

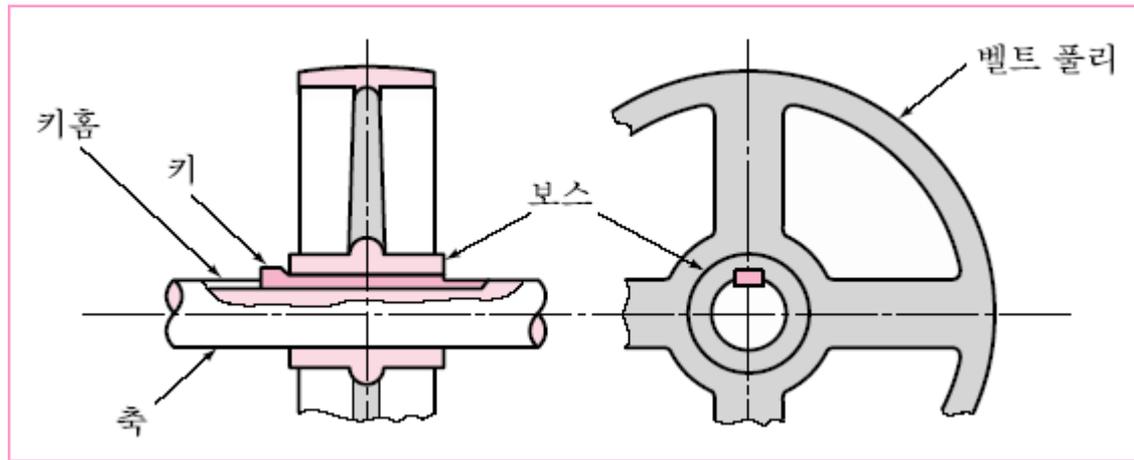
## Chapter 03 키와 핀 및 코터

---

자료제공: 학진복스-김남용저

## 3-1 ≫ 키(key)

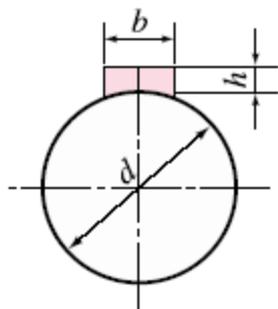
- 키(key) : 회전체를 고정시켜 원주방향의 상대운동을 방지하면서 회전력을 전달시키는 결합용 기계요소  
⇒ 주로 전단력이 작용
- 키의 재질 : 기계구조용 탄소강 SM 45C,  
탄소강 단강품 SF 540A
- 키홈 가공 : 엔드밀(end mill), 밀링 커터(milling cutter)
- 보스 홈 가공 : 브로치(broach), 슬로터(slotter)



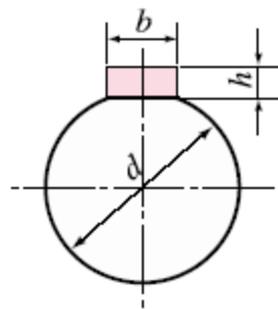
<그림 3-1> 키의 적용

## 1. 키의 종류

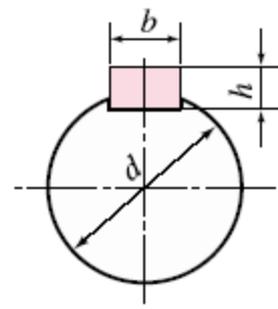
- 안장키(saddle key), 납작키(flat key), 묻힘키(sunk key), 접선키(tangential key), 미끄럼키(sliding key), 반달키(woodruff key), 둥근키(round key), 원뿔키(cone key)



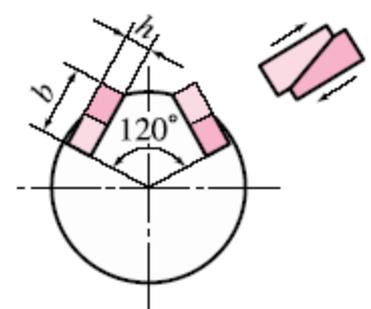
(a) 안장키



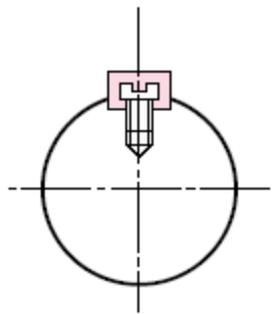
(b) 납작키



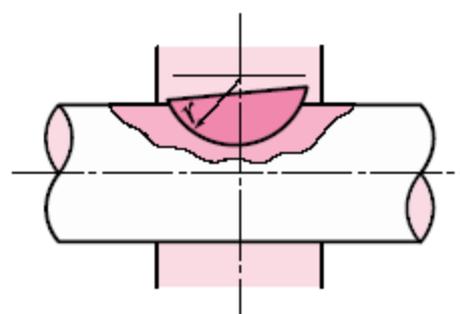
(c) 문힘키



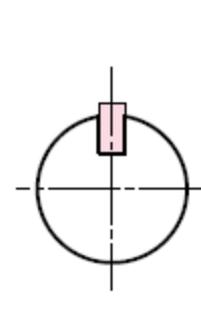
(d) 접선키



(e) 미끄럼키



(f) 반달키



(g) 둥근키

<그림 3-3> 키의 종류

## (1) 안장키(saddle key)

- 축의 강도 감소 없이 키를 임의의 위치에 고정 가능
- 마찰력만으로 회전력 전달 ⇒ 큰 토크의 전달 곤란
- 불확실한 동력 전달 우려

## (2) 납작키(flat key)

- 평(平)키라고도 한다.
- 축과 접촉성이 양호 ⇒ 안장키 보다 큰 토크 전달
- 축의 회전방향이 교대로 변화할 때 헐거워질 우려
- 문힘키보다 작은 토크의 전달에 사용

### (3) 문힘키(sunk key)

- 가장 많이 사용
- 비교적 큰 토크 전달

#### ① 평행키(parallel key)

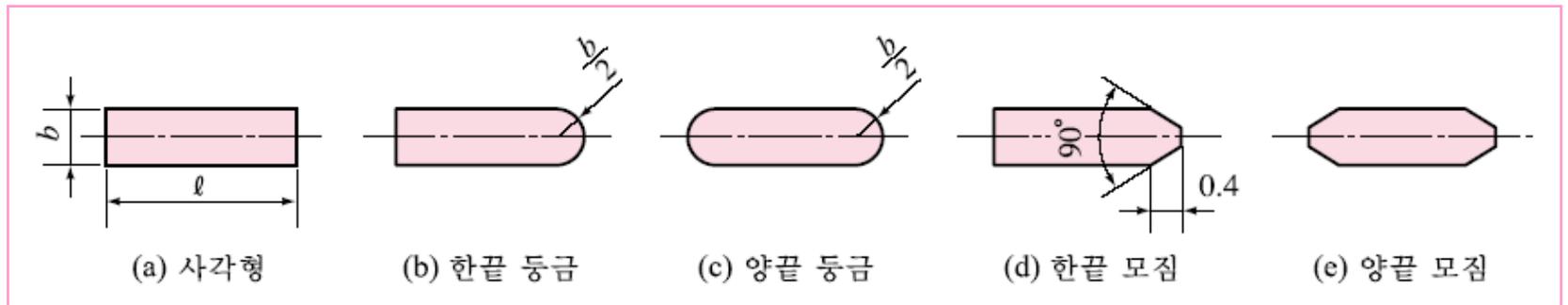
- 심음키(set key)라고도 한다.
- 회전체의 축방향 이동 방지  
⇒ 키의 윗면에 멈춤나사

#### ② 경사키(taper key)

- 드라이빙키(driving key)라고도 한다.
- 마찰력으로도 약간의 토크 전달 가능

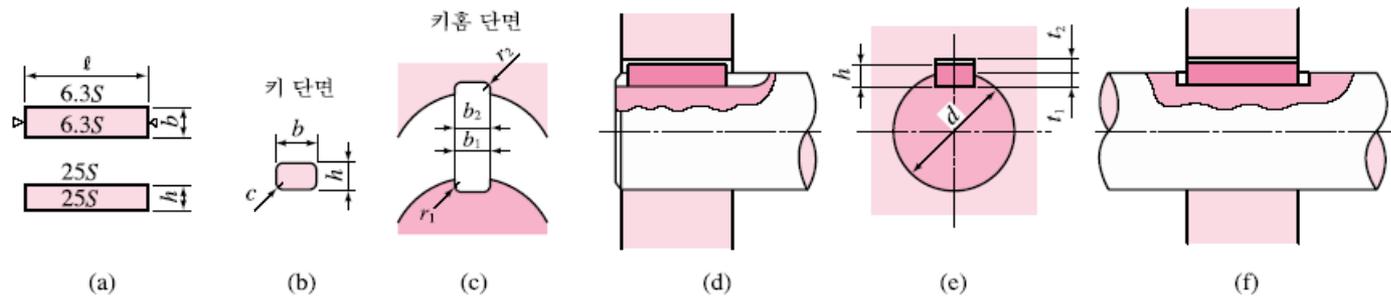
#### ③ 머리붙이 경사키(gib headed taper key)

- 머리가 없는 경사키는 빼내기가 곤란  
⇒ 머리붙이 경사키가 널리 사용



<그림 3-4> 묻힘키의 형상(KS B 1311)

# 〈표 3-1〉 문힘키(평행키)와 키 홈의 주요 치수(KS B 1311) - (1)



(단위 : [mm])

키의 호칭 치수 $b \times h$	키의 치수				c	키 홈의 치수								참 고*2 적용하는 축 지름 d		
	b		h			$\ell^{*1}$	$b_1 \cdot b_2$ 의 기준 치수	정밀급		보통급		$r_1$ 및 $r_2$	$t_1$ 의 기준 치수		$t_2$ 의 기준 치수	$t_1$ 의 허용차
	기준 치수	허용차 (h9)	기준 치수	허용차				$b_1$ 및 $b_2$ 허용차 (P9)	$b_1$ 허용차 (N9)	$b_2$ 허용차 (Js9)						
2×2	2	0	2	0	0.16 ~0.25	6~20	2	-0.006	-0.004	±	0.08 ~0.16	1.2	1.0	+0.1 0	6~8	
3×3	3	-0.025	3	-0.025		6~36	3	-0.031	-0.029	0.0125		1.8	1.4		8~10	
4×4	4	0	4	0		8~45	4	-0.012	0	±		2.5	1.8		10~12	
5×5	5	-0.030	5	-0.030	0.25 ~0.40	10~56	5	-0.042	-0.030	0.0150	0.16 ~0.25	3.0	2.3	+0.2 0	12~17	
6×6	6		6	-0.030		14~70	6	-0.042	-0.030	0.0150		3.5	2.8		17~22	
(7×7)	7	0	7	-0.036		16~80	7	-0.015	0	±		4.0	3.0		20~25	
8×7	8	-0.036	7	0	0.40 ~0.60	18~90	8	-0.051	-0.036	0.0180	0.25 ~0.40	4.0	3.3	+0.2 0	22~30	
10×8	10		8			22~110	10	-0.018	0	±		5.0	3.3		30~38	
12×8	12	8	0			28~140	12	-0.061	-0.043	0.0215		5.0	3.3		38~44	
14×9	14	0	9	-0.090	36~160	14	-0.018	0	±	5.5	3.8	+0.2 0	44~50			
(15×10)	15		10	40~180	15	-0.018	0	±	5.0	5.0	50~55					
16×10	16	-0.043	10	0	45~180	16	-0.061	-0.043	0.0215	6.0	4.3	55~58				
18×11	18		11		50~200	18	-0.061	-0.043	0.0215	7.0	4.4	58~65				



## (4) 접선키(tangential key)

- 접선방향으로 큰 힘이 작용하는 경우
- 하중의 방향이 변화하는 곳에 사용

## (5) 반달키(woodruff key)

- 공작 용이, 보스와 홈과의 접촉이 자동적으로 조정
- 홈이 깊어서 축의 강도가 약해진다.
- 자동차의 테이퍼축, 전동기, 공작기계 등에 사용

## (6) 미끄럼키(sliding key)

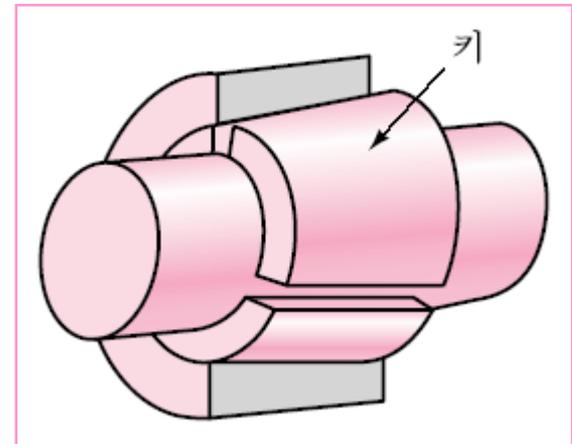
- 축의 토크를 전달시키면서 보스를 축방향으로 이동시킬 필요가 있을 때 사용
- 키와 보스, 또는 축 사이에 약간의 틈새를 갖는 기울기가 없는 평행한 키
- 페더키(feather key) 또는 안내키라고도 한다.

## (7) 둥근키(round key)

- 단면은 원형이고 테이퍼핀 또는 평행핀을 사용하고, 핀키(pin key)라고도 한다.
- 축이 손상되는 일이 별로 없고, 가공하기 쉬우므로 간편하게 사용
- 큰 토크의 전달에는 부적당, 주로 작은 핸들의 고정에 사용

## (8) 원뿔키(cone key)

- 마찰력만으로 축과 보스를 고정
- 키를 축의 임의의 위치에 설치 가능



<그림 3-5> 원뿔키

## 2. 키의 강도

### (1) 묻힘키

$T$  : 축의 토크 [N · mm]

$P$  : 키의 측면 압축력 [N]

$d$  : 축의 지름 [mm]

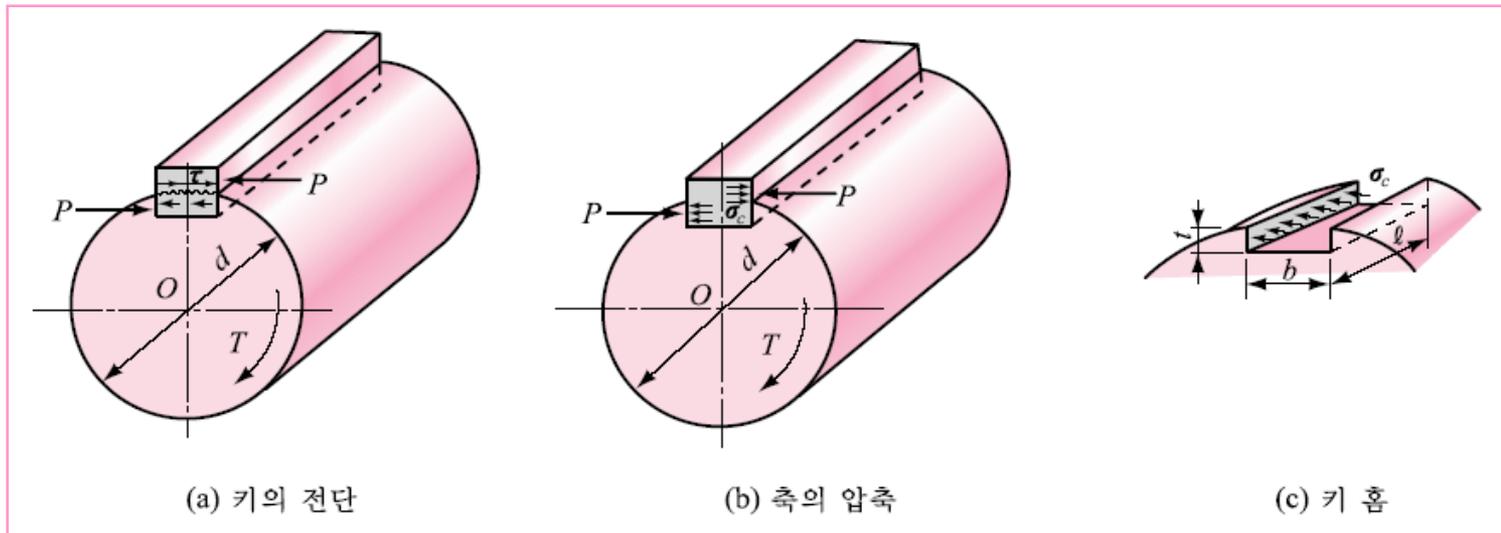
$b$  : 키의 폭 [mm]

$l$  : 키의 길이 [mm]

$t$  : 축의 키홈 깊이 [mm]

$\tau$  : 키의 전단응력 [N/mm<sup>2</sup>]

$\sigma_c$  : 키의 압축응력 [N/mm<sup>2</sup>]



<그림 3-6> 묻힘키의 응력

## ① 축과 보스의 접촉면에서 키가 전단되는 경우

- 키의 전단응력  $\tau$  :

$$T = \frac{d}{2}P, \quad P = bl\tau \text{이므로}$$

$$\therefore \tau = \frac{P}{bl} = \frac{2T}{bd\ell} \quad (3 \cdot 1)$$

- 축에 발생하는 전단응력  $\tau_d$  :

$$T = bl\tau \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi d^3}{16}\tau_d$$

축과 키의 재료가 같다면  $\tau = \tau_d$ 이므로

$$bl \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi d^3}{16}$$

- 키를 때려 박을 때 좌굴을 고려하여 키의 길이  $\ell \geq 1.5d$ 로 하면, 키의 폭  $b$ 는

$$b = \frac{\pi}{12}d \approx \frac{d}{4} \quad (3 \cdot 2)$$

## ② 키의 측면이 압축력을 받는 경우

$$\sigma_c = \frac{P}{tl} = \frac{2T}{dtl} \quad (3 \cdot 3)$$

여기서, 축의 키홈 깊이  $t$ 와 키의 높이  $h$ 의 관계를  $t = \frac{h}{2}$ 로 하면

$$\sigma_c = \frac{4T}{hld}$$

- 키의 전단저항과 압축저항을 같다면

$$bl\tau = \sigma_c l \frac{h}{2}$$

$$\therefore h = \frac{2\tau}{\sigma_c} b \quad (3 \cdot 4)$$

- 축에 생기는 최대전단응력  $\tau_s$ 를 키 재료의

전단강도  $\tau_B$ 와 인장강도  $\sigma_B$ 에 대하여  $\tau_s = \frac{\tau_B}{4.5}$

또는  $\frac{\sigma_B}{9}$  정도, 키 재료의 압축강도가 인장강도와

같고  $\sigma_c$ 의 값을  $\sigma_c = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{5}\right)\sigma_B$ 라고 하면

$$t = (0.09 \sim 0.14)d \tag{3 \cdot 5}$$

- 식 (3·2)와 식 (3·5)에서

$$h \doteq 2t = (0.7 \sim 1.0)b \tag{3 \cdot 6}$$

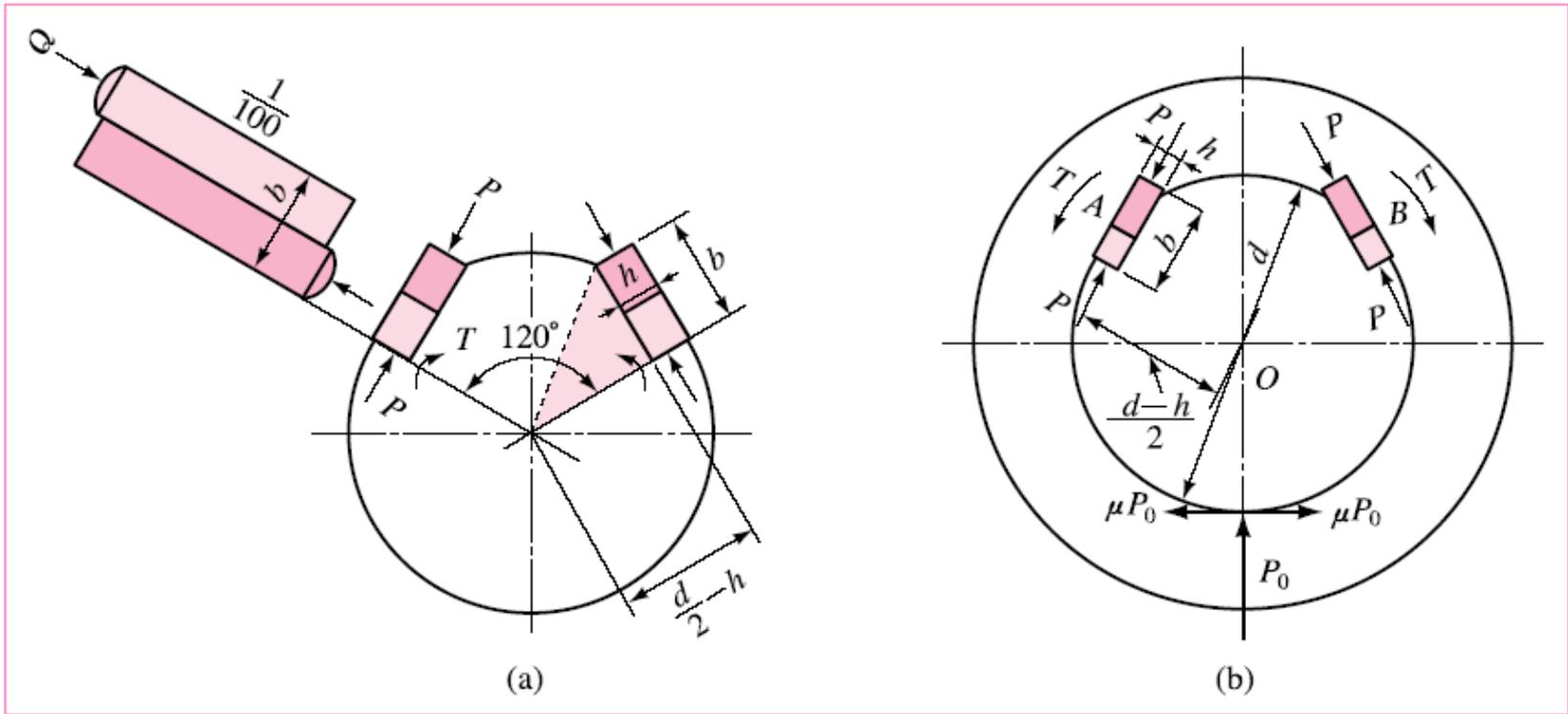
## (2) 접선키

- 접선키의 허용면압력  $q_a$  :

$$q_a = \frac{P}{hl} = \frac{2T}{dhl} \quad (3 \cdot 7)$$

$P$  : 키에 작용하는 힘,  $T$  : 접선키의 전달 토크

$h$  : 키의 높이,  $l$  : 키의 길이



<그림 3-7> 접선키

- 접선키에 대한 전달 토크  $T$  :

$$T = \mu P_0 \frac{d}{2} + P \left( \frac{d-h}{2} \right) \quad (3 \cdot 8)$$

여기서,  $P_0 = \frac{4}{\pi} p$  : 축과 보스 사이의 압력

- 키의 폭  $b$ 는 기하학적 관계로부터

$$b^2 = \left( \frac{d}{2} \right)^2 - \left( \frac{d-h}{2} \right)^2$$

$$\therefore b = \sqrt{(d-h)h} \quad (3 \cdot 9)$$

- 문힘키의 키홈 깊이에 관한 식 (3·5)에서  $t$ 는 접선키에서  $h$ 가 되므로  $h = (0.09 \sim 0.14)d$ 이며,  $h = 0.1d$ 로 하여  $b$ 를 구하면

$$b = 0.3d \quad (3 \cdot 10)$$

### (3) 미끄럼키

- 한쪽 미끄럼키로서 전달할 수 있는 토크  $T$  :

$$T = P_1 \frac{d}{2} \quad (3 \cdot 11)$$

$P_1$ 에 의한 마찰력  $\mu P_1$ 으로 보스를 축방향으로 이동시키는데 필요한 힘은

$$2\mu P_1 = \frac{4\mu T}{d} \quad (3 \cdot 12)$$

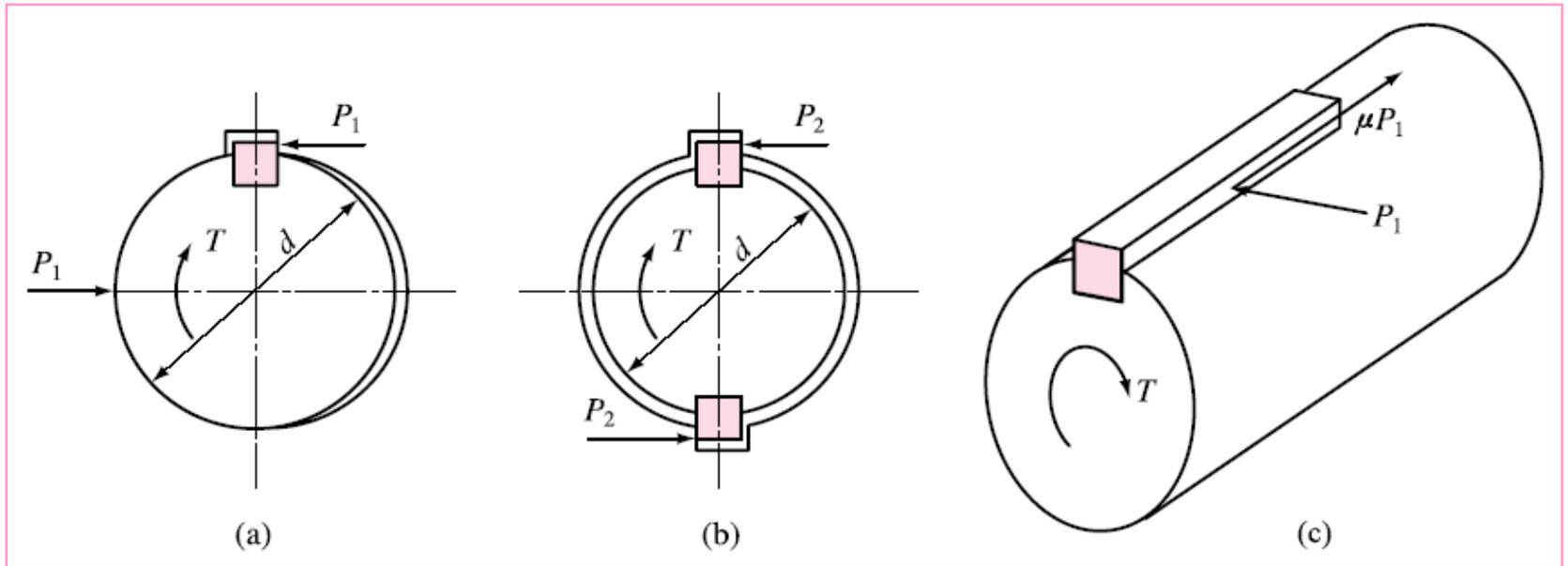
- 양쪽 미끄럼키에 의한 전달 토크  $T$  :

$$T = P_2 d \quad (3 \cdot 13)$$

보스를 축방향으로 이동시키는데 필요한 힘은

$$2\mu P_2 = \frac{2\mu T}{d} \quad (3 \cdot 14)$$

- 2개의 미끄럼 키에 작용하는 축방향 하중  
⇒ 1개 미끄럼키 하중의 1/2



<그림 3-8> 미끄럼키

### 3. 전달동력의 계산

$d$  : 축의 지름[mm],  $N$  : 회전수 [rpm],  $\tau_d$  : 축의 전단응력

$T$  : 전달토크,  $H$  : 전달동력 [PS],  $H'$  : 전달동력 [kW]

$$T = \frac{\pi d^3}{16} \tau_d = 716200 \frac{H [\text{PS}]}{N} [\text{kg}_f \cdot \text{mm}] \quad (3 \cdot 15)$$

$$= 974000 \frac{H' [\text{kW}]}{N} [\text{kg}_f \cdot \text{mm}] \quad (3 \cdot 16)$$

▪  $H$  : 동력,  $F$  : 전달력 [ $\text{kg}_f$ ],  $r$  : 축의 반지름,  $\omega$  : 각속도 [rad]

$$H = F \cdot v = F(\omega r) = F \cdot r(\omega) = T \cdot \omega \quad (3 \cdot 17)$$

여기서,  $\omega = \frac{2\pi N}{60}$  [rad/s]

$$1 [\text{PS}] = \frac{T \cdot \omega}{75 \times 1000} = \frac{2\pi NT}{75 \times 1000 \times 60} = \frac{TN}{716200}$$

$$\therefore T = 716200 \frac{H [\text{PS}]}{N} [\text{kg}_f \cdot \text{mm}] \quad (3 \cdot 18)$$

$$1 [\text{kW}] = \frac{T \cdot \omega}{102 \times 1000} = \frac{2\pi NT}{102 \times 1000 \times 60} = \frac{TN}{974000}$$

$$\therefore T = 974000 \frac{H' [\text{kW}]}{N} [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (3 \cdot 19)$$

▪ 동력의 SI 단위 : [kW]

-  $1 [\text{kW}] = 102 [\text{kgf} \cdot \text{m/s}] = 1000 [\text{N} \cdot \text{m/s}]$

-  $1 [\text{kgf}] = 9.807 [\text{N}]$

-  $1 [\text{PS}] = 75 [\text{kgf} \cdot \text{m/s}] = 735.5 [\text{N} \cdot \text{m/s}]$

▪ 전달력을  $F$  [N]으로 나타내면

$$H [\text{PS}] = \frac{F [\text{N}] \cdot v [\text{m/s}]}{735.5} \quad (3 \cdot 20)$$

$$H' [\text{kW}] = \frac{F [\text{N}] \cdot v [\text{m/s}]}{1000} \quad (3 \cdot 21)$$

$$T = \frac{\pi d^3}{16} \tau_d = 7023.5 \frac{H [\text{PS}]}{N} [\text{N} \cdot \text{m}] = 7023500 \frac{H [\text{PS}]}{N} [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (3 \cdot 22)$$

$$T = 9549 \frac{H' [\text{kW}]}{N} [\text{N} \cdot \text{m}] = 9549000 \frac{H' [\text{kW}]}{N} [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (3 \cdot 23)$$

예제  
3-1

지름 55 [mm]의 전동축에 적합한 문힘키의 치수를 결정하시오. 단, 축 재료의 허용 전단응력  $\tau_s = 20$  [MPa], 키의 허용압축응력  $\sigma_c = 60$  [MPa]이다.

<풀이> 키의 압축응력에 의해 축의 토크가 전달되는 것으로 하면

$$\frac{\pi d^3}{16} \tau_s = t l \sigma_c \cdot \frac{d}{2}$$

이 성립하고, <표 3-1>에서 축지름 55 [mm]에 대한 키로서  $b \times h = 16 \times 10$ 를 선정하면  $t = 6$  [mm]이므로 키의 길이는

$$l = \frac{2\pi d^2 \tau_s}{16t\sigma_c} = \frac{2 \times \pi \times 55^2 \times 20}{16 \times 6 \times 60} = 66 \text{ [mm]}$$

<표 3-1>에서 길이  $l$ 의 표준값으로 70 [mm]를 결정하여 문힘키의 치수는  $16 \times 10 \times 70$  [mm]로 한다.

**예제**  
3-2

지름 60 [mm]의 전동축이 400 [rpm]으로 30 [PS]를 전달할 때 이 축에 사용할 문힘 키의 치수를 결정하시오. 단, 키의 허용압축응력은 90 [MPa]이고, 허용전단응력은 20 [MPa]로 한다.

**<풀이>** KS 규격표를 참조하여 필요한 키를 선정된 후 허용응력을 검토하여 키의 길이를 결정한다. 축의 전달 토크  $T$ 는

$$T = 716200 \frac{H}{N} = 716200 \times \frac{30}{400} = 53715 \text{ [kgf} \cdot \text{mm]} \times 9.807 \text{ [N]} \\ = 526783 \text{ [N} \cdot \text{mm]} = 526.8 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

또는, 식 (3·22)로부터

$$T = 7023500 \frac{H}{N} = 7023500 \times \frac{30}{400} = 526762.5 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

<표 3-1>의 규격에서 축의 지름 60 [mm]에 대한 키의 치수  $b \times h = 18 \times 11$ 을 선정하면  $t_1 = 7$  [mm]이다.

식 (3·1)에서 필요한 키의 길이  $l$ 을 계산하면  $l = \frac{2T}{bd\tau} = \frac{2 \times 526762.5}{18 \times 60 \times 20} = 48.8 \text{ [mm]}$

또한, 식 (3·3)으로부터 필요한 길이  $l$ 을 계산하면  $l = \frac{2T}{d\tau_c} = \frac{2 \times 526762.5}{60 \times 7 \times 90} = 27.9 \text{ [mm]}$

따라서, 키의 길이  $l$ 은 <표 3-1>의 표준값에서 50 [mm]로 결정한다.

이렇게 결정한 키의 치수  $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 50$ 이 적합한 것을 검토하기 위하여 키에 발생하는 전단응력을 계산하면

$$\tau = \frac{2T}{bd} = \frac{2 \times 526783}{18 \times 60 \times 50} = 19.5 \text{ [N/mm}^2\text{]} = 19.5 \text{ [MPa]} < 20 \text{ [MPa]}$$

이 되므로 적합하다.

그러므로 키의 치수는  $18 \times 11 \times 50$  [mm]로 결정한다.

예제  
3-3

지름 40 [mm]인 전동축이 300 [rpm]으로 3 [kW]를 전달하고 있다. 보스의 길이 50 [mm], 키의 허용 전단응력 20 [MPa]일 때 키의 폭을 결정하시오.

<풀이> 키가 지탱할 수 있는 접선력  $P$ 는  $P = \tau A = \tau b \ell$   
축의 전달 토크는 식 (3-23)에서

$$T = 9549000 \frac{H [\text{kW}]}{N} = P \cdot \frac{d}{2}$$

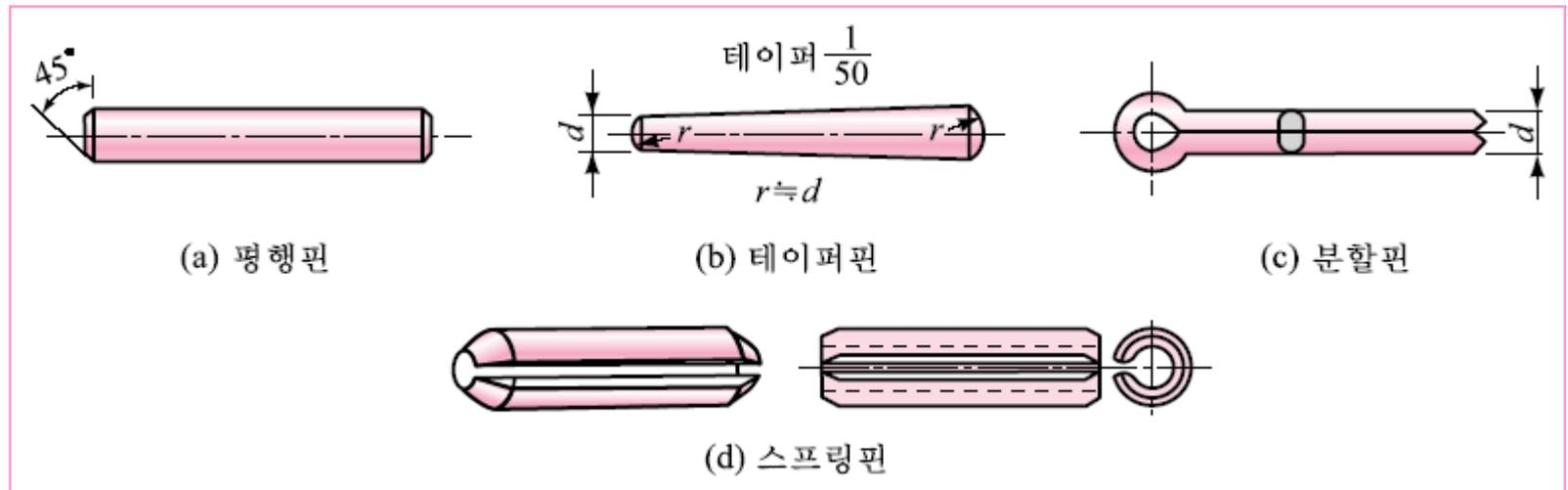
$$P = 9549000 \frac{H [\text{kW}]}{N} \cdot \frac{2}{d} = \frac{9549000 \times 3 \times 2}{300 \times 40} = 4774.5 [\text{N}] = 4.77 [\text{kN}]$$

$$\therefore b = \frac{P}{\tau \ell} = \frac{4774.5}{20 \times 50} = 4.8 [\text{mm}]$$

## 3-2 ≫ 핀(pin)

### 1. 핀의 종류

- 평행핀(parallel pin), 테이퍼핀(taper pin), 분할핀(split pin)

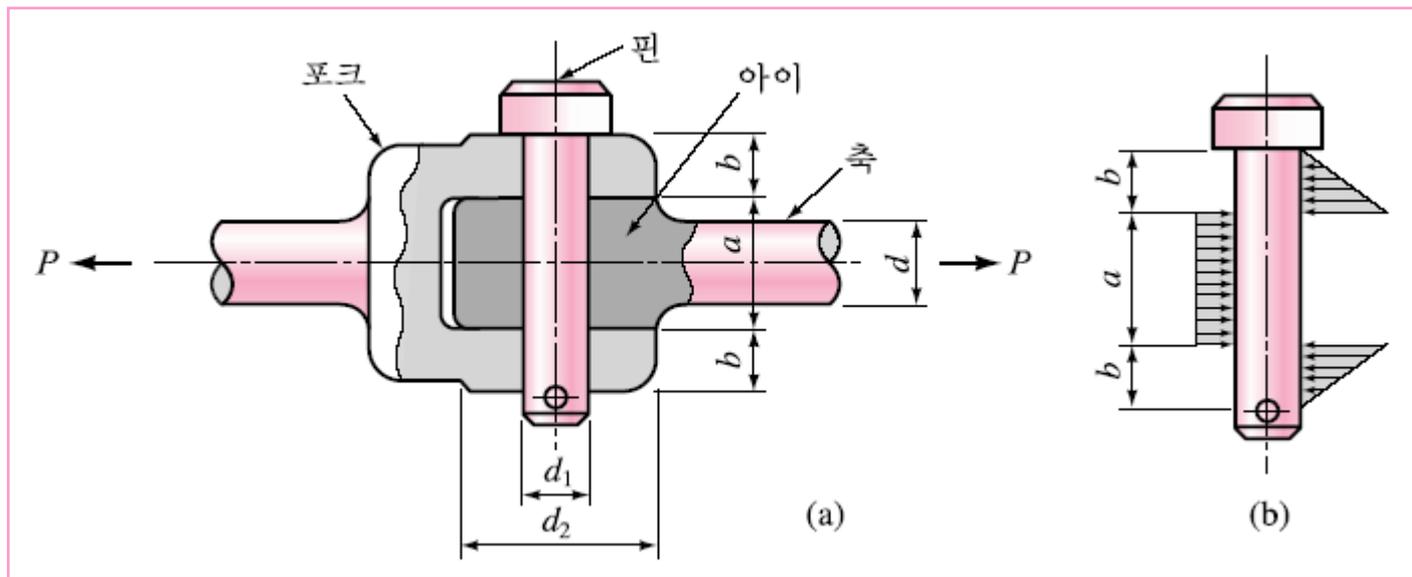


<그림 3-9> 핀의 종류

<표 3-5> 핀의 규격 및 재료

핀의 종류	KS 규격명	핀의 재료	용도
평행핀	B ISO 2338	기계구조용 탄소강재(SM 45C), 스테인리스 강봉(STS 303)	위치결정용, 봉연결용
테이퍼핀	B ISO 2339	STS 303, 구상흑연주철(SGD 400-D), 탄소강단강품(SF 540)	부품 고정용
분할핀 스프링핀	B ISO 1234 B 1339	연강선재, 구리 및 구리합금선, 스테인리스강선 탄소공구강, 스테인리스강	부품 탈락 방지용 부품 결합용

## 2. 핀의 강도



<그림 3-10> 너클 핀의 응력

## (1) 핀의 강도계산

① 축의 인장파괴 하중 :  $P = \frac{\pi}{4}d^2\sigma_t$  (3 · 24)

② 핀의 전단파괴 하중 :  $P = 2\left(\frac{\pi d_1^2}{4}\tau\right)$  (3 · 25)

③ 아이의 전단파괴 하중 :  $P = a(d_2 - d_1)\tau$  (3 · 26)

④ 포크의 전단파괴 하중 :  $P = 2b(d_2 - d_1)\tau$  (3 · 27)

⑤ 아이의 인장파괴 하중 :  $P = a(d_2 - d_1)\sigma_t$  (3 · 28)

⑥ 포크의 인장파괴 하중 :  $P = 2b(d_2 - d_1)\sigma_t$  (3 · 29)

⑦ 핀의 압괴에 의한 아이의 압축파괴 하중 :  $P = ad_1\sigma_c$  (3 · 30)

⑧ 핀의 압괴에 의한 포크의 압축파괴 하중 :  $P = 2bd_1\sigma_c$  (3 · 31)

## (2) 핀의 접촉면압

- 아이부분과 접촉하고 있는 핀의 면압  $q_a$  :

$$q_a = \frac{P}{d_1 a}$$

$$P = d_1 a p_a = m d_1^2 q_a \quad (3 \cdot 32)$$

$$\therefore d_1 = \sqrt{\frac{P}{m q_a}} \quad (3 \cdot 32')$$

$P$  : 축하중 [MPa],  $d_1$  : 핀의 지름 [mm]

$a$  : 핀과 아이부분의 접촉길이 [mm]

( $a = m d_1$ ,  $m = 1 \sim 1.5$ )

### (3) 핀의 굽힘 응력

$$M_b = \frac{P}{2} \left\{ \left( \frac{1}{2}a + \frac{1}{3}b \right) - \frac{1}{4}a \right\} = \frac{P}{2} \left( \frac{a}{4} + \frac{b}{3} \right) = \frac{P}{24} (3a + 4b) \quad (3 \cdot 33)$$

$$\text{또는 } M_b = \sigma_b \cdot Z = \frac{\pi d_1^3}{32} \sigma_b = \frac{P}{24} (3a + 4b)$$

$$\therefore P = \frac{3\pi d_1^3 \sigma_b}{4(3a + 4b)} \quad (3 \cdot 34)$$

$$\sigma_b = \frac{4}{3} \cdot \frac{P}{\pi d_1^3} (3a + 4b) \quad (3 \cdot 35)$$

예제  
3-4

〈그림 3-10〉과 같은 너클 핀 이음으로 인장하중 40 [kN]를 지지하려고 할 때 핀의 지름을 결정하시오. 단, 핀 재료의 허용전단응력  $\tau_a = 50$  [MPa], 허용면압  $q_a = 100$  [MPa]이며, 아이부분의 두께  $a = 25$  [mm], 포크의 두께  $b = 10$  [mm]로 한다.

〈풀이〉 허용전단응력에 의한 핀의 지름은 식 (3·25)로부터

$$d_2 = \sqrt{\frac{2P}{\pi\tau_a}} = \sqrt{\frac{2 \times 40000}{\pi \times 50}} = 22.6 \text{ [mm]}$$

아이부분의 면압을 기준으로 한 핀의 지름은 식 (3·32)로부터

$$d_1 = \frac{P}{aq_a} = \frac{40000}{25 \times 100} = 16 \text{ [mm]}$$

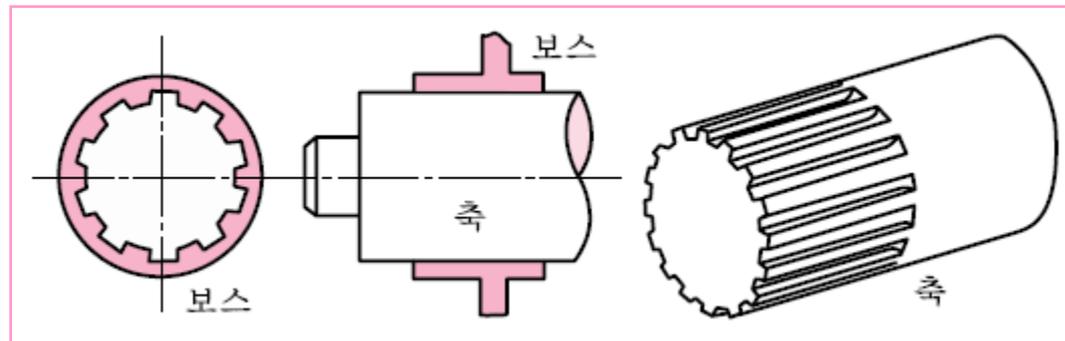
또한, 포크부분의 면압을 기준으로 하면

$$d_1 = \frac{P}{2bq_a} = \frac{40000}{2 \times 10 \times 100} = 20 \text{ [mm]}$$

따라서 핀의 지름은 허용전단응력에 의한 22.6 [mm]에 대한 KS B 1320으로부터 24 [mm]로 설계한다.

## 3-3 ≫ 스플라인(spline)

- 스플라인 축(spline shaft) : 큰 토크를 전달하려고 할 때 축의 원주 위를 보스가 미끄럼 운동을 할 수 있도록 동일 간격으로 홈을 만든 축
- 스플라인(spline) : 스플라인 축에 끼워지는 상대편 보스
  - 큰 토크 전달, 내구성(耐久性)도 좋다.
  - 축과 보스의 중심을 정확히 맞출 수 있다.
  - 자동차, 항공기, 발전기, 증기터빈, 공작기계 등에 사용



<그림 3-11> 스플라인

# 1. 스플라인의 종류

## (1) 각형 스플라인

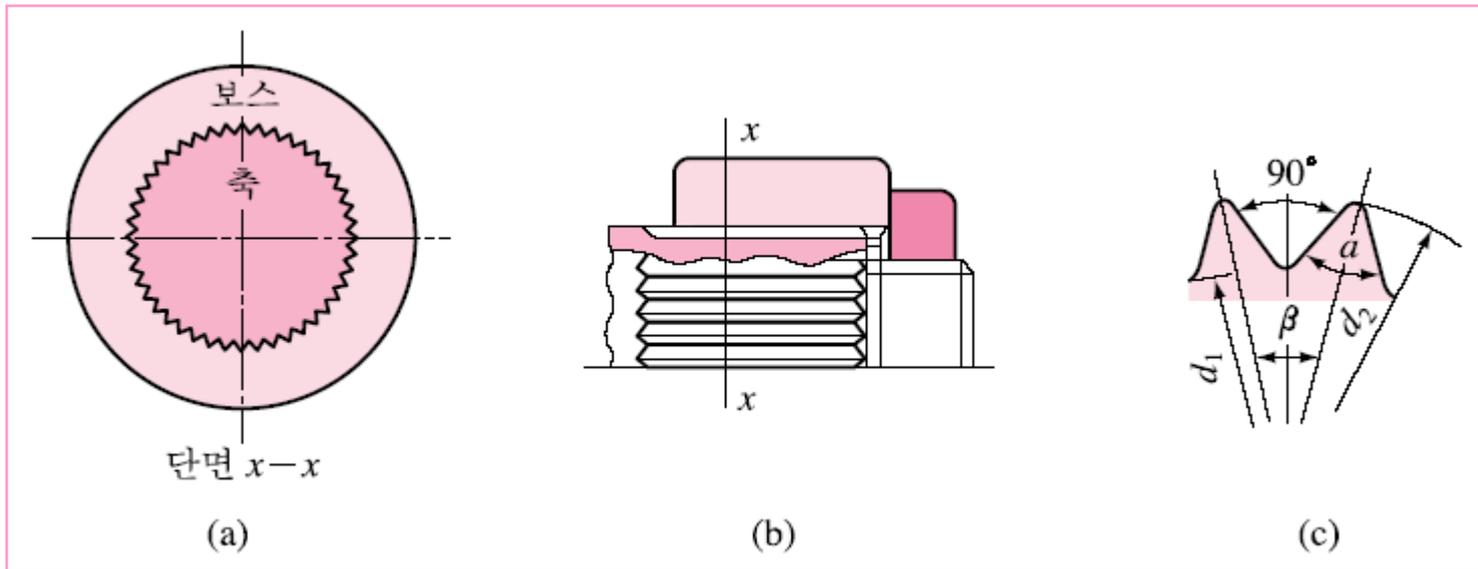
- 잇면이 평행한 사각형 ⇒ 잇수 6, 8, 10개(3 종류)
- 이동용과 고정용이 있다.
- 경하중용(輕荷重用) ⇒ 1형, 중하중용(中荷重用) ⇒ 2형
- 스플라인 축의 가공 ⇒ 밀링가공(소량), 호브로 가공(대량)  
보스의 가공 ⇒ 슬로터 가공(스플라인이 소량일 때)  
브로치(broach) 가공(스플라인이 대량일 때)

## (2) 인벌류트 스플라인

- 인벌류트 곡선, 잇수는 6~40개 정도
- 압력각  $30^\circ$ , 이높이는 표준기어의 1/2
- 각형 스플라인에 비해 가공이 쉽다.
- 정밀도 및 생산성이 좋다.
- 이뿌리 강도가 크고, 큰 동력 전달

## (3) 세레이션(serration)

- 이의 높이가 낮고 잇수가 많다.
- 축압 강도가 크다.
- 바깥지름의 스플라인 축과 비교하면 큰 회전력 전달
- 주로 정적인 이음에만 사용, 이동용에는 사용 불가
- 축은 호브로 가공, 보스의 홈은 브로치로 가공



<그림 3-12> 세레이션(KS B 2007)

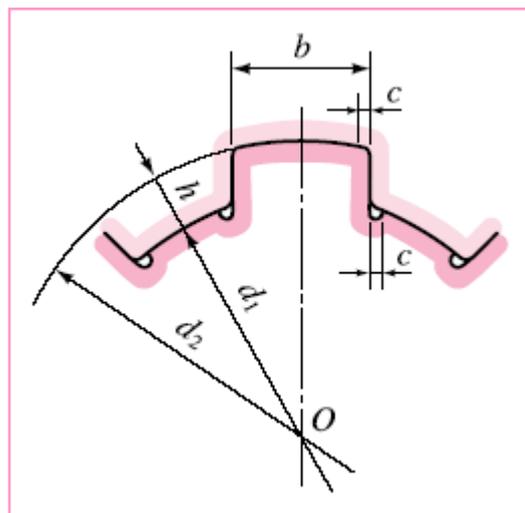
## 2. 스플라인의 전달 토크

- 1개의 잇면이 전달할 수 있는 회전력  $P'$  :

$$P' = q_a (h - 2c) \ell \quad (3 \cdot 36)$$

$q_a$  : 허용 접촉면압 [MPa],  $h$  : 이의 높이  $\left( = \frac{d_2 - d_1}{2} \right)$

$c$  : 잇면의 모떼기,  $\ell$  : 보스의 길이



<그림 3-13>  
스플라인의 형상 및 치수

- 스플라인의 가공 정밀도에 의해 절삭된 이의  $\frac{3}{4}$  만이  
 유효한 토크 전달  $\Rightarrow$  접촉효율 :  $\eta = 75 [\%]$
- 스플라인이 전달할 수 있는 토크  $T$  :

$$T = \eta z P' \cdot \frac{d_m}{2} = \eta Z(h - 2c) q_a \ell \frac{1}{4} (d_1 + d_2) \quad (3 \cdot 37)$$

$d_2$  : 스플라인의 큰 지름,  $d_1$  : 스플라인의 작은 지름

$d_m$  : 평균 지름  $\left( = \frac{d_1 + d_2}{2} \right)$ ,  $z$  : 스플라인의 잇수

예제  
3-5

잇수  $Z=8$ 인 호칭지름 52 [mm]의 스플라인 축이 1200 [rpm]으로 회전하고 있다. 이 측면의 허용면압  $q_a=10$  [MPa]이고, 보스의 길이  $\ell=100$  [mm]일 때 축이 전달할 수 있는 동력(PS, kW)을 결정하시오. 단, 모떼기  $c=0.4$  [mm]로 한다.

<풀이> <표 3-6>에서 큰 지름  $d_2=58$  [mm], 작은 지름  $d_1=52$  [mm]이므로

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = 3 \text{ [mm]}$$

전달할 수 있는 토크  $T$ 는 식 (3-37)로부터

$$\begin{aligned} T &= \eta z (h - 2c) \ell q_a \frac{1}{4} (d_1 + d_2) = 0.75 \times 8 \times (3 - 2 \times 0.4) \times 100 \times 10 \times \frac{1}{4} (52 + 58) \\ &= 363000 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \end{aligned}$$

따라서, 전달마력  $H$  [PS]는

$$H = \frac{TN}{7023500} = \frac{363000 \times 1200}{7023500} = 62.0 \text{ [PS]}$$

$$H' = \frac{363000 \times 1200}{9549 \times 10^3} = 45.6 \text{ [kW]}$$

## 3-4 ≫ 코터(cotter)

### 1. 코터 이음의 역학

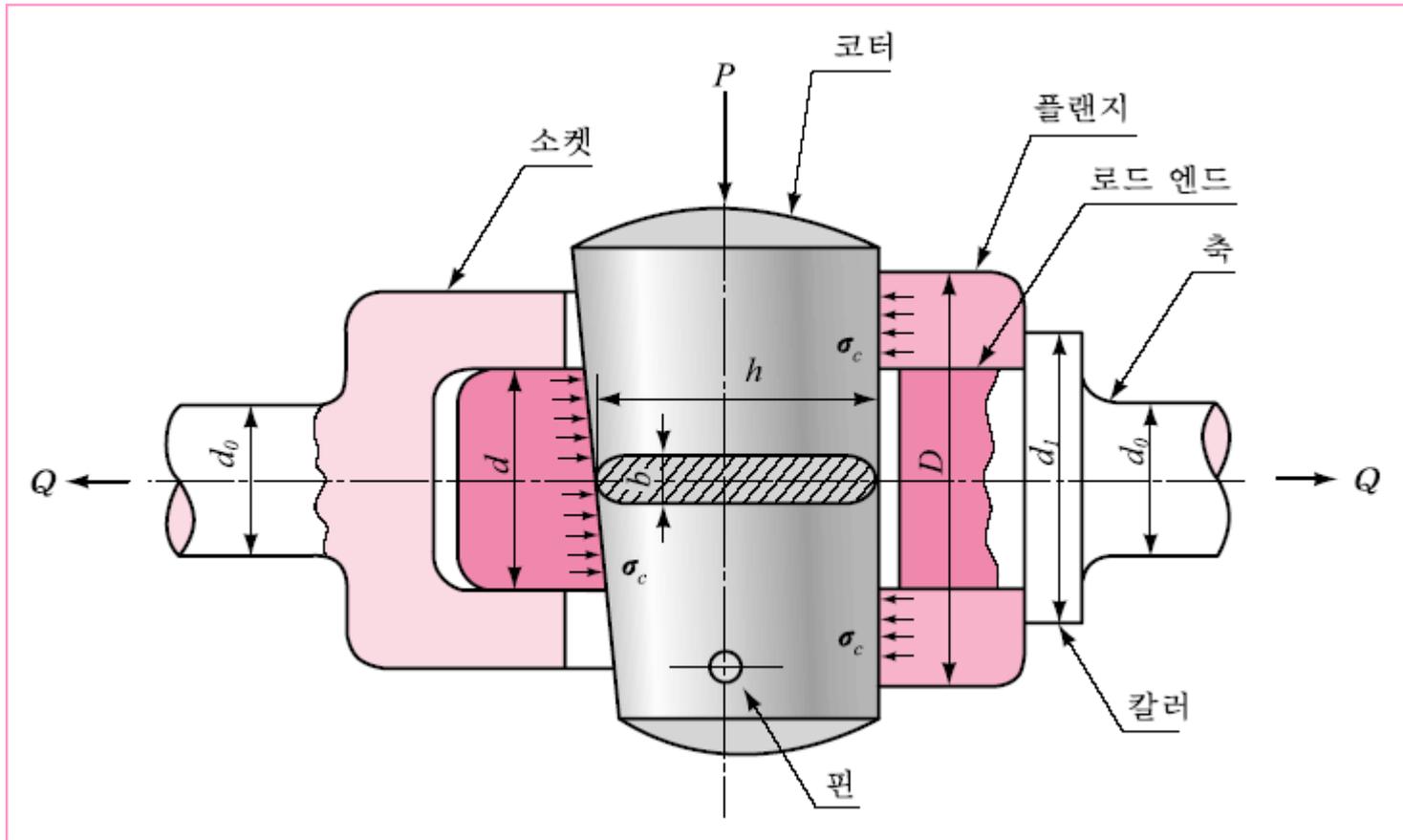
$P$  : 코터를 때려 박는 힘

$Q$  : 축방향 하중

$R$  : 반력

$\alpha_1, \alpha_2$  : 경사각

$\rho_1, \rho_2$  : 마찰각



<그림 3-14> 코터 이음의 구성

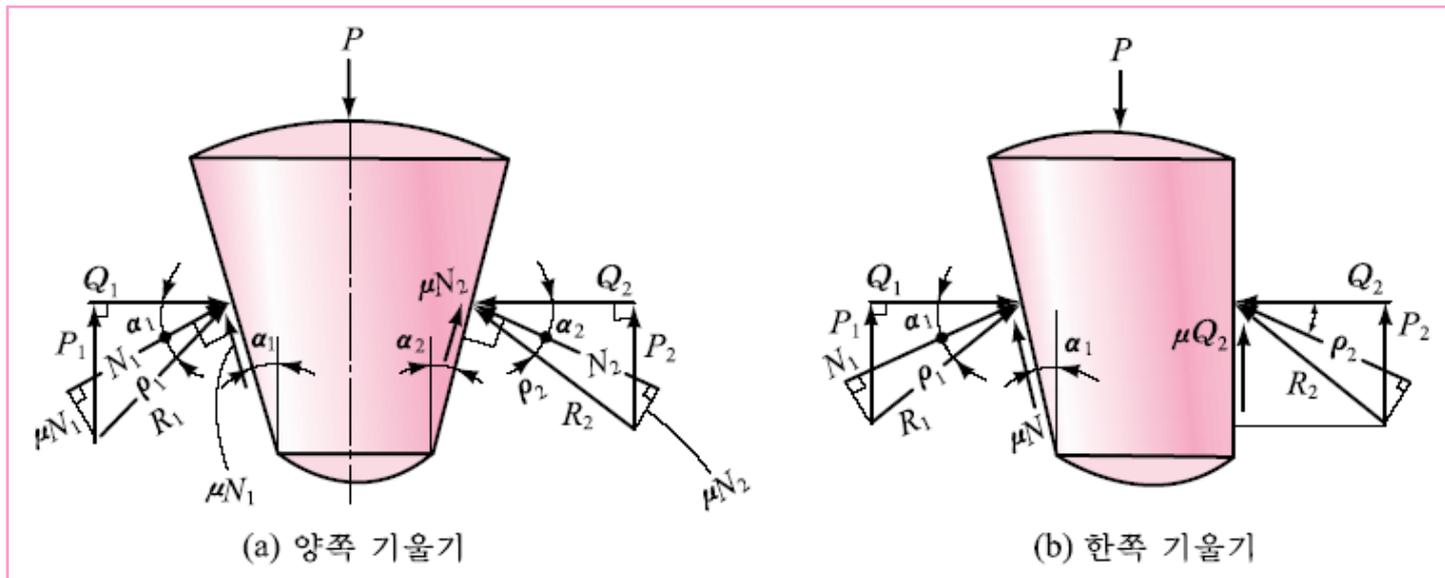
# (1) 양쪽 기울기의 경우

- 코터에 작용하는 힘

$$Q_1 = R_1 \cos(\alpha_1 + \rho_1), \quad Q_2 = R_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2)$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = R_1 \cos(\alpha_1 + \rho_1) + R_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) \tag{a}$$

$$P = P_1 + P_2 = R_1 \sin(\alpha_1 + \rho_1) + R_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2) \tag{b}$$



<그림 3-15> 코터 이음의 작용하중

- 코터를 때려 박는 힘  $P$  :

위 식에서  $R_1, R_2$ 를 소거  $\Rightarrow$  코터를 때려 박는 힘

$$P = Q \tan(\alpha_1 + \rho_1) + \tan(\alpha_2 + \rho_2) \quad (3 \cdot 38)$$

- 코터를 빼는 힘  $P'$   $\Rightarrow$  경사각의 부호를 (-)로 한다.

$$P' = Q \tan(\rho_1 - \alpha_1) + \tan(\rho_2 - \alpha_2) \quad (3 \cdot 39)$$

## (2) 한쪽 기울기의 경우

- 코터에 작용하는 힘

$$Q_1 = R_1 \cos(\alpha_1 + \rho_1), \quad Q_2 = R_2 \cos \rho_2 \quad (c)$$

$$P = R_1 \sin(\alpha_1 + \rho_1) + R_2 \sin \rho_2 \quad (d)$$

- 코터를 때려 박는 힘  $P \Rightarrow$  식 (3·38)에서

$$P = Q \tan(\alpha_1 + \rho_1) + \tan \rho_2 \quad (e)$$

$\alpha_1 = \alpha, \rho_1 = \rho_2 = \rho$ 라 하면 식 (e)는

$$P = Q \tan(\alpha + \rho) + \tan \rho \quad (3 \cdot 40)$$

- 코터를 빼는 힘

$$P' = Q \tan(\rho - \alpha) + \tan(\rho) \quad (3 \cdot 41)$$

### (3) 코터의 짜림조건

#### ① 양쪽 기울기의 경우

- 코터가 저절로 빠지지 않기 위해서는  $P' \geq 0$ 이므로 식 (3·39)에서

$$\tan(\rho_1 - \alpha_1) + \tan(\rho_2 - \alpha_2) \geq 0 \quad (f)$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha, \rho_1 = \rho_2 = \rho \text{라 하면 } 2\tan(\rho - \alpha) \geq 0$$

$$\therefore \rho \geq \alpha \quad (3 \cdot 42)$$

#### ② 한쪽 기울기의 경우

- 식 (3·40)에서  $\tan(\rho - \alpha) + \tan(\rho) \geq 0$

$$2\rho - \alpha \geq 0$$

$$\therefore \rho \geq \frac{\alpha}{2} \quad (3 \cdot 43)$$

## 2. 코터 이음의 강도

### (1) 코터의 압축응력

$d_0$  : 축지름,  $d$  : 로드와 지름(소켓의 안지름)

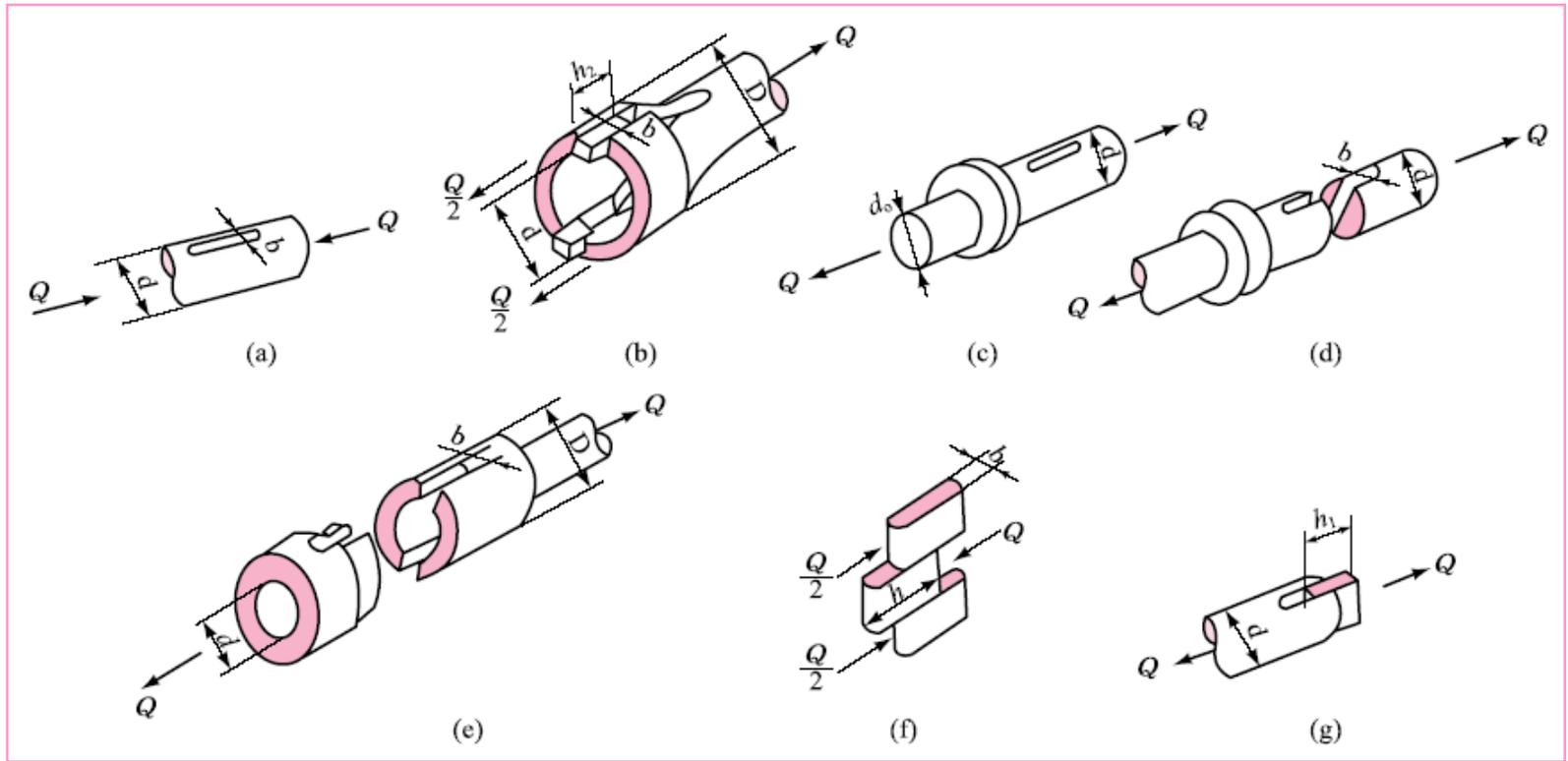
$D$  : 소켓의 바깥지름,  $Q$  : 축방향 하중

#### ① 로드 엔드가 코터에 닿는 부분의 압축응력

<그림 3-16(a)> :

$$\sigma_c = \frac{Q}{bd}$$

(3 • 44)



<그림 3-16> 코터 이음의 강도

② 소켓이 코터에 닿는 부분의 압축응력 <그림 3-16(b)> :

$$\sigma_c' = \frac{Q}{b(D-d)} \quad (3 \cdot 45)$$

$\sigma_c = \sigma_c'$ 로 하면  $d = \frac{D}{2}$ 가 된다.

## (2) 코터의 인장응력

① 축의 인장응력 <그림 3-16(c)> :

$$\sigma_t = \frac{Q}{\frac{\pi d_0^2}{4}} \quad (3 \cdot 46)$$

② 코터 구멍부의 로드 엔드에 대한 인장응력  
<그림 3-16(d)> :

$$\sigma_t' = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4} - bd} \quad (3 \cdot 47)$$

③ 코터 구멍부의 소켓의 인장응력 <그림 3-16(e)> :

$$\sigma_t'' = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) - b(D - d)} \quad (3 \cdot 48)$$

$$\sigma_t = \sigma_t' \text{으로 하면 } b = \frac{\pi}{4}d \left(1 - \frac{d_0^2}{d^2}\right)$$

▪ 로드의 지름을 축의 지름보다 크게 하면  $d = \frac{4}{3}d_0$

이 때  $b \doteq \frac{d}{3}$ 이지만, 일반적으로 코터의 두께  $b$ 는

$$b = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}\right)d \quad (3 \cdot 49)$$

### (3) 코터의 전단응력

- 코터에 생기는 전단응력  $\tau_c$ 는 2개의 단면이 전단 <그림 3-16(f)> :

$$\tau_c = \frac{Q}{2bh} \quad (3 \cdot 50)$$

### (4) 로드 엔드와 소켓 끝의 전단응력

- 로드 엔드부의 길이  $h_1$ 이면, 로드 엔드의 전단응력  $\tau_r$  <그림 3-16(g)> :

$$\tau_r = \frac{Q}{2h_1d} \quad (3 \cdot 51)$$

- 소켓 끝의 길이를  $h_2$  라면, 소켓에 발생하는 전단응력  $\tau_s$  <그림 3-16(b)> :

$$\tau_s = \frac{Q}{2h_2(D-d)} \quad (3 \cdot 52)$$

$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} \sigma_t$  를 식 (3·51)에 대입하면

$$h_1 = \frac{\pi d_0^2 \sigma_t}{8d\tau_r} \quad (3 \cdot 53)$$

여기서,  $d_0 = \frac{3}{4}d$ ,  $h = \frac{2}{3}d$ ,  $\sigma_t = 2\tau_r$ 로 하면

$$h_1 = \frac{2}{3}h \quad (3 \cdot 54)$$

- $h_1 = h_2 = \left(\frac{1}{2} \sim \frac{2}{3}\right)h$

## (5) 코터의 굽힘응력

- 코터에 작용하는 최대굽힘 모멘트  $M_{\max}$  <그림 3-17> :

$$M_{\max} = \frac{Q}{2} \left( \frac{3}{8} - \frac{1}{8} \right) D = \frac{QD}{8}$$

$$\sigma_b = \frac{\sigma_{\max}}{Z} = \frac{6M_{\max}}{bh^2} = \frac{6QD}{8bh^2} = \frac{3QD}{4bh^2}$$

$$\therefore h = \sqrt{\frac{3QD}{4b\sigma_b}} \quad (3 \cdot 55)$$

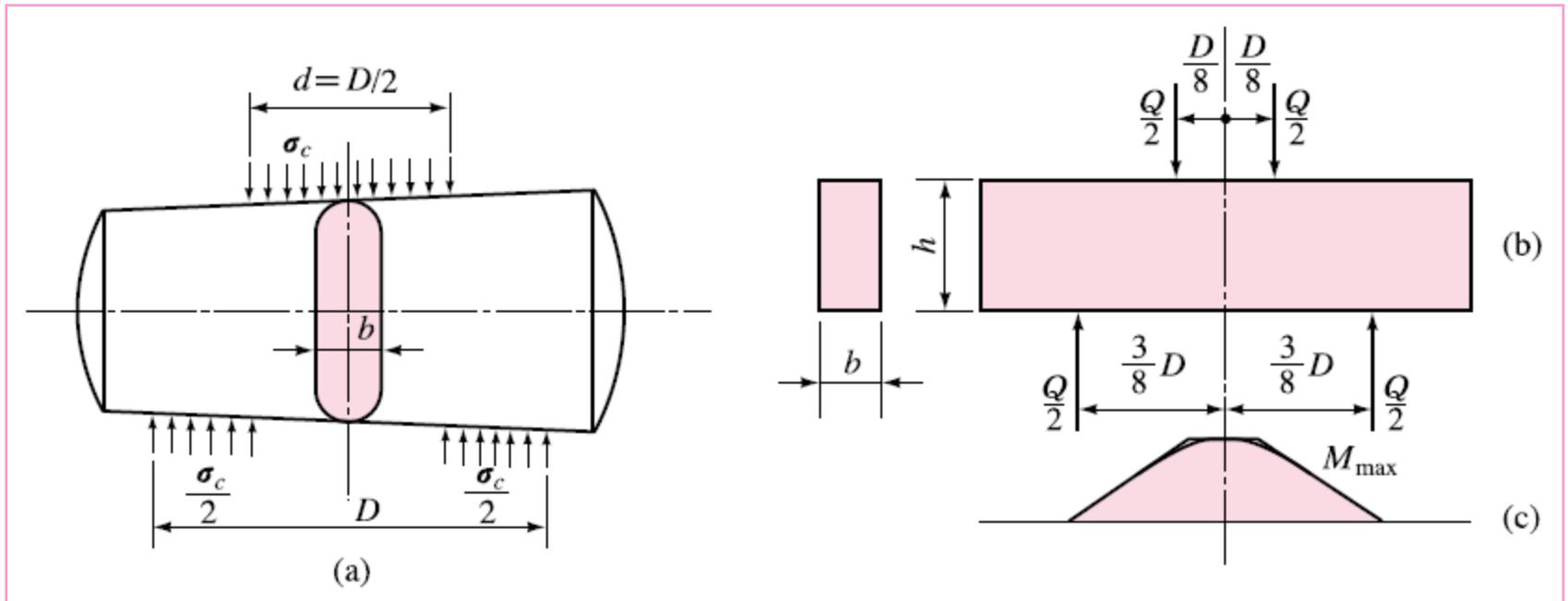
$$b = \frac{1}{3}d, \quad D = 2d, \quad Q = \frac{\pi}{4}d_0^2\sigma_t,$$

$$d_0 = \frac{3}{4}d, \quad \sigma_t = \frac{2}{3}\sigma_b$$

식 (3·55)로부터

$$h \cong \frac{2}{3}d \quad (3 \cdot 56)$$

- $h = \left( \frac{2}{3} \sim \frac{3}{2} \right) d$



<그림 3-17> 코터의 굽힘 모멘트

## (6) 로드 칼라의 강도

### ① 칼라의 접촉면압

- 압축력에 의한 칼라와 소켓의 플랜지 사이의 허용 접촉면압  $q_a$  :

$$q_a = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)}$$

(3 · 57)

## ② 칼라의 전단응력

- 로드 칼라의 두께를  $t$ 라 하면 압축하중에 의한 로드 칼라의 전단응력  $\tau_{rc}$  :

$$\tau_{rc} = \frac{Q}{\pi dt} \quad (3 \cdot 58)$$

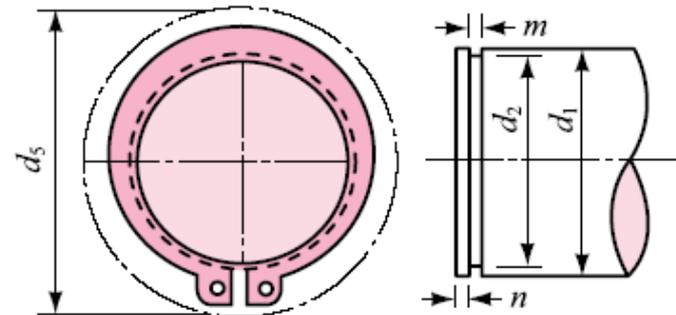
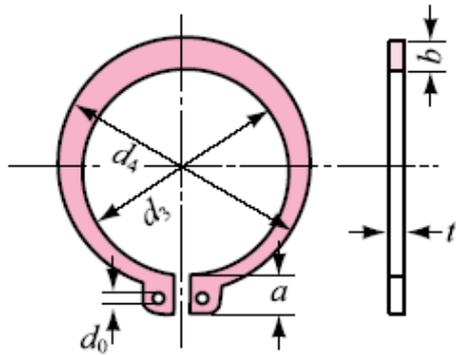
- 로드 칼라의 지름 :  $d_1 = \left(\frac{5}{4} \sim \frac{7}{4}\right)d_0$ ,

$$\text{칼라의 두께} : t = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}\right)d$$

- 축방향 하중  $Q$ 는 코터를 때려 박을 때 이미 작용하고 있으므로  $1.25Q$ 로 계산하는 것이 안전

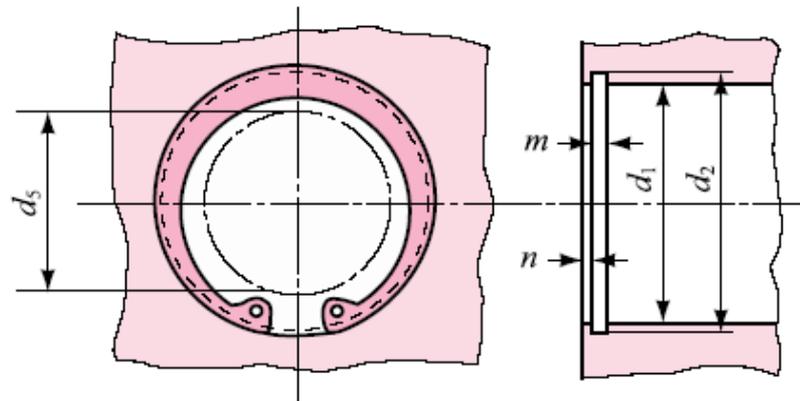
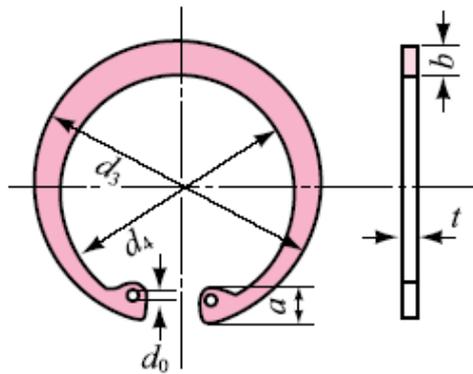
## 3-5 ≫ 스냅링

- 스냅링은 강도가 충분하고 탄성변형이 크므로 위치 유지와 탈착이 쉬워야 한다.
- 일반적으로 C형과 E형이 많이 사용되고 있다.
- C형 : ① 구멍용과 축용이 있다.
  - ② 호칭지름은 10~125까지 규정
  - ③ 형상은 내.외주가 편심되어 있다.
  - ④ 개구부 양쪽에는 탈착하기 위한 작은 구멍이 뚫어져 있다.
- E형 : 지름이 작은 1~38[mm]의 축에 사용, 탈착이 편리하다.



$d_5$  : 축에 링을 끼울 때 링의 바깥원의 최대 지름

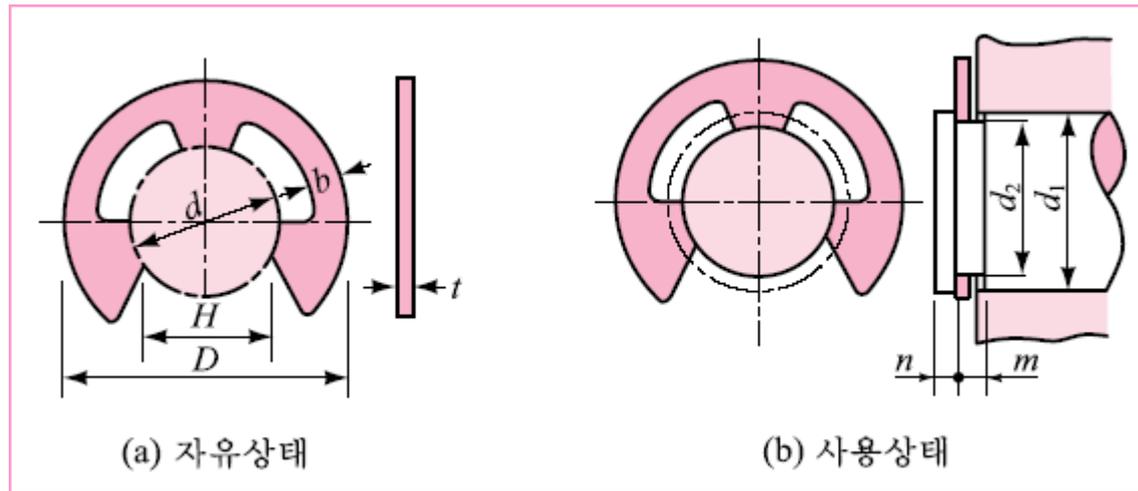
(a) 축용 스냅링



$d_5$  : 구멍에 링을 끼울 때 링의 안쪽원의 최소 지름

(b) 구멍용 스냅링

<그림 3-18> C형 스냅링(KS B 1336)



<그림 3-19> E형 스냅링(KS B 1337)

## 예제

## 3-6

코터 이음에서 코터, 로드 엔드 및 소켓의 재질은 연강이고,  $\sigma_t : \sigma_c : \tau_c = 6 : 12 : 5$ 의 강도비로 구성되어 있을 때 가장 취약한 부분은 어느 곳인가?

단, 축의 지름  $d_0 = 60$  [mm], 로드 엔드의 지름  $d = 80$  [mm], 코터의 두께  $b = 25$  [mm], 코터의 나비  $h = 115$  [mm]이다.

〈풀이〉 축이 견딜 수 있는 인장하중  $Q$ 는 식 (3·46)으로부터

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} \sigma_t = \frac{\pi}{4} \times 60^2 \times 6 = 16964.6 \text{ [N]}$$

코터 구멍이 있는 로드 엔드 부분의 인장하중은 식 (3·47)에서

$$Q = \sigma_t \left( \frac{\pi d^2}{4} - bd \right) = 6 \times \left( \frac{\pi}{4} \times 80^2 - 25 \times 80 \right) = 18159.4 \text{ [N]}$$

코터가 2개의 전단면으로 견딜 수 있는 하중은 식 (3·50)으로부터

$$Q = 2bh\tau_c = 2 \times 25 \times 115 \times 5 = 28750 \text{ [N]}$$

코터에 의해 로드 엔드에 작용하는 압축응력으로 지탱할 수 있는 하중은 식 (3·44)에서

$$Q = bd\sigma_c = 25 \times 80 \times 12 = 24000 \text{ [N]}$$

이상의 계산 결과로부터 가장 약한 곳은 코터 부분이다.