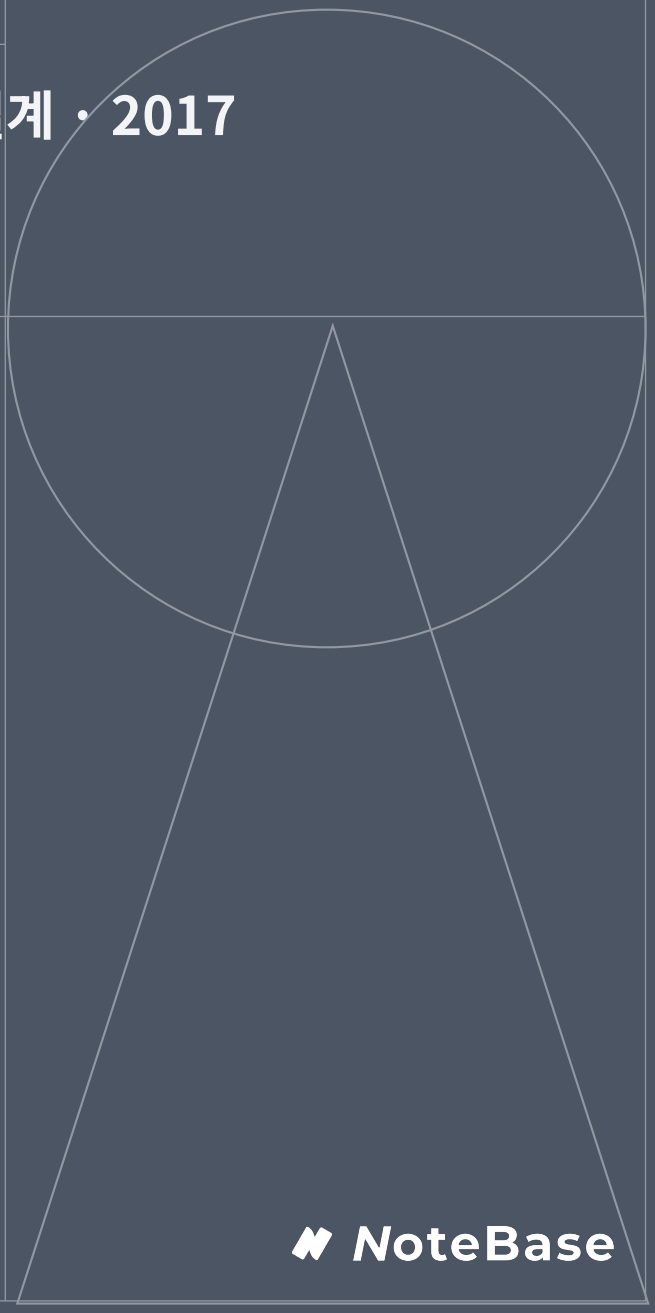
기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2017



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2017

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2017

문 1. 다음 중 결합용 나사인 것은?

① 사각나사

② 사다리꼴나사

③ 관용나사

④ 톱니나사

정답 3번

간단한 해설

관용나사는 **관과 관 이음쇠를 연결**하는 데 쓰이므로 결합용 나사에 해당한다.

공통 해설

나사는 사용 목적에 따라 결합용과 운동용으로 구분한다. 결합용 나사는 **부품을 연결하고 결합 상태를 유지**하는 것이 주목적이다. 운동용 나사는 나사의 회전을 이용하여 축방향으로 물체를 이동시키거나 힘을 전달하는 것이 주목적이다.

관용나사는 관과 관 이음쇠를 나사로 연결하는 데 사용하므로 결합용에 해당한다.
사각나사·사다리꼴나사·톱니나사는 **운동과 힘의 전달**에 쓰이는 운동용 나사로 분류한다.

NoteBase

문 2. 평기어의 설계에 있어 이의 간섭(interference of tooth)이 발생하지 않도록 방지하기 위한 방법으로 옳지 않은 것은?

① 기어와 피니언의 잇수비를 크게 한다.

② 기어의 이끝높이를 줄인다.

③ 치형을 수정한다.

④ 압력각을 크게 한다.

정답 1번

간단한 해설

기어와 피니언의 잇수비를 크게 하는 것은 간섭 방지 방법이 아니다. 다른 치형 조건이 같다면 큰 기어의 잇수를 늘리기보다 **피니언의 잇수를 늘려 잇수비를 줄이는** 것이 간섭 방지에 유리하다.

선지별 해설

인벌류트 평기어의 간섭은 한쪽 이끝이 상대 기어의 기초원 안쪽에 있는 비인벌류트 부분과 접촉하는 현상이다. 피니언은 맞물리는 두 기어 중 작은 기어이며, 여기서 잇수비는 큰 기어의 잇수를 피니언의 잇수로 나눈 값이다.

① X: 피니언의 잇수와 모듈·압력각·이끝높이가 같을 때 큰 기어의 잇수를 늘리면, 큰 기어의 이끝이 피니언의 비인벌류트 부분에 간섭하기 쉬워진다. 따라서 잇수비를 크게 하는 것은 방지책이 아니며, 큰 기어의 잇수가 일정하다면 **피니언의 잇수를 늘려 잇수비를 줄이는** 방향이 유리하다.

② O: 이끝높이는 피치원에서 이끝원까지의 반지름 방향 높이이다. 이를 줄이면 이끝이 상대 기어의 이뿌리 쪽으로 깊이 들어가는 정도가 줄어, **기초원 안쪽의 비인벌류트 부분과 접촉하는 것**을 피할 수 있다.

③ O: 간섭을 피하도록 치형을 수정하면 이끝과 상대 이뿌리의 부적절한 접촉을 막을 수 있다. 예를 들어 잇수가 적은 피니언에 **양의 전위**를 적용하면, 치절 공구가 이뿌리를 지나치게 깎는 언더컷을 방지하는 데 도움이 된다.

④ O: 같은 피치원 크기에서 압력각을 크게 하면 **기초원이 작아져** 인벌류트 치형이 이뿌리 쪽으로 더 넓게 형성된다. 이에 따라 간섭 없이 사용할 수 있는 최소 잇수가 줄어들므로, 잇수가 적은 피니언의 간섭 방지에 유리하다.

NoteBase

문 3. 다음의 내구선도 중 조더버그선(Soderberg line)을 나타내는 것은? (단, σ_m은 평균응력, σ_a는 교번응력(응력진폭), σ_Y는 항복강도, σ_u는 극한강도, σ_e는 피로한도이다.)

① $\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1$
② $\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_Y} = 1$
③ $\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 = 1$
④ $\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_Y}\right)^2 = 1$

정답 2번

간단한 해설

조더버그선은 교번응력 축의 피로한도와 평균응력 축의 **항복강도**를 잇는 **직선**이다. 따라서 교번응력은 피로한도로, 평균응력은 항복강도로 나눈 두 응력비를 일차항으로 더해 1이 되는 식으로 나타낸다.

공통 해설

조더버그선은 인장 평균응력이 작용하는 영역에서 평균응력과 교번응력의 허용 한계를 직선으로 나타낸 것이다. 가로축을 평균응력 σ_m, 세로축을 교번응력 σ_a로 두면, 평균응력이 0일 때 교번응력의 한계는 피로한도 σ_e이고, 교번응력이 0일 때 평균응력의 한계는 항복강도 σ_Y이다.

이 두 절편을 잇는 직선의 방정식은 $\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_Y} = 1$이다. 이를 $\sigma_a = \sigma_e\left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_Y}\right)$로 정리하면, 평균응력이 커질수록 허용되는 교번응력이 직선적으로 감소함을 알 수 있다.

따라서 식을 구별하는 기준은 **평균응력 항의 분모가 항복강도**이고, **두 응력비가 모두 일차항**이라는 점이다. 평균응력 항의 분모를 극한강도 σ_u로 쓰거나 응력비를 제곱한 식은 이 기준을 충족하지 않는다.

NoteBase

문 4. 칼라 베어링(collar bearing)에서 N은 회전 각속도[rpm], P는 베어링에 가해지는 축방향 힘[kgf], Z는 칼라의 수, d_1은 칼라의 안지름[mm], d_2는 칼라의 바깥지름[mm]일 때, 칼라 베어링의 발열계수(pv) [kgf/mm^2 · m/s]는?

① $pv = \frac{PN}{30000Z(d_2 - d_1)}$
② $pv = \frac{PN}{60000Z(d_2 - d_1)}$
③ $pv = \frac{PN}{3000Z(d_2 - d_1)}$
④ $pv = \frac{PN}{6000Z(d_2 - d_1)}$

정답 1번

간단한 해설

발열계수는 **평균 베어링 압력과 평균지름에서의 미끄럼속도의 곱**이다. 칼라의 환형 면적과 rpm·mm의 단위 환산을 반영하면 $pv = \frac{PN}{30000Z(d_2 - d_1)}$이 된다.

계산 과정

1. 평균 베어링 압력: 칼라 베어링은 환형 접촉면으로 축방향 힘 P를 지지한다. 칼라 한 개의 접촉면적은 $A = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$이다. 같은 크기의 칼라 Z개가 하중을 나누어 지지하므로 **전체 접촉면적은 ZA**이며, 평균 압력은 $p = \frac{4P}{\pi Z(d_2^2 - d_1^2)}$이다. 힘을 kgf, 지름을 mm로 넣으면 압력의 단위는 kgf/mm^{2}가 된다.

2. 미끄럼속도: 발열계수 계산에는 **안지름과 바깥지름의 산술평균**인 $d_m = \frac{d_2 + d_1}{2}$에서의 원주속도를 사용한다. N의 단위가 rpm이므로 초당 회전수는 $\frac{N}{60}$이고, 원주 길이를 mm에서 m로 바꾸려면 1000으로 나눈다. 따라서 $v = \frac{\pi d_m N}{60000}$이며, 평균지름을 대입하면 $v = \frac{\pi(d_2 + d_1)N}{120000}$ m/s이다.

3. 발열계수: 위의 압력과 속도를 곱한다. $d_2^2 - d_1^2 = (d_2 - d_1)(d_2 + d_1)$이므로 분모와 분자의 $d_2 + d_1$ 및 π가 약분된다. 수치계수도 $\frac{4}{120000} = \frac{1}{30000}$으로 정리되어 $pv = \frac{PN}{30000Z(d_2 - d_1)}$을 얻는다. 단위는 kgf/mm^2 · m/s이며, 이는 ①의 식과 일치한다.

NoteBase

문 5. 볼 베어링의 정격수명을 2배로 늘리려면 동 등가하중을 몇 배로 해야 하는가?

① 1/4

② 1/2

③ $1/\sqrt{2}$

④ $1/\sqrt[3]{2}$

정답 4번

간단한 해설

같은 볼 베어링의 정격수명은 **동 등가하중의 세제곱에 반비례**한다. 수명을 2배로 늘리려면 하중을 기존의 $\frac{1}{\sqrt[3]{2}}$배로 줄여야 한다.

계산 과정

수명과 하중의 관계: 볼 베어링의 정격수명은 $L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$으로 계산한다. 여기서 L은 백만 회전 단위의 정격수명, C는 기본 동 정격하중, P는 동 등가하중이며 C와 P는 같은 하중 단위를 쓴다. **같은 베어링이므로 C는 일정**하고, 하중이 작아질수록 수명이 길어진다. 수명을 시간 단위로 비교할 때에는 회전속도도 일정하다고 본다.

수명비와 하중비 계산: 변경 전후의 정격수명을 각각 L_1, L_2, 동 등가하중을 각각 P_1, P_2라 두면 $\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3$이다. 수명을 2배로 늘리는 조건을 대입하면 $2 = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3$이므로, $\frac{P_1}{P_2} = \sqrt[3]{2}$ 이다. 이는 기존 하중이 변경 후 하중의 $\sqrt[3]{2}$ 배라는 뜻이다.

요구 하중비: 문제에서 묻는 것은 **변경 후 하중을 기존 하중으로 나눈 비**이므로 $\frac{P_2}{P_1} = \frac{1}{\sqrt[3]{2}}$이다. 따라서 동 등가하중을 기존의 $\frac{1}{\sqrt[3]{2}}$배로 해야 하며, 이는 ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 6. 축방향 하중 Q를 받는 사각나사를 죄기 위해 접선 방향으로 가해야 하는 회전력 P는? (단, 리드각(나선각)은 α, 마찰각은 ρ이다.)

① $Q\tan(\rho+\alpha)$

② $Q\tan(\rho-\alpha)$

③ $Q\cos(\rho+\alpha)$

④ $Q\cos(\rho-\alpha)$

정답 1번

간단한 해설

사각나사를 죌 때는 축방향 하중과 나사면의 마찰을 함께 이겨야 하므로 **리드각과 마찰각을 더한 각**을 적용한다. 접선 방향 힘과 축방향 하중의 비가 이 각의 탄젠트이므로 $P = Q\tan(\rho+\alpha)$이다.

공통 해설

사각나사의 나선면을 펼치면 리드각 α만큼 기울어진 경사면으로 볼 수 있다. 축방향 하중 Q를 받으면서 나사를 죄는 것은 이 경사면에서 하중을 거슬러 올라가는 운동에 해당한다. P는 나사 원주에 접선 방향으로 가하는 힘이며, Q와 마찬가지로 단위는 N이다.

마찰각 ρ는 마찰계수 μ와 $\tan\rho = \mu$의 관계를 갖는다. 죄는 방향에서는 마찰력이 경사면을 올라가는 운동을 방해하므로, 수직항력과 마찰력의 합력은 축방향과 $\rho+\alpha$의 각을 이룬다. 이 합력을 R이라 하면 접선 방향 성분은 $P = R\sin(\rho+\alpha)$, 축방향 성분은 $Q = R\cos(\rho+\alpha)$이다.

따라서 **접선 방향 성분과 축방향 성분의 비**는 $\frac{P}{Q} = \tan(\rho+\alpha)$이고, 필요한 힘은 $P = Q\tan(\rho+\alpha)$이다. 죄는 경우에는 두 각의 합을 사용하며, 두 힘의 성분비를 구하므로 코사인만 곱하는 식으로 나타내지 않는다.

NoteBase

문 7. 장력비가 k인 평행걸기 벨트전동장치가 있다. 긴장측 장력을 T_t, 이완측 장력을 T_s, 유효장력을 T_e라 할 때 $(T_t + T_s)/T_e$의 값은? (단, 벨트의 회전으로 인한 원심력 효과는 무시한다.)

① $\frac{k-1}{k+1}$
② $\frac{k+1}{k-1}$
③ $\frac{1+k}{1-k}$
④ $\frac{1-k}{1+k}$

정답 2번

간단한 해설

원심력 효과를 무시하면 유효장력은 **긴장측과 이완측 장력의 차**인 $T_e = T_t - T_s$이다. 장력비 $k = T_t/T_s$를 이용하면 두 장력의 합과 유효장력의 비는 $\frac{k+1}{k-1}$이 된다.

계산 과정

유효장력의 의미: 긴장측 장력 T_t와 이완측 장력 T_s는 풀리에 서로 반대 방향의 회전 효과를 준다. 따라서 원심력 효과를 무시할 때 동력 전달에 기여하는 유효장력은 **두 장력의 차**이며, $T_e = T_t - T_s$이다.

장력비 적용: 장력비는 $k = \frac{T_t}{T_s}$이므로 $T_t = kT_s$이다. 이를 장력의 합과 차에 각각 대입하면 $T_t + T_s = (k+1)T_s$, $T_e = (k-1)T_s$가 된다. 동력을 전달하는 상태에서는 긴장측 장력이 이완측보다 크므로 $k > 1$이다.

비의 계산: 위의 두 식을 나누고 공통인 이완측 장력을 약분하면 $\frac{T_t + T_s}{T_e} = \frac{k+1}{k-1}$이다. 같은 단위의 장력끼리 나눈 비이므로 단위가 없으며, 이 식은 ②에 해당한다.

NoteBase

문 8. 브레이크 용량(brake capacity)에 대한 바른 정의는?

① 마찰계수×속도×압력

② 제동토크×속도

③ 제동토크×속도감소율

④ 마찰력×속도감소율

정답 1번

간단한 해설

브레이크 용량은 **단위 마찰면적당 흡수하는 동력**이다. 마찰력에 마찰면의 미끄럼 속도를 곱한 뒤 면적으로 나누면 마찰계수×속도×압력이 된다.

공통 해설

이 문항에서 브레이크 용량은 마찰면의 단위면적이 단위시간에 흡수하여 열로 바꾸는 에너지, 즉 **단위 마찰면적당 흡수 동력**을 뜻한다. 마찰계수를 μ, 접촉압력을 p, 마찰면적을 A, 마찰면의 상대 미끄럼 속도를 v라 하면 브레이크 용량은 $q = \mu p v$이며, SI 단위는 $\mathrm{W/m^2}$이다.

접촉압력이 면적 전체에 균일하다고 보면 수직력은 $N = pA$이고, 마찰력은 $F = \mu N = \mu pA$이다. 마찰력이 운동을 방해하며 흡수하는 동력은 $P = Fv$이므로, 이를 면적으로 나누면 $q = \frac{P}{A} = \mu p v$가 된다. 따라서 '마찰계수×속도×압력'은 이 정의를 나타낸다.

이 관계에서 곱하는 것은 **속도감소율이 아니라 미끄럼 속도**이다. 속도감소율을 곱한 식은 흡수 동력을 나타내지 않는다. 제동토크 T로 전체 흡수 동력을 나타내려면 각속도 ω를 곱하여 $P = T\omega$로 쓰고, 브레이크 용량을 구하려면 다시 마찰면적으로 나누어야 한다. 따라서 제동토크에 속도만 곱한 식도 단위면적당 흡수 동력의 정의와 구별된다.

NoteBase

문 9. 지름이 d인 중실축과 바깥지름이 d_o, 안지름이 d_i인 중공축에 대하여, 두 축에 같은 크기의 굽힘모멘트를 가했을 때 같은 크기의 굽힘응력이 발생되기 위한 d/d_o의 값을 A라 하자. 또한, 유사하게 두 축에 같은 크기의 비틀림모멘트를 가했을 때 같은 크기의 비틀림응력이 발생되기 위한 d/d_o의 값을 B라 하자. A와 B의 곱은? (단, 두 축은 동일한 재료이고, $x = d_i/d_o$라 한다.)

① $\sqrt[4]{\frac{1}{(1-x^4)^2}}$
② $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-x^4)^2}}$
③ $\sqrt[4]{(1-x^4)^2}$
④ $\sqrt[3]{(1-x^4)^2}$

정답 4번

간단한 해설

같은 모멘트에서 최대응력이 같으려면 두 축의 **단면계수가 같아야 한다**. 굽힘과 비틀림 모두 지름비가 $A = B = \sqrt[3]{1-x^4}$이므로, 곱은 $AB = \sqrt[3]{(1-x^4)^2}$이다.

계산 과정

원형축의 굽힘응력과 비틀림응력은 바깥 표면에서 최대가 되므로 최대응력을 비교한다. 굽힘모멘트를 M, 비틀림모멘트를 T라 하면 최대응력은 각각 $\sigma = M/Z$, $\tau = T/Z_p$이다. 여기서 Z는 굽힘 단면계수, Z_p는 극단면계수이다. 각각 단면2차모멘트와 극단면2차모멘트를 바깥 반지름으로 나눈 값이므로, 원형축에서는 지름의 세제곱에 비례한다. 중공축의 지름비는 $x = d_i/d_o$이며 $0 < x < 1$이다.

A의 계산: 중실축의 굽힘 단면계수는 $Z_s = \frac{\pi d^3}{32}$이다. 중공축은 안쪽 원의 단면2차모멘트를 빼므로 $Z_h = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32 d_o}$이고, $x = d_i/d_o$를 대입하면 $Z_h = \frac{\pi d_o^3(1-x^4)}{32}$이다. 같은 굽힘모멘트에서 굽힘응력이 같다는 것은 **굽힘 단면계수가 같다는 뜻**이다. 따라서 $d^3 = d_o^3(1-x^4)$이고, $A = \frac{d}{d_o} = \sqrt[3]{1-x^4}$이다.

B의 계산: 중실축의 극단면계수는 $Z_{p,s} = \frac{\pi d^3}{16}$, 중공축의 극단면계수는 $Z_{p,h} = \frac{\pi d_o^3(1-x^4)}{16}$이다. 같은 비틀림모멘트에서 비틀림응력이 같으려면 두 극단면계수가 같아야 한다. 두 식의 공통 계수를 소거하면 여기서도 $d^3 = d_o^3(1-x^4)$가 된다. 즉, 굽힘과 비틀림은 단면계수의 계수가 다르지만 **중실축과 중공축을 비교하는 지름 관계는 같다**. 따라서 $B = \frac{d}{d_o} = \sqrt[3]{1-x^4}$이다.

A와 B의 곱: $AB = (1-x^4)^{1/3} \cdot (1-x^4)^{1/3}$이므로 $AB = (1-x^4)^{2/3} = \sqrt[3]{(1-x^4)^2}$이다. A와 B는 길이의 비이므로 곱도 단위가 없으며, 이 식은 ④와 일치한다.

NoteBase

문 10. 성크 키(묻힘 키)에서 T를 전달토크, b를 키의 폭, l을 키의 길이, d를 회전축의 지름이라 할 때, 만약 키의 전단응력과 축의 비틀림응력이 같고 동시에 $l = 2d$라면 다음 중 옳은 것은?

① $b = \frac{\pi}{8}d$

② $b = \frac{\pi}{12}d$

③ $b = \frac{\pi}{16}d$

④ $b = \frac{\pi}{32}d$

정답 3번

간단한 해설

키의 전단응력과 축의 최대 비틀림응력을 같게 놓으면 $bl = \frac{\pi d^2}{8}$이 된다. 여기에 **키의 길이 조건** $l = 2d$를 대입하면 $b = \frac{\pi}{16}d$이다.

계산 과정

1. 키에 작용하는 힘: 전달토크 T는 축의 반지름 $d/2$를 팔길이로 하는 접선력 F에 의해 전달된다. 따라서 $T = F\frac{d}{2}$에서 $F = \frac{2T}{d}$이다.

2. 키의 전단응력: 키가 잘리는 면은 **폭과 길이로 이루어진 면**이므로 전단면적은 bl이다. 키의 평균 전단응력을 τ_k라 하면 $\tau_k = \frac{F}{bl} = \frac{2T}{dbl}$이다.

3. 축의 비틀림응력: 원형 실축의 비틀림 전단응력은 중심에서 0이고 **축의 표면에서 최대**이다. 극관성모멘트 $J = \frac{\pi d^4}{32}$와 표면까지의 거리 $d/2$를 사용하면 최대 비틀림응력은 $\tau_s = \frac{T(d/2)}{J} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다.

4. 응력 조건과 길이 조건 적용: 두 응력이 같으므로 $\frac{2T}{dbl} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다. 공통인 전달토크를 소거하고 정리하면 $bl = \frac{\pi d^2}{8}$이 된다. 여기에 $l = 2d$를 대입하면 $2bd = \frac{\pi d^2}{8}$, 즉 $b = \frac{\pi}{16}d$이다. 폭과 지름의 비가 $\pi/16$인 관계로, ③의 식과 일치한다.

NoteBase

문 11. 내압을 받는 보일러의 길이 방향(축방향) 응력과 원주 방향 응력은 서로 어떤 관계에 있는가?

① 길이 방향의 응력은 원주 방향 응력의 2배이다.

② 원주 방향의 응력은 길이 방향 응력의 1/2배이다.

③ 원주 방향의 응력은 길이 방향 응력의 2배이다.

④ 원주 방향의 응력은 길이 방향 응력의 4배이다.

정답 3번

간단한 해설

보일러를 양 끝이 닫힌 얇은 원통으로 보면, **원주 방향 응력은 길이 방향 응력의 2배**이다. 내압과 원통의 치수가 같아도 두 방향에서 내압을 지탱하는 벽의 면적 관계가 다르기 때문이다.

공통 해설

이 문항은 보일러를 **양 끝이 닫힌 얇은 원통형 압력용기**로 이상화하여 판단한다. 끝단의 국부적 영향을 무시하고, 내외부 압력 차를 p, 안쪽 반지름을 r, 벽 두께를 t라 한다. 길이 방향 응력은 축을 따라 작용하고, 원주 방향 응력은 원통 둘레를 따라 작용하는 인장응력이다.

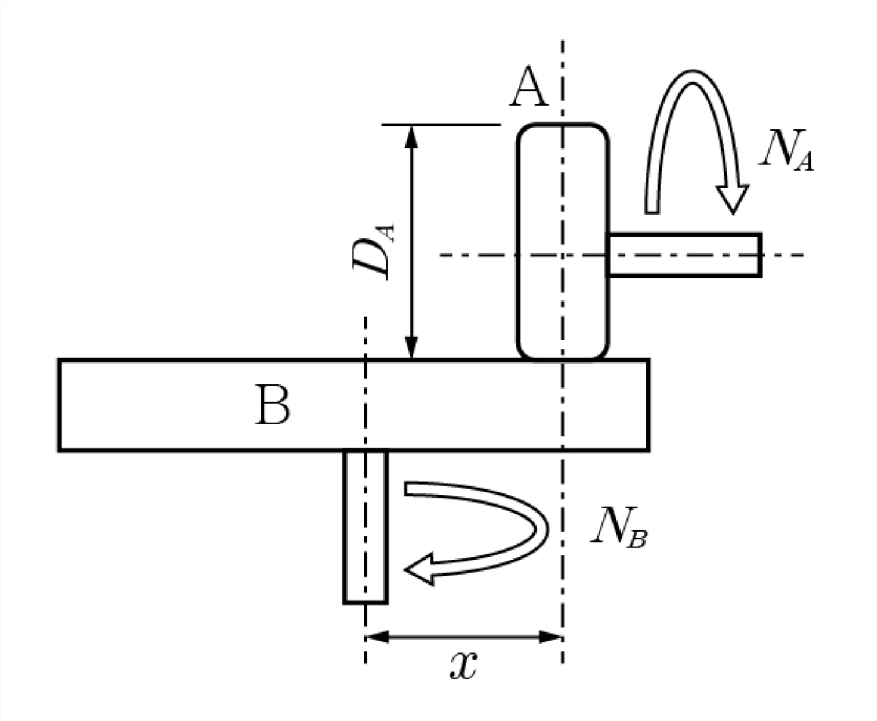
길이 방향 응력: 내압이 끝판을 밀어내는 힘은 $p\pi r^2$이고, 이를 지탱하는 원통 벽의 단면적은 얇은 벽에서 약 $2\pi rt$이다. 힘의 평형으로부터 길이 방향 응력은 $\sigma_l = \frac{pr}{2t}$이다.

원주 방향 응력: 길이가 L인 원통을 축을 포함하는 평면으로 반 나누어 생각하면, 내압이 반쪽 원통을 벌리는 합력은 투영면적에 따라 2prL이다. 이를 두 절단면의 벽이 지탱하므로 저항 면적은 2tL이고, 원주 방향 응력은 $\sigma_\theta = \frac{pr}{t}$이다.

두 식에서 **원주 방향 응력은 길이 방향 응력의 2배**이며, $\sigma_\theta = 2\sigma_l$이다. 반대로 길이 방향 응력은 원주 방향 응력의 1/2이므로, 두 방향을 바꾸거나 원주 방향 응력을 1/2배 또는 4배로 보는 관계는 성립하지 않는다.

NoteBase

문 12. 그림과 같은 무단변속 마찰차에서 원동차 A와 종동차 B의 회전수가 각각 1,200rpm, 800rpm이 되기 위한 원동차 A의 위치 x는? (단, 원동차와 종동차의 접촉부에서 미끄러짐이 없다고 가정하며, D_A = 400mm 이다.)



① 280mm

② 300mm

③ 320mm

④ 350mm

정답 2번

간단한 해설

접촉부에서 미끄러짐이 없으므로 두 마찰차의 **접촉점 선속도가 같다**. B의 회전반지름은 그림의 x이므로 $\pi D_A N_A = 2\pi x N_B$를 적용하면 x = 300 mm이다.

NoteBase

계산 과정

그림의 x는 종동차 B의 회전축에서 원동차 A와의 접촉점까지의 거리이므로 **B의 접촉점 회전반지름**이다. A의 접촉점 회전반지름은 지름의 절반인 $D_A/2$이다. 주어진 값은 $D_A = 400\text{mm}$, $N_A = 1{,}200\text{rpm}$, $N_B = 800\text{rpm}$ 이다.

미끄러짐이 없으면 접촉점에서 두 차의 선속도가 같다. 한 바퀴 동안 A의 둘레가 이동하는 길이는 πD_A, B의 접촉점이 이동하는 길이는 $2\pi x$이다. 각각에 분당 회전수를 곱하면 분당 이동 거리가 되므로 $\pi D_A N_A = 2\pi x N_B$ 가 성립한다.

위 식을 x에 대해 정리하면 $x = \frac{D_A N_A}{2N_B}$이다. 수치를 대입하면 $x = \frac{400 \cdot 1{,}200}{2 \cdot 800} = 300\text{mm}$이다. 즉, A의 반지름 200 mm보다 B의 접촉점 반지름이 커야 B가 더 느리게 회전하면서도 같은 접촉점 선속도를 갖는다.

따라서 원동차 A는 B의 회전축에서 300 mm 떨어진 위치에 놓여야 하며, 이는 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 13. 원통형 코일스프링의 스프링상수(k)는 스프링 재료 또는 치수와 밀접한 관계를 가진다. 이 관계를 설명한 것 중 옳지 않은 것은?

① 재료의 전단탄성계수에 비례한다.

② 소선(스프링 소재) 지름의 4제곱에 비례한다.

③ 스프링 평균지름의 제곱에 반비례한다.

④ 코일의 유효 감김수에 반비례한다.

정답 3번

간단한 해설

다른 조건이 같을 때 스프링상수는 평균지름의 **제곱이 아니라 세제곱에 반비례**한다.

공통 해설

스프링상수는 단위 변형량을 만드는 데 필요한 하중으로, 값이 클수록 스프링이 뻣뻣하다. 원형 단면의 소선으로 만든 피치각이 작은 원통형 코일스프링이 축방향 하중을 받아 탄성변형할 때, 기본 관계는 $k = \frac{Gd^4}{8D^3n}$이다. 여기서 G는 재료의 전단탄성계수, d는 소선 지름, D는 스프링 평균지름, n은 코일의 유효 감김수이다.

다른 조건을 고정하면 분자에 있는 G와 소선 지름의 4제곱이 커질수록 스프링상수가 커진다. 반대로 분모에 있는 평균지름의 세제곱과 유효 감김수가 커질수록 스프링상수가 작아진다. 따라서 전단탄성계수 및 소선 지름의 4제곱에 비례하고, 유효 감김수에 반비례한다는 관계는 이 식과 일치한다.

평균지름에 대한 관계는 **제곱에 반비례가 아니라 세제곱에 반비례**이다. 예를 들어 다른 조건을 그대로 두고 평균지름만 2배로 하면 분모가 8배가 되므로 스프링상수는 원래의 1/8이 된다.

NoteBase

문 14. 웜휠(worm wheel)의 축직각 모듈이 4mm이고, 웜에 대한 웜휠의 회전 각속도비가 $\frac{1}{20}$인 웜 기어장치가 있다. 웜이 2줄 기어일 때, 웜휠의 피치원 지름은?

① 5mm

② 10mm

③ 80mm

④ 160mm

정답 4번

간단한 해설

2줄 웜이 한 바퀴 돌면 웜휠은 두 잇수만큼 회전하므로, 각속도비가 1/20인 웜휠의 잇수는 40개이다. 피치원 지름은 **축직각 모듈과 잇수의 곱**이므로 $4 \times 40 = 160$ mm이다.

계산 과정

1. 각속도비의 관계: 웜과 웜휠의 각속도를 각각 ω_1, ω_2, 웜의 줄 수를 z_1, 웜휠의 잇수를 z_2라 한다. 웜이 한 바퀴 돌 때 웜휠은 **웜의 줄 수만큼의 잇수**를 진행하므로, $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}$이다.

2. 웜휠의 잇수: 주어진 각속도비와 2줄 조건을 대입하면 $\frac{1}{20} = \frac{2}{z_2}$이다. 따라서 $z_2 = 2 \cdot 20 = 40$이며, 이는 웜휠 한 바퀴에 포함된 이의 개수가 40개라는 뜻이다.

3. 피치원 지름: 웜휠의 축직각 모듈 m_t는 피치원 지름 d_2를 잇수로 나눈 값이므로 $m_t = \frac{d_2}{z_2}$이다. 주어진 4 mm는 **웜휠의 축직각 모듈**이므로 $d_2 = m_t z_2$에 바로 적용한다. 계산하면 $d_2 = 4 \cdot 40 = 160$mm로, ④의 160 mm에 해당한다.

NoteBase

문 15. 원추 클러치에서 전달토크가 T, 평균지름이 D_m, 원추면의 경사각(꼭지각의 1/2)이 α, 접촉면의 마찰계수가 μ일 때 축방향으로 밀어 붙이는 힘 P를 구하면?

① $P = \frac{\mu D_m}{2T}(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$
② $P = \frac{\mu D_m}{2T}(\cos\alpha + \mu\sin\alpha)$
③ $P = \frac{2T}{\mu D_m}(\cos\alpha + \mu\sin\alpha)$
④ $P = \frac{2T}{\mu D_m}(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$

정답 4번

간단한 해설

원추 클러치를 **밀어 넣는 동안의 마찰 저항**까지 고려하면, 수직항력의 축방향 성분과 마찰력의 축방향 성분을 더해야 한다. 따라서 필요한 힘은 $P = \frac{2T}{\mu D_m}(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$이다.

계산 과정

전달토크와 수직항력: 접촉면에 수직으로 작용하는 힘의 크기를 N이라 하면, 토크를 전달하는 마찰력은 μN이다. 평균지름이 D_m이므로 마찰력의 모멘트팔은 $D_m/2$이다. 따라서 $T = \mu N \cdot \frac{D_m}{2}$이고, 이를 정리하면 $N = \frac{2T}{\mu D_m}$이다.

축방향 힘의 구성: α는 원추면과 축이 이루는 각이므로 수직항력의 축방향 성분은 $N\sin\alpha$이다. 원추면을 따라 밀려 들어가는 운동을 방해하는 마찰력의 크기는 μN이고, 그 축방향 성분은 $\mu N\cos\alpha$이다. 두 성분 모두 밀어 넣는 운동에 저항하므로 **두 축방향 성분을 더해** $P = N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$로 쓴다.

수직항력 대입: 앞에서 구한 N을 대입하면 $P = \frac{2T}{\mu D_m}(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$이며, ④의 식과 일치한다. T를 $\mathrm{N}\cdot\mathrm{m}$, D_m을 m로 쓰면 힘 P의 단위는 N이다.

NoteBase

문 16. 표준 V 벨트의 호칭번호 ‘B40’의 의미는?

① 단면이 B형이고 유효둘레가 40cm이다.

② 단면이 B형이고 유효둘레가 40인치이다.

③ 단면이 B형이고 홈각도가 40°이다.

④ 재료가 B호이고 유효둘레가 40인치이다.

정답 2번

간단한 해설

'B40'의 B는 **벨트의 단면 형식**을, 40은 **인치 단위의 유효둘레**를 나타낸다. 따라서 B형 단면에 유효둘레가 40인치인 벨트라는 뜻이다.

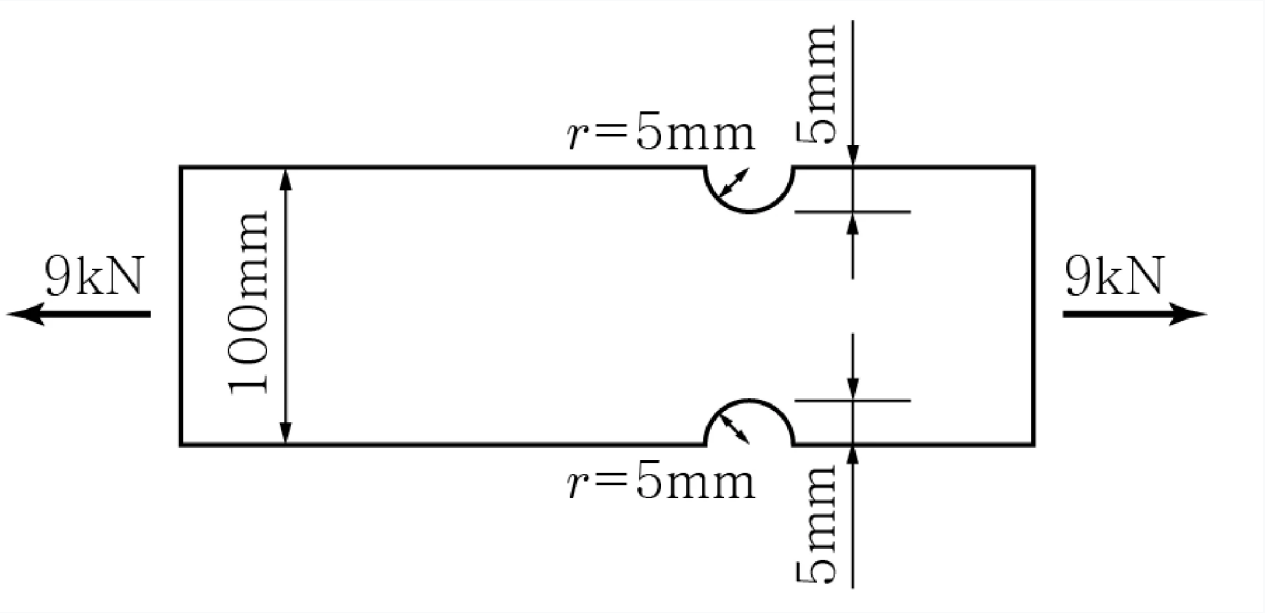
공통 해설

표준 V 벨트의 호칭은 **단면 형식을 나타내는 문자와 길이를 나타내는 수**를 결합한 것이다. 이 문제에서 B는 단면이 B형이라는 뜻이고, 뒤의 40은 유효둘레를 인치로 표시한 값이다. 따라서 'B40'은 단면이 B형이고 유효둘레가 40인치인 벨트를 가리킨다.

이 표기에서 숫자는 **길이를 인치로 나타내므로** 40cm나 홈각도 40°로 읽지 않는다. 또한 B는 단면 형식을 나타내므로 재료의 등급인 'B호'로 해석하지 않는다.

NoteBase

문 17. 그림과 같이 두께가 20mm, 폭이 100mm인 평판에 반원형 노치(notch)가 파여 있다. 평판의 양단에는 9kN의 인장하중이 작용하고 있다. 반원형 노치부분의 응력집중계수가 K=3.1일 때, 평판에 발생하는 최대응력은?



① 6.2N/mm^2

② 9.3N/mm^2

③ 12.4N/mm^2

④ 15.5N/mm^2

정답 4번

간단한 해설

노치로 줄어든 최소 단면적 1800 mm^{2}를 기준으로 한 공칭응력은 5 N/mm^{2}이다. 여기에 **응력집중계수 3.1**을 곱하면 최대응력은 15.5 N/mm^{2}이다.

NoteBase

계산 과정

1. 최소 단면적: 그림에서 위아래 반원형 노치의 깊이는 각각 5 mm이다. 따라서 **노치 사이에 남은 폭**은 100 − 5 − 5 = 90 mm이고, 두께가 20 mm이므로 최소 단면적 A는 20 × 90 = 1800 mm^2이다.

2. 공칭응력: 양단의 9 kN은 서로 평형을 이루는 인장하중이므로, 단면에 작용하는 축력 P는 **두 하중을 더한 18 kN이 아니라 9 kN**이다. 이를 N으로 환산하면 9000 N이다. 최소 단면에서 하중이 균일하게 분포한다고 보아 구한 평균응력이 공칭응력이며, $\sigma_{nom} = \frac{P}{A} = \frac{9000}{1800} = 5 N/mm^2$이다.

3. 최대응력: 노치 부근에는 응력이 집중되므로 실제 최대응력은 공칭응력보다 크다. 응력집중계수는 **공칭응력에 대한 최대응력의 비**이므로 $\sigma_{max} = K\sigma_{nom}$이다. 따라서 최대응력은 3.1 × 5 = 15.5 N/mm^2로, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 18. 바깥지름이 120mm, 안지름이 80mm인 피벗 저널 베어링(pivot journal bearing)이 500rpm으로 회전하는 축을 지지한다. 베어링에 작용하는 압력이 1.5MPa로 균일하고, 마찰계수가 0.02라고 할 때, 마찰손실동력은?

① $50\pi^2$ W
② $100\pi^2$ W
③ $200\pi^2$ W
④ $500\pi^2$ W

정답 1번

간단한 해설

압력이 **균일**하므로 접촉면의 각 부분에서 생기는 마찰토크를 합산하고, 여기에 **각속도**를 곱해 손실동력을 구한다. 계산값은 약 $50.67\pi^2$W로, 제시된 $50\pi^2$W에 가장 가깝다.

계산 과정

조건과 단위: 바깥반지름 R은 60 mm = 0.06 m, 안쪽반지름 r은 40 mm = 0.04 m이다. 균일 압력 p는 1.5 MPa = 1,500,000 Pa, 마찰계수 μ는 0.02, 회전수 n은 500 rpm이다.

마찰토크: 압력이 **접촉면 전체에서 일정**하므로 반지름 x, 폭 dx인 고리의 면적 $dA = 2\pi x dx$에 작용하는 마찰력은 $dF = \mu p dA$이다. 이 힘의 모멘트 $dT = x dF$를 r부터 R까지 적분하면 $T = \frac{2\pi\mu p}{3}(R^3 - r^3)$이다. 주어진 반지름으로부터 $R^3 - r^3 = 0.000152\text{m}^3$이므로, $T = 3.04\pi\text{N}\cdot\text{m}$이다.

각속도: 1회전은 2π rad이고 1분은 60초이므로, 회전수를 **초당 회전각**으로 바꾼다. $\omega = \frac{2\pi n}{60}$에 n = 500을 대입하면 $\omega = \frac{50\pi}{3}$rad/s이다.

손실동력: 회전운동의 동력은 토크와 각속도의 곱이므로 $P = T\omega$이다. 따라서 $P = 3.04\pi \cdot \frac{50\pi}{3}$W, 즉 $P = \frac{152}{3}\pi^2$W이다. 이는 약 $50.67\pi^2$W이며, 선택지 중 가장 가까운 값은 ①의 $50\pi^2$W이다.

NoteBase

문 19. 지름이 d인 원형단면봉이 굽힘모멘트 M과 비틀림모멘트 T를 동시에 받고 있다. 전단변형에너지설을 적용하여 재료의 파손여부를 판단할 때 사용하는 유효응력(von Mises응력) σ_{VM}은?

① $\sigma_{VM} = \frac{32}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + \frac{3}{2}T^2}$
② $\sigma_{VM} = \frac{32}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}$
③ $\sigma_{VM} = \frac{16}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + \frac{3}{2}T^2}$
④ $\sigma_{VM} = \frac{16}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}$

정답 2번

간단한 해설

전단변형에너지설에서는 굽힘에 의한 수직응력과 비틀림에 의한 전단응력을 $\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$로 결합한다. 원형단면봉의 두 응력식에서 **전단응력의 계수가 굽힘응력 계수의 절반**이므로, 공통인자를 묶으면 제곱근 안의 비틀림항은 $\frac{3}{4}T^2$이 된다.

계산 과정

굽힘응력: 지름이 d인 중실 원형단면에서 중립축으로부터 표면까지의 거리는 $c = d/2$, 단면2차모멘트는 $I = \pi d^4/64$이다. 굽힘응력은 중립축에서 멀수록 커지므로 **가장 바깥쪽 표면**에서 최대가 되며, 그 크기는 $\sigma_b = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$이다.

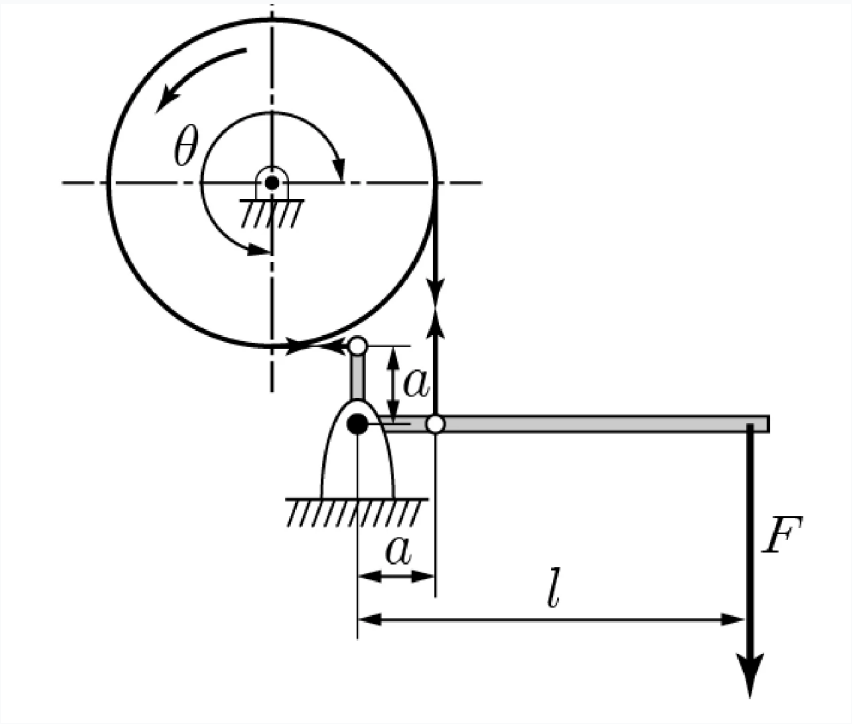
비틀림 전단응력: 원형단면의 극단면2차모멘트는 $J = \pi d^4/32$이다. 비틀림 전단응력도 중심에서 멀수록 커지므로 같은 표면에서 $\tau = \frac{Tc}{J} = \frac{16T}{\pi d^3}$가 된다. 따라서 최대 굽힘응력이 발생하는 표면점에서 두 응력을 함께 고려한다.

유효응력 관계: 전단변형에너지설은 재료의 형상 변화에 쓰이는 변형에너지를 기준으로 항복을 판단한다. 수직응력 하나와 전단응력이 함께 작용하는 이 응력상태에서는 $\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$ 이다. 이 유효응력을 단축 인장시험의 항복강도와 비교한다.

대입과 정리: 두 응력식을 대입하고 $\frac{32}{\pi d^3}$을 제곱근 밖으로 묶는다. 비틀림항의 계수는 $3\left(\frac{16}{32}\right)^2 = \frac{3}{4}$이므로, **전단응력 계수의 비를 제곱**해야 한다. 따라서 $\sigma_{VM} = \frac{32}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}$ 이며, 이는 ②의 식과 일치한다. 모멘트를 N·mm, 지름을 mm로 넣으면 유효응력의 단위는 N/mm^2, 즉 MPa이다.

NoteBase

문 20. 그림과 같은 조화 밴드 브레이크에서 반시계 방향으로 회전하는 드럼을 제동하기 위한 마찰력이 P일 때 레버에 가해야 할 힘 F는 P의 몇 배인가?



① $\frac{a}{l}\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}+1}$
② $\frac{a}{l}\frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}+1}$
③ $\frac{a}{l}\frac{e^{\mu\theta}+1}{e^{\mu\theta}-1}$
④ $\frac{a}{l}\frac{e^{\mu\theta}-1}{e^{\mu\theta}}$

정답 3번

간단한 해설

두 장력이 레버에 만드는 모멘트는 **같은 방향으로 작용**하므로 $Fl = a(T_1 + T_2)$이다. 제동력은 **장력의 차**인 $P = T_1 - T_2$이므로, 장력비를 적용하면 $\frac{F}{P} = \frac{a}{l}\frac{e^{\mu\theta}+1}{e^{\mu\theta}-1}$이 된다.

NoteBase

계산 과정

1. 제동력과 장력: 밴드 양 끝의 큰 장력을 T_1, 작은 장력을 T_2라 하자. 드럼을 제동하는 접선 방향 마찰력은 두 장력의 차이므로 $P = T_1 - T_2$이다. 레버의 모멘트를 구할 때와 달리, 제동력을 구할 때는 **두 장력을 뺀다**.

2. 밴드의 장력비: 회전하는 드럼과 밴드 사이의 마찰계수를 μ, 밴드가 드럼에 접촉하는 감김각을 θ라 하면 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$이다. 여기서 감김각은 **라디안 단위**로 나타낸다. 따라서 $P = T_2(e^{\mu\theta} - 1)$이고, 작은 장력은 $T_2 = \frac{P}{e^{\mu\theta} - 1}$이다.

3. 레버의 모멘트 평형: 그림에서 축 위쪽의 밴드 끝은 레버를 왼쪽으로 당기고, 축 오른쪽의 밴드 끝은 위쪽으로 당긴다. 두 힘 모두 축에 대해 반시계 방향 모멘트를 만들며, 각각의 수직 모멘트팔은 a이다. 아래로 가하는 힘 F의 모멘트팔은 l이고 그 모멘트는 시계 방향이므로, 평형식은 $Fl = aT_1 + aT_2$이다. 즉, 이 조화 밴드 브레이크에서는 **두 장력의 모멘트를 더한다**.

4. 필요한 힘의 비: $T_1 = e^{\mu\theta}T_2$를 모멘트 평형식에 넣으면 $F = \frac{a}{l}T_2(e^{\mu\theta} + 1)$이다. 여기에 앞에서 구한 작은 장력을 대입하면 $F = P\frac{a}{l}\frac{e^{\mu\theta} + 1}{e^{\mu\theta} - 1}$이다. 따라서 F는 P의 $\frac{a}{l}\frac{e^{\mu\theta} + 1}{e^{\mu\theta} - 1}$배이며, ③의 식과 일치한다. 힘끼리의 비이므로 단위는 없다.

NoteBase