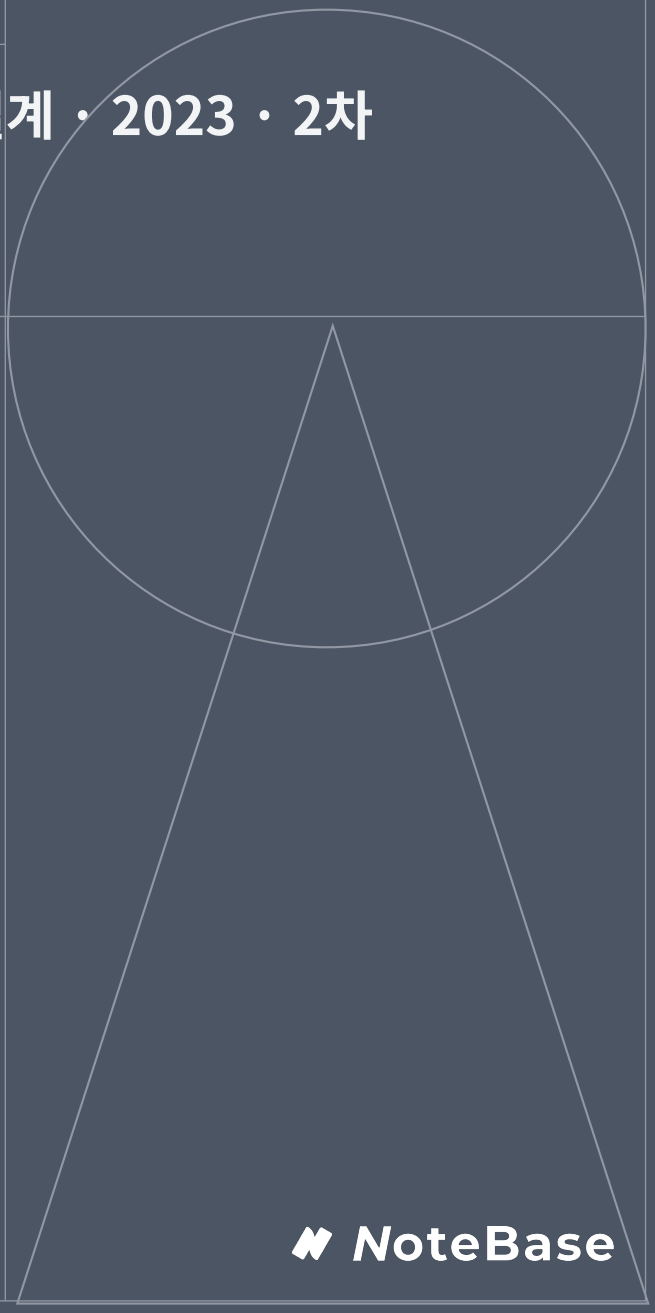
기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2023 · 2차



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2023 · 2차

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2023 · 2차

문 1. 구름베어링에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 원통 롤러베어링은 궤도륜과 롤러가 점 접촉을 한다.

② 니들 롤러베어링은 설치공간이 작은 곳에 사용하기 적합하다.

③ 앵귤러 볼베어링은 반경방향 하중 이외에 큰 축방향 하중을 지지할 수 있다.

④ 단열 깊은 홈 볼베어링은 주로 반경방향 하중을 받으며 약간의 축방향 하중도 받는다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 구름베어링의 접촉 형태와 주하중 방향을 구분하는 문제이다.

핵심 개념

원통 롤러베어링은 원통형 롤러가 궤도륜과 선 접촉을 하므로 큰 반경방향 하중에 유리하다.
니들 롤러베어링은 지름이 작은 긴 롤러를 사용하여 단면 높이가 작고 설치 공간이 좁은 곳에 적합하다.
앵귤러 볼베어링은 접촉각이 있어 반경방향 하중과 함께 한쪽 방향의 큰 축방향 하중을 받을 수 있다.
단열 깊은 홈 볼베어링은 주로 반경방향 하중을 받고 약간의 축방향 하중도 받을 수 있다.

선지별 해설

① X 원통 롤러베어링은 궤도륜과 롤러가 선 접촉을 한다. 틀린 부분은 '점 접촉'이며, 올바르게는 '선 접촉'이다.
② O 니들 롤러베어링은 반경 방향 단면을 작게 만들 수 있어 설치 공간이 작은 곳에 적합하다.
③ O 앵귤러 볼베어링은 접촉각 때문에 반경방향 하중과 함께 축방향 하중을 지지할 수 있다. 특히 한쪽 방향의 축방향 하중에 유리하다.
④ O 단열 깊은 홈 볼베어링은 대표적인 반경하중용 베어링이지만 구조상 약간의 축방향 하중도 함께 받을 수 있다.

오답 포인트

볼베어링과 롤러베어링의 접촉 형태를 뒤바꾸면 ①과 같은 오답에 걸리기 쉽다. 볼은 점 접촉, 롤러는 선 접촉이라는 기본 구분이 흔한 함정이다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

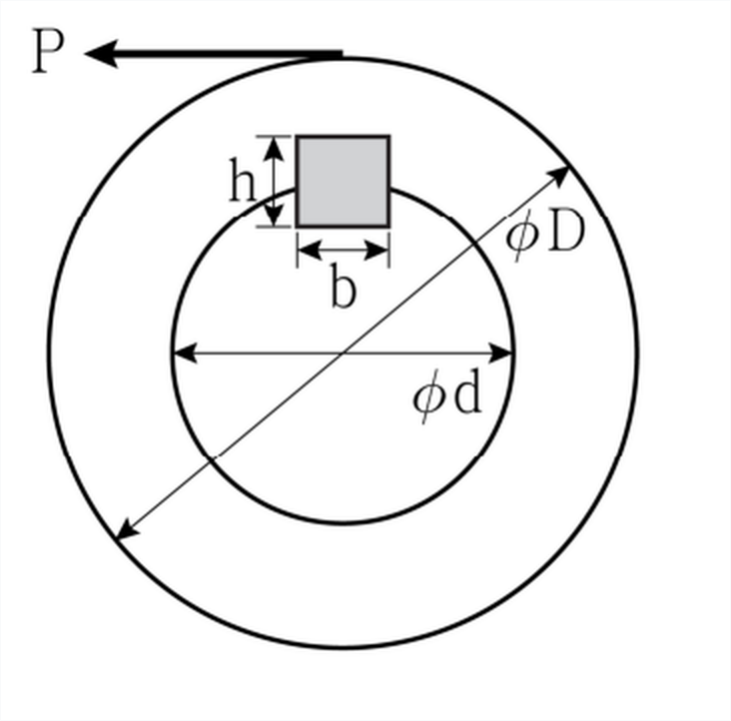
먼저 전동체가 볼인지 롤러인지 보고 점 접촉과 선 접촉을 가른다. 그다음 니들은 좁은 설치 공간, 앵귤러는 축하중 겸용, 깊은 홈은 반경하중 위주에 약간의 축하중으로 정리하면 된다.

암기 포인트

롤러는 선 접촉, 볼은 점 접촉이다. 니들은 좁은 공간, 앵귤러는 축하중, 깊은 홈은 반경하중 위주이다.

NoteBase

문 2. 그림과 같이 지름 $D[mm]$인 풀리와 지름 $d[mm]$인 전동축이 평행키에 의해 결합되어 풀리에 접하는 힘 $P[kg_f]$가 가해진다. 키 재료의 전단강도 $\tau_Y[kg_f/mm^2]$와 안전계수 S를 적용하여 구한 키의 최소 길이 $l[mm]$는? (단, 키의 폭과 높이는 각각 $b[mm]$, $h[mm]$이고, 키의 전단응력만을 고려한다)



① $\frac{PdS}{bD\tau_Y}$
② $\frac{2Pd}{bDS\tau_Y}$
③ $\frac{2PD}{bdS\tau_Y}$
④ $\frac{PDS}{bd\tau_Y}$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 풀리에 작용하는 힘으로 전달토크를 구한 뒤, 키의 전단응력식으로 최소 길이 l를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 풀리 지름 D, 축 지름 d, 힘 P, 키 폭 b, 키 재료 전단강도 τ_Y, 안전계수 S이다.
구해야 할 값: 키의 최소 길이 l이다.
주의할 조건: 키의 전단응력만 고려하므로 전단면적은 bl이고, 허용전단응력은 τ_Y/S이다.

NoteBase

사용할 공식

사용할 식은 $T = P \cdot D/2$, $F = 2T/d$, $\tau = F/(bl)$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 풀리 둘레에 작용하는 힘 P가 축에 토크 T를 만들고, 그 토크를 축 지름 d에서 키가 전단력 F로 전달하기 때문이다.

계산 과정

1. 풀리에 작용하는 힘으로 전달토크를 구하면 $T = P \cdot D/2$이다.
2. 축과 키 접선방향 힘은 $F = 2T/d = 2(PD/2)/d = PD/d$이다.
3. 키의 전단응력은 $\tau = F/(bl) = PD/(bdl)$이다.
4. 안전계수를 적용한 허용전단응력은 τ_Y/S이므로 $PD/(bdl) = \tau_Y/S$이다.
5. 이를 l에 대하여 정리하면 $l = PDS/(bd\tau_Y)$이다.

선지별 해설

① X: $l = \frac{PdS}{bD\tau_Y}$는 풀리 지름 D와 축 지름 d의 위치가 뒤바뀌었다. 토크는 D에 비례하고 키에 걸리는 접선력은 d로 나누어지므로, 올바르게는 $l = \frac{PDS}{bd\tau_Y}$이다.
② X: $l = \frac{2Pd}{bDS\tau_Y}$는 D와 d의 관계가 반대로 들어갔고, 안전계수 S가 분모에 들어가 허용응력을 거꾸로 적용한 식이다. 올바르게는 허용응력 τ_Y/S를 써서 $l = \frac{PDS}{bd\tau_Y}$가 된다.
③ X: $l = \frac{2PD}{bdS\tau_Y}$는 토크식 $T = P \cdot D/2$의 1/2를 처리한 뒤 다시 2를 남겨 중복 반영한 식이고, 안전계수도 분모에 두어 반대로 적용했다. 올바르게는 $2T/d$에서 2와 $D/2$가 상쇄되어 $l = \frac{PDS}{bd\tau_Y}$이다.
④ O: $l = \frac{PDS}{bd\tau_Y}$는 전달토크 $T = P \cdot D/2$, 키 전단력 $F = 2T/d = PD/d$, 전단응력 $\tau = F/(bl)$, 허용응력 τ_Y/S를 차례로 적용해 얻는 식과 일치한다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 D와 d의 역할을 바꾸거나, 안전계수 S를 허용응력에 적용하지 않고 분모에 기계적으로 넣는 데 있다. 또한 $T = P \cdot D/2$와 $F = 2T/d$를 연결할 때 2가 상쇄된다는 점을 놓치면 ③ 같은 식이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

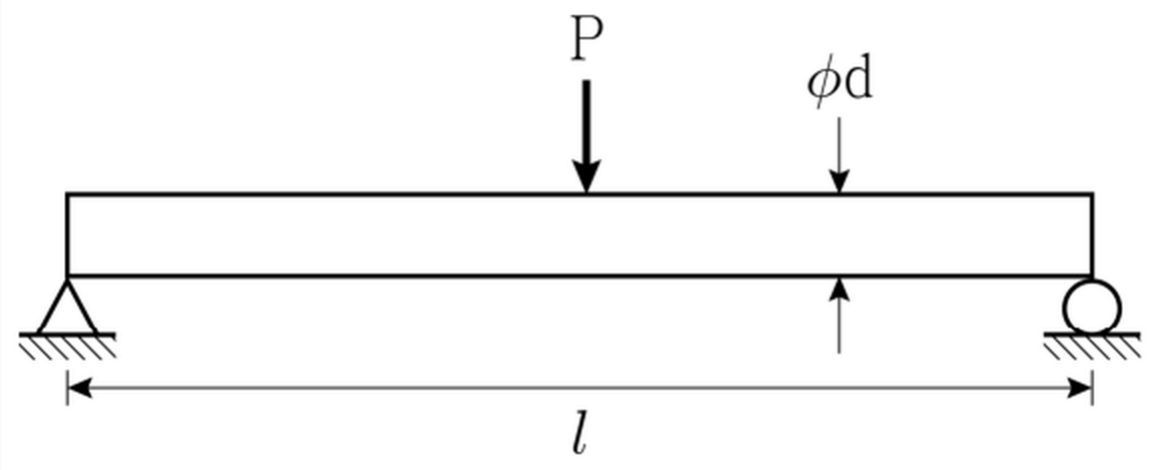
키 설계 계산은 먼저 외력으로 토크를 구하고, 그 토크를 축 반지름이 아닌 축 지름 식 $F = 2T/d$로 접선력으로 바꾼 뒤, 전단면적 bl과 허용전단응력 τ_Y/S를 대입하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

키 전단 길이는 토크에서 시작해 $T \rightarrow F = 2T/d \rightarrow \tau = F/(bl)$ 순서로 정리하면 $l = PDS/(bd\tau_Y)$가 된다.

NoteBase

문 3. 그림과 같이 지름 $d[mm]$, 길이 $l[mm]$, 탄성계수 $E[N/mm^2]$인 양단이 단순지지된 중실축의 중앙에 하중 $P[N]$가 작용할 때, 축의 최대 처짐에 대한 하중비$[N/mm]$는? (단, 축의 자중은 무시한다)



① $\frac{1}{3}\frac{E\pi d^4}{l^3}$
② $\frac{3}{4}\frac{E\pi d^4}{l^3}$
③ $\frac{4}{3}\frac{E\pi d^4}{l^3}$
④ $\frac{3E\pi d^4}{l^3}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 양단 단순지지보의 중앙 집중하중에 대한 최대 처짐식과 원형 단면의 단면2차모멘트 I를 이용해 하중비 P/δ_{max}를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 지름 d, 길이 l, 탄성계수 E, 중앙하중 P이다.
구해야 할 값: 최대 처짐에 대한 하중비 P/δ_{max}이다.
주의할 조건: 양단 단순지지, 중앙 집중하중, 축의 자중 무시 조건이므로 보의 최대 처짐 공식을 그대로 적용한다.

사용할 공식

최대 처짐은 $\delta_{max} = \frac{Pl^3}{48EI}$ 이고, 원형 단면의 단면2차모멘트는 $I = \frac{\pi d^4}{64}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유: 문제의 축은 양단이 단순지지되고 중앙에 집중하중이 작용하므로 최대 처짐이 중앙에서 발생하는 표준 경우이기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 최대 처짐식에서 하중비를 정리하면 $\frac{P}{\delta_{max}} = \frac{48EI}{l^3}$ 이다.
2. 원형 단면이므로 $I = \frac{\pi d^4}{64}$ 를 대입한다.
3. 따라서 $\frac{P}{\delta_{max}} = \frac{48E}{l^3} \cdot \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3E\pi d^4}{4l^3}$ 이다.

선지별 해설

① X
계산 결과와 비교하면 $\frac{1}{3}\frac{E\pi d^4}{l^3}$ 는 정답보다 작다. 틀린 표현은 계수 $\frac{1}{3}$ 이고, 올바르게는 $\frac{3}{4}$ 이어서 $\frac{3E\pi d^4}{4l^3}$ 이다.

② O
$\frac{P}{\delta_{max}} = \frac{3E\pi d^4}{4l^3}$ 이므로 ②가 맞다. 최대 처짐식의 역정리와 원형 단면 I 대입이 모두 정확하다.

③ X
$\frac{4}{3}\frac{E\pi d^4}{l^3}$ 는 계수를 크게 잘못 잡은 값이다. 틀린 표현은 계수 $\frac{4}{3}$ 이고, 올바르게는 $\frac{3}{4}$ 이다. 이런 오답은 48/64 약분에서 분자와 분모를 뒤집을 때 생긴다.

④ X
$\frac{3E\pi d^4}{l^3}$ 는 분모의 4가 빠진 값이다. 틀린 표현은 계수 3이고, 올바르게는 $\frac{3}{4}$ 이다. 이런 오답은 원형 단면의 $I = \frac{\pi d^4}{64}$ 에서 64를 누락하거나 48/64를 3으로 잘못 줄일 때 나온다.

오답 포인트

처짐식 $\delta_{max} = \frac{Pl^3}{48EI}$ 에서 하중비를 구하려면 식을 역으로 정리해야 한다. 이때 48과 원형 단면의 64를 함께 계산하지 않으면 ①, ③, ④처럼 계수만 틀리는 오답에 빠지기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

중앙 집중하중을 받는 단순지지보가 보이면 먼저 최대 처짐식 $\delta_{max} = \frac{Pl^3}{48EI}$ 를 떠올린다. 그다음 P/δ 형태로 역정리하고, 단면 형상에 맞는 I를 대입한 뒤 계수까지 끝까지 검산하면 된다.

암기 포인트

단순지지보 중앙하중의 최대 처짐은 $\frac{Pl^3}{48EI}$, 원형 단면은 $I = \frac{\pi d^4}{64}$ 이므로 하중비는 48/64 = 3/4만 정확히 정리하면 된다.

NoteBase

문 4. 피치원의 원주속도 5m/s로 20PS의 동력을 전달하는 헬리컬 기어에서 비틀림각이 30°일 때, 축방향으로 작용하는 힘[kgf]은?

① 100
② $100\sqrt{3}$
③ 150
④ $150\sqrt{3}$

정답 2번

출제 포인트

동력과 원주속도에서 접선력 F_t를 구한 뒤, 헬리컬기어의 축방향 힘 $F_a = F_t \tan\beta$로 변환하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 원주속도 $v = 5m/s$, 동력 $P = 20PS$, 비틀림각 $\beta = 30^\circ$이다.
구해야 할 값: 축방향 힘 F_a이다.
주의할 조건: $1PS = 75kgf \cdot m/s$이고, 헬리컬기어의 축방향 힘은 접선력에 $\tan\beta$를 곱해 구한다.

사용할 공식

$P = F_t v$
$F_a = F_t \tan\beta$
이 공식을 쓰는 이유는 원주속도와 동력이 주어졌으므로 먼저 접선력 F_t를 구할 수 있고, 헬리컬기어의 축추력은 접선력의 축방향 성분으로 계산되기 때문이다.

계산 과정

1. 동력을 $kgf \cdot m/s$로 바꾸면 $P = 20 \times 75 = 1500kgf \cdot m/s$이다.
2. 접선력은 $F_t = P/v = 1500/5 = 300kgf$이다.
3. 축방향 힘은 $F_a = 300\tan 30^\circ = 300 \times 1/\sqrt{3} = 100\sqrt{3}kgf$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X
계산 결과와 다르다. 축방향 힘은 $100\sqrt{3}kgf$이므로, 이 선지는 $100kgf$가 아니라 $100\sqrt{3}kgf$로 고쳐야 한다.

② O
접선력 $300kgf$에 $\tan 30^\circ$를 곱하면 $100\sqrt{3}kgf$가 된다. 계산 결과와 일치하므로 옳다.

③ X
$150kgf$는 축방향 성분을 구할 때 $\sin 30^\circ$를 잘못 적용한 값에 가깝다. 이 문제는 $\tan 30^\circ$를 써야 하므로, 이 선지는 $150kgf$가 아니라 $100\sqrt{3}kgf$로 고쳐야 한다.

④ X
$150\sqrt{3}kgf$는 축방향 힘이 아니라 다른 성분처럼 계산한 값에 가깝다. 축방향 힘은 $F_t\tan\beta$로 구하므로, 이 선지는 $150\sqrt{3}kgf$가 아니라 $100\sqrt{3}kgf$로 고쳐야 한다.

오답 포인트

축방향 힘을 구하면서 $\sin\beta$, $\cos\beta$, $\tan\beta$를 혼동하기 쉽다. 이 문제는 원주력에서 축추력을 구하는 단계이므로 $\tan\beta$를 써야 한다는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

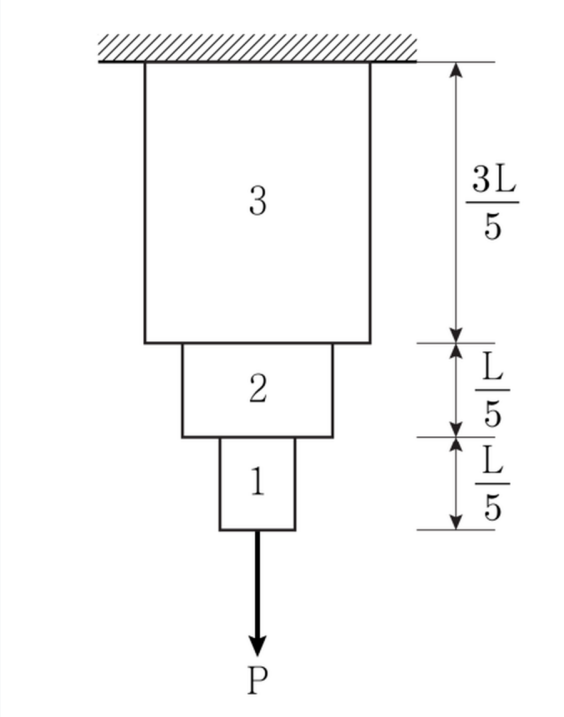
동력과 속도가 보이면 먼저 $P = F_t v$로 접선력을 구하고, 헬리컬기어에서 축방향 힘을 묻는 문항이면 $F_a = F_t\tan\beta$를 바로 연결해 판단한다.

암기 포인트

헬리컬기어는 원주력부터 구하고, 축추력은 $F_t\tan\beta$이다.

NoteBase

문 5. 동일 재질의 부재 1, 2, 3이 그림과 같은 길이로 연결되어 하중 P를 받을 때, 합쳐진 부재의 스프링 상수는? (단, 부재 1, 2, 3의 단면적은 각각 A, $2A$, $3A$, 탄성계수는 E이고, 부재들의 자중은 무시한다)



① $\frac{AE}{L}$

② $\frac{2AE}{L}$

③ $\frac{5AE}{L}$

④ $\frac{10AE}{L}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 단면적과 길이가 다른 축방향 부재 3개가 직렬로 연결될 때의 합성 스프링 상수 k_{eq}를 구하는 문제이다.

NoteBase

조건 정리

주어진 값:
- 부재 1: 길이 $L/5$, 단면적 A
- 부재 2: 길이 $L/5$, 단면적 $2A$
- 부재 3: 길이 $3L/5$, 단면적 $3A$
- 탄성계수는 모두 E이다.

구해야 할 값:
- 합쳐진 부재의 스프링 상수 k_{eq}이다.

주의할 조건:
- 세 부재는 직렬 연결이므로 하중은 같고 변형량이 더해진다.

사용할 공식

각 부재의 축강성은 $k_i = \frac{A_i E}{L_i}$이다.
직렬 연결의 합성강성은 $\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$이다.
이 공식을 쓰는 이유:
이 문제의 세 부재는 위에서 아래로 연속해서 연결되어 있어 각 부재에 같은 하중 P가 작용하고, 전체 변형량은 각 부재 변형량의 합으로 계산되기 때문이다.

계산 과정

1. 각 부재의 강성을 구한다.
$k_1 = \frac{AE}{L/5} = \frac{5AE}{L}, \quad k_2 = \frac{2AE}{L/5} = \frac{10AE}{L}, \quad k_3 = \frac{3AE}{3L/5} = \frac{5AE}{L}$
2. 직렬 연결식을 적용한다.
$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{5AE/L} + \frac{1}{10AE/L} + \frac{1}{5AE/L}$
3. 분모를 정리하면
$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{L}{5AE} + \frac{L}{10AE} + \frac{L}{5AE} = \frac{L}{2AE}$
4. 따라서
$k_{eq} = \frac{2AE}{L}$

NoteBase

선지별 해설

① X
- AE/L는 계산값보다 절반 작다. 합성 스프링 상수를 AE/L로 본 표현이 틀렸고, 올바르게는 $k_{eq} = 2AE/L$이다.
- 이 값은 직렬합을 계산하면서 역수합 정리를 잘못하거나 마지막 역수 복원을 빠뜨릴 때 나올 수 있다.

② O
- 계산 결과가 정확히 $k_{eq} = 2AE/L$이므로 옳다.

③ X
- $5AE/L$는 부재 1 또는 부재 3 하나의 강성과 같은 값일 뿐 전체 직렬 합성강성이 아니다. 합성 스프링 상수가 $5AE/L$라는 표현이 틀렸고, 올바르게는 $k_{eq} = 2AE/L$이다.
- 이 값은 직렬 연결인데도 한 부재의 강성을 그대로 전체 강성으로 착각할 때 나온다.

④ X
- $10AE/L$는 부재 2 하나의 강성이다. 합성 스프링 상수가 $10AE/L$라는 표현이 틀렸고, 올바르게는 $k_{eq} = 2AE/L$이다.
- 이 값은 단면적이 가장 큰 부재의 강성만 보고 전체 강성을 판단할 때 나온다.

오답 포인트

직렬 연결에서는 강성이 직접 더해지지 않고 역수로 합해진다는 점이 함정이다. 특히 ③, ④처럼 각 부재의 개별 강성을 전체 강성으로 오인하거나, ①처럼 역수합 뒤에 다시 역수를 취하는 마지막 단계를 놓치기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

축방향 부재 합성강성 문제는 먼저 각 부재의 $k = AE/L$를 구한 뒤, 직렬이면 역수합, 병렬이면 직접합을 적용하는 순서로 판단한다. 계산이 끝나면 합성강성은 가장 작은 개별 강성보다 더 작아져야 한다는 감각으로 한 번 더 검산할 수 있다.

암기 포인트

직렬 강성은 역수합, 병렬 강성은 직접합이다. 축강성 기본식은 $k = AE/L$이다.

NoteBase

문 6. 단면이 일정한 축에 최대 180 kN과 최소 60 kN의 인장하중이 일정한 주기로 반복적으로 작용하고 있을 때, 굿맨선(Goodman line)을 만족하기 위한 축의 최소 단면적[mm^2]은? (단, 축의 항복강도는 40 MPa, 극한강도는 60 MPa, 피로한도는 30 MPa이다)

① 1,000

② 2,000

③ 3,000

④ 4,000

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 반복 인장하중에서 평균응력과 교번응력을 구한 뒤 굿맨선 $\frac{\sigma_a}{S_e}+\frac{\sigma_m}{S_u}=1$으로 최소 단면적을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $P_{max}=180kN$, $P_{min}=60kN$, $S_y=40MPa$, $S_u=60MPa$, $S_e=30MPa$이다.
구해야 할 값: 굿맨선을 만족하는 최소 단면적 A이다.
주의할 조건: 축하중이므로 응력은 $\sigma=P/A$로 계산하고, 굿맨선은 S_u와 S_e를 사용한다. S_y는 이 식에 직접 들어가지 않는다.

사용할 공식

$P_m=\frac{P_{max}+P_{min}}{2}, \quad P_a=\frac{P_{max}-P_{min}}{2}$
$\sigma_m=\frac{P_m}{A}, \quad \sigma_a=\frac{P_a}{A}$
$\frac{\sigma_a}{S_e}+\frac{\sigma_m}{S_u}=1$
이 공식을 쓰는 이유: 문제에서 굿맨선을 만족하는 최소 단면적을 묻고 있으므로 평균응력과 교번응력을 분리한 뒤 굿맨 직선식에 대입해야 하기 때문이다.

계산 과정

1. 평균하중과 교번하중을 구하면 $P_m=\frac{180+60}{2}=120kN$, $P_a=\frac{180-60}{2}=60kN$이다.
2. 응력으로 바꾸면 $\sigma_m=120000/A$, $\sigma_a=60000/A$이다.
3. 굿맨식에 대입하면 $\frac{60000/A}{30}+\frac{120000/A}{60}=1$이다.
4. 정리하면 $\frac{2000}{A}+\frac{2000}{A}=1\Rightarrow\frac{4000}{A}=1\Rightarrow A=4000mm^2$이다.

NoteBase

선지 판단

① X

계산 결과 최소 단면적은 $4000mm^2$이므로 $1000mm^2$는 부족하다.

틀린 표현은 "최소 단면적이 $1000mm^2$이다"이고, 올바르게는 "최소 단면적은 $4000mm^2$이다"이다.

② X

$2000mm^2$는 교번응력항 또는 평균응력항 한쪽만 본 값에 가깝고, 굿맨식의 두 항을 함께 만족하지 못한다.

틀린 표현은 "최소 단면적이 $2000mm^2$이다"이고, 올바르게는 "평균응력항과 교번응력항을 함께 반영하면 최소 단면적은 $4000mm^2$이다"이다.

③ X

$3000mm^2$를 대입하면 $\frac{60000/3000}{30}+\frac{120000/3000}{60}=\frac{20}{30}+\frac{40}{60}=\frac{4}{3}$이 되어 1보다 크므로 굿맨선을 만족하지 못한다.

틀린 표현은 "최소 단면적이 $3000mm^2$이다"이고, 올바르게는 "굿맨선을 만족하는 최소 단면적은 $4000mm^2$이다"이다.

④ O

$4000mm^2$를 대입하면 $\sigma_a=15MPa$, $\sigma_m=30MPa$가 되어 $\frac{15}{30}+\frac{30}{60}=1$을 만족한다.

따라서 굿맨선을 만족하는 최소 단면적은 $4000mm^2$이다.

오답 포인트

항복강도 $40MPa$가 눈에 띄어 평균응력항에 바로 넣거나, 평균응력과 교번응력 중 한 항만 계산하면 오답이 된다. 굿맨선은 S_u와 S_e를 함께 쓰는 선도라는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

반복하중 문제는 먼저 P_{max}, P_{min}에서 평균하중과 교번하중을 분리한 뒤, 문제에서 지정한 선도에 맞게 식을 고른다. Goodman이면 평균응력항에 S_u, Soderberg이면 평균응력항에 S_y를 넣어 최소 단면적을 계산하면 된다.

암기 포인트

굿맨선은 "교번응력/피로한도 + 평균응력/극한강도"이고, 평균응력항에 항복강도를 쓰는 것은 Soderberg식이다.

NoteBase

문 7. 좌굴의 오일러 공식을 확장하여 원기둥의 양단 지지 조건이 다음과 같을 때, 이 원기둥의 임계 하중 크기를 작은 것부터 순서대로 바르게 나열한 것은?

ㄱ. 핀-핀 조건
ㄴ. 고정-고정 조건
ㄷ. 고정-자유단 조건
ㄹ. 고정-핀 조건

① ㄱ → ㄷ → ㄴ → ㄹ
② ㄴ → ㄷ → ㄹ → ㄱ
③ ㄷ → ㄱ → ㄹ → ㄴ
④ ㄷ → ㄹ → ㄴ → ㄱ

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 좌굴의 오일러 공식을 유효길이계수 K에 맞게 확장하여 각 지지조건의 임계하중 크기를 비교하는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건: ㄱ 핀-핀, ㄴ 고정-고정, ㄷ 고정-자유단, ㄹ 고정-핀 조건이다.
구해야 할 값: 네 지지조건의 임계하중을 작은 것부터 배열한 순서이다.
주의할 조건: 같은 재료와 같은 단면, 같은 길이의 원기둥으로 보고 유효길이계수 K만 비교하면 된다.

사용할 공식

오일러 좌굴하중은 $P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유: 문제는 지지조건만 다르고 E, I, L은 같으므로 임계하중은 유효길이 KL의 제곱에 반비례한다. 따라서 K가 클수록 좌굴하중은 작고, K가 작을수록 좌굴하중은 크다.

계산 과정

1. 각 지지조건의 유효길이계수를 정리하면 핀-핀은 $K = 1$, 고정-고정은 $K = 0.5$, 고정-자유단은 $K = 2$, 고정-핀은 $K \approx 0.7$이다.
2. 같은 $\pi^2 EI$와 L^2를 기준으로 보면 임계하중은 $1/K^2$에 비례한다.
3. 따라서 상대크기는 고정-자유단 $(1/2^2 = 0.25)$, 핀-핀 $(1/1^2 = 1)$, 고정-핀 $(1/0.7^2 \approx 2.04)$, 고정-고정 $(1/0.5^2 = 4)$ 순이다.
4. 작은 것부터 배열하면 ㄷ → ㄱ → ㄹ → ㄴ이므로 정답은 3번이다.

NoteBase

선지 판단

① X: ㄱ → ㄷ → ㄴ → ㄹ은 핀-핀보다 고정-자유단의 임계하중이 더 작다는 점을 놓친 순서이다. 가장 작은 것은 ㄷ이어야 한다. 틀린 표현은 첫 순서를 ㄱ으로 둔 부분이며, 올바르게는 ㄷ → ㄱ → ㄹ → ㄴ이다.
② X: ㄴ → ㄷ → ㄹ → ㄱ은 가장 큰 고정-고정을 맨 앞에 둔 순서이다. 고정-고정은 유효길이계수 $K = 0.5$로 가장 작아 임계하중은 가장 크다. 틀린 표현은 ㄴ을 최소로 본 부분이며, 올바르게는 ㄷ → ㄱ → ㄹ → ㄴ이다.
③ O: ㄷ → ㄱ → ㄹ → ㄴ은 고정-자유단, 핀-핀, 고정-핀, 고정-고정 순으로 배열한 것이다. 이는 $K = 2, 1, 0.7, 0.5$에 대응하므로 임계하중의 오름차순과 일치한다.
④ X: ㄷ → ㄹ → ㄴ → ㄱ은 핀-핀보다 고정-핀과 고정-고정을 더 작은 하중으로 본 순서이다. 실제로는 고정-핀과 고정-고정이 핀-핀보다 더 큰 좌굴하중을 가진다. 틀린 표현은 ㄱ을 맨 뒤에 둔 부분이며, 올바르게는 ㄷ → ㄱ → ㄹ → ㄴ이다.

오답 포인트

고정이 많을수록 더 강하다는 감각만으로 풀면 순서를 뒤집기 쉽다. 특히 고정-핀과 핀-핀의 크기를 헷갈리거나, 고정-고정을 가장 작은 값으로 착각하면 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

지지조건 비교 문제는 먼저 각 조건의 유효길이계수 K를 대응시키고, 그다음 $P_{cr} \propto 1/K^2$만 적용해 작은 하중부터 정렬하면 된다.

암기 포인트

유효길이계수는 고정-자유단 2, 핀-핀 1, 고정-핀 0.7, 고정-고정 0.5 순으로 작아지고, 임계하중은 그 역순으로 커진다.

NoteBase

문 8. 두 개의 평판 부재를 볼트와 너트로 결합하여 초기 인장력이 작용하고 있는 볼트에서 외부로부터 인장하중이 볼트의 길이 방향으로 추가로 작용하면 볼트의 인장력은 F_b, 부재의 압축력은 F_p가 된다. $F_b - F_p = 20\text{kN}$이고 $F_b + F_p = 50\text{kN}$이면, 볼트의 초기 인장력[kN]은? (단, 평판 부재의 스프링 상수(k_p)볼트의 스프링 상수(k_b) = 3이다.)

① 10

② 20

③ 30

④ 40

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 체결체의 강성비를 이용해 외력 작용 후의 볼트 인장력과 부재 압축력으로부터 초기 인장력 F_i를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 식은 $F_b - F_p = 20kN$, $F_b + F_p = 50kN$이다.
강성비는 $k_p/k_b = 3$이므로 하중분담률은 $C = \frac{k_b}{k_b + k_p} = \frac{1}{1+3} = \frac{1}{4}$이다.
구해야 할 값은 볼트의 초기 인장력 F_i이다.

사용할 공식

외력 P가 볼트 축 방향으로 작용하면 볼트 인장력과 부재 압축력은
$F_b = F_i + CP, \qquad F_p = F_i - (1-C)P$
가 된다.
이 공식을 쓰는 이유는 초기 체결력은 볼트와 부재에 같은 크기로 작용하고, 추가 외력 P는 강성비에 따라 볼트 증가분과 부재 압축 감소분으로 나뉘기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

먼저 두 식을 더하고 빼서 외력과 각 힘의 크기를 정리한다.

$P = F_b - F_p = 20kN$

또한

$F_b + F_p = (F_i + CP) + (F_i - (1-C)P) = 2F_i + (2C-1)P$

이다.

여기에 $C = \frac{1}{4}, P = 20kN$을 대입하면

$50 = 2F_i + \left(2 \cdot \frac{1}{4} - 1\right)20 = 2F_i - 10$

이므로

$2F_i = 60$

$F_i = 30kN$

가 된다.

선지 판단

1번 X: 10은 계산 결과 $30kN$와 다르다. 이 값은 초기 인장력을 너무 작게 본 경우이며, 올바르게는 볼트의 초기 인장력은 $30kN$이다.

2번 X: 20은 $F_b - F_p$로부터 얻어지는 추가 외력 P의 크기일 뿐 초기 인장력이 아니다. 올바르게는 초기 인장력은 $30kN$이다.

3번 O: 강성비 $k_p/k_b = 3$에서 $C = 1/4$를 구해 식 $50 = 2F_i + (2C-1)P$에 대입하면 $F_i = 30kN$이므로 맞다.

4번 X: 40은 계산 결과보다 $10kN$ 크게 잡은 값이다. 부재 강성이 더 크므로 외력 전부가 볼트로 가지 않는데 이를 무시하면 이런 오답이 나온다. 올바르게는 초기 인장력은 $30kN$이다.

오답 포인트

$F_b - F_p$를 초기 인장력으로 착각하면 20을 고르게 된다. 또 $k_p/k_b = 3$이라는 조건을 무시하고 외력이 전부 볼트에 더해진다고 보면 40 같은 값을 만들기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

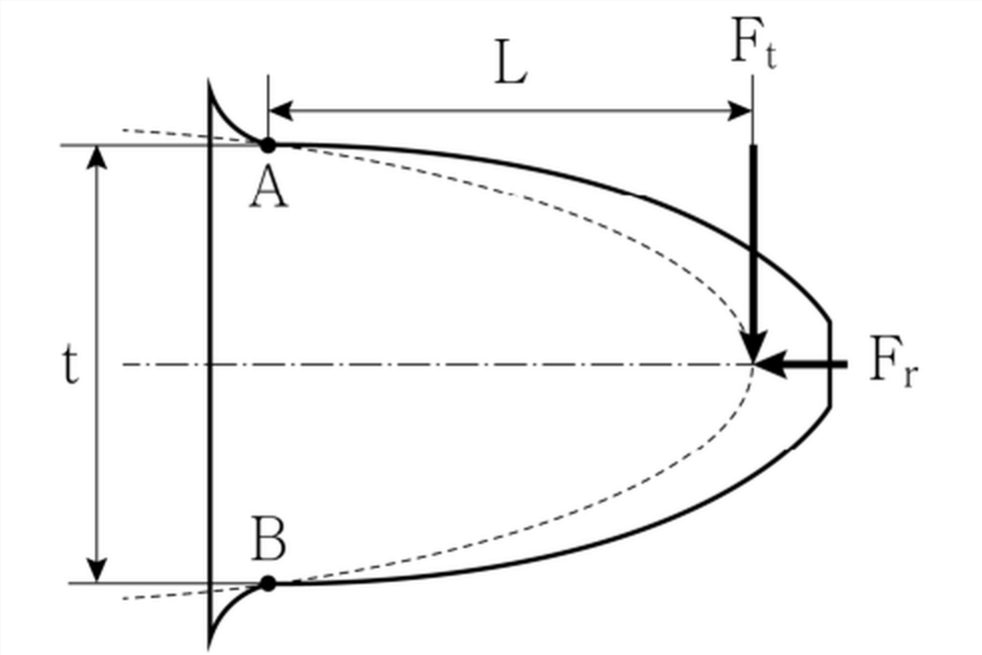
체결체 계산형은 먼저 $F_b - F_p$로 외력 P를 잡고, 다음에 강성비로 $C = \frac{k_b}{k_b + k_p}$를 구한 뒤, $F_b = F_i + CP$, $F_p = F_i - (1-C)P$에 넣어 초기 인장력을 역산하면 된다.

암기 포인트

볼트 체결체에서는 외력 증가분이 전부 볼트로 가지 않고, 분담률은 $C = \frac{k_b}{k_b + k_p}$로 결정된다.

NoteBase

문 9. 그림과 같이 스퍼 기어의 이가 외팔보 형태로 고정되어 접선방향 하중 $F_t = 1\text{kN}$, 반경방향 하중 $F_r = 0.36\text{kN}$을 받고 있다. A, B 위치의 이 두께 $t = 5\text{mm}$이고, 이 폭 $b = 36\text{mm}$, 이 길이 $L = 6\text{mm}$일 때, A와 B 위치의 응력 σ_A와 σ_B[MPa]는? (단, 반경방향 하중이 균일한 압축응력을 발생시키며, 전단응력 및 응력집중은 무시한다)



① σ_A: 18, σ_B: -22

② σ_A: 28, σ_B: -32

③ σ_A: 38, σ_B: -42

④ σ_A: 48, σ_B: -52

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 치근 단면 $A-B$에서 접선방향 하중에 의한 굽힘응력과 반경방향 하중에 의한 균일 압축응력을 합성해 σ_A와 σ_B를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $F_t = 1kN = 1000N$, $F_r = 0.36kN = 360N$, $t = 5mm$, $b = 36mm$, $L = 6mm$이다.
구해야 할 값은 A점과 B점의 합성응력이다.
반경방향 하중은 단면 전체에 균일한 압축응력을 만들고, 전단응력과 응력집중은 무시한다.

NoteBase

사용할 공식

굽힘응력은 $\sigma_b = Mc/I$이고, 균일 압축응력은 $\sigma_c = -F_r/A$이다.
직사각형 단면에서 $A = bt$, $I = bt^3/12$, $c = t/2$이다.
이 문제의 치근 단면은 외팔보의 고정단이므로 접선방향 하중은 굽힘모멘트를 만들고, 반경방향 하중은 단면 전체에 같은 압축응력을 더한다.

계산 과정

1. 굽힘모멘트는 $M = F_t L = 1000 \times 6 = 6000 N \cdot mm$이다.
2. 단면2차모멘트는 $I = bt^3/12 = 36 \times 5^3/12 = 375 mm^4$이고, 극섬유거리는 $c = t/2 = 2.5 mm$이다.
3. 따라서 굽힘응력의 크기는 $\sigma_b = Mc/I = 6000 \times 2.5/375 = 40 MPa$이다.
4. 반경방향 하중에 의한 균일 압축응력은 $\sigma_c = -F_r/A = -360/(36 \times 5) = -2 MPa$이다.
5. F_t가 아래로 작용하므로 A는 인장측, B는 압축측이 된다. 따라서 $\sigma_A = 40 - 2 = 38 MPa$, $\sigma_B = -40 - 2 = -42 MPa$이다.

선지별 해설

① X: $\sigma_A = 18 MPa$, $\sigma_B = -22 MPa$는 굽힘응력의 크기를 $20 MPa$로 잘못 본 값이다. 정확한 단면계산을 하면 굽힘응력은 $40 MPa$이므로 올바르게는 $\sigma_A = 38 MPa$, $\sigma_B = -42 MPa$이다.
② X: $\sigma_A = 28 MPa$, $\sigma_B = -32 MPa$는 굽힘응력을 과소평가한 값이다. $M = 6000 N \cdot mm$, $I = 375 mm^4$, $c = 2.5 mm$를 대입하면 $30 MPa$가 아니라 $40 MPa$가 나오므로 올바르게는 $\sigma_A = 38 MPa$, $\sigma_B = -42 MPa$이다.
③ O: 계산 결과 $\sigma_A = 38 MPa$, $\sigma_B = -42 MPa$이므로 맞다. A는 굽힘 인장응력 $40 MPa$에 압축응력 $2 MPa$가 더해져 $38 MPa$가 되고, B는 굽힘 압축응력 $40 MPa$에 압축응력 $2 MPa$가 더해져 $-42 MPa$가 된다.
④ X: $\sigma_A = 48 MPa$, $\sigma_B = -52 MPa$는 반경방향 압축응력을 더한 뒤의 값이 아니라 굽힘응력을 과대평가한 값이다. 균일 압축응력은 단면 전체에 $2 MPa$만 작용하므로 올바르게는 $\sigma_A = 38 MPa$, $\sigma_B = -42 MPa$이다.

오답 포인트

반경방향 하중 F_r을 굽힘하중처럼 취급하거나, 균일 압축응력을 양 끝점에 같은 부호로 더하지 않으면 오답이 된다. 또 직사각형 단면의 $I = bt^3/12$를 $bt^3/6$ 등으로 잘못 쓰면 굽힘응력이 절반이나 다른 값으로 틀어진다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어 치근 응력 문제는 먼저 F_t로 고정단 굽힘응력을 구하고, 다음에 F_r로 생기는 균일 압축응력을 단면 전체에 같은 부호로 합성하면 된다. 마지막에 A와 B가 각각 인장측인지 압축측인지 부호를 확인하면 된다.

암기 포인트

치근 응력은 F_t → 굽힘, F_r → 균일 압축으로 나누어 계산한 뒤 중첩하면 된다.

NoteBase

문 10. 축직각 모듈이 m_s이고 잇수가 Z_s인 표준 헬리컬 기어가 서로 맞물려 돌아갈 때, 피치원 지름과 치직각 압력각은? (단, 축직각 압력각은 α_s이고 비틀림각은 β이다)

① 피치원 지름: $\frac{m_s}{\cos\beta}Z_s$, 치직각 압력각: $\tan^{-1}\left(\frac{\tan\alpha_s}{\cos\beta}\right)$
② 피치원 지름: $\frac{m_s}{\cos\beta}Z_s$, 치직각 압력각: $\tan^{-1}(\tan\alpha_s \times \cos\beta)$
③ 피치원 지름: m_sZ_s, 치직각 압력각: $\tan^{-1}\left(\frac{\tan\alpha_s}{\cos\beta}\right)$
④ 피치원 지름: m_sZ_s, 치직각 압력각: $\tan^{-1}(\tan\alpha_s \times \cos\beta)$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 표준 헬리컬 기어에서 축직각 기준 값과 치직각 기준 값의 관계를 이용해 피치원 지름과 치직각 압력각을 판별하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 축직각 모듈 m_s, 잇수 Z_s, 축직각 압력각 α_s, 비틀림각 β
구해야 할 값: 피치원 지름 d, 치직각 압력각 α_n
주의할 조건: 문제에서 주어진 모듈과 압력각은 모두 축직각 기준이므로 치직각 값으로 바꿀 때만 비틀림각이 들어간다.

사용할 공식

$d = m_sZ_s$
$\tan\alpha_s = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$
따라서
$\alpha_n = \tan^{-1}(\tan\alpha_s\cos\beta)$
이 공식을 쓰는 이유: 피치원 지름은 축직각 모듈의 정의 그대로 구하고, 치직각 압력각은 축직각 압력각을 법선면 기준으로 변환해야 하기 때문이다.

계산 과정

1. 축직각 모듈이 m_s이므로 피치원 지름은 $d = m_sZ_s$이다.
2. 헬리컬 기어의 압력각 관계는 $\tan\alpha_s = \tan\alpha_n/\cos\beta$이다.
3. 이를 α_n에 대해 정리하면 $\alpha_n = \tan^{-1}(\tan\alpha_s\cos\beta)$이다.
4. 두 결과를 동시에 만족하는 선지를 고르면 4번이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 피치원 지름을 $m_s Z_s/\cos\beta$로 본 부분이 틀렸고, 치직각 압력각을 $\tan^{-1}(\tan\alpha_s/\cos\beta)$로 본 부분도 틀렸다. m_s가 이미 축직각 모듈이므로 피치원 지름은 $m_s Z_s$가 맞다. 또한 $\tan^{-1}(\tan\alpha_s/\cos\beta)$는 치직각에서 축직각으로 가는 반대 변환에 해당하고, 올바르게는 $\tan^{-1}(\tan\alpha_s\cos\beta)$이다.
② X: 치직각 압력각 $\tan^{-1}(\tan\alpha_s\cos\beta)$는 맞지만, 피치원 지름을 $m_s Z_s/\cos\beta$로 본 부분이 틀렸다. 틀린 표현은 '피치원 지름이 $m_s Z_s/\cos\beta$'이고, 올바르게는 '피치원 지름이 $m_s Z_s$'이다.
③ X: 피치원 지름 $m_s Z_s$는 맞지만, 치직각 압력각을 $\tan^{-1}(\tan\alpha_s/\cos\beta)$로 본 부분이 틀렸다. 틀린 표현은 '치직각 압력각이 $\tan^{-1}(\tan\alpha_s/\cos\beta)$'이고, 올바르게는 '$\tan^{-1}(\tan\alpha_s\cos\beta)$'이다.
④ O: 피치원 지름을 $m_s Z_s$로 두고, 치직각 압력각을 $\tan^{-1}(\tan\alpha_s\cos\beta)$로 둔 관계가 모두 맞다. 계산 결과와 정의를 함께 만족하므로 정답이다.

오답 포인트

출제자는 축직각 모듈과 치직각 모듈을 뒤섞는 실수를 노렸다. $/\cos\beta$가 붙는 식은 기준면이 바뀔 때 쓰는 변환식인데, 문제에서 이미 축직각 모듈 m_s를 주었는데도 다시 $/\cos\beta$를 붙이면 오답이 된다. 압력각도 같은 방향으로 외우면 틀리고, 축직각에서 치직각으로 갈 때는 $\cos\beta$를 곱하는 쪽으로 정리된다.

다시 나오면 이렇게 판단

헬리컬 기어 문제는 먼저 주어진 값의 기준면이 축직각인지 치직각인지 확인한 뒤, 피치원 지름은 해당 기준의 모듈 정의로 구하고, 압력각은 tan 관계식으로 변환하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

축직각 모듈이면 $d = m_s Z_s$, 축직각 압력각에서 치직각 압력각으로 갈 때는 $\tan\alpha_n = \tan\alpha_s\cos\beta$로 정리된다.

NoteBase

문 11. 중심거리가 일정하고 지름이 다른 두 풀리로 동력을 전달하는 벨트의 전동방식에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 바로걸기의 접촉각이 엇걸기보다 더 크다.

② 바로걸기의 벨트길이가 엇걸기보다 더 길다.

③ 엇걸기에서는 두 풀리에서의 접촉각이 동일하다.

④ 바로걸기에서는 지름이 작은 풀리에서의 접촉각이 지름이 큰 풀리에서보다 더 크다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 벨트의 바로걸기와 엇걸기에서 접촉각과 벨트길이가 어떻게 달라지는지를 구분하는 문제이다.

핵심 개념

바로걸기는 두 풀리를 평행한 외접선으로 연결하는 방식이어서 큰 풀리의 접촉각이 더 크고 작은 풀리의 접촉각이 더 작다.
엇걸기는 벨트를 교차시켜 연결하는 방식이어서 두 풀리의 접촉각이 같고, 일반적으로 바로걸기보다 벨트길이가 더 길다.

선지별 해설

① X: 바로걸기의 접촉각이 엇걸기보다 더 크다는 설명은 틀리다. 엇걸기는 벨트가 교차되면서 두 풀리 모두에서 접촉각이 커지므로, 바로걸기보다 접촉각이 크게 확보된다. 틀린 표현은 "바로걸기의 접촉각이 엇걸기보다 더 크다"이고, 올바르게는 "엇걸기의 접촉각이 바로걸기보다 더 크다"이다.
② X: 바로걸기의 벨트길이가 엇걸기보다 더 길다는 설명은 틀리다. 같은 중심거리와 같은 풀리 조건이면 교차시키는 엇걸기가 더 많은 길이를 필요로 한다. 틀린 표현은 "바로걸기의 벨트길이가 엇걸기보다 더 길다"이고, 올바르게는 "엇걸기의 벨트길이가 바로걸기보다 더 길다"이다.
③ O: 엇걸기에서는 벨트가 두 풀리를 대칭적으로 감기므로 두 풀리에서의 접촉각이 동일하다. 엇걸기의 대표적인 특징을 정확히 설명한 선지이다.
④ X: 바로걸기에서는 지름이 작은 풀리의 접촉각이 지름이 큰 풀리보다 더 작다. 작은 풀리 쪽이 미끄럼에 더 불리한 이유도 접촉각이 더 작기 때문이다. 틀린 표현은 "지름이 작은 풀리에서의 접촉각이 지름이 큰 풀리에서보다 더 크다"이고, 올바르게는 "지름이 작은 풀리에서의 접촉각이 지름이 큰 풀리에서보다 더 작다"이다.

오답 포인트

바로걸기와 엇걸기의 이름만 보고 단순히 교차 여부만 기억하면 ①과 ②를 뒤집기 쉽다. 특히 ④처럼 작은 풀리가 더 많이 감길 것이라고 막연히 생각하면 접촉각의 대소를 반대로 판단하게 된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 전동 선지가 나오면 먼저 엇걸기는 두 풀리의 접촉각이 같고 접촉각이 크며 벨트길이도 더 길다는 점을 기준으로 잡는다. 그다음 바로걸기는 큰 풀리 접촉각이 더 크고 작은 풀리 접촉각이 더 작다는 순서로 대조하면 된다.

암기 포인트

엇걸기: 접촉각 동일, 벨트길이 김 / 바로걸기: 큰 풀리 접촉각 큼, 작은 풀리 접촉각 작음.

NoteBase

문 12. 기계재료의 표준인장 시험 시 얻어지는 진응력을 공칭응력 σ와 진변형률 ε_T로 나타낸 것으로 옳은 것은?

① $\sigma(1+\varepsilon_T)$
② $\frac{\sigma}{1+\varepsilon_T}$
③ σe^{ε_T}
④ $\frac{\sigma}{e^{\varepsilon_T}}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 공칭응력과 공칭변형률의 관계를 진응력과 진변형률 식으로 바꾸는 공식을 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 공칭응력 σ와 진변형률 ε_T이다.
구해야 할 값은 진응력이다.
주의할 조건은 ε_T가 공칭변형률이 아니라 진변형률이라는 점이다.

사용할 공식

기본 관계는 $\sigma_T = \sigma(1+e)$, $\varepsilon_T = \ln(1+e)$이다.
여기서 e는 공칭변형률이다.
진변형률이 주어졌으므로 $1+e = e^{\varepsilon_T}$로 바꿔서 진응력을 표현한다.

계산 과정

1. $\varepsilon_T = \ln(1+e)$에서 양변에 지수를 취하면 $1+e = e^{\varepsilon_T}$가 된다.
2. 진응력 관계식 $\sigma_T = \sigma(1+e)$에 대입한다.
3. 따라서 $\sigma_T = \sigma e^{\varepsilon_T}$가 된다.

선지별 해설

① X: $\sigma(1+\varepsilon_T)$는 진변형률을 공칭변형률처럼 그대로 더한 식이라서 틀리다. 틀린 표현은 \"$1+\varepsilon_T$\"이고, 올바르게는 \"e^{ε_T}\"이다.
② X: $\sigma/(1+\varepsilon_T)$는 진응력이 아니라 오히려 응력을 나누어 감소시키는 잘못된 형태이다. 틀린 표현은 \"분모의 $1+\varepsilon_T$\"이고, 올바르게는 \"σe^{ε_T}\"이다.
③ O: $\varepsilon_T = \ln(1+e)$이므로 $1+e = e^{\varepsilon_T}$이고, 따라서 $\sigma_T = \sigma(1+e) = \sigma e^{\varepsilon_T}$가 된다.
④ X: σ/e^{ε_T}는 지수항의 위치가 반대라서 틀리다. 틀린 표현은 \"지수항을 분모에 둔 것\"이고, 올바르게는 \"지수항을 곱한 σe^{ε_T}\"이다.

NoteBase

오답 포인트

공칭변형률 e와 진변형률 ε_T를 혼동하면 ①처럼 $1+\varepsilon_T$로 잘못 쓰기 쉽다. 또 지수 변환 뒤 곱셈인지 나눗셈인지 헷갈리면 ④ 같은 오답으로 흐르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

진변형률이 보이면 먼저 $\varepsilon_T=\ln(1+e)$를 떠올리고, 이를 $1+e=e^{\varepsilon_T}$로 바꾼 뒤 진응력식 $\sigma_T=\sigma(1+e)$에 대입해 판단한다.

암기 포인트

진변형률이 로그이면 역변환은 지수이고, 진응력은 $\sigma_T=\sigma e^{\varepsilon_T}$이다.

NoteBase

문 13. 길이 500 mm, 지름 2 mm의 봉에 길이 방향으로 300 N의 인장력이 작용하여 5 mm가 늘어날 때, 공칭응력 σ[MPa], 공칭변형률 ε[%] 및 탄성계수 E[GPa]는? (단, $\pi = 3$이다)

① σ[MPa]: 10, ε[%]: 0.01, E[GPa]: 1.0

② σ[MPa]: 10, ε[%]: 1.0, E[GPa]: 1.0

③ σ[MPa]: 100, ε[%]: 0.01, E[GPa]: 10

④ σ[MPa]: 100, ε[%]: 1.0, E[GPa]: 10

정답 4번

출제 포인트

원형 단면 봉의 공칭응력 σ, 공칭변형률 ε, 탄성계수 E를 인장시험 기본식으로 연결해 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 길이 $L = 500mm$, 지름 $d = 2mm$, 인장력 $P = 300N$, 늘어난 길이 $\Delta L = 5mm$, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값은 공칭응력 σ [MPa], 공칭변형률 ε [%], 탄성계수 E [GPa]이다.
주의할 조건은 공칭변형률 0.01을 퍼센트로 바꾸면 1.0%가 된다는 점과 $N/mm^2 = MPa$라는 점이다.

사용할 공식

사용 공식은 $A = \pi d^2/4$, $\sigma = P/A$, $\varepsilon = \Delta L/L$, $E = \sigma/\varepsilon$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 축방향 인장하중을 받는 원형 단면 봉의 기본 정의가 바로 단면적으로 나눈 응력, 원래 길이로 나눈 변형률, 응력과 변형률의 비로 나타내는 탄성계수이기 때문이다.

계산 과정

1. 단면적은 $A = \pi d^2/4 = 3 \times 2^2/4 = 3mm^2$이다.
2. 공칭응력은 $\sigma = P/A = 300/3 = 100N/mm^2 = 100MPa$이다.
3. 공칭변형률은 $\varepsilon = \Delta L/L = 5/500 = 0.01$이며, 퍼센트로는 1.0%이다.
4. 탄성계수는 $E = \sigma/\varepsilon = 100/0.01 = 10000MPa = 10GPa$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X. $\sigma = 10$과 $E = 1.0$이 틀렸다. 단면적은 $3mm^2$이므로 공칭응력은 $300/3 = 100MPa$이어야 하고, 탄성계수도 $100/0.01 = 10GPa$이어야 한다. 올바르게는 $\sigma = 100MPa$, $\varepsilon = 1.0\%$, $E = 10GPa$이다.
② X. $\varepsilon = 1.0\%$는 맞지만 $\sigma = 10$과 $E = 1.0$이 틀렸다. 응력을 단면적으로 계산하지 않거나 탄성계수 단위를 잘못 바꾸면 이런 오답이 나온다. 올바르게는 $\sigma = 100MPa$, $E = 10GPa$이다.
③ X. $\sigma = 100MPa$와 $E = 10GPa$는 맞지만 $\varepsilon = 0.01$을 [%]로 적어야 하는 칸에 그대로 쓴 것이 틀렸다. 0.01은 무차원 변형률이고, 퍼센트로는 1.0%이다. 올바르게는 $\varepsilon = 1.0\%$이다.
④ O. 공칭응력은 $100MPa$, 공칭변형률은 1.0%, 탄성계수는 $10GPa$로 모두 계산 결과와 일치한다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 변형률 0.01과 1.0%를 서로 다른 값처럼 착각하는 점이다. 또 N/mm^2를 바로 MPa로 읽지 못하거나 MPa를 GPa로 바꿀 때 1000으로 나누는 단위 변환을 놓치면 ①, ② 같은 오답으로 흐르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

축하중 봉 문제는 먼저 A를 구하고, 다음에 $\sigma = P/A$, $\varepsilon = \Delta L/L$, 마지막에 $E = \sigma/\varepsilon$ 순서로 정리하면 된다. 변형률 칸의 단위가 [%]인지 무차원인지와 탄성계수 단위가 MPa인지 GPa인지까지 끝에서 다시 확인하면 실수를 줄일 수 있다.

암기 포인트

인장 봉 기본 3식은 $\sigma = P/A$, $\varepsilon = \Delta L/L$, $E = \sigma/\varepsilon$이며, $0.01 = 1.0\%$, $1000MPa = 1GPa$이다.

NoteBase

문 14. 세레이션(serration)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 이의 높이가 낮고 잇수가 많다.

② 이의 측면 모양이 삼각형의 산모양인 것이 있다.

③ 바깥지름이 같은 스플라인축보다 큰 회전력을 전달하기 어렵다.

④ 축과 보스의 상대각 위치를 되도록 가늘게 조절해서 고정할 때 사용한다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 세레이션과 스플라인의 형상, 용도, 회전력 전달 특성의 차이를 묻는 문제이다.

핵심 개념

세레이션은 이 높이가 낮고 잇수가 많은 삼각톱니형 축-보스 결합이다. 같은 바깥지름 기준에서는 유효 접촉 반경이 크고 잇수가 많아 큰 회전력을 전달하기에 유리하다.
스플라인은 축 둘레에 여러 개의 홈과 이를 두어 동력을 전달하는 결합으로, 형상에 따라 축방향 미끄럼도 허용할 수 있다.
세레이션은 주로 정적인 고정과 상대각 위치 맞춤에 쓰이고, 스플라인은 동력 전달과 이동 결합에도 널리 쓰인다.

선지별 해설

① O: 세레이션은 각 이의 높이가 낮고 대신 잇수가 많다. 세레이션의 대표 특징을 그대로 설명한 선지이다.
② O: 세레이션은 측면 모양이 삼각형의 산 모양인 형식이 있다. 세레이션을 흔히 삼각톱니형으로 이해하는 이유가 이 특징 때문이다.
③ X: 틀린 부분은 "큰 회전력을 전달하기 어렵다"이다. 세레이션은 같은 바깥지름의 스플라인축과 비교할 때 잇수가 많고 접촉 작용 반경이 커서 큰 회전력 전달에 유리하다. 올바르게는 "바깥지름이 같은 스플라인축보다 큰 회전력을 전달할 수 있다"이다.
④ O: 세레이션은 축과 보스의 상대각 위치를 가늘게 조정하여 고정할 때 적합하다. 잇수가 많아 미세한 각도 맞춤이 가능한 점을 설명한 선지이다.

오답 포인트

스플라인이 일반적으로 큰 동력 전달용으로 많이 언급되므로 ③을 맞는 설명으로 착각하기 쉽다. 그러나 이 문항은 같은 바깥지름에서 세레이션의 잇수와 형상 때문에 더 큰 회전력 전달이 가능하다는 점을 뒤집어 묻고 있다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

세레이션이 나오면 낮은 이, 많은 잇수, 삼각톱니형, 정적 고정, 미세한 상대각 조정 가능 여부를 먼저 떠올리면 된다. 그다음 회전력 비교 문장이 나오면 같은 바깥지름 기준에서 세레이션이 유리한지를 확인하면 판단이 빨라진다.

암기 포인트

세레이션은 낮은 이와 많은 잇수의 삼각톱니형으로, 정밀 각도 맞춤과 큰 회전력 전달에 유리하다.

NoteBase

문 15. 두 축 사이의 중심거리 C[mm], 원동 풀리의 지름 D_1[mm], 종동 풀리의 지름 D_2[mm]일 때, 엇걸기와 바로걸기의 평벨트 길이 근사치의 차이 δ[mm]와 엇걸기에서의 벨트와 원동 풀리 사이의 접촉각 θ[°]는?

① $\delta = \frac{D_1 D_2}{C},\ \theta = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 + D_1}{C}\right)$
② $\delta = \frac{D_1 D_2}{C},\ \theta = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 + D_1}{2C}\right)$
③ $\delta = \frac{D_1 D_2}{2C},\ \theta = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 + D_1}{C}\right)$
④ $\delta = \frac{D_1 D_2}{2C},\ \theta = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 + D_1}{2C}\right)$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 엇걸기와 바로걸기의 평벨트 길이 근사식 차이와, 엇걸기에서의 접촉각 공식을 정확히 구분하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 두 축 중심거리 C, 원동 풀리 지름 D_1, 종동 풀리 지름 D_2이다.
구해야 할 값은 평벨트 길이의 차이 δ와 엇걸기에서의 접촉각 θ이다.
엇걸기는 두 풀리를 교차해서 거는 방식이므로 벨트 길이식에는 $(D_1 + D_2)$가, 접촉각에는 반지름의 합이 들어간다.

사용할 공식

바로걸기 평벨트 길이의 근사식은 $L_{\text{open}} = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$이다.
엇걸기 평벨트 길이의 근사식은 $L_{\text{cross}} = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4C}$이다.
따라서 길이 차이는 $\delta = L_{\text{cross}} - L_{\text{open}}$로 구한다.
엇걸기의 접촉각은 $\theta = 180^\circ + 2\alpha, \quad \sin\alpha = \frac{R_1 + R_2}{C} = \frac{D_1 + D_2}{2C}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 엇걸기에서는 공통접선이 두 풀리의 바깥쪽을 감으므로 반지름 차가 아니라 반지름 합이 기하관계에 들어가기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 길이 차이를 계산하면

$\delta = L_{\text{cross}} - L_{\text{open}} = \frac{(D_1 + D_2)^2 - (D_2 - D_1)^2}{4C}$

2. 분자를 정리하면

$(D_1 + D_2)^2 - (D_2 - D_1)^2 = 4D_1D_2$

3. 따라서

$\delta = \frac{4D_1D_2}{4C} = \frac{D_1D_2}{C}$

4. 접촉각은

$\sin\alpha = \frac{D_1 + D_2}{2C} \Rightarrow \theta = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_1 + D_2}{2C}\right)$

따라서 $\delta = \frac{D_1D_2}{C}$, $\theta = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_1 + D_2}{2C}\right)$가 된다.

선지별 해설

① X. $\delta = \frac{D_1D_2}{C}$까지는 맞지만 접촉각 식의 분모가 틀렸다. 틀린 표현은 $\sin^{-1}\left(\frac{D_1 + D_2}{C}\right)$ 부분이다. 올바르게는 반지름의 합을 써야 하므로 $\sin^{-1}\left(\frac{D_1 + D_2}{2C}\right)$이다.

② O. 길이 차이 $\delta = \frac{D_1D_2}{C}$, 엇걸기 접촉각 $\theta = 180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_1 + D_2}{2C}\right)$가 모두 맞다.

③ X. 접촉각 식의 분모가 C로 되어 있어 틀렸고, 길이 차이도 틀렸다. 틀린 표현은 $\delta = \frac{D_1D_2}{2C}$이다. 올바르게는 $\delta = \frac{D_1D_2}{C}$이다.

④ X. 접촉각 식은 맞지만 길이 차이가 틀렸다. 틀린 표현은 $\delta = \frac{D_1D_2}{2C}$이다. 올바르게는 $\delta = \frac{D_1D_2}{C}$이다.

오답 포인트

엇걸기에서 반지름의 합 $(R_1 + R_2)$가 들어간다는 점과, 지름식으로 바꾸면 분모에 $2C$가 남는다는 점을 자주 놓친다. 또 길이 차이 계산에서 $(D_1 + D_2)^2 - (D_2 - D_1)^2$를 전개하지 않고 감으로 풀면 $\frac{D_1D_2}{2C}$ 같은 오답이 나오기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

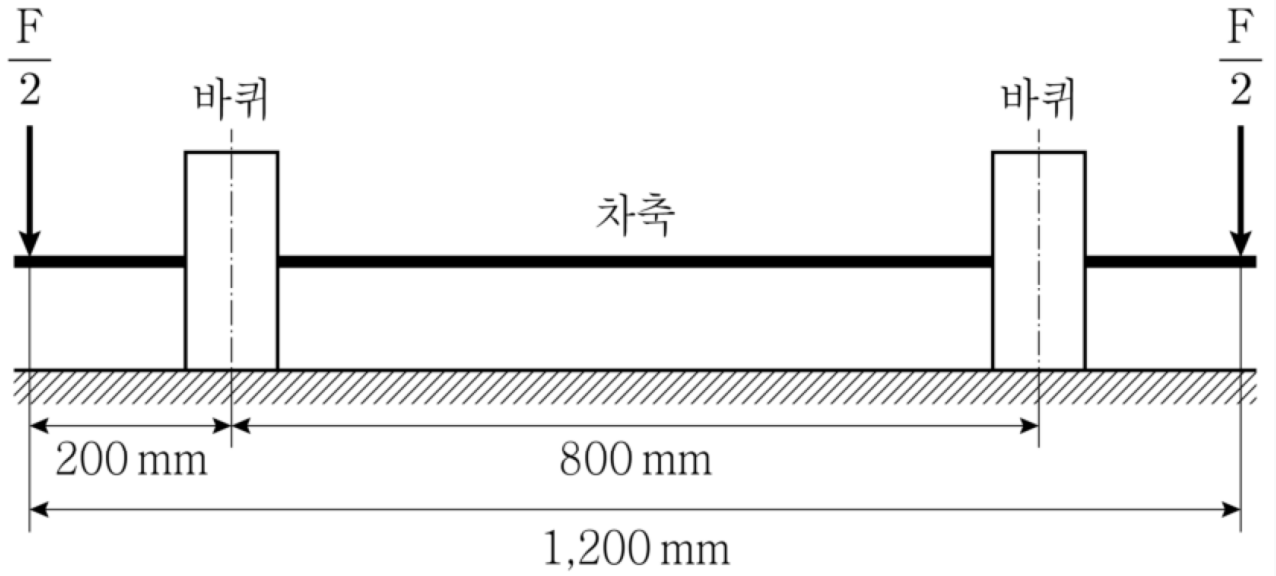
벨트 문제는 먼저 바로걸기와 엇걸기 공식을 구분하고, 엇걸기이면 반지름의 합이 들어가는지를 본다. 그다음 길이 차이는 두 식을 직접 빼서 정리하고, 접촉각은 180°보다 큰지부터 확인하면 판단이 빨라진다.

암기 포인트

엇걸기 핵심은 합이다. 길이식은 $(D_1 + D_2)$, 접촉각은 $180^\circ + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_1 + D_2}{2C}\right)$, 길이 차이는 $\frac{D_1D_2}{C}$이다.

NoteBase

문 16. 그림과 같이 정지된 두 바퀴를 지지하는 차축에 총 240N의 힘 F가 가해진다. 차축의 허용굽힘응력은 32 N/mm^2일 때, 차축의 최소 지름[mm]은? (단, 모든 자중은 무시하고 반력은 바퀴 중앙에 집중하중으로 작용하며, $\pi = 3$이다)



① 20

② 40

③ 200

④ 400

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 양쪽 돌출부를 가진 차축의 최대굽힘모멘트를 구한 뒤 원형축의 허용굽힘응력식으로 최소 지름을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 총 하중 $F = 240N$, 양 끝 하중은 각각 $F/2 = 120N$, 양쪽 돌출 길이는 각각 $200mm$, 허용굽힘응력은 $32N/mm^2$이다.
구해야 할 값: 차축의 최소 지름 d이다.
주의할 조건: 반력은 바퀴 중심에 집중하중으로 작용하고 구조가 좌우 대칭이므로 각 바퀴 반력은 $120N$이다.

NoteBase

사용할 공식

원형축의 굽힘응력식은 $\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{32M}{\pi d^3}$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 차축은 양 끝 하중 때문에 굽힘을 받고, 문제에서 허용굽힘응력이 주어졌으므로 최대굽힘모멘트와 원형단면의 단면계수를 연결하는 식으로 최소 지름을 바로 구할 수 있다.

계산 과정

1. 좌우가 대칭이므로 각 바퀴의 반력은 $120N$이다.
2. 왼쪽 바퀴 중심에서의 굽힘모멘트 크기는 $M_{max} = 120 \times 200 = 24{,}000N \cdot mm$이다. 두 바퀴 사이 구간의 전단력은 0이므로 이 값이 최대굽힘모멘트로 유지된다.
3. 허용응력식에 대입하면 $32 = \frac{32 \times 24{,}000}{3d^3}$이므로 $d^3 = 8{,}000$이고, 따라서 $d = 20mm$이다.

선지별 해설

① O이다. 계산 결과 최소 지름은 $20mm$이므로 옳다. $d = 20mm$를 대입하면 굽힘응력은 정확히 $32N/mm^2$가 되어 허용값에 딱 맞는다.
② X이다. ②의 '40 mm'가 틀렸고, 올바르게는 '20 mm'이다. $d = 40mm$를 대입하면 굽힘응력은 $4N/mm^2$로 허용치보다 훨씬 작아 안전하기는 하지만 최소 지름은 아니다.
③ X이다. ③의 '200 mm'가 틀렸고, 올바르게는 '20 mm'이다. $d = 200mm$이면 굽힘응력은 $0.032N/mm^2$에 불과하여 문제의 최소 지름 조건과 맞지 않는다.
④ X이다. ④의 '400 mm'가 틀렸고, 올바르게는 '20 mm'이다. $d = 400mm$이면 굽힘응력은 $0.004N/mm^2$ 수준으로 지나치게 큰 값이어서 최소 설계와 거리가 멀다.

오답 포인트

바퀴 사이 $800mm$를 그대로 모멘트 팔길이로 써서 M을 크게 잡는 실수가 잦다. 이 문제의 최대모멘트는 끝하중 $120N$과 돌출 길이 $200mm$의 곱으로 결정되며, 정답은 '안전한 아무 지름'이 아니라 '허용응력에 막 걸리는 최소 지름'이라는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

돌출부가 있는 대칭 차축 문제는 먼저 각 반력을 대칭으로 정하고, 끝하중과 돌출 길이로 최대굽힘모멘트를 구한 뒤, 마지막에 $\sigma = 32M/(\pi d^3)$로 최소 지름을 계산하면 된다.

암기 포인트

원형축 굽힘은 $\sigma = 32M/(\pi d^3)$, 최소 지름은 허용응력에 정확히 맞춘 값이다.

NoteBase

문 17. 피치 5 mm, 줄 수 2, 피치원 지름 20 mm인 웜이 500 rpm으로 회전하고 있다. 축직각 모듈 2, 잇수 50개인 웜휠의 회전속도[rpm]와 웜과 웜휠의 중심거리[mm]는?

① 회전속도: 20, 중심거리: 60

② 회전속도: 20, 중심거리: 120

③ 회전속도: 40, 중심거리: 60

④ 회전속도: 40, 중심거리: 120

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 웜기어의 속도비 z_2/z_1와 중심거리 $a = (d_1 + d_2)/2$를 이용해 웜휠의 회전속도와 중심거리를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 웜의 피치 $5mm$, 줄 수 $z_1 = 2$, 웜 피치원 지름 $d_1 = 20mm$, 웜휠의 축직각 모듈 $m = 2$, 잇수 $z_2 = 50$, 웜 회전속도 $n_1 = 500rpm$이다.
구해야 할 값은 웜휠 회전속도 n_2와 중심거리 a이다.
이 문항에서는 속도비는 줄 수와 잇수로, 중심거리는 모듈과 피치원 지름으로 판단한다.

사용할 공식

회전속도는 $n_2 = n_1 \times z_1/z_2$이다.
웜휠 피치원 지름은 $d_2 = mz_2$이다.
중심거리는 $a = (d_1 + d_2)/2$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 웜의 줄 수가 기어의 이 수 역할을 하고, 웜휠은 모듈과 잇수로 피치원 지름이 바로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 속도비는 $z_2/z_1 = 50/2 = 25$이다.
2. 웜휠 회전속도는 $n_2 = 500 \times 2/50 = 20rpm$이다.
3. 웜휠 피치원 지름은 $d_2 = 2 \times 50 = 100mm$이다.
4. 중심거리는 $a = (20 + 100)/2 = 60mm$이다.

NoteBase

선지별 해설

1번 O: 계산 결과가 회전속도 20*rpm*, 중심거리 60*mm*이므로 맞는 조합이다.
2번 X: 회전속도 20*rpm*은 맞지만 중심거리가 틀리다. 틀린 표현은 중심거리 120*mm*이고, 올바르게는 중심거리 60*mm*이다. 120*mm*는 중심거리 공식을 적용하지 않고 웜휠 지름 100*mm*에 웜 지름 20*mm*를 그대로 더한 값이다.
3번 X: 중심거리 60*mm*는 맞지만 회전속도가 틀리다. 틀린 표현은 회전속도 40*rpm*이고, 올바르게는 회전속도 20*rpm*이다. 40*rpm*은 줄 수 2를 중복 반영하거나 속도비를 잘못 해석할 때 나오는 값이다.
4번 X: 회전속도와 중심거리 둘 다 틀리다. 틀린 표현은 회전속도 40*rpm*, 중심거리 120*mm*이고, 올바르게는 회전속도 20*rpm*, 중심거리 60*mm*이다.

오답 포인트

웜기어에서는 웜의 줄 수를 일반기어의 잇수처럼 보아 속도비를 잡아야 하는데, 이를 놓치면 회전속도를 잘못 구하게 된다. 중심거리도 $(d_1 + d_2)$를 그대로 쓰지 않고 반드시 2로 나누어야 한다는 점이 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

웜기어 계산형 문제는 먼저 줄 수와 잇수로 속도비를 정하고, 다음에 모듈과 잇수로 웜휠 지름을 구한 뒤, 마지막에 중심거리 공식을 적용하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

웜의 줄 수는 잇수처럼 작용하고, 중심거리는 항상 (웜 지름+웜휠 지름)/2이다.

NoteBase

문 18. 유성기어장치에서 태양기어의 잇수가 24개, 유성기어의 잇수가 15개이다. 입력축과 출력축을 각각 링기어와 캐리어에 연결하고 태양기어를 고정할 때, 입력축에 대한 출력축의 각속도비는?

① $\frac{2}{15}$
② $\frac{6}{17}$
③ $\frac{5}{11}$
④ $\frac{9}{13}$

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 태양기어를 고정한 단순 유성기어장치에서 링기어 입력, 캐리어 출력 조건의 각속도비를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 태양기어 잇수 24, 유성기어 잇수 15이다.
구해야 할 값: 입력축인 링기어에 대한 출력축인 캐리어의 각속도비이다.
주의할 조건: 태양기어가 고정이므로 태양기어 각속도는 0이고, 링기어 잇수는 유성기어를 통해 먼저 구해야 한다.

사용할 공식

링기어 잇수는 $Z_r = Z_s + 2Z_p$이다.
유성기어의 기본 속도관계식은 $(\omega_s - \omega_c)Z_s + (\omega_r - \omega_c)Z_r = 0$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 태양기어와 링기어가 유성기어를 사이에 두고 캐리어 위에서 상대운동을 하므로, 캐리어 기준 상대각속도로 유성기어 속도관계를 세워야 하기 때문이다.

계산 과정

1. 링기어 잇수를 구하면 $Z_r = 24 + 2 \times 15 = 54$이다.
2. 태양기어 고정이므로 $\omega_s = 0$을 대입하면 $(-\omega_c) \times 24 + (\omega_r - \omega_c) \times 54 = 0$이다.
3. 정리하면 $54\omega_r = 78\omega_c$이므로 $\omega_c/\omega_r = 54/78 = 9/13$이다.
4. 따라서 입력축에 대한 출력축의 각속도비는 9/13이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 2/15는 계산 결과와 다르다. 태양기어와 유성기어의 주어진 수만 바로 비로 묶은 값에 가깝고, 링기어 잇수 54와 캐리어 기준 속도관계를 반영하지 못한 값이다. 올바르게는 9/13이다.
② X: 6/17도 계산 결과와 다르다. 유성기어식에서 고정된 태양기어 조건을 잘못 대입하거나 링기어 잇수를 잘못 잡으면 나올 수 있는 오답이다. 올바르게는 9/13이다.
③ X: 5/11은 링기어 잇수 54를 구해 놓고도 ω_c/ω_r의 분자를 태양기어 쪽 수치로 잘못 잡은 경우에 가깝다. 올바르게는 $\omega_c/\omega_r = Z_r/(Z_s + Z_r) = 9/13$이다.
④ O: 링기어 잇수 54를 구한 뒤 태양기어 고정 조건을 대입하면 $\omega_c/\omega_r = 54/(24 + 54) = 9/13$이므로 옳다.

오답 포인트

유성기어 문제에서 가장 흔한 실수는 주어진 태양기어 잇수와 유성기어 잇수만 바로 비로 만드는 실수, 링기어 잇수 Z_r를 먼저 구하지 않는 실수, 그리고 입력과 출력의 분자·분모를 뒤집는 실수이다. 이 문항도 $Z_r = Z_s + 2Z_p$를 먼저 세우지 않으면 오답으로 흐르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

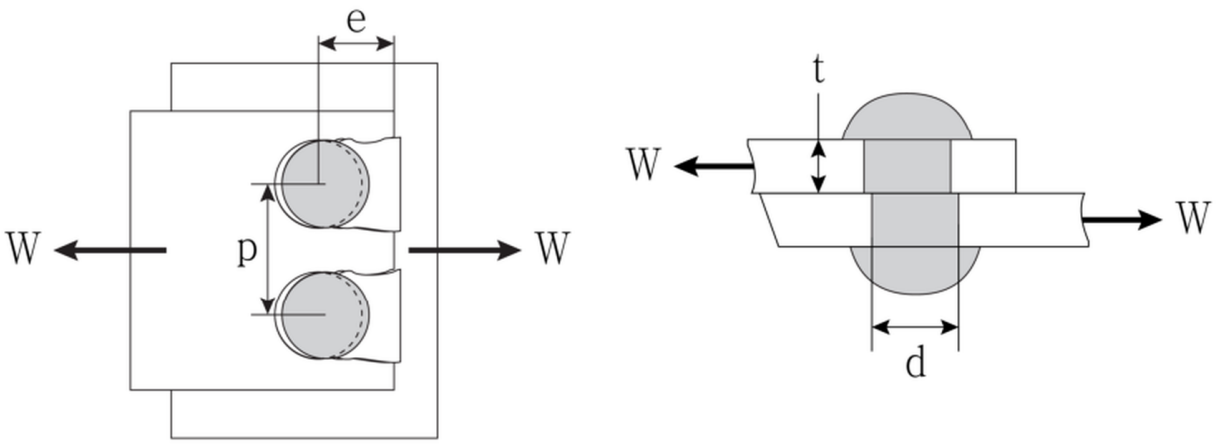
단순 유성기어 각속도비 문제는 먼저 어느 요소가 고정인지 확인하고, 다음에 $Z_r = Z_s + 2Z_p$로 링기어 잇수를 구한 뒤, 마지막에 캐리어 기준 속도관계식에 0을 대입해 분자와 분모 방향까지 검산하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

단순 유성기어는 $Z_r = Z_s + 2Z_p$를 먼저 구하고, 태양기어 고정에서 캐리어 대 링기어 속도비는 $\omega_c/\omega_r = Z_r/(Z_s + Z_r)$로 정리된다.

NoteBase

문 19. 두께 t[mm]인 두 개의 판을 지름 d[mm]인 두 개의 리벳으로 1줄 겹치기 이음을 하고자 한다. 그림과 같이 판이 전단 파괴되는 경우와 리벳이 전단 파괴되는 경우의 하중 W가 같도록 할 때, 리벳의 지름 d[mm]는? (단, 리벳과 판은 같은 재질이고, 리벳 이음의 피치와 마진은 각각 p[mm], e[mm]이다)



① $\sqrt{\frac{4et}{\pi}}$
② $\sqrt{\frac{8et}{\pi}}$
③ $\sqrt{\frac{4pt}{\pi}}$
④ $\sqrt{\frac{8pt}{\pi}}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 2개 리벳의 전단파괴 하중과 판의 전단파괴 하중을 같게 두고 리벳 지름 d를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 판 두께 t, 리벳 수 2개, 마진 e이다.
구해야 할 값은 리벳 지름 d이다.
판과 리벳이 같은 재질이므로 허용 전단응력은 같게 본다.
판의 전단파괴는 각 리벳마다 전단면이 2개씩 생기므로 전체 판 전단면적은 $4et$이다.
겹치기 이음이므로 각 리벳은 단전단을 받는다.

NoteBase

사용할 공식

판 전단파괴 하중은 $W_p = \tau \cdot 4et$이다.
리벳 전단파괴 하중은 리벳 2개의 단전단 합으로 $W_r = 2\tau \cdot \frac{\pi d^2}{4}$이다.
같은 재질이므로 $W_p = W_r$로 둔다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 두 파괴 경우의 하중 W가 같다고 했고, 두 경우 모두 전단응력으로 저항하기 때문이다.

계산 과정

판 전단파괴 하중은 $W_p = 4et\tau$이다.
리벳 전단파괴 하중은 $W_r = 2\tau \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2}\tau$이다.
두 하중이 같으므로
$4et\tau = \frac{\pi d^2}{2}\tau$
τ를 약분하면
$4et = \frac{\pi d^2}{2}$
따라서
$d^2 = \frac{8et}{\pi}, \quad d = \sqrt{\frac{8et}{\pi}}$
따라서 2번 식이 된다.

선지별 해설

① X
$d = \sqrt{\frac{4et}{\pi}}$는 $4et$가 아니라 $2et$만 판 전단면적으로 본 값이다. 이는 리벳 1개만 고려한 셈이므로 2개 리벳 이음 조건과 맞지 않는다. 올바르게는 전체 판 전단면적을 $4et$로 두어야 한다.

② O
판 전단면적을 $4et$, 리벳 2개의 단전단 면적 합을 $2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$로 두면 $d = \sqrt{\frac{8et}{\pi}}$가 된다.

③ X
p는 리벳 사이 피치이고, 그림의 판 전단파괴는 가장자리로 전단되어 빠져나가는 파괴이므로 지배 길이는 피치 p가 아니라 마진 e이다. 올바르게는 p 대신 e가 들어가야 한다.

④ X
p를 사용한 점도 틀리고, 계수 8이 나오는 이유는 리벳 2개를 고려한 결과인데 전단파괴 길이를 p로 본 것은 파괴 위치를 잘못 잡은 것이다. 올바르게는 $d = \sqrt{\frac{8et}{\pi}}$이다.

NoteBase

오답 포인트

이 문항의 함정은 판 전단면 수와 지배 길이를 동시에 헷갈리게 만드는 데 있다. ①은 리벳 2개 중 1개만 본 실수에서 나오고, ③과 ④는 피치 p와 마진 e를 바꿔 넣는 실수에서 나온다. 그림의 파괴가 가장자리로 뜯겨 나가는 전단파괴인지 먼저 보면 e를 써야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

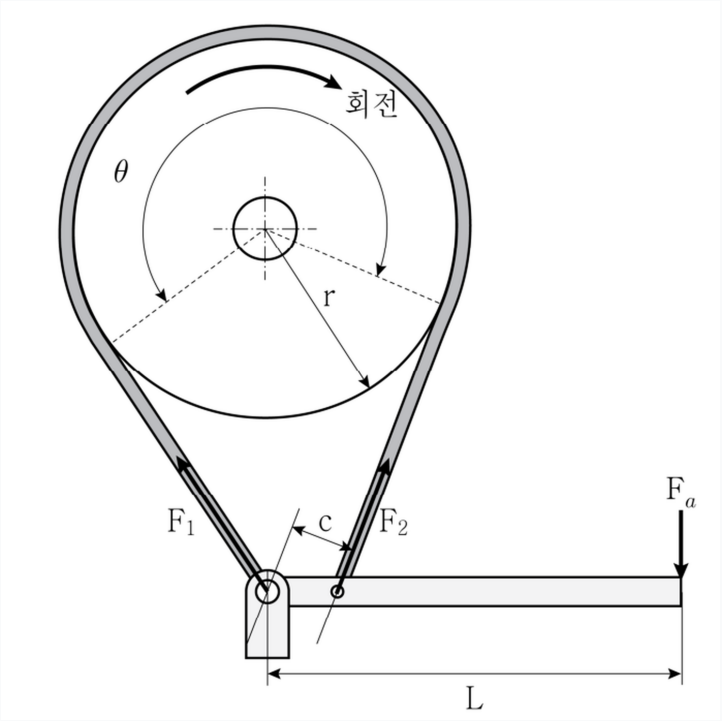
리벳 이음 계산형은 먼저 어떤 파괴 모드인지 그림으로 확인하고, 그 파괴 모드의 전단면 개수와 지배 길이를 센 뒤, 마지막에 리벳이 단전단인지 복전단인지 구분해 면적식을 세우면 된다.

암기 포인트

가장자리 전단파괴는 마진 e가 지배하고, 리벳 2개 단전단의 총 전단면적은 $2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$이다.

NoteBase

문 20. 그림과 같은 밴드 브레이크에서 레버에 힘 $F_a = 100\text{N}$을 가하여 시계방향으로 회전하는 드럼을 제동할 때, 브레이크의 제동토크[N · m]는? (단, $L = 300\text{mm}, c = 30\text{mm}, r = 100\text{mm}, e^{\mu\theta} = 4.11$이고, μ는 마찰계수, θ는 접촉각이다)



① 311

② 411

③ 511

④ 611

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 밴드 브레이크에서 레버 평형식과 밴드 장력비 $e^{\mu\theta}$를 이용해 제동토크를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $F_a = 100N, L = 300mm, c = 30mm, r = 100mm = 0.1m, e^{\mu\theta} = 4.11$이다.
시계방향 회전이므로 왼쪽 장력 F_1이 긴장측이고 오른쪽 장력 F_2가 이완측이다.
구해야 할 값은 브레이크의 제동토크이다.

NoteBase

사용할 공식

레버 평형식은 $F_aL = F_2c$이다.
밴드 장력비는 $\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta} = 4.11$이다.
제동토크는 $T = (F_1 - F_2)r$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 한쪽 끝은 축에 고정되어 모멘트를 만들지 않고, 레버에 연결된 쪽 장력 F_2만 레버 평형에 직접 작용하며, 드럼 제동은 긴장측과 이완측의 장력차가 반지름 r에서 만드는 토크로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 레버 평형에서 $F_2 = \frac{F_aL}{c} = \frac{100 \times 300}{30} = 1000N$이다.
2. 장력비에서 $F_1 = 4.11F_2 = 4.11 \times 1000 = 4110N$이다.
3. 제동토크는 $T = (F_1 - F_2)r = (4110 - 1000) \times 0.1 = 311N \cdot m$이다.

선지별 해설

① O
$311\,N \cdot m$는 $F_2 = 1000N$, $F_1 = 4110N$를 구한 뒤 장력차 $(F_1 - F_2)$에 반지름 $r = 0.1m$를 곱하면 정확히 나온다.

② X
$411\,N \cdot m$는 긴장측 장력 F_1만 사용해 4110×0.1로 계산한 값이다. 밴드 브레이크의 제동토크는 F_1r이 아니라 $(F_1 - F_2)r$이므로 411이 아니라 $311\,N \cdot m$가 맞다.

③ X
$511\,N \cdot m$는 $(F_1 + F_2)r = (4110 + 1000) \times 0.1$처럼 양쪽 장력을 더했을 때 나오는 값이다. 제동토크는 합이 아니라 장력차로 구하므로 511이 아니라 $311\,N \cdot m$가 맞다.

④ X
$611\,N \cdot m$는 주어진 레버 평형식과 장력비 4.11를 함께 적용하면 얻어지지 않는 값이다. 이 문항의 올바른 수치는 $(4110 - 1000) \times 0.1 = 311N \cdot m$이다.

오답 포인트

이 문제의 핵심 함정은 레버 평형으로 먼저 F_2를 구해야 한다는 점과 제동토크를 장력의 합이나 한쪽 장력만으로 계산하면 안 된다는 점이다. 시계방향 회전에서 어느 쪽이 긴장측인지 반대로 잡으면 장력비 적용 자체가 뒤집힌다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

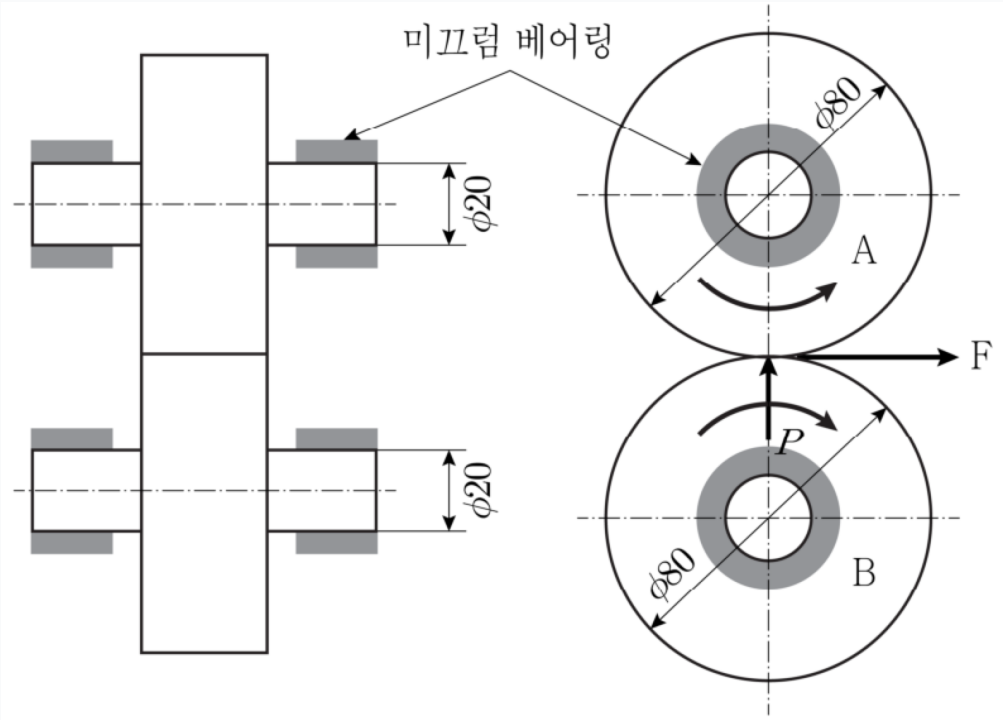
밴드 브레이크 계산은 회전방향으로 긴장측과 이완측을 먼저 구분하고, 레버 평형으로 레버에 연결된 장력을 구한 뒤, $\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta}$를 적용하고 마지막에 $(F_1 - F_2)r$로 토크를 계산하면 된다.

암기 포인트

밴드 브레이크는 레버 평형으로 한쪽 장력을 구하고, 장력비로 다른 쪽을 구한 뒤, 제동토크는 항상 장력차 $(F_1 - F_2)r$로 계산한다.

NoteBase

문 21. 다음과 같이 회전하는 두 개의 원통 마찰차 A, B가 각각 두 개의 미끄럼 베어링으로 지지되어 있다. 원통 마찰차 A를 $P = 800\text{kgf}$의 힘으로 밀어서 회전력 $F = 600\text{kgf}$을 전달하고 있다. 회전속도가 600rpm일 때, 각 베어링에 작용하는 최대 발열계수[$\text{kgf/mm}^2 \cdot \text{m/s}$]는? (단, 미끄럼 베어링과 접촉하는 저널의 길이는 25mm, $\pi = 3$, 그림의 치수 단위는 mm이고, 자중은 무시한다)



① 0.6

② 1.2

③ 1.8

④ 2.4

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 두 원통 마찰차의 접촉력으로부터 각 베어링 반력을 구한 뒤, 저널 베어링의 발열계수 pv를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $P = 800kgf$, $F = 600kgf$, 저널지름 $d = 20mm$, 베어링 접촉길이 $l = 25mm$, 회전속도 $n = 600rpm$이다.
구해야 할 값은 각 베어링에 작용하는 최대 발열계수 pv이다.
주의할 조건은 각 원통이 좌우 대칭인 두 베어링으로 지지되므로 합력이 두 베어링에 균등 분담된다는 점이다.

NoteBase

사용할 공식

사용 공식은 $pv = p \times v$, $p = W/(dl)$, $v = \pi dn/60$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 묻는 발열계수가 미끄럼 베어링의 면압 p와 저널 원주속도 v의 곱으로 정의되기 때문이다.

계산 과정

1. 원통 마찰차 접촉점에서 한 축이 받는 합력은 수직력 P와 접선력 F의 합성력이다.
$R = \sqrt{P^2 + F^2} = \sqrt{800^2 + 600^2} = 1000kgf$
2. 한 원통은 두 베어링으로 대칭 지지되므로 베어링 하나당 하중은
$W = R/2 = 1000/2 = 500kgf$
3. 베어링 면압은
$p = \frac{W}{dl} = \frac{500}{20 \times 25} = 1kgf/mm^2$
4. 저널 원주속도는 저널지름 $20mm = 0.02m$를 사용하여
$v = \frac{\pi dn}{60} = \frac{3 \times 0.02 \times 600}{60} = 0.6m/s$
5. 따라서 발열계수는
$pv = p \times v = 1 \times 0.6 = 0.6kgf/(mm^2 \cdot m/s)$
따라서 정답값은 0.6이다.

선지별 해설

① O: 계산된 발열계수는 $0.6kgf/(mm^2 \cdot m/s)$이므로 옳다.
② X: 1.2는 계산값의 두 배로, 두 베어링이 하중을 나누어 받는 조건을 놓치고 한 베어링에 합력 $1000kgf$ 전체가 작용한다고 본 경우의 오답이다. 틀린 표현은 값이 1.2라는 점이며, 올바르게는 0.6이다.
③ X: 1.8은 실제 계산값과 일치하지 않는다. 틀린 표현은 값이 1.8이라는 점이며, 올바르게는 두 베어링 분담과 저널속도를 반영한 값 0.6이다.
④ X: 2.4는 실제 계산값의 네 배에 해당하여 합력 분담과 면압 계산을 모두 잘못 처리한 경우에 가까운 오답이다. 틀린 표현은 값이 2.4라는 점이며, 올바르게는 0.6이다.

오답 포인트

가장 흔한 함정은 마찰차 접촉력에서 P와 F를 따로 보지 않고 임의로 더하거나, 합력 R을 구한 뒤에도 두 베어링이 대칭으로 절반씩 받는 조건을 빼먹는 점이다. 또 원주속도 계산에서 마찰차 지름 $80mm$가 아니라 베어링과 접촉하는 저널지름 $20mm$를 써야 한다는 점도 자주 놓친다.

다시 나오면 이렇게 판단

베어링 pv 문제는 먼저 축에 작용하는 외력을 합성해 베어링 하나당 하중 W를 구하고, 다음에 $p = W/(dl)$, $v = \pi dn/60$ 순서로 계산하면 된다. 속도식의 지름은 항상 베어링과 접촉하는 저널지름인지 확인한다.

NoteBase

암기 포인트

미끄럼 베어링 발열계수는 pv, 면압은 $W/(dl)$, 속도는 저널지름으로 계산한다.

NoteBase

문 22. 원형 중실축에 굽힘모멘트와 비틀림모멘트가 동시에 작용하여 상당 비틀림모멘트가 상당 굽힘모멘트보다 2배 크다고 가정한다. 상당 굽힘모멘트와 상당 비틀림모멘트로 구한 지름이 각각 d_{Me}와 d_{Te}일 때, $d_{Me} : d_{Te}$는? (단, 허용굽힘응력은 허용전단응력보다 3배 크다)

① $\sqrt[3]{\frac{32}{3\pi}} : \sqrt[3]{\frac{32}{\pi}}$
② $\sqrt[3]{\frac{96}{\pi}} : \sqrt[3]{\frac{16}{\pi}}$
③ $\sqrt[3]{\frac{16}{3\pi}} : \sqrt[3]{\frac{64}{\pi}}$
④ $\sqrt[3]{\frac{48}{\pi}} : \sqrt[3]{\frac{16}{\pi}}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 상당 굽힘모멘트와 상당 비틀림모멘트로 각각 축지름을 구하는 식을 적용하고, $\sigma_b = 3\tau$, $T_e = 2M_e$ 조건으로 지름비를 정리하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
- 상당 비틀림모멘트 T_e는 상당 굽힘모멘트 M_e의 2배이다.
- 허용굽힘응력 σ_b는 허용전단응력 τ의 3배이다.

구해야 할 값:
- $d_{Me} : d_{Te}$

주의할 조건:
- 원형 중실축의 굽힘식 계수는 $\pi/32$, 비틀림식 계수는 $\pi/16$이다.

사용할 공식

굽힘 기준:
$M_e = \frac{\pi}{32}\sigma_b d_{Me}^3$
비틀림 기준:
$T_e = \frac{\pi}{16}\tau d_{Te}^3$
이 공식을 쓰는 이유:
- 문제에서 상당 굽힘모멘트와 상당 비틀림모멘트가 이미 주어졌으므로, 각각의 강도식에 직접 대입해 지름비를 구하면 된다.

NoteBase

계산 과정

1. 굽힘 기준 지름은 $d_{Me}^3 = \frac{32M_e}{\pi\sigma_b} = \frac{32M_e}{3\pi\tau}$이다.
2. 비틀림 기준 지름은 $d_{Te}^3 = \frac{16T_e}{\pi\tau} = \frac{16 \cdot 2M_e}{\pi\tau} = \frac{32M_e}{\pi\tau}$이다.
3. 따라서
$d_{Me}^3 : d_{Te}^3 = \frac{32M_e}{3\pi\tau} : \frac{32M_e}{\pi\tau} = 1 : 3$
이므로
$d_{Me} : d_{Te} = \sqrt[3]{\frac{32}{3\pi}} : \sqrt[3]{\frac{32}{\pi}}$

선지별 해설

① O
- 계산 결과 $d_{Me} : d_{Te} = \sqrt[3]{\frac{32}{3\pi}} : \sqrt[3]{\frac{32}{\pi}}$이므로 맞다.

② X
- $\sqrt[3]{\frac{96}{\pi}} : \sqrt[3]{\frac{16}{\pi}}$로 둔 부분이 틀리다. 이는 $\sigma_b = 3\tau$ 조건을 분모에 나누지 않고 반대로 곱했고, $T_e = 2M_e$ 조건도 비틀림식에 반영하지 않은 값이다.
- 올바르게는 $d_{Me}^3 = \frac{32M_e}{3\pi\tau}$, $d_{Te}^3 = \frac{32M_e}{\pi\tau}$이므로 비율은 ①과 같다.

③ X
- $\sqrt[3]{\frac{16}{3\pi}} : \sqrt[3]{\frac{64}{\pi}}$로 둔 부분이 틀리다. 이는 굽힘식의 계수 32를 절반으로 줄이고, 비틀림식의 계수 16에 $T_e = 2M_e$를 중복 반영해 64로 만든 값이다.
- 올바르게는 굽힘 쪽이 $\frac{32}{3\pi}$, 비틀림 쪽이 $\frac{32}{\pi}$가 되어야 한다.

④ X
- $\sqrt[3]{\frac{48}{\pi}} : \sqrt[3]{\frac{16}{\pi}}$로 둔 부분이 틀리다. 이는 허용응력비 $\sigma_b = 3\tau$를 정확히 처리하지 못해 굽힘 기준 지름을 과대평가했고, 비틀림식에도 $T_e = 2M_e$를 반영하지 못한 값이다.
- 올바르게는 $\sqrt[3]{\frac{32}{3\pi}} : \sqrt[3]{\frac{32}{\pi}}$이다.

오답 포인트

허용굽힘응력이 더 크면 같은 모멘트에서 허용 지름은 작아진다. 이 관계를 반대로 해석하면 ②, ④처럼 굽힘 쪽 계수를 크게 잡게 된다. 또한 $T_e = 2M_e$는 비틀림식에 그대로 들어가므로, 이를 빼먹으면 비틀림 쪽 계수가 16에 머문다.

다시 나오면 이렇게 판단

상당 모멘트가 이미 주어진 계산형 문제는 상당모멘트를 다시 유도하지 않고, 굽힘식과 비틀림식에 바로 대입해 d^3의 비를 먼저 구한 뒤 마지막에 세제곱근을 취하면 된다. 허용응력이 큰 쪽은 같은 하중에서 요구 지름이 더 작아진다는 점도 함께 판단 기준이 된다.

NoteBase

암기 포인트

중실축 지름식은 굽힘 32, 비틀림 16으로 시작하고, 허용응력비는 지름의 세제곱 식 분모에 반영된다고 기억하면 된다.

문 23. 3가닥의 V 벨트를 사용하여 벨트속도 $5m/s$로 운전할 때 전달할 수 있는 최대동력 $[kW]$은? (단, 상당 마찰계수 $\mu' = 0.5$, 접촉각 $\theta = 2rad$, 벨트 한 가닥의 허용인장력은 $100N$, $e = 3$, 원심력과 보정계수는 고려하지 않는다)

① $\frac{1}{3}$

② 1

③ $\frac{3}{4}$

④ $\frac{9}{4}$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 V벨트의 장력비 $T_1/T_2 = e^{\mu'\theta}$와 유효장력 $T_1 - T_2$를 이용해 최대 전달동력을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 벨트 수 3가닥, 벨트속도 $v = 5m/s$, 상당 마찰계수 $\mu' = 0.5$, 접촉각 $\theta = 2rad$, 한 가닥의 허용인장력 $T_1 = 100N$, $e = 3$이다.
구해야 할 값: 3가닥 V벨트가 전달할 수 있는 최대동력이다.
주의할 조건: 원심력과 보정계수는 고려하지 않으므로 기본 장력비식과 동력식만 사용한다.

사용할 공식

장력비는 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu'\theta}$이다.
전달동력은 $P = (T_1 - T_2)v$이다.
3가닥 전체 동력은 $P_{\text{total}} = 3(T_1 - T_2)v$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 상당 마찰계수와 접촉각, 허용인장력, 벨트속도를 모두 주었으므로 먼저 긴장측과 이완측 장력의 비를 구한 뒤 유효장력으로 동력을 계산하는 상황이기 때문이다.

계산 과정

1. 장력비를 구하면 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu'\theta} = 3^{0.5 \times 2} = 3$이다.
2. 한 가닥의 긴장측 장력은 허용인장력과 같으므로 $T_1 = 100N$, 따라서 $T_2 = \frac{100}{3}N$이다.
3. 한 가닥의 유효장력은 $T_1 - T_2 = 100 - \frac{100}{3} = \frac{200}{3}N$이다.
4. 한 가닥의 전달동력은 $P_1 = \frac{200}{3} \times 5 = \frac{1000}{3}W$이다.
5. 3가닥 전체 동력은 $P = 3 \times \frac{1000}{3} = 1000W = 1kW$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X
$\frac{1}{3}kW$는 한 가닥 동력 $\frac{1000}{3}W$만 구하고 3가닥 합산을 하지 않은 값이다.
틀린 표현은 전체 최대동력을 한 가닥 동력으로 본 점이다. 올바르게는 한 가닥 결과에 3을 곱해 전체 동력을 구해야 한다.

② O
$\frac{T_1}{T_2} = 3, T_1 = 100N$이므로 $T_2 = \frac{100}{3}N$이다.
따라서 한 가닥 유효장력은 $\frac{200}{3}N$, 한 가닥 동력은 $\frac{1000}{3}W$, 3가닥 전체는 $1000W = 1kW$이므로 맞는 선지이다.

③ X
$\frac{3}{4}kW$는 장력차 $T_1 - T_2$를 잘못 줄이거나 3가닥 합산을 불완전하게 적용할 때 나오는 오답이다.
틀린 표현은 전체 전달동력을 실제보다 작게 본 점이다. 올바르게는 전체 유효장력이 $3 \times \frac{200}{3} = 200N$이므로 동력은 $200 \times 5 = 1000W$이다.

④ X
$\frac{9}{4}kW$는 허용인장력 $100N$ 자체를 유효장력처럼 취급하거나 장력비 적용 없이 계산한 값에 가깝다.
틀린 표현은 동력 계산에 T_1만 넣은 점이다. 올바르게는 반드시 $T_1 - T_2$를 사용해야 하므로 $3 \times 100 \times 5$처럼 계산하지 않는다.

오답 포인트

허용인장력 T_1과 유효장력 $T_1 - T_2$를 혼동하기 쉽다.
또한 한 가닥 결과를 구한 뒤 3가닥 전체 동력으로 합산하지 않으면 ①처럼 작게 나온다.
문제에서 $e = 3$을 주었는데도 이를 무시하고 다른 상수를 쓰면 장력비부터 어긋난다.

다시 나오면 이렇게 판단

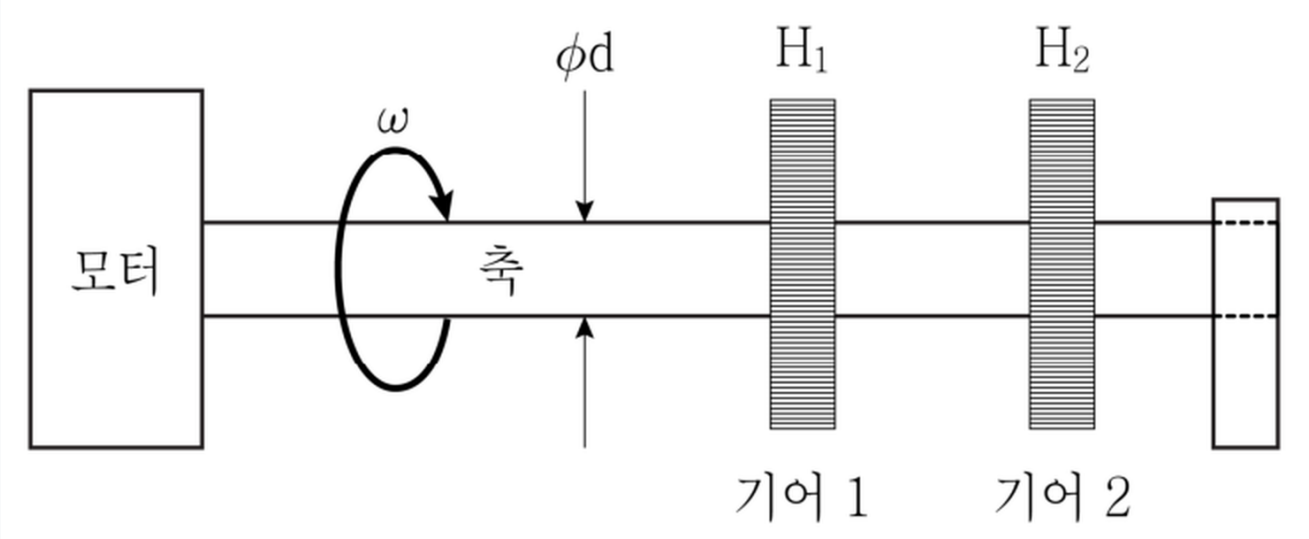
V벨트 계산형은 먼저 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu'\theta}$로 장력비를 구하고, 다음에 허용인장력으로 T_2를 구한 뒤, $(T_1 - T_2)v$를 계산하고 마지막에 가닥 수를 곱하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

V벨트 최대동력은 장력비로 T_2를 구한 뒤 $P = n(T_1 - T_2)v$로 정리하는 구조이다.

NoteBase

문 24. 지름이 d로 일정한 중실축이 1,000 rpm으로 27kW의 동력을 기어 1에 $H_1 = 15\text{kW}$, 기어 2에 $H_2 = 12\text{kW}$의 동력을 전달한다. 축의 허용전단응력이 90MPa일 때, 축의 최소 지름 d[mm]는? (단, $\pi = 3$이다)



① $\sqrt[3]{16{,}000}$

② $\sqrt[3]{26{,}000}$

③ $\sqrt[3]{36{,}000}$

④ $\sqrt[3]{46{,}000}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 중실축의 최대 전달토크를 구한 뒤 허용전단응력식으로 최소 지름 d를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 회전수 $1{,}000rpm$, 총동력 $27kW$, 기어 1 전달동력 $15kW$, 기어 2 전달동력 $12kW$, 허용전단응력 $90MPa$, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값: 축의 최소 지름 d이다.
주의할 조건: 지름이 일정한 축은 각 구간 중 토크가 가장 큰 구간으로 설계한다. 모터에서 기어 1까지의 구간이 전체 동력 $27kW$를 전달하므로 이 구간의 토크가 최대이다.

NoteBase

사용할 공식

$P = \frac{2\pi nT}{60}$
$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$
이 공식을 쓰는 이유: 회전축의 전달동력과 토크의 관계로 최대토크를 구하고, 중실 원형축의 비틀림 전단응력식으로 허용응력에 맞는 최소 지름을 결정할 수 있기 때문이다.

계산 과정

1. 최대토크는 총동력 $27kW$가 흐르는 기어 1 전단에서 발생한다.
2. 동력을 W로 바꾸면 $P = 27{,}000W$이므로
$T = \frac{60P}{2\pi n} = \frac{60 \times 27{,}000}{2 \times 3 \times 1{,}000} = 270N \cdot m = 270{,}000N \cdot mm$
3. 허용전단응력 $\tau = 90MPa = 90N/mm^2$를 대입하면
$90 = \frac{16 \times 270{,}000}{3d^3}$
$270d^3 = 4{,}320{,}000$
$d^3 = 16{,}000$
$d = \sqrt[3]{16{,}000}mm$
따라서 최소 지름은 $\sqrt[3]{16{,}000}mm$이다.

선지별 해설

① O: 계산 결과가 바로 $d = \sqrt[3]{16{,}000}mm$이므로 옳다.
② X: 틀린 표현은 루트 안의 수 26,000이다. 허용전단응력식을 적용하면 $d^3 = 16{,}000$이므로 올바르게는 $\sqrt[3]{16{,}000}mm$이다.
③ X: 틀린 표현은 루트 안의 수 36,000이다. 최대토크 구간을 올바르게 잡아도 d^3는 16,000이므로 이 값은 실제 계산보다 크다. 올바르게는 $\sqrt[3]{16{,}000}mm$이다.
④ X: 틀린 표현은 루트 안의 수 46,000이다. 주어진 동력과 허용전단응력으로 계산한 최소 지름과 맞지 않는 과대값이다. 올바르게는 $\sqrt[3]{16{,}000}mm$이다.

오답 포인트

기어 1이 $15kW$, 기어 2가 $12kW$를 가져간다는 이유로 부분 동력만 넣기 쉽다. 그러나 최소 지름은 최대토크 구간으로 결정되므로 모터에서 기어 1까지의 전체 동력 $27kW$를 사용해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

축 비틀림 계산형은 먼저 어느 구간의 토크가 최대인지 찾고, 그다음 동력-토크 관계식으로 T를 구한 뒤 $\tau = 16T/(\pi d^3)$에 대입해 d를 결정하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

지름이 일정한 축의 최소 지름은 항상 최대토크 구간에서 결정되며, 중실축 비틀림식은 $\tau = 16T/(\pi d^3)$이다.

NoteBase

문 25. 지름 100mm의 축은 길이 100mm, 반지름 방향의 틈새 0.05mm인 저널 베어링에 지지되어 있다. 축은 600rpm으로 회전하며, 반지름 방향의 하중 500N, 오일의 절대점도 10mPa · s일 때, 페트로프(Petroff)식을 이용한 베어링 마찰계수는? (단, $\pi = 3$이다)

① 0.006

② 0.036

③ 0.066

④ 0.096

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 저널 베어링의 페트로프식과 베어링 압력식을 이용해 마찰계수 f를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 지름 $d = 100mm = 0.1m$, 길이 $L = 100mm = 0.1m$, 반지름 방향 틈새 $c = 0.05mm = 0.00005m$, 하중 $W = 500N$, 점도 $\mu = 10mPa \cdot s = 0.01Pa \cdot s$, 회전수 $n = 600rpm = 10s^{-1}$

구해야 할 값: 베어링 마찰계수 f

주의할 조건: 페트로프식의 회전수는 초당 회전수로 넣고, 압력 p는 투영면적 Ld로 계산한다.

사용할 공식

페트로프식은 $f = \frac{2\pi^2 \mu n}{p} \cdot \frac{r}{c}$ 이고, 베어링 압력은 $p = \frac{W}{Ld}$ 이다.

이 공식을 쓰는 이유: 문제에서 저널 베어링, 점도, 틈새, 회전수, 하중이 모두 주어졌으므로 유체마찰 상태의 마찰계수를 페트로프식으로 바로 계산할 수 있다.

계산 과정

1. 반지름은 $r = \frac{d}{2} = 0.05m$이다.
2. 베어링 압력은 $p = \frac{500}{0.1 \times 0.1} = 50000Pa$ 이다.
3. 틈새비는 $\frac{r}{c} = \frac{0.05}{0.00005} = 1000$ 이다.
4. 페트로프식에 $\pi = 3$을 대입하면 $f = \frac{2 \times 3^2 \times 0.01 \times 10}{50000} \times 1000 = \frac{18 \times 0.1}{50000} \times 1000 = 0.036$ 이다.

NoteBase

선지 판단

1번 X: 계산 결과는 0.036이므로 0.006은 맞지 않는다. 올바르게는 베어링 마찰계수는 0.036이다.
2번 O: 페트로프식으로 계산한 값이 정확히 0.036이므로 정답이다.
3번 X: 0.066은 계산값 0.036보다 크다. 올바르게는 점도, 압력, 틈새비를 정확히 대입하면 0.036이 된다.
4번 X: 0.096은 계산값과 차이가 크다. 올바르게는 r/c와 압력 p를 함께 반영한 마찰계수는 0.036이다.

오답 포인트

회전수 600rpm을 그대로 넣거나, 압력 p를 W/Ld 대신 다른 면적으로 계산하면 오답이 나온다. 반지름 방향 틈새 c와 축 반지름 r의 비 r/c를 빠뜨려도 값이 크게 달라진다.

다시 나오면 이렇게 판단

저널 베어링 마찰계수 문제는 L, d, c, μ, n, W를 먼저 SI 단위로 정리한 뒤 $p = W/Ld$를 구하고, 마지막에 페트로프식 $f = 2\pi^2\mu n(r/c)/p$ 순서로 대입하면 된다.

암기 포인트

페트로프식은 $f \propto \mu n(r/c)$ 이고 $f \propto 1/p$ 이다.

NoteBase