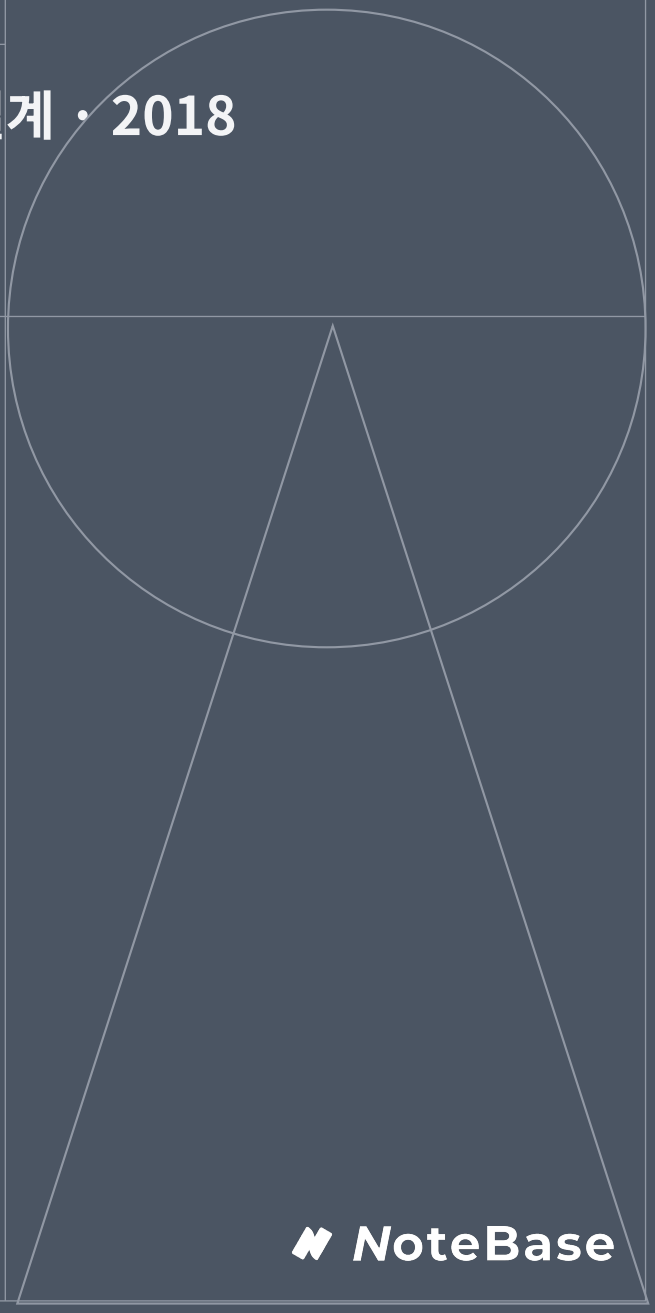
기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2018



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2018

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2018

1. 재료의 인장시험 시 나타나는 응력과 변형률에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 강재의 경우에 비례한도가 탄성한도보다 크다.
② 온도가 상승하면 재료의 항복강도와 극한강도는 증가한다.
③ 최초 길이에 대한 늘어난 길이의 비를 진변형률이라 한다.
④ 알루미늄의 경우 항복점이 명확하게 나타나지 않는다.
⑤ 연강의 경우 항복점 근처에서 바로 끊어진다.

정답 4번

출제 포인트

인장시험의 응력-변형률 선도에서 비례한도·탄성한도·항복점·파단의 관계와 공칭변형률·진변형률의 정의를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

비례한도는 응력과 변형률의 비례 관계가 성립하는 최대 응력이고, 탄성한도는 하중을 제거했을 때 영구변형이 남지 않는 최대 응력이다. 일반적으로 비례한도는 탄성한도보다 낮다.
공칭변형률은 최초 길이를 기준으로 한 길이 변화의 비이고, 진변형률은 순간 길이를 기준으로 변형을 누적한 값이다.
항복점은 큰 응력 증가 없이 소성변형이 진행되기 시작하는 지점이다. 연강에서는 항복점이 비교적 뚜렷하지만, 알루미늄처럼 항복점이 불명확한 재료는 보통 내력으로 항복강도를 정한다.

NoteBase

선지별 해설

① X — '비례한도가 탄성한도보다 크다'는 부분이 틀리다. 강재에서도 일반적으로 비례한도는 탄성한도보다 낮거나 같은 범위에 있다.
② X — '온도가 상승하면 항복강도와 극한강도가 증가한다'는 부분이 틀리다. 일반적인 금속 재료는 온도가 상승하면 항복강도와 극한강도가 감소한다.
③ X — '최초 길이에 대한 늘어난 길이의 비를 진변형률이라 한다'는 부분이 틀리다. 그 비는 공칭변형률이며, 진변형률은 순간 길이를 기준으로 한 변형률을 누적한 값으로 $\ln(L/L_0)$로 나타낸다.
④ O — 알루미늄은 연강처럼 상·하 항복점이 뚜렷하게 나타나지 않는 재료이므로, 보통 일정한 영구변형을 기준으로 한 내력으로 항복강도를 정한다.
⑤ X — '항복점 근처에서 바로 끊어진다'는 부분이 틀리다. 연강은 항복 후 상당한 소성변형과 가공경화, 국부수축을 거친 뒤 파단된다.

오답 포인트

③은 최초 길이를 기준으로 한다는 표현을 이용해 공칭변형률과 진변형률을 바꾸어 놓았다. 또한 ⑤는 항복과 파단을 같은 시점처럼 제시하지만, 연강의 응력-변형률 선도에서 두 지점 사이에는 소성변형 구간이 존재한다.

다시 나오면 이렇게 판단

응력-변형률 선도 문항은 '비례한도 → 탄성한도 → 항복 → 극한강도 → 파단'의 흐름을 먼저 잡고 판단한다. 변형률은 분모가 최초 길이면 공칭변형률, 순간 길이를 계속 기준으로 하면 진변형률로 구별한다. 뚜렷한 항복점이 없는 재료는 내력을 사용한다.

암기 포인트

비례한도는 탄성한도보다 먼저이고, 최초 길이 기준은 공칭변형률이며, 알루미늄의 불명확한 항복은 내력으로 정한다.

NoteBase

2. 기어 쌍을 구성할 때, 기어의 수명에 영향을 주는 언더컷을 방지하기 위한 방법으로 옳지 않은 것은?

① 치차의 이 끝부분을 낮추어 준다.
② 기어의 압력각 α를 크게 한다.
③ 피니언의 잇수를 한계잇수 이상이 되도록 한다.
④ 기어를 깎을 때, 치절 공구를 전위시켜 준다.
⑤ 기어 쌍을 조립할 때, 중심거리를 크게 하여 조립한다.

정답 5번

출제 포인트

기어 치절 과정에서 이뿌리 부분이 과도하게 깎이는 언더컷의 방지 방법과, 조립 후 중심거리 조정의 효과를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

언더컷은 창성 치절 과정에서 공구의 이끝이 기어의 이뿌리 유효 치형을 깎아 내는 현상이다. 이끝 높이 감소, 큰 압력각, 충분한 피니언 잇수, 양의 전위처럼 치절 시 간섭을 줄이는 방법으로 방지한다. 조립 중심거리 변경은 이미 치절되어 생긴 언더컷을 없애거나 예방하는 방법이 아니다.

선지별 해설

① O — 치차의 이끝 높이를 낮추면 공구 이끝과 기어 이뿌리의 치절 간섭이 줄어 언더컷 방지에 도움이 된다.
② O — 압력각 α를 크게 하면 언더컷이 발생하지 않는 최소 잇수가 작아지므로 언더컷을 줄일 수 있다.
③ O — 피니언의 잇수를 한계잇수 이상으로 정하면 이뿌리가 과도하게 절삭되는 것을 피할 수 있다.
④ O — 치절 공구를 기어 중심에서 바깥쪽으로 전위시키는 양의 전위를 적용하면 이뿌리 두께가 확보되어 언더컷을 방지할 수 있다.
⑤ X — 틀린 표현은 '중심거리를 크게 하여 조립한다'이다. 중심거리 증가는 조립 후 맞물림 조건을 바꾸는 방법일 뿐 치절할 때 생기는 언더컷 자체를 방지하지 못한다. 올바르게는 이끝 높이 감소, 큰 압력각, 한계잇수 이상의 잇수 또는 양의 전위를 적용하여 치절 단계에서 언더컷을 방지한다.

오답 포인트

⑤의 중심거리 증가는 맞물림 간섭을 줄이는 방법처럼 보여 언더컷 방지법과 혼동하기 쉽다. 그러나 언더컷은 제작 중 이뿌리가 이미 깎여 나가는 현상이므로 조립 단계의 중심거리 조정으로 복구하거나 예방할 수 없다.

다시 나오면 이렇게 판단

방법이 치절 단계에서 공구와 이뿌리의 간섭을 줄이는지 먼저 판단한다. 압력각·잇수·이끝 높이·양의 전위는 언더컷 방지 요소이고, 조립 중심거리만 바꾸는 것은 언더컷 방지 요소가 아니다.

NoteBase

암기 포인트

언더컷 방지는 큰 압력각, 충분한 잇수, 낮은 이끝, 양의 전위이며, 조립 중심거리 증가는 해당하지 않는다.

NoteBase

3. 나사의 자립상태와 나사의 효율에 대한 설명으로 옳은 것을 모두 고르면?

ㄱ. 나선각이 마찰각보다 작아야 자립상태가 유지된다.
ㄴ. 자립상태 유지 조건에서 최대 효율은 50%를 넘지 않는다.
ㄷ. 삼각나사와 사각나사에서 나사를 회전시키기에 필요한 토크는 같다.

① ㄱ ② ㄱ, ㄴ ③ ㄱ, ㄷ ④ ㄴ, ㄷ ⑤ ㄱ, ㄴ, ㄷ

정답 2번

출제 포인트

나사의 자립 조건과 자립 상태에서의 효율 한계, 나사산 형상에 따른 마찰 토크의 차이를 판별하는 문제이다.

핵심 개념

자립은 하중을 제거하지 않아도 나사가 저절로 풀려 내려가지 않는 상태이다. 나사각을 λ, 마찰각을 ρ라 하면 자립 조건은 $\lambda < \rho$이다.
자립 조건에서는 나사의 최대 효율이 50%를 넘지 않는다.
삼각나사는 나사산의 경사진 면 때문에 같은 마찰계수에서도 면의 수직력이 커져 사각나사보다 마찰 저항과 회전 토크가 커진다. 따라서 ㄱ과 ㄴ은 옳고, ㄷ은 틀리다.

선지별 해설

① X — ㄱ은 옳지만 ㄴ도 옳으므로 'ㄱ만' 고른 것이 틀리다. 올바른 조합은 ㄱ, ㄴ이다.
② O — ㄱ의 $\lambda < \rho$는 자립 조건이고, 자립 상태의 최대 효율은 50%를 넘지 않으므로 ㄱ, ㄴ의 조합이 맞다.
③ X — ㄷ의 '필요한 토크는 같다'가 틀리다. 같은 조건에서는 삼각나사의 마찰 저항이 더 커서 삼각나사의 회전 토크가 사각나사보다 크며, 올바른 조합은 ㄱ, ㄴ이다.
④ X — ㄷ이 틀리고 ㄱ이 빠져 있다. 올바르게는 ㄱ과 ㄴ이 옳고, 삼각나사와 사각나사의 필요 토크는 같지 않다.
⑤ X — ㄷ이 틀리므로 세 문장이 모두 옳다는 조합은 성립하지 않는다. 올바르게는 ㄱ과 ㄴ만 옳다.

오답 포인트

자립 조건의 부등호 방향과 효율 50%의 관계를 따로 외우면 ㄱ 또는 ㄴ을 누락하기 쉽다. 또한 삼각나사와 사각나사의 토크를 같다고 보기 쉽지만, 삼각나사는 나사산 경사면이 수직력을 증가시켜 마찰 토크가 더 커진다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 나사각과 마찰각을 비교해 $\lambda < \rho$이면 자립으로 판단한다. 이어 자립이면 효율이 50%를 넘지 않는다는 관계를 적용하고, 나사산 형상 비교에서는 삼각나사의 마찰과 필요 토크가 사각나사보다 크다는 점을 확인한다.

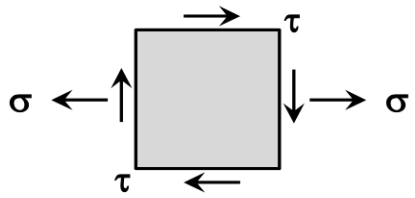
NoteBase

암기 포인트

자립은 나사각 < 마찰각, 효율은 50% 이하, 토크는 삼각나사 > 사각나사이다.

NoteBase

4. 그림과 같이 인장응력 σ와 전단응력 τ가 동시에 작용하는 재료에서 최대 인장응력과 최대 전단응력의 차이는?



① σ ② $\frac{1}{2}\sigma$ ③ $\sigma-\tau$ ④ τ ⑤ $\frac{1}{2}\tau$

정답 2번

출제 포인트

평면응력 상태에서 주응력과 최대 전단응력의 관계를 이용해 최대 인장응력과 최대 전단응력의 차이를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 응력: $\sigma_x = \sigma$, $\sigma_y = 0$, $\tau_{xy} = \tau$이다.
구해야 할 값: 최대 인장응력 σ_1과 최대 전단응력 τ_{max}의 차이이다.
주의할 조건: 그림의 전단응력은 주응력원의 반지름에 포함되지만, 두 최대응력의 차를 구하면 그 항이 소거된다.

사용할 공식

평면응력의 최대 주응력과 최대 전단응력은 각각
$\sigma_1 = \frac{\sigma_x+\sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$
$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$
이다. 두 식에는 같은 모어 원의 반지름이 들어가므로 두 응력의 차는 평균 정상응력만 남는다.

계산 과정

$\sigma_x = \sigma$, $\sigma_y = 0$, $\tau_{xy} = \tau$를 대입하면
$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$
$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$
이다. 따라서
$\sigma_1 - \tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$
가 된다.

NoteBase

선지 판단

① X — σ가 아니라 계산 결과는 $\frac{1}{2}\sigma$이다. 평균 정상응력에서 $\sigma_y = 0$을 반영하지 않은 값이다. 올바르게는 $\frac{1}{2}\sigma$이다.

② O — σ_1과 τ_{max}에 공통으로 포함된 모어 원의 반지름을 빼면 $\frac{1}{2}\sigma$가 남는다.

③ X — 차는 단순히 $\sigma - \tau$가 아니다. 전단응력은 주응력식에서 제곱근 항으로 결합되고 두 최대응력의 차에서 소거된다. 올바르게는 $\frac{1}{2}\sigma$이다.

④ X — 주어진 전단응력 τ 자체가 최대 인장응력과 최대 전단응력의 차는 아니다. 올바르게는 $\frac{1}{2}\sigma$이다.

⑤ X — 차는 τ의 절반이 아니다. 공통 반지름이 소거된 뒤 평균 정상응력만 남으므로 올바르게는 $\frac{1}{2}\sigma$이다.

오답 포인트

③처럼 정상응력과 전단응력을 직접 빼거나 ④·⑤처럼 그림에 표시된 τ를 최대 전단응력으로 그대로 보는 것이 함정이다. 최대 전단응력은 모어 원의 반지름이며, 최대 주응력에서 이를 빼면 평균 정상응력 $\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$만 남는다.

다시 나오면 이렇게 판단

동시에 정상응력과 전단응력이 작용하는 문제에서는 먼저 평균 정상응력과 모어 원의 반지름을 구분한다. 최대 주응력은 평균 정상응력에 반지름을 더한 값이고 최대 전단응력은 반지름이므로, 두 값의 차는 평균 정상응력이다.

암기 포인트

$\sigma_1 = \sigma_{avg} + R$, $\tau_{max} = R$이므로 $\sigma_1 - \tau_{max} = \sigma_{avg}$이다.

NoteBase

5. 유니버설 조인트에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 유니버설 조인트는 두 축이 교차할 때 사용한다.
② 유니버설 조인트는 두 개를 동시에 사용해야 각속도 변화를 없앨 수 있다.
③ 원동축과 종동축의 각속도는 1회전당 2회 반복하여 변화한다.
④ 유니버설 조인트의 두 축 사이의 교차각은 클수록 좋다.
⑤ 유니버설 조인트로 연결된 두 축의 회전수 비는 1:1로 같다.

정답 4번

출제 포인트

유니버설 조인트의 용도와 교차각에 따른 각속도 변동 특성을 묻는 문제이다.

핵심 개념

유니버설 조인트는 서로 교차하는 두 축 사이에서 회전과 동력을 전달하는 축이음이다. 단일 유니버설 조인트에서는 두 축에 교차각이 있으면 종동축의 순간 각속도가 일정하지 않고 1회전 동안 두 번 빨라졌다 느려진다. 두 조인트를 올바른 위상으로 배치하고 양쪽 교차각을 같게 하면 이러한 각속도 변동을 상쇄할 수 있다. 교차각이 커질수록 각속도 변동과 부하가 커지므로 가능한 한 작게 하는 것이 좋다.

선지별 해설

① O — 유니버설 조인트는 축선이 서로 교차하는 두 축 사이에서 회전을 전달할 때 사용한다.
② O — 두 유니버설 조인트를 올바른 위상으로 배치하고 양쪽 교차각을 같게 하면 첫 번째 조인트에서 생긴 각속도 변동을 두 번째 조인트가 상쇄한다.
③ O — 단일 유니버설 조인트에서는 종동축의 순간 각속도가 원동축에 비해 1회전당 두 번 빠르고 두 번 느려지는 주기적 변화를 보인다.
④ X — 틀린 표현은 '교차각은 클수록 좋다'이다. 교차각이 커질수록 종동축의 각속도 변동과 조인트의 부담이 커지므로, 올바르게는 두 축 사이의 교차각은 가능한 한 작을수록 좋다.
⑤ O — 순간 각속도는 변동하지만 1회전을 기준으로 한 평균 회전수는 같으므로 두 축의 평균 회전수 비는 1:1이다.

오답 포인트

⑤의 '회전수 비 1:1'과 ③의 '각속도 변화'를 서로 모순으로 오해하기 쉽다. ③은 순간 각속도의 주기적 변동을 뜻하고, ⑤는 1회전 동안의 평균 회전수 관계를 뜻한다. 또한 ②의 변동 상쇄에는 두 조인트의 올바른 위상과 같은 교차각이라는 배치 조건이 필요하다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

유니버설 조인트 문제에서는 먼저 단일 조인트인지 이중 조인트인지 구분한다. 단일 조인트는 교차각이 생기면 1회전당 두 번 각속도가 변하고, 이중 조인트는 같은 교차각과 올바른 위상 조건에서 그 변동을 상쇄한다. 교차각은 작을수록 유리하다고 판단한다.

암기 포인트

단일 조인트는 1회전당 2회 변속, 이중 조인트는 조건을 맞추면 변동 상쇄, 교차각은 작게 한다.

NoteBase

6. 볼 베어링에 걸리는 베어링 하중이 동적 부하용량(기본 동정격하중)의 $\frac{1}{10}$이라면 베어링의 회전수 수명 L_n은 얼마인가?

① $L_n=1000\times10^6$ 회전
② $L_n=100\times10^6$ 회전
③ $L_n=10\times10^6$ 회전
④ $L_n=1\times10^6$ 회전
⑤ $L_n=(1/10)\times10^6$ 회전

정답 1번

출제 포인트

볼 베어링의 기본 정격수명 공식을 이용하여 베어링 하중과 기본 동정격하중의 비로 회전수 수명을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 베어링 하중은 기본 동정격하중의 1/10이므로 $P = C/10$이다.
구해야 할 값: 회전수 수명 L_n이다.
주의할 조건: 볼 베어링의 수명지수는 3이며, 계산값의 단위는 백만 회전, 즉 10^6회전이다.

사용할 공식

볼 베어링의 기본 정격수명은 다음과 같다.
L_n=≤ft((C)/(P))^3× 10^6 회전
여기서 C는 기본 동정격하중, P는 베어링에 작용하는 동등가하중이다. 볼 베어링이므로 하중비에 수명지수 3을 적용한다.

계산 과정

$P = C/10$이므로 하중비는 다음과 같다.
$\frac{C}{P} = \frac{C}{C/10} = 10$
따라서 회전수 수명은 다음과 같다.
L_n=10^3× 10^6=1000× 10^6 회전

NoteBase

선지 판단

① O — 계산 결과가 $L_n = 1000 \times 10^6$회전이므로 옳다.
② X — 100×10^6회전은 하중비 10을 제곱한 값이다. 볼 베어링에는 세제곱을 적용하므로 올바르게는 1000×10^6회전이다.
③ X — 10×10^6회전은 하중비를 그대로 곱한 값이다. 수명지수 3을 적용하면 올바르게는 1000×10^6회전이다.
④ X — 1×10^6회전은 $C/P = 1$, 즉 $P = C$일 때의 값이다. 이 문항에서는 $P = C/10$이므로 올바르게는 1000×10^6회전이다.
⑤ X — $(1/10) \times 10^6$회전은 $P/C = 1/10$을 그대로 사용한 값이다. 공식에는 $C/P = 10$의 세제곱을 적용하므로 올바르게는 1000×10^6회전이다.

오답 포인트

하중이 기본 동정격하중의 1/10이라는 조건을 $P/C = 1/10$로만 보고 ⑤를 고르기 쉽다. 수명식에는 그 역수인 C/P가 들어가며, 볼 베어링에서는 이를 세제곱한다는 점이 핵심 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

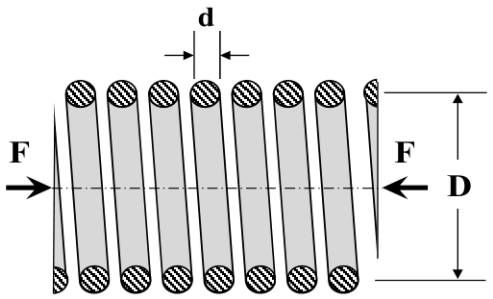
먼저 하중 관계를 P와 C로 나타내고, C/P를 계산한 뒤 볼 베어링의 수명지수 3을 적용한다. 마지막으로 계산 결과가 백만 회전 단위인지 확인한다.

암기 포인트

볼 베어링의 회전수 수명은 $L_n = (C/P)^3 \times 10^6$회전이며, 하중이 1/10로 줄면 수명은 $10^3 = 1000$배가 된다.

NoteBase

7. 그림과 같은 압축 코일 스프링에 대한 설명으로 옳지 않은 것은? (단, K는 응력 수정계수이며, N은 스프링의 유효감김수, G는 스프링 재료의 횡탄성계수이다. 스프링의 치수는 그림과 같다.)



① 최대 전단응력 $\tau_{\max} = K\frac{8FD}{\pi d^3}$로 구할 수 있다.

② 전단응력은 스프링의 외측면에서 최댓값을 갖는다.

③ 소선의 지름 d에 비해 스프링의 평균 코일지름 D가 커지면 응력 수정계수는 1에 가까워진다.

④ 스프링의 처짐은 d^4에 반비례한다.

⑤ 스프링 상수 $k = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$이다.

정답 2번

출제 포인트

압축 코일 스프링의 최대 전단응력, 응력 수정계수, 처짐 및 스프링 상수의 관계를 판단하는 문제이다. 특히 코일의 곡률 때문에 최대 전단응력이 생기는 위치를 구분해야 한다.

조건 정리

F는 축방향 하중, D는 평균 코일지름, d는 소선지름, N은 유효감김수, G는 횡탄성계수, K는 응력 수정계수이다. 평균 코일지름과 소선지름의 비인 스프링 지수는 $C = D/d$이다.

사용할 공식

최대 전단응력은

$\tau_{\max} = K\frac{8FD}{\pi d^3}$

이고, 처짐과 스프링 상수는 각각

$\delta = \frac{8FD^3N}{Gd^4}, \qquad k = \frac{F}{\delta} = \frac{Gd^4}{8D^3N}$

이다. 이 공식들은 원형 소선으로 만든 밀착 코일 스프링이 축방향 하중을 받아 소선에 주로 비틀림이 생기는 경우에 적용된다.

NoteBase

선지 판단

① O — 응력 수정계수 K를 반영한 최대 전단응력은 $\tau_{\max} = K\frac{8FD}{\pi d^3}$이므로 옳다.

② X — '외측면에서 최댓값을 갖는다'는 표현이 틀리다. 코일의 곡률에 따른 응력 집중 때문에 최대 전단응력은 코일 중심축 쪽인 소선의 내측면에서 발생한다. 올바르게는 '전단응력은 스프링 소선의 내측면에서 최댓값을 갖는다'이다.

③ O — 스프링 지수 $C = D/d$가 커질수록 곡률과 직접전단의 보정 영향이 작아져 응력 수정계수 K는 1에 가까워진다.

④ O — $\delta = \frac{8FD^3N}{Gd^4}$이므로 다른 조건이 같을 때 스프링의 처짐은 d^4에 반비례한다.

⑤ O — 처짐 공식에서 $k = F/\delta$를 적용하면 $k = \frac{Gd^4}{8D^3N}$이 된다.

오답 포인트

②의 '외측면'이 핵심 함정이다. 코일 전체가 바깥쪽으로 보이는 방향과 소선 단면의 응력 위치를 혼동하기 쉽지만, 곡률로 인한 응력 집중은 코일 중심축 쪽 내측면에서 더 크게 나타난다. 또한 처짐은 d^4에 반비례하지만 스프링 상수는 그 역수 관계이므로 d^4에 비례한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 $C = D/d$, $\tau_{\max} = K\frac{8FD}{\pi d^3}$, $\delta = \frac{8FD^3N}{Gd^4}$, $k = F/\delta$의 관계를 확인한다. 응력 위치를 묻는 선지는 '최대 전단응력은 코일 중심축 쪽 내측면'이라는 기준으로 판단한다.

암기 포인트

코일 스프링은 내측면에서 전단응력이 최대이고, $\delta \propto D^3N/d^4$, $k \propto d^4/(D^3N)$이다.

NoteBase

8. 헬리컬 기어에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 평기어에 비해 물림률이 커서 진동, 소음이 작다.
② 축직각 모듈은 치직각 모듈에 비해 크다.
③ 축직각 피치는 치직각 피치에 비해 크다.
④ 평기어에 비해 큰 동력 전달에 좋다.
⑤ 더블헬리컬 기어는 축방향으로 추력(thrust)이 생긴다.

정답 5번

출제 포인트

헬리컬 기어의 물림 특성, 모듈·피치의 방향별 관계, 동력 전달 성능 및 축추력 특성을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

헬리컬 기어는 이가 축에 비스듬히 형성된 기어로, 여러 이가 점진적으로 물려 평기어보다 물림률이 크고 운전이 부드럽다. 축직각 방향의 모듈과 피치는 치직각 방향의 값보다 크다. 한쪽 나선의 헬리컬 기어에서는 축추력이 생기지만, 서로 반대 방향의 나선을 결합한 더블 헬리컬 기어에서는 양쪽 축추력이 서로 상쇄된다.

선지별 해설

① O — 헬리컬 기어는 이가 점진적으로 물리고 동시에 접촉하는 이의 수가 많아 평기어보다 물림률이 크다. 따라서 진동과 소음이 작고 운전이 원활하다.
② O — 축직각 모듈은 치직각 모듈을 나선각의 코사인으로 나눈 값이므로 치직각 모듈보다 크다.
③ O — 축직각 피치도 치직각 피치를 나선각의 코사인으로 나눈 값이므로 치직각 피치보다 크다.
④ O — 헬리컬 기어는 물림률이 크고 하중을 여러 이에 분산하므로 평기어보다 큰 동력을 부드럽게 전달하는 데 유리하다.
⑤ X — 틀린 표현은 '더블 헬리컬 기어는 축방향으로 추력이 생긴다'이다. 올바르게는 더블 헬리컬 기어의 서로 반대인 두 나선에서 발생하는 축추력이 상쇄되어 합성 축추력이 생기지 않는다고 해야 한다.

오답 포인트

일반적인 한쪽 나선 헬리컬 기어에 축추력이 생긴다는 사실을 더블 헬리컬 기어에도 그대로 적용하기 쉽다. ⑤는 더블 구조가 반대 방향의 나선을 짝지어 축추력을 상쇄한다는 점을 뒤집은 선지이다.

다시 나오면 이렇게 판단

헬리컬 기어는 '큰 물림률·작은 진동과 소음·큰 동력 전달·축추력 발생'으로 정리하고, 더블 헬리컬 기어가 나오면 반대 나선의 축추력 상쇄 여부를 먼저 판단한다. 방향별 치수는 축직각 값이 치직각 값보다 크다는 관계를 적용한다.

NoteBase

암기 포인트

싱글 헬리컬은 축추력 발생, 더블 헬리컬은 축추력 상쇄이다.

NoteBase

9. 600 rpm으로 회전하는 축의 양단부에 저널 베어링을 설치하였다. 이 저널 베어링은 직경 100 mm, 폭 150 mm이며, 베어링 하중 750 kgf가 작용한다. 발열계수 pv는 몇 $kgf/mm^2 \cdot m/s$인가? (단, π는 원주율을 표시한다.)

① $\frac{\pi}{30}$

② $\frac{\pi}{20}$

③ $\frac{\pi}{10}$

④ $\frac{\pi}{5}$

⑤ $\frac{\pi}{3}$

정답 2번

출제 포인트

저널 베어링의 평균 면압 p와 저널 원주속도 v를 구한 뒤 발열계수 pv를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 저널 지름 $d = 100mm = 0.1m$, 베어링 폭 $l = 150mm$, 회전수 $n = 600rpm$, 베어링 하중 $W = 750kgf$이다.

구해야 할 값: 발열계수 pv이다.

주의할 조건: 면압을 구할 때에는 저널의 투영면적 dl을 사용하고, 원주속도를 구할 때에는 지름을 m로 환산한다. 문제에서 $750kgf$는 베어링 하중으로 주어졌으므로 양단 베어링이라는 이유로 다시 2로 나누지 않는다.

사용할 공식

평균 면압은

$p = \frac{W}{dl}$

이고, 저널의 원주속도는

$v = \frac{\pi dn}{60}$

이다. 따라서 발열계수는 두 값을 곱한 pv이다. 저널 베어링의 압력은 투영면적을 기준으로 계산하며, 회전하는 저널 표면의 미끄럼 속도는 원주 길이와 초당 회전수의 곱이므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 평균 면압은
$p = \frac{750}{100 \times 150} = 0.05 kgf/mm^2$
이다.
2. 원주속도는
$v = \frac{\pi \times 0.1 \times 600}{60} = \pi m/s$
이다.
3. 따라서 발열계수는
$pv = 0.05 \times \pi = \frac{\pi}{20} kgf/mm^2 \cdot m/s$
이다.

선지 판단

① X — $\frac{\pi}{30}$은 계산값 $\frac{\pi}{20}$과 다르다. 틀린 값 $\frac{\pi}{30}$ → 올바른 발열계수는 $\frac{\pi}{20}$이다.
② O — 면압 $0.05 kgf/mm^2$와 원주속도 $\pi m/s$의 곱이 $\frac{\pi}{20} kgf/mm^2 \cdot m/s$이므로 일치한다.
③ X — $\frac{\pi}{10}$은 올바른 값의 2배이다. 틀린 값 $\frac{\pi}{10}$ → 올바른 발열계수는 $\frac{\pi}{20}$이다.
④ X — $\frac{\pi}{5}$는 올바른 값의 4배이다. 틀린 값 $\frac{\pi}{5}$ → 올바른 발열계수는 $\frac{\pi}{20}$이다.
⑤ X — $\frac{\pi}{3}$은 계산값과 일치하지 않는다. 틀린 값 $\frac{\pi}{3}$ → 올바른 발열계수는 $\frac{\pi}{20}$이다.
계산 결과가 $\frac{\pi}{20}$이므로 정답은 2번이다.

오답 포인트

면압 계산에서 원형 단면적이 아니라 투영면적 dl을 사용해야 한다. 또한 원주속도 공식에 넣는 지름 $100mm$를 $0.1m$로 바꾸어야 한다. '축의 양단부'라는 표현은 설치 위치를 설명한 것이며, 이미 주어진 베어링 하중 $750kgf$를 임의로 절반으로 나누는 근거가 아니다.

다시 나오면 이렇게 판단

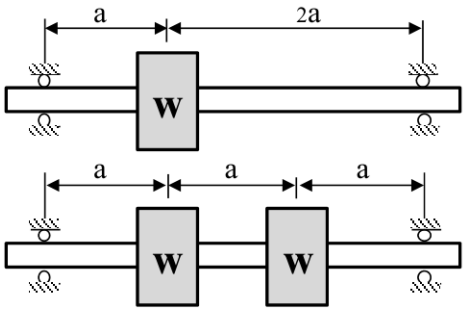
저널 베어링의 발열계수 문제는 투영면적 dl로 $p = W/(dl)$을 구하고, 지름을 m로 환산하여 $v = \pi dn/60$을 구한 다음 두 값을 곱하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

저널 베어링은 '면압은 투영면적 dl, 속도는 원주속도 $\pi dn/60$, 발열은 pv'로 연결한다.

NoteBase

10. 베어링 사이의 길이가 3a인 축에 무게가 W인 회전체를 단독으로 설치하였을 때와 두 회전체를 설치하였을 때 축의 위험속도는 어떻게 변하는가? (단, 축의 자중은 무시한다. 2개 이상의 회전체로 구성된 축의 위험속도 계산은 던커레이(Dunkerley) 공식을 이용하라.)



① 2배 증가한다. ② $\sqrt{2}$ 배 증가한다. ③ 변화없다.

④ $\frac{1}{\sqrt{2}}$ 배 감소한다. ⑤ $\frac{1}{2}$ 배 감소한다.

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 여러 회전체가 달린 축의 위험속도를 던커레이(Dunkerley) 공식으로 합성하고, 단일 회전체일 때와의 비를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 베어링 사이 길이는 $3a$이고, 무게가 W인 회전체가 단일 배치에서는 왼쪽 베어링에서 a인 위치에, 이중 배치에서는 양쪽 베어링에서 각각 a인 대칭 위치에 놓인다.
구해야 할 값: 두 회전체를 설치했을 때와 한 회전체를 설치했을 때의 위험속도 비이다.
주의할 조건: 축의 자중은 무시하므로 축 자중에 의한 위험속도 항은 더하지 않는다.

사용할 공식

던커레이 공식은
$\frac{1}{\omega_D^2} = \sum_i \frac{1}{\omega_i^2}$
이다. 여기서 ω_i는 각 회전체만 단독으로 설치했을 때의 위험속도이고, ω_D는 여러 회전체를 함께 설치했을 때의 위험속도이다. 두 회전체의 위치가 축 중앙을 기준으로 대칭이고 무게도 같으므로 각각의 단독 위험속도는 서로 같다.

NoteBase

계산 과정

한 회전체를 왼쪽 베어링에서 a인 위치에 설치했을 때의 위험속도를 ω_0라 둔다. 반대편의 대칭 위치에 같은 무게의 회전체만 설치해도 지지 조건과 처짐이 대칭이므로 그 단독 위험속도 역시 ω_0이다.
두 회전체에 던커레이 공식을 적용하면
$\frac{1}{\omega_D^2} = \frac{1}{\omega_0^2} + \frac{1}{\omega_0^2} = \frac{2}{\omega_0^2}$
이므로
$\omega_D = \frac{\omega_0}{\sqrt{2}}$
이다. 따라서 두 회전체를 설치한 축의 위험속도는 단일 회전체일 때의 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.

선지 판단

① X — ‘2배 증가한다’는 계산 결과와 다르다. 올바르게는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.
② X — ‘$\sqrt{2}$배 증가한다’는 던커레이 공식에서 역제곱의 합을 속도의 합으로 잘못 본 결과이다. 올바르게는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.
③ X — 회전체가 하나 더 추가되면 던커레이 공식의 $1/\omega_i^2$ 항이 추가되므로 위험속도는 변한다. 올바르게는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.
④ O — 같은 단독 위험속도 ω_0를 갖는 회전체가 2개이므로 $1/\omega_D^2 = 2/\omega_0^2$이고, 위험속도는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.
⑤ X — ‘1/2배 감소한다’는 제곱근을 취하지 않은 값이다. 올바르게는 $1/\sqrt{2}$배로 감소한다.

오답 포인트

던커레이 공식은 위험속도 자체가 아니라 위험속도 역수의 제곱을 더한다. 따라서 같은 단독 위험속도를 갖는 회전체가 2개이면 합성 위험속도는 절반이 아니라 제곱근이 적용된 $1/\sqrt{2}$배가 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 각 회전체만 단독으로 설치했을 때의 위험속도를 정한 뒤, $1/\omega_D^2 = \sum 1/\omega_i^2$에 대입하고 마지막에 제곱근을 취한다. 같은 단독 위험속도 ω_0인 회전체가 n개이면 합성 위험속도는 $\omega_0/\sqrt{n}$이다.

암기 포인트

던커레이 공식에서 같은 회전체 n개를 합성하면 위험속도는 $1/\sqrt{n}$배가 된다.

NoteBase

11. 끼워맞춤에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 구멍공차역 기호 H의 최대 치수는 기준치수와 동일하다.

② 항상 틈새가 생기는 끼워맞춤은 헐거운 끼워맞춤이다.

③ 억지 끼워맞춤은 분해가 불가능하거나 분해 시 부품손상이 발생할 수 있다.

④ 일반적으로 축 기준보다 구멍기준 끼워맞춤을 선호한다.

⑤ 축공차역 기호에서 a에 가까워질수록 실제 치수가 호칭치수보다 작아진다.

정답 1번

출제 포인트

끼워맞춤에서 구멍기준식과 축기준식의 기준 공차역, 틈새맞춤·억지끼워맞춤의 성질, 공차역 위치기호의 의미를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

구멍기준식: 구멍의 공차역을 *H*로 고정하고 축의 공차역을 바꾸어 끼워맞춤의 종류를 정하는 방식이다. *H* 구멍은 아래 치수허용차 $EI = 0$이므로 최소 허용치수가 기준치수와 같다.
축기준식: 축의 공차역을 *h*로 고정하고 구멍의 공차역을 바꾸는 방식이다. *h* 축은 위 치수허용차 $es = 0$이다.
틈새맞춤은 조립 시 축이 구멍보다 크지 않아 간섭이 생기지 않는 끼워맞춤이고, 억지끼워맞춤은 축이 구멍보다 커 압입이나 가열·냉각 조립이 필요한 끼워맞춤이다.

선지별 해설

① X — 틀린 표현은 '*H*의 최대 치수는 기준치수와 동일하다'이다. *H* 구멍은 아래 치수허용차가 0이므로 최소 치수가 기준치수와 같고, 최대 치수는 기준치수에 구멍 공차를 더한 값이다.
② O — *H*/*h* 조합은 구멍의 최소 치수와 축의 최대 치수가 기준치수에서 일치하므로 최소 틈새는 0이고 간섭은 발생하지 않는 틈새맞춤으로 분류된다.
③ O — 억지끼워맞춤은 축이 구멍보다 크게 형성되는 간섭 맞춤이므로 분해가 어렵고, 강제로 분해하면 결합면이나 부품이 손상될 수 있다.
④ O — 일반적으로 축보다 구멍의 정밀가공과 공구 관리가 어렵기 때문에 구멍을 *H* 공차역으로 고정하고 축 공차역을 바꾸는 구멍기준 끼워맞춤을 선호한다.
⑤ O — 축 공차역 위치기호에서 *a* 쪽으로 갈수록 공차역이 기준선 아래로 더 내려간다. 따라서 축의 실제 허용치수는 호칭치수보다 더 작아진다.

NoteBase

오답 포인트

①은 *H* 구멍의 기준선 접촉 위치를 최대 치수로 뒤집어 놓은 함정이다. *H*는 공차역의 아래쪽이 기준선에 닿으므로 기준치수와 같은 것은 최대 치수가 아니라 최소 치수이다. 또한 ②의 최소 틈새는 0이지만 간섭이 없으므로 끼워맞춤 분류상 틈새맞춤에 해당한다.

다시 나오면 이렇게 판단

대문자는 구멍, 소문자는 축의 공차역으로 본다. *H*는 구멍 공차역의 아래쪽이 기준선에 닿아 최소 치수가 기준치수와 같고, *h*는 축 공차역의 위쪽이 기준선에 닿아 최대 치수가 기준치수와 같다.

암기 포인트

H 구멍은 최소치수=기준치수, *h* 축은 최대치수=기준치수이다.

NoteBase

12. 나사의 호칭에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① M10은 미터 보통나사, 외경 10 mm, 피치 1.5 mm이다.
② M10×0.75는 미터 가는나사, 외경 10 mm, 피치 0.75 mm이다.
③ 3/4-10 UNC는 유니파이 보통나사, 외경 3/4 인치, 피치 0.1 인치이다.
④ 3/4-16 UNF는 유니파이 가는나사, 외경 3/4 인치, 피치 0.16 인치이다.
⑤ TW10은 인치계 사다리꼴나사, 외경 10 mm이다.

정답 4번

출제 포인트

나사의 호칭에서 호칭지름, 피치, 1인치당 나사산 수 및 나사 계열을 읽는 방법을 묻는 문제이다. 특히 유니파이 나사의 두 번째 수는 피치가 아니라 1인치당 나사산 수라는 점이 핵심이다.

핵심 개념

미터나사: M 뒤의 수는 호칭지름이며, 피치를 생략하면 미터 보통나사이고 피치를 함께 적으면 M10×0.75처럼 표시한다.
유니파이 나사: '호칭지름-1인치당 나사산 수'의 순서로 표시하며, UNC는 보통나사이고 UNF는 가는나사이다. 따라서 1인치당 나사산 수가 n이면 피치는 $1/n in$이다.
TW 나사: 인치계 사다리꼴나사의 기호이며, TW10의 외경은 $10mm$이다.

선지별 해설

① O — M10은 미터 보통나사이다. M 뒤의 10은 외경 $10mm$를 뜻하고, M10 보통나사의 표준 피치는 $1.5mm$이다.
② O — M10×0.75는 외경 $10mm$, 피치 $0.75mm$인 미터 가는나사이다.
③ O — 3/4-10 UNC에서 UNC는 유니파이 보통나사를 뜻한다. 외경은 $3/4in$이고 1인치당 나사산이 10개이므로 피치는 $1/10in = 0.1in$이다.
④ X — 틀린 표현은 '피치 $0.16in$'이다. 3/4-16 UNF는 외경 $3/4in$인 유니파이 가는나사이고, 16은 1인치당 나사산 수이므로 피치는 $1/16in = 0.0625in$이다.
⑤ O — TW10은 인치계 사다리꼴나사를 나타내며 외경은 $10mm$이다.

오답 포인트

④의 '16'을 소수점 앞으로 옮겨 $0.16in$로 읽는 것이 함정이다. 유니파이 나사의 두 번째 수는 피치가 아니라 1인치당 나사산 수이므로 반드시 그 역수를 취한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

M 계열은 '외경×피치'로 읽고, UNC·UNF 계열은 '외경-1인치당 나사산 수'로 읽는다. 유니파이 나사의 피치를 요구하면 두 번째 수 n에 대하여 $p = 1/nin$을 적용한다.

암기 포인트

M의 뒤 수는 지름, × 뒤 수는 피치이다. UNC·UNF의 하이픈 뒤 수는 산 수이므로 피치는 그 역수이다.

NoteBase

13. 표준 평기어의 모듈이 3이며, 잇수는 30개이다. 이 기어의 바깥지름은 몇 mm인가?

① 45
② 48
③ 90
④ 93
⑤ 96

정답 5번

출제 포인트

표준 평기어의 모듈과 잇수로 바깥지름을 구하는 공식을 적용하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 모듈 $m = 3$, 잇수 30개
구해야 할 값: 바깥지름 d_a
주의할 조건: 피치지름이 아니라 이끝원에 해당하는 바깥지름을 구해야 한다.

사용할 공식

표준 평기어의 바깥지름 공식은 다음과 같다.
$d_a = m(z + 2)$
여기서 m은 모듈, z는 잇수이다. 표준 평기어에서는 피치원에서 이끝원까지의 높이가 한쪽당 모듈 m이므로 피치지름 mz에 $2m$을 더한다.

계산 과정

1. 모듈 $m = 3$, 잇수 $z = 30$을 공식에 대입한다.
2. $d_a = 3(30 + 2) = 3 \times 32 = 96$mm
3. 따라서 바깥지름은 96mm이다.

선지 판단

① X — 45mm는 피치지름 $mz = 90$mm의 절반인 피치반지름이다. 바깥지름은 96mm로 고쳐야 한다.
② X — 48mm는 바깥지름 96mm를 2로 나눈 바깥반지름이다. 문제에서 요구한 바깥지름은 96mm이다.
③ X — 90mm는 $mz = 3 \times 30$으로 구한 피치지름이다. 바깥지름은 $m(z + 2) = 96$mm로 고쳐야 한다.
④ X — 93mm는 피치지름에 모듈을 한 번만 더한 값이다. 지름에는 양쪽 이끝높이가 반영되므로 $2m$을 더해 96mm가 된다.
⑤ O — $m(z + 2) = 3(30 + 2) = 96$mm이므로 바깥지름과 일치한다.

NoteBase

오답 포인트

바깥지름을 피치지름 $mz = 90\text{mm}$와 혼동하거나, 지름 대신 반지름을 고르면 오답이 된다. 특히 피치원에서 이끝원까지의 높이 m은 지름의 양쪽에 적용되므로 피치지름에 $2m$을 더해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

표준 평기어의 지름 문제에서는 먼저 요구값이 피치지름인지 바깥지름인지 구분한다. 피치지름은 $d = mz$, 바깥지름은 $d_a = m(z + 2)$를 적용한 뒤 단위와 지름·반지름 여부를 검산한다.

암기 포인트

표준 평기어는 피치지름 mz, 바깥지름 $m(z + 2)$이다.

NoteBase

14. 보에 작용하는 전단력 V에 의한 단면 내의 최대 전단응력은 $\tau_{\max} = K\tau_{avg}$와 같이 평균 전단응력($\tau_{avg}$)에 단면형상에 따른 계수 K를 곱하여 구할 수 있다. 원형단면에서의 K_1 값과 직사각형 단면에서의 K_2 값을 옳게 표시한 것은?

① $K_1 = 3.0,\ K_2 = \frac{10}{3}$

② $K_1 = \frac{3}{2},\ K_2 = 3.0$

③ $K_1 = \frac{3}{2},\ K_2 = 2.0$

④ $K_1 = \frac{4}{3},\ K_2 = \frac{3}{2}$

⑤ $K_1 = \frac{5}{4},\ K_2 = \frac{4}{3}$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 보의 횡전단응력 공식 $\tau = VQ/(Ib)$를 이용하여 원형단면과 직사각형 단면의 최대 전단응력계수 K를 구하는 문제이다.

조건 정리

평균 전단응력은 $\tau_{avg} = V/A$이다. 구해야 할 값은 $\tau_{max} = K\tau_{avg}$에서 원형단면의 K_1과 직사각형 단면의 K_2이다. 두 단면 모두 최대 전단응력은 중립축에서 발생한다.

사용할 공식

보의 전단응력은 $\tau = VQ/(Ib)$로 구한다. 여기서 Q는 전단응력을 구하는 위치 바깥쪽 면적의 중립축에 대한 단면1차모멘트, I는 전체 단면의 단면2차모멘트, b는 그 위치의 단면 폭이다. 단면 형상에 따라 Q, I, b가 달라지므로 최대값과 평균값의 비인 K도 달라진다.

NoteBase

계산 과정

1. 반지름이 R인 원형단면의 중립축에서 $Q = 2R^3/3$, $I = \pi R^4/4$, $b = 2R$이다. 따라서
$\tau_{max} = \frac{V(2R^3/3)}{(\pi R^4/4)(2R)} = \frac{4V}{3\pi R^2} = \frac{4}{3}\frac{V}{A}$
이므로 $K_1 = 4/3$이다.

2. 폭이 b, 높이가 h인 직사각형 단면의 전단응력 분포는
$\tau(y) = \frac{3V}{2bh}\left(1 - \frac{4y^2}{h^2}\right)$
이다. 중립축 $y = 0$에서
$\tau_{max} = \frac{3V}{2bh} = \frac{3}{2}\frac{V}{A}$
이므로 $K_2 = 3/2$이다.

3. 따라서 $K_1 = 4/3$, $K_2 = 3/2$이다.

선지 판단

① X — $K_1 = 3.0$, $K_2 = 10/3$이라는 표현이 모두 틀리다. 올바르게는 $K_1 = 4/3$, $K_2 = 3/2$이다.

② X — $K_1 = 3/2$, $K_2 = 3.0$이라는 표현이 틀리다. 원형단면에는 4/3, 직사각형 단면에는 3/2가 적용된다.

③ X — $K_1 = 3/2$, $K_2 = 2.0$이라는 표현이 틀리다. 올바르게는 $K_1 = 4/3$, $K_2 = 3/2$이다.

④ O — 원형단면의 최대 전단응력은 평균의 4/3배이고, 직사각형 단면은 평균의 3/2배이므로 계산 결과와 일치한다.

⑤ X — $K_1 = 5/4$, $K_2 = 4/3$이라는 표현이 틀리다. 올바르게는 $K_1 = 4/3$, $K_2 = 3/2$이다.

오답 포인트

원형단면과 직사각형 단면의 계수를 서로 바꾸거나, 평균 전단응력 V/A 자체를 최대 전단응력으로 보는 것이 함정이다. 특히 직사각형의 3/2를 원형단면의 계수로 잘못 연결하면 ②나 ③을 고르게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 $\tau_{avg} = V/A$를 확인하고, 단면 형상에 맞는 중립축의 Q, I, b를 $\tau = VQ/(Ib)$에 대입한다. 마지막으로 $K = \tau_{max}/\tau_{avg}$의 비를 계산한다.

암기 포인트

보의 횡전단에서 원형단면은 $K = 4/3$, 직사각형 단면은 $K = 3/2$이다.

NoteBase

15. 평벨트 바로걸기 전동에 대한 설명으로 옳지 않은 것은? (단, 원동 풀리의 회전수는 600 rpm, 지름은 300 mm이고, 종동 풀리의 지름은 600 mm이다.)

① 원동 풀리의 벨트 접촉각이 종동 풀리의 벨트 접촉각보다 크다.
② 평벨트의 원주 속도는 3π m/s 이다. (단, π는 원주율을 표시한다.)
③ 종동 풀리의 회전수는 300 rpm 이다.
④ 원동 풀리와 종동 풀리의 회전방향은 같은 방향이다.
⑤ 이 전동장치는 긴장측과 이완측이 있고 양측에는 서로 다른 장력이 작용한다.

정답 1번

출제 포인트

평벨트 바로걸기에서 두 풀리의 접촉각, 벨트 원주 속도, 회전수비, 회전방향 및 긴장측·이완측의 장력 관계를 판단하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 원동 풀리의 회전수는 $n_1 = 600rpm$, 지름은 $D_1 = 300mm = 0.3m$, 종동 풀리의 지름은 $D_2 = 600mm = 0.6m$이다.
구해야 할 값과 관계: 벨트 속도 v, 종동 풀리 회전수 n_2, 두 풀리의 회전방향과 접촉각 관계이다.
주의할 조건: 바로걸기는 열린 벨트 전동이며, 속도 관계는 미끄럼을 무시한 기본 전동식으로 판단한다.

사용할 공식

벨트 속도는 $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$이고, 미끄럼이 없을 때 회전수비는 $D_1 n_1 = D_2 n_2$이다.
열린 벨트에서 작은 풀리와 큰 풀리의 접촉각은 각각 $\alpha_s = \pi - 2\beta$, $\alpha_L = \pi + 2\beta$이며 $\beta > 0$이다. 따라서 작은 풀리의 접촉각이 큰 풀리보다 작다.
이 공식들은 벨트의 선속도가 양 풀리의 원주 속도와 같고, 열린 벨트의 공통접선 형상으로 두 풀리의 접촉각이 결정되기 때문에 사용한다.

계산 과정

1. 원동 풀리의 지름을 $0.3m$로 환산한다.
2. 벨트 속도는 $v = \frac{\pi \times 0.3 \times 600}{60} = 3\pi m/s$ 이다.
3. 종동 풀리의 회전수는 $n_2 = \frac{D_1}{D_2} n_1 = \frac{300}{600} \times 600 = 300rpm$ 이다.
4. 원동 풀리는 지름이 더 작은 풀리이므로 접촉각은 종동 풀리보다 작다.

NoteBase

선지 판단

① X — 원동 풀리는 지름 $300mm$인 작은 풀리이므로 접촉각이 지름 $600mm$인 종동 풀리보다 작다. 틀린 표현 '원동 풀리의 벨트 접촉각이 종동 풀리의 벨트 접촉각보다 크다'는 '원동 풀리의 벨트 접촉각이 종동 풀리의 벨트 접촉각보다 작다'로 고쳐야 한다.
② O — $v = \pi D_1 n_1/60$에 $D_1 = 0.3m$, $n_1 = 600rpm$을 대입하면 $v = 3\pi m/s$이다.
③ O — $D_1 n_1 = D_2 n_2$에서 $n_2 = (300/600) \times 600 = 300rpm$이다.
④ O — 바로걸기인 열린 벨트에서는 원동 풀리와 종동 풀리가 같은 방향으로 회전한다.
⑤ O — 동력을 전달하려면 긴장측 장력 T_1이 이완측 장력 T_2보다 커야 하므로 양측에 서로 다른 장력이 작용한다.
따라서 옳지 않은 것은 ①이다.

오답 포인트

①의 함정은 풀리의 크기와 접촉각의 관계를 반대로 제시한 데 있다. 열린 벨트에서는 작은 풀리의 접촉각이 π보다 작고 큰 풀리의 접촉각은 π보다 크다. 또한 벨트 속도를 구할 때 $300mm$를 $0.3m$로 환산하지 않으면 단위가 맞지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

평벨트 바로걸기 문제는 먼저 작은 풀리와 큰 풀리를 구분하고, '열린 벨트는 같은 회전방향, 작은 풀리는 작은 접촉각'을 적용한 뒤 $v = \pi Dn/60$, $D_1 n_1 = D_2 n_2$로 속도와 회전수를 검산한다.

암기 포인트

바로걸기: 같은 방향, 작은 풀리: 작은 접촉각, 속도비: Dn=일정이다.

NoteBase

16. 비틀림 모우멘트 400 N.m를 받는 지름 40 mm인 축에 치수가 b(폭)×h(높이)×l(길이)=10×8×100 mm인 묻힘키가 설치되어 있다. 이 키에 생기는 전단응력 τ와 압축응력 σ는 각각 몇 MPa인가?

① τ=10, σ=20
② τ=10, σ=50
③ τ=20, σ=50
④ τ=20, σ=75
⑤ τ=20, σ=100

정답 3번

출제 포인트

축의 비틀림 모멘트로부터 키에 작용하는 접선력과 전단면적·압축면적을 구분하여 전단응력과 압축응력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

비틀림 모멘트: $T = 400N \cdot m = 400{,}000N \cdot mm$
축의 지름: $d = 40mm$
키의 폭·높이·길이: $b = 10mm$, $h = 8mm$, $l = 100mm$
구해야 할 값: 키의 전단응력 τ와 압축응력 σ
주의할 조건: 묻힘키의 압축면적에는 키 높이 전체가 아니라 축 또는 허브와 접촉하는 높이 $h/2$를 사용한다.

사용할 공식

축 표면에서 키에 작용하는 접선력은
$F = \frac{T}{d/2} = \frac{2T}{d}$
이다. 따라서 전단응력과 압축응력은 각각
$\tau = \frac{F}{bl} = \frac{2T}{dbl}$
$\sigma = \frac{F}{(h/2)l} = \frac{4T}{dhl}$
이다. 키는 폭과 길이로 이루어진 면 bl에서 전단되고, 압축에는 접촉 높이 $h/2$와 길이 l의 투영면적이 저항하므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 토크의 단위를 $N \cdot mm$로 바꾸면 $T = 400{,}000 N \cdot mm$이다.
2. 키에 작용하는 접선력은
$F = \frac{2 \times 400{,}000}{40} = 20{,}000 N$
이다.
3. 전단응력은
$\tau = \frac{20{,}000}{10 \times 100} = 20 N/mm^2 = 20 MPa$
이다.
4. 압축응력은
$\sigma = \frac{20{,}000}{(8/2) \times 100} = 50 N/mm^2 = 50 MPa$
이다.

선지 판단

① X — $\tau = 10 MPa$, $\sigma = 20 MPa$는 모두 계산 결과와 다르다. 올바르게는 $\tau = 20 MPa$, $\sigma = 50 MPa$이다.
② X — $\sigma = 50 MPa$는 맞지만 $\tau = 10 MPa$가 틀리다. 접선력 $F = 2T/d$를 적용하면 올바른 전단응력은 $20 MPa$이다.
③ O — 전단면적 bl과 압축면적 $hl/2$를 적용하면 $\tau = 20 MPa$, $\sigma = 50 MPa$이므로 모두 맞다.
④ X — $\tau = 20 MPa$는 맞지만 $\sigma = 75 MPa$가 틀리다. 압축면적 $hl/2 = 400 mm^2$를 사용하면 올바른 압축응력은 $50 MPa$이다.
⑤ X — $\tau = 20 MPa$는 맞지만 $\sigma = 100 MPa$가 틀리다. 접촉 높이는 $h/2 = 4 mm$이므로 올바른 압축응력은 $50 MPa$이다.
계산 결과 $\tau = 20 MPa$, $\sigma = 50 MPa$이므로 정답은 3번이다.

오답 포인트

접선력을 구할 때 토크의 작용반지름이 d가 아니라 $d/2$이므로 $F = 2T/d$가 된다. 또한 전단면적은 bl이지만 압축면적은 키 높이 전체를 쓰지 않고 $hl/2$를 쓴다. 이 두 계수 2를 놓치면 전단응력이나 압축응력이 절반으로 계산된다.

다시 나오면 이렇게 판단

키의 응력 문제에서는 먼저 토크를 $N \cdot mm$로 통일하고, $F = 2T/d$로 접선력을 구한 뒤 전단에는 bl, 압축에는 $hl/2$를 분모의 면적으로 적용한다. 마지막으로 $N/mm^2 = MPa$인지 확인한다.

암기 포인트

묻힘키는 $\tau = 2T/(dbl)$, $\sigma = 4T/(dhl)$이다. 압축 공식의 4는 접선력의 계수 2와 접촉 높이 $h/2$에서 나온다.

NoteBase

17. 리벳이음의 효율에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 강판효율은 리벳구멍이 없는 판의 인장강도에 대한 리벳구멍이 있는 판의 인장강도 비이다.

② 강판효율을 높이기 위해서는 d/p를 작게 한다. (단, d는 리벳의 지름, p는 리벳 중심간 거리이다.)

③ 리벳효율을 높이기 위해서는 d^2/p를 작게 한다.

④ 리벳효율은 구멍없는 판의 인장강도에 대한 리벳의 전단강도 비이다.

⑤ 양쪽 덮개판 맞대기 이음의 경우 리벳의 전단면 수는 2가 된다.

정답 3번

출제 포인트

리벳 이음에서 강판의 인장 파단, 리벳의 전단 파단, 접촉면의 압궤에 대한 각 효율식을 구분하고, 형상비 d/p 또는 d^2/p가 효율에 미치는 방향을 판단하는 문제이다.

조건 정리

d는 리벳 지름, p는 리벳 중심 사이의 피치, t는 판 두께이다.
구멍이 없는 판의 피치당 인장강도 $pt\sigma_t$를 기준으로 각 파괴 형태의 강도를 나누어 효율을 구한다. 전체 이음 효율은 강판 인장, 리벳 전단, 압궤에 대한 효율 중 가장 작은 값으로 결정된다.

사용할 공식

강판 효율은
$\eta_p = \frac{(p-d)t\sigma_t}{pt\sigma_t} = 1 - \frac{d}{p}$
이다.
한 피치 안의 리벳 수를 N, 리벳 하나의 전단면 수를 m이라 하면 리벳 전단 효율은
$\eta_s = \frac{Nm(\pi d^2/4)\tau}{pt\sigma_t}$
이므로 다른 조건이 같을 때 d^2/p가 클수록 커진다. 압궤 효율은
$\eta_c = \frac{Ndt\sigma_c}{pt\sigma_t} = \frac{Nd\sigma_c}{p\sigma_t}$
이다. 이 공식들은 동일한 피치 폭의 구멍 없는 판이 견디는 인장하중에 대한 각 파괴강도의 비를 비교하기 위해 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 강판 효율식 $\eta_p = 1 - d/p$에서 d/p가 작아지면 강판 효율은 커진다.
2. 리벳 전단 효율식에서 재료강도, 판 두께, 리벳 수와 전단면 수가 같다면 $\eta_s \propto d^2/p$이다. 따라서 리벳 효율을 높이려면 d^2/p를 크게 해야 한다.
3. ③은 이를 작게 해야 한다고 하였으므로 옳지 않다.

선지 판단

① O — 강판 효율은 리벳 구멍으로 단면이 감소한 판의 피치당 인장강도를 구멍이 없는 판의 피치당 인장강도로 나눈 값이다.
② O — $\eta_p = 1 - d/p$이므로 d/p가 작을수록 강판 효율이 높아진다.
③ X — 리벳 전단 효율은 다른 조건이 같을 때 d^2/p에 비례하므로 'd^2/p를 작게 한다'가 틀린 표현이다.
올바르게는 '리벳 효율을 높이기 위해서는 d^2/p를 크게 한다'이다.
④ O — 리벳 효율은 리벳이 견디는 전단강도를 구멍 없는 판의 피치당 인장강도로 나눈 비이다.
⑤ O — 양쪽 덮개판 맞대기 이음에서는 리벳이 두 덮개판과 주판의 경계에서 전단되므로 리벳 하나에 전단면이 2개인 이중 전단이 된다.

오답 포인트

②의 강판 효율과 ③의 리벳 전단 효율에서 형상비가 작용하는 방향을 같다고 생각하기 쉽다. 강판 효율은 구멍에 의한 순단면 감소 때문에 d/p가 작을수록 커지지만, 리벳 전단 효율은 전단면적이 d^2에 비례하므로 d^2/p가 클수록 커진다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 비교 기준을 구멍 없는 판의 피치당 인장강도로 두고, 강판 파단에는 $p - d$, 리벳 전단에는 $\pi d^2/4$, 압궤에는 dt를 대응시킨다. 그다음 각 강도를 기준강도로 나누어 형상비가 효율을 증가시키는지 감소시키는지 판단한다.

암기 포인트

강판 효율은 $1 - d/p$, 리벳 전단 효율은 d^2/p에 비례하고, 양쪽 덮개판 맞대기 이음은 이중 전단이다.

NoteBase

18. 원판 브레이크와 원판 클러치에 대한 다음 설명으로 옳지 않은 것은? (단, 브레이크와 클러치 모두 마찰면의 외경을 D_2, 내경을 D_1, 접촉면의 마찰계수를 μ, 축 방향으로 미는 힘을 Q라 한다.)

① 원판 브레이크의 제동 토크 $T_b = \frac{1}{4}\mu Q(D_1 + D_2)$이다.

② 원판 클러치의 전달 토크 $T_c = \frac{1}{4}\mu Q(D_1 + D_2)$이다.

③ 다판 클러치에서 판의 수가 증가하면 같은 크기의 축 방향 힘에 대하여 전달하는 토크도 증가한다.

④ 원판 브레이크에서 원판이 균일하게 마모되었을 때, 안쪽의 압력이 바깥쪽의 압력보다 크다.

⑤ 원판 클러치의 원동축과 종동축은 모두 회전한다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 원판 마찰면의 평균 마찰반지름, 다판 클러치의 유효 마찰면 수, 균일 마모 조건의 압력 분포를 구분하는 문제이다.

조건 정리

마찰면의 외경은 D_2, 내경은 D_1, 마찰계수는 μ, 축 방향으로 누르는 힘은 Q이다. 원판 브레이크와 원판 클러치의 한 유효 마찰면에 대해 균일 마모 조건의 평균 마찰반지름은 $R_m = (D_1 + D_2)/4$이다.

사용할 공식

한 유효 마찰면이 전달하는 마찰 토크는 $T = \mu Q R_m = \frac{1}{4}\mu Q(D_1 + D_2)$이다. 다판 클러치에서는 실제로 토크를 전달하는 유효 마찰면 수 z를 반영하여 $T = z\mu Q R_m$로 판단한다. 통상적인 다판 클러치 구조에서는 판 수가 증가하면 유효 마찰면 수 z도 증가하므로, 같은 Q와 마찰면 치수에서 전달 토크가 증가한다. 균일 마모 상태에서는 pr = constant이므로 반지름이 작은 안쪽일수록 압력이 크다.

NoteBase

선지 판단

① O — 원판 브레이크의 제동 토크는 $T_b = \mu Q R_m = \frac{1}{4}\mu Q(D_1 + D_2)$이므로 옳다.
② O — 원판 클러치의 한 유효 마찰면이 전달하는 토크도 같은 평균 마찰반지름을 사용하므로 $T = \frac{1}{4}\mu Q(D_1 + D_2)$이다.
③ O — 통상적인 다판 클러치에서는 판 수가 증가하면 실제 접촉하는 유효 마찰면 수 z도 증가한다. 전달 토크 $T = z\mu Q R_m$는 z에 비례하므로 같은 축 방향 힘 Q에서도 전달 토크가 증가한다. 따라서 이 선지는 기술적으로 옳으며, '옳지 않은 것'을 묻는 발문 및 공식 답 3번과 충돌하므로 정답 수동 확인이 필요하다.
④ O — 균일 마모에서는 $pr = \text{constant}$이므로 $p \propto 1/r$이다. 따라서 반지름이 작은 안쪽의 압력이 바깥쪽보다 크다.
⑤ O — 원판 클러치가 결합되어 동력을 전달할 때 원동축과 종동축은 모두 회전한다.

오답 포인트

③은 판의 총개수와 유효 마찰면 수를 구분해야 하지만, 그 구분만으로 선지를 틀렸다고 판단할 수는 없다. 통상적인 다판 클러치에서는 판 수의 증가가 유효 마찰면 수 z의 증가로 이어지므로 같은 축 방향 힘에서 전달 토크가 증가한다. 따라서 제시된 공식 답 3번을 뒷받침할 기술적 근거가 문항에서 확인되지 않는다. 또한 ④는 균일 압력 상태가 아니라 균일 마모 상태의 관계 $pr = \text{constant}$를 묻는 선지이다.

다시 나오면 이렇게 판단

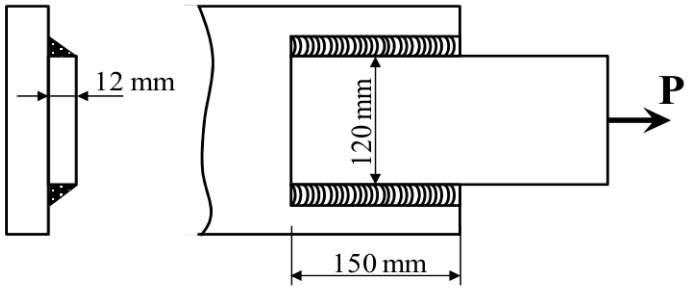
원판 브레이크·클러치 문제에서는 먼저 평균 마찰반지름을 정하고, 다음으로 유효 마찰면 수 z를 확인한 뒤, 균일 마모 조건이면 $p \propto 1/r$를 적용한다.

암기 포인트

균일 마모에서는 $R_m = (D_1 + D_2)/4$, 다판 토크는 유효 마찰면 수 z배, 압력은 안쪽이 더 크다.

NoteBase

19. 아래 그림과 같은 측면 필렛 용접이음에서 판의 한쪽 끝에 힘 P가 작용할 때, 용착금속의 허용 전단응력을 50 MPa이라고 하면 가할 수 있는 최대 힘 P는 몇 kN인가?



① $\frac{45}{\sqrt{2}}$ ② 45 ③ $45\sqrt{2}$

④ 90 ⑤ $90\sqrt{2}$

정답 5번

출제 포인트

이 문제는 측면 필릿 용접의 유효 목두께와 용접선 수를 반영하여 허용 전단하중을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 필릿 용접 치수 $s = 12mm$, 한쪽 용접 길이 $l = 150mm$, 허용 전단응력 $\tau_a = 50MPa = 50N/mm^2$이다.

구해야 할 값: 두 용접부가 함께 견딜 수 있는 최대 힘 P이다.

주의할 조건: 위아래에 같은 용접선이 2개 있으므로 유효 전단면적에 2를 곱한다.

사용할 공식

등변 필릿 용접의 유효 목두께는

$a = s\sin 45^\circ = \frac{s}{\sqrt{2}}$

이고, 용접선이 2개일 때 총 유효 전단면적과 허용하중은

$A = 2al, \qquad P = \tau_a A$

이다. 하중이 용접선 방향으로 작용하여 두 용접 목단면이 직접전단을 함께 부담하므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 유효 목두께는 $a = 12/\sqrt{2}\,mm$이다.
2. 두 용접선의 총 유효 전단면적은
$A = 2 \times \frac{12}{\sqrt{2}} \times 150 = 1800\sqrt{2}\,mm^2$
이다.
3. 허용 전단하중은
$P = 50 \times 1800\sqrt{2} = 90000\sqrt{2}\,N = 90\sqrt{2}\,kN$
이다.

선지 판단

① X — $45/\sqrt{2}\,kN$은 계산된 허용하중 $90\sqrt{2}\,kN$의 4분의 1이므로 두 용접선의 전체 유효 목면적을 반영하지 못한 값이다. 올바르게는 $90\sqrt{2}\,kN$이다.
② X — $45kN$은 $P = \tau_a(2al)$에 따른 결과와 일치하지 않는다. 올바르게는 유효 목두께 $12/\sqrt{2}\,mm$와 용접선 2개를 적용한 $90\sqrt{2}\,kN$이다.
③ X — $45\sqrt{2}\,kN$은 용접선 하나의 유효 면적만 계산한 값이다. 그림에는 위아래 두 용접선이 있으므로 올바르게는 이를 2배 한 $90\sqrt{2}\,kN$이다.
④ X — $90kN$은 필릿 용접의 유효 목두께가 $12/\sqrt{2}\,mm$라는 기하관계를 정확히 반영한 결과가 아니다. 올바르게는 $90\sqrt{2}\,kN$이다.
⑤ O — 두 용접선의 총 유효 전단면적에 허용 전단응력을 곱하면 $P = 90\sqrt{2}\,kN$이므로 계산 결과와 일치한다.

오답 포인트

가장 큰 함정은 그림의 위아래 용접선을 하나만 세거나, 필릿의 다리 치수 $12mm$를 유효 목두께로 그대로 사용하는 것이다. 특히 ③의 $45\sqrt{2}\,kN$은 한쪽 용접선만 계산할 때 나오므로 용접선 수를 반드시 확인해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

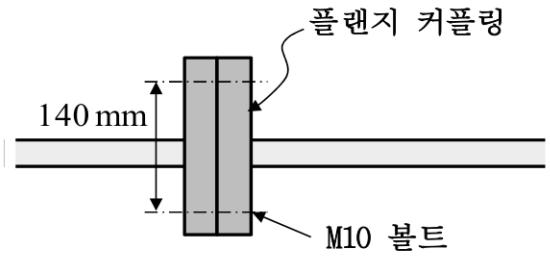
필릿 용접 허용하중은 먼저 유효 목두께 $a = s/\sqrt{2}$를 구하고, 이를 한 용접선의 길이와 용접선 수에 곱해 총 유효 면적을 만든 뒤, 허용전단응력을 곱하여 판단한다. 마지막에는 N을 kN으로 환산한다.

암기 포인트

등변 필릿 용접은 '목두께 $= 0.707s$, 총면적 $=$ 목두께 $\times$ 길이 $\times$ 용접선 수'로 정리된다.

NoteBase

20. 회전수 500 rpm으로 50 마력의 동력을 전달하고 있는 축을 그림과 같이 플랜지 커플링으로 연결하려 한다. 커플링 사이의 마찰을 무시하고 M10 볼트의 골지름 넓이를 50 mm^2, 허용 전단응력을 4 kgf/mm^2라고 가정한다면 커플링을 결합하기 위해 필요한 볼트의 최소 개수는? (단, 볼트 중심을 지나는 원의 직경은 140 mm이다.)



① 4개 ② 6개 ③ 8개 ④ 10개 ⑤ 12개

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 전달 동력과 회전수로 축의 토크를 구하고, 그 토크를 볼트의 허용 전단력과 볼트 중심원의 반지름으로 나누어 필요한 볼트의 최소 개수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 동력 $H = 50PS$, 회전수 $N = 500rpm$, 볼트 골지름 단면적 $A = 50mm^2$, 허용 전단응력 $\tau_a = 4kgf/mm^2$, 볼트 중심원 지름 $D = 140mm$이다.
구해야 할 값: 토크를 안전하게 전달하는 볼트의 최소 개수 n이다.
주의할 조건: 모터 동력의 마력은 미터마력으로 보아 $1PS = 75kgf \cdot m/s$를 적용하며, 토크 계산에는 지름이 아니라 반지름 $R = D/2 = 70mm$를 사용한다. 계산된 볼트 수에 소수점이 생기면 안전을 위해 올림한다.

사용할 공식

동력과 회전수로부터 토크를 구하는 식은 다음과 같다.
$T = \frac{75H \times 60}{2\pi N} \times 1000 \quad (kgf \cdot mm)$
볼트 1개의 허용 전단력과 전체 볼트가 전달할 수 있는 토크는 다음과 같다.
$F_b = \tau_a A, \qquad T_{allow} = nF_bR = n\tau_a AR$
플랜지 커플링에서는 볼트들이 중심에서 같은 반지름에 배치되고 각 볼트의 전단력이 토크를 분담하므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 축에 전달되는 토크를 구한다.

$T = \frac{75 \times 50 \times 60}{2\pi \times 500} \times 1000 \simeq 71{,}620 kgf \cdot mm$

2. 볼트 1개의 허용 전단력은 다음과 같다.

$F_b = \tau_a A = 4 \times 50 = 200 kgf$

3. 볼트 1개가 전달할 수 있는 허용 토크는 다음과 같다.

$F_b R = 200 \times 70 = 14{,}000 kgf \cdot mm$

4. 필요한 볼트 수를 구한다.

$n \geq \frac{T}{F_b R} = \frac{71{,}620}{14{,}000} \simeq 5.12$

볼트 수는 정수이고 최소 5.12개 이상이어야 하므로 올림하여 6개가 필요하다.

선지 판단

① X — 4개의 허용 전달 토크는 $4 \times 14{,}000 = 56{,}000 kgf \cdot mm$로, 필요한 $71{,}620 kgf \cdot mm$보다 작다. '최소 4개'가 아니라 '최소 6개'가 맞다.

② O — 6개의 허용 전달 토크는 $6 \times 14{,}000 = 84{,}000 kgf \cdot mm$로 필요한 토크 이상이며, 계산값 5.12를 올림한 최소 정수이다.

③ X — 8개이면 토크는 전달할 수 있지만 문제는 최소 개수를 묻는다. 계산상 최소 개수는 8개가 아니라 6개이다.

④ X — 10개는 필요한 최소 개수보다 많다. '최소 10개'가 아니라 '최소 6개'가 맞다.

⑤ X — 12개도 필요한 최소 개수보다 많다. '최소 12개'가 아니라 '최소 6개'가 맞다.

계산 결과 최소 볼트 수는 6개이므로 정답은 2번이다.

오답 포인트

볼트 중심원의 지름 $140mm$를 그대로 모멘트 팔로 쓰면 안 된다. 토크의 모멘트 팔은 반지름 $70mm$이다. 또한 계산값 5.12를 반올림하여 5개로 정하면 허용 토크가 부족하므로, 최소 안전 개수는 반드시 올림하여 6개로 정한다. 8개·10개·12개는 사용 가능하더라도 '최소 개수'라는 조건을 만족하는 답은 아니다.

다시 나오면 이렇게 판단

플랜지 커플링의 볼트 수는 '동력과 회전수로 축 토크 계산 → 볼트 1개의 허용 전단력 계산 → 피치원 반지름을 곱해 볼트 1개의 허용 토크 계산 → 전체 토크를 나누고 올림'의 순서로 판단한다.

암기 포인트

플랜지 볼트의 토크 평형은 $T = n\tau_a A(D/2)$이며, 최소 개수는 계산값을 반드시 올림한다.

NoteBase