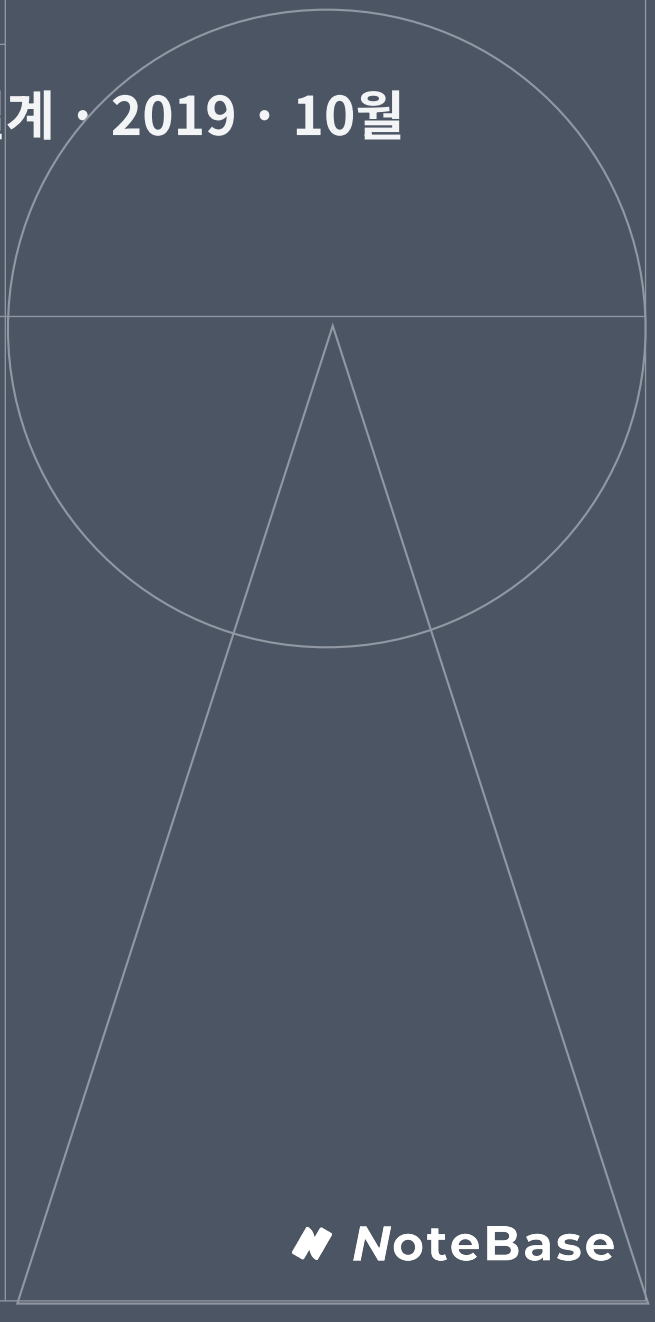
기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2019 · 10월



NoteBase

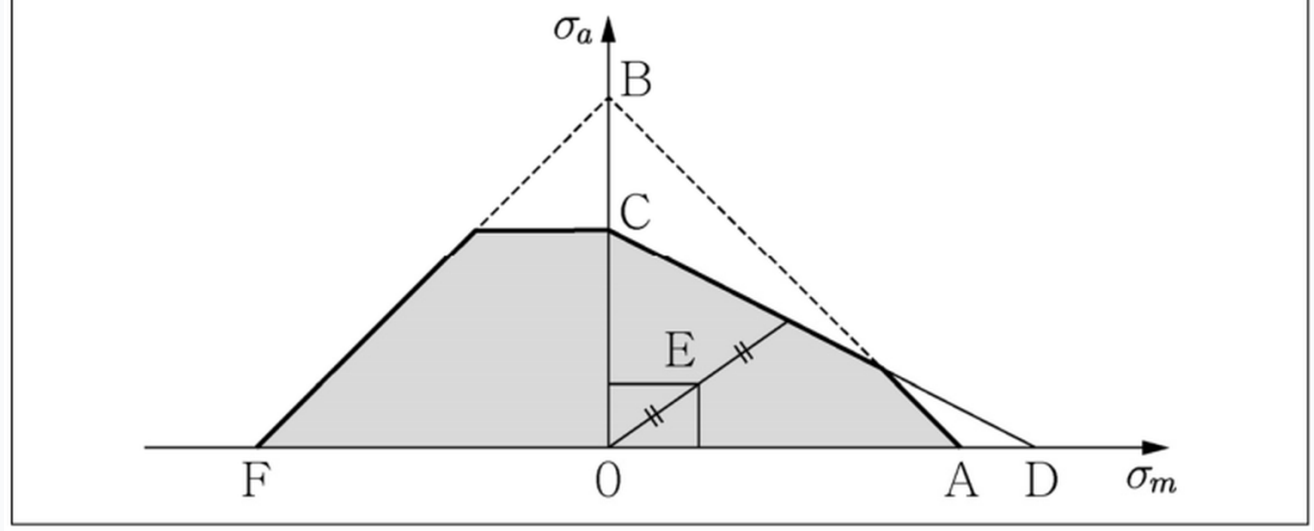
기출OX 해설집

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2019 · 10월

공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2019 · 10월

문 1. <보기>는 헤이그(Haigh) 선도이다. 이에 대한 설명으로 가장 옳은 것은?

<보기>



① A는 재료의 인장강도로 구한다.

② 선분 AB는 Soderberg선과 일치한다.

③ 그래프의 음영된 부분은 무한 수명을 가지는 영역을 나타낸다.

④ 평균응력과 응력진폭의 비가 일정한 경우, E지점의 안전계수는 0.5이다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 헤이그 선도에서 평균응력과 응력진폭의 관계를 읽어 항복강도 절편, 인장강도 절편, 무한수명 허용영역, 안전계수 해석을 구분하는 문제이다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2019 · 10월

선지별 해설

① X
- A점은 양의 평균응력 쪽 무한수명 한계선의 절편으로, 보통 항복강도 또는 내력에 대응한다. 인장강도 절편은 더 오른쪽의 D점으로 본다.
- 틀린 표현은 "인장강도"이다. 올바르게는 "A는 재료의 항복강도(또는 내력)로 정한다"이다.

② X
- Soderberg선은 평균응력의 영향을 항복강도 기준으로 직선화한 선이므로 σ_a축의 내구한도점 C와 σ_m축의 항복강도점 A를 잇는 CA로 본다. 그림의 AB는 그 선과 일치하지 않는다.
- 틀린 표현은 "AB"이다. 올바르게는 "선분 CA가 Soderberg선에 해당한다"이다.

③ O
- 음영된 부분은 헤이그 선도의 허용영역으로, 이 영역 안에 있으면 평균응력과 응력진폭의 조합이 내구한도 이하이므로 무한수명으로 판단한다.

④ X
- 평균응력과 응력진폭의 비가 일정하면 작용점은 원점에서 같은 방향의 직선 위에 놓인다. 안전계수는 그 직선에서 한계점까지의 거리와 실제 작용점까지의 거리의 비 $n = \overline{OP}/\overline{OE}$로 읽는다. 그림의 눈금은 E가 원점과 한계점의 중간임을 뜻하므로 $n = 2$이다.
- 틀린 표현은 "0.5"이다. 올바르게는 "E지점의 안전계수는 2이다"이다.

오답 포인트

양의 평균응력 쪽 절편을 전부 인장강도로 외우면 A와 D를 뒤바꾸기 쉽다. 또 안전계수를 실제응력/허용응력으로 거꾸로 잡으면 ④처럼 0.5로 착각하기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

헤이그 선도는 먼저 σ_m축 절편이 항복강도 쪽인지 인장강도 쪽인지 구분하고, 그다음 음영부가 허용영역인지 확인한다. 마지막으로 원점에서 어떤 점을 지나는 비례선이 주어지면 한계점까지의 거리와 실제점까지의 거리 비로 안전계수를 읽는다.

암기 포인트

음영부는 무한수명 허용영역, CA는 Soderberg계열 직선, 안전계수는 한계/실제 거리의 비이다.

NoteBase

문 2. 무게 $250\mathrm{kg_f}$를 수직으로 지탱하는 보통 나사를 설계하였다. 토크가 함께 작동되도록 나사를 변경하고자 하는 경우 변경된 나사 바깥지름은 기존 나사 바깥지름의 몇 배인가?

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

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 축하중만 받는 보통 나사를 축하중과 토크를 함께 받는 나사로 바꿀 때 필요한 바깥지름의 보정비를 묻는 문제이다.

조건 정리

- 주어진 하중: 250 kgf
- 기존 조건: 수직하중만 지탱하는 보통 나사
- 변경 조건: 수직하중과 토크가 함께 작동하는 보통 나사
- 구해야 할 값: 변경 후 바깥지름과 기존 바깥지름의 비
- 주의할 조건: 하중의 절대값보다 조합응력에 따른 지름비가 핵심이다.

사용할 공식

보통 나사가 축하중만 받을 때의 바깥지름을 d, 토크가 함께 작용하도록 변경한 뒤의 바깥지름을 d'라고 하면

$$\frac{d'}{d} = \frac{2}{\sqrt{3}}$$

이다.

이 식을 쓰는 이유는 토크가 추가되면 인장응력만 고려하던 설계가 인장과 비틀림의 조합응력 설계로 바뀌기 때문이다.

계산 과정

1. 기존 나사는 수직하중만 받는 상태로 설계된 나사이다.
2. 토크가 함께 작용하면 보통 나사는 축하중과 비틀림의 조합응력을 고려한 지름 보정이 필요하다.
3. 따라서 변경 후 바깥지름비는 $d'/d = 2/\sqrt{3}$이다.
4. 수치로는 약 1.155배이므로 기존 지름보다 약간 크게 설계된다.

NoteBase

선지별 해설

① X: $1/\sqrt{3}$배는 기존보다 더 가늘어지는 값이다. 토크가 추가되면 필요한 지름은 줄지 않는다. 틀린 값은 감소 방향의 비율이며, 올바르게는 $2/\sqrt{3}$배이다.
② O: 토크가 함께 작동하는 보통 나사의 바깥지름 보정비는 $2/\sqrt{3}$배이므로 맞다.
③ X: $\sqrt{3}$배는 약 1.732배로 필요한 보정비보다 지나치게 크다. 틀린 값은 과대 보정이며, 올바르게는 $2/\sqrt{3}$배이다.
④ X: $2\sqrt{3}$배는 약 3.464배로 실제 필요한 보정비보다 훨씬 크다. 틀린 값은 과대 보정이며, 올바르게는 $2/\sqrt{3}$배이다.

오답 포인트

250 kgf라는 수치에 끌려 새 계산을 시작하면 시간을 잃기 쉽다. 이 문항은 하중값 자체보다 축하중만 받는 보통 나사를 토크 동반 상태로 바꿀 때의 표준 지름비를 아는지를 묻는 문제이다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 설계 문장에서 하중만 받던 상태를 토크가 함께 작용하는 상태로 바꾼다고 하면 먼저 조합응력 보정비를 떠올린다. 보통 나사는 바깥지름을 $2/\sqrt{3}$배로 본다.

암기 포인트

축하중만 받던 보통 나사에 토크가 추가되면 바깥지름은 $2/\sqrt{3}$배로 본다.

NoteBase

문 3. 고무 스프링과 공기 스프링에 대한 설명으로 가장 옳지 않은 것은?

① 고무 스프링은 일반적으로 합성고무를 사용하지만 기름이 닿는 부분에서는 천연고무를 사용하기도 한다.

② 고무 스프링의 장점은 한 개의 고무로 2방향 또는 3방향으로 동시에 작용 가능하다는 것이다.

③ 공기 스프링은 측면 방향의 강성이 없다는 단점이 있다.

④ 공기 스프링은 부품 교체 없이 스프링 상수를 조절할 수 있다는 장점이 있다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 고무 스프링과 공기 스프링의 재질 특성, 다방향 탄성, 횡방향 강성, 특성 조정 가능성을 구별할 수 있는지를 묻는다.

핵심 개념

고무 스프링은 고무의 압축·전단 탄성을 이용하는 스프링으로 한 개의 부재가 여러 방향 하중을 함께 받을 수 있다.
공기 스프링은 압축 공기의 탄성을 이용하는 스프링으로 높이와 하중 대응 특성 조정이 쉽지만 횡방향 강성은 작다.
기름이 닿는 조건에서는 천연고무보다 내유성이 있는 합성고무를 쓰는 것이 일반적이다.

선지별 해설

1번(X): 틀린 부분은 "기름이 닿는 부분에서는 천연고무를 사용하기도 한다"이다. 기름이 닿는 부분은 내유성이 필요하므로 천연고무보다 니트릴고무 등의 합성고무를 사용하는 것이 일반적이다. 올바르게는 "기름이 닿는 부분에서는 내유성 합성고무를 사용한다"이다.
2번(O): 고무 스프링은 압축과 전단을 함께 이용할 수 있어 한 개의 고무 부재로 2방향 또는 3방향 하중에 동시에 작용하도록 설계할 수 있다.
3번(O): 공기 스프링은 수직 방향 탄성에는 유리하지만 횡방향 강성은 매우 작다. 그래서 단독으로는 측면 지지가 약하다는 설명이 맞다.
4번(O): 공기 스프링은 내부 공기압과 체적 조건을 조정해 스프링 특성을 바꿀 수 있다. 따라서 금속 스프링처럼 부품을 교체하지 않고도 사용 조건에 맞춘 특성 조정이 가능하다는 점에서 옳다.

오답 포인트

1번은 재질 상식을 거꾸로 묻는 선지이다. 수험생이 천연고무의 탄성만 떠올리고 내유성 조건을 놓치면 틀리기 쉽다. 3번과 4번은 공기 스프링의 약점과 장점을 각각 나눠 물은 것이므로 횡강성 부족과 특성 조정 가능성을 분리해서 봐야 한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

재질 문제가 나오면 먼저 사용 환경을 본다. 기름 접촉 여부가 있으면 내유성 재질인지 확인하고, 공기 스프링은 횡방향 지지 약점과 압력 조정 장점을 함께 떠올리면 판단이 빨라진다.

암기 포인트

고무 스프링은 다방향 탄성, 공기 스프링은 횡강성 약함과 조정성 우수, 기름 접촉부는 내유성 합성고무이다.

NoteBase

문 4. <보기>에서 설명하고 있는 커플링의 종류는?

<보기>
원칙적으로 직선상에 있는 두 축의 연결에 사용하나 양축 사이에 다소의 상호이동은 허용하며, 온도의 변화에 따른 축의 신축 또는 탄성변형 등에 의한 축심의 불일치를 완화하여 원활히 운전할 수 있는 커플링

① 플렉시블 커플링 (flexible coupling)
② 고정 커플링 (fixed coupling)
③ 올덤 커플링 (Oldham coupling)
④ 유니버설 조인트 (universal joint)

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 축심의 약간의 불일치와 축의 신축을 허용하는 커플링의 일반 분류를 묻는 문제이다.

핵심 개념

플렉시블 커플링은 두 축을 연결하면서 약간의 편심, 축방향 이동, 탄성변형을 흡수할 수 있는 커플링이다.
고정 커플링은 두 축을 거의 일체로 고정하여 상대이동이나 축심 불일치 흡수 기능이 없는 커플링이다.
올덤 커플링은 평행한 두 축의 편심을 허용하는 플렉시블 커플링의 한 형식이다.
유니버설 조인트는 교차하거나 각도가 있는 두 축 사이의 동력 전달에 쓰는 이음이다.

선지별 해설

① O: 보기의 설명은 축심의 불일치, 온도 변화에 따른 신축, 탄성변형을 완화하는 커플링이므로 플렉시블 커플링의 정의에 맞는다.
② X: 틀린 부분은 "고정 커플링"이다. 고정 커플링은 두 축을 강체적으로 연결하므로 상대이동이나 축심 불일치 완화 기능이 없다. 올바르게는 "플렉시블 커플링은 축심의 불일치와 축의 신축을 어느 정도 허용한다"이다.
③ X: 틀린 부분은 "올덤 커플링"이다. 올덤 커플링은 플렉시블 커플링에 속하는 구체적 형식이지만, 보기에서는 특정 형식이 아니라 이러한 성질을 가진 일반적인 종류를 묻고 있다. 올바르게는 "올덤 커플링은 플렉시블 커플링의 한 종류이다"이다.
④ X: 틀린 부분은 "유니버설 조인트"이다. 유니버설 조인트는 직선상 축보다 각도를 이루는 두 축 연결에 적합하다. 올바르게는 "직선상 두 축의 약간의 불일치를 허용하는 것은 플렉시블 커플링이다"이다.

오답 포인트

③은 실제로 플렉시블 커플링의 한 종류이므로 가장 많이 헷갈리는 선지이다. 그러나 문제는 하위 형식을 묻는 것이 아니라 기능적 분류 전체를 묻고 있으므로 일반명과 구체적 형식을 구분해야 한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

선지 판단에서는 먼저 축이 직선상인지, 각도가 있는지, 그리고 편심이나 축방향 이동을 흡수하는지부터 본다. 축심 불일치와 신축 흡수가 핵심이면 플렉시블 커플링, 강체 고정이면 고정 커플링, 각도 있는 축 연결이면 유니버설 조인트로 판단할 수 있다.

암기 포인트

플렉시블은 흡수, 고정은 강체, 올덤은 플렉시블의 한 형식, 유니버설은 각도 있는 축 연결이다.

NoteBase

문 5. 하중 $P = 4{,}000\text{kg}_f$를 받고 있는 레이디얼 저널 베어링의 끝저널을 설계하고자 한다. 축의 허용굽힘응력이 $\sigma_a = 4\text{kg}_f/\text{mm}^2$일 때, 베어링 지름을 $d = 80\text{mm}$으로 정하였다면, 베어링의 폭 l[mm]은 얼마인가?

① 16πmm

② 32πmm

③ 64πmm

④ 128πmm

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 엔드 저널의 어깨부에 생기는 굽힘응력 식 $\sigma_a = 32M/(\pi d^3)$를 이용해 베어링 폭 l를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 하중 $P = 4{,}000\text{kgf}$, 허용굽힘응력 $\sigma_a = 4\text{kgf/mm}^2$, 저널 지름 $d = 80\text{mm}$이다.
구해야 할 값: 베어링의 폭 l이다.
주의할 조건: 엔드 저널은 하중이 베어링 폭 중앙에 작용하므로 어깨부 굽힘모멘트는 $M = Pl/2$이다.

사용할 공식

$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3}, \qquad M = \frac{Pl}{2}$
이 공식을 쓰는 이유: 엔드 저널은 어깨부 단면의 굽힘으로 설계하므로, 원형단면의 굽힘응력식에 하중의 모멘트팔 $l/2$를 반영해야 하기 때문이다.

계산 과정

1. 굽힘모멘트는 $M = Pl/2$이다.
2. 이를 굽힘응력식에 대입하면
$\sigma_a = \frac{32}{\pi d^3} \cdot \frac{Pl}{2} = \frac{16Pl}{\pi d^3}$
이다.
3. 따라서
$l = \frac{\pi d^3 \sigma_a}{16P}$
이다.
4. 수치를 대입하면
$l = \frac{\pi \cdot 80^3 \cdot 4}{16 \cdot 4{,}000} = \frac{\pi \cdot 512{,}000 \cdot 4}{64{,}000} = 32\pi\text{mm}$
이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 16πmm는 정답식 $l = \pi d^3 \sigma_a/(16P)$에서 분모의 16을 32처럼 잘못 처리해 폭을 절반으로 만든 값이다. 올바르게는 $l = 32\pi$mm이다.
② O: $M = Pl/2$를 적용하면 $l = \pi d^3 \sigma_a/(16P) = 32\pi$mm가 되므로 옳다.
③ X: 64πmm는 모멘트팔을 $l/2$가 아니라 l로 잘못 잡아 굽힘모멘트를 두 배로 본 값이다. 올바르게는 $M = Pl/2$, $l = 32\pi$mm이다.
④ X: 128πmm는 모멘트팔을 잘못 잡은 데 더해 응력식의 계수까지 틀리게 처리해 폭을 과대평가한 값이다. 올바르게는 $l = 32\pi$mm이다.

오답 포인트

엔드 저널 문제에서는 베어링 폭 l이 그대로 모멘트팔이 되는 것이 아니라, 하중 작용점이 중앙이므로 $l/2$가 모멘트팔이 된다. 이 절반 계수를 놓치면 ③처럼 두 배 오답이 나오고, 굽힘응력식의 32와 16의 정리를 틀리면 ①처럼 절반 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

엔드 저널 계산형은 먼저 어깨부 기준으로 굽힘모멘트 M를 잡고, 그다음 원형단면 굽힘응력식 $\sigma = 32M/(\pi d^3)$에 넣어 l을 정리하면 된다. 하중이 폭 중앙에 작용하면 모멘트팔은 항상 $l/2$로 본다.

암기 포인트

엔드 저널 중앙하중은 $M = Pl/2$, 원형단면 굽힘응력은 $\sigma = 32M/(\pi d^3)$이므로 두 식을 합치면 $l = \pi d^3 \sigma/(16P)$이다.

NoteBase

문 6. 200rpm으로 회전하고 있는 볼베어링 A의 수명이 4,000시간이다. 볼베어링 B의 기본정격하중이 볼베어링 A의 두 배이고 800rpm으로 회전할 때, 볼베어링 B의 수명시간은? (단, 두 볼베어링에 가해지는 등가 반지름방향 하중은 동일하다.)

① 4,000시간

② 8,000시간

③ 12,000시간

④ 16,000시간

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 볼베어링의 기본정격수명식에서 회전속도와 기본정격하중의 변화를 반영해 수명시간을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 볼베어링 A의 회전수는 200rpm, 수명은 4,000시간이다.
주어진 값: 볼베어링 B의 기본정격하중은 A의 2배이고 회전수는 800rpm이다.
주의할 조건: 두 베어링에 작용하는 등가 반지름 방향 하중이 같으므로 동등가하중 P는 동일하다.
구해야 할 값: 볼베어링 B의 수명시간이다.

사용할 공식

볼베어링의 기본정격수명은
$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^3$
이다.
이 공식을 쓰는 이유: 문제에서 볼베어링, 기본정격하중 C, 회전수 n, 수명시간 L_h의 관계를 묻고 있고, 하중 조건이 같다고 했으므로 두 베어링의 수명비를 이 식으로 바로 비교할 수 있다.

NoteBase

계산 과정

1. A와 B의 수명비를 잡으면
$\frac{L_B}{L_A} = \left(\frac{C_B}{C_A}\right)^3 \left(\frac{P_A}{P_B}\right)^3 \left(\frac{n_A}{n_B}\right)$
이다.
2. 문제 조건을 대입하면 $C_B/C_A = 2$, $P_A/P_B = 1$, $n_A/n_B = 200/800 = 1/4$이다.
3. 따라서
$\frac{L_B}{L_A} = 2^3 \times 1^3 \times \frac{1}{4} = 8 \times \frac{1}{4} = 2$
이므로
L_B=2L_A=2× 4,000=8,000시간
이다.

선지별 해설

① X: 4,000시간은 A의 수명과 같은 값일 뿐이다. B는 기본정격하중이 2배이어서 수명은 $2^3 = 8$배 유리하지만 회전수는 4배 빨라 수명이 1/4로 줄어들어 최종적으로 2배가 된다. 틀린 표현은 "A와 같다"이고, 올바르게는 "A의 2배인 8,000시간이다"이다.
② O: 수명비가 $8 \times 1/4 = 2$이므로 L_B=8,000시간이다. 기본정격하중 증가 효과와 회전수 증가 효과를 함께 반영한 값이다.
③ X: 12,000시간은 수명비를 3배로 잘못 본 값이다. 틀린 표현은 "3배 증가"이고, 올바르게는 "기본정격하중 2배로 8배 증가하지만 회전수 4배로 1/4가 되어 최종 2배 증가"이다.
④ X: 16,000시간은 기본정격하중이 2배이면 수명이 8배가 된다는 점만 보고 회전수 800rpm 조건을 누락한 값이다. 틀린 표현은 "하중 효과만 반영한 수명"이고, 올바르게는 "회전수 4배 증가를 나누어 8,000시간으로 본다"이다.

오답 포인트

볼베어링 수명식에서 C는 3제곱으로, 회전수 n는 분모로 들어간다는 점을 동시에 보지 않으면 오답이 나온다. 특히 ④처럼 기본정격하중 2배만 보고 8배 수명으로 끝내거나, ①처럼 회전수와 하중 효과를 서로 상쇄된다고 막연히 처리하면 틀리기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

베어링 수명 문제는 먼저 $L_h \propto (C/P)^3/n$ 관계를 적고, 다음에 어떤 항이 변하고 어떤 항이 같은지 비율로 정리하면 된다. 하중이 같으면 P를 소거한 뒤 C의 3제곱 효과와 회전수의 역비례 효과를 함께 계산한다.

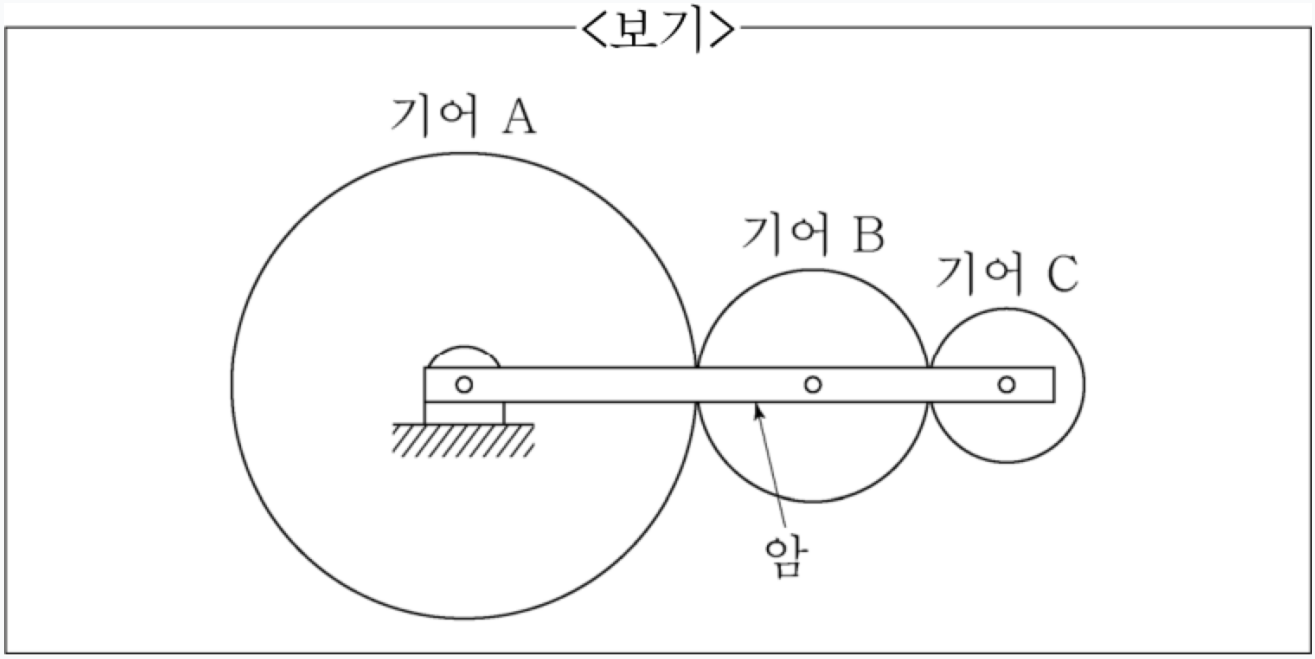
암기 포인트

볼베어링 수명은 $L_h \propto (C/P)^3/n$이고, 기본정격하중은 3제곱, 회전수는 역비례로 작용한다.

NoteBase

문 7. <보기>에서 각 기어의 잇수는 $N_A = 72,\ N_B = 36,\ N_C = 24$이고, 기어 A는 고정되어 회전하지 않는다. 이때, 기어 C가 암과 연결된 회전축을 중심으로 시계방향으로 30회 회전할 때, 암의 회전방향과 회전수는? (단, 시계방향은 +, 반시계방향은 -로 표시한다.)

<보기>



① +45

② -45

③ +15

④ -15

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 유성기어열에서 암을 기준으로 한 상대회전 관계를 이용해 암의 회전방향과 회전수를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 기어 잇수는 $N_A = 72, N_B = 36, N_C = 24$이다.
구해야 할 값: 기어 C가 시계방향으로 30회 회전할 때 암의 회전방향과 회전수이다.
주의할 조건: 기어 A는 고정이므로 $\omega_A = 0$이고, 기어 B는 중간 아이들기어이므로 A와 C의 상대회전 관계를 연결하는 역할을 한다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2019 · 10월

사용할 공식

외접기어가 암 위에서 맞물릴 때 상대회전식은 $(\omega_A - \omega_H)N_A + (\omega_B - \omega_H)N_B = 0$,
$(\omega_B - \omega_H)N_B + (\omega_C - \omega_H)N_C = 0$이다.
두 식에서 ω_B를 소거하면 $(\omega_C - \omega_H)N_C = (\omega_A - \omega_H)N_A$가 된다.
이 공식을 쓰는 이유: 암이 함께 회전하는 유성기어열이므로 절대회전수가 아니라 암에 대한 상대회전수로 맞물림 조건을 써야 하기 때문이다.

계산 과정

1. 기어 A가 고정이므로 $\omega_A = 0$이다.
2. $(\omega_C - \omega_H)N_C = (\omega_A - \omega_H)N_A$에 $N_A = 72$, $N_C = 24$를 대입하면 $(\omega_C - \omega_H)24 = (-\omega_H)72$이다.
3. 이를 정리하면 $\omega_C - \omega_H = -3\omega_H$이므로 $\omega_C = -2\omega_H$이다.
4. 기어 C가 시계방향 30회 회전하므로 $\omega_C = +30$이다.
5. $30 = -2\omega_H$이므로 $\omega_H = -15$이다. 음수이므로 암은 반시계방향 15회 회전한다.

선지별 해설

① X
계산 결과 암은 -15회이므로 '+45'는 방향과 회전수 모두 틀리다. 올바르게는 '-15'이다. 이 값은 암 기준 상대회전을 무시하고 잇수비를 절대회전에 바로 적용할 때 나오는 오답이다.

② X
반시계 방향이라는 부호는 맞지만 회전수는 45회가 아니라 15회이다. 올바르게는 '-15'이다. A와 C의 잇수비 $72 : 24 = 3 : 1$만 보고 암 회전을 직접 3배로 잡으면 이런 오답이 나온다.

③ X
회전수 15회는 맞지만 방향이 틀리다. 올바르게는 '-15'이다. $\omega_C = -2\omega_H$이므로 C가 시계방향이면 암은 반드시 반시계방향이 된다.

④ O
$(\omega_C - \omega_H)N_C = (\omega_A - \omega_H)N_A$, $\omega_A = 0$에서 $30 = -2\omega_H$가 되고 $\omega_H = -15$이다. 따라서 암은 반시계방향으로 15회 회전하므로 옳다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 기어비만 보고 바로 암의 절대회전을 구하려는 데 있다. 유성기어열에서는 항상 암을 기준으로 한 상대회전식부터 세워야 하며, 부호는 시계방향을 +, 반시계방향을 -로 끝까지 유지해야 한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

유성기어 문제는 먼저 고정기어와 암을 표시하고, 다음으로 $(\omega - \omega_H)$ 형태의 상대회전식으로 맞물림 조건을 쓴 뒤, 마지막에 주어진 회전방향 부호를 대입해 절대회전수로 환산하면 된다.

암기 포인트

유성기어는 절대회전이 아니라 상대회전으로 푼다. 고정기어가 있으면 $\omega = 0$을 먼저 넣고, 아이들기어는 최종 두 기어의 관계만 연결한다고 보면 된다.

NoteBase

문 8. 정사각형 단면을 가지면서 양단이 핀으로 고정된 기둥이 있다. 오일러공식으로 구한 이 기둥의 최소 임계하중 값을 2배로 늘리려면 정사각형 변의 길이를 몇 배로 해야 하는가? (단, 기둥은 긴 기둥으로 간주한다.)

① $\sqrt{2}$배

② 0.5배

③ 4배

④ $\sqrt[4]{2}$배

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 오일러 좌굴하중식에서 정사각형 단면의 단면2차모멘트가 변의 길이의 4제곱에 비례한다는 점을 이용해 임계하중 증가 비율을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 조건: 양단 핀 고정의 긴 기둥, 정사각형 단면, 최소 임계하중을 2배로 증가시켜야 한다.
구해야 할 값: 정사각형 변의 길이 배수이다.
주의할 조건: 양단 핀 고정이면 유효길이는 일정하고, 긴 기둥이므로 오일러 공식이 적용된다.

사용할 공식

오일러 좌굴하중은 $P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$이다.
정사각형 단면의 단면2차모멘트는 $I = \frac{a^4}{12}$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 이 문제에서 재료 E, 길이 L, 지지조건이 모두 같으므로 임계하중은 결국 I, 즉 변의 길이 a의 4제곱에 비례하기 때문이다.

계산 과정

기둥의 임계하중은 $P_{cr} \propto I$이다.
정사각형 단면에서는 $I \propto a^4$이므로 $P_{cr} \propto a^4$이다.
변의 길이를 기존의 k배로 하면 임계하중은 k^4배가 된다.
문제 조건이 임계하중 2배이므로 $k^4 = 2$이다.
따라서 $k = \sqrt[4]{2}$이다.

NoteBase

선지 판단

1번 X: $\sqrt{2}$배이면 임계하중은 $(\sqrt{2})^4 = 4$배가 된다. 틀린 표현은 '정사각형 변의 길이를 $\sqrt{2}$배로 한다'는 부분이고, 올바르게는 '정사각형 변의 길이를 $\sqrt[4]{2}$배로 한다'이다.
2번 X: 0.5배이면 임계하중은 $(0.5)^4 = \frac{1}{16}$배로 오히려 크게 감소한다. 틀린 표현은 '0.5배'이고, 올바르게는 '임계하중을 2배로 하려면 $\sqrt[4]{2}$배가 필요하다'이다.
3번 X: 4배이면 임계하중은 $4^4 = 256$배가 된다. 틀린 표현은 '4배'이고, 올바르게는 '2배 증가 조건에서는 $\sqrt[4]{2}$배'이다.
4번 O: $\sqrt[4]{2}$배이면 임계하중은 $(\sqrt[4]{2})^4 = 2$배가 되므로 조건에 정확히 맞는다.

오답 포인트

임계하중이 단면 치수에 정비례한다고 착각하면 $\sqrt{2}$배나 2배 같은 선지로 흐르기 쉽다. 이 문제의 핵심 함정은 정사각형 단면에서 단면2차모멘트가 변의 길이의 4제곱에 비례한다는 점을 놓치는 데 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

좌굴 문제에서 재료, 길이, 지지조건이 그대로이면 먼저 $P_{cr} \propto I$를 확인하고, 단면 형상에서 I가 치수의 몇 제곱에 비례하는지 연결해서 배수식을 세우면 된다.

암기 포인트

오일러 좌굴하중은 $P_{cr} \propto I$, 정사각형 단면은 $I \propto a^4$이므로 임계하중 배수는 변의 길이 배수의 4제곱이다.

NoteBase

문 9. 던커레이(Dunkerley) 실험공식을 사용하여 3개의 회전체를 가지는 회전축의 위험속도를 구하고자 한다. 회전축의 위험속도가 400rpm, 각 회전체의 위험속도가 800rpm, 800rpm, 1,600rpm일 때, 전체 위험속도[rpm]는?

① 160rpm

② 320rpm

③ 480rpm

④ 640rpm

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 던커레이 실험공식으로 회전축과 각 회전체의 개별 위험속도를 합성하여 전체 위험속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 회전축 단독 위험속도 400rpm, 각 회전체의 위험속도 800rpm, 800rpm, 1,600rpm이다.
구해야 할 값: 전체 위험속도이다.
주의할 조건: 던커레이식은 각 개별 위험속도의 역제곱을 모두 더한 뒤 전체 위험속도를 구하는 식이다.

사용할 공식

던커레이 실험공식은 $\frac{1}{N^2} = \frac{1}{N_s^2} + \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2} + \frac{1}{N_3^2}$ 이다.
이 문제는 회전축 단독 위험속도와 3개의 회전체 위험속도가 각각 주어졌으므로, 각 항의 역제곱을 합산하여 전체 위험속도 N을 구하는 상황이다.

계산 과정

주어진 값을 대입하면 $\frac{1}{N^2} = \frac{1}{400^2} + \frac{1}{800^2} + \frac{1}{800^2} + \frac{1}{1600^2}$ 이다.
통분하면 $\frac{1}{N^2} = \frac{16}{2560000} + \frac{4}{2560000} + \frac{4}{2560000} + \frac{1}{2560000} = \frac{25}{2560000}$ 이다.
따라서 $N^2 = \frac{2560000}{25} = 102400$ 이고, $N = \sqrt{102400} = 320$ rpm 이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 계산 결과는 160rpm이 아니라 320rpm이다. 160rpm은 역제곱 합산 뒤 제곱근 처리를 잘못한 값에 해당하므로, 올바르게는 전체 위험속도를 320rpm으로 본다.
② O: 던커레이식에 주어진 네 항을 모두 대입하면 전체 위험속도는 320rpm이 된다. 따라서 정답에 맞는 선지이다.
③ X: 계산 결과와 다를 뿐 아니라 480rpm은 회전축 단독 위험속도 400rpm보다 커서 던커레이식의 성질과도 맞지 않는다. 올바르게는 전체 위험속도가 480rpm이 아니라 320rpm이다.
④ X: 640rpm도 계산 결과와 다르고, 전체 위험속도는 가장 작은 개별 위험속도보다 더 낮아지는 방향으로 결정되므로 400rpm보다 큰 640rpm은 될 수 없다. 올바르게는 전체 위험속도가 640rpm이 아니라 320rpm이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 개별 위험속도를 그대로 더하거나 평균내는 것이 아니라, 각 값의 역제곱을 더한 뒤 마지막에 제곱근을 취해야 한다는 점이다. 특히 회전축 단독 위험속도 항 $1/400^2$를 빼먹거나, 합산 후 역수와 제곱근 순서를 혼동하면 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

던커레이 문제가 나오면 먼저 회전축 단독 항과 각 회전체 항을 모두 $1/N^2$ 형태로 적어 넣고, 역제곱 합산, 역수 처리, 제곱근 계산 순서로 판단한다. 계산이 끝난 값이 가장 작은 개별 위험속도보다 작아졌는지도 함께 검산한다.

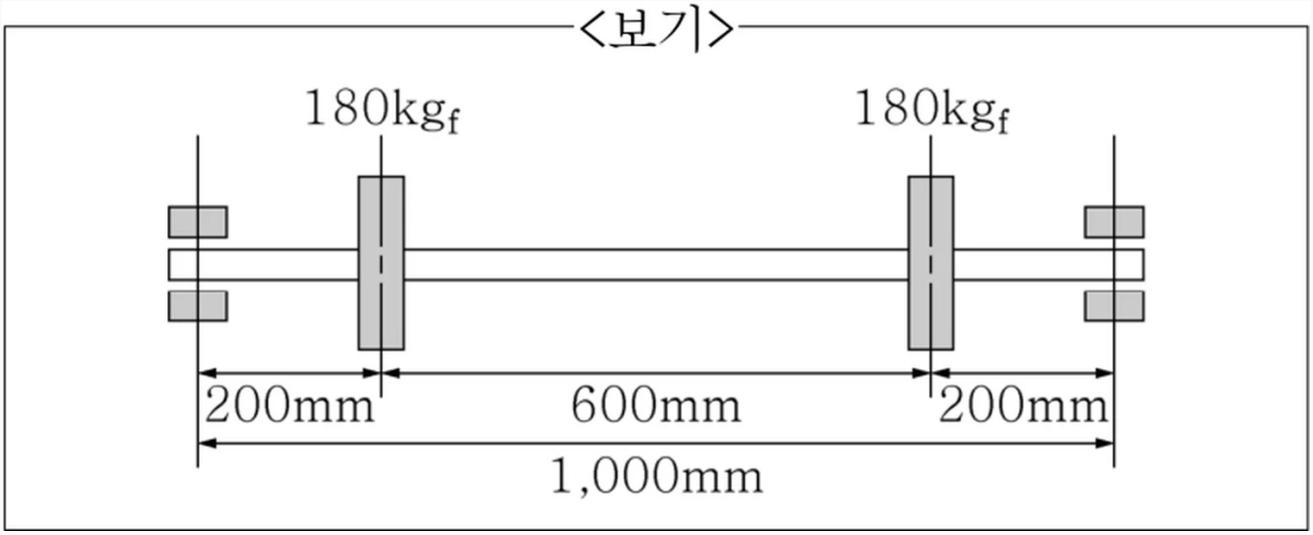
암기 포인트

던커레이식은 개별 위험속도의 역제곱합으로 전체 위험속도를 구하므로, 전체 위험속도는 가장 작은 개별 위험속도보다 작아진다.

NoteBase

문 10. <보기>와 같이 양쪽 끝단은 단순지지되어 있고, 지름 80mm, 길이 1,000mm인 축에 180 kg_ f 벨트 풀리가 2개 설치되어 있을 때 축의 위험속도[rpm]는? (단, 축의 자중에 의한 영향은 무시한다. 축 재질의 E=20,000 kg_ f/mm^2, γ=0.01 kg_ f/cm^3, $\pi = 3$, $g = 10{,}000\text{mm/s}^2$로 가정한다.)

<보기>



① $\frac{4,000}{\sqrt{2}}$rpm
② $\frac{4,500}{\sqrt{2}}$rpm
③ $\frac{5,000}{\sqrt{2}}$rpm
④ $\frac{5,500}{\sqrt{2}}$rpm

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 단순지지축에 대칭으로 설치된 2개의 집중하중에 대해 던커리 식으로 위험속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 축 지름 80mm, 길이 1,000mm, 풀리 하중 180 kgf 2개, 각 풀리 위치는 양단에서 200mm이다.
구해야 할 값: 축의 위험속도이다.
주의할 조건: 축 자중은 무시하므로 풀리 2개의 집중하중만 고려한다. 두 풀리는 대칭 배치이므로 각 풀리의 단독 임계속도는 같다. 문제 조건상 $\pi = 3$이다.

NoteBase

사용할 공식

$I = \frac{\pi d^4}{64}$
$\delta = \frac{Wa^2b^2}{3EIL}$
$N_1 = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta}}, \qquad \frac{1}{N^2} = \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2}$
이 공식을 쓰는 이유: 단순지지축에서 한 개의 편심 집중하중이 만드는 처짐으로 단독 임계속도를 구하고, 집중하중이 여러 개일 때는 던커리 식으로 전체 위험속도를 합성하기 때문이다. 자중 무시 조건이므로 축의 분포하중 항은 넣지 않는다.

계산 과정

1. 단면2차모멘트는
$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3 \times 80^4}{64} = 1,920,000 mm^4$
이다.
2. 한 풀리만 작용한다고 보고 그 하중점 처짐을 구하면
$\delta = \frac{Wa^2b^2}{3EIL} = \frac{180 \times 200^2 \times 800^2}{3 \times 20,000 \times 1,920,000 \times 1,000} = 0.04 mm$
이다.
3. 한 풀리에 대한 임계속도는
$N_1 = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta}} = \frac{30}{3}\sqrt{\frac{10,000}{0.04}} = 5,000 rpm$
이다.
4. 두 풀리는 동일하므로 $N_1 = N_2 = 5,000 rpm$이다. 따라서 던커리 식으로
$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{5,000^2} + \frac{1}{5,000^2} = \frac{2}{5,000^2}$
이므로
$N = \frac{5,000}{\sqrt{2}} rpm$
이다.

NoteBase

선지별 해설

① X

- $\frac{4,000}{\sqrt{2}}rpm$이면 단일 하중 기준 임계속도를 4,000rpm으로 잘못 본 값이다. 이 문제에서 한 풀리의 처짐은 $0.04mm$이므로 단일 임계속도는 $5,000rpm$이다.
- 틀린 표현 → 올바르게는 단일 임계속도가 $5,000rpm$이고, 전체 위험속도는 $\frac{5,000}{\sqrt{2}}rpm$이다.

② X

- $\frac{4,500}{\sqrt{2}}rpm$도 단일 하중 기준 임계속도를 잘못 계산한 값이다. 주어진 d, E, π, g를 그대로 대입하면 N_1은 4,500이 아니라 $5,000rpm$이다.
- 틀린 표현 → 올바르게는 단일 임계속도가 $5,000rpm$이고, 전체 위험속도는 $\frac{5,000}{\sqrt{2}}rpm$이다.

③ O

- 한 풀리 기준 처짐이 $0.04mm$이므로 단독 임계속도는 $5,000rpm$이다. 같은 풀리 2개를 던커리 식으로 합성하면 $N = \frac{5,000}{\sqrt{2}}rpm$이 되어 정답이다.

④ X

- $\frac{5,500}{\sqrt{2}}rpm$은 하중점 처짐을 실제보다 작게 잡은 값이다. 문제 조건대로 계산한 단일 임계속도는 5,500이 아니라 $5,000rpm$이다.
- 틀린 표현 → 올바르게는 단일 임계속도가 $5,000rpm$이고, 전체 위험속도는 $\frac{5,000}{\sqrt{2}}rpm$이다.

오답 포인트

두 풀리가 있다고 해서 180 kgf와 180 kgf를 한 점에 단순 합산하면 안 된다. 이 문제는 각 집중하중의 단독 임계속도를 먼저 구한 뒤 던커리 식으로 합성하는 문제이다. 또 축 자중 무시 조건이 있으므로 축의 분포하중 항을 넣으면 오답이 된다. 단일 하중 처짐식에서 $a = 200mm, b = 800mm, L = 1,000mm$를 바꾸어 넣어도 오답이 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

위험속도 문제에서는 먼저 자중 무시 여부를 확인한다. 자중을 무시하면 각 집중하중의 위치 처짐 δ를 구해 단독 임계속도 N_i를 계산한다. 집중하중이 여러 개이면 마지막에 던커리 식 $\frac{1}{N^2} = \sum \frac{1}{N_i^2}$으로 합성한다.

암기 포인트

자중 무시 다집중하중 위험속도는 각 하중의 단독 임계속도를 구한 뒤 던커리 식으로 합성한다.

NoteBase

문 11. 기어의 유형별 설명으로 가장 옳은 것은?

① 헬리컬 기어 : 이끝이 직선이며, 축에 평행한 원통 기어

② 헤링본 기어 : 교차되는 두 축 간에 운동을 전달하는 원추형의 기어

③ 마이터 기어 : 직각인 두 축 간에 운동을 전달하는, 잇수가 같은 한 쌍의 베벨 기어

④ 스큐 기어 : 양쪽에 나선형으로 된 기어를 조합한 것으로 평행 두 축 간에 운동을 전달하는 기어

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 기어의 형상과 축 배치에 따라 헬리컬 기어, 헤링본 기어, 마이터 기어, 스큐 기어를 정확히 구별할 수 있는지를 묻는다.

핵심 개념

헬리컬 기어는 이가 축에 비스듬한 원통 기어이다. 스퍼 기어는 이가 직선이며 축에 평행한 원통 기어이다. 헤링본 기어는 서로 반대 방향의 헬리컬 이를 결합한 이중 헬리컬 기어이다. 마이터 기어는 잇수가 같은 한 쌍의 베벨 기어로서 보통 직각 두 축 사이에 사용된다. 스큐 기어는 평행도 교차도 하지 않는 엇갈린 두 축 사이에 쓰이는 기어이다.

선지별 해설

1번 X: 틀린 부분은 '이끝이 직선이며, 축에 평행한'이다. 이는 스퍼 기어의 설명이다. 헬리컬 기어는 이가 축에 대해 비스듬히 나 있는 원통 기어이다.
2번 X: 틀린 부분은 '교차되는 두 축 간에 운동을 전달하는 원추형의 기어'이다. 이는 베벨 기어의 설명이다. 헤링본 기어는 반대 방향의 헬리컬 이를 합친 이중 헬리컬 기어로서 주로 평행 두 축 사이에 사용된다.
3번 O: 마이터 기어는 직각인 두 축 간에 운동을 전달하는 잇수가 같은 한 쌍의 베벨 기어이므로 설명이 옳다.
4번 X: 틀린 부분은 '평행 두 축 간에 운동을 전달하는'이다. 스큐 기어는 평행축이 아니라 서로 엇갈린 두 축 사이에 운동을 전달한다. 평행 두 축에서 양쪽 나선 이를 조합한 형식은 헤링본 기어의 설명에 가깝다.

오답 포인트

스퍼 기어와 헬리컬 기어를 '원통 기어'라는 공통점만 보고 섞거나, 베벨 기어와 마이터 기어를 같은 말로 처리하면 틀리기 쉽다. 또한 4번처럼 축 배치가 평행축인지 엇갈린 축인지를 놓치면 헤링본 기어와 스큐 기어를 바꾸어 고르게 된다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 축 관계를 본다. 평행축인지, 교차축인지, 엇갈린 축인지를 가른 뒤, 그다음에 이의 모양이 직선인지 비스듬한지, 베벨형인지, 이중 헬리컬인지 확인하면 선지 판단이 빨라진다.

NoteBase

암기 포인트

스퍼는 직선 이, 헬리컬은 경사 이, 헤링본은 이중 헬리컬, 마이터는 같은 잇수의 베벨, 스큐는 엇갈린 축이다.

NoteBase

문 12. 고속하중의 기어에서 치면압력이 높아져 잇면 사이의 유막이 파괴되고 금속끼리 접촉하여 표면의 순간 온도가 상승해 눌어붙는 현상은?

① 스코링 (scoring)
② 피팅 (pitting)
③ 언더컷 (undercut)
④ 간섭 (interference)

정답 1번

출제 포인트

기어 치면 손상 형태 중 스코링, 피팅, 언더컷, 간섭의 발생 원인 차이를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

스코링: 윤활유막이 파괴되어 금속끼리 직접 접촉하고 마찰열로 순간 용착과 긁힘이 생기는 치면 손상이다. / 결정 차이축: 원인은 유막 파괴와 온도 상승이다. / 키워드: 유막 파괴, 순간 용착, 긁힘
피팅: 반복 접촉응력으로 표면이 피로 파괴되어 작은 구멍이 생기는 손상이다. / 결정 차이축: 원인은 피로이다. / 키워드: 표면 피로, 작은 홈
언더컷: 잇수가 적은 기어를 절삭할 때 이뿌리 부분이 깎여 나가는 형상 결함이다. / 결정 차이축: 원인은 절삭 형상과 잇수 부족이다. / 키워드: 이뿌리 절삭, 형상 결함
간섭: 맞물림 과정에서 의도한 인벌류트 접촉이 아닌 부분끼리 접촉하는 현상이다. / 결정 차이축: 원인은 기하학적 접촉 불량이다. / 키워드: 비정상 접촉, 기하 간섭

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2019 · 10월

선지별 해설

① O
스코링은 고속·고하중에서 치면압력과 미끄럼이 커져 윤활유막이 깨지고 금속이 직접 접촉하면서 순간 온도가 올라 용착되는 손상이다. 문제의 "유막이 파괴되고 금속끼리 접촉하여 표면의 순간 온도가 상승해 붙어붙는 현상"과 정확히 일치한다.

② X
피팅은 치면의 반복 접촉응력 때문에 표면이 피로 파괴되어 작은 점상 홈이 생기는 현상이다. 틀린 표현은 "유막이 파괴되고 붙어붙는 현상"이다. 올바르게는 "반복 하중으로 표면에 작은 피로 박리가 생기는 현상"이다.

③ X
언더컷은 기어 절삭 과정에서 이뿌리 부근이 과도하게 깎이는 형상 문제이다. 틀린 표현은 "운전 중 치면 온도 상승으로 붙어붙는 현상"이다. 올바르게는 "잇수가 적거나 전위가 부적절할 때 절삭으로 이뿌리가 제거되는 현상"이다.

④ X
간섭은 맞물림 시 비정상적인 치형 접촉이 일어나는 기하학적 문제이다. 틀린 표현은 "유막 파괴로 용착되는 현상"이다. 올바르게는 "치끝과 상대 치형이 정상 인벌류트 접촉 구간 밖에서 부딪히는 현상"이다.

오답 포인트

피팅도 치면 손상이고 간섭도 맞물림 불량이라 헷갈리기 쉽지만, 문제의 핵심 단어는 "유막 파괴", "금속끼리 접촉", "순간 온도 상승", "붙어붙는"이다. 이 조합은 피로나 형상 문제가 아니라 스코링의 전형적 서술이다.

다시 나오면 이렇게 판단

치면 손상 문제에서 원인을 먼저 본다. 유막 파괴와 마찰열이면 스코링, 반복 접촉응력이면 피팅, 절삭 중 이뿌리 제거이면 언더컷, 비정상 치형 접촉이면 간섭으로 판단된다.

암기 포인트

스코링은 열과 용착, 피팅은 피로와 점상 박리, 언더컷은 절삭 결함, 간섭은 기하 접촉 불량이다.

NoteBase

문 13. 벨트설계 시 고려해야 하는 사항에 대한 설명으로 가장 옳은 것은?

① 벨트를 풀리에 거는 방법 중 바로걸기에서 큰 풀리의 접촉각과 작은 풀리의 접촉각 모두 180°보다 크다.

② 접촉각을 증가시키기 위하여 사용하는 중간풀리는 벨트의 장력을 증가시키는 역할도 하므로 긴장풀리라고도 한다.

③ 벨트를 풀리에 거는 방법 중 엇걸기에서 큰 풀리의 접촉각은 180°보다 크고, 작은 풀리의 접촉각은 180°보다 작다.

④ 원동풀리의 동력을 벨트를 사용하여 정지 상태의 종동풀리로 전달하려면 초기에 큰 장력이 필요하며, 이를 유효장력이라 한다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 벨트 전동에서 바로걸기와 엇걸기의 접촉각 차이, 중간풀리의 역할, 초기장력과 유효장력의 구분을 묻는 문제이다.

핵심 개념

바로걸기는 두 축이 같은 방향으로 회전하는 개방형 벨트걸이로 작은 풀리의 접촉각이 180도보다 작고 큰 풀리의 접촉각이 180도보다 크다.
엇걸기는 벨트를 교차시켜 거는 방식으로 두 풀리의 접촉각이 모두 180도보다 크다.
중간풀리는 벨트의 접촉각을 키우거나 장력을 조정하는 보조 풀리로 긴장풀리라고도 한다.
초기장력은 벨트를 걸 때 미리 주는 장력이고, 유효장력은 팽팽한 쪽 장력과 느슨한 쪽 장력의 차로 동력 전달에 직접 기여하는 장력이다.

NoteBase

선지별 해설

① X
바로걸기에서는 큰 풀리의 접촉각은 180도보다 크지만 작은 풀리의 접촉각은 180도보다 작다. 틀린 부분은 "큰 풀리의 접촉각과 작은 풀리의 접촉각 모두 180도보다 크다"이다. 올바르게는 "큰 풀리는 180도보다 크고 작은 풀리는 180도보다 작다"이다.

② O
중간풀리는 벨트의 감김각, 즉 접촉각을 늘려 미끄럼을 줄이는 데 쓰이며 벨트 장력을 조정하는 기능도 한다. 그래서 긴장풀리라고 부르는 설명이 맞다.

③ X
엇걸기에서는 벨트가 교차되므로 두 풀리의 접촉각이 모두 180도보다 커진다. 틀린 부분은 "작은 풀리의 접촉각은 180도보다 작다"이다. 올바르게는 "큰 풀리와 작은 풀리의 접촉각이 모두 180도보다 크다"이다.

④ X
정지 상태의 종동풀리에 동력을 전달하려면 벨트에 미리 큰 장력을 주어야 하는 것은 맞지만 그 명칭은 초기장력이다. 틀린 부분은 "이를 유효장력이라 한다"이다. 올바르게는 "이를 초기장력이라 하고, 유효장력은 팽팽한 쪽과 느슨한 쪽 장력의 차이다"이다.

오답 포인트

바로걸기와 엇걸기의 접촉각 관계를 서로 바꾸어 외우거나, 초기장력과 유효장력을 같은 뜻으로 혼동하면 틀리기 쉽다. 특히 ①과 ③은 접촉각이 180도보다 큰 쪽과 작은 쪽을 뒤섞어 놓은 함정이고, ④는 장력의 이름을 바꾸어 놓은 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 문항은 먼저 걸기 방식부터 구분하면 판단이 빨라진다. 바로걸기는 작은 풀리 접촉각이 180도보다 작고, 엇걸기는 두 풀리 모두 180도보다 크다. 장력 용어는 "미리 주는 장력은 초기장력, 전달에 쓰이는 차이는 유효장력"으로 구분하면 된다.

암기 포인트

바로걸기: 작은 풀리 180도 미만, 엇걸기: 두 풀리 모두 180도 초과, 유효장력: 장력의 차, 초기장력: 미리 주는 장력이다.

NoteBase

문 14. 기계설계 시 고려해야 하는 재료의 강도에 대한 설명으로 가장 옳은 것은?

① 진응력: 재료에 작용하는 하중을 원래의 단면적으로 나눈 응력

② 극한응력: 네킹이 발생하여 가늘어진 부분에서 재료의 파단이 발생할 때의 응력

③ 레질리언스계수: 재료에 작용하는 응력이 비례한도에 도달했을 때의 변형에너지 밀도

④ 인성계수: 재료에 작용하는 응력과 재료의 변형률 사이의 비례상수

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 진응력, 극한응력, 레질리언스계수, 인성계수의 정의를 정확히 구별할 수 있는지를 묻는다.

핵심 개념

진응력은 하중을 순간 실제 단면적으로 나눈 응력이다. 극한응력은 재료가 견디는 최대 공칭응력이다.
레질리언스계수는 탄성범위, 보통 비례한도까지 저장되는 단위체적당 변형에너지이다. 인성계수는 파단까지 흡수하는 단위체적당 총 변형에너지이다.

선지별 해설

1번 X: 진응력은 원래의 단면적이 아니라 변형 중의 실제 단면적으로 계산한다. 틀린 표현은 '원래의 단면적'이다. 올바르게는 '재료에 작용하는 하중을 실제 단면적으로 나눈 응력'이다.
2번 X: 극한응력은 네킹 후 파단 시의 응력이 아니라 재료가 나타내는 최대 응력이다. 틀린 표현은 '파단이 발생할 때의 응력'이다. 올바르게는 '최대 하중을 원단면적으로 나눈 최대 공칭응력'이다.
3번 O: 레질리언스계수는 비례한도 또는 탄성한도까지 재료가 흡수할 수 있는 단위체적당 변형에너지 밀도를 뜻하므로 설명이 옳다.
4번 X: 응력과 변형률 사이의 비례상수는 인성계수가 아니라 탄성계수이다. 틀린 표현은 '인성계수'이다. 올바르게는 '탄성계수는 응력과 변형률 사이의 비례상수이고, 인성계수는 파단까지의 총 변형에너지 밀도'이다.

오답 포인트

원단면적과 실제 단면적, 최대응력과 파단응력, 레질리언스와 인성을 서로 바꾸어 넣으면 쉽게 틀린다. 특히 4번은 탄성계수의 정의를 인성계수로 바꿔 놓은 대표적인 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

강도 관련 용어 문제는 먼저 '무엇을 기준으로 계산하는가'와 '어느 구간까지의 에너지인가'를 본다. 단면적이면 원단면적과 실제 단면적을 구분하고, 에너지이면 비례한도까지인지 파단까지인지를 구분하면 된다.

NoteBase

암기 포인트

진응력은 실제 단면적, 극한응력은 최대응력, 레질리언스는 탄성범위 에너지, 인성은 파단까지의 총 에너지이다.

NoteBase

기출OX 해설집 · 공무원/서울시/7급 · 기계설계 · 2019 · 10월

문 15. 브레이크의 설계 과정에서 고려하는 항목으로 가장 옳지 않은 것은?

① 조작력

② 자동체결조건

③ 마찰력

④ 원주피치

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 브레이크 설계에서 실제로 검토하는 항목과 다른 기계요소의 치수 개념을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

브레이크 설계는 필요한 제동력, 조작력, 마찰작용, 자동체결 여부처럼 제동 성능과 직접 연결되는 조건을 검토한다.
조작력은 브레이크를 작동시키기 위해 가하는 힘이고, 자동체결조건은 마찰에 의해 스스로 체결되는 조건이며, 마찰력은 제동토크를 발생시키는 핵심 요소이다.
원주피치는 기어의 피치원 둘레를 따라 잰 이웃 치 사이 거리이므로 브레이크 설계 검토 항목과 성격이 다르다.

선지별 해설

① O
조작력은 브레이크를 작동시키는 데 필요한 입력 힘이므로 브레이크 설계에서 반드시 고려한다.

② O
자동체결조건은 블록 브레이크 등에서 자기작용으로 스스로 물리는지 여부를 판단하는 조건이므로 설계 검토 대상이다.

③ O
마찰력은 드럼과 라이닝 사이에서 실제 제동작용을 만드는 힘이므로 브레이크 성능 계산에서 핵심 항목이다.

④ X
틀린 부분은 "원주피치"이다.
원주피치는 기어의 피치원 위에서 잰 치 간격을 뜻하는 기어 치형 관련 개념이다.
브레이크 설계에서 고려할 항목으로는 조작력, 마찰력, 자동체결조건 등이 맞다.

NoteBase

오답 포인트

원주피치도 기계설계에서 자주 보이는 용어이므로 브레이크 설계 변수처럼 착각하기 쉽다. 이 문항은 "브레이크"라는 대상에 직접 작용하는 힘과 조건인지, 아니면 다른 요소의 기하치수인지 구분하는지가 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

보기의 용어가 제동력 발생, 작동 입력, 자기체결 여부처럼 브레이크 동작과 직접 연결되면 관련 항목이다. 반대로 치형, 피치, 모듈처럼 기어의 형상과 간격을 나타내는 말이면 브레이크 설계 항목이 아니다.

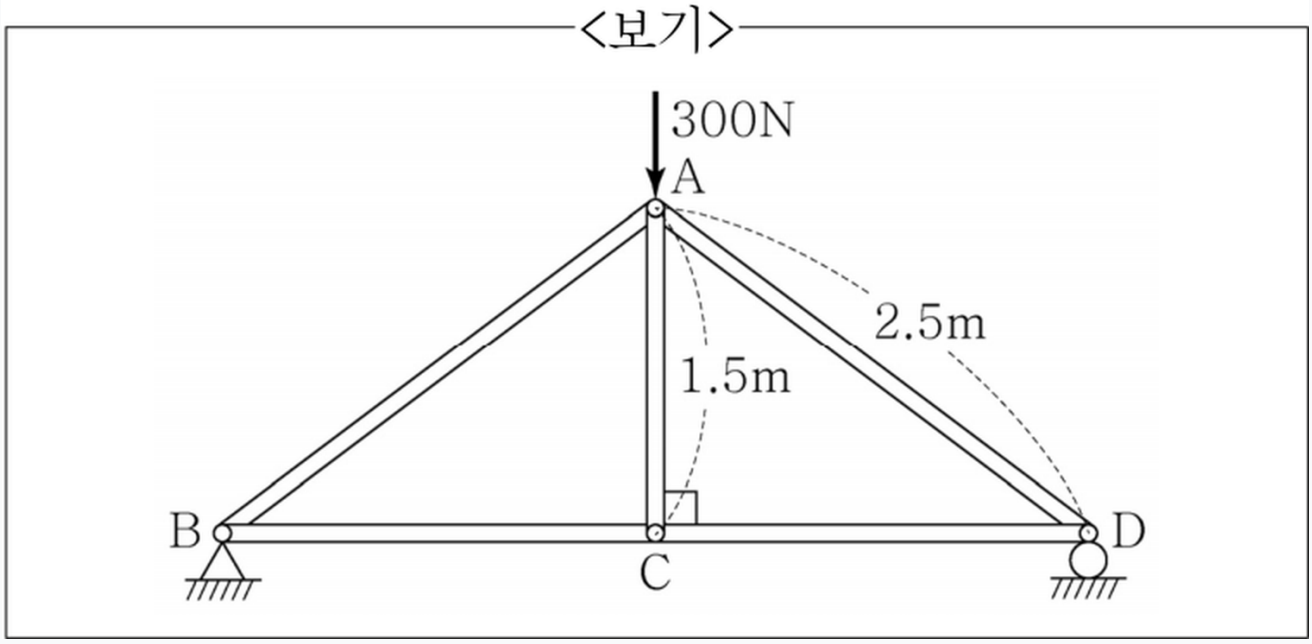
암기 포인트

브레이크는 힘과 마찰을 보고, 원주피치는 기어 둘레 치간거리이다.

NoteBase

문 16. <보기>와 같이 5개의 링크로 이루어진 대칭 형상의 트러스 구조물에 하중이 가해질 때 링크 내 절댓값이 가장 큰 수직응력의 크기[MPa]와 방향은? (단, 링크의 단면은 한 변의 길이가 1cm인 정사각형이다.)

<보기>



① 1.5 MPa, 인장

② 1.5 MPa, 압축

③ 2.5 MPa, 인장

④ 2.5 MPa, 압축

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 대칭 트러스의 절점법으로 각 링크의 축력을 구한 뒤 $\sigma = \frac{N}{A}$로 최대 수직응력의 크기와 인장·압축 방향을 판단하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 상부 절점 하중 300 N, 높이 $AC = 1.5m$, 대각 링크 길이 $AD = AB = 2.5m$, 링크 단면적 $1cm^2$ 이다.

구해야 할 값은 링크 내 절댓값이 가장 큰 수직응력의 크기와 방향이다.

대칭 구조이므로 지점 반력은 좌우가 같고, 응력은 축력을 단면적으로 나누어 계산한다.

NoteBase

사용할 공식

지점반력은 대칭 조건으로 $R_B = R_D = 150N$이다.
대각 링크의 기하관계는 $1.5 : 2.0 : 2.5$이므로 $\sin\theta = \frac{1.5}{2.5} = 0.6$, $\cos\theta = \frac{2.0}{2.5} = 0.8$이다.
절점 평형에서 $\sum F_y = 0$, $\sum F_x = 0$을 적용하고, 수직응력은 $\sigma = \frac{N}{A}$로 구한다.
이 공식을 쓰는 이유는 트러스 각 링크가 2력 부재이므로 축력만 작용하고, 문제에서 묻는 값이 링크의 축응력이기 때문이다.

계산 과정

1. 대칭 하중이므로 지점 B, D의 연직반력은 각각 150 N이다.
2. $AD = 2.5m$, $AC = 1.5m$이므로 $CD = \sqrt{2.5^2 - 1.5^2} = 2.0m$이다. 따라서 대각 링크의 각도는 $\sin\theta = 0.6$, $\cos\theta = 0.8$이다.
3. 절점 C에는 외력이 없고 BC와 CD가 일직선이므로 AC는 영력부재이다.
4. 절점 A에서 두 대각 링크가 하중 300 N을 대칭으로 부담하므로 $2N\sin\theta = 300$이다. 따라서 $2N(0.6) = 300$에서 $N = 250N$이다.
5. 절점 A를 위로 지지해야 하므로 AB, AD는 압축이다. 이때 수평성분은 $250 \times 0.8 = 200N$이므로 BC, CD는 각각 200 N 인장이고, $AC = 0$이다.
6. 가장 큰 축력 절댓값은 대각 링크의 250 N이다. 단면적 $1cm^2 = 100mm^2$이므로 최대 수직응력은 $\sigma = \frac{250}{100} = 2.5MPa$이다.

선지 판단

1번: X. 최대 응력의 크기는 1.5 MPa가 아니라 2.5 MPa이다. 최대 축력은 반력 150 N이 아니라 대각 링크의 250 N이므로, 틀린 표현은 '1.5 MPa, 인장'이고 올바르게는 '2.5 MPa, 압축'이다.
2번: X. 방향을 압축으로 본 점은 맞지만 크기가 틀리다. 최대 응력은 150 N이 아니라 250 N을 단면적으로 나눈 값이므로 2.5 MPa가 맞다. 틀린 표현은 '1.5 MPa'이고 올바르게는 '2.5 MPa, 압축'이다.
3번: X. 2.5 MPa까지는 맞지만 방향이 틀리다. 절점 A에서 아래 하중을 버티려면 대각 링크가 위쪽 성분을 제공해야 하므로 대각 링크는 인장이 아니라 압축이다. 틀린 표현은 '인장'이고 올바르게는 '압축'이다.
4번: O. 대각 링크 AB, AD의 축력 절댓값이 250 N으로 가장 크고, 단면적이 $1cm^2$이므로 응력은 2.5 MPa이다. 이 링크들은 절점 A를 밀어 올리는 상태이므로 압축이다.

오답 포인트

반력 150 N을 그대로 최대 축력으로 오해하면 1.5 MPa가 나온다. 또 대칭 트러스에서 중앙 수직재 AC가 영력부재라는 점을 놓치거나, 대각 링크가 절점 A를 끌어당긴다고 생각하면 인장·압축 방향을 반대로 판단하게 된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

대칭 트러스는 먼저 반력을 좌우로 나누고, 외력이 없는 절점에서 영력부재를 찾은 뒤, 하중이 걸린 절점의 평형식으로 대각부재 축력을 구한다. 마지막에 $\sigma = \frac{N}{A}$를 적용해 모든 부재의 응력을 비교하면 최대 응력과 방향이 정리된다.

암기 포인트

대칭 삼각 트러스의 중앙 집중하중에서는 중앙 수직재가 영력부재가 되기 쉽고, 최대 응력은 대각재의 축력 250 N을 단면적으로 나눈 2.5 MPa 압축으로 정리된다.

NoteBase

문 17. 회전각속도 200rpm으로 20 kW의 동력을 전달하는 주철로 된 축의 지름[mm]은? (단, 전단강도는 128 MPa, 안전계수는 3, π는 3으로 계산한다.)

① 20mm

② 30mm

③ 40mm

④ 50mm

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 동력과 회전수로 비틀림토크를 구한 뒤 원형축의 비틀림 공식을 이용해 축 지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
- 전달동력: 20 kW
- 회전수: 200rpm
- 전단강도: 128 MPa
- 안전계수: 3
- $\pi = 3$

구해야 할 값:
- 주철 축의 지름 d

주의할 조건:
- 계산에 쓰는 허용전단응력은 재료의 전단강도를 안전계수로 나눈 값이다.

사용할 공식

동력과 토크의 관계는 $P = \frac{2\pi nT}{60}$이다.
원형 실축의 비틀림 전단응력은 $\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$이다.

이 공식을 쓰는 이유:
문제에서 동력과 회전수가 주어졌으므로 먼저 전달토크를 구할 수 있고, 그 토크를 원형축의 비틀림 공식에 대입하면 허용전단응력을 만족하는 지름을 바로 계산할 수 있다.

NoteBase

계산 과정

1. 안전계수를 반영한 허용전단응력을 구한다.

$\tau_{allow} = \frac{128}{3}\text{MPa}$

2. 동력식에서 토크를 구한다.

$T = \frac{60P}{2\pi n} = \frac{60 \times 20000}{2 \times 3 \times 200} = 1000\text{N·m} = 1{,}000{,}000\text{N·mm}$

3. 비틀림 공식을 적용한다.

$\frac{128}{3} = \frac{16 \times 1{,}000{,}000}{3d^3}$

$128d^3 = 16{,}000{,}000$

$d^3 = 125{,}000$

$d = 50\text{mm}$

따라서 계산 결과는 50mm이다.

선지별 해설

① X

- 20mm는 계산 결과인 50mm와 다르므로 틀리다.
- ①의 "20mm"가 틀린 표현이며, 올바르게는 50mm이다.
- 20mm 축에 실제로 걸리는 전단응력은 허용치보다 매우 커서 문제 조건을 만족하지 못한다.

② X

- 30mm는 계산 결과인 50mm와 다르므로 틀리다.
- ②의 "30mm"가 틀린 표현이며, 올바르게는 50mm이다.
- 30mm로 잡으면 허용전단응력을 만족하지 못하므로 안전계수 3을 반영한 설계가 아니다.

③ X

- 40mm는 50mm보다 작아 계산 결과와 일치하지 않으므로 틀리다.
- ③의 "40mm"가 틀린 표현이며, 올바르게는 50mm이다.
- 40mm 축도 허용전단응력 조건을 넘어서므로 주어진 전단강도와 안전계수를 동시에 만족하지 못한다.

④ O

- 계산 결과가 정확히 50mm이므로 옳다.
- 허용전단응력 $\frac{128}{3}$MPa와 비틀림토크 1,000,000N·mm를 대입하면 $d = 50\text{mm}$가 된다.

오답 포인트

전단강도 128 MPa를 그대로 쓰고 안전계수 3을 나누지 않으면 축 지름이 실제보다 작게 나온다. 또 토크를 N·m에서 N·mm로 바꾸지 않거나, $P = \frac{2\pi nT}{60}$에서 $\pi = 3$ 조건을 빼먹으면 오답이 나온다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

축 지름 계산 문제는 허용응력 산정, 동력에서 토크 변환, 비틀림 공식 대입의 순서로 판단한다. 특히 안전계수 반영 여부와 토크 단위를 먼저 점검하면 계산 실수를 줄일 수 있다.

암기 포인트

축 비틀림 계산은 허용전단응력=전단강도/안전계수, $P = \frac{2\pi nT}{60}$, $\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$의 세 단계로 정리된다.

NoteBase

문 18. 축의 지름이 50mm인 전동축이 200rpm으로 동력 20 kW를 전달한다. 이 축에 사용되는 묻힘키 단면의 호칭 치수는 $10\times10\text{mm}^2$이며, 키 재료의 압축강도와 전단강도는 각각 200 MPa와 160 MPa이고, 안전계수는 2, π는 3으로 계산할 때, 키의 최소 길이[mm]는?

① 50mm

② 60mm

③ 70mm

④ 80mm

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 전달동력으로부터 토크를 구한 뒤, 묻힘키의 전단과 면압 조건을 모두 검토하여 최소 길이를 정하는 문제이다.

조건 정리

- 주어진 값: 축지름 50mm, 동력 20 kW, 회전수 200rpm, 키 단면 $10\times10\text{mm}^2$
- 재료 강도: 압축강도 200 MPa, 전단강도 160 MPa, 안전계수 2
- 구해야 할 값: 키의 최소 길이
- 주의할 조건: 문제에서 $\pi=3$이라 했으므로 토크 계산에 이를 그대로 써야 하며, 묻힘키의 면압 작용면적은 $(h/2)l$이다.

사용할 공식

$$T=\frac{102\times60\times1000\times P}{2\pi n}$$

$$F=\frac{2T}{d}$$

$$l_\tau=\frac{F}{b\tau_{\text{allow}}},\qquad l_c=\frac{F}{(h/2)\sigma_{c,\,\text{allow}}}$$

이 공식을 쓰는 이유는 축동력과 회전수로 전달토크를 구한 뒤, 그 토크가 키에 만드는 접선력으로부터 전단과 압축 조건을 각각 만족하는 길이를 계산해야 하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 허용응력을 구한다.

$\sigma_{c,\,\text{allow}} = \frac{200}{9.8 \times 2} \approx 10.2\text{kgf/mm}^2$

$\tau_{\text{allow}} = \frac{160}{9.8 \times 2} \approx 8.16\text{kgf/mm}^2$

2. 전달토크를 구한다.

$T = \frac{102 \times 60 \times 1000 \times 20}{2 \times 3 \times 200} = 102000\text{kgf·mm}$

3. 키에 작용하는 접선력을 구한다.

$F = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 102000}{50} = 4080\text{kgf}$

4. 전단 조건과 면압 조건의 길이를 각각 구한다.

$l_\tau = \frac{4080}{10 \times 8.16} = 50\text{mm}$

$l_c = \frac{4080}{5 \times 10.2} = 80\text{mm}$

5. 두 조건 중 큰 값이 최소 길이이므로 필요한 길이는 80mm이다.

선지별 해설

① X

50mm는 전단 조건 $l_\tau = 50\text{mm}$만 만족한 값이다. 묻힘키는 전단과 면압을 모두 만족해야 하므로 틀리다. 올바르게는 최소 80mm이다.

② X

60mm는 면압 기준 최소길이 80mm보다 짧아 허용압축응력을 초과한다. 면압 작용면적을 $(h/2)l$로 보지 않거나 $\pi = 3$ 조건을 반영하지 않으면 과소 계산되기 쉽다. 올바르게는 최소 80mm이다.

③ X

70mm도 면압 기준 최소길이 80mm에 미달하므로 부족하다. 전단값 50mm와 면압값 80mm 중 큰 값을 채택해야 하므로 틀리다. 올바르게는 최소 80mm이다.

④ O

80mm는 전단 조건 50mm와 면압 조건 80mm를 모두 만족하는 최소값이다. 따라서 정답이 된다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 전단 길이만 보고 50mm를 고르거나, 면압 작용면적을 hl로 잘못 두어 길이를 작게 계산하는 데 있다. 또한 문제에서 $\pi = 3$이라고 준 조건을 무시하면 토크가 달라져 답이 흔들린다.

다시 나오면 이렇게 판단

묻힘키 길이 문제는 동력과 회전수로 토크를 구하고, 그 토크를 접선력으로 바꾼 다음, 전단 길이와 면압 길이를 각각 계산하여 더 큰 값을 최소 길이로 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

묻힘키 최소 길이는 전단과 면압 중 큰 값으로 정하며, 면압 면적은 (h/2)/이다.

NoteBase

문 19. 2,000rpm으로 회전하고 있는 벨트의 이완측 장력이 2 kN, 장력비가 4, 전달 동력이 60 kW일 때, 이완측 벨트 풀리의 직경[mm]은? (단, π는 3이고, 원심력은 무시한다.)

① 50mm

② 100mm

③ 200mm

④ 400mm

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 장력비로 긴장측 장력을 구한 뒤, 전달동력식과 벨트 속도식을 연결하여 풀리 직경을 구하는 계산형 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 이완측 장력 $T_2 = 2kN$, 장력비 $T_1/T_2 = 4$, 전달 동력 $P = 60kW$, 회전수 $N = 2000rpm$, $\pi = 3$ 이다.
구해야 할 값은 이완측 벨트 풀리의 직경 D이다.
원심력은 무시하므로 전달동력은 유효장력 $(T_1 - T_2)$만으로 계산한다.

사용할 공식

전달동력식은 $P = (T_1 - T_2)v$ 이고, 벨트 속도식은 $v = \pi DN/60$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 장력비와 이완측 장력으로 유효장력을 구할 수 있고, 전달동력으로부터 벨트 속도를 구한 다음 회전수와 연결하면 풀리 직경을 바로 구할 수 있기 때문이다.

계산 과정

1. 장력비가 4이므로 긴장측 장력은 $T_1 = 4T_2 = 4 \times 2 = 8kN$이다.
2. 유효장력은 $T_1 - T_2 = 8 - 2 = 6kN$이다.
3. 전달동력식에 대입하면 $60 = 6v$ 이므로 $v = 10m/s$이다.
4. 속도식에 대입하면 $10 = \pi DN/60 = 3 \times D \times 2000/60 = 100D$ 이다.
5. 따라서 $D = 0.1m = 100mm$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X: 계산 결과 직경은 100mm이므로 50mm는 틀리다. 50mm는 벨트 속도를 절반으로 잘못 잡거나 유효장력을 잘못 계산했을 때 나오는 오답이다. 올바르게는 이완측 벨트 풀리의 직경이 100mm이다.
② O: $T_1 = 8kN$, $T_1 - T_2 = 6kN$, $v = 10m/s$를 거치면 $D = 100mm$가 되므로 맞다.
③ X: 200mm는 계산값의 2배로, $v = \pi DN/60$에서 회전수 2000rpm을 잘못 나누거나 $\pi = 3$ 조건을 반영하지 않았을 때 생기기 쉽다. 올바르게는 이완측 벨트 풀리의 직경이 100mm이다.
④ X: 400mm는 유효장력 대신 이완측 장력 2 kN만 써서 $v = 30m/s$처럼 잘못 계산할 때 가까워지는 값이다. 올바르게는 이완측 벨트 풀리의 직경이 100mm이다.

오답 포인트

장력비 4를 보고 바로 유효장력을 4배로 착각하면 틀리기 쉽다. 이 문제의 핵심은 먼저 $T_1/T_2 = 4$에서 T_1을 구하고, 그다음 유효장력 $T_1 - T_2$를 써야 한다는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 계산 문제는 이완측 장력 확인 → 장력비로 긴장측 장력 계산 → 유효장력 ($T_1 - T_2$) 산출 → 전달동력으로 속도 계산 → $v = \pi DN/60$에 대입하는 순서로 판단한다.

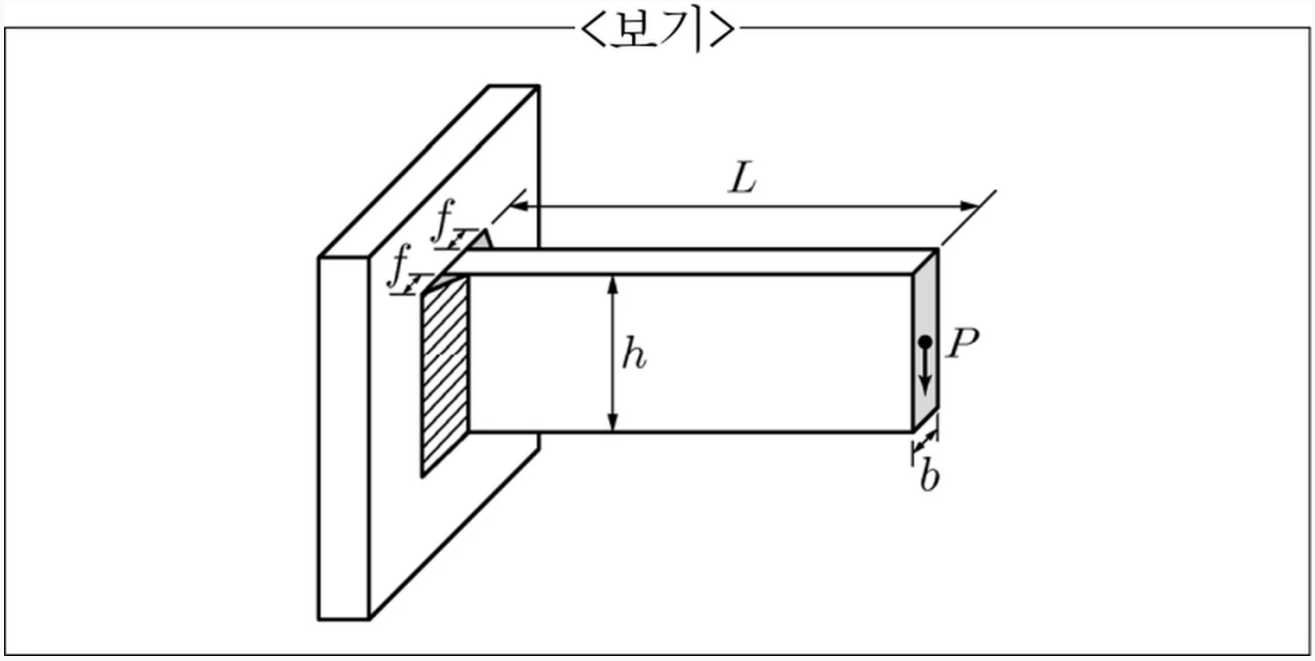
암기 포인트

벨트 동력은 전체 장력이 아니라 유효장력 ($T_1 - T_2$)로 전달된다는 점이 핵심이다.

NoteBase

문 20. <보기>와 같이 양쪽 필릿 용접된 길이 $L = 150\text{mm}$, 폭 $b = 10\text{mm}$, 높이 $h = 30\text{mm}$인 사각봉이 있다. 사각봉 끝단의 가운데 점에 하중 $P = 2,000\text{N}$을 아래로 가했을 때, 이에 대한 설명으로 가장 옳은 것은? (단, $f = 5\sqrt{2}\text{mm}$이고, 사각봉 재질의 항복강도는 250 MPa이다.)

<보기>



① 용접부에서의 최대 굽힘응력은 용접부에서의 최대 전단응력의 15배이다.

② 부착재(외팔보)에서의 최대 굽힘응력은 용접부에서의 최대 전단응력의 10배이다.

③ 부착재에서의 최대 굽힘응력은 용접부에서의 최대 굽힘응력과 같다.

④ 부착재의 설계 안전계수는 1.5이다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 양쪽 필릿 용접부의 유효목두께와 단면계수를 이용해 용접부의 굽힘응력과 외팔보의 굽힘응력을 비교하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $L = 150mm, b = 10mm, h = 30mm, P = 2{,}000N, f = 5\sqrt{2}mm$, 항복강도 $\sigma_y = 250MPa$이다.

구해야 할 값: 용접부의 최대 전단응력, 용접부의 최대 굽힘응력, 부착재의 최대 굽힘응력, 설계 안전 계수이다.

주의할 조건: 필릿의 유효목두께는 $a = f\cos 45^\circ = 5mm$이고, 작용모멘트는 $M = PL = 300{,}000N \cdot mm$이다.

NoteBase

사용할 공식

용접부 직접 전단응력은 $\tau = \frac{P}{2ab}$이다.
용접부 최대 굽힘응력은 $\sigma_w = \frac{M}{Z_w}, Z_w = abh$이다.
부착재 최대 굽힘응력은 $\sigma_b = \frac{M}{Z_b}, Z_b = \frac{bh^2}{6}$이다.
설계 안전 계수는 $n = \frac{\sigma_y}{\sigma_b}$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 이 용접은 위아래 두 줄 필릿 용접으로 굽힘모멘트를 받고, 부착재는 고정단 최대굽힘모멘트 PL을 받는 외팔보이기 때문이다.

계산 과정

1. 유효목두께는 $a = 5\sqrt{2} \times \frac{\sqrt{2}}{2} = 5mm$이다.
2. 용접부 직접 전단응력은 $\tau = \frac{2000}{2 \times 5 \times 10} = 20MPa$이다.
3. 용접부 단면계수는 $Z_w = abh = 5 \times 10 \times 30 = 1500mm^3$이므로, 최대 굽힘응력은 $\sigma_w = \frac{300000}{1500} = 200MPa$이다.
4. 부착재 단면계수는 $Z_b = \frac{10 \times 30^2}{6} = 1500mm^3$이므로, 최대 굽힘응력은 $\sigma_b = \frac{300000}{1500} = 200MPa$이다.
5. 설계 안전 계수는 $n = \frac{250}{200} = 1.25$이다.

선지별 해설

① X. 용접부의 최대 굽힘응력은 $200MPa$, 직접 전단응력은 $20MPa$이므로 비는 200/20 = 10이다. 틀린 표현은 "15배"이고, 올바르게는 "10배"이다.
② X. 부착재의 최대 굽힘응력은 $200MPa$이다. 직접 전단응력만 따로 비교하면 수치상 10배가 되지만, 이 문항에서 확정적으로 맞는 진술은 용접부와 부착재의 최대 굽힘응력이 같다는 내용이다. 올바르게는 "부착재의 최대 굽힘응력은 용접부의 최대 굽힘응력과 같다"이다.
③ O. 부착재의 최대 굽힘응력은 $\sigma_b = 200MPa$이고, 용접부의 최대 굽힘응력도 $\sigma_w = 200MPa$이다. 두 단면계수가 모두 $1500mm^3$로 같으므로 최대 굽힘응력도 서로 같다.
④ X. 부착재의 설계 안전 계수는 $n = 1.25$이다. 틀린 표현은 "1.5"이고, 올바르게는 "1.25"이다.

오답 포인트

필릿 용접의 크기 f를 그대로 목두께로 넣으면 계산이 틀어진다. 이 문제의 핵심 함정은 $f = 5\sqrt{2}mm$에서 유효목두께가 $5mm$로 바뀐다는 점과, 용접부 응력과 부착재 응력을 각각 단면계수로 따로 계산해야 한다는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

필릿 용접 계산 문제는 먼저 유효목두께를 구하고, 다음에 P로 직접 전단응력을 계산하며, 마지막에 $M = PL$로 용접부와 부착재의 단면계수를 각각 적용해 굽힘응력을 비교하는 순서로 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

이 문제 값에서는 $a = 5mm, Z_w = abh = 1500mm^3, Z_b = bh^2/6 = 1500mm^3$이므로 용접부와 부착재의 최대 굽힘응력은 같아진다.

NoteBase