



(b) 초전도 자석 베어링

<그림 6-4> 자기 베어링과 초전도 자석 베어링

6-2 ≫ 미끄럼 베어링

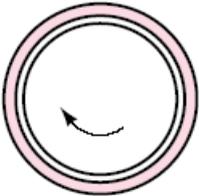
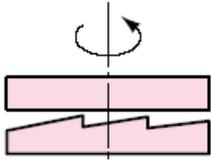
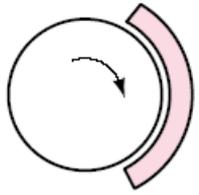
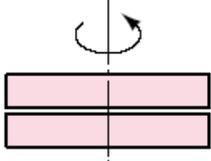
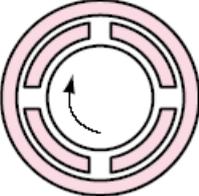
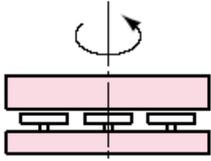
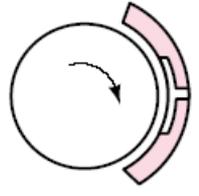
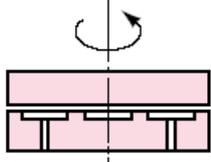
1. 미끄럼 베어링의 종류

- **윤활 원리에 의한 분류 :**

동압(動壓) 베어링, 정압(靜壓) 베어링

- **동압 베어링 :** 베어링과 축사이의 상대운동에 의해 동역학적으로 유막에 압력을 발생 이것이 하중을 지지하는 것
- **정압 베어링 :**
정역학적으로 윤활압력을 발생시켜서 하중 지지

<표 6-2> 미끄럼 베어링의 형식

	레이디얼 베어링		스러스트 베어링	
	기본 형식	특 징	기본 형식	특 징
동압 베어링		원통 저널 베어링으로서 가장 일반적이고, 2개 부분으로 분할 또는 부동(不動) 부시를 사용		고정식 경사 스러스트 베어링으로서 간단하고, 값이 싸므로 널리 사용
		부분 저널 베어링으로서 하중을 받는 부분만 사용하므로 효율이 좋지만, 하중의 방향이 변화하는 경우는 사용 불가		평행면 추력 베어링으로서 간단한 기름흡의 병용이 가능하고, 큰 추력에는 부적당
		미첼형 저널 베어링으로서 피벗 대신에 스프링의 사용이 가능하고, 부하 용량이 큼		미첼형 추력 베어링으로서 고성능이지만, 비교적 고가(高價)
정압 베어링		정압 저널 베어링으로서 4개의 방향에서 정압으로 지지된 원통 저널도 있음. 축의 중심이 안정되고, 저압·고속용에 유효		정압 추력 베어링으로서 저속·고하중용이고, 동적인 유막구성 능력이 낮은 경우에 유효

2. 베어링의 특성 비교

<표 6-3> 미끄럼 베어링과 구름 베어링의 특성 비교

종 류 항 목	미끄럼 베어링	구름 베어링
마찰	유체마찰이며, 마찰계수가 크다. 특히 기동마찰이 크다.	구름마찰이며, 마찰계수가 작다. 특히 기동마찰이 적다. 회전수, 하중 및 온도 등에 의한 마찰계수의 변화가 적다.
하중	비교적 작은 하중, 스러스트 및 레이디얼 하중을 1개의 베어링으로 지지할 수 없다. 진동하중에도 강하다.	큰 하중용이고, 충격의 흡수 능력이 크다. 스러스트 및 레이디얼 하중을 1개의 베어링으로서 지지할 수 있다. 진동하중에 의해서 전동체와 내·외륜의 접촉부에 압흔이 생기기 쉽다.
회전속도	고속회전	비교적 저속회전
진동 및 소음	정속	전동체, 궤도면의 정밀도에 의해서 소음이 발생하기 쉽다.
설치	간단	내·외륜의 끼워 맞춤에 주의가 필요하다.
윤활	윤활장치가 필요하다. 온도와 점도 관계에 주의하여 윤활유를 선정한다.	그리스 윤활의 경우에는 거의 윤활장치가 필요 없다. 미끄럼 베어링 만큼 점도의 영향을 받지 않는다.
규격화	자체 제작하는 경우가 많다.	표준형 양산품이다.
호환성	호환성이 없다.	호환성이 있다.
경제성	동압 미끄럼 베어링은 싸다. 정압 미끄럼 베어링은 부대설비가 비싸다.	양산 및 규격화로 비교적 싸다.

3. 저널과 윤활

(1) 미끄럼 마찰(sliding friction)

- 마찰 \Rightarrow 운동을 방해하는 성질
- 접촉면에 작용하는 마찰력 $F \Rightarrow$ 쿨롱(Coulomb)의 법칙에서

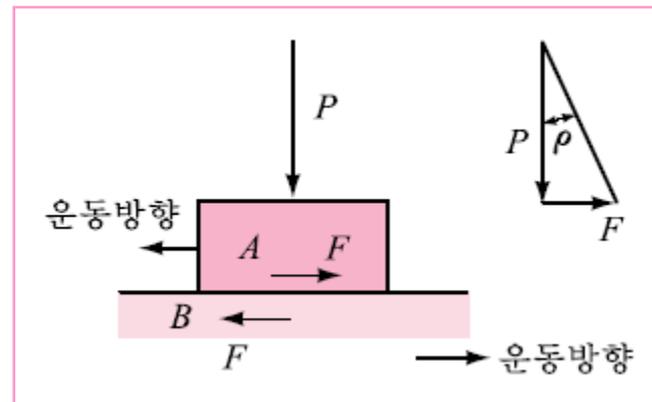
$$F = \mu P$$

(6·1)

여기서 P : 접촉면 사이의 수직력, μ : 마찰계수

- 고체마찰(solid friction) 또는 건조마찰(dry friction)
 \Rightarrow 접촉면에 윤활유가 없는 마찰
- 유체마찰(fluid friction) 또는 완전윤활
 \Rightarrow 유막의 두께가 충분한 마찰
 - 기름의 점성(粘性)만에 의한 전단력
 - 마찰계수 μ 가 매우 작다.
 - 물체의 재질 및 표면 상태에 무관

- 경계마찰(boundary friction) \Rightarrow 건조마찰과 유체마찰의 중간
 - 유막의 두께는 1/1000 [mm] 이하
 - 뉴턴(Newton)의 점성법칙이 성립되기 어렵다.
 - 쿨롱의 법칙이 성립
 - 건조마찰의 경우보다 마찰이 매우 적다.



<그림 6-5> 미끄럼 마찰

(2) 점도

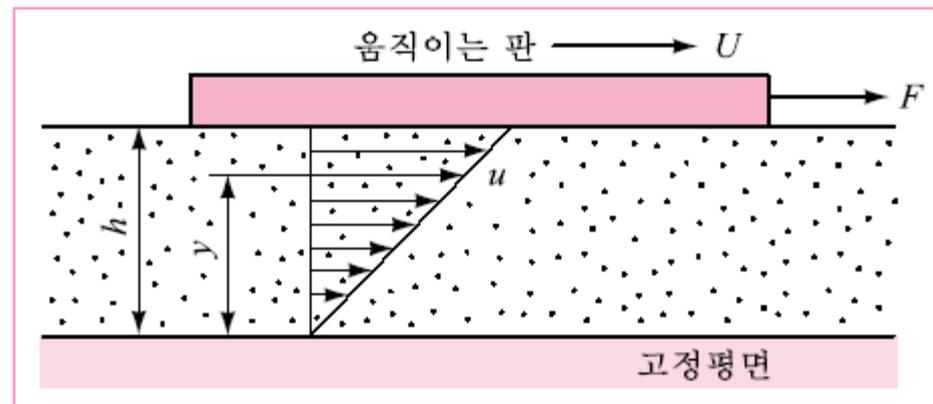
h : 유막의 두께, U : 평판의 유막 위의 속도

u : 임의의 유막에 대한 속도

F : 기름의 점성저항에 대해서 평판을 움직이는 힘

A : 평판이 기름과 접촉하는 면적

$$\tau = \frac{F}{A} : \text{전단응력}, \quad \frac{du}{dy} : \text{속도구배}$$



<그림 6-6> 점성저항

- 전단응력 τ : 속도구배 $\frac{du}{dy}$ 에 비례 \Rightarrow 뉴턴 유체(Newtonian fluid)

속도구배 $\frac{du}{dy}$ 와 점성계수(coefficient of viscosity) η 의 곱

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \quad (6 \cdot 2)$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \eta \frac{U}{h} \quad \therefore \eta = \frac{Fh}{AU} \quad (6 \cdot 3)$$

- 유체의 점도는 절대점성계수(absolute viscosity) η 는

$$\eta = \frac{F(\text{dyne}) \times h(\text{cm})}{A(\text{cm}^2) \times U(\text{cm/s})} = \frac{Fh}{AU} \text{ [dyne} \cdot \text{s/cm}^2] \quad (6 \cdot 4)$$

- 절대점도의 단위 : 포아즈(poise, p)

\Rightarrow 1포아즈 [$\text{dyne} \cdot \text{s/cm}^2$]는 1 [cm]의 유막 두께로 면적 1 [cm^2]의 판을 1 [cm/s]의 속도로 움직이는데 필요한 1 [dyne]의 힘

- 대부분의 윤활유의 점도는 1포아즈보다 작으므로 점도의 실용단위, 절대점도의 1/100인 센티포아즈(centipoise, cp)
 $\Rightarrow 68.4 [^{\circ}\text{F}]$ 의 물은 1 [cp]
- 1 [cp] = 10^{-3} [Pa · s] = 1 [mPa · s],
 점도의 SI 단위는 [Pa · s](파스칼 초)를 사용,
 [mPa · s](밀리 파스칼 초) \Rightarrow [Pa · s] $\times 10^{-3}$

- 동점성계수(dynamic viscosity) ν (stokes) :

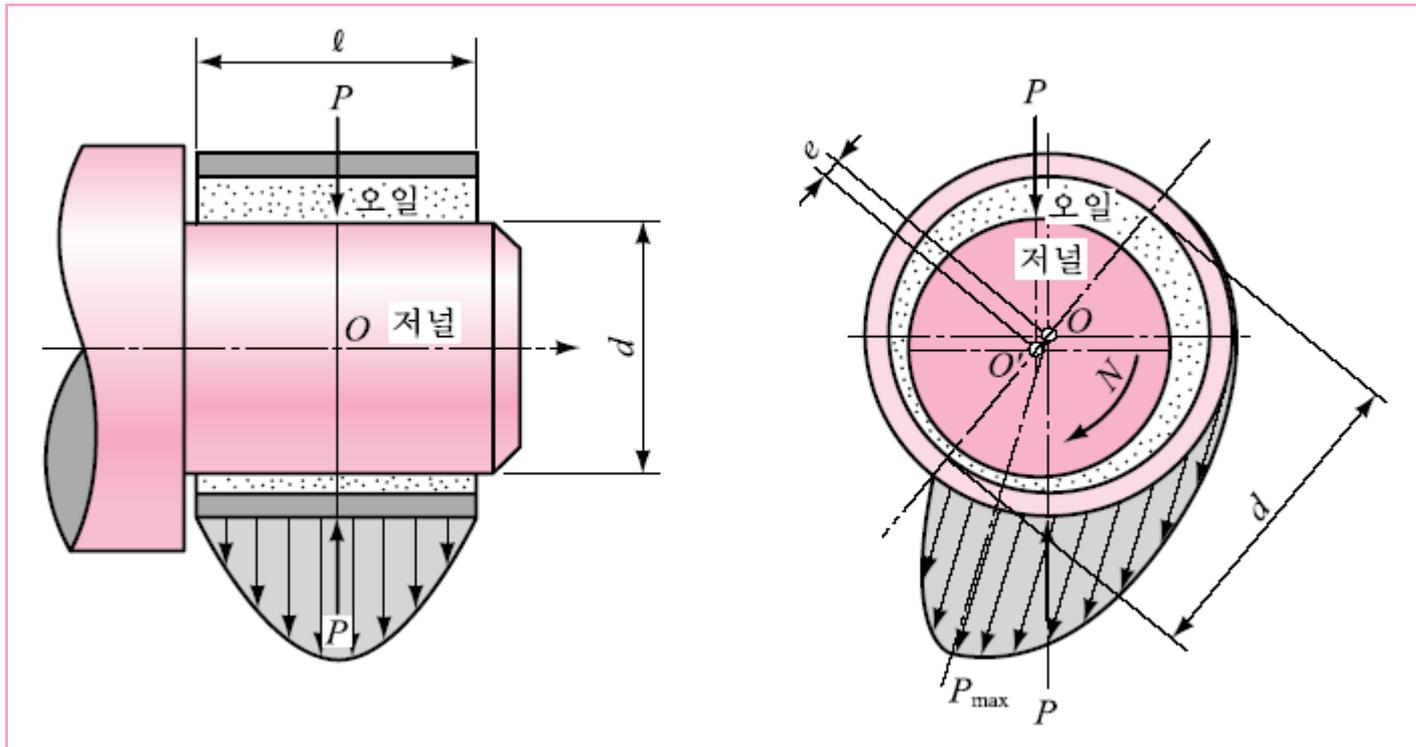
$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \text{ [cm}^2/\text{s}^2] \quad (6 \cdot 5)$$

$$\eta(\text{cp}) = \nu(\text{cst}) \times \rho$$

여기서 기름의 밀도 : ρ 는 [dyne · s²/cm⁴], [g/cm³]이다.

- 1 [stokes]의 1/100을 1 centi - stoke(cst), 기름의 절대점도는 센티포아즈(cp)로 표시할 때가 많지만, 공학적으로는 [kg_f · s/m²]을 사용

(3) 유막의 압력분포



<그림 6-7> 유막의 압력분포

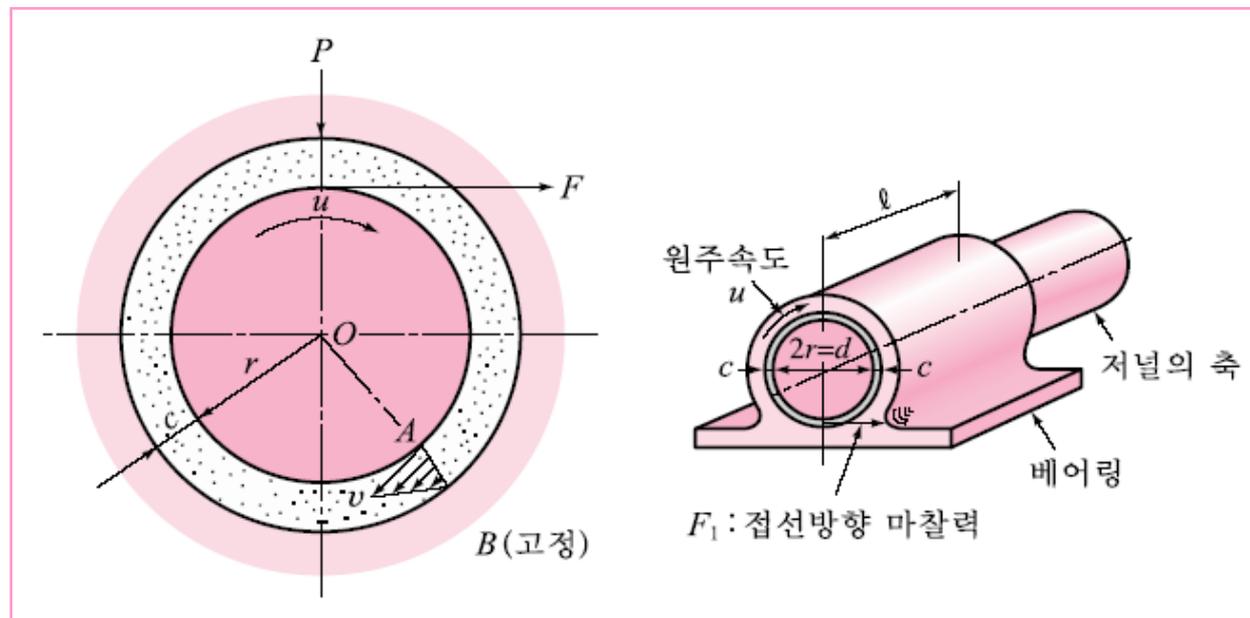
(4) 페트로프(Petroff)의 베어링 방정식

r : 축의 반지름, c : 축과 원통 사이의 틈새

u : 원주속도, μ : 축의 단위길이에 대한 마찰저항

l : 베어링 폭, F : 유체의 마찰력

N : 회전수를 [rpm], $N = N'/60$ (회전수/s)



<그림 6-8> 페트로프의 법칙

Newton의 법칙에 의해

$$\tau = \frac{F}{A} = \eta \frac{du}{dy} = \eta \frac{U}{h} = \eta \frac{U}{c} = \frac{\eta}{c} \left(\frac{2\pi r N}{60} \right) \quad (6 \cdot 6)$$

여기서 $F = 2\pi r \eta U \ell / c$, 베어링의 마찰계수 $\mu = F/P$
토크 T 는

$$T = F \cdot r = (\tau A)r = \frac{\eta}{c} \left(\frac{2\pi r N}{60} \right) (2\pi r \ell) r = \frac{\eta}{c} \times \frac{4\pi^2 r^3 \ell N}{60} \quad (6 \cdot 7)$$

또한, 베어링 압력 p 는 베어링 하중 P 를 투영단면적 $A_0 = 2r\ell = d\ell$ 로 나눈 값이므로

$$p = \frac{P}{A_0} = \frac{P}{2r\ell} = \frac{P}{d\ell}$$

따라서 토크 T 는

$$T = \mu P r = \mu (2r\ell p) r = 2r^2 \mu \ell p \quad (6 \cdot 8)$$

식 (6·7)과 식 (6·8)이 같으므로 마찰계수 μ 는

$$\mu = \frac{\pi^2}{30} \frac{\eta N}{p} \left(\frac{r}{c} \right) \quad (6 \cdot 9)$$

여기서 회전수는 N [rpm]

점성계수 η 의 SI 단위는 [Pa · s]를 사용하므로 회전수의 단위와 통일시키기 위해서 초당 회전수 N [rps]로 나타내면, 식 (6 · 9)는

$$\mu = 2\pi^2 \frac{\eta N}{p} \left(\frac{r}{c} \right) \quad (6 \cdot 10)$$

식 (6 · 9)와 식 (6 · 10)을 Petroff의 식

- 편심량이 작을 때의 미끄럼 베어링에 대한 마찰계수

$\eta N/p$ 및 r/c 의 값은 미끄럼 베어링의 성능 결정에 중요한 인자

미끄럼 베어링의 특성을 나타내기 위해 사용되는

무차원 인자 S : 쉘마펠트 수(Sommerfeld number)

$$S = \frac{\eta N}{p} \left(\frac{r}{c} \right)^2 = \frac{\eta N}{p} \left(\frac{1}{\phi} \right)^2 \quad (6 \cdot 11)$$

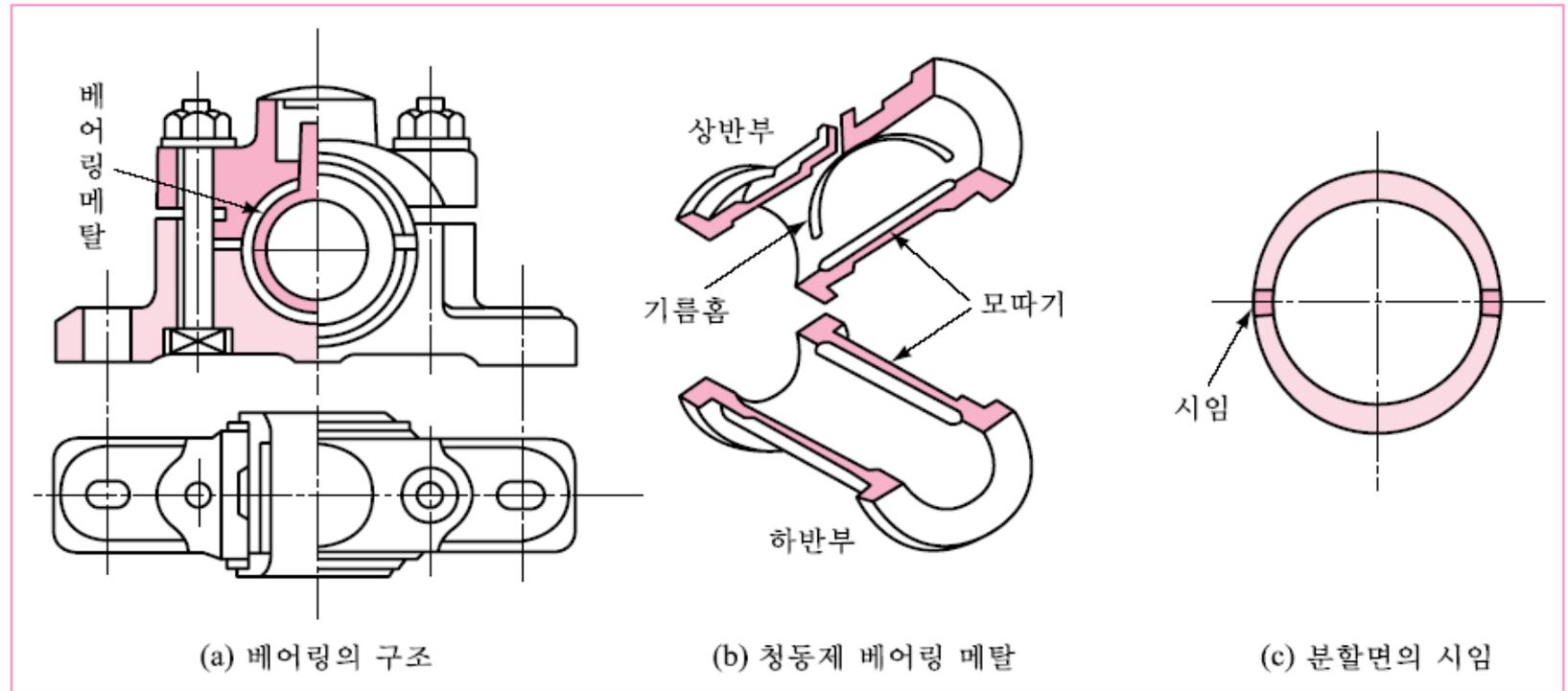
여기서 회전수는 N [rps]로 초당 회전수

- 쉘마펠트 수 S : 큰 영역에서는 하중이 작을수록 편심률은 작고, 편심각은 90° 에 가까운 값
작은 영역에서는 하중이 클수록 편심률도 크고, 편심각은 0 에 가까운 값으로

4. 미끄럼 베어링의 구조

(1) 레이디얼 베어링의 구조

- 베어링 메탈은 주로 청동주물로 제작
⇒ 주철 이외의 철금속에 화이트 메탈을 삽입 사용
- 급유구(給油口)의 설치 : 베어링 압력이 낮은 쪽에 설치, 기름의 유입이 좋게 기름 홈을 파는 수도 있다.
- 기름의 간극 : 저널 기름의 1/1000~1.5/1000 정도, 정밀기계의 간극은 작게, 고속·중하중의 베어링에서는 간극을 크게 한다.

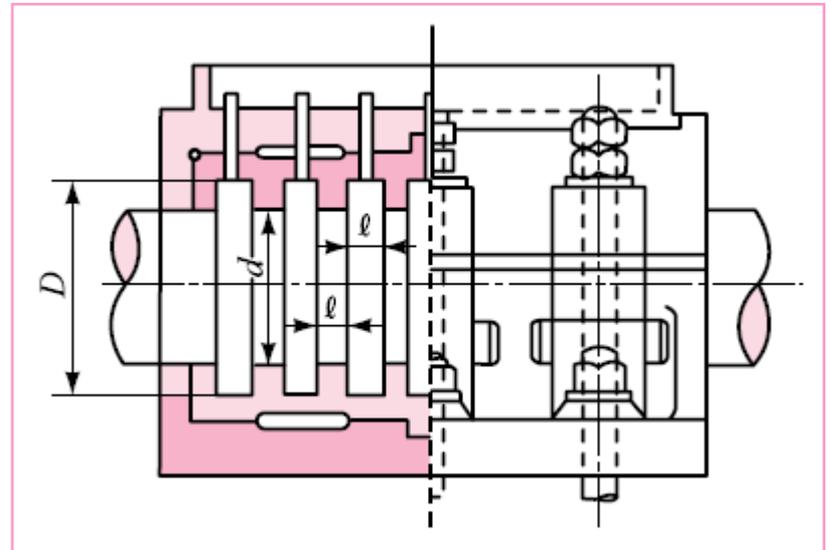


<그림 6-9> 분할형 레이디얼 미끄럼 베어링의 구성

(2) 스러스트 베어링의 구조

▪ 칼라 베어링 :

- 수평축에서 스러스트 하중을 받는 경우에 사용
- 축에 몇 개의 칼라로 그 측면에서 추력을 지지
- 선박의 프로펠러, 수차 및 펌프의 축과 같이 큰 추력을 받는 경우에 사용



<그림 6-13> 칼라 베어링

5. 미끄럼 베어링의 재료

- 미끄럼 베어링 :
 - 윤활을 완전하게 한다.
 - 마모 및 발열을 방지하여야 한다.
 - 축과의 친화성을 좋게 한다.
 - 오일의 흡착력이 높다.
 - 열전도가 좋은 것이 요구

(1) 베어링 재료에 요구되는 성질

- ① 하중 및 피로에 대한 충분한 강도를 가질 것
- ② 축에 늘어붙지 않는 내열성을 가질 것
- ③ 내부식성이 강할 것
- ④ 유막의 형성이 용이할 것
- ⑤ 축의 처짐과 미소 변형에 대하여 유연성이 좋을 것
- ⑥ 베어링에 흡입된 미세한 먼지 등의 흡착력이 좋을 것
- ⑦ 내마멸성 및 내구성이 좋을 것
- ⑧ 마찰계수가 작을 것
- ⑨ 마찰열의 소산(消散)을 위해 열전도율이 좋을 것
- ⑩ 주조와 다듬질 등의 공작이 용이할 것

(2) 미끄럼 베어링 재료의 특징

① 화이트 메탈(white metal)

⇒ 주석(Sn), 납(Pb), 아연(Zn) 등을 주성분으로 하는 연(軟)한 금속의 백색합금을 총칭

▪ 주석을 주성분, 구리, 납을 첨가한 합금 :

- 화이트 메탈 중에서도 고속회전에 가장 적합
- 열전도율도 좋고, 내부식성도 크다.

- **배비트 메탈(Babbit metal) :**

- 강철과 포금(gun metal)의 안쪽 면에 안티몬(Sb)을 함유한 합금을 라이닝

- 베어링의 부시로 처음 사용

- 항공기, 자동차, 엔진의 메인 베어링(main bearing)용

- 고속 · 고압의 고급 베어링 재료로서 널리 사용

- **아연을 주성분, 구리, 주석, 납, 안티몬, 알루미늄 등을 함유한 합금 :**

- 가격이 싸고, 경도(硬度)가 크다.

- 중하중(重荷重)용에 적합하다.

- 내마모성이 별로 좋지 않다.

- 납을 주성분, 주석, 안티몬을 첨가한 합금 ;
 - 용융점 및 열전도율이 낮다.
 - 연하여 축과의 친화성이 좋다.
 - 기름의 분자와 흡착력이 크다.
 - 강한 유막을 형성할 수가 있다.
 - 값이 싸고 마찰계수도 작다.
 - 고온·고하중의 경우를 제외한 부분에 폭 넓게 사용
 - 마멸과 인성(靱性)이 주석계 합금보다 떨어진다.
 - 심한 충격과 진동이 발생하는 부분에 사용 부적당
 - 차량, 선박 및 발전기와 전동축의 베어링에 사용

② 구리 합금

- 인청동, 납청동, 켈멧, 포금 등이 있다.
- 면이 매끄럽기 때문에 내마모성이 우수
- 열전도율이 좋아서 고속·고하중용에 적합
- 청동주물, 납청동주물, 인청동주물 등이 많이 사용
- **켈멧(Kelmet)** : 구리에 약 30[%]의 납을 첨가한 합금
 - 구리보다 강도가 크고 강성도 크다.
 - 열전도성이 좋고, 고속·고하중용에 적합
 - 고속 내연기관용 피스톤 베어링, 공기압축기의 크로스헤드 핀의 베어링, 중간기어의 베어링, 공작기계의 메인 베어링 등에 많이 사용

③ 오일리스 베어링(oilless bearing)

- 축이 회전하면 온도상승에 따라 기름과 베어링 재료에 대한 열팽창의 차이와 표면장력 등에 의하여 베어링 내부로부터 표면으로 기름이 흘러 나와서 유막을 형성
 - 다공질(多孔質)의 베어링에 윤활유를 침투시킨 것
 - 오일라이트, 또는 함유(含油) 베어링이라고도 함
 - 체적의 15~25[%]의 윤활유를 흡수
 - 급유가 곤란한 곳에 적합
 - 전기시계, 가정용 냉동기, 소형기계, 사무기기, 음향기기, 식품가공기계 및 인쇄기계 등에 사용
 - 축의 회전이 정지되면 기름은 반대로 베어링 메탈내의 공기구멍에 흡수

■ 오일리스 베어링 재료 :

- 철계와 구리계가 있다.
- 철계는 비교적 저속 · 고하중에 사용
- 구리계는 고속 · 저하중용에 적합
- 완전한 윤활 상태가 기대되지 않는다.
- 다공질이기 때문에 열전도가 좋지 않다.

④ 카드뮴 합금

- 내피로성, 내마모성이 우수
- 화이트 메탈로서는 지탱하지 못하는 고하중용에도 적합
- 부하가 큰 내연기관, 압연기 및 펌프 등에 주로 사용

⑤ 알루미늄 합금

- 주석(Sn)을 20[%]이상 함유한 것을 Al-Sn 합금으로 사용
- 고성능의 내연기관에서 내피로성, 내마모성, 내부식성 및 열전도율이 우수한 재료로서 사용

⑥ 비금속 재료

- 고분자 재료에 속하는 플라스틱, 합성수지 및 경질고무 등이 있어 물속에서 오일을 사용하기 어려운 경우 물을 윤활제로서 사용한다.
- 카본 그래파이트는 고온부에서 윤활제가 없이도 사용
- 합성수지는 냉각 압연용 롤 네크에 사용
- 고무는 선박, 펌프의 베어링에 사용
- 리그넘바이터 : 선박의 스크루 프로펠러축 베어링

6-3 ≫ 저널의 설계

1. 레이디얼 저널의 설계

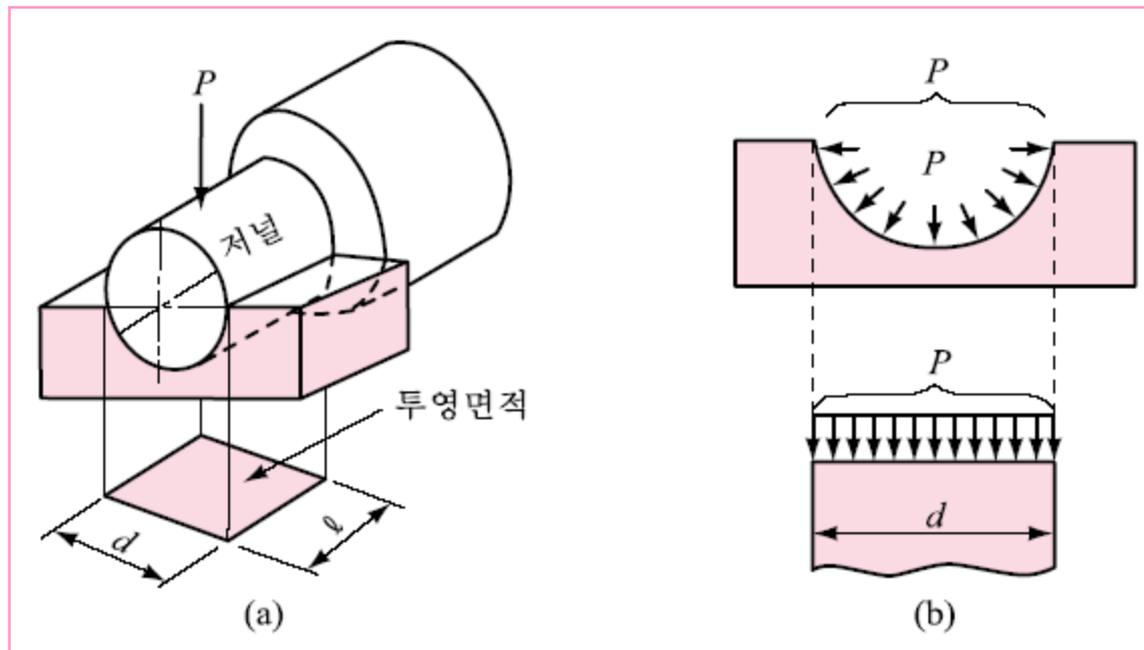
(1) 저널의 설계에 있어서 고려할 사항

- ① 충분한 강도(強度)를 가질 것
- ② 변형률이 과도하지 않을 것
- ③ 마찰 및 마멸이 적고, 변형되었을 때 수리 및 교환이 쉬울 것
- ④ 윤활유를 잘 보존할 것
- ⑤ 마찰열이 집중되지 않고, 열의 소산(消散)이 쉬울 것

(2) 베어링 압력

d : 저널의 지름, l : 베어링의 폭,

p : 저널면에 작용하는 압력 p [N/mm², MPa]



<그림 6-15> 레이디얼 저널 베어링의 투영면적

- 베어링이 받는 전체 하중 P :

$$P = pdl \quad (6 \cdot 12)$$

dl : 하중 P 의 방향에 수직한 평면에 투영한 면적

- 베어링 압력(bearing pressure)

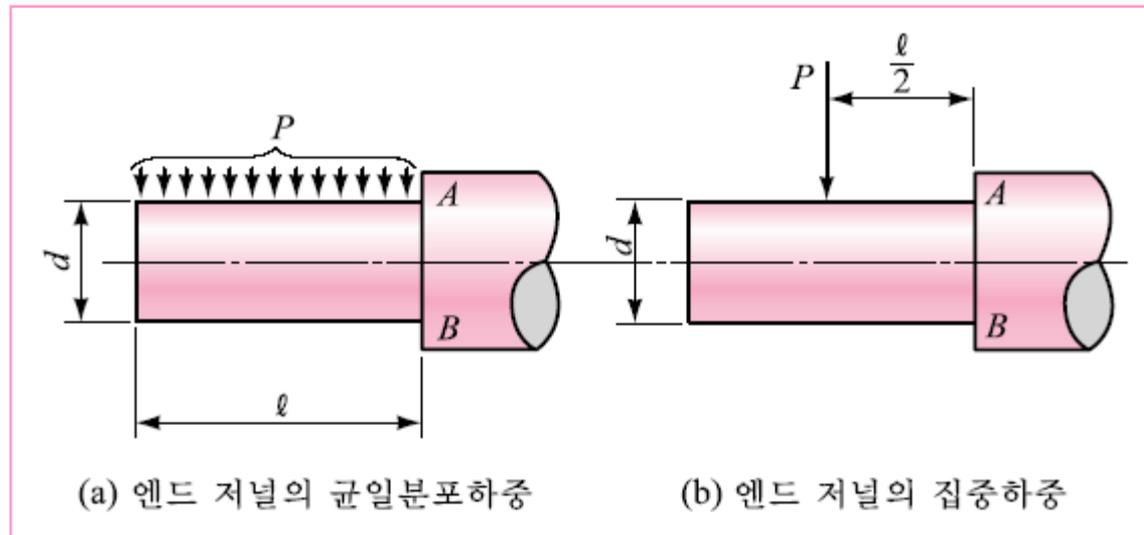
⇒ 하중을 베어링의 투영면적으로 나눈 값

$$p = \frac{P}{A} = \frac{P}{dl} \quad (6 \cdot 13)$$

(3) 레이디얼 저널의 강도계산

- 저널의 지름 \Rightarrow 축 지름에 의해 결정
- 저널의 종류: 엔드 저널, 중간 저널

① 엔드 저널의 경우



<그림 6-16> 엔드 저널의 작용 하중

(a) 저널의 지름

$$M = \sigma_b Z$$

$$\therefore \frac{P\ell}{2} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_b$$

$$\therefore d = \sqrt[3]{\frac{16P\ell}{\pi\sigma_b}} \quad (6 \cdot 14)$$

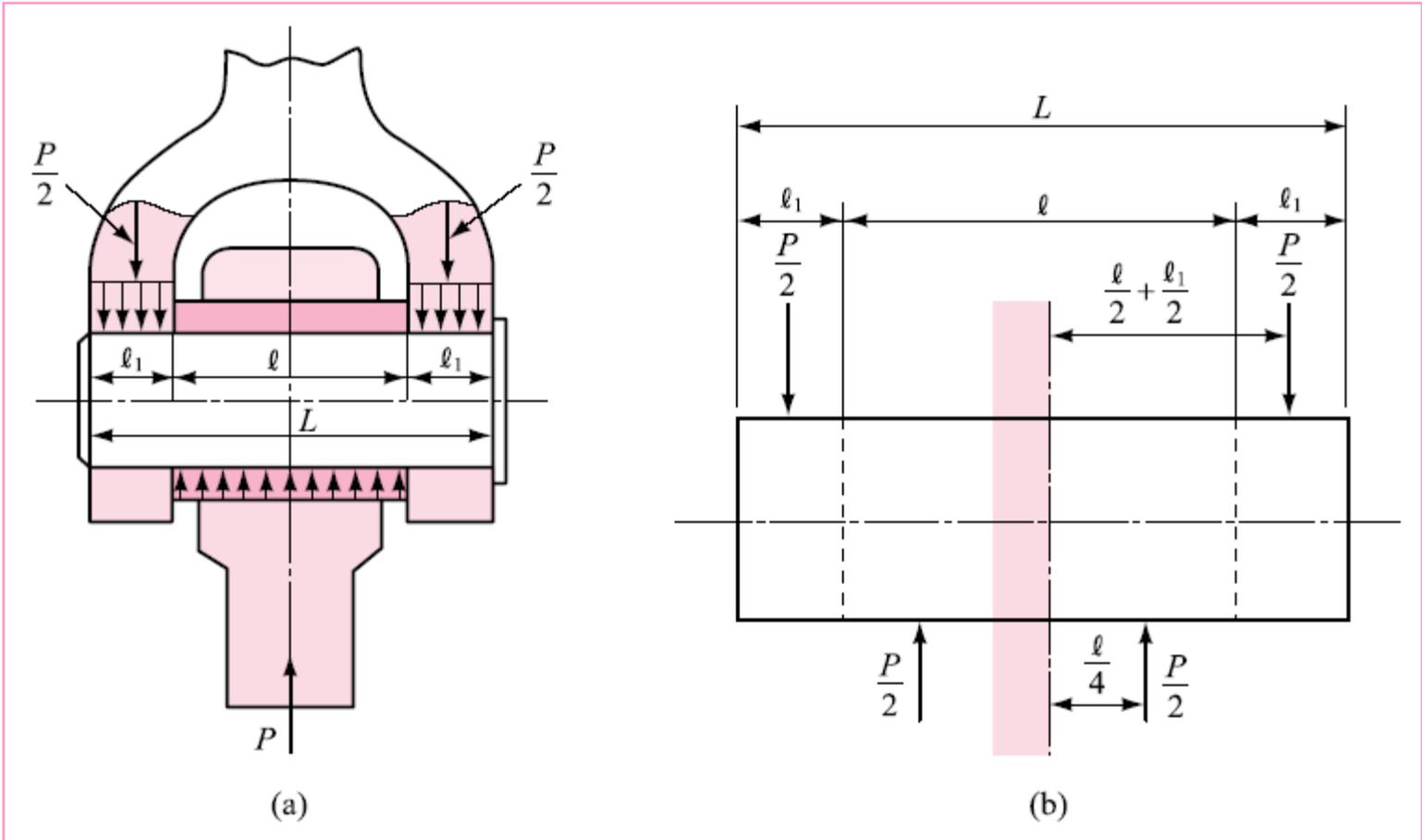
(b) 베어링 폭

$$P = p_a d \ell, \quad p_a d \ell \frac{\ell}{2} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_b$$

$$p_a \ell^2 = \frac{\pi d^2}{16} \sigma_b$$

$$\left(\frac{\ell}{d}\right)^2 = \frac{\pi}{16} \frac{\sigma_b}{p_a} \quad \therefore \frac{\ell}{d} = \sqrt{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{\sigma_b}{p_a}} \quad (6 \cdot 15)$$

② 중간 저널의 경우



<그림 6-17> 중간 저널의 하중

(a) 저널의 지름

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \frac{P}{2} \left(\frac{\ell}{2} + \frac{\ell_1}{2} \right) - \left(\frac{P}{2} \cdot \frac{\ell}{4} \right) = \frac{P}{2} \left(\frac{\ell}{2} + \frac{\ell_1}{2} - \frac{\ell}{4} \right) \\ &= \frac{P}{2} \left(\frac{\ell}{4} + \frac{\ell_1}{2} \right) = \frac{P}{2} \cdot \frac{1}{4} (\ell + 2\ell_1) = \frac{PL}{8} \end{aligned} \quad (6 \cdot 16)$$

$$\begin{aligned} \frac{PL}{8} &= \frac{\pi d^3}{32} \sigma_b \quad \therefore d^3 = \frac{4}{\pi} \frac{PL}{\sigma_b} \\ \therefore d &= \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{PL}{\sigma_b}} \doteq \sqrt[3]{1.25 \frac{PL}{\sigma_b}} \end{aligned} \quad (6 \cdot 17)$$

(b) 베어링의 폭

L : 전길이, ℓ : 저널 부분의 길이

$L/\ell = e$, $L = e\ell = 1.5\ell$ 이므로

$$d = \sqrt[3]{\frac{1.25eP\ell}{\sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{1.25 \times 1.5p_a d\ell^2}{\sigma_b}} \quad (6 \cdot 18)$$

$$d^3 = 1.25 \times 1.5 \frac{p_a}{\sigma_b} d\ell^2 \quad \therefore \left(\frac{\ell}{d}\right)^2 = \frac{1}{1.25 \times 1.5} \cdot \frac{\sigma_b}{p_a}$$

$$\therefore \frac{\ell}{d} = \sqrt{\frac{1}{1.25 \times 1.5} \cdot \frac{\sigma_b}{p_a}} = 0.73 \sqrt{\frac{\sigma_b}{p_a}} \quad (6 \cdot 19)$$

<표 6-5> 미끄럼 베어링의 설계자료 - (1)

사용기계	베어링	최대 허용 압력 p_2 [N/mm ²]	최대 허용압력 속도계수 pv [N/mm ² · m/s]	적정 점성 계수 η [mPa · s]	최소 허용 $\eta N/p^*$ [$\frac{\text{mPa} \cdot \text{s} \cdot \text{rpm}}{\text{N/mm}^2}$]	표준 틈새비 $\phi(c/r)$	표준 폭지름비 (l/d)
자동차 및 항공기용 엔진	메인 베어링	6 ⁺ ~12 [*]	200	7~8	2000	0.001	0.8~1.8
	크랭크 핀	10 ^{x+} ~35 [*]	400		1400	0.001	0.7~1.4
	피스톤 핀	15 ^{x+} ~40 [*]	-		1000	<0.001	1.5~2.2
가스, 중유기관 (4사이클)	메인 베어링	6 ^{x+} ~12 [*]	15~20	20~65	2800	0.001	0.6~2.0
	크랭크 핀	12 ^{x+} ~15 [*]	20~30		1400	<0.001	0.6~1.5
	피스톤 핀	15 ^{x+} ~20 [*]	-		700	<0.001	1.5~2.0
가스, 중유기관 (2사이클)	메인 베어링	4 ^{x+} ~5 [*]	10~15	20~65	3500	0.001	0.6~2.0
	크랭크 핀	7 ^{x+} ~10 [*]	15~20		1700	<0.001	0.6~1.0
	피스톤 핀	8 ^{x+} ~13 [*]	-		1400	<0.001	1.5~2.0
박용 증기기관	메인 베어링	3.5	4~7	30	2800	<0.001	0.7~1.5
	크랭크 핀	4	7~10	40	2000	<0.001	0.7~1.2
	피스톤 핀	10	-	30	1400	<0.001	1.5~1.7
육용 증기기관 (저속)	메인 베어링	3	2~3	60	2800	<0.001	1.0~2.0
	크랭크 핀	10	5~10	80	800	<0.001	0.9~1.3
	피스톤 핀	13	-	60	700	<0.001	1.2~1.5
육용 증기기관 (고속)	메인 베어링	2	3~4	15	3500	<0.001	1.5~3.0
	크랭크 핀	4	4~8	30	800	<0.001	0.9~1.5
	피스톤 핀	13	-	25	700	<0.001	1.3~1.7
왕복펌프 압축기	메인 베어링	2 ^x	2~3	30~80	4000	0.001	1.0~2.2
	크랭크 핀	4 ^x	3~4		2800	<0.001	0.9~2.0
	피스톤 핀	7 ^{x+}	-		1400	<0.001	1.5~2.0

<표 6-5> 미끄럼 베어링의 설계자료 - (2)

증기기관차	구동축	4	10~15	100	4000	0.001	1.6~1.8
	크랭크 핀	14	25~20	40	700	<0.001	1.7~1.1
	피스톤 핀	30	-	30	700	<0.001	0.8~1.3
차 량	축	3.5	10~15	100	7000	0.001	1.8~2.0
증기터빈	메인 베어링	1 ^x ~2 [*]	40	2~10	15000	0.001	1.0~2.0
발전기 전기모터 원심펌프	회전자 베어링	1 ^x ~1.5 ^x	2~3	25	25000	0.0013	1.0~2.0
전동축	경하중	0.2 ^x	1~2	25~60	14000	0.001	2.0~3.0
	자동조심	1 ^x			4000	0.001	2.5~4.0
	중하중	1 ^x			4000	0.001	2.0~3.0
정방기	스핀들	0.01	-	2	1500000	0.005	-
공작기계	메인 베어링	0.5~2	0.5~1	40	150	<0.001	1.0~2.0
편칭기 전단기	메인 베어링	28 ^x	-	100	-	0.001	1.0~2.0
	크랭크 핀	55 ^x		100		0.001	1.0~2.0
압연기	메인 베어링	20	50~80	50	1400	0.0015	1.1~1.5
감속기어	베어링	0.5~2	5~10	30~50	5000	0.001	2.0~4.0

- 【비고】 1. *1; $\eta N/p$ 을 무차원화하여 나타내려면 표의 값에 1.7×10^{-11} 을 곱하면 된다. 또한, 실제의 값으로 사용하려면 안전을 위하여 표에 나타낸 값의 (2~3)배로 하는 것이 좋다.
2. (×표)는 적하 또는 유륜식 급유를 표시한다.
3. (+표)는 회전체의 일부를 기름에 담가서 급유한다.
4. (*표)는 강제급유를 말한다.

(4) 열전도를 고려한 설계

① 발열

- 저널과 베어링 사이의 미끄럼 속도 :

$$v = \frac{\pi d N}{1000 \times 60} = 0.0000524 d N \text{ [m/s]}$$

v : 저널과 베어링 사이의 미끄럼 속도 [m/s]

d : 저널의 지름 [mm]

N : 저널의 회전수 [rpm]

- 매초마다의 마찰손실 일량 W_f :

$$W_f = \mu P v \text{ [N} \cdot \text{m/s]} \quad (6 \cdot 20)$$

- 마찰손실 동력 H_f :

$$H_f = W_f / 735.5 = \mu P v / 735.5 \text{ [PS]} \quad (6 \cdot 21)$$

$$= W_f / 1000 = \mu P v / 1000 \text{ [kW]} \quad (6 \cdot 21')$$

- 마찰에 의하여 생기는 열량을 Q_f :

$$Q_f = W_f / J = W_f / 427 \text{ [kcal/s]} \quad (6 \cdot 22)$$

② 열의 소산(heat dissipation)

- 비마찰 일량(w_f) : 마찰손실 일량/베어링 투영면적

$$w_f = \frac{W_f}{dl} = \frac{\mu P v}{dl} = \mu p v \text{ [N/mm}^2 \cdot \text{m/s]} \quad (6 \cdot 23)$$

여기서 $p = \frac{P}{dl}$

- 베어링내의 허용온도 : 일반적으로 50 [℃] 이상이면 높은 편이며 60 [℃]를 초과하지 않도록 한다.

③ 발열계수 pv 의 제한값과 베어링의 길이

- 마찰열 때문에 베어링의 온도가 너무 상승하면, 고장의 원인
- 비마찰 일량 w_f 가 어느 값을 초과하지 않도록 제한
- 비마찰 일량 $w_f = \mu pv$ 이므로 μ 를 상수로 보고 pv 를 제한
- pv 의 값 \Rightarrow 저널 베어링의 압력속도계수(또는 발열계수)
- 완전 윤활이 항상 지속될 수 없는 베어링에 대하여 뢰첼 (Rötseher)은 pv 의 허용값 : <표 6-6>과 같이 표시
- P : 베어링의 하중[N], N : 저널의 회전수 [rpm]
 d : 저널의 지름 [mm]

$$pv = \frac{P}{d\ell} \cdot \frac{\pi dN}{1000 \times 60} = \frac{\pi PN}{60000\ell} \text{ [N/mm}^2 \cdot \text{m/s]} \quad (6 \cdot 24)$$

예제
6-1

300 [rpm]으로 회전하는 축으로부터 10 [kN]의 하중을 받는 엔드저널 베어링을 설계하려고 할 때 다음을 구하시오.

- (a) 압력속도계수 $pv = 2$ [N/mm²·m/s]일 때 저널의 길이
- (b) 축의 허용굽힘응력 $\sigma_a = 50$ [MPa]일 때 저널의 지름
- (c) 베어링에 작용하는 평균압력

<풀이>

(a) 저널의 길이 : $\ell = \frac{\pi PN}{60000pv} = \frac{\pi \times 10000 \times 300}{60000 \times 2} = 78.54$ [mm]

(b) 저널의 지름 : $d = \sqrt[3]{\frac{16P\ell}{\pi\sigma_a}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 10000 \times 78.54}{\pi \times 50}} = 43.09$ [mm]

(c) 베어링 평균압력 : $p = \frac{P}{d\ell} = \frac{10000}{78.54 \times 43.09} = 2.95$ [N/mm²] = 2.95 [MPa]

2. 스러스트 베어링

(1) 스러스트 베어링의 압력

① 피봇 베어링 압력

P : 추력하중 [N], d_2 : 바깥지름 [mm]

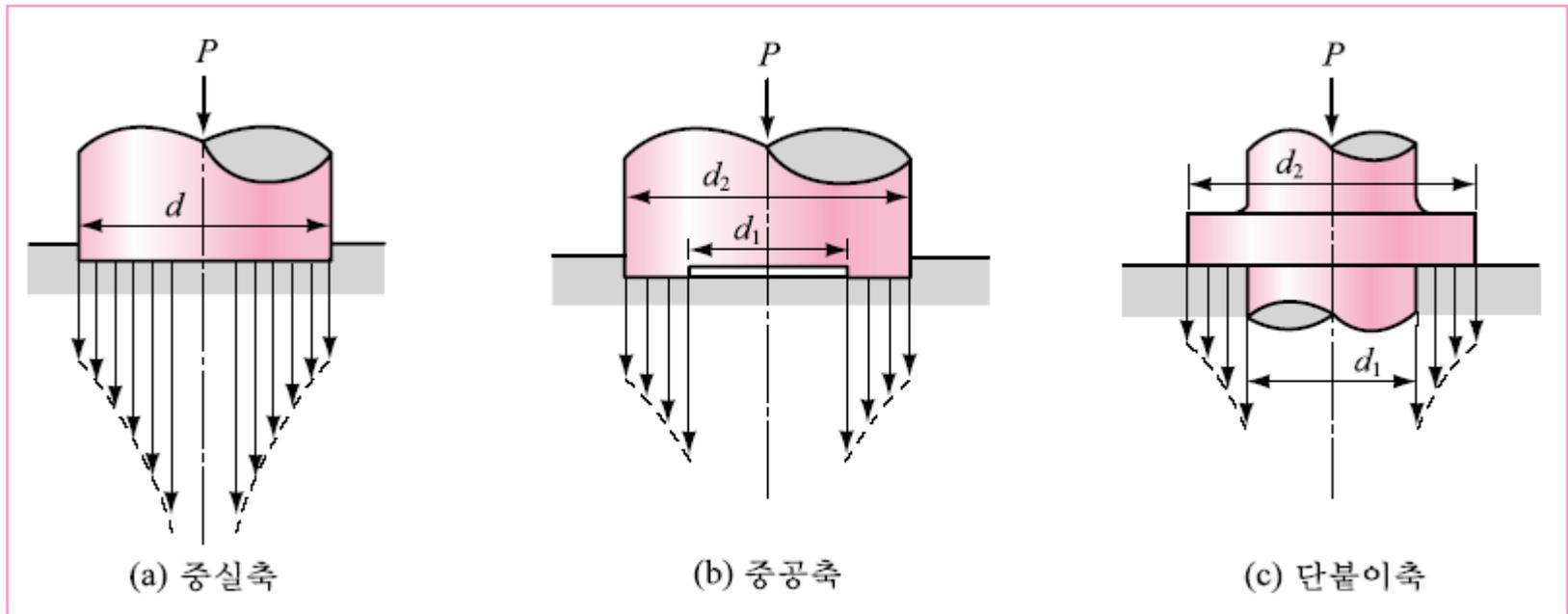
d_1 : 안지름 [mm]

d_m : 접촉면의 평균지름 [mm] $\{=(d_1 + d_2)/2\}$

p_2 : 바깥지름의 베어링 압력 [N/mm^2]

p_1 : 안지름의 베어링 압력 [N/mm^2]

b : 베어링 압력면의 폭 [mm] $\{=(d_1 - d_2)/2\}$



<그림 6-18> 피벗 베어링의 압력분포

(a) 중실축의 경우

$$p = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (6 \cdot 25)$$

(b) 중공축의 경우

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (6 \cdot 26)$$

$$\therefore P = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)p = \pi \frac{d_2 + d_1}{2} \cdot \frac{d_2 - d_1}{2} p = \pi d_m b p \quad (6 \cdot 27)$$

② 칼라 베어링의 압력 <그림 6-18(c)>

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)z} \quad (6 \cdot 28)$$

$$\therefore p = \frac{P}{\pi d_m b z} \quad (6 \cdot 29)$$

$$P = \pi d_m b z p \quad (6 \cdot 30)$$

z : 칼라의 수

(2) 스러스트 베어링의 마찰열

① 피벗 베어링의 발열계수

(a) 중실축의 경우

- 발열계수 pv 는 중실축일 때

$$pv = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} \cdot \frac{\pi d N}{1000 \times 60} \quad [\text{N/mm}^2 \cdot \text{m/s}] \quad (6 \cdot 31)$$

- 단위시간에 단위면적의 마찰 일량 w_f 는

$$w_f = W_f / \frac{\pi}{4} d^2 = \mu P v / \frac{\pi}{4} d^2 = \mu p v \quad [\text{N/mm}^2 \cdot \text{m/s}] \quad (6 \cdot 32)$$

(b) 중공축의 경우

- 발열계수(pv) $\Rightarrow v$: 원주속도 [m/s]

$$pv = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \cdot \frac{(d_2 + d_1)/4}{1000} \cdot \left(\frac{2\pi N}{60}\right) \text{ [N/mm}^2 \cdot \text{m/s]} \quad (6 \cdot 33)$$

$$w_f = \frac{\mu PN}{30000(d_2 - d_1)} \text{ [N/mm}^2 \cdot \text{m/s]} \quad (6 \cdot 34)$$

$$d_2 - d_1 = \frac{PN}{30000 \cdot pv} = \frac{\mu PN}{30000w_f} \text{ [mm]} \quad (6 \cdot 35)$$

$$w_f = \mu pv \text{ [N/mm}^2 \cdot \text{m/s]} \quad (6 \cdot 36)$$

(3) 칼라 저널의 마찰열

- 식 (6·33)에 칼라의 수를 고려하면

$$pv = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)z} \cdot \frac{(d_2 + d_1)/4}{1000} \cdot \left(\frac{2\pi N}{60}\right) [\text{N/mm}^2 \cdot \text{m/s}] \quad (6 \cdot 37)$$

또한, 식 (6·35)에서

$$(d_2 - d_1) = \frac{PN}{30000 \cdot pv \cdot z} [\text{mm}] \quad (6 \cdot 38)$$

예제

6-2

바깥지름이 600 [mm], 안지름이 450 [mm]인 칼라 베어링이 200 [rpm]으로 회전하는 축으로부터 35 [kN]의 축방향 하중을 받을 때 칼라의 수를 구하시오. 단, $pv = 0.6$ [N/mm²·m/s]로 한다.

<풀이>

$$\text{속도 : } v = \frac{\pi(d_1 + d_2)N}{2 \times 1000 \times 60} = \frac{\pi(600 + 450) \times 200}{2 \times 1000 \times 60} = 5.5 \text{ [m/s]}$$

$$\text{압력 : } p = \frac{0.6}{v} = \frac{0.6}{5.5} = 0.11 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

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

$$z = \frac{4P}{\pi(d_2^2 - d_1^2)p} = \frac{4 \times 35000}{\pi(600^2 - 450^2) \times 0.11} = 2.6 \approx 3 \text{ [개]}$$

따라서 칼라의 수는 3개로 한다.

예제

6-3

500 [rpm]으로 회전하는 축을 지지하는 피봇 저널 베어링의 바깥지름이 180 [mm], 안지름이 120 [mm]이다. 허용베어링 압력을 1.2 [MPa]일 때 다음을 구하시오. 단, 마찰계수 $\mu = 0.03$ 으로 한다.

- (a) 지지할 수 있는 축방향 하중
- (b) 발열계수(pv)
- (c) 마찰손실동력(H_f)

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

$$P = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)p = \frac{\pi}{4}(180^2 - 120^2) \times 1.2 = 16964.64 \text{ [N]}$$

피봇 베어링의 평균원주속도는

$$v = \left(\frac{d_m/2}{1000} \right) \left(\frac{2\pi N}{60} \right) = \left\{ \frac{(d_1 + d_2)/4}{1000} \right\} \left(\frac{2\pi N}{60} \right) \text{ 이므로}$$

$$v = \frac{(d_1 + d_2)\pi N}{2 \times 1000 \times 60} = \frac{(120 + 180) \times \pi \times 500}{2 \times 1000 \times 60} = 3.93 \text{ [m/s]}$$

발열계수 : $pv = 1.2 \times 3.93 = 4.72 \text{ [N/mm}^2 \cdot \text{m/s]}$

마찰손실동력 : $H_f = \frac{\mu P v}{735.5} = \frac{0.03 \times 16964.64 \times 3.93}{735.5} = 2.7 \text{ [PS]}$

$$= \frac{\mu P v}{1000} = \frac{0.03 \times 16964.64 \times 3.93}{1000} = 2.0 \text{ [kW]}$$

3. 미끄럼 베어링의 설계 자료

(1) 베어링 압력

P : 외력, d : 저널의 지름

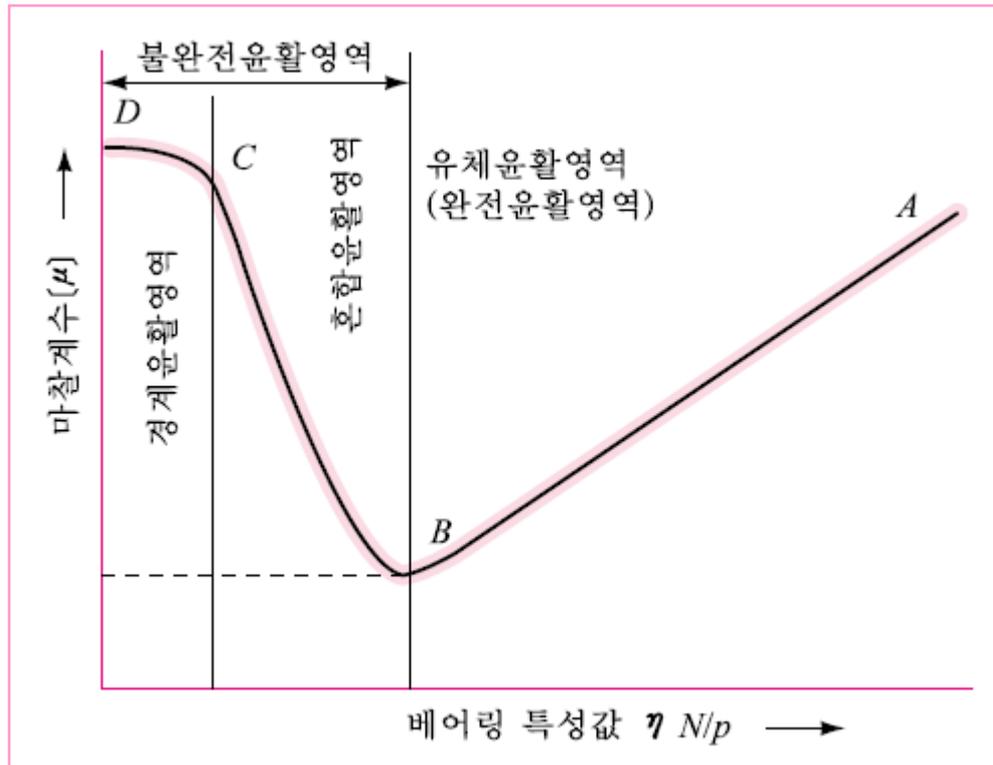
l : 베어링 면의 유효 길이

p_a : 허용 베어링압력

$$P \leq p_a dl \quad (6 \cdot 39)$$

(2) 베어링계수($\eta N/p$)

- 베어링계수(bearing modulus) \Rightarrow 유막의 상태와 두께에 대한 값으로서 $\eta N/p$ 의 무차원화한 양
- 구간 AB : 유체유회 영역(완전유회 영역)
구간 BC : 혼합유회 영역, 구간 CD : 경계유회 영역
구간 BD : 불완전유회 영역
- 구간 BC (혼합유회 영역) \Rightarrow 마찰면의 거칠기 등의 영향으로 일부는 경계막에 의해 박막 유회상태로 된다.
- B 점은 유체유회에서 혼합유회로 바뀌는 천이점(遷移點)
 \Rightarrow 마찰계수가 최소로 되는 점을 한계점(限界點)이라 한다.
- 베어링계수 $\eta N/p$ 의 값이 클 때 \Rightarrow 유막이 두꺼우므로 유체유회
베어링계수 $\eta N/p$ 의 값이 작을 때
 \Rightarrow 유막이 얇아져 경계유회 마찰계수가 큰 접촉상태



<그림 6-19> μ 와 $\eta N/p$ 의 관계

- 유체유희 영역 내에서 p 가 비교적 작고 거의 일정할 때
 - ⇒ N 및 η 의 증가에 따라 η 및 N 은 각각 감소
 - ηN 은 거의 일정하게 안정된 유희상태를 유지
- N 및 η 가 과소 또는 p 가 매우 클 때
 - ⇒ 베어링이 받는 압력 면적은 감소하고, 박막상태로 되어
 - 마찰이 증가하여 그 열에 의해 유막의 유지가 곤란
 - : 불완전유희 상태, 늘어붙음 발생

(3) 유막의 두께(h)와 $\eta N/p$ 의 관계

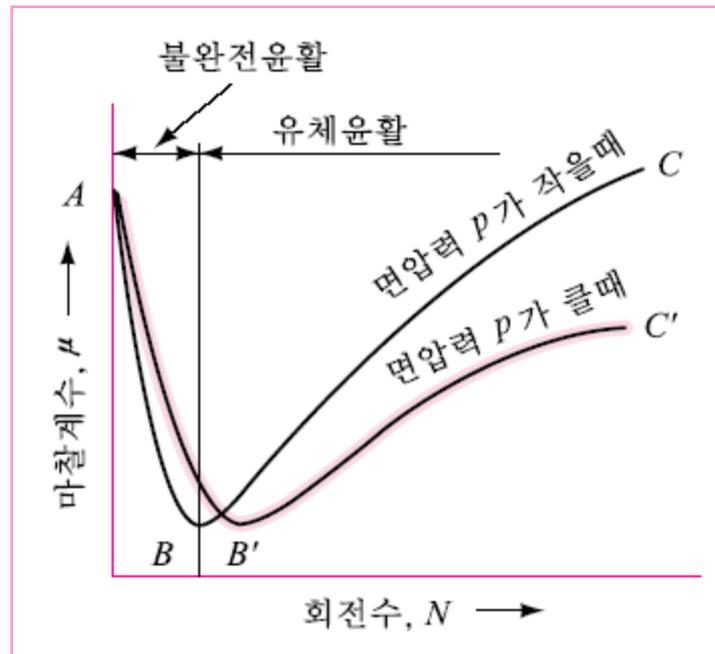
- 축과 베어링 사이의 유막의 두께 h 는 $\eta N/p$ 의 값이 클수록 두꺼워진다.
- 유막의 두께 h 는 다음과 같은 상태로 된다.
 - ① 윤활유의 점도 η 가 클수록 유막의 두께 h 는 두꺼워진다.
 - ② 점도가 일정, 회전수 N 이 클수록 유막의 두께 h 는 두꺼워진다.
 - ③ 압력 p 가 작을수록 유막의 두께 h 는 두꺼워진다.
- 유체유행 \Rightarrow 마찰이 적고 마멸도 생기지 않는다.
경계유행 \Rightarrow $\eta N/p$ 의 값이 작으면 유막이 얇게 된다.
- 특히 저속·고하중의 경우 $\eta N/p$ 의 값이 작아지기 때문에 윤활유를 충분히 공급할 수 있도록 하여야 한다.

(4) 마찰계수와 회전수의 관계

- 베어링은 μ 가 최저로 되는 상태에서 사용하는 것이 가장 좋지만, 이 상태에서는 매우 불안정, 마찰열이 유막의 온도를 상승시키면 점도 η 를 감소시킨다.

따라서 $\eta N/p$ 의 값에 대한 μ 가 작게 되어 불완전윤활 영역으로 바뀌게 되어 μ 가 급격히 증가한다.

- η 의 값이 약간 증가하더라도 이 한계점의 오른쪽 상태에서 운전하는 것이 더욱 안전하고, 실용적으로 $\eta N/p$ 의 값을 μ 의 최저 한계값의 4~5배 정도에서 운전



<그림 6-20> 회전수와 마찰계수의 관계

(5) 베어링의 틈새비

c : 축과 베어링 반지름의 틈새, r : 축의 반지름

ϕ : 베어링의 틈새비, μ : 마찰계수

$$\phi = \frac{c}{r}$$

(6 · 40)

- 정밀기계에서는 축 중심의 흔들림을 적게 하기 위하여 틈새 c 는 되도록 작게 한다.
- 중하중 · 고속 베어링 \Rightarrow 윤활유를 충분히 공급하여 윤활과 냉각을 병행하여야 하므로 틈새를 크게 잡는다.

4. 레이디얼 미끄럼 베어링의 설계

(1) 레이디얼 미끄럼 베어링의 구성

- ① 베어링 메탈(bush metal)
- ② 베어링 본체 : 베어링 캡, 베어링 몸체
- ③ 캡 볼트(cap bolt)
- ④ 설치 볼트(holding down bolt)

(2) 베어링 본체의 강도

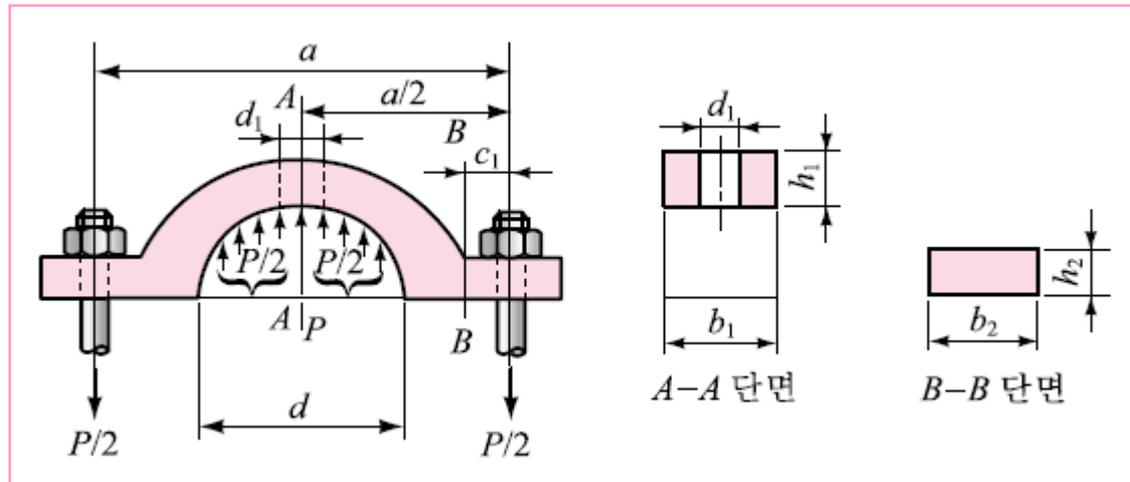
① 캡의 굽힘강도

- M_A : 단면 $A-A$ 에 대한 굽힘 모멘트

$$M_A = \frac{P}{8}(2a - d) \quad (6 \cdot 41)$$

- 단면계수 Z_A :

$$Z_A = \frac{1}{6}(b_1 - d_1)h_1^2 \quad (6 \cdot 42)$$



<그림 6-21> 베어링 캡

- 굽힘응력 σ_b :

$$\sigma_b = \frac{M_A}{Z_A} = \frac{3P(2a-d)}{4(b_1-d_1)h_1^2} \leq \sigma_a \quad (6 \cdot 43)$$

- 단면 $B-B$ 에 대해 같은 방법으로 계산하면

$$M_B = \frac{P}{2} C_1, \quad Z_B = \frac{1}{6} b_2 h_2^2 \quad (6 \cdot 44)$$

$$\sigma_b = \frac{M_B}{Z_B} = \frac{3PC_1}{b_2 h_2^2} \leq \sigma_a \quad (6 \cdot 45)$$

② 베어링 받침대의 강도

- 단면 A-A에 생기는 굽힘 모멘트 :

$$M_{A'} = \frac{P}{2} \left(\frac{\ell}{4} - \frac{d}{4} \right) = \frac{P}{8} (\ell - d) \quad (6 \cdot 46)$$

- 단면계수 $Z_{A'}$:

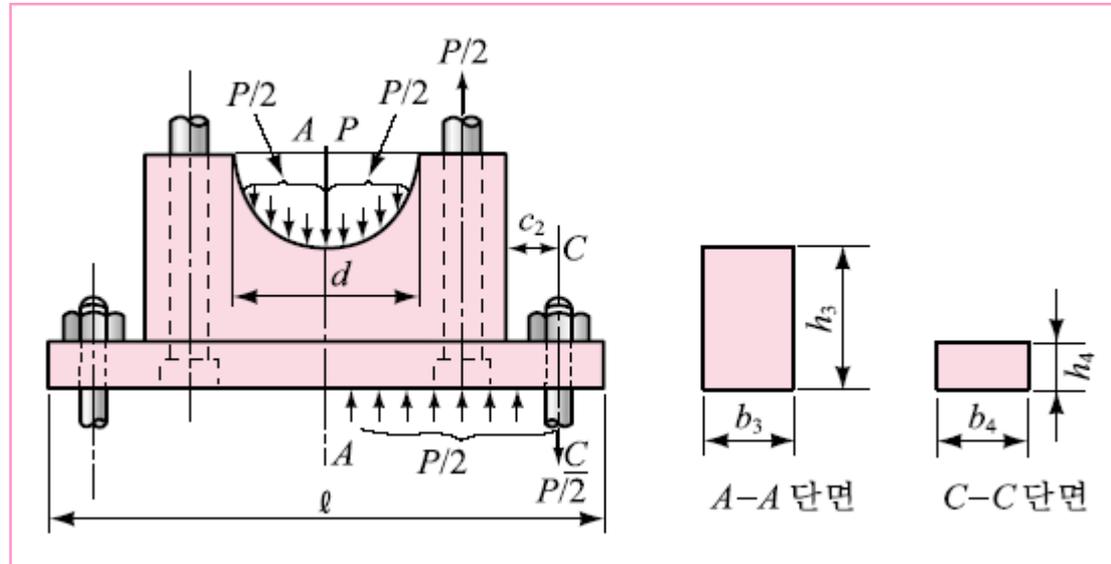
$$Z_{A'} = \frac{1}{6} b_3 h_3^2 \quad (6 \cdot 47)$$

- 단면 A-A에 발생하는 굽힘응력 σ_b :

$$\sigma_b = \frac{M_{A'}}{Z_{A'}} = \frac{3P(\ell - d)}{4b_3 h_3^2} \leq \sigma_a \quad (6 \cdot 48)$$

- 단면 C-C에 대해서도 같은 방법으로 구하면

$$M_c = \frac{P}{2} C_2, \quad Z_c = \frac{1}{6} b_4 h_4^2$$
$$\therefore \sigma_b = \frac{M_c}{Z_c} = \frac{3PC_2}{b_4 h_4^2} \leq \sigma_a \quad (6 \cdot 49)$$



<그림 6-22> 베어링 받침대의 강도

6-4 ≫ 구름 베어링

1. 구름 베어링의 종류

- 구름 베어링(rolling bearing) :

- 마찰면 사이에 전동체(轉動體)로서 강(鋼)으로 만든 다수의 볼(ball) 또는 롤러(roller)를 집어넣은 베어링
- 전동체의 구름운동에 의하여 하중을 지지하는 베어링
- 구름마찰이 미끄럼마찰보다 적다는 원리를 응용한 것
- 하중의 작용방향

⇒ 레이디얼 베어링, 스러스트 베어링

① 볼 베어링 ② 롤러 베어링

<표 6-11>
구름 베어링의 분류

