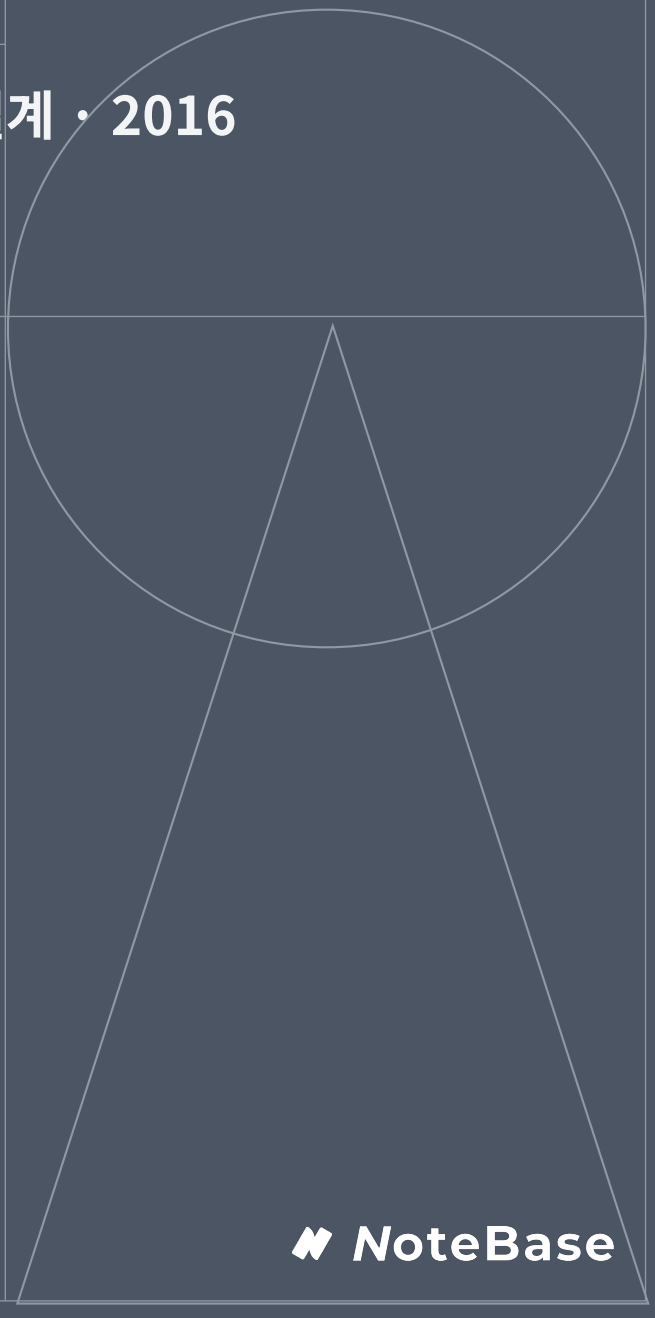
기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2016



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2016

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2016

문 1. 나사의 호칭 기호에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① M은 미터나사이다.

② G는 관용 평행나사이다.

③ UNF는 유니파이 보통나사이다.

④ Tr은 미터 사다리꼴나사이다.

정답 3번

간단한 해설

UNF는 유니파이 **가는나사**의 호칭 기호이다. 유니파이 보통나사의 기호는 **UNC**이다.

선지별 해설

① O: M은 **미터나사**를 나타낸다. 나사산의 각도는 60°이며, 호칭 지름과 피치를 mm 단위로 표시한다.

② O: G는 **관용 평행나사**를 나타낸다. 평행나사는 축 방향으로 나사의 지름이 일정하며, 길이에 따라 지름이 변하는 테이퍼나사와 구별된다.

③ X: UNF는 유니파이 **가는나사**를 나타낸다. F는 Fine을 뜻하며, 같은 호칭 지름의 보통나사보다 피치가 작다. 선지의 '유니파이 보통나사'는 '유니파이 가는나사'로 고쳐야 한다. 유니파이 보통나사는 C가 Coarse를 뜻하는 **UNC**로 표시한다.

④ O: Tr은 **미터 사다리꼴나사**를 나타낸다. 나사산 단면이 사다리꼴이고 나사산의 각도는 30°이다.

NoteBase

문 2. 베벨기어의 모듈이 4 mm, 피치원추각이 60°, 잇수가 40일 때, 베벨기어의 대단부 바깥지름[mm]은? (단, 이끝높이와 모듈은 같다고 가정한다)

① 164

② 168

③ 172

④ 174

정답 1번

간단한 해설

베벨기어의 바깥지름은 피치원지름에 이끝높이의 **반지름 방향 성분**을 양쪽으로 더해 구한다. 피치원지름이 160 mm이고 이 성분이 한쪽당 2 mm이므로, 대단부 바깥지름은 164 mm이다.

계산 과정

대단부 피치원지름: 모듈 m = 4 mm, 잇수 z = 40이므로 피치원지름은 $d = mz$이다. 따라서 d = 4 × 40 = 160 mm이다. 이는 이끝을 지나는 바깥지름이 아니라 피치원을 기준으로 한 지름이다.

이끝높이의 반지름 방향 성분: 피치원추각을 δ, 이끝높이를 h_a라 하면, 문제의 조건에 따라 $h_a = m = 4\text{mm}$이다. 이끝높이는 피치원추면에 수직인 방향으로 측정하므로, 바깥지름 계산에는 **반지름 방향으로 투영한 길이**인 $h_a\cos\delta$를 사용한다. $\cos 60^\circ = \frac{1}{2}$이므로 한쪽 반지름의 증가량은 $4 \cdot \frac{1}{2} = 2\text{mm}$이다.

대단부 바깥지름: 지름은 반지름의 두 배이므로 $d_a = d + 2h_a\cos\delta$이다. 따라서 $d_a = 160 + 2 \cdot 2 = 164\text{mm}$이며, 이는 ①의 164 mm에 해당한다.

NoteBase

문 3. 볼 베어링의 처음 정격 수명이 L_n인 경우, 동일 조건에서 베어링의 하중을 2배로 증가시킬 때 정격 수명은?

① $\frac{1}{3}L_n$
② $\frac{1}{4}L_n$
③ $\frac{1}{6}L_n$
④ $\frac{1}{8}L_n$

정답 4번

간단한 해설

볼 베어링의 정격 수명은 같은 베어링과 운전 조건에서 **하중의 세제곱에 반비례**한다. 하중이 2배가 되면 수명은 처음의 $\frac{1}{8}$인 $\frac{1}{8}L_n$으로 줄어든다.

계산 과정

수명과 하중의 관계: 볼 베어링의 정격 수명은 $L \propto \left(\frac{C}{P}\right)^3$의 관계를 따른다. 여기서 C는 베어링의 기본 동정격 하중, P는 동등가 하중이다. 같은 베어링이므로 C는 일정하며, **볼 베어링의 수명 지수는 3**이다. 회전속도도 같으므로 회전수로 나타낸 수명과 시간으로 나타낸 수명의 변화 비율은 같다.

하중 변화 적용: 처음 하중을 P, 증가한 하중을 2P라 하고, 증가 후 수명을 L_2라 둔다. 처음 수명은 L_n이므로 수명비는 $\frac{L_2}{L_n} = \left(\frac{P}{2P}\right)^3$이다. 하중이 2배가 되면 $\frac{C}{P}$가 절반이 되고, 수명에는 그 **세제곱**이 적용되어 $\left(\frac{1}{2}\right)^3 = \frac{1}{8}$이 된다.

계산 결과: 증가 후 정격 수명은 $L_2 = \frac{1}{8}L_n$이며, ④의 값과 일치한다. 이는 처음과 같은 단위로 나타낸 수명이 처음의 1/8로 감소한다는 뜻이다.

NoteBase

문 4. 스프링의 탄성변형 에너지에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 하중이 커질수록 탄성변형 에너지는 커진다.

② 변형량이 커질수록 탄성변형 에너지는 커진다.

③ 비틀림각이 커질수록 탄성변형 에너지는 작아진다.

④ 토크가 커질수록 탄성변형 에너지는 커진다.

정답 3번

간단한 해설

같은 스프링의 선형 탄성 범위에서는 비틀림각이 커질수록 저장되는 탄성변형 에너지도 **커진다**. 비틀림각이 증가하면 이를 더 비트는 데 필요한 토크도 커지므로, 에너지가 작아진다는 설명은 잘못이다.

선지별 해설

탄성변형 에너지는 스프링을 변형시키는 동안 외부에서 한 일이 저장된 것이다. 변형이 없는 상태를 기준으로, 같은 스프링의 선형 탄성 범위에서 비교한다. 하중 F와 변형량 δ 사이에는 $F = k\delta$, 토크 T와 비틀림각 θ 사이에는 $T = k_\theta\theta$가 성립한다. 여기서 k는 하중에 대한 스프링 상수, k_θ는 비틀림 강성이고, θ의 단위는 rad이다. 힘이나 토크가 0부터 선형적으로 증가하므로 저장 에너지는 하중–변형량 그래프 또는 토크–비틀림각 그래프 아래 삼각형의 넓이이다.

① O: 하중에 의한 탄성변형 에너지는 $U = \frac{1}{2}F\delta = \frac{F^2}{2k}$이다. 같은 스프링에서 k가 일정하면 에너지는 **하중의 제곱에 비례**하므로 하중이 커질수록 증가한다.

② O: 하중과 변형량의 관계를 적용하면 $U = \frac{1}{2}k\delta^2$이다. 같은 스프링에서는 변형량이 커질수록 복원력도 커져, 더 큰 변형을 만드는 데 필요한 일이 증가한다. 따라서 저장 에너지도 커진다.

③ X: 비틀림에 의한 탄성변형 에너지는 $U = \frac{1}{2}T\theta = \frac{1}{2}k_\theta\theta^2$이다. 비틀림 강성이 일정하면 에너지는 **비틀림각의 제곱에 비례**한다. 따라서 '비틀림각이 커질수록 작아진다'는 '비틀림각이 커질수록 커진다'로 고쳐야 한다.

④ O: 토크로 나타내면 비틀림의 탄성변형 에너지는 $U = \frac{T^2}{2k_\theta}$이다. 같은 비틀림 강성에서 토크가 커지면 비틀림각도 커지므로 저장 에너지가 증가한다.

NoteBase

문 5. 스프로켓과 롤러 체인을 이용하여 구성된 동력 전달장치의 총 전달동력을 증가시키기 위한 방법으로 옳지 않은 것은?

① 잇수가 더 많은 스프로켓을 사용한다.

② 더 큰 피치를 가지는 체인을 사용한다.

③ 지름이 더 작은 스프로켓을 사용한다.

④ 스프로켓의 회전수를 증가시킨다.

정답 3번

간단한 해설

같은 회전수와 체인 조건에서 스프로켓의 지름을 줄이면 **체인의 이동속도가 감소**하여 전달동력이 줄어든다. 전달동력을 늘리려면 허용 범위 안에서 스프로켓의 지름을 크게 해야 한다.

선지별 해설

체인의 전달동력은 $P = F \cdot v$이다. 여기서 P는 전달동력(W), F는 동력을 전달하는 유효 인장력(N), v는 체인의 평균 이동속도(m/s)이다. 피치 p를 m, 스프로켓 잇수를 z, 회전수 n을 rpm으로 나타내면 $v = \frac{pzn}{60}$이다. 스프로켓이 한 바퀴 돌 때 체인이 잇수만큼의 피치 길이를 이동하기 때문이다. 각 변경은 나머지 조건이 같고 체인의 허용 하중·속도 범위 안에 있다고 보고 비교한다.

① O: 같은 피치와 회전수에서 잇수가 많아지면 한 바퀴당 체인이 이동하는 길이가 늘어나 **평균 이동속도가 증가**한다. 따라서 같은 유효 인장력으로 더 큰 동력을 전달할 수 있다.

② O: 피치는 이웃한 두 핀 중심 사이의 거리이다. 같은 잇수와 회전수에서 피치가 커지면 한 바퀴당 체인이 이동하는 길이가 늘어나 전달동력이 증가한다. 이때는 **바뀐 체인 피치에 맞는 스프로켓**을 함께 사용해야 한다.

③ X: 같은 체인 피치에서 스프로켓의 지름을 줄이면 잇수도 줄어든다. 같은 회전수에서는 체인의 평균 이동속도가 낮아지므로, 같은 유효 인장력으로 전달하는 동력도 감소한다. 전달동력을 증가시키는 방향은 **스프로켓의 지름을 크게 하는 것**이다.

④ O: 같은 피치와 잇수에서 회전수를 높이면 단위 시간에 이동하는 체인의 길이가 늘어나 전달동력이 증가한다. 다만 **허용 회전수와 윤활 조건을 만족하는 범위**에서 적용하며, 회전수를 무한히 높여도 전달능력이 계속 증가한다는 뜻은 아니다.

NoteBase

문 6. 한 쪽이 고정된 지름 10 mm의 중실 원형봉에 토크 T가 작용할 때 최대 비틀림응력은 τ이다. 동일한 토크 T에서 원형봉의 지름이 11 mm로 되었을 때 원형봉에 발생하는 최대 비틀림응력에 가장 가까운 것은? (단, $\frac{1}{1.1} = 0.9$로 계산한다)

① $0.66\,\tau$

② $0.73\,\tau$

③ $0.81\,\tau$

④ $0.90\,\tau$

정답 2번

간단한 해설

중실 원형봉의 최대 비틀림응력은 **동일한 토크에서 지름의 세제곱에 반비례**한다. 지름이 1.1배가 되면 주어진 근삿값에 따라 응력은 처음의 $0.9^3 = 0.729$배, 즉 약 0.73τ가 된다.

계산 과정

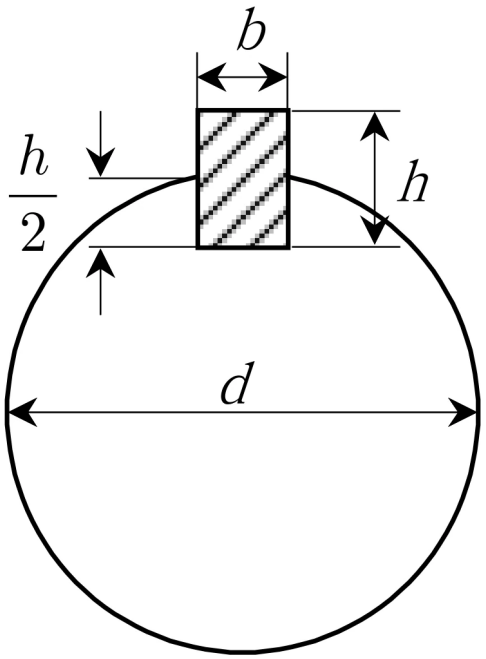
중실 원형봉에서 비틀림에 의한 전단응력은 중심에서 멀어질수록 커지므로 **바깥 표면에서 최대**가 된다. 지름을 d, 단면의 극관성모멘트를 J라 하면 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이고, 최대 비틀림응력은 $\tau_{\max} = \frac{T(d/2)}{J} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다.

지름 10 mm일 때의 응력을 τ, 11 mm일 때의 응력을 τ_2라 하자. 두 경우의 **토크가 같으므로** 응력의 비를 구하면 토크와 공통 계수가 소거된다. 따라서 $\frac{\tau_2}{\tau} = \left(\frac{10}{11}\right)^3 = \left(\frac{1}{1.1}\right)^3$이다. 지름은 같은 mm 단위이므로 이 비에는 단위가 남지 않는다.

문제에서 지정한 $\frac{1}{1.1} = 0.9$를 적용하면 $\frac{\tau_2}{\tau} = 0.9^3 = 0.729$이다. 이는 새 최대 비틀림응력이 기존 응력의 약 72.9%라는 뜻이다. 따라서 $\tau_2 \approx 0.73\tau$이며, ②의 값에 해당한다.

NoteBase

문 7. 지름이 $d = 20$ mm인 회전축에 $b = 5$ mm, $h = 7$ mm, 길이=90 mm인 평행키가 고정되어 있을 때, 압축응력만으로 전달할 수 있는 최대 토크[N·mm]는? (단, 키의 허용압축응력은 4 MPa이다)



① 6,300

② 12,600

③ 18,900

④ 25,200

정답 2번

간단한 해설

평행키가 압축을 받는 측면의 유효면적은 **키 높이의 절반과 길이의 곱**이다. 이 면적에 허용압축응력을 곱한 힘에 축 반지름을 곱하면 최대 토크는 12,600 N·mm이다.

NoteBase

계산 과정

압축을 받는 면적: 그림에서 키는 높이 h의 절반만큼 축에 묻혀 있다. 따라서 압축하중을 전달하는 한쪽 측면의 유효면적 A는 $A = \frac{h}{2}l$이다. 키 길이 l = 90 mm, 높이 h = 7 mm를 대입하면 $A = \frac{7}{2} \cdot 90 = 315\ \text{mm}^2$이다. 폭 b = 5 mm는 전단면적을 구할 때 쓰이며, 여기서 필요한 **측면의 압축면적**에는 들어가지 않는다.

허용 접선력: 키 측면의 압축응력을 균일하게 보는 설계식에서 힘 F는 압축응력과 유효면적의 곱이다. 허용압축응력 4 MPa는 $4\ \text{N/mm}^2$이므로, 허용되는 최대 접선력은 $F = 4 \times 315 = 1{,}260$ N이다. 이는 키가 압축으로 견딜 수 있는 힘의 한계이다.

최대 토크: 축에 작용하는 접선력의 모멘트 팔은 **축의 반지름**이므로 $T = F\frac{d}{2}$를 적용한다. 지름 d = 20 mm에서 반지름은 $\frac{20}{2} = 10$ mm이다. 따라서 $T = 1{,}260 \times 10 = 12{,}600\ \text{N} \cdot \text{mm}$이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 8. 지름이 30mm이고 허용전단응력이 80MPa인 리벳을 이용하여 두 강판을 1줄 겹치기 이음으로 연결하고자 한다. 연결된 두 강판에 100kN의 인장하중이 작용한다면 요구되는 리벳의 최소 개수는? (단, 판 사이의 마찰력을 무시하고, 전단력에 의한 파손만을 고려한다)

① 2

② 4

③ 6

④ 8

정답 1번

간단한 해설

겹치기 이음에서는 리벳 하나에 **전단면이 한 개** 생긴다. 리벳 하나가 견디는 허용하중은 약 56.55 kN이므로, 100 kN을 지지하려면 계산상 필요한 개수 약 1.77개를 **올림하여 2개** 사용해야 한다.

계산 과정

전단 조건: 두 강판을 겹쳐 연결하므로 리벳은 두 판의 경계에서 잘리는 **단일전단**을 받는다. 판 사이의 마찰력을 무시하므로 인장하중 100 kN은 리벳의 전단 저항으로 지지한다. 리벳들이 하중을 균등하게 분담하는 것으로 계산한다.

전단면적: 리벳 지름을 d, 리벳 하나의 전단면적을 A라 하면 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이다. d = 30 mm를 대입하면 $A = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 225\pi$ mm^2이며, 약 706.9 mm^2이다.

리벳 하나의 허용하중: 허용전단응력은 단위 전단면적이 견딜 수 있는 하중이다. 80 MPa = 80 N/mm^2이므로, 리벳 하나의 허용하중 Q는 $Q = 80 \cdot 225\pi$ N이다. 이는 약 56,549 N, 즉 56.55 kN이다.

최소 개수: 리벳 개수를 n이라 하면 전체 허용하중은 nQ이므로 작용하중 P = 100 kN에 대해 $nQ \geq P$를 만족해야 한다. 따라서 $n \geq \frac{100}{56.55} \approx 1.77$이다. 개수는 정수이고 허용하중이 부족해서는 안 되므로 **계산값을 올림**한다. 최소 2개가 필요하며, 이는 ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 9. 접촉면의 안지름과 바깥지름이 각각 20 mm, 40 mm이고, 마찰계수가 μ인 단판 클러치로 450 N·mm의 토크를 전달시키는 데 필요한 접촉면압[MPa]은? (단, 힘은 균일 압력조건, 토크는 균일 마모조건으로 가정한다)

① $\frac{1}{2\pi\mu}$
② $\frac{1}{4\pi\mu}$
③ $\frac{1}{5\pi\mu}$
④ $\frac{1}{10\pi\mu}$

정답 4번

간단한 해설

균일 마모조건의 **평균 마찰반지름은 15 mm**이므로, 전달 토크를 마찰계수와 평균 반지름으로 나누면 필요한 누름힘을 구할 수 있다. 이 힘을 균일 압력조건의 접촉면적으로 나누면 접촉면압은 $\frac{1}{10\pi\mu}$ MPa이다.

계산 과정

접촉면적: 안지름과 바깥지름을 반으로 나누면 안쪽 반지름은 10 mm, 바깥쪽 반지름은 20 mm이다. 접촉면은 가운데가 뚫린 원형이므로 그 면적은 $A = \pi(20^2 - 10^2) = 300\pi \text{mm}^2$이다.

평균 마찰반지름과 누름힘: 토크에는 **균일 마모조건**을 적용하므로 평균 마찰반지름은 안팎 반지름의 산술평균인 $r_m = \frac{20+10}{2} = 15\text{mm}$이다. 접촉면을 누르는 힘을 W라 하면 마찰력은 μW이고, 토크는 이 마찰력에 평균 마찰반지름을 곱한 $T = \mu W r_m$이다. 따라서 필요한 누름힘은 $W = \frac{450}{15\mu} = \frac{30}{\mu}\text{N}$이다.

접촉면압: 힘에는 **균일 압력조건**을 적용하므로 누름힘은 면압 p와 접촉면적의 곱인 $W = pA$이다. 따라서 $p = \frac{W}{A} = \frac{30/\mu}{300\pi}\text{N/mm}^2$이며, $1\text{N/mm}^2 = 1\text{MPa}$이므로 $p = \frac{1}{10\pi\mu}\text{MPa}$이다.

구한 접촉면압 $\frac{1}{10\pi\mu}$ MPa는 ④의 식과 일치한다.

NoteBase

문 10. 골지름이 d_1인 수나사에 축방향 인장하중 W와 비틀림모멘트 $T = \frac{3}{32}Wd_1$이 복합적으로 작용한다. 이때 나사부에 생기는 최대 전단응력은?

① $\frac{7W}{2\pi d_1^2}$
② $\frac{6W}{2\pi d_1^2}$
③ $\frac{5W}{2\pi d_1^2}$
④ $\frac{4W}{2\pi d_1^2}$

정답 3번

간단한 해설

인장응력과 비틀림 전단응력은 **최대 전단응력 관계식으로 합성**한다. 주어진 하중을 대입하면 최대 전단응력은 $\frac{5W}{2\pi d_1^2}$이다.

계산 과정

1. 인장응력: 나사부를 골지름 d_1인 원형 단면으로 보아 계산한다. 단면적은 $A = \frac{\pi d_1^2}{4}$이므로, 축방향 인장하중에 의한 수직응력은 $\sigma = \frac{W}{A} = \frac{4W}{\pi d_1^2}$이다.

2. 비틀림 전단응력: 원형 단면의 극관성모멘트는 $J = \frac{\pi d_1^4}{32}$이다. 비틀림 전단응력은 중심에서 멀수록 커지므로 **단면 바깥쪽**에서 최대이며, 그 값은 $\tau = \frac{T(d_1/2)}{J} = \frac{16T}{\pi d_1^3}$이다. 주어진 $T = \frac{3}{32}Wd_1$을 대입하면 $\tau = \frac{3W}{2\pi d_1^2}$이다.

3. 복합응력의 합성: 단면 바깥쪽에는 축방향 수직응력 σ와 비틀림 전단응력 τ가 함께 작용한다. 이 평면응력 상태의 최대 전단응력은 모어 원의 반지름에 해당하므로 $\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$이다. 따라서 **인장응력의 절반과 비틀림 전단응력을 제곱하여 더한 뒤 제곱근**을 구한다.

4. 결과: $\frac{\sigma}{2} = \frac{4W}{2\pi d_1^2}$, $\tau = \frac{3W}{2\pi d_1^2}$이므로 두 응력 성분의 계수는 4와 3이다. $\sqrt{4^2 + 3^2} = 5$이므로 $\tau_{max} = \frac{5W}{2\pi d_1^2}$이며, ③의 식과 일치한다. 응력의 단위는 힘을 면적으로 나눈 단위이므로, W를 N, 골지름을 mm로 넣으면 N/mm^2, 즉 MPa가 된다.

NoteBase

문 11. 베어링의 윤활유 유출을 방지하기 위한 접촉형 밀봉장치는?

① 펠트 실(felt seal)

② 슬링거(slinger)

③ 라비린스 실(labyrinth seal)

④ 오일 홈(oil groove)

정답 1번

간단한 해설

펠트 실은 펠트를 **축 표면에 직접 접촉**시켜 윤활유의 유출을 억제하는 접촉형 밀봉장치이다.

공통 해설

접촉형과 비접촉형을 나누는 기준은 **밀봉부가 축 표면에 직접 접촉하는지**이다. 접촉형은 밀봉 재료를 축에 밀착시켜 윤활유가 빠져나가는 틈을 막는다. 펠트 실은 펠트로 만든 링을 축 표면에 접촉시켜 밀봉하므로 접촉형에 해당한다.

슬링거·라비린스 실·오일 홈은 밀봉부와 축 사이에 틈을 두는 **비접촉형**이다. 따라서 윤활유의 유출을 억제하는 기능이 있더라도, 축과의 직접 접촉으로 밀봉하는 장치를 묻는 조건에는 해당하지 않는다.

NoteBase

문 12. 단면적이 1,000 mm^2인 봉에 1,000 N의 추를 달았더니 이 봉에 발생한 응력이 설계 허용인장응력에 도달하였다. 이 봉재의 항복점 1,000 N/cm^2가 기준강도이면 안전율은?

① 5

② 10

③ 15

④ 20

정답 2번

간단한 해설

안전율은 **기준강도를 허용응력으로 나눈 값**이다. 주어진 하중으로 발생한 허용인장응력은 100 N/cm^2이므로, 기준강도 1,000 N/cm^2에 대한 안전율은 10이다.

계산 과정

단면적 환산: 하중 P는 1,000 N이고 단면적 A는 1,000 mm^2이다. 항복점의 응력 단위가 N/cm^2이므로 **단면적도 cm^2로 맞춘다**. 1 cm^2 = 100 mm^2이므로 $A = \frac{1,000}{100} = 10\ cm^2$이다.

허용인장응력 계산: 봉에 축방향 인장하중이 작용할 때 인장응력은 하중을 단면적으로 나눈 $\sigma = \frac{P}{A}$이다. 이 응력이 **설계 허용인장응력에 도달했다**고 하였으므로, 허용인장응력은 $\sigma_a = \frac{1,000}{10} = 100\ N/cm^2$이다.

안전율 계산: 항복점을 기준강도로 사용하므로 안전율은 $n = \frac{\sigma_y}{\sigma_a}$이다. 여기서 σ_y는 항복점, σ_a는 허용인장응력이다. 따라서 $n = \frac{1,000}{100} = 10$이다. 기준강도가 허용응력의 10배라는 뜻이며, 같은 단위의 응력끼리 나누므로 안전율에는 단위가 없다. 계산한 안전율 10은 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 13. 굽힘모멘트 $M = 8$ kN·m, 비틀림모멘트 $T = 6$ kN·m를 동시에 받고 있는 원형 단면 축의 상당 굽힘모멘트 M_e[kN·m]와 상당 비틀림모멘트 T_e[kN·m]는?

① $M_e = 9,\ T_e = 10$

② $M_e = 10,\ T_e = 9$

③ $M_e = 18,\ T_e = 20$

④ $M_e = 20,\ T_e = 18$

정답 1번

간단한 해설

원형 축의 상당 비틀림모멘트는 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$이므로 **10 kN·m**이다. 상당 굽힘모멘트는 $M_e = \frac{M + T_e}{2}$이므로 **9 kN·m**이다.

계산 과정

굽힘모멘트 $M = 8$ kN·m와 비틀림모멘트 $T = 6$ kN·m가 동시에 작용한다. 상당 굽힘모멘트는 단독으로 작용할 때 복합하중 상태와 같은 최대 수직응력을 만드는 굽힘모멘트이고, 상당 비틀림모멘트는 같은 최대 전단응력을 만드는 비틀림모멘트이다. 두 하중의 단위가 모두 kN·m이므로 단위 변환 없이 계산한다.

상당 비틀림모멘트: 원형 축의 굽힘과 비틀림에 의한 **최대 전단응력을 기준**으로 환산하면 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$이다. 따라서 $T_e = \sqrt{8^2 + 6^2} = \sqrt{100} = 10$ kN·m이다. 이 값은 실제 비틀림모멘트 6 kN·m에 굽힘의 영향까지 반영한 값이다.

상당 굽힘모멘트: **최대 수직응력을 기준**으로 환산하면 $M_e = \frac{M + \sqrt{M^2 + T^2}}{2}$이다. 앞에서 구한 T_e를 이용하면 $M_e = \frac{8 + 10}{2} = 9$ kN·m이다.

따라서 $M_e = 9$ kN·m, $T_e = 10$ kN·m이며, 이 두 값의 조합은 ①과 일치한다.

NoteBase

문 14. 풀리 피치원의 큰쪽 지름이 D_2, 작은쪽 지름이 D_1, 두 축 간의 중심거리가 C인 평벨트로 동력을 전달할 때, 평행걸기(바로걸기)의 벨트길이에 비하여 엇걸기(십자걸기)의 벨트길이 증가는? (단, 벨트길이 근사계산은 $\sin\phi=\phi$, $\cos\phi=1-\frac{1}{2}\phi^2$을 이용한다)

① $\frac{D_1D_2}{C}$
② $\frac{2D_1D_2}{C}$
③ $\frac{C}{D_1D_2}$
④ $\frac{2C}{D_1D_2}$

정답 1번

간단한 해설

평행걸기의 길이 보정항에는 **두 풀리 지름의 차**가, 엇걸기에는 **지름의 합**이 들어간다. 공통 길이 항을 빼고 두 보정항의 차를 구하면, 엇걸기의 벨트길이 증가량은 $\frac{D_1D_2}{C}$이다.

계산 과정

큰 풀리와 작은 풀리의 피치원 반지름을 각각 $R=\frac{D_2}{2}$, $r=\frac{D_1}{2}$로 둔다. 벨트길이는 두 직선부와 두 풀리에 감긴 원호의 길이를 더한 값이다. 직선부와 두 축의 중심을 잇는 선이 이루는 예각을 평행걸기에서는 α, 엇걸기에서는 β라 하고, 각도는 라디안으로 나타낸다. 문제에서 지정한 $\sin\phi\simeq\phi$, $\cos\phi\simeq1-\frac{\phi^2}{2}$를 적용한다.

평행걸기: 공통외접선의 기하 관계에서 $\sin\alpha=\frac{R-r}{C}$이므로 $\alpha\simeq\frac{R-r}{C}$이다. 두 직선부의 합은 $2C\cos\alpha$이고, 큰 풀리와 작은 풀리의 감김각은 각각 $\pi+2\alpha$, $\pi-2\alpha$이다. 따라서 원호 길이의 합은 $\pi(R+r)+2(R-r)\alpha$이다. 직선부는 근사에 따라 $2C-\frac{(R-r)^2}{C}$, 원호부는 $\pi(R+r)+\frac{2(R-r)^2}{C}$가 된다. 두 부분을 더하면 **반지름 차의 제곱**이 보정항으로 남는다.
$L_p\simeq2C+\pi(R+r)+\frac{(R-r)^2}{C}$

엇걸기: 공통내접선의 기하 관계에서 $\sin\beta=\frac{R+r}{C}$이므로 $\beta\simeq\frac{R+r}{C}$이다. 두 직선부의 합은 $2C\cos\beta$이고, 두 풀리의 감김각은 모두 $\pi+2\beta$이다. 원호 길이의 합은 $\pi(R+r)+2(R+r)\beta$가 된다. 같은 근사를 적용하면 직선부는 $2C-\frac{(R+r)^2}{C}$, 원호부는 $\pi(R+r)+\frac{2(R+r)^2}{C}$이므로, **반지름 합의 제곱**이 보정항으로 남는다.
$L_x\simeq2C+\pi(R+r)+\frac{(R+r)^2}{C}$

증가량: 엇걸기 길이에서 평행걸기 길이를 빼면 공통 항이 소거된다.
$\Delta L=L_x-L_p\simeq\frac{(R+r)^2-(R-r)^2}{C}$
분자의 제곱을 전개하면 $(R+r)^2-(R-r)^2=4Rr$이므로, $\Delta L\simeq\frac{4Rr}{C}=\frac{D_1D_2}{C}$이다. 이는 ①의 식에 해당하며, 증가량의 단위는 지름과 중심거리에 사용한 길이 단위와 같다.

NoteBase

문 15. 안지름이 150 mm, 바깥지름이 200 mm, 칼라 수가 2개인 칼라 베어링이 견딜 수 있는 최대 축방향 하중[N]은? (단, 평균 베어링 압력 = 0.06 MPa, π = 3으로 한다)

① 1,155

② 1,575

③ 2,310

④ 3,150

정답 2번

간단한 해설

칼라 베어링의 축방향 지지 하중은 **평균 베어링 압력에 전체 지지 면적을 곱한 값**이다. 고리 모양인 칼라 2개의 지지 면적을 합하면 26,250 mm^2이므로 최대 하중은 1,575 N이다.

계산 과정

평균 베어링 압력은 축방향 하중을 지지 면적으로 나눈 값이다. 따라서 하중은 압력과 지지 면적의 곱으로 구한다. 바깥지름 D = 200 mm, 안지름 d = 150 mm, 칼라 수 n = 2이며, 지름의 단위에 맞추어 압력은 **0.06 MPa = 0.06 N/mm^2**로 사용한다.

칼라 1개의 지지 면적 A는 바깥쪽 원의 면적에서 안쪽 구멍의 면적을 뺀 **고리의 면적**이다. 따라서 $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$이다. 주어진 지름으로부터 $D^2 - d^2 = 17{,}500 mm^2$이고, π = 3을 적용하면 $A = \frac{3}{4} \cdot 17{,}500 = 13{,}125 mm^2$이다.

칼라 2개가 하중을 지지하므로 전체 지지 면적은 2 × 13,125 = 26,250 mm^2이다. 여기에 평균 베어링 압력을 곱하면 최대 축방향 하중은 0.06 × 26,250 = 1,575 N이다.

계산된 최대 축방향 하중 1,575 N은 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 16. 인벌류트 기어의 작용선에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 두 기어가 맞물려 회전할 때 접촉점에서 힘이 전달되는 방향을 나타낸다.

② 두 기어가 맞물려 회전할 때 접촉점이 이동하는 궤적이 된다.

③ 두 기어 기초원의 공통접선이 된다.

④ 두 기어가 맞물려 회전할 때 치면의 접촉점에서 세운 공통 접선이다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '공통 접선'은 **공통 법선**으로 고쳐야 한다. 작용선은 치면의 접촉점에서 두 치면에 수직인 직선이며, 두 기어의 기초원에는 접한다.

선지별 해설

① O: 마찰을 무시하면 두 치면 사이의 접촉력은 접촉점에서 치면에 수직으로 작용한다. 작용선은 이 **접촉력의 작용 방향**을 나타내는 직선이다.

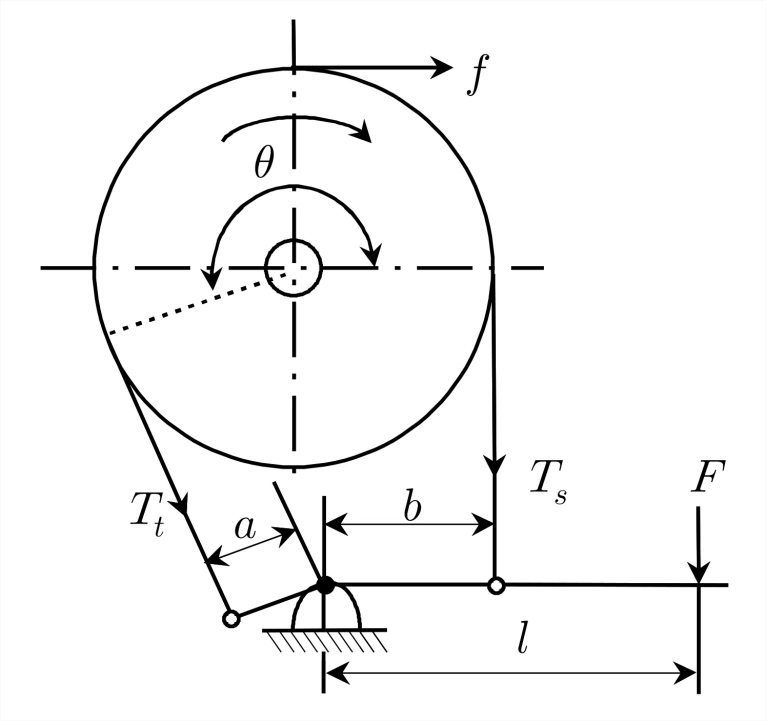
② O: 인벌류트 기어가 맞물려 회전하면 치면끼리 접촉하는 위치는 계속 바뀌지만, 접촉점은 **일정한 직선 위를 이동**한다. 이 접촉점의 궤적이 작용선이며, 실제 접촉은 작용선의 맞물림 시작점부터 끝점까지의 구간에서 이루어진다.

③ O: 인벌류트 곡선의 한 점에서 그은 법선은 그 곡선을 생성한 기초원에 접한다. 따라서 두 치면의 접촉점에서 그은 공통 법선인 작용선은 **두 기초원의 공통접선**이 된다.

④ X: 작용선은 치면의 접촉점에서 세운 공통 접선이 아니라 **공통 법선**이다. 접촉점에서 두 치면에 공통으로 접하는 직선이 공통 접선이고, 작용선은 이 직선에 수직이다. 즉, 작용선은 기초원에는 접하지만 접촉점의 치면에는 수직이다.

NoteBase

문 17. 밴드 브레이크에서 드럼이 그림과 같이 우회전할 때 레버에 작용하는 힘 F는? (단, T_t와 T_s는 장력, μ는 마찰계수, θ는 접촉각, f는 제동력이며, 원심력의 영향은 무시하고, 브레이크 작동의 기구학적 조건은 만족한다)



① $\frac{fb}{l(e^{\mu\theta}-1)}$
② $\frac{f(a-be^{\mu\theta})}{l(e^{\mu\theta}-1)}$
③ $\frac{fae^{\mu\theta}}{l(e^{\mu\theta}-1)}$
④ $\frac{f(b-ae^{\mu\theta})}{l(e^{\mu\theta}-1)}$

정답 4번

간단한 해설

레버 지점에 대한 두 장력의 모멘트는 **서로 반대 방향**이므로 $Fl = bT_s - aT_t$이다. 여기에 장력비 $T_t/T_s = e^{\mu\theta}$와 제동력 $f = T_t - T_s$를 적용하면 $F = \frac{f(b-ae^{\mu\theta})}{l(e^{\mu\theta}-1)}$을 얻는다.

NoteBase

계산 과정

장력 관계: 우회전하는 그림에서 왼쪽의 T_t는 긴장측 장력, 오른쪽의 T_s는 이완측 장력이다. 원심력의 영향을 무시한 밴드와 드럼의 마찰 관계는 $\frac{T_t}{T_s} = e^{\mu\theta}$이다. 이때 θ는 밴드가 드럼에 접촉한 각도이며 라디안으로 나타낸다.

각 장력의 크기: 드럼 둘레에서의 제동력은 **긴장측과 이완측 장력의 차**이므로 $f = T_t - T_s$이다. $T_t = e^{\mu\theta}T_s$를 대입하면 $f = T_s(e^{\mu\theta} - 1)$이므로, $T_s = \frac{f}{e^{\mu\theta} - 1}$, $T_t = \frac{fe^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$이다.

레버의 모멘트 평형: 그림의 장력 화살표는 밴드에 작용하는 힘을 나타내며, 밴드가 레버를 당기는 힘은 그 반대 방향이다. 따라서 지점 왼쪽의 T_t는 시계방향, 오른쪽의 T_s는 반시계방향 모멘트를 만든다. a는 지점에서 T_t의 작용선까지의 **수직거리**이고, b와 l은 각각 T_s와 F의 모멘트 팔 길이이다. 아래로 작용하는 F도 시계방향 모멘트를 만들므로 $Fl + aT_t = bT_s$, 즉 $Fl = bT_s - aT_t$이다.

작용력 계산: 구한 장력을 평형식에 대입하면 $Fl = \frac{bf}{e^{\mu\theta} - 1} - \frac{afe^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$이다. 따라서 $F = \frac{f(b - ae^{\mu\theta})}{l(e^{\mu\theta} - 1)}$로, ④의 식과 일치한다. a, b, l을 같은 길이 단위로 사용하면 F의 단위는 제동력 f의 단위와 같다.

NoteBase

문 18. 내경 1 m, 두께 1 cm의 강판으로 원통형 압력용기를 만들 경우 허용할 수 있는 압력[kPa]은? (단, 강판의 허용응력은 70 MPa, 이음효율은 70%, 압력은 게이지 압력, 응력은 얇은 벽 응력으로 가정한다)

① 98

② 196

③ 980

④ 1,960

정답 3번

간단한 해설

얇은 원통형 압력용기는 **원주방향 응력**을 기준으로 허용압력을 구하며, 이음효율 70%를 반영하면 사용할 수 있는 응력은 49 MPa이다. 관계식 $p = \frac{2t\eta\sigma_a}{D}$에 주어진 값을 대입하면 허용 게이지 압력은 **980 kPa**이다.

계산 과정

주어진 조건: 내경 D = 1 m = 1,000 mm, 두께 t = 1 cm = 10 mm, 강판의 허용응력 σ_a = 70 MPa, 이음효율 η = 0.70이다. 길이 단위를 mm로 통일하면 응력을 MPa로 넣어 압력을 MPa로 구할 수 있다.

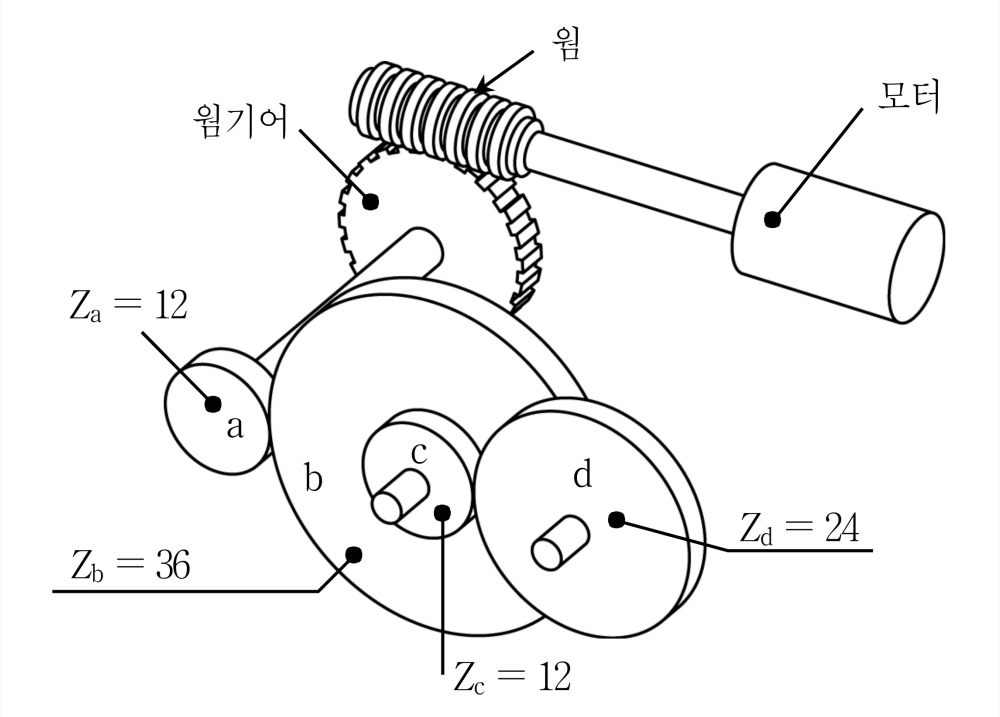
적용 관계: 얇은 원통에서는 길이방향보다 큰 **원주방향 응력**이 내압에 대한 강도를 결정한다. 원통을 축을 포함하는 평면으로 잘랐을 때, 내압이 양쪽을 벌리는 힘과 두 벽의 인장력이 평형을 이루므로 $\sigma_\theta = \frac{pD}{2t}$이다. 이음효율은 이음부의 강도 저하를 반영하므로 허용 가능한 원주방향 응력은 $\eta\sigma_a$이며, 그 값은 $0.70 \times 70 = 49$ MPa이다.

허용압력 계산: $\frac{pD}{2t} \le \eta\sigma_a$를 만족해야 하므로 한계 압력은 $p = \frac{2t\eta\sigma_a}{D}$이다. 값을 대입하면 $p = \frac{2 \cdot 10 \cdot 49}{1{,}000} = 0.98$ MPa이다.

단위와 선택지 연결: 1 MPa = 1,000 kPa이므로 0.98 MPa = 980 kPa이다. 문제에서 압력을 **게이지 압력**으로 주었으므로 대기압을 더하지 않는다. 허용압력 980 kPa는 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 19. 그림과 같은 기어열에서 모터의 회전수는 9,600 rpm이고 기어 d의 회전수는 100 rpm일 때, 웜기어의 잇수는? (단, 웜은 1줄 나사이고, Z_a, Z_b, Z_c, Z_d는 각 스퍼기어의 잇수이다)



① 14

② 16

③ 18

④ 20

정답 2번

간단한 해설

스퍼기어 두 쌍의 감속비는 6이고, 모터에서 기어 d까지의 전체 감속비는 96이므로 웜 부분의 감속비는 16이다.
1줄 웜은 한 바퀴 돌 때 웜기어를 한 이씩 이동시키므로 웜기어의 잇수는 16개이다.

NoteBase

계산 과정

동력 전달 경로: 모터 → 웜 → 웜기어 → a → b → c → d이다. 그림에서 웜기어와 a, b와 c는 각각 **같은 축에 고정되어 회전수가 같다**. 각 기어의 회전수를 n_a, n_b, n_c, n_d라 하고, 웜기어의 회전수를 n_g, 잇수를 Z_g라 둔다.

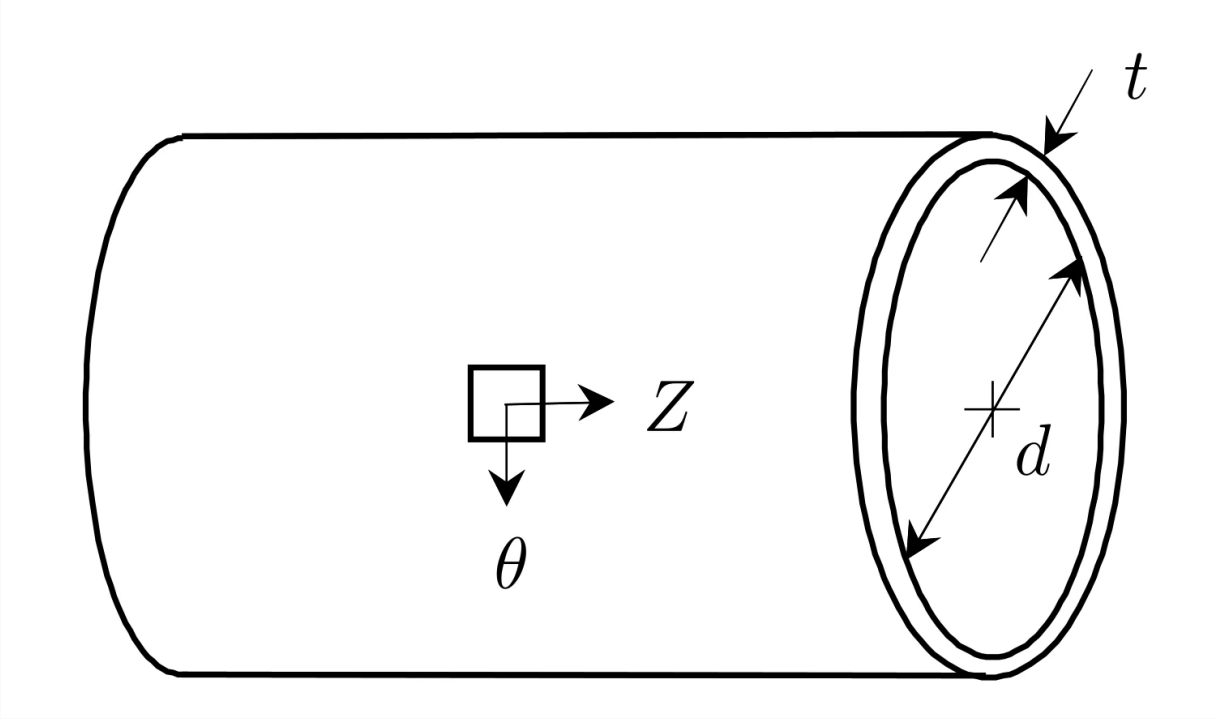
스퍼기어 부분의 회전수: 맞물리는 두 기어는 같은 시간에 같은 수의 이가 맞물려 지나가므로 회전수와 잇수의 곱이 같다. 기어 d의 회전수 100 rpm에서 거슬러 계산하면 $n_c = n_d \frac{Z_d}{Z_c} = 100 \cdot \frac{24}{12} = 200$ rpm이다. 같은 축의 b도 200 rpm이므로 $n_a = n_b \frac{Z_b}{Z_a} = 200 \cdot \frac{36}{12} = 600$ rpm이다. 따라서 a와 같은 축의 웜기어는 600 rpm으로 회전한다.

웜기어의 잇수: **1줄 웜이 1회전하면 웜기어는 이 하나만큼 회전**한다. 따라서 웜기어가 1회전하려면 웜이 웜기어의 잇수만큼 회전해야 하므로 Z_g=n_웜n_g이다. 모터와 직결된 웜의 회전수는 9,600 rpm이므로 $Z_g = \frac{9{,}600}{600} = 16$이다.

웜기어의 잇수는 16개이며, 이는 ②의 16과 일치한다.

NoteBase

문 20. 안지름 d와 얇은 벽두께 t를 가진 압력용기를 설계하고자 한다. 압력용기 내의 압력(게이지 압력)이 p이고 θZ 평면응력으로 가정할 때, 면내 최대 전단응력은? (단, $d \gg t$, 반경방향 응력은 무시한다)



① $\frac{pd}{8t}$
② $\frac{pd}{4t}$
③ $\frac{pt}{8d}$
④ $\frac{pt}{4d}$

정답 1번

간단한 해설

원주방향 응력은 $\frac{pd}{2t}$, 축방향 응력은 $\frac{pd}{4t}$이며 두 응력이 면내 주응력이다. **면내 최대 전단응력은 두 주응력 차의 절반**이므로 $\frac{pd}{8t}$이다.

NoteBase

계산 과정

응력 상태: 그림의 θ는 원주방향, Z는 축방향이다. d는 안지름, t는 벽두께, p는 게이지 압력이다. $d \gg t$이므로 벽두께에 걸친 응력 변화를 무시하는 얇은 원통 이론을 적용하고, 주어진 조건에 따라 반경방향 응력은 무시한다.

원주방향 응력: 길이 L인 원통을 축을 포함하는 평면으로 반분하여 힘의 평형을 잡는다. 내압이 반쪽 원통을 벌리는 힘은 투영면적을 이용한 pdL이고, 양쪽 절단면이 버티는 힘은 $2tL\sigma_\theta$이다. 따라서 $2tL\sigma_\theta = pdL$에서 $\sigma_\theta = \frac{pd}{2t}$이다.

축방향 응력: 용기 끝면에 작용하는 압력의 합력은 $p \cdot \frac{\pi d^2}{4}$이다. 이를 지탱하는 원통 벽의 단면적은 얇은 벽 조건에서 πdt로 근사하므로, $\sigma_Z \cdot \pi dt = p \cdot \frac{\pi d^2}{4}$이다. 따라서 $\sigma_Z = \frac{pd}{4t}$이며, **원주방향 응력이 축방향 응력의 2배**이다.

면내 최대 전단응력: 내압에 의한 원주·축방향 응력만 작용하고 θZ 좌표면의 전단응력은 0이므로, 두 수직응력이 면내 주응력이다. 면내 최대 전단응력은 모어 원의 반지름, 즉 $\tau_{\max,\,\text{in}} = \frac{|\sigma_\theta - \sigma_Z|}{2}$이다. 두 응력의 차는 $\frac{pd}{4t}$이므로 그 절반은 $\frac{pd}{8t}$이며, ①의 식과 일치한다. 길이 단위를 통일하면 결과의 단위는 압력 p의 단위와 같다. 여기서는 **면내 두 주응력의 차**를 사용하며, 반경방향 응력 0까지 포함하여 구하는 공간상의 최대 전단응력과 구별한다.

NoteBase