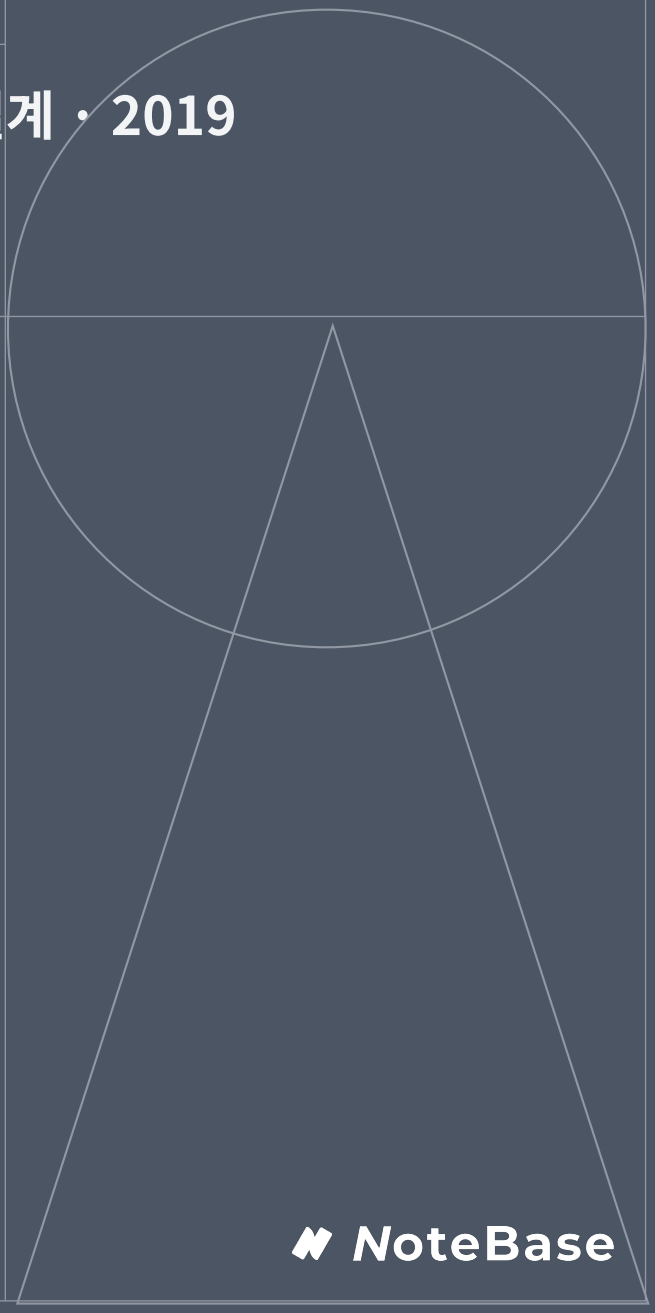
기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2019



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2019

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2019

문 1. 원동차가 1,000 rpm으로 종동차에 외접하여 회전하고, 종동차의 지름이 800 mm인 원통마찰차가 있다. 이 원통마찰차를 10 kN의 힘으로 밀어서 접촉시키면, 최대전달동력이 30πkW가 된다. 이 원통마찰차에서 종동차의 회전속도[rpm]는? (단, 마찰계수 $\mu = 0.3$이다)

① 700

② 750

③ 800

④ 850

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 마찰차의 최대전달동력 관계식 $P = Fv = \mu Nv$로 접선속도를 구한 뒤, 원주속도 식 $v = \pi Dn/60$으로 종동차의 회전속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 원동차 회전수 $1000rpm$, 종동차 지름 $800mm = 0.8m$, 누름힘 $10kN = 10000N$, 마찰계수 $\mu = 0.3$, 최대전달동력 $30\pi kW = 30000\pi W$이다.
구해야 할 값은 종동차의 회전속도이다.
최대전달동력에서는 접선력 $F = \mu N$이고, 외접 마찰차는 회전방향만 반대일 뿐 접촉점의 원주속도 크기는 같다.

사용할 공식

$F = \mu N$

$P = Fv$

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

이 공식을 쓰는 이유는 마찰차가 미끄러지기 직전의 최대전달동력에서 전달력은 마찰력 μN으로 정해지고, 전달동력은 그 힘과 접촉선 속도의 곱으로 표현되기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 최대 접선력은 $F = \mu N = 0.3 \times 10000 = 3000N$이다.
2. 최대전달동력 $P = 30\pi kW = 30000\pi W$이므로 접선속도는 $v = P/F = 30000\pi/3000 = 10\pi m/s$이다.
3. 종동차 지름이 $0.8m$이므로 $v = \pi Dn/60$에서 $10\pi = \pi \times 0.8 \times n/60$이다.
4. 따라서 $n = \frac{60 \times 10\pi}{0.8\pi} = 750rpm$이다.

선지별 해설

① X: 종동차 회전속도는 $700rpm$이 아니라 $750rpm$이다. $700rpm$이 되려면 접선속도가 $\pi \times 0.8 \times 700/60 = \frac{28}{3}\pi m/s$이어야 하므로 주어진 최대전달동력과 맞지 않는다.
② O: 계산 결과 종동차 회전속도는 $750rpm$이다. 최대전달동력에서 구한 접선속도 $10\pi m/s$를 종동차 지름 $0.8m$에 대입하면 정확히 $750rpm$이 된다.
③ X: 종동차 회전속도는 $800rpm$이 아니라 $750rpm$이다. $800rpm$이면 접선속도가 $\pi \times 0.8 \times 800/60 = \frac{32}{3}\pi m/s$가 되어 허용 전달동력보다 커진다.
④ X: 종동차 회전속도는 $850rpm$이 아니라 $750rpm$이다. $850rpm$이면 접선속도가 $\pi \times 0.8 \times 850/60 = \frac{34}{3}\pi m/s$가 되어 최대전달동력 조건을 만족하지 못한다.

오답 포인트

누름힘과 마찰계수로 최대 접선력을 먼저 구하지 않고 곧바로 회전수비만 보거나, 종동차 지름 $800mm$를 $0.8m$로 바꾸지 않으면 오답이 나온다. 외접이라는 표현은 회전방향만 반대라는 뜻이지 원주속도 크기가 달라진다는 뜻은 아니다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차 계산형은 먼저 $F = \mu N$으로 전달 가능한 힘을 정리하고, 다음에 $P = Fv$로 접선속도를 구한 뒤, 마지막에 $v = \pi Dn/60$으로 원하는 회전수나 지름으로 환산하면 된다.

암기 포인트

마찰차 최대전달동력은 μN이 먼저이고, 회전수는 그다음에 원주속도 $v = \pi Dn/60$로 연결된다.

NoteBase

문 2. 같은 재료로 만들어진 중실축과 중공축에 동일한 비틀림 모멘트가 가해진다. 두 축에 작용하는 최대전단응력이 같을 경우, 지름의 비 $\frac{d_o}{d}$는? (단, 중실축의 지름은 d, 중공축의 안지름은 d_i, 바깥지름은 d_o, $\frac{d_i}{d_o}=\frac{1}{2}$이다)

① $\sqrt[3]{\frac{16}{15}}$
② $\sqrt[3]{\frac{15}{16}}$
③ $\sqrt[4]{\frac{16}{15}}$
④ $\sqrt[4]{\frac{15}{16}}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 같은 비틀림모멘트에서 고체축과 중공축의 최대전단응력식을 같게 두어 지름비를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 고체축 지름은 d, 중공축 바깥지름은 d_o, 안지름은 d_i, 그리고 $\frac{d_i}{d_o}=\frac{1}{2}$이다.
구해야 할 값: $\frac{d_o}{d}$이다.
주의할 조건: 두 축의 재료가 같고 작용 비틀림모멘트가 같으며 최대전단응력이 같으므로, 최대전단응력식을 직접 같게 두어야 한다.

사용할 공식

고체축의 최대전단응력은 $\tau_{max}=\frac{16T}{\pi d^3}$이다. 중공축의 최대전단응력은 $\tau_{max}=\frac{16Td_o}{\pi(d_o^4-d_i^4)}=\frac{16T}{\pi d_o^3\left(1-\left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right)}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 원형축의 비틀림에서 최대전단응력이 $\tau=\frac{Tc}{J}$로 정해지고, 고체축과 중공축의 극관성모멘트가 서로 다르기 때문이다.

계산 과정

1. 최대전단응력이 같으므로 $\frac{16T}{\pi d^3}=\frac{16T}{\pi d_o^3\left(1-\left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right)}$로 둔다.
2. 공통인 $16T$와 π를 소거하면 $d_o^3\left(1-\left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right)=d^3$이 된다.
3. $\frac{d_i}{d_o}=\frac{1}{2}$를 대입하면 $d_o^3\left(1-\left(\frac{1}{2}\right)^4\right)=d^3$, 즉 $d_o^3\cdot\frac{15}{16}=d^3$이다.
4. 따라서 $\left(\frac{d_o}{d}\right)^3=\frac{16}{15}$이므로 $\frac{d_o}{d}=\sqrt[3]{\frac{16}{15}}$ 이다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 계산 결과가 바로 $\frac{d_o}{d} = \sqrt[3]{\frac{16}{15}}$이므로 옳다.
② X: $\sqrt[3]{\frac{15}{16}}$는 구한 비를 거꾸로 써서 $\frac{d}{d_o}$를 답으로 적은 값이다. 틀린 표현은 $\frac{d_o}{d}$를 $\frac{d}{d_o}$로 바꾼 부분이고, 올바르게는 $\frac{d_o}{d} = \sqrt[3]{\frac{16}{15}}$이다.
③ X: $\sqrt[4]{\frac{16}{15}}$는 중공축의 극관성모멘트에 d^4가 들어간다는 이유만 보고 전단응력식 전체가 d^4에 반비례한다고 착각한 값이다. 실제 최대전단응력은 $\tau = \frac{Tc}{J}$이므로 원형축에서는 결과적으로 d^3에 반비례한다. 올바르게는 세제곱근 $\sqrt[3]{\frac{16}{15}}$가 된다.
④ X: $\sqrt[4]{\frac{15}{16}}$는 역비를 취한 오류와 네제곱근을 취한 오류가 함께 들어간 값이다. 틀린 표현은 지수와 분자·분모를 모두 잘못 잡은 부분이고, 올바르게는 $\sqrt[3]{\frac{16}{15}}$이다.

오답 포인트

중공축의 극관성모멘트에 $d_o^4 - d_i^4$가 들어간다는 이유만 보고 답도 네제곱근으로 처리하기 쉽다. 그러나 최대전단응력은 $\tau = \frac{Tc}{J}$이므로 바깥반지름 c가 한 번 더 들어가 최종적으로는 지름의 세제곱 비가 된다. 또한 문제에서 묻는 비가 $\frac{d_o}{d}$인지 $\frac{d}{d_o}$인지 끝까지 확인해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

원형축 비틀림 비교 문제는 먼저 최대전단응력식 $\tau = \frac{Tc}{J}$를 고체축과 중공축에 각각 쓴 뒤, 같은 조건이면 식을 같게 두고 마지막에 문제에서 요구한 지름비 방향이 맞는지 확인하면 된다.

암기 포인트

비틀림 최대전단응력은 고체축에서 $\tau_{max} \propto \frac{1}{d^3}$, 중공축에서는 $\tau_{max} \propto \frac{1}{d_o^3(1-k^4)}$로 정리된다.

NoteBase

문 3. 볼베어링 수명시간에 대한 설명으로 옳지 않은 것은? (단, L_h는 볼베어링 수명시간[hr], C는 기본 동정격하중 또는 기본 동부하용량[N], P는 베어링 하중 또는 동등가하중[N], f_h는 수명계수, N은 볼베어링 회전수[rpm]이다)

① $L_h = \frac{10^6}{60N}\left(\frac{C}{P}\right)^3$

② 동일 베어링 그룹을 같은 조건에서 각각 운전하였을 때, 90% 이상의 베어링이 손상되지 않을 때까지의 총 회전수를 정격수명이라 한다.

③ 외륜을 고정하고 내륜을 회전하는 조건에서 33.3 rpm으로 500시간의 정격수명을 얻을 수 있는 베어링 하중을 기본 동정격하중이라 한다.

④ $L_h = f_h^{10/3} \times 500$

정답 4번

출제 포인트

볼베어링의 정격수명식과 기본 동정격하중의 정의, 그리고 수명계수 f_h 와 수명시간 L_h 의 관계를 정확히 연결하는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

볼베어링은 수명지수 $p = 3$ 을 사용하므로 정격수명시간은 $L_h = \frac{10^6}{60N}\left(\frac{C}{P}\right)^3$ 이다.
기본 동정격하중 C 는 외륜 고정, 내륜 회전 조건에서 500시간의 정격수명, 즉 약 10^6 회전을 주는 하중이다.
수명계수는 $f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/3}$ 이므로 정리하면 $L_h = 500 f_h^3$ 이다.

사용할 공식

$L_h = \frac{10^6}{60N}\left(\frac{C}{P}\right)^3$
$f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/3} \quad \Rightarrow \quad L_h = 500 f_h^3$
이 공식을 쓰는 이유는 선지 ①, ③, ④가 모두 정격수명식과 기본 동정격하중의 정의에서 바로 판별되기 때문이다.

계산 과정

1. 볼베어링은 $p = 3$ 이므로 정격수명식의 지수는 3 이다.
2. $33.3rpm$ 으로 500시간 회전하면 총 회전수는 $33.3 \times 60 \times 500 \approx 10^6$ 회가 된다.
3. 따라서 기본 동정격하중은 500시간, 약 10^6 회전을 기준으로 정의된다.
4. 수명계수 정의식 $f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/3}$ 을 정리하면 $L_h = 500 f_h^3$ 이므로 선지 ④의 $f_h^{10/3}$ 는 잘못된 지수이다.

NoteBase

선지별 해설

① O
볼베어링의 기본 수명식 그대로이다. 볼베어링은 $p = 3$ 이므로 $L_h = \frac{10^6}{60N}\left(\frac{C}{P}\right)^3$ 가 맞다.

② O
정격수명은 동일 조건에서 같은 베어링 그룹을 운전할 때 90%의 베어링이 피로손상 없이 견디는 총 회전수 또는 시간을 뜻한다. 선지의 정의가 맞다.

③ O
외륜 고정, 내륜 회전 조건에서 33.3rpm 으로 500시간은 약 10^6 회전이다. 이때 그 수명을 얻게 하는 하중을 기본 동정격하중 C 라고 하므로 맞는 설명이다.

④ X
틀린 표현은 $L_h = f_h^{10/3} \times 500$ 이다. 수명계수 관계식은 $f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/3}$ 이므로 올바르게는 $L_h = 500 f_h^3$ 이다. 지수 10/3 은 성립하지 않는다.

오답 포인트

③과 ④를 함께 보면 헷갈리기 쉽다. ③은 기본 동정격하중의 정의를 묻는 문장이고, ④는 수명계수를 수명시간으로 바꾸는 지수 관계를 묻는 문장이다. 수명계수에서 지수를 한 번 더 곱해 10/3 으로 잘못 적는 실수가 대표적인 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

베어링 수명 문제는 먼저 볼베어링인지 확인해 지수 3 을 잡고, 다음으로 33.3rpm 과 500시간이 기본 동정격하중의 기준 조건이라는 점을 연결한 뒤, f_h 식을 직접 정리해 선지를 판별하면 된다.

암기 포인트

볼베어링은 $p = 3$, 기본 동정격하중은 500시간과 약 10^6 회전 기준, 수명계수 관계는 $L_h = 500 f_h^3$ 이다.

NoteBase

문 4. 체인전동에서 체인의 속도는 주기적으로 변동한다. 스프로킷 휠 피치원의 반지름을 R, 잇수를 Z, 회전속도를 w, 체인의 최대속도를 V_{max}, 체인의 최소속도를 V_{min}이라 할 때, $V_{max} - V_{min}$을 나타낸 식은?

① $R\omega - R\omega\cos\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)$
② $R\omega - R\omega\cos\left(\frac{360^\circ}{Z}\right)$
③ $\frac{1}{2}\left\{R\omega - R\omega\cos\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)\right\}$
④ $\frac{1}{2}\left\{R\omega - R\omega\cos\left(\frac{360^\circ}{Z}\right)\right\}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 체인전동의 다각형 작용으로 체인 속도가 주기적으로 변할 때 $V_{max} - V_{min}$을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 스프로킷 휠 피치원의 반지름 R, 잇수 Z, 회전속도 ω이다.
구해야 할 값: 체인의 최대속도와 최소속도의 차 $V_{max} - V_{min}$이다.
주의할 조건: 체인 속도 변동은 스프로킷의 다각형 작용 때문에 생기며, 기준각은 한 피치각의 절반인 $180^\circ/Z$이다.

사용할 공식

체인 속도는 스프로킷 접선속도의 체인 진행방향 성분이므로 $V = R\omega\cos\theta$로 본다.
여기서 θ는 체인 링크가 피치원 접선과 이루는 편각이며, 한 주기 동안 $0 \le \theta \le 180^\circ/Z$로 변한다.
따라서 $V_{max} = R\omega$, $V_{min} = R\omega\cos(180^\circ/Z)$이다.

계산 과정

1. 최대속도는 $\theta = 0$일 때이므로 $V_{max} = R\omega\cos 0 = R\omega$이다.
2. 최소속도는 $\theta = 180^\circ/Z$일 때이므로 $V_{min} = R\omega\cos(180^\circ/Z)$이다.
3. 따라서
$V_{max} - V_{min} = R\omega - R\omega\cos\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)$
이다.

NoteBase

선지별 해설

① O: $V_{max} = R\omega$, $V_{min} = R\omega\cos(180^\circ/Z)$를 그대로 뺀 식이므로 옳다.
② X: 각도를 $360^\circ/Z$로 잡은 것이 틀리다. 다각형 작용에서 속도 변동의 기준은 한 피치각 전체가 아니라 그 절반인 $180^\circ/Z$이다. 틀린 표현은 "\cos\left(360^\circ/Z\right)"이고, 올바르게는 "\cos\left(180^\circ/Z\right)"이다.
③ X: 1번 식 앞의 1/2가 불필요하다. 문제는 변동폭 전체 $V_{max} - V_{min}$을 묻고 있으므로 절반 진폭을 취하지 않는다. 틀린 표현은 "$\frac{1}{2}$"이고, 올바르게는 이 계수를 제거한 $R\omega - R\omega\cos(180^\circ/Z)$이다.
④ X: 1/2를 붙인 점도 틀리고 각도를 $360^\circ/Z$로 잡은 점도 틀리다. 틀린 표현은 "$\frac{1}{2}$"와 "\cos\left(360^\circ/Z\right)"이고, 올바르게는 $R\omega - R\omega\cos(180^\circ/Z)$이다.

오답 포인트

한 피치각 $360^\circ/Z$와 그 절반 $180^\circ/Z$를 혼동하기 쉽다. 또 속도의 전체 변동폭과 평균에서의 반진폭을 혼동하면 1/2를 잘못 붙이게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

체인전동 속도변동 문제는 먼저 다각형 작용인지 확인하고, 다음에 $V = R\omega\cos\theta$에서 최대는 $\theta = 0$, 최소는 $\theta = 180^\circ/Z$로 두어 전체 차이를 계산하면 된다.

암기 포인트

체인전동 다각형 작용의 속도변동은 $V_{max} = R\omega$, $V_{min} = R\omega\cos(180^\circ/Z)$로 정리된다.

NoteBase

문 5. KS 규격에 기계제도에 사용되는 선의 종류와 그 용도가 정의되어 있다. 이에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 굵은 실선: 대상물의 보이는 부분인 외형 윤곽을 나타내기 위하여 사용

② 굵은 1점 쇄선: 특별한 요구 사항을 적용할 범위를 나타내기 위하여 사용

③ 가는 2점 쇄선: 움직이는 부분의 궤적 중심을 나타내기 위하여 사용

④ 가는 실선: 각종 기호나 지시 사항을 기입하기 위하여 사용

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 KS 기계제도에서 선의 종류별 대표 용도를 구분하는 문제이다.

핵심 개념

굵은 실선은 대상물의 보이는 외형 윤곽선을 나타내는 선이다.
굵은 1점 쇄선은 특별한 요구 사항이 적용되는 부분이나 표면을 강조하는 선이다.
가는 1점 쇄선은 중심선, 대칭중심선, 피치원, 궤적 등을 나타내는 선이다.
가는 2점 쇄선은 움직이는 부분의 변형 전후 위치, 인접 부품, 참고 외형 등을 나타내는 선이다.

선지별 해설

① O: 굵은 실선은 보이는 부분의 외형 윤곽선을 나타내는 기본 선이므로 옳다.
② O: 굵은 1점 쇄선은 특별한 요구 사항을 적용할 부분이나 표면을 표시할 때 쓰므로 옳다.
③ X: 틀린 부분은 "가는 2점 쇄선"과 "움직이는 부분의 궤적 중심"의 연결이다. 움직이는 부분의 위치 변화나 인접 부품을 나타내는 데에는 가는 2점 쇄선을 쓰지만, 중심선이나 궤적을 나타내는 기본 선은 가는 1점 쇄선이다.
④ O: 가는 실선은 지시선, 치수선, 보조선 등으로 쓰이며 각종 기호나 지시 사항을 기입하는 데에도 사용되므로 옳다.

오답 포인트

③은 '움직이는 부분'이라는 표현 때문에 가는 2점 쇄선을 바로 떠올리게 만들지만, 뒤의 '궤적 중심'이 함정이다. 중심과 궤적은 가는 1점 쇄선 쪽 개념이고, 가는 2점 쇄선은 가동 위치나 인접 형상 표시 쪽 개념이다.

다시 나오면 이렇게 판단

보이는 윤곽이면 굵은 실선, 특별 요구 표시이면 굵은 1점 쇄선, 중심선이나 궤적이면 가는 1점 쇄선, 가동 위치나 인접 부품이면 가는 2점 쇄선으로 먼저 분류하면 된다.

NoteBase

암기 포인트

보이는 윤곽은 굵은 실선, 중심과 궤적은 가는 1점 쇄선, 가동 위치는 가는 2점 쇄선이다.

NoteBase

문 6. 1,000 kgf의 축방향 하중을 받고 300 rpm으로 회전하는 칼라 저널 베어링에서 칼라의 안지름이 100 mm이고, 바깥지름이 200 mm이다. 발열계수의 최대허용치를 고려할 때, 최소 칼라 개수는? (단, 발열계수의 최대허용치는 $0.04\text{kgf/mm}^2 \cdot \text{m/s}$이다)

① 2

② 3

③ 4

④ 5

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 칼라 저널 베어링의 허용 발열계수 pv를 이용해 최소 칼라 개수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 하중: $W = 1000kgf$
회전수: $N = 300rpm$
안지름: $d_i = 100mm$
바깥지름: $d_o = 200mm$
허용 발열계수: $pv = 0.04kgf/mm^2 \cdot m/s$
구해야 할 값: 최소 칼라 개수 z

사용할 공식

칼라 1개의 접촉면적은 $A = \frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_i^2)$ 이고, 평균지름은 $d_m = \frac{d_o + d_i}{2}$ 이다.
미끄럼속도는 $v = \frac{\pi d_m N}{60}$ 이고, 발열계수 조건은 $pv = \frac{W}{zA} \cdot v \le 0.04$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 칼라 베어링의 허용 조건이 면압 p와 속도 v의 곱으로 주어졌기 때문이다.

계산 과정

$A = \frac{\pi}{4}(200^2 - 100^2) = 23561.9mm^2$
$d_m = \frac{200 + 100}{2} = 150mm = 0.15m$
$v = \frac{\pi \times 0.15 \times 300}{60} = 2.356m/s$
칼라가 z개이면 면압은 $p = \frac{1000}{z \times 23561.9} kgf/mm^2$ 이다.
따라서 허용조건은 $\frac{1000}{z \times 23561.9} \times 2.356 \le 0.04$ 이다.
정리하면 $z \ge \frac{1000 \times 2.356}{23561.9 \times 0.04} = 2.5$ 이다.
칼라 개수는 정수여야 하므로 최소 칼라 개수는 3이다.

NoteBase

선지 판단

1번 2개: X. $z=2$이면 $pv=\frac{1000}{2\times 23561.9}\times 2.356\approx 0.050$ 으로 허용치 0.04를 넘는다. 틀린 표현은 '2개'이고, 올바르게는 '3개 이상'이다.
2번 3개: O. $z=3$이면 $pv\approx 0.033$ 으로 허용치 이하가 된다. 허용조건을 만족하는 최소 정수이므로 정답이다.
3번 4개: X. $z=4$이면 허용조건은 만족하지만 최소 개수는 아니다. 틀린 표현은 '최소 칼라 개수는 4개'이고, 올바르게는 '최소는 3개'이다.
4번 5개: X. $z=5$도 허용조건은 만족하지만 문제는 최소 개수를 묻는다. 틀린 표현은 '최소 칼라 개수는 5개'이고, 올바르게는 '최소는 3개'이다.

오답 포인트

허용 발열계수 조건을 만족하는지만 보고 4개나 5개를 고르면 최소 조건을 놓치게 된다. 또 칼라 수를 구한 뒤 2.5를 버림하여 2개로 처리하면 허용치를 초과하는 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

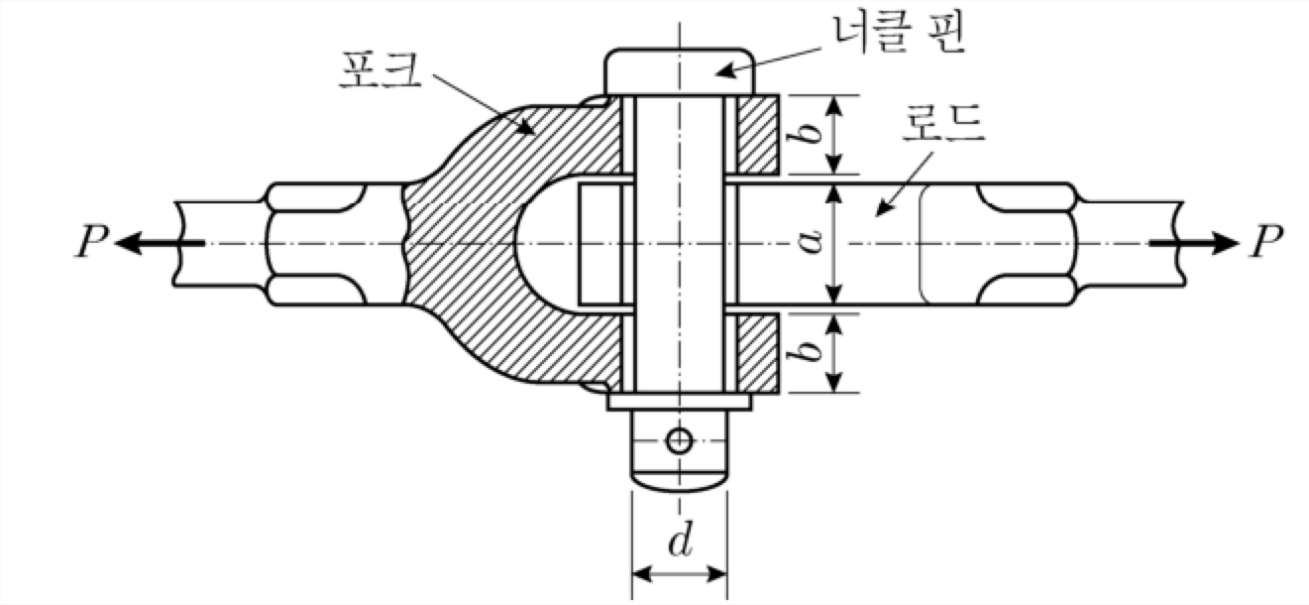
칼라 베어링 개수 문제는 먼저 환상면적과 평균지름으로 A와 v를 구한 뒤, pv 허용식에 칼라 수 z를 넣어 부등식으로 정리한다. 마지막에는 최소 정수 조건인지까지 확인한다.

암기 포인트

칼라 개수는 $pv=\frac{W}{zA}\cdot v$ 에서 구하고, 계산값이 소수이면 허용조건을 만족하는 쪽으로 올림한다.

NoteBase

문 7. 그림과 같이 너클 핀 이음은 포크와 로드에 수직으로 핀을 끼워 축방향의 인장하중을 받는 2개의 축을 연결하는 데 사용된다. 이 너클 핀 이음으로 인장하중 $P = 300N$을 지지하려고 한다. 허용전단응력과 허용면압을 모두 고려할 경우, 설계해야 하는 최소 핀의 지름 $d[mm]$는? (단, 핀 재료의 허용전단응력은 $2N/mm^2$, 허용면압은 $4N/mm^2$, $a = 20mm$, $b = 5mm$이고, $\pi = 3$으로 계산한다)



① 2

② 4

③ 6

④ 10

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 너클 핀의 이중전단과 포크·로드 접촉부의 면압을 함께 검토하여 최소 핀 지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $P = 300N$, 허용전단응력 $\tau_{allow} = 2N/mm^2$, 허용면압 $p_{allow} = 4N/mm^2$, $a = 20mm$, $b = 5mm$, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값은 최소 핀 지름 d이다.
핀은 포크 양쪽에서 지지되므로 전단은 이중전단으로 본다. 면압은 로드 중앙부와 포크 양쪽 판에서 각각 확인해야 한다.

NoteBase

사용할 공식

전단 조건은 $\tau = \frac{P}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}}$ 이다.
로드와 핀의 면압 조건은 $p_{rod} = \frac{P}{ad}$ 이다.
포크와 핀의 면압 조건은 $p_{fork} = \frac{P}{2bd}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 핀이 두 전단면에서 하중을 받는 이중전단 상태이고, 면압은 접촉투영면적 (두께 × 지름)으로 계산하기 때문이다.

계산 과정

1. 전단 조건을 적용하면 $2 = \frac{300}{2 \cdot \frac{3d^2}{4}} = \frac{300}{1.5d^2}$ 이므로 $d^2 = 100$ 이고 $d = 10mm$ 이다.
2. 로드의 면압 조건은 $4 = \frac{300}{20d}$ 이므로 $d = 3.75mm$ 이상이면 된다.
3. 포크의 면압 조건은 $4 = \frac{300}{2 \cdot 5d} = \frac{300}{10d}$ 이므로 $d = 7.5mm$ 이상이면 된다.
4. 세 조건 중 가장 큰 값이 설계 최소지름이므로 $d_{min} = 10mm$ 이다.

선지별 해설

① X: $d = 2mm$이면 전단응력은 $\tau = \frac{300}{1.5 \cdot 2^2} = 50N/mm^2$ 로 허용전단응력 $2N/mm^2$를 크게 초과한다. 포크 면압도 $p_{fork} = \frac{300}{10 \cdot 2} = 15N/mm^2$ 이다. 틀린 표현은 '최소 핀 지름이 $2mm$이다'이고, 올바르게는 '최소 핀 지름은 $10mm$이다'이다.
② X: $d = 4mm$이면 로드 면압은 $p_{rod} = \frac{300}{20 \cdot 4} = 3.75N/mm^2$ 로 통과하지만, 전단응력은 $\tau = \frac{300}{1.5 \cdot 4^2} = 12.5N/mm^2$, 포크 면압은 $p_{fork} = \frac{300}{10 \cdot 4} = 7.5N/mm^2$ 로 둘 다 허용치를 넘는다. 틀린 표현은 '최소 핀 지름이 $4mm$이다'이고, 올바르게는 '전단과 포크 면압까지 고려하면 $4mm$는 부족하다'이다.
③ X: $d = 6mm$이면 전단응력은 $\tau = \frac{300}{1.5 \cdot 6^2} = \frac{300}{54} \approx 5.56N/mm^2$, 포크 면압은 $p_{fork} = \frac{300}{10 \cdot 6} = 5N/mm^2$ 이므로 아직 허용치를 초과한다. 틀린 표현은 '최소 핀 지름이 $6mm$이다'이고, 올바르게는 '최소 핀 지름은 적어도 $10mm$이어야 한다'이다.
④ O: $d = 10mm$이면 전단응력은 $\tau = \frac{300}{1.5 \cdot 10^2} = 2N/mm^2$, 로드 면압은 $p_{rod} = \frac{300}{20 \cdot 10} = 1.5N/mm^2$, 포크 면압은 $p_{fork} = \frac{300}{10 \cdot 10} = 3N/mm^2$ 이다. 세 조건을 모두 만족하는 최소값이므로 옳다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 핀을 단전단으로 보거나, 면압을 로드 중앙부만 확인하고 포크 양쪽 판의 면압을 빼먹는 것이다. 이 문항에서는 전단 조건 $10mm$이 최종 지배조건인데, 포크 면압 조건 $7.5mm$까지만 보고 6 또는 8에 가까운 값을 고르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

너클 핀 문제는 먼저 전단이 단전단인지 이중전단인지 판단하고, 그다음 접촉부마다 면압식을 따로 세운 뒤, 마지막에 계산된 최소지름들 중 가장 큰 값을 선택하면 된다.

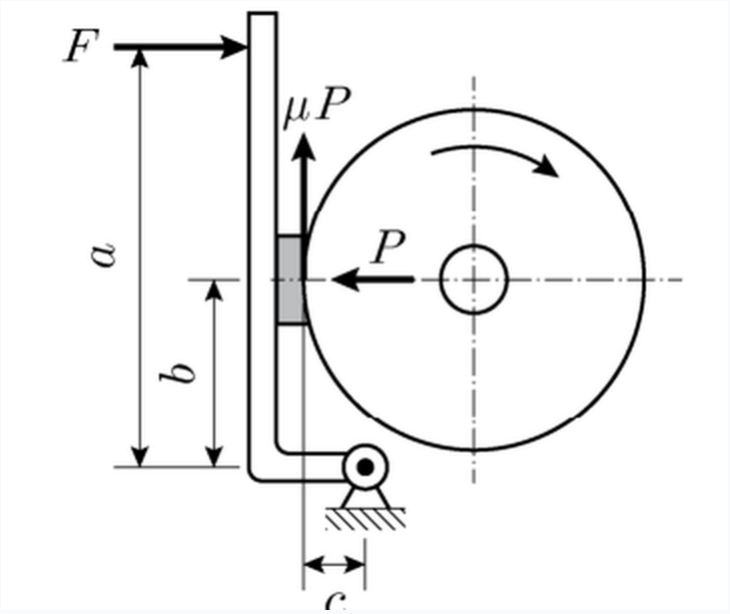
NoteBase

암기 포인트

너클 핀은 전단 1회, 면압 2곳을 본 뒤 최댓값으로 설계한다.

NoteBase

문 8. 그림과 같은 단식 블록 브레이크에서 마찰면에 수직력 $P = 100N$과 레버에 조작력 F가 가해진다. 드럼이 시계방향으로 회전할 경우 레버에 작용하는 조작력을 F_1이라고 하고, 반시계방향으로 회전할 경우 레버에 작용하는 조작력을 F_2라고 할 때, $F_1 - F_2$[N]는? (단, 마찰계수는 μ이고, $a = 10c$이다)



① -10μ

② 10μ

③ -20μ

④ 20μ

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 단식 블록 브레이크 레버에 대해 핀점을 기준으로 모멘트 평형을 세우고, 회전방향에 따라 마찰력의 방향이 바뀔 때 조작력 차이를 구할 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

수직력은 $P = 100N$이다.
레버 상단 조작력의 모멘트팔은 $a = 10c$이다.
브레이크 블록에 작용하는 수평 수직력 P의 모멘트팔은 b이고, 마찰력 μP의 모멘트팔은 c이다.
시계방향 회전과 반시계방향 회전의 차이는 마찰력의 방향만 반대로 바뀐다는 점이다.

NoteBase

사용할 공식

힌지점에 대한 모멘트 평형식 $\sum M = 0$을 사용한다.
시계방향 회전일 때는 접촉점의 마찰력이 위로 작용하므로 $aF_1 + c\mu P = bP$가 된다.
반시계방향 회전일 때는 마찰력이 아래로 작용하므로 $aF_2 = bP + c\mu P$가 된다.
이 식을 쓰는 이유는 레버가 정지해 있으므로 핀점을 기준으로 시계모멘트와 반시계모멘트가 서로 같아야 하기 때문이다.

계산 과정

시계방향 회전일 때
$aF_1 + c\mu P = bP$
$F_1 = \frac{bP - c\mu P}{a}$
반시계방향 회전일 때
$aF_2 = bP + c\mu P$
$F_2 = \frac{bP + c\mu P}{a}$
따라서
$F_1 - F_2 = \frac{bP - c\mu P}{a} - \frac{bP + c\mu P}{a} = -\frac{2c\mu P}{a}$
여기에 $a = 10c$, $P = 100N$을 대입하면
$F_1 - F_2 = -\frac{2c\mu \cdot 100}{10c} = -20\mu N$
이므로 정답값은 $-20\mu N$이다.

선지 판단

1번 X: $-10\mu N$은 마찰모멘트 변화량을 한쪽 방향에서만 반영한 값이다. 올바르게는 회전방향이 바뀌면 μP의 모멘트 부호가 $+c\mu P$, $-c\mu P$로 바뀌므로 차이는 $2c\mu P$가 되어 $F_1 - F_2 = -20\mu N$이다.
2번 X: 부호가 반대이다. 시계방향 회전에서는 위쪽 마찰력이 조작력을 덜 필요하게 하고, 반시계방향 회전에서는 아래쪽 마찰력이 조작력을 더 필요하게 하므로 $F_1 < F_2$이다. 올바르게는 $F_1 - F_2 = -20\mu N$이다.
3번 O: 모멘트 평형으로 구하면 $F_1 - F_2 = -\frac{2c\mu P}{a} = -20\mu N$이므로 맞다.
4번 X: 크기는 맞지만 부호가 틀리다. $20\mu N$이 되려면 $F_2 - F_1$을 구해야 한다. 올바르게는 $F_1 - F_2 = -20\mu N$이다.

오답 포인트

마찰력의 크기 μP만 보고 끝내면 틀리고, 핀점에 대한 모멘트 부호까지 함께 보아야 한다. 특히 회전방향이 바뀌면 마찰력의 방향이 반전되어 F_1에는 빼기로, F_2에는 더하기로 들어가므로 결과 차이가 한 번이 아니라 두 번 반영된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

브레이크 레버 문제는 먼저 핀점을 기준으로 각 힘의 회전방향과 모멘트팔을 적고, 회전방향이 바뀔 때 어느 힘의 부호가 뒤집히는지 확인한 다음 $F_1 - F_2$를 정리하면 된다.

암기 포인트

회전방향이 바뀌면 마찰모멘트 부호가 바뀌므로 조작력의 차이에는 마찰항이 두 배로 반영된다.

NoteBase

문 9. 모듈 $m=4$, 두 축의 중심거리 $c=200\text{mm}$, 이폭 $b=10\text{mm}$, 회전각속도비 $\varepsilon=\frac{3}{2}$인 한 쌍의 스퍼기어가 있다. 면압강도만을 고려할 때, 이 스퍼기어가 전달할 수 있는 전달력 F[N]는? (단, 면압강도식은 헤르츠의 접촉응력이론에 기반하고, 속도계수 $f_v=1$, 접촉면 응력계수 $k=0.3[\text{N/mm}^2]$이다)

① 576

② 588

③ 600

④ 612

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 스퍼기어의 면압강도식에 필요한 피치원지름을 구한 뒤, 헤르츠 접촉응력 기반 전달력 F를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 모듈 $m=4$, 중심거리 $c=200mm$, 이폭 $b=10mm$, 속도계수 $f_v=1$, 접촉면 응력계수 $k=0.3N/mm^2$, 회전각속도비 $\varepsilon=\frac{3}{2}$이다.
중심거리에서 $d_1+d_2=2c=400mm$이고, 피치원지름은 $d=mz$이다.
구해야 할 값은 면압강도만 고려한 전달력 $F[N]$이다.

사용할 공식

먼저 $z_1+z_2=\frac{2c}{m}=\frac{400}{4}=100$으로 총 잇수를 구한다.
속도비에서 $\varepsilon=\frac{z_2}{z_1}=\frac{3}{2}$이므로 $z_1=40$, $z_2=60$이다.
따라서 $d_1=mz_1=160mm$, $d_2=mz_2=240mm$이다.
면압강도식은
$F=2kbf_v\frac{d_1d_2}{d_1+d_2}$
이다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 굽힘강도가 아니라 면압강도만 고려하고, 헤르츠 접촉응력 이론에 기반한 접촉면 응력계수 k를 직접 주었기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 총 잇수는 $z_1 + z_2 = 100$이다.
2. 속도비 $\varepsilon = \frac{3}{2}$를 적용하면 $z_1 = 40, z_2 = 60$이다.
3. 피치원지름은 $d_1 = 160mm, d_2 = 240mm$이다.
4. 등가항은
$\frac{d_1 d_2}{d_1 + d_2} = \frac{160 \times 240}{160 + 240} = 96mm$
이다.
5. 따라서
$F = 2 \times 0.3 \times 10 \times 1 \times 96 = 576N$
이다.

선지별 해설

① O
계산 결과 전달력은 $576N$이므로 정답이다.

② X
$588N$은 면압강도식 계산값과 일치하지 않는다. 전달력은 $588N$이 아니라 $576N$이다.

③ X
$600N$은 등가항 $\frac{d_1 d_2}{d_1 + d_2} = 96mm$를 정확히 반영한 값이 아니다. 전달력은 $600N$이 아니라 $576N$이다.

④ X
$612N$은 주어진 k, b, f_v와 피치원지름으로 계산한 면압강도 전달력보다 크다. 전달력은 $612N$이 아니라 $576N$이다.

오답 포인트

속도비에서 어떤 기어가 40치이고 60치인지는 바뀔 수 있어도 $d_1 d_2$의 곱과 $d_1 + d_2$의 합은 같으므로 최종 전달력은 동일하다.
실수는 보통 $z_1 + z_2 = \frac{2c}{m}$를 빼먹거나, 면압강도식의 2를 누락하거나, $\frac{d_1 d_2}{d_1 + d_2}$ 계산을 틀릴 때 발생한다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어 강도 계산 문제는 먼저 중심거리로 $z_1 + z_2$를 구하고, 속도비로 각 잇수와 피치원지름을 정한 뒤, 어떤 강도식인지 확인하여 필요한 계수만 대입하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

스퍼기어 면압강도는 $F = 2kbf_v \frac{d_1 d_2}{d_1 + d_2}$, 중심거리는 $z_1 + z_2 = \frac{2c}{m}$로 바로 연결된다.

NoteBase

문 10. 고속터빈에서 연삭 휠로 동력을 전달할 때, 길이 1 m, 무게 300 g인 타이밍 벨트를 사용한다. 벨트의 최대 허용장력은 2,250 N이고 터빈과 연삭휠의 회전속도가 같을 때, 최대 기준전달동력을 갖는 벨트 속도 v[m/s]는? (단, 풀리에서 벨트와 접촉한 잇수는 6개 이상이며, 벨트의 폭은 기준너비이다)

① 1.5

② 5

③ 50

④ 150

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 벨트가 최대 동력을 전달할 때의 조건인 최대장력과 원심장력의 관계를 이용해 벨트 속도 v를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 벨트 길이 1 m, 벨트 무게 300 g, 최대 허용장력 2,250 N이다.
길이 1 m의 벨트 무게가 300 g이므로 단위길이당 질량은 $m = 0.3kg/m$이다.
구해야 할 값은 최대 기준전달동력을 가질 때의 벨트 속도 v이다.
회전속도가 같음, 접촉 잇수 6개 이상, 기준너비 조건은 이 문항의 최대동력 속도 계산에는 직접 쓰이지 않는다.

사용할 공식

최대 동력 전달 조건은 최대장력 T가 원심장력 T_c의 3배가 되는 경우이므로 $T = 3T_c$이다.
원심장력은 $T_c = mv^2$이므로
$T = 3mv^2$
이다.
이 공식을 쓰는 이유는 고속 벨트의 전달동력이 속도 증가에 따라 계속 커지지 않고, 원심장력이 커지는 지점에서 최대가 되기 때문이다.

계산 과정

1. 단위길이당 질량을 구하면 $m = 0.3kg/m$이다.
2. 최대 동력 조건을 대입하면 $2250 = 3 \times 0.3 \times v^2$이다.
3. 정리하면 $2250 = 0.9v^2$, 따라서 $v^2 = 2500$이다.
4. 따라서 $v = 50m/s$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X

$v = 1.5m/s$를 대입하면 $T_c = 0.3 \times 1.5^2 = 0.675N$이므로 최대 동력 조건의 $T_c = 750N$와 전혀 맞지 않는다. 올바르게는 벨트 속도는 $50m/s$이다.

② X

$v = 5m/s$를 대입하면 $T_c = 0.3 \times 5^2 = 7.5N$이므로 최대 동력 조건을 만족하지 않는다. 올바르게는 벨트 속도는 $50m/s$이다.

③ O

$v = 50m/s$를 대입하면 $T_c = 0.3 \times 50^2 = 750N$이고, $3T_c = 2250N$가 되어 최대 허용장력과 정확히 일치한다. 따라서 최대 기준전달동력을 갖는 속도는 $50m/s$이다.

④ X

$v = 150m/s$를 대입하면 $T_c = 0.3 \times 150^2 = 6750N$이므로 최대 허용장력 2,250 N을 크게 초과한다. 이는 최대 동력 조건의 3배 관계를 빼먹고 과도하게 큰 속도를 고른 값이다. 올바르게는 벨트 속도는 $50m/s$이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 회전속도가 같음, 잇수 6개 이상, 기준너비 같은 주변 조건에 시선을 빼앗기는 점이다. 실제 계산은 벨트의 단위길이당 질량과 최대장력만으로 끝난다. 또 최대 동력 조건을 $T = T_c$로 잘못 두거나 $T = 3T_c$의 3을 빠뜨리면 큰 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 최대동력 문제는 먼저 단위길이당 질량 m을 만든 뒤, 최대 동력 조건 $T = 3T_c$, 원심장력 식 $T_c = mv^2$를 바로 연결해 $v = \sqrt{T/(3m)}$로 판단한다. 문제에 주어진 부가 조건이 이 식에 들어가는지부터 걸러내면 계산이 짧아진다.

암기 포인트

벨트 최대동력은 원심장력 1, 최대장력 3의 관계, 즉 $T = 3T_c$에서 결정된다.

NoteBase

문 11. 3개의 기계 부품으로만 이루어진 제품이 있다. 3개의 기계 부품이 병렬로 연결되어 있고, 각 부품의 신뢰도(reliability)가 각각 80.0%, 90.0%, 85.0%일 때, 이 제품 전체의 신뢰도[%]는? (단, 기계부품이 병렬 연결된 제품의 파손은 모든 기계부품이 파손되었을 때 발생한다)

① 55.0

② 85.0

③ 90.0

④ 99.7

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 병렬 연결 시스템의 전체 신뢰도를 고장확률의 여사건으로 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 각 부품의 신뢰도가 각각 80.0%, 90.0%, 85.0%라는 점이다.
구해야 할 값은 제품 전체의 신뢰도이다.
주의할 조건은 병렬 연결된 제품의 파손이 모든 부품이 동시에 파손될 때 발생한다는 점이다.

사용할 공식

전체 신뢰도는 $R = 1 - (1 - R_1)(1 - R_2)(1 - R_3)$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 병렬 시스템은 모든 부품이 동시에 고장날 때만 전체가 고장나므로, 전체 고장확률이 각 부품의 고장확률의 곱이 되기 때문이다.

계산 과정

1. 각 부품의 고장확률은 각각 0.20, 0.10, 0.15이다.
2. 전체 고장확률은 $(1 - 0.80)(1 - 0.90)(1 - 0.85) = 0.20 \times 0.10 \times 0.15 = 0.003$이다.
3. 전체 신뢰도는 $R = 1 - 0.003 = 0.997 = 99.7\%$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X. 계산 결과 전체 신뢰도는 99.7%이므로 55.0%는 맞지 않는다. 병렬 조건을 반영하지 못한 값이다. 올바른 값은 55.0%가 아니라 99.7%이다.
② X. 계산 결과 전체 신뢰도는 99.7%이므로 85.0%는 맞지 않는다. 한 부품의 신뢰도만 보고 전체 신뢰도로 본 해석은 틀리다. 올바른 값은 85.0%가 아니라 99.7%이다.
③ X. 계산 결과 전체 신뢰도는 99.7%이므로 90.0%는 맞지 않는다. 가장 큰 단일 부품 신뢰도를 전체 신뢰도로 보는 판단은 틀리다. 올바른 값은 90.0%가 아니라 99.7%이다.
④ O. 병렬 시스템의 전체 고장확률은 0.003이고, 이를 여사건으로 바꾸면 전체 신뢰도는 99.7%가 된다. 계산 결과와 일치하므로 옳다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 신뢰도를 바로 곱하는 직렬 공식과 병렬 공식을 혼동하는 데 있다. 특히 문제의 '모든 기계부품이 파손되었을 때'라는 문장을 놓치면 전체 고장확률을 먼저 구해야 한다는 핵심 조건을 놓치게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

병렬 신뢰도 문제는 먼저 시스템이 언제 고장나는지를 문장에서 찾고, 그 사건의 확률을 계산한 뒤 1에서 빼는 순서로 판단한다. '모든 부품이 고장날 때 시스템 고장'이면 각 부품의 고장확률을 곱한다.

암기 포인트

병렬은 신뢰도를 직접 곱하지 않고, '모두 고장' 확률을 곱해서 1에서 빼는 구조이다.

NoteBase

문 12. 압축코일스프링에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① Wahl의 응력 수정계수는 스프링의 내부에 발생하는 다양한 응력의 분포상태를 보정해 주기 위해 사용된다.

② Wahl의 응력 수정계수는 스프링 지수가 증가할수록 감소한다.

③ 스프링 지수는 스프링 제작 시 파손위험을 고려하여 보통 4 이하로 선정된다.

④ 스프링 지수는 스프링의 평균지름 D와 스프링 소선의 지름 d의 비인 $\frac{D}{d}$이다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 압축코일스프링의 스프링 지수와 Wahl의 응력 수정계수의 정의 및 증감 관계를 묻는 문제이다.

핵심 개념

Wahl의 응력 수정계수는 코일의 곡률과 직접전단 때문에 생기는 최대 전단응력의 집중을 보정하는 계수이다. 스프링 지수는 평균지름 D를 소선지름 d로 나눈 값 D/d이며, 값이 작을수록 코일이 빽빽해져 응력집중과 제작 난도가 커진다.

선지별 해설

1번: O. Wahl의 응력 수정계수는 압축코일스프링 내부의 응력집중을 보정하기 위한 계수이므로 맞는 설명이다.
2번: O. 스프링 지수 $C = D/d$가 커질수록 코일의 곡률 효과가 완만해져 Wahl의 응력 수정계수는 작아지고 1에 가까워진다.
3번: X. 틀린 부분은 '보통 4 이하로 선정된다'이다. 스프링 지수는 너무 작으면 성형이 어렵고 응력집중이 커지므로 일반적으로 4 이상에서 정하며, 실무적으로는 대체로 4~12 정도 범위가 많이 쓰인다.
4번: O. 스프링 지수는 스프링의 평균지름 D와 소선지름 d의 비 D/d로 정의되므로 옳다.

오답 포인트

③은 '작을수록 안전하다'는 식으로 스프링 지수의 방향을 거꾸로 기억하면 틀리기 쉽다. 실제로는 스프링 지수가 너무 작을수록 코일이 급하게 감겨 응력집중과 제작 불량 위험이 커진다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 스프링 지수를 D/d로 정의한 뒤, 지수가 작아질 때 코일이 더 빽빽해지고 응력집중이 커진다는 방향을 확인하면 된다. 그 다음 Wahl 계수는 응력집중 보정계수이므로 지수가 커질수록 감소한다는 흐름으로 판단하면 된다.

암기 포인트

스프링 지수는 D/d이고, 지수가 작을수록 빽빽해져 응력집중은 커지고 Wahl 계수도 불리해진다.

NoteBase

문 13. 강판을 원통 형태로 말아서 피치 50 mm, 리벳의 지름 25 mm인 한줄 겹치기 리벳이음으로 원통형 압력용기를 제작한다. 안지름이 400 mm이고 내압이 10N/mm^2인 원통형 압력용기를 인장강도 4kN/mm^2인 강판을 이용하여 제작할 때, 가장 적합한 판의 두께[mm]는? (단, 리벳이음 효율은 판의 효율만 고려하고, 안전계수 5, 부식여유 1 mm를 적용한다)

① 2.5

② 3.5

③ 5.0

④ 6.0

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 리벳 이음의 판 효율을 반영한 원통형 압력용기의 두께를 구하고, 마지막에 부식여유를 더하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 피치 $p = 50mm$, 리벳지름 $d = 25mm$, 안지름 $D = 400mm$, 내압 $P = 10N/mm^2$, 강판 인장강도 $\sigma_u = 4kN/mm^2 = 4000N/mm^2$
구해야 할 값: 가장 적합한 판 두께
주의할 조건: 한줄 겹치기 리벳이음의 판 효율만 고려하므로 이음 효율은 $\eta = (p - d)/p$로 잡고, 안전계수 5와 부식여유 $1mm$를 적용한다.

사용할 공식

허용인장응력은 $\sigma_t = \sigma_u/5 = 4000/5 = 800N/mm^2$이다.
판 효율은 $\eta = \frac{p-d}{p} = \frac{50-25}{50} = 0.5$이다.
원통형 압력용기에서 세로이음을 기준으로 한 판 두께는 $t = \frac{PD}{2\sigma_t\eta}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 원통형 압력용기의 둘레방향 응력이 세로이음의 강도로 결정되고, 문제에서 리벳이음 효율을 판 효율만으로 반영하라고 했기 때문이다.

계산 과정

1. 허용인장응력을 구하면 $800N/mm^2$이다.
2. 판 효율을 구하면 0.5이다.
3. 필요한 순두께는 $t = \frac{10 \times 400}{2 \times 800 \times 0.5} = \frac{4000}{800} = 5mm$이다.
4. 부식여유 $1mm$를 더하면 최종 판 두께는 $6mm$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X

- 2.5mm는 이음 효율 0.5를 한 번 더 잘못 나누거나, 세로이음 식을 잘못 적용해 지나치게 얇게 계산한 값이다. 올바르게는 순두께 5mm에 부식여유를 더해 6.0mm가 된다.

② X

- 3.5mm는 안전계수나 이음 효율을 불완전하게 반영한 값이다. 올바르게는 허용응력 800N/mm^2, 효율 0.5를 모두 반영해야 하므로 최종 두께는 6.0mm이다.

③ X

- 5.0mm는 계산된 순두께까지만 반영한 값이다. 문제에서 부식여유 1mm를 적용하라고 했으므로 최종 판 두께는 6.0mm로 고쳐야 한다.

④ O

- 판 효율 0.5를 반영하면 순두께가 5.0mm이고, 여기에 부식여유 1.0mm를 더하면 6.0mm가 된다. 따라서 정답에 맞는 선택지는 ④이다.

오답 포인트

가장 흔한 실수는 리벳이음 효율을 빼먹거나, 순두께 5mm까지만 구한 뒤 부식여유 1mm를 더하지 않는 점이다. 강판 인장강도 4kN/mm^2를 그대로 쓰지 않고 안전계수 5로 나눈 허용응력으로 바꾸는 것도 핵심이다.

다시 나오면 이렇게 판단

압력용기 두께 문제는 먼저 허용응력으로 바꾸고, 이음 효율이 주어지면 세로이음 식에 반영한 뒤, 마지막에 부식여유를 더하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

리벳 압력용기 두께는 허용응력 환산 → 이음효율 반영 → 부식여유 추가 순서로 정리된다.

NoteBase

문 14. 체인 전동장치에 대한 설명으로 옳은 것만을 모두 고르면?

ㄱ. 롤러체인에서 체인이 스프로킷 휠에 감겼을 때 체인의 핀 중심을 지나는 원을 피치원이라고 하고, 피치원상에서 인접한 핀의 원호 거리를 피치라고 한다.
ㄴ. 리프체인과 블록체인은 화물운반용 체인으로 분류된다.
ㄷ. 사일런트 체인의 전동효율은 98% 이상이고, 고속에서도 비교적 정숙하고 원활한 운전이 가능하다.
ㄹ. 더블피치 롤러체인은 피치가 표준형인 롤러체인 피치의 2배인 체인으로서, 고속이면서 축간거리가 비교적 긴 경우에 적합하다.

① ㄱ, ㄷ
② ㄱ, ㄹ
③ ㄴ, ㄷ
④ ㄷ, ㄹ

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 체인 전동장치에서 롤러체인의 피치 정의, 화물운반용 체인의 분류, 사일런트체인과 더블피치 롤러체인의 특성을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

롤러체인의 피치는 인접한 핀 중심 사이의 거리이다. 체인이 스프로킷에 감기면 그 핀 중심들이 놓이는 원이 피치원이며, 한 피치는 피치원 위의 원호 길이가 아니라 핀 중심 간 거리로 본다.
리프체인과 블록체인은 모두 화물운반 계열 체인으로 분류된다. 리프체인은 승강·권상용에 많이 쓰이고, 블록체인은 컨베이어 등 운반용에 쓰인다.
사일런트체인은 고속 운전이 가능하고 비교적 정숙하며 효율이 높다. 더블피치 롤러체인은 표준 롤러체인보다 피치가 2배이지만 주 용도는 저속·비교적 긴 축간거리의 운반이다.

NoteBase

선지별 해설

1번 X
1번은 ㄱ, ㄷ이 모두 옳아야 한다.
ㄷ은 사일런트체인의 특성을 바르게 설명하므로 O이다.
ㄱ은 "피치원상에서 인접한 핀의 원호 거리를 피치"라고 본 부분이 틀리므로 X이다.
틀린 표현은 "원호 거리"이다. 올바르게는 롤러체인의 피치는 인접한 핀 중심 사이의 거리이며, 스프로킷에서는 그 한 피치가 피치원에 대한 현으로 놓인다.

2번 X
2번은 ㄱ, ㄹ이 모두 옳아야 한다.
ㄱ은 위와 같은 이유로 X이다.
ㄹ은 "고속"이라는 표현이 틀리므로 X이다.
틀린 표현은 "고속"이다. 올바르게는 더블피치 롤러체인은 피치가 표준형의 2배이고, 저속이면서 축간거리가 비교적 긴 경우에 적합하다.

3번 O
3번은 ㄴ, ㄷ의 조합이다.
ㄴ은 리프체인과 블록체인이 화물운반용 체인에 속한다는 설명이므로 O이다.
ㄷ은 사일런트체인이 전동효율이 높고 고속에서도 비교적 정숙하고 원활하게 운전된다는 설명이므로 O이다.
따라서 ㄴ, ㄷ만을 묶은 3번이 정답이다.

4번 X
4번은 ㄷ, ㄹ이 모두 옳아야 한다.
ㄷ은 O이지만 ㄹ이 X이므로 4번 전체는 X이다.
틀린 표현은 ㄹ의 "고속"이다. 올바르게는 더블피치 롤러체인은 저속 운전과 비교적 긴 축간거리에 적합하다.

오답 포인트

ㄱ에서 피치원과 피치의 정의를 섞어 놓은 점이 함정이다. 피치원은 핀 중심이 지나는 원이 맞지만, 피치를 원호 거리로 바꾸면 틀린다. ㄹ도 "피치가 2배"라는 앞부분은 맞아서 넘어가기 쉬우나, 더블피치 롤러체인의 핵심 용도는 고속이 아니라 저속 장거리 운반이다.

다시 나오면 이렇게 판단

체인 문제는 먼저 용어 정의를 분리해서 본다. 피치원은 핀 중심이 놓이는 원, 피치는 인접 핀 중심 거리로 구분한다. 그다음 체인 종류별 대표 용도를 대입한다. 사일런트체인은 고속·정숙, 더블피치 롤러체인은 저속·긴 축간거리, 리프체인과 블록체인은 화물운반 계열로 판단하면 된다.

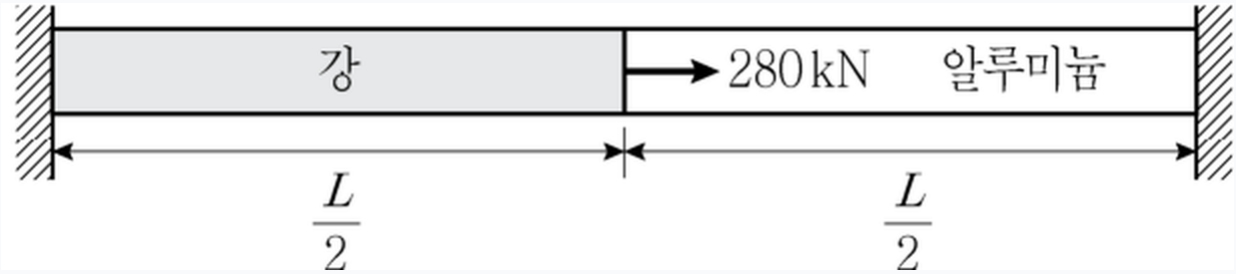
NoteBase

암기 포인트

피치원은 원, 피치는 핀 중심 거리이다. 사일런트체인은 고속·정숙, 더블피치는 저속·장거리이다.

NoteBase

문 15. 그림과 같이 동일한 길이와 단면적을 가지는 강과 알루미늄 재료의 원형 단면 바가 결합되어 있고, 양단은 고정 상태에 있다. 바 중앙의 결합된 부분에 280 kN의 하중이 축방향으로 가해질 때, 강의 변형률은? (단, 강의 축방향 탄성계수는 210 GPa, 알루미늄의 축방향 탄성계수는 70 GPa이고, 하중에 의한 변형은 모두 탄성 범위에서 발생하며, 강과 알루미늄 바의 단면적은 $1\mathrm{m}^2$로 같고, 하중에 의한 단면적 변화는 무시한다)



① 10^{-6}

② 3×10^{-6}

③ 10^{-9}

④ 3×10^{-9}

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 양단 고정 복합축에서 중앙 하중이 작용할 때 변위 적합조건과 축강성의 합으로 강의 변형률을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 하중 $P = 280kN$, 강의 탄성계수 $E_s = 210GPa$, 알루미늄의 탄성계수 $E_a = 70GPa$, 두 바의 길이 $L/2$, 단면적 $A = 1m^2$이다.
구해야 할 값은 강의 변형률이다.
중앙 결합점의 이동량은 두 바에서 같고, 두 바의 길이도 같으므로 강과 알루미늄의 변형률 크기는 서로 같다.

사용할 공식

$k_s = \frac{AE_s}{L/2} = \frac{2AE_s}{L}, \qquad k_a = \frac{AE_a}{L/2} = \frac{2AE_a}{L}$
$P = (k_s + k_a)\delta$
$\varepsilon_s = \frac{\delta}{L/2} = \frac{2\delta}{L}$
이 공식을 쓰는 이유는 중앙 결합점에 하중이 작용하면 왼쪽 강은 인장, 오른쪽 알루미늄은 압축을 받으면서 같은 크기의 결합점 이동량 δ를 공유하기 때문이다. 따라서 두 재료를 병렬 스프링처럼 보고 합성강성으로 하중을 분담시킨다.

NoteBase

계산 과정

1. 각 바의 축강성은 $k_s = \frac{2AE_s}{L}$, $k_a = \frac{2AE_a}{L}$이다.
2. 결합점 평형에서
$280 \times 10^3 = (k_s + k_a)\delta = \frac{2A(E_s + E_a)}{L}\delta$
이므로
$\delta = \frac{PL}{2A(E_s + E_a)}$
이다.
3. 강의 변형률은
$\varepsilon_s = \frac{2\delta}{L} = \frac{P}{A(E_s + E_a)}$
이므로
$\varepsilon_s = \frac{280 \times 10^3}{1 \times (210 + 70) \times 10^9} = \frac{280 \times 10^3}{280 \times 10^9} = 10^{-6}$
이다.

선지 판단

1번 O: 계산 결과 강의 변형률은 10^{-6}이다. 강과 알루미늄의 합성강성 $A(E_s + E_a)$를 사용하면 정확히 이 값이 나온다.
2번 X: 3×10^{-6}은 올바른 합성강성 평형을 적용한 결과와 맞지 않는 틀린 수치이다. 두 재료가 함께 하중을 분담하는데 이를 무시하고 한쪽 재료만으로 계산하면 실제보다 큰 값이 나온다. 틀린 수치 → 올바르게는 10^{-6}이다.
3번 X: 10^{-9}은 $kN \to N$, $GPa \to Pa$의 차수를 잘못 처리한 값이다. 이 문제의 분자는 10^3, 분모는 10^9 차수이므로 결과 차수는 10^{-6}이 된다. 틀린 수치 → 올바르게는 10^{-6}이다.
4번 X: 3×10^{-9}도 단위 차수와 합성강성 처리를 함께 잘못한 값이다. 중앙점 변위 적합조건을 적용하면 이 값은 나올 수 없다. 틀린 수치 → 올바르게는 10^{-6}이다.

오답 포인트

한 재료만 하중을 받는다고 보고 E_s 또는 E_a 하나만 넣어 계산하면 틀린다. 이 문항의 핵심 함정은 양단 고정 복합축을 개별 바가 아니라 합성강성으로 보아야 한다는 점과 kN, GPa의 차수를 정확히 맞춰야 한다는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

양단 고정 복합축에서 중간 절점에 하중이 걸리면 먼저 결합점 이동량이 각 부재에 공통이라는 적합조건을 잡는다. 그다음 각 부재의 축강성 AE/L을 구해 합성강성을 만든 뒤 평형식으로 변위를 구하고, 마지막에 변형률 $\varepsilon = \delta/(L/2)$로 바꾸면 된다.

암기 포인트

길이와 단면적이 같은 복합축의 중앙 하중 문제는 $\varepsilon = \frac{P}{A(E_1 + E_2)}$ 형태로 정리된다.

NoteBase

문 16. 지름 300 mm인 풀리가 지름 40 mm인 전동축에 의해 회전하고 있으며, 풀리의 외경에 접하는 방향으로 200 kgf의 힘이 가해진다. 풀리와 전동축이 폭 5 mm, 높이 6 mm, 길이 l인 평행키에 의해 결합되어 있을 때, 최소 평행키의 길이 l[mm]은? (단, 키 재료의 허용압축응력은 10kgf/mm^2, 허용전단응력은 5kgf/mm^2이다)

① 10

② 25

③ 50

④ 60

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 풀리에 걸린 힘으로 토크를 구한 뒤 평행키의 전단응력과 압축응력을 비교하여 최소 키 길이 l를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 풀리 지름 $300mm$, 축 지름 $40mm$, 접선력 $200kgf$, 키 폭 $5mm$, 키 높이 $6mm$, 허용압축응력 $10kgf/mm^2$, 허용전단응력 $5kgf/mm^2$이다.
구해야 할 값은 최소 키 길이 l이다.
주의할 조건은 키의 압축 면적을 $(h/2)l$로 본다는 점과 전단, 압축 두 조건 중 더 큰 길이를 채택해야 한다는 점이다.

사용할 공식

토크는 $T = Fr$이다.
키에 작용하는 접선력은 $F_k = \frac{2T}{d}$이다.
전단응력은 $\tau = \frac{F_k}{bl}$이다.
압축응력은 $\sigma_c = \frac{F_k}{(h/2)l}$이다.
이 문제는 풀리 둘레의 힘을 먼저 토크로 바꾸고, 그 토크를 축과 키가 전달하는 힘으로 환산한 다음 키의 전단과 면압을 각각 검토하는 형식이므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 풀리 반지름은 $150mm$이므로 토크는 $T = 200 \times 150 = 30000kgf \cdot mm$이다.
2. 키가 전달하는 힘은 $F_k = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 30000}{40} = 1500kgf$이다.
3. 전단 기준 길이는 $\tau = \frac{1500}{5l} \le 5$이므로 $l \ge 60mm$이다.
4. 압축 기준 길이는 $\sigma_c = \frac{1500}{(6/2)l} = \frac{1500}{3l} \le 10$이므로 $l \ge 50mm$이다.
5. 두 조건 중 더 큰 값이 최소 길이이므로 $l = 60mm$이다.

선지 판단

1번 X: $l = 10mm$이면 전단응력은 $\frac{1500}{5 \times 10} = 30kgf/mm^2$, 압축응력은 $\frac{1500}{3 \times 10} = 50kgf/mm^2$가 되어 둘 다 허용치를 크게 넘는다. 틀린 표현은 최소 길이가 $10mm$라는 점이고, 올바르게는 최소 $60mm$이다.
2번 X: $l = 25mm$이면 전단응력은 $12kgf/mm^2$, 압축응력은 $20kgf/mm^2$가 되어 역시 허용치를 넘는다. 틀린 표현은 최소 길이가 $25mm$라는 점이고, 올바르게는 최소 $60mm$이다.
3번 X: $l = 50mm$이면 압축응력은 $10kgf/mm^2$로 한계에 맞지만 전단응력은 $6kgf/mm^2$가 되어 허용전단응력을 초과한다. 틀린 표현은 압축 조건만으로 최소 길이를 정했다는 점이고, 올바르게는 전단 조건까지 만족하는 $60mm$이어야 한다.
4번 O: $l = 60mm$이면 전단응력은 $5kgf/mm^2$, 압축응력은 $\frac{1500}{180} = 8.33kgf/mm^2$가 되어 두 허용응력 이내이다. 전단 조건이 지배하므로 최소 길이는 $60mm$이다.

오답 포인트

압축 조건만 보고 $50mm$를 고르거나, 키의 압축 면적을 hl로 잘못 두어 길이를 과소평가하는 경우가 많다. 이 문제의 함정은 전단과 압축을 모두 계산해야 하고, 평행키의 압축 유효면적은 높이 전체가 아니라 절반이라는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

키 설계 문제는 먼저 $T = Fr$로 토크를 구하고, $F_k = 2T/d$로 키 전달력을 환산한 다음, 전단 bl과 압축 $(h/2)l$을 각각 검토하여 더 큰 l을 최소 길이로 판단한다.

암기 포인트

평행키 최소 길이는 전단과 압축을 모두 계산하고 더 불리한 조건으로 정해지며, 압축 면적은 $(h/2)l$이다.

NoteBase

문 17. 안지름이 600 mm인 원통형 보일러에 뚜껑이 볼트로 결합되어 있으며, 내압 0.55kgf/mm^2이 가해진다. 뚜껑의 중심에서 반지름 350 mm를 갖는 원의 원호를 따라 볼트를 원호거리 100 mm 이하로 배치하고자 한다. 가장 적합한 볼트의 개수 n과 최소 골지름 d[mm]는? (단, 볼트 재료의 인장강도는 80kgf/mm^2, 안전계수는 8, $\pi = 3$이고, 볼트에는 내압에 의한 축 방향 인장하중만 작용한다)

① n: 20, d: 30

② n: 20, d: 32

③ n: 22, d: 30

④ n: 22, d: 32

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 볼트 배치 원호거리 조건으로 볼트 수를 정하고, 내압에 의한 뚜껑 분리력으로 각 볼트의 최소 골지름을 구하는 계산형 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 안지름 $D = 600mm$, 내압 $P = 0.55kgf/mm^2$, 볼트 배치원 반지름 $r = 350mm$, 허용 원호거리 $\leq 100mm$, 인장강도 $80kgf/mm^2$, 안전계수 8, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값은 볼트 개수 n과 최소 골지름 d이다.
주의할 조건은 원호거리는 반지름 $350mm$인 볼트 배치원으로 계산하고, 내압이 작용하는 면적은 안지름 $600mm$인 뚜껑 단면으로 계산한다는 점이다.

사용할 공식

볼트 간 원호거리는 $p = \frac{2\pi r}{n}$이다.
뚜껑을 밀어 올리는 힘은 $F = P \cdot \frac{\pi D^2}{4}$이다.
볼트 1개당 필요한 단면적은 $A_b = \frac{F/n}{\sigma_a}$이고, 허용응력은 $\sigma_a = \frac{80}{8} = 10kgf/mm^2$이다.
골지름은 $A_b = \frac{\pi d^2}{4}$에서 $d = \sqrt{\frac{4A_b}{\pi}}$로 구한다.
이 공식을 쓰는 이유는 이 문항이 원주상 볼트 배치 조건과 축방향 인장하중만 받는 볼트의 인장설계를 동시에 묻기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 볼트 개수 조건은 $\frac{2\pi r}{n} \le 100$이므로 $\frac{2\times 3\times 350}{n} \le 100$이다. 따라서 $\frac{2100}{n} \le 100$, 즉 $n \ge 21$이다. 보기에는 21이 없으므로 조건을 만족하는 최소 제시값은 22이다.
2. 뚜껑에 작용하는 총 분리력은 $F = 0.55 \times \frac{3\times 600^2}{4} = 0.55 \times 270000 = 148500 kgf$이다.
3. $n = 22$일 때 볼트 1개당 하중은 $\frac{148500}{22} = 6750 kgf$이다.
4. 허용응력 $10 kgf/mm^2$를 적용하면 필요한 단면적은 $A_b = \frac{6750}{10} = 675 mm^2$이다.
5. $675 = \frac{3d^2}{4}$이므로 $d^2 = 900$, 따라서 $d = 30mm$이다.

선지 판단

1번 X: $n = 20$이면 원호거리가 $\frac{2100}{20} = 105mm$로 허용치 $100mm$를 넘는다. 또한 $n = 20$이면 필요한 골지름은 약 $31.5mm$이므로 $d = 30mm$도 부족하다. 틀린 표현은 $n = 20,\ d = 30mm$이고, 올바르게는 $n = 22,\ d = 30mm$이다.
2번 X: $d = 32mm$는 강도상 가능하더라도 $n = 20$이 원호거리 조건을 만족하지 못하므로 오답이다. 틀린 표현은 $n = 20$이고, 올바르게는 $n = 22$이며 최소 골지름은 $30mm$이다.
3번 O: $n = 22$이면 원호거리가 $\frac{2100}{22} \approx 95.5mm$로 기준 이내이고, 필요한 최소 골지름도 $d = 30mm$로 계산된다. 조건과 최소값을 함께 만족하는 보기이다.
4번 X: $n = 22$는 맞지만 최소 골지름은 $30mm$인데 $32mm$로 제시하여 최소 조건에 맞지 않는다. 틀린 표현은 $d = 32mm$이고, 올바르게는 $d = 30mm$이다.

오답 포인트

볼트 배치 원의 반지름 $350mm$와 뚜껑 안지름 $600mm$를 같은 값처럼 섞으면 바로 틀린다. 또 원호거리 조건으로 n을 먼저 정하지 않고 바로 지름 계산에 들어가면 20개 기준으로 잘못 계산하거나, 최소 골지름을 구해 놓고도 32처럼 더 큰 값을 정답으로 고르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

볼트 설계 문제는 먼저 배치 조건으로 n의 하한을 정하고, 그다음 전체 분리력과 볼트 1개당 하중을 계산한 뒤, 허용응력으로 최소 단면적과 골지름을 구하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

볼트 뚜껑 문제는 배치원으로 n을 정하고, 뚜껑 면적으로 힘을 구한 뒤, 허용응력으로 d를 정한다.

NoteBase

문 18. 유니버셜 커플링에서 구동축의 각속도를 ω_A, 종동축의 최대 각속도를 $\omega_{B\max}$, 종동축의 최소 각속도를 $\omega_{B\min}$, 양 축의 교차각도를 α라고 하면, $\alpha = 30\,^\circ$인 경우 $\frac{\omega_{B\max} - \omega_{B\min}}{\omega_A}$는?

① $\frac{2}{\sqrt{3}}$
② $\frac{1}{1-\sqrt{3}}$
③ $\frac{2}{\sqrt{3}-1}$
④ $\frac{1}{2\sqrt{3}}$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 유니버설 커플링의 종동축 순간각속도 범위에서 최대값과 최소값을 구해 $\frac{\omega_{Bmax} - \omega_{Bmin}}{\omega_A}$를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 교차각도 $\alpha = 30\,^\circ$이다.
구해야 할 값은 $\frac{\omega_{Bmax} - \omega_{Bmin}}{\omega_A}$이다.
유니버설 커플링에서는 종동축 순간각속도가 일정하지 않고 $\omega_A\cos\alpha$부터 $\frac{\omega_A}{\cos\alpha}$까지 변한다.

사용할 공식

유니버설 커플링의 종동축 순간각속도는 $\omega_B = \omega_A\frac{\cos\alpha}{1-\sin^2\alpha\sin^2\theta}$로 나타낸다.
이 식에서 분모가 가장 작을 때 ω_B가 최대이고, 가장 클 때 최소가 된다. 따라서 최대값과 최소값은 바로 $\omega_{Bmax} = \frac{\omega_A}{\cos\alpha}$, $\omega_{Bmin} = \omega_A\cos\alpha$로 정리된다.

계산 과정

1. 최대각속도와 최소각속도를 쓰면 $\omega_{Bmax} = \frac{\omega_A}{\cos\alpha}$, $\omega_{Bmin} = \omega_A\cos\alpha$이다.
2. 따라서 $\frac{\omega_{Bmax} - \omega_{Bmin}}{\omega_A} = \frac{1}{\cos\alpha} - \cos\alpha$이다.
3. $\alpha = 30\,^\circ$를 대입하면 30^=(3)/(2)이므로
(_Bmax-_Bmin)/(_A)=(1)/(3/2)-(3)/(2)=(2)/(3)-(3)/(2)=(4-3)/(23)=(1)/(23)
이므로 정답은 4번이다.

NoteBase

선지 판단

1번 X: (2)/(3)는 $\frac{1}{\cos 30^\circ}$만 계산한 값으로, 최대각속도 비만 구하고 최소각속도 $\cos 30^\circ$를 빼지 않은 오답이다. 올바르게는 (2)/(3)-(3)/(2)=(1)/(23)이다.
2번 X: (1)/(1-3)는 분모 부호를 잘못 다루어 음수 형태로 정리한 오답이다. 이 비는 최대값에서 최소값을 뺀 양수이므로 음수가 될 수 없고, 올바르게는 (1)/(23)이다.
3번 X: (2)/(3-1)는 (2)/(3)-(3)/(2)를 분수의 차가 아니라 분모의 차처럼 잘못 합친 오답이다. 올바르게는 통분하여 (4-3)/(23)=(1)/(23)로 계산한다.
4번 O: 계산 결과가 정확히 (1)/(23)이므로 옳다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 최대각속도값만 보고 끝내거나, $\frac{1}{\cos\alpha}-\cos\alpha$를 통분하지 않고 분모끼리만 빼는 데 있다. 유니버설 커플링 문제는 최대값과 최소값을 각각 구한 뒤 마지막에 차를 내야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

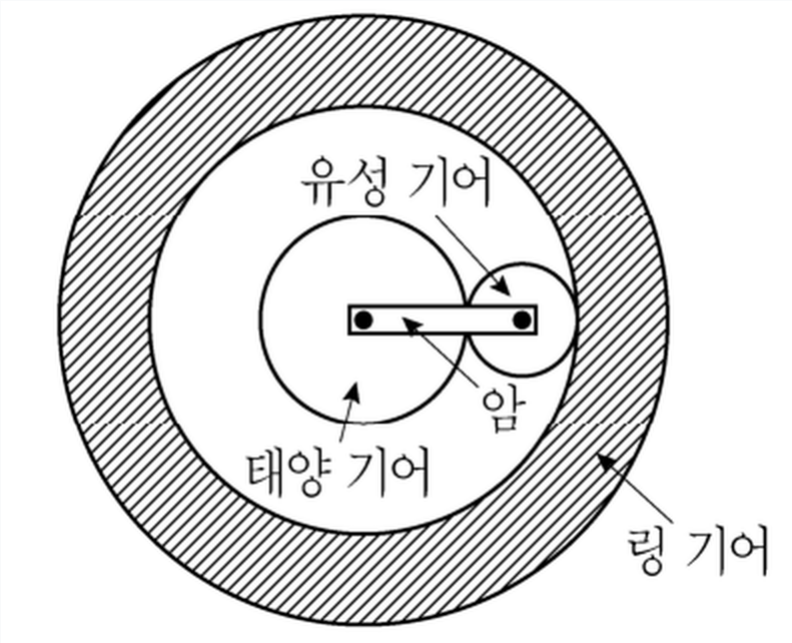
유니버설 커플링 속도변동 문제는 먼저 $\omega_{Bmax}=\frac{\omega_A}{\cos\alpha}$, $\omega_{Bmin}=\omega_A\cos\alpha$를 적고, 그다음 비율식을 세운 뒤 30^=(3)/(2)를 대입해 통분까지 마무리하면 된다.

암기 포인트

유니버설 커플링 속도변동은 최대 $\frac{1}{\cos\alpha}$, 최소 $\cos\alpha$, 차이는 $\frac{1}{\cos\alpha}-\cos\alpha$로 기억한다.

NoteBase

문 19. 그림과 같은 유성 기어 트레인에서 잇수가 40개인 태양 기어가 엔진에 의해 3,000 rpm의 속도로 시계방향으로 회전하고 있다. 이 유성 기어 트레인에서 유성 기어의 잇수는 20개이고, 링 기어의 잇수는 80개이다. 태양 기어를 입력으로 암을 출력으로 할 때, 암의 속도[rpm]는? (단, 이 유성 기어 트레인에서 링 기어는 기계 프레임에 볼트로 고정되어 있고, 태양 기어는 첫 번째 기어이고, 링 기어는 마지막 기어이다)



① 100

② 1,000

③ 300

④ 3,000

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 링 기어가 고정된 단순 유성기어에서 태양 기어 입력, 암 출력 조건의 속도 관계를 이용해 암의 회전속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 태양 기어 잇수 40, 유성 기어 잇수 20, 링 기어 잇수 80, 태양 기어 속도 3000rpm
구해야 할 값: 암의 속도
주의할 조건: 링 기어는 기계 프레임에 고정되어 있으므로 링 기어 속도는 0rpm이다. 입력은 태양 기어이고 출력은 암이다.

NoteBase

사용할 공식

$(\omega_s - \omega_c)Z_s + (\omega_r - \omega_c)Z_r = 0$
이 공식은 유성기어를 암 기준 상대속도로 바꾸어 태양 기어와 링 기어의 잇수비를 적용하는 식이다. 이 문제는 링 기어가 고정되고 암이 출력이므로 절대속도 대신 상대속도 관계를 써야 한다.

계산 과정

1. 태양 기어를 $\omega_s = 3000$rpm, 링 기어를 $\omega_r = 0$rpm, 암을 ω_c라고 둔다.
2. 식에 잇수를 대입하면 $(3000 - \omega_c) \times 40 + (0 - \omega_c) \times 80 = 0$이다.
3. 정리하면 $120000 - 40\omega_c - 80\omega_c = 0$이므로 $120000 - 120\omega_c = 0$이다.
4. 따라서 $\omega_c = 1000$rpm이다. 암은 태양 기어와 같은 시계방향으로 1000rpm 회전한다.

선지별 해설

① X: 계산 결과 암의 속도는 100rpm이 아니라 1000rpm이다. 올바르게는 암의 속도는 1000rpm이다.
② O: 링 기어 고정 조건을 포함한 유성기어 속도식을 적용하면 암의 속도가 1000rpm이 되어 선택지와 일치한다.
③ X: 300rpm은 주어진 잇수 40과 80을 대입한 상대속도식 결과와 맞지 않는다. 올바르게는 암의 속도는 1000rpm이다.
④ X: 암의 속도가 태양 기어와 같은 3000rpm이 되려면 감속이 없어야 하나, 이 문제는 링 기어가 고정된 유성기어이므로 암은 감속되어 회전한다. 올바르게는 암의 속도는 1000rpm이다.

오답 포인트

유성기어를 고정축 기어처럼 바로 기어비만 적용하면 오답이 된다. 이 문제의 함정은 유성기어의 속도를 절대속도로 보지 않고 암 기준 상대속도 $(\omega - \omega_c)$로 바꾸어 계산해야 한다는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

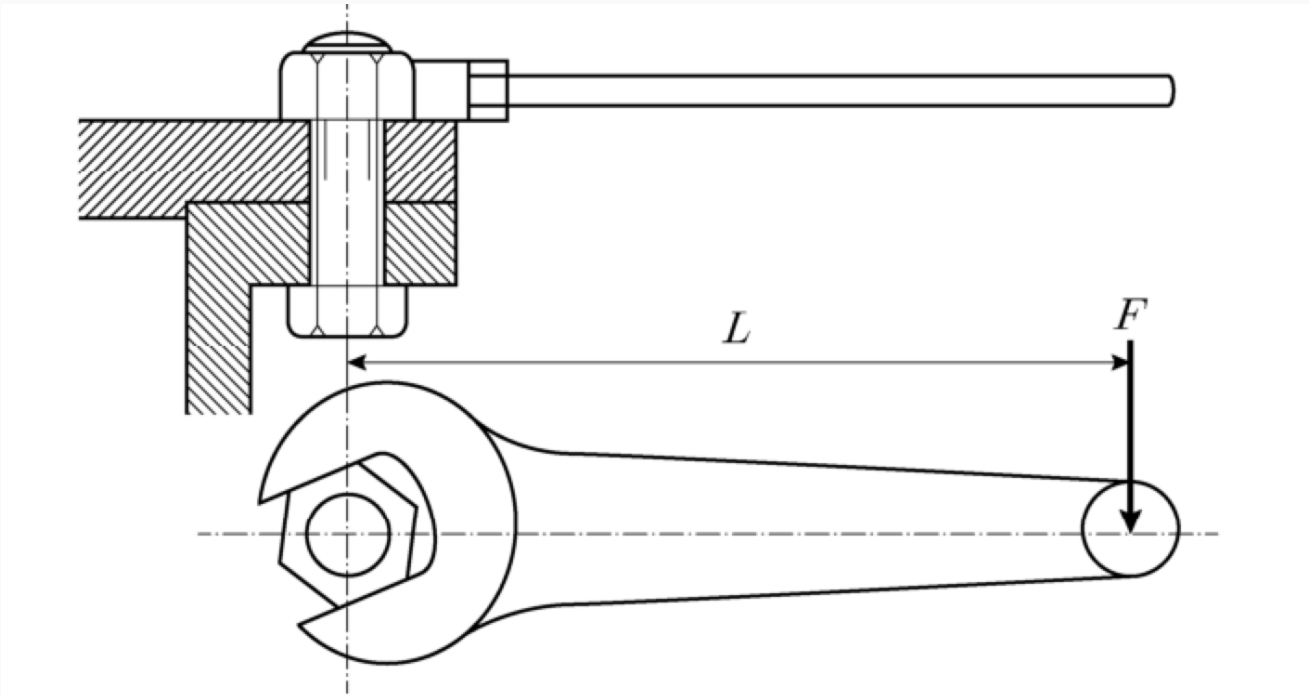
링 고정 유성기어에서 입력과 출력이 다르면 먼저 고정부재의 속도를 0으로 두고, 각 기어의 속도를 암 기준 상대속도 $(\omega - \omega_c)$로 바꾼 다음 잇수비 식을 세워 판단한다.

암기 포인트

유성기어는 절대속도가 아니라 암 기준 상대속도로 푼다. 기본식은 $(\omega_s - \omega_c)Z_s + (\omega_r - \omega_c)Z_r = 0$이다.

NoteBase

문 20. 그림과 같이 피치 3mm, 유효지름 20mm인 한줄 미터나사 볼트를 축 하중 10kN이 가해지도록, 길이 $L = 150\text{mm}$인 스패너를 이용하여 체결한다. 나사면의 마찰만을 고려할 때, 스패너에 작용하는 힘 F[N]에 가장 근사한 값은? (단, 나사산의 마찰계수는 $0.1\cos 30^\circ$이고, $\tan^{-1} 0.05 = 2.86^\circ$, $\tan^{-1} 0.1 = 5.71^\circ$, $\tan^{-1} 0.15 = 8.57^\circ$이며, $\pi = 3$으로 계산한다.)



① 50

② 100

③ 150

④ 200

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 한줄 미터나사의 체결 토크 공식을 이용해 스패너 끝에 필요한 힘을 구하는 계산형 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 피치 $p = 3mm$, 유효지름 $d_2 = 20mm$, 축하중 $W = 10kN = 10{,}000N$, 스패너 길이 $L = 150mm$이다.

구해야 할 값은 스패너 끝에 작용하는 힘 F이다.

문제에서 $\pi = 3$, $\tan^{-1} 0.05 = 2.86^\circ$, $\tan^{-1} 0.1 = 5.71^\circ$, $\tan^{-1} 0.15 = 8.57^\circ$를 사용하도록 제시하였다.

NoteBase

사용할 공식

체결 토크는 $T = W \cdot \frac{d_2}{2}\tan(\lambda + \phi)$ 이고, 스패너 힘은 $F = \frac{T}{L}$ 이다.
여기서 리드각은 $\tan\lambda = \frac{p}{\pi d_2}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 축하중을 받는 나사를 나사면 마찰만 고려하여 조일 때, 나사면의 경사와 마찰을 함께 극복하는 토크가 필요하기 때문이다.

계산 과정

1. 한줄 나사이므로 리드는 피치와 같아서 $l = p = 3mm$이다.
2. 리드각은 $\tan\lambda = \frac{3}{3\times 20} = 0.05$ 이므로 $\lambda = 2.86\,^\circ$이다.
3. 문제에서 준 값에 따라 마찰각은 $\phi = 5.71\,^\circ$로 두고, $\lambda + \phi = 8.57\,^\circ$이므로 $\tan(\lambda + \phi) \approx 0.15$이다.
4. 체결 토크는 $T = 10{,}000 \times \frac{20}{2} \times 0.15 = 15{,}000N \cdot mm$ 이다.
5. 따라서 스패너 힘은 $F = \frac{15{,}000}{150} = 100N$ 이다.

선지별 해설

① X
계산 결과는 $100N$이므로 50은 작다. 50은 토크를 스패너 길이로 나눈 뒤 다시 2로 한 번 더 나누는 식의 실수에서 나오는 값이다. 올바르게는 작용력은 약 $100N$이다.

② O
체결 토크가 $15{,}000N \cdot mm$, 스패너 길이가 $150mm$이므로 $F = 100N$이다. 계산 결과와 일치하므로 옳다.

③ X
계산 결과는 $100N$이므로 150은 크다. 150은 $\tan(\lambda + \phi)$를 실제보다 크게 잡거나 스패너 길이를 잘못 대입할 때 나오는 과대값이다. 올바르게는 작용력은 약 $100N$이다.

④ X
계산 결과는 $100N$이므로 200은 지나치게 크다. 200은 유효지름 $20mm$를 그대로 곱하고 $d_2/2$를 쓰지 않는 실수에서 나오는 값이다. 올바르게는 작용력은 약 $100N$이다.

오답 포인트

유효지름에서 반드시 $d_2/2$를 사용해야 하는데 지름과 반지름을 혼동하기 쉽다. 또 한줄 나사이므로 리드와 피치가 같다는 점을 놓치거나, $\tan\lambda$ 계산에서 πd_2를 빠뜨리면 답이 쉽게 어긋난다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 체결력 계산은 먼저 리드와 피치를 구분하고, 다음에 $\tan\lambda = p/(\pi d_2)$로 리드각을 정한 뒤, 체결 토크 $T = W(d_2/2)\tan(\lambda + \phi)$를 계산하고 마지막에 $F = T/L$로 스패너 힘을 구하면 된다.

NoteBase

암기 포인트

한줄 나사는 리드와 피치가 같고, 스패너 힘은 체결 토크를 길이로 나눈 값이라는 점이 핵심이다.

NoteBase