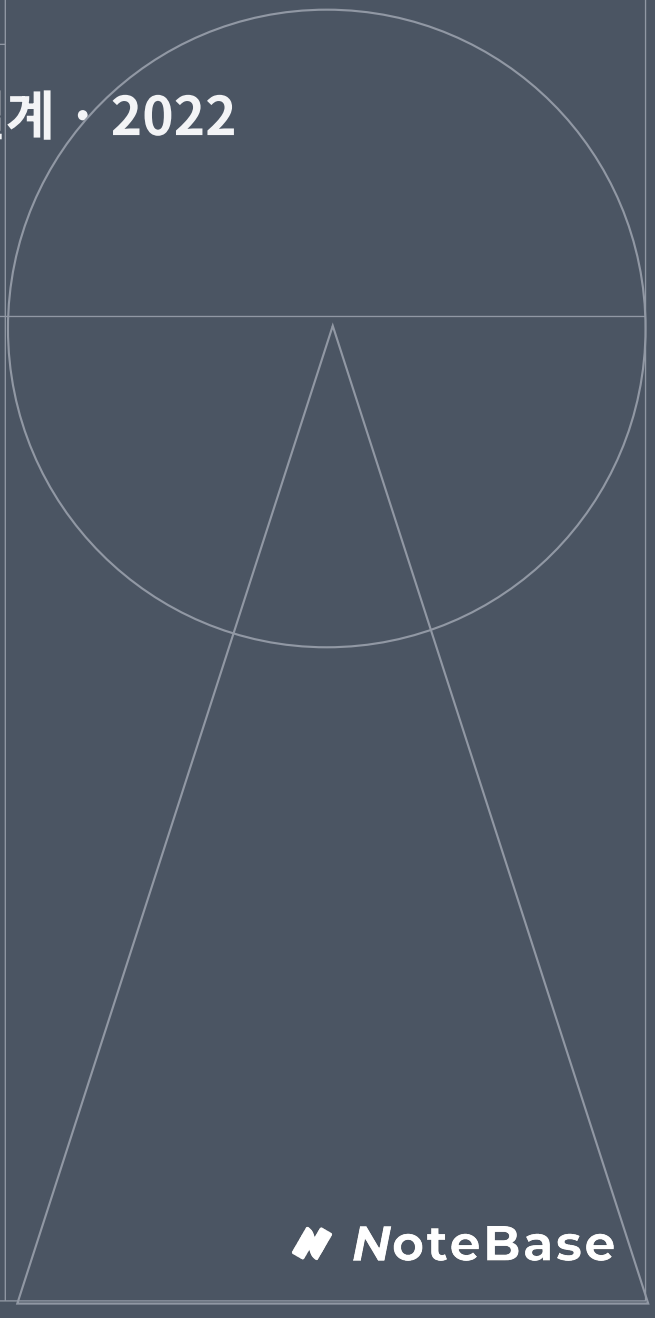
기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2022



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2022

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2022

1. 바이스, 잭 등에 이용되고 힘을 전달하는 효율이 가장 큰 나사는?
   ① 삼각나사
   ② 사다리꼴나사
   ③ 사각나사
   ④ 둥근나사
   ⑤ 유니파이나사

정답 3번

출제 포인트

바이스나 잭처럼 축 방향의 큰 힘을 전달하는 동력나사에서 나사산 형상에 따른 마찰과 전달 효율의 차이를 묻는 문제이다.

핵심 개념

동력나사는 회전운동을 직선운동으로 바꾸면서 힘을 전달하는 나사이다. 사각나사는 나사산의 옆면이 축에 수직이고 나사산 각이 0 °이므로 옆면에서 생기는 반지름 방향의 힘이 없어, 제시된 미끄럼 나사 가운데 마찰 손실이 작고 힘 전달 효율이 가장 크다.
사다리꼴나사는 가공성과 강도는 좋지만 나사산 각 때문에 사각나사보다 마찰이 크다. 삼각나사와 유니파이나사는 주로 체결용이고, 둥근나사는 충격·마모·오염에 견디는 용도에 적합하다.

NoteBase

선지별 해설

① X — 삼각나사는 나사산 각에 의해 반지름 방향의 힘과 마찰이 커서 주로 체결에 사용한다. '효율이 가장 큰 나사'가 아니라 '체결에 적합한 나사'이며, 효율이 가장 큰 것은 사각나사이다.
② X — 사다리꼴나사는 동력 전달에 널리 쓰이지만 나사산 각 때문에 사각나사보다 마찰 손실이 크다. '효율이 가장 큰 나사'가 아니라 '가공성과 강도가 좋아 동력 전달에 널리 쓰이는 나사'이다.
③ O — 사각나사는 나사산 각이 0 °이므로 반지름 방향의 힘이 생기지 않아 마찰 손실이 작고, 제시된 나사 중 힘 전달 효율이 가장 크다.
④ X — 둥근나사는 나사산의 뿌리와 꼭대기가 둥글어 충격, 마모, 오염에 강한 용도에 적합하다. '효율이 가장 큰 나사'가 아니라 '충격과 마모에 잘 견디는 나사'이며, 효율이 가장 큰 것은 사각나사이다.
⑤ X — 유니파이나사는 60 °의 삼각 나사산을 사용하는 인치계 체결용 나사이다. '힘 전달 효율이 가장 큰 나사'가 아니라 '체결에 사용하는 표준 삼각나사'이며, 효율이 가장 큰 것은 사각나사이다.

오답 포인트

사다리꼴나사도 바이스와 잭 같은 동력 전달 장치에 많이 사용되므로 ②를 고르기 쉽다. 그러나 문제는 사용 빈도나 가공성이 아니라 효율의 최댓값을 묻는다. 나사산 각에 따른 추가 마찰이 없는 사각나사가 효율 면에서 가장 유리하다.

다시 나오면 이렇게 판단

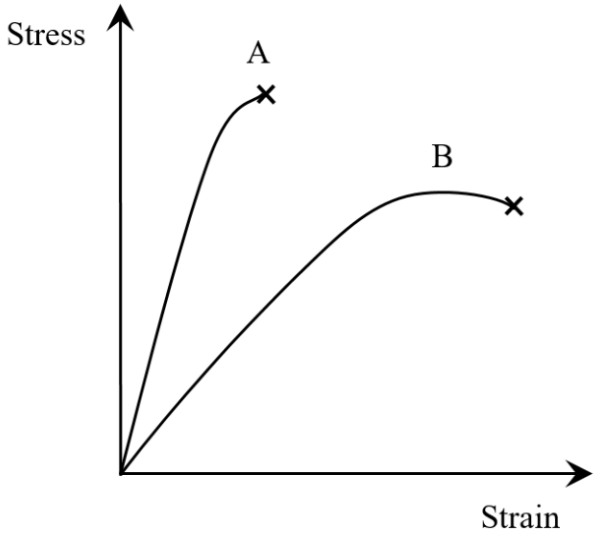
힘 전달용 나사의 효율을 비교할 때는 나사산 각과 그로 인한 반지름 방향의 힘을 먼저 본다. 나사산 각이 0 °인 사각나사는 추가적인 반지름 방향 힘이 없어 마찰이 가장 작으므로 효율이 가장 크다고 판단한다.

암기 포인트

효율은 사각나사, 가공성과 실용성은 사다리꼴나사, 체결은 삼각나사이다.

NoteBase

2. 다음 그림은 서로 다른 두 종류 기계재료의 공칭응력-공칭변형률 선도를 나타낸다. 그림을 보고 설명한 것으로 옳지 않은 것은?



① 극한강도는 기계재료 A가 기계재료 B보다 크다.
② 탄성계수는 기계재료 A가 기계재료 B보다 작다.
③ 항복응력은 기계재료 A가 기계재료 B보다 크다.
④ 기계재료 B의 경우에 파괴될 때의 강도는 극한강도보다 작다.
⑤ 연신율은 기계재료 A가 기계재료 B보다 작다.

정답 2번

출제 포인트

공칭응력-공칭변형률 선도에서 초기 직선부의 기울기는 탄성계수, 선도의 최고 응력은 극한강도, 파단점의 변형률은 연신율을 뜻한다. 두 선도의 기울기·최고점·파단점을 비교하는 문제이다.

선지별 해설

① O — A 선도의 최고 응력이 B 선도의 최고 응력보다 높으므로 A의 극한강도가 더 크다.
② X — 초기 직선부의 기울기는 A가 B보다 가파르므로 A의 탄성계수가 더 크다. ‘A가 B보다 작다’가 틀린 표현이며, 올바르게는 ‘기계재료 A의 탄성계수는 기계재료 B보다 크다’이다.
③ O — 항복은 선도가 초기 직선 관계에서 벗어나 소성변형이 시작되는 지점으로 판단한다. A가 이 지점에서 나타내는 응력이 B보다 높으므로 A의 항복응력이 더 크다.
④ O — B 선도는 최고점에 도달한 뒤 응력이 감소한 상태에서 파단점에 이른다. 따라서 파괴될 때의 강도인 파단강도는 최고 응력인 극한강도보다 작다.
⑤ O — 파단점의 가로축 값이 연신율에 대응한다. A의 파단 변형률이 B보다 작으므로 A의 연신율이 더 작다.

NoteBase

오답 포인트

탄성계수를 선도의 높이로 판단하면 ②를 놓치기 쉽다. 탄성계수는 응력의 크기 자체가 아니라 원점 부근 탄성 구간의 기울기로 비교하며, 더 가파른 A가 더 크다.

다시 나오면 이렇게 판단

원점 부근 기울기로 탄성계수, 탄성 직선에서 벗어나는 지점의 응력으로 항복응력, 최고점으로 극한강도, 파단점의 가로축 위치로 연신율을 차례로 판단한다. 최고점 뒤 하강 구간에서 파단되면 파단강도는 극한강도보다 작다.

암기 포인트

초기 기울기=탄성계수, 직선 이탈=항복, 최고점=극한강도, 파단점의 가로축=연신율이다.

NoteBase

3. 키에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 안장키의 축과 보스에는 홈을 판다.
② 평키(납작키)는 안장키보다 마찰력을 크게 한 키이다.
③ 스플라인은 묻힘키보다 큰 동력을 전달할 수 있다.
④ 반달키는 홈속에서 어느 각도의 범위 내에서 자유로이 기울어 질 수 있다.
⑤ 묻힘키에는 평행키와 경사키가 포함된다.

정답 1번

출제 포인트

키의 종류별 홈 가공 방식, 동력 전달 능력, 조립상 특징을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

키는 축과 보스를 결합하여 회전력과 동력을 전달하는 기계요소이다. 안장키는 축에 키홈을 파지 않고 보스에만 홈을 가공하여 주로 마찰로 동력을 전달한다. 묻힘키는 키가 축과 보스 양쪽에 걸쳐 묻히는 형식이며 평행키와 경사키가 이에 포함된다. 스플라인은 축 둘레의 여러 개 이가 동시에 맞물려 큰 동력을 전달한다.

선지별 해설

① X — 틀린 표현은 '축과 보스에는 홈을 판다'이다. 안장키는 축에 키홈을 파지 않고 보스에만 홈을 판다. 따라서 축과 보스 양쪽에 홈을 판다는 설명은 옳지 않다.
② O — 평키(납작키)는 축의 키 접촉부를 평평하게 하여 안장키보다 접촉과 마찰에 의한 전달력을 크게 한 키이다.
③ O — 스플라인은 축 둘레의 여러 개 이가 보스의 홈과 동시에 맞물리므로 하나의 묻힘키보다 큰 동력을 전달할 수 있다.
④ O — 반달키는 원호형 홈에 끼워지므로 홈 안에서 일정한 각도 범위로 기울어져 보스의 키홈에 맞춰질 수 있다.
⑤ O — 묻힘키는 키가 축과 보스 양쪽의 홈에 걸쳐 묻히는 키이며, 대표적으로 평행키와 경사키가 포함된다.

오답 포인트

①의 '축과 보스'가 함정이다. 묻힘키는 축과 보스 양쪽에 홈을 가공하지만, 안장키는 축에 키홈을 파지 않고 보스에만 홈을 가공한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 축에 키홈을 가공하는지를 확인한다. 축에 홈이 없고 보스에만 홈이 있으면 안장키 계열이고, 축과 보스 양쪽에 홈이 있으면 묻힘키이다. 큰 동력 전달은 여러 이가 동시에 맞물리는 스플라인의 특징으로 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

안장키는 축 홈 없음, 묻힘키는 축·보스 양쪽 홈, 스플라인은 여러 이로 큰 동력을 전달한다.

NoteBase

4. 다음 설명에 알맞은 커플링은?

> ○ 두 축이 교차하는 경우에 사용하며, 교차하는 각도가 변화해도 사용할 수 있다.
> ○ 구동축이 일정한 각속도로 회전하더라도 종동축의 회전 각속도는 변동할 수 있다.

① 플랜지(flange) 고정 커플링
② 그리드(grid) 커플링
③ 체인(chain) 커플링
④ 유니버셜(universal) 커플링
⑤ 올덤(Oldham) 커플링

정답 4번

출제 포인트

교차하는 두 축 사이에서 동력을 전달하며 축의 교차각 변화에 대응하는 커플링과 그 회전 특성을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

유니버설 커플링은 서로 교차하는 두 축 사이에서 동력을 전달하는 관절형 커플링이다. 축 사이의 각도가 변해도 사용할 수 있지만, 단일 유니버설 커플링은 축이 꺾여 있으면 구동축이 등속 회전하더라도 종동축의 순간 각속도가 주기적으로 변할 수 있다.
플랜지 고정 커플링은 일직선상에 정렬된 두 축을 강체로 연결하고, 그리드 커플링과 체인 커플링은 거의 일직선상인 두 축의 작은 오정렬을 허용한다. 올덤 커플링은 서로 평행하지만 중심선이 어긋난 두 축을 연결한다.

NoteBase

선지별 해설

① X — 플랜지 고정 커플링은 일직선상에 정렬된 두 축을 강체로 연결하므로 교차각이 변하는 축에는 적합하지 않다. '교차하는 각도가 변화해도 사용할 수 있다'는 조건에는 유니버설 커플링이 알맞다.
② X — 그리드 커플링은 탄성 그리드로 충격과 진동을 완화하고 작은 오정렬을 허용하는 커플링이지, 교차각이 변하는 두 축을 연결하는 커플링이 아니다. 이 설명에 알맞은 것은 유니버설 커플링이다.
③ X — 체인 커플링은 두 스프로킷을 체인으로 연결하여 거의 일직선상인 축 사이에서 동력을 전달하고 작은 오정렬을 허용한다. 교차하는 두 축의 각도 변화에 대응한다는 설명은 유니버설 커플링으로 고쳐야 한다.
④ O — 유니버설 커플링은 교차하는 두 축 사이에서 동력을 전달하며 교차각이 변하는 경우에도 사용할 수 있다. 또한 단일 유니버설 커플링에서는 구동축이 일정한 각속도로 회전해도 종동축의 순간 각속도가 변동할 수 있으므로 두 설명에 모두 부합한다.
⑤ X — 올덤 커플링은 서로 평행하면서 중심선이 어긋난 두 축을 연결하는 커플링이다. '교차하는 두 축'과 '종동축의 각속도 변동'이라는 설명에 알맞은 것은 유니버설 커플링이다.

오답 포인트

그리드·체인·올덤 커플링도 오정렬을 허용하므로 '각도가 변한다'는 말만 보고 혼동하기 쉽다. 이 문항의 결정적 표현은 '두 축이 교차'하고 '등속 구동에도 종동축 각속도가 변동할 수 있다'는 두 조건이다.

다시 나오면 이렇게 판단

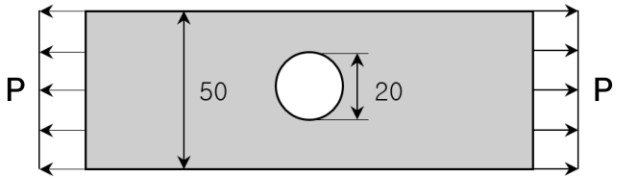
축의 배치를 먼저 본다. 일직선상 강체 연결은 플랜지, 거의 일직선상에서 작은 오정렬·충격 흡수는 그리드나 체인, 평행축의 중심선 편심은 올덤, 교차축의 각도 변화는 유니버설 커플링으로 판단한다.

암기 포인트

교차축·가변각·종동축 각속도 변동은 유니버설 커플링의 핵심 표지이다.

NoteBase

5. 중앙에 구멍이 있는 평판의 양단에 인장하중 P가 작용하고 있다. 평판의 두께가 10 mm, 폭이 50 mm이고 구멍의 지름은 20 mm이다. 허용 인장응력이 100 MPa일 때 가할 수 있는 최대 인장하중은? (단위: kN) (단, 구멍부분의 응력집중계수는 2.0으로 한다)



① 5
② 7.5
③ 10
④ 12.5
⑤ 15

정답 5번

출제 포인트

구멍으로 감소한 순단면적을 구한 뒤, 공칭 인장응력에 응력집중계수를 곱하여 허용 인장응력에 도달하는 최대 인장하중을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 평판 두께 $t = 10mm$, 폭 $b = 50mm$, 구멍 지름 $d = 20mm$, 허용 인장응력 $\sigma_{allow} = 100MPa = 100N/mm^2$, 응력집중계수 $K_t = 2.0$이다.
구해야 할 값: 구멍 가장자리의 최대응력이 허용 인장응력을 넘지 않게 하는 최대 인장하중 P이다.
주의할 조건: 하중을 받는 순단면의 폭은 전체 폭이 아니라 $b - d$이다.

사용할 공식

순단면적은 $A_n = t(b - d)$이다. 순단면의 공칭 인장응력과 응력집중에 따른 최대응력은 각각 $\sigma_{nom} = P/A_n$, $\sigma_{max} = K_t\sigma_{nom}$이다.
구멍 가장자리에서 국부적으로 응력이 커지므로 공칭응력에 응력집중계수 K_t를 곱하며, 최대 허용하중에서는 $\sigma_{max} = \sigma_{allow}$가 성립한다.

NoteBase

계산 과정

1. 순단면적을 계산한다.

$A_n = 10(50 - 20) = 300mm^2$

2. 허용조건을 세운다.

$100 = 2.0 \times \frac{P}{300}$

3. 하중을 계산하고 단위를 환산한다.

$P = \frac{100 \times 300}{2.0} = 15{,}000N = 15kN$

선지 판단

① X — $P = 5kN$이면 $\sigma_{max} = 33.3MPa$로 허용응력보다 작지만 최대 인장하중은 아니다. 틀린 값 $5kN$은 $15kN$으로 고쳐야 한다.

② X — $P = 7.5kN$이면 $\sigma_{max} = 50MPa$이므로 아직 허용응력에 도달하지 않는다. 틀린 값 $7.5kN$은 $15kN$으로 고쳐야 한다.

③ X — $P = 10kN$이면 $\sigma_{max} = 66.7MPa$이므로 최대 인장하중이 아니다. 틀린 값 $10kN$은 $15kN$으로 고쳐야 한다.

④ X — $P = 12.5kN$이면 $\sigma_{max} = 83.3MPa$로 허용응력보다 작다. 틀린 값 $12.5kN$은 $15kN$으로 고쳐야 한다.

⑤ O — $P = 15kN$이면 $\sigma_{max} = 100MPa$가 되어 허용 인장응력과 정확히 같으므로 최대 인장하중이다.

오답 포인트

전체 단면적 tb을 사용하거나 응력집중계수 2.0을 빠뜨리면 오답이 된다. 이 문제에서는 먼저 구멍 지름을 뺀 순단면적 $t(b-d)$을 사용하고, 다시 K_t를 곱해 구멍 가장자리의 최대응력을 평가해야 한다. 또한 선지 ①~④도 허용응력 이하이지만, 문제는 가능한 하중이 아니라 최대 하중을 묻는다.

다시 나오면 이렇게 판단

구멍이 있는 판의 인장 문제에서는 순단면적 계산 → 공칭응력 계산 → 응력집중계수 적용 → 허용응력과 등치 → N을 kN으로 환산하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

구멍 있는 판은 $A_n = t(b-d)$, 최대응력은 $\sigma_{max} = K_t P/A_n$이다.

NoteBase

6. 볼 베어링에서 베어링에 가해지는 하중이 부하용량 내에서 2배가 된다면, 베어링 수명(회전수)은 몇 배가 되는가? (단, 기본 동적 부하용량은 일정하다)

① 1/8
② 1/4
③ 1/2
④ 2
⑤ 4

정답 1번

출제 포인트

볼 베어링의 기본 정격 수명이 등가 동적 하중의 세제곱에 반비례한다는 관계를 이용해 하중 변화에 따른 수명비를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 변경 후 하중은 변경 전 하중의 2배이다.
구해야 할 값: 변경 후 수명과 변경 전 수명의 비이다.
주의할 조건: 기본 동적 부하용량은 일정하고, 볼 베어링의 수명지수는 3이다.

사용할 공식

볼 베어링의 기본 정격 수명은 다음과 같다.
$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$
여기서 L은 수명, C는 기본 동적 부하용량, P는 등가 동적 하중이다. C가 일정하므로 두 상태의 수명비는 하중비의 역수에 세제곱하여 구한다.

계산 과정

변경 전 하중을 P_1, 변경 후 하중을 $P_2 = 2P_1$이라 한다.
$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3 = \left(\frac{P_1}{2P_1}\right)^3 = \left(\frac{1}{2}\right)^3 = \frac{1}{8}$
따라서 변경 후 베어링 수명은 변경 전의 1/8배이다.

NoteBase

선지 판단

① O — 계산 결과가 1/8이므로 옳다.
② X — 1/4은 하중비의 역수를 제곱한 값으로, 볼 베어링의 수명지수 3을 적용하지 않은 결과이다. 올바르게는 1/8이다.
③ X — 1/2은 하중과 수명이 단순히 반비례한다고 본 값이지만, 수명은 하중의 세제곱에 반비례한다. 올바르게는 1/8이다.
④ X — 2는 하중이 2배라는 조건을 그대로 수명비로 잘못 사용한 값이다. 하중이 증가하면 수명은 감소하므로 올바르게는 1/8이다.
⑤ X — 4는 하중 증가에 따라 수명도 증가한다고 잘못 판단한 값이다. 기본 동적 부하용량이 일정할 때 하중이 2배가 되면 수명은 1/8배가 된다.

오답 포인트

핵심 함정은 하중이 2배가 되었을 때 수명도 단순히 1/2배가 된다고 보는 것이다. 볼 베어링에서는 하중비의 역수에 수명지수 3을 적용해야 하므로 1/2이 아니라 1/8이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

기본 동적 부하용량이 일정한 볼 베어링의 하중 변화 문제에서는 먼저 변경 전 하중과 변경 후 하중의 비를 잡고, 그 역수의 세제곱으로 수명비를 계산한다.

암기 포인트

볼 베어링은 $L \propto 1/P^3$이다. 하중 2배이면 수명은 $1/2^3 = 1/8$배이다.

NoteBase

7. 바깥지름이 40 mm, 골지름이 33 mm인 두줄 사각나사가 있다. 나사를 2회전시켰을 때 전진거리가 16 mm가 되었다면 나사의 피치는? (단위: mm)

① 3
② 4
③ 6
④ 7
⑤ 8

정답 2번

출제 포인트

두 줄 나사의 줄 수, 피치, 리드 및 회전수에 따른 전진거리의 관계를 이용해 피치를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 줄 수 2, 회전수 2회전, 전진거리 $16mm$
구해야 할 값: 나사의 피치 p
주의할 조건: 두 줄 나사는 1회전할 때 피치의 2배만큼 전진한다. 바깥지름 $40mm$와 골지름 $33mm$는 이 계산에 사용하지 않는 조건이다.

사용할 공식

리드 L와 피치 p의 관계는 $L = np$이다. 여기서 n은 나사의 줄 수이다. 회전수가 N일 때 전진거리 s는 $s = NL = Nnp$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 나사는 1회전마다 리드만큼 전진하며, 두 줄 나사의 리드는 피치의 2배이기 때문이다.

계산 과정

1. 두 줄 나사의 리드는 $L = 2p$이다.
2. 2회전했으므로 전진거리는 $s = 2L = 2 \times 2p = 4p$이다.
3. $4p = 16mm$이므로 $p = 4mm$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — $p = 3mm$이면 2회전 전진거리는 $4p = 12mm$이므로 주어진 $16mm$와 다르다. 올바르게는 $p = 4mm$이다.
② O — $p = 4mm$이면 리드는 $8mm$이고, 2회전 전진거리는 $16mm$가 되어 조건과 일치한다.
③ X — $p = 6mm$이면 2회전 전진거리는 $24mm$가 되므로 틀리다. 올바르게는 $p = 4mm$이다.
④ X — $7mm$는 바깥지름과 골지름의 차 $40 - 33$을 계산한 값일 뿐 피치가 아니다. 올바르게는 전진거리 관계를 적용한 $p = 4mm$이다.
⑤ X — $8mm$는 이 나사의 1회전당 전진거리인 리드이며 피치가 아니다. 올바르게는 리드를 줄 수 2로 나눈 $p = 4mm$이다.

오답 포인트

두 줄 나사에서 전진거리 $16mm$를 회전수 2로만 나누면 $8mm$가 나오지만, 이는 피치가 아니라 리드이다. 피치를 구하려면 다시 줄 수 2로 나누어야 한다. 또한 바깥지름과 골지름의 차 $7mm$는 이 문제의 피치 계산과 관계없는 유인값이다.

다시 나오면 이렇게 판단

다줄 나사 문제는 전진거리를 회전수로 나누어 리드를 구한 뒤, 리드를 줄 수로 나누어 피치를 구한다. 즉 $p = s/(Nn)$의 순서로 판단한다.

암기 포인트

1회전 전진거리 = 리드, 리드 = 줄 수 × 피치이다.

NoteBase

8. 특수 기어에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 고속 운전 시 스파이럴 베벨 기어를 사용하면 베벨 기어에 비해 진동과 소음을 감소시킬 수 있다.
② 더블 헬리컬 기어를 사용하면 추력(thrust)를 상쇄시킬 수 있다.
③ 베벨 기어의 이의 크기와 호칭은 외단부(원추의 끝부분)를 기준으로 표시한다.
④ 고속 운전 시 헬리컬 기어는 평기어에 비해 진동과 소음이 크다는 단점이 있다.
⑤ 헬리컬 기어는 평기어에 비해 큰 물림률을 얻을 수 있다.

정답 4번

출제 포인트

특수 기어의 구조와 작동 특성을 평기어 및 직선 베벨 기어와 비교하는 문제이다. 특히 헬리컬 기어는 이가 비스듬하여 여러 이가 점진적으로 맞물리므로 평기어보다 진동과 소음이 작다는 점이 핵심이다.

핵심 개념

스파이럴 베벨 기어: 곡선 형태의 이를 가진 베벨 기어로, 직선 베벨 기어보다 물림이 점진적이어서 고속 운전에 유리하다.
더블 헬리컬 기어: 서로 반대 방향으로 비튼 두 헬리컬 기어를 결합하여 각 부분에서 생기는 축방향 추력을 서로 상쇄하는 기어이다.
헬리컬 기어: 축에 대해 비스듬한 이를 가진 원통 기어로, 여러 이가 겹쳐 맞물리기 때문에 평기어보다 물림률이 크고 운전이 원활하다.
베벨 기어: 교차하는 두 축 사이에서 운동을 전달하는 원뿔형 기어이며, 이의 크기와 호칭은 큰 쪽인 외단부를 기준으로 나타낸다.

NoteBase

선지별 해설

① O — 스파이럴 베벨 기어는 직선 베벨 기어보다 물림이 서서히 진행되고 접촉하는 이가 겹치므로 고속 운전에서 충격, 진동, 소음을 줄일 수 있다.
② O — 더블 헬리컬 기어는 좌우의 비틀림 방향을 반대로 구성하므로 각 헬리컬 부분에서 발생하는 축방향 추력이 서로 상쇄된다.
③ O — 베벨 기어의 이는 외단부에서 가장 크므로 이의 크기와 호칭은 외단부, 즉 원추의 큰 끝부분을 기준으로 표시한다.
④ X — 틀린 표현은 '평기어에 비해 진동과 소음이 크다'이다. 헬리컬 기어는 이가 점진적으로 맞물리고 물림률도 크므로 고속 운전 시 평기어보다 진동과 소음이 작다.
⑤ O — 헬리컬 기어는 비스듬한 이 때문에 다음 이가 맞물리기 전에 인접한 이가 함께 접촉할 수 있어 평기어보다 큰 물림률을 얻을 수 있다.

오답 포인트

헬리컬 기어에는 축방향 추력이 발생한다는 단점이 있지만, 이를 진동과 소음이 크다는 단점으로 바꾸어 생각하면 안 된다. ④의 '크다'가 반대로 서술된 핵심 오답 표현이다.

다시 나오면 이렇게 판단

이가 비스듬하거나 곡선이면 맞물림이 한꺼번에 시작되지 않고 점진적으로 진행된다고 판단한다. 따라서 물림률은 커지고 진동과 소음은 작아지지만, 단일 헬리컬 기어에는 축방향 추력이 생긴다. 반대 방향의 헬리컬 이를 대칭으로 배치하면 그 추력이 상쇄된다.

암기 포인트

헬리컬은 큰 물림률 · 작은 소음 · 축추력 발생, 더블 헬리컬은 축추력 상쇄이다.

NoteBase

9. 코일 스프링이 힘을 받아 탄성영역 내에서 변형할 때 발생하는 가장 큰 응력은?

① 전단응력
② 인장응력
③ 굽힘응력
④ 압축응력
⑤ 잔류응력

정답 1번

출제 포인트

축방향 힘을 받는 코일 스프링의 소선에 주로 생기는 응력의 종류를 묻는 문제이다.

핵심 개념

코일 스프링에 축방향 하중이 작용하면 소선에는 비틀림 모멘트와 직접 전단력이 작용한다. 따라서 소선에 발생하는 지배적인 응력은 전단응력이다. 탄성영역이라는 조건은 하중을 제거하면 원래 모양으로 돌아온다는 뜻이며, 응력의 종류를 인장응력이나 압축응력으로 바꾸지 않는다.

선지별 해설

① O — 축하중은 코일 소선을 주로 비틀고 직접 전단하므로 가장 크게 고려하는 응력은 전단응력이다.
② X — 틀린 표현은 '인장응력'이다. 스프링 전체가 축방향 힘을 받아도 소선의 지배 응력은 인장응력이 아니라 전단응력이다.
③ X — 틀린 표현은 '굽힘응력'이다. 일반적인 코일 스프링의 축하중은 소선에 주로 비틀림을 일으키므로 올바르게는 전단응력이다.
④ X — 틀린 표현은 '압축응력'이다. 스프링을 압축하는 하중이라도 소선 자체의 지배 응력은 압축응력이 아니라 전단응력이다.
⑤ X — 틀린 표현은 '잔류응력'이다. 잔류응력은 하중을 제거한 뒤에도 남는 응력이며, 탄성영역에서 작용 하중으로 생기는 지배 응력은 전단응력이다.

오답 포인트

스프링 전체가 늘어나거나 줄어드는 겉모양만 보고 ② 인장응력이나 ④ 압축응력을 고르기 쉽다. 그러나 응력은 스프링 전체의 변위 방향이 아니라 소선이 실제로 받는 하중 형태로 판단해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

코일 스프링에 축하중이 작용하는 문제에서는 소선을 곧은 봉이 아니라 비틀리는 나선형 소선으로 본다. 축하중 → 소선의 비틀림과 직접 전단 → 전단응력의 순서로 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

코일 스프링의 축하중은 소선의 비틀림, 지배 응력은 전단응력이다.

NoteBase

10. 바깥지름이 8 mm이고 골지름이 6 mm인 한줄 나사의 1회전 전진 거리는 1.4 mm이다. 나사의 리드각을 α라 할 때, $\tan\alpha$의 값은? (단, π는 원주율이다)

① 0.2
② $0.2/\pi$
③ 0.4
④ $0.4/\pi$
⑤ 0.6

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 한줄 나사의 리드와 유효지름을 이용하여 리드각의 탄젠트 값을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 바깥지름 $d = 8mm$, 골지름 $d_1 = 6mm$, 피치 $p = 1.4mm$이다.
구해야 할 값: 리드각 α에 대한 $\tan\alpha$이다.
주의할 조건: 한줄 나사이므로 리드 L는 피치와 같아 $L = p = 1.4mm$이다.

사용할 공식

나사의 유효지름은 $d_2 = (d + d_1)/2$로 계산한다. 리드각은 유효지름의 원주를 한 바퀴 진행할 때 축 방향으로 리드만큼 이동하는 나선의 기울기이므로 다음 공식을 사용한다.
$\tan\alpha = \frac{L}{\pi d_2}$

계산 과정

1. 유효지름을 계산한다.
$d_2 = \frac{8+6}{2} = 7mm$
2. 한줄 나사의 리드를 확인한다.
$L = p = 1.4mm$
3. 리드각 공식에 대입한다.
$\tan\alpha = \frac{1.4}{7\pi} = \frac{0.2}{\pi}$
분자와 분모의 단위 mm가 약분되므로 $\tan\alpha$는 무차원 값이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 0.2는 계산값 $0.2/\pi$에서 분모의 π를 누락한 값이다. 올바른 값은 $0.2/\pi$이다.
② O — $\tan\alpha = 1.4/(7\pi) = 0.2/\pi$이므로 계산 결과와 일치한다.
③ X — 0.4는 유효지름 $7mm$와 리드 $1.4mm$를 공식에 대입한 결과가 아니다. 올바른 값은 $0.2/\pi$이다.
④ X — $0.4/\pi$는 리드를 $2.8mm$로 두었을 때 나오는 값으로, 한줄 나사의 리드를 피치의 두 배로 잘못 처리한 것이다. 올바르게는 $L = p = 1.4mm$이므로 $0.2/\pi$이다.
⑤ X — 0.6은 $L/(\pi d_2) = 1.4/(7\pi)$와 일치하지 않는다. 올바른 값은 $0.2/\pi$이다.

오답 포인트

리드각의 기준 원주는 바깥지름이나 골지름이 아니라 유효지름의 원주 πd_2이다. 또한 한줄 나사에서는 리드와 피치가 같으며, 분모의 원주율 π를 빠뜨리면 ①을 고르게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

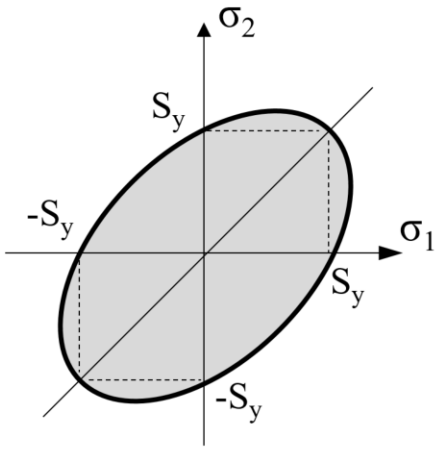
먼저 나사 줄 수로 $L = np$에서 리드를 정하고, 유효지름을 구한 다음 $\tan\alpha = L/(\pi d_2)$에 대입하여 단위를 약분한다.

암기 포인트

한줄 나사는 $L = p$, 리드각은 $\tan\alpha = L/(\pi d_2)$이다.

NoteBase

11. 2축 응력장(σ_1, σ_2)에서 항복강도를 S_y라 할 때 다음 그림의 굵은 선으로 나타내는 파손 이론에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?



① 최대 전단변형에너지 이론(distortion energy theory)이라고 불린다.
② 최대 전단응력 이론보다 파손에 안전한 응력상태의 영역이 넓다.
③ 취성재료보다 연성재료에 적합하다.
④ $\sigma_1 = 2S_y$, $\sigma_2 = 0$인 응력 조건은 파손 영역에 있다.
⑤ 위 그림에서 회색으로 표시한 영역은 최대 수직응력 이론에 의한 안전한 영역을 모두 포함한다.

정답 5번

출제 포인트

굵은 타원은 평면응력의 주응력 좌표에서 von Mises 항복조건 $\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = S_y^2$을 나타낸다. 타원 내부의 회색 영역은 이 조건에 따른 안전 영역이고, 타원 밖은 항복 영역이다.

NoteBase

선지별 해설

① O — von Mises 이론은 재료 내부의 형상 변화에 관계하는 변형에너지에 주목하므로 최대 전단변형에너지 이론 또는 왜곡에너지 이론이라고 한다.

② O — 같은 단축 인장 항복강도 S_y를 기준으로 비교하면 von Mises의 안전 영역은 최대 전단응력 이론인 Tresca의 안전 영역보다 넓다. 예를 들어 순수전단에서 Tresca는 $\tau = S_y/2$, von Mises는 $\tau = S_y/\sqrt{3}$에서 항복하며, $S_y/\sqrt{3} > S_y/2$이다.

③ O — 취성재료는 보통 최대 주응력 이론 등이 적합하고, von Mises 이론은 연성재료의 항복 판단에 적합하다.

④ O — $\sigma_1 = 2S_y$, $\sigma_2 = 0$을 항복식에 대입하면 좌변은 $4S_y^2$이 되어 경계값 S_y^2보다 크다. 따라서 이 응력점은 타원 밖의 파손 영역에 있다.

⑤ X — '최대 수직응력 이론에 의한 안전 영역을 모두 포함한다'는 부분이 틀렸다. 최대 수직응력 이론의 안전 영역은 $|\sigma_1| \le S_y$, $|\sigma_2| \le S_y$인 정사각형 영역이지만, 그중 $(\sigma_1, \sigma_2) = (S_y, -S_y)$ 같은 점은 von Mises 식의 좌변이 $3S_y^2$이므로 회색 타원 밖에 있다. 올바르게는 회색 영역이 최대 수직응력 이론의 안전 영역 전체를 포함하지 않는다고 해야 한다.

오답 포인트

⑤에서는 타원의 축 절편이 각각 $\pm S_y$라는 사실만 보고 최대 수직응력 이론의 정사각형 전체가 타원 안에 있다고 착각하기 쉽다. 부호가 반대인 모서리 $(S_y, -S_y)$를 항복식에 대입하면 타원 밖임이 바로 드러난다.

다시 나오면 이렇게 판단

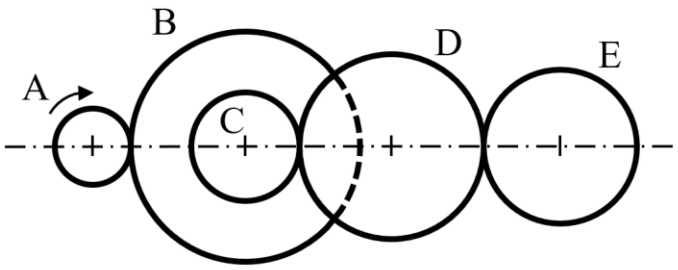
굵은 선이 von Mises 파손선이면 먼저 $\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = S_y^2$을 세우고, 선지는 응력점을 식에 대입하여 좌변이 S_y^2 이하이면 안전 영역, 초과이면 항복 영역으로 판단한다. 다른 이론의 안전 영역을 포함한다는 선지는 경계의 절편만 보지 않고 모서리나 순수전단 상태를 대입해 비교한다.

암기 포인트

von Mises는 왜곡에너지·연성재료·타원이고, 평면응력 항복식은 $\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = S_y^2$이다.

NoteBase

12. 다음 그림과 같은 복합 기어열에서 기어들의 잇수는 각각 Z_A= 24, Z_B= 96, Z_C= 28, Z_D= 84, Z_E= 70 이고, 기어 A가 구동축에 연결되어 시계방향, 200 rpm으로 회전한다. 다음 중 옳은 것만을 모두 고르면?



ㄱ. 기어 C는 반시계방향으로 회전한다.
ㄴ. 기어 E는 20 rpm으로 회전한다.
ㄷ. 기어 D의 잇수를 줄이면 기어 E의 회전속도는 감소한다.

① ㄱ
② ㄴ
③ ㄱ, ㄴ
④ ㄴ, ㄷ
⑤ ㄱ, ㄴ, ㄷ

정답 3번

출제 포인트

외접 기어의 회전방향과 속도비, 복합 기어에서 같은 축에 고정된 기어의 운동 관계를 함께 판단하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $Z_A = 24, Z_B = 96, Z_C = 28, Z_D = 84, Z_E = 70, n_A = 200rpm$이다.
기어 A와 B, C와 D, D와 E는 각각 외접하여 맞물린다. 기어 B와 C는 같은 축에 고정된 복합 기어이므로 회전속도와 회전방향이 같다.
외접 기어 한 쌍은 회전방향이 서로 반대이며, 회전속도는 잇수에 반비례한다.

사용할 공식

외접 기어 한 쌍의 속도 관계는 다음과 같다.
$n_2 = n_1 \frac{Z_1}{Z_2}$
맞물린 두 기어의 피치선 속도가 같으므로 회전속도와 잇수의 곱이 같고, 이에 따라 위 공식을 사용한다.
회전방향은 외접 맞물림을 한 번 지날 때마다 반전된다.

NoteBase

계산 과정

1. A가 시계방향으로 회전하므로 B는 반시계방향으로 회전한다.

$n_B = 200 \times \frac{24}{96} = 50rpm$

2. B와 C는 같은 축에 고정되어 있으므로 C도 반시계방향으로 $50rpm$으로 회전한다. 따라서 ㄱ은 옳다.

3. C와 D는 외접하므로 D는 시계방향으로 회전한다.

$n_D = 50 \times \frac{28}{84} = \frac{50}{3}rpm$

4. D와 E는 외접하므로 E는 반시계방향으로 회전한다.

$n_E = \frac{50}{3} \times \frac{84}{70} = 20rpm$

따라서 ㄴ은 옳다.

5. E의 속도식에서 D의 잇수는 약분된다.

$n_E = n_C \frac{Z_C Z_D}{Z_D Z_E} = n_C \frac{Z_C}{Z_E}$

따라서 D의 잇수만 줄여도 E의 회전속도는 변하지 않으므로 ㄷ은 틀리다.

선지 판단

① X — ㄱ은 옳지만, 옳은 ㄴ을 누락하였다. 올바르게는 'ㄱ, ㄴ'이다.

② X — ㄴ은 옳지만, 옳은 ㄱ을 누락하였다. 올바르게는 'ㄱ, ㄴ'이다.

③ O — C는 반시계방향으로 회전하고 E는 $20rpm$으로 회전하므로 ㄱ과 ㄴ이 모두 옳다.

④ X — ㄱ을 누락하고 틀린 ㄷ을 포함하였다. '기어 D의 잇수를 줄이면 기어 E의 회전속도는 감소한다'가 아니라, D의 잇수는 전체 속도비에서 약분되므로 E의 회전속도는 변하지 않는다. 올바르게는 'ㄱ, ㄴ'이다.

⑤ X — 틀린 ㄷ을 포함하였다. 'ㄱ, ㄴ, ㄷ'이 아니라 'ㄱ, ㄴ'이 옳다.

오답 포인트

D의 잇수가 작아지면 D 자체의 회전속도는 커지지만, 이어지는 D-E 맞물림의 속도비도 동시에 변한다. 두 효과에서 Z_D가 약분되므로 E의 최종 회전속도에는 영향을 주지 않는다는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 외접 맞물림마다 회전방향을 반전시키고, 같은 축의 기어는 같은 회전속도와 방향을 갖는다고 정리한다. 그다음 각 맞물림의 잇수비를 연속으로 곱한 뒤 중간 기어의 잇수가 약분되는지 확인한다.

암기 포인트

복합 기어열에서는 같은 축의 기어가 속도와 방향을 공유하고, 단순 중간 기어의 잇수는 최종 속도비에서 약분된다.

NoteBase

13. 비틀림각 30°인 헬리컬 기어 한 쌍이 맞물려 회전하고 있다. 기어의 치직각 모듈은 4, 작은 기어의 잇수는 25개, 속도비는 1 : 3일 때 두 기어 사이의 축간 거리는? (단위: mm)

① $100\sqrt{2}$
② $200\sqrt{2}$
③ $200\sqrt{3}$
④ $\frac{200}{\sqrt{3}}$
⑤ $\frac{400}{\sqrt{3}}$

정답 5번

출제 포인트

이 문제는 헬리컬 기어의 치직각 모듈을 축직각 모듈로 환산한 뒤, 두 기어의 피치원 반지름 합으로 축간 거리를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 치직각 모듈 $m_n = 4\text{mm}$, 비틀림각 $\beta = 30^\circ$, 작은 기어의 잇수 $z_1 = 25$, 잇수비 $z_1 : z_2 = 1 : 3$이다.
속도비에 따라 큰 기어의 잇수는 $z_2 = 25 \times 3 = 75$이다.
구해야 할 값은 두 기어의 축간 거리 a이다.

사용할 공식

치직각 모듈과 축직각 모듈의 관계는 $m_t = m_n/\cos\beta$이다. 헬리컬 기어의 피치원 지름은 $d = m_t z$이므로 축간 거리는 다음과 같다.
$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$
치직각 모듈이 주어졌으므로 비틀림각을 반영하여 축직각 모듈로 환산해야 한다.

계산 과정

1. 큰 기어의 잇수는 $z_2 = 75$이다.
2. $\cos 30^\circ = \sqrt{3}/2$를 공식에 대입한다.
$a = \frac{4(25 + 75)}{2\cos 30^\circ} = \frac{400}{\sqrt{3}}\text{mm}$
3. 따라서 두 기어 사이의 축간 거리는 $400/\sqrt{3}\,\text{mm}$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — $100\sqrt{2}$ mm는 계산 결과 $400/\sqrt{3}$ mm와 다르다. 틀린 값 $100\sqrt{2}$ mm는 올바르게는 $400/\sqrt{3}$ mm이다.
② X — $200\sqrt{2}$ mm는 치직각 모듈과 비틀림각을 공식에 대입한 결과와 일치하지 않는다. 틀린 값 $200\sqrt{2}$ mm는 올바르게는 $400/\sqrt{3}$ mm이다.
③ X — $200\sqrt{3}$ mm는 $4(25+75)/(2\cos 30^\circ)$의 값이 아니다. 틀린 값 $200\sqrt{3}$ mm는 올바르게는 $400/\sqrt{3}$ mm이다.
④ X — $200/\sqrt{3}$ mm는 올바른 축간 거리의 절반이다. 틀린 값 $200/\sqrt{3}$ mm는 올바르게는 $400/\sqrt{3}$ mm이다.
⑤ O — $400/\sqrt{3}$ mm는 치직각 모듈을 비틀림각으로 환산하여 구한 축간 거리와 정확히 일치한다.

오답 포인트

치직각 모듈 m_n을 그대로 피치원 지름 계산에 쓰면 안 된다. 반드시 $m_t = m_n/\cos\beta$로 환산해야 한다. 또한 축간 거리는 두 피치원 지름의 합이 아니라 그 절반이므로, $a = (d_1 + d_2)/2$의 2를 빠뜨리지 않아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

헬리컬 기어의 축간 거리 문제는 잇수비로 두 기어의 잇수를 정하고, 치직각 모듈을 $m_t = m_n/\cos\beta$로 환산한 뒤, $a = m_t(z_1 + z_2)/2$에 대입하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

치직각 모듈이 주어진 헬리컬 기어의 축간 거리는 $a = m_n(z_1 + z_2)/(2\cos\beta)$이다.

NoteBase

14. 칼라 스러스트 베어링에 축 방향 힘 4,000 N이 작용되고 있다. 축의 회전수가 960 rpm이고 칼라의 수는 4개, 칼라의 바깥지름은 60 mm, 안지름은 20 mm일 때 이 베어링의 발열계수는? (단위: N/mm²·m/s)

① 0.6
② 0.8
③ 1.0
④ 1.2
⑤ 1.4

정답 2번

출제 포인트

칼라 스러스트 베어링의 평균 베어링 압력 p와 평균 미끄럼 속도 v를 구한 뒤, 발열계수 pv를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 축 방향 힘 $W = 4{,}000N$, 회전수 $n = 960rpm$, 칼라 수 $z = 4$, 바깥지름 $D = 60mm$, 안지름 $d = 20mm$이다.
구해야 할 값: 발열계수 pv이다.
주의할 조건: 압력 계산에는 칼라 4개의 전체 접촉 면적을 사용하고, 미끄럼 속도 계산에는 평균지름 $D_m = (D + d)/2$를 사용한다. 또한 속도의 길이 단위는 mm에서 m로 변환한다.

사용할 공식

평균 베어링 압력은
$p = \frac{W}{z\{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\}}$
이고, 평균 미끄럼 속도는
$v = \frac{\pi D_m n}{60 \times 1000}, \qquad D_m = \frac{D + d}{2}$
이다. 따라서 발열계수는 pv이다. 축 방향 힘이 여러 칼라의 환형 접촉 면적에 분포하므로 평균 압력을 전체 면적으로 나누어 구하고, 접촉면의 대표 속도로 평균지름에서의 원주속도를 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 칼라 1개의 접촉 면적은
$A_1 = \frac{\pi}{4}(60^2 - 20^2) = 800\pi mm^2$
이다.
2. 칼라 4개의 전체 접촉 면적과 평균 압력은
$A = 4A_1 = 3{,}200\pi mm^2$
$p = \frac{4{,}000}{3{,}200\pi} \fallingdotseq 0.398 N/mm^2$
이다.
3. 평균지름과 평균 미끄럼 속도는
$D_m = \frac{60 + 20}{2} = 40mm$
$v = \frac{\pi \times 40 \times 960}{60 \times 1000} \fallingdotseq 2.011 m/s$
이다.
4. 따라서 발열계수는
$pv \fallingdotseq 0.398 \times 2.011 = 0.800 N/mm^2 \cdot m/s$
이다.

선지 판단

① X — $0.6 N/mm^2 \cdot m/s$는 계산 결과와 다르다. 올바른 값은 $0.8 N/mm^2 \cdot m/s$이다.
② O — 평균 압력과 평균 미끄럼 속도의 곱이 $0.800 N/mm^2 \cdot m/s$이므로 일치한다.
③ X — $1.0 N/mm^2 \cdot m/s$는 계산 결과와 다르다. 올바른 값은 $0.8 N/mm^2 \cdot m/s$이다.
④ X — $1.2 N/mm^2 \cdot m/s$는 계산 결과와 다르다. 올바른 값은 $0.8 N/mm^2 \cdot m/s$이다.
⑤ X — $1.4 N/mm^2 \cdot m/s$는 계산 결과와 다르다. 올바른 값은 $0.8 N/mm^2 \cdot m/s$이다.

오답 포인트

압력을 구할 때 칼라 1개의 면적만 사용하면 안 된다. 칼라 수 4를 곱한 전체 환형 면적을 사용해야 한다. 또한 원주속도에는 바깥지름이나 안지름이 아니라 평균지름 $(D + d)/2$를 대입하며, mm/s를 m/s로 바꾸기 위해 1,000으로 나누어야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

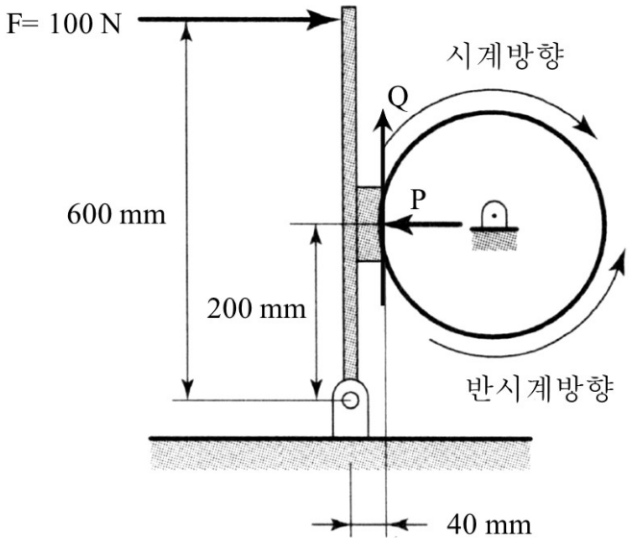
칼라 스러스트 베어링의 발열계수 문제는 전체 환형 면적으로 평균 압력 p를 구하고, 평균지름에서의 원주속도 v를 구한 다음, 단위를 확인하여 pv를 계산한다.

암기 포인트

칼라 베어링은 $p = W/(zA_1)$, $v = \pi D_m n/(60 \times 1000)$, 발열계수는 pv로 정리된다.

NoteBase

15. 다음 그림의 단식 블록 브레이크 레버시스템에 대한 설명으로 옳지 않은 것은? (단, 마찰계수 0.2이다)



① 시계방향의 회전을 제동하기 위한 힘 F는
$600\times F = 200\times P + 40\times Q$ 의 식으로부터 구할 수 있다.
② 제동력은 시계방향 회전보다 반시계방향 회전의 경우에 더 크다.
③ 반시계방향의 경우 힘을 가하지 않아도 자동적으로 브레이크가 걸릴 수 있다.
④ 평면블록 대신에 V형 블록을 사용하면 더 큰 제동력을 얻을 수 있다.
⑤ 제동할 수 있는 토크는 드럼의 크기에 관계하여 달라진다.

정답 3번

출제 포인트

드럼의 회전 방향에 따라 마찰력 Q의 방향이 바뀌므로, 레버 지점에 대한 모멘트 평형식의 부호와 자기제동 조건이 어떻게 달라지는지를 판단하는 문제이다.

조건 정리

마찰계수는 $\mu = 0.20$이고, 블록에 작용하는 접선방향 마찰력은 $Q = \mu P$이다. 지점에서 각 힘의 작용선까지의 수직거리는 F가 $600mm$, 수직항력 P가 $200mm$, 마찰력 Q가 $40mm$이다. 시계방향 회전에서는 드럼의 왼쪽 접촉면이 위로 움직이므로 블록에 작용하는 Q는 위쪽이고, 반시계방향 회전에서는 Q가 아래쪽이다.

NoteBase

사용할 공식

지점에 대한 모멘트 평형 $\sum M = 0$과 마찰식 $Q = \mu P$를 사용한다.

시계방향 회전:
$600F = 200P + 40Q$

반시계방향 회전:
$600F = 200P - 40Q$

회전 방향이 바뀌면 마찰력의 방향과 모멘트 부호가 바뀌기 때문이다. 제동력은 $Q = \mu P$, 제동토크는 드럼 반지름을 R라 할 때 $T = QR = \mu PR$이다.

계산 과정

시계방향에서는 $Q = 0.20P$를 대입하면
$600F = (200 + 40 \times 0.20)P = 208P$
이므로 $P = 600F/208 \approx 2.885F$이다.

반시계방향에서는
$600F = (200 - 40 \times 0.20)P = 192P$
이므로 $P = 600F/192 = 3.125F$이다. 따라서 같은 조작력 F에 대해서는 반시계방향일 때 P와 제동력 Q가 더 크다.

반시계방향에서 무조작 자기제동이 되려면 $F = 0$이어도 $200P = 40Q$가 성립해야 한다. 즉 $Q/P = 5$, 곧 $\mu = 5$가 필요하므로 주어진 $\mu = 0.20$에서는 자기제동이 일어나지 않는다.

NoteBase

선지 판단

① O — 시계방향에서는 F의 모멘트와 P, Q의 모멘트가 서로 반대이므로 $600F = 200P + 40Q$가 성립한다.

② O — 같은 F에서 반시계방향의 $P = 3.125F$가 시계방향의 $P \approx 2.885F$보다 크므로 $Q = \mu P$인 제동력도 반시계방향에서 더 크다.

③ X — $F = 0$인 자기제동 조건은 반시계방향에서 $200P = 40Q$, 즉 $\mu = 5$인데 주어진 값은 0.20이므로 자동으로 브레이크가 걸리지 않는다. 올바르게는 '반시계방향의 경우에도 이 치수와 마찰계수에서는 힘을 가해야 브레이크가 걸린다'이다.

④ O — 평면블록 대신 V형 블록을 사용하면 두 경사면에서 생기는 수직항력의 합과 쐐기 효과로 유효 마찰력이 커져 더 큰 제동력을 얻을 수 있다.

⑤ O — 제동토크는 $T = QR = \mu PR$이므로 접촉력 조건이 같아도 드럼 반지름 R에 따라 달라진다.

오답 포인트

③의 '힘을 가하지 않아도 자동적으로'라는 표현이 함정이다. 반시계방향에서 마찰력이 조작력을 돕는다고 해서 곧바로 자기제동이 되는 것은 아니다. 반드시 $F = 0$을 모멘트 평형식에 대입하여 요구 마찰계수와 실제 마찰계수를 비교해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

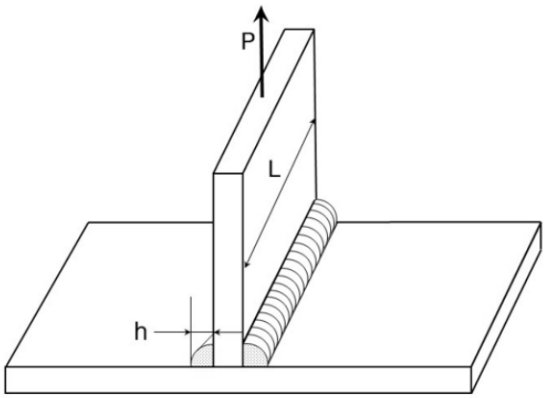
먼저 접촉점의 운동 방향으로 마찰력 방향을 정하고, 지점에 대한 각 힘의 회전방향을 표시한 뒤 모멘트 평형식을 세운다. 회전방향별 제동력은 같은 F에서 얻는 P를 비교하고, 자기제동 여부는 $F = 0$을 대입하여 판단한다.

암기 포인트

회전방향이 바뀌면 Q의 모멘트 부호가 바뀐다. 마찰이 조작력을 돕는 것은 제동력 증가이고, $F = 0$에서도 평형이 가능한 경우만 자기제동이다.

NoteBase

16. 다음 그림과 같은 용접 이음에 힘 P가 작용되고 있다. 용접 치수 h는 10 mm, 용접 길이 L은 100 mm이며, 모재의 허용 인장응력을 50 MPa, 용접 이음효율을 80%로 할 때 용접부가 견딜 수 있는 P의 최댓값은? (단위: kN)



① $10\sqrt{2}$
② 20
③ $20\sqrt{2}$
④ 40
⑤ $40\sqrt{2}$

정답 5번

출제 포인트

이 문제는 양쪽 필릿 용접의 유효 목두께와 용접 이음효율을 반영하여 용접부가 견딜 수 있는 최대 인장하중을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 용접 치수 $h = 10mm$, 용접 길이 $L = 100mm$, 허용 인장응력 $\sigma_a = 50MPa = 50N/mm^2$, 용접 이음효율 $\eta = 0.8$이다.
구해야 할 값: 용접부가 견딜 수 있는 최대 하중 P_{max}이다.
주의할 조건: 그림은 부재 양쪽에 필릿 용접이 있는 양면 용접이므로 유효 목면적을 두 면 모두 합산한다.

NoteBase

사용할 공식

등각 필릿 용접의 유효 목두께는 $t = h\sin 45^\circ = h/\sqrt{2}$이다. 양면 용접의 총 유효 목면적과 허용하중은 다음과 같다.

$A_t = 2tL = 2\left(\frac{h}{\sqrt{2}}\right)L$

$P_{max} = \eta\sigma_a A_t$

인장하중에 저항하는 실제 단면은 용접 치수 h 자체가 아니라 45도 목단면이며, 이음효율이 80%이므로 허용응력에 0.8을 곱한다.

계산 과정

1. 한쪽 용접의 유효 목두께는 $t = 10/\sqrt{2} = 5\sqrt{2}\,mm$이다.
2. 양면 용접의 총 유효 목면적은 $A_t = 2 \times 5\sqrt{2} \times 100 = 1000\sqrt{2}\,mm^2$이다.
3. 이음효율을 반영한 허용 인장응력은 $\eta\sigma_a = 0.8 \times 50 = 40N/mm^2$이다.
4. 따라서 $P_{max} = 40 \times 1000\sqrt{2} = 40000\sqrt{2}N = 40\sqrt{2}\,kN$이다.

선지 판단

① X — $10\sqrt{2}\,kN$은 계산된 최대하중 $40\sqrt{2}\,kN$의 1/4에 불과하다. 양쪽 용접의 총 유효 목면적과 80% 이음효율을 모두 반영하면 $40\sqrt{2}\,kN$으로 고쳐야 한다.

② X — $20kN$은 필릿 용접의 목두께를 $h/2$로 잘못 잡고 한쪽 용접만 계산할 때 나오는 값이다. 목두께는 $h/\sqrt{2}$이고 용접은 양쪽이므로 $40\sqrt{2}\,kN$으로 고쳐야 한다.

③ X — $20\sqrt{2}\,kN$은 유효 목두께와 이음효율은 반영했지만 한쪽 용접 면적만 사용한 값이다. 양면 용접이므로 이를 2배 한 $40\sqrt{2}\,kN$이 맞다.

④ X — $40kN$은 양면 용접을 고려하면서도 유효 목두께를 $h/2$로 잘못 적용한 값이다. 45도 필릿의 목두께 $h/\sqrt{2}$를 적용하면 $40\sqrt{2}\,kN$이 된다.

⑤ O — 양면 필릿 용접의 총 유효 목면적 $1000\sqrt{2}\,mm^2$에 효율을 반영한 허용응력 $40N/mm^2$을 곱하면 $40\sqrt{2}\,kN$이므로 옳다.

오답 포인트

그림의 용접을 한쪽만 있는 것으로 보거나, 필릿 용접의 유효 목두께를 용접 치수 h 또는 $h/2$로 잘못 두기 쉽다. 이 문항에서는 양쪽 용접을 합산하고 $h/\sqrt{2}$를 사용한 뒤, 허용응력에 이음효율 0.8을 반영해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

필릿 용접 하중 문제는 용접면 수를 확인하고, 유효 목두께 $h/\sqrt{2}$로 총 목면적을 구한 뒤, 허용응력과 이음효율을 곱하고 마지막에 N을 kN으로 환산하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

45도 필릿 용접은 목두께 $h/\sqrt{2}$, 양면이면 면적 2배, 이음효율은 허용하중에 곱한다.

NoteBase

17. 회전수 n으로 최대 H의 동력을 전달할 수 있는 중실축이 있다. 이 축의 지름을 2배 증가시키고, 회전수를 0.5n으로 감소시킨다면 전달 가능한 최대 동력은? (단, 재료의 허용 전단응력은 동일하다)

① H/2
② H
③ 2H
④ 4H
⑤ 8H

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 중실 원형축의 허용 전달 토크가 지름의 세제곱에 비례하고, 전달 동력이 토크와 회전수의 곱에 비례한다는 관계를 이용해 최대 동력의 변화율을 구하는 문제이다.

조건 정리

기존 축: 지름 d, 회전수 n, 최대 전달 동력 H

변경 축: 지름 $2d$, 회전수 $0.5n$

재료의 허용 전단응력은 동일하므로 전단응력 조건에서 허용 전달 토크의 비를 비교한다.

사용할 공식

중실 원형축의 최대 전단응력은

$\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3}$

이고, 축이 전달하는 동력은

$P = T\omega = \frac{2\pi nT}{60}$

이다. 허용 전단응력 τ_{allow}이 같으면 $T_{allow} \propto d^3$이고, 따라서 최대 전달 동력은 $P_{max} \propto d^3 n$이다.

계산 과정

1. 지름이 d에서 $2d$로 증가하므로 허용 전달 토크의 비는 $2^3 = 8$이다.
2. 회전수의 비는 $0.5n/n = 0.5$이다.
3. 최대 전달 동력의 비는

$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{2d}{d}\right)^3 \left(\frac{0.5n}{n}\right) = 8 \times 0.5 = 4$

이다. 따라서 변경된 축이 전달할 수 있는 최대 동력은 $4H$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — $H/2$는 회전수가 절반으로 감소한 효과만 반영하고 지름 증가에 따른 토크의 8배 증가를 누락한 값이다. 올바르게는 $4H$이다.
② X — H는 지름 증가와 회전수 감소가 서로 완전히 상쇄된다고 본 값이지만, 실제 변화율은 $8 \times 0.5 = 4$이다. 올바르게는 $4H$이다.
③ X — $2H$는 허용 토크를 지름의 세제곱이 아닌 제곱 등에 비례한다고 잘못 처리할 때 나올 수 있다. 올바르게는 $P_{max} \propto d^3 n$이므로 $4H$이다.
④ O — $P_2/P_1 = 2^3 \times 0.5 = 4$이므로 최대 전달 동력은 $4H$이다.
⑤ X — $8H$는 지름 증가로 허용 토크가 8배가 되는 것만 반영하고 회전수가 절반으로 감소하는 조건을 누락한 값이다. 올바르게는 $4H$이다.

오답 포인트

지름이 2배가 되었다고 최대 전달 동력도 단순히 2배가 되는 것이 아니다. 중실 원형축의 허용 전달 토크는 d^3에 비례하므로 먼저 8배가 되고, 여기에 회전수 감소 비율 0.5를 다시 곱해야 한다. 특히 ⑤의 $8H$는 회전수 감소를 누락한 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

재료의 허용 전단응력이 같은 중실축의 최대 전달 동력을 비교할 때는 $P_{max} \propto d^3 n$을 적용한다. 지름 변화율은 세제곱하고 회전수 변화율은 그대로 곱한 뒤 원래 동력과 비교한다.

암기 포인트

중실축은 $T_{allow} \propto d^3$, 동력은 $P = T\omega$이므로 $P_{max} \propto d^3 n$이다.

NoteBase

18. 외접하는 두 마찰차의 회전속도는 각각 300 rpm, 100 rpm이며, 축간 거리는 500 mm이다. 3 kW의 동력을 전달하기 위해 마찰차를 누르는 최소 힘은? (단위: kN) (단, π= 3이고, 마찰계수는 0.2로 한다)

① 3
② 4
③ 5
④ 6
⑤ 7

정답 2번

출제 포인트

외접 마찰차의 속도비와 축간거리로 접촉부의 원주속도를 구하고, 전달동력 및 한계마찰력의 관계를 이용하여 필요한 최소 누름힘을 계산하는 문제이다.

조건 정리

회전속도: $n_1 = 300rpm, n_2 = 100rpm$
축간거리: $C = 500mm = 0.5m$
전달동력: $P = 3kW = 3000W$
마찰계수: $\mu = 0.2$
구해야 할 값: 미끄럼 없이 동력을 전달하기 위한 최소 누름힘 Q

사용할 공식

미끄럼이 없는 두 마찰차의 접촉부 원주속도는 같으므로 $n_1 r_1 = n_2 r_2$이다. 외접 마찰차에서는 $r_1 + r_2 = C$이다.

접촉부 원주속도와 전달동력은 각각
$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, \qquad P = F_t v$
로 나타낸다. 최소 누름힘일 때 전달에 필요한 접선력 F_t와 한계마찰력 μQ가 같으므로
$F_t = \mu Q$
를 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 속도비에서 $300r_1 = 100r_2$이므로 $r_2 = 3r_1$이다.
2. $r_1 + r_2 = 0.5m$에 대입하면 $4r_1 = 0.5m$이므로 $r_1 = 0.125m$, $d_1 = 0.25m$이다.
3. 접촉부 원주속도는
$v = \frac{3 \times 0.25 \times 300}{60} = 3.75m/s$
이다.
4. 필요한 접선력은
$F_t = \frac{P}{v} = \frac{3000}{3.75} = 800N$
이다.
5. 최소 누름힘은
$Q = \frac{F_t}{\mu} = \frac{800}{0.2} = 4000N = 4kN$
이다.

선지 판단

① X — $3kN$은 필요한 최소 누름힘 $4kN$보다 작아 $800N$의 접선력을 전달할 수 없다. 틀린 값 $3kN$은 올바르게는 $4kN$이다.
② O — 계산된 최소 누름힘이 $4kN$이므로 옳다.
③ X — $5kN$은 계산값 $4kN$보다 크며 최소 힘이 아니다. 틀린 값 $5kN$은 올바르게는 $4kN$이다.
④ X — $6kN$은 계산값 $4kN$보다 크며 최소 힘이 아니다. 틀린 값 $6kN$은 올바르게는 $4kN$이다.
⑤ X — $7kN$은 계산값 $4kN$보다 크며 최소 힘이 아니다. 틀린 값 $7kN$은 올바르게는 $4kN$이다.

오답 포인트

회전속도만으로 원주속도를 계산하면 안 된다. 먼저 $n_1r_1 = n_2r_2$와 축간거리로 지름을 구해야 한다. 또한 $800N$은 동력을 전달하는 접선력이고, 문제에서 묻는 누름힘은 이를 마찰계수로 나눈 $800/0.2 = 4000N$이다.

다시 나오면 이렇게 판단

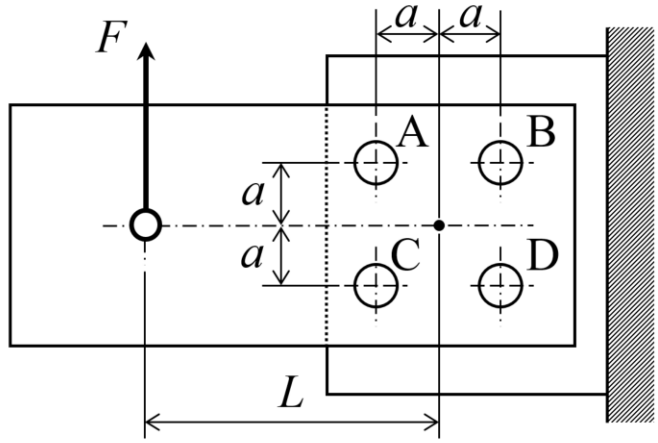
외접 마찰차 문제는 속도비로 반지름비를 정하고, 축간거리로 실제 지름을 구한 뒤, $v = \pi dn/60$, $F_t = P/v$, $Q = F_t/\mu$의 순서로 계산한다. 마지막에는 N을 kN으로 환산한다.

암기 포인트

마찰차의 최소 누름힘은 $Q = P/(\mu v)$이며, 접촉부 속도 v를 구하려면 속도비와 축간거리로 지름부터 확정한다.

NoteBase

19. 다음 그림과 같은 리벳이음에서 a= 50 mm, L= 220 mm일 때, F= 500 N의 하중이 그림과 같이 작용하고 있다. 다음 중 옳은 것만을 모두 고르면?



ㄱ. 리벳 A에 작용하는 전단력의 크기가 리벳 B에 작용하는 전단력의 크기보다 크다.

ㄴ. 리벳 A와 D에 작용하는 전단력의 크기는 같다.

ㄷ. 리벳 C와 D에 작용하는 전단력의 방향은 같다.

① ㄱ

② ㄴ

③ ㄷ

④ ㄱ, ㄴ

⑤ ㄱ, ㄷ

정답 1번

출제 포인트

편심하중을 리벳군의 도심에 작용하는 직접전단력과 편심모멘트에 의한 전단력으로 나누고, 각 리벳에서 두 전단력의 벡터합을 비교하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $F = 500N, L = 220mm, a = 50mm$이다. 네 리벳은 리벳군 도심에서 각각 $(\pm a, \pm a)$에 있으므로 도심까지의 거리는 모두 $r = \sqrt{2}a$이다. 직접전단력은 네 리벳에 똑같이 분담되고, 편심모멘트에 의한 전단력은 도심을 중심으로 한 접선 방향으로 작용한다.

NoteBase

사용할 공식

직접전단력은 $F_d = F/4$이다. 편심모멘트는 $M = FL$이고, 모멘트전단력은 $F_{mi} = Mr_i/\sum r_j^2$이다. 네 리벳의 도심거리가 같으므로 모멘트전단력의 크기도 모두 같으며, 각 수평·수직 성분은 $FL/(8a)$가 된다. 각 리벳의 최종 전단력은 직접전단력과 모멘트전단력을 벡터로 합성한다.

계산 과정

직접전단력은 $F_d = 500/4 = 125N$이다. 모멘트전단력의 각 좌표축 성분은 $FL/(8a) = (500 \times 220)/(8 \times 50) = 275N$이다. 오른쪽을 $+x$, 위쪽을 $+y$로 두면 각 리벳의 합성전단력 벡터는 $A = (275, 400)N$, $B = (275, -150)N$, $C = (-275, 400)N$, $D = (-275, -150)N$이다. 따라서 $|F_A| = |F_C| = \sqrt{275^2 + 400^2} \approx 485.4N$이고, $|F_B| = |F_D| = \sqrt{275^2 + 150^2} \approx 313.2N$이다. 그러므로 ㄱ은 참이고, ㄴ과 ㄷ은 거짓이다.

선지 판단

① O — ㄱ만 옳다. $|F_A| \approx 485.4N$이고 $|F_B| \approx 313.2N$이므로 A의 전단력이 B보다 크다.
② X — ㄴ만 옳다는 조합은 틀리다. A와 D의 전단력 크기는 각각 약 $485.4N$, $313.2N$으로 같지 않다. 올바르게는 'A와 C의 전단력 크기가 같고, B와 D의 전단력 크기가 같다'이다.
③ X — ㄷ만 옳다는 조합은 틀리다. C의 벡터는 $(-275, 400)N$, D의 벡터는 $(-275, -150)N$이므로 방향이 같지 않다. 올바르게는 'C와 D에 작용하는 전단력의 방향은 다르다'이다.
④ X — ㄱ, ㄴ이 옳다는 조합은 틀리다. ㄱ은 참이지만 ㄴ은 거짓이다. 올바른 조합은 ㄱ만 포함한 ①이다.
⑤ X — ㄱ, ㄷ이 옳다는 조합은 틀리다. ㄱ은 참이지만 ㄷ은 거짓이다. 올바른 조합은 ㄱ만 포함한 ①이다.

오답 포인트

모멘트전단력의 크기가 네 리벳에서 모두 같다는 사실만 보고 합성전단력까지 모두 같다고 판단하면 안 된다. 직접전단력과 모멘트전단력의 수직 성분이 A·C에서는 더해지고 B·D에서는 일부 상쇄된다. 또한 크기가 같은 것과 방향이 같은 것은 별개의 판단이다.

다시 나오면 이렇게 판단

편심하중 리벳 문제는 먼저 F/n의 직접전단력을 구하고, 다음으로 $Mr/\sum r^2$의 모멘트전단력을 접선 방향으로 배치한 뒤, 각 리벳에서 두 힘을 벡터합하여 크기와 방향을 따로 비교한다.

암기 포인트

편심 리벳군은 '직접전단은 동일 분배, 모멘트전단은 접선 방향, 마지막은 벡터합'으로 정리된다.

NoteBase

20. 2 kN·m의 굽힘 모멘트와 1.5 kN·m의 비틀림 모멘트를 동시에 받고 있는 연성재료의 축이 있다. 축 재료의 허용 전단응력이 100 MPa일 때 축의 최소 지름은? (단위: mm) (단, 원주율 π는 3.2로 계산한다)

① 25
② 40
③ 50
④ 60
⑤ 80

정답 3번

출제 포인트

굽힘과 비틀림을 동시에 받는 원형 축에서 등가 비틀림 모멘트와 최대 전단응력 공식을 이용해 최소 지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 굽힘 모멘트 $M = 2kN \cdot m = 2.0 \times 10^6 N \cdot mm$, 비틀림 모멘트 $T = 1.5kN \cdot m = 1.5 \times 10^6 N \cdot mm$, 허용 전단응력 $\tau_{allow} = 100MPa = 100N/mm^2$이다.
구해야 할 값: 허용 전단응력을 넘지 않는 축의 최소 지름 d이다.
주의할 조건: $1kN \cdot m = 10^6 N \cdot mm$로 단위를 통일하고, 문제에서 주어진 $\pi = 3.2$를 사용한다.

사용할 공식

굽힘과 비틀림의 조합에서 등가 비틀림 모멘트는
$T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$
이고, 원형 실축의 최대 전단응력은
$\tau_{max} = \frac{16T_e}{\pi d^3} = \frac{16}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + T^2}$
이다. 굽힘으로 생기는 정상응력과 비틀림으로 생기는 전단응력을 응력변환으로 조합한 최대 전단응력을 허용 전단응력과 비교해야 하므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 등가 비틀림 모멘트를 구한다.

$T_e = \sqrt{(2.0 \times 10^6)^2 + (1.5 \times 10^6)^2} = 2.5 \times 10^6 N \cdot mm$

2. 최소 지름에서는 최대 전단응력이 허용 전단응력과 같다고 둔다.

$100 = \frac{16(2.5 \times 10^6)}{3.2d^3}$

3. 지름을 계산한다.

$d^3 = \frac{16(2.5 \times 10^6)}{3.2(100)} = 125{,}000 mm^3$

$d = 50mm$

따라서 축의 최소 지름은 $50mm$이다.

선지 판단

① X — $d = 25mm$이면 $\tau_{max} = 12.5 \times 10^6/25^3 = 800MPa$로 허용값을 초과한다. 틀린 값이며, 올바른 최소 지름은 $50mm$이다.

② X — $d = 40mm$이면 $\tau_{max} = 12.5 \times 10^6/40^3 \approx 195.3MPa$로 허용값을 초과한다. 틀린 값이며, 올바른 최소 지름은 $50mm$이다.

③ O — $d = 50mm$이면 $\tau_{max} = 12.5 \times 10^6/50^3 = 100MPa$로 허용 전단응력과 정확히 같으므로 최소 지름이다.

④ X — $d = 60mm$이면 $\tau_{max} \approx 57.9MPa$로 허용값 이하여서 안전하지만, 요구한 것은 안전한 임의의 지름이 아니라 최소 지름이다. 올바르게는 최소 지름이 $50mm$이다.

⑤ X — $d = 80mm$이면 $\tau_{max} \approx 24.4MPa$로 허용값 이하여서 안전하지만 최소 지름보다 크다. 올바르게는 최소 지름이 $50mm$이다.

오답 포인트

굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트를 단순히 더하거나 둘 중 큰 값만 사용하면 안 된다. 두 모멘트는 $\sqrt{M^2 + T^2}$로 조합한다. 또한 ④와 ⑤도 허용응력을 만족하지만, 문제는 가능한 지름이 아니라 최소 지름을 묻고 있다는 점이 핵심 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

조합하중을 받는 원형 축의 최소 지름 문제는 모멘트 단위 통일 → $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$ 계산 → $\tau_{allow} = 16T_e/(\pi d^3)$ 적용 → 최소값 확인의 순서로 판단한다.

암기 포인트

굽힘과 비틀림의 조합은 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$, 원형 실축의 전단응력은 $\tau_{max} = 16T_e/(\pi d^3)$이다.

NoteBase