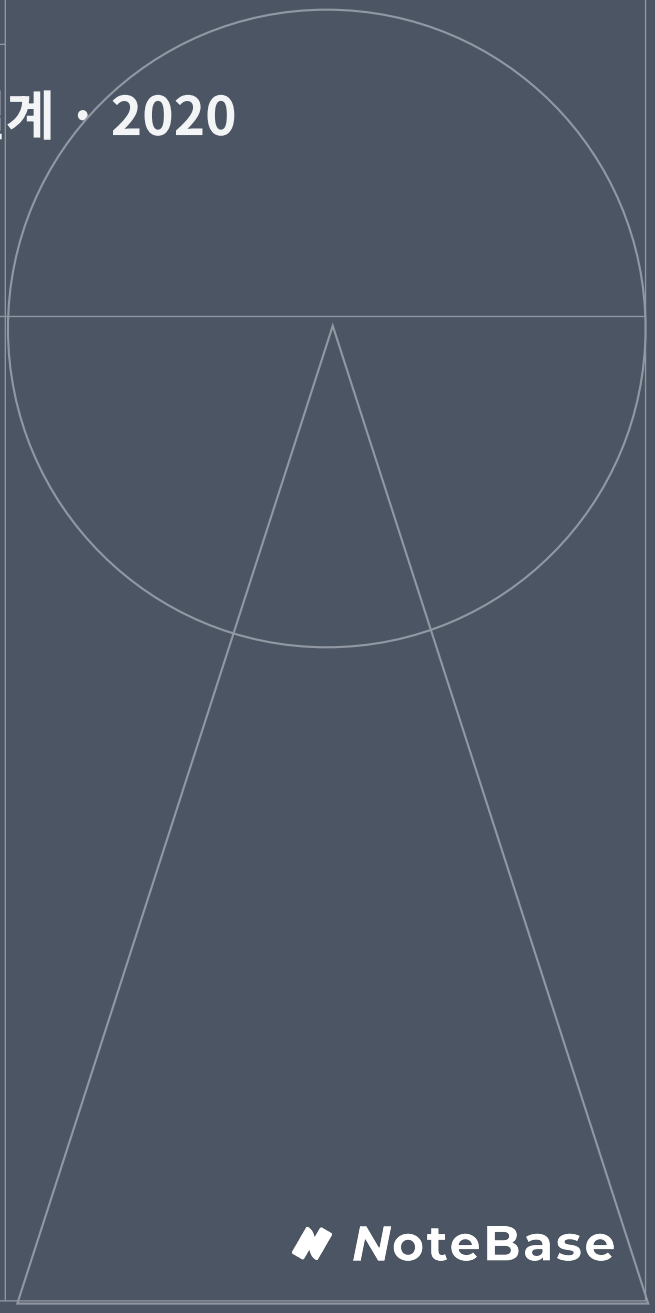
기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2020



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2020

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2020

1. 평기어의 압력각이 커질 때 나타나는 현상이 아닌 것은?
   ① 언더컷 방지
   ② 물림률 감소
   ③ 잇면의 미끄럼률 증대
   ④ 베어링에 걸리는 하중 증가
   ⑤ 이의 강도 증가

정답 3번

출제 포인트

평기어의 압력각이 커질 때 언더컷, 물림률, 미끄럼률, 베어링 하중 및 이의 강도가 어떻게 변하는지를 묻는 문제이다.

핵심 개념

압력각은 기어의 맞물림 힘이 작용하는 작용선과 피치원의 접선이 이루는 각이다. 압력각이 커지면 최소 잇수가 작아져 언더컷이 줄고 이뿌리가 두꺼워지지만, 맞물림 길이가 짧아져 물림률과 잇면의 미끄럼률은 감소한다. 또한 원주력이 같을 때 반경 방향의 분리력이 커져 축과 베어링에 걸리는 하중이 증가한다.

선지별 해설

① O — 압력각이 커지면 언더컷 없이 가공할 수 있는 최소 잇수가 감소하므로 언더컷이 발생하기 어려워진다.
② O — 압력각이 커지면 작용선상의 유효 맞물림 길이가 짧아져 동시에 맞물리는 평균 이쌍의 수인 물림률이 감소한다.
③ X — 틀린 표현은 '잇면의 미끄럼률 증대'이다. 실제로는 압력각이 커질수록 접촉 구간이 짧아져 잇면의 미끄럼률이 감소한다.
④ O — 압력각이 커지면 치면에 작용하는 힘의 반경 방향 성분인 분리력이 커지므로 축을 지지하는 베어링의 하중이 증가한다.
⑤ O — 압력각이 커지면 이뿌리 부분이 두꺼워지고 언더컷이 줄어들어 이의 굽힘 강도가 증가한다.

NoteBase

오답 포인트

압력각 증가로 치면 사이의 분리력과 베어링 하중이 증가한다는 사실을 잇면 미끄럼도 증가한다는 뜻으로 혼동하기 쉽다. 그러나 ③의 '미끄럼률 증대'는 반대이며, 물림 길이가 짧아지면서 미끄럼률은 감소한다.

다시 나오면 이렇게 판단

압력각이 커지면 이뿌리는 두꺼워져 언더컷은 감소하고 강도는 증가한다. 반면 접촉 구간은 짧아져 물림률과 미끄럼률은 감소하며, 반경 방향 분리력과 베어링 하중은 증가한다고 판단한다.

암기 포인트

압력각 증가: 언더컷·물림률·미끄럼률은 감소, 이의 강도·베어링 하중은 증가이다.

NoteBase

2. 미끄럼 베어링과 볼 베어링에 대한 설명 중 옳은 것은?

① 미끄럼 베어링은 축 방향 하중과 반경 방향 하중을 동시에 받을 수 없다.
② 미끄럼 베어링은 구름 베어링에 비해 충격흡수력이 작다.
③ 미끄럼 베어링은 저융점금속을 베어링 메탈로 사용하므로 고온에 강하다.
④ 볼 베어링은 외부 급유장치를 필요로 한다.
⑤ 미끄럼 베어링은 볼 베어링에 비해 동마찰저항이 크다.

정답 1번

출제 포인트

미끄럼 베어링과 볼 베어링의 하중 지지, 충격 흡수, 내열성, 윤활 방식 및 마찰 특성을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

미끄럼 베어링: 축과 베어링 면이 미끄럼 접촉하며, 운전 중 형성되는 유막으로 하중을 지지하는 베어링이다. 유막의 감쇠 작용으로 충격과 진동을 잘 흡수하고, 형식에 따라 반경 방향 하중과 축 방향 하중을 함께 받을 수 있다.
볼 베어링: 볼이 내륜과 외륜 사이에서 구름 접촉하여 하중을 지지하는 구름 베어링이다. 기동 저항이 작고 표준화되어 있으며, 일반적으로 외부 급유장치 없이 그리스나 오일로 윤활할 수 있다.
마찰의 핵심 대비: 미끄럼 베어링은 유막이 형성되기 전의 초기 마찰저항은 크지만, 유막이 형성된 운전 중에는 동마찰저항이 작아진다.

선지별 해설

① O — 미끄럼 베어링은 구조와 형식에 따라 저널면으로 반경 방향 하중을, 추력면으로 축 방향 하중을 지지하여 두 하중을 동시에 받을 수 있다.
② X — 틀린 표현은 '충격흡수력이 작다'이다. 미끄럼 베어링은 유막의 감쇠 작용이 있으므로 볼 베어링보다 충격흡수력이 크다.
③ X — 틀린 표현은 '저융점금속을 사용하므로 고온에 강하다'이다. 저융점 베어링 메탈은 온도가 높아지면 강도와 경도가 저하되므로 고온에 강한 것이 아니라 고온 사용에 불리하다.
④ X — 틀린 표현은 '외부 급유장치를 필요로 한다'이다. 볼 베어링은 그리스 또는 오일로 윤활하지만 일반적으로 별도의 외부 급유장치가 반드시 필요한 것은 아니다. 외부 급유장치와 윤활 관리의 필요성이 큰 쪽은 미끄럼 베어링이다.
⑤ X — 틀린 표현은 '동마찰저항이 크다'이다. 미끄럼 베어링은 볼 베어링보다 초기의 기동 마찰저항은 크지만, 유막이 형성된 뒤의 동마찰저항은 작다.

NoteBase

오답 포인트

②는 접촉 방식만 보고 미끄럼 베어링의 충격흡수력이 작다고 착각하게 한다. 실제로는 유막이 충격과 진동을 감쇠한다. ⑤는 '기동 마찰저항이 크다'는 성질을 '동마찰저항이 크다'로 바꾼 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

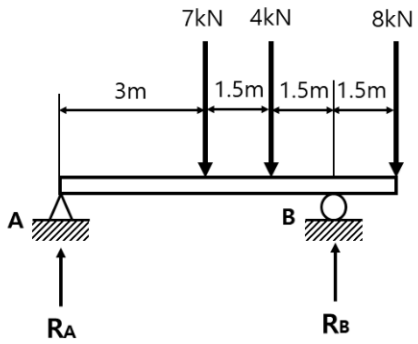
미끄럼 베어링은 유막을 중심으로 판단한다. 유막은 충격과 진동을 감쇠하고 운전 중 동마찰저항을 작게 하지만, 유막이 형성되기 전에는 기동 마찰저항이 크다. 볼 베어링은 볼의 구름 접촉 때문에 기동 저항이 작고 외부 급유장치가 필수는 아니다.

암기 포인트

미끄럼 베어링은 '유막으로 충격 흡수·운전 중 작은 동마찰, 기동 때 큰 마찰', 볼 베어링은 '구름 접촉으로 작은 기동 저항'이다.

NoteBase

3. 그림과 같은 돌출보에서 A지점의 반력(R_A)과 B지점의 반력(R_B)이 옳은 것은?



① $R_A = 5\text{kN},\ R_B = 12.5\text{kN}$

② $R_A = 3.5\text{kN},\ R_B = 15\text{kN}$

③ $R_A = 5\text{kN},\ R_B = 14\text{kN}$

④ $R_A = 3.75\text{kN},\ R_B = 15.25\text{kN}$

⑤ $R_A = 2.5\text{kN},\ R_B = 16.5\text{kN}$

정답 5번

출제 포인트

이 문제는 돌출보 전체에 수직력의 평형과 모멘트의 평형을 적용하여 A점과 B점의 지점반력을 구하는 문제이다.

조건 정리

A점을 기준으로 $7kN$ 하중은 $3m$, $4kN$ 하중은 $4.5m$, B점은 $6m$, $8kN$ 하중은 $7.5m$ 떨어져 있다.
구해야 할 값은 위쪽 방향의 지점반력 R_A와 R_B이다.
오른쪽 돌출부 끝의 $8kN$ 하중도 B점 오른쪽에 작용하므로 모멘트 계산에 반드시 포함한다.

사용할 공식

수직력의 평형식은 $\sum F_y = 0$, 임의의 점에 대한 모멘트의 평형식은 $\sum M = 0$이다.
보가 정지해 있으므로 위쪽 반력의 합은 아래쪽 집중하중의 합과 같고, A점에 대한 전체 모멘트의 합도 0이 되어야 한다.

NoteBase

계산 과정

1. A점에 대한 모멘트 평형을 적용한다.

$R_B(6) - 7(3) - 4(4.5) - 8(7.5) = 0$

$R_B = \frac{21 + 18 + 60}{6} = 16.5kN$

2. 수직력의 평형을 적용한다.

$R_A + R_B - 7 - 4 - 8 = 0$

$R_A = 19 - 16.5 = 2.5kN$

따라서 $R_A = 2.5kN$, $R_B = 16.5kN$이다.

선지 판단

① X — $R_A = 5kN$, $R_B = 12.5kN$이면 반력의 합이 $17.5kN$으로 전체 하중 $19kN$과 같지 않다. 올바르게는 $R_A = 2.5kN$, $R_B = 16.5kN$이다.

② X — $R_A = 3.5kN$, $R_B = 15kN$이면 반력의 합이 $18.5kN$으로 수직력의 평형을 만족하지 않는다. 올바르게는 $R_A = 2.5kN$, $R_B = 16.5kN$이다.

③ X — 반력의 합은 $19kN$이지만 $R_B = 14kN$이면 A점에 대한 반시계방향 모멘트가 $14 \times 6 = 84kN \cdot m$로, 하중에 의한 시계방향 모멘트 $99kN \cdot m$와 같지 않다. 올바르게는 $R_A = 2.5kN$, $R_B = 16.5kN$이다.

④ X — 반력의 합은 $19kN$이지만 $R_B = 15.25kN$이면 A점에 대한 반시계방향 모멘트가 $15.25 \times 6 = 91.5kN \cdot m$에 불과하여 모멘트의 평형을 만족하지 않는다. 올바르게는 $R_A = 2.5kN$, $R_B = 16.5kN$이다.

⑤ O — A점에 대한 모멘트 평형에서 $R_B = 16.5kN$이고, 수직력의 평형에서 $R_A = 2.5kN$이므로 두 평형조건을 모두 만족한다.

오답 포인트

B점 오른쪽의 돌출부에 작용하는 $8kN$ 하중을 빠뜨리거나, 그 하중의 A점 기준 거리를 $7.5m$가 아닌 B점 기준 거리 $1.5m$로 넣기 쉽다. A점 모멘트식에는 모든 힘의 A점 기준 수직거리를 사용해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

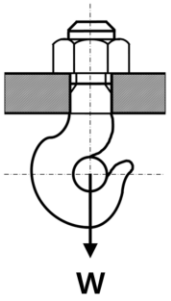
먼저 한 지점을 모멘트 중심으로 잡아 다른 지점의 반력을 구하고, 이어서 수직력의 평형으로 나머지 반력을 구한다. 마지막에는 반력의 합과 외력의 합이 같은지 검산한다.

암기 포인트

돌출보도 전체 보를 하나의 자유물체로 본다. $\sum M = 0$으로 반력 하나를 먼저 구하고 $\sum F_y = 0$으로 나머지를 구한다.

NoteBase

4. 그림과 같은 크레인 후크에 중량 8,000kgf의 물체를 달아 올릴 경우, 이 후크의 미터나사로 가장 적당한 것은? (단, 재료의 허용응력은 σ_a = 10kgf/mm^{2}이다)



① M24 ② M30
③ M36 ④ M42
⑤ M48

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 인장하중을 받는 나사의 골 단면에 생기는 인장응력으로 필요한 최소 골지름을 구한 뒤, 이를 만족하는 가장 작은 미터나사 호칭을 고르는 문제이다.

조건 정리

주어진 하중은 $W = 8{,}000kgf$, 허용인장응력은 $\sigma_a = 10kgf/mm^2$이다.
나사는 나사산 바깥지름인 호칭지름이 아니라 가장 약한 골 단면을 기준으로 검토한다.
구해야 할 값은 허용응력을 만족하는 최소 골지름과 이에 대응하는 가장 작은 표준 미터나사이다.

사용할 공식

나사 골 단면의 인장응력은
$\sigma = \frac{W}{A} = \frac{4W}{\pi d_1^2}$
이므로 필요한 골지름은
$d_1 \geq \sqrt{\frac{4W}{\pi\sigma_a}}$
이다. 여기서 d_1은 나사의 골지름이다. 축방향 하중이 나사부를 인장하므로 가장 작은 골 단면의 응력을 허용인장응력과 비교한다.

NoteBase

계산 과정

필요한 골 단면적은
$A_{req} = \frac{W}{\sigma_a} = \frac{8{,}000}{10} = 800 mm^2$
이다. 따라서 필요한 최소 골지름은
$d_{1,req} = \sqrt{\frac{4 \times 800}{\pi}} \approx 31.92 mm$
이다. 보통피치 미터나사의 기본 골지름을 비교하면 M36은 약 $31.09 mm$로 부족하고, M42는 약 $36.48 mm$로 기준을 만족한다. 따라서 기준을 처음 만족하는 호칭은 M42이다.

선지 판단

① X — M24의 골지름은 약 $20.32 mm$이고 인장응력은 약 $24.67 kgf/mm^2$이므로 허용값을 초과한다. M24가 아니라 최소 M42로 고쳐야 한다.
② X — M30의 골지름은 약 $25.71 mm$이고 인장응력은 약 $15.41 kgf/mm^2$이므로 허용값을 초과한다. M30이 아니라 최소 M42로 고쳐야 한다.
③ X — M36의 골지름은 약 $31.09 mm$로 필요한 $31.92 mm$보다 작고, 인장응력도 약 $10.54 kgf/mm^2$로 허용값을 넘는다. M36이 아니라 M42로 고쳐야 한다.
④ O — M42의 골지름은 약 $36.48 mm$이고 인장응력은 약 $7.65 kgf/mm^2$이므로 허용값 이하이다. 기준을 만족하는 선택지 중 가장 작은 호칭이므로 가장 적당하다.
⑤ X — M48은 골지름이 약 $41.87 mm$이고 인장응력이 약 $5.81 kgf/mm^2$여서 강도상 안전하지만, 필요한 크기보다 커서 '가장 적당한' 최소 호칭이 아니다. M48이 아니라 M42로 고쳐야 한다.

오답 포인트

호칭지름을 그대로 단면적 계산에 넣으면 M36도 안전한 것처럼 판단하기 쉽다. 나사부는 골에서 단면이 가장 작으므로 반드시 골지름을 사용해야 한다. 또한 M48도 안전하지만, 문제의 '가장 적당한 것'은 허용응력을 만족하는 가장 작은 표준 호칭을 뜻한다.

다시 나오면 이렇게 판단

축하중을 받는 나사 문제는 하중과 허용응력으로 필요한 골 단면적을 구하고, 이를 골지름으로 환산한 뒤, 표준 나사 중 기준을 처음 만족하는 호칭을 선택하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

나사의 인장강도 검토는 호칭지름이 아니라 골지름을 기준으로 하며, '가장 적당한 호칭'은 강도 조건을 만족하는 최소 표준 호칭이다.

NoteBase

5. 모듈 4, 치폭 35mm, 루이스(Lewis) 형상계수 0.4인 스퍼기어 재료의 허용굽힘응력이 150MPa일 때, 루이스 식을 사용한 허용굽힘 하중(N)은? (단, 응력집중계수와 속도계수는 고려하지 않는다)

① 4,500
② 5,800
③ 6,300
④ 8,400
⑤ 10,500

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 루이스 식을 이용하여 스퍼기어 치의 허용굽힘 하중을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 모듈 $m = 4mm$, 치폭 $b = 35mm$, 루이스 형상계수 $y = 0.4$, 허용굽힘응력 $\sigma_{allow} = 150MPa = 150N/mm^2$이다.
구해야 할 값: 기어 이의 허용굽힘 하중 F_t이다.
주의할 조건: 응력집중계수와 속도계수를 고려하지 않으므로 별도의 보정계수를 곱하지 않는다.

사용할 공식

루이스 식은 다음과 같다.
$F_t = \sigma_{allow} bmy$
모듈, 치폭, 루이스 형상계수 및 허용굽힘응력이 주어졌고 기어 이의 굽힘강도에 따른 허용 하중을 묻고 있으므로 이 식을 사용한다.

계산 과정

주어진 값을 루이스 식에 대입한다.
$F_t = (150N/mm^2)(35mm)(4mm)(0.4)$
단위를 정리하면 $N/mm^2 \times mm \times mm = N$이 된다.
$F_t = 8,400N$
따라서 허용굽힘 하중은 $8,400N$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 4,500은 루이스 식에 주어진 네 값을 모두 대입한 결과인 8,400N과 일치하지 않는다. 올바른 값은 8,400N이다.
② X — 5,800은 계산 결과 8,400N과 일치하지 않는다. 올바른 허용굽힘 하중은 8,400N이다.
③ X — 6,300은 계산 결과 8,400N과 일치하지 않는다. 올바른 값은 8,400N이다.
④ O — 루이스 식 $F_t = \sigma_{allow} bmy$에 수치를 대입하면 정확히 8,400N이 된다.
⑤ X — 10,500은 계산 결과 8,400N보다 크므로 허용굽힘 하중이 아니다. 올바른 값은 8,400N이다.

오답 포인트

루이스 형상계수 0.4를 빠뜨리거나 모듈과 치폭을 식에 잘못 배치하면 오답이 된다. 또한 $150MPa = 150N/mm^2$이고, 여기에 치폭과 모듈을 각각 mm 단위로 곱하면 최종 단위가 N이 된다는 점을 확인해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어 이의 굽힘강도 문제에서는 허용응력, 치폭, 모듈, 루이스 형상계수를 확인한 뒤 $F_t = \sigma_{allow} bmy$에 대입하고 최종 단위가 N인지 검산한다. 보정계수를 고려하지 않는다는 조건이 있으면 추가 계수는 적용하지 않는다.

암기 포인트

루이스 허용굽힘 하중은 '허용응력 × 치폭 × 모듈 × 형상계수', 즉 $F_t = \sigma_{allow} bmy$이다.

NoteBase

6. 바깥지름 22mm, 피치 5mm의 사각나사에 5,950kgf의 하중이 작용될 때, 나사를 조이는 데 필요한 토크는 약 몇 kgf·mm인가? (단, 나사의 마찰계수 $\mu=0.1$, 유효 직경은 20mm이고, 원주율(π)은 3으로 계산한다)

① 11,000
② 14,000
③ 17,000
④ 20,000
⑤ 23,000

정답 1번

출제 포인트

사각나사의 리드각과 나사면 마찰을 함께 반영한 상승 토크 공식으로 나사를 조이는 데 필요한 토크를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 하중 $W = 5{,}950kgf$, 피치 $p = 5mm$, 마찰계수 $\mu = 0.1$, 유효지름 $d_m = 20mm$, 원주율 $\pi = 3$이다.
구해야 할 값: 하중을 올리는 방향으로 나사를 조이는 토크 T이다.
주의할 조건: 한 줄 나사로 보아 리드 l는 피치와 같은 $5mm$이며, 별도의 칼라 마찰은 주어지지 않았으므로 나사면 마찰만 반영한다.

사용할 공식

사각나사의 상승 토크는 다음과 같다.
$T = W\frac{d_m}{2}\frac{l + \pi\mu d_m}{\pi d_m - \mu l}$
이는 리드각에 의한 상승 효과와 나사면의 마찰각을 함께 반영한 공식이다. 조이는 과정에서 하중을 상승시키므로 하강 토크가 아니라 상승 토크 공식을 사용한다.

계산 과정

1. $\pi d_m = 3 \times 20 = 60mm$이다.
2. 공식의 마찰·리드 항은 다음과 같다.
$\frac{l + \pi\mu d_m}{\pi d_m - \mu l} = \frac{5 + 3 \times 0.1 \times 20}{60 - 0.1 \times 5} = \frac{11}{59.5}$
3. 따라서 필요한 토크는 다음과 같다.
$T = 5{,}950 \times \frac{20}{2} \times \frac{11}{59.5} = 11{,}000kgf \cdot mm$
계산 결과 약 $11{,}000kgf \cdot mm$이다.

NoteBase

선지 판단

① O — 계산 결과가 약 11,000$kgf \cdot mm$이므로 옳다.
② X — 14,000$kgf \cdot mm$이라는 값이 계산 결과와 다르다. 올바르게는 약 11,000$kgf \cdot mm$이다.
③ X — 17,000$kgf \cdot mm$이라는 값이 계산 결과와 다르다. 올바르게는 약 11,000$kgf \cdot mm$이다.
④ X — 20,000$kgf \cdot mm$이라는 값이 계산 결과와 다르다. 올바르게는 약 11,000$kgf \cdot mm$이다.
⑤ X — 23,000$kgf \cdot mm$이라는 값이 계산 결과와 다르다. 올바르게는 약 11,000$kgf \cdot mm$이다.

오답 포인트

유효지름 d_m 자체를 모멘트 팔로 쓰면 안 되고 반지름인 $d_m/2$를 사용해야 한다. 또한 마찰항을 단순히 더하거나 리드각만 적용하면 토크가 달라진다. 이 문제에서는 $\pi = 3$을 사용해야 하며, 조이는 방향이므로 상승 토크의 분수항을 적용한다.

다시 나오면 이렇게 판단

사각나사 토크 문제는 먼저 조임·상승인지 풀림·하강인지 구분하고, 리드와 유효지름으로 상승 토크 공식을 선택한 뒤 $d_m/2$와 단위를 검산하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

사각나사 조임은 상승 토크이며, 핵심 형태는 $T = W(d_m/2)\tan(\alpha + \phi)$이다.

NoteBase

7. 50PS, 500rpm의 동력을 전달하는 플랜지 축이음에 골지름 10mm의 볼트 4개를 사용할 때, 볼트에 발생하는 전단응력(kgf/mm^2) 중 가장 가까운 값은? 플랜지 접촉면에는 마찰이 없고 볼트 구멍 중심이 이루는 피치원 지름은 200mm이다. (단, π는 원주율을 표시한다)

① $\frac{3}{\pi}$ ② $\frac{5}{\pi}$

③ $\frac{7}{\pi}$ ④ $\frac{9}{\pi}$

⑤ $\frac{11}{\pi}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 전달 동력과 회전수로 축의 토크를 구한 뒤, 마찰이 없는 플랜지에서 볼트 4개가 분담하는 전단력과 전단응력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 동력 $50PS$, 회전수 $500rpm$, 볼트 수 4개, 볼트 지름 $d = 10mm$, 피치원 지름 $D = 200mm$이다.
구해야 할 값: 볼트에 발생하는 전단응력 τ이다.
주의할 조건: 접촉면의 마찰이 없으므로 토크는 볼트의 전단력만으로 전달되며, 볼트 중심의 회전반지름은 피치원 반지름 $r = D/2 = 100mm$이다.

사용할 공식

미터마력의 관계는 $1PS = 75kgf \cdot m/s$이고, 각속도와 토크의 관계는 $P = T\omega$이다.

$\omega = \frac{2\pi N}{60}, \qquad T = \frac{P}{\omega}$

볼트 4개가 같은 반지름에서 토크를 균등하게 분담하므로 $T = 4Fr$이고, 볼트 한 개의 전단면적은 $A = \pi d^2/4$이다. 따라서 $F = T/(4r)$, $\tau = F/A$를 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 동력을 환산한다.

$P = 50 \times 75 = 3750 kgf \cdot m/s$

2. 각속도와 토크를 구한다.

$\omega = \frac{2\pi \times 500}{60} = \frac{50\pi}{3} rad/s$

$T = \frac{3750}{50\pi/3} = \frac{225}{\pi} kgf \cdot m = \frac{225000}{\pi} kgf \cdot mm$

3. 볼트 한 개가 받는 전단력을 구한다.

$F = \frac{T}{4r} = \frac{225000/\pi}{4 \times 100} = \frac{562.5}{\pi} kgf$

4. 볼트의 전단면적과 전단응력을 구한다.

$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \times 10^2}{4} = 25\pi mm^2$

$\tau = \frac{F}{A} = \frac{562.5/\pi}{25\pi} = \frac{22.5}{\pi^2} \approx 2.28 kgf/mm^2$

선지 중 $7/\pi \approx 2.23 kgf/mm^2$가 가장 가까우므로 ③이다.

선지 판단

① X — $3/\pi \approx 0.95 kgf/mm^2$로 계산값 약 $2.28 kgf/mm^2$와 가깝지 않다. 올바르게는 가장 가까운 값이 $7/\pi kgf/mm^2$이다.

② X — $5/\pi \approx 1.59 kgf/mm^2$로 계산값보다 작다. 올바르게는 가장 가까운 값이 $7/\pi kgf/mm^2$이다.

③ O — $7/\pi \approx 2.23 kgf/mm^2$로 계산된 전단응력 약 $2.28 kgf/mm^2$에 가장 가깝다.

④ X — $9/\pi \approx 2.86 kgf/mm^2$로 계산값보다 크다. 올바르게는 가장 가까운 값이 $7/\pi kgf/mm^2$이다.

⑤ X — $11/\pi \approx 3.50 kgf/mm^2$로 계산값과 가깝지 않다. 올바르게는 가장 가까운 값이 $7/\pi kgf/mm^2$이다.

오답 포인트

피치원 지름 $200mm$를 모멘트 팔로 그대로 쓰는 실수가 핵심 함정이다. 토크 계산에는 볼트 중심까지의 반지름 $100mm$를 사용한다. 또한 볼트 4개가 토크를 균등 분담하므로 볼트 한 개의 힘을 구할 때 4로 나누고, 전단면적은 원의 면적 $\pi d^2/4$로 계산한다. 문제는 정확히 일치하는 값이 아니라 가장 가까운 값을 묻는다.

다시 나오면 이렇게 판단

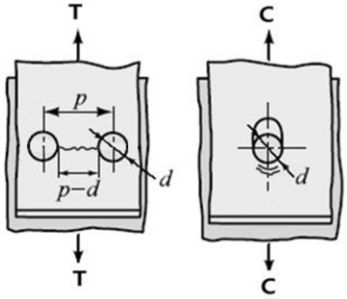
마찰이 없는 플랜지 볼트 문제는 동력과 회전수로 토크를 구하고, $T = nFr$로 볼트 한 개의 힘을 구한 뒤, $\tau = F/(\pi d^2/4)$로 전단응력을 계산한다. 마지막에는 피치원 지름을 반지름으로 바꾸었는지와 선지가 요구하는 근삿값을 확인한다.

암기 포인트

플랜지 볼트의 토크 전달은 $T = nFr$, 볼트 전단응력은 $\tau = F/(\pi d^2/4)$이다.

NoteBase

8. 그림과 같이 판의 두께가 같은 두 종류의 리벳이음에서 리벳구멍 사이의 판의 절단 및 리벳구멍의 압축파괴를 고려할 때 허용되는 힘 T와 C가 서로 같다. 이 때, 리벳 간의 거리 피치 p와 리벳의 지름 d와의 관계가 올바른 것은? (단, 강판의 허용인장강도와 강판의 허용압축응력은 서로 같다)



① p = d
② p = 1.5d
③ p = 2d
④ p = 2.5d
⑤ p = 3d

정답 3번

출제 포인트

판의 순단면 인장강도와 리벳 구멍의 압축(지압)강도를 같게 두어 피치 p와 리벳 지름 d의 관계를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 판의 두께는 t, 리벳 피치는 p, 리벳 지름은 d이다.
구해야 할 값: 허용힘 T와 C가 같을 때의 p와 d의 관계이다.
주의할 조건: 판의 허용인장응력과 허용압축응력이 같으므로 응력값과 공통 두께 t는 강도 비교에서 약분된다.

사용할 공식

판의 순단면 인장강도는
$T = (p - d)t\sigma_t$
리벳 구멍의 압축강도는
$C = dt\sigma_c$
이다. 구멍이 있는 판의 인장 파괴는 순폭 $p - d$에 해당하는 단면으로 검토하고, 리벳 구멍의 압축 파괴는 투영면적 dt로 검토하기 때문에 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

허용힘이 같으므로 $T = C$로 둔다.
$(p - d)t\sigma_t = dt\sigma_c$
또한 $\sigma_t = \sigma_c$이므로 공통항을 약분하면
$p - d = d$
따라서
$p = 2d$
가 된다.

선지 판단

① X — $p = d$이면 순폭 $p - d = 0$이 되어 판의 순단면 인장강도가 0이므로 두 허용힘이 같을 수 없다. 틀린 관계 $p = d$는 $p = 2d$로 고쳐야 한다.
② X — $p = 1.5d$이면 순폭은 $0.5d$이므로 인장강도는 압축강도의 절반에 불과하다. 틀린 관계 $p = 1.5d$는 $p = 2d$로 고쳐야 한다.
③ O — $p = 2d$이면 순폭 $p - d = d$가 되어 인장 저항면적 $(p - d)t$와 압축 저항면적 dt가 같아진다.
④ X — $p = 2.5d$이면 순폭은 $1.5d$이므로 인장강도가 압축강도의 1.5배가 된다. 틀린 관계 $p = 2.5d$는 $p = 2d$로 고쳐야 한다.
⑤ X — $p = 3d$이면 순폭은 $2d$이므로 인장강도가 압축강도의 2배가 된다. 틀린 관계 $p = 3d$는 $p = 2d$로 고쳐야 한다.

오답 포인트

핵심 함정은 인장 저항 폭을 피치 전체 p로 잡는 것이다. 리벳 구멍만큼 단면이 줄어들므로 반드시 순폭 $p - d$를 사용해야 한다. 또한 압축 저항면적은 리벳 구멍의 투영면적 dt이다.

다시 나오면 이렇게 판단

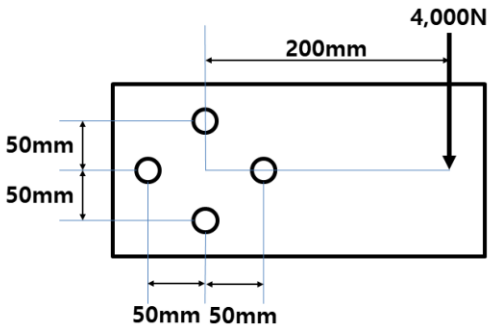
리벳 이음의 등강도 관계는 각 파괴 형태의 저항면적에 허용응력을 곱한 뒤 서로 같게 둔다. 판 절단은 $(p - d)t$, 구멍 압축은 dt를 사용하고, 같은 응력과 두께를 약분해 피치와 지름의 관계를 구한다.

암기 포인트

판의 순폭은 $p - d$, 구멍의 압축 폭은 d이다. 두 허용응력이 같아 등강도가 되면 $p - d = d$, 즉 $p = 2d$이다.

NoteBase

9. 그림과 같이 4개의 리벳으로 벽에 고정된 직사각형 판이 있다. 이 판의 한쪽 끝에 4,000N의 외력이 가해질 때 리벳 하나에 작용되는 전단력(N) 중, 최대값은?



① 2,000 ② 3,000
③ 4,000 ④ 5,000
⑤ 6,000

정답 4번

출제 포인트

편심하중을 리벳 전체에 균등하게 작용하는 직접 전단력과 편심 모멘트에 의한 전단력으로 나누고, 각 리벳에서 두 전단력을 벡터 합성하여 최대값을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 하중은 $P = 4{,}000N$, 리벳 수는 4개, 리벳군 중심에서 하중 작용선까지의 편심거리는 $e = 200mm$ 이다.
각 리벳은 리벳군 중심에서 상하좌우로 각각 $r = 50mm$ 떨어져 있다.
구해야 할 값: 한 리벳에 작용하는 합성 전단력 중 최대값이다.
주의할 조건: 직접 전단력과 모멘트에 의한 전단력은 방향이 다르므로 크기를 단순히 더하지 않고 각 리벳에서 벡터로 합성한다.

사용할 공식

직접 전단력은 $F_d = P/n$이다.
편심 모멘트는 $M = Pe$이고, 모멘트에 의한 각 리벳의 전단력은 $F_{mi} = Mr_i/\sum r_j^2$이다.
하중의 작용선이 리벳군 중심을 지나지 않으므로 직접 전단과 함께 편심 모멘트가 생긴다. 네 리벳의 중심거리 r가 모두 같으므로 모멘트 전단력의 크기도 모두 같고, 방향은 중심 둘레의 접선 방향이다.

NoteBase

계산 과정

1. 각 리벳의 직접 전단력은 아래쪽으로
$F_d = \frac{4{,}000}{4} = 1{,}000N$
이다.
2. 편심 모멘트와 거리 제곱의 합은
$M = 4{,}000 \times 200 = 800{,}000N \cdot mm$
$\sum r_j^2 = 4 \times 50^2 = 10{,}000mm^2$
이다.
3. 각 리벳의 모멘트 전단력은
$F_m = \frac{800{,}000 \times 50}{10{,}000} = 4{,}000N$
이다. 이 힘은 작용 모멘트에 저항하는 반시계 방향의 접선력이다.
4. 왼쪽 리벳에서는 F_m이 아래쪽이므로 직접 전단력과 같은 방향이다. 따라서 합성 전단력은
$F_{\max} = 4{,}000 + 1{,}000 = 5{,}000N$
이다. 오른쪽 리벳은 $3{,}000N$, 위쪽과 아래쪽 리벳은 각각 $\sqrt{4{,}000^2 + 1{,}000^2} \approx 4{,}123N$이므로 왼쪽 리벳의 값이 가장 크다.

선지 판단

① X — $2{,}000N$은 어느 리벳의 합성 전단력도 아니며 최대값과 일치하지 않는다. 올바른 최대 전단력은 $5{,}000N$이다.
② X — $3{,}000N$은 오른쪽 리벳에서 위쪽 모멘트 전단력 $4{,}000N$과 아래쪽 직접 전단력 $1{,}000N$이 상쇄되어 생기는 값이지 최대값이 아니다. 올바른 최대 전단력은 $5{,}000N$이다.
③ X — $4{,}000N$은 편심 모멘트에 의한 전단력만 계산한 값으로 직접 전단력의 합성을 빠뜨린 값이다. 올바른 최대 전단력은 $5{,}000N$이다.
④ O — 왼쪽 리벳에서 아래쪽의 두 전단력 $4{,}000N$과 $1{,}000N$이 더해져 최대 전단력 $5{,}000N$이 된다.
⑤ X — $6{,}000N$은 직접 전단력과 모멘트 전단력을 정확히 합성한 결과가 아니다. 올바른 최대 전단력은 $5{,}000N$이다.

오답 포인트

가장 흔한 함정은 편심 모멘트에 의한 전단력 $4{,}000N$만 구하고 ③을 고르는 것이다. 또한 모든 리벳에서 두 전단력의 크기를 일률적으로 더하면 안 된다. 왼쪽에서는 같은 방향, 오른쪽에서는 반대 방향, 위쪽과 아래쪽에서는 서로 직각이므로 리벳 위치마다 합성 방법이 달라진다.

다시 나오면 이렇게 판단

편심 리벳 문제는 리벳군의 도심을 잡은 뒤 P/n으로 직접 전단력을 구하고, $M = Pe$와 $F_{mi} = Mr_i/\sum r_j^2$로 모멘트 전단력을 구한 다음, 각 리벳에서 두 힘의 방향을 그려 벡터 합성하는 순서로 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

편심하중의 리벳 전단은 '직접 전단 P/n + 모멘트 전단 $Mr/\sum r^2$'의 벡터 합성이다. 최대 전단은 두 전단력의 방향이 같은 리벳에서 생긴다.

NoteBase

10. 955rpm으로 회전하는 축에 원판 클러치(단판클러치)가 설치되어 미끄럼 없이 10kW의 동력을 전달하고 있다. 이때 원판 클러치를 밀어 붙이는데 필요한 힘(N)은? (단, 마찰판의 마찰계수 μ = 0.2이고, 마찰판의 평균지름 D_m = 100mm이다)

① 5,000
② 10,000
③ 15,000
④ 20,000
⑤ 25,000

정답 2번

출제 포인트

회전축의 동력과 회전수로 전달토크를 구한 뒤, 원판 클러치의 마찰토크 식을 이용해 필요한 축방향 압착력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 동력 $P = 10kW = 10{,}000W$, 회전수 $n = 955rpm$, 마찰계수 $\mu = 0.20$, 평균지름 $D_m = 100mm = 0.10m$이다.
구해야 할 값은 클러치를 밀어붙이는 축방향 힘 F이다.
평균마찰반지름은 $R_m = D_m/2 = 0.05m$이다.

사용할 공식

동력과 토크의 관계는
$P = T\omega = T\frac{2\pi n}{60}$
이고, 단판 원판 클러치의 마찰토크는
$T = \mu F R_m = \mu F \frac{D_m}{2}$
이다. 미끄럼 없이 동력을 전달하므로 축이 전달해야 하는 토크와 클러치가 발생시키는 마찰토크가 같아야 한다.

계산 과정

1. 전달토크를 구한다.
$T = \frac{P}{2\pi n/60} = \frac{10{,}000}{2\pi(955)/60} \approx 100N \cdot m$
2. 마찰토크 식에서 압착력을 구한다.
$F = \frac{T}{\mu R_m} = \frac{100}{0.20 \times 0.05} = 10{,}000N$
따라서 필요한 힘은 약 $10{,}000N$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 5,000N은 평균지름을 평균반지름으로 잘못 사용하면 나오는 값이다. 틀린 값이며, 올바르게는 10,000N이다.
② O — 계산 결과 필요한 압착력이 약 10,000N이므로 일치한다.
③ X — 15,000N은 계산값보다 크다. 틀린 값이며, 올바르게는 10,000N이다.
④ X — 20,000N은 계산값의 2배로 공식에 맞지 않는다. 틀린 값이며, 올바르게는 10,000N이다.
⑤ X — 25,000N은 계산값의 2.5배로 공식에 맞지 않는다. 틀린 값이며, 올바르게는 10,000N이다.

오답 포인트

평균지름 D_m을 식에 그대로 평균반지름으로 넣으면 힘을 절반으로 잘못 계산한다. 반드시 $R_m = D_m/2$로 바꾸고, kW는 W, mm는 m로 환산해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 $P = T(2\pi n/60)$로 축의 전달토크를 구하고, 다음으로 $T = \mu F(D_m/2)$에 대입한다. 마지막에 동력과 길이의 단위가 각각 W, m인지 확인한다.

암기 포인트

동력에서 토크를 구한 뒤 $T = \mu F R_m$을 적용하며, 평균반지름은 평균지름의 절반이다.

NoteBase

11. 기계요소에 사용되는 재료에 대한 설명 중 옳지 않은 것은?

① 인장력을 받는 연성 재료의 진응력은 공칭응력보다 작다.
② 연성 재료의 항복응력 이상으로 하중을 가하면 소성 변형이 발생한다.
③ 표면 압축잔류응력을 발생시키기 위하여 숏피닝 처리를 한다.
④ 연강의 공칭응력-공칭변형률 선도에서의 최대응력은 극한강도이다.
⑤ 재료의 피로강도는 인장강도보다 작다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 기계 재료의 응력·강도 개념과 피로 수명 향상 방법을 구분하는 문제이다. 특히 공칭응력과 진응력에 사용하는 단면적이 다르다는 점이 핵심이다.

핵심 개념

공칭응력은 하중을 시험 전 원래 단면적으로 나눈 응력이고, 진응력은 하중을 변형 중인 순간 단면적으로 나눈 응력이다. 인장 변형이 진행되면 순간 단면적이 원래 단면적보다 작아지므로 같은 하중에서 진응력이 공칭응력보다 크다.
항복응력은 소성변형이 시작되는 기준 응력이고, 인장강도는 공칭응력-공칭변형률 선도에서의 최대 공칭응력이다.
쇼트피닝은 표면에 압축잔류응력을 만들어 피로균열의 발생과 성장을 억제하는 표면 처리이다.

선지별 해설

① X — 틀린 표현은 '진응력은 공칭응력보다 작다'이다. 인장 중에는 순간 단면적이 감소하므로 진응력은 공칭응력보다 크다.
② O — 연성 재료에 항복응력 이상의 하중이 작용하면 하중을 제거해도 되돌아오지 않는 소성변형이 발생한다.
③ O — 쇼트피닝은 재료 표면에 압축잔류응력을 형성하여 인장 반복하중에 의한 피로균열의 발생을 지연한다.
④ O — 연강의 공칭응력-공칭변형률 선도에서 최대 공칭응력은 인장강도, 즉 극한강도이다.
⑤ O — 피로강도는 반복하중에 견디는 강도로, 일반적으로 단조 인장시험에서 얻는 인장강도보다 작다.

오답 포인트

①은 공칭응력과 진응력의 대소 관계를 뒤집은 선지이다. 진응력은 변형으로 작아진 순간 단면적을 사용하므로 공칭응력보다 작아지는 것이 아니라 커진다. 또한 ③의 쇼트피닝은 표면에 인장잔류응력이 아니라 압축잔류응력을 만든다는 점을 혼동하기 쉽다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

응력의 대소는 분모가 되는 단면적부터 확인한다. 원래 단면적을 쓰면 공칭응력, 감소한 순간 단면적을 쓰면 진응력이므로 인장 중에는 진응력이 더 크다고 판단한다. 피로 관련 선지에서는 표면 압축잔류응력이 균열 발생을 억제한다는 기준을 적용한다.

암기 포인트

원단면은 공칭응력, 순간단면은 진응력이며, 인장 중에는 진응력이 더 크다. 쇼트피닝은 표면 압축잔류응력으로 피로강도를 높인다.

NoteBase

12. 단면이 정사각형($a\times a$)이고, 길이가 L인 봉이 인장력 P를 받고 있다. 이 봉의 응력과 변형에 대한 설명 중 옳지 않은 것은? (단, 봉은 선형 탄성 재료이며, E는 종탄성계수(Young's modulus), ν는 포아송 비이다)

① 길이 방향 인장응력은 $\frac{P}{a^2}$이다.

② 길이 증가량은 $\frac{PL}{a^2E}$이다.

③ 단면 한변의 수축량은 $\frac{P\nu}{aE}$이다.

④ 길이 방향 변형률은 $\frac{P}{a^2E}$이다.

⑤ 횡 방향 압축변형률은 $\frac{P\nu}{aLE}$이다.

정답 5번

출제 포인트

정사각형 단면 봉의 축응력과 축변형률을 구하고, 푸아송비를 이용해 횡방향 변형률과 단면 한 변의 수축량을 구분하는 문제이다.

조건 정리

단면적은 $A = a^2$이다. 봉에는 길이 방향 인장력 P가 작용한다. 재료는 선형 탄성이므로 훅의 법칙을 적용하며, 횡방향 압축변형률의 크기는 길이 방향 인장변형률에 푸아송비 ν를 곱한 값이다.

사용할 공식

축응력: $\sigma = P/A$

축변형률: $\varepsilon = \sigma/E$

길이 증가량: $\Delta L = \varepsilon L$

횡변형률: $\varepsilon_t = -\nu\varepsilon$

단면 한 변의 수축량 크기: $\Delta a = a|\varepsilon_t|$

균일한 축인장을 받는 선형 탄성 봉이므로 축방향에는 훅의 법칙을, 횡방향에는 푸아송비의 정의를 적용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 단면적이 a^2이므로 축응력은 $\sigma = P/a^2$이다.
2. 축변형률은 $\varepsilon = \sigma/E = P/(a^2E)$이다.
3. 길이 증가량은 $\Delta L = \varepsilon L = PL/(a^2E)$이다.
4. 횡방향 압축변형률의 크기는 $|\varepsilon_t| = \nu P/(a^2E)$이다.
5. 단면 한 변의 수축량은 $\Delta a = a|\varepsilon_t| = P\nu/(aE)$이다.

선지 판단

① O — 길이 방향 인장응력은 하중을 단면적으로 나눈 P/a^2이다.
② O — 길이 증가량은 $\Delta L = (P/a^2E)L = PL/(a^2E)$이다.
③ O — 단면 한 변의 원래 길이는 a이므로 수축량은 $a \cdot \nu P/(a^2E) = P\nu/(aE)$이다.
④ O — 길이 방향 변형률은 응력을 탄성계수로 나눈 $P/(a^2E)$이다.
⑤ X — '횡 방향 압축변형률은 $P\nu/(aLE)$이다'라는 표현이 틀렸다. 횡변형률은 축변형률에 푸아송비를 곱하므로 그 크기는 $P\nu/(a^2E)$이며, 봉의 길이 L과 무관하다.

오답 포인트

횡방향 변형률과 횡방향 수축량을 혼동하기 쉽다. 변형률은 무차원 비율이므로 L을 곱하지 않으며, 단면 한 변의 실제 수축량을 구할 때만 횡변형률의 크기에 원래 횡길이 a를 곱한다. ⑤의 식은 분모에 aL이 남아 변형률의 무차원 조건도 만족하지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 A로 축응력 P/A를 구하고, 이를 E로 나누어 축변형률을 구한다. 그다음 길이 변화량에는 축방향 원래 길이를 곱하고, 횡변형률에는 ν를 곱하며, 횡방향 수축량에는 횡방향 원래 치수를 곱한다. 마지막으로 변형률 식이 무차원인지 확인한다.

암기 포인트

응력 $P/A \rightarrow$ 축변형률 $P/(AE) \rightarrow$ 횡변형률 크기 $\nu P/(AE)$이다. 실제 길이 변화량은 해당 방향의 원래 길이를 변형률에 곱한다.

NoteBase

13. 서로 외접하는 원통 마찰차에서 구름 접촉하는 원동차(회전속도 N_1)와 종동차(회전속도 N_2)의 속도비는 $N_1 : N_2 = 2 : 1$ 이다. 축간 거리가 300mm일 경우 종동차의 직경(mm)은?

① 200
② 250
③ 300
④ 350
⑤ 400

정답 5번

출제 포인트

서로 외접하여 구름 접촉하는 두 원동차의 접촉점 원주속도가 같다는 조건과 축간 거리 관계를 함께 이용해 종동차의 직경을 구하는 문제이다.

조건 정리

원동차의 직경을 D_1, 종동차의 직경을 D_2라 한다.
회전속도비는 $N_1 : N_2 = 2 : 1$이고, 축간 거리는 $a = 300mm$이다.
구해야 할 값은 종동차의 직경 D_2이다.

사용할 공식

미끄럼 없는 구름 접촉에서는 접촉점의 원주속도가 같으므로
$\pi D_1 N_1 = \pi D_2 N_2$
따라서
$D_1 N_1 = D_2 N_2$
이다. 또한 두 원동차가 외접하므로 축간 거리는 두 반지름의 합이다.
$a = \frac{D_1 + D_2}{2}$
속도비로 두 직경의 비를 구한 뒤 축간 거리 식으로 실제 직경을 결정한다.

NoteBase

계산 과정

회전속도와 직경은 반비례하므로
$\frac{D_2}{D_1} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{2}{1}$
이고, $D_2 = 2D_1$이다.
축간 거리 조건에서
$300 = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1 + 2D_1}{2}$
이므로 $3D_1 = 600mm$, $D_1 = 200mm$이다. 따라서
$D_2 = 2D_1 = 400mm$
이다.

선지 판단

① X — $200mm$는 계산된 원동차의 직경 D_1이다. '종동차의 직경은 $200mm$'가 아니라 '원동차의 직경은 $200mm$, 종동차의 직경은 $400mm$'가 옳다.
② X — $250mm$는 속도비 2 : 1에 따른 직경비 1 : 2와 직경의 합 $600mm$를 만족하지 않는다. 종동차의 올바른 직경은 $400mm$이다.
③ X — $300mm$는 축간 거리이지 종동차의 직경이 아니다. '종동차의 직경은 $300mm$'가 아니라 '축간 거리는 $300mm$, 종동차의 직경은 $400mm$'가 옳다.
④ X — $350mm$로 두면 직경비 $D_1 : D_2 = 1 : 2$를 적용한 원동차 직경은 $175mm$가 되어 두 직경의 합이 $525mm$에 불과하므로 축간 거리 $300mm$를 만족하지 않는다. 종동차의 올바른 직경은 $400mm$이다.
⑤ O — $D_2 = 400mm$이면 $D_1 = 200mm$이고, $D_1 + D_2 = 600mm$이므로 축간 거리는 $300mm$가 되어 모든 조건을 만족한다.

오답 포인트

속도비 $N_1 : N_2 = 2 : 1$을 직경비에도 그대로 적용하는 것이 핵심 함정이다. 회전속도가 빠른 원동차의 직경이 더 작으므로 직경비는 반대로 $D_1 : D_2 = 1 : 2$이다. 또한 $300mm$는 직경의 합이 아니라 반지름의 합이므로 $D_1 + D_2 = 600mm$로 바꾸어야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

외접 구름 접촉에서는 먼저 $D_1N_1 = D_2N_2$로 직경비를 구하고, 다음으로 $a = (D_1 + D_2)/2$에 축간 거리를 대입해 각 직경을 결정한다. 마지막에는 빠르게 도는 차의 직경이 더 작은지 확인한다.

암기 포인트

구름 접촉은 '직경과 회전속도는 반비례', 외접 축간 거리는 '두 직경의 합의 절반'이다.

NoteBase

14. 동일한 코일 스프링에서 스프링의 평균 지름을 2배로 하면 축방향의 하중에 의한 신장과, 선재에 생기는 최대 전단응력은 각각 몇 배가 되는가?

① 신장은 2배, 전단응력은 2배
② 신장은 2배, 전단응력은 4배
③ 신장은 4배, 전단응력은 2배
④ 신장은 4배, 전단응력은 4배
⑤ 신장은 8배, 전단응력은 2배

정답 5번

출제 포인트

원통형 압축 코일 스프링에서 평균 코일 지름의 변화가 축방향 처짐과 선재의 최대 전단응력에 미치는 영향을 비례식으로 판단하는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건: 동일한 코일 스프링에서 평균 코일 지름 D만 $2D$로 변한다.
일정한 값: 축하중 W, 유효 감김 수 n, 선재 지름 d, 전단탄성계수 G는 변하지 않는다.
구해야 할 값: 축방향 처짐 δ와 선재의 최대 전단응력 τ의 변화 배수이다.

사용할 공식

축방향 처짐은
$\delta = \frac{8WD^3n}{Gd^4}$
이고, 선재의 비틀림에 의한 최대 전단응력은
$\tau = \frac{8WD}{\pi d^3}$
이다. 다른 조건이 일정하므로 $\delta \propto D^3$, $\tau \propto D$의 비례관계를 사용할 수 있다.

계산 과정

1. 평균 코일 지름이 $D \rightarrow 2D$로 변하면 처짐의 비는
$\frac{\delta'}{\delta} = \frac{(2D)^3}{D^3} = 2^3 = 8$
이므로 축방향 처짐은 8배가 된다.
2. 최대 전단응력의 비는
$\frac{\tau'}{\tau} = \frac{2D}{D} = 2$
이므로 최대 전단응력은 2배가 된다.
3. 따라서 '처짐 8배, 전단응력 2배'인 ⑤가 맞다.

NoteBase

선지 판단

① X — 처짐을 2배로 본 부분이 틀렸다. 처짐은 D^3에 비례하므로 올바르게는 '처짐은 8배, 전단응력은 2배'이다.
② X — 처짐을 2배, 전단응력을 4배로 본 부분이 모두 틀렸다. 올바르게는 '처짐은 8배, 전단응력은 2배'이다.
③ X — 처짐을 4배로 본 부분이 틀렸다. 처짐은 지름의 제곱이 아니라 세제곱에 비례하므로 올바르게는 '처짐은 8배, 전단응력은 2배'이다.
④ X — 처짐을 4배, 전단응력을 4배로 본 부분이 모두 틀렸다. 올바르게는 '처짐은 8배, 전단응력은 2배'이다.
⑤ O — $(2D)^3/D^3 = 8$이고 $(2D)/D = 2$이므로 처짐은 8배, 전단응력은 2배가 된다.

오답 포인트

평균 코일 지름이 2배라는 말만 보고 두 결과를 모두 2배로 처리하거나, 처짐을 지름의 제곱에 비례한다고 착각하기 쉽다. 처짐 공식에는 D^3, 전단응력 공식에는 D가 들어간다는 차이가 핵심이다.

다시 나오면 이렇게 판단

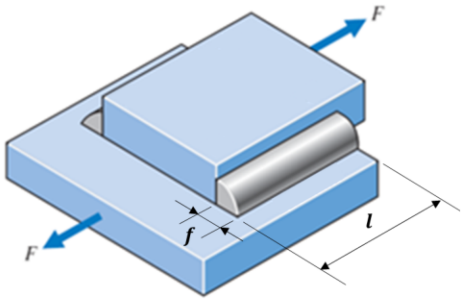
변하지 않는 항을 먼저 고정한 뒤 평균 코일 지름 D의 지수만 확인한다. 지름이 k배이면 처짐은 k^3배, 최대 전단응력은 k배로 판단한다.

암기 포인트

코일 평균 지름 기준으로 '처짐은 세제곱, 전단응력은 일차'이다. 즉 $\delta \propto D^3$, $\tau \propto D$이다.

NoteBase

15. 다음 그림과 같은 양쪽 측면 필릿 용접이음에서 용접 치수 $f = 4mm$, 용접부의 길이 $l = 50mm$이다. 이 용접이음에 인장하중 $F = 4{,}000N$이 작용할 때, 용접부의 전단응력(MPa)은?



① 7.3
② 14.1
③ 28.2
④ 42.3
⑤ 56.4

정답 2번

출제 포인트

양쪽 측면 필릿용접의 총 유효 목두께 면적을 구한 뒤, 인장하중을 그 면적으로 나누어 용접부의 평균 전단응력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 용접 치수 $f = 4mm$, 용접 길이 $l = 50mm$, 인장하중 $F = 4{,}000N$이다.
구해야 할 값: 용접부의 평균 전단응력 τ이다.
주의할 조건: 필릿용접의 유효 목두께는 $0.707f$이고, 양쪽 측면에 용접되어 있으므로 유효 단면적을 두 배로 계산한다.

사용할 공식

필릿용접 한 줄의 유효 목두께는 $a = 0.707f$이다. 양쪽 용접의 총 유효 단면적과 평균 전단응력은 다음과 같다.

$A = 2al = 2(0.707f)l$

$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{2(0.707f)l}$

하중을 양쪽 용접의 유효 목두께 면적이 함께 부담하므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 유효 목두께를 구하면 $a = 0.707 \times 4 = 2.828mm$이다.
2. 양쪽 용접의 총 유효 단면적은 $A = 2 \times 2.828 \times 50 = 282.8mm^2$이다.
3. 전단응력은 다음과 같다.

$\tau = \frac{4{,}000}{282.8} = 14.14N/mm^2 \approx 14.1MPa$

$1N/mm^2 = 1MPa$이므로 단위 변환 후에도 수치는 같다.

선지 판단

① X — $7.3MPa$는 양쪽 용접의 총 유효 단면적 $282.8mm^2$로 계산한 결과와 일치하지 않는다. $7.3MPa$는 $14.1MPa$로 고쳐야 한다.

② O — 계산값 $14.14MPa$를 소수 첫째 자리로 나타내면 $14.1MPa$이므로 옳다.

③ X — $28.2MPa$는 한쪽 용접만 하중을 부담한다고 보아 유효 단면적의 배수 2를 빠뜨릴 때 나오는 값이다. 양쪽 용접을 모두 반영한 값은 $14.1MPa$이다.

④ X — $42.3MPa$는 계산된 전단응력 $14.1MPa$의 세 배로, 총 유효 목두께 면적을 적용한 결과가 아니다. $42.3MPa$는 $14.1MPa$로 고쳐야 한다.

⑤ X — $56.4MPa$는 계산된 전단응력 $14.1MPa$의 약 네 배로, 양쪽 전체 용접 길이와 유효 목두께를 반영하지 않은 값이다. $56.4MPa$는 $14.1MPa$로 고쳐야 한다.

오답 포인트

용접 치수 f 자체를 전단면의 두께로 쓰거나, 유효 목두께 $0.707f$는 적용하면서 양쪽 용접을 나타내는 배수 2를 빠뜨리기 쉽다. 이 문제에서는 유효 목두께와 용접 줄 수를 모두 반영해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

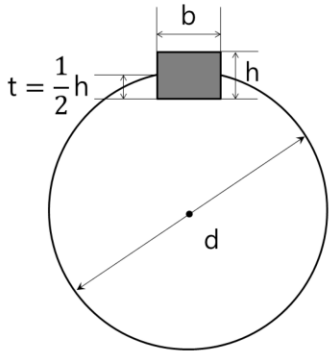
필릿용접의 전단응력 문제에서는 먼저 유효 목두께 $a = 0.707f$를 구하고, 용접 줄 수와 각 용접 길이를 곱해 총 유효 단면적을 만든 뒤, $\tau = F/A$를 적용한다. 마지막에는 $N/mm^2 = MPa$를 확인한다.

암기 포인트

양쪽 필릿용접의 유효 단면적은 $A = 2 \times 0.707f \times l$이다.

NoteBase

16. 그림과 같은 묻힘키가 전단응력과 압축응력을 동시에 받으며 축의 동력을 전달하고 있다. 묻힘키의 허용전단강도 τ_a가 25MPa이고, 허용압축강도 σ_a가 75MPa이라면, 묻힘키의 폭 b와 높이 h의 비, h/b를 얼마로 하면 최적의 설계가 되겠는가?



① 1 ② 3/4
③ 2/3 ④ 1/2
⑤ 1/3

정답 3번

출제 포인트

묻힘키가 전단과 압축에 대해 같은 크기의 토크를 전달하도록 전단 저항력과 압축 저항력을 같게 두고 h/b를 구하는 문제이다.

조건 정리

허용전단강도는 $\tau_a = 25MPa$, 허용압축강도는 $\sigma_a = 75MPa$이다. 키의 폭은 b, 높이는 h, 축에 묻힌 깊이는 $t = h/2$이다. 키의 길이를 l, 키에 작용하는 접선력을 F라 두며, 전단과 압축이 동시에 허용한계에 도달하는 최적비 h/b를 구한다.

사용할 공식

전단에 대한 허용 접선력은 $F_s = \tau_a bl$이고, 압축에 대한 허용 접선력은 $F_c = \sigma_a tl = \sigma_a(h/2)l$이다. 전달토크는 두 경우 모두 접선력에 축 반지름을 곱한 값이므로, 최적 설계에서는 $F_s = F_c$로 둔다. 한쪽 허용력만 더 작으면 그 파손 조건이 먼저 지배하여 다른 쪽 강도를 충분히 활용하지 못하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

전단과 압축의 허용 접선력을 같게 두면

$\tau_a b l = \sigma_a \frac{h}{2} l$

이다. l을 약분하고 정리하면

$\frac{h}{b} = \frac{2\tau_a}{\sigma_a} = \frac{2 \times 25}{75} = \frac{2}{3}$

이 된다. 따라서 최적 높이와 폭의 비는 $h/b = 2/3$이다.

선지 판단

① X — $h/b = 1$은 계산값 2/3과 다르다. 틀린 값 1은 올바르게는 2/3이다.

② X — $h/b = 3/4$은 $2\tau_a/\sigma_a = 2/3$을 만족하지 않는다. 틀린 값 3/4은 올바르게는 2/3이다.

③ O — $h/b = 2/3$은 전단 허용력 $\tau_a b l$과 압축 허용력 $\sigma_a (h/2) l$을 같게 한 계산 결과와 일치한다.

④ X — $h/b = 1/2$은 계산값 2/3보다 작아 전단과 압축의 허용력이 같아지지 않는다. 틀린 값 1/2은 올바르게는 2/3이다.

⑤ X — $h/b = 1/3$은 $t = h/2$에서 생기는 계수 2를 빠뜨려 τ_a/σ_a만 계산한 값이다. 틀린 값 1/3은 올바르게는 2/3이다.

오답 포인트

압축 면적은 hl이 아니라 축에 실제로 묻힌 깊이 $t = h/2$를 사용한 $(h/2)l$이다. 이 계수 1/2를 빠뜨리면 ⑤의 1/3을 고르게 된다. 또한 전단강도와 압축강도의 수치만 비교하지 않고 각 파손 면적까지 포함한 허용 접선력을 같게 두어야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

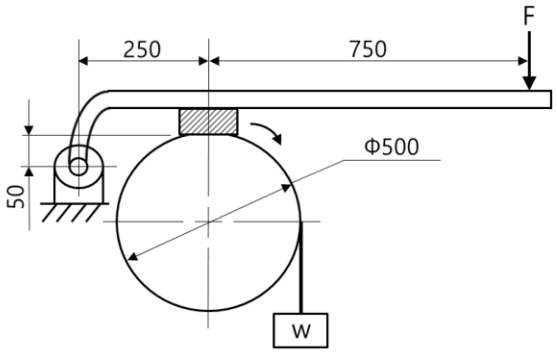
키의 최적 치수비 문제에서는 먼저 전단면적과 압축면적을 각각 확인하고, 두 파손 모드의 허용 접선력 또는 허용토크를 같게 둔다. 공통인 키 길이와 축 반지름을 약분한 뒤 요구한 치수비를 정리한다.

암기 포인트

묻힘키에서 $t = h/2$이면 최적비는 $h/b = 2\tau_a/\sigma_a$이다.

NoteBase

17. 마찰계수 μ= 0.2인 블록 브레이크로 제동되고 있는 드럼에 그림과 같이 무게 100kgf인 추 W가 매달려 있다. 이때 필요한 조작부의 작용력 F(kgf)는? (단, 그림에서 길이의 단위는 mm이다)



① 80
② 100
③ 120
④ 140
⑤ 160

정답 3번

출제 포인트

블록 브레이크의 제동 토크 평형으로 접촉면의 수직력 N을 구한 뒤, 레버의 회전축에 대한 모멘트 평형으로 조작력 F를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 마찰계수 $\mu = 0.2$, 추의 무게 $W = 100kgf$, 드럼 반지름 $r = 250mm$이다.
레버 치수: 회전축에서 블록 작용선까지의 수평거리 $250mm$, 그 지점에서 조작력 작용선까지 $750mm$이므로 F의 모멘트 팔은 $1000mm$이다. 접촉점은 회전축보다 $50mm$ 높다.
주의할 조건: 드럼은 시계 방향으로 회전하므로 드럼 윗부분은 오른쪽으로 움직인다. 따라서 블록에 작용하는 마찰력 μN은 오른쪽을 향하며, 회전축에 대해 시계 방향 모멘트를 만든다.

NoteBase

사용할 공식

드럼의 토크 평형은
$\mu N r = W r$
이고, 레버 회전축에 대한 모멘트 평형은
$N(250) - \mu N(50) - F(1000) = 0$
이다.
추가 드럼에 만드는 회전 토크와 블록의 마찰력이 만드는 제동 토크가 같아야 하며, 레버도 정지해 있으므로 회전축에 대한 모멘트의 합이 0이어야 한다.

계산 과정

1. 드럼의 토크 평형에서 반지름 r을 약분하면 $\mu N = W$이다.
$N = \frac{W}{\mu} = \frac{100}{0.2} = 500kgf$
2. 레버에서 수직력 N은 반시계 방향 모멘트, 마찰력 μN과 조작력 F는 시계 방향 모멘트를 만든다.
$500(250) - 0.2(500)(50) - F(1000) = 0$
3. 이를 정리하면
$F = \frac{500(250) - 0.2(500)(50)}{1000} = 120kgf$
이다.

선지 판단

① X — $80kgf$는 계산 결과 $120kgf$와 다르다. 올바른 조작력은 $120kgf$이다.
② X — $100kgf$는 계산 결과 $120kgf$와 다르다. 올바른 조작력은 $120kgf$이다.
③ O — 레버의 모멘트 평형에서 $F = 120kgf$가 되므로 옳다.
④ X — $140kgf$는 계산 결과 $120kgf$와 다르다. 올바른 조작력은 $120kgf$이다.
⑤ X — $160kgf$는 계산 결과 $120kgf$와 다르다. 올바른 조작력은 $120kgf$이다.
계산 결과가 $120kgf$이므로 정답은 3번이다.

오답 포인트

마찰력의 방향과 $50mm$ 모멘트 팔을 놓치기 쉽다. 시계 방향으로 회전하는 드럼의 윗면은 오른쪽으로 움직이므로 블록에 작용하는 마찰력도 오른쪽을 향하고, 이 마찰력은 회전축에 대해 시계 방향 모멘트를 만든다. 따라서 수직력의 모멘트에서 마찰력의 모멘트를 빼야 한다. 또한 조작력의 모멘트 팔은 $750mm$가 아니라 $250 + 750 = 1000mm$이다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 드럼의 토크 평형으로 N을 구하고, 회전 방향으로 접촉점의 마찰력 방향을 정한 다음, 레버 회전축에 대한 각 힘의 모멘트 방향과 수직거리를 반영해 F를 계산한다.

NoteBase

암기 포인트

블록 브레이크는 '드럼 토크 평형으로 N 계산 → 마찰 방향 결정 → 레버 모멘트 평형으로 F 계산'의 순서로 푼다.

NoteBase

18. 커플링과 클러치 사용 시 옳지 않은 설명은?

① 고정 커플링은 두 축의 중심이 일직선상에 위치해야 한다.
② 클러치는 운전 중 단락이 가능하다.
③ 두개의 축이 평행하고, 중심선의 위치가 어긋났을 경우 올드햄(oldham) 커플링을 사용할 수 있다.
④ 다판클러치는 같은 크기의 축방향 힘에 대하여 단판클러치보다 큰 토크를 전달할 수 있다.
⑤ 원추클러치는 원판클러치에 비해서 같은 축방향 힘에 대하여 더 큰 마찰력을 발생시킬 수 있다.

정답 4번

출제 포인트

공식 정답은 ④로 제시되었으나, 마찰계수와 유효마찰반지름 등 나머지 조건이 같다는 일반적인 비교 조건에서는 ④도 옳아 원문에는 옳지 않은 선지가 없는 것으로 해석된다. 커플링의 축 정렬 조건과 클러치의 작동·토크 전달 특성을 구분하는 문제이다. 특히 클러치의 전달 토크는 축방향 힘 하나만이 아니라 마찰계수, 유효마찰반지름, 마찰면 수 등 여러 조건의 영향을 받는다는 점이 핵심이다.

핵심 개념

커플링은 두 축을 연결하여 동력을 전달하는 요소이고, 고정 커플링은 원칙적으로 두 축의 중심선이 일치해야 한다. 올드햄 커플링은 서로 평행하지만 중심선이 어긋난 두 축을 연결하는 데 사용한다.
클러치는 운전 중에도 원동축과 종동축의 동력 전달을 접속하거나 차단하는 요소이다. 마찰 클러치의 전달 토크는 축방향 힘뿐 아니라 마찰계수, 유효마찰반지름, 마찰면 수 및 접촉 형상에 따라 달라진다.

선지별 해설

① O — 고정 커플링은 축의 편심이나 각도 오차를 흡수하는 구조가 아니므로 두 축의 중심이 같은 일직선상에 놓이도록 정렬해야 한다.
② O — 클러치는 축을 영구적으로 결합하는 커플링과 달리 운전 중에도 동력 전달을 접속하거나 차단할 수 있다.
③ O — 올드햄 커플링은 두 축이 서로 평행하면서 중심선이 평행 이동한 편심 상태를 허용하는 커플링이다.
④ O — 선지에는 '언제나'라는 표현이 없다. 다판클러치는 단판클러치보다 마찰면 수가 많으므로, 마찰계수와 유효마찰반지름 등 나머지 조건이 같다면 같은 축방향 힘에서 전달토크 $T = n\mu W R_m$가 더 크다. 따라서 선지 자체는 일반적인 비교 조건에서 옳으며, 제시된 공식 정답 ④와 충돌한다.
⑤ O — 원추클러치는 원추면의 쐐기 작용으로 같은 축방향 힘에 대해 접촉면에 더 큰 수직력을 얻을 수 있으므로 원판클러치보다 큰 마찰력과 전달 토크를 발생시킬 수 있다.

NoteBase

오답 포인트

선지 ④의 '전달할 수 있다'는 표현을 '언제나 더 큰 토크를 전달한다'로 바꾸어 해석할 수 없다. 같은 마찰계수와 유효마찰반지름을 전제로 하면 다판클러치는 마찰면 수가 많아 동일한 축방향 힘에서 단판클러치보다 큰 토크를 전달할 수 있으므로, 공식 정답 ④와 일반적인 기계설계 원리가 충돌한다.

다시 나오면 이렇게 판단

커플링 선지는 축의 정렬 허용 형태로 판단한다. 고정 커플링은 중심선 일치, 올드햄 커플링은 평행한 두 축의 편심 허용에 대응한다. 클러치의 토크 비교 선지는 축방향 힘만 보지 않고 마찰계수, 유효마찰반지름, 마찰면 수, 접촉 형상이 같은 조건인지 함께 확인한다.

암기 포인트

고정 커플링은 일직선 정렬, 올드햄은 평행 편심 보정, 클러치 토크는 축력·마찰계수·반지름·마찰면 수의 조합이다.

NoteBase

19. 웜 및 웜기어에 대한 다음 특징 중 옳지 않은 것은?

① 웜은 미끄럼 마찰에 의한 동력 손실이 적어서 효율이 좋다.
② 주로 웜이 구동기어가 되고, 웜 기어는 피동기어가 되어 감속된다.
③ 웜의 이는 웜 기어보다 마모에 강한 재질을 사용한다.
④ 작은 공간에서 큰 감속비(1/8~1/40)를 얻을 수 있다.
⑤ 웜기어에서 두 축은 90°를 이루면서 떨어져 있다.

정답 1번

출제 포인트

웜 기어 장치의 동력 전달 방식, 마찰·효율, 재료, 감속비, 축 배치의 특징을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

웜 기어 장치는 나사 모양의 웜과 이에 맞물리는 웜 휠로 동력을 전달하는 직교축 기어 장치이다. 한 단계에서 큰 감속비를 얻고 운전이 비교적 조용하지만, 치면 사이의 미끄럼 접촉이 크므로 마찰 손실과 발열이 크고 효율은 낮은 편이다. 마모를 줄이기 위해 일반적으로 웜은 경화강처럼 단단한 재료로, 웜 휠은 청동계 재료처럼 상대적으로 부드럽고 내마모성이 좋은 재료로 만든다.

선지별 해설

① X — 틀린 표현은 '미끄럼 마찰에 의한 동력 손실이 적어서 효율이 좋다'이다. 웜과 웜 휠의 치면에는 미끄럼이 크게 발생하므로 마찰 손실과 발열이 크고, 효율은 일반 기어 장치보다 낮은 편이다.
② O — 보통 웜이 구동기어가 되고 웜 휠이 피동기어가 되어 회전 속도를 크게 낮춘다. 웜의 회전이 웜 휠에 전달되는 감속 구성이 일반적이다.
③ O — 미끄럼 접촉으로 인한 마모를 줄이기 위해 웜은 보통 경화강 등 웜 휠보다 단단한 재료를 사용하고, 웜 휠에는 청동계 재료 등을 사용한다.
④ O — 웜 기어 장치는 한 단계의 작은 설치 공간에서도 1/8 ~ 1/40 정도의 큰 감속비를 얻을 수 있다.
⑤ O — 웜 축과 웜 휠 축은 서로 만나지 않는 엇갈린 축이며, 일반적으로 90 °를 이룬다.

오답 포인트

①의 함정은 '미끄럼 마찰'과 '효율이 좋다'를 함께 제시한 데 있다. 웜 기어는 큰 감속비와 조용한 운전이 장점이지만, 미끄럼 접촉이 크다는 사실은 오히려 효율 저하와 발열의 원인이다.

다시 나오면 이렇게 판단

웜 기어의 특징은 '큰 감속비·작은 공간·직교하는 엇갈린 축'과 '큰 미끄럼·낮은 효율·발열'을 한 묶음으로 판단한다. 재료를 물으면 웜은 더 단단하게, 웜 휠은 상대적으로 부드럽고 내마모성이 좋은 재료로 구성한다.

NoteBase

암기 포인트

웜 기어는 큰 감속에는 유리하지만, 큰 미끄럼 때문에 효율에는 불리하다.

20. 평벨트 엇걸기(십자걸기) 전동 시 원동 풀리의 직경은 250mm, 종동 풀리의 직경은 500mm, 종동 풀리의 회전 수는 250rpm이다. 이 전동장치에 대한 설명 중 옳지 않은 것은? (단, 벨트의 두께는 풀리의 직경에 비해 작아서 무시함)

① 접촉각은 양쪽이 같은 크기로 180° 이상이다.
② 두 축의 회전 방향은 같은 방향이다.
③ 원동 풀리의 회전수는 500rpm이다.
④ 두 축간 거리가 같을 때, 벨트의 길이는 평행걸기에 비해 길다.
⑤ 접촉각이 커서 큰 동력을 전달한다.

정답 2번

출제 포인트

십자걸기 벨트 전동에서 풀리의 회전수비, 회전 방향, 접촉각 및 벨트 길이의 특성을 판단하는 문제이다.

조건 정리

원동 풀리의 직경은 $D_1 = 250mm$, 종동 풀리의 직경은 $D_2 = 500mm$, 종동 풀리의 회전수는 $N_2 = 250rpm$이다. 벨트 두께와 미끄럼은 무시하므로 두 풀리의 벨트 속도는 같다.

사용할 공식

벨트 속도가 같으므로 다음 관계를 사용한다.

$\pi D_1 N_1 = \pi D_2 N_2$

따라서 회전수는 풀리 직경에 반비례한다. 접촉각에 따른 장력비는 $T_1/T_2 = e^{\mu\theta}$로 나타나므로 접촉각 θ가 클수록 전달 가능한 동력이 커진다.

계산 과정

원동 풀리의 회전수는 다음과 같다.

$N_1 = \frac{D_2 N_2}{D_1} = \frac{500 \times 250}{250} = 500rpm$

따라서 원동 풀리의 회전수는 $500rpm$이다.

NoteBase

선지 판단

① O — 십자걸기에서는 두 풀리 모두 벨트가 반원보다 더 많이 감기므로 접촉각은 서로 같고 180°보다 크다.
② X — '두 축의 회전 방향은 같은 방향이다'가 틀린 표현이다. 십자걸기는 벨트가 교차하므로 두 축은 서로 반대 방향으로 회전한다.
③ O — $D_1N_1 = D_2N_2$를 적용하면 원동 풀리의 회전수는 $500rpm$이다.
④ O — 축간 거리가 같을 때 십자걸기의 길이 보정항은 $(D_1 + D_2)^2/(4C)$, 평행걸기의 길이 보정항은 $(D_2 - D_1)^2/(4C)$이다. 전자가 더 크므로 십자걸기 벨트가 더 길다.
⑤ O — 벨트의 장력비는 $T_1/T_2 = e^{\mu\theta}$이므로 접촉각 θ가 커질수록 허용 가능한 장력 차가 커져 더 큰 동력을 전달할 수 있다.

오답 포인트

십자걸기의 '교차' 형상 때문에 접촉각만 크게 떠올리고 회전 방향을 놓치기 쉽다. 벨트가 교차하면 회전 방향은 반대이고, 교차하지 않는 평행걸기에서는 회전 방향이 같다. 또한 회전수는 직경에 반비례하므로 직경이 작은 원동 풀리의 회전수가 더 크다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 벨트의 교차 여부로 회전 방향을 판단하고, 미끄럼이 없으면 $D_1N_1 = D_2N_2$로 회전수를 계산한다. 접촉각과 벨트 길이는 십자걸기가 평행걸기보다 크다는 관계를 적용한다.

암기 포인트

십자걸기는 반대 회전, 같은 접촉각, 180° 초과, 긴 벨트이다. 회전수는 풀리 직경에 반비례한다.

NoteBase