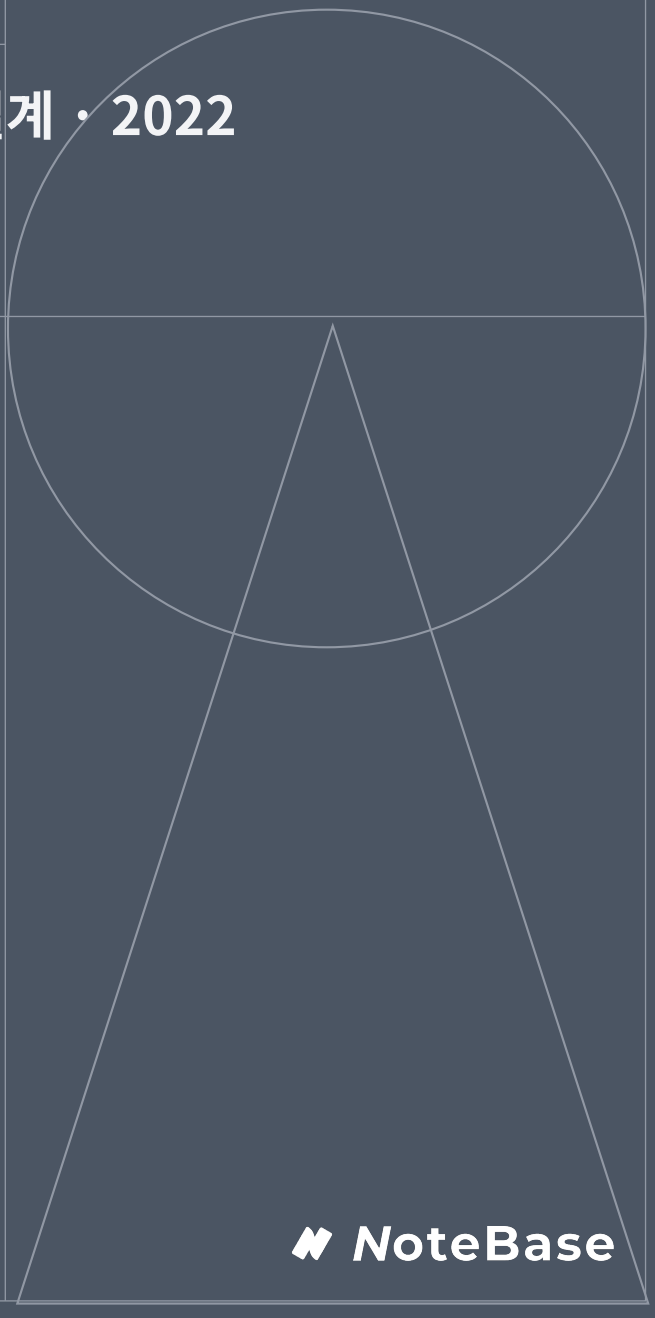
기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2022



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2022

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2022

문 1. 크리프(creep) 현상에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 크리프 곡선의 제1기 크리프에서는 변형률 속도가 증가한다.

② 크리프 곡선의 제2기 크리프에서는 변형률 속도가 거의 일정하게 나타난다.

③ 가스터빈, 제트엔진, 로켓 등 고온에 노출되는 부품은 크리프 특성이 중요시 된다.

④ 일정한 하중이 작용하는 경우 온도가 높아지면 파단에 이르는 시간이 짧아진다.

정답 1번

간단한 해설

제1기 크리프에서는 변형이 진행되면서 재료의 변형 저항이 커져 **변형률 속도가 감소한다**. 변형률 속도가 증가하는 것은 파단에 가까워지는 제3기 크리프의 특징이다.

선지별 해설

크리프는 일정한 하중이나 응력 아래에서 시간이 지남에 따라 영구 변형이 진행되는 현상이다. 변형률을 세로축, 시간을 가로축으로 한 크리프 곡선의 기울기가 변형률 속도를 뜻한다.

① X: 제1기 크리프에서는 변형에 따른 가공경화 효과가 회복에 따른 연화 효과보다 커서 **변형률 속도가 점차 감소한다**. 따라서 '증가한다'를 '감소한다'로 고쳐야 한다. 변형률 자체는 계속 증가하지만, 같은 시간 동안 증가하는 양이 줄어드는 것이다.

② O: 제2기 크리프는 정상 크리프 구간으로, 가공경화와 회복에 따른 연화 효과가 균형을 이루어 **변형률 속도가 거의 일정하다**. 따라서 변형률과 시간의 관계가 거의 직선으로 나타난다.

③ O: 크리프는 금속 부품의 고온 사용에서 특히 중요하다. 가스터빈, 제트엔진, 로켓 등의 고온에 노출되는 부품은 하중을 받는 동안 영구 변형이 누적될 수 있으므로, **크리프에 의한 변형과 파단**을 고려하여 재료와 사용 조건을 정해야 한다.

④ O: 같은 재료에 일정한 하중이 작용할 때 온도가 높아지면 원자의 확산 등 크리프 변형을 일으키는 과정이 활발해진다. 이에 따라 크리프 변형이 빨라져 **파단에 이르는 시간이 짧아진다**.

NoteBase

문 2. 평행하지도 교차하지도 않는 두 축 사이에 동력을 전달하기 위해 사용하는 기어는?

① 스퍼 기어

② 베벨 기어

③ 크라운 기어

④ 하이포이드 기어

정답 4번

간단한 해설

평행하지도 교차하지도 않는 두 축은 **엇갈린 축**이다. 하이포이드 기어는 두 축의 중심선이 만나지 않도록 오프셋을 둔 구조로, 이러한 축 사이에서 동력을 전달한다.

개념 구분

축의 배치는 축 중심선의 관계로 구분한다. 중심선이 평행하면 평행축, 한 점에서 만나면 교차축, 평행하지 않으면서 연장해도 만나지 않으면 엇갈린 축이다. 문제는 **엇갈린 축 사이의 동력 전달**에 쓰이는 기어를 묻는다.

① 스퍼 기어: 원통 둘레에 축 방향과 평행한 곧은 이가 형성된 기어이다. 기어끼리 맞물려 **평행한 두 축** 사이에서 동력을 전달하므로 문제의 조건과 다르다.

② 베벨 기어: 원뿔 모양의 피치면을 가지며, 두 축의 중심선이 **한 점에서 교차하는** 배치에 사용한다. 축이 평행하지 않더라도 중심선이 만나므로 엇갈린 축과 구별된다.

③ 크라운 기어: 베벨 기어의 피치원뿔각이 90°가 되어 **피치면이 평면이 된 특수한 형태**이다. 교차축용 기어에 해당하므로, 중심선이 서로 만나지 않는다는 문제의 조건에 맞지 않는다. 여기서 90°는 피치원뿔각을 뜻한다.

④ 하이포이드 기어: 두 축의 중심선 사이에 **오프셋이라는 거리를 둔** 기어이다. 두 축은 평행하지 않으면서도 교차하지 않으므로 엇갈린 축 사이에서 동력을 전달한다.

따라서 제시된 후보 중 문제의 축 배치에 해당하는 것은 ④ 하이포이드 기어이다.

NoteBase

문 3. 배관에서 조립 플랜지와 파이프를 이음하는 방식으로 옳지 않은 것은?

① 나사 플랜지

② 주조 플랜지

③ 리벳이음 플랜지

④ 용접이음 플랜지

정답 2번

간단한 해설

주조 플랜지는 파이프와 플랜지를 **처음부터 일체로 주조**한 것이다. 별도로 만든 플랜지를 파이프에 접합하는 조립 플랜지의 이음 방식에 해당하지 않는다.

개념 구분

조립 플랜지: 파이프와 플랜지를 **별도로 제작한 뒤 접합**하는 방식이다. 나사 플랜지는 파이프와 플랜지의 나사산을 맞물려 연결하고, 리벳이음 플랜지는 리벳으로 고정하며, 용접이음 플랜지는 접합부를 용접하여 연결한다. 세 방식 모두 따로 만든 두 부품을 결합한다는 공통점이 있다.

주조 플랜지: 이 문항에서는 파이프와 플랜지를 **하나의 몸체로 주조**하는 일체형을 뜻한다. 이미 만들어진 파이프에 별도 플랜지를 나사·리벳·용접으로 붙이는 방식과 구별되므로, 조립 플랜지와 파이프의 이음 방식에서 제외된다.

NoteBase

문 4. 상온에서 초기응력 없이 양단이 고정되어 있는 강관에 고온의 유체가 흐를 때 발생하는 현상 및 그 특징으로 옳지 않은 것은?

① 강관에 발생하는 길이 방향 하중은 압축력이다.

② 강관에 발생하는 길이 방향 응력은 온도변화에 비례한다.

③ 강관에 발생하는 길이 방향 하중은 종탄성계수에 비례한다.

④ 강관에 발생하는 길이 방향 응력은 관 길이의 제곱에 비례한다.

정답 4번

간단한 해설

양단이 고정된 강관의 열응력은 종탄성계수·선팽창계수·온도 상승량의 곱으로 결정되며, **관 길이와 무관하다**. 따라서 길이의 제곱에 비례한다는 설명은 잘못이다.

선지별 해설

탄성 범위에서 강관이 균일하게 가열되는 경우를 생각한다. 초기 길이를 L, 강관 재료의 단면적을 A, 종탄성계수를 E, 선팽창계수를 α, 상온에서부터 강관의 온도 상승량을 ΔT라 한다. 아래의 압축력 N과 압축응력 σ는 크기로 나타낸다.

① O: 온도가 상승하면 강관은 길어지려 하지만 **양단 고정으로 길이 변화가 억제**된다. 고정단이 강관을 안쪽으로 미는 반력을 가하므로 강관에는 길이 방향 압축력이 발생한다.

② O: 자유롭게 팽창할 때의 열변형률은 $\alpha\Delta T$이다. 양단이 고정되면 같은 크기의 압축 탄성변형률이 생겨 전체 길이 방향 변형률이 0이 되므로, $\sigma = E\alpha\Delta T$이다. 따라서 E와 α가 일정하면 응력은 **온도 상승량에 비례**한다.

③ O: 길이 방향 압축력은 응력에 강관 재료의 단면적을 곱한 $N = A\sigma = AE\alpha\Delta T$이다. 따라서 단면적·선팽창계수·온도 상승량이 같으면 압축력은 **종탄성계수에 비례**한다. 종탄성계수가 클수록 같은 열변형을 억제하는 데 더 큰 힘이 필요하다.

④ X: 자유 열팽창량은 $\alpha L\Delta T$, 압축력에 의한 탄성 수축량은 $\frac{NL}{AE}$이다. 양단 고정 조건에서 두 변형량이 상쇄되므로 $\alpha L\Delta T = \frac{NL}{AE}$이며, 양변의 L이 소거된다. 따라서 $\sigma = \frac{N}{A} = E\alpha\Delta T$로, 길이 방향 응력은 **관 길이의 제곱에 비례하지 않고 관 길이와 무관**하다.

NoteBase

문 5. 기준치수가 동일한 구멍과 축에서 구멍의 공차역이 H7일 때, 헐거운 끼워맞춤에 해당하는 축의 공차역은?

① g6

② js6

③ k6

④ m6

정답 1번

간단한 해설

H7 구멍의 최소치수는 기준치수와 같고, g6 축의 최대치수는 기준치수보다 작다. 따라서 H7/g6에서는 **가장 작은 구멍과 가장 큰 축 사이에도 틈새**가 남는다.

핵심 풀이

H7 구멍: H는 구멍의 아래 치수허용차가 0임을 뜻하므로, **구멍의 최소치수는 기준치수와 같다**. 헐거운 끼워맞춤인지를 판단할 때는 허용범위에서 가장 작은 구멍과 가장 큰 축을 비교하여 죔새가 생기는지 확인한다.

g6 축: g는 축의 위 치수허용차가 음수인 공차역이므로, 축의 최대치수도 기준치수보다 작다. 따라서 **축의 최대치수가 구멍의 최소치수보다 작아** 허용치수의 어떤 조합에서도 틈새가 남으며, H7/g6는 헐거운 끼워맞춤에 해당한다.

js6·k6·m6 축: 이들 공차역에는 기준치수보다 큰 축 치수가 포함된다. 따라서 H7 구멍과 조합할 때 구멍보다 축이 커져 죔새가 생길 수 있으므로, **항상 틈새가 보장되는 조합은 아니다**.

NoteBase

문 6. 다음 중 사이클로이드 치형의 특징이 아닌 것은?

① 압력각이 변화한다.

② 전위기어를 사용할 수 없다.

③ 언더컷이 발생하고 인벌류트 치형에 비해 소음이 크다.

④ 접촉면의 미끄럼률이 일정하며 치면의 마모가 균일하다.

정답 3번

간단한 해설

사이클로이드 치형은 **언더컷이 발생하지 않으며**, 올바르게 맞물릴 때 인벌류트 치형에 비해 **소음이 작다**. 따라서 '언더컷이 발생하고 소음이 크다'는 설명은 이 치형의 특징과 반대이다.

선지별 해설

① O: 압력각은 접촉점에서 힘이 전달되는 공통 법선과 피치원의 공통 접선이 이루는 각이다. 사이클로이드 치형은 접촉점이 이동하면서 공통 법선의 방향이 달라지므로 **압력각이 변화한다**. 피치점에서는 0이 되고, 피치점에서 멀어지면 커진다.

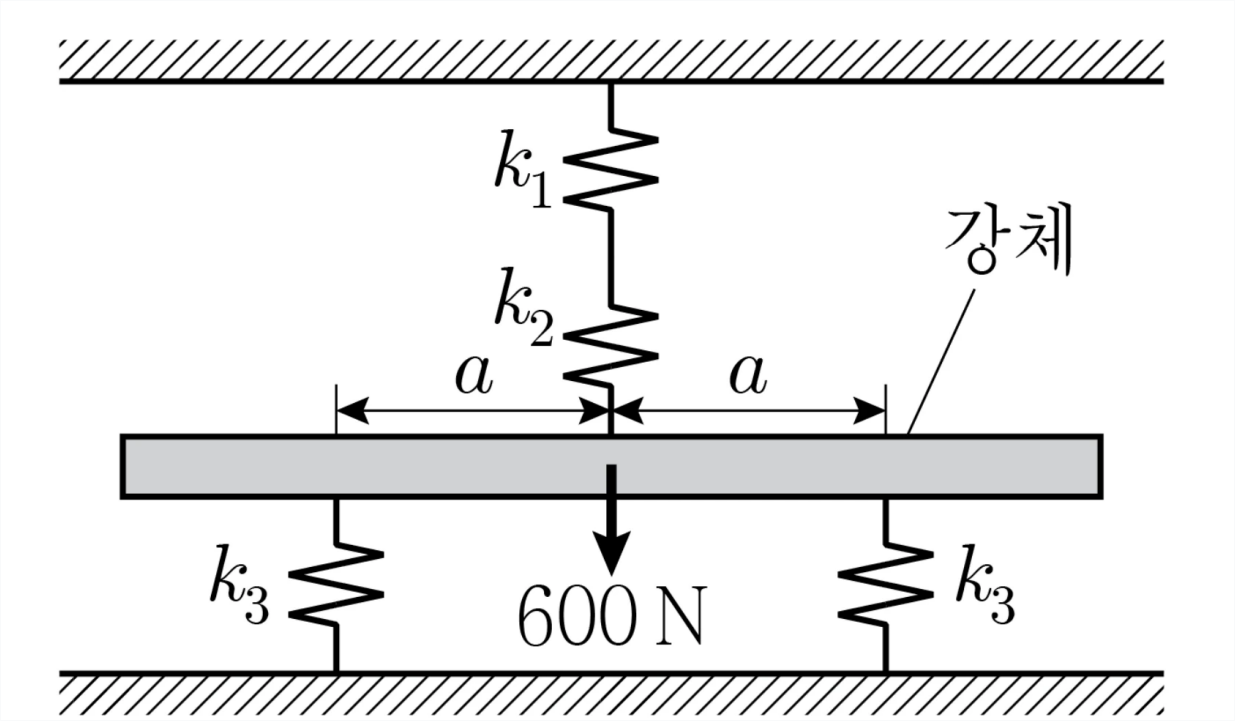
② O: 전위기어는 일반적으로 인벌류트 기어를 가공할 때 공구를 기준 위치에서 옮겨 만드는 기어이다. 인벌류트 치형은 중심거리가 달라져도 일정한 속도비를 유지하지만, 사이클로이드 치형은 **설계된 중심거리를 정확히 유지해야** 일정한 속도비로 맞물린다. 따라서 인벌류트 기어와 같은 방식의 전위기어를 사용할 수 없다.

③ X: 언더컷은 치형을 가공할 때 이뿌리 부분이 과도하게 깎이는 현상이다. 정상적으로 설계된 사이클로이드 치형은 인벌류트 소잇수 기어에서 문제가 되는 **언더컷이 발생하지 않는다**. 또한 올바르게 맞물리면 미끄럼이 적고 원활하게 운동을 전달하므로, 인벌류트 치형에 비해 **소음이 작다**고 고쳐야 한다.

④ O: 사이클로이드 치형은 접촉 위치에 따른 **미끄럼률이 일정하다**. 따라서 이끝이나 이뿌리의 특정 부위에 마모가 집중되기보다 치면이 균일하게 마모되기 쉽다. 이는 미끄럼률이 접촉 위치에 따라 달라지는 인벌류트 치형과 구별되는 특징이다.

NoteBase

문 7. 그림과 같이 4개의 스프링에 의해 지지되는 강체의 중앙에 600 N의 하중을 가하여 강체가 60 mm 내려갈 때, 스프링상수 k_3 [N/mm]의 값은? (단, 스프링상수 값은 $k_1 = 2k_3$, $k_2 = 4k_3$의 관계를 가지며, 스프링과 강체의 무게는 무시한다)



① 2

② 2.5

③ 3

④ 3.5

정답 3번

간단한 해설

위쪽 두 스프링은 **직렬**이고, 이들과 아래쪽 두 스프링은 강체의 변위에 대해 **병렬로 작용**한다. 하중과 변위로 구한 전체 스프링상수는 10 N/mm이므로, $k_3 = 3$ N/mm이다.

NoteBase

계산 과정

1. 강체의 변위: 아래쪽의 두 스프링은 중앙에서 같은 거리 a에 있고 스프링상수도 모두 k_3이다. 하중과 위쪽 스프링의 연결점도 중앙에 있으므로 강체는 기울어지지 않고 60 mm 내려간다. 따라서 아래쪽 각 스프링의 압축량과 위쪽 직렬 스프링 전체의 늘어난 길이는 모두 60 mm이다. 스프링과 강체의 무게는 무시하므로 스프링의 복원력 합이 600 N의 하중과 평형을 이룬다.

2. 위쪽 직렬 스프링: k_1과 k_2에는 **같은 힘이 작용하고 변형량은 더해진다**. 따라서 이 두 스프링의 등가 스프링상수를 k_s라 하면 $\frac{1}{k_s} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}$이다. 주어진 $k_1 = 2k_3$, $k_2 = 4k_3$를 대입하면 $\frac{1}{k_s} = \frac{3}{4k_3}$이므로 $k_s = \frac{4}{3}k_3$ 이다.

3. 전체 스프링상수: 위쪽 직렬 스프링과 아래쪽 두 스프링은 **같은 크기의 강체 변위에 대해 복원력이 더해진다**. 위쪽 스프링은 늘어나면서 강체를 위로 당기고, 아래쪽 스프링은 압축되면서 강체를 위로 민다. 따라서 전체 등가 스프링상수 K는 $K = k_s + 2k_3 = \frac{10}{3}k_3$이다.

4. 하중과 변위의 관계: 선형 스프링의 힘과 변위 관계 $F = K\delta$에 하중 F = 600 N, 변위 δ = 60 mm를 적용한다. 따라서 $K = \frac{600}{60} = 10$ N/mm이다. 이는 강체를 1 mm 내리는 데 필요한 하중이 10 N이라는 뜻이다.

5. 미지수 계산: $\frac{10}{3}k_3 = 10$이므로 $k_3 = \frac{3}{10} \cdot 10 = 3$ N/mm이다. 이 값은 ③의 3에 해당한다.

NoteBase

문 8. 지름 2 cm인 회전하는 중실축이 30 $kg_f \cdot$cm의 굽힘모멘트와 40 $kg_f \cdot$cm의 비틀림모멘트를 동시에 받고 있을 때, 발생하는 최대 굽힘응력[kg_f/cm^2]은? (단, $\pi = 3.2$이고, 최대 주응력 이론을 적용한다)

① 20

② 30

③ 40

④ 50

정답 4번

간단한 해설

굽힘 수직응력 37.5 kgf/cm^{2}와 비틀림 전단응력 25 kgf/cm^{2}를 **최대 주응력**으로 합성하면 50 kgf/cm^{2}가 된다. 두 응력은 작용 방향이 다르므로 크기를 단순히 더하지 않는다.

계산 과정

주어진 값은 축 지름 d = 2 cm, 굽힘모멘트 M = 30 kgf·cm, 비틀림모멘트 T = 40 kgf·cm, $\pi = 3.2$이다. 길이를 cm, 모멘트를 kgf·cm로 통일했으므로 응력은 kgf/cm^{2}로 계산된다. 문제의 최대 주응력 이론에 따라 굽힘과 비틀림이 함께 작용할 때의 최대 수직응력을 구한다.

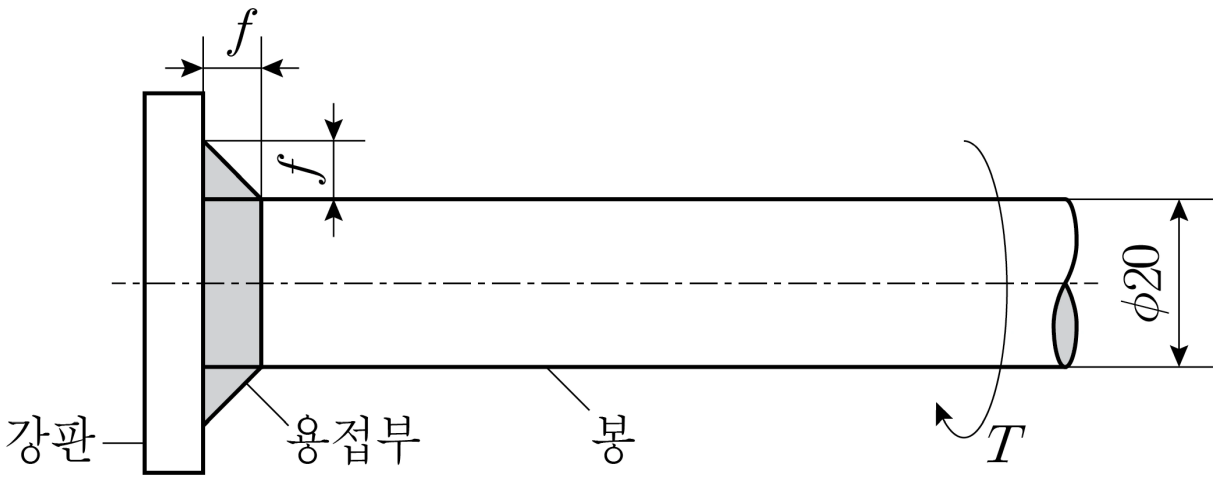
1. 굽힘 수직응력: 중실 원형 단면의 단면계수는 $Z = \frac{\pi d^3}{32}$이다. 굽힘응력은 중립축에서 멀수록 커지므로 **축 표면의 최대값**을 계산한다.
$\sigma_b = \frac{M}{Z} = \frac{32M}{\pi d^3}$
$\sigma_b = \frac{32 \cdot 30}{3.2 \cdot 2^3} = 37.5$ kgf/cm^{2}이다.

2. 비틀림 전단응력: 중실 원형 단면의 극단면계수는 $Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$이다. 비틀림에 의한 전단응력도 표면에서 최대가 되며, 굽힘응력이 최대인 표면 지점에 함께 작용한다.
$\tau = \frac{T}{Z_p} = \frac{16T}{\pi d^3}$
$\tau = \frac{16 \cdot 40}{3.2 \cdot 2^3} = 25$ kgf/cm^{2}이다.

3. 최대 주응력: 굽힘의 인장 쪽 표면에서는 축 방향 수직응력 σ_b와 전단응력 τ가 함께 작용하며, 이에 직각인 방향의 수직응력은 0이다. 이 평면응력 상태에서 **전단응력이 0이 되는 면의 수직응력**이 주응력이며, 큰 쪽은 다음과 같다.
$\sigma_{max} = \frac{\sigma_b}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau^2}$
$\sigma_{max} = 18.75 + \sqrt{18.75^2 + 25^2}$
따라서 최대 주응력은 18.75 + 31.25 = 50 kgf/cm^{2}이며, ④의 50과 일치한다.

NoteBase

문 9. 지름 20 mm인 봉을 강판에 필릿용접하고 토크 $T = 65{,}000\text{kg}_\text{f} \cdot \text{mm}$를 가할 때, 용접부에 발생하는 최대 전단응력[$\text{kg}_\text{f}/\text{mm}^2$]은? (단, $f = \frac{10}{\sqrt{2}}$ mm, $\pi = 3.2$이고, 봉의 무게는 무시한다)



① 6

② 9

③ 12

④ 15

정답 4번

간단한 해설

필릿의 목두께는 5 mm이며, 이를 반영한 **환형 목단면의 바깥쪽**에서 전단응력이 최대가 된다. 토크를 이 단면의 비틀림 저항에 적용하면 최대 전단응력은 15 kgf/mm^2이다.

NoteBase

계산 과정

목두께 산정: 그림의 f는 직각이등변삼각형인 필릿의 다리 길이이다. 하중을 지지하는 **목두께 a**는 용접 뿌리에서 빗면까지의 최단거리이므로, $a = \frac{f}{\sqrt{2}} = \frac{10}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{2}} = 5$ mm이다.

유효 단면 설정: 봉 둘레의 용접부를 목두께 a만큼의 두께를 갖는 환형 단면으로 모델링한다. 안지름은 봉 지름 d = 20 mm이고, 바깥지름은 $D = d + 2a = 20 + 2 \cdot 5 = 30$ mm이다. 봉의 무게를 무시하므로 주어진 토크에 의한 비틀림 전단응력을 계산한다.

극단면2차모멘트 계산: 환형 단면의 비틀림 저항을 나타내는 극단면2차모멘트는 $J_p = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$이다. 주어진 π = 3.2를 대입하면 $J_p = \frac{3.2}{32}(30^4 - 20^4) = 65{,}000\ \text{mm}^4$이다.

최대응력 위치: 원형 단면의 비틀림 전단응력은 $\tau = \frac{Tr}{J_p}$로, 중심축에서의 거리 r에 비례한다. 따라서 **환형 단면의 바깥 반지름**인 $r = \frac{D}{2} = 15$ mm에서 최대가 된다.

전단응력 계산: 토크 T = 65,000 kgf·mm를 대입하면 $\tau_{\max} = \frac{65{,}000 \cdot 15}{65{,}000} = 15\ \text{kgf/mm}^2$이다. 이 값은 ④의 15에 해당한다.

NoteBase

문 10. 지름 10 mm 리벳 20개로 강판에 1줄 겹치기 리벳이음을 한 후, 이 강판에 60 kN의 인장력을 가하였다. 이때 리벳 1개에 발생하는 전단응력[MPa]은? (단, π = 3이다)

① 30

② 40

③ 50

④ 60

정답 2번

간단한 해설

겹치기 리벳이음은 리벳 1개당 **전단면이 1개**이다. 하중을 20개가 균등하게 분담하므로, 리벳 1개당 하중 3,000 N을 전단면적 75 mm^2로 나누면 전단응력은 40 MPa이다.

계산 과정

1. 리벳 1개가 받는 하중: 전체 인장력 F = 60 kN = 60,000 N을 리벳 n = 20개가 균등하게 분담하는 것으로 계산한다. 리벳 1개에 작용하는 전단력은 $V = \frac{F}{n} = \frac{60{,}000}{20} = 3{,}000$ N이다.

2. 전단면적: 겹친 두 강판이 서로 미끄러지려 할 때 리벳은 두 강판의 접촉면에서 전단을 받으므로 **단전단**이다. 따라서 리벳 1개의 전단면적 A는 지름 d = 10 mm인 원의 단면적과 같다. $A = \frac{\pi d^2}{4}$에 주어진 π = 3을 적용하면 $A = \frac{3 \cdot 10^2}{4} = 75$ mm^2이다.

3. 전단응력: 평균 전단응력은 **전단력을 전단면적으로 나눈 값**이므로 $\tau = \frac{V}{A} = \frac{3{,}000}{75} = 40$ N/mm^2이다. 1 N/mm^2 = 1 MPa이므로 리벳 1개에 발생하는 전단응력은 40 MPa이다.

계산값 40 MPa는 ②의 40에 해당한다.

NoteBase

문 11. 폭, 높이, 길이가 각각 b, h, L인 평행키가 키홈 깊이 $\frac{h}{2}$인 축에 삽입되어 있다. 이때 키에 생기는 전단응력이 τ, 압축응력이 σ_c이고, $\sigma_c = 6\tau$라고 할 때, $\frac{h}{b}$는?

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

정답 2번

간단한 해설

전단응력은 폭과 길이로 이루어진 면적에, 압축응력은 **키 높이의 절반과 길이로 이루어진 접촉면적**에 작용한다. 같은 힘을 전달하므로 $\frac{\sigma_c}{\tau} = \frac{2b}{h} = 6$이며, 높이와 폭의 비는 $\frac{h}{b} = \frac{1}{3}$이다.

계산 과정

전단응력: 키가 전달하는 접선력을 F라 두면, 키가 축과 보스 사이에서 잘리려는 면의 면적은 bL이다. 평균 전단응력은 힘을 전단면적으로 나눈 값이므로 $\tau = \frac{F}{bL}$이다.

압축응력: 키홈 깊이가 $\frac{h}{2}$이므로 축의 키홈 측면과 키가 맞닿는 높이는 $\frac{h}{2}$이다. 따라서 **힘을 받는 측면의 접촉면적**은 $\frac{hL}{2}$이고, 평균 압축응력은 $\sigma_c = \frac{2F}{hL}$이다.

응력비: 전단면과 압축 접촉면은 **같은 접선력**을 전달하므로 두 응력의 비를 구하면 힘 F와 길이 L이 소거된다. 이에 따라 $\frac{\sigma_c}{\tau} = \frac{2b}{h}$이다.

높이와 폭의 비: 주어진 조건 $\sigma_c = 6\tau$를 적용하면 $\frac{2b}{h} = 6$이다. 이를 정리하면 $\frac{h}{b} = \frac{2}{6} = \frac{1}{3}$이며, 같은 길이 단위끼리의 비이므로 단위가 없다. 이 값은 ②의 $\frac{1}{3}$과 일치한다.

NoteBase

문 12. 평벨트 전동에서 벨트에 작용하는 긴장측 장력 900 N, 벨트의 허용인장응력 2 N/mm2, 두께 2 mm, 이음효율이 90%일 때, 벨트의 최소 폭[mm]은? (단, 벨트에 작용하는 원심력 및 굽힘응력은 무시한다)

① 125

② 250

③ 375

④ 500

정답 2번

간단한 해설

이음부의 허용장력은 벨트 단면적에 허용인장응력과 **이음효율 0.9**를 곱한 값이다. 이 값이 긴장측 장력 900 N 이상이어야 하므로 최소 폭은 250 mm이다.

계산 과정

벨트 폭을 b, 두께를 t, 허용인장응력을 σ_a, 이음효율을 η라 한다. 주어진 값은 긴장측 장력 900 N, $t = 2\text{mm}$, $\sigma_a = 2\text{N/mm}^2$, $\eta = 0.9$이다. 원심력과 굽힘응력을 무시하므로 긴장측 장력을 견디는 인장강도를 기준으로 폭을 구한다.

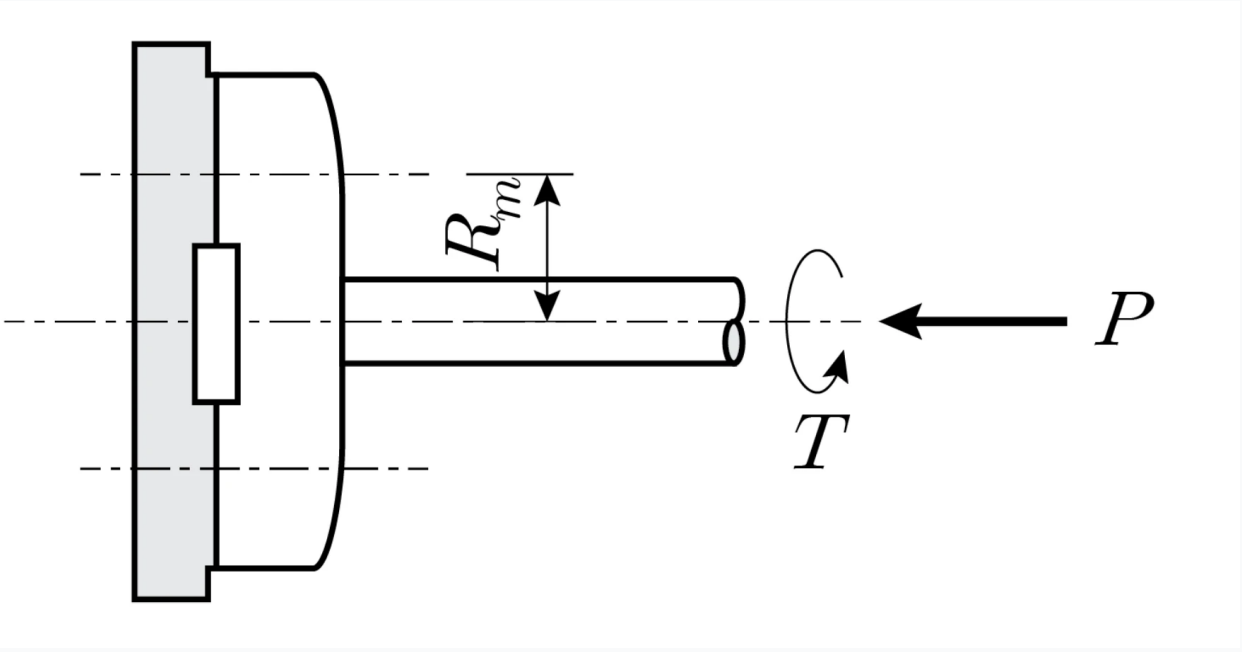
벨트의 단면적은 bt이고, 이음이 없는 벨트의 허용장력은 $\sigma_a bt$이다. 이음효율 90%는 **이음부가 견디는 장력이 이음이 없는 경우의 90%**라는 뜻이므로, 이음부의 허용장력은 $\eta\sigma_a bt$가 된다. 최소 폭에서는 이 허용장력이 긴장측 장력과 같아져 $900 = \eta\sigma_a bt$가 성립한다.

따라서 $b = \frac{900}{0.9 \cdot 2 \cdot 2} = 250\text{mm}$이다. 분모의 $0.9 \cdot 2 \cdot 2 = 3.6\text{N/mm}$는 **폭 1 mm당 견딜 수 있는 장력**이다. 긴장측 장력 900 N을 이 값으로 나누면 필요한 폭을 얻는다.

벨트의 최소 폭은 250 mm이며, 선택지 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 13. 단판 원판 브레이크를 이용하여 회전하는 축을 제동하려고 한다. 브레이크를 축방향으로 미는 하중 $P = 100\text{N}$, 원판 브레이크 접촉면의 평균 반지름 $R_m = 25\text{mm}$, 마찰계수 $\mu = 0.1$일 때, 제동할 수 있는 최대 토크 $T[\text{N} \cdot \text{mm}]$는? (단, 축방향 힘은 균일압력조건, 토크는 균일마모조건으로 한다)



① 125

② 200

③ 250

④ 500

정답 3번

간단한 해설

제동토크는 **마찰력과 평균 반지름의 곱**이다. 마찰력은 $0.1 \times 100 = 10\ \text{N}$이므로, 평균 반지름 25 mm에서 제동할 수 있는 최대 토크는 $250\ \text{N} \cdot \text{mm}$이다.

NoteBase

계산 과정

축방향 하중과 수직항력: 그림에서는 회전 원판을 고정면 쪽으로 밀어 접촉면의 마찰로 제동한다. 축방향 하중 P = 100 N은 접촉면에 수직으로 작용하므로, 접촉면 전체의 수직항력도 100 N이다. 균일압력조건은 접촉면에 압력이 일정하게 분포한다는 뜻이며, 이 압력을 접촉면 전체에 걸쳐 합한 힘이 P이다. 그림의 **마찰 접촉면은 하나**이므로 양면 마찰을 뜻하는 계수 2를 곱하지 않는다.

마찰력: 마찰계수는 $\mu = 0.1$이며, 최대 마찰력 F는 수직항력에 마찰계수를 곱하여 구한다. $F = \mu P$에 따라 F = $0.1 \times 100 = 10$ N이다. 이 10 N이 원판의 회전을 방해하는 접선방향 마찰력이다.

제동토크: 토크는 접선방향 힘에 회전축으로부터의 작용 반지름을 곱한 값이다. 문제의 균일마모조건에 따라 주어진 평균 반지름 $R_m = 25\text{mm}$를 사용하면 $T = FR_m = \mu PR_m$이다. 따라서 T = $10 \times 25 = 250$ N·mm이며, ③의 250에 해당한다. 요구 단위가 N·mm이므로 반지름은 mm 그대로 대입한다.

NoteBase

문 14. 축방향 하중 $P = 45\ \mathrm{kg_f}$를 지지하는 칼라(collar) 베어링에서 칼라의 안지름이 5 mm, 바깥지름이 10 mm이고, 칼라 베어링의 허용 압력이 $0.2\ \mathrm{kg_f/mm^2}$일 때, 필요한 칼라의 최소 개수는? (단, $\pi = 3$이다)

① 2

② 4

③ 6

④ 8

정답 2번

간단한 해설

칼라 한 개가 하중을 받는 면은 **안쪽 원을 뺀 고리 모양의 면**이며, 그 면적은 $56.25\ \mathrm{mm^2}$이다. 허용 압력에서 한 개가 지지할 수 있는 하중은 11.25 kgf이므로, 45 kgf을 지지하려면 최소 4개가 필요하다.

계산 과정

1. 칼라 한 개의 지지 면적: 바깥지름을 D = 10 mm, 안지름을 d = 5 mm라 하면, 축방향 하중을 받는 면적 A는 **바깥 원의 면적에서 안쪽 원의 면적을 뺀 값**이다. 지름으로 원의 면적을 구하므로 $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$를 쓴다. 주어진 π = 3을 대입하면 $A = \frac{3}{4}(10^2 - 5^2) = 56.25\ \mathrm{mm^2}$이다.

2. 칼라 한 개의 허용 하중: 압력은 하중을 지지 면적으로 나눈 값이므로, 허용 압력에 지지 면적을 곱하면 한 개가 지지할 수 있는 최대 하중이 된다. 허용 압력 $0.2\ \mathrm{kgf/mm^2}$를 적용하면 $0.2 \cdot 56.25 = 11.25\ \mathrm{kgf}$이다. 면적을 $\mathrm{mm^2}$로 구했으므로 별도의 단위 환산은 필요하지 않다.

3. 필요한 최소 개수: 각 칼라가 하중을 균등하게 분담한다고 보고, 개수를 n이라 하면 전체 허용 하중은 $11.25n$ kgf이다. 이것이 축방향 하중 45 kgf 이상이어야 하므로 $n \geq \frac{45}{11.25} = 4$이다. 따라서 필요한 칼라의 최소 개수는 4개이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 15. 내접원통마찰차에서 축간거리가 450 mm, 원동차의 회전속도가 300 rpm, 종동차의 회전속도가 100 rpm일 때, 원동차 지름 D_A [mm]와 종동차 지름 D_B [mm]는? (단, 마찰차 간 미끄럼은 없다고 가정한다)

① D_A: 450, D_B: 1,350

② D_A: 900, D_B: 2,700

③ D_A: 1,350, D_B: 450

④ D_A: 2,700, D_B: 900

정답 1번

간단한 해설

미끄럼이 없으면 두 마찰차의 **접촉점 원주속도가 같으므로** 회전속도가 느린 종동차의 지름은 원동차의 3배이다. 내접에서는 축간거리가 **두 반지름의 차**이므로 원동차 지름은 450 mm, 종동차 지름은 1,350 mm가 된다.

계산 과정

1. 회전속도에서 지름비 구하기: 원동차와 종동차의 회전속도를 각각 $n_A = 300\text{rpm}$, $n_B = 100\text{rpm}$이라 한다. 지름이 D인 마찰차는 한 바퀴에 원주 길이 πD만큼 움직이므로, 분당 원주 이동거리는 πDn이다. **미끄럼이 없으면 접촉점의 원주속도가 같아야 하므로** $\pi D_A n_A = \pi D_B n_B$이다. 따라서 $\frac{D_B}{D_A} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{300}{100} = 3$이며, 종동차의 지름은 원동차의 3배이다.

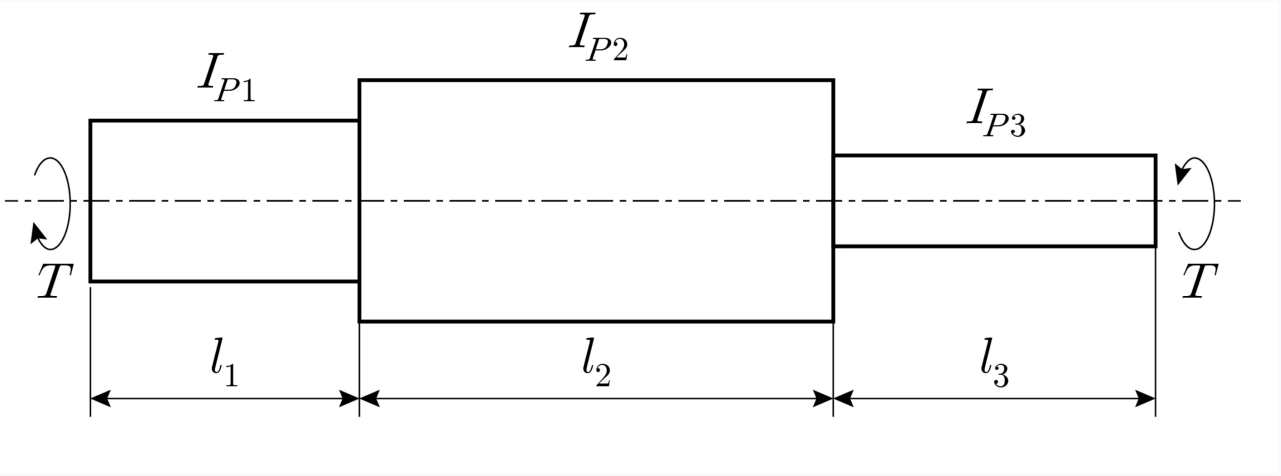
2. 축간거리 조건 세우기: 내접원통마찰차는 작은 차의 바깥면이 큰 차의 안쪽 면에 접한다. 따라서 두 축의 중심 사이 거리는 **큰 차의 반지름에서 작은 차의 반지름을 뺀 값**이다. 종동차가 더 크므로 축간거리 450 mm에 대해 $450 = \frac{D_B - D_A}{2}$가 성립하며, 두 지름의 차는 $D_B - D_A = 900\text{mm}$이다.

3. 두 지름 계산하기: $D_B = 3D_A$를 지름 차의 식에 대입하면 $3D_A - D_A = 900$이므로 $2D_A = 900$이다. 따라서 $D_A = 450\text{mm}$이고, $D_B = 3 \cdot 450 = 1{,}350\text{mm}$이다.

원동차 지름 450 mm와 종동차 지름 1,350 mm의 조합은 ①에 해당한다.

NoteBase

문 16. 길이가 각각 l_1, l_2, l_3이고 극관성모멘트가 각각 I_{P1}, I_{P2}, I_{P3}인 축들이 그림과 같이 연결되어 있다. 축의 양 끝단에 비틀림 모멘트 T가 작용할 때 전체 비틀림각을 구하는 식은? (단, 축 재료의 횡탄성계수는 G이고 극관성모멘트는 축 단면의 중심에서 계산한 값이다)



① $\frac{G}{T}\left(\frac{l_1}{I_{P1}}+\frac{l_2}{I_{P2}}+\frac{l_3}{I_{P3}}\right)$
② $\frac{T}{G}\left(\frac{I_{P1}}{l_1}+\frac{I_{P2}}{l_2}+\frac{I_{P3}}{l_3}\right)$
③ $\frac{G}{T}\left(\frac{I_{P1}}{l_1}+\frac{I_{P2}}{l_2}+\frac{I_{P3}}{l_3}\right)$
④ $\frac{T}{G}\left(\frac{l_1}{I_{P1}}+\frac{l_2}{I_{P2}}+\frac{l_3}{I_{P3}}\right)$

정답 4번

간단한 해설

직렬로 연결된 세 구간에는 **같은 비틀림 모멘트**가 전달되며, 전체 비틀림각은 각 구간의 비틀림각을 더한 값이다. 각 구간의 비틀림각은 길이에 비례하고 횡탄성계수와 극관성모멘트에 반비례한다.

NoteBase

핵심 풀이

그림의 세 구간은 한 축을 따라 직렬로 연결되어 있고, 중간에는 외부 비틀림 모멘트가 작용하지 않는다. 따라서 어느 구간을 잘라 평형을 생각해도 **내부 비틀림 모멘트의 크기는 모두** T이다. 세 구간이 모멘트를 나누어 부담하는 것이 아니다.

탄성 범위에서 단면이 일정한 각 구간의 비틀림각은 $\theta_i = \frac{Tl_i}{GI_{Pi}}$이다. 여기서 l_i는 구간 길이, I_{Pi}는 그 구간 단면의 극관성모멘트이며, 비틀림각의 단위는 rad이다. 길이가 길수록 변형이 누적되고, **비틀림에 저항하는 강성**인 GI_{Pi}가 클수록 덜 비틀린다.

전체 비틀림각은 양 끝 단면 사이의 상대 회전각이므로, 연속된 세 구간의 상대 회전각을 더한다. 따라서 $\theta = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3$이며, 공통 인자를 묶으면 $\theta = \frac{T}{G}\left(\frac{l_1}{I_{P1}} + \frac{l_2}{I_{P2}} + \frac{l_3}{I_{P3}}\right)$가 되어 ④의 식과 일치한다.

모멘트가 커지면 더 많이 비틀리므로 계수는 G/T가 아니라 T/G이다. 또한 괄호 안에는 **길이를 극관성모멘트로 나눈 값**이 들어가야 하므로, I_{Pi}/l_i를 더한 식과 구별한다.

NoteBase

문 17. 물체에 가해지는 힘 P와 속도 v가 주어졌을 때, 동력 H를 구하는 식으로 옳지 않은 것은? (단, $1\ \text{PS} = 75\ \text{kg}_f \cdot \text{m/s}$이고, 중력가속도는 $9.8\ \text{m/s}^2$이다)

① $H[\text{kW}] = \frac{P[\text{N}] \times v[\text{m/s}]}{1{,}000}$
② $H[\text{kW}] = \frac{P[\text{kg}_f] \times v[\text{mm/s}]}{9{,}800}$
③ $H[\text{PS}] = \frac{P[\text{N}] \times v[\text{m/s}]}{735}$
④ $H[\text{PS}] = \frac{P[\text{kg}_f] \times v[\text{mm/s}]}{75{,}000}$

정답 2번

간단한 해설

②는 **kgf와 mm/s의 단위 환산**을 잘못 적용했다. 힘을 kgf, 속도를 mm/s 단위로 넣어 동력을 kW로 구하려면 $H = \frac{9.8Pv}{1{,}000{,}000}$을 사용해야 한다.

선지별 해설

힘과 속도의 방향이 같을 때 동력은 힘과 속도의 곱이다. 각 선지의 P, v에는 표시된 단위로 나타낸 수치를 넣으므로, 동력의 단위에 맞게 환산해야 한다.

① O: 힘의 단위가 N이고 속도의 단위가 m/s이면 두 수치의 곱은 W 단위의 동력이다. **1 kW = 1,000 W**이므로 $H[\text{kW}] = \frac{Pv}{1{,}000}$이다.

② X: 주어진 중력가속도에서 1 kgf = 9.8 N이고, 1 mm/s = 0.001 m/s이다. 따라서 힘을 kgf, 속도를 mm/s로 넣은 수치의 곱에 9.8×0.001을 곱하면 W 단위의 동력이 된다. 이를 다시 1,000으로 나누어 kW로 바꾸므로 올바른 식은 $H[\text{kW}] = \frac{9.8Pv}{1{,}000{,}000}$이다. 즉, 분자를 Pv로 쓰려면 **분모는 9,800이 아니라 약 102,041**이어야 한다.

③ O: 주어진 조건에서 $1\ \text{PS} = 75\ \text{kg}_f \cdot \text{m/s}$이고, 1 kgf = 9.8 N이다. 따라서 **1 PS = 75 × 9.8 = 735 W**이다. 힘이 N, 속도가 m/s이면 Pv는 W 단위이므로 $H[\text{PS}] = \frac{Pv}{735}$이다.

④ O: 힘이 kgf, 속도가 mm/s이면 속도를 m/s로 바꾸기 위해 Pv를 1,000으로 나눈다. 이때의 동력 단위는 $\text{kg}_f \cdot \text{m/s}$이며, **1 PS에 해당하는 75로 한 번 더 나누어야 한다**. 따라서 $H[\text{PS}] = \frac{Pv}{1{,}000 \times 75} = \frac{Pv}{75{,}000}$이다.

NoteBase

문 18. 마찰각이 ρ, 리드각이 β, 유효지름이 d_m인 사각나사를 이용하여 축하중 Q인 물체를 들어올리기 위해 나사 유효지름의 원주에서 접선방향으로 가하는 회전력 $P_1 = Q\tan(\rho+\beta)$, 토크 $T_1 = Q\frac{d_m}{2}\tan(\rho+\beta)$이다. 동일한 사각나사를 이용하여 축하중 Q인 물체를 내리기 위해 나사 유효지름의 원주에서 접선방향으로 가하는 회전력 P_2와 토크 T_2를 구하는 식은? (단, 자리면 마찰은 무시한다)

① $P_2: Q\tan(\rho-\beta)$, $T_2: Q\frac{d_m}{2}\tan(\rho-\beta)$
② $P_2: Q\tan(\beta-\rho)$, $T_2: Q\frac{d_m}{2}\tan(\rho-\beta)$
③ $P_2: Q\tan(\rho-\beta)$, $T_2: Q\frac{d_m}{2}\tan(\beta-\rho)$
④ $P_2: Q\tan(\beta-\rho)$, $T_2: Q\frac{d_m}{2}\tan(\beta-\rho)$

정답 1번

간단한 해설

물체를 내릴 때는 축하중이 하강을 돕고 마찰이 이를 방해하므로, 접선력에는 **마찰각과 리드각의 차**인 $\rho-\beta$가 들어간다. 토크는 이 접선력에 유효반지름 $d_m/2$를 곱한 값이다.

핵심 풀이

사각나사의 나사산을 유효지름에서 펼치면 리드각 β인 경사면으로 볼 수 있다. 물체를 올릴 때는 하중과 마찰을 모두 이겨야 하지만, 내릴 때는 **하중이 하강을 돕고 마찰이 하강을 방해한다**. 하강시키는 회전 방향의 접선력을 양(+)으로 두면, 필요한 접선력은 $P_2 = Q\tan(\rho-\beta)$이다. 상승식의 각도 합을 그대로 쓰거나 단순히 상승력 전체에 음수를 붙이는 것이 아니다.

접선력의 작용 반지름은 유효지름의 절반이므로 $T_2 = P_2\frac{d_m}{2}$이다. 따라서 $T_2 = Q\frac{d_m}{2}\tan(\rho-\beta)$가 된다. **자리면 마찰은 무시**하므로 추가 마찰 토크는 더하지 않는다. 같은 회전 방향을 기준으로 하면 접선력과 토크에는 동일한 각도 차가 들어간다.

각도 차의 순서는 힘의 방향과 연결된다. $\rho > \beta$이면 외력을 가하지 않아도 하중이 저절로 내려가지 않는 자립 상태이므로 하강 방향의 힘과 토크가 필요하다. 반대로 $\rho < \beta$이면 위 식의 값이 음수가 되어 하중의 하강을 억제하는 제동 방향의 힘과 토크가 필요함을 뜻한다. $\tan(\beta-\rho) = -\tan(\rho-\beta)$이므로, 같은 방향 기준에서 두 표현을 서로 바꿀 수 없다.

NoteBase

문 19. 일반적인 사각형 맞물림 클러치의 턱(claw) 뿌리에 작용하는 굽힘응력에 영향을 주지 않는 것은?

① 턱의 높이

② 턱의 개수

③ 접촉 마찰계수

④ 클러치 바깥지름

정답 3번

간단한 해설

맞물림 클러치는 **턱의 기계적 맞물림**으로 토크를 전달한다. 턱 뿌리의 굽힘응력은 전달력과 턱의 치수에 의해 결정되며, 일반적인 강도 계산에 **접촉 마찰계수는 들어가지 않는다**.

핵심 풀이

사각형 맞물림 클러치는 서로 맞물린 턱의 옆면이 밀어 주는 힘으로 토크를 전달한다. 마찰 클러치처럼 마찰면을 눌러 발생하는 마찰력으로 토크를 전달하는 방식과 구별된다. 따라서 일반적인 턱 뿌리의 굽힘응력 계산에는 **접촉 마찰계수가 필요하지 않다**.

턱은 뿌리가 고정된 외팔보처럼 힘을 받는다. 뿌리에 생기는 굽힘모멘트는 턱에 걸리는 힘과 뿌리에서 힘의 작용점까지 거리의 곱이며, 굽힘응력은 이 모멘트를 뿌리 단면의 단면계수로 나누어 구한다. 즉 **힘의 크기·작용점의 높이·뿌리 단면의 형상과 치수**가 판단 기준이다.

턱의 높이는 힘의 작용점까지 거리에 영향을 준다. 턱의 개수는 전달력을 여러 턱이 나누어 부담하는 정도에 영향을 주며, 균등하게 하중을 나눈다고 가정하면 같은 토크와 작용지름에서 턱이 많을수록 턱 하나에 걸리는 힘은 작아진다. 클러치 바깥지름은 토크 전달의 작용지름과 턱의 단면 치수에 관계되므로 굽힘응력에 영향을 준다. 이 세 가지는 힘이나 형상에 관계되는 인자이며, 접촉 마찰계수와 구별된다.

NoteBase

문 20. 축각(shaft angle)이 90°인 원추 마찰차가 있다. 원동차의 평균 지름이 600 mm이고 회전수가 100 rpm이다. 회전속도비가 1이고 마찰계수가 0.2일 때, 3 kW의 동력을 전달하기 위하여 원동축에 가해야 할 축방향 하중[N]은? (단, π = 3, sin45° = 0.7이다)

① 2,000

② 2,500

③ 3,000

④ 3,500

정답 4번

간단한 해설

원추 마찰차의 축방향 하중은 **접촉 수직력의 축방향 성분**이다. 동력 전달에 필요한 수직력은 5,000 N이고 원추 반각은 45°이므로, 축방향 하중은 5,000 × 0.7 = 3,500 N이다.

계산 과정

원추 반각: 원추의 모선과 축 사이의 각을 반각 α라 한다. 회전속도비가 1이면 두 마찰차의 회전수가 같고, 미끄럼 없이 접촉할 때 주속도 같으므로 접촉 반지름이 같다. 따라서 두 원추의 반각도 같으며, 그 합이 축각 90°이므로 각각 45°이다.

주속: 평균 지름 D = 600 mm = 0.6 m, 회전수 n = 100 rpm이다. 한 바퀴의 이동거리 πD에 초당 회전수를 곱하므로 $v = \frac{\pi D n}{60}$이다. 주어진 π = 3을 대입하면 $v = \frac{3 \cdot 0.6 \cdot 100}{60} = 3\text{m/s}$이다.

접선력과 수직력: 전달동력 P = 3 kW = 3,000 W는 접선력 F와 주속 v의 곱이므로 $P = Fv$이다. 따라서 $F = \frac{P}{v} = \frac{3{,}000}{3} = 1{,}000\text{N}$이다. 접촉면에 수직으로 작용하는 힘을 N, 마찰계수를 μ라 하면 전달 가능한 마찰력의 한계는 μN이다. **미끄러지지 않고 동력을 전달하는 데 필요한 최소 수직력**은 $N = \frac{F}{\mu} = \frac{1{,}000}{0.2} = 5{,}000\text{N}$이다.

축방향 하중: 수직력 N은 원추의 모선에 수직이므로, 그 축방향 성분은 $Q = N\sin\alpha$이다. 원동축에 가할 하중 Q는 이 성분과 평형을 이루어야 한다. 따라서 $Q = 5{,}000 \cdot \sin 45\,^{\circ}$이고, 주어진 sin45° = 0.7을 적용하면 Q = 5,000 × 0.7 = 3,500 N이다. 이는 ④의 3,500 N에 해당한다.

NoteBase