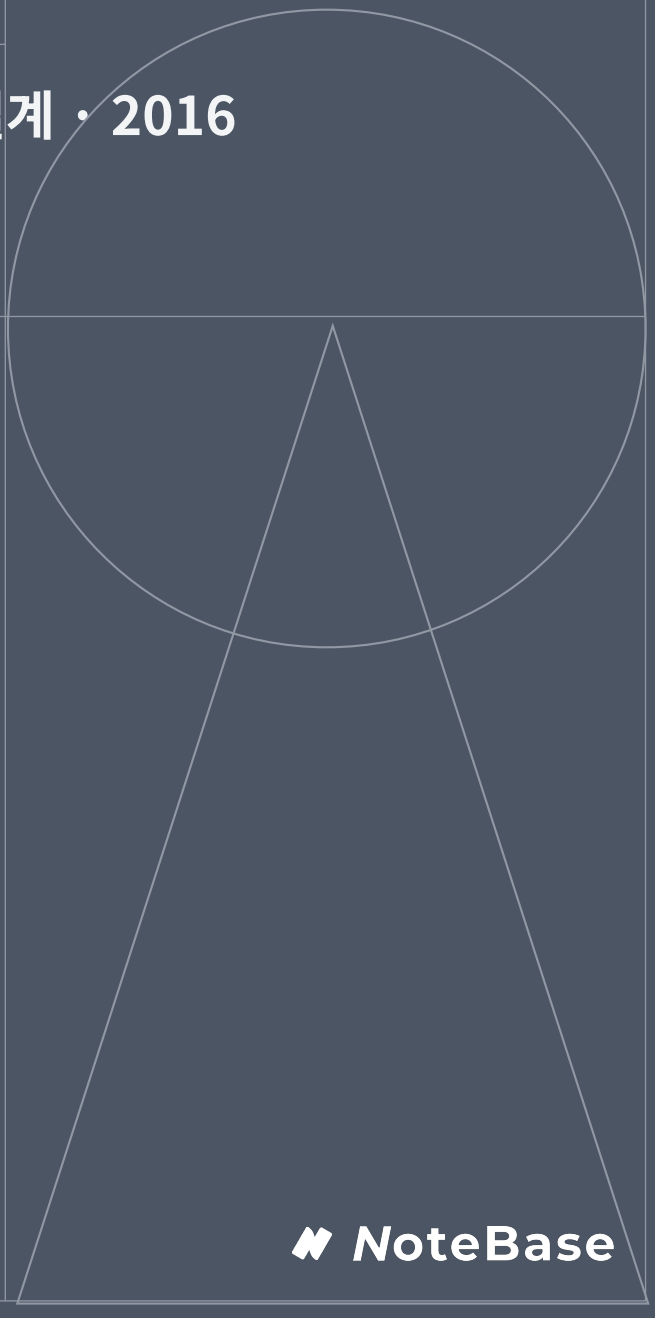
기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2016



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2016

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2016

2. 다음 중 토크를 받고 있는 원형축의 응력에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 축의 최대 전단응력은 지름 d의 세제곱에 반비례한다.
② 같은 토크를 받았을 때, 같은 단면적을 가진 속이 빈 중공형 축의 전단응력은 속이 찬 중실형 축의 전단응력보다 작다.
③ 축 표면에서 축 방향을 기준으로 하였을 때 순수전단 상태가 된다.
④ 축의 회전각은 지름 d의 제곱에 반비례한다.
⑤ 축의 표면에서 가장 큰 전단응력이 발생한다.

정답 4번

출제 포인트

원형축의 비틀림에서 전단응력 분포, 극관성모멘트, 비틀림각의 지름에 대한 비례 관계를 구분하는 문제이다.

조건 정리

원형축이 토크 T를 받는 순수 비틀림 상태이다. 전단응력은 축 중심에서 0이고 반지름에 따라 선형으로 증가하여 표면에서 최대가 된다. 지름에 따른 비례 관계를 비교할 때에는 토크 T, 축 길이 L, 전단탄성계수 G가 같다고 본다.

사용할 공식

비틀림 전단응력과 비틀림각은 각각 다음과 같다.

$$\tau = \frac{Tr}{J}, \qquad \theta = \frac{TL}{GJ}$$

지름이 d인 중실 원형축의 극관성모멘트는 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이므로, 표면의 최대 전단응력은 $\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이고 비틀림각은 $\theta = \frac{32TL}{\pi G d^4}$이다.

관계 확인

중실축에서는 $\tau_{\max} \propto d^{-3}$, $\theta \propto d^{-4}$이다. 또 같은 단면적의 중실축과 중공축을 비교하면 재료가 중심에서 멀리 배치된 중공축의 극관성모멘트가 더 크므로, 같은 토크에서 중공축의 최대 전단응력이 더 작다.

NoteBase

선지 판단

① O — $\tau_{max} = 16T/(\pi d^3)$이므로 토크가 같을 때 최대 전단응력은 지름 d의 세제곱에 반비례한다.

② O — 단면적이 같다면 중공축은 재료가 중심에서 더 먼 곳에 분포하여 극관성모멘트가 더 크다. 따라서 같은 토크를 받을 때 중공축의 최대 전단응력은 중실축보다 작다.

③ O — 원형축 표면에서 축 방향과 원주 방향으로 잡은 미소 요소에는 서로 보완하는 전단응력만 작용하고 법선응력은 없으므로 순수전단 상태가 된다.

④ X — '회전각은 지름 d의 세제곱에 반비례한다'가 틀렸다. 올바르게는 비틀림각이 $\theta = 32TL/(\pi G d^4)$이므로 지름 d의 네제곱에 반비례한다.

⑤ O — $\tau = Tr/J$에서 전단응력은 반지름 r에 비례하므로 중심에서 0이고 반지름이 가장 큰 축 표면에서 최대가 된다.

오답 포인트

①의 최대 전단응력은 표면 반지름이 분자에 한 번 포함되어 d^{-3}에 비례하지만, ④의 비틀림각은 극관성모멘트 자체에 의해 정해져 d^{-4}에 비례한다. 두 지수를 같은 것으로 보는 것이 이 문항의 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

원형축 비틀림 문제에서는 먼저 $J \propto d^4$를 잡고, 응력은 Tr/J이므로 표면의 $r \propto d$를 반영하여 $\tau_{max} \propto d^{-3}$, 비틀림각은 $TL/(GJ)$이므로 $\theta \propto d^{-4}$로 판단한다.

암기 포인트

원형축은 '응력은 지름의 세제곱, 비틀림각은 지름의 네제곱에 반비례'로 정리된다.

NoteBase

3. **다음 중 굽힘모멘트 선도와 전단력 선도에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?**

① 집중 하중만을 받는 보의 굽힘모멘트 선도는 부분적인 1차식으로 도시된다.
② 굽힘모멘트 선도는 항상 연속적이지 않을 수도 있다.
③ 단순보에서 양단의 굽힘모멘트는 하중의 종류에 관계없이 0의 값을 갖는다.
④ 최대 굽힘모멘트는 전단력이 0이 되는 지점에서 발생할 수 있다.
⑤ 단순 지지된 지점에서는 굽힘모멘트가 반력만큼 증가 혹은 감소하게 된다.

정답 5번

출제 포인트

굽힘모멘트 선도와 전단력 선도의 연속성, 하중·반력에 따른 선도의 변화, 그리고 $dM/dx = V$의 관계를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

전단력 V는 굽힘모멘트 M의 위치에 대한 변화율이므로 $dM/dx = V$이다. 집중하중이나 지점반력은 전단력 선도를 그 힘의 크기만큼 도약시키지만, 굽힘모멘트 선도는 끊지 않고 기울기만 바꾼다. 반면 집중모멘트가 작용하면 굽힘모멘트 선도가 그 모멘트의 크기만큼 불연속적으로 변할 수 있다.

선지별 해설

① O — 집중하중만 작용하는 구간에서는 전단력이 일정하므로 굽힘모멘트는 위치에 대한 1차식이 된다. 따라서 굽힘모멘트 선도는 구간별 직선으로 나타난다.
② O — 집중모멘트가 작용하는 지점에서는 굽힘모멘트 선도가 그 크기만큼 도약할 수 있으므로 항상 연속인 것은 아니다.
③ O — 단순보의 핀·롤러 지지는 모멘트 반력을 전달하지 못하므로 양단 지점의 굽힘모멘트는 0이다.
④ O — $dM/dx = V$이므로 전단력이 0이 되는 지점은 굽힘모멘트의 극값 후보이다. 전단력의 부호가 바뀌면 그 지점에서 최대 굽힘모멘트가 발생할 수 있다.
⑤ X — 틀린 표현은 '굽힘모멘트가 반력만큼 증가 혹은 감소'한다는 부분이다. 단순지지점의 집중반력은 전단력을 반력만큼 증가 또는 감소시키며, 굽힘모멘트는 지점에서 연속이고 그 기울기만 변한다.

오답 포인트

⑤는 집중력에 의한 전단력 선도의 도약을 굽힘모멘트 선도의 도약으로 바꾸어 서술한 함정이다.
집중력·지점반력은 전단력을 도약시키고, 집중모멘트는 굽힘모멘트를 도약시킨다는 차이를 구별해야 한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

집중력이 나오면 전단력 선도의 도약을, 집중모멘트가 나오면 굽힘모멘트 선도의 도약을 확인한다. 또한 $dM/dx = V$를 이용하여 전단력이 일정하면 굽힘모멘트가 직선이고, 전단력이 0이면 굽힘모멘트의 극값 후보라고 판단한다.

암기 포인트

집중력은 전단력을 점프시키고, 집중모멘트는 굽힘모멘트를 점프시킨다. $V = 0$은 M의 극값 후보이다.

NoteBase

4. 단식 블록 브레이크에서 브레이크 드럼의 지름이 400 mm, 드럼에 작용하는 힘이 1.5 kN인 경우, 제어할 수 있는 토크[N·m]는 얼마인가? (단, 마찰계수는 0.2이다.)

① 45 ② 60
③ 75 ④ 90
⑤ 120

정답 2번

출제 포인트

단식 블록 브레이크에서 마찰력과 드럼 반지름을 이용해 제동 토크를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 드럼 지름 $D = 400mm = 0.4m$, 드럼에 작용하는 힘 $P = 1.5kN = 1{,}500N$, 마찰계수 $\mu = 0.20$이다.
구해야 할 값: 제동 토크 T이다.
주의할 조건: 토크 계산에는 지름이 아니라 반지름 $r = D/2 = 0.2m$를 사용한다.

사용할 공식

마찰력은 $F = \mu P$이고, 제동 토크는 $T = Fr = \mu Pr$이다.
드럼에 작용하는 힘에 마찰계수를 곱하면 드럼 둘레 방향의 마찰력이 되고, 이 힘에 드럼 반지름을 곱하면 축 중심에 대한 제동 토크가 되므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

1. 드럼 반지름을 구하면 $r = D/2 = 0.4/2 = 0.2m$이다.
2. 마찰력은 $F = \mu P = 0.20 \times 1{,}500 = 300N$이다.
3. 제동 토크는 $T = Fr = 300 \times 0.2 = 60N \cdot m$이다.

선지 판단

① X — $45N \cdot m$는 계산 결과와 다르다. ①의 '$45N \cdot m$'는 틀린 값이며, 올바르게는 $60N \cdot m$이다.
② O — $\mu Pr = 0.20 \times 1{,}500 \times 0.2 = 60N \cdot m$이므로 계산 결과와 일치한다.
③ X — $75N \cdot m$는 계산 결과와 다르다. ③의 '$75N \cdot m$'는 틀린 값이며, 올바르게는 $60N \cdot m$이다.
④ X — $90N \cdot m$는 계산 결과와 다르다. ④의 '$90N \cdot m$'는 틀린 값이며, 올바르게는 $60N \cdot m$이다.
⑤ X — $120N \cdot m$는 드럼 지름 $0.4m$를 그대로 모멘트 팔로 사용하면 나오는 값이다. ⑤의 '$120N \cdot m$'는 틀린 값이며, 지름의 절반인 반지름을 사용한 $60N \cdot m$가 올바르다.
계산 결과 $60N \cdot m$이므로 정답은 2번이다.

NoteBase

오답 포인트

⑤의 $120N \cdot m$는 지름 $400mm$를 반지름처럼 사용했을 때 나오는 대표 오답이다. 또한 kN을 N으로, mm를 m로 환산해야 최종 단위가 $N \cdot m$가 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

단식 블록 브레이크의 계산은 '지름을 반지름으로 변환 → $F = \mu P$로 마찰력 계산 → $T = Fr$로 토크 계산 → 단위 확인'의 순서로 판단한다.

암기 포인트

단식 블록 브레이크의 제동 토크는 $T = \mu P(D/2)$이다.

NoteBase

5. 바깥지름 12 mm, 안지름 10 mm, 피치 1 mm인 사각나사 프레스에 10 kN의 축력이 가해진다. 허용면압이 10 MPa일 때, 필요한 너트의 높이[mm]로 옳은 것은?

① $\frac{250}{11\pi}$

② $\frac{500}{11\pi}$

③ $\frac{1000}{11\pi}$

④ $\frac{2000}{11\pi}$

⑤ $\frac{4000}{11\pi}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 사각나사 너트의 나사산 접촉면에 작용하는 면압을 이용해 필요한 너트 높이를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 바깥지름 $d_o = 12mm$, 안지름 $d_i = 10mm$, 피치 $p = 1mm$, 축력 $F = 10kN = 10{,}000N$, 허용면압 $p_b = 10MPa = 10N/mm^2$이다.
구해야 할 값: 필요한 너트 높이 h이다.
주의할 조건: 나사산 1개의 축력 방향 투영 접촉면적은 바깥지름과 안지름 사이의 환형 면적이며, 맞물리는 나사산 수는 $n = h/p$이다.

사용할 공식

나사산 1개의 투영 접촉면적은
$A_1 = \frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_i^2)$
이고, 전체 접촉면적과 면압은
$A_b = \frac{h}{p}A_1, \qquad p_b = \frac{F}{A_b}$
이다. 축력이 나사산의 접촉면에 분포하므로 전체 투영 접촉면적으로 축력을 나누어 면압을 구한다.

NoteBase

계산 과정

1. 나사산 1개의 투영 접촉면적을 구한다.
$A_1 = \frac{\pi}{4}(12^2 - 10^2) = 11\pi mm^2$
2. 맞물리는 나사산 수는 $n = h/p = h/(1mm)$이다.
3. 허용면압 조건으로 너트 높이를 구한다.
$10 = \frac{10{,}000}{(h/1)11\pi}$
$h = \frac{1000}{11\pi} mm$
따라서 필요한 너트 높이는 $\frac{1000}{11\pi} mm$이다.

선지 판단

① X — $\frac{250}{11\pi} mm$는 필요한 높이의 1/4이므로 접촉면적이 부족하고 면압이 허용값의 4배가 된다. 올바른 높이는 $\frac{1000}{11\pi} mm$이다.
② X — $\frac{500}{11\pi} mm$는 필요한 높이의 1/2이므로 면압이 허용값의 2배가 된다. 올바른 높이는 $\frac{1000}{11\pi} mm$이다.
③ O — 허용면압 식에서 계산한 $h = \frac{1000}{11\pi} mm$와 정확히 일치한다.
④ X — $\frac{2000}{11\pi} mm$는 필요한 높이의 2배이다. 나사산 접촉면적을 절반으로 잘못 계산하면 나올 수 있으며, 올바른 높이는 $\frac{1000}{11\pi} mm$이다.
⑤ X — $\frac{4000}{11\pi} mm$는 필요한 높이의 4배이다. 접촉면적 관계에 불필요한 계수를 중복 적용한 값이며, 올바른 높이는 $\frac{1000}{11\pi} mm$이다.

오답 포인트

사각나사의 면압 계산에서는 나사산의 축방향 두께가 아니라 축력에 수직인 나사산 접촉면의 환형 투영면적을 사용한다. 또한 $10kN = 10{,}000N$, $10MPa = 10N/mm^2$로 단위를 맞추어야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

사각나사 너트 높이 문제는 나사산 1개의 환형 투영면적을 구한 뒤, $n = h/p$를 곱해 전체 접촉면적을 만들고, $p_b = F/A_b$에 대입하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

사각나사 면압의 핵심은 $A_b = (h/p)\{\pi(d_o^2 - d_i^2)/4\}$이며, 너트 높이가 커질수록 접촉면적은 커지고 면압은 작아진다.

NoteBase

6. 표준 평기어의 중심거리가 240 mm이고 모듈이 4일 때, 회전비가 1/2로 감속된다면 큰 기어의 잇수는 몇 개인가?

① 32
② 48
③ 60
④ 72
⑤ 80

정답 5번

출제 포인트

표준 평기어의 중심거리 공식과 회전수비·잇수비의 관계를 함께 이용해 큰 기어의 잇수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 중심거리 $a = 240mm$, 모듈 $m = 4$이다.
구해야 할 값: 큰 기어의 잇수 z_L이다.
주의할 조건: 큰 기어의 회전수가 작은 기어의 1/2이므로 큰 기어의 잇수는 작은 기어의 2배이다.

사용할 공식

표준 평기어 한 쌍의 중심거리는
$a = \frac{m(z_S + z_L)}{2}$
이고, 맞물린 외접기어의 회전수비와 잇수비의 관계는
$\frac{n_L}{n_S} = \frac{z_S}{z_L}$
이다. 중심거리는 두 기어의 피치원 반지름 합이고, 맞물린 기어의 회전수는 잇수에 반비례하므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

1. 중심거리식에 값을 대입한다.
$240 = \frac{4(z_S + z_L)}{2}$
따라서 $z_S + z_L = 120$이다.
2. 1/2로 감속되므로
$\frac{n_L}{n_S} = \frac{1}{2} = \frac{z_S}{z_L}$
이고, $z_L = 2z_S$이다.
3. 이를 잇수의 합에 대입한다.
$z_S + 2z_S = 120$
따라서 $z_S = 40$, $z_L = 80$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 큰 기어가 32개라는 값은 틀리다. 잇수의 합이 120이므로 상대 기어는 88개가 되어 32개 기어가 큰 기어가 아니며, 올바른 큰 기어의 잇수는 80개이다.
② X — 큰 기어가 48개라는 값은 틀리다. 상대 기어는 72개가 되어 48개 기어가 큰 기어가 아니며, 올바른 큰 기어의 잇수는 80개이다.
③ X — 큰 기어가 60개라는 값은 틀리다. 두 기어가 각각 60개이면 회전수비가 1이 되어 감속되지 않으며, 올바른 큰 기어의 잇수는 80개이다.
④ X — 큰 기어가 72개이면 상대 기어는 48개이므로 잇수비가 72/48 = 3/2이고 회전수는 2/3로 감속된다. 조건 1/2을 만족하지 않으며, 올바른 값은 80개이다.
⑤ O — 큰 기어가 80개이면 작은 기어는 40개이다. 잇수의 합은 120이고 큰 기어의 회전수는 작은 기어의 40/80 = 1/2이므로 두 조건을 모두 만족한다.

오답 포인트

회전수가 1/2로 줄어든다는 조건을 잇수도 1/2이 된다고 해석하면 안 된다. 맞물린 기어의 회전수와 잇수는 반비례하므로 회전수가 절반인 큰 기어의 잇수는 작은 기어의 2배이다. 또한 중심거리 240을 곧바로 잇수의 합으로 보지 않고 모듈을 포함한 중심거리식에 대입해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 $z_S + z_L = 2a/m$로 두 기어의 잇수 합을 구하고, 회전수비의 역수가 잇수비라는 관계로 두 잇수의 비를 구한 뒤 합과 비를 연립한다. 마지막에는 구한 잇수를 중심거리와 회전수비에 각각 다시 대입해 검산한다.

암기 포인트

표준 평기어는 $a = m(z_1 + z_2)/2$, 회전수와 잇수는 반비례한다.

NoteBase

7. 지름이 d, 길이가 L이고 재료의 전단계수가 G인 토오션 바(torsion bar)가 비틀림 스프링으로 사용될 때, 스프링 상수 k_t는 어떤 식으로 표현되는가?

① $\frac{\pi d^4 G}{32L}$

② $\frac{32 d^4 G}{\pi L}$

③ $\frac{\pi L}{32 d^3 G}$

④ $\frac{16 d^4 L}{\pi G}$

⑤ $\frac{\pi d^3 G}{16L}$

정답 1번

출제 포인트

원형 단면 토션 바의 비틀림각 관계식과 극단면2차모멘트를 이용하여 비틀림 스프링 상수 k_t를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 지름 d, 길이 L, 전단계수 G인 속이 찬 원형 토션 바이다.
구해야 할 값: 토크 T를 비틀림각 θ로 나눈 비틀림 스프링 상수 $k_t = T/\theta$이다.
주의할 조건: 속이 찬 원형 단면의 극단면2차모멘트는 지름의 네제곱에 비례한다.

사용할 공식

원형 축의 비틀림각은

$\theta = \frac{TL}{GJ}$

이고, 속이 찬 원형 단면의 극단면2차모멘트는

$J = \frac{\pi d^4}{32}$

이다. 토션 바가 탄성 범위에서 비틀림을 받아 토크와 비틀림각이 비례하므로 이 관계식으로 스프링 상수를 구한다.

NoteBase

계산 과정

1. 스프링 상수의 정의에 비틀림각 공식을 대입한다.
$k_t = \frac{T}{\theta} = \frac{GJ}{L}$
2. 원형 단면의 극단면2차모멘트를 대입한다.
$k_t = \frac{G}{L}\left(\frac{\pi d^4}{32}\right) = \frac{\pi d^4 G}{32L}$
3. 따라서 계산 결과는 ①과 일치한다.

선지 판단

① O — $k_t = GJ/L$에 $J = \pi d^4/32$를 대입한 $\pi d^4 G/(32L)$이므로 옳다.
② X — $32/\pi$는 원형 단면계수의 계수를 거꾸로 취한 것이다. 올바르게는 $\pi d^4 G/(32L)$이다.
③ X — 지름이 d^3으로 분모에 있고 L도 분자에 있어 강성의 비례관계와 반대이다. 올바르게는 d^4이 분자, L이 분모에 있는 $\pi d^4 G/(32L)$이다.
④ X — L/G를 사용하여 길이와 전단계수의 위치가 뒤바뀌었고 계수도 틀렸다. 올바르게는 G/L에 $J = \pi d^4/32$를 곱한 $\pi d^4 G/(32L)$이다.
⑤ X — $d^3/16$은 원형 단면의 극단면2차모멘트가 아니다. 올바른 극단면2차모멘트는 $J = \pi d^4/32$이므로 $k_t = \pi d^4 G/(32L)$이다.
계산 결과 $\pi d^4 G/(32L)$이므로 정답은 1번이다.

오답 포인트

원형 축의 비틀림 강성에서 J를 단면계수와 혼동하여 d^3을 고르거나, 비틀림각 공식의 $L/(GJ)$를 그대로 강성식에 사용하기 쉽다. 강성은 비틀림 유연도의 역수이므로 $k_t = GJ/L$이고, 속이 찬 원형 단면에서는 반드시 $J = \pi d^4/32$를 사용한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 $\theta = TL/(GJ)$에서 $k_t = T/\theta = GJ/L$를 만든 뒤 단면 형상에 맞는 J를 대입한다. 마지막으로 G와 d^4이 커질수록 강성이 증가하고 L이 길어질수록 강성이 감소하는지 검산한다.

암기 포인트

속이 찬 원형 토션 바는 $J = \pi d^4/32$, 비틀림 강성은 $k_t = GJ/L = \pi d^4 G/(32L)$이다.

NoteBase

8. 코일 스프링에서 소선의 지름을 2배로 하고 스프링의 평균코일 지름도 2배로 하면, 같은 축하중에 대하여 처짐량은 몇 배로 되는가?

① 1
② 1/2
③ 1/4
④ 1/8
⑤ 1/16

정답 2번

출제 포인트

코일 스프링의 처짐량이 평균코일 지름의 세제곱에 비례하고 소선 지름의 네제곱에 반비례한다는 관계를 이용해 치수 변화에 따른 처짐량의 비를 구하는 문제이다.

조건 정리

기존 소선 지름을 d, 평균코일 지름을 D, 처짐량을 δ라 한다.
변경 후에는 $d' = 2d$, $D' = 2D$이다.
축하중, 유효 감김 수, 전단탄성계수는 같으므로 처짐량의 비를 구할 때 서로 소거된다.

사용할 공식

원형 단면 소선으로 된 코일 스프링의 축하중에 의한 처짐량은
$\delta = \frac{8WD^3n}{Gd^4}$
이다. 여기서 W는 축하중, D는 평균코일 지름, n은 유효 감김 수, G는 전단탄성계수, d는 소선 지름이다. 같은 스프링 조건에서 두 지름만 변하므로 D^3/d^4의 변화만 비교한다.

계산 과정

변경 전후 처짐량의 비는
$\frac{\delta'}{\delta} = \frac{(D')^3}{D^3} \cdot \frac{d^4}{(d')^4}$
이다. $D' = 2D$, $d' = 2d$를 대입하면
$\frac{\delta'}{\delta} = \frac{(2D)^3}{D^3} \cdot \frac{d^4}{(2d)^4} = \frac{2^3}{2^4} = \frac{1}{2}$
가 된다. 따라서 변경 후 처짐량은 변경 전의 1/2배이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 처짐량이 1배가 되는 것이 아니다. 평균코일 지름을 2배로 하면 처짐량은 8배가 되지만, 소선 지름을 2배로 하면 처짐량은 1/16배가 되므로 이를 함께 반영한 올바른 값은 1/2배이다.
② O — $2^3/2^4 = 1/2$이므로 계산 결과와 일치한다.
③ X — 1/4배가 아니다. 지름의 배율을 단순히 제곱하여 비교하지 않고 평균코일 지름에는 세제곱, 소선 지름에는 네제곱을 적용해야 하므로 올바른 값은 1/2배이다.
④ X — 1/8배가 아니다. 평균코일 지름 증가에 따른 $2^3 = 8$배 효과를 누락하고 소선 지름 증가 효과만 잘못 처리한 값이며, 올바른 값은 1/2배이다.
⑤ X — 1/16배가 아니다. 이는 소선 지름이 2배가 된 효과만 반영한 값으로, 평균코일 지름이 2배가 되어 생기는 8배 효과까지 반영하면 올바른 값은 1/2배이다.

오답 포인트

소선 지름과 평균코일 지름이 모두 2배가 되어도 서로 같은 지수로 작용하지 않는다. 평균코일 지름은 분자의 세제곱, 소선 지름은 분모의 네제곱으로 작용한다는 점이 핵심 함정이다. 특히 ⑤는 소선 지름의 변화만 반영한 값이다.

다시 나오면 이렇게 판단

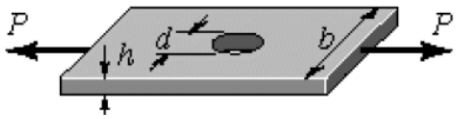
같은 축하중에서 코일 스프링의 치수가 변하면 먼저 $\delta \propto D^3/d^4$를 세우고, 각 치수의 배율에 해당 지수를 적용한 뒤 분자와 분모의 비를 계산한다.

암기 포인트

코일 스프링 처짐량은 D^3에 비례하고 d^4에 반비례한다. 평균코일 지름은 세제곱, 소선 지름은 네제곱이다.

NoteBase

9. 그림과 같이 가운데 구멍이 있는 평판의 양단에 인장력이 작용하고 있다. 평판 재료의 허용응력이 300 MPa이고 응력집중계수가 3이라고 할 때, 작용할 수 있는 인장력[N]의 최대값은? (단, b=30 mm, h=1 mm, d=3 mm 이다.)



① 900
② 2,700
③ 3,000
④ 9,000
⑤ 27,000

정답 2번

출제 포인트

가운데 원형 구멍이 있는 평판의 순단면적과 응력집중계수를 함께 적용하여 허용 인장력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 허용응력 $\sigma_a = 300MPa = 300N/mm^2$, 응력집중계수 $K_t = 3$, 판의 폭 $b = 30mm$, 두께 $h = 1mm$, 구멍 지름 $d = 3mm$이다.
구해야 할 값: 작용 가능한 인장력 P의 최댓값이다.
주의할 조건: 구멍이 차지하는 폭을 제외한 순폭 $b - d$를 사용하고, 응력집중에 의한 최대응력이 허용응력을 넘지 않아야 한다.

사용할 공식

구멍 단면의 순단면적은
$A_n = (b - d)h$
이고, 구멍 가장자리의 최대응력은
$\sigma_{max} = K_t \frac{P}{A_n}$
이다. 따라서 허용 한계에서는
$P_{max} = \frac{\sigma_a A_n}{K_t}$
를 사용한다. 응력집중계수는 공칭응력을 실제 최대응력으로 확대하므로 허용 인장력 계산에서는 나누어 준다.

NoteBase

계산 과정

1. 순단면적을 계산한다.

$A_n = (30 - 3) \times 1 = 27mm^2$

2. 허용응력 조건을 적용한다.

$300 = 3 \times \frac{P}{27}$

3. 인장력의 최댓값을 구한다.

$P_{max} = \frac{300 \times 27}{3} = 2{,}700N$

선지 판단

① X — $900N$은 응력집중계수 3을 두 번 나눈 경우의 값이다. 올바르게는 응력집중계수를 한 번만 적용하여 $2{,}700N$이다.

② O — 순단면적 $27mm^2$과 응력집중계수 3을 적용하면 허용 인장력은 $2{,}700N$이다.

③ X — $3{,}000N$은 구멍을 제외하지 않고 전체 단면적 $bh = 30mm^2$을 사용한 값이다. 올바르게는 순단면적 $(b - d)h = 27mm^2$을 사용하여 $2{,}700N$이다.

④ X — $9{,}000N$은 전체 단면적을 사용하면서 응력집중계수까지 무시한 값이다. 올바르게는 순단면적과 응력집중계수를 모두 반영하여 $2{,}700N$이다.

⑤ X — $27{,}000N$은 전체 단면적을 사용하고 응력집중계수를 나누지 않고 곱한 경우의 값이다. 올바르게는 순단면적을 사용하고 응력집중계수로 나누어 $2{,}700N$이다.

오답 포인트

구멍이 있으므로 단면적을 bh로 두면 안 되고 $(b - d)h$로 계산해야 한다. 또한 응력집중계수는 최대응력을 키우는 값이므로 허용 하중은 K_t로 나누어야 한다. 특히 ③은 구멍의 면적 감소를 빠뜨린 경우에 나오는 오답이다.

다시 나오면 이렇게 판단

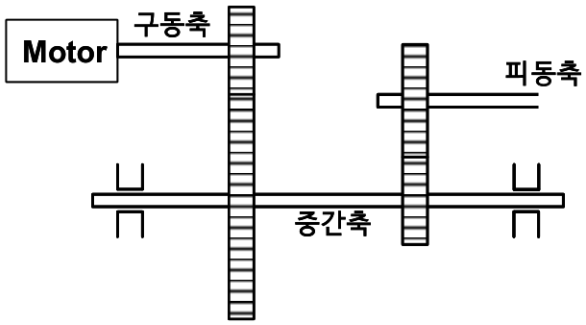
구멍이나 홈이 있는 인장 부재에서는 먼저 최소 순단면적을 구한 뒤, $K_t P/A_n \le \sigma_a$를 세우고 하중의 단위를 검산한다.

암기 포인트

구멍이 있으면 순단면적은 줄고, 응력집중계수가 커질수록 허용 하중도 그만큼 줄어든다.

NoteBase

10. 그림과 같은 치차감속장치의 중간축이 구동축으로부터 동력을 받아서 회전한다. 기어와 베어링의 마찰을 무시할 때, 이 기계장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?



① 각 축의 회전속도는 구동축, 중간축, 피동축의 순서로 작아진다.
② 피동축의 토크는 구동축의 토크보다 크다.
③ 중간축에는 토크와 함께 굽힘모멘트도 작용된다.
④ 피동축의 동력은 구동축의 동력보다 크다.
⑤ 베어링은 횡방향의 힘은 지지하면서 토크를 구속하지 않는 역할을 한다.

정답 4번

출제 포인트

치차감속장치에서 회전속도·토크·동력의 관계와 중간축 및 베어링에 작용하는 하중을 판단하는 문제이다. 마찰을 무시하면 동력은 보존되고, 감속된 만큼 토크가 커진다.

조건 정리

주어진 조건: 구동축의 동력이 두 단계의 기어를 거쳐 중간축과 피동축으로 전달된다.
주의할 조건: 기어와 베어링의 마찰을 무시하므로 동력손실이 없다.
판단 대상: 축별 회전속도·토크·동력의 크기, 중간축의 굽힘, 베어링의 역할이다.

사용할 공식

회전축의 동력은 $P = T\omega$이다. 또한 서로 맞물린 기어에서는 피치선 속도가 같으므로 $\omega_1 Z_1 = \omega_2 Z_2$가 성립한다. 따라서 큰 기어가 구동되면 회전속도는 작아지고, 동력이 보존되는 이상적인 감속에서는 토크가 커진다.

NoteBase

판단 과정

1. 도식의 각 기어쌍은 구동측의 작은 기어가 더 큰 기어를 돌리는 감속 관계이므로 회전속도는 구동축, 중간축, 피동축의 순서로 작아진다.
2. 마찰을 무시하면 입력동력과 출력동력이 같으므로 P_구동=P_피동이다.
3. $P = T\omega$에서 동력이 일정할 때 회전속도가 작아지면 토크는 커진다. 따라서 피동축의 토크는 구동축의 토크보다 크지만, 피동축의 동력이 더 커지는 것은 아니다.

선지 판단

① O — 두 기어쌍에서 감속이 연속으로 이루어지므로 _구동>_중간>_피동이다.
② O — 손실이 없을 때 동력이 일정하므로 회전속도가 작아진 피동축의 토크는 구동축의 토크보다 크다.
③ O — 중간축은 동력을 전달하여 비틀림 토크를 받고, 기어 맞물림에서 생기는 접선력과 반경방향력 때문에 횡하중과 굽힘모멘트도 받는다.
④ X — '피동축의 동력은 구동축의 동력보다 크다'가 틀린 표현이다. 올바르게는 마찰을 무시하면 피동축의 동력은 구동축의 동력과 같다.
⑤ O — 이상적인 베어링은 축의 횡방향 하중을 지지하면서 회전을 허용하며, 마찰을 무시하므로 축의 회전 토크를 구속하지 않는다.

오답 포인트

②의 토크 증가를 ④의 동력 증가로 잘못 연결하기 쉽다. 감속기는 회전속도를 낮추어 토크를 키우지만 에너지를 만들어 내지 않으므로, 손실이 없으면 동력은 증가하지 않고 그대로 보존된다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 기어 크기로 감속 여부를 판단하고, 그다음 $P = T\omega$를 적용한다. 마찰이 없으면 동력은 일정하며, 회전속도와 토크는 서로 반대 방향으로 변한다. 축의 굽힘은 기어의 횡하중, 비틀림은 전달 토크에서 생긴다고 구분한다.

암기 포인트

이상적인 감속은 속도 감소·토크 증가·동력 일정이다.

NoteBase

11. 원형축의 회전동력 장치에서 축의 지름을 2배로 증가시키고 회전수를 1/2배로 감소시키면 전달동력은 어떻게 변하는가?

① 변화 없다
② 2배 증가
③ 4배 증가
④ 8배 증가
⑤ 16배 증가

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 원형축의 전달토크가 축 지름의 세제곱에 비례하고, 전달동력이 토크와 회전수의 곱에 비례한다는 관계를 이용해 동력의 변화비를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 변화: 축의 지름은 $d' = 2d$, 회전수는 $N' = N/2$이다.
구해야 할 값: 변경 전후 전달동력의 비 P'/P이다.
주의할 조건: 동일한 재료와 허용전단응력에서 원형축이 전달할 수 있는 최대동력을 비교한다.

사용할 공식

원형축의 비틀림 강도 관계는 $T \propto d^3$이고, 회전축의 전달동력은 $P = T\omega = 2\pi NT/60$이므로 $P \propto Nd^3$이다. 지름 변화는 전달토크를 세제곱 비율로 바꾸고, 회전수 변화는 전달동력을 같은 비율로 바꾸므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

지름이 2배가 되면 전달 가능한 토크의 비는 $T'/T = (2d/d)^3 = 2^3 = 8$이다.
회전수는 기존의 1/2배이므로 전달동력의 비는
$P'/P = (N'/N)(T'/T) = (1/2) \times 8 = 4$
이다. 따라서 전달동력은 4배 증가한다.

선지 판단

① X — '변화 없다'는 틀리다. 계산 결과 $P'/P = 4$이므로 올바르게는 '4배 증가'이다.
② X — '2배 증가'는 지름에 따른 토크의 세제곱 관계를 반영하지 않은 값이다. 올바르게는 '4배 증가'이다.
③ O — $2^3 \times (1/2) = 4$이므로 전달동력은 4배 증가한다.
④ X — '8배 증가'는 지름 증가로 토크가 8배가 되는 것만 반영하고 회전수가 절반이 되는 것을 빠뜨린 값이다. 올바르게는 '4배 증가'이다.
⑤ X — '16배 증가'는 $P \propto Nd^3$의 관계와 맞지 않는다. 올바르게는 '4배 증가'이다.

NoteBase

오답 포인트

지름이 2배라고 전달동력도 단순히 2배가 되는 것이 아니다. 원형축의 전달토크는 d^3에 비례하므로 먼저 8배가 되고, 여기에 회전수의 1/2배를 곱해야 한다. 특히 ④의 '8배 증가'는 회전수 감소를 누락한 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

원형축의 지름과 회전수가 함께 바뀌면 $P \propto Nd^3$을 세우고, 변화비를 $(N'/N)(d'/d)^3$으로 계산한다.

암기 포인트

원형축은 '토크는 지름의 세제곱, 동력은 회전수 곱'이므로 $P \propto Nd^3$이다.

NoteBase

12. 중앙에 무게 W의 회전체가 있는 축이 있다. 이 회전체의 무게를 1/2배로 감소시키고, 축의 길이 및 축의 단면 2차 모멘트를 각각 2배로 증가시켰다. 이 때 축의 위험속도는 어떻게 바뀌는가? (단, 축의 자중은 무시한다.)

① 2배 증가

② $\sqrt{2}$배 증가

③ 변화 없다

④ $\frac{1}{\sqrt{2}}$배 감소

⑤ 1/2배 감소

정답 4번

출제 포인트

회전체가 달린 축의 위험속도가 회전체 질량과 축의 굽힘강성에 따라 어떻게 변하는지를 비례식으로 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 변화: 회전체의 무게는 $W' = W/2$, 축의 길이는 $L' = 2L$, 축의 단면 2차 모멘트는 $I' = 2I$이다.
구해야 할 값: 변경 후 위험속도 ω_c'와 변경 전 위험속도 ω_c의 비이다.
주의할 조건: 축의 자중은 무시하므로 회전체의 질량만 관성에 관여하며, 같은 재료이므로 탄성계수 E는 변하지 않는다.

사용할 공식

축의 굽힘강성은 $k \propto EI/L^3$이고, 위험각속도는 $\omega_c = \sqrt{k/m}$에 비례한다. 따라서
$\frac{\omega_c'}{\omega_c} = \sqrt{\frac{k'}{k}\frac{m}{m'}}$
이다. 회전체의 횡진동 고유진동수와 축의 위험속도가 일치할 때 공진이 발생하므로 이 공식을 사용한다. 무게는 $W = mg$이므로 중력가속도가 같을 때 $m'/m = W'/W$이다.

NoteBase

계산 과정

1. 축 강성의 변화는
$\frac{k'}{k} = \frac{I'}{I}\left(\frac{L}{L'}\right)^3 = 2\left(\frac{1}{2}\right)^3 = \frac{1}{4}$
이다.

2. 회전체 질량의 변화는
$\frac{m'}{m} = \frac{W'}{W} = \frac{1}{2}$
이다.

3. 위험속도의 비는
$\frac{\omega_c'}{\omega_c} = \sqrt{\frac{1/4}{1/2}} = \sqrt{\frac{1}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}}$
이다. 따라서 위험속도는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.

선지 판단

① X — 2배 증가는 계산 결과 $1/\sqrt{2}$배 감소와 다르다. 올바르게는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.

② X — $\sqrt{2}$배 증가는 질량 감소의 효과만 반영하고 길이 증가와 단면 2차 모멘트 증가에 따른 축 강성 변화를 누락한 결과이다. 올바르게는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.

③ X — 축 강성이 1/4로 줄고 질량이 1/2로 줄어 k/m의 비가 변하므로 위험속도도 변한다. 올바르게는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.

④ O — $\omega_c'/\omega_c = \sqrt{(1/4)/(1/2)} = 1/\sqrt{2}$이므로 위험속도는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.

⑤ X — 1/2배 감소는 위험속도가 강성과 질량의 비에 선형 비례한다고 잘못 계산한 결과이다. 올바르게는 제곱근을 적용하여 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.

오답 포인트

②는 무게가 절반이 된 효과만 보면 위험속도가 $\sqrt{2}$배 증가한다는 점을 이용한 함정이다. 그러나 길이가 2배가 되면 축 강성은 길이의 세제곱에 반비례하여 크게 감소한다. 또한 위험속도는 k/m 자체가 아니라 그 제곱근에 비례하므로 ⑤처럼 선형으로 계산해서는 안 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 $k \propto EI/L^3$로 축 강성의 변화비를 구하고, 무게비를 질량비로 바꾼 뒤, $\omega_c \propto \sqrt{k/m}$에 대입하여 판단한다. 길이 변화에는 세제곱, 최종 위험속도에는 제곱근이 적용되는지를 확인한다.

암기 포인트

축 위험속도의 비례관계는 $\omega_c \propto \sqrt{EI/(mL^3)}$이다.

NoteBase

13. 다음 중 기어 이의 간섭을 방지하기 위한 방법으로 옳지 않은 것은?

① 기어 이 높이를 줄인다.
② 치형 수정을 한다.
③ 피니언의 잇수를 최소 치수 이상으로 한다.
④ 기어의 잇수를 한계 치수 이하로 한다.
⑤ 압력각을 작게 한다.

정답 5번

출제 포인트

기어 이의 간섭을 줄이는 설계 방법과 압력각의 영향을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

기어의 간섭은 한쪽 기어의 이끝이 상대 기어의 인벌류트 치형이 아닌 기초원 안쪽 부분과 접촉하여 정상적인 물림을 방해하는 현상이다. 이끝 높이를 줄이거나 전위 치형을 사용하고, 피니언의 잇수를 늘리거나 상대 기어의 잇수를 제한하면 간섭을 줄일 수 있다. 압력각은 크게 할수록 기초원이 작아지고 인벌류트 치형의 유효 범위가 넓어져 간섭 방지에 유리하다.

선지별 해설

① O — 기어의 이 높이, 특히 이끝 높이를 줄이면 상대 기어의 비인벌류트 영역까지 이끝이 침범할 가능성이 작아져 간섭을 방지할 수 있다.
② O — 적절한 치형 수정, 즉 전위 치형을 사용하면 피니언의 이뿌리 부분을 보강하고 간섭이 생기는 물림 상태를 피할 수 있다.
③ O — 피니언의 잇수를 최소 잇수 이상으로 하면 이뿌리 쪽 인벌류트 치형이 충분히 형성되어 간섭을 방지할 수 있다.
④ O — 큰 기어의 잇수가 지나치게 많아지면 피니언과의 물림에서 간섭 조건이 불리해질 수 있으므로, 기어의 잇수를 간섭이 발생하지 않는 한계 잇수 이하로 제한하는 것은 방지 방법이다.
⑤ X — 틀린 표현은 ‘압력각을 작게 한다’이다. 압력각을 작게 하면 간섭이 발생하지 않기 위한 최소 잇수가 커져 간섭에 불리하다. 올바르게는 ‘압력각을 크게 한다’이다.

오답 포인트

압력각이 작으면 물림이 부드러울 것이라는 인상 때문에 ⑤를 방지 방법으로 오인하기 쉽다. 그러나 간섭만을 기준으로 보면 압력각을 크게 해야 최소 잇수가 감소하므로 간섭 방지에 유리하다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

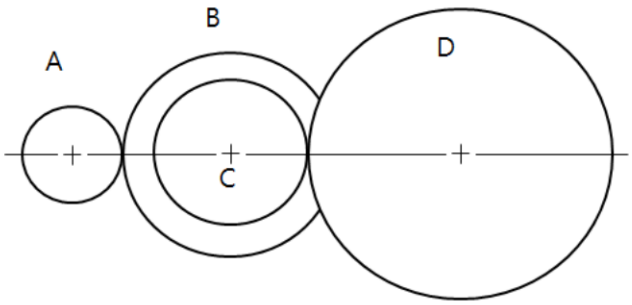
간섭 방지 방법은 이끝의 침입을 줄이는 방향으로 판단한다. 이 높이는 낮게, 피니언 잇수는 많게, 큰 기어 잇수는 한계 이하로, 압력각은 크게 하는 방향이 간섭 방지에 유리하다.

암기 포인트

간섭 방지는 '낮은 이끝·많은 피니언 잇수·큰 압력각'으로 기억한다.

NoteBase

14. 그림과 같은 기어열에서 기어 C, D의 잇수를 각각 1.5배로 증가시켰을 때 일어나는 현상을 설명한 것으로 옳은 것은?



① 기어 D의 각속도에는 영향이 없다.
② 기어 A에 대한 기어 D의 각속도비가 2.25배 증가한다.
③ 기어 A에 대한 기어 D의 각속도비가 1/2.25배 감소한다.
④ 기어 A에 대한 기어 D의 각속도비가 1.5배 증가한다.
⑤ 기어 A에 대한 기어 D의 각속도비가 1/1.5배 감소한다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 도식에서 기어 B와 C가 같은 축에 고정된 복합 기어임을 파악하고, 기어 C와 D의 잇수를 같은 비율로 바꿀 때 각가속도비가 변하는지를 판단하는 문제이다.

선지별 해설

① O — 기어 A를 입력으로 할 때 각가속도비의 크기는 $\alpha_D/\alpha_A = (Z_A/Z_B)(Z_C/Z_D)$이다. C와 D의 잇수를 모두 1.5배로 늘리면 Z_C/Z_D가 그대로이므로 기어 D의 각가속도에는 영향이 없다.
② X — '2.25배 증가한다'가 틀리다. Z_C와 Z_D가 각각 1.5배가 되어도 그 비는 $(1.5Z_C)/(1.5Z_D) = Z_C/Z_D$이므로 각가속도비는 1배, 즉 변하지 않는다.
③ X — '1/2.25배로 감소한다'가 틀리다. 두 잇수의 증가율이 같아 Z_C/Z_D가 유지되므로 기어 D의 각가속도비는 감소하지 않고 그대로이다.
④ X — '1.5배 증가한다'가 틀리다. 기어비는 잇수의 절대값이 아니라 맞물리는 두 기어의 잇수비로 결정되므로, C와 D를 함께 1.5배로 바꾸면 각가속도비는 변하지 않는다.
⑤ X — '1/1.5배로 감소한다'가 틀리다. D의 잇수만 1.5배가 된 경우와 달리 C의 잇수도 동시에 1.5배가 되므로 두 변화가 상쇄되어 각가속도비는 그대로이다.

NoteBase

오답 포인트

1.5를 두 번 곱해 2.25배로 보거나, D의 잇수 증가만 반영해 각가속도가 감소한다고 보기 쉽다. 그러나 C와 D는 서로 맞물리는 한 쌍이고 두 잇수가 같은 비율로 증가하므로 Z_C/Z_D는 변하지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

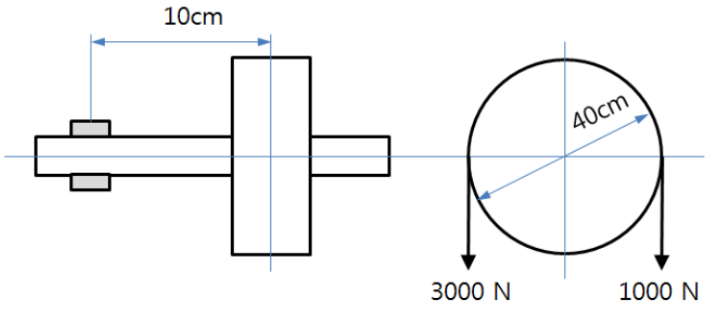
복합 기어열에서는 먼저 같은 축의 기어를 찾고 각 맞물림의 잇수비를 곱한다. 한 맞물림을 이루는 두 기어의 잇수를 동일한 배율로 바꾸면 그 기어비와 전체 각가속도비는 변하지 않는다.

암기 포인트

기어비는 잇수의 크기가 아니라 잇수의 비로 정해진다. 맞물리는 두 기어를 같은 배율로 키우면 비는 그대로이다.

NoteBase

15. 그림과 같은 풀리에 장력이 각각 3000 N, 1000 N이 작용하고 있다. 이때 1000 N이 2000 N으로 증가되었을 때 나타나는 현상을 설명한 것으로 옳지 않은 것은?



① 풀리의 유효장력은 감소한다.
② 축에 가해지는 굽힘모멘트는 증가한다.
③ 축에 가해지는 비틀림모멘트는 감소한다.
④ 전달동력은 감소한다.
⑤ 상당굽힘모멘트는 변화가 없다.

정답 5번

출제 포인트

이 문제는 벨트 장력의 차로 비틀림모멘트를, 장력의 합으로 굽힘모멘트를 구한 뒤 상당굽힘모멘트의 변화를 판단하는 문제이다.

조건 정리

처음 장력은 $T_1 = 3000N, T_2 = 1000N$이고, 변화 후에는 $T_1 = 3000N, T_2 = 2000N$이다.
풀리 반지름은 $r = 20cm = 0.2m$, 베어링에서 풀리 중심까지의 거리는 $l = 10cm = 0.1m$이다.
벨트의 두 장력은 축에 같은 방향의 횡하중을 주므로 굽힘에는 장력의 합을 사용하고, 회전 토크에는 장력의 차를 사용한다.

NoteBase

사용할 공식

유효장력: $F_e = T_1 - T_2$
축의 굽힘모멘트: $M = (T_1 + T_2)l$
축의 비틀림모멘트: $T = (T_1 - T_2)r$
상당굽힘모멘트: $M_e = \frac{1}{2}\left(M + \sqrt{M^2 + T^2}\right)$
전달동력: $P = (T_1 - T_2)v$

장력의 합은 축을 휘게 하는 횡하중이고, 장력의 차는 풀리를 회전시키는 유효장력이므로 위 공식을 사용한다.
벨트 속도 v가 같을 때 전달동력은 유효장력에 비례한다.

계산 과정

1. 처음 상태
$F_e = 3000 - 1000 = 2000N$
$M = (3000 + 1000) \times 0.1 = 400N \cdot m$
$T = (3000 - 1000) \times 0.2 = 400N \cdot m$
$M_e = \frac{1}{2}\left(400 + \sqrt{400^2 + 400^2}\right) \approx 482.8N \cdot m$

2. 장력이 변한 뒤
$F_e' = 3000 - 2000 = 1000N$
$M' = (3000 + 2000) \times 0.1 = 500N \cdot m$
$T' = (3000 - 2000) \times 0.2 = 200N \cdot m$
$M_e' = \frac{1}{2}\left(500 + \sqrt{500^2 + 200^2}\right) \approx 519.3N \cdot m$

따라서 유효장력과 비틀림모멘트는 감소하고, 굽힘모멘트와 상당굽힘모멘트는 증가한다.

NoteBase

선지 판단

① O — 유효장력은 2000N에서 1000N으로 감소한다.

② O — 축의 횡하중인 장력의 합이 4000N에서 5000N으로 증가하므로 굽힘모멘트도 400$N \cdot m$에서 500$N \cdot m$으로 증가한다.

③ O — 비틀림모멘트는 유효장력에 비례하므로 400$N \cdot m$에서 200$N \cdot m$으로 감소한다.

④ O — 풀리 속도가 일정하면 전달동력은 $P = (T_1 - T_2)v$이므로 유효장력이 절반이 되면서 전달동력도 감소한다.

⑤ X — '상당굽힘모멘트는 변화가 없다'가 틀린 표현이다. 올바르게는 상당굽힘모멘트가 약 482.8$N \cdot m$에서 약 519.3$N \cdot m$으로 증가한다.

오답 포인트

장력이 작은 쪽에서 증가가 일어나 비틀림모멘트는 감소하지만, 두 장력의 합은 증가하므로 굽힘모멘트는 증가한다. ⑤는 비틀림의 감소만 보고 상당굽힘모멘트가 그대로일 것이라고 판단하게 만드는 선지이다. 상당굽힘모멘트는 굽힘모멘트와 비틀림모멘트를 함께 대입해 다시 계산해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 풀리 축 문제에서는 먼저 장력의 차와 합을 분리한다. 장력의 차로 유효장력·토크·동력을 판단하고, 장력의 합으로 축의 횡하중·굽힘모멘트를 판단한 뒤, 두 모멘트를 상당모멘트 공식에 대입한다.

암기 포인트

벨트 장력은 '차는 회전, 합은 굽힘'이다. 상당굽힘모멘트는 굽힘과 비틀림 중 하나만 보고 판단하지 않는다.

NoteBase

16. 다음 중 로프(rope) 전동장치에서 로프를 감고 회전하는 회전체의 명칭은?

① 시브휠(sheave wheel)
② 스프로킷휠(sprocket wheel)
③ 래칫휠(ratchet wheel)
④ 플라이휠(fly wheel)
⑤ 벨트풀리(belt pulley)

정답 1번

출제 포인트

로프 전동장치에서 로프가 감겨 회전하며 동력을 전달하는 회전체의 명칭을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

시브휠은 둘레의 홈에 로프를 걸어 로프의 이동 방향을 바꾸거나 힘과 동력을 전달하는 회전체이다. 이에 비해 스프로킷휠은 체인, 벨트풀리는 벨트와 맞물려 동력을 전달하며, 래칫휠과 플라이휠은 각각 한 방향·간헐 운동과 회전 에너지 저장에 쓰인다.

선지별 해설

① O — 시브휠(sheave wheel)은 둘레의 홈에 로프를 감아 회전시키는 로프 전동용 회전체이므로 맞다.
② X — '스프로킷휠'이 틀린 표현이다. 스프로킷휠(sprocket wheel)은 이가 체인의 링크와 맞물려 동력을 전달하는 체인 전동용 회전체이며, 로프용 회전체는 시브휠이다.
③ X — '래칫휠'이 틀린 표현이다. 래칫휠(ratchet wheel)은 폴과 맞물려 한쪽 방향의 회전을 허용하거나 간헐 운동을 만드는 회전체이며, 로프용 회전체는 시브휠이다.
④ X — '플라이휠'이 틀린 표현이다. 플라이휠(flywheel)은 회전 에너지를 저장하여 회전 속도의 변동을 완화하는 관성 회전체이며, 로프용 회전체는 시브휠이다.
⑤ X — '벨트풀리'가 틀린 표현이다. 벨트풀리(belt pulley)는 벨트를 걸어 동력을 전달하는 회전체이며, 로프를 감아 사용하는 회전체는 시브휠이다.

오답 포인트

시브휠과 벨트풀리는 모두 둘레에 유연한 전동 요소를 걸어 회전하므로 혼동하기 쉽다. 이 문항에서는 전동 요소가 '로프'라고 명시되어 있으므로 '벨트'가 아니라 '시브휠'을 선택해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

회전체의 모양보다 함께 쓰이는 전동 요소를 먼저 확인한다. 로프는 시브휠, 체인은 스프로킷휠, 벨트는 벨트풀리로 대응하며, 한 방향·간헐 운동은 래칫휠, 회전 에너지 저장은 플라이휠로 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

로프ㅡ시브, 체인ㅡ스프로킷, 벨트ㅡ풀리로 연결한다.

NoteBase

17. 기어전동축을 위한 베어링설계 시 축방향 하중(axial load)을 고려하지 않아도 무방한 기어는?

① 스파이럴 베벨기어(spiral bevel gear)
② 웜기어(warm gear)
③ 더블 헬리컬기어(double helical gear)
④ 하이포이드기어(hypoid gear)
⑤ 헬리컬기어(helical gear)

정답 3번

출제 포인트

기어 맞물림에서 생기는 축방향 추력의 발생 여부와 상쇄 원리를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

헬리컬 기어처럼 치가 축에 대해 비스듬한 기어는 맞물림력의 축방향 성분인 추력을 발생시킨다. 더블 헬리컬 기어는 서로 반대 방향의 헬릭스 치를 한 기어에 대칭으로 배치하므로 양쪽에서 생기는 축방향 추력이 서로 상쇄된다. 따라서 이상적인 정상 맞물림에서는 베어링 설계 시 기어 때문에 생기는 축방향 하중을 별도로 고려하지 않아도 된다.

선지별 해설

① X — 스파이럴 베벨기어는 곡선형 경사 치의 맞물림으로 축방향 추력이 발생한다. 틀린 표현은 '축방향 하중을 고려하지 않아도 무방하다'이며, 올바르게는 축방향 하중을 지지하도록 베어링을 설계해야 한다.
② X — 웜기어는 나사 모양의 웜과 웜휠이 맞물리므로 축방향 힘이 발생한다. 틀린 표현은 '축방향 하중을 고려하지 않아도 무방하다'이며, 올바르게는 웜과 웜휠에 작용하는 축방향 하중을 고려해야 한다.
③ O — 더블 헬리컬기어는 좌·우 헬릭스에서 발생하는 축방향 추력의 방향이 서로 반대이므로 추력이 상쇄된다. 따라서 제시된 기어 중 축방향 하중을 고려하지 않아도 되는 기어이다.
④ X — 하이포이드기어는 축이 어긋난 베벨기어 계열이며 나선형 치의 맞물림으로 축방향 추력이 발생한다. 틀린 표현은 '축방향 하중을 고려하지 않아도 무방하다'이며, 올바르게는 축방향 하중을 고려해 베어링을 선정해야 한다.
⑤ X — 헬리컬기어는 비스듬한 치면의 맞물림력에 축방향 성분이 생긴다. 틀린 표현은 '축방향 하중을 고려하지 않아도 무방하다'이며, 올바르게는 축방향 추력을 받을 수 있는 베어링 설계가 필요하다.

오답 포인트

더블 헬리컬기어에도 각 치열에서는 축방향 추력이 생기지만, 좌우 치열의 추력이 서로 상쇄된다는 점이 핵심이다. 단순 헬리컬기어와 더블 헬리컬기어를 모두 경사 치 기어라는 이유로 같은 것으로 판단하면 틀리기 쉽다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

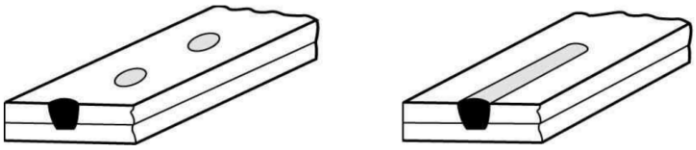
치가 비스듬하거나 나선형이면 먼저 축방향 추력이 발생한다고 판단한다. 다만 서로 반대 방향의 헬릭스를 대칭으로 결합한 더블 헬리컬기어는 두 추력이 상쇄되는 예외로 구별한다.

암기 포인트

헬리컬은 축추력 발생, 더블 헬리컬은 좌우 축추력 상쇄이다.

NoteBase

18. 그림과 같이 접합하고자 하는 모재의 한쪽에 구멍을 뚫고 용접하여 다른 쪽의 모재와 접합하는 용접 방식은?



① 그루브 용접(groove welding) ② 필렛 용접(fillet welding)
③ 비드 용접(bead welding) ④ 플러그 용접(plug welding)
⑤ 덧붙이 용접(built-up welding)

정답 4번

출제 포인트

겹친 모재의 한쪽에 구멍을 만들고 그 구멍을 용착 금속으로 채워 아래쪽 모재와 접합하는 형상이 플러그 용접임을 식별하는 문제이다.

선지별 해설

① X — 그루브 용접은 맞댄 모재의 이음부 가장자리에 홈을 가공하고 그 홈을 따라 용접하는 방식이다. 이 그림처럼 한쪽 모재의 구멍을 채워 다른 모재에 붙이는 방식이 아니므로, 올바르게는 플러그 용접이다.
② X — 필렛 용접은 겹치기 이음·T 이음·모서리 이음 등에서 두 모재가 만나는 가장자리를 대체로 삼각형 단면의 용착 금속으로 잇는 방식이다. 구멍 내부를 채우는 그림이므로, 올바르게는 플러그 용접이다.
③ X — 비드 용접은 용접봉이나 전극을 이동시키면서 모재 표면에 연속적으로 형성한 한 줄의 용착 금속을 뜻한다. 구멍을 이용해 겹친 두 모재를 접합하는 방식의 명칭은 비드 용접이 아니라 플러그 용접이다.
④ O — 플러그 용접은 겹친 모재 중 한쪽에 구멍을 뚫고 그 안을 용착 금속으로 채워 다른 쪽 모재와 접합하는 방식이다. 문제의 설명과 그림이 이 특징에 해당한다.
⑤ X — 덧붙이 용접은 모재 표면에 용착 금속을 덧붙여 두께를 늘리거나 마모된 부분을 보수하는 방식이다. 이 그림의 접합 방식은 표면을 덧붙이는 용접이 아니라 구멍을 채우는 플러그 용접이다.

오답 포인트

구멍을 채운 용착 금속이 겉으로는 비드나 덧붙인 금속처럼 보일 수 있다. 그러나 정답을 가르는 단서는 용착 금속의 겉모양이 아니라, 위쪽 모재에 만든 구멍을 통해 아래쪽 모재까지 접합한다는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

겹친 판의 한쪽에 구멍이 있고 그 구멍을 용착 금속으로 채워 두 판을 잇는 도식이면 플러그 용접으로 판단한다. 모재 가장자리의 홈은 그루브 용접, 두 면이 만나는 모서리의 삼각형 용착부는 필렛 용접으로 구분한다.

NoteBase

암기 포인트

플러그 용접은 구멍을 마개처럼 채워 겹친 모재를 접합하는 용접이다.

NoteBase

19. 3 m/s의 속도로 전동하고 있는 평벨트의 긴장측의 장력이 300 kgf이고, 이완측의 장력이 150 kgf이면 전달하고 있는 동력은 몇 PS인가?

① 3.75
② 4
③ 6
④ 7.25
⑤ 8

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 평벨트의 유효 장력과 벨트 속도로 전달동력을 구한 뒤 미터마력인 PS로 환산하는 문제이다.

조건 정리

긴장측 장력: $T_1 = 300kgf$
이완측 장력: $T_2 = 150kgf$
벨트 속도: $v = 3m/s$
구해야 할 값: 전달동력 P를 PS로 나타낸 값
주의할 조건: $1PS = 75kgf \cdot m/s$이다.

사용할 공식

평벨트가 전달하는 동력은 다음과 같다.
$P = (T_1 - T_2)v$
장력의 차가 벨트에 작용하는 유효 장력이므로, 유효 장력에 벨트 속도를 곱해 전달동력을 구한다. 계산값의 단위가 $kgf \cdot m/s$이므로 75로 나누어 PS로 환산한다.

계산 과정

1. 유효 장력을 구한다.
$T_1 - T_2 = 300 - 150 = 150kgf$
2. 전달동력을 구한다.
$P = 150 \times 3 = 450kgf \cdot m/s$
3. PS로 환산한다.
$P = \frac{450}{75} = 6PS$

NoteBase

선지 판단

① X — 3.75PS는 계산 결과 6PS와 다르다. 올바른 값은 6PS이다.
② X — 4PS는 계산 결과 6PS와 다르다. 올바른 값은 6PS이다.
③ O — 유효 장력 150kgf에 속도 3m/s를 곱한 뒤 75로 나누면 6PS가 된다.
④ X — 7.25PS는 계산 결과 6PS와 다르다. 올바른 값은 6PS이다.
⑤ X — 8PS는 계산 결과 6PS와 다르다. 올바른 값은 6PS이다.
따라서 정답은 ③이다.

오답 포인트

긴장측 장력 자체가 아니라 긴장측 장력에서 이완측 장력을 뺀 유효 장력을 사용해야 한다. 또한 450$kgf \cdot m/s$를 그대로 답으로 고르지 않고 $1PS = 75kgf \cdot m/s$를 적용해 PS로 환산해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

평벨트 전달동력 문제는 장력차 $T_1 - T_2$를 먼저 구하고, 속도 v를 곱한 다음, 요구 단위가 PS이면 75로 나누는 순서로 판단한다.

암기 포인트

평벨트 전달동력은 '장력차 × 벨트 속도'이며, $1PS = 75kgf \cdot m/s$이다.

NoteBase

20. 3×10^4 kgf·mm의 비틀림모멘트와 4×10^4 kgf·mm의 굽힘모멘트를 동시에 받는 축의 상당굽힘모멘트는 약 몇 kgf·mm인가?

① 45,000
② 50,000
③ 60,000
④ 90,000
⑤ 95,000

정답 1번

출제 포인트

굽힘모멘트와 비틀림모멘트를 동시에 받는 축에서 최대 주응력설에 따른 상당굽힘모멘트를 계산하는 문제이다.

조건 정리

비틀림모멘트는 $T = 3 \times 10^4 \text{kgf} \cdot \text{mm}$, 굽힘모멘트는 $M = 4 \times 10^4 \text{kgf} \cdot \text{mm}$이다. 구해야 할 값은 상당굽힘모멘트 M_e이다. 두 모멘트의 단위가 같으므로 별도의 단위 변환은 필요하지 않다.

사용할 공식

상당굽힘모멘트는 다음과 같다.

$M_e = \frac{1}{2}\left(M + \sqrt{M^2 + T^2}\right)$

굽힘과 비틀림이 함께 작용하면 축 표면에 굽힘에 의한 수직응력과 비틀림에 의한 전단응력이 동시에 생기므로, 이를 최대 주응력설에 따라 하나의 등가 굽힘모멘트로 환산할 때 이 공식을 사용한다.

계산 과정

먼저 모멘트의 합성항을 계산한다.

$\sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{(4 \times 10^4)^2 + (3 \times 10^4)^2} = 5 \times 10^4 \text{kgf} \cdot \text{mm}$

이를 상당굽힘모멘트 공식에 대입한다.

$M_e = \frac{1}{2}(4 \times 10^4 + 5 \times 10^4) = 4.5 \times 10^4 \text{kgf} \cdot \text{mm}$

따라서 상당굽힘모멘트는 $45{,}000 \text{kgf} \cdot \text{mm}$이다.

NoteBase

선지 판단

① O — 45,000kgf · mm은 상당굽힘모멘트 공식으로 계산한 값과 일치한다.
② X — 50,000kgf · mm은 $\sqrt{M^2+T^2}$만 계산한 합성항이며 상당굽힘모멘트가 아니다. 올바른 값은 이 합성항에 M을 더한 뒤 2로 나눈 45,000kgf · mm이다.
③ X — 60,000kgf · mm은 주어진 값들을 상당굽힘모멘트 공식에 대입한 결과가 아니다. 올바른 값은 45,000kgf · mm이다.
④ X — 90,000kgf · mm은 $M+\sqrt{M^2+T^2}$까지만 계산하고 계수 1/2을 적용하지 않은 값이다. 올바르게 2로 나누면 45,000kgf · mm이다.
⑤ X — 95,000kgf · mm은 공식의 계산 결과와 일치하지 않는다. 상당굽힘모멘트는 M과 합성항을 더한 뒤 반드시 2로 나누므로 올바른 값은 45,000kgf · mm이다.

오답 포인트

가장 큰 함정은 $\sqrt{M^2+T^2}=50{,}000\,\text{kgf}\cdot\text{mm}$을 최종 답으로 고르는 것이다. 이 값은 공식 안의 합성항일 뿐이다. 또한 $M+\sqrt{M^2+T^2}=90{,}000\,\text{kgf}\cdot\text{mm}$을 구한 뒤 1/2을 빠뜨리면 ④를 고르게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

비틀림과 굽힘이 동시에 작용하는 축의 상당굽힘모멘트는 먼저 $\sqrt{M^2+T^2}$를 구하고, 여기에 M을 더한 뒤 2로 나누는 순서로 계산한다. 마지막에는 모멘트 단위가 일치하는지 확인한다.

암기 포인트

상당굽힘모멘트는 $M_e=(M+\sqrt{M^2+T^2})/2$이다. 합성항을 구한 뒤 굽힘모멘트를 더하고 반으로 나눈다.

NoteBase