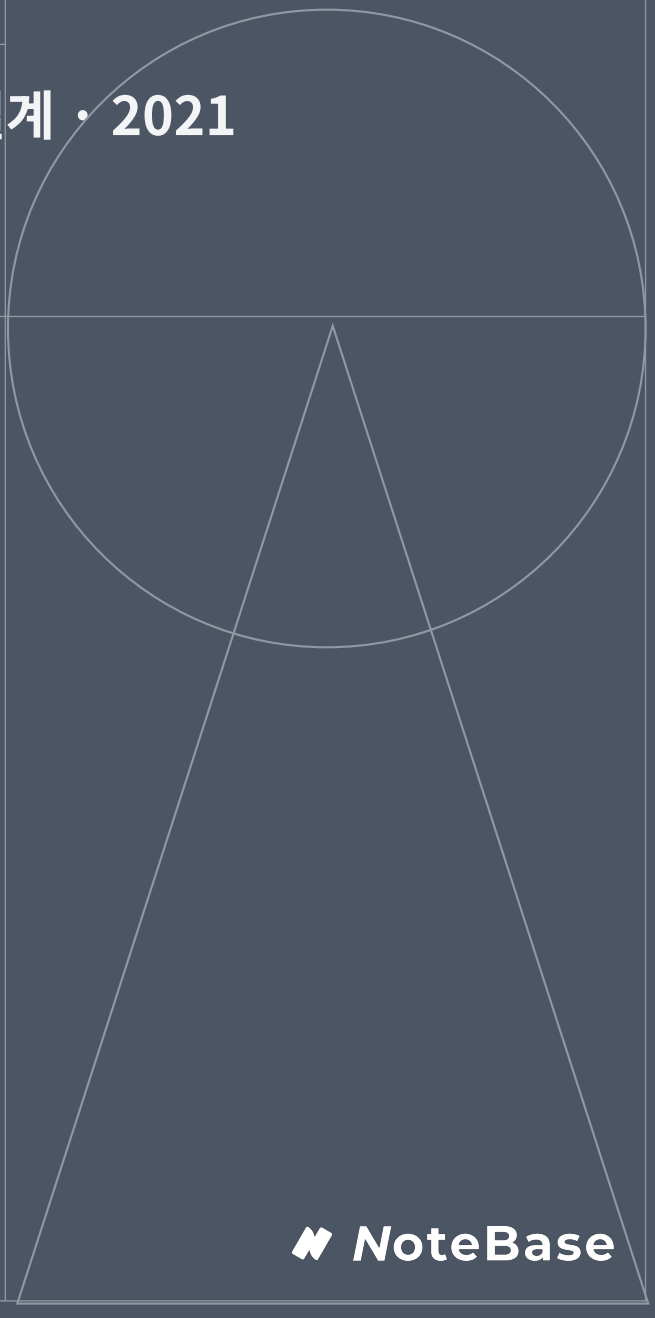
기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2021



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2021

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2021

문 1. 축방향 하중과 반경방향 하중을 동시에 지지하는 베어링으로 가장 적합한 것은?

① 테이퍼 롤러 베어링

② 자동조심 볼 베어링

③ 깊은홈 볼 베어링

④ 니들 베어링

정답 1번

간단한 해설

테이퍼 롤러 베어링은 원뿔 모양의 롤러와 기울어진 궤도면 사이의 **접촉각**으로 반경방향과 축방향 하중을 함께 지지한다. 롤러의 선접촉으로 하중 지지능력이 커서 **복합하중**에 적합하다.

NoteBase

선지별 해설

반경방향 하중은 축에 수직으로, 축방향 하중은 축과 나란히 작용한다. 두 하중이 함께 작용하는 복합하중에 대한 지지 특성을 비교한다.

① 테이퍼 롤러 베어링: 원뿔 모양의 롤러가 기울어진 궤도면과 접촉하므로 접촉력이 반경방향과 축방향 성분으로 나뉜다. 또한 롤러가 궤도면과 선접촉하여 하중을 분산시키므로 **큰 반경방향 하중과 축방향 하중을 함께 지지**하는 데 적합하다. 단열형은 한쪽 방향의 축하중을 지지하므로 양쪽 방향의 축하중을 받으려면 보통 두 개를 마주 보게 조합한다.

② 자동조심 볼 베어링: 주로 반경방향 하중을 지지하며 작은 축방향 하중도 받을 수 있지만, **축방향 하중 지지능력은 작다**. 구면 형태의 외륜 궤도면을 이용해 축의 처짐이나 축과 하우징의 중심 불일치를 허용하는 것이 주요 특징이므로, 복합하중 지지를 우선하는 이 문항에서는 테이퍼 롤러 베어링보다 적합성이 낮다.

③ 깊은홈 볼 베어링: 주로 반경방향 하중을 지지하며 깊은 궤도 홈 덕분에 양쪽 방향의 축하중도 받을 수 있다. 따라서 **복합하중을 지지할 수 없는 것은 아니다**. 다만 큰 복합하중을 지지하는 특성을 비교하면, 볼의 점접촉을 이용하는 이 베어링보다 접촉각과 롤러의 선접촉을 이용하는 테이퍼 롤러 베어링이 더 적합하다.

④ 니들 베어링: 지름이 작고 긴 롤러를 사용하여 좁은 반경방향 설치 공간에서도 큰 반경방향 하중을 지지한다. 일반적인 레이디얼 니들 베어링은 **축방향 하중을 지지하지 못하므로**, 복합하중을 받으려면 별도의 축하중 지지용 베어링 등을 함께 사용해야 한다.

따라서 제시된 베어링 중 반경방향 하중과 축방향 하중의 동시 지지에 가장 적합한 것은 ① 테이퍼 롤러 베어링이다.

NoteBase

문 2. 기어에 발생하는 언더컷 방지법에 대한 설명으로 옳은 것만을 모두 고르면?

ㄱ. 치형수정을 한다.
ㄴ. 압력각을 증가시킨다.
ㄷ. 피니언의 잇수를 최소잇수 이상으로 한다.
ㄹ. 이높이를 높인다.

① ㄱ, ㄴ
② ㄷ, ㄹ
③ ㄱ, ㄴ, ㄷ
④ ㄱ, ㄴ, ㄷ, ㄹ

정답 3번

간단한 해설

언더컷은 기어를 깎을 때 공구가 이뿌리 부분을 지나치게 파내는 현상이다. 이를 줄이려면 이높이를 높이는 대신 **이끝높이를 낮추어** 간섭을 줄여야 한다.

보기별 해설

언더컷은 기어의 창성 절삭 과정에서 공구 이끝이 이뿌리의 필요한 부분까지 깎아 내는 현상으로, 이뿌리를 약하게 만든다. 방지법은 공구와 이뿌리의 간섭을 줄이는 방향으로 판단한다.

ㄱ. O: 언더컷을 방지하는 치형수정 방법으로 **양의 전위**가 있다. 창성 공구를 기어 중심에서 바깥쪽으로 이동시켜 절삭하면, 공구의 이끝이 이뿌리를 지나치게 파내는 것을 막을 수 있다. 모든 방향의 전위가 같은 효과를 내는 것은 아니며, 음의 전위는 오히려 언더컷을 증가시킨다.

ㄴ. O: 다른 조건이 같을 때 압력각을 증가시키면 **언더컷 없이 만들 수 있는 최소잇수가 감소**한다. 따라서 잇수를 그대로 두더라도 압력각을 키우면 언더컷을 방지하는 데 유리하다.

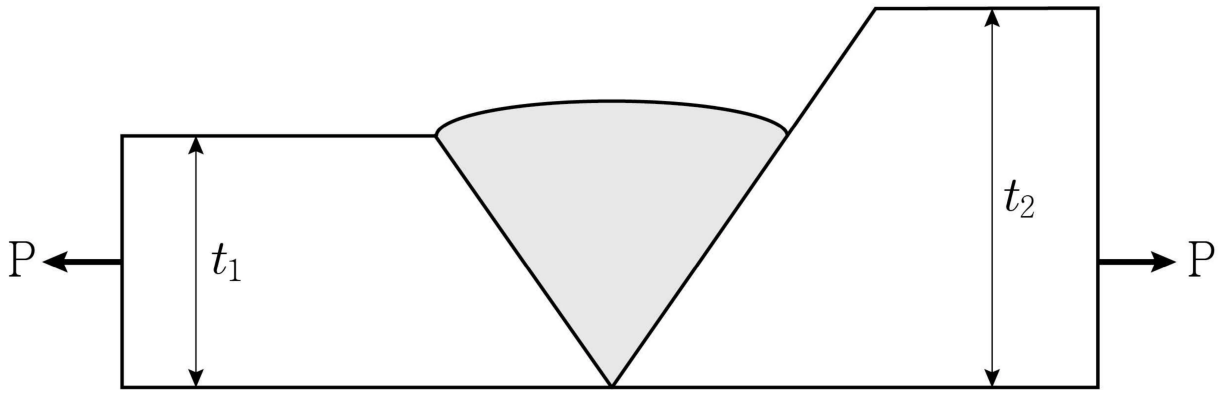
ㄷ. O: 피니언은 맞물리는 두 기어 중 작은 기어이다. 잇수가 적으면 창성 공구가 이뿌리를 파내기 쉬우므로, 해당 압력각과 치형 조건에서 정해지는 **최소잇수 이상**으로 피니언을 설계하여 언더컷을 방지한다.

ㄹ. X: 이높이를 높이면 이끝과 상대 이뿌리 사이의 간섭이 커지기 쉬우므로 언더컷 방지법에 해당하지 않는다. 방지하려면 이높이, 특히 **이끝높이를 낮추는 단치형**을 사용하여 간섭을 줄여야 한다.

언더컷 방지법에 해당하는 보기는 ㄱ·ㄴ·ㄷ이며, ③의 조합과 일치한다.

NoteBase

문 3. 모재의 두께가 다른 맞대기 용접에서 $t_1 = 5$ mm, $t_2 = 10$ mm, 용접길이 100 mm, 허용인장응력 5 MPa일 때, 최대 허용하중 P[N]는?



① 1,250

② 2,500

③ 5,000

④ 10,000

정답 2번

간단한 해설

두께가 다른 맞대기 용접에서는 **얇은 모재의 두께 5 mm**를 기준으로 유효 단면적을 구한다. 유효 단면적 500 mm^2에 허용인장응력 5 MPa를 곱하면 최대 허용하중은 2,500 N이다.

계산 과정

그림에서 두 모재는 양쪽으로 당기는 인장하중 P를 받는다. 두께가 다른 맞대기 용접의 유효 두께 t는 **두 모재 중 얇은 쪽의 두께**를 적용하므로, $t_1 = 5$ mm와 $t_2 = 10$ mm 중 5 mm를 사용한다.

용접길이를 l이라 하면 하중을 지탱하는 유효 단면적은 $A = tl$이다. 용접길이가 100 mm이므로 유효 단면적은 $5 \times 100 = 500$ mm^2이다. 이는 인장하중에 저항하는 단면의 넓이이다.

평균 인장응력은 $\sigma = \frac{P}{A}$이며, 이 값이 허용인장응력을 넘지 않아야 한다. **응력이 허용값에 도달할 때**의 하중이 최대 허용하중이므로 $P_{max} = \sigma_a A$를 적용한다. 여기서 σ_a는 허용인장응력이며, 단위를 맞추면 5 MPa = 5 N/mm^2이다.

최대 허용하중은 $5 \times 500 = 2{,}500$ N이다. 따라서 ②의 2,500 N과 일치한다.

NoteBase

문 4. 코일 스프링이 압축력에 의해 변형하여 저장한 탄성에너지가 600 N · mm일 때, 코일 스프링에 작용한 압축력[N]은? (단, 스프링 상수는 3 N/mm이다)

① 40

② 50

③ 60

④ 70

정답 3번

간단한 해설

스프링에 저장된 탄성에너지는 $U = \frac{F^2}{2k}$이므로, 압축력은 **탄성에너지와 스프링 상수로부터** 구할 수 있다. 주어진 값을 적용하면 압축력은 60 N이다.

계산 과정

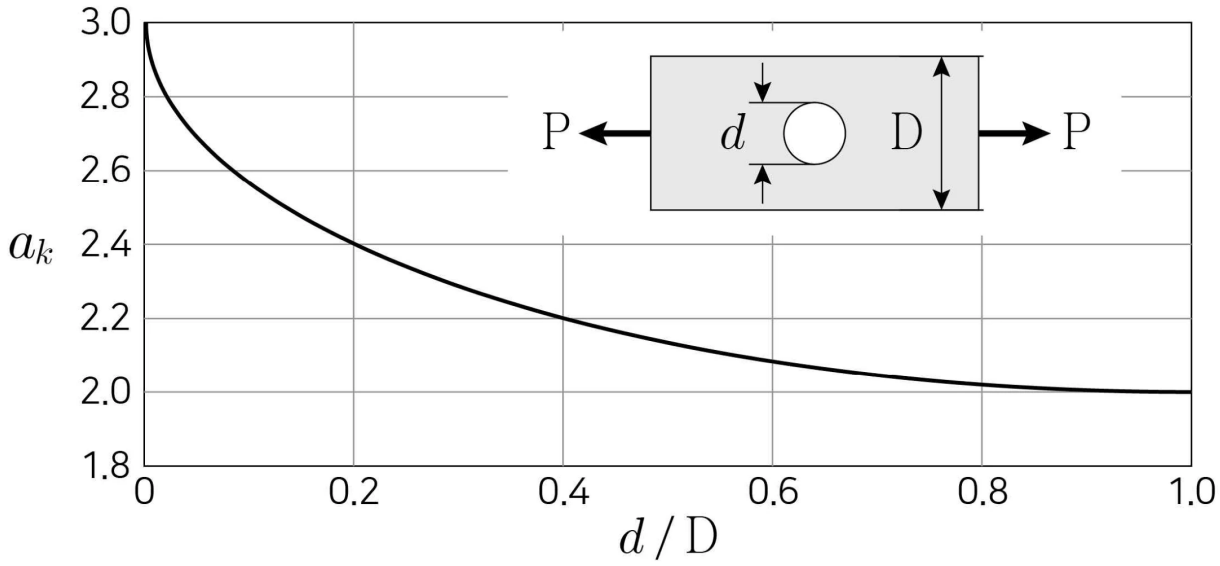
스프링에 저장된 탄성에너지를 U, 스프링 상수를 k, 압축 변형량을 x, 최종 압축력을 F라 두면, U = 600 N·mm이고 k = 3 N/mm이다. 스프링 상수가 일정하므로 압축력과 변형량은 $F = kx$의 관계를 따른다.

변형이 없는 상태에서 x만큼 압축하는 동안 힘은 0에서 F까지 선형으로 증가한다. 따라서 저장된 탄성에너지는 **힘–변형량 그래프의 삼각형 넓이**이며, $U = \frac{1}{2}Fx$이다. 여기에 $x = \frac{F}{k}$를 대입하면 $U = \frac{F^2}{2k}$를 얻는다.

압축력의 크기를 구하므로 양의 제곱근을 취하여 $F = \sqrt{2kU}$로 계산한다. 수치를 대입하면 $F = \sqrt{2 \cdot 3 \cdot 600} = 60$ N이다. k의 단위 N/mm와 U의 단위 N·mm에서 mm가 소거되므로, 제곱근을 취한 힘의 단위는 N이다. 구한 압축력 60 N은 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 5. 그림과 같이 중앙에 지름 $d = 40$ mm의 구멍이 뚫린 폭 $D = 100$ mm, 두께 10 mm인 평판에 인장하중 $P = 12$ kN이 작용할 때, 평판에 발생하는 최대 응력[N/mm^2]에 가장 가까운 값은? (단, 응력집중계수는 a_k이다)



① 20

② 44

③ 200

④ 440

정답 2번

간단한 해설

구멍을 제외한 **순단면의 평균 인장응력**은 20 N/mm^{2}이다. 여기에 그래프에서 읽은 응력집중계수 2.2를 곱하면 구멍 가장자리의 최대 응력은 약 44 N/mm^{2}가 된다.

NoteBase

계산 과정

응력집중계수 읽기: 그래프의 가로축은 구멍 지름과 평판 폭의 비이고, 세로축은 응력집중계수이다. $\frac{d}{D} = \frac{40}{100} = 0.4$이므로 곡선에서 $a_k \approx 2.2$를 읽는다.

순단면적 계산: 두께를 t라 하면 t = 10 mm이다. 구멍 중심을 지나며 인장하중에 수직인 단면에서는 구멍이 차지하는 폭 d를 빼야 한다. 따라서 **실제로 하중을 지지하는 순단면적**은 $A = (D - d)t$이며, $A = (100 - 40) \cdot 10 = 600\ \text{mm}^2$이다.

공칭응력 계산: 이 그래프의 응력집중계수는 순단면의 평균응력을 기준으로 한다. 하중 P = 12 kN = 12,000 N이므로 공칭응력은 $\sigma_n = \frac{P}{A} = \frac{12000}{600} = 20\ \text{N/mm}^2$이다. 이는 구멍이 있는 단면 전체에 걸친 평균값이며, 구멍 가장자리의 국부적인 최대값은 아니다.

최대 응력 계산: 응력집중계수는 **공칭응력에 대한 최대 응력의 비**이므로 $\sigma_{\max} = a_k \sigma_n$을 적용한다. 따라서 $\sigma_{\max} \approx 2.2 \cdot 20 = 44\ \text{N/mm}^2$이며, 선택지 ②의 44에 해당한다.

NoteBase

문 6. 두 줄 사각나사의 자립조건(self-locking)으로 옳은 것은? (단, d_2: 나사의 유효지름, μ: 나사면의 마찰계수, p: 나사의 피치이다)

① $2\pi d_2 - \mu p \leq 0$

② $2\pi d_2 - \mu p \geq 0$

③ $\pi d_2 \mu - 2p \leq 0$

④ $\pi d_2 \mu - 2p \geq 0$

정답 4번

간단한 해설

두 줄 나사의 리드는 **피치의 2배**이고, 자립하려면 **리드각이 마찰각 이하**여야 한다. 이를 정리하면 $\pi d_2 \mu - 2p \geq 0$이다.

계산 과정

리드: 리드 L은 나사가 한 바퀴 회전할 때 축방향으로 전진하는 거리이다. 두 줄 나사는 나사산이 두 줄이므로 **리드는 피치의 2배**인 $L = 2p$이다. 피치 p와 유효지름 d_2는 같은 길이 단위로 나타낸다.

리드각: 유효지름에서 나사산의 한 바퀴를 평면으로 펼치면 밑변은 원주 πd_2, 높이는 리드 L인 경사면이 된다. 따라서 리드각을 λ라 하면 $\tan\lambda = \frac{L}{\pi d_2} = \frac{2p}{\pi d_2}$이다.

자립조건: 자립은 외부에서 회전력을 가하지 않아도 축방향 하중만으로 나사가 저절로 풀리지 않는 상태이다. 사각나사를 펼친 경사면에서 하중 W의 미끄러짐 방향 성분은 $W\sin\lambda$, 최대 정지마찰력은 $\mu W\cos\lambda$이다. 따라서 $W\sin\lambda \leq \mu W\cos\lambda$, 즉 $\tan\lambda \leq \mu$여야 한다. 마찰각 ρ를 $\tan\rho = \mu$로 정의하면 이는 **리드각이 마찰각 이하**라는 뜻이며, 등호는 미끄러지기 직전의 한계상태이다.

조건식 정리: $\frac{2p}{\pi d_2} \leq \mu$에 양수인 πd_2를 곱하면 $2p \leq \pi d_2 \mu$이다. 따라서 자립조건은 $\pi d_2 \mu - 2p \geq 0$이며, ④의 식과 일치한다.

NoteBase

문 7. 다음 IT 기본 공차표를 이용하여, $\phi 62H9$의 일반공차 표기법으로 옳은 것은?

(단위: μm)

치수 구분(mm) \ 공차등급		IT6	IT7	IT8	IT9
30 초과	50 이하	16	25	39	62
50 초과	80 이하	19	30	46	74

① $\phi 62^{+0.062}_{-0.074}$

② $\phi 62^{0}_{-0.074}$

③ $\phi 62^{+0.074}_{-0.074}$

④ $\phi 62^{+0.074}_{0}$

정답 4번

간단한 해설

구멍의 공차 위치를 나타내는 **H는 아래 치수허용차가 0**임을 뜻한다. 기본치수 62 mm의 IT9 공차는 74 μm = 0.074 mm이므로, 위 치수허용차는 +0.074 mm이다.

계산 과정

공차 기호의 의미: $\phi 62H9$에서 기본치수는 지름 62 mm이고, 대문자 H는 구멍의 공차 위치, 9는 IT9 공차등급을 나타낸다. **H인 구멍은 아래 치수허용차가 0**이므로 최소 허용치수는 기본치수와 같다.

공차표 판독과 단위 환산: 62 mm는 표의 **'50 초과 80 이하' 구간**에 속한다. 이 행과 IT9 열이 만나는 값은 74 μm이며, 이는 최대 허용치수와 최소 허용치수의 차이인 공차이다. 1 mm = 1000 μm이므로 $T = \frac{74}{1000}\text{mm} = 0.074\text{mm}$이다.

위·아래 치수허용차 계산: 공차는 '위 치수허용차 − 아래 치수허용차'이다. 아래 치수허용차가 0이므로 위 치수허용차는 0.074 + 0 = +0.074 mm이다. 따라서 최소 허용치수는 62 + 0 = 62 mm, 최대 허용치수는 62 + 0.074 = 62.074 mm이다.

치수 표기: 기본치수의 오른쪽 위에 위 치수허용차, 오른쪽 아래에 아래 치수허용차를 적으면 $\phi 62^{+0.074}_{0}$이 된다. 이는 ④의 표기와 일치한다.

NoteBase

문 8. 기어의 종류별 특징에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 웜과 웜휠은 큰 감속비를 얻을 수 있고, 항상 역회전이 가능하다.

② 래크와 피니언을 이용해 회전운동을 직선운동으로 변환할 수 있다.

③ 마이터기어는 베벨기어의 일종으로 잇수가 같은 한 쌍의 원추형기어이다.

④ 헬리컬기어는 스퍼기어에 비해 운전이 정숙한 반면, 추력이 발생한다.

정답 1번

간단한 해설

웜 기어는 큰 감속비를 얻을 수 있지만, **항상 역회전이 가능한 것은 아니다**. 리드각과 마찰 조건에 따라 웜휠이 웜을 구동하지 못하는 **자기잠김**이 발생한다.

선지별 해설

① X: 웜의 줄수에 비해 웜휠의 잇수를 크게 하면 큰 감속비를 얻을 수 있다. 그러나 '항상 역회전이 가능하다'는 표현은 잘못이다. 여기서 역회전은 웜휠을 입력으로 하여 웜을 돌리는 역구동을 뜻한다. 웜의 리드각이 작고 접촉면의 마찰이 충분하면 웜휠이 웜을 돌리지 못하는 **자기잠김**이 발생한다. 따라서 역구동 가능 여부는 리드각과 마찰 조건에 따라 달라진다.

② O: 피니언은 회전하는 작은 기어이고, 래크는 직선으로 이가 배열된 기어이다. 피니언의 이가 래크의 이와 맞물려 밀어 주므로, 피니언의 **회전운동이 래크의 직선운동으로 변환**된다.

③ O: 베벨기어는 서로 교차하는 축 사이에 회전을 전달하는 원추형 기어이다. 그중 마이터기어는 맞물리는 두 기어의 **잇수가 같은** 경우이며, 기어비가 1:1이므로 회전속도의 크기를 바꾸지 않고 회전축의 방향을 바꾼다.

④ O: 헬리컬기어는 잇줄이 축에 대해 비스듬하여 이가 치폭을 따라 점진적으로 맞물린다. 따라서 스퍼기어보다 충격과 소음이 작아 운전이 정숙하다. 다만 비스듬한 잇면에 작용하는 힘에 축 방향 성분이 생겨 **추력, 즉 축 방향 힘**이 발생하므로 이를 지지하는 베어링이 필요하다.

NoteBase

문 9. 1,000 rpm으로 회전하면서 100π kW의 동력을 전달시키는 회전축이 4 kN · m의 굽힘모멘트를 받고 있을 때, 상당 비틀림모멘트 T_e에 대한 상당 굽힘모멘트 M_e의 비($\frac{M_e}{T_e}$)는?

① 0.6

② 0.7

③ 0.8

④ 0.9

정답 4번

간단한 해설

상당 굽힘모멘트는 $M_e = \frac{M + T_e}{2}$이다. 전달 토크 3 kN·m와 굽힘모멘트 4 kN·m를 적용하면 T_e는 5 kN·m, M_e는 4.5 kN·m이므로, **상당 굽힘모멘트를 상당 비틀림모멘트로 나눈 비**는 0.9이다.

계산 과정

전달 토크: 동력 P, 각속도 ω, 전달 토크 T 사이에는 $P = T\omega$가 성립한다. 회전수 n = 1,000 rpm은 분당 회전수이므로 **초당 각속도로 환산**하면 $\omega = \frac{2\pi \cdot 1000}{60} = \frac{100\pi}{3}$rad/s이다. 동력 $P = 100\pi$kW를 적용하면 $T = \frac{P}{\omega} = \frac{100\pi \cdot 3}{100\pi} = 3\text{kN} \cdot \text{m}$이다. 여기서 동력을 kW로 사용했으므로 토크의 단위는 kN·m이다.

상당 비틀림모멘트: 굽힘과 비틀림이 함께 작용할 때의 **최대 전단응력을 비틀림만으로 같게 만드는 모멘트**이다. 굽힘모멘트 M과 전달 토크 T에 대하여 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$를 적용한다. 주어진 M = 4 kN·m와 앞서 구한 T = 3 kN·m를 대입하면 $T_e = \sqrt{4^2 + 3^2} = 5\text{kN} \cdot \text{m}$이다.

상당 굽힘모멘트: 굽힘과 비틀림이 함께 작용할 때의 **최대 수직응력을 굽힘만으로 같게 만드는 모멘트**이다. 따라서 $M_e = \frac{M + \sqrt{M^2 + T^2}}{2} = \frac{M + T_e}{2}$이며, $M_e = \frac{4 + 5}{2} = 4.5\text{kN} \cdot \text{m}$이다.

요구한 비: $\frac{M_e}{T_e} = \frac{4.5}{5} = 0.9$이다. 분자와 분모의 모멘트 단위가 같아 비는 무차원이며, ④의 0.9와 일치한다.

NoteBase

문 10. 평벨트를 엇걸기에서 바로걸기로 변경할 때, 작은 풀리의 접촉각 차이를 나타낸 것은? (단, D_1: 작은 풀리의 지름, D_2: 큰 풀리의 지름, C: 축간거리이다)

① $\sin^{-1}\left(\frac{D_2+D_1}{2C}\right)-\sin^{-1}\left(\frac{D_2-D_1}{2C}\right)$
② $\sin^{-1}\left(\frac{D_2+D_1}{2C}\right)+\sin^{-1}\left(\frac{D_2-D_1}{2C}\right)$
③ $2\sin^{-1}\left(\frac{D_2+D_1}{2C}\right)-2\sin^{-1}\left(\frac{D_2-D_1}{2C}\right)$
④ $2\sin^{-1}\left(\frac{D_2+D_1}{2C}\right)+2\sin^{-1}\left(\frac{D_2-D_1}{2C}\right)$

정답 4번

간단한 해설

엇걸기에서 바로걸기로 바꾸면 작은 풀리의 접촉각은 **반원보다 큰 각에서 반원보다 작은 각으로 감소**한다. 감소량은 두 방식의 반원 기준 보정각을 더한 $2\sin^{-1}\frac{D_2+D_1}{2C}+2\sin^{-1}\frac{D_2-D_1}{2C}$ rad이다.

계산 과정

접촉각은 벨트가 풀리 둘레에 닿는 부분을 풀리 중심에서 본 각이다. 작은 풀리의 반지름은 $D_1/2$, 큰 풀리의 반지름은 $D_2/2$이며, 축간거리 C와 두 지름은 같은 길이 단위를 사용한다. 각도는 rad으로 나타내므로 반원은 π이다.

엇걸기: 곧은 벨트 부분이 두 풀리 사이에서 교차하므로, 접선과 중심선을 이용한 직각삼각형에는 **두 반지름의 합**이 들어간다. 벨트의 곧은 부분과 두 중심을 잇는 선이 이루는 예각을 α라 하면 $\sin\alpha=\frac{D_2+D_1}{2C}$이다. 작은 풀리는 반원보다 양쪽에서 각각 α만큼 더 감기므로 접촉각은 $\theta_c=\pi+2\alpha$이다.

바로걸기: 벨트가 교차하지 않으므로 같은 방식의 직각삼각형에는 **두 반지름의 차**가 들어간다. 이때 곧은 벨트 부분과 중심선이 이루는 예각을 β라 하면 $\sin\beta=\frac{D_2-D_1}{2C}$이다. 작은 풀리는 반원보다 양쪽에서 각각 β만큼 덜 감기므로 접촉각은 $\theta_o=\pi-2\beta$이다.

접촉각 차이: 엇걸기에서 바로걸기로 바꿀 때의 감소량은 $\Delta\theta=\theta_c-\theta_o$이다. 두 식을 빼면 $\Delta\theta=(\pi+2\alpha)-(\pi-2\beta)$이다. 반원 각 π가 소거되어 $\Delta\theta=2\alpha+2\beta$가 된다. 즉 접촉각 차이는 $2\sin^{-1}\frac{D_2+D_1}{2C}+2\sin^{-1}\frac{D_2-D_1}{2C}$ rad이며, ④의 식과 일치한다.

NoteBase

문 11. 치공구에서 위치결정구의 요구사항으로 옳지 않은 것은?

① 교환이 가능할 것

② 청소가 용이할 것

③ 가시성이 우수할 것

④ 경도가 높지 않을 것

정답 4번

간단한 해설

④의 '경도가 높지 않을 것'은 반대로 서술한 것이다. 위치결정구의 접촉부는 반복 사용에 따른 마모로 기준 위치가 달라지지 않도록 **경도와 내마모성이 높아야 한다**.

선지별 해설

위치결정구는 치공구에서 공작물을 정해진 기준 위치에 놓이게 하는 요소이다. 반복해서 공작물을 장착해도 같은 위치가 재현되어야 한다.

① O: 위치결정구가 마모되거나 손상되면 공작물의 기준 위치가 달라져 가공 정밀도가 떨어진다. 따라서 **마모된 부품을 교환할 수 있는 구조**로 만들면 치공구 전체를 새로 제작하지 않고도 위치결정 정밀도를 회복할 수 있다.

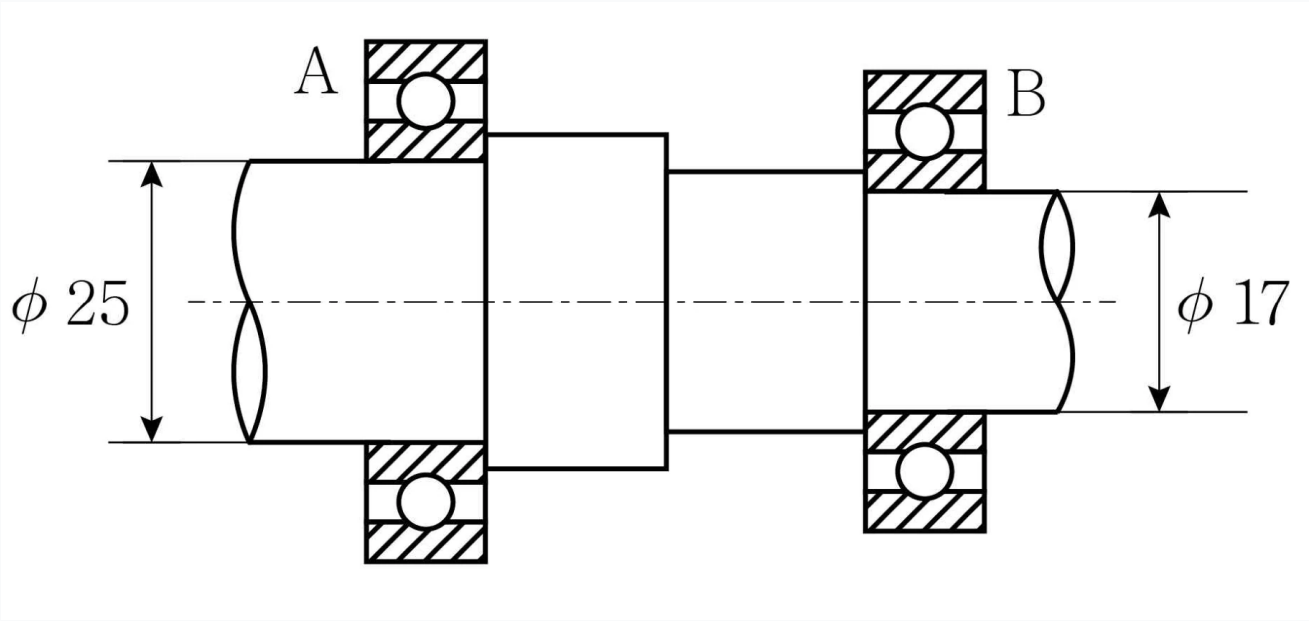
② O: 위치결정구와 공작물 사이에 칩이나 이물질이 끼면 공작물이 기준면에 정확히 밀착되지 않아 위치 오차가 생긴다. 따라서 접촉부의 **칩과 이물질을 쉽게 제거**할 수 있어야 한다.

③ O: 가시성이 좋으면 작업자가 공작물이 위치결정구에 **정확히 안착했는지 확인**하기 쉽다. 접촉 상태와 이물질 유무를 살필 수 있도록 시야를 확보하는 것이 바람직하다.

④ X: 위치결정구는 공작물과 반복적으로 접촉하므로 접촉부가 쉽게 마모되면 기준 치수와 위치를 유지하기 어렵다. 따라서 '경도가 높지 않을 것'이 아니라 **'경도가 높고 내마모성이 좋을 것'**이 요구된다. 접촉부를 경화하는 것은 이러한 마모를 줄이기 위한 방법이다.

NoteBase

문 12. 베어링 A, B에 적합한 호칭번호를 순서대로 나열한 것은?



① 6205, 6203

② 6203, 6215

③ 6205, 6207

④ 6225, 6217

정답 1번

간단한 해설

도면의 축 지름은 베어링의 **내경**에 해당한다. 내경 25 mm는 번호 05로 나타내고, 17 mm는 예외적으로 **내경번호 03**을 쓴다.

NoteBase

대응 관계 해설

선지에 공통으로 제시된 62 계열에서 호칭번호의 끝 두 자리는 내경번호이다. 내경번호 04 이상인 통상적인 표준 규격은 번호에 5를 곱하여 내경을 mm 단위로 나타낸다. 다만 00·01·02·03은 각각 10·12·15·17 mm에 대응한다. 도면의 ϕ는 지름을 뜻하며, 축에 끼워지는 베어링의 내경은 해당 축 지름과 맞아야 한다.

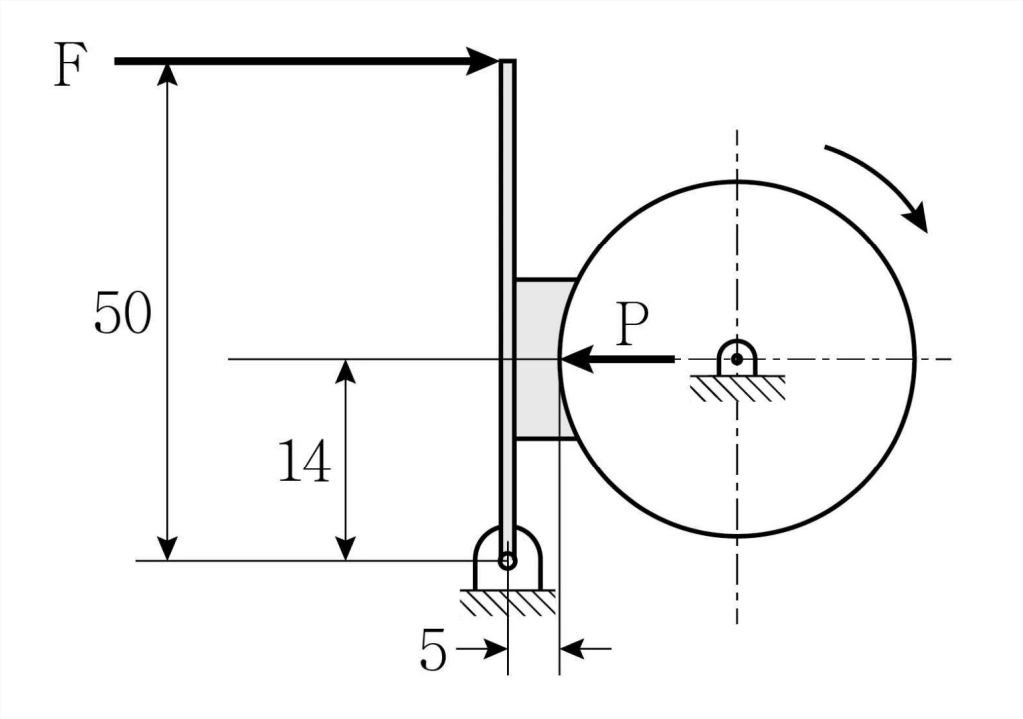
A: 왼쪽 축의 지름은 ϕ25이므로 필요한 베어링 내경은 25 mm이다. 25 ÷ 5 = 5이므로 두 자리 내경번호는 **05**이다. 따라서 A에 대응하는 호칭번호는 6205이다.

B: 오른쪽 축의 지름은 ϕ17이므로 필요한 베어링 내경은 17 mm이다. 17 mm는 5배 규칙의 예외에 해당하여 **내경번호 03**을 사용한다. 따라서 B에 대응하는 호칭번호는 6203이다.

A, B의 호칭번호는 순서대로 6205, 6203으로, ①의 조합과 일치한다.

NoteBase

문 13. 단식 블록 브레이크에서 블록에 작용하는 힘 $P = 20$ N, 마찰계수 $\mu = 0.2$일 때, 드럼을 정지시키기 위해 레버에 작용해야 하는 최소 힘 F[N]는?



① 6

② 7

③ 8

④ 9

정답 1번

간단한 해설

드럼이 시계방향으로 돌면 블록에는 **위쪽 마찰력**이 작용하며, 이 힘과 수직항력 P는 모두 레버를 반시계방향으로 돌린다. 두 모멘트의 합과 레버에 가하는 힘의 모멘트가 같아야 하므로 필요한 힘은 **6 N**이다.

NoteBase

계산 과정

블록에 작용하는 P = 20 N은 드럼이 블록을 왼쪽으로 미는 수직항력이다. 드럼의 회전방향은 시계방향이므로 왼쪽 접촉점에서 드럼 표면은 위로 움직인다. 따라서 블록에 작용하는 마찰력 T도 **위쪽**이며, 그 크기는 $T = \mu P = 0.2 \cdot 20 = 4$ N이다.

레버의 아래쪽 회전축을 기준으로 모멘트를 계산한다. 힘의 팔은 회전축에서 각 힘의 작용선까지의 수직거리이므로 F에는 50, 수평으로 작용하는 P에는 14, 수직으로 작용하는 T에는 5를 적용한다. 그림의 길이는 같은 단위이므로 모멘트 평형식에 표시값을 그대로 사용할 수 있다.

오른쪽으로 가하는 F는 시계방향 모멘트를 만들고, 왼쪽으로 작용하는 P와 위쪽으로 작용하는 T는 모두 반시계방향 모멘트를 만든다. 따라서 **P와 T의 모멘트를 더하여** 평형식을 세우면 $50F = 14P + 5T$이다. 수치를 대입하면 $50F = 14 \cdot 20 + 5 \cdot 4 = 300$이 된다.

필요한 최소 힘은 $F = \frac{300}{50} = 6$ N이다. 이는 ①의 6 N에 해당한다.

NoteBase

문 14. 강판의 인장강도 40 MPa, 두께 5 mm, 안지름 50 mm인 원통형 압력용기에 작용할 수 있는 최대 내부압력[MPa]은? (단, 얇은 벽으로 가정하고, 안전율 4, 부식여유 1 mm, 이음효율 1이다)

① 1.0

② 1.3

③ 1.6

④ 2.0

정답 3번

간단한 해설

부식여유를 뺀 **유효두께 4 mm**와 안전율을 적용한 **허용인장응력 10 MPa**를 사용한다. 얇은 원통의 원주방향 응력이 허용값에 도달하는 내부압력은 1.6 MPa이다.

계산 과정

유효두께: 강도를 계산할 때는 전체 두께에서 **부식여유를 뺀 두께**를 사용한다. 유효두께를 t_e라 하면 $t_e = 5 - 1 = 4$ mm이다.

허용인장응력: 인장강도 40 MPa를 안전율 4로 나누어 사용 가능한 응력의 한계를 정한다. 따라서 $\sigma_a = \frac{40}{4} = 10$ MPa이다. 이음효율은 $\eta = 1$이므로 이음에 따른 강도 저하는 없다.

적용식: 얇은 벽으로 가정한 원통에서 내부압력을 p, 안지름을 d라 하면 원주방향 응력은 $\sigma_\theta = \frac{pd}{2t_e}$이다. 원주방향 응력은 길이방향 응력의 2배이므로, 같은 허용인장응력을 적용할 때 **원주방향 응력이 최대 내부압력을 제한**한다. 따라서 $\sigma_\theta = \eta\sigma_a$가 되는 압력을 구한다.

최대 내부압력: 위 식을 압력에 대해 정리하면 $p_{\max} = \frac{2t_e\eta\sigma_a}{d}$이다. 안지름 50 mm와 앞에서 구한 값을 대입하면 $p_{\max} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 10}{50} = 1.6$ MPa이다. 두께와 안지름을 모두 mm로 넣었으므로 길이 단위가 소거되어 압력은 MPa로 나온다. 계산값 1.6 MPa는 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 15. 인장하중 54kN을 받는 양쪽 덮개판 1줄 맞대기 리벳이음에서 리벳의 지름 10mm, 리벳의 허용전단응력 100MPa일 때, 전단에 의해 파괴되지 않을 리벳의 최소 개수는?

① 2

② 3

③ 4

④ 5

정답 3번

간단한 해설

양쪽 덮개판 맞대기이음은 리벳 하나에 전단면이 두 개인 **이중전단**이 작용한다. 리벳 하나가 견딜 수 있는 하중은 약 15.71 kN이므로, 54 kN을 지지하려면 계산값 약 3.44개를 올린 **최소 4개**가 필요하다.

계산 과정

1. 전단면 수와 조건: 인장하중 P = 54 kN, 리벳 지름 d = 10 mm, 허용전단응력은 $\tau_a = 100$ MPa이다. 양쪽 덮개판 맞대기이음에서는 가운데 본판과 위아래 덮개판 사이에 각각 전단면이 생기므로, 리벳 하나의 전단면 수는 **2개**이다. 1줄은 리벳 배열의 줄 수이며 전단면 수를 뜻하지 않는다. 하중은 리벳들이 균등하게 분담하는 것으로 계산한다.

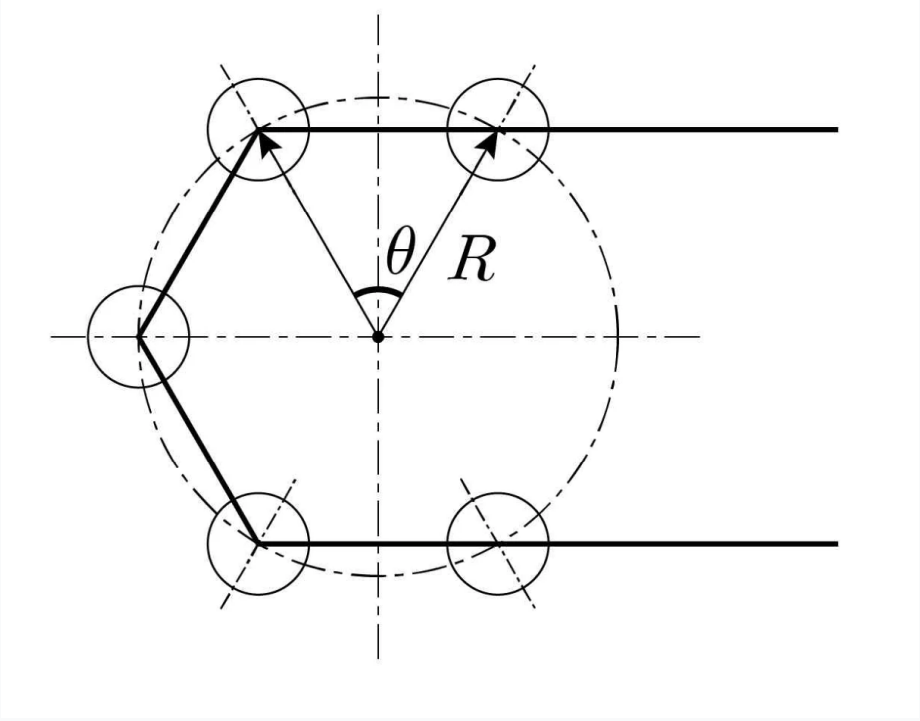
2. 리벳 단면적: 원형 단면이므로 $A = \frac{\pi d^2}{4}$를 적용한다. d = 10 mm를 대입하면 $A = 25\pi$ mm^{2}이다. 이는 전단면 하나의 면적이며, 이중전단에서 리벳 하나의 유효 전단면적은 $2A$이다.

3. 리벳 하나의 허용하중: 전단응력은 전단하중을 전단면적으로 나눈 값이므로, 허용하중 Q는 $Q = 2A\tau_a$이다. 100 MPa = 100 N/mm^{2}로 단위를 맞추면 $Q = 2 \cdot 25\pi \cdot 100 = 5000\pi$ N이다. 따라서 리벳 하나가 전단에 견디는 허용하중은 약 15.71 kN이다.

4. 최소 개수: 하중을 분담하는 리벳 수를 n이라 하면 전체 허용하중이 작용하중 이상이어야 하므로 $nQ \geq P$이다. 따라서 $n \geq \frac{P}{Q} = \frac{54}{5\pi} \approx 3.44$이다. 리벳 개수는 정수이므로 **소수 부분을 올림**하여 최소 4개가 필요하며, 이는 ③의 4에 해당한다.

NoteBase

문 16. 그림과 같이 회전속도가 일정한 스프로킷에 물려있는 체인의 최대속도(V_{max})와 최소속도(V_{min})의 비($\frac{V_{min}}{V_{max}}$)는? (단, $\theta = 60^\circ$, $R = 100$ mm이다)



① $\frac{\sqrt{3}}{4}$
② $\frac{\sqrt{3}}{2}$
③ $\frac{1}{4}$
④ $\frac{1}{2}$

정답 2번

간단한 해설

체인은 스프로킷에 다각형으로 감기므로, 회전속도가 일정해도 **체인의 진행 방향 속도 성분**은 달라진다.
최소속도와 최대속도의 비는 $\cos(\theta/2) = \cos 30^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2}$이다.

NoteBase

계산 과정

그림의 $\theta = 60^\circ$는 인접한 두 체인 핀 중심을 잇는 반지름 사이의 각이다. 두 반지름은 수직 중심선을 기준으로 대칭이므로, 각각 수직선과 이루는 각은 $\theta/2 = 30^\circ$이다. 스프로킷의 일정한 각속도를 ω, 피치원 반지름을 $R = 100\ \text{mm} = 0.100\ \text{m}$로 둔다.

체인 핀의 원주속도 크기는 ωR이며, 체인의 진행속도는 이를 **직선 체인의 진행 방향으로 분해한 성분**이다. 핀의 반지름과 직선 체인에 수직인 방향 사이의 각을 α라 하면 $V = \omega R\cos\alpha$이다. 한 피치가 맞물리는 동안 α는 $-\theta/2$에서 $\theta/2$까지 변한다.

최대속도는 $\alpha = 0$일 때이므로 $V_{\max} = \omega R$이다. 최소속도는 $|\alpha| = \theta/2 = 30^\circ$일 때이므로 $V_{\min} = \omega R\cos 30^\circ$이다. ω를 rad/s로 나타내면 두 속도는 각각 0.100ω m/s와 $0.100\omega\cos 30^\circ$ m/s이다.

두 속도를 나누면 공통 인자인 ωR이 소거되어 $\frac{V_{\min}}{V_{\max}} = \cos 30^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2}$이다. 속도끼리의 비이므로 단위가 없으며, 이 값은 ②에 해당한다.

NoteBase

문 17. 두께 t, 구 안쪽 반지름이 r인 얇은 벽의 구형 압력용기 안쪽 표면에서 압력 p에 의해 발생하는 면외(out-of-plane) 최대 전단 응력은?

① $\frac{pr}{2t}+\frac{p}{4}$
② $\frac{pr}{4t}+\frac{p}{2}$
③ $\frac{pr}{4t}+\frac{p}{4}$
④ $\frac{pr}{t}+\frac{p}{2}$

정답 2번

간단한 해설

안쪽 표면의 반지름방향 응력은 압축응력 $\sigma_r=-p$이다. 면외 최대 전단응력은 접선방향 인장응력과 이 압축응력의 **차이의 절반**이므로 $\frac{pr}{4t}+\frac{p}{2}$이다.

계산 과정

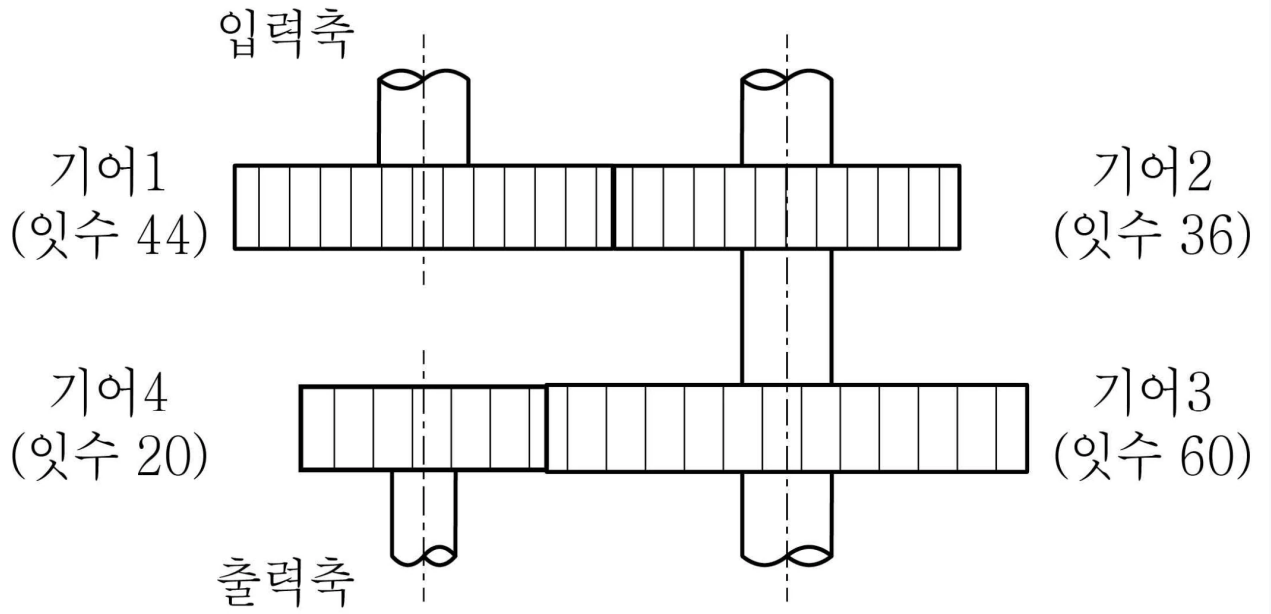
접선방향 응력: 안쪽 반지름이 r, 두께가 t인 얇은 구형 용기를 반으로 나누어 힘의 평형을 생각한다. 내압 p가 반구를 미는 힘은 $p\pi r^2$이고, 절단면의 벽이 이를 지탱하는 힘은 얇은 벽 근사에서 $\sigma_t\cdot 2\pi rt$이다. 따라서 $\sigma_t=\frac{pr}{2t}$이며, 구의 대칭성 때문에 **서로 직교하는 두 접선방향의 인장응력이 같다**.

안쪽 표면의 반지름방향 응력: 인장을 양수, 압축을 음수로 잡는다. 안쪽 표면에는 유체 압력 p가 벽을 누르므로 $\sigma_r=-p$이다. 얇은 벽에서 접선응력을 구할 때는 반지름방향 응력이 상대적으로 작지만, 이 문제는 **안쪽 표면의 면외 최대 전단응력**을 묻기 때문에 이 압축응력을 포함한다. 두 접선방향과 반지름방향은 주응력 방향이므로, 최대 주응력은 $\sigma_1=\frac{pr}{2t}$, 최소 주응력은 $\sigma_3=-p$이다.

면외 최대 전단응력: 접선방향과 반지름방향 사이의 응력 변환에서 최대 전단응력은 $\tau_{\max}=\frac{\sigma_1-\sigma_3}{2}$이다. 따라서 $\tau_{\max}=\frac{1}{2}\left(\frac{pr}{2t}+p\right)$이고, 정리하면 $\tau_{\max}=\frac{pr}{4t}+\frac{p}{2}$이다. r과 t를 같은 길이 단위로 쓰면 결과는 p와 같은 압력 단위를 가지며, 이 식은 ②와 일치한다.

NoteBase

문 18. 그림과 같은 기어잇수를 가진 복합 기어열에서 입력축 기어1의 회전속도가 600 rpm일 때, 출력축 기어4의 회전속도[rpm]는?



① 2,100

② 2,200

③ 2,300

④ 2,400

정답 2번

간단한 해설

맞물린 기어의 회전속도는 **잇수에 반비례**하며, 같은 축의 기어2·3은 같은 속도로 회전한다. 두 단계의 증속비를 곱하면 출력속도는 2,200 rpm이다.

NoteBase

계산 과정

기어 번호를 i라 할 때 회전속도를 n_i(rpm), 잇수를 Z_i라 둔다. 맞물린 두 기어는 같은 시간 동안 맞물림점을 지나가는 잇수가 같으므로 **회전속도와 잇수의 곱이 같다**. 따라서 종동기어의 회전속도는 구동기어 회전속도에 구동기어 잇수와 종동기어 잇수의 비를 곱하여 구한다.

기어1 → 기어2: 그림에서 잇수는 각각 44, 36이고 입력속도는 600 rpm이다. $n_1 Z_1 = n_2 Z_2$이므로 $n_2 = 600 \cdot \frac{44}{36} = \frac{2,200}{3}$rpm이다. 이는 중간축의 회전속도이다.

기어2 → 기어3: 두 기어는 **같은 축에 고정**되어 함께 회전하므로 $n_3 = n_2 = \frac{2,200}{3}$rpm이다. 이 구간에서는 두 기어의 잇수 36과 60의 비를 적용하지 않는다.

기어3 → 기어4: 기어3의 잇수는 60, 기어4의 잇수는 20이다. 기어4는 기어3보다 잇수가 적으므로 3배 빠르게 회전한다. $n_4 = n_3 \cdot \frac{60}{20}$에 중간축 속도를 대입하면 $n_4 = \frac{2,200}{3} \cdot 3 = 2,200$rpm이다.

출력축 기어4의 회전속도는 2,200 rpm이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 19. 마찰각 ρ, 리드각 α, 마찰계수 $\mu = \tan\rho$인 사각나사에서 $\alpha = \rho$일 때, 나사효율은? (단, 자리면의 마찰은 무시한다)

① $\frac{1}{2}(1 - \tan^2\rho)$
② $\frac{1}{2}(1 + \tan^2\rho)$
③ $\frac{1}{2}(1 - \tan^2 2\rho)$
④ $\frac{1}{2}(1 + \tan^2 2\rho)$

정답 1번

간단한 해설

자리면 마찰을 무시한 사각나사의 효율은 $\eta = \frac{\tan\alpha}{\tan(\alpha+\rho)}$이다. **리드각과 마찰각이 같으므로** 분모는 $\tan 2\rho$가 되며, 배각공식으로 정리하면 $\eta = \frac{1}{2}(1 - \tan^2\rho)$이다.

계산 과정

효율식 설정: 사각나사의 나사산을 펼치면 리드각 α인 빗면으로 볼 수 있다. 축방향 하중을 W, 나사산의 평균반지름을 r라 하면, 하중을 올릴 때 마찰이 없는 이상적인 토크는 $T_0 = Wr\tan\alpha$이고 나사면 마찰을 고려한 토크는 $T = Wr\tan(\alpha + \rho)$이다. **자리면의 마찰은 무시**하므로 추가 마찰토크는 넣지 않는다. 같은 하중을 같은 거리만큼 올릴 때 효율은 이상적인 투입 일과 실제 투입 일의 비이므로, $\eta = \frac{T_0}{T} = \frac{\tan\alpha}{\tan(\alpha+\rho)}$이다.

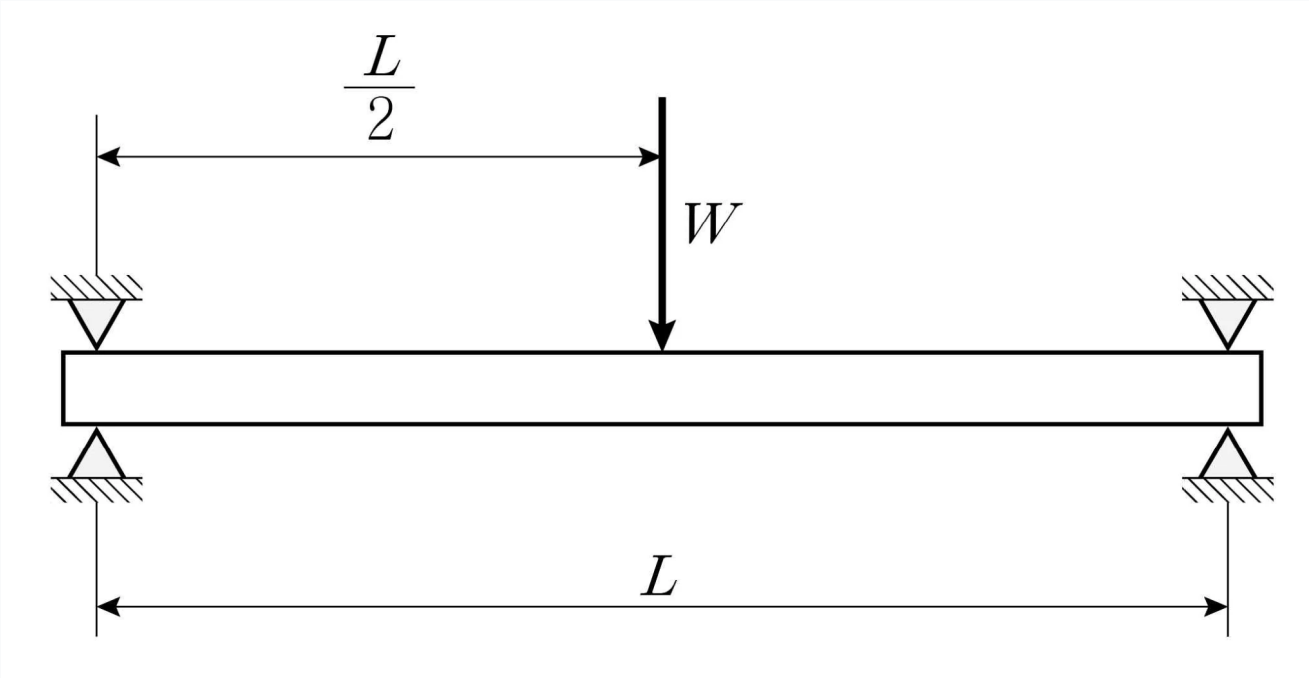
조건 대입: 주어진 $\alpha = \rho$를 대입하면 $\eta = \frac{\tan\rho}{\tan 2\rho}$이다. 분모의 각도는 리드각과 마찰각을 더한 값이므로 마찰각의 두 배가 된다.

배각공식 적용: $\tan 2\rho = \frac{2\tan\rho}{1-\tan^2\rho}$이므로, $\eta = \frac{\tan\rho(1-\tan^2\rho)}{2\tan\rho}$이다. 공통인 $\tan\rho$를 약분하면 $\eta = \frac{1}{2}(1 - \tan^2\rho)$를 얻는다.

계산된 효율은 $\frac{1}{2}(1 - \tan^2\rho)$로 ①의 식과 일치한다. 효율은 일의 비이므로 단위가 없다.

NoteBase

문 20. 그림과 같이 단면이 균일한 원형축에 집중하중 W[N]가 축의 중앙에 작용하고, 지지점의 허용 경사각 β_a[rad]일 때, 최소 축지름 d[mm]는? (단, 축은 단순 지지 되고 자중은 무시하며, 축의 길이는 L[mm], 탄성계수는 E[N/mm^2]이다)



① $\sqrt[4]{\frac{2WL^3}{\pi E\beta_a}}$
② $\sqrt[4]{\frac{4WL^2}{\pi E\beta_a}}$
③ $\sqrt[3]{\frac{4WL^3}{\pi E\beta_a}}$
④ $\sqrt[3]{\frac{2WL^2}{\pi E\beta_a}}$

정답 2번

간단한 해설

중앙 집중하중을 받는 단순 지지축은 **지지점 경사각이 허용 경사각 이하**여야 한다. 원형 단면의 굽힘 강성을 적용하면 최소 지름은 $d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{4WL^2}{\pi E\beta_a}}$ mm이다.

NoteBase

계산 과정

1. 하중과 굽힘모멘트: 자중을 무시하고 중앙에 집중하중 W가 작용하므로 양쪽 지지점의 반력은 각각 $\frac{W}{2}$이다. 왼쪽 지지점부터의 거리를 x라 하면 왼쪽 절반에서 $M(x) = \frac{W}{2}x$이므로, 굽힘모멘트는 지지점의 0에서 중앙의 $\frac{WL}{4}$까지 직선적으로 증가한다.

2. 지지점 경사각: 하중과 지지가 대칭이므로 **중앙에서 처짐곡선의 경사각은 0**이다. 균일한 단면에서 굽힘 강성 EI는 일정하며, 두 지점 사이 경사각의 차이는 그 구간의 $\frac{M}{EI}$ 도형 면적과 같다. 따라서 지지점 경사각의 크기 β는 왼쪽 절반의 삼각형 면적으로 구한다. $\beta = \frac{1}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{WL}{4EI} = \frac{WL^2}{16EI}$이다. 여기서 I는 굽힘에 대한 단면 2차 모멘트이다.

3. 원형 단면 적용: 지름 d인 원형축의 단면 2차 모멘트는 $I = \frac{\pi d^4}{64}$이다. 이를 경사각 식에 대입하면 $\beta = \frac{4WL^2}{\pi E d^4}$가 된다. 같은 하중·길이·재료에서는 **지름의 네제곱에 반비례**하여 경사각이 작아진다.

4. 최소 지름: 허용 조건 $\beta \le \beta_a$를 적용하면 $d^4 \ge \frac{4WL^2}{\pi E \beta_a}$이다. 최소 지름에서는 경사각이 허용값에 도달하므로 $d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{4WL^2}{\pi E \beta_a}}$ 이며, ②의 식과 일치한다. W를 N, L을 mm, E를 N/mm^2로 넣고 경사각을 rad로 사용하면 지름의 단위는 mm가 된다.

NoteBase