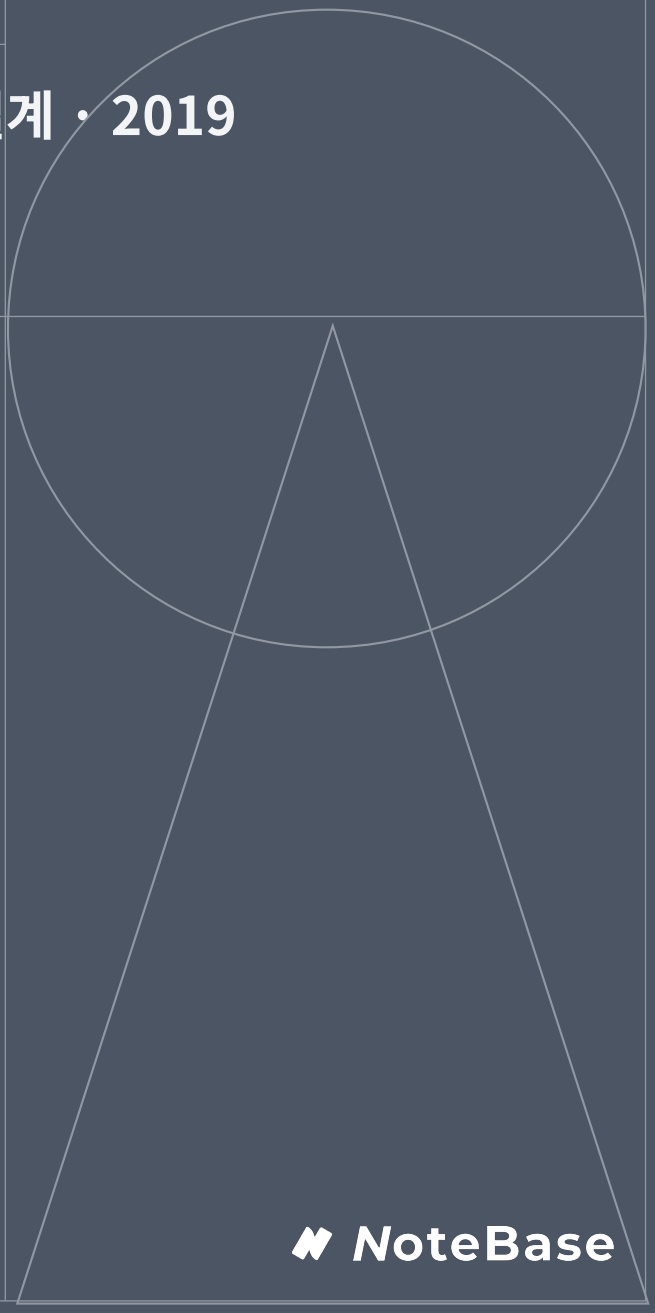
기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2019



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2019

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2019

1. 다음 중 가공제품의 치수를 표시하기 위한 용어 중 치수공차(Tolerance)를 옳게 설명한 것은?

① 최대허용치수에서 호칭치수를 뺀 값
② 최소허용치수에서 호칭치수를 뺀 값
③ 허용한계 치수의 기준
④ 최대 허용치수와 최소 허용치수와의 차이
⑤ 실제 치수에 대하여 허용되는 최소 치수

정답 4번

출제 포인트

치수공차와 위치수허용차·아래치수허용차·기준치수 등 서로 비슷한 치수 용어의 정의를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

치수공차는 최대 허용치수와 최소 허용치수 사이의 차이로, 가공 치수에 허용되는 전체 변동 범위를 뜻한다.
위치수허용차는 최대 허용치수에서 기준치수(이 문항의 표현으로는 호칭치수)를 뺀 값이고, 아래치수허용차는 최소 허용치수에서 그 기준치수를 뺀 값이다.

선지별 해설

① X — '최대허용치수에서 호칭치수를 뺀 값'은 치수공차가 아니라 위치수허용차이다. 올바르게는 치수공차는 최대 허용치수에서 최소 허용치수를 뺀 값이다.
② X — '최소허용치수에서 호칭치수를 뺀 값'은 치수공차가 아니라 아래치수허용차이다. 올바르게는 치수공차는 두 허용한계치수의 차이이다.
③ X — '허용한계 치수의 기준'은 치수공차의 정의가 아니라 기준치수에 관한 설명이다. 올바르게는 치수공차는 최대 허용치수와 최소 허용치수의 차이이다.
④ O — 최대 허용치수와 최소 허용치수의 차이는 치수공차의 정확한 정의이다.
⑤ X — 치수공차를 하나의 '실제 치수'에 대하여 허용되는 치수로 설명한 부분이 부정확하다. 올바르게는 실제 가공치수가 들어갈 수 있는 최대 허용치수와 최소 허용치수 사이의 전체 범위를 치수공차라고 한다.

NoteBase

오답 포인트

①과 ②는 모두 호칭치수를 빼므로 치수공차처럼 보이지만, 각각 위쪽과 아래쪽의 개별 치수허용차를 나타낸다. 치수공차는 호칭치수가 아니라 두 허용한계치수를 서로 빼는 값이라는 점이 핵심 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

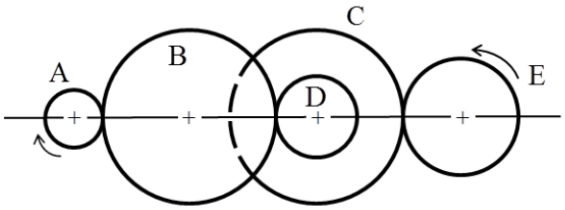
두 허용한계치수의 차이를 묻는 표현이면 치수공차로 판단한다. 최대 또는 최소 허용치수에서 호칭치수를 빼는 표현이면 각각 위치수허용차 또는 아래치수허용차로 판단한다.

암기 포인트

공차는 최대 허용치수와 최소 허용치수 사이의 폭이다.

NoteBase

2. 그림과 같이 5개의 기어로 구성된 복합 기어열이 있다. 기어들의 잇수는 각각 $Z_A=12,\ Z_B=36,\ Z_C=36,\ Z_D=15,\ Z_E=24$이다. 기어 A의 회전속도 $N_A=100\,\mathrm{rpm}$일 때, 기어 E의 회전속도[rpm]는?



① 60
② 120
③ 180
④ 240
⑤ 360

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 서로 맞물리는 기어의 회전속도와 잇수의 반비례 관계, 그리고 같은 축에 고정된 복합 기어의 회전속도가 같다는 원리를 이용해 기어 E의 회전속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $Z_A=12, Z_B=36, Z_C=36, Z_D=15, Z_E=24, N_A=100rpm$이다.
구해야 할 값: 기어 E의 회전속도 N_E이다.
주의할 조건: A와 B, B와 D, C와 E가 각각 맞물리고, C와 D는 같은 축에 고정되어 있으므로 $N_C=N_D$이다. 외접 기어가 한 번 맞물릴 때마다 회전 방향은 반대가 된다.

사용할 공식

서로 맞물리는 두 외접 기어의 회전속도 크기는 잇수에 반비례하므로
$|N_1|Z_1=|N_2|Z_2$
이다. 또한 같은 축에 고정된 C와 D는
$N_C=N_D$
이다. 각 맞물림에서 피동 기어의 속도는 구동 기어의 속도에 구동 기어 잇수를 곱하고 피동 기어 잇수로 나누어 구한다.

NoteBase

계산 과정

1. A와 B의 맞물림에서
$|N_B| = 100 \times \frac{12}{36} = \frac{100}{3} rpm$
이다.
2. B와 D의 맞물림에서
$|N_D| = \frac{100}{3} \times \frac{36}{15} = 80 rpm$
이다.
3. C와 D는 같은 축이므로 $|N_C| = |N_D| = 80 rpm$이다.
4. C와 E의 맞물림에서
$|N_E| = 80 \times \frac{36}{24} = 120 rpm$
이다. 따라서 기어 E의 회전속도는 $120 rpm$이다. A에서 E까지 외접 맞물림이 세 번이므로 E는 A와 반대 방향으로 회전하며, 그림의 화살표와도 일치한다.

선지 판단

① X — $60 rpm$은 계산 결과 $120 rpm$과 일치하지 않는다. 올바른 회전속도는 $120 rpm$이다.
② O — 세 맞물림의 속도비와 C·D의 동축 조건을 적용한 결과가 $120 rpm$이므로 옳다.
③ X — $180 rpm$은 계산 결과와 일치하지 않는다. 올바른 회전속도는 $120 rpm$이다.
④ X — $240 rpm$은 계산 결과와 일치하지 않는다. 올바른 회전속도는 $120 rpm$이다.
⑤ X — $360 rpm$은 계산 결과와 일치하지 않는다. 올바른 회전속도는 $120 rpm$이다.

오답 포인트

그림에서 큰 기어 C와 작은 기어 D가 같은 중심을 가지는 동축 기어라는 점을 놓치기 쉽다. B와 C의 잇수가 모두 36이라고 해서 두 기어를 같은 축으로 보면 안 된다. 실제 동축 관계는 C와 D이며, $N_C = N_D$를 적용한 뒤 C와 E의 속도비를 계산해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

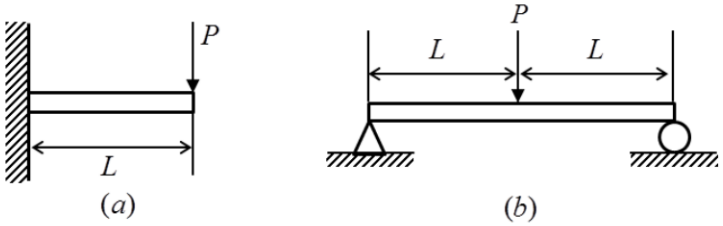
복합 기어열에서는 먼저 맞물리는 기어쌍과 같은 축에 고정된 기어쌍을 구분한다. 맞물리는 기어에는 $|N_1|Z_1 = |N_2|Z_2$를 적용하고, 동축 기어에는 같은 회전속도를 적용한 뒤 입력축부터 출력축까지 차례로 계산한다. 회전 방향은 외접 맞물림 횟수가 홀수이면 반대, 짝수이면 같은 방향이다.

암기 포인트

맞물림은 속도와 잇수가 반비례하고, 동축 기어는 속도가 같다. 이 문항의 핵심 연결은 A-B, B-D, C-E의 맞물림과 $N_C = N_D$이다.

NoteBase

3. 그림 (a)와 같이 길이가 L인 외팔보의 자유단에 하중 P가 가해졌을 때, 외팔보의 최대 굽힘처짐은 40mm로 측정되었다. 그림 (b)에 주어진 단순지지보의 경우, (a)와 동일한 크기의 하중 P가 가해질 때 중앙에서의 굽힘처짐[mm]은? (단, 단순지지보의 물성과 단면은 외팔보와 동일하다.)



① 10
② 20
③ 30
④ 40
⑤ 50

정답 2번

출제 포인트

외팔보 자유단의 집중하중 처짐과 단순지지보 중앙의 집중하중 처짐 공식을 비교하여 중앙 굽힘처짐을 구하는 문제이다.

조건 정리

외팔보의 길이는 L이고 자유단에 하중 P가 작용하며, 최대 굽힘처짐은 $40mm$이다.
단순지지보의 전체 경간은 $2L$이고 중앙에 같은 하중 P가 작용한다.
두 보의 재료와 단면이 같으므로 탄성계수 E와 단면2차모멘트 I도 같다.

사용할 공식

외팔보 자유단의 집중하중에 의한 자유단 처짐은
$\delta_c = \frac{PL^3}{3EI}$
이다. 전체 경간이 $2L$인 단순지지보의 중앙 집중하중에 의한 중앙 처짐은
$\delta_s = \frac{P(2L)^3}{48EI}$
이다. 각 보의 지지 조건과 하중 위치가 이 두 표준 처짐 공식에 해당한다.

NoteBase

계산 과정

단순지지보의 중앙 처짐 공식을 정리하면

$\delta_s = \frac{P(2L)^3}{48EI} = \frac{8PL^3}{48EI} = \frac{PL^3}{6EI}$

이다. 따라서 두 처짐의 비는

$\frac{\delta_s}{\delta_c} = \frac{PL^3/(6EI)}{PL^3/(3EI)} = \frac{1}{2}$

이다. 외팔보의 처짐이 $40mm$이므로

$\delta_s = \frac{1}{2} \times 40mm = 20mm$

가 된다.

선지 판단

① X — $10mm$는 계산값 $20mm$와 다르다. 올바른 값은 $20mm$이다.

② O — 단순지지보 중앙 처짐은 외팔보 자유단 처짐의 1/2이므로 $20mm$이다.

③ X — $30mm$는 처짐 공식으로 구한 값이 아니다. 올바른 값은 $20mm$이다.

④ X — $40mm$는 주어진 외팔보의 최대 처짐을 그대로 사용한 값이다. 지지 조건과 전체 경간이 달라지므로 올바른 값은 $20mm$이다.

⑤ X — $50mm$는 두 처짐 공식의 비와 맞지 않는다. 올바른 값은 $20mm$이다.

오답 포인트

단순지지보 그림에서 좌우에 표시된 L을 전체 경간으로 오해하면 안 된다. 전체 경간은 $2L$이므로 중앙 처짐 공식에 $2L$을 대입해야 한다. 또한 외팔보의 $40mm$를 그대로 고르는 것이 아니라 지지 조건별 처짐 공식의 비를 계산해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 지지 조건과 하중 위치를 확인하고 각각의 처짐 공식을 선택한다. 그다음 동일한 P, E, I, L 항을 소거하여 처짐비를 구하면 계산이 간단해진다.

암기 포인트

외팔보 끝단 집중하중은 $PL^3/(3EI)$, 단순지지보 중앙 집중하중은 $P\ell^3/(48EI)$이다. 이 문제에서는 $\ell = 2L$이므로 단순지지보의 처짐은 외팔보 처짐의 절반이다.

NoteBase

4. 볼베어링에 작용하는 동 등가 하중이 반으로 감소하고, 베어링 회전 속도가 2배로 증가한다면, 볼베어링의 수명 시간은 몇 배가 되는가?

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

정답 1번

출제 포인트

볼베어링의 정격 수명 시간이 등가 하중의 세제곱에 반비례하고 회전 속도에 반비례한다는 관계를 이용해 수명 시간의 비를 구하는 문제이다.

조건 정리

기존 동 등가 하중을 P_1, 변경 후 하중을 P_2라 하면 $P_2 = P_1/2$이다.
기존 회전 속도를 n_1, 변경 후 속도를 n_2라 하면 $n_2 = 2n_1$이다.
구해야 할 값은 변경 후 수명 시간과 기존 수명 시간의 비 L_{h2}/L_{h1}이다.

사용할 공식

볼베어링의 정격 수명 시간은
$L_h \propto \frac{1}{n}\left(\frac{C}{P}\right)^3$
이다. 여기서 C는 기본 동정격 하중, P는 동 등가 하중, n은 회전 속도이다. 동일한 베어링에서는 C가 일정하므로 수명 시간은 $P^{-3}n^{-1}$에 비례한다.

계산 과정

수명 시간의 비를 구하면
$\frac{L_{h2}}{L_{h1}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3 \frac{n_1}{n_2}$
이다. 주어진 변화를 대입하면
$\frac{L_{h2}}{L_{h1}} = \left(\frac{P_1}{P_1/2}\right)^3 \frac{n_1}{2n_1} = 2^3 \times \frac{1}{2} = 4$
가 된다. 따라서 볼베어링의 수명 시간은 4배가 된다.

NoteBase

선지 판단

① O — 계산 결과 수명 시간의 비가 4이므로 옳다.
② X — 2배가 아니라 4배이다. 하중 감소에 따른 $2^3 = 8$배 증가와 속도 증가에 따른 1/2배를 함께 적용해야 한다.
③ X — 1배가 아니라 4배이다. 하중과 속도의 변화가 서로 상쇄되는 것이 아니라, 하중은 세제곱으로 수명에 영향을 준다.
④ X — 1/2배가 아니라 4배이다. 회전 속도가 2배가 된 효과만 반영하면 1/2이지만, 하중이 반으로 감소한 효과도 포함해야 한다.
⑤ X — 1/4배가 아니라 4배이다. 수명은 하중에 비례하는 것이 아니라 하중의 세제곱에 반비례하므로 하중 감소는 수명을 늘린다.
계산 결과 수명 시간이 4배가 되므로 정답은 1번이다.

오답 포인트

하중이 반으로 줄었다는 사실을 단순히 2배로 처리하거나, 회전 속도가 2배가 되어 수명이 절반이 되는 효과만 적용하기 쉽다. 볼베어링은 하중 변화에 세제곱 지수 3을 적용한 뒤 회전 속도의 역비를 곱해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

동일한 볼베어링의 수명 시간 비는 $L_{h2}/L_{h1} = (P_1/P_2)^3 (n_1/n_2)$로 판단한다. 먼저 하중비에 세제곱을 적용하고, 그다음 회전 속도의 역비를 곱한다.

암기 포인트

볼베어링 수명 시간은 하중의 세제곱에 반비례하고 회전 속도에 반비례한다: $L_h \propto P^{-3} n^{-1}$.

NoteBase

5. 2줄 나사 M50×2-6H가 1회전할 때 축방향으로 이동한 거리[mm]는?

① 1
② 2
③ 4
④ 8
⑤ 12

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 다줄 나사의 리드와 피치의 관계를 이용해 나사가 1회전할 때 축방향으로 이동하는 거리를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 2줄 나사, 피치 $P = 2mm$
구해야 할 값: 1회전할 때의 축방향 이동 거리인 리드 L
주의할 조건: 2줄 나사에서는 리드가 피치의 2배이다. 6H는 암나사의 공차 등급이므로 이동 거리 계산에는 영향을 주지 않는다.

사용할 공식

다줄 나사의 리드는 다음과 같다.
$L = nP$
여기서 n은 나사의 줄 수, P는 피치이다. 나사가 1회전하면 한 줄의 피치가 아니라 전체 줄 수만큼 진행하므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

줄 수는 $n = 2$, 피치는 $P = 2mm$이다.
$L = nP = 2 \times 2 = 4mm$
따라서 1회전할 때 축방향 이동 거리는 $4mm$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 1*mm*는 계산 결과 4*mm*와 다르다. 올바른 이동 거리는 4*mm*이다.
② X — 2*mm*는 피치 한 칸의 크기일 뿐이다. 2줄 나사의 리드는 2 × 2 = 4*mm*이다.
③ O — 리드 $L = 2 \times 2 = 4mm$이므로 1회전 이동 거리와 일치한다.
④ X — 8*mm*는 4*mm*의 리드로 2회전했을 때의 이동 거리이다. 1회전 이동 거리는 4*mm*이다.
⑤ X — 12*mm*는 4*mm*의 리드로 3회전했을 때의 이동 거리이다. 1회전 이동 거리는 4*mm*이다.

오답 포인트

나사 표기의 2를 피치로 읽은 뒤 그대로 1회전 이동 거리라고 판단하면 ②를 고르게 된다. 한 줄 나사는 피치와 리드가 같지만, 2줄 나사는 리드가 피치의 2배라는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사의 1회전 이동 거리를 물으면 먼저 줄 수와 피치를 확인하고 L=줄 수× P를 적용한다. 공차 등급 표시는 이동 거리 계산과 분리한다.

암기 포인트

다줄 나사의 리드는 '줄 수 × 피치'이며, 2줄 나사는 1회전에 피치의 2배만큼 이동한다.

NoteBase

6. 아이볼트 4개에 총 400N의 축 방향 하중만 걸릴 때, 나사의 최소 안지름[mm]은? (단, 각 아이볼트에 걸리는 축방향 하중은 동일하고 허용인장응력은 50MPa, 원주율은 π로 표시한다.)

① $\sqrt{\frac{4}{3\pi}}$

② $\sqrt{\frac{4}{\pi}}$

③ $\sqrt{\frac{8}{\pi}}$

④ $\sqrt{\frac{32}{\pi}}$

⑤ $\sqrt{\frac{4}{5\pi}}$

정답 3번

출제 포인트

아이볼트에 균등하게 분담되는 축방향 하중과 원형 단면의 인장응력식을 이용하여 나사의 최소 안지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 아이볼트 수 4개, 전체 축방향 하중 $400N$, 허용인장응력 $50MPa = 50N/mm^2$이다.
구해야 할 값: 나사의 최소 안지름 d이다.
주의할 조건: 각 아이볼트가 하중을 동일하게 받으므로 볼트 1개에 작용하는 하중은 $F = 400/4 = 100N$이다.

사용할 공식

원형 단면의 단면적과 인장응력은 각각
$A = \frac{\pi d^2}{4}, \quad \sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2}$
이다. 축방향 하중만 작용하므로 볼트의 최소 안지름은 실제 인장응력이 허용인장응력 이하가 되는 조건 $\sigma \le \sigma_a$에서 구한다. 최소값에서는 $\sigma = \sigma_a$이다.

NoteBase

계산 과정

1. 볼트 1개당 하중은 $F = 400/4 = 100N$이다.
2. 허용인장응력 조건을 적용하면
$\frac{4F}{\pi d^2} \le 50$
이다.
3. $F = 100N$을 대입하면
$d^2 \ge \frac{4 \times 100}{50\pi} = \frac{8}{\pi}$
이므로 최소 안지름은
$d_{\min} = \sqrt{\frac{8}{\pi}}\,mm$
이다.

선지 판단

① X — $d^2 = 4/(3\pi)$이면 인장응력은 $300N/mm^2$로 허용값을 초과한다. 틀린 값 $\sqrt{4/(3\pi)}$가 아니라 최소 안지름은 $\sqrt{8/\pi}\,mm$이다.
② X — $d^2 = 4/\pi$이면 인장응력은 $100N/mm^2$로 허용값을 초과한다. 틀린 값 $\sqrt{4/\pi}$가 아니라 최소 안지름은 $\sqrt{8/\pi}\,mm$이다.
③ O — $d^2 = 8/\pi$이면 인장응력이 허용값과 같은 $50N/mm^2$가 되므로 최소 안지름 조건을 정확히 만족한다.
④ X — $d^2 = 32/\pi$이면 인장응력은 $12.5N/mm^2$로 안전하지만 필요한 값보다 지름이 크므로 '최소' 안지름이 아니다. $\sqrt{32/\pi}$가 아니라 최소 안지름은 $\sqrt{8/\pi}\,mm$이다.
⑤ X — $d^2 = 4/(5\pi)$이면 인장응력은 $500N/mm^2$로 허용값을 크게 초과한다. 틀린 값 $\sqrt{4/(5\pi)}$가 아니라 최소 안지름은 $\sqrt{8/\pi}\,mm$이다.
계산 결과 최소 안지름은 $\sqrt{8/\pi}\,mm$이므로 정답은 3번이다.

오답 포인트

전체 하중 $400N$을 볼트 1개가 받는 것으로 계산하거나, 원형 단면적의 1/4을 빠뜨리기 쉽다. 또한 ④는 허용응력을 만족하지만 문제에서 요구한 값이 단순한 안전 지름이 아니라 최소 안지름이므로 정답이 아니다.

다시 나오면 이렇게 판단

여러 볼트가 하중을 균등 분담하면 먼저 전체 하중을 볼트 수로 나눈다. 그다음 $A = \pi d^2/4$와 $\sigma = F/A$를 적용하고, 최소 지름은 $\sigma = \sigma_a$인 경계값에서 구한다.

암기 포인트

균등 분담 볼트의 최소 지름은 $F = P/n$을 먼저 구한 뒤 $d_{\min} = \sqrt{4F/(\pi\sigma_a)}$로 계산한다.

NoteBase

7. 지름이 d인 원형 단면 축에 굽힘 모멘트 M과 비틀림 모멘트 T가 동시에 작용할 때 최대 전단응력을 구하기 위한 상당 비틀림 모멘트 $\widetilde{T}$를 옳게 계산한 것은?

① $\widetilde{T}=\frac{1}{2}\sqrt{M^2+T^2}$

② $\widetilde{T}=\frac{1}{2}\left(M+\sqrt{M^2+T^2}\right)$

③ $\widetilde{T}=M+\sqrt{M^2+T^2}$

④ $\widetilde{T}=M+\sqrt{M^2+\frac{2}{3}T^2}$

⑤ $\widetilde{T}=\sqrt{M^2+T^2}$

정답 5번

출제 포인트

원형 단면 축에 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트가 동시에 작용할 때, 최대 전단응력 이론을 이용하여 상당 비틀림 모멘트를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 굽힘 모멘트 M, 비틀림 모멘트 T, 축의 지름 d이다.
구해야 할 값: 두 모멘트의 조합과 같은 최대 전단응력을 만드는 상당 비틀림 모멘트 T이다.
주의할 조건: 상당 비틀림 모멘트는 최대 전단응력을 기준으로 정의하므로 굽힘에 의한 정상응력과 비틀림에 의한 전단응력을 함께 합성한다.

사용할 공식

원형 단면 축 표면의 굽힘 정상응력과 비틀림 전단응력은 각각 다음과 같다.
$\sigma=\frac{32M}{\pi d^3}, \qquad \tau=\frac{16T}{\pi d^3}$
평면응력 상태의 최대 전단응력은 다음과 같다.
$\tau_{max}=\sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2+\tau^2}$
상당 비틀림 모멘트는 순수 비틀림의 전단응력 $16\widetilde{T}/(\pi d^3)$이 이 최대 전단응력과 같도록 정한다.

NoteBase

계산 과정

응력식을 최대 전단응력 식에 대입하면
$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + T^2}$
이다. 이를 순수 비틀림의 전단응력과 같게 두면
$\frac{16\widetilde{T}}{\pi d^3} = \frac{16}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + T^2}$
이므로
$\widetilde{T} = \sqrt{M^2 + T^2}$
가 된다.

선지 판단

① X — $\frac{1}{2}\sqrt{M^2 + T^2}$는 최대 전단응력 합성 결과에 불필요한 1/2을 곱한 식이다. 틀린 표현 $\widetilde{T} = \frac{1}{2}\sqrt{M^2 + T^2}$은 $\widetilde{T} = \sqrt{M^2 + T^2}$로 고쳐야 한다.
② X — $\frac{1}{2}(M + \sqrt{M^2 + T^2})$는 최대 주응력을 기준으로 한 상당 굽힘 모멘트의 형태이지, 최대 전단응력을 기준으로 한 상당 비틀림 모멘트가 아니다. 상당 비틀림 모멘트 식은 $\widetilde{T} = \sqrt{M^2 + T^2}$이다.
③ X — $M + \sqrt{M^2 + T^2}$는 상당 비틀림 모멘트 식이 아니며, ②의 상당 굽힘 모멘트 형태와 비교해도 계수 1/2이 빠져 있다. 틀린 식은 $\widetilde{T} = \sqrt{M^2 + T^2}$로 고쳐야 한다.
④ X — $M + \sqrt{M^2 + \frac{2}{3}T^2}$는 최대 전단응력 식에서 유도되지 않는다. 굽힘 모멘트 M을 근호 밖에서 더하거나 T^2에 2/3을 곱하지 않고, $\widetilde{T} = \sqrt{M^2 + T^2}$로 고쳐야 한다.
⑤ O — 굽힘과 비틀림을 최대 전단응력 기준으로 합성하면 $\widetilde{T} = \sqrt{M^2 + T^2}$가 되므로 옳다.

오답 포인트

②의 $\frac{1}{2}(M + \sqrt{M^2 + T^2})$는 상당 굽힘 모멘트와 상당 비틀림 모멘트를 혼동하도록 만든 대표적인 함정이다. 문제에서 요구한 값이 최대 전단응력에 대응하는 상당 비틀림 모멘트인지, 최대 주응력에 대응하는 상당 굽힘 모멘트인지 먼저 구분해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

원형 축의 굽힘·비틀림 조합 문제에서는 먼저 요구량을 확인한다. 상당 비틀림 모멘트이면 최대 전단응력을 기준으로 M과 T의 제곱합에 제곱근을 취하여 $\widetilde{T} = \sqrt{M^2 + T^2}$로 판단한다.

암기 포인트

상당 비틀림 모멘트는 제곱합의 제곱근, 즉 $\widetilde{T} = \sqrt{M^2 + T^2}$이다.

NoteBase

8. 원형 중실축에 장착된 벨트 풀리에 유효장력 200N이 작용하고 있다. 풀리의 바깥지름은 300mm이고 축의 허용 비틀림 응력이 $20N/mm^2$ 일 때, 비틀림만을 고려한 설계에서 축의 최소 지름 [mm]은? (단, $\pi=3$으로 가정한다.)

① 5
② 10
③ 15
④ 20
⑤ 25

정답 4번

출제 포인트

벨트 풀리에 작용하는 유효장력으로 비틀림 토크를 구하고, 원형 중실축의 비틀림 전단응력식을 이용해 축의 최소 지름을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 유효장력 $F=200N$, 풀리 바깥지름 $D=300mm$, 허용 비틀림 응력 $\tau_a=20N/mm^2$이다.
구해야 할 값: 축의 최소 지름 d이다.
주의할 조건: 토크의 팔길이는 풀리의 지름이 아니라 반지름이므로 $r=D/2=150mm$를 사용하며, $\pi=3$을 적용한다.

사용할 공식

풀리에 작용하는 토크는
$T=Fr$
이고, 원형 중실축의 최대 비틀림 전단응력은
$\tau_{max}=\frac{16T}{\pi d^3}$
이다.
유효장력은 풀리 반지름을 팔길이로 하여 축에 토크를 만들고, 축은 원형 중실축이므로 위 비틀림 전단응력식을 사용한다. 최소 지름에서는 $\tau_{max}=\tau_a$로 둔다.

NoteBase

계산 과정

1. 풀리의 반지름은 $r = 300/2 = 150mm$이다.
2. 축에 작용하는 토크는
$T = Fr = 200 \times 150 = 30{,}000N \cdot mm$
이다.
3. 허용 비틀림 응력 조건을 적용하면
$20 = \frac{16 \times 30{,}000}{3d^3}$
이므로
$d^3 = \frac{16 \times 30{,}000}{3 \times 20} = 8{,}000mm^3$
이다. 따라서
$d = 20mm$
이다.

선지 판단

① X — $5mm$는 계산된 최소 지름 $20mm$보다 작아 허용 비틀림 응력을 만족하지 못한다. 올바르게는 최소 지름이 $20mm$이다.
② X — $10mm$는 계산 결과가 아니며 필요한 최소 지름보다 작다. 올바르게는 최소 지름이 $20mm$이다.
③ X — $15mm$는 계산된 최소 지름보다 작아 축에 허용값을 넘는 비틀림 응력이 발생한다. 올바르게는 최소 지름이 $20mm$이다.
④ O — 비틀림 토크 $30{,}000N \cdot mm$를 중실축 공식에 대입하면 $d^3 = 8{,}000mm^3$, 즉 $d = 20mm$가 된다.
⑤ X — $25mm$는 허용응력 조건을 만족하지만 최소 지름은 아니다. 올바르게는 설계상 최소 지름이 $20mm$이다.

오답 포인트

풀리 바깥지름 $300mm$를 그대로 토크의 팔길이로 사용하면 안 된다. 반지름 $150mm$를 사용해야 한다. 또한 문제는 단순히 안전한 지름이 아니라 최소 지름을 묻기 때문에 $25mm$가 안전하더라도 정답이 되지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

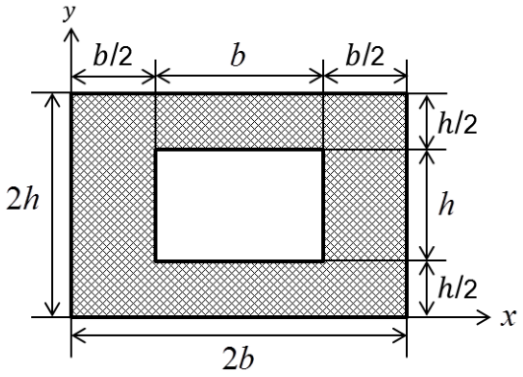
벨트 풀리 문제에서는 먼저 $T = F(D/2)$로 토크를 구한 뒤, 원형 중실축이면 $\tau = 16T/(\pi d^3)$를 적용한다. 최소 지름은 최대 비틀림 응력을 허용 비틀림 응력과 같게 두어 계산한다.

암기 포인트

풀리 토크는 힘×반지름, 중실축 비틀림 응력은 $16T/(\pi d^3)$이다.

NoteBase

9. 아래 그림과 같은 단면을 가지는 보가 있다. 이 단면의 x축(y=0)에 대한 단면 2차 모멘트는?



① $\frac{17}{4}bh^3$ ② $\frac{5}{4}bh^3$

③ $\frac{15}{4}bh^3$ ④ $\frac{4}{3}bh^3$

⑤ $\frac{1}{12}bh^3$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 직사각형 합성 단면의 단면 2차 모멘트를 '전체 직사각형에서 중앙의 빈 직사각형을 빼는 방식'으로 구하는 문제이다. 구멍의 도심이 기준 x축 위에 있지 않으므로 평행축 정리를 적용해야 한다.

조건 정리

전체 외곽 직사각형: 폭 $2b$, 높이 $2h$

빈 직사각형: 폭 b, 높이 h

기준축: 전체 단면의 아래쪽 변인 x축

빈 직사각형의 도심과 x축 사이의 거리: $d = h$

구해야 할 값: 음영 단면의 x축에 대한 단면 2차 모멘트 I_x

NoteBase

사용할 공식

직사각형의 밑변 축에 대한 단면 2차 모멘트는
$I_x = \frac{BH^3}{3}$
이다. 도심축과 평행한 축에 대한 평행축 정리는
$I_x = I_G + Ad^2$
이다. 따라서 음영 단면은
I_x=I_전체-I_구멍
으로 계산한다. 구멍의 기준축이 구멍의 도심축에서 h만큼 떨어져 있으므로 구멍에는 평행축 정리가 필요하다.

계산 과정

1. 전체 직사각형의 밑변 축에 대한 단면 2차 모멘트는
I_전체=((2b)(2h)^3)/(3)=(16)/(3)bh^3
이다.
2. 빈 직사각형의 도심축에 대한 단면 2차 모멘트와 면적은 각각
$I_G = \frac{bh^3}{12}, \qquad A = bh$
이다.
3. 빈 직사각형의 도심은 x축에서 h만큼 떨어져 있으므로
I_구멍=I_G+Ah^2=(bh^3)/(12)+bh· h^2=(13)/(12)bh^3
이다.
4. 전체에서 구멍을 빼면
$I_x = \frac{16}{3}bh^3 - \frac{13}{12}bh^3 = \frac{64-13}{12}bh^3 = \frac{17}{4}bh^3$
이다.

선지 판단

① O — 계산 결과가 $\frac{17}{4}bh^3$이므로 옳다.
② X — $\frac{5}{4}bh^3$은 계산 결과와 다르다. 올바른 값은 $\frac{17}{4}bh^3$이다.
③ X — $\frac{15}{4}bh^3$은 전체 직사각형에서 구멍의 평행축 정리 결과를 정확히 뺀 값이 아니다. 올바른 값은 $\frac{17}{4}bh^3$이다.
④ X — $\frac{4}{3}bh^3$은 계산 결과와 다르다. 올바른 값은 $\frac{17}{4}bh^3$이다.
⑤ X — $\frac{1}{12}bh^3$은 폭 b, 높이 h인 직사각형 자체의 도심축 단면 2차 모멘트 계수일 뿐, 주어진 음영 단면의 값이 아니다. 올바른 값은 $\frac{17}{4}bh^3$이다.

오답 포인트

구멍의 단면 2차 모멘트를 단순히 $\frac{bh^3}{12}$로만 빼는 것이 핵심 함정이다. 기준 x축은 구멍의 도심축이 아니므로 $Ad^2 = bh^3$을 더한 $\frac{13}{12}bh^3$을 빼야 한다. 또한 전체 직사각형의 기준축은 밑변이므로 $\frac{BH^3}{3}$을 사용한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

합성 단면의 단면 2차 모멘트는 먼저 기준축을 확인하고, 외곽 도형의 값에서 빈 부분의 값을 뺀다. 각 부분의 도심축이 기준축과 다르면 반드시 $I = I_G + Ad^2$로 기준축을 옮긴 뒤 더하거나 뺀다.

암기 포인트

합성 단면은 '전체에서 구멍을 뺀다', 축이 도심을 지나지 않으면 '$I_G + Ad^2$'를 적용한다.

NoteBase

10. 각 풀리의 피치원 지름을 D_1, D_2, 두 축간의 중심거리를 C라고 하자. 바로걸기에서 $\sin\phi_1 = \frac{|D_2 - D_1|}{2C}$, 엇걸기에서 $\sin\phi_2 = \frac{D_2 + D_1}{2C}$로 정의된 ϕ_1과 ϕ_2가 작은 경우 두가지 평벨트 걸기 방법에서 벨트길이의 차이는?

① $\frac{D_1 D_2}{4C}$

② $\frac{D_1 D_2}{2C}$

③ $\frac{D_1 D_2}{C}$

④ $\frac{2D_1 D_2}{C}$

⑤ $\frac{4D_1 D_2}{C}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 작은 각을 가정한 바로걸기와 엇걸기의 평벨트 길이 근사식을 비교하여 두 벨트 길이의 차이를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 풀리의 피치원 지름은 D_1, D_2, 두 축의 중심거리는 C이다.
구해야 할 값: 엇걸기 벨트 길이와 바로걸기 벨트 길이의 차이이다.
주의할 조건: ϕ_1과 ϕ_2가 작으므로 작은 각 근사를 적용한다.

사용할 공식

바로걸기의 벨트 길이를 L_o, 엇걸기의 벨트 길이를 L_c라 하면
$L_o \approx 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$
$L_c \approx 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4C}$
이다. 바로걸기에서는 두 풀리 지름의 차가, 엇걸기에서는 두 풀리 지름의 합이 보정항에 들어가므로 이 두 근사식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

엇걸기의 보정항이 더 크므로 엇걸기 벨트가 더 길다. 두 길이의 공통항을 소거하면
$L_c - L_o = \frac{(D_2+D_1)^2-(D_2-D_1)^2}{4C} = \frac{4D_1D_2}{4C} = \frac{D_1D_2}{C}$.
따라서 두 벨트 길이의 차이는 D_1D_2/C이다.

선지 판단

① X — $D_1D_2/(4C)$는 계산 결과의 1/4에 불과하다. 분자에서 제곱의 차를 전개하면 $4D_1D_2$가 되므로, 올바른 식은 D_1D_2/C이다.
② X — $D_1D_2/(2C)$는 계산 결과의 1/2이다. 제곱의 차에서 생기는 계수 4를 정확히 약분하면 올바른 식은 D_1D_2/C이다.
③ O — $(D_2+D_1)^2-(D_2-D_1)^2 = 4D_1D_2$이므로 이를 $4C$로 나누면 D_1D_2/C가 된다.
④ X — $2D_1D_2/C$는 계산 결과의 2배이다. 공통항을 소거하고 보정항끼리 빼면 올바른 식은 D_1D_2/C이다.
⑤ X — $4D_1D_2/C$는 계산 결과의 4배이다. 분자의 $4D_1D_2$를 분모의 $4C$와 약분해야 하므로 올바른 식은 D_1D_2/C이다.
계산 결과가 D_1D_2/C이므로 정답은 ③이다.

오답 포인트

핵심 함정은 바로걸기의 보정항 $(D_2-D_1)^2/(4C)$과 엇걸기의 보정항 $(D_2+D_1)^2/(4C)$을 뒤섞거나, 제곱의 차에서 나온 계수 4를 분모의 4와 약분하지 않는 것이다.

다시 나오면 이렇게 판단

평벨트 길이 차이 문제에서는 두 길이 식의 공통항 $2C+\frac{\pi}{2}(D_1+D_2)$을 먼저 소거한 뒤, 합의 제곱과 차의 제곱만 비교한다. $(a+b)^2-(a-b)^2=4ab$를 적용하면 빠르게 판단할 수 있다.

암기 포인트

작은 각에서 엇걸기와 바로걸기의 길이 차이는 '합의 제곱−차의 제곱'이며, 결과는 D_1D_2/C이다.

NoteBase

11. 압축 코일 스프링에서 코일의 평균지름과 와이어의 지름이 2배 증가되고 유효권수가 반으로 감소된다면 스프링 상수는 어떻게 변화하는가? (단, 와이어의 기계적 특성은 동일하다.)

① 변하지 않는다.
② 약 1/4배 증가한다.
③ 약 1/2배 증가한다.
④ 약 2배 증가한다.
⑤ 약 4배 증가한다.

정답 5번

출제 포인트

압축 코일 스프링의 스프링 상수가 평균지름, 와이어 지름, 유효권수에 따라 어떻게 변하는지를 비례식으로 판단하는 문제이다.

조건 정리

주어진 변화: 평균지름은 $D' = 2D$, 와이어 지름은 $d' = 2d$, 유효권수는 $n' = n/2$이다.
구해야 할 값: 기존 스프링 상수 k에 대한 변경 후 스프링 상수 k'의 비이다.
주의할 조건: 와이어의 기계적 특성이 동일하므로 전단탄성계수 G는 변하지 않는다.

사용할 공식

압축 코일 스프링의 스프링 상수는
$k = \frac{Gd^4}{8D^3n}$
이다. 따라서 G가 일정할 때 $k \propto d^4/(D^3n)$이다. 와이어 지름은 4제곱, 평균지름은 3제곱, 유효권수는 1제곱으로 스프링 상수에 영향을 주므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

변경 전후의 비를 구하면
$\frac{k'}{k} = \left(\frac{d'}{d}\right)^4 \left(\frac{D}{D'}\right)^3 \left(\frac{n}{n'}\right)$
이다. 주어진 변화량을 대입하면
$\frac{k'}{k} = 2^4 \times \left(\frac{1}{2}\right)^3 \times 2 = 16 \times \frac{1}{8} \times 2 = 4$
이다. 따라서 스프링 상수는 변경 전의 약 4배가 된다.

NoteBase

선지 판단

① X — '변하지 않는다'는 틀리다. 계산 결과 $k'/k = 4$이므로 올바르게는 스프링 상수가 약 4배 증가한다.
② X — '약 1/4배 증가한다'는 틀리다. 지름과 권수의 영향을 모두 반영하면 $k'/k = 4$이므로 올바르게는 약 4배 증가한다.
③ X — '약 1/2배 증가한다'는 틀리다. 유효권수가 반으로 감소하면 스프링 상수는 그 영향만으로도 2배가 되며, 전체 변화비는 4이다. 올바르게는 약 4배 증가한다.
④ X — '약 2배 증가한다'는 틀리다. 와이어 지름 변화의 2^4, 평균지름 변화의 2^3, 유효권수 변화의 2배 효과를 모두 계산하면 변화비는 4이다. 올바르게는 약 4배 증가한다.
⑤ O — 계산 결과 $k'/k = 4$이므로 스프링 상수는 약 4배 증가한다.

오답 포인트

와이어 지름과 평균지름이 모두 2배가 되었다고 해서 두 효과가 상쇄되는 것은 아니다. 와이어 지름은 분자의 4제곱이고 평균지름은 분모의 3제곱이므로 두 지름 변화만으로 16/8 = 2배가 된다. 여기에 유효권수가 반으로 감소하여 다시 2배가 되는 효과까지 포함해야 최종 4배를 얻는다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 $k \propto d^4/(D^3 n)$을 적고 각 변화배수를 해당 지수까지 적용한다. 그다음 분자와 분모의 변화 및 유효권수의 역비례를 함께 곱해 최종 변화비를 판단한다.

암기 포인트

압축 코일 스프링은 $k \propto d^4/(D^3 n)$이다. 와이어는 굵을수록 매우 강해지고, 코일 평균지름과 유효권수는 커질수록 부드러워진다.

NoteBase

12. 선형 탄성거동을 하는 길이 1m, 균일한 단면적 30mm^{2}인 등방성 시편에 인장하중 72kN이 작용하였을 때, 시편이 1mm만큼 늘어났다. 이 때 이 시편의 푸아송 비(Poisson's Ratio) ν는? (단, 가로탄성계수 또는 전단탄성계수 $G=1\times10^6\,\mathrm{N/mm^2}$이다.)

① 0.5
② 0.4
③ 0.3
④ 0.2
⑤ 0.1

정답 4번

출제 포인트

축하중을 받는 균일 단면 봉의 변형식으로 세로탄성계수 E를 구한 뒤, $E = 2G(1 + \nu)$를 이용하여 푸아송 비 ν를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 길이 $L = 1m = 1000mm$, 단면적 $A = 30mm^2$, 인장하중 $P = 72kN = 72{,}000N$, 늘어난 길이 $\delta = 1mm$, 전단탄성계수 $G = 1 \times 10^6 N/mm^2$이다.
구해야 할 값: 푸아송 비 ν이다.
주의할 조건: 길이와 하중의 단위를 각각 mm, N으로 통일한다.

사용할 공식

균일 단면 봉의 축변형식은 $\delta = \frac{PL}{AE}$ 이므로 $E = \frac{PL}{A\delta}$이다. 등방성 선형 탄성재료의 탄성계수 관계는 $E = 2G(1 + \nu)$ 이므로 $\nu = \frac{E}{2G} - 1$이다.
첫 번째 식은 축방향 인장하중에 따른 길이 변화를 나타내며, 두 번째 식은 세로탄성계수와 전단탄성계수로 푸아송 비를 연결하므로 사용한다.

계산 과정

1. 단위를 통일하면 $L = 1000mm$, $P = 72{,}000N$이다.
2. 축변형식에 대입하면 $E = \frac{72{,}000 \times 1000}{30 \times 1} = 2.4 \times 10^6 N/mm^2$ 이다.
3. 탄성계수 관계식에 대입하면 $\nu = \frac{2.4 \times 10^6}{2 \times 1 \times 10^6} - 1 = 1.2 - 1 = 0.2$ 이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 0.5는 계산값 0.2와 다르다. 0.5가 아니라 0.2가 올바른 값이다.
② X — 0.4는 계산값 0.2와 다르다. 0.4가 아니라 0.2가 올바른 값이다.
③ X — 0.3은 계산값 0.2와 다르다. 0.3이 아니라 0.2가 올바른 값이다.
④ O — $E = 2.4 \times 10^6 N/mm^2$와 $G = 1 \times 10^6 N/mm^2$를 $\nu = E/(2G) - 1$에 대입한 결과 0.2와 일치한다.
⑤ X — 0.1은 계산값 0.2와 다르다. 0.1이 아니라 0.2가 올바른 값이다.
계산 결과 푸아송 비는 0.2이므로 정답은 4번이다.

오답 포인트

길이 $1m$를 $1000mm$로, 하중 $72kN$을 $72{,}000N$으로 바꾸지 않으면 E가 잘못 계산된다. 또한 $E = 2G(1 + \nu)$에서 $\nu = E/(2G) - 1$의 마지막 -1을 빠뜨리지 않아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

축변형량이 주어지면 먼저 $E = PL/(A\delta)$로 세로탄성계수를 구하고, 그다음 $\nu = E/(2G) - 1$을 적용한다. 계산 전에는 N과 mm 계열로 단위를 통일한다.

암기 포인트

축변형은 $\delta = PL/(AE)$, 탄성계수 관계는 $E = 2G(1 + \nu)$이다.

NoteBase

13. 안지름 500mm, 내압 1.2MPa인 원통형 보일러 용기를 리벳 세로 이음(Longitudinal Joint)으로 안전하게 설계하기 위한 판의 최소 두께[mm]는? (단, 판의 인장강도는 400MPa, 안전계수는 4, 이음효율은 60%, 부식여유는 1mm이다.)

① 5
② 6
③ 7
④ 8
⑤ 9

정답 2번

출제 포인트

원통형 보일러의 세로 이음에는 원주 방향 응력이 작용하므로, 안전계수와 이음효율을 반영해 필요한 판 두께를 구한 뒤 부식여유를 더하는 문제이다.

조건 정리

안지름: $D = 500\text{mm}$
내압: $p = 1.2\text{MPa} = 1.2\text{N/mm}^2$
판의 인장강도: $\sigma_t = 400\text{MPa}$
안전계수: $n = 4$
이음효율: $\eta = 0.60$
부식여유: $c = 1\text{mm}$
구해야 할 값은 부식여유를 포함한 판의 최소 두께이다.

사용할 공식

허용인장응력은 $\sigma_a = \sigma_t/n$이다. 세로 이음은 원주 방향 응력에 저항하므로 부식여유를 제외한 필요 두께는 $t_0 = pD/(2\sigma_a\eta)$이고, 최종 두께는 $t = t_0 + c$이다. 이음효율이 60%이므로 이음부가 전달할 수 있는 강도가 감소하여 η가 분모에 들어간다.

NoteBase

계산 과정

1. 허용인장응력을 구한다.

$\sigma_a = \frac{400}{4} = 100\text{MPa}$

2. 부식여유를 제외한 필요 두께를 구한다.

$t_0 = \frac{1.2 \times 500}{2 \times 100 \times 0.60} = 5\text{mm}$

3. 부식여유를 더한다.

$t = 5 + 1 = 6\text{mm}$

따라서 판의 최소 두께는 6mm이다.

선지 판단

① X — 5mm는 강도 계산으로 얻은 두께일 뿐 부식여유 1mm가 빠진 값이다. ①의 5는 6으로 고쳐야 한다.

② O — 계산 두께 5mm에 부식여유 1mm를 더하면 6mm이므로 최소 두께와 일치한다.

③ X — 7mm는 주어진 부식여유보다 1mm를 더 과다하게 더한 값이어서 최소 두께가 아니다. ③의 7은 6으로 고쳐야 한다.

④ X — 8mm는 공식으로 구한 최소 두께 6mm보다 크므로 최소값이 아니다. ④의 8은 6으로 고쳐야 한다.

⑤ X — 9mm도 안전계수·이음효율·부식여유를 반영한 계산값과 일치하지 않으며 최소값이 아니다. ⑤의 9는 6으로 고쳐야 한다.

오답 포인트

가장 직접적인 함정은 ①의 5mm이다. 이는 안전계수와 이음효율까지는 반영했지만 마지막에 부식여유를 더하지 않은 값이다. 또한 안전계수는 인장강도를 허용인장응력으로 낮추고, 이음효율은 이음부 강도를 감소시키므로 두 요소 모두 필요한 두께를 증가시키는 방향으로 반영된다.

다시 나오면 이렇게 판단

세로 이음 문제는 원주 방향 응력식을 선택하고, 인장강도를 안전계수로 나누어 허용응력을 구한 다음, 이음효율을 분모에 반영해 강도상 두께를 계산하고, 마지막에 부식여유를 더해 판단한다.

암기 포인트

세로 이음은 $t_0 = pD/(2\sigma_a\eta)$, 최종 두께는 강도상 두께에 부식여유를 더한 값이다.

NoteBase

14. 중심거리가 240mm, 속도비가 $\frac{1}{5}$, 원동기어의 잇수가 20개인 표준 스퍼 기어의 모듈은?

① 2
② 3
③ 4
④ 5
⑤ 6

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 한 쌍의 표준 스퍼 기어에서 속도비로 종동기어의 잇수를 구한 뒤, 중심거리 공식으로 모듈을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 중심거리 $a = 240mm$, 속도비 $n_2/n_1 = 1/5$, 원동기어 잇수 $z_1 = 20$이다.
구해야 할 값: 모듈 m이다.
주의할 조건: 맞물리는 외접 기어에서는 회전속도와 잇수가 서로 반비례한다.

사용할 공식

속도비와 잇수비의 관계는 $n_2/n_1 = z_1/z_2$이다. 따라서 종동기어의 잇수는 $z_2 = 100$이다.
표준 스퍼 기어의 피치원 지름은 $d = mz$이므로 중심거리는 $a = (d_1 + d_2)/2 = m(z_1 + z_2)/2$이다. 두 기어의 피치원 반지름 합이 중심거리이기 때문에 이 공식을 사용한다.

계산 과정

1. 속도비를 잇수비로 바꾸면 $1/5 = 20/z_2$이므로 $z_2 = 100$이다.
2. 중심거리 공식에 대입하면 $240 = m(20 + 100)/2 = 60m$이다.
3. 따라서 $m = 240/60 = 4mm$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 모듈이 2mm이면 중심거리는 $2(20+100)/2 = 120mm$이므로 주어진 240mm와 다르다. 올바른 모듈은 4mm이다.
② X — 모듈이 3mm이면 중심거리는 $3(20+100)/2 = 180mm$이므로 조건을 만족하지 않는다. 올바른 값은 4mm이다.
③ O — 모듈 4mm를 대입하면 중심거리가 $4(20+100)/2 = 240mm$가 되어 모든 조건과 일치한다.
④ X — 모듈이 5mm이면 중심거리는 $5(20+100)/2 = 300mm$이 된다. 올바른 값은 4mm이다.
⑤ X — 모듈이 6mm이면 중심거리는 $6(20+100)/2 = 360mm$이 된다. 올바른 값은 4mm이다.

오답 포인트

속도비 1/5를 잇수비와 같은 방향으로 놓아 종동기어 잇수를 4로 구하면 안 된다. 외접 기어의 회전속도는 잇수와 반비례하므로 원동기어보다 5배 느린 종동기어의 잇수는 원동기어의 5배인 100이다. 또한 중심거리 공식의 분모 2를 빠뜨리지 않아야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 $n_2/n_1 = z_1/z_2$로 두 기어의 잇수를 확정하고, 이어서 $a = m(z_1+z_2)/2$에 대입한 뒤 길이 단위를 확인한다.

암기 포인트

기어의 속도와 잇수는 반비례하고, 표준 외접기어의 중심거리는 $a = m(z_1+z_2)/2$이다.

NoteBase

15. 드럼 지름이 400mm인 단식 블록 브레이크에 3kN의 하중이 마찰면에 수직하게 작용할 때, 브레이크 제동토크[N·m]는? (단, 드럼과 블록 사이의 마찰계수 $\mu=0.1$이다.)

① 20
② 30
③ 40
④ 50
⑤ 60

정답 5번

출제 포인트

단식 블록 브레이크에서 수직하중으로 생기는 마찰력과 드럼 반지름을 이용해 제동토크를 구하는 문제이다.

조건 정리

드럼 지름: $D = 400\text{mm} = 0.4\text{m}$
드럼 반지름: $r = D/2 = 0.2\text{m}$
마찰면에 수직한 하중: $N = 3\text{kN} = 3000\text{N}$
마찰계수: $\mu = 0.10$
구해야 할 값: 제동토크 T

사용할 공식

마찰력은 $F = \mu N$이고, 마찰력이 드럼 반지름에서 접선 방향으로 작용하므로 제동토크는 $T = Fr = \mu Nr$이다.

계산 과정

먼저 마찰력을 계산한다.
$F = \mu N = 0.10 \times 3000 = 300\text{N}$
드럼 반지름은 지름의 절반인 0.2m이므로,
$T = Fr = 300 \times 0.2 = 60\text{N} \cdot \text{m}$
따라서 제동토크는 $60\text{N} \cdot \text{m}$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 20N · m는 $T = \mu N r$의 계산 결과와 다르다. 틀린 값 20은 올바르게는 60이다.
② X — 30N · m는 마찰력 300N에 반지름 0.2m를 곱한 값이 아니다. 틀린 값 30은 올바르게는 60이다.
③ X — 40N · m는 주어진 지름·하중·마찰계수를 모두 적용한 결과와 다르다. 틀린 값 40은 올바르게는 60이다.
④ X — 50N · m는 300 × 0.2의 결과가 아니다. 틀린 값 50은 올바르게는 60이다.
⑤ O — $T = 0.10 \times 3000 \times 0.2 = 60$N · m이므로 계산 결과와 일치한다.

오답 포인트

드럼 지름 400mm를 그대로 모멘트 팔로 쓰면 안 된다. 토크 계산에는 반지름 200mm = 0.2m를 사용하며, 3kN도 3000N으로 환산해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

수직하중에서 $F = \mu N$으로 마찰력을 구한 뒤, 지름을 반지름으로 바꾸고 $T = Fr$을 적용한다. 마지막에는 힘이 N, 길이가 m인지 확인한다.

암기 포인트

단식 블록 브레이크의 제동토크는 $T = \mu N (D/2)$이다.

NoteBase

16. 교차각이 δ인 유니버설 조인트에서 원동축의 회전각속도가 Nrpm 일 때, 종동축의 최대 회전각속도[rpm]는?

① $N\sin\delta$
② $N/\sin\delta$
③ 1
④ $N\cos\delta$
⑤ $N/\cos\delta$

정답 5번

출제 포인트

교차각이 있는 유니버설 조인트에서 원동축이 등속 회전할 때 종동축의 순간 회전각속도가 변동하며, 그 최댓값을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 원동축 회전각속도 Nrpm, 두 축의 교차각 δ
구해야 할 값: 종동축의 최대 순간 회전각속도
주의할 조건: 교차각이 있으면 종동축은 일정한 속도로 회전하지 않으며, 한 회전 중 최솟값과 최댓값이 반복된다.

사용할 공식

원동축의 회전각을 θ라 하면 종동축과 원동축의 순간 속도비는

$$\frac{N_2}{N}=\frac{\cos\delta}{1-\sin^2\delta\cos^2\theta}$$

이다. 이 공식은 교차각 δ를 갖는 단일 유니버설 조인트의 입력축과 출력축 사이의 순간 속도 관계를 나타낸다. 분모가 작을수록 N_2가 커지므로 최댓값은 $\cos^2\theta=1$일 때 얻어진다.

계산 과정

1. 최대 속도 조건 $\cos^2\theta=1$을 순간 속도비 식에 대입한다.
2. 분모는 $1-\sin^2\delta=\cos^2\delta$가 된다.
3. 따라서

$$N_{2,\max}=N\frac{\cos\delta}{\cos^2\delta}=\frac{N}{\cos\delta}$$

가 된다.

NoteBase

선지 판단

① X — $N\sin\delta$는 유니버설 조인트의 최대 종동축 속도가 아니다. 올바른 최댓값은 $N/\cos\delta$이다.
② X — $N/\sin\delta$는 속도비 식의 삼각함수를 잘못 선택한 값이다. 올바르게는 $N/\cos\delta$이다.
③ X — 종동축의 최대 속도는 일반적으로 1rpm으로 고정되지 않고 N과 δ에 따라 달라진다. 올바르게는 $N/\cos\delta$이다.
④ X — $N\cos\delta$는 종동축의 최소 순간 회전각속도에 해당한다. 최대 순간 회전각속도는 $N/\cos\delta$이다.
⑤ O — 순간 속도비의 분모가 최소인 때 종동축 속도는 $N/\cos\delta$가 되므로 최대 회전각속도와 일치한다.

계산 결과 $N/\cos\delta$이므로 정답은 5번이다.

오답 포인트

④의 $N\cos\delta$와 ⑤의 $N/\cos\delta$를 뒤바꾸기 쉽다. 단일 유니버설 조인트에서 종동축 속도의 최솟값은 $N\cos\delta$, 최댓값은 $N/\cos\delta$이다.

다시 나오면 이렇게 판단

교차각이 있는 유니버설 조인트의 속도 범위는 $N\cos\delta \le N_2 \le N/\cos\delta$로 정리한다. 문제에서 최대를 물으면 위쪽 경계인 $N/\cos\delta$, 최소를 물으면 아래쪽 경계인 $N\cos\delta$를 선택한다.

암기 포인트

유니버설 조인트의 종동축 속도는 최소가 $N\cos\delta$, 최대가 $N/\cos\delta$이다.

NoteBase

17. 1줄 이음에서 리벳의 지름에 비해 피치가 적은 경우에 리벳구멍 사이에서 판이 절단되는 경우가 있다. 한 피치구간의 판에 작용하는 인장하중을 W, 피치를 p, 리벳 지름을 d, 판 두께를 t라고 할 때, 설계에서 고려하는 이 부위에 대한 판의 인장응력은?

① $\frac{W}{(p-d)t}$

② $\frac{W}{(p-2d)t}$

③ $\frac{W}{2(p-d)t}$

④ $\frac{W}{2(p-2d)t}$

⑤ $\frac{W}{4(p-d)t}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 1줄 리벳 이음에서 리벳구멍을 뺀 판의 순단면적으로 인장응력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 한 피치 구간의 판에 작용하는 인장하중은 W, 피치는 p, 리벳구멍 지름은 d, 판 두께는 t이다.
구해야 할 값: 리벳구멍 사이에서 판이 절단되는 순단면의 인장응력이다.
주의할 조건: 1줄 이음이므로 한 피치의 절단면에서 공제하는 구멍은 1개이다. 따라서 유효 폭은 $p - d$이다.

사용할 공식

판의 순단면적은
$A_n = (p - d)t$
이고, 인장응력은
$\sigma_t = \frac{W}{A_n} = \frac{W}{(p-d)t}$
이다. 인장응력은 하중을 실제로 지지하는 순단면적으로 나누어 구하므로 리벳구멍 지름 d를 피치 p에서 한 번 뺀다.

NoteBase

계산 과정

1. 한 피치 구간의 전체 폭 p에서 리벳구멍 1개의 지름 d를 뺀다.

$b_n = p - d$

2. 순단면적을 구한다.

$A_n = (p - d)t$

3. 하중을 순단면적으로 나눈다.

$\sigma_t = \frac{W}{(p-d)t}$

선지 판단

① O — 한 피치의 순단면적이 $A_n = (p - d)t$이므로 인장응력은 $W/((p - d)t)$이다.

② X — $p - 2d$는 구멍 지름을 두 번 공제한 표현이다. 1줄 이음에서는 한 피치의 절단면에 구멍이 1개이므로 올바르게는 $W/((p - d)t)$이다.

③ X — 분모의 2는 순단면적을 실제의 2배로 계산한 것이다. 한 장의 판에서 한 피치 구간만 고려하므로 올바르게는 $W/((p - d)t)$이다.

④ X — 구멍을 2개로 보고 $p - 2d$로 계산한 데다 순단면적을 다시 2배로 잡았다. 올바르게는 유효 폭 $p - d$, 순단면적 $A_n = (p - d)t$, 인장응력 $W/((p - d)t)$이다.

⑤ X — 분모의 4는 순단면적을 실제의 4배로 계산한 것이다. 올바르게는 한 피치의 순단면적 $A_n = (p - d)t$만 사용하므로 $W/((p - d)t)$이다.

오답 포인트

1줄 이음이라는 조건을 놓쳐 구멍 지름을 두 번 빼거나, 판의 개수와 전단면의 수를 혼동하여 순단면적에 2 또는 4를 곱하는 것이 함정이다. 판의 인장 파단 검토에서는 한 피치의 판 순단면적만 계산한다.

다시 나오면 이렇게 판단

판의 인장 파단 문제는 절단선이 통과하는 구멍 수를 먼저 세고, 순단면적을 $A_n = (p - nd)t$로 구한 뒤 $\sigma_t = W/A_n$을 적용한다. 이 문제에서는 $n = 1$이다.

암기 포인트

1줄 리벳 이음의 한 피치 순단면은 $(p - d)t$, 판의 인장응력은 $W/((p - d)t)$이다.

NoteBase

18. 폭이 60mm인 원통 마찰차가 있다. 원동차의 지름은 250mm, 종동차의 지름은 450mm이다. 이 원동차가 400rpm으로 회전하며 1.8kW를 전달할 때, 마찰차의 원주속도[m/sec]와 마찰차를 밀어야 하는 최소한의 힘[kN]은? (단, 원주율 $\pi=3$, 마찰계수 $\mu=0.3$으로 가정한다.)

	원주속도[m/sec]	최소 힘[kN]
①	3	1.0
②	4	1.0
③	4	1.1
④	5	1.2
⑤	5	1.3

정답 4번

출제 포인트

원동차의 지름과 회전수로 접촉점의 원주속도를 구하고, 전달 동력으로부터 접선력과 최소 누름힘을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 원동차 지름 $d = 250mm = 0.25m$, 회전수 $N = 400rpm$, 전달 동력 $P = 1.8kW = 1800W$, 마찰계수 $\mu = 0.3$, 원주율 $\pi = 3$이다.
구해야 할 값: 원주속도 v와 미끄럼 없이 동력을 전달하기 위한 최소 누름힘 $Q_{\min}$이다.
종동차의 지름 $450mm$는 종동차의 회전수에는 영향을 주지만, 접촉점의 원주속도와 주어진 동력을 전달하는 데 필요한 접선력 계산에는 사용하지 않는다. 마찰차의 폭도 쿨롱 마찰식에 따른 최소 누름힘 계산에는 사용하지 않는다.

사용할 공식

원주속도는 $v = \frac{\pi dN}{60}$이다. 전달 동력과 접선력의 관계는 $P = F_t v$ 이므로 $F_t = P/v$이다. 미끄럼이 막 시작되는 최소 누름힘에서는 최대 마찰력 $\mu Q_{\min}$이 필요한 접선력 F_t과 같으므로 $Q_{\min} = \frac{F_t}{\mu}$ 이다.

계산 과정

1. 원동차의 원주속도는 $v = \frac{3 \times 0.25 \times 400}{60} = 5m/s$ 이다.
2. 전달해야 할 접선력은 $F_t = \frac{P}{v} = \frac{1800}{5} = 360N$ 이다.
3. 필요한 최소 누름힘은 $Q_{\min} = \frac{360}{0.3} = 1200N = 1.2kN$ 이다.

따라서 원주속도와 최소 힘의 조합은 $5m/s$, $1.2kN$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 제시값 $3m/s$, $1.0kN$은 모두 계산 결과와 다르다. 올바른 조합은 $5m/s$, $1.2kN$이다.
② X — 제시값 $4m/s$, $1.0kN$은 모두 계산 결과와 다르다. 올바른 조합은 $5m/s$, $1.2kN$이다.
③ X — 제시값 $4m/s$, $1.1kN$은 모두 계산 결과와 다르다. 올바른 조합은 $5m/s$, $1.2kN$이다.
④ O — 원주속도 $5m/s$와 최소 누름힘 $1.2kN$이 계산 결과와 모두 일치한다.
⑤ X — 원주속도 $5m/s$는 맞지만 최소 힘 $1.3kN$이 틀리다. 올바른 최소 힘은 $1.2kN$이다.

오답 포인트

종동차 지름 $450mm$를 원주속도 계산에 넣거나, $1.8kW$를 $1800W$로 바꾸지 않으면 오답이 된다. 또한 $F_t = 360N$은 접선 방향의 마찰력이고, 문제에서 묻는 누름힘은 이를 마찰계수로 나눈 $1.2kN$이다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차의 동력 전달 문제는 원동차의 d, N으로 v를 구한 뒤, $F_t = P/v$, $Q_{\min} = F_t/\mu$의 순서로 계산하고 마지막에 단위를 검산한다.

암기 포인트

마찰차의 최소 누름힘은 $Q_{\min} = P/(\mu v)$이며, 원주속도는 $v = \pi dN/60$이다.

NoteBase

19. 엔드저널 (End Journal) 베어링이 500rpm으로 회전하는 축으로부터 10kN의 반경 방향 하중을 받고 있다. 축의 허용 굽힘응력이 64MPa이고, 저널의 지름이 50mm일 때, 안전 설계를 위한 저널의 최대 길이[mm]는? (단, 원주율 $\pi=3$이며 엔드저널은 축을 외팔보로 보고 베어링 압력이 균일하게 분포하는 것으로 가정한다.)

① 140
② 150
③ 160
④ 170
⑤ 180

정답 2번

출제 포인트

엔드저널을 외팔보로 보고, 균일하게 분포한 베어링 압력의 합력이 저널 중앙에 작용한다는 조건을 이용하여 허용 굽힘응력을 만족하는 최대 저널 길이를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 반경 방향 하중 $W = 10kN = 10{,}000N$, 허용 굽힘응력 $\sigma_{allow} = 64MPa = 64N/mm^2$, 저널 지름 $d = 50mm$, 원주율 $\pi = 3$이다.
구해야 할 값: 허용 굽힘응력을 넘지 않는 저널의 최대 길이 L이다.
주의할 조건: 베어링 압력이 길이 방향으로 균일하므로 전체 하중의 합력은 저널 중앙, 즉 고정단에서 $L/2$ 떨어진 곳에 작용한다. 회전수 $500rpm$은 이 굽힘강도 계산에는 사용하지 않는다.

사용할 공식

균일 분포하중의 합력에 의한 고정단 굽힘모멘트는
$M = W\frac{L}{2}$
이고, 원형 단면의 최대 굽힘응력은
$\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$
이다. 엔드저널을 외팔보로 보며, 위험 단면인 저널 뿌리에서 굽힘모멘트와 굽힘응력이 최대가 되므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 균일 베어링 압력의 합력 작용점은 저널 중앙이므로 $M = W(L/2)$이다.
2. 이를 굽힘응력 식에 대입하면
$\sigma_b = \frac{32}{\pi d^3}\left(W\frac{L}{2}\right) = \frac{16WL}{\pi d^3}$
이다.
3. 최대 안전 길이에서는 $\sigma_b = \sigma_{allow}$이므로
$L = \frac{\sigma_{allow}\pi d^3}{16W} = \frac{64 \times 3 \times 50^3}{16 \times 10{,}000} = 150mm$
이다. 따라서 허용 굽힘응력을 만족하는 최대 길이는 $150mm$이다.

선지 판단

① X — $L = 140mm$이면 $\sigma_b = 64 \times 140/150 \approx 59.7MPa$로 안전하지만 허용응력에 도달하지 않으므로 최대 길이가 아니다. 올바르게는 최대 길이가 $150mm$이다.
② O — $L = 150mm$일 때 $\sigma_b = 64MPa$로 허용 굽힘응력과 같으므로 최대 안전 길이이다.
③ X — $L = 160mm$이면 $\sigma_b = 64 \times 160/150 \approx 68.3MPa$로 허용응력을 초과한다. 올바르게는 최대 길이가 $150mm$이다.
④ X — $L = 170mm$이면 $\sigma_b = 64 \times 170/150 \approx 72.5MPa$로 허용응력을 초과한다. 올바르게는 최대 길이가 $150mm$이다.
⑤ X — $L = 180mm$이면 $\sigma_b = 64 \times 180/150 = 76.8MPa$로 허용응력을 초과한다. 올바르게는 최대 길이가 $150mm$이다.
계산 결과 $150mm$이므로 정답은 ②이다.

오답 포인트

균일 분포한 베어링 압력의 합력을 저널 끝에 작용하는 집중하중처럼 보아 모멘트 팔을 L로 잡으면 안 된다. 합력은 중앙에 작용하므로 모멘트 팔은 $L/2$이다. 또한 ①의 $140mm$는 안전한 길이이지만 문제에서 묻는 것은 단순히 안전한 길이가 아니라 허용응력에 정확히 도달하는 최대 길이이다.

다시 나오면 이렇게 판단

엔드저널 길이 문제에서는 먼저 베어링 압력 분포의 합력 위치를 정하고, 고정단 모멘트 $M = W(L/2)$를 구한 뒤 원형 단면 굽힘식 $\sigma_b = 32M/(\pi d^3)$에 대입한다. 최대 안전 치수는 계산응력을 허용응력과 같게 놓아 구한다.

암기 포인트

균일 압력의 합력은 중앙, 엔드저널의 고정단 모멘트는 $WL/2$, 원형 단면 굽힘응력은 $32M/(\pi d^3)$이다.

NoteBase

20. 바깥지름이 270mm인 풀리의 축에 묻힘키가 고정되어 있다. 축의 지름은 30mm, 키의 길이는 45mm이고, 키의 너비는 10mm, 키의 높이는 8mm이다. 풀리의 둘레(외주)에 2kN의 회전력을 작용시킬 때, 축과 보스의 경계면에 작용하는 키의 전단응력[N/mm^2]은?

① 10
② 20
③ 30
④ 40
⑤ 50

정답 4번

출제 포인트

풀리 외주에 작용하는 힘이 만드는 토크를 키가 전달할 때, 축 표면에서의 키 전단응력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 풀리 지름 $D = 270mm$, 축 지름 $d = 30mm$, 키 길이 $l = 45mm$, 키 너비 $b = 10mm$, 키 높이 $h = 8mm$, 풀리 외주 힘 $F = 2kN = 2{,}000N$이다.
구해야 할 값: 축과 보스의 경계면에서 키에 생기는 전단응력 τ이다.
주의할 조건: 토크는 풀리 반지름에서 키가 놓인 축 반지름으로 전달된다. 전단면적은 키의 너비와 길이의 곱 bl이며, 키 높이 h는 전단응력 계산에 사용하지 않는다.

사용할 공식

풀리에 작용하는 토크는
$T = F\frac{D}{2}$
이고, 축 표면에서 키가 받는 접선력 P는
$T = P\frac{d}{2} \quad \Rightarrow \quad P = F\frac{D}{d}$
이다. 키의 전단응력은
$\tau = \frac{P}{bl} = \frac{2T}{dbl}$
이다.
이 공식을 쓰는 이유는 동일한 토크가 풀리에서 축으로 전달되고, 축과 보스의 경계면에 놓인 키의 $b \times l$ 면적이 접선력에 의해 전단되기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 풀리에 작용하는 토크를 구한다.
$T = 2{,}000 \times \frac{270}{2} = 270{,}000N \cdot mm$
2. 축 표면에서 키가 받는 접선력을 구한다.
$P = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 270{,}000}{30} = 18{,}000N$
3. 키의 전단면적은 $bl = 10 \times 45 = 450mm^2$이므로 전단응력은
$\tau = \frac{18{,}000}{450} = 40N/mm^2$
이다.

선지 판단

① X — $10N/mm^2$은 계산값 $40N/mm^2$과 다르다. 올바른 전단응력은 $40N/mm^2$이다.
② X — $20N/mm^2$은 축 표면의 키 접선력 $18{,}000N$을 전단면적 $450mm^2$으로 나눈 값이 아니다. 올바르게 계산하면 $40N/mm^2$이다.
③ X — $30N/mm^2$은 토크 평형 $F(D/2) = P(d/2)$으로 얻은 접선력을 사용한 결과가 아니다. 올바른 값은 $40N/mm^2$이다.
④ O — $P = 18{,}000N$, $bl = 450mm^2$이므로 $\tau = 40N/mm^2$이다.
⑤ X — $50N/mm^2$은 계산값보다 크다. 올바른 전단응력은 $40N/mm^2$이다.
계산 결과 $40N/mm^2$이므로 정답은 4번이다.

오답 포인트

풀리 외주 힘 $2kN$을 그대로 키의 전단력으로 사용하면 안 된다. 풀리 반지름과 축 반지름이 다르므로 먼저 토크 평형으로 키의 접선력 $18kN$을 구해야 한다. 또한 전단면적은 bl이고, 키 높이 h는 키의 압축응력을 구할 때 관련되는 치수이다.

다시 나오면 이렇게 판단

풀리 외주 힘으로 토크 $T = F(D/2)$를 구한 뒤, 축 지름을 이용해 키의 접선력 $P = 2T/d$를 구하고, 전단면적 bl로 나누는 순서로 판단한다. 마지막에는 N/mm^2 단위를 확인한다.

암기 포인트

평행키의 전단응력은 $\tau = 2T/(dbl)$이다. 전단에는 키 너비 b, 압축에는 키 높이 h가 관련된다.

NoteBase