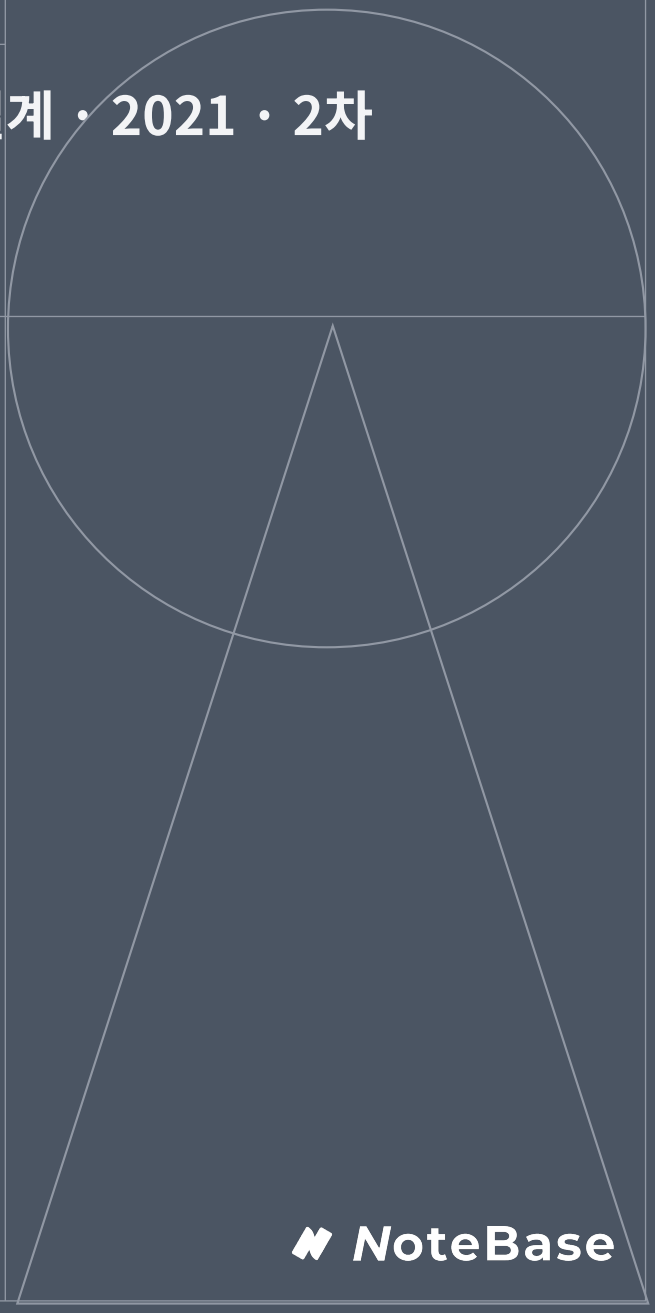
기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2021 · 2차



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2021 · 2차

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2021 · 2차

문 1. 치수 공차와 정밀도에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 정밀한 게이지나 측정공구 등의 부품 정밀도로 IT01, IT0, IT1 등급보다 IT11 ~ IT16 등급이 적절하다.

② 치수공차는 최대 허용치수와 최소 허용치수의 차로서 양수(+)이다.

③ 억지 끼워맞춤에서 구멍의 최대 허용치수가 축의 최소 허용치수보다 작은 경우 최소 죔새가 생긴다.

④ 치수공차기호 '40h7'는 축의 기준 치수가 40 mm, 공차역 h, 공차등급 7을 의미한다.

정답 1번

출제 포인트

치수공차의 정의와 IT(International Tolerance) 등급 체계, 끼워맞춤에서의 죔새 개념, 치수공차기호 표기법을 정확히 알고 있는지를 묻는 문제이다. 특히 IT 등급 숫자가 작을수록 정밀도가 높다는 점을 헷갈리면 틀리기 쉽다.

핵심 개념

IT 등급은 숫자가 작을수록 공차의 폭이 좁아 정밀도가 높고, 숫자가 클수록 공차의 폭이 넓어 정밀도가 낮다. IT01, IT0, IT1처럼 매우 낮은 번호는 게이지·표준척·정밀 측정기구처럼 극히 정밀한 가공이 필요한 부품에 적용되는 등급이고, IT11~IT16처럼 번호가 큰 등급은 프레스 가공품이나 주조품처럼 정밀도 요구가 낮은 부품에 적용된다. 치수공차는 최대 허용치수에서 최소 허용치수를 뺀 값으로 항상 양수이다. 억지 끼워맞춤은 구멍의 치수가 항상 축의 치수보다 작게 설계되어 조립 시 죔새가 발생하는 끼워맞춤이며, 구멍의 최대 허용치수와 축의 최소 허용치수의 차가 최소 죔새가 된다. 치수공차기호는 '기준치수 + 공차역 기호(알파벳) + 공차등급(숫자)'의 형식으로 표기하며, 대문자는 구멍, 소문자는 축을 의미한다.

NoteBase

선지별 해설

① X. 정밀한 게이지나 측정공구와 같이 매우 높은 정밀도가 요구되는 부품에는 IT01, IT0, IT1처럼 번호가 작은(공차 폭이 좁은) 등급이 적용되어야 한다. IT11~IT16은 번호가 커서 공차 폭이 넓은, 정밀도가 낮은 부품(예: 프레스 가공품)에 적용되는 등급이므로 정밀한 게이지·측정공구에 적절하다는 설명은 옳지 않다.
② O. 치수공차는 최대 허용치수에서 최소 허용치수를 뺀 값으로 정의되며, 최대 허용치수가 최소 허용치수보다 항상 크므로 그 값은 항상 양수(+)이다.
③ O. 억지 끼워맞춤에서는 구멍의 최대 허용치수가 축의 최소 허용치수보다 작게 설계되며, 이 차이가 최소 죔새가 된다. 조립 시 항상 죔새가 발생하도록 하는 것이 억지 끼워맞춤의 목적이다.
④ O. 치수공차기호 '40h7'에서 40은 축의 기준(호칭) 치수 40 mm, h는 공차역의 위치를 나타내는 기호, 7은 공차등급을 의미한다. 소문자 h이므로 축에 적용되는 공차임을 나타낸다.

오답 포인트

IT 등급의 숫자와 정밀도의 관계를 반대로 기억하면 ①을 옳은 설명으로 착각하게 된다. '숫자가 작을수록 정밀하다'는 방향을 확실히 새겨 두어야 한다. 또한 억지 끼워맞춤과 헐거운 끼워맞춤에서 구멍·축의 대소 관계가 서로 반대이므로, 두 개념을 섞어서 판단하지 않도록 주의한다.

다시 나오면 이렇게 판단

IT 등급이 나오면 먼저 '숫자가 작을수록 정밀, 클수록 거칠다'는 방향부터 확인한다. 그다음 문제에서 언급된 부품(게이지·측정공구인지, 일반 기계부품·주조품인지)이 요구하는 정밀도 수준과 등급 번호의 방향이 맞는지 대조하면 옳고 그름을 빠르게 가릴 수 있다.

암기 포인트

IT 등급: 숫자 작음 = 고정밀(게이지·측정기, IT01~IT1), 숫자 큼 = 저정밀(주조·프레스품, IT11~IT16).
치수공차 = 최대 허용치수 − 최소 허용치수(항상 양수). 억지 끼워맞춤 = 구멍 최대 허용치수 < 축 최소 허용치수 → 최소 죔새 발생. 공차기호 표기 = 기준치수 + 공차역 기호(대문자=구멍, 소문자=축) + 공차등급 숫자.

NoteBase

문 2. 피치 p, 유효지름 d_2인 2줄 사각 나사로 만든 만능 나사 드라이버의 핸들(너트)을 밀어 축방향 하중을 가하여 나사축이 회전하도록 하기 위하여 역구동(back driving) 조건을 만족하여야 한다. 나사와 너트 사이의 마찰계수가 μ일 때, 역구동 조건으로 옳은 것은?



만능 나사 드라이버

① $\mu < \frac{p}{\pi d_2}$
② $\mu < \frac{2p}{\pi d_2}$
③ $\mu \geq \frac{p}{\pi d_2}$
④ $\mu \geq \frac{2p}{\pi d_2}$

정답 2번

출제 포인트

나사의 자립(self-locking) 조건과 그 반대인 역구동(back driving) 조건을 리드각과 마찰각의 대소 관계로 구분할 수 있는지를 묻는다. 특히 2줄 나사에서는 리드가 피치의 2배가 된다는 점을 반영해야 한다.

조건 정리

피치 p, 유효지름 d_2, 나사산 사이 마찰계수 μ인 2줄 사각나사이다. 너트를 축방향으로 밀면(즉 축방향 하중만으로) 나사축이 스스로 회전해야 하므로, 이는 나사가 자립(자체 잠김)하지 않고 저절로 풀리거나 돌아가는 상태, 즉 역구동이 일어나는 조건을 구하는 문제이다.

사용할 공식

나사의 자립 조건은 마찰각 ρ가 리드각 λ 이상일 때 성립한다: $\mu \geq \tan\lambda$이면 자립(축방향 하중만으로는 회전하지 않음). 반대로 역구동 조건, 즉 축방향 하중만으로 나사축이 회전하는 조건은 마찰각이 리드각보다 작을 때이다: $\mu < \tan\lambda$. 리드각은 $\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_2}$이며, l은 리드(나사가 1회전할 때 축방향으로 이동하는 거리)이다. 줄수가 n인 나사는 리드 $l = np$이다.

계산 과정

이 나사는 2줄 나사이므로 리드는 $l = 2p$이다. 따라서 리드각은 $\tan\lambda = \frac{2p}{\pi d_2}$이다. 역구동(축방향 하중만으로 나사축이 회전)이 일어나려면 마찰력이 리드 방향의 미끄러짐을 막지 못해야 하므로 $\mu < \tan\lambda$, 즉 $\mu < \frac{2p}{\pi d_2}$가 성립해야 한다.

NoteBase

선지 판단

① μ < p/(πd2): 리드를 피치와 같게(1줄 나사처럼) 취급한 오답이다. 이 나사는 2줄이므로 리드는 2p여야 한다. X

② μ < 2p/(πd2): 2줄 나사의 리드 2p를 리드각 공식에 올바로 대입하고, 역구동 조건인 마찰각<리드각(μ<tanλ) 부등호 방향도 올바르다. O

③ μ ≥ p/(πd2): 부등호 방향이 반대(자립 조건)이고 리드도 1줄 기준으로 잘못 썼다. X

④ μ ≥ 2p/(πd2): 리드는 2p로 올바로 썼지만 부등호 방향이 반대이다. 이 식은 오히려 나사가 스스로 잠겨 축방향 하중만으로는 돌지 않는 자립 조건에 해당한다. X

오답 포인트

이 유형의 함정은 두 가지이다. 하나는 줄수를 놓쳐 리드 대신 피치를 그대로 쓰는 것(①, ③)이고, 다른 하나는 자립 조건과 역구동 조건의 부등호 방향을 반대로 쓰는 것(③, ④)이다. '축방향으로 밀면 저절로 돈다'는 표현이 곧 마찰이 리드각을 못 이길 만큼 작다는 뜻이므로 부등호는 반드시 '<'가 되어야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 줄수 n을 확인해 리드 $l = np$를 구한다. 다음으로 문제 상황이 '축방향 힘만으로 저절로 돌아간다(역구동)'인지 '돌리는 힘을 놓아도 그대로 고정된다(자립)'인지를 구분한다. 역구동이면 $\mu < \tan\lambda = \frac{l}{\pi d_2}$, 자립이면 $\mu \geq \frac{l}{\pi d_2}$로 부등호를 정한 뒤 리드값을 대입한다.

암기 포인트

자립(自立) 조건: 마찰각 ≥ 리드각 → 손을 놓아도 그대로 고정. 역구동(역회전) 조건: 마찰각 < 리드각 → 축방향 힘만으로 저절로 회전. n줄 나사의 리드는 항상 $l = np$로 피치의 n배임을 기억해 둔다.

NoteBase

문 3. 나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 미터 보통 나사에서 수나사의 바깥지름 d, 골지름 d_1일 때, 유효지름의 근삿값은 $\frac{d+d_1}{2}$이다.

② 마찰계수와 나선각이 같은 경우, 삼각 나사의 효율은 사다리꼴 나사의 효율보다 항상 좋다.

③ 국제규격(ISO)에서 관용 나사의 나사산각은 55°이다.

④ M10×1은 미터 가는 나사이고 피치는 1mm이다.

정답 2번

출제 포인트

나사의 유효지름 근삿값, 나사산의 형상에 따른 효율 차이, ISO 관용 나사의 나사산각, 미터 가는 나사의 표기법을 종합적으로 확인하는 문제이다. 특히 나사산 각도가 나사 효율에 미치는 영향을 정확히 이해하는지가 핵심이다.

핵심 개념

나사의 효율은 나선각 λ와 마찰각 ρ'로 결정되며, $\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\rho')}$로 나타낸다. 여기서 $\rho' = \tan^{-1}\mu'$이고, 상당마찰계수 $\mu' = \frac{\mu}{\cos\alpha}$이다($\alpha$는 나사산의 반각). 사각 나사는 $\alpha = 0$이라 $\mu' = \mu$로 마찰이 가장 작고, 나사산각이 커질수록(쐐기 작용이 커질수록) μ'가 커져 마찰이 늘고 효율은 떨어진다. 삼각 나사(미터 나사, 나사산각 60□)는 반각이 30□로 크고, 사다리꼴 나사(미터 사다리꼴 나사, 나사산각 30□)는 반각이 15□로 삼각 나사보다 작다. 따라서 같은 마찰계수·나선각 조건이면 사다리꼴 나사의 상당마찰계수가 더 작아 효율이 더 높으며, 삼각 나사의 효율이 사다리꼴 나사보다 항상 좋다는 것은 성립하지 않는다.

선지별 해설

① O — 미터 보통 나사에서 유효지름(피치원지름) d_2는 바깥지름 d와 골지름 d_1의 평균으로 근사할 수 있어 $d_2 \approx \frac{d+d_1}{2}$로 쓴다. 나사산이 좌우 대칭인 이등변삼각형 형태이므로 바깥지름과 골지름의 중간 위치가 유효지름에 가깝기 때문이다.

② X → 마찰계수와 나선각이 같더라도 나사산각이 작을수록(사다리꼴 나사) 쐐기 작용에 의한 상당마찰계수 증가폭이 작아 효율이 더 높다. 나사산각이 큰 삼각 나사는 오히려 상당마찰계수가 커져 효율이 낮아지므로, 삼각 나사의 효율이 사다리꼴 나사보다 항상 좋다는 설명은 옳지 않다.

③ O — ISO 규격의 관용 나사(휘트워스계 관용 평행/테이퍼 나사)는 나사산각이 55□로 규정되어 있다. 미터계 보통·가는 나사의 60□와 구분되는 값이다.

④ O — 나사의 호칭 M10×1에서 M은 미터 나사, 10은 바깥지름(mm), 1은 피치(mm)를 뜻한다. 피치가 동일 호칭지름의 보통 나사(M10, 피치 1.5mm)보다 작으므로 미터 가는 나사에 해당하고 피치는 1mm이다.

NoteBase

오답 포인트

나사산각이 크면 조임 강도나 접촉 면적 측면에서 유리하다는 생각 때문에 효율도 항상 높을 것이라 착각하기 쉽다. 그러나 효율은 상당마찰계수 $\mu' = \mu/\cos\alpha$로 결정되므로 나사산 반각 α가 클수록(나사산각이 클수록) 오히려 효율이 낮아진다. 삼각 나사(60°)와 사다리꼴 나사(30°)의 나사산각 크기 관계를 반대로 기억하지 않도록 주의한다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 효율 비교 문제가 나오면 나사산각의 크기부터 비교한다. 사각 나사(0°) > 사다리꼴 나사(30°) > 삼각 나사(60°) 순으로 나사산각이 커지고, 나사산각이 커질수록 상당마찰계수가 커져 효율은 이 순서대로 낮아진다. 즉 나사산각이 작을수록 효율이 높다는 관계를 기준으로 옳고 그름을 판단한다.

암기 포인트

유효지름 근삿값 $d_2 \approx \frac{d+d_1}{2}$, 나사 효율 $\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda+\rho')} \cdot \mu' = \frac{\mu}{\cos\alpha}$, 나사산각 크기(사각 0° < 사다리꼴 30° < 삼각 60°)와 효율은 반비례, ISO 관용 나사산각 55°, M10×1은 미터 가는 나사·피치 1mm로 정리해 둔다.

NoteBase

문 4. 축과 보스를 결합하는 기계 요소로, 설치 후 축 방향으로의 이동이 가능한 것만을 묶은 것은?

ㄱ. 핀(pin)
ㄴ. 스냅링(snap ring)
ㄷ. 미끄럼키(sliding key)
ㄹ. 스플라인(spline)
ㅁ. 코터(cotter)

① ㄱ, ㄴ
② ㄴ, ㄷ
③ ㄷ, ㄹ
④ ㄹ, ㅁ

정답 3번

출제 포인트

축과 보스를 결합하는 대표적 기계요소 다섯 가지(핀, 스냅링, 미끄럼키, 스플라인, 코터)를 놓고, 설치가 끝난 뒤에도 보스가 축 방향으로 미끄러져 움직일 수 있는 요소인지 아니면 축 방향 위치가 완전히 고정되는 요소인지를 구분하는 문제이다. 각 요소의 결합 방식과 기능을 정확히 알아야 헷갈리지 않는다.

핵심 개념

미끄럼키(sliding key)는 키 홈을 축 방향으로 길게 파서 키가 축에 고정된 채로 보스가 그 키를 타고 축 방향으로 미끄러져 움직일 수 있게 만든 키이며, 기어 변속장치처럼 보스를 축 방향으로 이동시키면서 동시에 회전력도 전달해야 하는 곳에 쓰인다. 스플라인(spline)도 축 표면에 여러 개의 이(치형)를 축 방향으로 길게 가공한 것으로, 보스가 스플라인을 타고 축 방향으로 슬라이딩하면서 큰 토크를 전달할 수 있어 변속기 축처럼 축 방향 이동과 동력 전달이 동시에 필요한 부위에 사용된다. 반면 핀(pin)은 축과 보스에 구멍을 뚫어 관통시켜 고정하는 요소로 축 방향 이동을 허용하지 않는 완전 고정용이고, 코터(cotter)는 축과 보스 사이에 쐐기 모양의 코터를 박아 넣어 두 부품을 축 방향으로도 움직이지 못하게 고정하는 결합이다. 스냅링(snap ring)은 축이나 구멍에 파 놓은 홈에 끼워 부품이 축 방향으로 빠지거나 이동하지 못하도록 위치를 고정하는 역할만 하므로, 애초에 축 방향 이동을 막기 위한 요소이다.

NoteBase

선지별 해설

① ㄱ, ㄴ(핀, 스냅링) — X: 핀은 축과 보스를 관통 고정하여 축 방향 이동을 막고, 스냅링은 축 방향 위치를 고정해 이동을 방지하는 요소이므로 둘 다 축 방향 이동이 불가능하다.
② ㄴ, ㄷ(스냅링, 미끄럼키) — X: 스냅링은 축 방향 이동을 막는 고정용 요소이므로 미끄럼키와 짝지을 수 없다.
③ ㄷ, ㄹ(미끄럼키, 스플라인) — O: 미끄럼키와 스플라인은 모두 키(치형)가 축 방향으로 길게 형성되어 있어, 설치된 상태에서도 보스가 그 홈을 따라 축 방향으로 이동하면서 회전력을 전달받을 수 있다.
④ ㄹ, ㅁ(스플라인, 코터) — X: 스플라인은 축 방향 이동이 가능하지만, 코터는 쐐기로 완전히 고정하는 결합이라 축 방향 이동이 불가능하므로 묶일 수 없다.

오답 포인트

핀과 코터는 '결합'이라는 단어 때문에 스플라인이나 미끄럼키와 성격이 비슷하다고 착각하기 쉬우나, 핀과 코터는 상대 이동을 아예 없애는 고정용 결합이고 미끄럼키·스플라인은 회전력을 전달하면서도 축 방향 이동을 허용하는 결합이라는 점에서 근본적으로 다르다. 스냅링도 '이동 방지용' 요소이지 이동을 가능하게 하는 요소가 아니라는 점을 혼동하지 않도록 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

축·보스 결합요소 문제가 나오면 먼저 각 요소를 '완전 고정형(핀, 코터, 스냅링)'과 '축 방향 이동 허용형(미끄럼키, 스플라인)' 두 그룹으로 나눈 뒤, 보기 조합이 이동 허용형 두 개로만 이루어졌는지 확인하는 방식으로 접근한다.

암기 포인트

축 방향 이동이 가능한 결합요소는 '미끄럼키·스플라인'(둘 다 축 방향으로 길게 홈이나 치형이 나 있어 미끄러지며 회전력 전달), 축 방향 이동이 불가능한 고정형은 '핀·코터·스냅링'으로 묶어 기억해 둔다.

NoteBase

문 5. 리벳과 용접에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 리벳으로 양쪽 덮개판 1줄 맞대기 이음할 때, 판 효율과 리벳 효율 중에서 큰 값이 이음의 효율이다.

② 직교하는 두 부재를 삼각형 단면으로 용접하는 것을 맞대기 용접이라 한다.

③ 여러 줄 리벳이음에서는 리벳에 작용하는 힘이 가장 작은 줄의 강도를 기준으로 설계한다.

④ 용접부의 이음 효율은 (정하중에 대한 형상계수) × (용접계수)로 얻을 수 있다.

정답 4번

출제 포인트

리벳이음과 용접이음 각각의 설계 원리와 효율 개념을 정확히 구분해서 알고 있는지를 묻는 문항이다. 이음 효율을 판정하는 기준, 용접 이음의 종류 구분, 다줄 리벳이음에서 하중이 분담되는 방식, 용접부 이음 효율을 구하는 공식까지 네 가지 서로 다른 개념이 선지에 섞여 있다.

핵심 개념

리벳이음의 효율은 판 효율과 리벳 효율 중 작은 값으로 정해진다. 이음부가 파손되는 지점은 둘 중 강도가 더 약한 쪽이므로, 이음 전체의 효율은 그 약한 쪽 값을 따라야 안전측 설계가 되기 때문이다. 용접의 종류에서 맞대기용접은 두 판을 같은 평면상에서 마주 대어 용접하는 방식이고, 직교하는 두 부재를 삼각형 단면으로 접합하는 방식은 필릿용접(모살용접)이라 한다. 다줄 리벳이음에서는 각 줄이 받는 하중이 균등하지 않고 바깥쪽 줄일수록 더 큰 힘을 받는 경향이 있으므로, 설계는 힘이 가장 크게 걸리는 줄을 기준으로 이루어져야 안전하다. 용접부의 이음 효율은 정하중에 대한 형상계수와 용접계수를 곱하여 구하는데, 형상계수는 하중 종류와 용접부 형상에 따른 강도 저감을 반영하고 용접계수는 용접부 자체의 결함·시공 조건에 따른 저감을 반영한다.

선지별 해설

① X: 리벳이음의 효율은 판 효율과 리벳 효율 중 큰 값이 아니라 작은 값이 이음의 효율이 된다. 이음부는 둘 중 더 약한 쪽에서 먼저 파손되므로 작은 값을 기준으로 삼아야 한다.
② X: 직교하는 두 부재를 삼각형 단면으로 용접하는 것은 맞대기용접이 아니라 필릿용접(모살용접)이다. 맞대기용접은 같은 평면에 놓인 두 판의 단부를 마주 대어 용접하는 방식이다.
③ X: 여러 줄 리벳이음에서는 리벳에 작용하는 힘이 가장 작은 줄이 아니라 가장 큰 줄의 강도를 기준으로 설계한다. 각 줄이 받는 하중이 균등하지 않으므로 가장 취약할 수 있는, 힘이 가장 크게 걸리는 줄을 기준으로 안전하게 설계해야 한다.
④ O: 용접부의 이음 효율은 정하중에 대한 형상계수와 용접계수를 곱하여 구할 수 있다는 설명은 옳다.

NoteBase

오답 포인트

①과 ③은 '크다/작다'를 서로 바꿔치기한 전형적인 함정이다. 이음 효율은 약한 쪽(작은 값) 기준, 리벳이 받는 힘은 큰 쪽(가장 큰 줄) 기준이라는 방향을 반대로 착각하면 안 된다. ②는 필릿용접의 정의를 맞대기용접으로 바꿔 서술한 용어 혼동형 오답이다.

다시 나오면 이렇게 판단

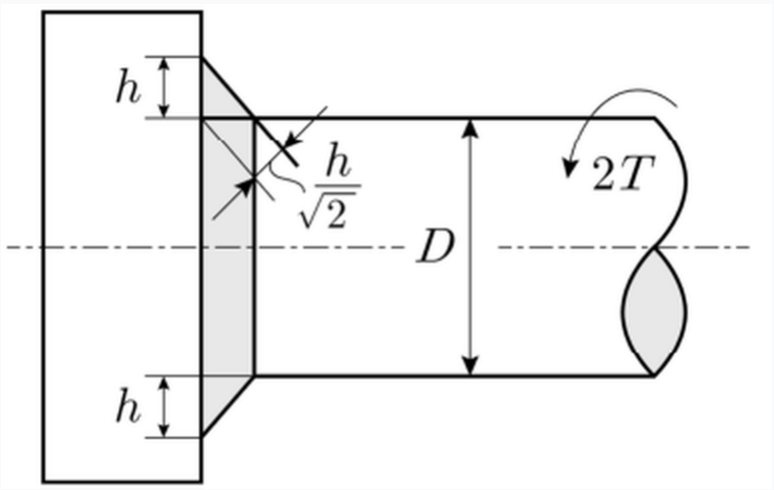
이음 효율이나 하중 분담을 묻는 선지에서는 항상 '무엇을 기준으로 안전측 설계를 하는가'를 먼저 따져본다. 효율은 약한 부분(작은 값), 작용 하중은 가장 크게 걸리는 부분(큰 값)을 기준으로 한다는 원칙을 적용하면 방향이 뒤바뀐 오답을 바로 걸러낼 수 있다. 용접 종류를 묻는 선지는 접합되는 두 부재의 배치(같은 평면인지, 직교하는지)로 맞대기용접과 필릿용접을 구분한다.

암기 포인트

이음 효율 = min(판 효율, 리벳 효율). 다줄 리벳이음 설계 기준 = 힘이 가장 크게 걸리는 줄. 맞대기용접 = 같은 평면 맞댐, 필릿용접 = 직교 부재 삼각형 단면. 용접부 이음 효율 = 형상계수 × 용접계수.

NoteBase

문 6. 고정된 평면에 용접 치수 h로 필릿(fillet) 용접한 지름 D인 봉에 비틀림 모멘트 $2T$만 작용할 때, 용접부의 최대 전단응력으로 가장 가까운 것은? (단, $D \gg h$이다)



① $\frac{0.7T}{\pi D^2 h}$
② $\frac{1.41T}{\pi D^2 h}$
③ $\frac{2.83T}{\pi D^2 h}$
④ $\frac{5.66T}{\pi D^2 h}$

정답 4번

출제 포인트

고정된 평면에 필릿 용접으로 부착된 원형 봉에 비틀림 모멘트가 작용할 때, 용접부를 얇은 원형 선(line)으로 근사하고 목두께(throat thickness)를 반영해 최대 전단응력을 구할 수 있는지를 묻는다. D≫h 조건이 주어진 이유는 용접부를 반지름 D/2인 얇은 선으로 취급해도 되기 때문이다.

조건 정리

지름 D인 봉이 평면에 필릿 용접(다리 치수 h)으로 고정되어 있고, 봉에는 비틀림 모멘트 2T가 작용한다. 필릿 용접의 목두께는 $t = \frac{h}{\sqrt{2}}$이다. D≫h이므로 용접부는 반지름 $D/2$에 위치한 얇은 원형 선으로 근사할 수 있다.

사용할 공식

얇은 원형 선 용접의 단위 목두께당 극단면2차모멘트는 $J_u = \frac{\pi D^3}{4}$이며, 실제 목두께 t를 곱하면 $J = t \cdot J_u = \frac{h}{\sqrt{2}} \cdot \frac{\pi D^3}{4}$이다. 최대 전단응력은 비틀림 공식 $\tau_{max} = \frac{M \cdot c}{J}$로 구하며, 여기서 작용 모멘트 $M = 2T$, 용접부 외곽까지의 거리 $c = D/2$이다.

NoteBase

계산 과정

$\tau_{max} = \frac{(2T)(\frac{D}{2})}{\frac{h}{\sqrt{2}} \cdot \frac{\pi D^3}{4}} = \frac{TD}{\frac{\pi D^3 h}{4\sqrt{2}}} = \frac{4\sqrt{2}T}{\pi D^2 h}$

$4\sqrt{2} \approx 5.657$이므로 $\tau_{max} \approx \frac{5.66T}{\pi D^2 h}$가 된다.

선지 판단

① 0.7T/(πD^{2}h): X — 계수 0.7은 정답 계수 $4\sqrt{2}(\approx 5.66)$에 크게 못 미치는 값으로, 목두께 $h/\sqrt{2}$와 비틀림 모멘트 $2T$를 모두 정확히 반영하지 않았을 때 나오는 값이다.

② 1.41T/(πD^{2}h): X — 계수 1.41(=$\sqrt{2}$)은 정답 계수의 1/4 수준으로, 목두께 처리와 모멘트 반영 과정에서 이중으로 계수를 누락했을 때 나오는 값이다.

③ 2.83T/(πD^{2}h): X — 계수 2.83(=$2\sqrt{2}$)은 정답 계수의 정확히 절반으로, 비틀림 모멘트를 $2T$가 아닌 T로 잘못 대입했을 때 나오는 값이다.

④ 5.66T/(πD^{2}h): O — 목두께 $h/\sqrt{2}$와 비틀림 모멘트 $2T$를 모두 반영해 계산한 $\frac{4\sqrt{2}T}{\pi D^2 h} \approx \frac{5.66T}{\pi D^2 h}$와 정확히 일치한다.

오답 포인트

이 문제에서 가장 흔한 실수는 두 가지다. 첫째, 필릿 용접의 목두께가 다리 치수 h가 아니라 $h/\sqrt{2}$라는 점을 놓치는 것이다. 둘째, 문제에서 봉에 작용하는 모멘트가 T가 아니라 $2T$로 주어졌다는 점을 놓치고 T로 계산하는 것이다(이 경우 계수가 절반인 2.83이 나와 ③으로 잘못 고르게 된다). 또한 용접부를 원형 단면 전체로 보고 $\pi D^4/32$ 공식을 쓰는 것이 아니라, D≫h 조건에 따라 얇은 선으로 근사한 $\pi D^3/4$ 공식을 써야 한다는 점도 놓치기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

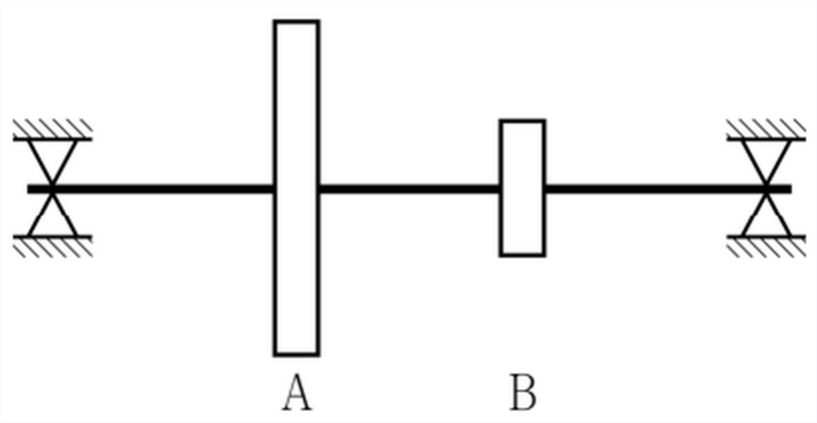
필릿 용접이 비틀림을 받는 문제를 보면 먼저 목두께를 $t = h/\sqrt{2}$로 바꾸고, 용접부를 반지름 $D/2$인 얇은 원형 선으로 두어 $J = t \cdot \pi D^3/4$를 계산한다. 그다음 문제에서 주어진 모멘트 값을 그대로(이 문제에서는 $2T$) $\tau_{max} = Mc/J$에 대입하며, 중간에 값을 임의로 절반이나 두 배로 바꾸지 않도록 주의한다.

암기 포인트

필릿 용접 목두께: $t = h/\sqrt{2}$. 얇은 원형선 용접의 단위 목두께당 극단면2차모멘트: $J_u = \pi D^3/4$. 비틀림 최대 전단응력: $\tau_{max} = Mc/J$ (c는 용접부 외곽까지 거리 = D/2).

NoteBase

문 7. 양단이 단순 지지된 회전축에 2개의 회전체 A, B가 일정 거리를 두고 설치되어 있다. 던커레이(Dunkerley) 식을 이용할 때, 굽힘 진동에 의한 위험속도가 N_{cr}[rpm]이 되는 축 지름 d는? (단, 축의 자중에 의한 위험속도는 고려하지 않으며, 각 회전체 A, B만을 부착하였을 때, 그 부분의 정적 처짐은 k_A/d^4, k_B/d^4이고, k_A, k_B는 상수, g는 중력가속도이다)



① $\sqrt[4]{(N_{cr}\frac{\pi}{30})^2\frac{k_A+k_B}{g}}$
② $\sqrt[4]{N_{cr}^2\frac{k_A+k_B}{g}}$
③ $\sqrt[4]{(N_{cr}\frac{\pi}{30})^2\frac{g}{k_A+k_B}}$
④ $\sqrt[4]{N_{cr}^2\frac{g}{k_A+k_B}}$

정답 1번

출제 포인트

던커레이(Dunkerley)의 실험식을 이용해 두 개의 회전체가 부착된 축의 위험속도로부터 축 지름 d를 역산하는 문제이다. 각 회전체 단독 부착 시의 위험속도 공식과 던커레이 중첩식을 결합해 d에 대해 정리하는 과정이 핵심이다.

조건 정리

축은 양단 단순지지이고 축 자체의 자중에 의한 위험속도는 무시한다. 회전체 A만 부착했을 때 그 위치의 정적 처짐은 $\delta_A = k_A/d^4$, 회전체 B만 부착했을 때는 $\delta_B = k_B/d^4$이다. 여기서 k_A, k_B는 하중·지지조건·위치에 의해 정해지는 상수이고, 처짐이 d^4에 반비례하는 것은 단면 2차 모멘트 $I \propto d^4$이기 때문이다. 두 회전체가 함께 있을 때의 굽힘 위험속도를 N_{cr}[rpm]이라 하고, 이로부터 d를 구한다.

NoteBase

사용할 공식

회전체 하나만 단독으로 축에 있을 때의 위험각속도는 $\omega = \sqrt{g/\delta}$이고, 위험속도를 rpm으로 바꾸면 $N = \frac{60}{2\pi}\omega = \frac{30}{\pi}\sqrt{g/\delta}$이다. 따라서 A, B 각각 단독 부착 시의 위험속도는 $N_A = \frac{30}{\pi}\sqrt{g/\delta_A}$, $N_B = \frac{30}{\pi}\sqrt{g/\delta_B}$이다. 던커레이의 식은 여러 회전체가 동시에 있을 때의 합성 위험속도를 각 회전체 단독 위험속도의 제곱의 역수 합으로 근사한다: $\frac{1}{N_{cr}^2} = \frac{1}{N_A^2} + \frac{1}{N_B^2}$ (축 자중 항은 무시하므로 두 항만 남는다).

계산 과정

$N_A = \frac{30}{\pi}\sqrt{g/\delta_A}$이므로 $\frac{1}{N_A^2} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{\delta_A}{g} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{k_A}{d^4 g}$이다. 같은 방식으로 $\frac{1}{N_B^2} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{k_B}{d^4 g}$이다. 두 식을 더하면 $\frac{1}{N_{cr}^2} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{k_A + k_B}{d^4 g}$가 된다. 양변을 뒤집어 정리하면 $d^4 = \left(N_{cr}\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{k_A + k_B}{g}$이고, 네제곱근을 취하면 $d = \sqrt[4]{\left(N_{cr}\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{k_A + k_B}{g}}$이다.

선지 판단

① $d = \sqrt[4]{\left(N_{cr}\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{k_A + k_B}{g}}$ — O, 던커레이 식을 그대로 d에 대해 정리한 결과와 일치한다.
② $d = \sqrt[4]{N_{cr}^2\frac{k_A + k_B}{g}}$ — X, rpm과 각속도(rad/s)를 환산하는 계수 $\pi/30$이 빠져 있어 틀리다. N_{cr}은 rpm 단위이므로 $\omega_{cr} = N_{cr}\pi/30$으로 각속도로 바꿔 대입해야 한다.
③ $d = \sqrt[4]{\left(N_{cr}\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{g}{k_A + k_B}}$ — X, $k_A + k_B$와 g의 위치가 뒤바뀌어 있다(분자·분모가 반대).
④ $d = \sqrt[4]{N_{cr}^2\frac{g}{k_A + k_B}}$ — X, ②의 환산계수 누락과 ③의 분자·분모 반전이 동시에 나타난 오답이다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 rpm 단위인 N_{cr}을 각속도 ω와 그대로 같다고 놓는 것이다(②, ④). rpm에서 rad/s로 바꾸려면 반드시 $\pi/30$을 곱해야 한다. 두 번째 실수는 $\delta = g/\omega^2$ 관계에서 $\delta \propto 1/\omega^2$이 아니라 $\omega^2 \propto 1/\delta$인 것을 헷갈려 g와 $k_A + k_B$의 위치를 바꾸는 것이다(③, ④). $\delta_A = k_A/d^4$이 작을수록(즉 d가 클수록) 위험속도가 커진다는 물리적 방향을 기준으로 식을 세우면 이 실수를 피할 수 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

던커레이 식이 나오면 먼저 각 회전체 단독 위험속도 공식 $N = \frac{30}{\pi}\sqrt{g/\delta}$을 세우고, 이를 제곱해 역수를 취한 뒤 모두 더하는 순서로 접근한다. 이때 rpm 단위를 그대로 쓰지 말고 반드시 $\pi/30$ 환산계수를 붙였는지, 그리고 $1/N^2 \propto \delta/g$(처짐이 클수록 위험속도의 역수 제곱이 커짐) 방향이 맞는지 두 가지를 점검한다.

암기 포인트

던커레이 식: $\frac{1}{N_{cr}^2} = \sum\frac{1}{N_i^2}$(축 자중 항 포함 가능). 회전체 단독 위험속도: $N_i = \frac{30}{\pi}\sqrt{g/\delta_i}$, 즉 $\frac{1}{N_i^2} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{\delta_i}{g}$. 처짐 $\delta \propto 1/d^4$이라는 것도 함께 기억해 둔다.

NoteBase

문 8. 단면이 원형으로 일정한 회전축에 작용하는 비틀림 모멘트 T[N · m]에 의한 비틀림각을 축의 길이 1m당 0.18° 이내로 제한할 때, 축의 최소 지름[mm]은? (단, 축 재료의 가로 탄성계수는 G[Pa]이다)

① $1000 \times \sqrt[4]{\frac{32T}{\pi G}}$
② $1000 \times \sqrt[4]{\frac{178T}{\pi G}}$
③ $1000 \times \sqrt[4]{\frac{23040T}{\pi^2 G}}$
④ $1000 \times \sqrt[4]{\frac{32000T}{\pi^2 G}}$

정답 4번

출제 포인트

원형 축의 비틀림각 공식을 세우고, 허용 비틀림각(단위 길이당 각도) 조건으로부터 축의 최소 지름을 구하는 문제이다. 각도 단위를 라디안으로 바꾸는 과정과 극단면 2차모멘트 $J = \frac{\pi d^4}{32}$를 정확히 대입하는지가 핵심이다.

조건 정리

비틀림 모멘트는 T[N · m], 가로(전단) 탄성계수는 G[Pa]이다. 축 길이 $L = 1$m당 비틀림각을 0.18° 이내로 제한한다. 구하는 것은 최소 지름 d를 밀리미터 단위로 나타낸 식이다.

사용할 공식

원형 축의 비틀림각(라디안)은 $\theta = \frac{TL}{GJ}$이고, 원형 단면의 극단면 2차모멘트는 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이다. 따라서 $\theta = \frac{32TL}{\pi G d^4}$이다. 각도(도)를 라디안으로 바꿀 때는 $1^\circ = \frac{\pi}{180}$rad을 사용한다.

계산 과정

허용 비틀림각을 라디안으로 바꾸면 $0.18^\circ \times \frac{\pi}{180} = \frac{\pi}{1000}$rad이다.
$L = 1$m를 대입한 비틀림각 공식에서
$\frac{32T}{\pi G d^4} = \frac{\pi}{1000}$
이 식을 d^4에 대해 정리하면
$d^4 = \frac{32T \times 1000}{\pi \times \pi G} = \frac{32000T}{\pi^2 G}$
이때 d는 SI 단위(미터)로 구해지므로
$d[\text{m}] = \sqrt[4]{\frac{32000T}{\pi^2 G}}$
이고, 이를 밀리미터로 바꾸려면 1000을 곱해야 하므로
$d[\text{mm}] = 1000 \times \sqrt[4]{\frac{32000T}{\pi^2 G}}$
가 된다.

NoteBase

선지 판단

① $1000 \times \sqrt[4]{\frac{32T}{\pi G}}$ → X, 각도를 라디안으로 환산하는 과정(1000 곱하기, π 제곱)이 반영되지 않은 식이다.
② $1000 \times \sqrt[4]{\frac{178T}{\pi G}}$ → X, π가 한 번만 들어가 있고 계수도 32000이 아니어서 환산 과정과 맞지 않는다.
③ $1000 \times \sqrt[4]{\frac{23040T}{\pi^2 G}}$ → X, $\pi^2 G$까지는 맞는 형태이지만 계수가 23040으로, 32000이 되어야 할 값과 다르다(각도 환산 과정에서 다른 값을 쓴 경우에 나올 수 있는 오답이다).
④ $1000 \times \sqrt[4]{\frac{32000T}{\pi^2 G}}$ → O, 위 계산 과정과 정확히 일치한다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 각도를 라디안으로 바꾸지 않고 도(°) 단위 그대로 공식에 대입하는 것이다. 또한 $\frac{\pi}{1000}$의 분모 π와 공식의 분모 π를 곱해 π^2이 되는 과정, 그리고 미터를 밀리미터로 바꾸기 위해 마지막에 1000을 곱하는 과정을 각각 놓치면 ①이나 ③과 같은 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

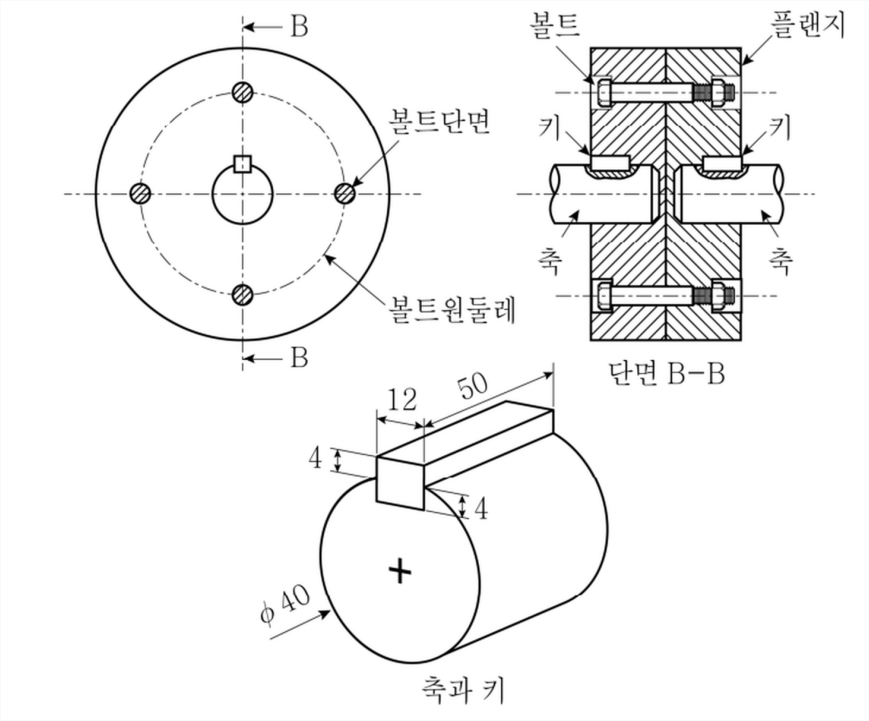
축의 허용 비틀림각(도 단위, 단위 길이당) 조건이 주어지면 먼저 라디안으로 환산부터 한다. 그다음 $\theta = \frac{32TL}{\pi G d^4}$에 대입해 d^4에 대한 식으로 정리하고, 마지막에 미터를 밀리미터로 바꾸기 위한 1000 배율을 잊지 않는다.

암기 포인트

원형 축 비틀림각 공식 $\theta = \frac{TL}{GJ} = \frac{32TL}{\pi G d^4}$과 각도-라디안 환산 $1^\circ = \frac{\pi}{180}$rad을 함께 기억해 둔다.

NoteBase

문 9. 지름 40mm인 두 축을 4개의 볼트를 사용한 플랜지형 커플링으로 연결하고 각 축은 키로 고정하였다. 볼트와 키의 전단 파손만을 고려할 때, 전달할 수 있는 최대 토크[$N \cdot m$]는? (단, 플랜지 커플링 접촉면에서 마찰로 전달되는 토크는 무시하고, 볼트 원둘레의 반지름은 200mm, 볼트 골지름은 10mm, 볼트의 허용 전단응력은 20MPa, 키의 허용 전단응력은 80MPa, 키의 크기는 12 × 8 × 50이다)



① 960

② 1,256

③ 1,920

④ 2,512

정답 1번

출제 포인트

플랜지형 커플링에서 볼트와 키가 각각 전단으로 파손되기 직전까지 전달할 수 있는 토크를 따로 구한 뒤, 두 값 중 더 작은 값이 실제로 안전하게 전달할 수 있는 최대 토크가 된다는 점을 묻는다. 볼트 쪽 접촉면 마찰에 의한 토크 전달은 문제 조건에서 무시하므로 계산에서 제외한다.

조건 정리

축 지름 $d = 40$ mm, 볼트 개수 $n = 4$, 볼트 원둘레의 반지름 $R = 200$ mm, 볼트 골지름 $d_b = 10$ mm, 볼트 허용전단응력 $\tau_b = 20$ MPa, 키의 허용전단응력 $\tau_k = 80$ MPa, 키 크기 $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$ mm(폭 12, 높이 8, 길이 50)이다.

NoteBase

사용할 공식

볼트가 전단으로 파손되기 직전 전달 가능한 토크는 $T_{bolt} = n\tau_b \frac{\pi}{4} d_b^2 R$ 이며, 키가 전단으로 파손되기 직전 전달 가능한 토크는 축 표면에서의 전단력이 키 폭 b와 길이 l로 이루어진 면에 작용한다고 보아 $T_{key} = \tau_k b l \frac{d}{2}$ 로 구한다. 두 값 중 작은 쪽이 최종 답이다.

계산 과정

볼트 쪽: 볼트 1개의 단면적은 $\frac{\pi}{4}(10)^2 \approx 78.5\ \text{mm}^2$이고, 4개의 볼트가 반지름 200 mm에서 전단을 받으므로 $T_{bolt} = 4 \times 20 \times 78.5 \times 200 \approx 1{,}256{,}600\ \text{N} \cdot \text{mm} \approx 1{,}256\ \text{N} \cdot \text{m}$ 이다.
키 쪽: 키의 전단 면적은 폭 12 mm와 길이 50 mm의 곱인 $600\ \text{mm}^2$이고, 축 반지름은 20 mm이므로 $T_{key} = 80 \times 600 \times 20 = 960{,}000\ \text{N} \cdot \text{mm} = 960\ \text{N} \cdot \text{m}$ 이다.
볼트와 키 중 어느 하나라도 파손되면 전체가 파손되므로, 전달 가능한 최대 토크는 두 값 중 작은 쪽인 960 N·m이다.

선지 판단

① 960 — 옳다. 키의 전단 파손을 기준으로 한 최대 전달 토크이며, 볼트가 견딜 수 있는 1,256 N·m보다 작으므로 실제 한계는 키가 결정한다.
② 1,256 — 틀렸다. 이는 볼트만의 전단 파손 한계 토크이며, 키의 한계(960)보다 크므로 실제 최대 전달 토크가 될 수 없다 → 올바른 값은 두 값 중 작은 960이다.
③ 1,920 — 틀렸다. 키의 전단 면적을 12×50이 아니라 이보다 큰 값으로 잘못 계산하거나 축 지름을 반지름 대신 그대로 사용하는 등의 계산 실수로 나올 수 있는 값이며, 조건에 부합하지 않는다.
④ 2,512 — 틀렸다. 볼트 지름을 골지름 10 mm가 아니라 그보다 큰 값(예: 유효지름 등)으로 잘못 대입했을 때 나올 수 있는 값으로, 문제에서 제시한 골지름 10 mm 기준 계산 결과와 맞지 않는다.

오답 포인트

이 문제의 함정은 볼트 쪽 계산만 하고 끝내는 것이다. 볼트의 전단 한계 토크(1,256 N·m)만 구하고 이를 답으로 고르면 틀린다. 볼트와 키는 동일한 축에서 동시에 힘을 전달하므로 어느 하나가 먼저 파손되면 전체 전달 능력이 그 값으로 제한된다는 점, 즉 두 값 중 작은 쪽이 답이라는 점을 놓치면 안 된다. 또한 키의 전단 면적을 구할 때 키의 폭(12 mm)과 길이(50 mm)를 곱해야 하는데, 높이(8 mm)를 잘못 사용하거나 반지름과 지름을 혼동하면 엉뚱한 값이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

볼트와 키가 동시에 등장하는 커플링 토크 문제는 반드시 두 부품 각각의 전단 파손 한계 토크를 따로 계산한 뒤, 더 작은 값을 최종 답으로 선택한다. 볼트는 $n\tau_b \frac{\pi}{4} d_b^2 R$, 키는 $\tau_k b l \frac{d}{2}$ 형태의 공식을 사용하며, 각 변수에 들어가는 값(반지름인지 지름인지, 골지름인지 유효지름인지, 키의 폭인지 높이인지)을 문제에서 정확히 확인한다.

NoteBase

암기 포인트

볼트 전단 토크는 $T_{bolt} = n\tau_b \frac{\pi}{4} d_b^2 R$(볼트 개수·단면적·볼트원 반지름의 곱), 키 전단 토크는 $T_{key} = \tau_k b l \frac{d}{2}$(키 폭·길이·축 반지름의 곱)로 기억해 둔다. 두 부품이 함께 힘을 전달하는 구조에서는 항상 둘 중 작은 값이 실제 전달 한계가 된다.

NoteBase

문 10. 항복강도가 σ_y, 지름이 d이고, 굽힘 모멘트 M과 비틀림 모멘트 T를 동시에 받고 있는 연강축에 정적 파손이론으로 전단변형에너지설(distortion energy theory)을 적용할 때, 안전계수(safety factor)는?

① $\frac{\sigma_y \pi d^3}{16\sqrt{4M^2+3T^2}}$
② $\frac{\sigma_y \pi d^3}{16\sqrt{M^2+T^2}}$
③ $\frac{\sigma_y \pi d^3}{32\sqrt{M^2+T^2}}$
④ $\frac{\sigma_y \pi d^3}{16(M+\sqrt{M^2+T^2})}$

정답 1번

출제 포인트

굽힘 모멘트 M과 비틀림 모멘트 T를 동시에 받는 원형 축에서, 전단변형에너지설(distortion energy theory, von Mises 기준)을 적용해 등가응력을 구하고 이를 항복강도와 비교해 안전계수 식을 세울 수 있는지를 묻는다. 굽힘응력과 비틀림응력이 축 표면에서 각각 수직응력과 전단응력으로 동시에 작용할 때 두 응력을 합성하는 방식이 핵심이다.

조건 정리

원형 단면 축, 지름 d, 항복강도 σ_y, 굽힘 모멘트 M, 비틀림 모멘트 T가 동시에 작용한다. 축 표면에서 굽힘에 의한 수직응력 σ와 비틀림에 의한 전단응력 τ가 함께 발생하며, 이 조합응력 상태에 전단변형에너지설을 적용해 등가(von Mises) 응력을 구하고, 안전계수 $n = \sigma_y/\sigma_{eq}$로 정의한다.

사용할 공식

원형 단면의 굽힘응력과 비틀림전단응력은 각각 $\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$, $\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$이다. 전단변형에너지설(von Mises)에 의한 등가응력은 1축 굽힘응력과 전단응력이 함께 작용하는 축 표면 응력 상태에서 $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$로 주어지며, 안전계수는 $n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{eq}}$이다.

계산 과정

굽힘응력과 비틀림응력을 대입하면 $\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$이다. $32M = 2 \times 16M$이므로 $\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 = 4\left(\frac{16M}{\pi d^3}\right)^2$로 바꿀 수 있고, 이를 이용해 $\frac{16}{\pi d^3}$을 공통으로 묶으면 $\sigma_{eq} = \frac{16}{\pi d^3}\sqrt{4M^2 + 3T^2}$이 된다. 따라서 안전계수는 $n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{eq}} = \frac{\sigma_y \pi d^3}{16\sqrt{4M^2+3T^2}}$이다.

NoteBase

선지 판단

① $\frac{\sigma_y \pi d^3}{16\sqrt{4M^2+3T^2}}$: 굽힘응력 제곱항의 계수 4와 전단응력 제곱항에 von Mises 계수 3을 곱한 결과가 그대로 반영된 식으로, 계산 과정과 정확히 일치하는 정답이다.
② $\frac{\sigma_y \pi d^3}{16\sqrt{M^2+T^2}}$: 굽힘항의 계수 4와 전단항의 von Mises 계수 3을 모두 빠뜨리고 M^2+T^2만 남긴 식이다. 두 모멘트를 단순히 크기로만 합성한 오류이므로 틀린 표현이다 → 올바른 표현은 $\sqrt{4M^2+3T^2}$이다.
③ $\frac{\sigma_y \pi d^3}{32\sqrt{M^2+T^2}}$: ②와 같은 오류에 분모 계수만 32로 바뀐 식으로, 계수와 근호 안 식이 모두 맞지 않아 틀린 표현이다.
④ $\frac{\sigma_y \pi d^3}{16(M+\sqrt{M^2+T^2})}$: 이는 최대전단응력설(Tresca) 계열에서 등가 비틀림 모멘트를 $T_e = M + \sqrt{M^2+T^2}$ 형태로 쓰는 식과 형태가 유사하지만, 이 문제가 요구하는 전단변형에너지설(von Mises) 결과와는 다른 식이므로 틀린 표현이다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 굽힘응력식 $32M/\pi d^3$과 전단응력식 $16T/\pi d^3$의 분모 계수 차이(2배)를 무시하고 M^2+T^2 형태로 단순 합성하는 것이다(②, ③). 또한 von Mises 조건인 전단응력 제곱항에 곱해지는 계수 3을 빠뜨리는 것도 흔한 오류다. 마지막으로 최대전단응력설(Tresca)에서 쓰는 등가모멘트 형태 $M+\sqrt{M^2+T^2}$(④)와 전단변형에너지설의 결과를 혼동하지 않도록 주의한다.

다시 나오면 이렇게 판단

굽힘과 비틀림이 동시에 작용하는 원형축 문제에서는 먼저 $\sigma = 32M/\pi d^3$, $\tau = 16T/\pi d^3$을 적어두고, 어떤 파손이론을 쓰는지부터 확인한다. 전단변형에너지설(von Mises)이면 $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2+3\tau^2}$을 적용해 $\frac{16}{\pi d^3}\sqrt{4M^2+3T^2}$ 형태로 정리하고, 최대전단응력설(Tresca)이면 $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2+4\tau^2}$ 또는 등가모멘트 $T_e = M+\sqrt{M^2+T^2}$ 형태로 정리한다는 점을 구분해 둔다.

암기 포인트

원형축 굽힘응력 $\sigma = 32M/\pi d^3$, 비틀림응력 $\tau = 16T/\pi d^3$을 기본으로 외워 둔다. 전단변형에너지설(von Mises) 등가응력은 $\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}$이고, 이를 축 공식에 대입해 정리하면 안전계수 $n = \frac{\sigma_y \pi d^3}{16\sqrt{4M^2+3T^2}}$로 귀결된다는 최종 형태를 통째로 기억해 둔다.

NoteBase

문 11. 미끄럼 베어링의 설계에서 쓰는 변수에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 최소 유막두께는 축과 베어링 사이의 최소거리를 의미하며 눌어붙음을 방지하기 위한 설계변수이다.

② 회전속도의 증가는 베어링 온도의 상승과 이에 따른 윤활유 점도와 베어링 특성에 영향을 미치기 때문에 발열계수(베어링 평균압력 × 원주속도)의 제한이 필요하다.

③ 저널의 폭경비(베어링 폭/축지름)가 작으면 베어링 압력이 낮아져 하중을 지지하는 능력이 증가한다.

④ 축과 베어링 중심이 일치할 때의 베어링 틈새를 축의 반지름으로 나눈 값을 틈새비라 한다.

정답 3번

출제 포인트

미끄럼(저널) 베어링 설계에서 쓰는 주요 변수들, 즉 최소 유막두께·발열계수(PV값)·폭경비(L/D)·틈새비의 정의와 하중지지 능력에 미치는 영향을 정확히 이해하고 있는지를 묻는다. 이 문제는 각 변수의 정의 문장이 실제 설계 이론과 일치하는지를 따지는 개념비교형 문제이다.

핵심 개념

저널의 폭경비(L/D비)는 베어링의 폭(길이) L을 축지름 D로 나눈 값이다. 하중 W가 일정할 때 베어링이 받는 평균압력 p는 투영면적 A=L×D에 반비례한다($p = W/(LD)$). 따라서 폭경비가 작다는 것은 베어링 폭이 축지름에 비해 짧다는 뜻이고, 이 경우 같은 축지름·같은 하중 조건에서 투영면적이 줄어들므로 평균압력은 오히려 커진다. 폭경비가 작은 짧은 베어링은 오일이 축방향으로 새어나가는 단부 누설(end leakage)도 커져 유막 형성이 불리해지고, 결과적으로 하중지지 능력은 감소하는 경향을 보인다. 반대로 폭경비가 크면(길고 좁은 베어링) 투영면적이 커져 압력이 낮아지고 하중지지 능력이 커지지만, 축의 처짐이나 편심에 취약해지는 단점이 있다.

NoteBase

선지별 해설

① 옳다. 최소 유막두께(h_0)는 회전 중인 축과 베어링 표면 사이에 형성되는 유막의 가장 얇은 부분의 두께로, 이 값이 축과 베어링 표면 거칠기의 합보다 작아지면 금속 접촉에 의한 눌어붙음(소착)이 발생한다. 따라서 최소 유막두께는 눌어붙음을 방지하기 위해 관리하는 핵심 설계변수가 맞다.
② 옳다. 회전속도가 증가하면 마찰에 의한 발열로 베어링 온도가 올라가고, 온도 상승은 윤활유의 점도를 낮추어 유막 형성과 베어링 특성(부하능력, 마찰계수 등)에 영향을 준다. 이 때문에 베어링 평균압력과 원주속도의 곱으로 정의되는 발열계수(PV값)를 일정 한계 이하로 제한하여 과도한 발열을 막는 것이 설계 관행이며, 설명이 옳다.
③ 틀렸다. 폭경비가 작으면(베어링이 짧으면) 같은 하중에 대해 투영면적이 작아지므로 베어링 압력은 오히려 높아지고, 여기에 단부 누설까지 더해져 하중을 지지하는 능력은 증가가 아니라 감소한다. 틀린 표현 "베어링 압력이 낮아져 하중을 지지하는 능력이 증가한다" → 올바른 표현 "베어링 압력이 높아지고 단부 누설이 커져 하중을 지지하는 능력이 감소한다".
④ 옳다. 틈새비(clearance ratio)는 축과 베어링의 중심이 일치한 상태에서의 반경방향 베어링 틈새(반지름 차)를 축의 반지름으로 나눈 값으로 정의되며, 이는 설명과 일치한다.

오답 포인트

폭경비와 하중지지 능력의 관계를 반비례가 아닌 비례로 잘못 외우면 ③을 옳은 설명으로 착각하기 쉽다. "폭경비가 작다=베어링이 짧다=투영면적이 작다=압력이 커진다"의 순서로 연결지어 기억해야 하며, 압력과 하중지지 능력을 혼동해 "압력이 낮으면 좋은 베어링"이라는 식으로 단순화하지 않도록 주의한다.

다시 나오면 이렇게 판단

미끄럼 베어링 변수 문제에서는 각 변수가 하중지지 능력과 정비례 관계인지 반비례 관계인지를 먼저 따진다. 폭경비(L/D)는 하중지지 능력과 정비례(폭경비가 클수록 압력이 낮아져 하중지지 능력 증가), 발열계수(PV값)는 한계값 이하로 제한해야 하는 대상, 틈새비는 축-베어링 중심 일치 시의 반경방향 틈새/축반지름으로 정의된다는 점을 각각 짝지어 기억해 둔다.

암기 포인트

폭경비 ↑ → 투영면적 ↑ → 평균압력 ↓ → 하중지지 능력 ↑ (폭경비 ↓이면 전부 반대).
발열계수(PV값)=베어링 평균압력×원주속도, 온도 상승 억제를 위해 제한. 최소 유막두께=눌어붙음 방지 기준.
틈새비=반경방향 틈새/축 반지름.

NoteBase

문 12. 구름베어링 호칭번호 '6204C2P6'로부터 알 수 있는 것으로 옳지 않은 것은?

① 베어링 종류는 단열 깊은홈 볼베어링이다.

② 안지름 치수는 20 mm이다.

③ 내륜 및 외륜 사이에 있는 볼의 틈새 크기는 보통급보다 작다.

④ 정밀도는 5급(정밀급)보다 정밀한 등급이다.

정답 4번

출제 포인트

구름베어링 호칭번호(형식번호)는 베어링 계열(형식), 안지름 번호, 접촉각 기호, 내부 틈새 기호, 정밀도 등급 기호를 순서대로 조합해 표시한다. '6204C2P6'라는 하나의 호칭번호를 각 자리별로 분해해서 그 의미를 정확히 읽어낼 수 있는지를 묻는 문제이다.

핵심 개념

형식번호 '62'는 단열 깊은홈 볼베어링을 나타낸다(형식번호 '6'=깊은홈 볼베어링 계열, '2'=치수계열 중 경하중형). 이어지는 '04'는 안지름 번호로, 안지름 번호가 04 이상 96 이하인 일반 구간에서는 번호에 5를 곱한 값이 안지름(mm)이 되므로 04×5=20 mm이다. 'C2'는 내부 틈새 기호이며, 틈새 등급은 작은 것부터 순서대로 C1<C2<CN(보통급)<C3<C4<C5로 매겨지므로 C2는 보통급(CN)보다 틈새가 작은 등급이다. 'P6'는 정밀도 등급 기호이며, 정밀도는 낮은 것부터 순서대로 0급(보통급)<6급<5급<4급<2급으로 매겨진다. 즉 6급은 보통급보다는 정밀하지만 5급(정밀급)보다는 정밀도가 낮은 등급이다.

선지별 해설

① 형식번호 '62'는 단열(한 줄) 깊은홈 볼베어링을 나타내므로 옳은 설명이다.
② 안지름 번호 '04'는 04×5=20으로 계산되어 안지름 20 mm를 나타내므로 옳은 설명이다.
③ 틈새 기호 'C2'는 틈새 등급 순서 C1<C2<CN(보통급)에서 보통급(CN)보다 앞서므로 볼과 궤도륜 사이의 틈새 크기가 보통급보다 작은 것이 맞아 옳은 설명이다.
④ 정밀도 기호 'P6'는 등급 순서 0급<6급<5급<4급<2급에서 6급에 해당하므로, 5급(정밀급)보다 오히려 정밀도가 낮은(정밀하지 않은) 등급이다. '5급보다 정밀한 등급이다'는 순서가 뒤바뀐 설명이므로 틀린 표현이며 → '5급(정밀급)보다 정밀도가 낮은(덜 정밀한) 등급이다'로 고쳐야 옳은 설명이 된다.

오답 포인트

이 문제의 함정은 정밀도 등급의 숫자가 작을수록 정밀하다고 단순히 생각하기 쉽다는 점이다. 실제로는 0급(보통급)이 가장 정밀도가 낮고, 6급-5급-4급-2급 순으로 갈수록 정밀도가 높아진다. P6은 6급에 해당하므로 5급보다 한 단계 낮은(덜 정밀한) 등급이며, 5급보다 정밀하다고 판단하면 순서를 반대로 이해한 것이 된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

호칭번호가 나오면 앞자리부터 형식번호(베어링 종류)-치수계열-안지름 번호-보조기호(접촉각·틈새·정밀도) 순서로 끊어서 각각을 따로 해석한다. 안지름 번호는 5를 곱해 mm로 환산하고(04~96 구간), 틈새 기호는 C1<C2<CN<C3<C4<C5, 정밀도 기호는 0(보통)<6<5<4<2 순으로 정밀해진다는 두 순서를 헷갈리지 않도록 구분해서 암기해 둔다.

암기 포인트

안지름 번호 04 이상 96 이하는 번호×5=안지름(mm). 틈새 등급: C1<C2<CN(보통)<C3<C4<C5, 숫자가 작을수록(또는 CN보다 앞일수록) 틈새가 작다. 정밀도 등급: 0급(보통)<6급<5급<4급<2급, 숫자가 작을수록 더 정밀하다(등급명은 숫자가 작아질수록 고급).

NoteBase

문 13. 마찰차에 대한 설명으로 옳은 것만을 모두 고른 것은?

ㄱ. 마찰력을 이용하여 동력을 전달하며, 원동차와 종동차가 구름 접촉을 한다.
ㄴ. 먼 거리의 동력전달에 적합하며, 효율이 좋다.
ㄷ. 운전상태에서 전동의 단속과 회전속도의 변경이 가능하다.
ㄹ. 정확한 속도비로 큰 동력을 전달한다.

① ㄱ, ㄴ
② ㄱ, ㄷ
③ ㄴ, ㄷ
④ ㄷ, ㄹ

정답 2번

출제 포인트

마찰차(friction wheel)의 동력 전달 원리와 그 특성(적용 거리, 효율, 속도비의 정확성, 단속·변속 가능 여부)을 정확히 구분할 수 있는지를 묻는다. ㄱ~ㄹ 네 설명 중 옳은 것만 골라야 하므로 각 항목을 독립적으로 참·거짓 판단해야 한다.

핵심 개념

마찰차는 두 바퀴를 직접 접촉시켜 그 사이에 생기는 마찰력으로 동력을 전달하는 장치이다. 원동차와 종동차 표면이 미끄러짐 없이 구름 접촉을 하는 것이 이상적인 동작 상태이다. 마찰차는 접촉면의 압력을 조절해 두 바퀴를 붙였다 떼었다 할 수 있으므로 운전 중에도 동력의 단속(전달 on/off)과 접촉 위치 변경을 통한 회전속도 변경(무단변속)이 가능하다. 다만 마찰력에 의존하는 구조상 큰 동력을 전달하면 미끄럼(슬립)이 발생하기 쉬워 정확한 속도비를 요구하는 전동이나 원거리·고효율 전동에는 적합하지 않고, 주로 비교적 가까운 거리에서 저속·경하중의 동력 전달이나 무단변속이 필요한 경우에 사용된다.

NoteBase

선지별 해설

ㄱ. 마찰력을 이용하여 동력을 전달하며, 원동차와 종동차가 구름 접촉을 한다. → O. 마찰차의 기본 동작 원리 그대로이다. 두 바퀴가 미끄러짐 없이 구름 접촉을 하면서 마찰력으로 동력을 전달하는 것이 마찰차의 정의이다.
ㄴ. 먼 거리의 동력전달에 적합하며, 효율이 좋다. → X. 마찰차는 두 바퀴가 직접 접촉해야 하므로 축간 거리가 짧은 경우에 적합하며, 미끄럼에 의한 동력 손실이 있어 효율이 벨트나 기어 전동에 비해 낮다. 먼 거리 동력전달과 고효율은 마찰차의 특징이 아니다.
ㄷ. 운전상태에서 전동의 단속과 회전속도의 변경이 가능하다. → O. 마찰차는 접촉압력을 조절해 운전 중에도 동력을 끊거나 이을 수 있고, 접촉 위치(반지름)를 바꾸어 회전속도를 무단으로 변경할 수 있다.
ㄹ. 정확한 속도비로 큰 동력을 전달한다. → X. 마찰차는 마찰력에 의존하므로 큰 동력을 전달하려 하면 미끄럼이 커져 속도비가 부정확해진다. 정확한 속도비가 필요한 경우에는 기어 전동을 사용하는 것이 적합하다.

오답 포인트

①(ㄱ,ㄴ)과 ③(ㄴ,ㄷ)은 옳지 않은 ㄴ을 포함하고 있어 제외된다. ④(ㄷ,ㄹ)은 옳지 않은 ㄹ을 포함하고 있어 제외된다. 마찰차를 벨트 전동이나 기어 전동과 혼동하면 ㄴ(원거리·고효율)이나 ㄹ(정확한 속도비)을 옳다고 착각하기 쉬우므로, 마찰차 고유의 한계(미끄럼에 의한 효율 저하와 속도비 부정확성)를 명확히 구분해서 기억해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차 관련 문제가 나오면 먼저 '미끄럼(슬립)이 발생할 수 있는 전동'이라는 점을 기준으로 삼는다. 미끄럼이 있으므로 정확한 속도비·큰 동력 전달·원거리 전동·고효율에는 부적합하고, 반대로 접촉을 붙였다 떼었다 하며 운전 중 단속과 무단변속이 가능하다는 점은 마찰차의 장점으로 판단한다.

암기 포인트

마찰차 = 구름 접촉 + 마찰력 전달 + 운전 중 단속·무단변속 가능(장점), 미끄럼 존재로 원거리·고효율·정확한 속도비·대동력 전달에는 부적합(단점)으로 정리해 둔다.

NoteBase

문 14. 5m/s의 속도로 50kW의 동력을 전달하는 평벨트 전동장치에서 긴장측 장력이 이완측 장력의 1.5배일 때, 유효장력과 이완측 장력의 합[N]은?

① 10,000

② 20,000

③ 30,000

④ 40,000

정답 3번

출제 포인트

평벨트 전동장치에서 전달동력, 벨트 속도, 유효장력(장력차) 사이의 관계식 $H = T_e \cdot v$를 이용해 유효장력을 구하고, 긴장측 장력과 이완측 장력의 비율 조건을 연립해 이완측 장력을 구한 뒤 두 값의 합을 계산하는 문제이다.

조건 정리

벨트 속도 $v = 5$ m/s, 전달동력 $H = 50$ kW $= 50{,}000$ W이다. 긴장측 장력을 T_1, 이완측 장력을 T_2라 하면 $T_1 = 1.5T_2$이다. 유효장력(전달동력에 실제 기여하는 장력차)은 $T_e = T_1 - T_2$이다.

사용할 공식

전달동력과 유효장력의 관계: $H = T_e \cdot v$, 즉 $T_e = \frac{H}{v}$. 장력비 조건: $T_e = T_1 - T_2 = 1.5T_2 - T_2 = 0.5T_2$.

계산 과정

유효장력을 먼저 구하면 $T_e = \frac{50{,}000}{5} = 10{,}000$ N이다. 장력비 조건에서 $T_e = 0.5T_2$이므로 $T_2 = \frac{T_e}{0.5} = \frac{10{,}000}{0.5} = 20{,}000$ N이다. 문제가 구하는 값은 유효장력과 이완측 장력의 합이므로 $T_e + T_2 = 10{,}000 + 20{,}000 = 30{,}000$ N이다.

선지 판단

① 10,000 → X, 이 값은 유효장력 T_e 하나만의 값이며 이완측 장력이 빠져 있어 합이 아니다.
② 20,000 → X, 이 값은 이완측 장력 T_2 하나만의 값이며 유효장력이 빠져 있어 합이 아니다.
③ 30,000 → O, 유효장력 10,000 N과 이완측 장력 20,000 N을 더한 값과 정확히 일치한다.
④ 40,000 → X, 긴장측 장력 $T_1 = 1.5T_2 = 30{,}000$ N과 이완측 장력 $T_2 = 20{,}000$ N을 더한 값(장력의 합)이며, 문제가 묻는 유효장력과 이완측 장력의 합이 아니다.

NoteBase

오답 포인트

이 문제의 함정은 '유효장력과 이완측 장력의 합'을 '긴장측 장력과 이완측 장력의 합'으로 잘못 읽는 것이다. 유효장력은 긴장측과 이완측 장력의 차이($T_1 - T_2$)이지 어느 한쪽 장력 자체가 아니므로, 이 둘을 혼동하면 ④(긴장측+이완측의 합)를 답으로 고르는 오류가 생긴다.

다시 나오면 이렇게 판단

평벨트 전동장치 문제는 먼저 $T_e = H/v$로 유효장력부터 구하고, 장력비 조건($T_1 = kT_2$ 꼴)을 이용해 $T_e = (k-1)T_2$로 이완측 장력을 역산한다. 그 다음 문제가 정확히 어떤 두 값의 합(또는 차)을 묻는지 발문을 다시 확인하고 대입한다.

암기 포인트

전달동력 $H = T_e v$, 유효장력 $T_e = T_1 - T_2$이며, 장력비 $T_1 = kT_2$가 주어지면 $T_e = (k-1)T_2$로 이완측 장력을 즉시 구할 수 있다.

NoteBase

문 15. 체인 동력전달에서 사용되는 스프로킷 휠의 피치원 지름은? (단, 체인의 피치는 p, 스프로킷 휠의 잇수는 Z이다)

① $\frac{p}{\sin\frac{180^\circ}{Z}}$
② $\frac{p}{\sin\frac{360^\circ}{Z}}$
③ $\frac{2p}{\sin\frac{180^\circ}{Z}}$
④ $\frac{2p}{\sin\frac{360^\circ}{Z}}$

정답 1번

출제 포인트

체인 스프로킷 휠에서 피치 p와 잇수 Z로부터 피치원 지름 D를 구하는 공식을 정확히 유도·암기하고 있는지 확인하는 문제이다. 스프로킷의 이(齒) 사이 간격이 원주를 따라 균등하게 배치되는 기하학적 구조를 이해해야 공식을 도출할 수 있다.

조건 정리

체인의 피치는 p, 스프로킷 휠의 잇수는 Z이다. 스프로킷의 이는 피치원(지름 D) 위에 균등한 간격으로 배치되며, 인접한 두 이의 중심을 잇는 현(弦)의 길이가 곧 체인의 피치 p와 같다.

사용할 공식

잇수가 Z개이므로 이웃한 두 이가 이루는 중심각은 $\frac{360^\circ}{Z}$이고, 그 절반각은 $\frac{180^\circ}{Z}$이다. 반지름 $\frac{D}{2}$인 원에서 중심각 $\frac{360^\circ}{Z}$에 대한 현의 길이는 다음과 같다. $p = 2 \times \frac{D}{2} \times \sin\frac{180^\circ}{Z} = D\sin\frac{180^\circ}{Z}$

계산 과정

위 식 $p = D\sin\frac{180^\circ}{Z}$을 D에 대해 정리하면 다음과 같다. $D = \frac{p}{\sin\frac{180^\circ}{Z}}$ 따라서 피치원 지름은 p를 $\sin\frac{180^\circ}{Z}$로 나눈 값이며, 분모의 각은 180°를 잇수로 나눈 값이지 360°를 나눈 값이 아니고, 분자도 $2p$가 아니라 p이다.

선지 판단

① $\frac{p}{\sin(180^\circ/Z)}$ — O. 이웃한 이 사이의 현 길이 관계식을 그대로 정리한 결과와 일치한다.
② $\frac{p}{\sin(360^\circ/Z)}$ — X. 각을 절반으로 나누지 않고 중심각 전체($360^\circ/Z$)를 그대로 사인 안에 넣은 오류이다. 현의 길이 공식에서는 중심각의 절반을 사용해야 한다.
③ $\frac{2p}{\sin(180^\circ/Z)}$ — X. 분자에 불필요하게 2를 곱한 오류이다. $p = D\sin(180^\circ/Z)$에서 D를 구하면 분자는 p이지 $2p$가 아니다.
④ $\frac{2p}{\sin(360^\circ/Z)}$ — X. 분자의 2배 오류와 분모의 각 오류(360°를 그대로 사용)가 함께 나타난 경우이다.

NoteBase

오답 포인트

현의 길이 공식을 유도할 때 중심각을 절반으로 나누는 것을 빠뜨리면 $\sin(180^\circ/Z)$가 아니라 $\sin(360^\circ/Z)$를 쓰는 실수가 생긴다. 또한 $D = p/\sin(180^\circ/Z)$의 유도 과정에서 이항을 잘못하면 분자에 불필요한 2가 붙는 실수가 생긴다. 두 실수가 각각 또는 함께 나타난 선지가 오답으로 배치되어 있으므로 유도 과정을 직접 되짚어 확인해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

스프로킷 피치원 지름 공식이 나오면 $D = \frac{p}{\sin(180^\circ/Z)}$를 바로 떠올리되, 확신이 서지 않으면 이웃한 두 이가 이루는 중심각이 $360^\circ/Z$이고 그 절반각 $180^\circ/Z$로 현의 길이(피치 p)를 표현한다는 유도 과정을 짧게 다시 그려보면 분모와 분자를 헷갈리지 않는다.

암기 포인트

스프로킷 피치원 지름: $D = \frac{p}{\sin(180^\circ/Z)}$ — 분모의 각은 $180^\circ/Z$(360이 아님), 분자는 p(2p가 아님)로 고정해서 외워 둔다.

NoteBase

문 16. 벨트전동에서 긴장측의 장력이 $10kN$, 벨트의 접촉각이 $\frac{6}{5}\pi$, 벨트와 풀리의 마찰계수가 0.2, 벨트의 전동속도가 $5m/s$일 때, 전달동력$[kW]$은?

① $50(1-e^{-0.24\pi})$

② $100(1-e^{-0.24\pi})$

③ $50(e^{0.24\pi}-1)$

④ $100(e^{0.24\pi}-1)$

정답 1번

출제 포인트

벨트전동에서 긴장측 장력과 이완측 장력의 비가 접촉각과 마찰계수로 정해지는 관계식(장력비 공식)을 세우고, 이를 이용해 유효장력과 전달동력을 구하는 문제이다. 장력비 공식의 지수 계산과 전달동력 공식을 정확히 적용할 수 있는지를 확인한다.

조건 정리

긴장측 장력 $T_1 = 10$ kN, 접촉각 $\theta = \frac{6}{5}\pi$, 마찰계수 $\mu = 0.2$, 벨트 속도 $v = 5$ m/s이다. 구하는 값은 전달동력 H[kW]이다.

사용할 공식

평벨트 전동에서 긴장측 장력과 이완측 장력의 비는 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$이다. 전달동력은 유효장력(긴장측과 이완측의 차이)에 벨트 속도를 곱한 값이다: $H = (T_1 - T_2)v$.

계산 과정

지수부터 계산하면 $\mu\theta = 0.2 \times \frac{6}{5}\pi = \frac{1.2}{5}\pi = 0.24\pi$이므로 $\frac{T_1}{T_2} = e^{0.24\pi}$이다. 여기서 이완측 장력은 $T_2 = \frac{T_1}{e^{0.24\pi}} = T_1 e^{-0.24\pi}$로 나타난다. 유효장력은 $T_1 - T_2 = T_1(1 - e^{-0.24\pi}) = 10(1 - e^{-0.24\pi})$ kN이다. 이를 벨트 속도와 곱하면 전달동력은 $H = 10(1 - e^{-0.24\pi})$ kN $\times$ 5 m/s $= 50(1 - e^{-0.24\pi})$ kW가 된다.

선지 판단

① $50(1 - e^{-0.24\pi})$: 계산 결과와 정확히 일치하는 값이다. O

② $100(1 - e^{-0.24\pi})$: 형태는 맞지만 계수가 100으로, 장력 10 kN과 속도 5 m/s의 곱인 유효장력$\times$속도 값을 잘못 계산해 계수가 두 배로 커진 경우이다. X

③ $50(e^{0.24\pi} - 1)$: 장력비의 역수 관계를 반대로 적용해 $T_1 - T_2$ 대신 $T_2 - T_1$ 형태의 부호를 잘못 잡은 경우이다(이완측이 긴장측보다 커지는 모순이 생긴다). X

④ $100(e^{0.24\pi} - 1)$: ②의 계수 오류와 ③의 부호 오류가 함께 나타난 경우이다. X

NoteBase

오답 포인트

가장 흔한 실수는 유효장력을 $T_1 - T_2$가 아니라 T_1만으로 계산하거나, 반대로 $T_2 - T_1$로 부호를 뒤집어 지수의 부호를 잘못 넣는 것이다. 또한 접촉각을 라디안 단위로 바로 곱하지 않고 도(°)로 착각해 지수를 잘못 계산하는 실수도 나온다. 접촉각 $\frac{6}{5}\pi$와 마찰계수 0.2의 곱이 정확히 0.24π가 되는 계산 과정을 직접 손으로 확인해 두는 것이 좋다.

다시 나오면 이렇게 판단

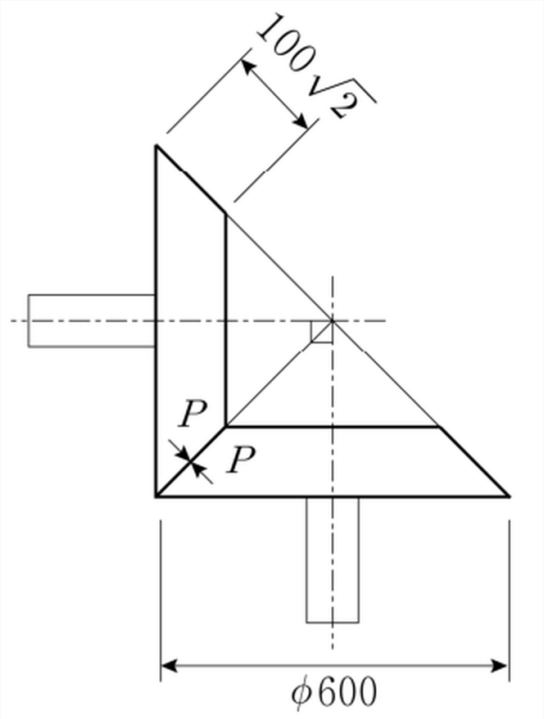
벨트전동 문제는 먼저 장력비 공식 $T_1/T_2 = e^{\mu\theta}$로 이완측 장력을 긴장측 장력으로 표현한 다음, 유효장력 $T_1 - T_2 = T_1(1 - e^{-\mu\theta})$ 형태로 정리하고 마지막에 속도를 곱해 동력을 구하는 순서로 접근한다. 지수의 부호(음수)와 괄호 안 값이 1에서 지수함수를 뺀 형태인지 먼저 확인하면 선지를 빠르게 구분할 수 있다.

암기 포인트

장력비: $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$(긴장측이 이완측보다 크므로 지수는 양수). 유효장력: $T_1 - T_2 = T_1(1 - e^{-\mu\theta})$. 전달동력: $H = (T_1 - T_2)v$.

NoteBase

문 17. 회전비가 1이고, 축각이 90°인 원추마찰차에서 원동차의 외단부 지름이 600mm, 회전수가 1,000rpm, 접촉면 폭이 $100\sqrt{2}$mm, 마찰계수가 0.2, 두 원추마찰차 사이에 밀어붙이는 힘(P)이 2kN일 때, 전달할 수 있는 최대 동력[kW]은? (단, $\pi = 3$이다)



① 8

② 10

③ 12

④ 14

정답 2번

출제 포인트

축각이 90°이고 회전비가 1인 원추마찰차에서 접촉면의 평균반지름을 구한 뒤, 마찰계수와 압부력(P)으로 마찰력과 전달토크를 계산하고 이를 각속도와 곱해 전달동력을 구하는 문제이다. 원추마찰차는 원추면이 축과 이루는 반각(원추각)만큼 접촉부 반지름이 외단부에서 안쪽으로 갈수록 작아진다는 점을 반영해야 한다.

NoteBase

조건 정리

회전비 1, 축각 90°이므로 각 원추의 반각(축과 원추면이 이루는 각) $\alpha = 45\,^\circ$이다. 원동차 외단부 지름 $D_1 = 600$ mm이므로 외단부 반지름은 300 mm이다. 접촉면 폭(경사길이) $b = 100\sqrt{2}$ mm이고, 반각이 45°이므로 접촉면을 따라 안쪽으로 이동하면 반지름은 $b\sin\alpha = 100\sqrt{2} \times \frac{\sqrt{2}}{2} = 100$ mm만큼 줄어든다. 따라서 내단부 반지름은 $300 - 100 = 200$ mm이고, 평균반지름은 $R_m = \frac{300 + 200}{2} = 250$ mm $= 0.25$ m이다. 마찰계수 $\mu = 0.2$, 압부력 $P = 2$ kN $= 2000$ N, 회전수 $N = 1000$ rpm, $\pi = 3$이다.

사용할 공식

마찰력 $F = \mu P$, 전달토크 $T = FR_m$, 각속도 $\omega = \frac{2\pi N}{60}$, 전달동력 $H = T\omega$이다. 여기서 P는 두 원추마찰차를 서로 밀어붙이는 접촉면 수직압부력이므로 그대로 마찰력 계산에 사용한다.

계산 과정

마찰력: $F = \mu P = 0.2 \times 2000 = 400$ N.

토크: $T = FR_m = 400 \times 0.25 = 100$ N·m.

각속도: $\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2 \times 3 \times 1000}{60} = 100$ rad/s.

전달동력: $H = T\omega = 100 \times 100 = 10000$ W $= 10$ kW.

선지 판단

① 8 → X, 평균반지름을 250 mm보다 작게 잘못 잡거나 각속도를 과소 계산한 경우에 나오는 값으로, 조건 정리와 맞지 않는다.

② 10 → O, 평균반지름 0.25 m와 마찰력 400 N, 각속도 100 rad/s를 그대로 곱하면 10 kW가 나와 계산 결과와 일치한다.

③ 12 → X, 외단부 반지름 300 mm(0.3 m)를 평균반지름 대신 그대로 사용하면 토크가 120 N·m가 되어 12 kW로 계산되므로, 접촉면 폭에 따른 반지름 감소를 반영하지 않은 오류에서 나오는 값이다.

④ 14 → X, 반지름을 실제보다 크게 잡거나 마찰력 계산에서 부가적인 항을 더하는 등 잘못된 보정을 거치면 나올 수 있는 값으로, 문제 조건상 성립하지 않는다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 외단부 지름 600 mm(반지름 300 mm)를 그대로 토크 계산에 사용하는 것이다. 그러나 접촉면 폭 $100\sqrt{2}$ mm가 원추 경사면을 따라 존재하므로, 외단부에서 내단부로 갈수록 반지름이 줄어든다는 점을 반영해 평균반지름 250 mm를 사용해야 한다. 이를 놓치면 12 kW(③)로 잘못 계산된다. 또한 마찰력을 구할 때 P를 그대로 쓰지 않고 불필요하게 $\sin\alpha$나 $\cos\alpha$로 나누거나 곱하는 것도 오답 원인이 될 수 있다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

원추마찰차 문제에서는 먼저 축각과 회전비로 각 원추의 반각을 구하고, 외단부 지름과 접촉면 폭으로 평균반지름을 계산하는 순서를 지킨다. 평균반지름은 (외단부 반지름 + 내단부 반지름)을 2로 나눈 값이며, 내단부 반지름은 외단부 반지름에서 접촉면 폭과 반각의 사인값을 곱한 만큼 뺀 값이다. 이후 마찰력, 토크, 각속도, 동력의 순서로 계산하면 실수를 줄일 수 있다.

암기 포인트

원추마찰차 평균반지름: R_m = R_외 - (bα)/(2)(또는 외단부·내단부 반지름의 평균). 마찰력 $F = \mu P$, 토크 $T = FR_m$, 동력 $H = T\omega = \frac{2\pi NT}{60}$.

NoteBase

문 18. 코일의 지름이 20 mm, 소선의 지름이 4 mm, 유효감김수가 12인 코일 스프링에 100 kgf의 인장하중이 작용하여 3 mm의 처짐이 발생할 때, 가로 탄성계수 $G[kgf/mm^2]$는?

① 10,000

② 20,000

③ 100,000

④ 200,000

정답 3번

출제 포인트

코일 스프링의 처짐(변형량) 공식을 이용하여 가로 탄성계수(전단탄성계수) G를 역산하는 문제이다. 코일 지름, 소선 지름, 유효 감김수, 하중, 처짐량이 주어지면 이 공식에 대입해 G를 구할 수 있어야 한다.

조건 정리

코일의 평균 지름 $D = 20$ mm, 소선의 지름 $d = 4$ mm, 유효 감김수 $n = 12$, 인장하중 $P = 100$ kgf, 처짐량 $\delta = 3$ mm이다. 구하는 값은 가로 탄성계수 G이다.

사용할 공식

코일 스프링의 처짐 공식은 $\delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4}$이며, 이를 G에 대해 정리하면 $G = \frac{8PD^3n}{\delta d^4}$이 된다.

계산 과정

$D^3 = 20^3 = 8000$, $d^4 = 4^4 = 256$이다. 분자는 $8 \times 100 \times 8000 \times 12 = 76{,}800{,}000$이고, 분모는 $3 \times 256 = 768$이다. 따라서 $G = \frac{76{,}800{,}000}{768} = 100{,}000$ kgf/mm^{2}이 된다.

선지 판단

① 10,000 → 계산값의 1/10에 해당하는 값으로, 지름 값을 제곱만 적용하거나 자릿수 계산에서 오차가 생긴 경우 나올 수 있는 값이다. 정답이 아니다.
② 20,000 → 계산값과 자릿수가 다른 값으로 공식 적용 오류에 해당한다. 정답이 아니다.
③ 100,000 → 위 계산 과정과 정확히 일치한다. 정답이다.
④ 200,000 → 계산값의 2배에 해당하며, 분모의 계수(8배)를 잘못 적용하거나 처짐량을 절반으로 잘못 대입한 경우 나올 수 있는 값이다. 정답이 아니다.

NoteBase

오답 포인트

이 문제는 공식의 지수 계산(D의 3제곱, d의 4제곱)에서 자릿수 실수를 하기 쉽다. $20^3 = 8000$을 $20^2 = 400$으로 잘못 계산하거나, $4^4 = 256$을 $4^3 = 64$로 잘못 계산하면 답이 크게 어긋난다. 또한 공식의 앞자리 계수 8을 빠뜨리거나 중복 적용하는 실수도 흔하다.

다시 나오면 이렇게 판단

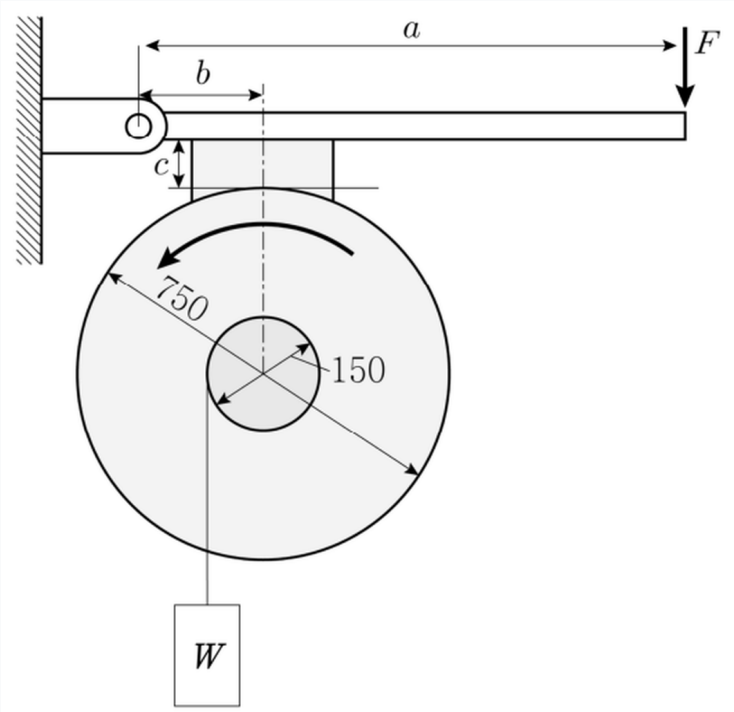
코일 스프링 관련 문제에서 하중, 처짐, 지름, 감김수 중 어느 것이 주어지고 어느 것을 구하는지 먼저 확인한 뒤, $\delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4}$ 공식을 그 미지수에 맞게 정리해서 대입한다. 대입 전에 D와 d의 거듭제곱 값을 따로 계산해 두면 실수를 줄일 수 있다.

암기 포인트

코일 스프링 처짐 공식은 $\delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4}$으로 암기해 둔다. 여기서 D는 코일의 평균 지름, d는 소선의 지름, n은 유효 감김수이며, 지수가 D는 3제곱, d는 4제곱이라는 점을 특히 기억해 둔다.

NoteBase

문 19. 그림과 같은 단식 블록 브레이크를 사용하여 중량 W의 자연낙하를 방지하고자 할 때, 최대허용중량 W[kgf]는? (단, a = 1,000 mm, b = 110 mm, c = 50 mm, F = 40 kgf, 마찰계수는 0.2이다)



① $\frac{500}{3}$

② $\frac{1,000}{3}$

③ 400

④ 500

정답 3번

출제 포인트

단식 블록 브레이크에서 레버에 작용하는 조작력 F로부터 드럼을 미는 수직항력(누르는 힘) N을 구하고, 이 N에 마찰계수를 곱한 제동마찰력이 만드는 제동토크가 하중 W가 만드는 토크와 균형을 이루는 최대허용중량 W를 구하는 문제이다. 핵심은 레버의 지렛대 모멘트식을 세울 때 마찰력이 만드는 모멘트(팔길이 c)의 부호를 회전 방향에 맞게 자기작동(self-energizing) 쪽으로 잡는 것이다.

NoteBase

조건 정리

핀 O에서 F 작용점까지 수평거리 a=1,000mm. 핀 O에서 브레이크 블록(드럼을 누르는 지점)까지 수평거리 b=110mm. 블록이 드럼을 누르는 접촉선과 핀 O 사이의 수직거리 c=50mm. 드럼 반지름 R=750mm. 드럼과 동축으로 회전하며 W를 매다는 풀리 반지름 r=150mm. 조작력 F=40kgf, 마찰계수 μ=0.2. 그림의 화살표대로 드럼이 회전하면 드럼 표면이 블록을 미는 마찰력의 방향이 레버를 눌러 블록을 드럼 쪽으로 더 밀어붙이는 방향(자기작동)으로 작용한다.

사용할 공식

레버의 핀 O에 대한 모멘트 평형(자기작동): $F \cdot a = N \cdot b - \mu N \cdot c$, 즉 $N = \frac{Fa}{b - \mu c}$. 드럼 제동력(마찰력): $f = \mu N$. 제동토크와 하중토크의 균형(최대허용중량 조건): $f \cdot R = W \cdot r$, 즉 $W = \frac{\mu N R}{r}$.

계산 과정

먼저 N을 구한다. $N = \frac{Fa}{b - \mu c} = \frac{40 \times 1{,}000}{110 - 0.2 \times 50} = \frac{40{,}000}{110 - 10} = \frac{40{,}000}{100} = 400$kgf. 다음으로 제동마찰력을 구한다. $f = \mu N = 0.2 \times 400 = 80$kgf. 제동토크는 $f \cdot R = 80 \times 750 = 60{,}000$kgf·mm이다. 이 제동토크가 하중이 만드는 토크 $W \cdot r$과 같아지는 한계가 최대허용중량이므로, $W = \frac{60{,}000}{150} = 400$kgf이다.

선지 판단

① 500/3(≈166.7) → X, 분모 계산에서 b와 μc를 다르게 조합하거나 R, r을 뒤바꿔 대입했을 때 나오는 값으로 조건에 맞지 않는다.
② 1,000/3(≈333.3) → X, 모멘트식을 자기작동이 아닌 자기제동 완화(self-de-energizing) 형태인 $N = \frac{Fa}{b + \mu c} = \frac{40{,}000}{120} = 333.3$으로 잘못 세워 얻는 값이다. 그림의 회전 방향상 마찰력은 블록을 드럼에 더 밀착시키는 자기작동 방향이므로 분모는 $b - \mu c$가 되어야 한다.
③ 400 → O, 자기작동 모멘트식 $N = \frac{Fa}{b - \mu c} = 400$kgf에서 제동력 $f = \mu N = 80$kgf, 제동토크 $fR = 60{,}000$ kgf·mm을 하중토크 Wr과 같게 놓으면 $W = 400$kgf로 계산 과정과 정확히 일치한다.
④ 500 → X, N이나 제동토크를 구하는 중간 단계에서 μ를 누락하거나 반지름 R, r 대입을 혼동했을 때 나올 수 있는 값으로 올바른 풀이 결과와 다르다.

오답 포인트

이 문제의 함정은 두 가지이다. 첫째, 마찰력이 만드는 모멘트의 부호(자기작동 vs 자기제동 완화)를 회전 방향과 무관하게 무조건 더하거나 빼면 안 되고, 그림에서 드럼 표면이 블록을 미는 방향을 보고 판단해야 한다. 둘째, 브레이크 드럼 반지름 R과 하중이 매달린 풀리 반지름 r은 서로 다른 값(750mm, 150mm)이므로 제동토크는 R로, 하중토크는 r로 계산해야 하며 둘을 혼동하면 안 된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

단식 블록 브레이크 문제는 먼저 레버의 핀을 기준으로 모멘트식을 세워 드럼을 누르는 힘 N을 구하고, 그 다음 N에 마찰계수를 곱해 제동력을 구한 뒤, 제동력에 드럼 반지름을 곱해 제동토크를 구하고, 이를 하중과 하중이 매달린 축(또는 풀리) 반지름의 곱인 하중토크와 같다고 놓아 W를 구하는 순서로 접근한다. 모멘트식에서 마찰항의 부호는 드럼 회전 방향이 블록을 드럼 쪽으로 밀어붙이는지(자기작동, $b-\mu c$) 아니면 밀어내는지(자기제동 완화, $b+\mu c$)를 그림으로 직접 확인해서 정한다.

암기 포인트

자기작동형 단식 블록 브레이크: $N=\frac{Fa}{b-\mu c}$, 제동토크 $=\mu NR$, 하중토크 $=Wr$, 한계조건 $\mu NR=Wr$.

NoteBase

문 20. 안지름이 $200mm$인 4개의 관을 통해 유체가 평균유속 $2m/s$로 흐르고 있을 때, 유체의 총유량[ℓ/s]은?

① 8π

② 16π

③ 80π

④ 160π

정답 3번

출제 포인트

관 하나를 흐르는 유체의 체적유량을 단면적과 평균유속의 곱으로 구한 뒤, 같은 유량이 흐르는 관이 여러 개일 때 전체 유량은 그 개수를 곱해서 구한다는 점을 확인하는 문제이다. 단위 환산($m^3/s \rightarrow \ell/s$)을 정확히 하는지도 함께 묻는다.

조건 정리

안지름 $d = 200\ \text{mm} = 0.2\ \text{m}$, 평균유속 $V = 2\ \text{m/s}$, 관의 개수 $n = 4$개이다. 구하는 값은 4개 관을 합한 총유량 Q_{total}이며 단위는 ℓ/s이다.

사용할 공식

관 1개의 체적유량은 $Q = A \cdot V$이며, 원형 단면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이다. 관이 n개이면 총유량은 $Q_{total} = n \cdot A \cdot V$이다. 단위 환산은 $1\ \text{m}^3 = 1000\ \ell$를 사용한다.

계산 과정

관 1개의 단면적은 $A = \frac{\pi(0.2)^2}{4} = \frac{\pi \times 0.04}{4} = 0.01\pi\ \text{m}^2$이다.
관 1개의 유량은 $Q = AV = 0.01\pi \times 2 = 0.02\pi\ \text{m}^3/\text{s}$이다.
이를 리터 단위로 바꾸면 $0.02\pi\ \text{m}^3/\text{s} = 20\pi\ \ell/\text{s}$이다.
관이 4개이므로 총유량은 $Q_{total} = 4 \times 20\pi = 80\pi\ \ell/\text{s}$이다.

NoteBase

선지 판단

① 8π: 관 1개의 유량을 ℓ/s로 환산하지 않고 m^3/s 단위 그대로 두거나 지름과 반지름을 혼동해 단면적을 지나치게 작게 계산한 경우에 나오는 값으로 틀렸다.
② 16π: 관 1개의 유량만 리터로 환산하고 관 4개를 곱하지 않았거나, 계산 과정에서 배수 처리를 빠뜨린 경우로 틀렸다.
③ 80π: 단면적 $0.01\pi\ m^2$에 유속 2 m/s를 곱해 관 1개당 20π ℓ/s를 구하고, 이를 관 4개에 대해 합산한 값으로 옳다.
④ 160π: 관 1개의 유량을 20π가 아닌 40π로 잘못 계산하거나(반지름이 아닌 지름을 그대로 제곱해 단면적을 4배로 키운 경우 등), 최종값에 개수를 이중으로 곱한 경우에 나오는 값으로 틀렸다.

오답 포인트

이 문제에서 가장 흔한 실수는 지름 200 mm를 반지름으로 착각해 단면적 공식에 그대로 대입하는 것과, 단위를 m^3/s에서 ℓ/s로 바꾸는 과정(×1000)을 빠뜨리는 것이다. 또한 관이 4개라는 조건을 놓치고 관 1개의 유량만 답으로 고르는 실수도 잦다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 지름을 반으로 나누어 반지름으로 바꾸고, 원형 단면적 공식 $A = \frac{\pi d^2}{4}$에 지름을 직접 대입해 실수를 줄인다. 이후 $Q = AV$로 관 1개의 유량을 구하고, 단위를 ℓ/s로 맞춘 다음 마지막에 관의 개수를 곱하는 순서로 계산한다.

암기 포인트

원형 단면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4}$로 지름 기준 공식을 바로 쓰는 것이 실수를 줄인다. 체적유량은 $Q = AV$이며, $1\ m^3$ = 1000 ℓ 환산과 관의 개수를 곱하는 단계를 마지막에 반드시 확인한다.

NoteBase

문 21. 전단을 위해 $4{,}500\text{kgf}\cdot\text{m}$의 일이 필요한 강판을 전단할 수 있는 전단기를 제작하고자 한다. 전단기는 500rpm의 회전축에 플라이휠을 달아 플라이휠에 저장될 에너지로 전단작업을 수행한다. 전단과정에서 플라이휠 회전속도가 20% 저하된다고 할 때, 이 플라이휠의 질량관성모멘트값 $[\text{kgf}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2]$은? (단, $\pi = 3$이다)

① 3.6

② 5

③ 5.6

④ 10

정답 4번

출제 포인트

플라이 휠이 회전속도 변화(속도변동) 구간에서 방출하는 운동에너지가 곧 전단작업에 필요한 일과 같다는 점을 이용해 질량관성모멘트를 구하는 문제이다. 회전속도를 rpm에서 각속도(rad/s)로 바꾸는 계산과, 회전체 운동에너지 공식 $E = \frac{1}{2}I\omega^2$을 다루는 능력을 확인한다.

조건 정리

전단에 필요한 일(플라이 휠이 내놓는 에너지) $\Delta E = 4{,}500\ \text{kgf}\cdot\text{m}$, 전단 전 회전속도 $N_1 = 500\ \text{rpm}$, 전단 중 회전속도가 20% 저하되므로 전단 후 회전속도 $N_2 = 0.8N_1 = 400\ \text{rpm}$, $\pi = 3$으로 계산한다.

사용할 공식

각속도 $\omega = \frac{2\pi N}{60}$, 회전체의 운동에너지 $E = \frac{1}{2}I\omega^2$, 플라이 휠이 방출하는 에너지 $\Delta E = \frac{1}{2}I(\omega_1^2 - \omega_2^2)$이다.

계산 과정

먼저 각속도를 구한다. $\omega_1 = \frac{2\pi N_1}{60} = \frac{2\times 3\times 500}{60} = 50\ \text{rad/s}$이고, $\omega_2 = 0.8\omega_1 = 40\ \text{rad/s}$이다.
방출 에너지식에 대입하면 $\Delta E = \frac{1}{2}I(\omega_1^2 - \omega_2^2) = \frac{1}{2}I(50^2 - 40^2) = \frac{1}{2}I(2500 - 1600) = \frac{1}{2}I \times 900 = 450I$가 된다.
이 값이 전단에 필요한 일 $4{,}500\ \text{kgf}\cdot\text{m}$와 같아야 하므로 $450I = 4{,}500$에서 $I = \frac{4{,}500}{450} = 10\ \text{kgf}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$이다.

NoteBase

선지 판단

① 3.6 → 각속도를 rpm 그대로 쓰거나 저하율 적용을 잘못해 나오는 값으로, 위 계산 결과와 다르다.
② 5 → $\omega_1^2 - \omega_2^2$ 대신 $\omega_1 - \omega_2$만 사용하는 등 제곱을 빠뜨리면 나오는 값으로 틀린 값이다.
③ 5.6 → 회전속도 저하율을 20%가 아닌 다른 비율로 잘못 적용하거나 계산 도중 반올림을 잘못하면 나오는 값으로 틀린 값이다.
④ 10 → $\omega_1 = 50$ rad/s, $\omega_2 = 40$ rad/s를 정확히 구하고 $450I = 4{,}500$을 풀면 나오는 값과 일치하므로 옳다.

오답 포인트

이 문제의 흔한 실수는 두 가지이다. 첫째, rpm을 rad/s로 바꿀 때 60으로 나누는 것을 빠뜨리거나 π=3이라는 조건을 반영하지 않는 것이다. 둘째, 회전속도가 20% 저하된다는 조건을 각속도가 아니라 에너지나 다른 값에 곧바로 적용해 버리는 것이다. 반드시 $\omega_2 = 0.8\omega_1$로 각속도 자체를 먼저 낮춘 뒤 제곱차를 구해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

플라이 휠 문제는 항상 두 회전속도(전·후)를 각각 rad/s로 환산한 다음, $\Delta E = \frac{1}{2}I(\omega_1^2 - \omega_2^2)$에 대입해 미지수를 구하는 흐름으로 접근한다. 회전속도가 몇 % 저하·상승한다는 표현이 나오면 각속도에 그 비율을 곱해 두 번째 각속도를 만든 뒤 계산을 시작한다.

암기 포인트

각속도 환산 공식 $\omega = \frac{2\pi N}{60}$과 플라이 휠 방출 에너지 공식 $\Delta E = \frac{1}{2}I(\omega_1^2 - \omega_2^2)$을 한 세트로 외워 둔다.

NoteBase

문 22. 전달하중이 2 kN, 잇수가 30, 모듈이 2 mm, 회전수가 400 rpm인 스퍼 기어의 전달동력[kW]은? (단, $\pi = 3$이고, 속도계수는 무시한다)

① 1.2

② 2.4

③ 12

④ 24

정답 2번

출제 포인트

스퍼 기어의 잇수와 모듈로부터 피치원 지름을 구하고, 회전수로부터 피치선 속도를 구한 뒤, 전달하중과 곱해 전달동력을 계산하는 문제이다. 속도계수(마모·충격을 고려하는 계수)는 무시하라고 조건이 주어졌으므로 단순히 힘과 속도의 곱으로 동력을 구하면 된다.

조건 정리

전달하중 $F = 2$ kN $= 2000$ N, 잇수 $z = 30$, 모듈 $m = 2$ mm, 회전수 $N = 400$ rpm, $\pi = 3$, 속도계수는 고려하지 않는다.

사용할 공식

피치원 지름은 $D = mz$이다. 피치선 속도는 v=(π D N)/(60000) (m/s, D는 mm 단위)이며, 전달동력은 $P = Fv$이다.

계산 과정

피치원 지름은 $D = mz = 2 \times 30 = 60$ mm $= 0.06$ m이다. 피치선 속도는
$v = \frac{\pi DN}{60} = \frac{3 \times 0.06 \times 400}{60} = \frac{72}{60} = 1.2$ m/s이다. 전달동력은
$P = Fv = 2000$ N $\times 1.2$ m/s $= 2400$ W $= 2.4$ kW이다.

선지 판단

① 1.2 → 이는 피치선 속도 v의 값(m/s)이며 전달동력이 아니다. 하중 F를 곱하는 과정을 빠뜨리면 나올 수 있는 오답이다.
② 2.4 → 계산 과정대로 $P = Fv = 2000 \times 1.2 = 2400$ W $= 2.4$ kW와 정확히 일치한다.
③ 12 → $\pi = 3$을 쓰지 않거나 단위 환산을 잘못하여 10배가 커진 값에 해당한다.
④ 24 → 하중을 kN 단위 그대로(2가 아닌 20으로 오인)곱하거나 자릿수 환산을 잘못했을 때 나올 수 있는 값이다.

NoteBase

오답 포인트

이 문제에서 가장 흔한 실수는 피치선 속도 $v = 1.2$ m/s를 구해 놓고 이를 그대로 답(①)으로 고르는 것이다. 전달동력은 반드시 하중과 속도를 곱해야 나온다. 또한 모듈은 mm 단위이므로 피치원 지름을 m 단위로 환산(60 mm = 0.06 m)하지 않으면 속도 계산에서 1000배 오차가 발생해 ③, ④ 같은 값이 나올 수 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

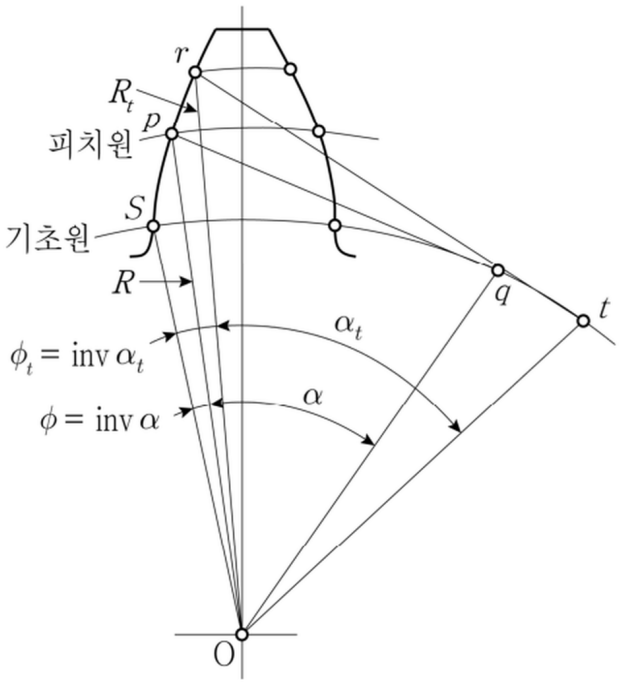
스퍼 기어의 전달동력 문제는 항상 순서를 지킨다. 먼저 $D = mz$로 피치원 지름을 구하고, 단위를 m로 바꾼 뒤 $v = \frac{\pi DN}{60}$로 피치선 속도를 구하고, 마지막에 하중(N 단위)과 속도(m/s 단위)를 곱해 동력(W)을 얻는다. 이때 나온 W값을 1000으로 나누면 kW가 된다.

암기 포인트

피치원 지름 $D = mz$, 피치선 속도 $v = \frac{\pi DN}{60}$(D는 m, N은 rpm), 전달동력 $P = Fv$(F는 N, v는 m/s, 결과는 W)로 정리해 둔다.

NoteBase

문 23. 그림과 같은 인벌류트 치형에서 피치원주상 이두께를 T라 하고, 중심 O로부터 거리가 R_t인 곳의 원주상 이두께를 $T_t = 2R_t\left(\frac{T}{2R} + \text{inv}\,\alpha - \text{inv}\,\alpha_t\right)$라 할 때, 기초원주상의 이두께는? (단, 모듈은 m, 압력각은 α, 잇수는 Z이다)



① $mZ\cos\alpha\left(\frac{\pi}{2Z} + \text{inv}\,\alpha\right)$

② $mZ\cos\alpha\left(\frac{\pi}{Z} + \text{inv}\,\alpha\right)$

③ $mZ\left(\frac{\pi}{2Z} + \text{inv}\,\alpha\right)$

④ $mZ\left(\frac{\pi}{Z} + \text{inv}\,\alpha\right)$

정답 1번

출제 포인트

인벌류트 치형에서 임의 반지름 위치의 원주상 이두께 공식을 기초원(base circle) 조건에 대입해 정리할 수 있는지를 묻는다. 기초원에서는 압력각과 인벌류트함수 값이 0이 된다는 점이 핵심이다.

조건 정리

피치원 반지름을 R, 피치원주상 이두께를 T라 한다. 중심 O로부터 거리 R_t인 원주상 이두께는 $T_t = 2R_t\left(\frac{T}{2R} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_t\right)$로 주어진다. 기초원은 인벌류트 곡선이 시작되는 원으로, 그 위에서는 압력각 $\alpha_t = 0$이 되고 $\text{inv}0 = \tan 0 - 0 = 0$이다. 또한 기초원 반지름은 $R_b = R\cos\alpha$이다. 표준(전위 없는) 기어이므로 피치원 이두께는 원주피치의 절반인 $T = \frac{\pi m}{2}$이고, 피치원 반지름은 $R = \frac{mZ}{2}$이다.

NoteBase

사용할 공식

$T_t = 2R_t\left(\frac{T}{2R} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_t\right)$
기초원 조건: $R_t = R\cos\alpha,\ \alpha_t = 0,\ \text{inv}\alpha_t = 0$. 표준 기어: $T = \frac{\pi m}{2},\ R = \frac{mZ}{2}$.

계산 과정

기초원 조건을 대입하면 $T_b = 2R\cos\alpha\left(\frac{T}{2R} + \text{inv}\alpha - 0\right) = T\cos\alpha + 2R\cos\alpha \cdot \text{inv}\alpha$ 여기에 $T = \frac{\pi m}{2}$, $R = \frac{mZ}{2}$를 대입하면 $T_b = \frac{\pi m}{2}\cos\alpha + mZ\cos\alpha \cdot \text{inv}\alpha = mZ\cos\alpha\left(\frac{\pi}{2Z} + \text{inv}\alpha\right)$ 따라서 기초원주상 이두께는 $mZ\cos\alpha\left(\frac{\pi}{2Z} + \text{inv}\alpha\right)$이다.

선지 판단

① mZcosα(π/2Z + invα): 계산 결과와 정확히 일치한다. 정답이다.
② mZcosα(π/Z + invα): cosα 계수 처리는 맞지만 π/2Z 대신 π/Z로 2배가 되어 있어 틀렸다. π/2Z → π/Z로 잘못 계산한 오답이다.
③ mZ(π/2Z + invα): π/2Z 항은 맞지만 cosα가 빠져 있어 틀렸다. 기초원 반지름 $R_b = R\cos\alpha$를 반영하지 않은 오답이다.
④ mZ(π/Z + invα): cosα도 빠지고 π/2Z도 π/Z로 잘못되어 있어 틀렸다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 두 가지이다. 첫째, 기초원 반지름이 피치원 반지름과 같다고 착각해 $\cos\alpha$를 빠뜨리는 것(③, ④). 둘째, $T = \pi m/2$를 대입하는 과정에서 $2R$로 나누는 계산을 빠뜨려 $\pi/2Z$가 π/Z로 2배가 되는 것(②, ④)이다. 기초원에서 $\alpha_t = 0$이므로 $\text{inv}\alpha_t$ 항이 완전히 사라진다는 점도 놓치기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

임의 반지름에서의 이두께 공식이 주어지면, 먼저 그 위치가 기초원인지 이끝원인지부터 확인하고 그 위치의 압력각과 반지름을 공식에 대입한다. 기초원이면 압력각 0(따라서 인벌류트함수도 0), 반지름은 $R\cos\alpha$라는 두 조건을 동시에 적용해야 한다는 점을 기억한다.

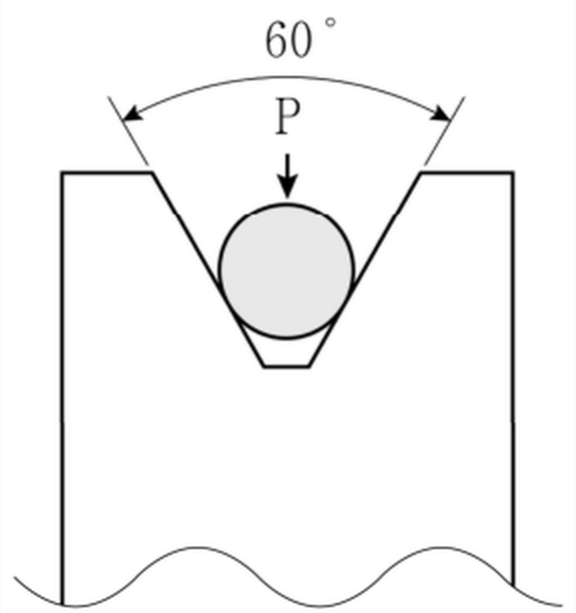
암기 포인트

기초원 조건: $\alpha_t = 0,\ \text{inv}\alpha_t = 0,\ R_b = R\cos\alpha$. 표준 기어 피치원 이두께: $T = \pi m/2$, 피치원 반지름: $R = mZ/2$. 이 네 가지를 공식에 대입하면 $mZ\cos\alpha(\pi/2Z + \text{inv}\alpha)$로 정리된다.

NoteBase

문 24. 그림과 같이 V홈이 파여진 로프 풀리에 로프가 V홈을 누르는 힘(P)이 680N이고, 접촉면의 마찰계수가 0.2인 로프로 동력을 전달할 때, 로프의 회전력[N]은? (단, 계산에 필요한 삼각함수는 주어진 값을 적용한다)

$\sin 30^\circ = 0.5 \cos 30^\circ = 0.9$
$\sin 60^\circ = 0.9 \cos 60^\circ = 0.5$



① 136
② 200
③ 272
④ 400

정답 2번

출제 포인트

V홈이 파인 로프 풀리에서 로프가 전달할 수 있는 회전력(마찰력)을 구하는 문제이다. 홈의 쐐기 효과로 수직항력이 커지는 것뿐 아니라, 홈면을 따라 작용하는 마찰력이 누르는 힘 P의 평형에 수직성분으로 기여한다는 점까지 반영해야 정확한 값이 나온다.

조건 정리

로프가 V홈을 누르는 힘 $P = 680\text{N}$, 접촉면 마찰계수 $\mu = 0.2$, 홈의 전체 벌어진 각도 60°이므로 반각 $\alpha = 30°$이다. 제시된 삼각함수 값은 $\sin 30° = 0.5$, $\cos 30° = 0.9$이다.

NoteBase

사용할 공식

홈면 한쪽의 수직항력을 N이라 하면, 로프의 누르는 힘 방향 평형은 양쪽 홈면에서 수직항력의 수직성분 $2N\sin\alpha$와 마찰력의 수직성분 $2\mu N\cos\alpha$의 합이 P와 같다: $P = 2N\sin\alpha + 2\mu N\cos\alpha = 2N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$. 마찰력 μN은 홈면을 따라 작용하므로 누르는 힘 방향으로 $\mu N\cos\alpha$의 성분을 가진다. 따라서 $N = \frac{P}{2(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)}$이고, 전달 회전력은 양쪽 마찰력의 합 $Q = 2\mu N = \frac{\mu P}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}$이다.

계산 과정

반각 $\alpha = 30°$에서 $\sin 30° = 0.5$, $\cos 30° = 0.9$이므로 분모는 $\sin\alpha + \mu\cos\alpha = 0.5 + 0.2 \times 0.9 = 0.68$이다. 따라서 $Q = \frac{\mu P}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} = \frac{0.2 \times 680}{0.68} = \frac{136}{0.68} = 200\text{N}$이다. 다른 방법으로 $N = \frac{680}{2 \times 0.68} = 500\text{N}$을 먼저 구하고 $Q = 2\mu N = 2 \times 0.2 \times 500 = 200\text{N}$으로 계산해도 같다.

선지 판단

①136(X): $\mu P = 0.2 \times 680 = 136$으로, 쐐기 효과(분모 $\sin\alpha + \mu\cos\alpha$로 나누어 커지는 증대)를 전혀 반영하지 않고 평면 접촉으로만 계산한 값이라 틀렸다.
②200(O): $Q = \frac{\mu P}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} = \frac{136}{0.68} = 200\text{N}$으로, 수직항력의 수직성분과 마찰력의 수직성분을 모두 반영한 정확한 값이다.
③272(X): $Q = \frac{\mu P}{\sin\alpha} = \frac{136}{0.5} = 272$로 계산한 근사값으로, 누르는 힘 평형에서 마찰력의 수직성분 $2\mu N\cos\alpha$를 빠뜨린 결과이다. 마찰이 홈면을 따라 작용해 수직성분을 가지므로 분모에 $\mu\cos\alpha$를 반드시 더해야 한다.
④400(X): 어떤 정상적인 공식 적용으로도 나오지 않는 과대한 값이다.

오답 포인트

이 문제의 핵심 함정은 회전력을 $Q = \mu P/\sin\alpha$로 계산해 ③272를 답으로 고르는 것이다. 홈에 쐐기된 로프의 누르는 힘 평형에는 수직항력의 수직성분뿐 아니라 마찰력의 수직성분 $\mu N\cos\alpha$도 들어가므로, 분모가 $\sin\alpha$가 아니라 $\sin\alpha + \mu\cos\alpha$이다. 또 쐐기 효과 자체를 빼고 μP만 계산하면 ①136이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

V홈·쐐기·홈붙이 마찰차(로프 풀리, 시브 등) 회전력 문제는 먼저 그림의 홈 각도가 전체각인지 반각인지 확인해 반각 α를 정한다. 이어 누르는 힘 평형 $P = 2N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$에서 N을 구하고 $Q = 2\mu N$으로 회전력을 계산한다. 마찰계수가 주어지면 마찰력의 수직성분을 평형에 반드시 포함한다.

암기 포인트

V홈 로프풀리의 전달 회전력은 $Q = \frac{\mu P}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}$이며 α는 홈 전체각의 절반(반각)이다. 마찰력의 수직성분을 빠뜨리면 분모가 $\sin\alpha$만 남아 272처럼 큰 값이 나와 틀린다.

NoteBase

문 25. 미끄럼 베어링에 사용되는 점성 유체의 점도가 10poise일 때, 이 유체의 점도를 SI 기본단위(길이 m, 질량 kg, 시간 s)로 옳게 표시한 것은?

① $0.1[m^{-2} \cdot kg \cdot s^{-1}]$

② $0.1[m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-1}]$

③ $1[m^{-2} \cdot kg \cdot s^{-1}]$

④ $1[m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-1}]$

정답 4번

출제 포인트

점도의 CGS 단위인 poise를 SI 기본단위(m, kg, s)로 환산하는 능력을 묻는다. 점도는 전단응력을 전단변형률(속도구배)로 나눈 값이므로 차원이 $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$이 되는 이유를 이해하고 있어야 한다.

조건 정리

주어진 점도는 10 poise이다. CGS 단위계의 poise(P)를 SI 기본단위인 미터(m), 킬로그램(kg), 초(s)로만 표시된 형태로 바꾸어야 한다.

사용할 공식

점도(절대점도) μ의 단위는 $Pa \cdot s = N \cdot s/m^2 = kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$이다. CGS 단위와의 환산관계는 $1\ poise = 1\ g/(cm \cdot s) = 0.1\ Pa \cdot s$이다.

계산 과정

1 poise를 SI 기본단위로 바꾸면 $1\ poise = 0.1\ Pa \cdot s = 0.1\ kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$이다. 따라서 10 poise는 $10\ poise \times 0.1\ kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}/poise = 1\ kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$ 이 되며, 이를 문제의 표기 순서(m, kg, s)로 정리하면 $1\ [m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-1}]$이다.

선지 판단

① 0.1 [m^-2·kg·s^-1] → 지수와 값이 모두 틀렸다. m의 지수는 -2가 아니라 -1이고 값도 1이어야 한다.
② 0.1 [m^-1·kg·s^-1] → 단위 조합(m^-1·kg·s^-1)은 점도의 올바른 차원이지만 값이 0.1이 아니라 1이어야 한다(10 poise를 1 poise로 잘못 계산한 값과 같다).
③ 1 [m^-2·kg·s^-1] → 값 1은 맞지만 m의 지수가 -2로 틀렸다(점도의 차원에서 길이 지수는 -1이다).
④ 1 [m^-1·kg·s^-1] → 값과 단위 지수가 모두 올바르다. 10 poise = 1 kg·m^-1·s^-1이므로 옳은 표시이다.

NoteBase

오답 포인트

가장 흔한 실수는 poise와 Pa·s의 환산비(1 poise = 0.1 Pa·s)를 반대로 적용해 10 poise를 0.1 kg·m^-1·s^-1로 계산하는 것(②)과, 점도의 차원에서 길이(m)의 지수를 압력의 차원과 혼동해 -2로 쓰는 것(①, ③)이다. 점도는 힘을 면적과 속도구배로 나눈 값이 아니라 전단응력을 속도구배(단위: s^-1)로 나눈 값이므로 길이 지수는 -1이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

poise 단위 변환 문제는 먼저 1 poise = 0.1 Pa·s = 0.1 kg·m^-1·s^-1 이라는 환산값을 적용해 주어진 값을 Pa·s(=N·s/m^2) 단위로 바꾼 뒤, 이를 기본단위로 전개해 지수를 확인하는 순서로 접근한다. 지수만 보고 답을 고르지 말고 값과 지수를 함께 검산한다.

암기 포인트

1 poise = 0.1 Pa·s = 0.1 kg/(m·s), 즉 점도의 SI 기본단위는 $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$이다.

NoteBase