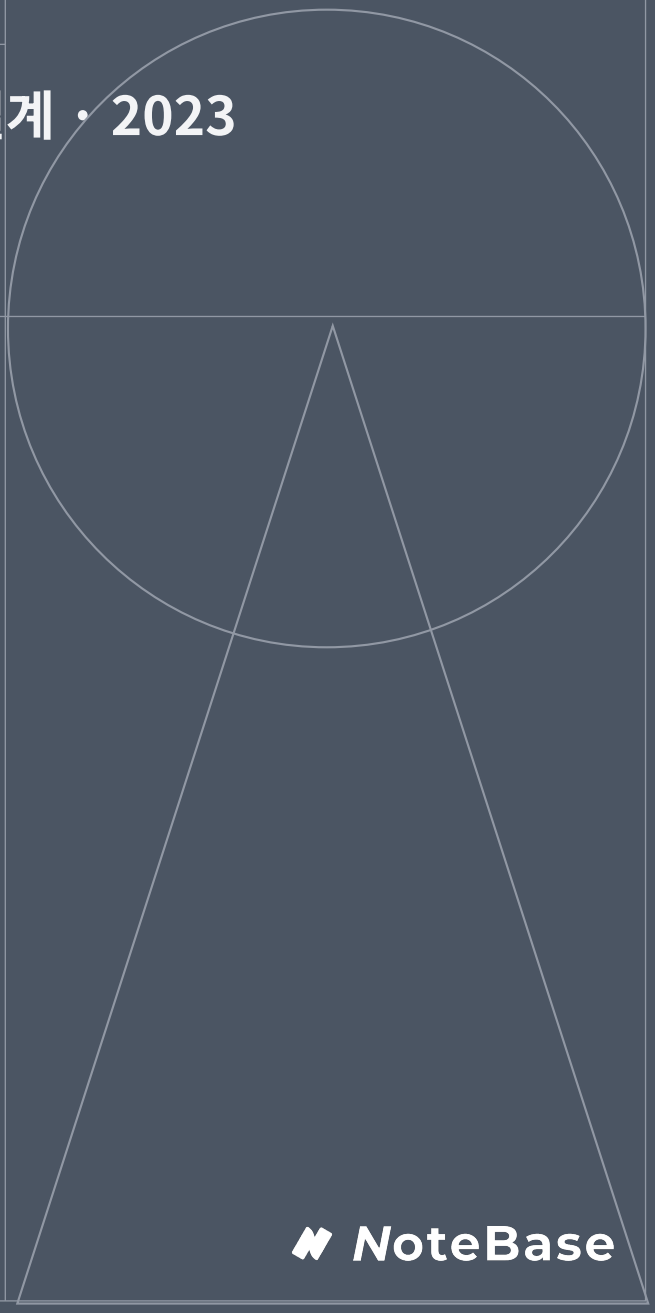
기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2023



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2023

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2023

문 1. 나사의 풀림 방지에 이용하는 요소가 아닌 것은?

① 분할핀

② 아이볼트(eye bolt)

③ 혀붙이 와셔

④ 록너트(lock nut)

정답 2번

간단한 해설

아이볼트는 머리의 고리에 훅이나 로프 등을 걸어 **기계나 중량물을 들어 올리는 데** 사용하는 볼트이다. 고리는 인양용 연결부이며, 나사의 풀림을 막는 장치가 아니다.

선지별 해설

① O: 분할핀은 볼트의 구멍과 홈붙이 너트의 홈을 맞춘 뒤 끼우고 끝을 벌려 고정한다. 핀이 너트의 회전을 **기계적으로 막아** 풀림을 방지한다.

② X: 아이볼트는 머리에 고리가 있는 볼트로, 고리에 훅이나 로프 등을 연결하여 **중량물을 들어 올리는 데** 사용한다. 나사로 물체에 체결되지만, 고리 자체가 너트나 볼트의 풀림을 막는 기능을 하는 것은 아니다.

③ O: 혀붙이 와셔는 와셔의 일부가 혀 모양으로 돌출된 것으로, 혀를 너트의 옆면 등에 맞대어 구부려 사용한다. 와셔가 함께 돌지 않도록 고정된 상태에서 **혀가 너트의 회전을 막아** 풀림을 방지한다.

④ O: 록너트는 너트가 쉽게 회전하지 않도록 하여 풀림을 억제한다. 예를 들어 두 너트를 서로 맞조이는 방식은 **나사산 사이의 마찰**을 이용하여 너트가 풀리는 것을 억제한다.

NoteBase

문 2. 벨트 전동장치에서 벨트의 속도가 4 m/s, 긴장측 장력이 2 kN, 이완측 장력이 1 kN일 때 전달 동력[kW]은?

① 2

② 3

③ 4

④ 5

정답 3번

간단한 해설

벨트가 동력을 전달하는 데 쓰이는 힘은 **긴장측과 이완측의 장력 차**이다. 이 힘 1 kN에 벨트 속도 4 m/s를 곱하면 전달 동력은 4 kW이다.

계산 과정

전달 동력은 벨트를 구동하는 유효장력과 벨트 속도의 곱이다. 긴장측 장력을 T_1, 이완측 장력을 T_2, 벨트 속도를 v라 하면 $P = (T_1 - T_2)v$이다. 두 장력은 풀리에 서로 반대 방향의 회전 효과를 주므로 **두 장력의 차**가 동력 전달에 기여한다.

유효장력: 긴장측 장력 2 kN에서 이완측 장력 1 kN을 빼면 2 − 1 = 1 kN이다. 이 값이 벨트가 풀리를 구동하는 데 쓰이는 힘이다.

전달 동력: 유효장력 1 kN과 벨트 속도 4 m/s를 곱하면 1 × 4 = 4 kW이다. 1 N·m/s = 1 W이므로 장력을 kN, 속도를 m/s로 넣으면 동력은 kW로 나온다. 계산값 4 kW는 ③의 4에 해당한다.

NoteBase

문 3. 헬리컬기어에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 치직각 모듈은 축직각 모듈보다 작다.

② 비틀림각에 의해 축방향 하중이 발생한다.

③ 평기어보다 탄성변형이 적어 진동과 소음이 작다.

④ 축이 평행한 기어 한 쌍이 맞물리려면 비틀림각의 방향이 같아야 한다.

정답 4번

간단한 해설

평행한 두 축의 외접 헬리컬기어는 비틀림각의 **크기가 같고 방향은 반대**여야 맞물린다. 따라서 한쪽이 오른나사 방향이면 다른 쪽은 왼나사 방향이어야 한다.

선지별 해설

① O: 치직각 모듈은 이의 방향에 수직인 단면에서, 축직각 모듈은 축에 수직인 단면에서 정한 모듈이다. 치직각 모듈을 m_n, 축직각 모듈을 m_t, 비틀림각을 β라 하면 $m_n = m_t \cos\beta$이다. 헬리컬기어에서는 $0° < |\beta| < 90°$이므로 **치직각 모듈이 축직각 모듈보다 작다**.

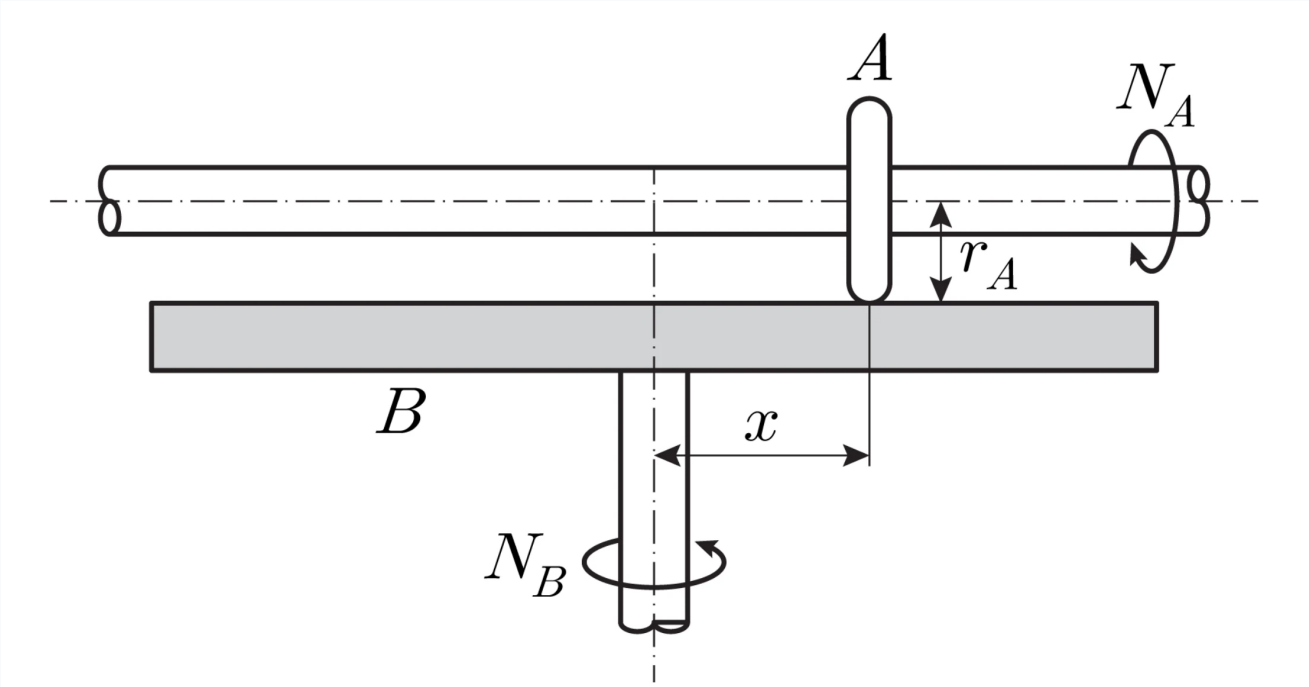
② O: 이가 축에 대해 비스듬히 형성되어 있어, 맞물리는 이 사이의 힘에 원주방향·반지름방향 성분뿐 아니라 **축방향 성분인 추력**도 생긴다. 따라서 헬리컬기어를 지지하는 베어링은 이 축방향 하중도 받을 수 있어야 한다.

③ O: 헬리컬기어는 이의 접촉이 치폭을 따라 점진적으로 진행되고, 여러 이가 겹쳐 맞물려 **전달 하중을 분담**한다. 같은 하중을 전달할 때 각 이에 집중되는 하중과 그에 따른 탄성변형이 줄어드는 효과가 있다. 또한 한 이에서 다음 이로 하중이 부드럽게 넘어가므로 평기어보다 맞물림 충격이 작고 진동과 소음이 적다.

④ X: 평행축의 외접 헬리컬기어 한 쌍은 비틀림각의 크기가 같으면서 **비틀림 방향이 서로 반대**여야 한다. 한쪽은 오른나사 방향, 다른 쪽은 왼나사 방향이어야 서로의 이와 이 사이 공간이 맞아 맞물릴 수 있다. 선지의 '방향이 같아야 한다'는 '방향이 반대여야 한다'로 고친다.

NoteBase

문 4. 그림과 같이 원판마찰차 무단변속기에서 원판차 A가 $N_A = 500$ rpm으로 회전할 때 원판차 B가 $N_B = 200$ rpm으로 회전하도록 하는 원판차 A의 위치 x[mm]는? (단, 원판차 A의 반경 $r_A = 80$ mm이다)



① 32

② 64

③ 160

④ 200

정답 4번

간단한 해설

두 원판차가 **미끄럼 없이 접촉하면 접촉점의 원주속도가 같다**. 따라서 $r_A N_A = x N_B$가 성립하며, B의 접촉 반지름인 x는 200 mm이다.

NoteBase

계산 과정

그림에서 x는 **B의 회전축에서 A와의 접촉점까지의 거리**이므로 B의 접촉 반지름이다. A는 반경 $r_A = 80$ mm인 바깥둘레로 B에 접촉하며, 주어진 회전수는 $N_A = 500$ rpm, $N_B = 200$ rpm이다.

미끄럼을 무시하면 접촉점에서 두 원판차의 원주속도가 같아야 한다. 반지름이 r, 분당 회전수가 N인 회전체는 한 바퀴에 $2\pi r$만큼 이동하므로 원주속도는 $v = 2\pi rN$이다. 두 회전수의 단위가 모두 rpm이므로 $2\pi r_A N_A = 2\pi x N_B$로 놓고, 공통인 2π를 약분하면 $r_A N_A = x N_B$가 된다.

접촉 반지름을 구하면 $x = \frac{r_A N_A}{N_B} = \frac{80 \cdot 500}{200} = 200$mm이다. B의 회전수가 A보다 작으므로 같은 원주속도를 가지려면 B의 접촉 반지름이 A의 반지름보다 커야 하며, 계산값도 이 관계를 만족한다. 구한 위치 200 mm는 ④에 해당한다.

NoteBase

문 5. 인벌류트 치형을 가진 표준 평기어의 물림률에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 잇수가 같을 때 압력각이 클수록 물림률이 커진다.

② 압력각이 같을 때 잇수가 많을수록 물림률이 커진다.

③ 물림률이 1보다 작으면 연속적인 회전을 전달할 수 없다.

④ 물림률은 접근 물림길이와 퇴거 물림길이의 합을 법선 피치로 나눈 값이다.

정답 1번

간단한 해설

잇수가 같을 때 압력각이 커지면 물림률은 **커지는 것이 아니라 작아진다**. 한 쌍의 이가 다음 이쌍과 겹쳐 물리는 정도가 줄어들기 때문이다.

선지별 해설

물림률은 동시에 맞물려 있는 이쌍 수의 평균값으로, 한 이쌍의 접촉과 다음 이쌍의 접촉이 얼마나 겹치는지를 나타낸다.

① X: 잇수 등 나머지 조건이 같으면 압력각이 커질수록 **물림률은 작아진다**. 압력각이 커지면 작용선상에서 이끝원 사이의 유효 물림길이가 짧아져 이쌍의 접촉이 겹치는 정도가 감소한다. 따라서 '물림률이 커진다'를 '물림률이 작아진다'로 고쳐야 한다.

② O: 같은 모듈과 압력각에서 잇수가 많아지면 피치원 지름이 커지고 유효 물림길이가 길어진다. 이때 법선 피치는 일정하므로 **법선 피치에 대한 물림길이의 비**인 물림률이 커진다.

③ O: 물림률이 **1보다 작으면 접촉이 끊기는 구간**이 생긴다. 현재 물린 이쌍의 접촉이 끝날 때까지 다음 이쌍이 접촉을 시작하지 못하므로, 기어 이의 맞물림으로 연속적인 회전을 전달할 수 없다.

④ O: 접근 물림길이는 접촉 시작점에서 피치점까지, 퇴거 물림길이는 피치점에서 접촉 끝점까지의 작용선상 길이이다. 두 길이를 합한 전체 물림길이를 **법선 피치로 나눈 값**이 물림률이다. 법선 피치는 작용선 방향으로 측정한 인접 치형 사이의 간격이다.

NoteBase

문 6. 구멍과 축의 치수 허용차 표에서 기준 치수 $\phi 20$ mm인 구멍과 축의 끼워맞춤에 대한 설명으로 옳은 것은?

치수의 구분[mm]		p6[μm]	H6[μm]
18 초과	24 이하	+35	+13
		+22	0

① 최대 죔새는 0.035 mm이다.

② 최소 죔새는 0.022 mm이다.

③ 축의 최소 허용치수는 20.013 mm이다.

④ 구멍의 최대 허용치수는 20.035 mm이다.

정답 1번

간단한 해설

최대 죔새는 **가장 큰 축과 가장 작은 구멍**을 조합할 때 생긴다. 축의 최대 허용치수는 20.035 mm, 구멍의 최소 허용치수는 20.000 mm이므로 최대 죔새는 0.035 mm이다.

NoteBase

선지별 해설

표에서 소문자 p6은 축, 대문자 H6은 구멍의 치수 허용차를 나타낸다. 기준 치수 20 mm는 18 mm 초과 24 mm 이하 구간에 속한다. 축의 위·아래 치수 허용차는 각각 +35 μm, +22 μm이고, 구멍은 각각 +13 μm, 0 μm이다. 1 μm = 0.001 mm이므로 이 값을 mm로 바꾸어 기준 치수에 더하면 허용치수를 구할 수 있다. 죔새는 조립 전 축의 지름이 구멍의 지름보다 큰 양으로, 축의 지름에서 구멍의 지름을 빼서 구한다.

① O: 최대 죔새는 **축의 최대 허용치수 − 구멍의 최소 허용치수**이다. 축의 최대 허용치수는 20 + 0.035 = 20.035 mm이고, 구멍의 최소 허용치수는 20 + 0 = 20.000 mm이다. 따라서 최대 죔새는 20.035 − 20.000 = 0.035 mm이다.

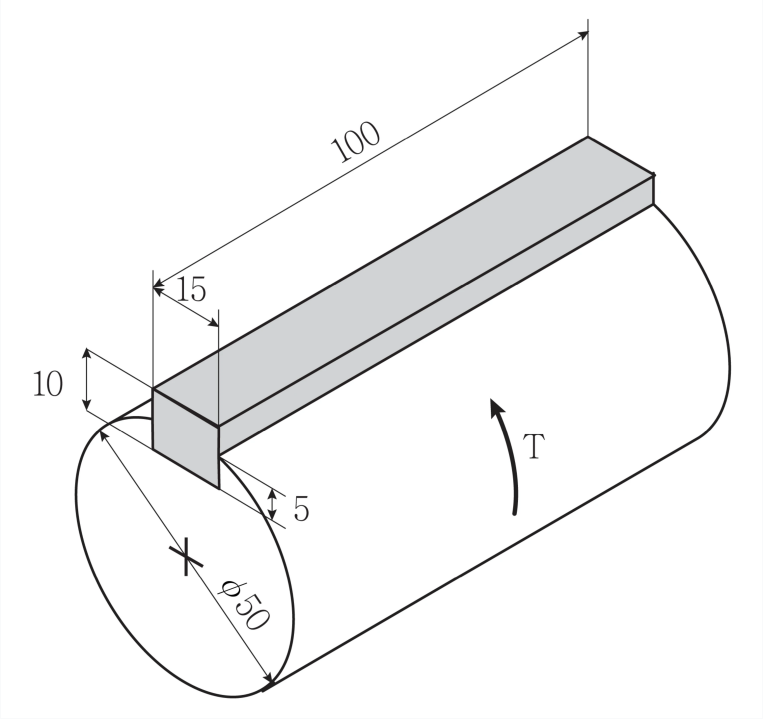
② X: 최소 죔새는 **축의 최소 허용치수 − 구멍의 최대 허용치수**이다. 가장 작은 축 20.022 mm와 가장 큰 구멍 20.013 mm를 조합하므로 20.022 − 20.013 = 0.009 mm이다. 0.022 mm는 축의 아래 치수 허용차이며, 최소 죔새는 0.009 mm로 고쳐야 한다.

③ X: 축의 최소 허용치수는 기준 치수에 p6의 **아래 치수 허용차 +22 μm**를 더한 값이다. 따라서 20 + 0.022 = 20.022 mm이다. 20.013 mm는 축의 최소 허용치수가 아니라 구멍의 최대 허용치수이다.

④ X: 구멍의 최대 허용치수는 기준 치수에 H6의 **위 치수 허용차 +13 μm**를 더한 값이다. 따라서 20 + 0.013 = 20.013 mm이다. 20.035 mm는 구멍이 아니라 축의 최대 허용치수이다.

NoteBase

문 7. 그림과 같이 평행키(묻힘키)가 폭 15 mm, 높이 10 mm, 길이 100 mm이며, 지름이 50 mm인 축에 걸리는 토크 T = 10,000 kgf · mm일 때 키 홈 측면에 작용하는 압축응력[kgf/mm^2]은?



① 0.3

② 0.5

③ 0.8

④ 1.2

정답 3번

간단한 해설

토크를 전달하는 접선력은 400 kgf이고, 그림에서 키 홈 측면과 맞닿는 높이는 **키 높이의 절반인 5 mm**이다. 이 힘을 측면의 접촉면적 500 mm^{2}로 나누면 압축응력은 **0.8 kgf/mm^2**이다.

NoteBase

계산 과정

접선력: 축 지름 d = 50 mm, 토크 T = 10,000 kgf·mm이며, 키의 폭 b = 15 mm, 높이 h = 10 mm, 길이 l = 100 mm이다. 키가 전달하는 접선력을 F라 하면, 토크는 힘과 축 반지름의 곱이므로 $T = F \cdot \frac{d}{2}$이다. 따라서 $F = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 10{,}000}{50} = 400$ kgf이다.

압축을 받는 면적: 그림에서 축의 키 홈에 묻힌 깊이는 5 mm로, 키 높이의 절반이다. 키 홈 측면의 접촉면은 이 깊이와 키 길이로 이루어지므로 접촉면적은 **묻힌 깊이 × 키 길이**이다. 따라서 $A = \frac{h}{2} \cdot l$이며, A = 5 × 100 = 500 mm^2이다. 폭 15 mm와 길이를 곱한 면적은 키의 전단응력 계산에 쓰는 면적이므로 여기서는 사용하지 않는다.

압축응력: 접촉면에 힘이 균일하게 분포한다고 보고, 접선력을 측면 접촉면적으로 나누어 평균 압축응력을 구한다. $\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{400}{500} = 0.8$ kgf/mm^2이므로 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 8. 부재에 주응력 $\sigma_1 = 65$ MPa, $\sigma_2 = 0$ MPa, $\sigma_3 = -35$ MPa이 작용할 때 최대 전단응력설에 따른 안전계수는? (단, 부재의 인장 항복강도는 600 MPa, 전단 항복강도는 300 MPa이다)

① 6

② 10

③ 12

④ 20

정답 1번

간단한 해설

최대 전단응력은 **최대 주응력과 최소 주응력 차이의 절반**이므로 50 MPa이다. 전단 항복강도 300 MPa를 이 값으로 나누면 안전계수는 6이다.

계산 과정

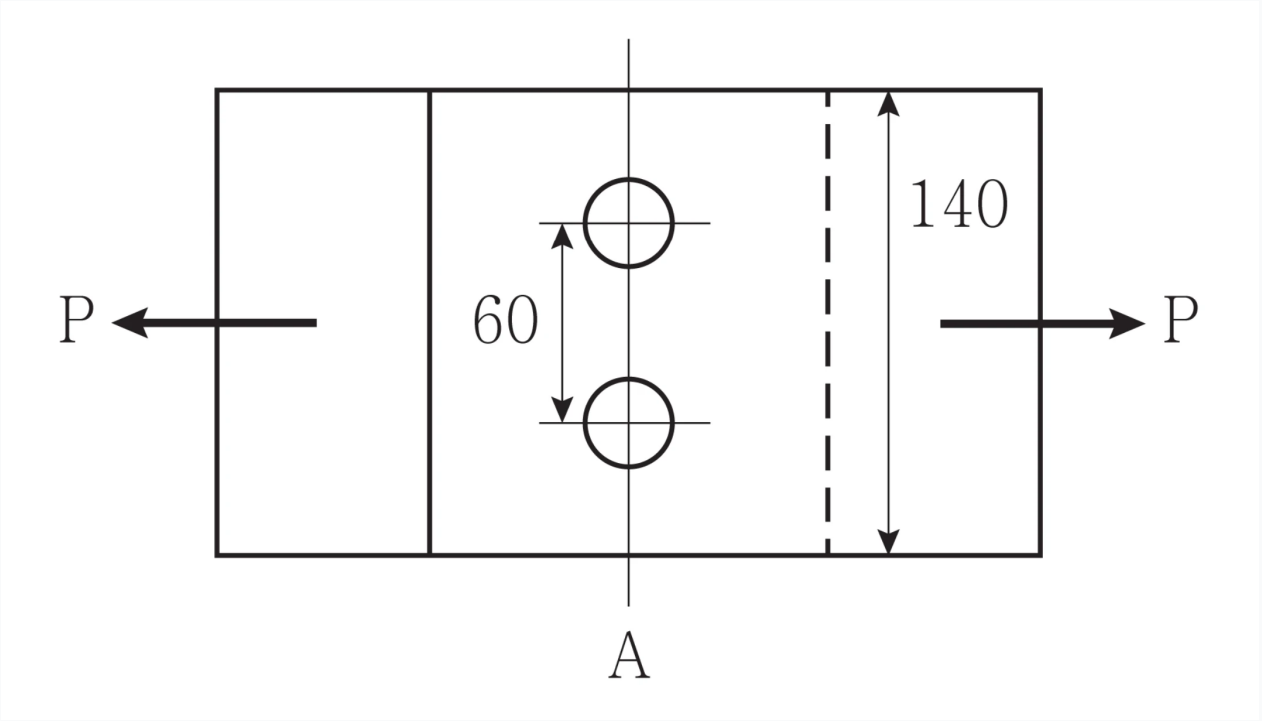
최대 전단응력설(트레스카설)은 부재의 최대 전단응력이 **전단 항복강도에 도달할 때 항복**한다고 본다. 이 이론에서 전단 항복강도는 인장 항복강도의 절반이므로, 주어진 인장 항복강도 600 MPa에 대응하는 전단 항복강도는 $\tau_y = \frac{600}{2} = 300$ MPa이다. 이는 문제에서 주어진 전단 항복강도와 같다.

주응력은 $\sigma_1 = 65$ MPa, $\sigma_2 = 0$ MPa, $\sigma_3 = -35$ MPa의 내림차순이다. 최대 전단응력은 가장 큰 주응력과 가장 작은 주응력으로 구한다. 압축 주응력의 **음의 부호를 그대로 반영**하면 $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{65 - (-35)}{2} = 50$ MPa이다.

안전계수 n은 항복을 일으키는 전단응력과 현재 최대 전단응력의 비이므로 $n = \frac{\tau_y}{\tau_{\max}} = \frac{300}{50} = 6$이다. 두 응력의 단위가 MPa로 같아 안전계수는 단위가 없는 값이며, 선택지 ①의 6에 해당한다.

NoteBase

문 9. 그림과 같이 겹치기 리벳 이음에서 판 두께 15.7 mm, 판 폭 140 mm, 리벳의 지름 20 mm, 피치 60 mm이고 하중 P = 3,140 kgf이 작용한다. A 위치에서 판의 인장응력(σ□)과 리벳의 전단응력(τ□)의 크기비(σ□/τ□)는? (단, π = 3.14이다)



① 0.4

② 0.8

③ 1.25

④ 2.5

정답 1번

간단한 해설

A 단면은 **리벳 구멍 두 개를 뺀 순단면적**으로 인장응력을 구하고, 리벳은 두 개가 하중을 나누어 받는 **단일 전단**으로 계산한다. 판의 인장응력은 2 kgf/mm^2, 리벳의 전단응력은 5 kgf/mm^{2}이므로 크기비는 0.4이다.

NoteBase

계산 과정

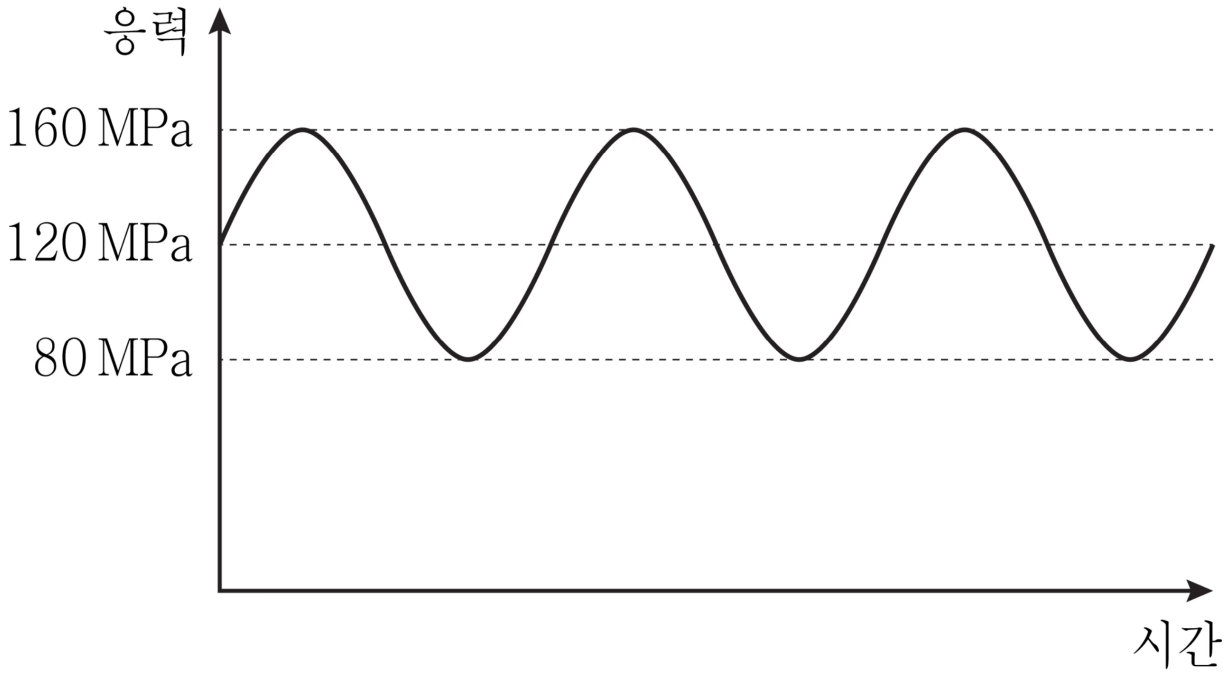
판의 인장응력: 그림의 A 단면은 지름 20 mm인 리벳 구멍 두 개의 중심을 지난다. 따라서 하중에 저항하는 판의 면적은 **두 구멍을 제외한 순단면적**이다. 판 폭을 b, 리벳 지름을 d, 판 두께를 t라 하면 $A_t = (b - 2d)t$이다. 순폭은 $140 - 2 \times 20 = 100$ mm이고, 순단면적은 $100 \times 15.7 = 1{,}570$ mm^2이다. 이 단면에 하중 P = 3,140 kgf가 작용하므로 평균 인장응력은 $\sigma_t = \frac{3140}{1570} = 2$ kgf/mm^2이다.

리벳의 전단응력: 겹치기 이음에서는 두 판의 접촉면에서 각 리벳이 잘리려 하므로 리벳 하나당 **전단면은 한 개**이다. 리벳 한 개의 전단면적은 $A_s = \frac{\pi d^2}{4}$이며, $\frac{3.14 \cdot 20^2}{4} = 314$ mm^2이다. 같은 크기의 리벳 두 개가 대칭으로 배치되어 하중을 균등하게 나누어 받으므로, 리벳 한 개에 걸리는 힘은 $\frac{3140}{2} = 1570$ kgf이다. 따라서 평균 전단응력은 $\tau_s = \frac{1570}{314} = 5$ kgf/mm^2이다.

응력의 크기비: 구하려는 값은 판의 인장응력을 리벳의 전단응력으로 나눈 값이다. 두 응력의 단위가 같으므로 $\frac{\sigma_t}{\tau_s} = \frac{2}{5} = 0.4$로 단위가 없는 비가 된다. 이는 ①의 0.4와 일치한다.

NoteBase

문 10. 피로한도 200 MPa, 항복강도 400 MPa, 극한강도가 600 MPa인 재료에 그림과 같은 반복응력이 작용할 때 굿맨선(Goodman line)을 적용하여 안전계수를 구하면?



① 2
② 2.5
③ 3
④ 3.5

정답 2번

간단한 해설

그림의 **응력진폭은 40 MPa, 평균응력은 120 MPa**이다. 이 값을 피로한도 200 MPa와 극한강도 600 MPa를 사용하는 굿맨선 관계에 대입하면 안전계수는 2.5이다.

NoteBase

계산 과정

1. 반복응력을 평균응력과 응력진폭으로 나눈다. 그림의 세로축은 응력, 가로축은 시간이며, 최대응력은 160 MPa, 최소응력은 80 MPa이다. 평균응력은 두 극값의 중간값이므로 $\sigma_m = \frac{160+80}{2} = 120\text{MPa}$이다.
응력진폭은 평균값에서 최대값까지의 변화량, 즉 **최대·최소 응력 차이의 절반**이므로 $\sigma_a = \frac{160-80}{2} = 40\text{MPa}$이다.

2. 굿맨선의 안전계수 관계를 적용한다. 피로한도를 S_e, 극한강도를 S_u라 하면, 굿맨선은 평균응력이 커질수록 허용 응력진폭이 직선적으로 감소하는 관계이다. 평균응력과 응력진폭을 같은 비율로 증가시켜 한계에 도달하는 배수를 안전계수 n으로 두면 $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$이다. 여기서 피로한도는 200 MPa이고, 평균응력 항의 분모에는 **항복강도 400 MPa가 아니라 극한강도 600 MPa**를 사용한다.

3. 값을 대입하여 안전계수를 구한다. $\frac{1}{n} = \frac{40}{200} + \frac{120}{600} = 0.4$이므로 $n = \frac{1}{0.4} = 2.5$이다. 각 항은 응력끼리의 비이므로 안전계수에는 단위가 없다. 계산값 2.5는 ②에 해당한다.

NoteBase

문 11. 구멍과 축이 억지끼워맞춤인 것은?

① $\phi 50F8/h7$

② $\phi 50H7/h7$

③ $\phi 50P6/h5$

④ $\phi 50H6/g5$

정답 3번

간단한 해설

P6/h5에서는 **구멍의 최대허용치수가 축의 최소허용치수보다 작다**. 허용되는 어느 치수로 제작되어도 축이 구멍보다 크므로 억지끼워맞춤이 된다.

공통 해설

억지끼워맞춤은 조립 전 축의 지름이 구멍의 지름보다 커서 죔새가 생기는 끼워맞춤이다. 허용치수 범위 전체에서 이를 보장하려면 **가장 작은 축도 가장 큰 구멍보다 커야 한다**. 따라서 구멍과 축의 공차역이 어느 쪽에 있고 서로 겹치는지를 판단한다.

끼워맞춤 기호에서 대문자는 구멍, 소문자는 축의 공차역을 나타내며, 뒤의 숫자는 공차등급을 나타낸다. H 구멍은 최소허용치수가 기준 치수와 같고, h 축은 최대허용치수가 기준 치수와 같다. 이 문제의 기준 치수는 모두 50 mm이다.

P6/h5는 P6 구멍의 공차역 전체가 h5 축의 공차역보다 작은 치수 쪽에 있다. 따라서 구멍의 최대허용치수보다 축의 최소허용치수가 커서 항상 죔새가 생긴다. 이 조합이 문제에서 묻는 억지끼워맞춤이다.

반면 F8/h7은 구멍이 기준 치수보다 크고 축은 기준 치수 이하이므로 틈새가 생긴다. H6/g5도 구멍이 기준 치수 이상이고 축은 기준 치수보다 작으므로 틈새가 생긴다. H7/h7은 구멍의 최소허용치수와 축의 최대허용치수가 기준 치수에서 만나 **최소틈새가 0인 헐거운끼워맞춤**이며, 축이 구멍보다 커지는 죔새는 생기지 않는다.

NoteBase

문 12. 나사로 중간재를 체결하여 초기인장력 9 kN이 나사에 작용하고 있다. 인장하중 6 kN이 나사 체결부에 추가로 작용할 때 나사에 발생하는 최대 인장응력[MPa]은? (단, 중간재 강성계수k_c와 나사 강성계수k_b의 비가 $k_c/k_b = 5$, 나사의 최소 단면적은 250 mm^{2}으로 가정한다)

① 25

② 30

③ 35

④ 40

정답 4번

간단한 해설

추가 인장하중은 나사의 인장력을 늘리는 동시에 중간재의 압축력을 줄이므로, 나사에는 **강성비에 따른 하중 증가분**만 더해진다. 나사의 인장력은 9 + 1 = 10 kN이 되며, 이를 최소 단면적 250 mm^{2}으로 나누면 최대 인장응력은 **40 MPa**이다.

계산 과정

하중 분담: 초기인장력을 F_i = 9 kN, 추가 인장하중을 P = 6 kN이라 한다. 중간재가 분리되지 않은 탄성 범위에서는 나사가 늘어나는 만큼 중간재의 압축변형이 회복된다. 따라서 추가 하중은 나사 인장력의 증가와 중간재 압축력의 감소로 나뉘며, 나사 인장력 증가분은 $\Delta F_b = \frac{k_b}{k_b + k_c} P$이다. 주어진 강성비를 적용하면 나사의 하중 분담률은 $\frac{k_b}{k_b + k_c} = \frac{1}{1+5} = \frac{1}{6}$이다.

나사 인장력 증가분: $\Delta F_b = \frac{1}{6} \cdot 6 = 1$kN이다. 나머지 6 − 1 = 5 kN은 중간재의 압축력을 감소시킨다. 초기 압축력은 초기인장력과 같은 9 kN이므로 남은 압축력은 9 − 5 = 4 kN이다. 따라서 **중간재가 분리되지 않는 조건**이 유지되어 위의 하중 분담식을 적용할 수 있다.

최대 인장력: 나사에 작용하는 힘은 **초기인장력에 증가분을 더한 값**이다. 따라서 $F_{b,\max} = F_i + \Delta F_b$ = 9 + 1 = 10 kN = 10,000 N이다.

최대 인장응력: 같은 인장력이 작용할 때 단면적이 가장 작은 곳의 응력이 가장 크므로, 주어진 최소 단면적 250 mm^{2}을 사용한다. $\sigma_{\max} = \frac{F_{b,\max}}{A_{\min}}$에 대입하면 $\sigma_{\max} = \frac{10{,}000}{250} = 40\text{N/mm}^2$이다. 1 N/mm^2 = 1 MPa이므로 최대 인장응력은 40 MPa이며, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 13. 치공구의 사용에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 작업의 숙련도 요구가 감소한다.

② 제품의 가공정밀도를 향상하고 호환성을 주어 불량품을 방지한다.

③ 제품의 품질을 유지하고 생산성을 향상시키면서 제조원가를 줄인다.

④ 소품종 대량생산보다 다품종 소량생산 시에 치공구를 사용하는 것이 치공구 제작비 면에서 더 유리하다.

정답 4번

간단한 해설

치공구 제작비는 같은 제품을 많이 생산할수록 제품 한 개에 배분되는 부담이 작아진다. 따라서 전용 치공구의 제작비 면에서는 일반적으로 다품종 소량생산보다 **소품종 대량생산이 유리하다**.

선지별 해설

치공구는 가공물을 정해진 위치에 지지·고정하거나 공구를 안내하여 가공을 돕는 장치이다. 같은 위치와 조건에서 작업을 반복할 수 있게 하는 것이 핵심이다.

① O: 가공물을 놓을 위치와 고정 방법이 치공구에 의해 정해지므로, 작업자가 매번 위치를 맞추고 조정하는 부담이 줄어든다. 작업 결과가 **작업자의 숙련도에 덜 의존**하게 된다.

② O: 가공물의 위치와 자세를 일정하게 유지하면 가공 치수와 위치의 편차를 줄일 수 있다. 부품을 정해진 공차 안에서 일관되게 가공하면 **별도의 맞춤 작업 없이 서로 바꾸어 조립**할 수 있는 호환성을 확보하고, 위치 오차 등에 따른 불량을 줄일 수 있다.

③ O: 치공구는 가공 조건을 일정하게 유지하여 품질의 균일성을 높이고, 위치 결정과 고정에 걸리는 시간을 줄여 생산성을 향상시킨다. 제작비를 충분한 생산량에 걸쳐 회수할 수 있다면 **작업시간과 불량 감소**를 통해 제품 한 개당 제조원가를 낮출 수 있다.

④ X: 전용 치공구는 설계·제작에 초기 비용이 들지만, 같은 제품의 생산량이 많아질수록 그 비용을 더 많은 제품에 나누어 부담한다. 다품종 소량생산은 품종마다 별도의 치공구가 필요할 수 있고 각 치공구의 사용 횟수도 적어 제작비 회수가 불리하다. 따라서 제작비 면에서는 일반적으로 **다품종 소량생산보다 소품종 대량생산이 유리하다**.

NoteBase

문 14. 유성기어장치에서 태양기어의 잇수가 36개, 링기어 잇수가 80개, 모듈이 2 mm일 때 유성기어의 지름[mm]은?

① 30

② 36

③ 44

④ 48

정답 3번

간단한 해설

유성기어의 피치원지름은 **링기어와 태양기어의 피치원지름 차의 절반**이다. 유성기어의 잇수는 22개이므로 모듈 2 mm를 곱한 지름은 44 mm이다.

계산 과정

맞물림 관계: 기어의 모듈을 m, 잇수를 z, 피치원지름을 d라 하면 $d = mz$이다. 여기서 구하는 지름은 피치원지름이다. 태양기어와 링기어는 중심이 같고, 유성기어는 그 사이에서 양쪽 기어에 맞물린다. 따라서 링기어의 피치원반지름은 태양기어의 피치원반지름에 유성기어의 피치원지름을 더한 값이다. 이를 지름으로 나타내면 **링기어 지름은 태양기어 지름과 유성기어 지름의 2배를 더한 값**이다.

유성기어의 잇수: 태양기어·유성기어·링기어의 잇수를 각각 z_s, z_p, z_r라 하자. 세 기어는 같은 모듈로 맞물리므로 위의 지름 관계를 잇수로 바꾸면 $z_r = z_s + 2z_p$이다. 따라서 $z_p = \frac{80 - 36}{2} = 22$개이다. 80 − 36 = 44개는 유성기어 잇수의 2배에 해당하므로, 이를 2로 나누어야 한다.

유성기어의 지름: 모듈 2 mm에 유성기어의 잇수 22개를 곱하면 $d_p = mz_p$에 따라 $2 \times 22 = 44$ mm이다. 이는 ③의 44에 해당한다.

NoteBase

문 15. 벨트 전동장치에서 원동 풀리의 지름이 650 mm, 회전속도 800 rpm, 벨트의 두께 7 mm, 종동 풀리의 지름이 400 mm일 때 미끄럼을 무시하고 벨트의 두께를 고려한 종동 풀리의 회전속도[rpm]에 가장 가까운 값은? (단, 풀리의 회전속도는 벨트의 중립면을 기준으로 한다)

① 953

② 1049

③ 1288

④ 1300

정답 3번

간단한 해설

벨트 중립면은 풀리 표면에서 벨트 두께의 절반만큼 떨어져 있으므로, 속도비에는 **각 풀리 지름에 벨트 두께를 더한 값**을 사용한다. 이를 적용한 종동 풀리의 회전속도는 약 1291.4 rpm이다.

계산 과정

중립면 기준 지름: 원동 풀리 지름을 $D_1 = 650\text{mm}$, 종동 풀리 지름을 $D_2 = 400\text{mm}$, 벨트 두께를 $t = 7\text{mm}$라 한다. 벨트 중립면은 풀리 표면에서 두께의 절반만큼 바깥에 있으므로 반지름은 그만큼 커지고, **지름은 벨트 두께만큼 커진다**. 따라서 중립면 기준 지름은 원동 쪽이 650 + 7 = 657 mm, 종동 쪽이 400 + 7 = 407 mm이다.

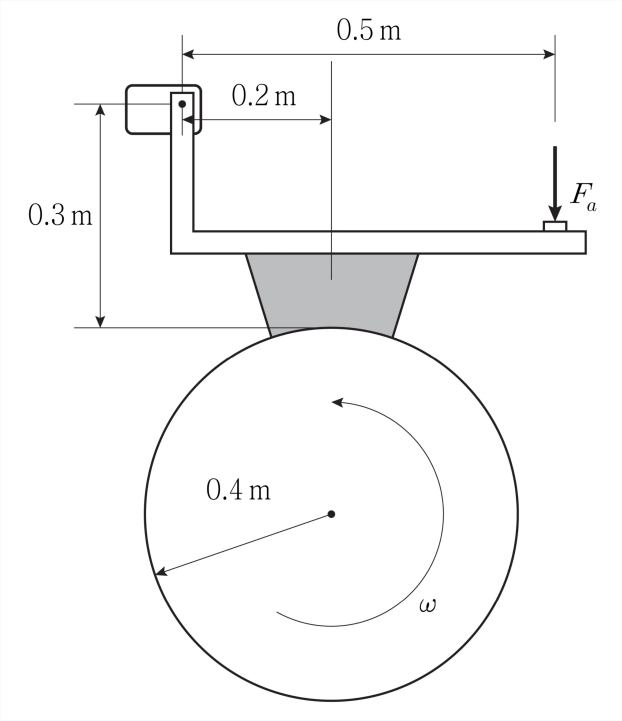
속도 관계: 원동 풀리의 회전속도는 $n_1 = 800\text{rpm}$이고, 구할 종동 풀리의 회전속도를 n_2라 한다. **미끄럼이 없으면 두 풀리에서 벨트의 선속도가 같다**. 중립면 기준 원주에 분당 회전수를 곱한 값이 분당 이동거리이므로 $\pi(D_1 + t)n_1 = \pi(D_2 + t)n_2$가 성립한다. 양쪽 지름의 단위가 같으므로 지름비를 구할 때 별도의 단위 환산은 필요하지 않다.

회전속도 계산: 위 관계를 종동 풀리의 회전속도에 대해 정리하면 $n_2 = n_1\frac{D_1 + t}{D_2 + t}$이다. 수치를 대입하면 $n_2 = 800 \cdot \frac{657}{407} \approx 1291.4\text{rpm}$이다. 종동 풀리의 중립면 기준 지름이 더 작으므로 원동 풀리보다 빠르게 회전한다.

계산값 약 1291.4 rpm에 가장 가까운 선택지는 ③의 1288 rpm이다.

NoteBase

문 16. 그림과 같은 짧은 슈(shoe) 원통 브레이크에서 마찰계수가 0.5, 원통의 반지름은 0.4 m, 작동력 $F_a = 250$ N일 때 브레이크의 제동토크 [N·m]는?



① 250

② 500

③ 750

④ 1000

정답 2번

간단한 해설

원통이 반시계 방향으로 회전하므로 슈에 작용하는 마찰력은 **작동력과 같은 방향의 모멘트**를 만든다. 이를 반영하면 마찰력은 1250 N이고, 반지름 0.4 m를 곱한 제동토크는 500 N·m이다.

NoteBase

계산 과정

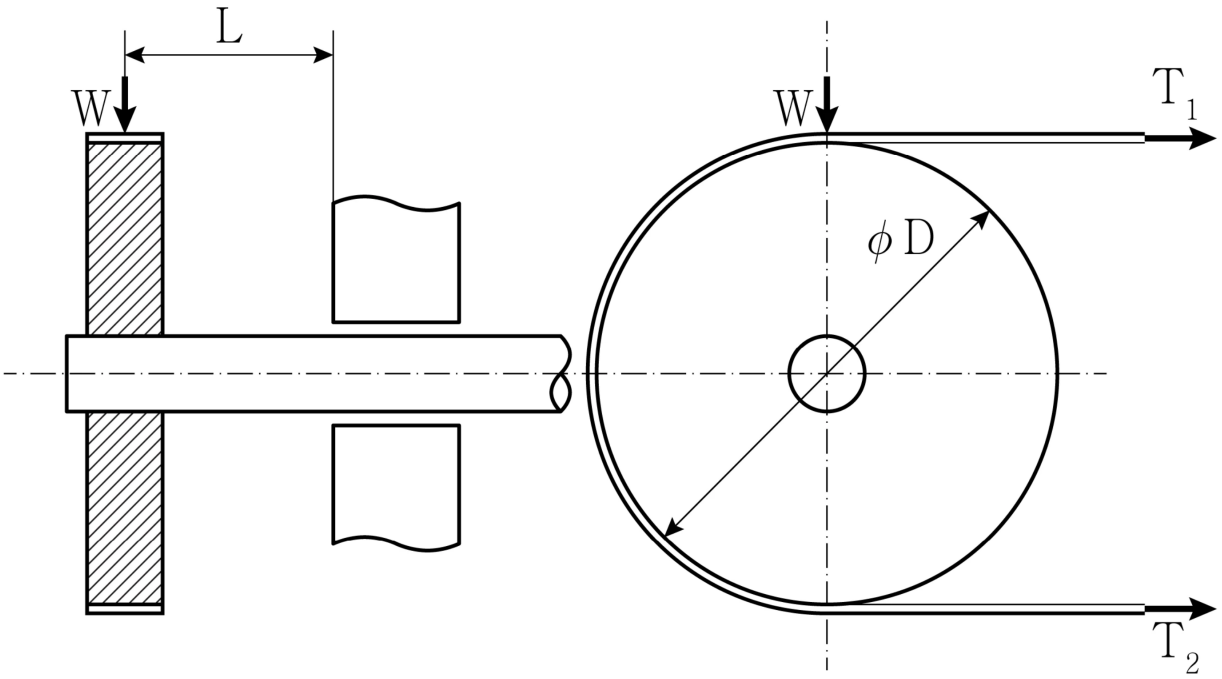
힘과 모멘트팔: 짧은 슈이므로 접촉부의 힘을 원통 꼭대기의 접촉점에 집중시켜 생각한다. 원통이 반시계 방향으로 회전할 때 꼭대기 표면은 왼쪽으로 움직이므로, 슈에는 왼쪽 방향의 마찰력 F_t와 위쪽 방향의 수직항력 N이 작용한다. 그림에서 왼쪽 지지점에 대한 모멘트팔은 작동력이 0.5 m, 수직항력이 0.2 m, 마찰력이 0.3 m이다. 마찰계수 $\mu = 0.5$이므로 $F_t = \mu N = 0.5N$이다.

모멘트 평형: 지지점에 대해 수직항력은 반시계 방향, 작동력과 마찰력은 시계 방향의 모멘트를 만든다. 따라서 **마찰력의 모멘트는 작동을 돕는 쪽**으로 포함한다. 반시계 방향을 양으로 두면 $0.2N - 0.3F_t - 0.5F_a = 0$이다. $F_a = 250\text{N}$, $F_t = 0.5N$을 대입하면 $(0.2 - 0.3 \cdot 0.5)N = 0.5 \cdot 250$이므로 $N = \frac{125}{0.05} = 2500\text{N}$이다.

제동토크: 구한 수직항력으로부터 접선방향 마찰력은 $F_t = 0.5 \cdot 2500 = 1250\text{N}$이다. 원통의 회전을 억제하는 토크는 **접선방향 마찰력과 원통 반지름의 곱**이므로 $T = F_t r$를 적용한다. $T = 1250 \cdot 0.4 = 500\text{N} \cdot \text{m}$이며, 이는 ②의 500 N·m에 해당한다.

NoteBase

문 17. 그림과 같이 풀리에 하중 W, 긴장측 장력 T_1, 이완측 장력 T_2가 작용할 때 옳지 않은 것은? (단, T는 비틀림모멘트, M은 굽힘 모멘트이다)



① 축의 비틀림모멘트: $T = (T_1 - T_2) \times \frac{D}{2}$

② 축의 최대 굽힘모멘트: $M_{\max} = \sqrt{W^2 + T_1^2 + T_2^2} \times L$

③ 상당 비틀림모멘트: $T_e = \sqrt{T^2 + M^2}$

④ 상당 굽힘모멘트: $M_e = \frac{1}{2} \times (M + \sqrt{T^2 + M^2})$

정답 2번

간단한 해설

그림에서 두 벨트 장력은 **같은 수평 방향**으로 작용하므로, 굽힘을 일으키는 수평 하중은 $T_1 + T_2$이다. 이를 수직 하중 W와 합성해야 하므로 최대 굽힘모멘트는 $M_{\max} = L\sqrt{W^2 + (T_1 + T_2)^2}$ 이다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 풀리 위쪽의 긴장측 장력과 아래쪽의 이완측 장력은 모두 오른쪽을 향하지만, 축 중심에 대한 회전 효과는 서로 반대이다. 각 장력의 모멘트팔은 풀리 반지름 $D/2$이므로, 축에 전달되는 비틀림모멘트는 **두 장력의 차**에 반지름을 곱한 $T = (T_1 - T_2)\frac{D}{2}$이다. 하중 W의 작용선은 풀리 중심을 지나므로 축 중심에 대한 비틀림모멘트를 만들지 않는다.

② X: 그림에서 두 장력은 **같은 방향이므로 먼저 더해야 한다**. 수평 하중은 $T_1 + T_2$, 수직 하중은 W이며, 두 방향은 서로 직각이다. 풀리에서 지지부까지의 거리가 L이므로 지지부의 두 굽힘모멘트 성분은 각각 $(T_1 + T_2)L$, WL이다. 따라서 최대 굽힘모멘트의 크기는 $M_{\max} = L\sqrt{W^2 + (T_1 + T_2)^2}$이다. 선지처럼 두 장력을 각각 제곱하여 더하면, 같은 방향인 두 힘을 서로 직각인 힘처럼 처리하게 된다.

③ O: 원형 축에 굽힘과 비틀림이 함께 작용할 때, 상당 비틀림모멘트는 **같은 최대 전단응력**을 만드는 비틀림 단독 모멘트이다. 굽힘에 의한 수직응력도 최대 전단응력에 영향을 주므로 두 모멘트를 함께 반영하며, 그 관계는 $T_e = \sqrt{T^2 + M^2}$이다.

④ O: 상당 굽힘모멘트는 굽힘과 비틀림을 동시에 받는 원형 축에서 **같은 최대 주응력**을 만드는 굽힘 단독 모멘트이다. 굽힘모멘트 M을 크기로 나타내면 $M_e = \frac{1}{2}(M + \sqrt{T^2 + M^2})$이다. 상당 비틀림모멘트와 달리 최대 전단응력이 아니라 최대 주응력을 기준으로 치환한다.

NoteBase

문 18. 안지름 5 m, 두께 50 mm인 두 반구를 용접하여 제작된 압력용기의 최대 허용압력[MPa]은? (단, 용접부의 단위길이당 허용 인장하중 10 MN/m, 안전계수 2.5, 얇은 벽으로 가정한다)

① 3.2

② 8

③ 32

④ 80

정답 1번

간단한 해설

두 반구를 벌리는 내압의 힘은 **원의 투영면적**에 작용하고, 용접부는 원주 전체에서 이를 지탱한다. 단위길이당 인장하중에 **안전계수 2.5를 반영**하면 4 MN/m이며, 힘의 평형으로 구한 최대 허용압력은 3.2 MPa이다.

계산 과정

조건과 설계하중: 안지름을 $d = 5\text{m}$, 안전계수를 $n = 2.5$라 한다. 두께 50 mm는 0.05 m로 안지름에 비해 작으며, 문제의 얇은 벽 가정을 적용한다. 주어진 용접부의 단위길이당 인장하중 10 MN/m를 안전계수로 나눈 설계하중은 $q_a = \frac{10}{2.5} = 4\text{MN/m}$이다.

내압에 의한 분리력: 한쪽 반구를 떼어 생각하면 내압은 곡면에 수직으로 작용한다. 용접면에 수직인 방향의 합력은 압력 p에 **반구의 원형 투영면적**을 곱한 값이므로 $F_p = p\frac{\pi d^2}{4}$이다.

용접부의 저항력과 평형: 얇은 벽으로 가정하므로 용접선 길이는 안지름을 기준으로 $L = \pi d$로 둔다. 용접부 강도가 단위길이당 하중으로 주어졌으므로, 전체 저항력은 $F_w = q_a \pi d$이다. 최대 허용압력에서는 분리력과 저항력이 같아 $p\frac{\pi d^2}{4} = q_a \pi d$이며, 이를 정리하면 $p = \frac{4q_a}{d}$이다.

수치 대입: $p = \frac{4 \cdot 4}{5} = 3.2\text{MN/m}^2$이다. $1\ \text{MN/m}^2 = 1\ \text{MPa}$이므로 최대 허용압력은 3.2 MPa이며, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 19. 바깥지름 120 mm, 두께 10 mm, 길이 15 m인 강관을 상온 20°C에서 양쪽 끝을 고정한 뒤 220°C로 가열하였을 때 강관 길이방향에 가해지는 압축력[kN]은? (단, 강의 탄성계수는 200 GPa이고, 선열팽창계수는 1.0×10^{-6} [1/°C]이다)

① 22π

② 44π

③ 66π

④ 88π

정답 2번

간단한 해설

양끝이 고정되어 **열팽창이 억제**되므로 압축응력의 크기는 $E\alpha\Delta T$이다. 여기에 강관의 중공 단면적을 곱하면 압축력은 44πkN이다.

계산 과정

온도 변화: 고정할 때의 온도 20°C를 기준으로 하므로 온도 상승량은 $\Delta T = 220 - 20 = 200\,^\circ\mathrm{C}$이다.

강관의 단면적: 바깥지름을 D, 안지름을 d, 두께를 t라 하면 $d = D - 2t$이므로 안지름은 $120 - 2 \times 10 = 100$ mm이다. **바깥 원에서 속이 빈 원의 면적을 빼면** $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$이고, $A = \frac{\pi}{4}(120^2 - 100^2) = 1100\pi\mathrm{mm}^2$이다.

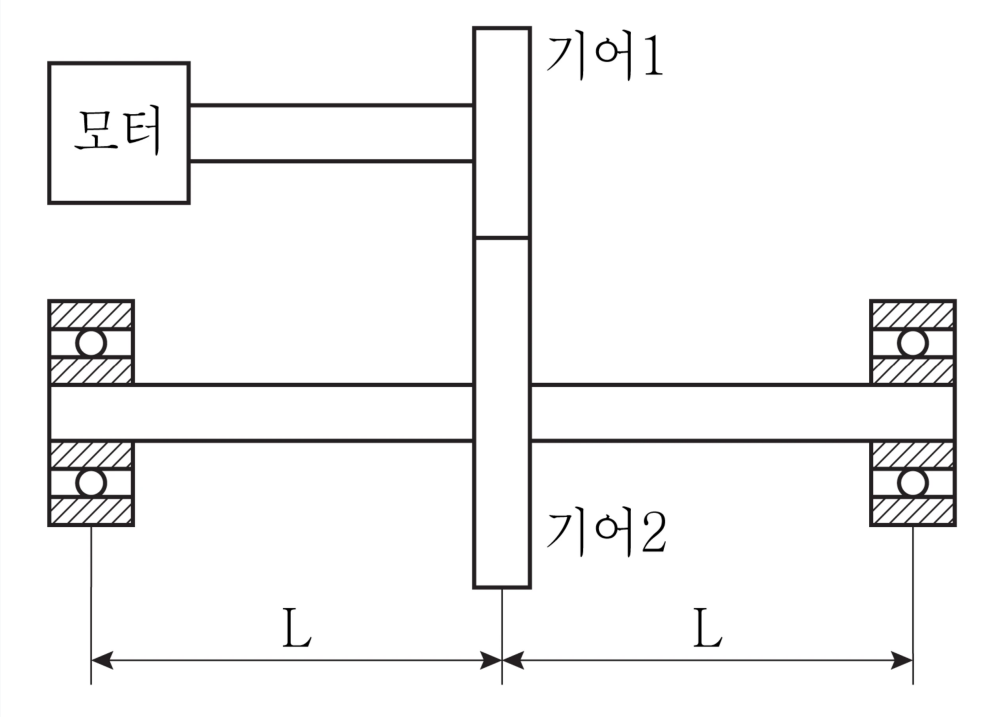
구속 조건과 압축응력: 가열하면 강관은 늘어나려 하지만 **양끝이 고정되어 전체 길이 변화는 0**이다. 따라서 자유 열팽창량과 압축력에 의한 탄성 수축량이 같아야 한다. 길이를 L, 선열팽창계수를 α, 탄성계수를 E, 압축응력의 크기를 σ_c라 하면 $\alpha L\Delta T = \frac{\sigma_c L}{E}$이다. 양변에서 L이 소거되어 $\sigma_c = E\alpha\Delta T$를 얻는다. 따라서 이 조건에서는 길이 15 m가 압축응력 계산에 직접 남지 않는다.

압축응력 계산: 단면적을 mm^2로 구했으므로 탄성계수도 $E = 200\mathrm{GPa} = 200000\mathrm{N/mm}^2$로 맞춘다. 열변형률은 $\alpha\Delta T = (1.0 \times 10^{-6}) \cdot 200$, 즉 2.0×10^{-4}이다. 따라서 $\sigma_c = 200000 \cdot (2.0 \times 10^{-4})$이므로 압축응력의 크기는 40 $\mathrm{N/mm}^2$, 즉 40 MPa이다.

압축력 계산: 압축력의 크기를 P라 하면 $P = \sigma_c A$이므로 $P = 40 \cdot 1100\pi = 44000\pi$N이다. 1000 N = 1 kN으로 환산하면 $P = 44\pi$kN이며, 이는 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 20. 모터 회전속도가 N[rpm]이고 동력 H[W]를 전달받는 평기어 1과 2의 피치원 지름이 각각 D_1[m], D_2[m]이고 공구압력각이 α일 때 기어 2가 연결된 축을 지지하는 각 베어링의 힘[N]은?



① $\frac{15H\cos\alpha}{\pi ND_1}$

② $\frac{15H}{\pi ND_1\cos\alpha}$

③ $\frac{30H\cos\alpha}{\pi ND_1}$

④ $\frac{30H}{\pi ND_1\cos\alpha}$

정답 4번

간단한 해설

치면 수직력은 접선력을 $\cos\alpha$로 나눈 값이다. 기어 2가 **두 베어링의 중앙**에 있으므로 각 베어링은 이 힘의 절반을 지지하며, 그 크기는 $\frac{30H}{\pi ND_1\cos\alpha}$ N이다.

NoteBase

계산 과정

1. 기어 1의 토크: 회전속도 N rpm을 각속도로 바꾸면 $\omega_1 = \frac{2\pi N}{60}$ rad/s이다. 동력은 토크와 각속도의 곱이므로 $H = T_1\omega_1$에서 $T_1 = \frac{30H}{\pi N}$ N·m를 얻는다. H의 단위가 W이므로 **회전속도를 초 단위로 환산**해야 한다.

2. 기어의 접선력: 피치원 접선방향의 힘을 F_t라 하면, 기어 1에서 힘의 모멘트 팔은 피치원 반지름 $D_1/2$이다. 따라서 $F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{60H}{\pi N D_1}$ N이다. 맞물린 두 기어가 서로 주고받는 힘은 작용·반작용 관계이므로 기어 2에 작용하는 접선력도 같은 크기이다. 이 때문에 기어 2의 피치원 지름 D_2를 별도로 대입할 필요가 없다.

3. 치면 수직력: 평기어의 맞물림 힘 F_n은 치면에 수직으로 작용하며, 접선방향과 압력각 α를 이룬다. 따라서 $F_t = F_n\cos\alpha$이고, 접선력과 반지름방향 힘을 합친 크기는 $F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha} = \frac{60H}{\pi N D_1\cos\alpha}$ N이다. 평기어에는 맞물림에 의한 축방향 힘이 없으므로, 베어링 하중은 이 **접선력과 반지름방향 힘의 합력**으로 구한다.

4. 각 베어링의 지지력: 그림에서 기어 2와 좌우 베어링 사이의 거리가 각각 L이므로 하중 위치가 대칭이다. 힘과 모멘트의 평형에 따라 두 베어링은 접선방향 및 반지름방향 하중을 각각 절반씩 나누어 지지한다. 따라서 각 베어링 반력의 합력 크기도 치면 수직력의 절반이며, $R = \frac{F_n}{2} = \frac{30H}{\pi N D_1\cos\alpha}$ N이다. 이는 ④의 식과 일치한다.

NoteBase