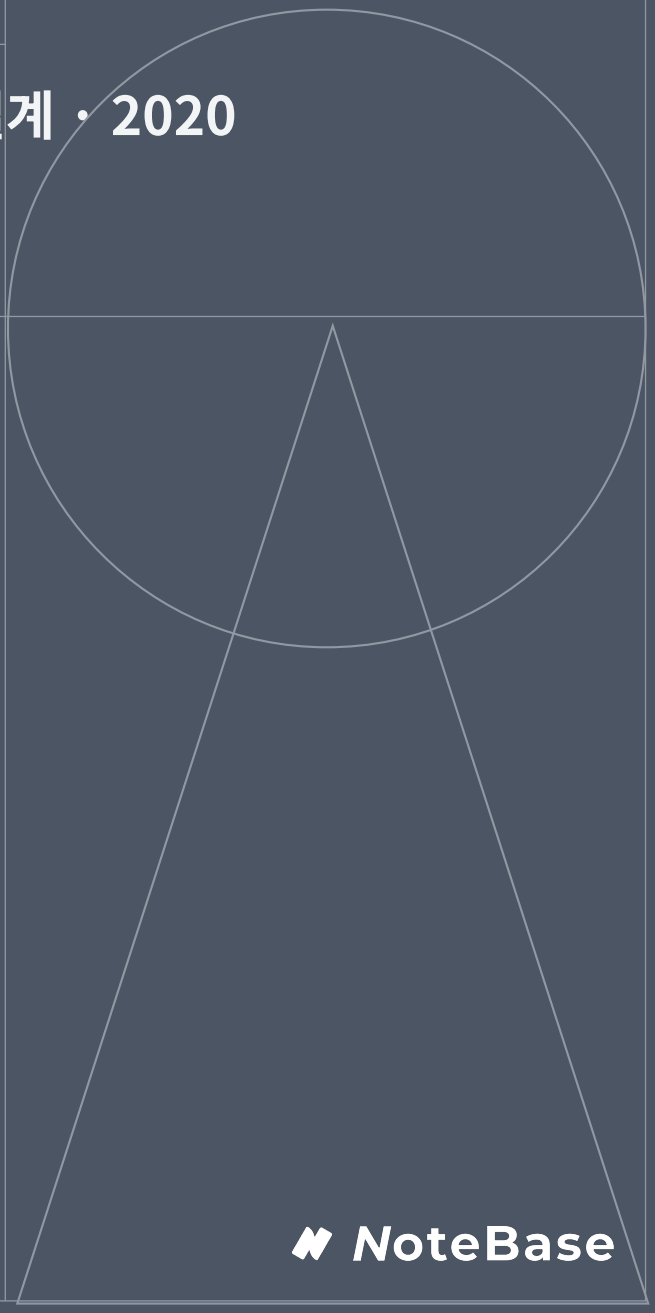
기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2020



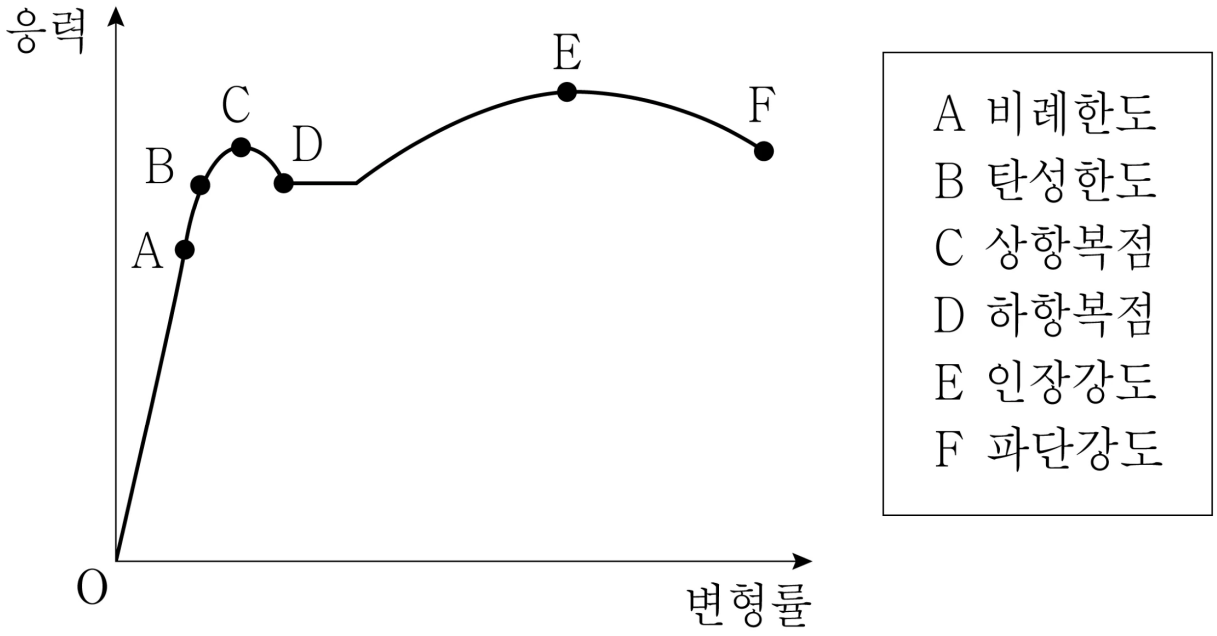
NoteBase

기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2020

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2020

문 1. 그림과 같은 연강의 응력-변형률 선도에서 훅(Hooke)의 법칙이 성립되는 구간은?



① OA

② AB

③ CD

④ EF

정답 1번

간단한 해설

훅의 법칙은 **응력과 변형률이 비례**하는 관계이다. 그림에서 OA는 원점을 지나는 직선이며, A는 이 비례 관계가 유지되는 한계인 비례한도이다.

NoteBase

공통 해설

훅의 법칙은 응력 σ와 변형률 ε 사이에 $\sigma = E\varepsilon$가 성립하는 관계이다. 여기서 E는 영률로, 비례 구간에서 일정한 값이다. 따라서 세로축이 응력, 가로축이 변형률인 선도에서는 **원점을 지나는 직선 구간**을 찾는다.

그림의 OA는 원점 O에서 비례한도 A까지 이어지는 직선이므로 훅의 법칙이 성립한다. AB는 A를 넘어 곡선으로 바뀌는 부분이다. B가 탄성한도이더라도, 하중을 제거했을 때 원래 상태로 돌아오는 탄성과 응력·변형률의 비례는 서로 다른 조건이므로 **탄성한도까지 모두 훅의 법칙이 성립하는 것은 아니다**.

CD와 EF에서는 오른쪽으로 갈수록 변형률은 증가하지만 응력은 감소한다. 두 구간도 응력과 변형률이 일정한 비율로 증가하는 직선 구간이 아니므로 훅의 법칙의 적용 구간에서 제외된다.

NoteBase

문 2. 마찰계수가 0.5인 단판 브레이크에서 축방향으로의 힘이 400 N일 때, 제동토크[N · m]는? (단, 원판의 평균지름은 500 mm이다)

① 30

② 40

③ 50

④ 60

정답 3번

간단한 해설

제동토크는 **마찰력과 평균반지름의 곱**이다. 마찰력은 0.5 × 400 = 200 N이고 평균반지름은 0.25 m이므로, 제동토크는 50 N·m이다.

계산 과정

축방향 힘 W = 400 N은 원판의 마찰면을 수직으로 누르는 힘이다. 마찰계수가 μ = 0.5이므로, 회전을 방해하는 접선방향 마찰력은 $F = \mu W$에 따라 0.5 × 400 = 200 N이다.

토크의 팔 길이는 **평균지름이 아니라 평균반지름**이다. 평균지름 d = 500 mm = 0.5 m이므로, $r = \frac{d}{2} = \frac{0.5}{2} = 0.25$ m이다.

제동토크 T는 마찰력이 회전축에 대해 만드는 모멘트이므로 $T = Fr$이다. 따라서 T = 200 × 0.25 = 50 N·m이며, ③의 50에 해당한다.

NoteBase

문 3. 나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 미터나사는 결합용 나사로서 기호 M으로 나타낸다.

② 둥근나사는 나사골에 강구를 넣어 볼의 구름 접촉에 의해 나사 운동을 한다.

③ 유니파이나사의 피치는 1인치 안에 들어 있는 나사산의 수로 나타낸다.

④ 사다리꼴나사는 운동용 나사로서 공작기계의 이송 나사로 사용된다.

정답 2번

간단한 해설

②의 '강구를 넣어 볼의 구름 접촉에 의해 운동한다'는 **볼나사**의 설명이다. 둥근나사는 **나사산과 골의 단면이 둥근 원호 모양**인 나사이다.

선지별 해설

① O: 미터나사는 부품을 체결하는 결합용 나사이며, **기호 M**으로 표시한다. 나사산의 단면은 삼각형이고 나사산 각도는 60°이며, 호칭지름과 피치는 mm 단위를 기준으로 한다.

② X: 나사축과 너트 사이에 강구를 넣고 그 볼의 구름 접촉을 이용하는 것은 **볼나사**이다. 볼이 굴러가므로 미끄럼 접촉을 하는 나사보다 마찰 저항이 작다. 둥근나사는 볼을 넣었다는 뜻이 아니라 **나사산과 골의 단면이 원호 모양**이라는 뜻이므로, 선지의 '둥근나사'를 '볼나사'로 고쳐야 한다.

③ O: 유니파이나사는 인치계 나사로, 피치를 표시할 때 **1인치당 나사산 수**를 사용한다. 피치 자체는 축 방향으로 이웃한 나사산 사이의 거리이므로, 1인치 안의 나사산 수가 많을수록 실제 피치는 작다.

④ O: 사다리꼴나사는 나사산의 단면이 사다리꼴인 운동용 나사이다. **회전운동을 축 방향의 직선운동으로 바꾸어** 힘과 운동을 전달하므로 공작기계의 테이블 등을 움직이는 이송 나사로 사용된다.

NoteBase

문 4. 리벳 이음에서 리벳지름이 d, 피치가 $2p$인 판의 효율은?

① $\frac{p-d}{p}$
② $\frac{2p-d}{p}$
③ $\frac{2p-d}{2p}$
④ $\frac{d-2p}{2p}$

정답 3번

간단한 해설

한 피치 2p에서 리벳 구멍의 지름 d를 빼면 판에 남는 유효 폭은 2p − d이다. 판의 효율은 **구멍이 없는 판에 대한 순단면적의 비율**이므로 $\frac{2p-d}{2p}$이다.

계산 과정

원단면적: 판의 두께를 t라 두면, 피치 2p에 해당하는 구멍 없는 판의 단면적은 $A_0 = 2p \cdot t$이다. 효율의 분모는 **구멍을 뚫기 전의 단면적**이다.

순단면적: 리벳 구멍을 지나는 단면에서는 한 피치마다 지름 d만큼의 폭이 빠지므로, 인장하중을 지탱하는 유효 폭은 2p − d이다. 따라서 남은 단면적은 $A = (2p - d) \cdot t$이다.

효율 계산: 같은 판 재료의 인장강도를 비교하므로 공통인 인장응력과 두께가 약분되어 강도비는 단면적비와 같다. 따라서 $\eta = \frac{A}{A_0} = \frac{(2p-d)\cdot t}{2p \cdot t} = \frac{2p-d}{2p}$이다. 효율은 단위가 없는 비율이며, 도출한 식은 ③과 일치한다.

NoteBase

문 5. 900 rpm으로 회전하고 있는 단열 레이디얼 볼 베어링에 200 kgf의 반경방향 하중이 작용하고 있다. 이 베어링의 기본 동적부하용량이 900 kgf이고 하중계수가 1.5일 때, 베어링의 수명[시간]은?

① 500

② 1,000

③ 1,500

④ 2,000

정답 1번

간단한 해설

하중계수 1.5를 반영하면 수명 계산에 사용할 하중은 **300 kgf**이다. 볼 베어링은 동적부하용량과 하중의 비의 세제곱으로 수명을 계산하므로, 900 rpm에서의 수명은 **500시간**이다.

계산 과정

하중 보정: 반경방향 하중만 작용하므로 주어진 200 kgf에 **하중계수를 곱한 값**을 계산 하중 P로 사용한다. 따라서 P = 1.5 × 200 = 300 kgf이다. 기본 동적부하용량 C는 900 kgf이며, C와 P의 단위가 같으므로 두 값의 비를 구할 때 N으로 환산할 필요가 없다.

총 회전수 계산: 볼 베어링의 기본 정격수명은 총 회전수로 나타내면 $L = 10^6\left(\frac{C}{P}\right)^3$이다. **볼 베어링의 수명지수는 3**이므로, $L = 10^6\left(\frac{900}{300}\right)^3 = 27 \cdot 10^6$회전이다. 이는 수명에 해당하는 총 회전수가 2,700만 회전이라는 뜻이다.

시간으로 환산: 회전속도 n = 900 rpm은 1분에 900회전한다는 뜻이므로, 1시간의 회전수는 60 × 900 = 54,000회전이다. 총 회전수를 시간당 회전수로 나누면 $L_h = \frac{L}{60n}$이므로, L_h=(27·10^6)/(60·900)=500 시간이다. 따라서 계산 결과는 ①의 500시간에 해당한다.

NoteBase

문 6. 중실축의 지름이 d이고, 중공축의 바깥지름이 d, 안지름이 $\frac{2}{3}d$이다. 두 축이 같은 재료일 때, 전달할 수 있는 토크비(T_중공축T_중실축)는?

① $\frac{15}{16}$
② $\frac{16}{81}$
③ $\frac{65}{81}$
④ $\frac{16}{15}$

정답 3번

간단한 해설

같은 재료이고 바깥지름이 같으면 전달 가능한 토크는 **단면의 극관성모멘트에 비례**한다. 중공축은 내부가 비어 있으므로 토크비는 $1-\left(\frac{2}{3}\right)^4=\frac{65}{81}$이다.

계산 과정

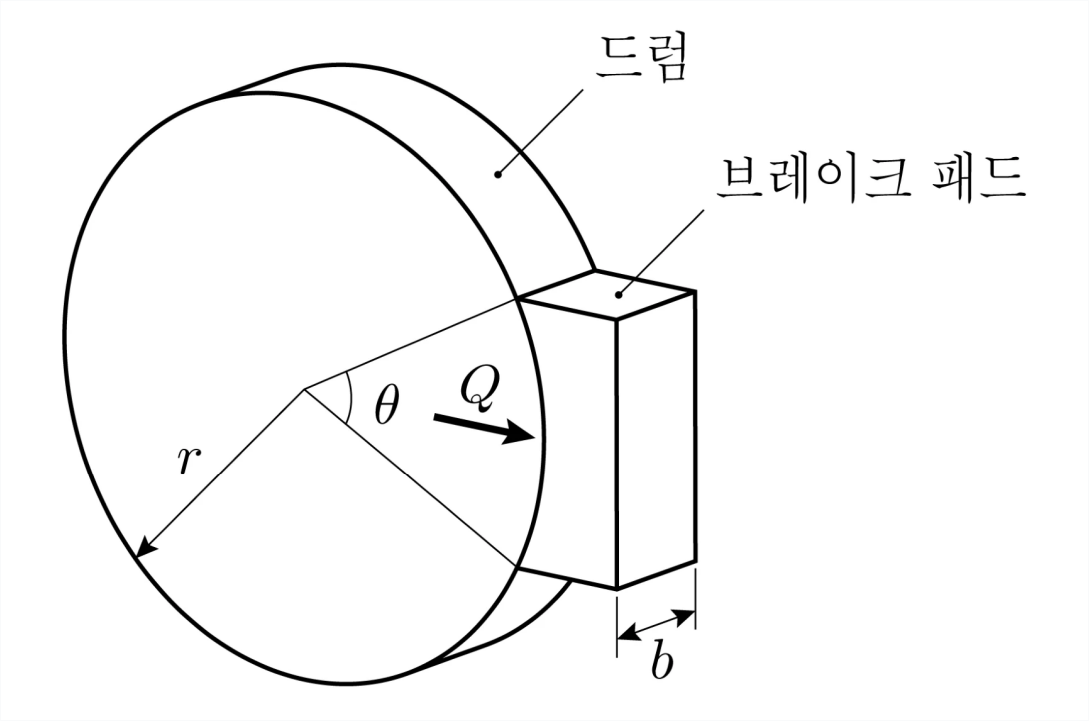
1. 허용토크의 기준: 원형 축의 비틀림에서 최대 전단응력은 $\tau_{\max}=\frac{Tr}{J}$이다. 여기서 T는 토크, r은 바깥반지름, J는 단면의 극관성모멘트이다. 두 축은 같은 재료이므로 같은 허용전단응력을 적용하고, 바깥반지름도 모두 $\frac{d}{2}$이다. 따라서 $T=\frac{\tau_{\max}J}{r}$에서 두 축의 **허용토크비는 극관성모멘트의 비**가 된다.

2. 각 축의 극관성모멘트: 중실축을 아래첨자 s, 중공축을 h로 나타내면 $J_s=\frac{\pi d^4}{32}$이다. 중공축은 바깥 원의 값에서 안쪽 빈 원의 값을 빼므로 $J_h=\frac{\pi}{32}\left[d^4-\left(\frac{2d}{3}\right)^4\right]$이다. 이때 빼는 양은 단면적의 비가 아니라 **지름의 네제곱에 따른 값**이다.

3. 토크비 계산: 공통인 허용전단응력과 바깥반지름을 약분하면 $\frac{T_h}{T_s}=\frac{J_h}{J_s}$이다. 극관성모멘트의 공통 인자도 약분하면 $1-\left(\frac{2}{3}\right)^4=1-\frac{16}{81}=\frac{65}{81}$을 얻는다. 즉, 중공축은 중실축이 전달할 수 있는 토크의 $\frac{65}{81}$만큼을 전달하며, 이는 ③에 해당한다. 같은 물리량끼리의 비이므로 단위는 없다.

NoteBase

문 7. 그림과 같은 브레이크 드럼의 반지름(r) 50 mm, 접촉중심각(θ) 60°, 폭(b) 20 mm인 블록 브레이크에 1,000 N의 하중(Q)이 작용할 때, 브레이크 패드가 받는 압력[N/mm^2]은?



① 0.8

② 1.0

③ 1.2

④ 1.4

정답 2번

간단한 해설

압력은 하중을 **하중 방향에 수직인 투영면적**으로 나누어 구한다. 접촉중심각의 절반인 30°를 이용하면 투영면적은 1,000 mm^{2}이고, 패드의 압력은 **1.0 N/mm^2**이다.

NoteBase

계산 과정

조건과 적용 원리: 드럼 반지름 r = 50 mm, 패드 폭 b = 20 mm, 접촉중심각 $\theta = 60^\circ$, 하중 Q = 1,000 N이다. 패드의 면압 p를 균일하다고 보는 블록 브레이크의 기본 계산을 적용한다. 곡면 각 지점의 압력은 드럼의 반지름 방향으로 작용하므로, 하중 Q와 대응하는 면적은 **하중 방향에 수직인 투영면적** A이다. 따라서 $Q = pA$이다.

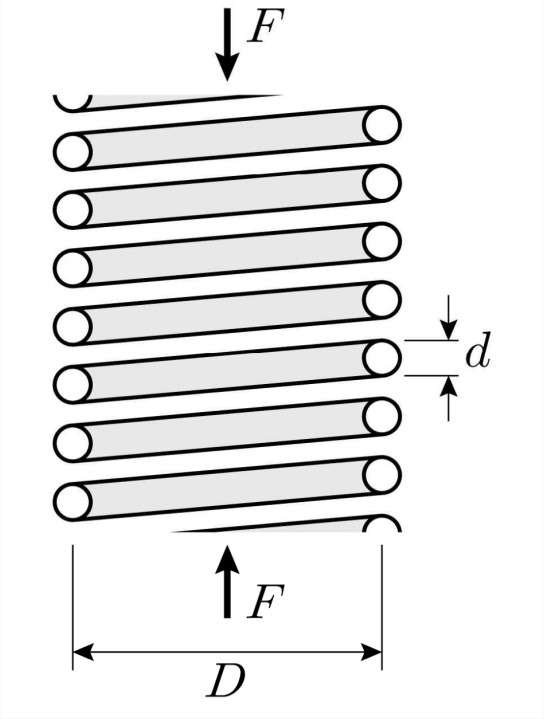
투영길이: 그림의 θ는 접촉부 양 끝으로 향하는 두 반지름 사이의 전체 각이다. 접촉부를 하중 방향으로 투영한 길이 l은 이 두 끝점을 잇는 현의 길이이므로 $l = 2r\sin\frac{\theta}{2}$이다. **전체 각 60°의 절반인 30°**를 대입하면 $l = 2 \cdot 50 \cdot \sin 30^\circ = 50\text{mm}$이다.

투영면적: 투영길이 50 mm에 드럼 축 방향의 패드 폭 20 mm를 곱한다. $A = bl = 20 \cdot 50 = 1{,}000\text{mm}^2$이며, 이는 하중을 지지하는 투영면적이다.

압력 계산: $p = \frac{Q}{A} = \frac{1{,}000}{1{,}000} = 1.0\text{N/mm}^2$이다. 하중은 N, 면적은 mm^2로 주어졌으므로 추가 단위 변환은 필요하지 않다. 계산값 1.0 N/mm^2는 ②의 1.0에 해당한다.

NoteBase

문 8. 그림과 같이 코일스프링의 평균 지름 D[mm], 소선의 지름 d[mm]인 스프링의 중심축 방향으로 압축하중 F[N]가 작용할 때, 스프링의 최대전단응력[N/mm^2]으로 가장 옳은 것은?



① $\frac{4F}{\pi d^2}$
② $\frac{8FD}{\pi d^3}$
③ $\frac{16FD}{\pi d^3}$
④ $\frac{4F}{\pi d^2} + \frac{8FD}{\pi d^3}$

정답 4번

간단한 해설

축방향 압축하중은 소선에 **직접전단응력과 비틀림전단응력**을 함께 발생시킨다. 두 응력이 같은 방향으로 작용하는 코일 안쪽에서 최대가 되므로, 최대전단응력은 $\frac{4F}{\pi d^2} + \frac{8FD}{\pi d^3}$이다.

NoteBase

계산 과정

하중과 비틀림모멘트: 그림의 D는 코일의 평균 지름이고 d는 소선의 지름이다. 밀착 코일스프링의 기본 해석에서는 축방향 하중 F에 의해 소선 단면에 전단력 F와 비틀림모멘트가 작용한다. 하중 작용선에서 소선 중심까지의 거리는 **평균 반지름** $D/2$이므로, 비틀림모멘트는 $T = \frac{FD}{2}$이다. 여기서는 코일의 곡률에 따른 응력집중을 별도로 보정하지 않는 기본식을 사용한다.

직접전단응력: 소선의 원형 단면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이다. 전단력 F를 이 단면적으로 나눈 직접전단응력은 $\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2}$이다. 이는 하중이 소선 단면을 직접 전단하려는 효과이다.

비틀림전단응력: 원형 소선의 극단면계수는 $Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$이므로, 표면의 비틀림전단응력은 $\tau_t = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{8FD}{\pi d^3}$이다. 평균 지름 D는 소선의 굵기가 아니라 **비틀림모멘트를 만드는 팔의 길이**에 관계한다.

최대전단응력: 코일 안쪽에서는 직접전단응력과 비틀림전단응력이 **같은 방향으로 겹치므로 두 값을 더한다**. 따라서 $\tau_{max} = \frac{4F}{\pi d^2} + \frac{8FD}{\pi d^3}$이며, 이는 ④의 식과 일치한다. F를 N, D와 d를 mm로 넣으면 두 항 모두 N/mm^2 단위가 된다.

NoteBase

문 9. 얇은 벽의 원통형 압력 용기 설계식으로 옳지 않은 것은? (단, 압력 p [N/cm^2], 원통의 안지름 D [mm], 원통길이 l [mm], 철판두께 t [mm], 부식에 대한 상수 C [mm], 허용인장응력 σ_a [MPa], 이음효율 η이다)

① 원주방향 하중[N] = $\frac{pDl}{100}$

② 길이방향 하중[N] = $\frac{\pi pDt}{400}$

③ 길이방향의 인장응력[MPa] = $\frac{Dp}{400t}$

④ 용기 두께[mm] = $\frac{Dp}{200\sigma_a\eta} + C$

정답 2번

간단한 해설

길이방향 하중은 내압이 **원형 끝면 전체에 작용하는 힘**이므로 $\frac{\pi pD^2}{400}$ N이다. ②의 분자에 있는 Dt는 D^2으로 고쳐야 한다.

선지별 해설

얇은 벽의 원통에서는 두께 방향의 응력 차이를 무시하고 힘의 평형으로 설계식을 구한다. 길이방향 응력은 닫힌 끝면에 작용하는 내압을 원통 벽이 지탱할 때 생긴다. 압력의 단위가 N/cm^{2}이고 길이의 단위가 mm이므로, 면적을 mm^{2}로 계산할 때 압력은 $\frac{p}{100}$ N/mm^{2}로 환산한다. 또한 1 N/mm^2 = 1 MPa이다.

① O: 원통을 중심축을 포함하는 평면으로 길게 절단하여 반쪽을 생각하면, 내압에 의한 합력은 **곡면의 투영면적**에 압력을 곱한 값이다. 투영면적은 Dl이므로 원주방향 하중은 $\frac{pDl}{100}$ N이다. 이 하중을 양쪽 절단면의 원주방향 인장력이 함께 지탱한다.

② X: 길이방향 하중은 **원형 끝면의 면적**에 내압을 곱하여 구한다. 끝면의 면적은 $\frac{\pi D^2}{4}$이므로, 길이방향 하중을 F_l이라 하면 $F_l = \frac{p}{100} \cdot \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi pD^2}{400}$ N이다. 따라서 선지의 $\frac{\pi pDt}{400}$은 $\frac{\pi pD^2}{400}$으로 고쳐야 한다. 두께 t는 이 힘을 지탱하는 원통 벽의 단면적을 계산할 때 사용한다.

③ O: 끝면에 작용하는 길이방향 하중은 원통 벽의 고리 모양 단면이 지탱한다. 얇은 벽에서는 이 **하중을 지탱하는 단면적**을 πDt로 근사하므로, 길이방향 인장응력은 $\sigma_l = \frac{F_l}{\pi Dt} = \frac{pD}{400t}$ MPa이다.

④ O: 원주방향 하중을 지탱하는 양쪽 절단면의 총면적은 $2tl$이므로, 원주방향 인장응력은 $\sigma_h = \frac{pD}{200t}$ MPa로 길이방향 응력의 2배이다. 두께 설계에는 더 큰 **원주방향 응력**을 기준으로 삼는다. 이음효율을 반영한 허용응력은 $\sigma_a\eta$이므로 필요한 유효 두께는 $\frac{pD}{200\sigma_a\eta}$이다. 여기에 부식으로 감소할 두께를 보충하는 여유 C를 더하면 용기 두께는 $t = \frac{pD}{200\sigma_a\eta} + C$ mm가 된다.

NoteBase

문 10. 지름이 10 mm인 중실축이 50 Hz의 주파수로 1 kW의 동력을 전달할 때, 발생되는 최대 유효응력(Von Mises 응력)[MPa]은?

① $\frac{160}{\pi^2}$
② $\frac{160\sqrt{3}}{\pi^2}$
③ $\frac{320}{\pi^2}$
④ $\frac{320\sqrt{3}}{\pi^2}$

정답 2번

간단한 해설

동력과 회전속도로 구한 토크에서 축 표면의 최대 전단응력을 계산한다. **순수 비틀림의 Von Mises 응력**은 최대 전단응력의 $\sqrt{3}$배이므로, 최대 유효응력은 $\frac{160\sqrt{3}}{\pi^2}$MPa이다.

계산 과정

1. 전달 토크: 회전 주파수 f = 50 Hz는 초당 50회전을 뜻하므로 각속도는 $\omega = 2\pi f = 100\pi$rad/s이다. 전달 동력 P = 1 kW = 1,000 W와 토크 T 사이에는 $P = T\omega$가 성립한다. 따라서 $T = \frac{1000}{100\pi} = \frac{10}{\pi}$N · m이며, 지름을 mm로 사용할 때는 $T = \frac{10000}{\pi}$N · mm로 환산한다.

2. 최대 전단응력: 지름 d = 10 mm인 중실 원형축의 극단면2차모멘트는 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이다. 비틀림 전단응력은 $\tau = \frac{Tr}{J}$로 반지름 r에 비례하므로 **축의 바깥 표면**에서 최대가 된다. 여기에 $r = \frac{d}{2}$를 대입하면 $\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다. 수치를 넣으면 $\tau_{\max} = \frac{16 \cdot (10000/\pi)}{\pi \cdot 10^3} = \frac{160}{\pi^2}$MPa이다. 이때 1 N/mm^2 = 1 MPa이다.

3. 최대 유효응력: 동력 전달에 따른 순수 비틀림에서는 전단응력만 작용하며, Von Mises 유효응력은 $\sigma_v = \sqrt{3}|\tau|$이다. 따라서 **전단응력 자체와 유효응력을 구별**하여 $\sigma_{v,\max} = \sqrt{3}\,\tau_{\max} = \frac{160\sqrt{3}}{\pi^2}$MPa를 얻는다. 이는 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 11. 헬리컬기어에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 축직각 모듈은 치직각 모듈보다 크다.

② 이에 작용하는 힘이 점진적이고 탄성변형이 적어 진동과 소음이 작다.

③ 축방향의 추력을 상쇄하기 위해 이중 헬리컬기어를 사용한다.

④ 비틀림 방향이 같은 기어를 한 쌍으로 사용한다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '비틀림 방향이 같은'은 **'비틀림 방향이 서로 반대인'**으로 고쳐야 한다. 평행한 두 축 사이에서 외접하여 맞물리는 헬리컬기어는 오른나선 기어와 왼나선 기어를 한 쌍으로 사용한다.

선지별 해설

① O: 축직각 모듈은 축에 수직인 단면에서, 치직각 모듈은 이의 나선 방향에 수직인 단면에서 정한 모듈이다. 비틀림각을 β, 축직각 모듈을 m_t, 치직각 모듈을 m_n이라 하면 $m_n = m_t\cos\beta$이다. 헬리컬기어의 비틀림각에서는 $0 < \cos\beta < 1$이므로 **축직각 모듈이 치직각 모듈보다 크다**.

② O: 이가 비스듬하므로 이의 한쪽 끝에서 시작된 접촉이 이 너비를 따라 점진적으로 이어진다. 또한 여러 이가 동시에 하중을 나누어 받아 개별 이에 집중되는 힘과 탄성변형이 줄어든다. 이처럼 **하중 전달이 점진적으로 이루어져** 스퍼기어에 비해 물림 충격과 진동·소음이 작다.

③ O: 헬리컬기어는 이가 비스듬하여 동력을 전달할 때 축방향의 힘인 추력이 발생한다. 이중 헬리컬기어는 같은 크기의 비틀림각을 가진 오른나선과 왼나선을 나란히 배치한다. 양쪽이 균등하게 하중을 전달하면 **서로 반대 방향의 추력이 상쇄**된다.

④ X: 평행축에서 외접하여 맞물리는 헬리컬기어는 **비틀림각의 크기가 같고 비틀림 방향은 서로 반대**여야 한다. 즉, 오른나선 기어에는 왼나선 기어를 짝지어야 이가 올바르게 맞물린다. 따라서 '비틀림 방향이 같은 기어'를 '비틀림 방향이 서로 반대인 기어'로 고쳐야 한다.

NoteBase

문 12. 9.6kN의 축방향하중이 작용하는 볼트에서 허용 가능한 볼트의 가장 작은 바깥지름은? (단, 볼트의 허용응력은 100 MPa, 볼트의 골지름은 바깥지름의 0.8배이다)

① M8

② M12

③ M16

④ M20

정답 3번

간단한 해설

볼트는 단면이 가장 작은 **골지름을 기준으로 응력**을 계산한다. 주어진 하중과 허용응력으로 구한 최소 바깥지름은 약 13.82 mm이므로, 이를 만족하는 가장 작은 규격은 **M16**이다.

계산 과정

하중과 단위: 축방향하중을 F, 허용응력을 σ_a, 바깥지름을 d, 골지름을 d_1이라 둔다. F = 9.6 kN = 9,600 N이고, 100 MPa는 100 N/mm^2이다. 따라서 지름을 mm로 계산하면 단위를 일치시킬 수 있다.

필요한 단면적: 나사 골 부분은 단면이 가장 작으므로 **골지름에 해당하는 원형 단면적** A를 사용한다. 축방향응력은 $\sigma = \frac{F}{A}$이고, 이것이 허용응력 이하여야 한다. 따라서 $A \geq \frac{9,600}{100} = 96\text{mm}^2$이다. 96 mm^2는 이 하중을 견디기 위해 필요한 최소 단면적이다.

지름 계산: 원형 단면적은 $A = \frac{\pi d_1^2}{4}$이므로 $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 96}{\pi}} \approx 11.06\text{mm}$이다. 문제에서 $d_1 = 0.8d$이므로 바깥지름은 $d \geq \frac{11.06}{0.8} \approx 13.82\text{mm}$이어야 한다.

규격 선택: M 뒤의 수는 나사의 호칭지름을 mm로 나타내며, 이 문제에서는 바깥지름으로 사용한다. M8과 M12는 필요한 최소 바깥지름보다 작고, M16과 M20은 조건을 만족한다. 따라서 조건을 만족하는 **가장 작은 규격은 ③ M16**이다.

NoteBase

문 13. 기어의 모듈 5, 작은 기어의 잇수 20인 표준 보통이 평기어에서 작은 기어의 회전속도는 300 rpm, 큰 기어의 회전속도는 100 rpm일 때, 작은 기어와 큰 기어의 이끝원 지름[mm]은?

① 105, 305

② 105, 310

③ 110, 305

④ 110, 310

정답 4번

간단한 해설

맞물린 기어의 잇수는 회전속도에 반비례하므로 큰 기어의 잇수는 60이다. 표준 보통이 평기어는 **피치원 지름에 모듈의 2배를 더해** 이끝원 지름을 구하므로 작은 기어는 110 mm, 큰 기어는 310 mm이다.

계산 과정

주어진 조건: 모듈은 $m = 5$ mm이다. 작은 기어의 잇수와 회전속도는 각각 $z_1 = 20$, $n_1 = 300$ rpm이고, 큰 기어의 회전속도는 $n_2 = 100$ rpm이다.

큰 기어의 잇수: 맞물리는 두 기어는 같은 시간에 서로 같은 수의 이를 통과시키므로 $n_1 z_1 = n_2 z_2$가 성립한다. 따라서 **회전속도가 작은 기어의 1/3이면 잇수는 3배**가 된다. 큰 기어의 잇수는 $z_2 = 20 \cdot \frac{300}{100} = 60$이다.

이끝원 지름 공식: 모듈은 피치원 지름을 잇수로 나눈 값이므로 피치원 지름은 $d = mz$이다. 표준 보통이 평기어의 이끝높이는 $h_a = m$이며, 피치원에서 이끝까지 반지름이 이끝높이만큼 커진다. 따라서 지름에는 **이끝높이의 2배**를 더해야 하므로 $d_a = d + 2m = m(z + 2)$를 적용한다.

두 기어에 적용: 작은 기어의 이끝원 지름은 $d_{a1} = 5 \cdot (20 + 2) = 110$ mm이고, 큰 기어의 이끝원 지름은 $d_{a2} = 5 \cdot (60 + 2) = 310$ mm이다.

작은 기어와 큰 기어의 이끝원 지름은 순서대로 110 mm, 310 mm이며, ④의 수치와 일치한다.

NoteBase

문 14. 기계설계에서 안전율(safety factor)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 안전율은 재료의 기준강도를 허용응력으로 나눈 값으로 나타낼 수 있다.

② 안전율을 지나치게 크게 하면 경제성이 떨어질 수 있다.

③ 동일 조건에서 노치(notch)가 없을 때보다 노치가 있을 때에 안전율을 작게 한다.

④ 제품의 가공정밀도에 따라 안전율을 다르게 정할 수 있다.

정답 3번

간단한 해설

노치가 있으면 그 주위에 **응력집중**이 발생하므로, 동일 조건에서는 노치가 없을 때보다 **설계 안전율을 크게** 잡아야 한다.

선지별 해설

① O: 안전율은 **재료의 기준강도를 허용응력으로 나눈 비**이다. 기준강도는 항복강도나 인장강도 등 설계에서 방지하려는 손상에 맞는 강도를 사용한다. 허용응력은 이 기준강도보다 낮게 정하여 사용 중의 응력에 여유를 두는 값이다.

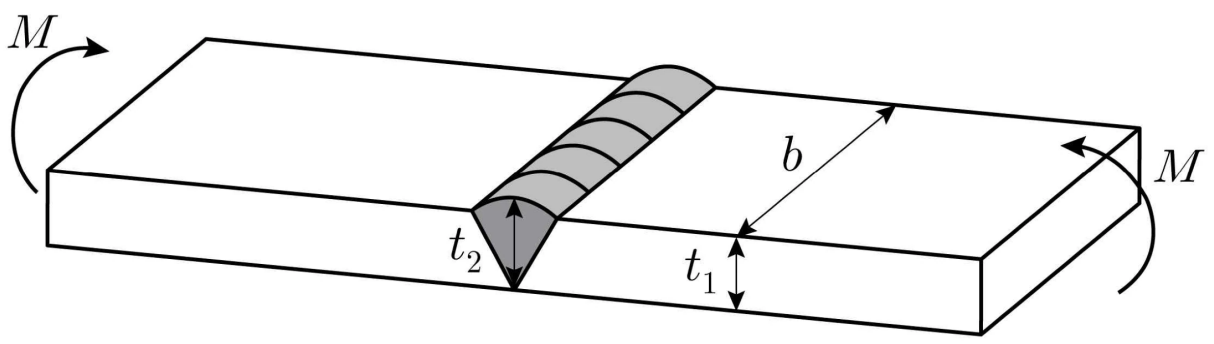
② O: 같은 재료에서 안전율을 크게 잡으면 허용응력이 낮아진다. 동일한 하중을 견디려면 부재의 단면적을 키우는 등의 조치가 필요하므로, 안전율을 지나치게 크게 하면 **재료 사용량과 제작비가 증가**하여 경제성이 떨어질 수 있다.

③ X: 노치는 홈이나 파임처럼 형상이 급격히 변하는 부분으로, 그 주변의 국부 응력이 평균적인 응력보다 커지는 **응력집중**을 일으킨다. 따라서 동일 조건에서는 노치가 없을 때보다 설계 안전율을 크게 잡아 안전 여유를 확보해야 한다. '안전율을 작게 한다'는 **'안전율을 크게 한다'**로 고쳐야 한다.

④ O: 가공정밀도에 따라 실제 치수의 오차나 표면 상태가 달라질 수 있으며, 이는 응력과 피로강도 등에 영향을 준다. 따라서 **가공 품질에 따른 강도와 응력의 불확실성**을 고려하여 안전율을 다르게 정할 수 있다.

NoteBase

문 15. 그림과 같이 용접부의 치수 t_1 10 mm, t_2 12 mm, 폭(b) 60 mm인 맞대기 용접이음에서 굽힘모멘트(M) 20,000 N · mm가 작용할 때, 목두께에서의 굽힘응력[N/mm^2]은?



① $\frac{125}{9}$

② 20

③ $\frac{250}{9}$

④ 30

정답 2번

간단한 해설

맞대기 용접의 목두께는 덧살을 제외한 **판 두께 10 mm**로 잡는다. 폭 60 mm인 직사각형 단면의 단면계수는 1,000 mm^{3}이므로, 굽힘응력은 $\sigma = \frac{M}{Z}$에 따라 **20 N/mm^2**이다.

계산 과정

목두께 결정: 그림에서 t_1은 판 두께이고, t_2는 위로 볼록하게 나온 용접 덧살까지 포함한 치수이다. 맞대기 용접의 강도 계산에서는 **덧살을 유효 목두께에 포함하지 않으므로**, 목두께 $t = t_1 = 10\text{mm}$를 사용한다. $t_2 = 12\text{mm}$를 대입하지 않는다.

단면계수 계산: 유효 용접단면은 폭 b = 60 mm, 두께 t = 10 mm인 직사각형으로 본다. 그림처럼 판 두께 방향으로 굽힘을 받으면, 중립축에 대한 단면2차모멘트는 $I = \frac{bt^3}{12}$이고 중립축에서 가장 먼 표면까지의 거리는 $c = \frac{t}{2}$이다. 따라서 **굽힘에 저항하는 단면의 기하학적 크기**인 단면계수는 $Z = \frac{I}{c} = \frac{bt^2}{6}$이다. 수치를 대입하면 $Z = \frac{60 \cdot 10^2}{6} = 1{,}000\text{mm}^3$이다.

굽힘응력 계산: 굽힘응력은 중립축에서 멀수록 커지므로, 목두께 단면의 최대 굽힘응력을 $\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{Z}$로 계산한다. 주어진 모멘트 M = 20,000 N·mm를 대입하면 $\sigma = \frac{20{,}000}{1{,}000} = 20\text{N/mm}^2$이다. 따라서 목두께에서의 굽힘응력은 20 N/mm^{2}이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 16. 원통코일 스프링에 3 kN의 힘이 작용하였을 때, 변형이 50 mm가 되도록 설계하려면 유효감김수는? (단, 소선의 지름은 15 mm, 스프링지수는 10, 스프링 재료의 전단탄성계수(Shear modulus of elasticity)는 80 GPa이다)

① 2.5

② 4

③ 5.5

④ 6

정답 1번

간단한 해설

원통코일 스프링의 변형은 같은 하중·재료·치수에서 **유효감김수에 비례**한다. 주어진 조건을 변형식에 대입하면 50 mm의 변형에 필요한 유효감김수는 2.5회이다.

계산 과정

조건과 단위: 하중 P = 3,000 N, 변형량 δ = 50 mm, 소선 지름 d = 15 mm이다. 길이를 mm로 계산하므로 전단탄성계수도 **N/mm^{2}로 통일**하여 G = 80 GPa = 80,000 N/mm^{2}를 사용한다.

스프링지수: C는 평균 코일지름 D를 소선 지름 d로 나눈 값으로, $C = \frac{D}{d} = 10$이다. 따라서 평균 코일지름은 D = 10 × 15 = 150 mm이다.

변형식: 축방향 하중을 받는 원통코일 스프링은 주로 소선의 **비틀림 변형**으로 늘어나거나 줄어든다. 탄성 범위에서 유효감김수를 n이라 하면 $\delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4}$를 적용한다. 유효감김수는 실제 탄성변형에 기여하는 감김수이며, 같은 조건에서는 이 값이 클수록 변형량도 커진다.

유효감김수 계산: $D = Cd$를 변형식에 대입해 n에 관하여 정리하면 $n = \frac{\delta G d}{8PC^3}$이다. 주어진 값을 넣으면 다음과 같다.
$n = \frac{50 \cdot 80{,}000 \cdot 15}{8 \cdot 3{,}000 \cdot 10^3} = 2.5$

따라서 필요한 유효감김수는 2.5회이며, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 17. 폭 70 mm, 두께 5 mm인 가죽 평벨트의 속도가 8 m/s일 때, 전달할 수 있는 최대동력[kW]은? (단, 벨트의 허용 인장응력은 2.5 MPa, 장력비는 2, 이음 효율은 0.8, 원심력은 무시한다)

① 2

② 2.4

③ 2.8

④ 3.5

정답 3번

간단한 해설

이음 효율을 반영한 긴장측 최대 장력은 700 N이고, 장력비가 2이므로 이완측 장력은 350 N이다. 동력을 전달하는 힘은 **두 장력의 차이**인 350 N이므로, 벨트 속도 8 m/s를 곱하면 최대동력은 2.8 kW이다.

계산 과정

1. 벨트의 단면적: 폭 70 mm와 두께 5 mm를 곱하면 단면적 A = 70 × 5 = 350 mm^2이다. 허용 인장응력 2.5 MPa는 2.5 N/mm^2이므로, 이 단면적과 곱하면 허용 장력을 N 단위로 구할 수 있다.

2. 긴장측 최대 장력: 긴장측 장력을 T_1, 허용 인장응력을 σ_a, 이음 효율을 η라 한다. **이음부의 강도 저하**를 반영해야 하므로 허용 장력에 이음 효율 0.8을 곱한다. 원심력을 무시하므로 긴장측 최대 장력은 $T_1 = \eta\sigma_a A$ 이다. 수치를 대입하면 $T_1 = 0.8 \cdot 2.5 \cdot 350 = 700\text{N}$이다.

3. 이완측 장력과 유효장력: 이완측 장력을 T_2라 하면 장력비는 $\frac{T_1}{T_2} = 2$이다. 따라서 $T_2 = \frac{700}{2} = 350\text{N}$이다. 동력 전달에 기여하는 유효장력은 긴장측 장력 전체가 아니라 **긴장측과 이완측 장력의 차이**이므로, $T_1 - T_2 = 700 - 350 = 350\text{N}$이다.

4. 최대 전달동력: 동력은 운동 방향의 힘과 속도의 곱이므로 벨트에서는 $P = (T_1 - T_2)v$를 적용한다. 벨트 속도 v = 8 m/s를 대입하면 P = 350 × 8 = 2,800 W이다. 1 kW = 1,000 W이므로 최대 전달동력은 2.8 kW이며, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 18. 내경 600 mm, 두께 10 mm인 원통형 압력 용기의 내압이 1.6 N/mm^{2}일 때, 얇은 벽 이론에 의한 원주-길이 방향면 내 최대 전단응력[N/mm^2]은?

① 6

② 12

③ 24

④ 48

정답 2번

간단한 해설

원주방향응력은 48 N/mm^2, 길이방향응력은 24 N/mm^{2}이다. 원주-길이 방향면 내 최대 전단응력은 **두 주응력 차의 절반**이므로 12 N/mm^{2}이다.

계산 과정

내압 $p = 1.6$ N/mm^2, 내경 $d = 600$ mm, 두께 $t = 10$ mm이다. 두께가 내경에 비해 작으므로 얇은 벽 이론을 적용하여 벽 두께에 걸친 응력을 균일하게 취급한다.

원주방향응력: 원통을 축을 포함하는 면으로 절단하면, 내압이 원통을 벌리는 힘을 양쪽 벽의 인장력이 지탱한다. 이 힘의 평형에서 $\sigma_\theta = \frac{pd}{2t}$이므로, $\sigma_\theta = \frac{1.6 \times 600}{2 \times 10} = 48$ N/mm^{2}이다.

길이방향응력: 내압이 용기의 끝면을 미는 힘을 원통 벽의 길이방향 인장력이 지탱한다. 끝면의 압력 작용 면적은 $\frac{\pi d^2}{4}$, 얇은 벽의 하중 지지 단면적은 $\pi d t$이므로 $\sigma_z = \frac{pd}{4t}$이다. 따라서 $\sigma_z = \frac{1.6 \times 600}{4 \times 10} = 24$ N/mm^{2}로, 원주방향응력의 절반이다.

면 내 최대 전단응력: 원주방향과 길이방향에는 초기 전단응력이 없으므로 두 방향의 수직응력이 이 면의 주응력이다. **원주-길이 방향면 내** 최대 전단응력은 $\tau_{\max} = \frac{|\sigma_\theta - \sigma_z|}{2}$이므로, $\tau_{\max} = \frac{48 - 24}{2} = 12$ N/mm^{2}이다. 이는 ②의 12 N/mm^{2}에 해당한다.

NoteBase

문 19. 원동풀리의 지름이 750 mm, 회전속도가 600 rpm, 벨트 두께가 6 mm이고, 종동풀리의 지름은 450 mm이다. 벨트의 두께를 고려하여 종동풀리의 회전속도에 가장 가까운 값[rpm]은? (단, 미끄럼에 의해 종동풀리의 속도가 2%만큼 감소한다)

① 974.8

② 980

③ 994.7

④ 1,000

정답 1번

간단한 해설

벨트 두께를 고려한 유효지름은 **풀리 지름에 벨트 두께를 더한 값**이다. 유효지름비로 구한 종동풀리 회전속도에 **미끄럼에 따른 2% 감소**를 반영하면 약 974.8 rpm이다.

계산 과정

유효지름: 원동풀리 지름을 $D_1 = 750\text{mm}$, 종동풀리 지름을 $D_2 = 450\text{mm}$, 벨트 두께를 $t = 6\text{mm}$라 한다. 벨트 두께를 고려할 때는 벨트 두께의 중앙을 지나는 중립선을 기준으로 속도비를 구한다. 중립선은 풀리 표면에서 두께의 절반만큼 바깥에 있으므로, 유효반지름은 두께의 절반만큼 커지고 **유효지름은 벨트 두께만큼 커진다**. 따라서 원동풀리와 종동풀리의 유효지름은 각각 750 + 6 = 756 mm, 450 + 6 = 456 mm이다.

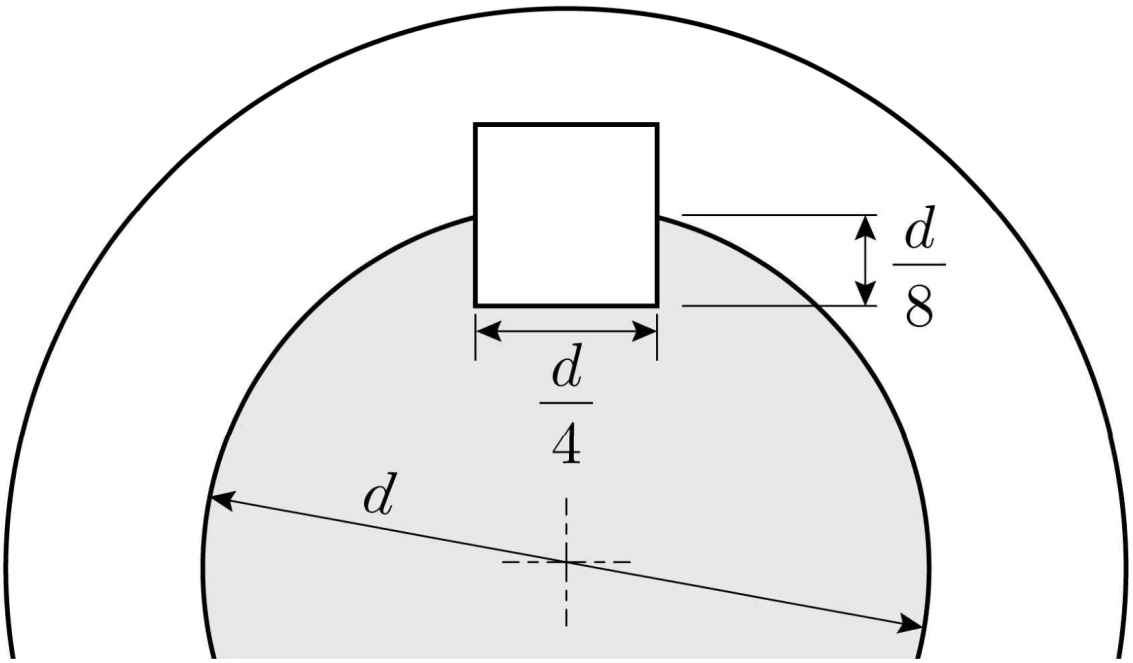
미끄럼이 없을 때의 회전속도: 원동풀리 회전속도를 $n_1 = 600\text{rpm}$, 미끄럼이 없을 때 종동풀리 회전속도를 n_0라 한다. 미끄럼이 없으면 두 풀리에서 벨트의 이동속도가 같으므로, 유효지름과 회전속도의 곱이 같다. 즉, $(D_1 + t)n_1 = (D_2 + t)n_0$이다. 이를 이용하면 $n_0 = 600 \cdot \frac{756}{456} \approx 994.74\text{rpm}$이다. 이 값은 벨트 두께만 반영한 이론 회전속도이다.

미끄럼을 반영한 회전속도: 실제 종동풀리 회전속도는 이론값보다 2% 작으므로 **이론 회전속도의 98%**이다. 따라서 실제 회전속도는 $n = 0.98n_0 \approx 974.8\text{rpm}$이다.

계산값 약 974.8 rpm에 가장 가까운 것은 ①의 974.8이다.

NoteBase

문 20. 그림과 같이 지름이 d인 축에 토크가 작용하고, $\frac{d}{4}$의 너비를 가지는 키가 $\frac{d}{8}$의 깊이로 삽입되어 있다. 키는 축의 최대허용 토크에서 압축력으로 전달되어 항복점에서 파손될 때, 필요한 평행키의 최소길이는? (단, 항복강도는 σ_Y, 키의 허용전단강도는 $\frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}}$이다)



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

정답 1번

간단한 해설

키가 압축으로 항복할 때는 **삽입 깊이와 길이의 곱**을 압축 면적으로 사용한다. 축의 최대허용 토크에 해당하는 힘을 이 면적이 견디게 하면 필요한 최소길이는 $\frac{\pi d}{\sqrt{3}}$이다.

NoteBase

계산 과정

1. 키의 치수와 하중: 키의 길이를 l, 너비를 $b = \frac{d}{4}$, 축에 삽입된 깊이를 $t = \frac{d}{8}$이라 한다. 토크는 키의 옆면을 미는 힘으로 전달되므로, **압축 면적은 삽입 깊이 × 길이**인 $A_c = tl = \frac{dl}{8}$이다. 너비를 사용하는 bl은 키의 전단 면적이다.

2. 축의 최대허용 토크: 중실 원형축의 최대 전단응력은 $\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다. 주어진 항복강도와 전단강도의 관계 $\tau_a = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}}$를 적용하면, 축이 전달하는 최대허용 토크는 $T_{\max} = \frac{\pi \sigma_Y d^3}{16\sqrt{3}}$이다.

3. 키에 작용하는 힘: 키를 미는 접선력을 F라 하면, 표준적인 키 강도 계산에서 힘의 작용 반지름은 $\frac{d}{2}$이다. 따라서 $T_{\max} = F\frac{d}{2}$이고, $F = \frac{2T_{\max}}{d} = \frac{\pi \sigma_Y d^2}{8\sqrt{3}}$이다. 이 힘이 키의 옆면에 압축응력을 발생시킨다.

4. 압축 항복 조건과 최소길이: 압축응력 $\sigma_c = \frac{F}{tl}$이 항복강도 σ_Y를 넘지 않아야 한다. **최소길이에서는 압축응력이 항복강도에 도달**하므로 $F = \sigma_Y \frac{d}{8} l_{\min}$이다. 이를 길이에 대해 풀면 $l_{\min} = \frac{8F}{\sigma_Y d}$이고, 위에서 구한 힘을 대입하면 $l_{\min} = \frac{\pi d}{\sqrt{3}}$이다.

5. 전단 조건 확인: 이 길이에서 키의 전단응력은 $\tau_k = \frac{F}{bl} = \frac{4F}{dl} = \frac{\sigma_Y}{2}$이다. 이는 허용전단강도 $\frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}}$보다 작으므로 **전단보다 압축 항복이 길이를 결정**한다. 필요한 최소길이는 $\frac{\pi d}{\sqrt{3}}$로 ①에 해당하며, 길이의 단위는 주어진 지름과 같다.

NoteBase