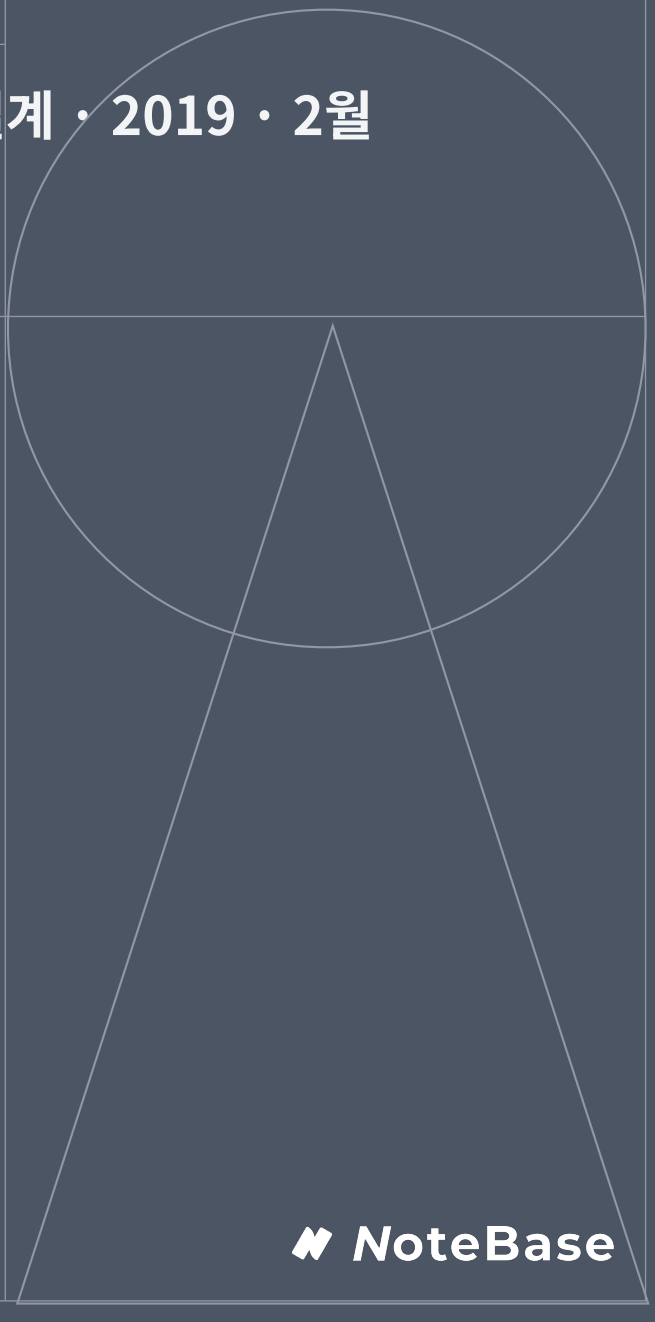
기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2019 · 2월



NoteBase

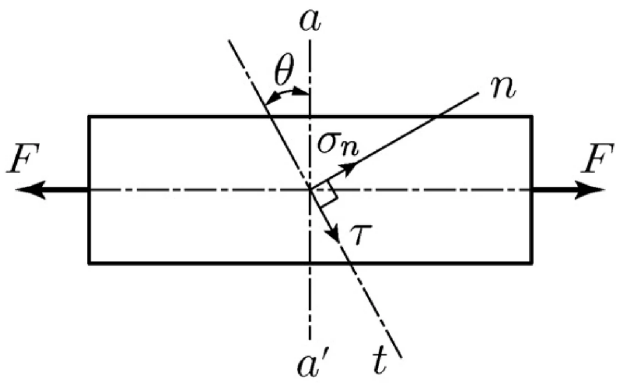
기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2019 · 2월

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2019 · 2월

문 1. <보기>에서 $a-a'$으로 자른 단면의 면적이 A인 원통형 시편에 인장하중 F가 작용할 때, 단면과 θ의 각을 이루는 경사진 단면에 발생하는 최대전단응력 τ_{max}와 그때의 각도 θ를 옳게 짝지은 것은?

<보기>



① $\tau_{max}=\frac{\sqrt{3}F}{2A}$ 및 $\theta=30^\circ$

② $\tau_{max}=\frac{F}{2A}$ 및 $\theta=30^\circ$

③ $\tau_{max}=\frac{\sqrt{2}F}{2A}$ 및 $\theta=45^\circ$

④ $\tau_{max}=\frac{F}{2A}$ 및 $\theta=45^\circ$

정답 4번

간단한 해설

경사면의 전단응력은 $\tau=\frac{F}{2A}\sin 2\theta$이므로, $\sin 2\theta=1$일 때 최대가 된다. 따라서 최대전단응력은 $\frac{F}{2A}$, 그때의 각도는 45°이다.

NoteBase

계산 과정

경사면의 면적: 그림의 $a-a'$ 단면은 하중 방향에 수직이고 면적은 A이다. 경사면의 면적을 A_θ라 하면, 이 면을 하중 방향에 수직인 평면에 투영한 면적이 A이므로 $A = A_\theta \cos\theta$이다. 따라서 $A_\theta = \frac{A}{\cos\theta}$이며, 응력을 구할 때는 **경사면의 실제 면적**으로 나누어야 한다.

경사면에 평행한 힘: 전단응력은 면에 평행하게 작용하는 힘을 그 면적으로 나눈 값이다. 경사면의 법선 n은 하중 방향과 θ의 각을 이루므로, 인장하중 F의 경사면에 평행한 성분은 $F_t = F\sin\theta$이다.

전단응력: 평행한 힘을 경사면의 면적으로 나누면 $\tau = \frac{F\sin\theta}{A/\cos\theta}$이다. 이를 정리하면 $\tau = \frac{F}{A}\sin\theta\cos\theta$이고, 배각공식에 따라 $\tau = \frac{F}{2A}\sin 2\theta$가 된다. 여기서 $\frac{F}{A}$는 하중에 수직인 단면의 인장응력이며, F를 N, A를 m^2로 넣으면 응력 단위는 Pa이다.

최대값과 각도: $\sin 2\theta$의 최대값은 1이며, $2\theta = 90^\circ$, 즉 $\theta = 45^\circ$에서 성립한다. 이때 $\tau_{max} = \frac{F}{2A}$로, **인장응력의 절반**이다. 이 최대전단응력과 각도의 짝은 ④에 해당한다.

NoteBase

문 2. 압착기(presser), 바이스(vise) 등과 같이 하중의 작용 방향이 항상 같은 경우에 사용되는 나사의 종류는?

① 톱니 나사(buttless screw thread)

② 사각 나사(square thread)

③ 사다리꼴 나사(trapezoidal screw thread)

④ 둥근 나사(round thread)

정답 1번

간단한 해설

톱니 나사는 양쪽 면의 기울기가 다른 비대칭 나사로, 한쪽 면이 축 방향 하중을 주로 지지한다. 따라서 압착기·바이스처럼 **하중이 항상 같은 방향으로 작용**하는 경우에 적합하다.

공통 해설

톱니 나사는 나사산의 한쪽 면이 나사축에 거의 수직이고 반대쪽 면은 기울어진 **비대칭 단면**을 갖는다. 축에 거의 수직인 면이 하중을 받으면 힘을 반지름 방향으로 벌어지게 하는 성분이 작아, 한 방향의 큰 축 하중을 지지하기에 유리하다. 압착기나 바이스처럼 주된 하중의 작용 방향이 일정한 경우에 이 하중 지지면을 이용한다. 여기서 일정한 것은 나사의 회전 방향이 아니라 **축 방향 하중의 작용 방향**이다.

사각 나사·사다리꼴 나사·둥근 나사는 기본 나사산 단면이 대칭이다. 이들도 축 하중을 전달할 수 있지만, 한쪽 면을 주된 하중 지지면으로 삼는 비대칭 형상이 특징인 나사는 톱니 나사이다. 따라서 문제의 '하중의 작용 방향이 항상 같은 경우'는 톱니 나사의 용도와 연결된다.

NoteBase

문 3. 토크가 60,000$kg_f \cdot mm$인 지름 60mm의 축에 장착한 성크키(sunk key)의 폭이 10mm, 길이가 50mm일 때, 키에 발생하는 전단응력[kg_f/mm^2]은?

① 3

② 4

③ 5

④ 6

정답 2번

간단한 해설

키에 전달되는 접선력은 토크를 축의 반지름으로 나눈 값이며, 키의 **전단면적은 폭 × 길이**이다. 접선력 2,000 kgf를 전단면적 500 mm^2로 나누면 전단응력은 4 kgf/mm^2이다.

계산 과정

주어진 값은 토크 $T = 60{,}000 kg_f \cdot mm$, 축 지름 d = 60 mm, 키의 폭 b = 10 mm, 길이 l = 50 mm이다. 키의 전단면에 하중이 균일하게 분포한다고 보아 평균 전단응력을 구한다.

1. 키에 전달되는 접선력: 축 표면에서 힘의 모멘트팔은 **축의 반지름**이다. 따라서 $T = F \cdot \frac{d}{2}$이고, 접선력은 $F = \frac{2T}{d}$이다. 수치를 대입하면 $F = \frac{2 \times 60{,}000}{60} = 2{,}000 kg_f$이다. 이는 키가 회전력을 전달하면서 받는 접선방향의 힘이다.

2. 키의 전단면적: 키는 폭과 길이로 이루어진 면을 따라 전단되므로 **전단면적은 폭과 길이의 곱**이다. 따라서 $A = bl$이며, A = 10 × 50 = 500 mm^2이다.

3. 전단응력: 평균 전단응력은 접선력을 전단면적으로 나눈 값이므로 $\tau = \frac{F}{A}$이다. 따라서 $\tau = \frac{2{,}000}{500} = 4 kg_f/mm^2$이다.

계산한 전단응력은 4 kgf/mm^2로, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 4. 400rpm으로 2.0kW를 전달하고 있는 축에 발생하는 비틀림모멘트[$kg_f \cdot mm$]는?

① 48,700

② 4,870

③ 487

④ 48.7

정답 2번

간단한 해설

회전하는 축의 전달동력은 비틀림모멘트와 각속도의 곱인 $P = T\omega$이다. 400 rpm을 각속도로 바꾸어 모멘트를 구한 뒤 **kgf·mm 단위로 환산**하면 약 4,870 kgf·mm이다.

계산 과정

회전수의 환산: 전달동력 P는 2.0 kW = 2,000 W이고, 회전수 n은 400 rpm이다. rpm은 1분당 회전수이므로 **초당 회전각**으로 바꾸어야 한다. 한 바퀴가 2π rad이므로 각속도는 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$이며, $\omega = \frac{2\pi \cdot 400}{60} \approx 41.89 \text{rad/s}$이다.

비틀림모멘트의 계산: 축이 회전각만큼 돌 때 전달하는 일은 모멘트와 회전각의 곱이므로, 단위 시간당 전달하는 동력은 $P = T\omega$이다. 따라서 비틀림모멘트 T는 $T = \frac{P}{\omega}$로 구한다. 수치를 대입하면 $T = \frac{2,000}{41.89} \approx 47.75 \text{N} \cdot \text{m}$이다.

요구 단위로 환산: 1 kgf ≈ 9.8 N이고 1 m = 1,000 mm이므로, N·m를 kgf·mm로 바꾸려면 **9.8로 나누고 1,000을 곱한다**. 따라서 $T \approx \frac{47.75}{9.8} \cdot 1,000 \approx 4,870 \text{kgf} \cdot \text{mm}$이다. 이는 ②의 4,870에 해당한다.

NoteBase

문 5. 내압을 받는 내경 1,200mm의 보일러 용기를 두께 12mm 강판을 사용하여 리벳이음으로 설계하고자 한다. 강판의 허용인장응력이 $10\text{kg}_f/\text{mm}^2$, 리벳이음의 효율이 0.5일 때 보일러 용기의 최대 설계내압[N/m^2]은? (단, 판의 부식 등 주어지지 않은 조건은 고려하지 않으며, 중력가속도는 9.8m/s^2이다.)

① 19.6×10^5

② 19.6×10^6

③ 9.8×10^5

④ 9.8×10^6

정답 3번

간단한 해설

리벳이음의 효율을 반영하면 용기가 견딜 수 있는 원주방향 인장력은 강판만 있을 때의 **0.5배**가 된다. 얇은 원통의 내압 관계식에 이를 적용하면 최대 설계내압은 $9.8 \times 10^5\text{N/m}^2$이다.

계산 과정

조건: 내경 D = 1,200 mm, 판 두께 t = 12 mm, 리벳이음 효율 $\eta = 0.5$이다. 두께가 내경에 비해 충분히 작으므로 얇은 원통으로 계산하며, 문제에서 제외한 부식 여유는 더하지 않는다.

내압 관계식: 내압 p는 원통을 길이방향으로 갈라지게 하는 원주방향 인장응력을 발생시킨다. 길이 L인 원통을 축을 지나는 면으로 나누면 내압에 의한 분리력은 pDL이고, 양쪽 벽의 인장 저항력은 $2tL\sigma_a\eta$이다. 여기서 σ_a는 강판의 허용인장응력이며, **이음 효율은 인장 저항력을 감소시키는 계수**이다. 두 힘이 같아지는 한계에서 $p = \frac{2t\sigma_a\eta}{D}$이다.

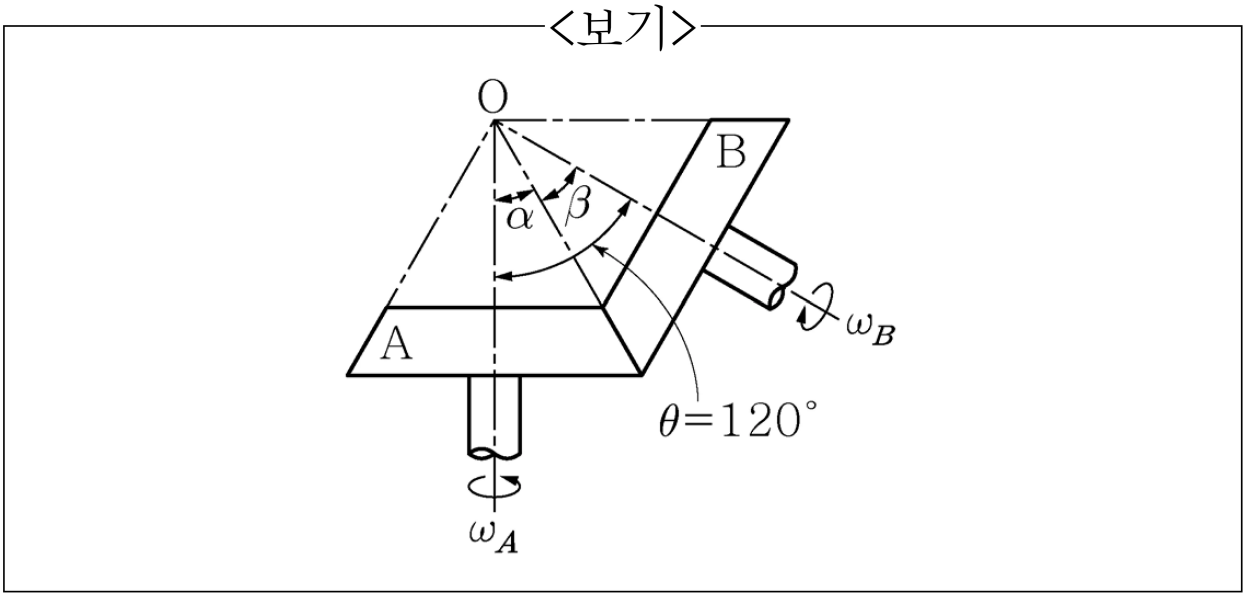
응력 단위 변환: 주어진 중력가속도를 적용하면 1 kgf = 9.8 N이다. 따라서 강판의 허용인장응력 10 kgf/mm^2는 98 N/mm^2이고, 효율을 반영한 유효 허용응력은 $98 \times 0.5 = 49\ \text{N/mm}^2$이다.

최대 내압 계산: 길이는 모두 mm, 응력은 N/mm^2로 통일하여 대입한다. $p = \frac{2\cdot12\cdot49}{1200} = 0.98\text{N/mm}^2$이다. **면적 단위의 환산**에서 $1\text{N/mm}^2 = 10^6\text{N/m}^2$이므로, 최대 설계내압은 $9.8 \times 10^5\text{N/m}^2$이며 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 6. <보기>와 같이 원추마찰차 A, B가 두 축의 사이각 θ=120°로 외접하여 회전하고 있다. 회전비 i$\left(=\frac{\omega_B}{\omega_A}\right)$가 2일 때 <보기>에서 α와 β의 값으로 옳은 것은?

<보기>



① α=60°, β=60°

② α=30°, β=90°

③ α=45°, β=75°

④ α=90°, β=30°

정답 4번

간단한 해설

미끄럼 없이 접촉하는 두 마찰차는 **접촉점의 원주속도가 같으므로** 회전비가 $i=\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}=2$이다. 이 관계와 $\alpha+\beta=120°$를 함께 적용하면 α = 90°, β = 30°가 된다.

NoteBase

계산 과정

각도의 관계: 그림에서 α는 A축과 공통 접촉선 사이의 각이고, β는 그 접촉선과 B축 사이의 각이다. 두 각을 합하면 두 축의 사이각이므로 $\alpha + \beta = 120°$이다.

회전비의 관계: **접촉면에서 미끄럼이 없다고 보고** 각속도의 크기를 사용한다. 접촉점에서 각 축까지의 수직거리를 각각 r_A, r_B라 하면 원주속도가 같으므로 $\omega_A r_A = \omega_B r_B$이다. 꼭짓점 O에서 같은 접촉점까지의 거리를 L이라 하면 $r_A = L\sin\alpha$, $r_B = L\sin\beta$이다. 따라서 $i = \frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{r_A}{r_B}$이고, 공통 길이 L이 약분되어 $\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = 2$가 된다. 이는 B의 각속도가 A의 2배인 대신 접촉점의 회전반지름은 절반이라는 뜻이다.

β 계산: $\alpha = 120° - \beta$를 회전비 식에 대입하면 $\sin(120° - \beta) = 2\sin\beta$이다. 사인 차각공식을 적용하면 $\frac{\sqrt{3}}{2}\cos\beta + \frac{1}{2}\sin\beta = 2\sin\beta$이다. 이를 정리하면 $\sqrt{3}\cos\beta = 3\sin\beta$, 즉 $\tan\beta = \frac{1}{\sqrt{3}}$이므로 그림의 원추각 범위에서 β = 30°이다.

α 계산 및 선지 대응: $\alpha = 120° - 30° = 90°$이다. 따라서 α = 90°, β = 30°로, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 7. 기어의 치형곡선 중 사이클로이드 치형과 인벌류트 치형을 비교한 설명으로 가장 옳은 것은?

① 사이클로이드 치형은 2개의 치형곡선으로 구성된다.

② 사이클로이드 치형은 추력이 크다.

③ 인벌류트 치형은 굽힘강도가 약하다.

④ 인벌류트 치형은 중심거리의 정확성을 요구한다.

정답 1번

간단한 해설

사이클로이드 치형은 피치원 바깥쪽의 **외전사이클로이드**와 안쪽의 **내전사이클로이드**를 이어 구성한다. 두 부분을 서로 다른 곡선으로 만든다는 점이 인벌류트 치형과의 차이이다.

선지별 해설

① O: 사이클로이드 치형의 이끝 쪽은 구름원이 피치원 바깥을 구를 때 생기는 외전사이클로이드이고, 이뿌리 쪽은 피치원 안쪽을 구를 때 생기는 내전사이클로이드이다. 따라서 **서로 다른 두 치형곡선**으로 구성된다.

② X: 사이클로이드 치형은 일반적인 치형 비교에서 **추력이 작은 편**으로 분류하며, 시계나 계측기처럼 작은 하중을 정밀하게 전달하는 기구에 이용한다. 따라서 선지의 '추력이 크다'는 '추력이 작다'로 고친다.

③ X: 인벌류트 치형을 굽힘강도가 약한 치형으로 설명하는 것은 부적절하다. 인벌류트 기어는 튼튼한 이뿌리로 굽힘 하중을 지지하며 동력전달에 널리 사용된다. 실제 굽힘강도는 **이뿌리 두께와 형상, 모듈, 재료 등**의 영향을 받으므로, 치형의 이름만으로 강도가 약하다고 단정할 수 없다.

④ X: 인벌류트 치형은 맞물림이 유지되는 범위에서 **중심거리가 조금 달라져도 속도비가 일정**하다. 접촉점의 공통법선이 두 기초원의 공통접선으로 유지되기 때문이다. 중심거리를 정확히 유지해야 일정한 속도비를 얻을 수 있는 것은 사이클로이드 치형이다.

NoteBase

문 8. 밴드 브레이크에서 긴장측 장력이 480kg_f이고, 밴드 두께가 2mm, 밴드 폭이 12mm, 길이가 100mm일 때 생기는 인장응력[kg_f/mm^2]은?

① 2.4

② 2

③ 24

④ 20

정답 4번

간단한 해설

인장응력은 장력을 **밴드의 단면적(폭 × 두께)**으로 나눈 값이다. 단면적이 24 mm^2이므로 인장응력은 $20\text{kg}_f/\text{mm}^2$이다.

계산 과정

인장응력은 인장력이 작용하는 단면의 단위 면적당 힘이다. 밴드의 장력을 T, 단면적을 A라 하면 평균 인장응력은 $\sigma = \frac{T}{A}$로 구한다. 긴장측 장력은 480 kgf이고, 폭과 두께가 모두 mm로 주어졌으므로 단면적을 mm^2로 구하면 요구한 응력 단위를 얻는다.

밴드는 직사각형 단면이므로 **장력 방향에 수직인 단면적**은 폭과 두께의 곱이다. 따라서 $A = 12 \cdot 2 = 24\text{mm}^2$이다. 길이 100 mm는 단면적에 포함하지 않는다.

장력을 단면적으로 나누면 $\sigma = \frac{480}{24} = 20\text{kg}_f/\text{mm}^2$이다. 이는 밴드 단면 1 mm^2당 20 kgf의 인장력이 작용한다는 뜻이며, 선지 ④의 20에 해당한다.

NoteBase

문 9. 판의 폭이 60mm이고, 두께가 10mm, 스팬이 600mm인 양단 지지형 겹판스프링이 있다. 중앙집중하중 $1,200\text{kg}_f$를 지지하려면 몇 장의 판이 필요한가? (단, 재료의 허용응력은 $30\text{kg}_f/\text{mm}^2$이며 판 사이의 마찰 및 죔폭은 고려하지 않는다.)

① 3장

② 4장

③ 5장

④ 6장

정답 4번

간단한 해설

양단 지지형 겹판스프링은 중앙에서 굽힘모멘트가 최대이며, 판수가 늘수록 각 판의 굽힘응력이 작아진다. 허용응력 조건 $\sigma = \frac{3WL}{2nbt^2} \le \sigma_a$를 적용하면 **최소 6장**이 필요하다.

계산 과정

조건 정리: 중앙집중하중 W = 1,200 kgf, 스팬 L = 600 mm, 판의 폭 b = 60 mm, 두께 t = 10 mm이며, 허용응력은 $\sigma_a = 30\text{kg}_f/\text{mm}^2$이다. 필요한 판수를 n이라 한다. 죔폭을 고려하지 않으므로 주어진 스팬 600 mm를 그대로 사용한다. 하중과 허용응력에 모두 kgf가 쓰였으므로 N으로 환산할 필요가 없다.

최대 굽힘모멘트: 중앙집중하중을 받는 양단 지지형이므로 양쪽 지점이 하중을 절반씩 지지한다. 따라서 **중앙에서 최대**가 되는 굽힘모멘트는 $M_{\max} = \frac{WL}{4}$이며, 그 값은 $180{,}000\text{kg}_f \cdot \text{mm}$이다.

굽힘응력: 판 한 장의 단면계수는 $\frac{bt^2}{6}$이다. 판 사이의 마찰을 무시하므로 **각 판의 단면계수를 합하여** 전체 단면계수를 $Z = \frac{nbt^2}{6}$으로 계산한다. 이에 따라 최대 굽힘응력은 $\sigma = \frac{M_{\max}}{Z} = \frac{3WL}{2nbt^2}$가 된다.

필요 판수 계산: 굽힘응력이 허용응력 이하여야 하므로 $n \ge \frac{3WL}{2bt^2\sigma_a}$이다. 주어진 값을 대입하면 $n \ge \frac{3 \cdot 1{,}200 \cdot 600}{2 \cdot 60 \cdot 10^2 \cdot 30} = 6$을 얻는다.

결과: 판수는 정수이며, **허용응력을 넘지 않는 최소 판수**는 6장이다. 이는 ④의 6장에 해당한다.

NoteBase

문 10. 1,600kg_f의 베어링 하중을 지지하고 회전속도 300rpm으로 회전하는 끝저널 베어링의 최소 지름[mm]과 폭[mm]은? (단, 허용베어링압력은 0.5kg_f/mm^2, 폭지름비 ℓ/d=2로 한다.)

① 베어링의 지름: 35, 폭: 70

② 베어링의 지름: 40, 폭: 80

③ 베어링의 지름: 45, 폭: 90

④ 베어링의 지름: 50, 폭: 100

정답 2번

간단한 해설

저널 베어링의 압력은 하중을 **지름 × 폭의 투영면적**으로 나누어 구한다. 허용압력과 폭지름비를 적용하면 최소 지름은 40 mm, 폭은 80 mm이다.

계산 과정

하중을 W, 베어링의 지름을 d, 폭을 ℓ이라 한다. 저널 베어링의 평균 베어링압력은 **하중 방향의 투영면적** $A = d\ell$을 기준으로 하므로 $p = \frac{W}{d\ell}$이다. 이 문제에서는 W = 1,600 kgf이고, p가 허용압력 0.5 kgf/mm^2 이하가 되어야 한다. 주어진 허용압력으로 치수를 정하므로 회전속도 300 rpm은 이 압력식에 직접 대입하지 않는다.

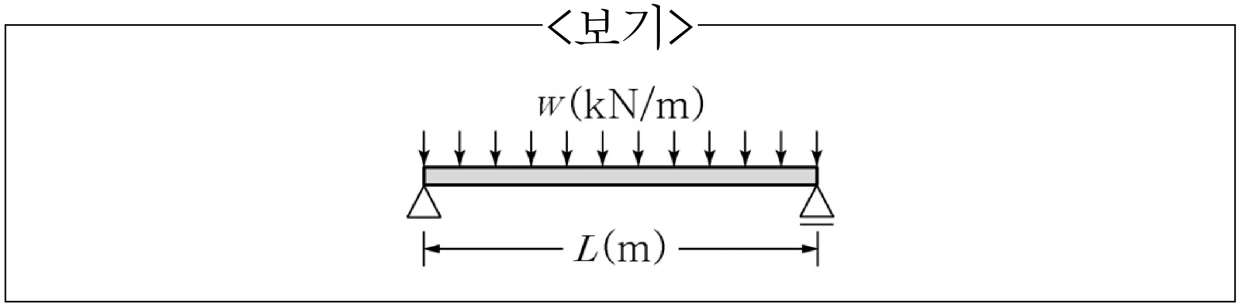
필요한 최소 투영면적은 $A_{\min} = \frac{1,600}{0.5} = 3,200 mm^2$이다. 즉, 지름과 폭의 곱이 3,200 mm^2 이상이어야 하중을 허용압력 이내에서 지지할 수 있다.

폭지름비가 $\frac{\ell}{d} = 2$이므로 $\ell = 2d$이다. 따라서 $d\ell = 2d^2 \geq 3,200$에서 $d^2 \geq 1,600$을 얻는다. **최소 치수에서는 등호가 성립**하므로 $d_{\min} = \sqrt{1,600} = 40mm$이고, 폭은 $\ell = 2 \cdot 40 = 80mm$이다. 지름 40 mm, 폭 80 mm는 ②에 해당한다.

NoteBase

문 11. <보기>와 같이 등분포하중을 받는 단순보가 있다. 이 보가 원형 단면일 때의 최대처짐량을 δ_A, 정사각형 단면일 때의 최대처짐량을 δ_B라 할 때 $\frac{\delta_A}{\delta_B}$의 값은? (단, 보의 재질 및 단면의 넓이는 두 경우 모두 동일하다.)

<보기>



① $\frac{\pi^2}{4}$
② $\frac{\pi}{4}$
③ $\frac{\pi^2}{3}$
④ $\frac{\pi}{3}$

정답 4번

간단한 해설

하중·길이·재질이 같으면 보의 최대처짐량은 **단면2차모멘트에 반비례**한다. 같은 단면적에서 원형과 정사각형의 단면2차모멘트를 구해 역비를 취하면 $\frac{\delta_A}{\delta_B} = \frac{\pi}{3}$이다.

계산 과정

처짐량의 관계: 그림은 길이 L인 단순보의 전 구간에 하중강도 w(kN/m)가 일정하게 작용하는 경우이다. 선형 탄성 보의 굽힘에서 최대처짐은 중앙에 생기며, 그 크기는 $\delta_{\max} = \frac{5wL^4}{384EI}$이다. 여기서 E는 재료의 탄성계수, I는 중립축에 대한 단면2차모멘트이다. 두 경우의 w, L, E가 같으므로 **처짐량의 비는 단면2차모멘트의 역비**인 $\frac{\delta_A}{\delta_B} = \frac{I_B}{I_A}$가 된다.

원형 단면: 공통 단면적을 S, 원의 지름을 d라 두면 $S = \frac{\pi d^2}{4}$이므로 $d^2 = \frac{4S}{\pi}$이다. 이를 원형 단면의 공식 $I_A = \frac{\pi d^4}{64}$에 대입하면 $I_A = \frac{S^2}{4\pi}$가 된다. 단면적 S로 나타내면 크기가 다른 두 형상을 같은 조건에서 비교할 수 있다.

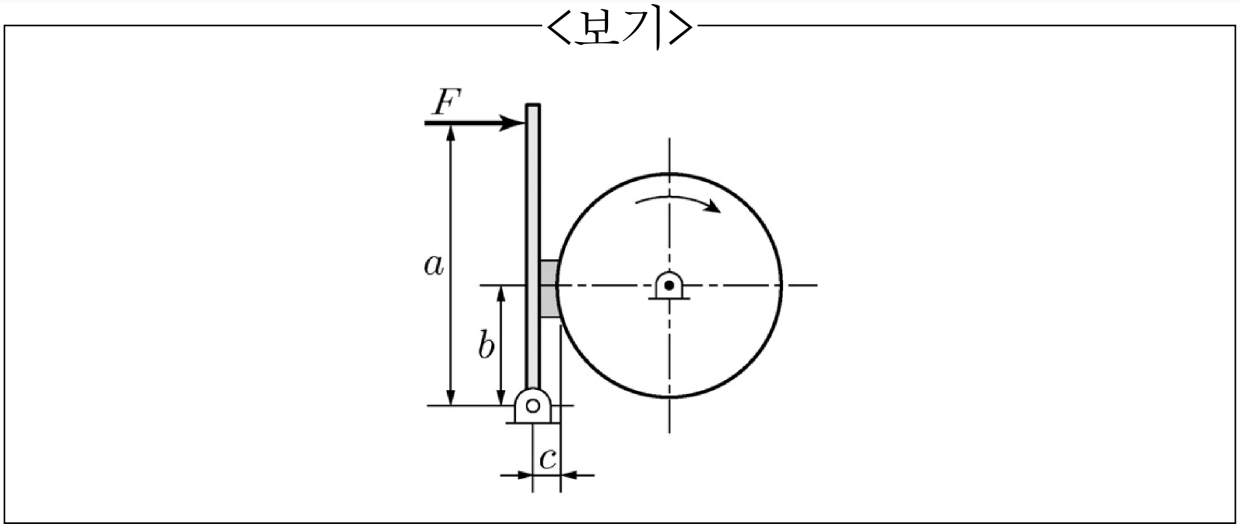
정사각형 단면: 한 변의 길이를 a라 두면 $S = a^2$이다. 직사각형의 단면2차모멘트 $I = \frac{bh^3}{12}$에서 폭 b와 높이 h를 모두 a로 놓으면 $I_B = \frac{a^4}{12} = \frac{S^2}{12}$가 된다.

처짐량의 비: $\frac{\delta_A}{\delta_B} = \frac{I_B}{I_A}$에 두 값을 대입하면 $\frac{\delta_A}{\delta_B} = \frac{S^2}{12} \cdot \frac{4\pi}{S^2} = \frac{\pi}{3}$이다. 같은 종류의 길이끼리 나눈 비이므로 단위는 없으며, 이 값은 ④에 해당한다.

NoteBase

문 12. <보기>와 같은 단식 블록 브레이크 (a=900mm, b=80mm, c=50mm, μ=0.2)가 있다. 레버 끝에 힘 $F = 15\text{kg}_f$를 가할 때의 제동토크[$\text{kg}_f \cdot \text{mm}$]는? (단, 드럼의 지름은 400mm이다.)

<보기>



① 4,000

② 5,000

③ 6,000

④ 7,000

정답 3번

간단한 해설

드럼이 시계 방향으로 회전하므로 블록에 작용하는 마찰력은 위쪽이며, 레버 지점에 대해 **수직항력과 같은 방향의 모멘트**를 만든다. 이 모멘트 평형에서 마찰력은 30 kg_f이고, 여기에 드럼 반지름 200 mm를 곱하면 제동토크는 6,000 $\text{kg}_f \cdot \text{mm}$이다.

NoteBase

계산 과정

1. 힘의 방향과 모멘트팔: 드럼은 시계 방향으로 회전하므로 왼쪽 접촉점의 드럼 표면은 위쪽으로 움직인다. 따라서 드럼이 블록에 가하는 마찰력은 위쪽이고, 수직항력 N은 왼쪽이다. 레버 아래 지점을 기준으로 입력 힘 F는 시계 방향, 수직항력과 마찰력은 모두 반시계 방향의 모멘트를 만든다. 각 모멘트팔은 입력 힘에 대해 a = 900 mm, 수직항력에 대해 b = 80 mm, 마찰력에 대해 c = 50 mm이다.

2. 수직항력: 접촉 마찰력의 크기는 μN이다. 레버 지점에 대한 모멘트 평형식은 $Fa = Nb + \mu Nc$이다. 마찰력도 입력 모멘트에 맞서므로 **분모에서 마찰력의 모멘트 항을 더한다**. 따라서 $N = \frac{Fa}{b + \mu c}$이고, 수치를 대입하면 $N = \frac{15 \cdot 900}{80 + 0.2 \cdot 50} = 150\text{kg}_f$이다. 이는 블록과 드럼 사이의 수직 접촉력이다.

3. 제동 마찰력: 드럼을 제동하는 접선 방향 힘의 크기를 Q라 하면 $Q = \mu N$이다. 따라서 $Q = 0.2 \cdot 150 = 30\text{kg}_f$이다. 드럼에 작용하는 마찰력은 블록에 작용하는 마찰력과 반대인 아래쪽이며, 드럼의 시계 방향 회전을 방해한다.

4. 제동토크: 드럼 중심에 대한 마찰력의 모멘트이므로 **마찰력에 드럼 반지름을 곱한다**. 지름 D = 400 mm이므로 $r = \frac{D}{2} = 200\text{mm}$이다. 따라서 $T = Qr = 30 \cdot 200 = 6{,}000\text{kg}_f \cdot \text{mm}$이며, 선택지 ③의 6,000과 일치한다.

NoteBase

문 13. 비틀림모멘트(T)와 굽힘모멘트(M)를 동시에 작용받는 중실축에서 상당굽힘모멘트(M_e)를 고려한 축의 지름(d)을 구하고자 한다. 이때 M_e와 d를 구하는 식으로 가장 옳은 것은?

① M_e: $\frac{1}{2}(T+\sqrt{M^2+T^2})$, d: $\sqrt[3]{\frac{32M_e}{\pi\sigma_a}}$
② M_e: $\frac{1}{2}(T+\sqrt{M^2+T^2})$, d: $\sqrt[3]{\frac{16M_e}{\pi\sigma_a}}$
③ M_e: $\frac{1}{2}(M+\sqrt{M^2+T^2})$, d: $\sqrt[3]{\frac{32M_e}{\pi\sigma_a}}$
④ M_e: $\frac{1}{2}(M+\sqrt{M^2+T^2})$, d: $\sqrt[3]{\frac{16M_e}{\pi\sigma_a}}$

정답 3번

간단한 해설

상당굽힘모멘트는 굽힘과 비틀림이 함께 만드는 **최대 수직응력과 같은 응력**을 내는 등가의 굽힘모멘트로, $M_e=\frac{1}{2}(M+\sqrt{M^2+T^2})$이다. 중실 원형축의 굽힘 단면계수는 $Z=\frac{\pi d^3}{32}$이므로, 지름은 $d=\sqrt[3]{\frac{32M_e}{\pi\sigma_a}}$로 구한다.

구성 요소별 해설

상당굽힘모멘트 M_e: 굽힘모멘트 M과 비틀림모멘트 T가 동시에 작용할 때의 최대 수직응력을, 굽힘만 작용하는 경우로 환산한 모멘트이다. 축 표면에서 굽힘응력은 $\sigma_b=\frac{32M}{\pi d^3}$, 비틀림 전단응력은 $\tau=\frac{16T}{\pi d^3}$이다. 두 응력이 함께 작용할 때 최대 수직응력은 $\sigma_{\max}=\frac{\sigma_b}{2}+\sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2+\tau^2}$ 이다. 이를 $\sigma_{\max}=\frac{32M_e}{\pi d^3}$와 같게 두면 $M_e=\frac{1}{2}(M+\sqrt{M^2+T^2})$를 얻는다. 따라서 **근호 밖에 더하는 항은 M**이다. 비틀림이 없는 $T=0$일 때 $M_e=M$이 되어 원래 굽힘모멘트로 돌아가는 것도 확인할 수 있다. 여기서 M과 T는 모멘트의 크기이다.

축의 지름 d: 중실 원형축의 굽힘 단면계수는 $Z=\frac{\pi d^3}{32}$이다. σ_a를 허용굽힘응력으로 두면, 강도 조건은 $\frac{M_e}{Z}\le\sigma_a$이다. 최소 필요 지름은 등호를 적용한 $\sigma_a=\frac{32M_e}{\pi d^3}$에서 구하므로 $d=\sqrt[3]{\frac{32M_e}{\pi\sigma_a}}$ 이다. 굽힘 단면계수를 사용하므로 **분자의 계수는 16이 아니라 32**이다. 모멘트를 N·mm, 응력을 N/mm^{2}로 넣으면 지름은 mm로 얻는다.

이 두 식을 함께 제시한 것은 ③이다. ①·②는 상당굽힘모멘트 식의 근호 밖 항이 다르고, ②·④는 지름 식의 계수가 다르다.

NoteBase

문 14. 피아노선으로 만든 코일 스프링에 하중 5kg_f가 작용할 때 처짐이 10mm가 되는 스프링의 유효권수는? (단, 소선의 지름은 6mm, 코일 평균지름은 60mm, 가로탄성계수는 $8.0 \times 10^3 \text{kg}_f/\text{mm}^2$이다.)

① 10회

② 11회

③ 12회

④ 13회

정답 3번

간단한 해설

코일 스프링의 처짐은 다른 조건이 같으면 **유효권수에 비례**한다. 처짐식 $\delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4}$에 주어진 값을 대입하면 유효권수는 12회이다.

계산 과정

하중 P = 5 kgf, 처짐 $\delta = 10\text{mm}$, 소선 지름 d = 6 mm, 코일 평균지름 D = 60 mm, 가로탄성계수 G = 8,000 kgf/mm^2이다. 구하려는 유효권수 n은 **하중에 의한 변형에 참여하는 코일의 수**이다.

탄성 범위에서 소선의 비틀림 변형을 주로 고려하는 코일 스프링의 기본 처짐식은 $\delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4}$이다. 같은 하중과 치수에서는 유효권수가 많을수록 변형에 참여하는 소선의 길이가 길어져 처짐이 커진다. 이 식을 유효권수에 대해 정리하면 $n = \frac{\delta G d^4}{8PD^3}$이다.

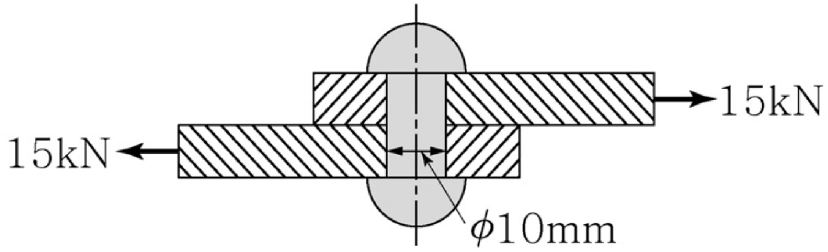
힘은 kgf, 길이는 mm로 통일되어 있으므로 주어진 값을 그대로 대입한다. $n = \frac{10 \cdot 8{,}000 \cdot 6^4}{8 \cdot 5 \cdot 60^3} = 12$이다.
유효권수는 코일의 개수이므로 길이나 힘의 단위가 붙지 않는다.

따라서 유효권수는 12회이며, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 15. <보기>에서 인장력 15kN이 작용할 때 지름 10mm인 리벳 단면에서 발생하는 전단응력[MPa]은? (단, π=3으로 계산한다.)

<보기>



① 200

② 250

③ 300

④ 350

정답 1번

간단한 해설

두 판의 접합면 한 곳에서 리벳이 전단되는 **단일 전단**이므로, 15 kN을 리벳 단면적 75 mm^2로 나누면 전단응력은 200 MPa이다.

계산 과정

전단면과 하중: 그림에서 두 판이 서로 반대 방향으로 당겨지므로, 리벳은 **두 판이 맞닿는 한 단면**에서 전단된다. 이 단면에 작용하는 전단력 F는 15 kN = 15,000 N이다. 양쪽의 15 kN은 서로 평형을 이루는 힘이므로 더해서 30 kN으로 계산하지 않는다.

리벳 단면적: 전단면은 지름 d = 10 mm인 원이다. 문제의 조건인 π = 3을 적용하면 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이므로, $A = \frac{3 \cdot 10^2}{4} = 75 mm^2$이다. 단일 전단이므로 이 면적을 한 번만 사용한다.

전단응력: 평균 전단응력은 **전단력을 전단면적으로 나눈 값**이므로 $\tau = \frac{F}{A}$이다. 따라서 $\tau = \frac{15{,}000}{75} = 200 N/mm^2$이다. 1 N/mm^2 = 1 MPa이므로 전단응력은 200 MPa이며, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 16. 원주속도 2m/s로 5kW의 동력을 전달하기 위해 필요한 마찰차(friction wheel)를 누르는 힘의 최솟값[kN]은? (단, 마찰계수는 0.25이다.)

① 1

② 4

③ 10

④ 40

정답 3번

간단한 해설

동력 전달에 필요한 원주방향 힘은 $F = \frac{P}{V}$로 구하며, 그 값은 2.5 kN이다. 이 힘을 마찰력으로 전달하려면 누르는 힘의 0.25배가 2.5 kN 이상이어야 하므로 **최소 누름힘은 10 kN**이다.

계산 과정

주어진 조건: 전달 동력 P = 5 kW = 5000 W, 원주속도 v = 2 m/s, 마찰계수 μ = 0.25이다. 구하려는 누름힘 N은 두 마찰차를 접촉면에 수직으로 누르는 힘이며, 동력을 전달하는 원주방향 힘 F와 구별한다.

원주방향 전달력: 동력은 힘과 그 힘 방향 속도의 곱이므로 $P = Fv$이다. 따라서 $F = \frac{5000}{2} = 2500\text{N}$, 즉 2.5 kN이다. 이는 접촉면에서 **마찰력이 전달해야 하는 힘**이다.

최소 누름힘: 누름힘이 N일 때 전달 가능한 최대 마찰력은 μN이다. 미끄러지지 않고 동력을 전달하려면 $F \le \mu N$이어야 하며, **최소 누름힘은 등호가 성립할 때** 얻어진다. 따라서 $N_{\min} = \frac{F}{\mu}$이고, $N_{\min} = \frac{2500}{0.25} = 10000\text{N}$이다. 10000 N = 10 kN이므로 ③의 10 kN에 해당한다.

NoteBase

문 17. 200mm의 중심거리를 가지고 외접하여 회전하는 표준기어 한 쌍의 잇수가 각각 60, 20일 경우 이 표준기어의 모듈은?

① 3

② 4

③ 5

④ 6

정답 3번

간단한 해설

외접하는 표준기어의 중심거리는 **두 피치원 반지름의 합**이다. 따라서 모듈은 $m = \frac{2 \cdot 200}{60 + 20}$으로 구하며, 그 값은 5 mm이다.

계산 과정

주어진 조건과 모듈: 중심거리 a는 200 mm이고, 두 기어의 잇수는 각각 $z_1 = 60$, $z_2 = 20$이다. 모듈 m은 피치원 지름을 잇수로 나눈 값이며, 맞물리는 두 기어는 같은 모듈을 사용한다. 따라서 피치원 지름은 각각 $d_1 = mz_1$, $d_2 = mz_2$이다.

중심거리 관계: 표준기어가 외접하면 두 피치원이 바깥에서 접하므로 중심거리는 **피치원 반지름의 합**이다. 따라서 $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$이며, 피치원 지름과 모듈의 관계를 대입하면 $a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$가 된다.

모듈 계산: 위 식을 모듈에 대해 정리하면 $m = \frac{2a}{z_1 + z_2}$이다. 주어진 값을 대입하면 $m = \frac{2 \cdot 200}{60 + 20} = 5\text{mm}$이다. 따라서 모듈은 5 mm이며, ③의 5에 해당한다.

NoteBase

문 18. 벨트장치에서 원동풀리의 지름 300mm, 종동풀리의 지름 500mm, 축간거리 1.5m인 벨트를 엇걸기할 때와 평행걸기할 때의 길이 차이를 계산한 값[mm]은?

① 50

② 100

③ 150

④ 200

정답 2번

간단한 해설

엇걸기와 평행걸기의 길이 근사식을 빼면 공통항이 소거되어, 길이 차이는 **두 풀리 지름의 곱을 축간거리로 나눈 값**이 된다. 축간거리 1.5 m를 1500 mm로 환산하여 계산하면 엇걸기 벨트가 약 100 mm 더 길다.

계산 과정

큰 풀리의 지름을 D = 500 mm, 작은 풀리의 지름을 d = 300 mm, 축간거리를 C = 1500 mm로 둔다. 벨트 두께와 신장 등을 무시하고, 축간거리가 풀리 반지름의 합·차에 비해 클 때 사용하는 표준 길이 근사식을 적용한다.

평행걸기: 벨트가 교차하지 않고 두 풀리를 잇는다. 길이는 $L_p \approx 2C + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$이다. 마지막 항은 풀리 지름의 차이에 따른 기하학적 보정항이다.

엇걸기: 벨트가 교차하므로 보정항에 **지름의 차 대신 지름의 합**이 들어간다. 길이는 $L_c \approx 2C + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D+d)^2}{4C}$이다.

길이 차이: 두 식에서 **공통항을 소거하고 보정항만 빼면** 된다. $\Delta L = L_c - L_p$로 두면 다음과 같다.
$\Delta L \approx \frac{(D+d)^2 - (D-d)^2}{4C}$
$\Delta L \approx \frac{4Dd}{4C} = \frac{Dd}{C}$

수치 대입: $\Delta L \approx \frac{500 \cdot 300}{1500} = 100\text{mm}$이다. 엇걸기 벨트가 평행걸기 벨트보다 약 100 mm 더 길며, 선택지 ②의 100에 해당한다.

NoteBase

문 19. 스프로켓 휠의 잇수 Z_1, Z_2, 축간거리 C, 체인의 피치 p일 때 롤러 체인의 길이를 구하는 식으로 가장 옳은 것은?

① $\left[\frac{Z_1+Z_2}{2}+\frac{2C}{p}+\frac{0.0257p}{C}(Z_1-Z_2)^2\right]p$
② $\left[\frac{Z_1+Z_2}{2}+\frac{p}{2C}+\frac{0.0257p}{C}(Z_1-Z_2)^2\right]p$
③ $\left[\frac{Z_1+Z_2}{2}+\frac{2C}{p}+\frac{0.0257p}{C}(Z_1-Z_2)^2\right]$
④ $\left[\frac{Z_1+Z_2}{2}+\frac{p}{2C}+\frac{0.0257p}{C}(Z_1-Z_2)^2\right]$

정답 1번

간단한 해설

체인의 두 직선 구간에 해당하는 피치 수는 $\frac{2C}{p}$이다. 전체 피치 수에 **피치 p를 곱해야 실제 길이**가 된다.

공통 해설

체인의 피치 p는 이웃한 롤러 중심 사이의 거리이다. 체인의 길이 L은 **피치 수 N에 피치를 곱한 값**이므로 $L = Np$이다. 축간거리 C와 피치 p는 같은 길이 단위로 나타낸다.

두 스프로켓을 연결하는 롤러 체인의 피치 수는 $N \approx \frac{Z_1+Z_2}{2}+\frac{2C}{p}+\delta$로 구한다. 여기서 문제에 제시된 보정항은 $\delta = \frac{0.0257p}{C}(Z_1-Z_2)^2$이다. 첫째 항은 두 스프로켓에 감기는 부분의 피치 수를 나타내고, 둘째 항은 두 직선 구간에 해당하는 피치 수를 나타낸다. 마지막 항은 두 스프로켓의 잇수가 달라 생기는 길이 차이를 보정하며, 잇수가 같으면 0이 된다.

따라서 축간거리에 해당하는 항은 **두 직선 구간의 길이를 피치로 나눈 값**인 $\frac{2C}{p}$이어야 한다. $\frac{p}{2C}$는 이를 뒤집은 값이므로 사용할 수 없다. 또한 위 세 항의 합은 길이 자체가 아닌 피치 수이므로, 합 전체에 p를 곱해야 한다. 즉, $\frac{2C}{p}$를 포함한 대괄호 전체에 p를 곱한 식이 롤러 체인의 길이를 나타낸다.

NoteBase

문 20. 연성재질의 부재에 주응력 $\sigma_1 = 40\text{MPa}$, $\sigma_2 = 0\text{MPa}$, $\sigma_3 = -40\text{MPa}$이 작용하고 있다. 재료의 항복강도는 $\sigma_Y = 120\sqrt{3}\text{MPa}$로 압축항복강도와 인장항복강도의 크기는 같다. Von Mises 이론에 따라 계산한 안전계수 S(safety factor)는?

① 3

② 2

③ $\sqrt{3}$

④ $\sqrt{2}$

정답 1번

간단한 해설

Von Mises 이론에서는 세 주응력의 차로 구한 **등가응력**을 항복강도와 비교한다. 등가응력은 $40\sqrt{3}\text{MPa}$이므로, 항복강도를 등가응력으로 나눈 **안전계수는 3**이다.

계산 과정

1. 항복 판단 기준: Von Mises 이론은 연성재료의 변형에너지 중 형상 변화에 해당하는 에너지를 기준으로 항복을 판단한다. 이를 응력으로 나타낸 값이 등가응력 σ_v이며, **등가응력이 항복강도에 도달하면 항복**한다. 주응력으로 계산할 때는 세 쌍의 주응력 차를 각각 제곱하여 더하고, 그 합을 2로 나눈 값의 제곱근을 취한다.

2. 등가응력 계산: 주어진 응력의 단위는 모두 MPa이다. 세 주응력 차는 $\sigma_1 - \sigma_2 = 40$, $\sigma_2 - \sigma_3 = 40$, $\sigma_3 - \sigma_1 = -80$이다. 압축응력은 **음의 부호를 유지하여 차를 계산**해야 한다. 따라서 $\sigma_v = \sqrt{\frac{40^2 + 40^2 + (-80)^2}{2}}\,\text{MPa}$이며, 이를 정리하면 $\sigma_v = \sqrt{4800}\,\text{MPa} = 40\sqrt{3}\,\text{MPa}$이다. 이 값은 주어진 다축 응력 상태를 항복 판단에 사용할 하나의 응력으로 환산한 것이다.

3. 안전계수 계산: 인장과 압축의 항복강도 크기가 같으므로 주어진 항복강도 $\sigma_Y = 120\sqrt{3}\text{MPa}$를 사용한다. 안전계수는 **항복강도를 현재의 등가응력으로 나눈 비**이므로 $S = \frac{\sigma_Y}{\sigma_v} = \frac{120\sqrt{3}}{40\sqrt{3}} = 3$이다. 분자와 분모의 응력 단위가 소거되어 안전계수는 무차원이며, 계산값 3은 ①에 해당한다.

NoteBase