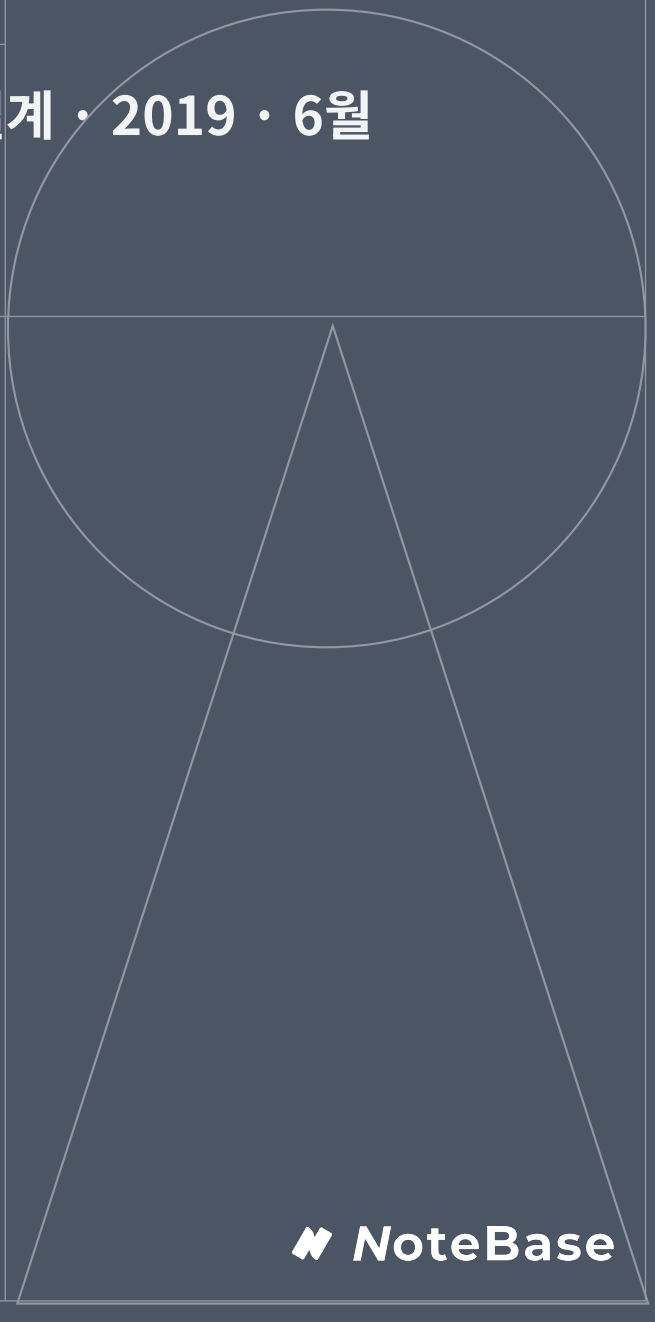
기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2019 · 6월



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2019 · 6월

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2019 · 6월

문 1. 축방향 하중은 Q, 리드각은 α, 마찰각은 ρ라고 하고 자리면의 마찰은 무시한다. 사각 나사를 풀 때 필요한 회전력(P')을 표현한 식으로 가장 옳은 것은?

① $Q\tan(\rho-\alpha)$

② $Q\sin(\rho-\alpha)$

③ $Q\tan(\alpha-\rho)$

④ $Q\sin(\alpha-\rho)$

정답 1번

간단한 해설

사각 나사를 풀 때에는 축방향 하중이 풀리는 운동을 돕고 마찰은 이를 방해한다. 자리면 마찰을 무시하면 회전력은 **마찰각에서 리드각을 뺀 각의 탄젠트**를 사용한 $P' = Q\tan(\rho-\alpha)$로 표현한다.

공통 해설

사각 나사의 나선면을 펼치면 리드각 α만큼 기울어진 경사면으로 볼 수 있다. 축방향 하중 Q는 경사면을 내려가는 운동을 돕고, 나사면의 마찰은 그 운동을 방해한다. 여기서 회전력 P'는 나사를 돌리는 **접선방향 힘**이며, 토크 자체를 뜻하지 않는다. 자리면 마찰은 주어진 조건에 따라 제외한다.

마찰계수 μ와 마찰각의 관계는 $\mu = \tan\rho$이다. 풀리는 방향을 힘의 양의 방향으로 잡으면, 마찰을 포함한 경사면의 평형에서 회전력과 축방향 하중의 비는 $\tan(\rho-\alpha)$가 된다. 따라서 필요한 힘은 $P' = Q\tan(\rho-\alpha)$이다. 이는 두 방향의 힘 사이의 비이므로, 하중의 한 성분만 나타내는 사인으로 바꿀 수 없다.

$\rho > \alpha$이면 마찰 때문에 하중만으로는 풀리지 않아 **풀리는 방향으로 외력을 가해야 한다**. 반대로 $\rho < \alpha$이면 위 식의 값이 음수가 되어, 하중에 의해 풀리는 운동을 억제하는 반대 방향의 힘이 필요하다는 뜻이다. $Q\tan(\alpha-\rho)$는 주어진 부호 기준의 회전력과 부호가 반대이므로 그대로 대신할 수 없다.

NoteBase

문 2. 사각 나사의 리드각을 β, 마찰각을 ρ라고 할 때, 사각 나사가 자립되는 한계 조건에서 나사의 효율은?

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

정답 4번

간단한 해설

자립의 한계에서는 **리드각과 마찰각이 같으므로** $\rho = \beta$이다. 이를 나사의 효율식에 대입하고 탄젠트의 배각공식을 적용하면 $\eta = \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\tan^2 \beta$가 된다.

계산 과정

자립 한계 조건: 자립은 하중이 작용해도 외부에서 돌리는 힘을 가하지 않으면 나사가 저절로 역회전하지 않는 성질이다. 사각 나사는 리드각 β가 마찰각 ρ보다 작거나 같을 때 자립하며, **자립과 역회전의 경계**에서는 $\rho = \beta$이다.

효율식 적용: 효율 η는 하중을 올리는 데 쓰인 유효한 일을 실제 투입한 일로 나눈 값이다. 나사산의 마찰만 고려하면, 같은 하중을 올릴 때 필요한 원주 방향 힘은 마찰이 없는 경우에는 $\tan \beta$, 마찰이 있는 경우에는 $\tan(\beta + \rho)$에 비례한다. 따라서 $\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho)}$이며, 한계 조건을 대입하면 $\eta = \frac{\tan \beta}{\tan 2\beta}$가 된다.

배각공식으로 정리: $\tan 2\beta = \frac{2\tan \beta}{1 - \tan^2 \beta}$이므로, 효율식에서 $\tan 2\beta$로 나누는 것은 **그 역수를 곱하는 것**이다. 따라서 $\eta = \tan \beta \cdot \frac{1 - \tan^2 \beta}{2\tan \beta}$에서 $\tan \beta$가 약분되어 $\eta = \frac{1 - \tan^2 \beta}{2}$를 얻는다.

결과: 효율은 $\eta = \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\tan^2 \beta$로, ④의 식과 일치한다. 효율은 일의 비이므로 단위가 없다.

NoteBase

문 3. 키가 전달시킬 수 있는 회전토크가 T이고, 키의 폭이 b, 키의 높이가 h, 키의 길이가 l인 경우, 키에 발생하는 압축응력은? (단, 키홈의 깊이는 키의 높이 h의 절반이다.)

① $\frac{4T}{hld}$
② $\frac{2T}{hld}$
③ $\frac{4Th}{ld}$
④ $\frac{2Th}{ld}$

정답 1번

간단한 해설

키홈의 깊이가 키 높이의 절반이므로 압축을 받는 **옆면의 면적**은 $\frac{hl}{2}$이다. 축 지름을 d라 하면 접선력은 $\frac{2T}{d}$이므로, 압축응력은 $\frac{4T}{hld}$가 된다.

계산 과정

1. 토크를 전달하는 접선력: 선지의 d는 축의 지름이다. 키가 전달하는 접선력을 F라 하면, **축 반지름을 모멘트팔로 사용**하므로 $T = F \cdot \frac{d}{2}$이다. 따라서 $F = \frac{2T}{d}$이며, 이는 키와 키홈의 접촉면에 작용하는 힘이다.

2. 압축을 받는 면적: 키홈의 깊이가 $\frac{h}{2}$이고 키의 길이가 l이므로, 접촉 옆면의 면적은 $A_c = \frac{h}{2} \cdot l = \frac{hl}{2}$이다.
압축응력에는 **키의 전체 높이가 아니라 접촉 높이**를 사용하며, 키의 폭 b는 이 옆면의 면적에 포함되지 않는다.

3. 압축응력: 접촉면에 힘이 균일하게 분포한다고 보는 평균 압축응력은 $\sigma_c = \frac{F}{A_c}$이다. 위의 힘과 면적을 대입하면 $\sigma_c = \frac{2T}{d} \cdot \frac{2}{hl} = \frac{4T}{hld}$가 되어 ①의 식과 일치한다. T를 N·mm, 각 길이를 mm로 쓰면 응력 단위는 N/mm^2(MPa)이다.

NoteBase

문 4. 180kN의 인장력이 작용하고 있는 양쪽 덮개판 맞대기 이음에서 리벳의 단면적이 100mm^{2}이고 리벳의 허용 전단응력이 250N/mm^{2}라면 리벳은 최소 몇 개가 필요한가? (단, 1열 리벳이음으로 가정한다.)

① 4개

② 6개

③ 8개

④ 10개

정답 1번

간단한 해설

양쪽 덮개판 맞대기 이음의 리벳은 전단면이 두 개인 **이중전단**을 받으므로, 한 개가 견디는 허용 하중은 50 kN이다. 180 kN을 지지하려면 3.6개 이상이 필요하므로 정수로 올림하여 최소 4개를 사용한다.

계산 과정

주어진 인장력은 P = 180 kN = 180,000 N, 리벳 단면적은 A = 100 mm^2, 허용 전단응력은 $\tau_a = 250\text{N/mm}^2$ 이다. 리벳 수 n은 맞대기선 한쪽에서 모재와 덮개판을 연결하여 인장력을 전달하는 리벳군을 기준으로 센다.

양쪽 덮개판은 모재의 양면에 놓이므로, 리벳 하나에는 모재와 각 덮개판의 경계에서 **전단면이 두 개** 생긴다. 따라서 리벳 하나의 유효 전단면적은 2A이며, 1열이라는 조건은 리벳의 배열을 뜻할 뿐 전단면이 한 개라는 뜻은 아니다.

허용 전단하중은 허용 전단응력에 전단면적을 곱한 값이다. 리벳 하나의 허용 전단하중을 Q라 하면 $Q = 2A\tau_a$ 이므로, $2 \times 100 \times 250 = 50{,}000$ N = 50 kN이다. 즉, 리벳 하나가 전단에 대해 지지할 수 있는 하중은 50 kN이다.

리벳들이 하중을 균등하게 분담한다고 보면 전체 허용 전단하중은 nQ이다. 작용 하중 이상을 견뎌야 하므로 $nQ \geq P$, 즉 $n \geq \frac{P}{Q} = \frac{180}{50} = 3.6$이다. 리벳 수는 정수이므로 **올림하여 최소 4개**가 필요하며, 이는 ①의 4개에 해당한다.

NoteBase

문 5. 양단에 단순 지지된 중실축 중앙에 한 개의 회전체가 설치되어 있다. 축의 길이와 직경이 각각 2배가 되면 위험 속도는 몇 배가 되는가? (단, 축의 자중은 무시한다.)

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

정답 3번

간단한 해설

회전체의 질량이 일정할 때 위험 속도는 **축의 횡강성의 제곱근**에 비례한다. 길이와 직경이 각각 2배가 되면 횡강성은 2배가 되므로, 위험 속도는 $\sqrt{2}$배가 된다.

계산 과정

조건과 변수: 축의 길이를 L, 직경을 d, 종탄성계수를 E, 단면2차모멘트를 I, 회전체 질량을 m이라 한다. 치수만 바꾸므로 E와 m은 일정하게 두며, **축의 자중을 무시**하므로 진동하는 질량은 회전체 질량 m으로 계산한다.

위험 속도와 강성: 위험 속도는 회전속도가 축·회전체 계의 굽힘 고유진동수와 일치하는 속도이다. 양단 단순 지지축의 중앙에서 횡강성은 $k = \frac{48EI}{L^3}$이다. k는 중앙을 단위 길이만큼 휘게 하는 데 필요한 횡하중을 뜻하며, 위험 각속도는 $\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}}$이다.

치수 변화에 따른 강성: 중실 원형 단면은 $I = \frac{\pi d^4}{64}$이므로 직경이 2배이면 I는 $2^4 = 16$배가 된다. 길이가 2배이면 강성 식의 분모는 $2^3 = 8$배가 된다. 따라서 변경 전후를 각각 첨자 1, 2로 나타내면 $\frac{k_2}{k_1} = \frac{16}{8} = 2$이다. 즉, 길이 증가로 휘기 쉬워지는 효과까지 반영해도 **횡강성은 2배**가 된다.

위험 속도의 비: 회전체 질량 m이 일정하므로 $\frac{\omega_{c2}}{\omega_{c1}} = \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} = \sqrt{2}$이다. 각속도를 rpm으로 바꾸는 환산계수는 전후에 같으므로 회전속도의 비도 같다. 따라서 위험 속도는 단위가 없는 비로 $\sqrt{2}$배이며, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 6. 구동축의 전단응력에 대한 설명 중 가장 옳은 것은? (단, 구동축은 중실축이다.)

① 전단응력은 비틀림모멘트에 비례하고 축경의 3승에 반비례한다.

② 전단응력은 비틀림모멘트에 반비례하고 축경의 3승에 반비례한다.

③ 전단응력은 비틀림모멘트에 비례하고 축경의 3승에 비례한다.

④ 전단응력은 비틀림모멘트에 반비례하고 축경의 3승에 비례한다.

정답 1번

간단한 해설

중실 원형축의 최대 전단응력은 **비틀림모멘트에 비례**하고 **축경의 3승에 반비례**한다. 같은 비틀림모멘트를 전달할 때 축을 굵게 만들면 전단응력이 작아진다.

공통 해설

중실 원형축이 탄성 범위에서 비틀림을 받을 때, 전단응력은 단면 중심에서 멀어질수록 커져 축 표면에서 최대가 된다. 비틀림모멘트를 T, 축경을 d, 단면의 극관성모멘트를 J라 하면 최대 전단응력은 $\tau_{max} = \frac{T(d/2)}{J}$이다.

중실 원형 단면에서는 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이므로 이를 대입하면 $\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이 된다. 극관성모멘트는 축경의 4승에 비례하지만, 응력식의 분자에도 반지름이 들어가므로 최종적으로는 분모에 **축경의 3승**이 남는다.

따라서 축경이 일정하면 최대 전단응력은 비틀림모멘트에 비례하고, 비틀림모멘트가 일정하면 축경의 3승에 반비례한다. 비틀림모멘트가 커질수록 응력이 작아진다는 설명과, 축경이 커질수록 응력이 커진다는 설명은 이 관계를 반대로 적용한 것이다.

NoteBase

문 7. 중실축에 굽힘모멘트 $M = 100\text{N}\cdot\text{m}$와 비틀림모멘트 $T = 100\sqrt{3}\,\text{N}\cdot\text{m}$를 동시에 작용할 때 최대전단응력은 최대주응력의 몇 배인가?

① $\frac{2}{5}$ 배
② $\frac{2}{3}$ 배
③ $\frac{1}{\sqrt{3}}$ 배
④ $\frac{1}{\sqrt{5}}$ 배

정답 2번

간단한 해설

주어진 모멘트비에서는 모어 원의 반지름이 굽힘응력과 같아진다. **최대전단응력은 원의 반지름**이고 **최대주응력은 원의 중심값에 반지름을 더한 값**이므로, 두 응력의 비는 $\frac{2}{3}$이다.

계산 과정

1. 굽힘응력과 비틀림 전단응력: 중실 원형축의 지름을 d라 하면, 굽힘으로 인장되는 최외곽점의 응력은 $\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$, $\tau_t = \frac{16T}{\pi d^3}$이다. 두 모멘트의 단위가 모두 $\text{N}\cdot\text{m}$이므로, 응력비는 $\frac{\tau_t}{\sigma_b} = \frac{T}{2M} = \frac{100\sqrt{3}}{2\cdot 100} = \frac{\sqrt{3}}{2}$이다. **공통인 지름 항이 소거**되므로 지름의 수치는 필요하지 않다.

2. 최대전단응력: 이 점에서는 축방향 수직응력과 비틀림 전단응력이 함께 작용하고, 원주방향 수직응력은 0이다. 따라서 모어 원의 중심은 $\frac{\sigma_b}{2}$, 반지름은 $R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau_t^2}$이다. 앞의 응력비를 대입하면 $R = \sqrt{\frac{\sigma_b^2}{4} + \frac{3\sigma_b^2}{4}} = \sigma_b$가 된다. 이것이 **굽힘과 비틀림을 합성한 최대전단응력**이다.

3. 최대주응력: 모어 원에서 가장 큰 수직응력은 중심값에 반지름을 더한 값이므로 $\sigma_{\max} = \frac{\sigma_b}{2} + R = \frac{3\sigma_b}{2}$이다. 다른 평면 내 주응력은 $\frac{\sigma_b}{2} - R = -\frac{\sigma_b}{2}$이고 면 밖의 주응력은 0이다. 0이 두 값 사이에 있으므로 전체 최대전단응력도 반지름 R과 같다.

4. 응력의 비: 구하는 비는 $\frac{\tau_{\max}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_b}{3\sigma_b/2} = \frac{2}{3}$이다. 같은 응력 단위가 소거된 무차원비이며, 최대전단응력은 최대주응력의 $\frac{2}{3}$배이므로 ②에 해당한다.

NoteBase

문 8. 접촉면의 안지름이 60mm, 바깥지름이 80mm이고 접촉면의 마찰계수가 0.3인 단판 클러치가 200kg_f·mm의 토크를 전달시키는데 필요한 접촉면압의 값[kg_f/mm^2]은?

① $\frac{1}{294\pi}$ kg_f/mm^2
② $\frac{1}{588\pi}$ kg_f/mm^2
③ $\frac{2}{147\pi}$ kg_f/mm^2
④ $\frac{4}{147\pi}$ kg_f/mm^2

정답 4번

간단한 해설

마찰력에 **평균 마찰반지름 35 mm**를 곱하면 전달토크가 된다. 접촉면적이 700π mm^2이므로, 필요한 평균 접촉면압은 $\frac{4}{147\pi}$ kgf/mm^2이다.

계산 과정

접촉면적: 바깥지름 D = 80 mm, 안지름 d = 60 mm이므로 접촉면은 가운데가 빈 원환이다. 따라서 면적은 $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$이고, $A = \frac{\pi}{4}(80^2 - 60^2) = 700\pi$ mm^2이다. 구하려는 접촉면압 p는 접촉면 전체에 작용하는 축방향 힘을 이 면적으로 나눈 평균면압이다.

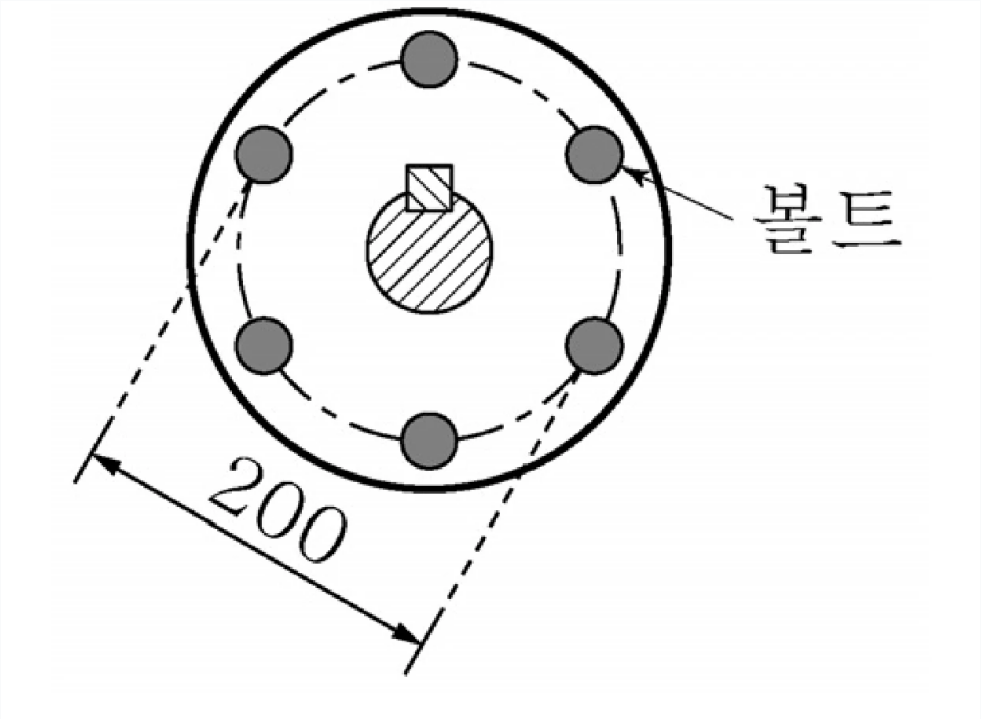
평균 마찰반지름: 이 문제는 **안팎 반지름의 산술평균**을 유효반지름으로 사용하는 계산식을 적용한다. 안반지름은 30 mm, 바깥반지름은 40 mm이므로 $r_m = \frac{30+40}{2} = 35$ mm이다. 이는 균일 마모 모형에서 사용하는 평균 마찰반지름이다.

토크와 면압의 관계: 축방향으로 누르는 힘을 W라 하면 $W = pA$이고, 마찰력은 μW이다. 한 쌍의 마찰 접촉면에서 전달하는 토크는 이 마찰력에 평균 마찰반지름을 곱한 $T = \mu W r_m = \mu p A r_m$이다. 여기서 마찰계수는 0.3, 전달토크는 200 kgf·mm이므로 $200 = 0.3 \cdot p \cdot 700\pi \cdot 35$가 된다.

면압 계산: $p = \frac{200}{0.3 \cdot 700\pi \cdot 35}$이므로 $p = \frac{4}{147\pi}$ kgf/mm^2이다. 토크의 단위 kgf·mm를 면적과 반지름의 단위 mm^3으로 나누면 면압의 단위 kgf/mm^2이 된다. 계산한 값은 ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 9. 키가 있는 플랜지 고정 커플링에 허용전단강도가 200 MPa이고, 전단면적이 400 mm^2인 볼트 6개가 체결되어 있고, 볼트의 기초원 지름은 200mm이다. 볼트의 전단응력은 균일하고, 플랜지와 키의 마찰은 무시하며, 토크 용량은 볼트의 허용전단강도에 의해 결정된다고 가정할 때, 허용전달토크의 값 [kN·m]은?



① 24kN·m

② 48kN·m

③ 72kN·m

④ 96kN·m

정답 2번

간단한 해설

볼트 한 개가 견딜 수 있는 전단력은 80 kN이고, 토크의 모멘트팔은 **기초원 지름의 절반인 0.1 m**이다. 볼트 6개의 저항 토크를 합하면 $6 \times 80 \times 0.1 = 48$ kN·m이다.

NoteBase

계산 과정

볼트 한 개의 허용전단력: 전단응력이 균일하므로 허용전단력 F는 허용전단강도와 전단면적의 곱이다. 1 MPa = 1 N/mm^{2}이므로 $F = \tau_a A$에 200 MPa와 400 mm^{2}를 대입하면 200 × 400 = 80,000 N, 즉 80 kN이다. 이는 **볼트 한 개가 허용 범위에서 견디는 전단력**이다.

모멘트팔: 그림의 볼트 6개는 지름 200 mm인 기초원 위에 있다. 각 볼트의 전단력은 이 원의 접선 방향으로 작용하므로, 토크 계산에 쓰는 거리는 **축 중심에서 볼트 중심까지의 반지름**이다. 따라서 $r = \frac{200}{2} = 100\text{mm}$, 즉 0.1 m이다.

허용전달토크: 마찰은 무시하고 볼트의 전단강도로 토크 용량을 정한다. 볼트 수를 n이라 하면 각 볼트의 저항 토크 Fr를 합하여 $T = nFr$로 계산한다. n = 6이므로 6 × 80 × 0.1 = 48 kN·m이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 10. 마찰면의 바깥지름이 110mm, 안지름이 90mm, 폭이 20mm인 원추 클러치가 접촉면압이 0.1N/mm^2 이하로 사용될 때 최대전달토크의 값[N·mm]은? (단, 마찰계수는 0.2, π=3으로 계산한다.)

① 1,000N·mm

② 2,000N·mm

③ 4,000N·mm

④ 6,000N·mm

정답 4번

간단한 해설

원추 클러치의 평균반지름은 50 mm이며, 면압 한도에서 마찰면에 작용하는 수직하중은 600 N이다. **마찰력 × 평균반지름**으로 전달토크를 계산하면 6,000 N·mm가 된다.

계산 과정

평균반지름: 바깥지름과 안지름을 각각 D, d라 하면 평균반지름은 $r = \frac{D+d}{4} = \frac{110+90}{4} = 50\text{mm}$이다. 마찰력을 이 평균반지름에 작용하는 것으로 보는 근사 설계식을 사용한다.

접촉면적: 폭 b = 20 mm는 **원추의 경사면을 따라 잰 마찰면 폭**이다. 원추 마찰면의 넓이는 평균둘레에 폭을 곱하므로 $A = 2\pi rb$이다. π = 3을 적용하면 A = 2 × 3 × 50 × 20 = 6,000 mm^{2}이다.

수직하중: 면압 p는 접촉면에 수직인 단위면적당 힘이다. 최대전달토크를 구하므로 **허용면압의 상한인 0.1 N/mm^2**를 적용한다. 수직하중을 N이라 하면 $N = pA$이므로 N = 0.1 × 6,000 = 600 N이다.

전달토크: 미끄러지기 직전의 마찰력은 $F = \mu N$이므로 F = 0.2 × 600 = 120 N이다. 이 힘에 평균반지름을 곱하면 $T = Fr = \mu Nr$이므로 T = 120 × 50 = 6,000 N·mm이다. 이는 ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 11. 베어링 번호가 6310인 단열 깊은 홈 볼 베어링을 그리스 윤활로 900시간의 수명을 주려고 할 때 베어링 하중의 값[kN]은? (단, 그리스 윤활의 dN값은 200,000이고 6310 베어링의 동적부하용량은 48kN으로 계산한다.)

① 4kN

② 6kN

③ 8kN

④ 10kN

정답 3번

간단한 해설

6310의 내경 50 mm와 dN값으로 구한 회전수는 4,000 rpm이다. 900시간에 해당하는 총회전수에 **볼 베어링의 수명지수 3**을 적용하면, 동적부하용량 48 kN에 대한 하중은 **8 kN**이다.

계산 과정

내경 구하기: 베어링 번호 6310의 끝 두 자리 '10'은 내경 번호이다. 내경 번호가 04 이상인 이 베어링은 번호에 5 mm를 곱하므로, **내경 d는 10 × 5 = 50 mm**이다.

회전수 구하기: dN값은 내경 d를 mm로, 회전수 N을 rpm으로 나타낸 두 수의 곱이다. 따라서 주어진 그리스 윤활 조건에서 $N = \frac{200{,}000}{50} = 4{,}000\text{rpm}$이다.

시간 수명을 회전수 수명으로 바꾸기: 회전수는 분당 값이므로 900시간에 60을 곱해 분으로 환산한다. 총회전수는 60 × 4,000 × 900 = 216,000,000회전이다. 기본 정격수명 L_{10}을 **백만 회전 단위**로 나타내면 $L_{10} = \frac{216{,}000{,}000}{10^6} = 216$이다.

베어링 하중 구하기: 동적부하용량을 C, 동등가하중을 P라 하면 기본 정격수명식은 $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$이다. **볼 베어링은 수명지수 p = 3**을 사용하며, 이 문제의 베어링 하중을 P로 둔다. 주어진 C = 48 kN을 대입하면 $216 = \left(\frac{48}{P}\right)^3$ 이므로 $\frac{48}{P} = 6$, $P = \frac{48}{6} = 8\text{kN}$이다. 따라서 계산한 하중 8 kN은 ③과 일치한다.

NoteBase

문 12. 지름이 250mm인 축이 $9,000\mathrm{kg}_f$의 스러스트 하중을 받고, 칼라 베어링의 칼라의 외경이 350mm이고 최대 허용압력이 $0.04\mathrm{kg}_f/\mathrm{mm}^2$라 하면 최소 몇 개의 칼라가 필요한가? (단, π=3으로 한다.)

① 3개

② 5개

③ 7개

④ 10개

정답 2번

간단한 해설

칼라 1개의 고리 모양 지지면적은 45,000 mm^2이므로, 허용압력에서 1개가 지탱할 수 있는 하중은 **1,800 kgf**이다. 전체 하중 9,000 kgf를 지탱하려면 **최소 5개**가 필요하다.

계산 과정

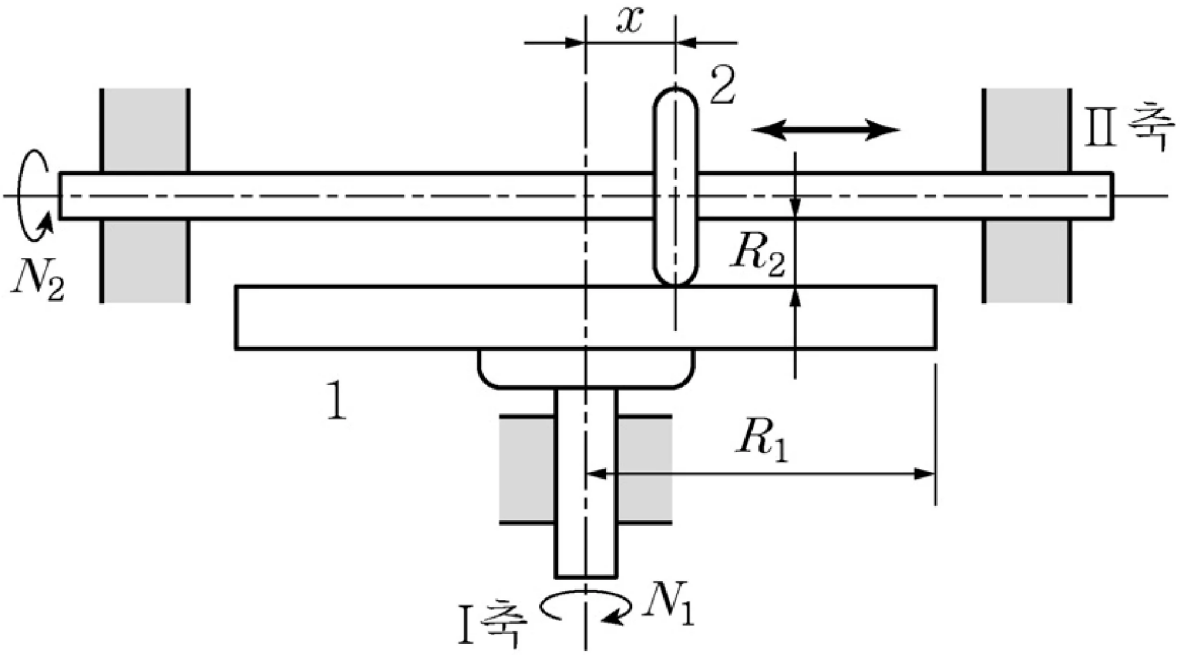
1. 칼라 1개의 지지면적: 칼라는 축 방향 하중을 받으므로 지지면적은 **외경 원의 면적에서 축 단면적을 뺀 고리 면적**이다. 외경을 D = 350 mm, 내경인 축 지름을 d = 250 mm라 하면 $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$이다.
$D^2 - d^2 = 60{,}000\mathrm{mm}^2$이고, 주어진 π = 3을 적용하면 $A = \frac{3}{4} \cdot 60{,}000 = 45{,}000\mathrm{mm}^2$이다.

2. 칼라 1개의 허용하중: 각 칼라가 하중을 균등하게 분담하고 지지면의 압력이 균일하다고 보는 설계식에서, 하중은 압력과 면적의 곱이다. 허용압력은 0.04 kgf/mm^2이므로 칼라 1개의 허용하중은 $0.04 \times 45{,}000 = 1{,}800$ kgf이다. 이는 **칼라 1개가 허용압력을 넘지 않고 지탱할 수 있는 하중**이다.

3. 필요한 최소 개수: 칼라 개수를 n이라 하면 전체 허용하중이 주어진 스러스트 하중 9,000 kgf 이상이어야 하므로 $n \cdot 1{,}800 \geq 9{,}000$이다. 따라서 $n \geq \frac{9{,}000}{1{,}800} = 5$이다. 칼라 개수는 이 조건을 만족하는 정수로 정하므로 최소 5개이며, 선택지 ②의 5개에 해당한다.

NoteBase

문 13. 원판에 의한 무단 변속장치에서 그림과 같이 종동차(2)가 원동차(1)의 중심에서 x 거리만큼 떨어져 구름접촉을 할 때 속도비와 회전토크비로 가장 옳은 것은? (단, N_1과 N_2는 각각 원동축(I 축)과 종동축(II 축)의 회전속도이고, T_1과 T_2는 각각 원동차와 종동차의 회전토크이다.)



① $\frac{N_2}{N_1}=\frac{R_2}{x}, \frac{T_2}{T_1}=\frac{x}{R_2}$
② $\frac{N_2}{N_1}=\frac{R_1}{x}, \frac{T_2}{T_1}=\frac{x}{R_1}$
③ $\frac{N_2}{N_1}=\frac{x}{R_2}, \frac{T_2}{T_1}=\frac{R_2}{x}$
④ $\frac{N_2}{N_1}=\frac{x}{R_1}, \frac{T_2}{T_1}=\frac{R_1}{x}$

정답 3번

간단한 해설

구름접촉에서는 **접촉점의 접선속도가 같으므로** $\frac{N_2}{N_1}=\frac{x}{R_2}$이다. 같은 접선력이 전달되므로 토크비는 유효반지름의 비인 $\frac{T_2}{T_1}=\frac{R_2}{x}$가 된다.

NoteBase

계산 과정

접촉 반지름: 그림에서 원동차(1)의 회전중심부터 접촉점까지의 거리는 x이고, 종동차(2)의 회전중심부터 접촉점까지의 거리는 R_2이다. 원동차의 전체 반지름 R_1이 아니라 **실제 접촉점까지의 거리**를 사용한다.

속도비: 미끄럼 없이 구름접촉하므로 두 차의 접촉점에서 접선속도의 크기가 같다. 회전속도 N_1, N_2를 같은 단위로 나타내면 $2\pi x N_1 = 2\pi R_2 N_2$이다. 이를 정리하면 $\frac{N_2}{N_1} = \frac{x}{R_2}$이다.

회전토크비: 접촉점에서 전달되는 접선력의 크기를 F라 하면, 토크는 접선력과 그 힘의 작용선까지의 수직거리의 곱이다. 따라서 전달 토크의 크기는 $T_1 = Fx$, $T_2 = FR_2$이므로 $\frac{T_2}{T_1} = \frac{FR_2}{Fx} = \frac{R_2}{x}$이다. 두 차에는 **같은 크기의 접선력**이 작용하지만 유효반지름이 달라 전달 토크도 달라진다.

속도비와 회전토크비가 서로 역수인 위의 두 식은 ③과 일치한다.

NoteBase

문 15. 스퍼 기어의 중심거리가 100mm이고, 모듈이 5일 때, 회전각속도비가 1/4배로 감속한다면 각 기어의 피치원 지름과 각 기어의 잇수를 순서대로 바르게 나열한 것은?

① 40mm, 160mm, 8개, 32개

② 10mm, 80mm, 8개, 32개

③ 10mm, 160mm, 4개, 16개

④ 40mm, 160mm, 4개, 32개

정답 1번

간단한 해설

맞물린 기어의 회전각속도 크기는 **피치원 지름과 잇수에 반비례**하므로, 종동 기어가 구동 기어보다 지름과 잇수가 각각 4배여야 한다. 중심거리 100 mm와 모듈 5 mm를 적용하면 피치원 지름은 40 mm·160 mm, 잇수는 8개·32개이다.

계산 과정

구동 기어를 1, 종동 기어를 2로 두고, 피치원 지름을 d_1, d_2, 잇수를 z_1, z_2, 회전각속도의 크기를 ω_1, ω_2라 한다. 중심거리는 100 mm, 모듈 m은 5 mm이다.

1. 회전각속도비와 지름비: 맞물린 두 기어는 피치원에서의 접선속도가 같으므로 $\omega_1 d_1 = \omega_2 d_2$이다. 종동 기어가 구동 기어의 1/4 속도로 감속하므로 $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{1}{4}$이다. 따라서 **종동 기어의 피치원 지름은 구동 기어의 4배**이며, $d_2 = 4d_1$이다.

2. 피치원 지름: 외접하는 두 스퍼 기어의 중심거리는 **두 피치원 반지름의 합**이므로 $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$이다. 중심거리 100 mm를 적용하면 $d_1 + d_2 = 200$mm이고, $d_2 = 4d_1$을 대입하면 $5d_1 = 200$mm이다. 따라서 구동 기어의 피치원 지름은 40 mm, 종동 기어의 피치원 지름은 160 mm이다.

3. 잇수: 모듈은 피치원 지름을 잇수로 나눈 값이므로 $m = \frac{d}{z}$, 즉 $z = \frac{d}{m}$이다. 같은 모듈 5 mm를 적용하면 $z_1 = \frac{40}{5} = 8$, $z_2 = \frac{160}{5} = 32$이므로 구동 기어의 잇수는 8개, 종동 기어의 잇수는 32개이다.

구동 기어와 종동 기어의 피치원 지름, 구동 기어와 종동 기어의 잇수 순으로 나열하면 40 mm, 160 mm, 8개, 32개이며 ①과 일치한다.

NoteBase

문 16. 클러치형 원판 브레이크가 <보기>와 같은 조건에서 사용되고 있을 때 제동할 수 있는 동력에 가장 가까운 값[PS]은?

<보기>
접촉면의 평균지름이 100mm, 밀어서 접촉시키는 힘이 500kg$_f$, 회전각속도가 200rpm, 마찰계수는 0.2

① 0.14PS
② 1.40PS
③ 14.00PS
④ 140.00PS

정답 2번

간단한 해설

제동동력은 **제동토크와 각속도의 곱**으로 구한다. 평균지름 100 mm를 반지름 0.05 m로 바꾸면 제동토크는 5 kgf·m이고, 200 rpm에서의 제동동력은 약 **1.40 PS**이다.

계산 과정

평균반지름: 마찰력이 만드는 토크에는 **지름이 아니라 반지름**을 사용한다. 접촉면의 평균지름이 100 mm이므로 평균반지름은 $r = \frac{100}{2} = 50\text{mm} = 0.05\text{m}$이다.

마찰력과 제동토크: 접촉시키는 힘을 F, 마찰계수를 μ라 하면 접촉면의 마찰력은 $F_f = \mu F$이다. 따라서 마찰력은 0.2 × 500 = 100 kgf이고, 제동토크는 $T = F_f r$에 따라 100 × 0.05 = 5 kgf·m이다. 이는 평균반지름 위치에서 마찰력이 회전을 방해하는 모멘트이다.

각속도: 회전수 n = 200 rpm은 1분에 200회 회전한다는 뜻이다. 1회전은 2π rad이고 1분은 60초이므로 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$이다. 수치를 대입하면 $\omega = \frac{2\pi \cdot 200}{60} \approx 20.944\text{rad/s}$이다.

제동동력: 회전운동의 동력은 토크와 각속도의 곱이므로 $T\omega$로 구한다. 여기서는 토크 단위가 kgf·m이므로 그 곱의 단위는 kgf·m/s이다. **1 PS = 75 kgf·m/s**를 이용하면 $P = \frac{T\omega}{75}$이고, $P = \frac{5 \cdot 20.944}{75} \approx 1.396\text{PS}$이다.

따라서 제동할 수 있는 동력에 가장 가까운 값은 ②의 1.40 PS이다.

NoteBase

문 17. 체인 전동의 특징에 대한 설명으로 가장 옳지 않은 것은?

① 인장강도가 높아 큰 동력을 전달하는 데 사용됨

② 초기장력이 필요하지 않아 이로 인한 베어링 반력이 발생되지 않음

③ 유지 및 수리가 간단하고 수명이 김

④ 미끄러짐이 발생하여 이에 대한 충분한 고려를 하여야 함

정답 4번

간단한 해설

체인은 스프로킷의 이와 **맞물려 동력을 전달**하므로 정상적인 맞물림 상태에서는 미끄러짐이 발생하지 않는다. ④의 '미끄러짐이 발생한다'는 설명은 마찰력으로 동력을 전달하는 일반적인 벨트 전동의 특성과 혼동한 것이다.

선지별 해설

① O: 체인은 인장강도가 높은 금속 링크를 연결한 구조로, 큰 인장하중을 견딜 수 있다. 따라서 적절한 규격의 체인을 선정하면 **큰 동력을 전달**하는 데 사용할 수 있다.

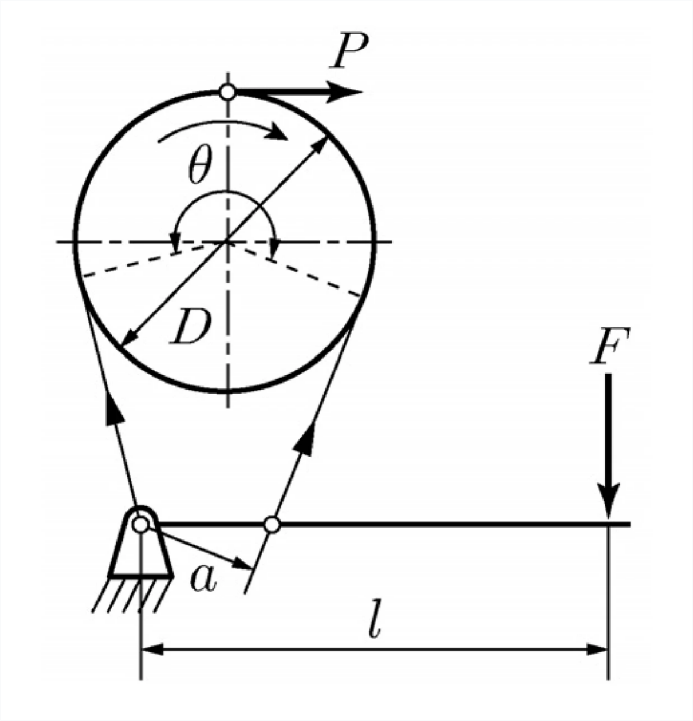
② O: 체인 전동은 스프로킷과의 맞물림을 이용하므로 마찰식 벨트 전동처럼 마찰력을 확보하기 위한 초기장력이 필요하지 않다. 따라서 **초기장력으로 인한 추가 베어링 반력**이 발생하지 않는다. 이는 운전 중 동력 전달에 따른 체인 장력과 베어링 하중까지 없다는 뜻은 아니다.

③ O: 체인은 연결부를 분리하여 교체할 수 있어 유지·수리가 비교적 간단하다. 적절한 윤활과 처짐 조정을 통해 관절부의 마모를 관리하면 **긴 수명**을 얻을 수 있다. 유지가 간단하다는 것은 윤활이나 점검이 필요 없다는 뜻은 아니다.

④ X: 체인 전동은 체인과 스프로킷의 이가 맞물리는 전동 방식이므로, 정상적인 맞물림 상태에서는 **미끄러짐 없이 동력을 전달**한다. 따라서 '미끄러짐이 발생하여 이에 대한 충분한 고려를 하여야 함'은 '맞물림으로 동력을 전달하므로 미끄러짐이 발생하지 않음'으로 고쳐야 한다.

NoteBase

문 18. 브레이크 드럼축에 300,000N·mm의 토크가 작용하는 밴드 브레이크가 있다. 드럼축의 우회전을 멈추기 위해 브레이크 레버에 주는 힘 F의 값[N]은? (단, $D = 200\text{mm}$, $l = 500\text{mm}$, $a = 50\text{mm}$, $e^{\mu\theta} = 4$로 한다.)



① 40N

② 60N

③ 80N

④ 100N

정답 4번

간단한 해설

우회전할 때 레버에 연결된 오른쪽 밴드는 **이완측**이며, 그 장력은 1,000 N이다. 이 장력이 만드는 모멘트와 힘 F가 만드는 모멘트를 같게 놓으면 F = 100 N이 된다.

NoteBase

계산 과정

1. 장력과 모멘트팔 확인: 왼쪽 밴드의 장력을 T_1, 오른쪽 밴드의 장력을 T_2라 한다. 우회전을 저지하려면 밴드가 드럼에 반시계방향의 제동토크를 가해야 하므로, 그 방향의 토크를 만드는 왼쪽이 긴장측이고 오른쪽이 이완측이다. 따라서 $T_1 > T_2$이다. 그림의 a = 50 mm는 **받침점에서 오른쪽 장력의 작용선까지의 수직거리**이며, l = 500 mm는 힘 F의 모멘트팔이다.

2. 제동토크로 장력차 계산: 드럼 반지름은 $r = \frac{D}{2} = 100\text{mm}$이다. 두 장력은 드럼에 서로 반대 방향의 토크를 만들므로 제동토크의 크기는 $M = (T_1 - T_2)r$이다. 주어진 토크 300,000 N·mm를 대입하면 $T_1 - T_2 = \frac{300{,}000}{100} = 3{,}000\text{N}$이다. 이는 두 장력의 차이가 만드는 접선방향 제동력이다.

3. 이완측 장력 계산: 밴드와 드럼 사이의 마찰에 따른 장력비는 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} = 4$이다. 여기서 μ는 마찰계수, θ는 밴드의 접촉각이다. 따라서 $T_1 = 4T_2$이고, 장력차 식에 대입하면 $3T_2 = 3{,}000\text{N}$이므로 $T_2 = 1{,}000\text{N}$이다.

4. 레버의 모멘트 평형: 왼쪽 밴드는 받침점에 연결되어 있어 그 장력의 모멘트는 0이다. 오른쪽 장력은 레버를 반시계방향으로, 아래로 누르는 힘 F는 시계방향으로 돌리므로 **이완측 장력의 모멘트**와 F의 모멘트를 같게 놓는다. $Fl = T_2 a$에서 $F = \frac{T_2 a}{l}$이다. 수치를 대입하면 $F = \frac{1{,}000 \cdot 50}{500} = 100\text{N}$이며, 이는 ④의 100 N에 해당한다.

NoteBase

문 19. 소선의 지름이 10mm, 코일의 평균 지름이 50mm, 스프링 상수가 $4\mathrm{kg_f/mm}$인 원통 코일 스프링의 유효 감김수는 몇 회인가? (단, 횡탄성계수 $G = 4 \times 10^3 \mathrm{kg_f/mm^2}$ 이다.)

① 6회

② 8회

③ 10회

④ 12회

정답 3번

간단한 해설

원통 코일 스프링의 스프링 상수는 $k = \frac{Gd^4}{8D^3n}$이므로, 같은 재료와 지름에서는 **유효 감김수가 많을수록 작아진다**. 주어진 값을 대입하면 유효 감김수는 10회이다.

계산 과정

주어진 값은 소선 지름 d = 10 mm, 코일의 평균 지름 D = 50 mm, 스프링 상수 k = 4 kgf/mm, 횡탄성계수 G = 4,000 kgf/mm^{2}이다. 구할 값 n은 하중을 받아 탄성 변형에 기여하는 유효 감김수이다. 길이는 mm, 힘은 kgf로 통일되어 있으므로 단위를 바꿀 필요가 없다.

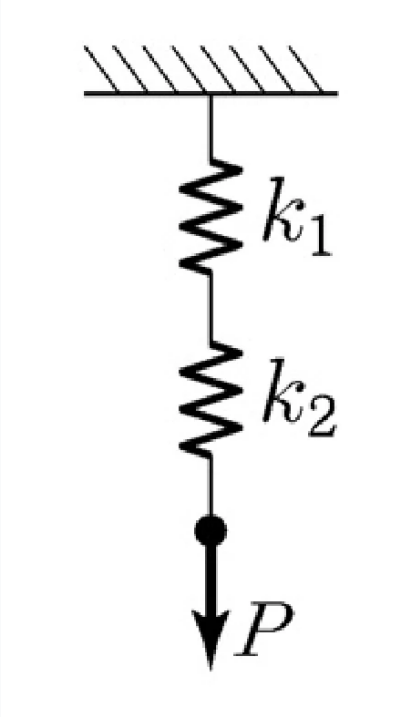
원통 코일 스프링은 축방향 하중을 받을 때 주로 소선의 비틀림으로 변형된다. 탄성 범위에서 스프링 상수는 하중을 처짐으로 나눈 값이며, $k = \frac{Gd^4}{8D^3n}$으로 나타낸다. 여기서 D에는 **코일의 평균 지름**을 사용한다. 유효 감김수가 늘면 변형에 참여하는 소선이 길어져 같은 하중에서 처짐이 커지므로 스프링 상수는 작아진다.

식을 유효 감김수에 대해 정리하면 $n = \frac{Gd^4}{8D^3k}$이다. 수치를 대입하면 $n = \frac{4000 \cdot 10^4}{8 \cdot 50^3 \cdot 4} = 10$이 된다.

따라서 유효 감김수는 10회이며, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 20. 두 개의 스프링이 직렬로 연결되어 P[N]의 하중이 작용될 때, 늘어난 길이를 계산한 식으로 가장 옳은 것은?



① $\frac{P(k_1+k_2)}{k_1k_2}$
② $\frac{Pk_1k_2}{(k_1+k_2)}$
③ $\frac{Pk_1}{k_2}$
④ $\frac{Pk_2}{k_1}$

정답 1번

간단한 해설

직렬로 연결된 두 스프링에는 **같은 하중 P가 작용**하고, 전체 늘어난 길이는 **각 스프링의 늘어난 길이의 합**이다.
따라서 $\delta = \frac{P}{k_1} + \frac{P}{k_2} = \frac{P(k_1+k_2)}{k_1k_2}$이다.

NoteBase

계산 과정

하중 전달: 그림에서 위쪽 스프링 k_1과 아래쪽 스프링 k_2가 한 줄로 연결되어 있고, 아래 끝에 하중 P가 작용한다. 스프링의 자중을 무시한 정적 평형에서는 두 스프링에 **각각 P의 인장력**이 전달된다. 하중을 두 스프링에 나누어 적용하지 않는다.

각 스프링의 변형: 스프링 상수 k는 단위 길이만큼 변형시키는 데 필요한 힘이다. 힘과 변형량이 비례하는 선형 탄성 범위에서 훅의 법칙 $P = k\delta$를 적용하면, 위쪽 스프링의 늘어난 길이는 $\delta_1 = \frac{P}{k_1}$, 아래쪽은 $\delta_2 = \frac{P}{k_2}$이다.

전체 늘어난 길이: 아래 끝의 이동량은 **두 스프링의 변형량을 더한 값**이다. 따라서 $\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{P}{k_1} + \frac{P}{k_2}$이고, 통분하면 $\delta = \frac{P(k_1 + k_2)}{k_1 k_2}$이다. 하중의 단위가 N이고 스프링 상수의 단위가 N/m이면 늘어난 길이의 단위는 m이다.

도출한 전체 늘어난 길이의 식은 ①과 일치한다.

NoteBase