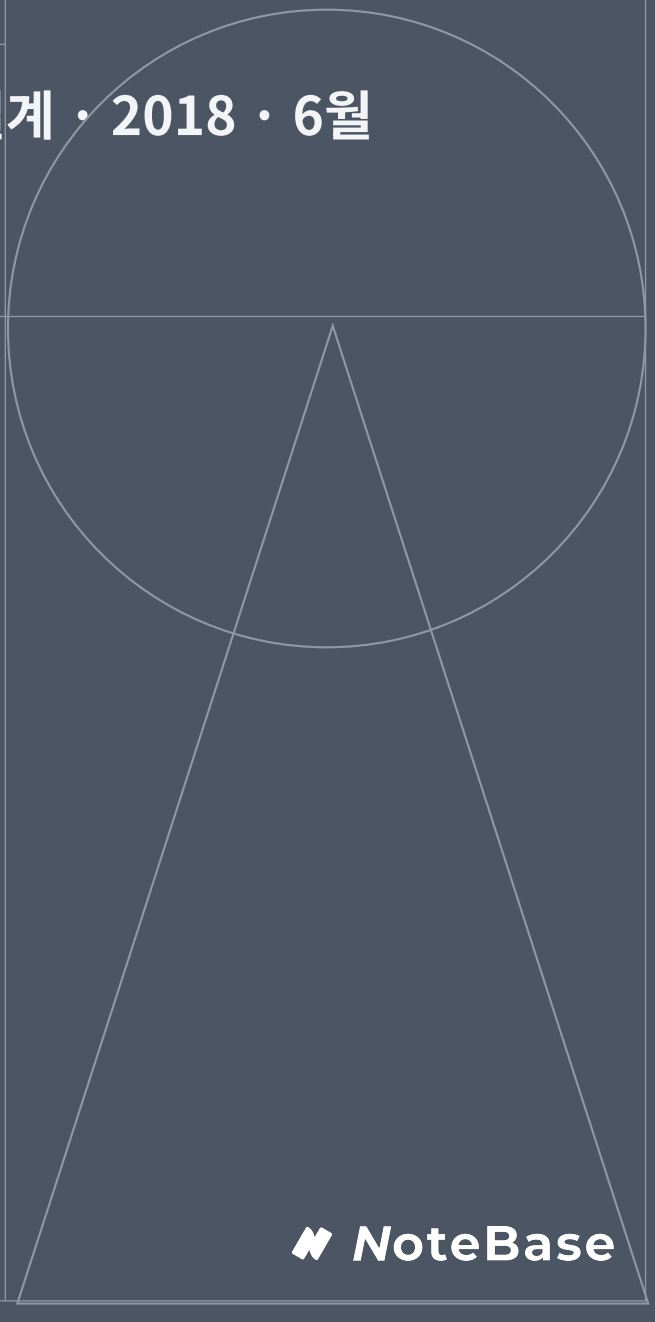
기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2018 · 6월



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2018 · 6월

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2018 · 6월

문 1. 유효지름 d_2[mm], 피치 p[mm], 나사면의 마찰계수 μ인 한 줄 미터보통나사를 축방향으로 미는 힘 Q[N]로 조일 경우 필요한 회전 토크 T[N · mm]는? (단, 너트와 와셔 사이의 마찰은 무시한다.)

① $\frac{d_2}{2}Q\tan\left[\tan^{-1}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\mu\right)+\tan^{-1}\left(\frac{2p}{\pi d_2}\right)\right]$
② $\frac{d_2}{2}Q\tan\left[\tan^{-1}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\mu\right)+\tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right)\right]$
③ $\frac{d_2}{2}Q\tan\left[\tan^{-1}(2\mu)+\tan^{-1}\left(\frac{2p}{\pi d_2}\right)\right]$
④ $\frac{d_2}{2}Q\tan\left[\tan^{-1}(2\mu)+\tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right)\right]$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 한 줄 미터보통나사의 조임 토크식을 구성할 때 등가마찰계수와 리드각을 정확히 적용하는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 유효지름 d_2, 피치 p, 나사면 마찰계수 μ, 축방향 힘 Q이다.
구해야 할 값은 조일 때 필요한 회전 토크 T이다.
주의할 조건은 한 줄 나사이므로 리드 $l=p$이고, 미터보통나사는 나사각이 60도이므로 반각 $\alpha=30^\circ$를 써야 하며, 너트와 와셔 사이의 마찰은 무시한다는 점이다.

사용할 공식

조임 토크는 $T=\frac{d_2}{2}Q\tan(\rho'+\lambda)$이다.
여기서 등가마찰각은 $\tan\rho'=\mu\sec\alpha$, 리드각은 $\tan\lambda=\frac{l}{\pi d_2}$이다.
미터보통나사는 $\alpha=30^\circ$이므로 $\mu\sec 30^\circ=\frac{2}{\sqrt{3}}\mu$가 되고, 한 줄 나사는 $l=p$가 된다.
따라서 이 문제에는 $\rho'=\tan^{-1}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\mu\right)$, $\lambda=\tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right)$를 대입한 식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 미터보통나사의 나사각 60도에서 반각은 30°이므로 등가마찰계수는 $\mu' = \mu\sec 30^\circ = \frac{2}{\sqrt{3}}\mu$이다.
2. 한 줄 나사는 리드와 피치가 같으므로 $l = p$, 따라서 리드각은 $\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right)$이다.
3. 이를 토크식에 대입하면
$T = \frac{d_2}{2}Q\tan\left[\tan^{-1}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\mu\right) + \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right)\right]$
이 된다.

선지별 해설

① X: $\tan^{-1}\left(\frac{2p}{\pi d_2}\right)$를 사용한 부분이 틀리다. 한 줄 나사의 리드는 p이므로 리드각은 $\tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right)$이어야 한다. 틀린 표현은 $2p$이고, 올바르게는 p이다.
② O: 미터보통나사의 등가마찰계수 $\frac{2}{\sqrt{3}}\mu$와 한 줄 나사의 리드각 $\frac{p}{\pi d_2}$를 정확히 쓴 식이다. 따라서 조임 토크식과 일치한다.
③ X: 마찰항과 리드항이 모두 틀리다. 미터보통나사의 마찰항은 $\tan^{-1}(2\mu)$가 아니라 $\tan^{-1}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\mu\right)$이어야 하고, 한 줄 나사의 리드항도 $\tan^{-1}\left(\frac{2p}{\pi d_2}\right)$가 아니라 $\tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right)$이어야 한다.
④ X: 리드항 $\tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right)$은 맞지만, 마찰항을 $\tan^{-1}(2\mu)$로 쓴 부분이 틀리다. 미터보통나사 60도 삼각나사는 등가마찰계수를 적용해야 하므로 올바르게는 $\tan^{-1}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\mu\right)$이다.

오답 포인트

한 줄 나사인데 리드를 $2p$로 착각하거나, 삼각나사의 마찰을 사각나사처럼 그대로 μ 또는 2μ로 처리하면 오답이 된다. 이 문항은 리드와 피치의 관계, 그리고 60도 나사산의 등가마찰계수 적용 여부를 동시에 흔든다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 토크 문제는 먼저 줄수로 리드 l를 정하고, 다음에 나사 형상에 따라 등가마찰계수를 바꾼 뒤, 마지막에 $T = \frac{d_2}{2}Q\tan(\rho' + \lambda)$에 대입하는 순서로 판단한다.

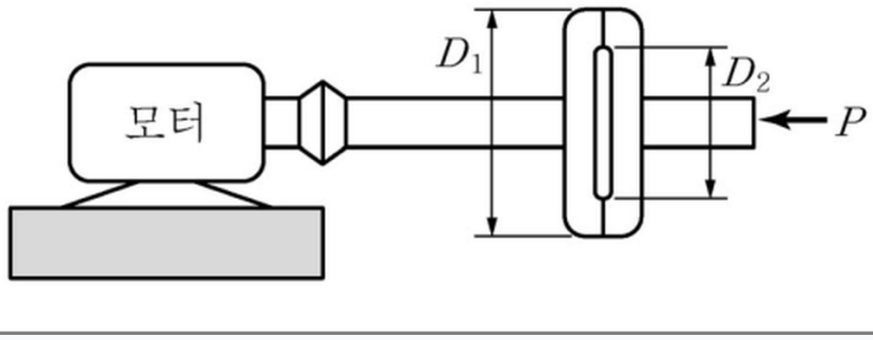
암기 포인트

한 줄 나사는 $l = p$, 미터보통 60도 나사는 $\mu' = \mu\sec 30^\circ = \frac{2}{\sqrt{3}}\mu$이다.

NoteBase

문 2. <보기>의 모터는 20 kW, 500rpm으로 구동하고 있고, 원동축이 원판형 단판 클러치로 종동축에 토크를 전달하고 있다. 축방향으로 미는 힘 P가 10 kN일 때, 이 시스템의 종동축에 전달하는 최대 토크[N·m]는? (단, 디스크는 균일하게 마모되고 있으며, $D_1 = 300\text{mm}$, $D_2 = 200\text{mm}$, 마찰계수 $\mu = 0.4$이다. 그리고 π는 3으로 계산한다.)

<보기>



① 400

② 500

③ 800

④ 1,000

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 모터가 실제로 내는 토크와 클러치가 허용하는 토크를 각각 구한 뒤, 시스템이 실제로 전달할 수 있는 최대 토크를 판단하는 문제이다.

조건 정리

- 모터 출력: 20 kW
- 회전수: 500 rpm
- 축방향 힘: 10 kN
- 마찰계수: 0.4
- 바깥지름과 안지름: $D_1 = 300mm, D_2 = 200mm$
- 디스크가 균일하게 마모되므로 평균반지름은 안지름과 바깥지름 반지름의 산술평균 $R_m = \frac{r_1 + r_2}{2}$를 쓴다.
균일압력 조건이라면 반지름 세제곱 항이 들어간 다른 식을 쓰지만, 이 문항은 균일마모 조건이다.

NoteBase

사용할 공식

모터 토크는 $T_m = \frac{P}{\omega}, \quad \omega = \frac{2\pi N}{60}$ 이다.
클러치 전달용량은 균일마모 조건에서 $T_c = n\mu W R_m, \quad R_m = \frac{r_1 + r_2}{2}$ 이다.
이 문항은 실제 전달 토크를 묻기 때문에 모터 토크와 클러치 허용 토크 중 더 작은 값을 택한다.

계산 과정

1. 모터 각속도는 $\omega = \frac{2 \times 3 \times 500}{60} = 50 rad/s$ 이다.
2. 모터 토크는 $T_m = \frac{20000}{50} = 400 N \cdot m$ 이다.
3. 단판 클러치의 평균반지름은 $R_m = \frac{0.15 + 0.10}{2} = 0.125 m$ 이다.
4. 클러치 허용 토크는 마찰면 수 n에 따라 $T_c = n\mu W R_m$로 구한다. 접촉면을 1개로 보는 표준 단판 모델에서는 $n = 1$이므로 $T_c = 1 \times 0.4 \times 10000 \times 0.125 = 500 N \cdot m$ 이고, 디스크 양면을 접촉면으로 세면 $n = 2$로 $T_c = 1000 N \cdot m$이 된다. 두 경우 모두 클러치 허용 토크는 모터 토크 $400 N \cdot m$보다 크다.
5. 종동축에 실제 전달되는 최대 토크는 공급 토크와 허용 토크 중 작은 값이므로 $\min(T_m, T_c) = \min(400, 500) = 400 N \cdot m$ 이다. 클러치 용량을 $n = 2$로 보아 $1000 N \cdot m$이라 해도 $\min(400, 1000) = 400 N \cdot m$로 결과는 같다. 즉 병목은 클러치가 아니라 모터이다.

선지별 해설

① O: 시스템이 실제로 전달하는 최대 토크는 모터가 공급하는 $400 N \cdot m$이다. 클러치 허용 토크는 $500 N \cdot m$ 이상이므로 병목은 클러치가 아니라 모터이다.
② X: $500 N \cdot m$는 접촉면을 1개($n = 1$)로 본 클러치 허용 토크이다. 이는 클러치가 버틸 수 있는 용량일 뿐 시스템이 실제로 전달하는 토크가 아니다. 틀린 표현은 시스템 전달 최대 토크를 500으로 본 점이며, 모터가 $400 N \cdot m$만 공급하므로 실제 전달치는 $400 N \cdot m$이다.
③ X: $800 N \cdot m$는 모터 토크 $400 N \cdot m$보다 커서 이 시스템이 실제로 전달할 수 없다. 틀린 표현은 시스템 전달 최대 토크를 클러치 계산값만으로 본 점이며, 올바르게는 모터 토크와 클러치 용량을 비교해 더 작은 $400 N \cdot m$를 택한다.
④ X: $1000 N \cdot m$는 디스크 양면($n = 2$)으로 본 클러치 허용 토크이다. 이 역시 클러치가 버틸 수 있는 용량이지 시스템이 실제 종동축에 전달하는 최대 토크는 아니다. 틀린 표현은 클러치 허용 토크와 시스템 전달 토크를 같게 본 점이며, 올바르게는 모터가 $400 N \cdot m$만 공급하므로 실제 전달치는 $400 N \cdot m$이다.

오답 포인트

클러치 허용 토크를 구한 뒤 바로 정답으로 고르면 ④에 끌리기 쉽다. 이 문항의 핵심은 클러치의 용량과 시스템의 실제 전달 토크를 구분하는 데 있다. 원동기 토크가 이미 $400 N \cdot m$이므로, 클러치가 더 크게 버텨도 종동축에는 $400 N \cdot m$까지만 전달된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

동력전달 계산문제는 먼저 원동기의 실제 출력 토크를 구하고, 다음에 클러치나 기어의 허용 토크를 구한 뒤, 마지막에 그중 가장 작은 값을 시스템 전달 최대치로 판단한다.

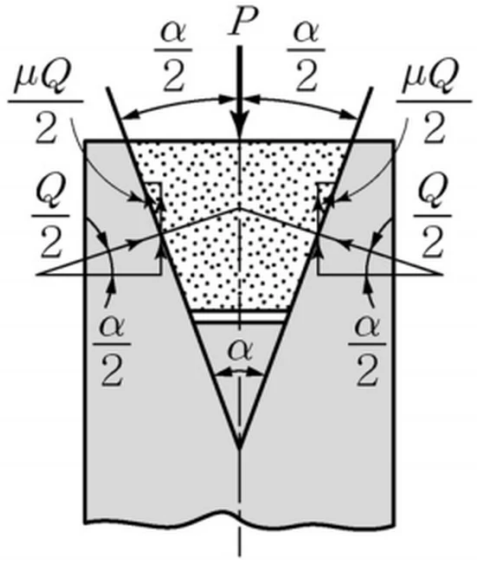
암기 포인트

실제 전달 최대 토크는 항상 공급 토크와 부품 허용 토크 중 작은 값이다.

NoteBase

문 3. <보기>와 같이 V홈의 꼭지각을 α, V벨트가 홈에 짓눌러 들어가는 힘을 P, V홈의 한쪽 경사면에 작용하는 수직력을 $Q/2$라 할 때, V벨트의 회전력 F를 표현한 것으로 가장 옳은 것은?

<보기>



① $F = \mu Q = \frac{\mu P}{\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}}$

② $F = \mu Q = \frac{\mu P}{\sin\frac{\alpha}{2} - \mu\cos\frac{\alpha}{2}}$

③ $F = \mu Q = \frac{\mu P}{\cos\frac{\alpha}{2} + \mu\sin\frac{\alpha}{2}}$

④ $F = \mu Q = \frac{\mu P}{\cos\frac{\alpha}{2} - \mu\sin\frac{\alpha}{2}}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 V홈 한쪽 면에 작용하는 수직력과 마찰력의 수직성분을 합쳐 P와 평형시키는 식을 세울 수 있는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 V홈의 꼭지각 α, 벨트를 홈에 눌러 넣는 힘 P, 한쪽 경사면의 수직력 $Q/2$, 마찰계수 μ이다.
구해야 할 값은 V벨트의 회전력 F이다.
양쪽 경사면이 대칭이므로 한쪽 면의 성분을 구해 2배 하면 전체 평형식을 만들 수 있다.

NoteBase

사용할 공식

회전력은 양쪽 마찰력의 합이므로 $F = \mu Q$이다.
수직방향 평형은 $P = 2\left(\frac{Q}{2}\sin\frac{\alpha}{2} + \frac{\mu Q}{2}\cos\frac{\alpha}{2}\right) = Q\sin\frac{\alpha}{2} + \mu Q\cos\frac{\alpha}{2}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 벨트가 아래로 눌려 들어가려 하므로 두 경사면의 수직력과 마찰력의 수직성분이 이를 지지하는 형태이기 때문이다.

계산 과정

1. 한쪽 경사면에서 수직력 $Q/2$의 수직성분은 $\frac{Q}{2}\sin\frac{\alpha}{2}$ 이다.
2. 한쪽 경사면에서 마찰력 $\mu Q/2$의 수직성분은 $\frac{\mu Q}{2}\cos\frac{\alpha}{2}$ 이다.
3. 양쪽 면을 합하면 $P = Q\sin\frac{\alpha}{2} + \mu Q\cos\frac{\alpha}{2}$ 이므로 $Q = \frac{P}{\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}}$ 이다.
4. 따라서 $F = \mu Q = \frac{\mu P}{\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}}$ 이다.

선지 판단

1번: O. $F = \mu Q$ 이고, 수직평형식 $P = Q\sin\frac{\alpha}{2} + \mu Q\cos\frac{\alpha}{2}$ 에서 정리하면 $F = \frac{\mu P}{\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}}$ 가 된다.
2번: X. 틀린 표현은 분모의 $\sin\frac{\alpha}{2} - \mu\cos\frac{\alpha}{2}$ 이다. 벨트가 홈 안으로 들어갈 때 마찰력의 수직성분은 눌림힘 P를 거스르는 방향이므로 빼는 것이 아니라 더해져야 한다. 올바르게는 $\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}$ 이다.
3번: X. 틀린 표현은 분모의 $\cos\frac{\alpha}{2} + \mu\sin\frac{\alpha}{2}$ 이다. 이 식은 수직력과 마찰력의 수직성분을 서로 바꾸어 잡은 결과이다. 올바르게는 수직력 성분이 $Q\sin\frac{\alpha}{2}$, 마찰력 성분이 $\mu Q\cos\frac{\alpha}{2}$ 이므로 분모가 $\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}$ 이어야 한다.
4번: X. 틀린 표현은 분모의 $\cos\frac{\alpha}{2} - \mu\sin\frac{\alpha}{2}$ 이다. 이 식은 성분 분해를 바꾸어 잡은 데다 마찰력 부호까지 반대로 둔 경우이다. 올바르게는 $\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}$ 이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 각도 $\alpha/2$가 경사면과 중심선 사이의 각이라는 점을 놓치고, 수직성분에서 sin과 cos를 뒤바꾸는 실수이다. 또한 마찰력이 눌림에 저항하는 방향이라는 점을 놓치면 2번처럼 부호를 음수로 두게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

V홈 문제는 한쪽 면만 떼어 내어 수직력과 마찰력을 먼저 적고, 구하려는 방향의 성분만 취해 2배하는 순서로 판단하면 된다. 각도가 중심선 기준인지 경사면 기준인지부터 확인하면 sin, cos 혼동을 줄일 수 있다.

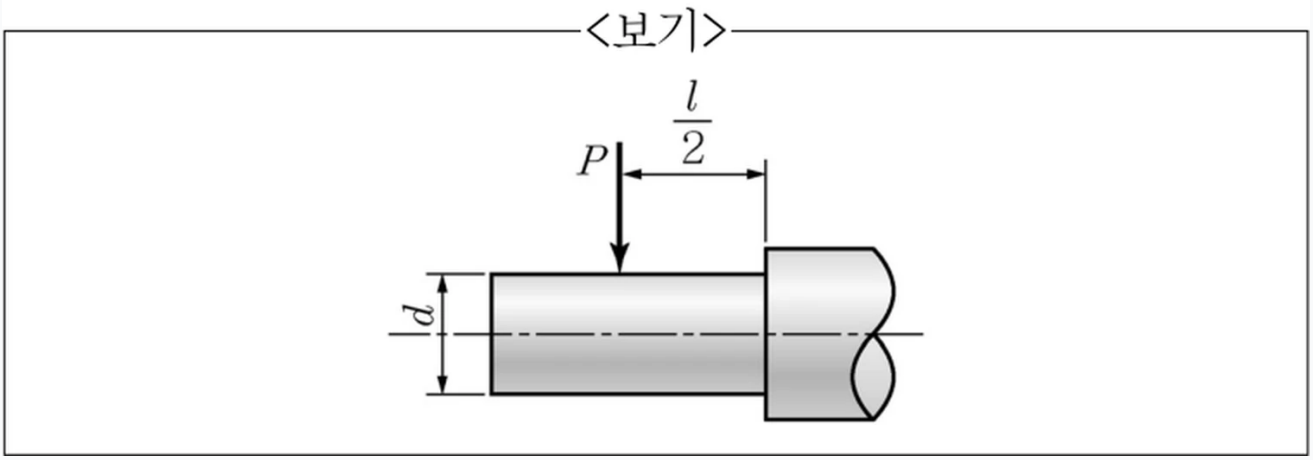
암기 포인트

V홈 평형은 $P = Q\sin\frac{\alpha}{2} + \mu Q\cos\frac{\alpha}{2}$, 회전력은 $F = \mu Q$ 이다.

NoteBase

문 4. <보기>와 같이 엔드 저널에 집중하중 P가 베어링 길이 중앙에 작용하고 있다. 베어링의 폭 지름비 l/d를 저널에 걸리는 굽힘응력 σ_b와 베어링 압력 p_a로 표현할 때 가장 옳은 것은?

<보기>



① $\frac{l}{d}=\sqrt{\frac{\pi}{32}\cdot\frac{\sigma_b}{p_a}}$
② $\frac{l}{d}=\sqrt{\frac{\pi}{16}\cdot\frac{\sigma_b}{p_a}}$
③ $\frac{l}{d}=\frac{\sigma_b}{p_a}\sqrt{\frac{\pi}{32}}$
④ $\frac{l}{d}=\frac{\sigma_b}{p_a}\sqrt{\frac{\pi}{16}}$

정답 2번

출제 포인트

엔드 저널의 베어링 압력 $p_a = P/(ld)$와 저널 어깨부의 굽힘응력 $\sigma_b = 32M/(\pi d^3)$를 연결하여 l/d를 유도하는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건: 집중하중 P가 베어링 길이 l의 중앙에 작용한다.
구해야 할 값: 베어링의 폭 지름비 l/d이다.
주의할 조건: 하중 작용점이 중앙이므로 어깨부 굽힘모멘트는 $M = P \cdot l/2$이다.

사용할 공식

베어링 압력은 $p_a = P/(ld)$이다.
굽힘응력은 $\sigma_b = 32M/(\pi d^3)$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 저널은 원형단면이며, 하중 P가 어깨부에서 $l/2$ 떨어진 위치에 작용하므로 굽힘모멘트와 베어링 압력을 같은 하중 P로 연결할 수 있다.

NoteBase

계산 과정

1. 어깨부 굽힘모멘트는 $M = P \cdot l/2$이다.
2. 따라서 $\sigma_b = 32M/(\pi d^3) = 32(Pl/2)/(\pi d^3) = 16Pl/(\pi d^3)$이다.
3. 또 $P = p_a l d$이므로 $\sigma_b = 16p_a l^2/(\pi d^2)$이다.
4. 정리하면 $(l/d)^2 = \pi\sigma_b/(16p_a)$이고, 따라서 $l/d = \sqrt{\pi\sigma_b/(16p_a)} = \sqrt{\pi/16 \cdot \sigma_b/p_a}$이다.

선지별 해설

① X: $\sqrt{\pi/32 \cdot \sigma_b/p_a}$는 분모가 32가 되어 굽힘모멘트를 $Pl/4$처럼 잘못 잡은 식이다. 이 문제의 하중 위치는 중앙이므로 모멘트팔은 $l/2$이고, 올바르게는 $\sqrt{\pi/16 \cdot \sigma_b/p_a}$이다.
② O: $l/d = \sqrt{\pi/16 \cdot \sigma_b/p_a}$로 정확히 유도된다.
③ X: $(l/d)^2 = \pi\sigma_b/(16p_a)$에서 제곱근을 취해야 하는데, σ_b/p_a를 제곱근 밖으로 빼내어 선형식으로 쓴 것이 틀렸다. 올바르게는 $l/d = \sqrt{\pi/16 \cdot \sigma_b/p_a}$이다.
④ X: 상수항의 분모 16은 맞지만, σ_b/p_a 전체에 제곱근이 걸려야 한다는 점이 빠졌다. 올바르게는 $l/d = (\sigma_b/p_a)\sqrt{\pi/16}$가 아니라 $l/d = \sqrt{\pi/16 \cdot \sigma_b/p_a}$이다.

오답 포인트

베어링 압력식 $p_a = P/(ld)$는 바로 쓰면서, 굽힘모멘트의 모멘트팔을 $l/2$가 아니라 l이나 $l/4$로 혼동하면 ① 같은 오답이 나온다. 또 $(l/d)^2$ 관계를 l/d로 넘길 때 제곱근을 상수에만 적용하면 ③, ④ 같은 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

엔드 저널 문제는 먼저 베어링 압력으로 P를 $p_a l d$로 바꾸고, 다음에 하중 위치로 굽힘모멘트 M를 정한 뒤, 원형단면 굽힘응력식에 대입하여 l/d를 정리하면 된다.

암기 포인트

엔드 저널 중앙하중은 $M = Pl/2$, 베어링 압력은 $p_a = P/(ld)$, 두 식을 합치면 $l/d = \sqrt{\pi/16 \cdot \sigma_b/p_a}$이다.

NoteBase

문 5. 고정 축이음에 해당하는 것을 <보기>에서 모두 고른 것은?

<보기>
ㄱ. 슬리브 커플링(sleeve coupling)
ㄴ. 분할원통 커플링(split muff coupling)
ㄷ. 벨로즈 커플링(bellows coupling)
ㄹ. 플랜지 커플링(flange coupling)

① ㄱ, ㄴ, ㄷ
② ㄱ, ㄴ, ㄹ
③ ㄱ, ㄷ, ㄹ
④ ㄴ, ㄷ, ㄹ

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 고정 축이음과 탄성 축이음을 구분하여 대표 형식을 분류하는 문제이다.

핵심 개념

고정 축이음은 두 축을 강체처럼 직접 연결하여 상대 변위나 정렬 오차 흡수 기능이 거의 없는 축이음이다.
키워드는 강성, 정렬 정확, 유연성 없음이다.
슬리브 커플링, 분할원통 커플링, 플랜지 커플링은 모두 대표적인 고정 축이음이다.
벨로즈 커플링은 주름관의 탄성으로 편심이나 미소한 각도 오차를 흡수할 수 있는 탄성 축이음이다. 키워드는 유연성, 오차 흡수, 진동 완화이다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2018 · 6월

선지별 해설

① X
- ①은 ㄱ, ㄴ, ㄷ을 고른 조합이다.
- 틀린 부분은 "ㄷ 벨로즈 커플링"을 고정 축이음에 포함한 점이다.
- 벨로즈 커플링은 탄성 축이음이므로 고정 축이음에 해당하지 않는다. 올바른 조합은 "ㄱ, ㄴ, ㄹ"이다.

② O
- ②는 ㄱ, ㄴ, ㄹ을 고른 조합이다.
- 슬리브 커플링, 분할원통 커플링, 플랜지 커플링은 모두 축을 강체적으로 연결하는 고정 축이음이므로 맞는 조합이다.

③ X
- ③은 ㄱ, ㄷ, ㄹ을 고른 조합이다.
- 틀린 부분은 "ㄷ 벨로즈 커플링"을 포함하고 "ㄴ 분할원통 커플링"을 제외한 점이다.
- 벨로즈 커플링은 탄성 축이음이고, 분할원통 커플링은 고정 축이음이다. 올바른 조합은 "ㄱ, ㄴ, ㄹ"이다.

④ X
- ④는 ㄴ, ㄷ, ㄹ을 고른 조합이다.
- 틀린 부분은 "ㄷ 벨로즈 커플링"을 포함하고 "ㄱ 슬리브 커플링"을 제외한 점이다.
- 슬리브 커플링은 대표적인 고정 축이음이며, 벨로즈 커플링은 탄성 축이음이다. 올바른 조합은 "ㄱ, ㄴ, ㄹ"이다.

오답 포인트

벨로즈 커플링도 축을 연결하므로 겉보기에는 고정 축이음처럼 보일 수 있다는 점이 함정이다. 그러나 분류 기준은 연결 여부가 아니라 정렬 오차와 진동을 흡수하는 유연성이 있는지 없는지이다.

다시 나오면 이렇게 판단

커플링 문제가 나오면 먼저 강체처럼 단단히 묶는 형식인지, 탄성체나 특수 구조로 오차를 흡수하는 형식인지부터 나눈다. 슬리브·분할원통·플랜지는 고정 축이음 쪽에, 벨로즈는 탄성 축이음 쪽에 둔다.

암기 포인트

슬리브·분할원통·플랜지는 강성, 벨로즈는 탄성이다.

NoteBase

문 6. 파손이론에 대한 설명으로 가장 옳지 않은 것은?

① 전단변형에너지설은 주로 연성재료의 파손을 예견하는 데 사용된다.

② 최대 전단응력설이 전단변형에너지설보다 실험결과와 더 잘 일치한다.

③ 최대 주응력설은 최대 인장응력의 크기가 항복강도보다 클 경우 재료의 파손이 일어난다는 이론이다.

④ 최대 전단응력설에 의하면, 단순 인장이나 압축응력에 의한 파괴는 항복전단응력의 두 배에 도달할 때 발생한다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 연성재료와 취성재료에 적용하는 대표적 파손이론과 최대전단응력설, 전단변형에너지설의 정확도를 비교하는 문제이다.

핵심 개념

전단변형에너지설은 형상변형에너지가 한계값에 도달하면 항복한다고 보는 이론으로, 연성재료의 항복 예측에 가장 널리 쓰이며 실험과도 잘 맞는다.
최대전단응력설은 재료 내부의 최대전단응력이 한계 전단응력에 도달하면 항복한다고 보는 이론으로, 계산은 간단하지만 전단변형에너지설보다 다소 보수적이다.
최대주응력설은 최대 주응력이 재료의 한계응력에 도달하면 파손한다고 보는 이론으로, 주로 취성재료의 파손 설명에 사용된다.

NoteBase

선지별 해설

① O
전단변형에너지설은 폰 미제스 이론으로, 주로 연성재료의 항복과 파손 예측에 사용된다. 선지의 핵심 표현인 "주로 연성재료"가 맞다.

② X
틀린 부분은 "최대 전단응력설이 전단변형에너지설보다 실험결과와 더 잘 일치한다"는 표현이다.
실제로는 전단변형에너지설이 최대전단응력설보다 실험결과와 더 잘 일치한다. 최대전단응력설은 보수적 근사로 쓰이는 경우가 많다.

③ O
최대주응력설은 최대 인장 주응력이 재료의 허용 한계에 도달하면 파손으로 보는 이론이다. 문제 문맥에서는 항복강도를 기준으로 서술하였고, 최대 주응력의 크기가 한계응력을 넘으면 파손이 일어난다는 취지는 맞다.

④ O
단순 인장 또는 압축 상태에서는 최대전단응력이 주응력의 절반이므로, 최대전단응력설에서 항복은 τ_y에 도달할 때 발생한다. 따라서 이에 대응하는 단순 인장응력은 $\sigma = 2\tau_y$가 되어 선지의 설명이 맞다.

오답 포인트

②는 최대전단응력설과 전단변형에너지설을 모두 연성재료 이론으로 묶어 놓고 정확도 순서를 뒤집은 함정이다. 연성재료에 적용된다는 사실만 기억하면 흔들리기 쉽고, 실험 일치도에서는 전단변형에너지설이 더 우수하다는 점까지 구분해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

연성재료 문제이면 먼저 최대전단응력설과 전단변형에너지설을 떠올리고, 실험 일치도는 전단변형에너지설이 더 좋다고 판단한다. 취성재료 쪽 설명이면 최대주응력설과 연결하는 방식으로 정리하면 된다.

암기 포인트

연성은 전단변형에너지설, 취성은 최대주응력설, 정확도는 전단변형에너지설이 우세하다.

NoteBase

문 7. 베어링 하중 P, 기본부하용량 C_r인 어떤 롤러 베어링의 수명이 L이다. 롤러 베어링을 볼베어링으로 교체할 때, 동일한 수명 L을 보장하기 위한 볼베어링의 기본부하용량으로 가장 옳은 것은? (단, 베어링 하중 P는 동일하다고 가정한다.)

① $C_r L^{-\frac{1}{30}}$

② $C_r L^{\frac{1}{30}}$

③ $C_r L^{-\frac{1}{10}}$

④ $C_r L^{\frac{1}{10}}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 베어링 수명식 $L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$에서 롤러베어링의 지수 $p = \frac{10}{3}$, 볼베어링의 지수 $p = 3$을 구분하여 동일 수명 조건의 기본부하용량을 환산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 롤러베어링의 기본부하용량은 C_r, 베어링 하중은 P, 수명은 L이다.
구해야 할 값: 동일한 수명 L을 보장하는 볼베어링의 기본부하용량이다.
주의할 조건: 하중 P는 같고, 롤러와 볼은 수명지수 p가 서로 다르다.

사용할 공식

베어링 기본정격수명식은
$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$
이다.
롤러베어링은 $p = \frac{10}{3}$, 볼베어링은 $p = 3$이므로 같은 수명이라도 C와 P의 관계를 각각 따로 세워야 한다.

NoteBase

계산 과정

1. 롤러베어링에 대해
$L = \left(\frac{C_r}{P}\right)^{10/3}$
이므로
$\frac{C_r}{P} = L^{3/10}, \qquad P = C_r L^{-3/10}$
이다.
2. 볼베어링에 대해
$L = \left(\frac{C_b}{P}\right)^{3}$
이므로
$C_b = PL^{1/3}$
이다.
3. 1의 P를 대입하면
$C_b = C_r L^{-3/10} L^{1/3} = C_r L^{1/30}$
이다.

선지별 해설

① X. $C_r L^{-1/30}$은 지수 부호가 반대이다. 동일 수명 조건에서 볼베어링의 요구 기본부하용량은 $C_r L^{1/30}$이므로, 틀린 표현은 $L^{-1/30}$이고 올바르게는 $L^{1/30}$이다.
② O. 롤러베어링 수명식에서 구한 $P = C_r L^{-3/10}$을 볼베어링 수명식 $C_b = PL^{1/3}$에 대입하면 $C_b = C_r L^{1/30}$이 되어 맞다.
③ X. $C_r L^{-1/10}$은 지수 차 $1/3 - 3/10$을 잘못 계산한 값이다. 틀린 표현은 $L^{-1/10}$이고, 올바르게는 $L^{1/30}$이다.
④ X. $C_r L^{1/10}$은 롤러와 볼의 수명지수 차이를 반영하지 못한 값이다. 틀린 표현은 $L^{1/10}$이고, 올바르게는 $L^{1/30}$이다.

오답 포인트

롤러베어링과 볼베어링의 수명지수 p를 같게 두거나, $1/3 - 3/10$ 계산에서 부호를 잘못 붙이면 ①, ③, ④ 같은 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

베어링 수명 환산 문제는 먼저 각 베어링 종류의 수명지수 p를 구분하고, 기존 식에서 P를 정리한 뒤 새 베어링 식에 대입해 지수 차만 남기는 방식으로 판단한다.

암기 포인트

베어링 수명식은 $L = \left(\frac{C}{P}\right)^{p}$이며, 볼은 $p = 3$, 롤러는 $p = \frac{10}{3}$이다. 동일 수명 환산은 지수 차로 정리된다.

NoteBase

문 8. 원동차와 종동차의 지름이 각각 $D_1 = 400\text{mm}$, $D_2 = 600\text{mm}$이고, 원동차가 1200 rpm으로 종동차에 외접하여 회전하는 원통마찰차를 10 kN의 힘으로 밀어서 접촉시킨다면, 최대전달토크 $T[\text{kN}\cdot\text{m}]$와 최대전달동력 $H[\text{kW}]$는? (단, 마찰계수는 $\mu = 0.2$)

① $T = 0.2, H = 16\pi$

② $T = 0.4, H = 16\pi$

③ $T = 0.2, H = 32\pi$

④ $T = 0.4, H = 32\pi$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 원동마찰차의 최대 접선력 $F = \mu P$를 구한 뒤, 그 힘으로 생기는 최대전달토크와 둘레속도를 이용한 최대전달동력 $H = Fv$를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 원동차 지름 $D_1 = 400mm = 0.4m$, 종동차 지름 $D_2 = 600mm$, 원동차 회전수 $n = 1200rpm$, 밀어붙이는 힘 $P = 10kN$, 마찰계수 $\mu = 0.2$이다.
구해야 할 값은 최대전달토크 T와 최대전달동력 H이다.
주의할 조건은 최대 접선력이 μP이고, 토크는 원동차 반지름 $D_1/2$를 기준으로 계산한다는 점이다.

사용할 공식

$F = \mu P$
$T = F \times \frac{D_1}{2}$
$v = \frac{\pi D_1 n}{60}$
$H = Fv = \frac{2\pi n T}{60}$
이 문제는 마찰차가 미끄러지기 직전의 최대 전달 상태를 묻고 있으므로 먼저 마찰력 한계 $F = \mu P$를 구해야 한다. 그다음 그 힘이 원동차 반지름에서 만드는 토크를 계산하고, 원동차의 둘레속도를 곱해 동력을 구한다.

계산 과정

1. 최대 접선력은 $F = \mu P = 0.2 \times 10kN = 2kN = 2000N$이다.
2. 최대전달토크는 $T = F \times D_1/2 = 2000 \times 0.2 = 400N\cdot m = 0.4kN\cdot m$이다.
3. 원동차 둘레속도는 $v = \pi D_1 n/60 = \pi \times 0.4 \times 1200/60 = 8\pi m/s$이다.
4. 최대전달동력은 $H = Fv = 2000 \times 8\pi = 16000\pi W = 16\pi kW$이다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2018 · 6월

선지 판단

① X
토크 값이 틀리다. 계산 결과 최대전달토크는 $0.4kN \cdot m$이고, 동력은 $16\pi kW$이다.
틀린 표현은 'T=0.2'이고, 올바르게는 'T=0.4\,kN\cdot m'이다.

② O
$T = 0.4kN \cdot m$, $H = 16\pi kW$가 모두 계산 결과와 일치한다.

③ X
토크와 동력이 모두 틀리다. 최대전달토크는 $0.4kN \cdot m$이고, 최대전달동력은 $16\pi kW$이다.
틀린 표현은 'T=0.2, H=32\pi'이고, 올바르게는 'T=0.4\,kN\cdot m, H=16\pi\,kW'이다.

④ X
토크 값은 맞지만 동력 값이 틀리다. $H = 32\pi kW$는 분당 회전을 초당 일률로 바꾸는 과정에서 60 처리를 잘못해 동력을 2배로 잡을 때 나오는 값이다.
틀린 표현은 'H=32\pi'이고, 올바르게는 'H=16\pi\,kW'이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 지름과 반지름을 혼동하거나, 종동차 지름 D_2에 끌려가 토크 팔길이를 잘못 잡는 데 있다. 또 동력 계산에서 rpm을 초당 값으로 바꾸는 60을 빠뜨리면 $32\pi kW$처럼 2배 큰 값이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차 계산형 문제는 최대 접선력 μP를 먼저 구하고, 그 힘에 원동차 반지름을 곱해 토크를 계산한 뒤, 원동차 둘레속도 또는 $H = 2\pi nT/60$으로 동력을 구하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

마찰차 최대전달값은 $F = \mu P$, $T = \mu P \cdot D/2$, $H = Fv = 2\pi nT/60$의 흐름으로 정리된다.

NoteBase

문 9. 회전토크 T를 전달하는, 직경이 d인 회전축에 폭 b, 축에서 키홈 깊이 $t = b/2$인 평행키(parallel key)가 설치되어 있다. 키재료의 허용압축응력이 σ_c, 허용전단응력이 $\tau_s = 0.4\sigma_c$일 때, 축에 묻히는 평행키의 길이 l의 범위는?

① $l \geq \frac{2T}{db\tau_s}$
② $l \geq \frac{2T}{db\sigma_c}$
③ $l \geq \frac{4T}{db\tau_s}$
④ $l \geq \frac{4T}{db\sigma_c}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 평행키의 전단 조건과 면압 조건을 각각 식으로 세운 뒤, 더 엄격한 최소 길이를 고르는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 회전토크 T, 축지름 d, 키 폭 b, 축에서의 키홈 깊이 $t = b/2$, 허용압축응력 σ_c, 허용전단응력 $\tau_s = 0.4\sigma_c$이다.
구해야 할 값은 안전하게 토크를 전달하기 위한 평행키 길이 l의 최소 범위이다.
주의할 조건은 전단과 압축을 모두 만족해야 하며, 압축은 접촉 높이의 절반만 유효하다는 점이다.

사용할 공식

축 둘레에 작용하는 접선력은 $F = \frac{2T}{d}$이다.
전단 조건은 $\tau = \frac{F}{bl} \leq \tau_s$이므로 $l \geq \frac{2T}{db\tau_s}$이다.
면압 조건은 유효 접촉높이가 $t = b/2$이므로 $\sigma_c = \frac{F}{tl} = \frac{2T/d}{(b/2)l} = \frac{4T}{dbl}$에서 $l \geq \frac{4T}{db\sigma_c}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 평행키가 토크를 전달할 때 전단 파손과 접촉면 압궤를 함께 검토해야 하기 때문이다.

계산 과정

1. 접선력은 $F = \frac{2T}{d}$이다.
2. 전단 조건에서 $\tau = \frac{F}{bl} \leq \tau_s$이므로 $l \geq \frac{2T}{db\tau_s}$이다.
3. 압축 조건에서 $t = b/2$를 대입하면 $l \geq \frac{4T}{db\sigma_c}$이다.
4. $\tau_s = 0.4\sigma_c$이므로 전단 조건은 $l \geq \frac{2T}{db \cdot 0.4\sigma_c} = \frac{5T}{db\sigma_c}$이다.
5. $\frac{5T}{db\sigma_c}$와 $\frac{4T}{db\sigma_c}$를 비교하면 전단 조건이 더 엄격하므로 최종적으로 $l \geq \frac{2T}{db\tau_s}$가 된다.

NoteBase

선지 판단

1번 O: 전단 조건에서 바로 얻는 최소 길이식 $l \geq \frac{2T}{db\tau_s}$이다. 또한 $\tau_s = 0.4\sigma_c$이므로 이 조건이 압축 조건보다 더 크게 나와 최종 최소 길이가 된다.
2번 X: $l \geq \frac{2T}{db\sigma_c}$는 허용압축응력을 전단식 자리에 그대로 바꿔 넣은 형태라서 틀리다. 압축은 유효 접촉높이 $t = b/2$를 써야 하므로 올바르게는 $l \geq \frac{4T}{db\sigma_c}$이다.
3번 X: $l \geq \frac{4T}{db\tau_s}$는 전단식의 계수를 불필요하게 두 배로 키운 값이다. 전단 유효면적은 bl이므로 올바른 전단 조건은 $l \geq \frac{2T}{db\tau_s}$이다.
4번 X: $l \geq \frac{4T}{db\sigma_c}$는 압축 조건 자체로는 맞지만, 문제는 키 길이의 최종 범위를 묻고 있으므로 전단과 압축 중 더 큰 최소값을 따라야 한다. 이 문항에서는 $\tau_s = 0.4\sigma_c$라서 전단 조건이 더 엄격하므로 이것만으로는 부족하다.

오답 포인트

압축 조건에서 접촉면 높이를 전체 높이로 보거나, 전단식과 압축식을 같은 형태로 착각하면 2번이나 4번으로 흐르기 쉽다. 또 $\tau_s = 0.4\sigma_c$를 대입한 뒤 어느 조건이 더 큰 최소 길이를 요구하는지 비교하지 않으면 최종 판단을 놓치게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

키 설계 문제는 먼저 $F = 2T/d$로 접선력을 구하고, 다음에 전단 bl과 면압 tl 조건을 각각 세운 뒤, 마지막에 두 최소 길이 중 더 큰 값을 최종 답으로 판단한다.

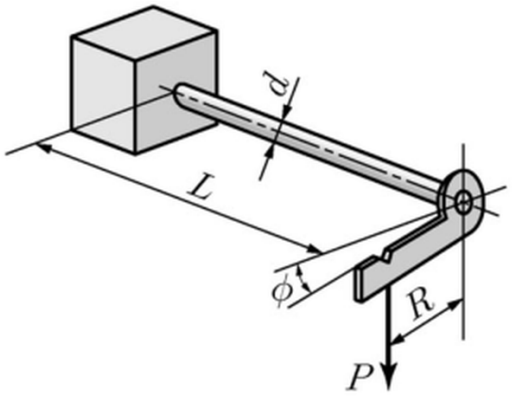
암기 포인트

평행키 최소 길이는 전단식 $\frac{2T}{db\tau}$와 면압식 $\frac{4T}{db\sigma_c}$를 모두 구해 더 큰 값으로 정한다.

NoteBase

문 10. <보기>의 원형단면 토션바 스프링에서 봉의 지름 d, 토션바의 길이 L, 수직하중 P, 작용거리 R 등을 변화시킬 때, 비틀림각이 가장 큰 경우는?

<보기>



① $d/2$, L, $P/2$, $R/4$

② d, $2L$, P, R

③ d, $L/4$, $4P$, $3R$

④ $3d/2$, L, $4P$, $2R$

정답 3번

출제 포인트

원형단면 비틀림축의 비틀림각이 $\phi = TL/(GJ)$ 이고, 원형축에서는 $J = \pi d^4/32$ 이므로 ϕ가 LPR/d^4에 비례한다는 점을 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 관계는 비틀림모멘트 $T = PR$ 이다.
재료가 같으므로 전단탄성계수 G는 공통상수이다.
원형단면의 극관성모멘트는 $J = \pi d^4/32$ 이다.
따라서 비교식은 $\phi \propto LPR/d^4$ 로 정리된다.

사용할 공식

$\phi = \frac{TL}{GJ} = \frac{PRL}{G(\pi d^4/32)} \propto \frac{LPR}{d^4}$

이 공식을 쓰는 이유는 도식이 원형단면 토션바 스프링이고, 보기마다 변하는 값이 d, L, P, R 이므로 비틀림각의 상대적 크기를 직접 비교할 수 있기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

기준 비틀림각을 $\phi_0 \propto LPR/d^4$ 로 둔다.

① $(d/2, L, P/2, R/4)$ 이면

$\phi_1 \propto \frac{L \cdot (P/2) \cdot (R/4)}{(d/2)^4} = 2\phi_0$

② $(d, 2L, P, R)$ 이면

$\phi_2 \propto \frac{(2L)PR}{d^4} = 2\phi_0$

③ $(d, L/4, 4P, 3R)$ 이면

$\phi_3 \propto \frac{(L/4)(4P)(3R)}{d^4} = 3\phi_0$

④ $(3d/2, L, 4P, 2R)$ 이면

$\phi_4 \propto \frac{L(4P)(2R)}{(3d/2)^4} = \frac{128}{81}\phi_0$

따라서 가장 큰 것은 ③이다.

선지별 해설

1번 X

- ①의 비틀림각은 기준의 2배이다.
- d가 절반이 되면 분모의 d^4가 크게 줄어 각도는 증가하지만, 전체적으로는 3배가 되는 ③보다 작다.
- 틀린 부분은 ①을 '가장 큰 경우'로 본 점이다. 올바르게는 ①은 2배 조건이다.

2번 X

- ②의 비틀림각은 L만 2배가 되어 기준의 2배이다.
- 길이 증가는 비틀림각을 키우지만, ③처럼 P와 R가 함께 커지는 경우보다 작다.
- 틀린 부분은 ②를 최대 조건으로 본 점이다. 올바르게는 ②는 2배 조건이다.

3번 O

- ③의 비틀림각은 $(L/4) \times 4P \times 3R$ 이므로 기준의 3배이다.
- 네 보기 중 배수가 가장 크므로 정답이 된다.

4번 X

- ④의 비틀림각은 $8/(3/2)^4 = 128/81$ 배로 약 1.58배이다.
- P와 R가 커져도 d가 3/2배가 되면 분모의 d^4가 크게 증가하여 전체 비틀림각은 오히려 많이 줄어든다.
- 틀린 부분은 ④를 최대 조건으로 본 점이다. 올바르게는 ④는 약 1.58배 조건이다.

오답 포인트

지름 d를 1차로만 보아 $\phi \propto 1/d$처럼 처리하면 오답이 된다. 원형단면 비틀림에서는 극관성모멘트가 d^4에 비례하므로 지름 변화의 영향이 가장 크다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

원형축 비틀림 비교 문제는 먼저 $\phi = TL/(GJ)$ 를 쓰고, 이어서 $T = PR$, $J \propto d^4$ 를 대입해 $\phi \propto LPR/d^4$ 로 바꾼 뒤 각 보기의 배수만 비교하면 된다.

암기 포인트

원형 토션바의 비틀림각은 $\phi \propto LPR/d^4$ 이므로 지름은 4제곱으로, 길이·하중·작용거리는 1차로 작용한다.

NoteBase

문 12. 양단이 단순지지되어 있고 중앙에 회전체가 설치된 축이 있다. 이 축의 위험속도는 축의 자중만 고려했을 때 N_1이고 회전체 무게만 고려했을 때 N_2이다. $N_1 = \sqrt{3}N_2$의 관계가 있을 때, 던커레이(Dunkerley)의 실험식에 의한 위험속도 N_c는?

① $N_c = \frac{1}{2}N_1$
② $N_c = \frac{\sqrt{3}}{2}N_1$
③ $N_c = \frac{2\sqrt{3}}{3}N_1$
④ $N_c = \left(\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{7}{12}}\right)N_1$

정답 1번

출제 포인트

던커레이 실험식에서 각 개별 원인에 대한 위험속도의 역제곱을 합해 전체 위험속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
- 축 자중만 고려한 위험속도 N_1
- 회전체 무게만 고려한 위험속도 N_2
- 관계식 $N_1 = \sqrt{3}N_2$

구해야 할 값:
- 던커레이 식에 의한 전체 위험속도 N_c

주의할 조건:
- 던커레이 식은 속도를 직접 더하지 않고 역제곱을 더한다.

사용할 공식

$$\frac{1}{N_c^2} = \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2}$$

이 공식을 쓰는 이유:
축 자중과 회전체 무게가 각각 만드는 처짐 효과를 개별 위험속도로 환산한 뒤, 전체 위험속도는 그 역제곱 합으로 계산하기 때문이다.

계산 과정

1. $N_1 = \sqrt{3}N_2$ 이므로 $N_2 = \frac{N_1}{\sqrt{3}}$이다.
2. 던커레이 식에 대입하면
$\frac{1}{N_c^2} = \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{(N_1/\sqrt{3})^2} = \frac{1}{N_1^2} + \frac{3}{N_1^2} = \frac{4}{N_1^2}$
3. 따라서 $N_c^2 = \frac{N_1^2}{4}$이고, $N_c = \frac{1}{2}N_1$이다.

NoteBase

선지별 해설

① O
- 계산 결과가 $N_c = \frac{1}{2}N_1$이므로 옳다.

② X
- $\frac{\sqrt{3}}{2}N_1$은 주어진 관계를 거꾸로 써서 $N_2 = \sqrt{3}N_1$로 잘못 두면 나오는 값이다.
- 틀린 표현은 `$N_c = \frac{\sqrt{3}}{2}N_1$`이고, 올바르게는 `$N_c = \frac{1}{2}N_1$`이다.

③ X
- $\frac{2\sqrt{3}}{3}N_1$은 던커레이 식의 역제곱 합을 쓰지 않고 $N_c^2 = N_1^2 + N_2^2$처럼 직접 제곱합으로 처리할 때 나오는 오답이다.
- 틀린 표현은 `$N_c = \frac{2\sqrt{3}}{3}N_1$`이고, 올바르게는 `$N_c = \frac{1}{2}N_1$`이다.

④ X
- 전체 위험속도는 각 개별 위험속도보다 작아야 하므로 최소값인 $N_2 = \frac{N_1}{\sqrt{3}} \approx 0.577N_1$보다 큰 값은 될 수 없다. 이 선택지는 N_1보다도 크므로 물리적 검산부터 맞지 않는다.
- 틀린 표현은 `$N_c = \left(\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{7}{12}}\right)N_1$`이고, 올바르게는 `$N_c = \frac{1}{2}N_1$`이다.

오답 포인트

주어진 관계식 $N_1 = \sqrt{3}N_2$를 $N_2 = \sqrt{3}N_1$로 뒤집어 쓰기 쉽고, 던커레이 식을 역제곱 합이 아니라 속도합이나 제곱합으로 착각하기 쉽다. 또한 최종값은 가장 작은 개별 위험속도보다 더 작아야 한다는 물리적 검산을 놓치기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

개별 원인별 위험속도가 따로 주어지면 먼저 관계식을 하나의 변수로 정리한 뒤 $\frac{1}{N^2}$ 합으로 계산한다. 계산이 끝나면 최종 위험속도가 가장 작은 개별 위험속도보다 더 작은지도 함께 검산한다.

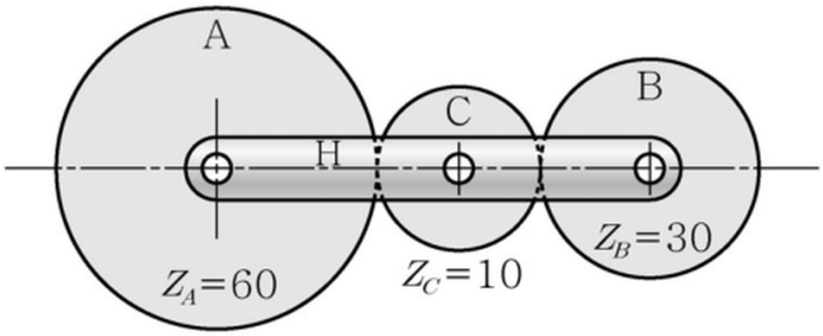
암기 포인트

던커레이는 위험속도를 직접 더하는 식이 아니라 `위험속도 역제곱의 합`으로 처리하는 식이다.

NoteBase

문 13. <보기>와 같이 중간기어 C를 갖는 차동기어 트레인에 대한 회전수를 계산하고자 한다. 각 기어 A, B, C의 잇수를 각각 60, 30, 10개라 하고 기어 A가 -2회전(반시계방향 회전)하고, 암 H가 기어 A의 축 둘레를 +2회전(시계방향 회전)할 때, 기어 B의 회전수는?

<보기>



① 시계방향 4회전

② 반시계방향 4회전

③ 시계방향 6회전

④ 반시계방향 6회전

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 중간기어가 있는 차동기어 트레인에서 암의 회전을 기준으로 상대회전수를 구한 뒤 절대회전수로 환산할 수 있는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $Z_A = 60, Z_B = 30, Z_C = 10$, 기어 A의 절대회전수 -2회전, 암 H의 절대회전수 $+2$회전이다.
구해야 할 값은 기어 B의 절대회전수이다.
주의할 조건은 중간기어 C는 회전방향만 바꾸는 역할을 하고, 암이 함께 도는 차동기어이므로 각 기어의 회전은 암 H를 기준으로 한 상대회전으로 먼저 계산해야 한다는 점이다.

NoteBase

사용할 공식

암을 기준으로 보면 단순기어열과 같으므로
$(n_B - n_H) = \frac{Z_A}{Z_B}(n_A - n_H)$
를 사용한다.
이 공식을 쓰는 이유는 A와 B 사이에 중간기어 C가 1개 있으므로 A와 B의 상대회전방향은 같고, 상대회전수의 크기는 잇수의 역비로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 암 H를 기준으로 기어 A의 상대회전수를 구하면
$(n_A - n_H) = (-2) - (+2) = -4$
이다.
2. A와 B의 상대회전수 관계를 적용하면
$(n_B - n_H) = \frac{60}{30} \times (-4) = 2 \times (-4) = -8$
이다.
3. 절대회전수로 환산하면
$n_B = (n_B - n_H) + n_H = -8 + 2 = -6$
이다.
따라서 기어 B는 반시계방향으로 6회전한다.

선지 판단

1번 X: 계산 결과는 -6회전이므로 시계방향 4회전은 방향과 크기가 모두 틀리다. 틀린 표현은 "시계방향 4회전"이고, 올바르게는 "반시계방향 6회전"이다.
2번 X: 암 H의 회전을 무시하고 단순기어열처럼 $A \rightarrow B$만 보면 반시계방향 4회전으로 오인할 수 있다. 이 문항은 암이 $+2$회전하므로 반드시 상대회전 계산 후 절대회전수로 환산해야 한다. 틀린 표현은 "반시계방향 4회전"이고, 올바르게는 "반시계방향 6회전"이다.
3번 X: 크기 6은 맞지만 방향이 틀리다. 중간기어가 하나 들어가도 A와 B의 상대회전방향은 같으므로 최종 결과는 반시계방향이 된다. 틀린 표현은 "시계방향 6회전"이고, 올바르게는 "반시계방향 6회전"이다.
4번 O: $n_B = -6$이므로 기어 B는 반시계방향 6회전이다. 잇수비 $60 : 30 = 2 : 1$과 암 회전 보정을 함께 반영한 결과와 일치한다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 중간기어 C의 존재보다 암 H의 회전 보정에 있다. 암이 도는 차동기어 문제를 단순기어열로 처리하면 2번처럼 4회전으로 틀리기 쉽고, 외접기어의 방향 규칙을 한 번만 뒤집어 생각하면 3번처럼 방향을 반대로 잡기 쉽다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

차동기어 회전수 문제는 먼저 각 기어의 절대회전수에서 암 회전수를 빼서 상대회전수로 바꾸고, 그 상태에서 단순기어열 잇수비를 적용한 다음, 마지막에 암 회전수를 다시 더해 절대회전수로 환산하면 된다.

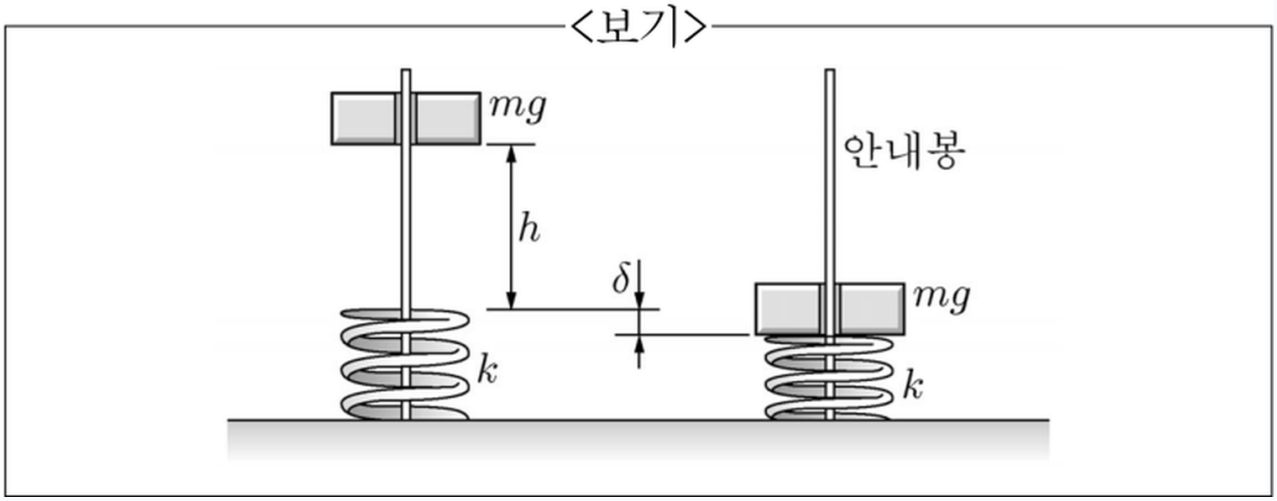
암기 포인트

차동기어는 절대회전이 아니라 상대회전으로 푼다. 중간기어 1개가 있는 외접기어열에서 양 끝기어의 상대회전방향은 같다.

NoteBase

문 14. <보기>와 같이 스프링상수 k인 스프링 위로, 높이 h에서 질량 m인 물체가 낙하하여 정적하중 $F = mg$가 작용할 때, 충격에 의한 최대처짐 δ의 계산식으로 가장 옳은 것은?

<보기>



① $\delta = \frac{F}{k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{kh}{F}}\right)$
② $\delta = \frac{F}{k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2kh}{F}}\right)$
③ $\delta = \frac{k}{F}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{Fh}{k}}\right)$
④ $\delta = \frac{k}{F}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2Fh}{k}}\right)$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 낙하한 하중이 스프링에 저장한 변형에너지와 중력의 일을 같게 두어 최대처짐 δ를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 스프링상수 k, 정적하중 $F = mg$, 낙하높이 h
구해야 할 값: 충격에 의한 최대처짐 δ
주의할 조건: 물체는 스프링에 닿은 뒤에도 δ만큼 더 내려가므로 중력이 한 일은 Fh가 아니라 $F(h + \delta)$이다.

사용할 공식

$\frac{1}{2}k\delta^2 = F(h + \delta)$
이 식은 최대처짐 순간 속도가 0이므로, 낙하하면서 중력이 한 일이 모두 스프링의 변형에너지로 저장된다는 에너지평형에서 나온다.

NoteBase

계산 과정

1. 최대처짐 순간의 에너지식을 세우면 $\frac{1}{2}k\delta^2 = F(h+\delta)$이다.
2. 정리하면 $k\delta^2 - 2F\delta - 2Fh = 0$이다.
3. 이차방정식의 양의 해를 취하면
$\delta = \frac{2F + \sqrt{4F^2 + 8kFh}}{2k} = \frac{F}{k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2kh}{F}}\right)$
이므로 정답식은 ②이다.

선지별 해설

① X: $\delta = \frac{F}{k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{kh}{F}}\right)$는 근호 안의 $\frac{2kh}{F}$에서 2가 빠져 있다. 에너지식에서 스프링 변형에너지는 $\frac{1}{2}k\delta^2$이므로 정리하면 반드시 $k\delta^2 - 2F\delta - 2Fh = 0$가 되어야 한다. 틀린 표현은 $1 + \frac{kh}{F}$이고, 올바르게는 $1 + \frac{2kh}{F}$이다.

② O: 에너지평형으로 유도한 식과 정확히 일치한다. δ 앞의 계수도 $\frac{F}{k}$이고, 근호 안도 $1 + \frac{2kh}{F}$이므로 옳다.

③ X: $\frac{k}{F}$는 차원이 1/길이이어서 처짐량 δ의 차원과 맞지 않는다. 또한 $1 + \frac{Fh}{k}$는 근호 안의 무차원 조건도 만족하지 못한다. 틀린 표현은 앞계수 $\frac{k}{F}$와 근호 안 $1 + \frac{Fh}{k}$이고, 올바르게는 $\frac{F}{k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2kh}{F}}\right)$이다.

④ X: ③과 마찬가지로 앞계수 $\frac{k}{F}$가 잘못되어 차원이 맞지 않고, 에너지식에서 얻는 형태와도 다르다. 틀린 표현은 $\frac{k}{F}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2Fh}{k}}\right)$ 전체이고, 올바르게는 $\frac{F}{k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2kh}{F}}\right)$이다.

오답 포인트

정적처짐 $\frac{F}{k}$와 충격처짐을 섞어 보거나, 중력이 한 일을 Fh까지만 잡아 δ만큼 추가로 내려간 일을 빼먹으면 ①처럼 2가 빠진 식으로 틀리기 쉽다. 또 $\frac{F}{k}$와 $\frac{k}{F}$를 뒤집으면 차원부터 맞지 않으므로 식 전체의 물리적 타당성을 먼저 점검해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

낙하 하중이 스프링을 누르는 문제는 먼저 총 낙하거리와 최대처짐 순간 속도 0을 확인한 뒤, 중력이 한 일 = 스프링 변형에너지로 식을 세운다. 계산 뒤에는 δ의 차원이 길이인지까지 검산하면 오답을 빠르게 걸러낼 수 있다.

암기 포인트

스프링 충격처짐은 $F(h+\delta) = \frac{1}{2}k\delta^2$에서 시작하며, 정답형은 $\delta = \frac{F}{k}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2kh}{F}}\right)$이다.

NoteBase

문 15. 저널베어링에 비교하여 볼베어링과 같은 구름베어링의 특징을 <보기>에서 모두 고른 것은?

<보기>
ㄱ. 감쇠력이 작아 충격흡수력이 작다.
ㄴ. 소음 발생이 작다.
ㄷ. 발열이 크다.
ㄹ. 기동토크가 작다.

① ㄱ, ㄴ
② ㄱ, ㄷ
③ ㄱ, ㄹ
④ ㄱ, ㄴ, ㄷ

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 저널베어링과 구름베어링의 마찰 특성과 운전 특성을 비교하여 참인 설명만 고르는 문제이다.

핵심 개념

저널베어링은 축과 베어링면이 미끄러지며 작동하는 미끄럼베어링으로 감쇠성과 충격흡수성이 크고 소음이 작다.
구름베어링은 볼베어링처럼 구름접촉으로 작동하는 베어링으로 마찰이 작아 기동토크와 발열이 작지만 감쇠성과 충격흡수성은 작고 소음은 비교적 크다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2018 · 6월

선지별 해설

① X
ㄱ은 맞다. 구름베어링은 저널베어링보다 감쇠력이 작으므로 충격흡수력도 작다.
하지만 ㄴ의 "소음 발생이 작다"는 틀리다. 구름베어링은 일반적으로 저널베어링보다 소음이 큰 편이다.
올바르게는 "소음 발생이 크다"이다.

② X
ㄱ은 맞다. 그러나 ㄷ의 "발열이 크다"는 틀리다. 구름베어링은 마찰이 작아 발열이 작은 편이다. 올바르게는 "발열이 작다"이다.

③ O
ㄱ과 ㄹ은 모두 맞다. 구름베어링은 감쇠력과 충격흡수력이 작고, 마찰이 작아 기동토크도 작다.

④ X
ㄱ은 맞지만 ㄴ과 ㄷ이 틀리다. ㄴ은 "소음 발생이 작다"가 아니라 "소음 발생이 크다"가 맞고, ㄷ은 "발열이 크다"가 아니라 "발열이 작다"가 맞다. 또한 맞는 진술인 ㄹ이 빠져 있으므로 올바른 조합이 아니다.

오답 포인트

구름베어링은 마찰이 작다는 이유만 보고 소음과 충격흡수도 모두 좋다고 묶어 판단하면 ㄴ까지 맞다고 보기 쉽다. 이 문항은 마찰이 작음, 감쇠성이 작음, 소음이 큼을 서로 구분하는지를 묻는다.

다시 나오면 이렇게 판단

구름베어링이 나오면 먼저 "마찰 작음 → 기동토크 작음, 발열 작음"을 잡고, 이어서 "감쇠성 작음 → 충격흡수력 작음, 소음은 저널베어링보다 큼"으로 연결하면 조합형 선지를 빠르게 걸러낼 수 있다.

암기 포인트

구름베어링은 마찰은 작고, 감쇠는 작고, 소음은 크고, 기동토크는 작다.

NoteBase

문 16. 플랜지면 사이의 마찰력과 볼트 전단저항을 모두 고려하여 동력을 전달하는 플랜지 커플링을 설계하려고 한다. 축 토크 $3.6 \times 10^4 kg_f \cdot mm$를 전달하기 위해 요구되는 볼트의 최소 개수는? (단, 볼트 골지름 단면적이 $10mm^2$, 마찰면 평균 지름이 $200mm$, 축 중심에서 볼트 중심거리 $100mm$, 마찰계수 0.25, 볼트 허용전단응력 $2.5kg_f/mm^2$, 볼트 1개당 작용 인장력 $100kg_f$이다.)

① 5개

② 6개

③ 8개

④ 9개

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 플랜지 커플링에서 볼트 1개가 부담하는 마찰 토크와 전단 토크를 함께 합산하여 필요한 최소 볼트 수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
- 전달 토크: $3.6 \times 10^4 kgf \cdot mm$
- 마찰면 평균지름: $200mm$ → 평균반지름 $100mm$
- 볼트 중심 반지름: $100mm$
- 마찰계수: 0.25
- 볼트 1개당 작용 인장력: $100kgf$
- 볼트 단면적: $10mm^2$
- 볼트 허용전단응력: $2.5kgf/mm^2$

구해야 할 값:
- 필요한 최소 볼트 개수

주의할 조건:
- 문제에서 마찰력과 볼트 전단저항을 모두 고려하라고 했으므로 두 저항이 전달하는 토크를 합산한다.

NoteBase

사용할 공식

마찰에 의한 볼트 1개당 토크는

$T_f = \mu P r$

볼트 전단에 의한 볼트 1개당 토크는

$T_s = \tau A r$

따라서 볼트 1개당 총 전달 토크는

$T_1 = T_f + T_s = \mu P r + \tau A r$

이다.

이 공식을 쓰는 이유:

문제의 조건이 플랜지면 마찰과 볼트 전단이 동시에 토크 전달에 기여하는 경우이므로, 각 저항이 만드는 토크를 같은 반지름 위치에서 더해 전체 전달 토크와 비교한다.

계산 과정

1. 마찰에 의한 볼트 1개당 전달 토크는

$T_f = \mu P r = 0.25 \times 100 \times 100 = 2500 kgf \cdot mm$

이다.

2. 볼트 전단에 의한 볼트 1개당 전달 토크는 먼저 전단력

$F_s = \tau A = 2.5 \times 10 = 25 kgf$

를 구하고,

$T_s = F_s r = 25 \times 100 = 2500 kgf \cdot mm$

이다.

3. 따라서 볼트 1개당 총 전달 토크는

$T_1 = 2500 + 2500 = 5000 kgf \cdot mm$

이다.

4. 필요한 볼트 수 n은

$n \geq \frac{3.6 \times 10^4}{5000} = 7.2$

이므로 최소 정수는 8이다.

NoteBase

선지별 해설

① X
- 5개이면 총 전달 토크는 $5 \times 5000 = 2.5 \times 10^4 kgf \cdot mm$로 필요한 $3.6 \times 10^4 kgf \cdot mm$에 못 미친다.
- 틀린 표현은 최소 개수를 5개로 본 점이다. 올바르게는 최소 8개이다.

② X
- 6개이면 총 전달 토크는 $6 \times 5000 = 3.0 \times 10^4 kgf \cdot mm$로 여전히 부족하다.
- 틀린 표현은 최소 개수를 6개로 본 점이다. 올바르게는 최소 8개이다.

③ O
- 8개이면 총 전달 토크는 $8 \times 5000 = 4.0 \times 10^4 kgf \cdot mm$가 되어 요구 토크를 만족한다.
- 계산 결과 $n \geq 7.2$이므로 이를 만족하는 최소 정수가 8개이고, 따라서 정답이다.

④ X
- 9개이면 총 전달 토크는 $9 \times 5000 = 4.5 \times 10^4 kgf \cdot mm$로 전달은 가능하다.
- 틀린 표현은 최소 개수를 9개로 본 점이다. 올바르게는 8개만으로도 조건을 만족하므로 최소 개수는 8개이다.

오답 포인트

가장 흔한 오답은 마찰 토크와 전단 토크 중 하나만 계산하는 경우이다. 또 평균지름 $200mm$를 반지름으로 잘못 쓰면 토크가 두 배로 계산되고, 마지막에 7.2를 정수 올림하지 않으면 최소 개수를 틀리게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

플랜지 커플링 계산형에서 조건에 '모두 고려'가 보이면 각 저항의 볼트 1개당 토크를 따로 구해 합산하고, 전체 요구 토크를 나눈 뒤 최소 정수로 올림해 판단한다.

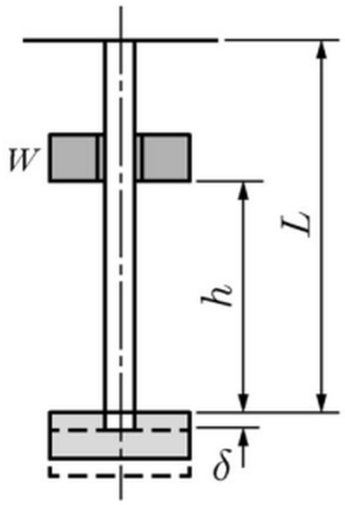
암기 포인트

최소 볼트 수는 총 토크를 볼트 1개당 마찰토크와 전단토크의 합으로 나눈 값이며, 지름은 반지름으로 바꿔 넣고 마지막은 정수 올림이다.

NoteBase

문 17. <보기>와 같이 하중 W가 h의 높이에서 낙하할 때, 충격 변형량 δ를 표현한 것으로 가장 옳은 것은? (단, δ_s는 정하중 W에 대한 봉의 신장량이다.)

<보기>



① $\delta = \delta_s\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_s}}\right)$
② $\delta = \delta_s\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2\delta_s}{h}}\right)$
③ $\delta = h\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_s}}\right)$
④ $\delta = h\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2\delta_s}{h}}\right)$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 낙하하중이 작용할 때의 최대 충격 변형량을 에너지 보존으로 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 하중은 W, 낙하높이는 h이다.
구해야 할 값: 최대 충격 변형량 δ이다.
주의할 조건: δ_s는 정하중 W를 정적으로 걸었을 때의 신장량이므로 봉의 등가 스프링상수는 $k = W/\delta_s$로 바꿀 수 있다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2018 · 6월

사용할 공식

낙하하중이 잃은 위치에너지와 봉에 저장된 변형에너지를 같게 둔다.
$W(h+\delta)=\frac{1}{2}k\delta^2$
이 공식을 쓰는 이유: 봉이 선형탄성 범위에서 스프링처럼 거동하므로 최대변형 순간의 외력일이 봉의 변형에너지로 저장되기 때문이다.

계산 과정

정하중 신장량 관계는 $\delta_s = W/k$이므로 $k = W/\delta_s$이다.
이를 에너지식에 대입하면
$W(h+\delta)=\frac{1}{2}\frac{W}{\delta_s}\delta^2$
양변을 W로 나누어 정리하면
$\delta^2 - 2\delta_s\delta - 2h\delta_s = 0$
이 2차방정식의 양의 해는
$\delta = \delta_s\left(1+\sqrt{1+\frac{2h}{\delta_s}}\right)$
이다.

선지별 해설

① O: 계산 결과가 $\delta = \delta_s\left(1+\sqrt{1+\frac{2h}{\delta_s}}\right)$이므로 맞는 식이다.
② X: 틀린 표현은 근호 안의 $\frac{2\delta_s}{h}$이다. 올바르게는 $\frac{2h}{\delta_s}$이다. h와 δ_s의 위치를 뒤바꾸면 에너지식에서 나온 무차원비가 달라져 다른 값이 된다.
③ X: 틀린 표현은 앞의 계수 h이다. 올바르게는 정하중 신장량인 δ_s가 앞에 와야 한다. 최대 변형량 식은 정적 처짐 δ_s를 기준으로 정리된다.
④ X: 틀린 표현은 앞의 계수 h와 근호 안의 $\frac{2\delta_s}{h}$이다. 올바르게는 $\delta_s\left(1+\sqrt{1+\frac{2h}{\delta_s}}\right)$이다. 계수와 무차원비를 모두 잘못 쓴 식이다.

오답 포인트

충격하중 문제에서 가장 흔한 오류는 δ_s와 h의 역할을 바꾸는 것이다. δ_s는 정적 처짐이고 h는 낙하거리이므로 서로 대체될 수 없다. 또 외력의 일은 단순히 Wh가 아니라 최대변형까지 포함한 $W(h+\delta)$로 잡아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

낙하하중이 보이면 먼저 에너지식 $W(h+\delta)=\frac{1}{2}k\delta^2$를 세우고, 정하중 처짐이 주어졌으면 $k = W/\delta_s$로 바꾼 뒤 δ에 대한 2차방정식의 양의 해를 고르면 된다.

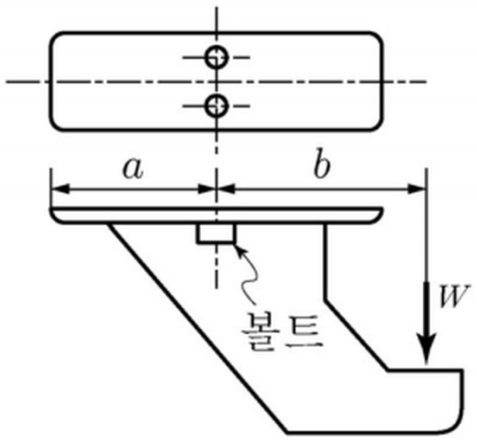
암기 포인트

낙하하중의 충격 변형량은 위치에너지와 변형에너지의 평형으로 구하며, $k = W/\delta_s$를 대입하면 $\delta = \delta_s\left(1+\sqrt{1+\frac{2h}{\delta_s}}\right)$ 형태가 된다.

NoteBase

문 18. <보기>와 같이 행거(hanger)를 2개의 볼트로 천장에 고정하였다. 행거에 작용하는 하중이 W일 때, 볼트의 최대 인장 응력은? (단, $a = 3b/4$, 볼트의 단면적은 A이다.)

<보기>



① $\sigma_{max} = \frac{5W}{3A}$

② $\sigma_{max} = \frac{7W}{3A}$

③ $\sigma_{max} = \frac{5W}{6A}$

④ $\sigma_{max} = \frac{7W}{6A}$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 편심하중을 받는 행거에서 레버 평형으로 볼트군의 전체 인장합력을 구한 뒤, 이를 2개의 볼트에 균등 분배하여 최대 인장응력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $a = 3b/4$, 볼트 단면적은 A, 하중은 볼트열에서 오른쪽으로 떨어진 곳에 W이다.
구해야 할 값: 볼트 1개에 생기는 최대 인장응력 σ_{max}이다.
주의할 조건: 하중 W가 볼트열의 오른쪽에 편심으로 걸려 행거를 왼쪽 끝을 축으로 회전시키려 하므로, 플랜지 왼쪽 끝이 천장에 눌려 압축 반력점이 된다. 볼트는 이 회전에 저항하며 뽑히는 방향으로 인장을 받고, 2개의 볼트가 왼쪽 끝에서 같은 거리 a에 있으므로 인장합력 P를 절반씩 똑같이 나누어 가진다.

NoteBase

사용할 공식

$P \cdot a = W(a+b), \qquad \sigma_{max} = \frac{P/2}{A}$

이 공식을 쓰는 이유는 행거가 왼쪽 끝을 지점으로 하여 회전하려고 하므로, 왼쪽 압축반력과 볼트 인장력이 만드는 레버 평형으로 전체 볼트 인장합력 P를 먼저 구해야 하기 때문이다. 왼쪽 끝의 압축반력은 그 점을 지나므로 모멘트를 만들지 않아, 이 점을 기준으로 잡으면 반력의 크기를 몰라도 볼트 인장합력 P를 바로 구할 수 있다.

계산 과정

1. 왼쪽 끝을 기준으로 모멘트 평형을 잡으면 $P \cdot a = W(a+b)$이므로 $P = W(a+b)/a$이다.
2. $a = 3b/4$를 대입하면
$P = W\frac{3b/4 + b}{3b/4} = W\frac{7b/4}{3b/4} = \frac{7W}{3}$
이다.
3. 이 값은 볼트 2개가 함께 받는 전체 인장합력이므로 볼트 1개당 인장력은 $P/2 = 7W/6$이다.
4. 따라서 최대 인장응력은
$\sigma_{max} = \frac{7W/6}{A} = \frac{7W}{6A}$
이다.

선지 판단

1번 X: $5W/3A$는 레버암의 합을 $a + b = \frac{3b}{4} + b = \frac{7b}{4}$ 대신 $\frac{5b}{4}$로 잘못 더해 $P = \frac{5W}{3}$을 얻고, 이를 볼트 2개로 나누지도 않은 값이다. 올바르게는 $a + b = \frac{7b}{4}$이고 인장합력을 볼트 2개로 나누므로 $\sigma_{max} = \frac{7W}{6A}$이다.
2번 X: $7W/3$은 볼트 2개가 함께 받는 전체 인장합력 P이다. 이를 곧바로 볼트 1개의 응력으로 쓰면 안 된다. 2개 볼트에 균등 분담한 뒤 단면적 A로 나누어야 하므로 올바르게는 $7W/6A$이다.
3번 X: $5W/6A$는 레버암의 합을 $\frac{5b}{4}$로 잘못 더해 $P = \frac{5W}{3}$을 얻은 뒤 볼트 2개로 나눈 값이다. 실제로는 $a + b = \frac{3b}{4} + b = \frac{7b}{4}$이므로 $P = \frac{7W}{3}$, $\sigma_{max} = \frac{7W}{6A}$이다.
4번 O: 모멘트 평형으로 전체 인장합력 $P = 7W/3$을 구하고, 이를 볼트 2개가 나누어 가지면 볼트 1개당 힘은 $7W/6$이다. 따라서 $\sigma_{max} = 7W/6A$가 맞다.

오답 포인트

전체 볼트 인장합력과 볼트 1개가 받는 인장력을 혼동하면 2번처럼 틀린다. 또 $a + b$를 $3b/4 + b = 7b/4$로 정확히 더하지 않으면 1번이나 3번 같은 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

편심하중 브래킷 문제는 먼저 압축 반력점과 볼트 인장합력의 작용선을 잡고, 모멘트 평형으로 전체 인장합력을 구한 뒤, 마지막에 볼트 개수로 나누어 볼트 1개당 응력으로 바꾸는 순서로 판단한다.

NoteBase

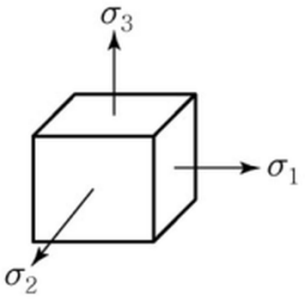
암기 포인트

편심 브래킷의 볼트 응력은 레버 평형으로 전체 인장합력을 구하고, 그다음 볼트 수로 나누어 1개당 응력으로 바꾼다.

NoteBase

문 19. 어떤 재료파손이론에서 단순 인장의 항복강도 σ_y와 3축의 주응력 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$와의 관계가 <보기>와 같을 때, 순수 전단의 최대 전단응력 $\tau_{\max}$의 식은?

<보기>



$$\sigma_y^2 = \frac{1}{2}\left\{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\right\}$$

① $\tau_{\max} = \frac{1}{2}\sigma_y$

② $\tau_{\max} = \frac{\sqrt{2}}{2}\sigma_y$

③ $\tau_{\max} = \frac{\sqrt{3}}{3}\sigma_y$

④ $\tau_{\max} = \sigma_y$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 미세스 항복이론의 항복식에 순수 전단 상태의 주응력 $\sigma_1 = \tau_{max}, \sigma_2 = 0, \sigma_3 = -\tau_{max}$를 대입해 τ_{max}와 σ_y의 관계를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 미세스 항복조건 $\sigma_y^2 = \frac{1}{2}\{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\}$이다.
구해야 할 값: 순수 전단에서의 최대 전단응력 τ_{max}이다.
주의할 조건: 순수 전단의 주응력은 $(\tau_{max}, 0, -\tau_{max})$이다.

사용할 공식

$\sigma_y^2 = \frac{1}{2}\{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\}$
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 제시한 재료파손이론이 바로 미세스 항복이론이며, 순수 전단의 항복 조건을 이 식으로 직접 연결할 수 있기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 순수 전단에서 주응력을 $\sigma_1 = \tau_{max}, \sigma_2 = 0, \sigma_3 = -\tau_{max}$로 둔다.
2. 이를 식에 대입하면
$\sigma_y^2 = \frac{1}{2}\{(\tau_{max} - 0)^2 + (0 - (-\tau_{max}))^2 + ((-\tau_{max}) - \tau_{max})^2\}$
3. 정리하면
$\sigma_y^2 = \frac{1}{2}(\tau_{max}^2 + \tau_{max}^2 + 4\tau_{max}^2) = 3\tau_{max}^2$
4. 따라서
$\tau_{max} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} = \frac{\sqrt{3}}{3}\sigma_y$
이므로 정답은 3번이다.

선지별 해설

① X: $\tau_{max} = \frac{1}{2}\sigma_y$는 최대전단응력설(Tresca)에서 순수 전단 항복에 대응하는 값이다. 이 문제의 보기식은 미세스 항복식이므로 틀린 표현은 $\frac{1}{2}\sigma_y$이고, 올바르게는 $\tau_{max} = \frac{\sqrt{3}}{3}\sigma_y$이다.
② X: 주어진 식에 순수 전단의 주응력을 넣으면 $\sigma_y^2 = 3\tau_{max}^2$가 되므로 $\tau_{max} = \frac{\sqrt{2}}{2}\sigma_y$는 성립하지 않는다. 틀린 표현은 계수 $\frac{\sqrt{2}}{2}$이고, 올바르게는 $\frac{\sqrt{3}}{3}$이다.
③ O: 순수 전단의 주응력 $(\tau_{max}, 0, -\tau_{max})$를 미세스 식에 대입하면 $\tau_{max} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} = \frac{\sqrt{3}}{3}\sigma_y$가 되어 옳다.
④ X: $\tau_{max} = \sigma_y$이면 전단 항복응력이 인장 항복강도와 같다는 뜻인데, 미세스 이론에서는 순수 전단 항복응력이 그보다 작다. 틀린 표현은 $\tau_{max} = \sigma_y$이고, 올바르게는 $\tau_{max} = \frac{\sqrt{3}}{3}\sigma_y$이다.

오답 포인트

순수 전단의 응력 상태를 전단응력 한 개만 있는 상태로만 기억하고 주응력 변환을 빼먹으면 ①의 Tresca 값과 혼동하기 쉽다. 이 문항의 함정은 보기에 미세스 항복식을 이미 제시해 두고도 익숙한 다른 파손이론의 계수를 끌어오게 만드는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

재료파손이론 문제는 먼저 제시된 이론이 Tresca인지 미세스인지부터 구분한 뒤, 순수 전단이면 주응력을 $(\tau, 0, -\tau)$로 바꾸어 식에 대입해 계수를 계산하면 된다.

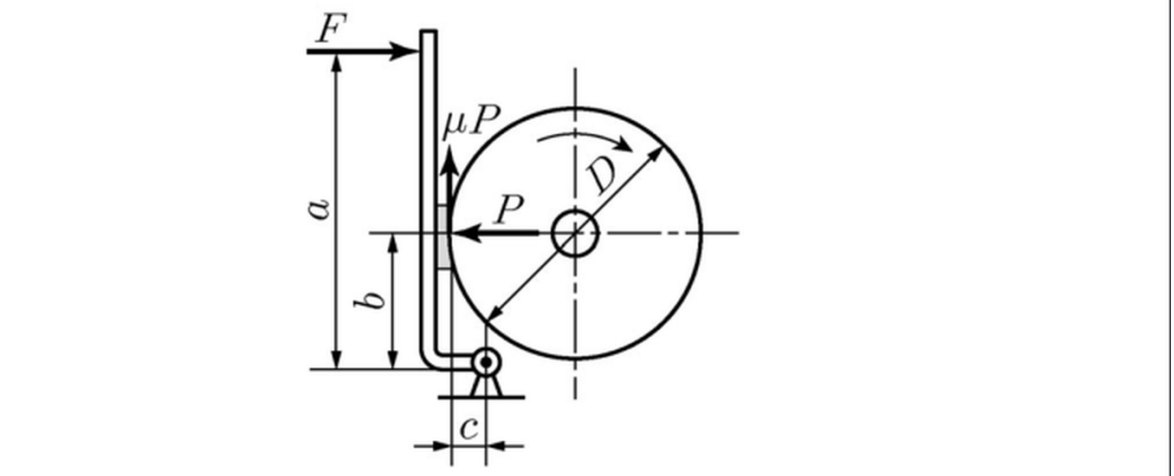
암기 포인트

미세스 순수전단은 $\sigma_y = \sqrt{3}\tau_{max}$이므로 $\tau_{max} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}$이다.

NoteBase

문 20. <보기>의 단식 블록 브레이크에서 드럼이 반시계방향으로 회전할 경우 레버의 조작력 F_1과 시계방향으로 회전할 경우의 조작력 F_2의 차 $F_1 - F_2$는? (단, P는 수직력이고, μ는 마찰계수이다.)

<보기>



① $-\frac{\mu Pc}{a}$

② $-\frac{2\mu Pc}{a}$

③ $\frac{\mu Pc}{a}$

④ $\frac{2\mu Pc}{a}$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 단식 블록 브레이크에서 드럼 회전방향에 따라 마찰력의 모멘트 방향이 바뀐다는 점을 이용해 $F_1 - F_2$를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 드럼이 레버 블록을 미는 수직력 P, 마찰계수 μ, 그리고 레버 아래쪽 힌지(피벗)를 기준으로 한 세 팔 길이이다. 조작력 F는 피벗에서 높이 a에, 수직력 P는 높이 b에 작용선을 두고, 마찰력 μP는 드럼 접선 방향인 연직으로 작용하여 피벗에서 수평거리 c만큼 떨어진 작용선을 가진다.
구해야 할 값은 반시계방향 회전 시 조작력 F_1과 시계방향 회전 시 조작력 F_2의 차 $F_1 - F_2$이다.
드럼 회전방향이 바뀌면 블록에 작용하는 마찰력 μP의 방향이 위아래로 반대가 되어, 피벗에 대한 마찰모멘트 μPc의 부호가 바뀐다. 이처럼 마찰이 조작력을 도와주기도(자기조임) 방해하기도(자기해제) 하기 때문에 F_1과 F_2가 서로 달라진다.

NoteBase

사용할 공식

피벗점에 대한 모멘트 평형식 $\sum M = 0$을 사용한다. 조작력 F는 피벗에서 팔 길이 a로 모멘트 aF를, 수직력 P는 팔 길이 b로 모멘트 bP를 만든다. 마찰력 μP는 피벗에서 수평거리 c만큼 떨어진 작용선을 가지므로 모멘트 μPc를 만들며, 그 부호는 회전방향에 따라 달라진다.
반시계방향 회전일 때는 마찰력이 아래로 작용하여 마찰모멘트가 $+\mu Pc$로 더해지고, 시계방향 회전일 때는 마찰력이 위로 작용하여 $-\mu Pc$로 반대로 작용한다.
따라서
$aF_1 = bP + \mu Pc$
$aF_2 = bP - \mu Pc$
가 된다.

계산 과정

1. 반시계방향 회전일 때 모멘트 평형에서 $F_1 = \frac{bP + \mu Pc}{a}$이다.
2. 시계방향 회전일 때 모멘트 평형에서 $F_2 = \frac{bP - \mu Pc}{a}$이다.
3. 두 식의 차를 구하면
$F_1 - F_2 = \frac{bP + \mu Pc}{a} - \frac{bP - \mu Pc}{a} = \frac{2\mu Pc}{a}$
이다.

선지별 해설

① X
$-\frac{\mu Pc}{a}$는 두 식의 차에서 마찰모멘트를 한 번만 반영한 데다 부호까지 반대로 잡은 값이다. 실제로는 F_1에는 $+\mu Pc$, F_2에는 $-\mu Pc$가 들어가 차에서 $2\mu Pc$로 합해지므로 $F_1 - F_2 = \frac{2\mu Pc}{a}$이다.

② X
$-\frac{2\mu Pc}{a}$는 차의 방향을 $F_2 - F_1$로 잘못 잡았을 때 나오는 값이다. 문제는 $F_1 - F_2$를 묻고 있으므로 올바르게는 $\frac{2\mu Pc}{a}$이다.

③ X
$\frac{\mu Pc}{a}$는 한쪽 회전만 고려하여, F_1과 F_2에서 마찰모멘트의 부호가 반대로 나타나 차에서 두 배로 커지는 점을 빠뜨린 값이다. 두 식의 차는 $\frac{(bP + \mu Pc) - (bP - \mu Pc)}{a} = \frac{2\mu Pc}{a}$이다.

④ O
$F_1 - F_2 = \frac{2\mu Pc}{a}$이므로 옳다.

NoteBase

오답 포인트

이 문항의 함정은 마찰력 μP 자체의 크기보다 회전방향이 바뀌면 그 마찰모멘트의 부호가 바뀐다는 점이다. 또 $F_1 - F_2$를 물었는데 $F_2 - F_1$로 계산하면 부호가 바로 뒤집힌다.

다시 나오면 이렇게 판단

브레이크 레버 문제는 먼저 피벗을 기준으로 수직력과 마찰력의 모멘트 방향을 각각 정한 뒤, 각 회전방향마다 평형식을 하나씩 세워 두 식의 차를 구하면 된다.

암기 포인트

단식 블록 브레이크에서 회전방향만 바뀌는 비교 문제는 마찰모멘트 항만 부호가 바뀌므로 차이는 $\frac{2\mu Pc}{a}$ 꼴이 된다.

NoteBase