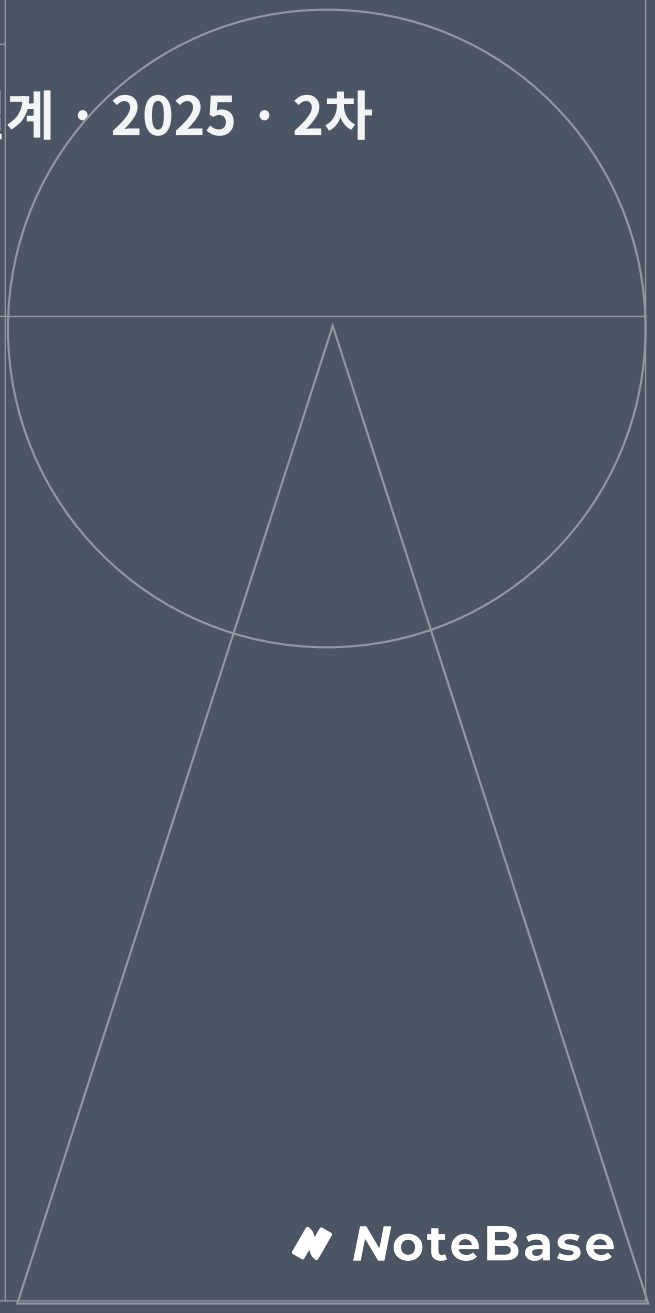
# 기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2025 · 2차



NoteBase

# 기출OX 해설집

## 공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2025 · 2차

**공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2025 · 2차**

**문 1. 두 축이 같은 평면 내에서 어느 각도로 교차하는 경우에 사용할 수 있는 커플링은?**

① 고정 커플링(fixed coupling)

② 머프 커플링(muff coupling)

③ 올덤 커플링(oldham coupling)

④ 유니버설 커플링(universal coupling)

**정답 4번**

**출제 포인트**

이 문제는 축의 상대 위치에 따라 사용하는 커플링 종류를 구분하는 문제이다.

**핵심 개념**

고정 커플링은 두 축이 같은 축선상에 정확히 정렬될 때 사용하는 강체 커플링이다. 머프 커플링은 슬리브로 두 축을 잇는 고정 커플링의 대표 형식이므로 역시 같은 축선상에서 사용한다. 올덤 커플링은 두 축이 평행하지만 중심이 약간 어긋난 경우의 편심을 허용한다. 유니버설 커플링은 두 축이 같은 평면에서 각도를 이루며 교차할 때 동력을 전달한다.

**선지별 해설**

① X: 고정 커플링은 두 축이 일직선으로 정렬된 경우에 사용하는 형식이다. 틀린 부분은 교차축에 사용한다고 보는 점이다. 올바르게는 같은 축선상의 두 축을 강체로 연결하는 경우이다.
② X: 머프 커플링은 소매 모양의 슬리브로 두 축 끝을 연결하는 고정 커플링이다. 틀린 부분은 각도를 두고 교차하는 축에 대응한다고 보는 점이다. 올바르게는 같은 축선상의 두 축을 단순하게 연결하는 경우이다.
③ X: 올덤 커플링은 두 축이 평행하지만 중심선이 조금 어긋난 경우에 사용하는 커플링이다. 틀린 부분은 교차축용이라고 보는 점이다. 올바르게는 평행한 편심축의 오정렬을 흡수하는 경우이다.
④ O: 유니버설 커플링은 두 축이 같은 평면 내에서 일정 각도로 교차할 때 사용하는 커플링이다. 교차축 사이의 동력 전달이 핵심 특징이므로 맞는 선지이다.

NoteBase

### 오답 포인트

고정 커플링과 머프 커플링은 모두 같은 축선상 연결이라는 점을 놓치기 쉽고, 올덤 커플링은 교차축이 아니라 평행 편심축용이라는 점을 바꿔 묻기 쉽다. 축이 교차하는지, 평행한지, 일직선상인지의 구분이 핵심 함정이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

축의 상대 위치를 먼저 본다. 같은 축선상이면 고정 커플링 계열, 평행하지만 중심이 어긋나면 올덤 커플링, 각도를 두고 교차하면 유니버설 커플링으로 판단한다.

### 암기 포인트

일직선은 고정·머프, 평행 편심은 올덤, 각도 교차는 유니버설이다.

NoteBase

**문 2. V벨트 전동장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?**

① 운전이 정숙하고 충격을 흡수할 수 있다.

② 벨트를 걸어 감는 방법으로 바로걸기와 엇걸기가 있다.

③ 평벨트에 비해 접촉면적이 넓어 작은 장력으로 큰 동력을 얻을 수 있다.

④ 벨트가 풀리에 감길 때 벨트의 바깥쪽은 늘어나고 안쪽은 줄어드는 굽힘 현상이 있다.

**정답 2번**

**출제 포인트**

이 문제는 V벨트의 전동 특징과 평벨트의 걸기 방식을 구별할 수 있는지를 묻는 문제이다.

**핵심 개념**

V벨트는 사다리꼴 단면의 벨트를 홈풀리에 끼워 마찰력과 쐐기작용으로 동력을 전달하는 벨트이다. 평벨트는 평평한 벨트를 풀리에 감아 쓰며 바로걸기와 엇걸기 같은 걸기 방식으로 구분한다.

**선지별 해설**

① O
운전이 비교적 정숙하고 충격을 어느 정도 흡수할 수 있으므로 맞는 설명이다. 벨트 전동은 금속 접촉 위주의 전동장치보다 진동과 소음을 완화하기 쉽다.

② X
틀린 부분은 \"바로걸기와 엇걸기가 있다\"는 표현이다. 바로걸기와 엇걸기는 평벨트의 대표적 걸기 방식이다. V벨트는 홈풀리에 끼워 쐐기작용으로 동력을 전달하므로 일반적으로 바로걸기로 사용하며 엇걸기 방식으로 설명하지 않는다.

③ O
평벨트보다 접촉이 유리하고 쐐기작용으로 유효마찰이 커져 작은 장력으로도 비교적 큰 동력을 전달할 수 있으므로 맞는 설명이다.

④ O
벨트가 풀리에 감길 때 바깥쪽은 인장되고 안쪽은 압축되어 굽힘 변형이 생기므로 맞는 설명이다. 따라서 바깥쪽이 늘어나고 안쪽이 줄어드는 굽힘 현상이 나타난다.

NoteBase

### 오답 포인트

평벨트의 걸기 방식인 바로걸기와 엇걸기를 V벨트의 특징으로 바꿔 넣으면 틀리기 쉽다. 이 문제는 벨트의 단면 형상과 동력 전달 방식이 다르다는 점을 이용한 함정이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

벨트 관련 선지는 먼저 평벨트인지 V벨트인지부터 구분하면 된다. 걸기 방식이 중심이면 평벨트, 홈풀리와 쐐기작용이 중심이면 V벨트로 판단하면 된다.

### 암기 포인트

평벨트는 바로걸기·엇걸기, V벨트는 홈풀리·쐐기작용이 핵심이다.

NoteBase

**문 3. 비틀림 모멘트 3 kN·m와 굽힘 모멘트 4 kN·m가 동시에 작용하는 축의 최대전단응력은 비틀림 모멘트 1 kN·m만 작용하는 축의 최대전단응력의 몇 배가 되는가? (단, 동일한 원형단면 중실축이 사용된다)**

① 3

② 4

③ 5

④ 6

**정답 3번**

### 출제 포인트

굽힘모멘트와 비틀림모멘트를 동시에 받는 원형축의 최대전단응력을 구해 기준 상태와의 비를 판단하는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값은 비틀림모멘트 $T = 3\ \text{kN}\cdot\text{m}$, 굽힘모멘트 $M = 4\ \text{kN}\cdot\text{m}$이다.
구해야 할 값은 복합하중을 받는 축의 최대전단응력이 비틀림모멘트 $1\ \text{kN}\cdot\text{m}$만 받는 축의 최대전단응력의 몇 배인지이다.
동일한 원형단면 중실축이므로 직경 $d$에 대한 공통계수를 약분해서 비만 계산할 수 있다.

### 사용할 공식

굽힘에 의한 최대수직응력은 $\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$, 비틀림에 의한 최대전단응력은 $\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$이다.
복합하중 상태의 최대전단응력은 $\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 원형축이 굽힘으로 수직응력을 받고 비틀림으로 전단응력을 동시에 받기 때문이다.

### 계산 과정

공통계수를 $C = \frac{16}{\pi d^3}$라고 두면, 비틀림모멘트 $1\ \text{kN}\cdot\text{m}$만 작용할 때의 최대전단응력은 $\tau_0 = C$이다.
복합하중에서는 $\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = 2CM = 8C$, $\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = CT = 3C$이다.
따라서 최대전단응력은 $\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{8C}{2}\right)^2 + (3C)^2} = \sqrt{16C^2 + 9C^2} = 5C$이다.
그러므로 비는 $\frac{\tau_{\max}}{\tau_0} = \frac{5C}{C} = 5$가 된다.

NoteBase

### 선지별 해설

① X: 3배는 틀리다. 계산 결과는 5배이므로 '3배'가 아니라 '5배'가 되어야 한다. 3은 비틀림모멘트 값만 그대로 본 오답이다.
② X: 4배는 틀리다. 계산 결과는 5배이므로 '4배'가 아니라 '5배'가 되어야 한다. 4는 굽힘모멘트 값만 따로 본 오답이다.
③ O: 5배가 맞다. 굽힘과 비틀림을 합성한 최대전단응력은 $\sqrt{4^2 + 3^2} = 5$에 해당하는 비로 정리되므로 정답이다.
④ X: 6배는 틀리다. 계산 결과는 5배이므로 '6배'가 아니라 '5배'가 되어야 한다. 굽힘과 비틀림을 단순가산해서 크게 잡은 오답이다.

### 오답 포인트

이 문항의 함정은 굽힘모멘트와 비틀림모멘트를 단순합으로 처리하거나, 3과 4 중 하나만 따로 보고 선지를 고르는 데 있다. 최대전단응력은 복합응력 상태에서 $\sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$로 합성해야 하므로 3배, 4배, 6배 같은 직감형 숫자는 모두 틀리게 된다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

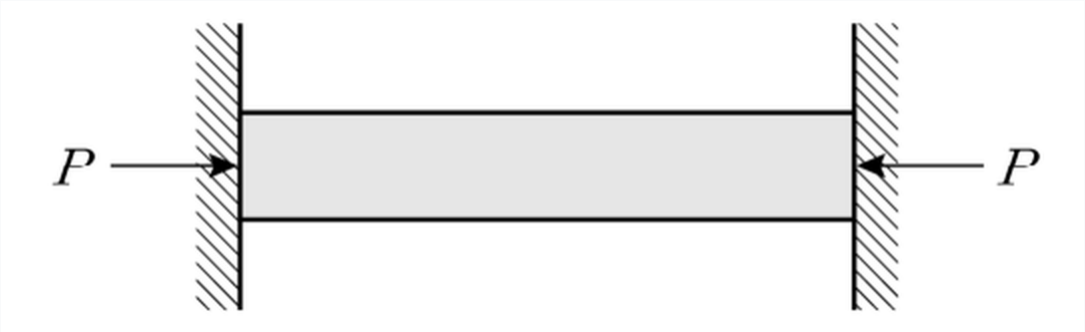
원형축의 복합하중에서 최대전단응력의 비를 묻는 문제는 먼저 굽힘응력과 비틀림응력을 각각 식으로 세운다. 그다음 $\tau_{max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$로 합성하고, 비교 대상과 공통계수는 약분해서 비만 남기면 된다.

### 암기 포인트

원형축의 굽힘 $M$과 비틀림 $T$이 함께 작용할 때 최대전단응력의 비는 등가비틀림모멘트 $T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$ 형태로 정리된다.

NoteBase

**문 4. 양단이 고정 구속되어 있는 봉의 온도가 균일하게 증가할 때, 온도 변화 $\Delta T$[°C]에 의해 발생한 힘 $P$[N]는? (단, 세로탄성계수는 $E$[N/mm$^2$], 단면적은 $A$[mm$^2$], 선(열)팽창계수는 $\alpha$[1/°C]이다)**




① $E\alpha\Delta T$

② $2E\alpha\Delta T$

③ $E\alpha\Delta TA$

④ $2E\alpha\Delta TA$

**정답 3번**

**출제 포인트**

양단이 고정된 봉이 온도 상승으로 자유팽창하지 못할 때 생기는 열응력과 그에 따른 축력 $P$를 구하는 문제이다.

**조건 정리**

주어진 값은 세로탄성계수 $E$, 단면적 $A$, 선팽창계수 $\alpha$, 온도변화 $\Delta T$이다. 양단 고정이므로 봉의 전체 길이 변화는 0이며, 자유 열팽창 변형이 그대로 압축응력 발생 원인이 된다.

**사용할 공식**

자유 열팽창 변형률은 $\varepsilon_{th} = \alpha\Delta T$이다. 양단 고정이면 이 변형이 구속되어 같은 크기의 탄성변형률이 생기므로 열응력의 크기는 $\sigma = E\alpha\Delta T$이다. 구하려는 것은 힘 $P$이므로 응력에 단면적을 곱해 $P = \sigma A = E\alpha\Delta TA$를 사용한다.

**계산 과정**

1. 온도 상승에 따른 자유 열팽창 변형률은 $\alpha\Delta T$이다.
2. 양단이 고정되어 실제 연신이 일어나지 못하므로 그만큼의 압축응력이 생겨 $\sigma = E\alpha\Delta T$가 된다.
3. 축력은 $P = \sigma A$이므로 $P = E\alpha\Delta TA$가 된다.

NoteBase

### 선지별 해설

① X: $E\alpha\Delta T$는 힘이 아니라 응력 $\sigma$이다. 이 선지의 틀린 표현은 단면적 $A$가 빠진 점이다. 올바르게는 $P = E\alpha\Delta TA$이다.
② X: $2E\alpha\Delta T$는 단면적 $A$도 빠져 있고, 양단 고정을 이유로 2를 곱한 것도 틀리다. 봉 내부 축력은 어느 단면에서나 동일하며 양쪽에서 민다고 해서 두 배가 되지 않는다. 올바르게는 $P = E\alpha\Delta TA$이다.
③ O: 열응력 $\sigma = E\alpha\Delta T$에 단면적 $A$를 곱하면 축력 $P = E\alpha\Delta TA$가 되므로 맞다.
④ X: $2E\alpha\Delta TA$는 정답식에 불필요한 2를 추가한 값이다. 양단 고정은 열응력을 발생시킬 뿐 축력을 두 배로 만들지 않는다. 올바르게는 $P = E\alpha\Delta TA$이다.

### 오답 포인트

이 문항의 함정은 응력과 힘을 구분하지 못하는 데 있다. ①처럼 $E\alpha\Delta T$에서 멈추면 응력만 구한 것이고, ②와 ④처럼 양쪽 지지점을 보고 2를 곱하면 내부 축력 개념을 잘못 적용한 것이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

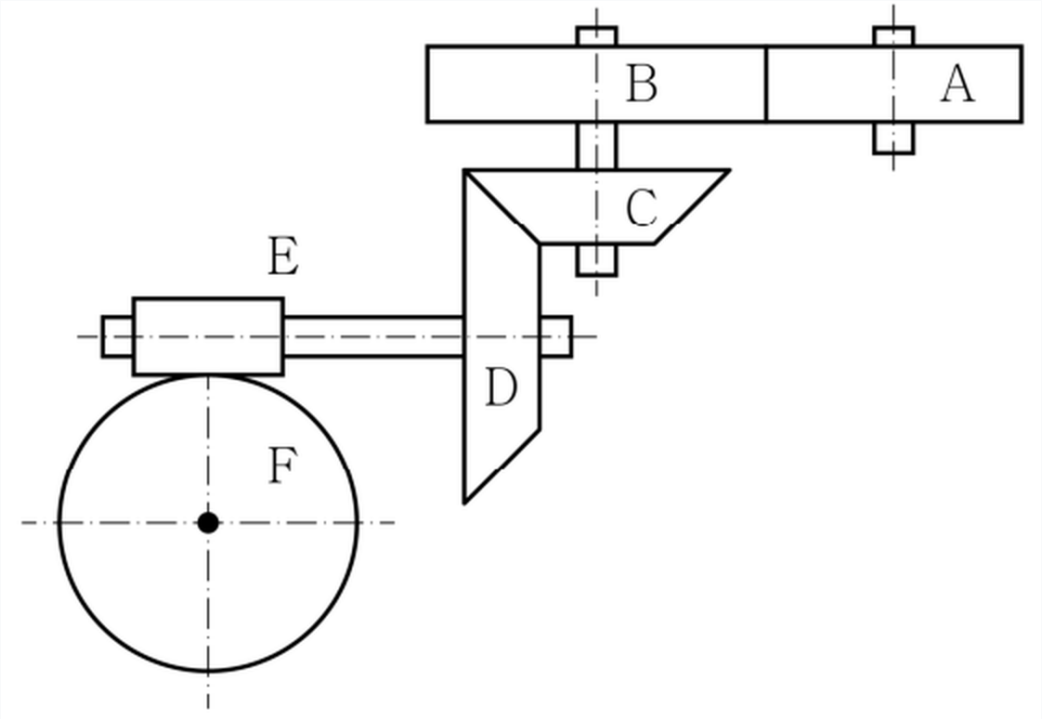
고정단 열팽창 문제는 먼저 자유 열팽창 변형률 $\alpha\Delta T$를 떠올리고, 다음에 구하는 값이 응력인지 힘인지 확인한다. 응력을 묻으면 $E\alpha\Delta T$, 힘을 묻으면 여기에 $A$를 곱한 $E\alpha\Delta TA$로 판단한다.

### 암기 포인트

양단 고정 열팽창은 $\sigma = E\alpha\Delta T$, 축력은 $P = \sigma A = E\alpha\Delta TA$이다.

NoteBase

**문 5. 그림과 같은 기어열에서 A, B는 평기어이고, C, D는 베벨기어이며, E는 웜, F는 웜휠이다. 기어 A가 1,800 rpm으로 회전할 때 웜휠 F의 회전속도[rpm]는? (단, 기어 A, B, C, D, F 각각의 잇수는 30, 45, 12, 24, 60이고, 웜 E의 줄수는 3이다)**




① 10

② 20

③ 30

④ 40

**정답 3번**

**출제 포인트**

이 문제는 기어열과 웜기어의 속도비를 연속 적용하여 웜휠 F의 회전속도를 구하는 문제이다.

**조건 정리**

주어진 값: A=30잇, B=45잇, C=12잇, D=24잇, F=60잇, E는 3줄 웜, A의 회전속도는 1800 rpm이다.
구해야 할 값: 웜휠 F의 회전속도이다.
주의할 조건: B와 C는 같은 축, D와 E는 같은 축이므로 같은 축의 회전속도는 같고, 웜기어는 웜의 줄수와 웜휠 잇수의 비를 사용한다.

NoteBase

### 사용할 공식

평기어와 베벨기어의 속도비는 구동기어 잇수/피동기어 잇수이다. 웜과 웜휠의 속도비는 웜의 줄수/웜휠 잇수이다.
따라서 전체 속도비는 $n_F = n_A \times \frac{Z_A}{Z_B} \times \frac{Z_C}{Z_D} \times \frac{s_E}{Z_F}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 A-B, C-D, E-F가 차례로 맞물리고, 같은 축에서는 회전속도가 그대로 전달되기 때문이다.

### 계산 과정

1. A에서 B로 전달되면 $n_B = 1800 \times \frac{30}{45} = 1200rpm$ 이다.
2. B와 C는 같은 축이므로 $n_C = 1200rpm$ 이고, C에서 D로 전달되면 $n_D = 1200 \times \frac{12}{24} = 600rpm$ 이다.
3. D와 E는 같은 축이므로 $n_E = 600rpm$ 이고, 웜 E와 웜휠 F에서는 $n_F = 600 \times \frac{3}{60} = 30rpm$ 이다.

### 선지 판단

1번: X. 계산 결과는 30 rpm이므로 10 rpm은 틀리다. 이 값은 웜의 3줄 조건을 빠뜨리면 나올 수 있다. 10 rpm → 올바르게는 30 rpm이다.
2번: X. 계산 결과는 30 rpm이므로 20 rpm은 틀리다. 전체 전달비를 일부 잘못 적용한 값이다. 20 rpm → 올바르게는 30 rpm이다.
3번: O. $1800 \times \frac{30}{45} \times \frac{12}{24} \times \frac{3}{60} = 30$ 이므로 맞다.
4번: X. 계산 결과는 30 rpm이므로 40 rpm은 틀리다. 기어비 방향이나 웜 조건을 잘못 넣으면 생길 수 있는 값이다. 40 rpm → 올바르게는 30 rpm이다.

### 오답 포인트

기어열 문제에서는 같은 축의 기어는 회전속도가 같다는 점을 놓치기 쉽고, 웜기어에서 웜의 줄수 3을 빼먹거나 잇수비를 거꾸로 적용하면 오답이 된다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

기어열 문제는 맞물린 기어쌍마다 구동기어 잇수/피동기어 잇수를 순서대로 곱하고, 같은 축은 속도를 그대로 넘긴 뒤, 마지막에 웜기어의 줄수/잇수를 적용하여 판단한다.

### 암기 포인트

전체 회전속도는 각 기어쌍의 잇수비를 연속으로 곱한 뒤 웜의 줄수/웜휠 잇수를 다시 곱해 구한다.

NoteBase

**문 6. 중실 토션바(solid torsion bar) 스프링에서 원형 단면봉의 지름을 2배로 하고, 비틀림 모멘트에 대한 비틀림 각도를 그대로 유지하려면, 봉의 길이를 몇 배로 해야 하는가?**

① 2

② 4

③ 8

④ 16

**정답 4번**

### 출제 포인트

이 문제는 중실 원형 단면 토션바의 비틀림각 관계식에서 지름 변화가 극관성모멘트에 4제곱으로 반영된다는 점을 묻는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 조건은 원형 단면봉의 지름을 2배로 바꾸는 것이다.
구해야 할 값은 비틀림 모멘트가 같을 때 비틀림각을 그대로 유지하기 위한 길이 배수이다.
재료와 비틀림 모멘트가 같으므로 변하는 항은 길이 $L$과 극관성모멘트 $J$이다.

### 사용할 공식

비틀림각은 $\theta = \frac{TL}{GJ}$ 이고, 중실 원형 단면의 극관성모멘트는 $J = \frac{\pi d^4}{32}$ 이다.
같은 재료와 같은 비틀림 모멘트에서 $\theta$를 일정하게 유지하려면 $\frac{L}{J}$가 일정해야 하므로 $L$은 $J$와 같은 비율로 변해야 한다.

### 계산 과정

지름을 2배로 하면 $d^4$ 항 때문에 극관성모멘트는 $2^4 = 16$배가 된다.
따라서 $J' = 16J$ 이다.
비틀림각을 같게 유지하려면 $\frac{L'}{J'} = \frac{L}{J}$ 이어야 하므로 $\frac{L'}{16J} = \frac{L}{J}$ 이고, 여기서 $L' = 16L$ 이다.
따라서 봉의 길이는 16배가 되어야 한다.

NoteBase

### 선지별 해설

① X: 2배는 지름 변화만 그대로 길이에 옮긴 값이다. 비틀림각은 지름에 1차로 비례하지 않고 $d^4$로 작용하므로 ①의 값 2는 틀렸고, 올바른 값은 16이다.
② X: 4배는 단면적이 $d^2$에 비례한다는 감각으로 고르기 쉬운 값이다. 그러나 토션바의 비틀림 저항은 단면적이 아니라 극관성모멘트 $J \propto d^4$에 의해 결정되므로 ②의 값 4는 틀렸고, 올바른 값은 16이다.
③ X: 8배는 2배를 몇 번 중첩해 오판한 값일 뿐이다. 비틀림각 유지 조건에서는 $J$가 16배가 되므로 길이도 16배가 되어야 하며, ③의 값 8은 틀렸고 올바른 값은 16이다.
④ O: 지름을 2배로 하면 $J$가 16배가 되고, $\theta = \frac{TL}{GJ}$에서 비틀림각을 같게 하려면 길이도 16배가 되어야 한다. 따라서 ④가 옳다.

### 오답 포인트

원형 축 문제에서 지름이 커지면 강성이 크게 증가한다는 점을 놓치고 $d$, $d^2$, $d^3$ 수준으로 반응한다고 착각하기 쉽다. 이 문항의 함정은 단면적 관계를 그대로 토션 문제에 대입하는 데 있다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

토션바에서 비틀림각을 묻으면 먼저 $\theta = \frac{TL}{GJ}$를 떠올리고, 중실 원형 단면이면 곧바로 $J \propto d^4$를 연결해 길이와 $J$의 비례관계를 판단하면 된다.

### 암기 포인트

중실 원형 토션바는 $J \propto d^4$, 비틀림각은 $\theta \propto \frac{L}{d^4}$이다.

NoteBase

**문 7. 나사의 자립조건에 대한 설명으로 옳은 것은?**

① 피치가 클수록 자립조건 만족에 불리하다.

② 리드각이 마찰각보다 크면 자립상태가 된다.

③ 축방향 하중은 자립조건에 크게 영향을 미친다.

④ 사각나사는 삼각나사보다 자립상태 유지에 유리하다.

**정답 1번**

**출제 포인트**

이 문제는 나사의 자립조건을 리드각과 마찰각의 관계, 그리고 나사산 형상에 따른 자립성 차이로 구별하는 문제이다.

**핵심 개념**

자립은 축방향 하중이 제거되어도 나사가 저절로 풀리지 않는 상태이다. 자립조건은 리드각이 마찰각보다 작은 경우이며, 피치가 커지면 리드각이 커져 자립에 불리해진다. 삼각나사는 나사면 마찰이 커서 사각나사보다 자립 유지에 유리하다.

**선지별 해설**

① O: 피치가 커지면 같은 지름에서 리드가 증가하고 리드각도 커진다. 리드각이 커질수록 $\lambda < \phi$의 자립조건을 만족하기 어려워지므로 자립조건 만족에 불리하다.
② X: 틀린 부분은 \"리드각이 마찰각보다 크면 자립상태가 된다\"이다. 자립은 리드각이 마찰각보다 작을 때 성립하며, 리드각이 더 크면 역구동되어 풀리기 쉬워진다.
③ X: 틀린 부분은 \"축방향 하중은 자립조건에 크게 영향을 미친다\"이다. 자립 여부는 주로 나사면의 마찰계수와 리드각의 관계로 결정된다. 축방향 하중은 필요한 토크 크기에는 영향을 주지만 자립 판정의 핵심 조건은 아니다. 올바르게는 자립조건은 리드각과 마찰각의 비교로 판단된다고 정리된다.
④ X: 틀린 부분은 \"사각나사는 삼각나사보다 자립상태 유지에 유리하다\"이다. 사각나사는 효율은 좋지만 마찰이 상대적으로 작아 자립에는 불리하다. 올바르게는 삼각나사가 사각나사보다 마찰이 커 자립상태 유지에 유리하다.

**오답 포인트**

②는 자립조건의 부등호 방향을 뒤집어 묻는 선지이고, ④는 효율이 좋은 나사가 자립에도 유리하다고 오해하기 쉬운 점을 노린 선지이다. 자립은 전달효율이 아니라 마찰이 리드에 비해 충분한지가 핵심이다.

NoteBase

**다시 나오면 이렇게 판단**

자립 문제는 먼저 리드각과 마찰각의 대소관계를 본다. 피치가 커지면 리드각이 커져 자립에 불리하고, 나사산 마찰이 큰 형상일수록 자립 유지에는 유리하다고 판단된다.

**암기 포인트**

자립은 $\lambda < \phi$, 피치 증가는 자립 불리, 삼각나사는 자립 유리이다.

NoteBase

**문 8. 헬리컬 기어에 작용하는 하중의 분력 중 축직각 피치원에서 원주 방향으로 작용하는 회전력이 $F_t$일 때, 축-베어링계에 전달되는 반지름 방향 하중은? (단, 치직각 압력각은 $\alpha_n$, 비틀림각은 $\beta$이다)**

① $F_t \tan\alpha_n \cos\beta$
② $\frac{F_t \tan\alpha_n}{\cos\beta}$
③ $\frac{F_t}{\tan\alpha_n \cos\beta}$
④ $F_t\sqrt{1+\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right)^2}$

**정답 4번**

### 출제 포인트

이 문제는 헬리컬 기어의 축직각 평면 힘분해를 이용해 축-베어링계가 받는 반지름 방향 합력의 크기를 구하는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값은 축직각 피치원에서의 원주력 $F_t$, 치직각 압력각 $\alpha_n$, 비틀림각 $\beta$이다. 구해야 할 값은 축-베어링계에 전달되는 반지름 방향 하중이다. 헬리컬 기어에서는 축직각 평면의 반경방향 분력 $F_r$와 원주력 $F_t$가 모두 축에 수직으로 작용하므로, 베어링이 받는 반지름 방향 하중은 이 둘의 합력으로 본다.

### 사용할 공식

헬리컬 기어의 축직각 압력각은 $\tan\alpha_t = \tan\alpha_n/\cos\beta$이고, 축직각 평면의 반경방향 분력은 $F_r = F_t\tan\alpha_t = F_t\tan\alpha_n/\cos\beta$이다. 따라서 축-베어링계에 전달되는 반지름 방향 하중은 $W = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$이다. 이 공식을 쓰는 이유는 베어링이 받는 반지름 하중이 원주력 자체와 반경방향 분력을 함께 포함하는 축직각 평면의 합력이기 때문이다.

### 계산 과정

1. 축직각 평면의 반경방향 분력을 구하면 $F_r = F_t\tan\alpha_t = F_t\tan\alpha_n/\cos\beta$이다.
2. 축-베어링계의 반지름 방향 하중은 축에 수직한 두 분력의 합력이므로 $W = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$이다.
3. 대입하면 $W = \sqrt{F_t^2 + (F_t\tan\alpha_n/\cos\beta)^2} = F_t\sqrt{1 + (\tan\alpha_n/\cos\beta)^2}$이다.

NoteBase

### 선지별 해설

① X: $F_t \tan\alpha_n \cos\beta$는 반경방향 분력을 구하는 식도 아니고, 축직각 압력각 관계식 $\tan\alpha_t = \tan\alpha_n/\cos\beta$와도 맞지 않는다. 틀린 표현은 $\cos\beta$를 곱한 부분이며, 올바르게는 반경방향 분력만 보아도 $F_r = F_t \tan\alpha_n/\cos\beta$가 된다.

② X: $F_t \tan\alpha_n/\cos\beta$는 축직각 평면의 반경방향 분력 $F_r$까지는 맞지만, 문제는 축-베어링계에 전달되는 반지름 방향 하중, 즉 $F_t$와 $F_r$의 합력을 묻는다. 틀린 표현은 이를 최종 하중으로 본 부분이며, 올바르게는 $W = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$로 한 번 더 합성해야 한다.

③ X: $F_t/(\tan\alpha_n \cos\beta)$는 반경방향 분력을 역수 형태로 잘못 뒤집은 값이다. 틀린 표현은 $\tan\alpha_n$와 $\cos\beta$를 분모에 둔 부분이며, 올바르게는 $F_r = F_t \tan\alpha_n/\cos\beta$ 또는 최종 하중 $W = F_t\sqrt{1 + (\tan\alpha_n/\cos\beta)^2}$ 이다.

④ O: 축직각 평면의 반경방향 분력은 $F_r = F_t \tan\alpha_n/\cos\beta$이고, 베어링이 받는 반지름 방향 하중은 $F_t$와 $F_r$의 합력이므로 $W = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = F_t\sqrt{1 + (\tan\alpha_n/\cos\beta)^2}$가 된다.

### 오답 포인트

이 문제의 함정은 반경방향 분력 $F_r$와 축-베어링계가 실제로 받는 반지름 방향 하중 $W$를 같은 값으로 착각하는 데 있다. ②는 분력까지만 구한 값을 최종 하중으로 오인하면 고르기 쉽고, ①과 ③은 $\cos\beta$의 위치와 분자·분모를 뒤집는 실수를 노린 선지이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

헬리컬 기어 하중 문제는 먼저 축직각 평면에서 $\tan\alpha_t = \tan\alpha_n/\cos\beta$로 반경방향 분력 $F_r$를 구하고, 문제에서 분력 자체를 묻는지 아니면 축·베어링이 받는 합력을 묻는지 구분해서 최종식을 정한다.

### 암기 포인트

헬리컬 기어는 $F_r = F_t \tan\alpha_t$, 베어링 반지름 하중은 $\sqrt{F_t^2 + F_r^2}$이다.

NoteBase

**문 9. 원동차 지름이 250mm, 종동차 지름이 350mm, 원동축의 회전속도가 600 rpm인 외접 원통마찰차를 서로 1,000 N의 힘으로 밀어서 접촉시킬 때, 최대 전달 동력[kW]은? (단, 마찰면의 마찰계수는 0.2이고, 미끄럼은 없다)**

① 0.2π

② 0.5π

③ 0.7π

④ 1.2π

**정답 2번**

### 출제 포인트

이 문제는 외접 원통마찰차의 최대 전달 동력을 $P = F_t v$로 구하는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값: 원동차 지름 250mm, 종동차 지름 350mm, 원동축 회전속도 600 rpm, 접촉력 1,000 N, 마찰계수 0.2이다.
구해야 할 값: 최대 전달 동력이다.
주의할 조건: 미끄럼이 없으므로 실제 전달 가능한 접선력의 한계는 마찰력 $F_t = \mu N$이고, 접촉점 원주속도는 원동차의 $d_1$, $n_1$로 계산한다.

### 사용할 공식

최대 접선력은 $F_t = \mu N$이다.
원동차의 접촉점 속도는 $v = \frac{\pi d n}{60}$이다.
따라서 최대 전달 동력은 $P = F_t v = \mu N \cdot \frac{\pi d n}{60}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 마찰차의 동력 전달이 접촉면의 마찰력과 접촉점 속도의 곱으로 결정되기 때문이다.

### 계산 과정

1. 최대 접선력은 $F_t = \mu N = 0.2 \times 1000 = 200N$이다.
2. 원동차 원주속도는 $v = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \times 0.25 \times 600}{60} = 2.5\pi m/s$ 이다.
3. 최대 전달 동력은 $P = F_t v = 200 \times 2.5\pi = 500\pi W = 0.5\pi kW$ 이다.

NoteBase

### 선지별 해설

① X: 계산 결과 최대 전달 동력은 $0.5\pi kW$이므로 $0.2\pi kW$는 맞지 않는다. 최대 전달 동력은 0.2π kW가 아니라 0.5π kW이다.
② O: 마찰력 한계 $200N$과 원동차 접촉속도 $2.5\pi m/s$를 곱하면 $0.5\pi kW$가 되어 정답과 일치한다.
③ X: $0.7\pi kW$는 종동차 지름 350mm에 원동차의 600 rpm을 그대로 대입한 값과 비슷한 오답이다. 접촉점 속도는 같지만 종동차의 회전수는 600 rpm이 아니므로 최대 전달 동력은 0.7π kW가 아니라 0.5π kW이다.
④ X: $1.2\pi kW$는 마찰력 한계와 접촉속도의 곱보다 큰 값이어서 전달 가능 최대 동력과 맞지 않는다. 최대 전달 동력은 1.2π kW가 아니라 0.5π kW이다.

### 오답 포인트

종동차 지름 350mm가 보인다고 해서 그 지름에 원동차의 600 rpm을 그대로 넣기 쉽다. 마찰차는 먼저 $\mu N$으로 전달 가능한 접선력을 정하고, 접촉점 속도는 실제로 주어진 원동차의 지름과 회전수로 구해야 한다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

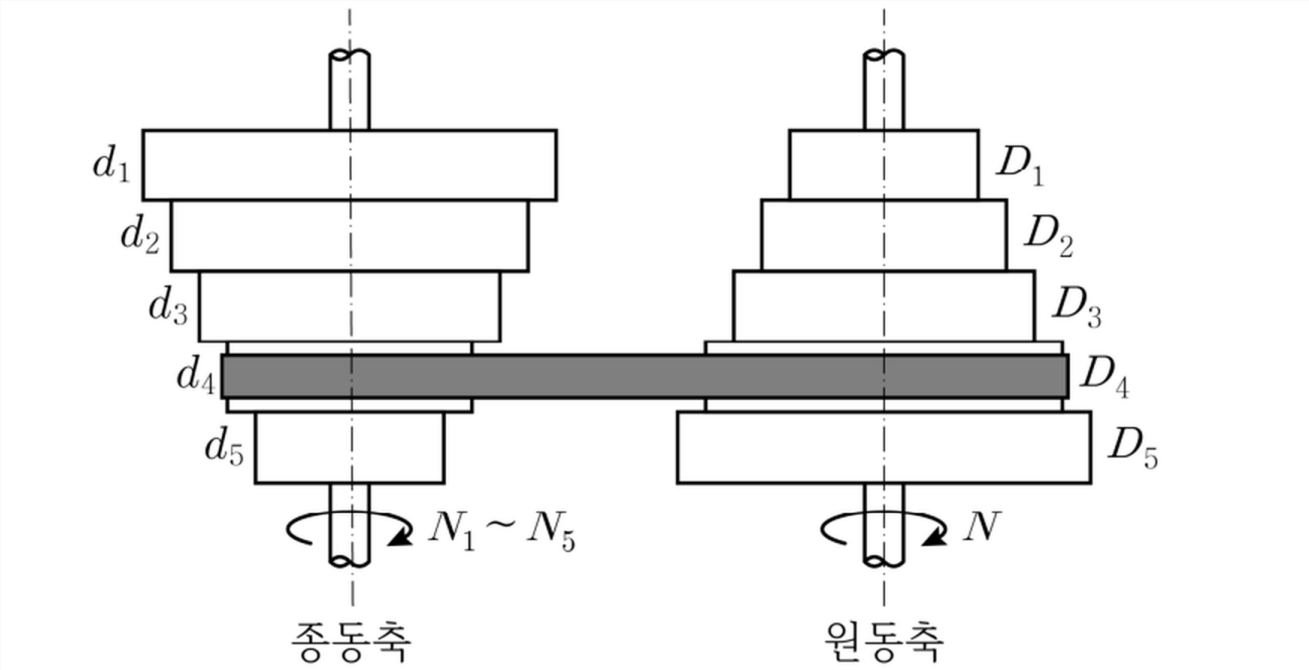
마찰차 동력 문제는 접촉력으로부터 $\mu N$을 먼저 구하고, 주어진 축의 지름과 회전수로 접촉점 속도를 계산한 뒤 $P = F_t v$를 적용하면 된다.

### 암기 포인트

마찰차 최대동력은 $\mu N$과 접촉점 원주속도의 곱이다.

NoteBase

**문 10. 벨트전동으로 종동축의 회전속도를 최저 $N_1 = 50\text{rpm}$에서 최고 $N_5 = 800\text{rpm}$까지 등비급수 배열로 단계적으로 변속하기 위한 5단 단차가 있다. 원동축의 회전속도는 $N = 200\text{rpm}$으로 일정하고, 원동풀리 1단 지름은 $D_1 = 120\text{mm}$일 때, 종동풀리 4단 지름 $d_4$[mm]는? (단, $D_1 + d_1 = D_4 + d_4$이고, $d_1$은 종동풀리 1단 지름, $D_4$는 원동풀리 4단 지름이다)**




① 120

② 150

③ 200

④ 240

**정답 3번**

**출제 포인트**

이 문제는 단계별 회전속도의 등비급수 조건과 벨트전동의 속도비 $N_i = N \cdot D_i/d_i$를 이용해 종동풀리 4단 지름을 구하는 문제이다.

**조건 정리**

주어진 값은 최저속도 $N_1 = 50\text{rpm}$, 최고속도 $N_5 = 800\text{rpm}$, 원동축 속도 $N = 200\text{rpm}$, 원동풀리 1단 지름 $D_1 = 120\text{mm}$이다. 구해야 할 값은 종동풀리 4단 지름 $d_4$이다. 주의할 조건은 5단 속도가 등비급수이고, 각 대응 단계에서 $D_1 + d_1 = D_4 + d_4$가 성립한다는 점이다.

NoteBase

### 사용할 공식

벨트전동의 속도비는 $N_i = N \cdot D_i/d_i$이다. 또 5단 속도가 등비급수이므로 공비 $r$는 $50 \cdot r^4 = 800$에서 구한다. 이 공식을 쓰는 이유는 각 단계의 종동축 속도가 원동축 속도와 두 풀리 지름비로 결정되고, 문제에서 바로 그 단계별 지름 관계를 묻고 있기 때문이다.

### 계산 과정

1. 등비급수의 공비는 $r = (800/50)^{1/4} = 16^{1/4} = 2$이므로 회전속도는 50, 100, 200, 400, 800 rpm이다.
2. 1단에서 $50 = 200 \cdot D_1/d_1$이므로 $D_1/d_1 = 1/4$이다. 따라서 $d_1 = 4D_1 = 4 \times 120 = 480$mm이다.
3. 주어진 합 조건으로 $D_1 + d_1 = 120 + 480 = 600$이므로 $D_4 + d_4 = 600$이다.
4. 4단 속도는 $N_4 = 400$rpm이므로 $400 = 200 \cdot D_4/d_4$, 따라서 $D_4/d_4 = 2$이고 $D_4 = 2d_4$이다.
5. $D_4 + d_4 = 600$에 $D_4 = 2d_4$를 대입하면 $3d_4 = 600$이므로 $d_4 = 200$mm이다.

### 선지 판단

1번 X: 120mm는 주어진 $D_1$ 값을 그대로 옮긴 값일 뿐이다. 4단에서는 $D_4 = 2d_4$, $D_4 + d_4 = 600$을 함께 만족해야 하므로 올바르게는 200mm이다.
2번 X: 150mm이면 $D_4 = 2d_4 = 300$mm가 되지만, $D_4 + d_4 = 300 + 150 = 450 \neq 600$으로 합 조건을 만족하지 못해 틀렸다. 실제 계산 결과는 $3d_4 = 600$에서 200mm이다. 올바르게는 200mm이다.
3번 O: 200mm이면 $D_4 = 400$mm가 되고, $D_4/d_4 = 400/200 = 2$로 4단 속도 400rpm를 만족한다. 동시에 $D_4 + d_4 = 400 + 200 = 600$도 성립한다.
4번 X: 240mm는 1단에서 구한 $d_1 = 480$mm를 절반으로 줄인 값이라서 4단의 등비급수 조건 일부만 본 값이다. 이 값을 쓰면 $D_4 = 360$mm가 되어 $D_4/d_4 = 1.5$이므로 4단 속도비 2를 만족하지 못한다. 올바르게는 200mm이다.
계산 결과 종동풀리 4단 지름은 200mm이므로 정답은 3번이다.

### 오답 포인트

1단 속도비에서 바로 $d_1$를 구하지 않고 감으로 지름을 대입하면 120mm나 240mm 같은 값에 끌리기 쉽다. 또 4단 속도 $N_4 = 400$rpm를 먼저 정하지 않으면 $D_4/d_4 = 2$를 놓쳐 합 조건만으로 임의의 값을 고르게 된다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

단계변속 벨트 문제는 먼저 속도열의 공비를 구해 각 단계 속도를 확정하고, 다음에 $N_i = N \cdot D_i/d_i$로 해당 단계의 지름비를 만든 뒤, 마지막에 합 조건이나 중심거리 조건을 대입해 미지수를 정리한다.

### 암기 포인트

등비급수로 속도를 먼저 확정하고, 벨트전동은 속도비 = 지름비로 푼다.

NoteBase

**문 11. 1줄 나사로 된 사각나사 잭(jack)으로 하중 $L_d$[kgf]를 $v$[m/s]의 속도로 들어 올리려고 할 때, 손실 동력[PS]은? (단, 사각나사의 유효지름과 피치 그리고 나사부의 마찰계수는 각각 $d_e$[mm], $p$[mm], $\mu$이고, 너트와 와셔의 자리면 마찰계수는 무시한다)**

① $\frac{L_d v}{75}\left(\frac{\pi d_e(p+\pi d_e\mu)}{p(\pi d_e-p\mu)}-1\right)$
② $\frac{L_d v}{75}\left(\frac{\pi d_e(p-\pi d_e\mu)}{p(\pi d_e+p\mu)}-1\right)$
③ $\frac{L_d v}{75}\left(1-\frac{p(\pi d_e-p\mu)}{\pi d_e(p+\pi d_e\mu)}\right)$
④ $\frac{L_d v}{75}\left(1-\frac{\pi d_e(p-\pi d_e\mu)}{p(\pi d_e+p\mu)}\right)$

**정답 1번**

### 출제 포인트

이 문제는 1줄 사각나사의 상승 효율을 이용해 손실동력 $P_{loss}$를 구하는 계산형 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값은 하중 $L_d$, 상승속도 $v$, 유효지름 $d_e$, 피치 $p$, 마찰계수 $\mu$이다. 1줄 나사이므로 리드는 $l=p$이다. 너트와 와셔 자리면 마찰은 무시하므로 나사부 마찰만 고려한다.

### 사용할 공식

유효동력은 $P_{out}=\frac{L_d v}{75}$ 이다. 사각나사의 상승 효율은 $\eta=\frac{p(\pi d_e-p\mu)}{\pi d_e(p+\pi d_e\mu)}$ 이다. 따라서 손실동력은 $P_{loss}=P_{in}-P_{out}=\frac{L_d v}{75}\left(\frac{1}{\eta}-1\right)$ 이다. 이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 하중을 일정한 속도로 들어 올릴 때의 실제 입력동력과 유효동력의 차를 묻고 있기 때문이다.

### 계산 과정

1. 1줄 사각나사이므로 리드 $l=p$ 이다.
2. 상승 효율은 $\eta=\frac{p(\pi d_e-p\mu)}{\pi d_e(p+\pi d_e\mu)}$ 이다.
3. 따라서 $\frac{1}{\eta}=\frac{\pi d_e(p+\pi d_e\mu)}{p(\pi d_e-p\mu)}$ 이다.
4. 손실동력은 $P_{loss}=\frac{L_d v}{75}\left(\frac{1}{\eta}-1\right)=\frac{L_d v}{75}\left(\frac{\pi d_e(p+\pi d_e\mu)}{p(\pi d_e-p\mu)}-1\right)$ 이다.

NoteBase

### 선지별 해설

① O: $P_{loss} = \frac{L_d V}{75}\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)$ 에 $\eta = \frac{p(\pi d_e - p\mu)}{\pi d_e(p + \pi d_e \mu)}$ 를 대입한 식과 정확히 일치한다.
② X: 마찰항의 부호를 반대로 둔 식이다. 상승 시 마찰은 입력동력을 증가시키므로 분자에는 $p + \pi d_e \mu$, 분모에는 $\pi d_e - p\mu$ 가 와야 한다. 틀린 표현은 $p - \pi d_e \mu$, $\pi d_e + p\mu$ 이고, 올바르게는 $p + \pi d_e \mu$, $\pi d_e - p\mu$ 이다.
③ X: 이 식은 $\frac{L_d V}{75}(1 - \eta)$ 꼴로, 유효동력에 단순히 $1 - \eta$ 를 곱한 형태이다. 손실동력은 입력동력과 유효동력의 차이이므로 $\frac{L_d V}{75}\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)$ 로 계산해야 한다. 틀린 표현은 $1 - \eta$ 이고, 올바르게는 $\frac{1}{\eta} - 1$ 이다.
④ X: ③의 형식 오류와 ②의 부호 오류가 함께 들어 있다. 틀린 표현은 $1 - \frac{\pi d_e(p - \pi d_e \mu)}{p(\pi d_e + p\mu)}$ 이고, 올바르게는 $\frac{\pi d_e(p + \pi d_e \mu)}{p(\pi d_e - p\mu)} - 1$ 이다.

### 오답 포인트

손실동력을 $P_{out}(1 - \eta)$ 로 착각하거나, 상승 나사에서 마찰항 부호를 반대로 두는 경우가 가장 흔한 함정이다. 이 문항은 효율 자체를 묻는 것이 아니라 손실동력을 묻는다는 점이 핵심이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

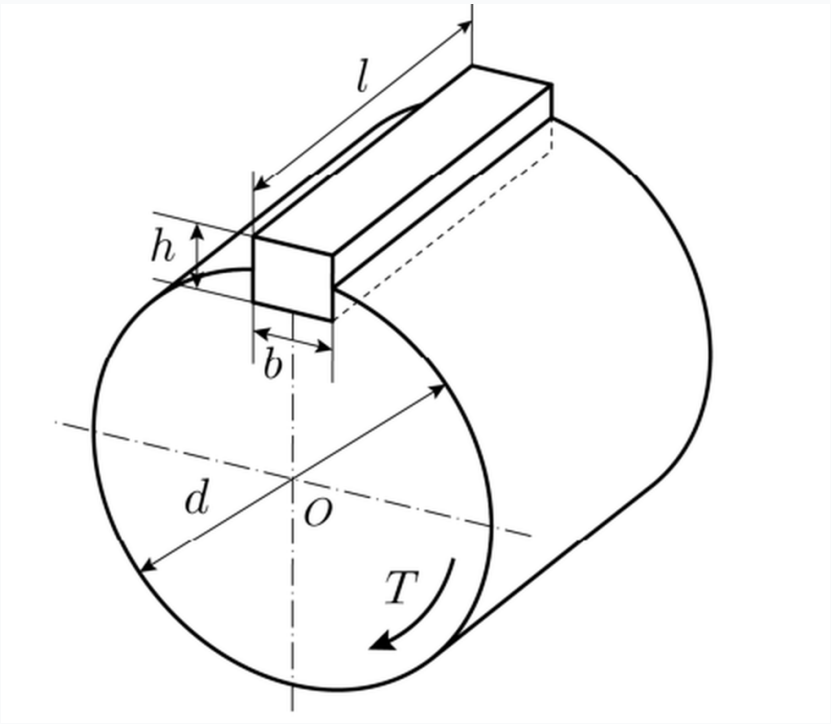
사각나사 동력 문제는 먼저 1줄 여부를 보고 리드를 정한 뒤, 상승 효율 $\eta$ 를 세우고, 유효동력 $\frac{L_d V}{75}$ 에 $\frac{1}{\eta} - 1$ 를 곱하는 순서로 판단한다.

### 암기 포인트

손실동력은 유효동력에 $\frac{1}{\eta} - 1$ 를 곱한 값이며, 상승 시 마찰은 $p + \pi d_e \mu$, $\pi d_e - p\mu$ 형태로 들어간다.

NoteBase

**문 12. 축과 보스에 동일 길이로 묻혀 있는 평행키를 이용하여 지름 $d = 50\text{mm}$인 축이 $T = 5{,}000\text{kgf} \cdot \text{mm}$의 토크를 전달하고 있을 때, 전단과 압축에 대한 안전계수는? (단, $b = 10\text{mm}$, $h = 8\text{mm}$, $l = 50\text{mm}$, 키의 허용전단응력은 $2\text{kgf/mm}^2$이고, 허용압축응력은 $4\text{kgf/mm}^2$이며, 안전계수는 사용응력에 대한 허용응력의 비로 정의한다)**




① 전단: 4, 압축: 4

② 전단: 4, 압축: 5

③ 전단: 5, 압축: 4

④ 전단: 5, 압축: 5

**정답 3번**

**출제 포인트**

이 문제는 평행키에 작용하는 접선력으로부터 전단응력과 압축응력을 구한 뒤, 각각의 안전계수를 계산하는 문제이다.

**조건 정리**

주어진 값: 축지름 50mm, 토크 5,000 kgf·mm, 키 폭 10mm, 키 높이 8mm, 키 길이 50mm이다. 구해야 할 값: 전단과 압축에 대한 안전계수이다. 주의할 조건: 안전계수는 사용응력에 대한 허용응력의 비이며, 압축은 키 전체 높이가 아니라 접촉하는 $h/2$만 유효하게 본다.

NoteBase

### 사용할 공식

접선력은 $F = \frac{2T}{d}$이다. 전단응력은 $\tau = \frac{F}{bl}$이다. 압축응력은 $\sigma_c = \frac{F}{(h/2)l}$이다. 안전계수는 n=허용응력사용응력이다. 이 공식을 쓰는 이유는 토크가 축 반지름 $d/2$에서 접선력으로 전달되고, 키는 그 힘에 대해 전단면적 $bl$과 면압면적 $(h/2)l$로 저항하기 때문이다.

### 계산 과정

1. 키에 작용하는 접선력은 $F = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 5000}{50} = 200\text{kgf}$이다. 2. 전단응력은 $\tau = \frac{F}{bl} = \frac{200}{10 \times 50} = 0.4\text{kgf/mm}^2$이다. 따라서 전단 안전계수는 $n_s = \frac{2}{0.4} = 5$이다. 3. 압축응력은 $\sigma_c = \frac{F}{(h/2)l} = \frac{200}{(8/2) \times 50} = \frac{200}{200} = 1\text{kgf/mm}^2$이다. 따라서 압축 안전계수는 $n_c = \frac{4}{1} = 4$이다.

### 선지별 해설

① X: 전단 4, 압축 4라고 보았는데 압축 4는 맞아도 전단 4가 틀리다. 전단응력은 $0.4\text{kgf/mm}^2$이므로 전단 안전계수는 5이다. 틀린 표현은 전단 4이며, 올바르게는 전단 5, 압축 4이다.
② X: 전단 4, 압축 5라고 보았는데 둘 다 틀리다. 전단은 5가 되어야 하고, 압축은 유효면적을 $(h/2)l$로 잡으면 4가 된다. 틀린 표현은 전단 4와 압축 5이며, 올바르게는 전단 5, 압축 4이다.
③ O: 전단 5, 압축 4는 계산 결과와 일치한다. 접선력 200 kgf를 기준으로 전단응력은 0.4, 압축응력은 1이므로 안전계수는 각각 5와 4이다.
④ X: 전단 5는 맞지만 압축 5가 틀리다. 압축응력은 $1\text{kgf/mm}^2$이므로 허용압축응력 $4\text{kgf/mm}^2$에 대한 안전계수는 4이다. 틀린 표현은 압축 5이며, 올바르게는 압축 4이다.

### 오답 포인트

압축 면적을 $hl$로 잘못 잡으면 압축응력이 절반으로 계산되어 안전계수를 8 또는 5처럼 잘못 판단하기 쉽다. 이 문제의 핵심 함정은 키의 압축 유효면적이 전체 높이 $h$가 아니라 접촉 높이 $h/2$라는 점이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

키 문제는 먼저 $F = 2T/d$로 접선력을 구하고, 전단은 $bl$, 압축은 $(h/2)l$에 나누어 사용응력을 계산한 뒤, 마지막에 허용응력으로 나누어 안전계수를 판단하면 된다.

### 암기 포인트

평행키는 전단 $bl$, 압축 $(h/2)l$, 접선력은 $2T/d$로 정리된다.

NoteBase

**문 13. 평균유속 10m/s, 유량 $0.3\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$, 내부압력 0.5 MPa로 유체가 흐르는 강관의 최소 바깥지름[mm]은? (단, 강관의 허용응력은 5 MPa, 이음효율은 100%, 부식여유는 2mm, $\pi = 3$이다)**

① 212

② 224

③ 248

④ 260

**정답 2번**

**출제 포인트**

이 문제는 유량과 평균유속으로 관의 내경을 구한 뒤, 얇은 원통의 둘레응력식으로 최소 두께와 바깥지름을 계산하는 문제이다.

**조건 정리**

주어진 값: 유속 $v = 10m/s$, 유량 $Q = 0.3m^3/s$, 내압 $p = 0.5MPa$, 허용응력 $\sigma_a = 5MPa$, 이음효율 $\eta = 1.0$, 부식여유 $c = 2mm$, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값: 강관의 최소 바깥지름이다.
주의할 조건: 먼저 유량식으로 내경을 구하고, 계산두께에 부식여유를 더한 뒤 바깥지름으로 환산한다.

**사용할 공식**

유량식은 $Q = \frac{\pi}{4} d_i^2 v$ 이다.
두께식은 $t_0 = \frac{p d_i}{2\sigma_a \eta}$ 이다.
바깥지름은 $d_o = d_i + 2(t_0 + c)$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유: 유량과 평균유속이 주어졌으므로 먼저 유체가 흐를 수 있는 내경 $d_i$를 구할 수 있고, 그 내경에 대해 내압을 버티는 최소 계산두께를 정한 뒤 부식여유를 더해 바깥지름을 구할 수 있기 때문이다.

**계산 과정**

1. 유량식에서 내경을 구하면 $d_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.3}{3 \times 10}} = \sqrt{0.04} = 0.2m = 200mm$ 이다.
2. 계산두께는 $t_0 = \frac{p d_i}{2\sigma_a \eta} = \frac{0.5 \times 200}{2 \times 5 \times 1} = 10mm$ 이다.
3. 부식여유를 더한 한쪽 최소 두께는 $t = t_0 + c = 10 + 2 = 12mm$ 이다.
4. 따라서 최소 바깥지름은 $d_o = d_i + 2t = 200 + 2 \times 12 = 224mm$ 이다.

NoteBase

### 선지별 해설

① X: 212mm는 바깥지름 계산에서 양쪽 두께를 모두 반영하지 못한 값이다. 바깥지름은 내경 200mm에 한쪽 두께 12mm를 두 번 더해야 하므로, 틀린 수치는 212mm이고 올바르게는 224mm이다.
② O: 유량과 유속으로 구한 내경이 200mm이고, 계산두께 10mm에 부식여유 2mm를 더하면 한쪽 두께가 12mm가 된다. 따라서 바깥지름은 $200 + 2 \times 12 = 224mm$이므로 맞다.
③ X: 248mm는 필요한 한쪽 두께를 24mm로 본 값이다. 이는 두께식 분모의 2를 빠뜨려 $t_0 = \frac{pd_i}{\sigma_a \eta} = \frac{0.5 \times 200}{5 \times 1} = 20mm$로 계산하고, 정상값 12mm의 두 배인 24mm를 한쪽 두께로 쓰면 $d_o = 200 + 2 \times 24 = 248mm$가 나오는 오산 경로이다. 분모의 2를 살리면 한쪽 최소 두께는 12mm뿐이므로, 올바른 값은 224mm이다.
④ X: 260mm는 필요한 한쪽 두께를 30mm로 과대평가한 값이다. 즉 정상 두께 12mm보다 두께를 크게 잡아 $d_o = 200 + 2 \times 30 = 260mm$로 본 것인데, 허용응력 5 MPa와 내압 0.5 MPa를 분모의 2를 살려 적용하면 한쪽 최소 두께는 12mm이므로 올바른 값은 224mm이다.

### 오답 포인트

유량으로 먼저 내경을 구해야 하는데 이를 바로 바깥지름으로 보거나, 계산두께 $10mm$에 부식여유 $2mm$를 더한 값을 지름 증가량으로만 처리하면 오답이 나온다. 부식여유는 한쪽 두께에 더해지고, 바깥지름으로 바꿀 때는 양쪽 벽 두께가 모두 반영된다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

압력관 계산형은 먼저 $Q = Av$로 내경을 구하고, 다음에 $t_0 = pd/(2\sigma\eta)$로 계산두께를 구한 뒤, 마지막에 부식여유와 양쪽 두께를 반영해 바깥지름으로 환산하면 된다.

### 암기 포인트

유량으로 내경을 구하고, 내압으로 두께를 구하며, 바깥지름은 $d_i + 2(t_0 + c)$로 정리된다.

NoteBase

**문 14. 중공축과 중실축에 같은 크기의 비틀림 모멘트만 작용하고 있을 때, 두 축이 동일한 최대전단응력을 갖도록 하는 중공축의 바깥지름[mm]은? (단, 중실축의 지름은 d[mm]이고, 중공축의 바깥지름은 안지름의 2배이다)**

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

**정답 4번**

### 출제 포인트

이 문제는 원형축의 비틀림에서 최대전단응력 식 $\tau_{max} = Tc/J$를 적용하여 중실축과 중공축의 지름 관계를 구하는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값: 두 축에 작용하는 비틀림모멘트 $T$는 같다. 중실축 지름은 $d$이다.
구해야 할 값: 중공축의 바깥지름 $D_o$이다.
주의할 조건: 중공축은 $D_o = 2D_i$이므로 안지름은 $D_i = D_o/2$이다.

### 사용할 공식

중실축의 최대전단응력은 $\tau_s = \frac{16T}{\pi d^3}$이다.
중공축의 최대전단응력은 $\tau_h = \frac{16TD_o}{\pi(D_o^4 - D_i^4)}$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 두 축에 같은 $T$가 작용하고, 문제는 두 축의 최대전단응력을 같게 만드는 지름 조건을 묻기 때문이다.

### 계산 과정

1. 중공축 조건 $D_i = D_o/2$를 대입한다.
2. 따라서 $D_o^4 - D_i^4 = D_o^4 - (D_o/2)^4 = D_o^4\left(1 - \frac{1}{16}\right) = \frac{15}{16}D_o^4$이다.
3. 중공축의 최대전단응력은 $\tau_h = \frac{16TD_o}{\pi \cdot (15/16)D_o^4} = \frac{256T}{15\pi D_o^3}$이다.
4. 두 축의 최대전단응력이 같으므로 $\frac{16T}{\pi d^3} = \frac{256T}{15\pi D_o^3}$이다.
5. 정리하면 $15D_o^3 = 16d^3$, 즉 $D_o^3 = \frac{16}{15}d^3$이므로 $D_o = \sqrt[3]{\frac{16}{15}}d$이다.
6. 여기서 $\frac{16}{15} = 8 \times \frac{2}{15}$이므로 세제곱근 안의 8을 밖으로 빼내면 $\sqrt[3]{\frac{16}{15}} = \sqrt[3]{8 \times \frac{2}{15}} = 2\sqrt[3]{\frac{2}{15}}$가 된다. 실제로 $\left(2\sqrt[3]{\frac{2}{15}}\right)^3 = 8 \times \frac{2}{15} = \frac{16}{15}$로 검산되므로 $D_o = 2\sqrt[3]{\frac{2}{15}}d$이다.

NoteBase

### 선지 판단

1번 X: $\sqrt{\frac{2}{15}}d$는 제곱근으로 처리한 값이라서 비틀림 응력의 지름 세제곱 관계를 놓친 표현이다. 올바르게는 $D_o = 2\sqrt[3]{\frac{2}{15}}d$이다.
2번 X: $2\sqrt{\frac{2}{15}}d$는 앞의 2배 조건은 반영했지만 여전히 제곱근을 써서 틀린 표현이다. 올바르게는 $D_o = 2\sqrt[3]{\frac{2}{15}}d$이다.
3번 X: $\sqrt[3]{\frac{2}{15}}d$는 세제곱 관계는 반영했지만 계수 2가 빠진 표현이다. 이 값을 세제곱하면 $\left(\sqrt[3]{\frac{2}{15}}\right)^3 = \frac{2}{15}$인데, 실제로 필요한 값은 $D_o^3 = \frac{16}{15}d^3$이므로 $\frac{2}{15} \neq \frac{16}{15}$로 맞지 않는다. 올바르게는 $\frac{16}{15} = 8 \times \frac{2}{15}$에서 계수 2가 붙은 $D_o = 2\sqrt[3]{\frac{2}{15}}d$이다.
4번 O: 계산 결과와 정확히 일치하는 값이 $2\sqrt[3]{\frac{2}{15}}d$이므로 옳다.

### 오답 포인트

중공축 문제에서는 전단응력이 지름에 반비례하는 것이 아니라 $D^3$에 반비례하는 형태로 정리된다는 점을 놓치기 쉽다. 또한 $D_o = 2D_i$를 반대로 해석하거나, 최종식의 세제곱근을 제곱근으로 잘못 읽으면 바로 오답이 된다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

비틀림 계산형 문제는 먼저 $\tau_{max} = Tc/J$ 또는 정리된 최대전단응력식을 세운 뒤, 중공축이면 안지름과 바깥지름 관계를 먼저 대입하여 식을 $D_o^3$ 형태로 정리하는 순서로 판단한다.

### 암기 포인트

원형축 비틀림의 최대전단응력은 중실축은 $1/d^3$, 중공축은 $1/(D_o^3(1-k^4))$ 꼴로 정리된다고 기억하면 된다.

NoteBase

**문 15. 표준 평기어에서 모듈 $m$, 원주피치 $p$, 잇수 $Z$, 피치원 지름 $D$, 바깥지름 $D_0$의 관계식으로 옳은 것만을 모두 고르면?**

ㄱ. $m = \frac{p}{\pi}$
ㄴ. $p = \frac{\pi D}{Z}$
ㄷ. $Z = \frac{D}{m}$
ㄹ. $D_0 = (Z-2)m$

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

**정답 2번**

**출제 포인트**

이 문제는 표준 평기어의 기본 관계식인 $m = \frac{D}{Z} = \frac{p}{\pi}$, $p = \pi m$, $D_0 = (Z+2)m$를 구별하는 문제이다.

**조건 정리**

보기의 핵심은 모듈, 원주피치, 잇수, 피치원 지름, 바깥지름의 정의 관계이다.
구해야 할 것은 ㄱ~ㄹ 중 옳은 식의 조합이다.
표준 평기어의 바깥지름은 피치원 지름에 $2m$을 더한 값이다.

**사용할 공식**

$m = \frac{D}{Z} = \frac{p}{\pi}$
$p = \pi m = \frac{\pi D}{Z}$
$D_0 = D + 2m = (Z+2)m$
이 식들은 표준 평기어의 기본 치수 관계이므로 각 보기의 진위를 바로 판단할 수 있다.

**계산 과정**

1. $m = \frac{p}{\pi}$이므로 ㄱ은 옳다.
2. $D = mZ$이므로 $p = \pi m = \frac{\pi D}{Z}$가 되어 ㄴ은 옳다.
3. $D = mZ$이므로 $Z = \frac{D}{m}$가 되어 ㄷ은 옳다.
4. 바깥지름은 $D_0 = D + 2m = mZ + 2m = (Z+2)m$이므로 ㄹ의 $(Z-2)m$는 틀리다.

NoteBase

**선지 판단**

1번: X. ㄱ과 ㄴ만 포함하고 옳은 ㄷ을 빠뜨렸으므로 틀리다. 올바르게는 ㄱ, ㄴ, ㄷ이 함께 포함되어야 한다.
2번: O. ㄱ, ㄴ, ㄷ은 옳고 ㄹ은 틀리므로 조합이 정확하다.
3번: X. ㄴ, ㄷ은 옳지만 옳은 ㄱ이 빠져 있고 틀린 ㄹ이 들어가 있으므로 틀리다. 올바르게는 ㄹ 대신 ㄱ이 들어가야 한다.
4번: X. ㄱ, ㄴ, ㄷ은 맞지만 ㄹ의 $D_0 = (Z-2)m$가 틀리므로 전체 조합이 틀리다. 올바르게는 $D_0 = (Z+2)m$이다.

**오답 포인트**

바깥지름 식에서 $\pm 2m$의 부호를 거꾸로 기억하면 ㄹ을 맞는 식으로 착각하기 쉽다. 또한 조합형 문항에서 개별 식의 진위를 끝까지 확정하지 않으면 1번처럼 일부만 맞는 조합을 고르기 쉽다.

**다시 나오면 이렇게 판단**

기어 치수식 문제는 먼저 $D = mZ$, $p = \pi m$, $D_0 = (Z+2)m$를 기준식으로 놓고 각 보기가 같은 식으로 정리되는지 확인하면 된다.

**암기 포인트**

표준 평기어는 $D = mZ$, $p = \pi m$, 바깥지름은 $D_0 = (Z+2)m$이다.

NoteBase

**문 16. 기준강도와 안전계수를 고려하여 허용응력을 정할 때, 기준강도의 선정에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?**

① 반복하중일 때는 피로한도를 기준강도로 한다.

② 긴 기둥이나 편심하중에서는 좌굴응력을 기준강도로 한다.

③ 고온에서 정하중이 작용할 때는 크리프 한도를 기준강도로 한다.

④ 정하중이 주철과 같은 취성 재료에 작용할 때는 항복강도를 기준강도로 한다.

**정답 4번**

**출제 포인트**

이 문제는 허용응력을 정할 때 하중 상태와 재료 성질에 따라 어떤 기준강도를 선택하는지를 묻는 문제이다.

**핵심 개념**

반복하중에서는 피로에 의한 파손이 문제이므로 피로한도를 기준으로 삼는다. 긴 기둥이나 편심하중처럼 안정 문제가 핵심이면 좌굴응력을 본다. 고온 정하중에서는 시간 경과에 따른 크리프가 지배적이므로 크리프 한도를 기준으로 삼는다. 일반 정하중에서는 연성재료는 항복강도, 취성재료는 파단강도 또는 인장강도를 기준으로 삼는 구별이 핵심이다.

**선지별 해설**

① O: 반복하중에서는 재료가 항복 전에라도 반복응력으로 피로파괴될 수 있으므로 피로한도를 기준강도로 삼는다.
② O: 긴 기둥이나 편심하중은 재료의 단순 압축강도보다 구조적 불안정에 의한 좌굴이 먼저 문제 되므로 좌굴응력을 기준강도로 삼는다.
③ O: 고온에서 정하중이 오래 작용하면 크리프 변형과 크리프 파손이 설계를 지배하므로 크리프 한도를 기준강도로 삼는다.
④ X: 틀린 부분은 '항복강도'이다. 주철과 같은 취성 재료는 항복이 뚜렷하지 않거나 항복 전에 파단되기 쉬우므로 정하중에서도 항복강도 대신 파단강도 또는 인장강도를 기준강도로 삼는다.

**오답 포인트**

④는 '정하중이면 무조건 항복강도'라고 외운 경우 틀리기 쉽다. 항복강도는 주로 연성재료의 기준이고, 취성재료는 항복보다 파단이 먼저 지배한다는 점이 함정이다.

**다시 나오면 이렇게 판단**

먼저 하중 상태를 반복하중, 좌굴 우려, 고온 크리프, 일반 정하중으로 나눈다. 그다음 일반 정하중이면 재료를 연성재료와 취성재료로 구분하여 연성재료는 항복강도, 취성재료는 파단강도를 기준으로 잡으면 된다.

NoteBase

**암기 포인트**

반복은 피로, 좌굴은 좌굴응력, 고온은 크리프, 연성 정하는 항복, 취성 정하는 파단으로 기억한다.

NoteBase

**문 17. 미끄럼 베어링의 스트리백(Stribeck)곡선에서 마찰계수에 대한 설명으로 옳지 않은 것은? (단, 유체윤활영역으로 가정한다)**

① 마찰계수는 베어링계수와 반비례한다.

② 윤활유의 점도가 클수록 마찰계수는 커진다.

③ 저속 및 고하중의 경우에는 마찰계수가 작아진다.

④ 베어링에 작용하는 압력이 낮을수록 마찰계수는 커진다.

**정답 1번**

### 출제 포인트

이 문제는 유체윤활영역의 스트리벡 곡선에서 마찰계수와 베어링계수 $\eta n/p$의 비례 관계를 묻는 문제이다.

### 핵심 개념

유체윤활영역은 두 금속면이 윤활유막으로 완전히 분리되어 마찰이 주로 유체의 점성저항으로 결정되는 상태이다. 이 영역에서는 마찰계수가 베어링계수 $\eta n/p$에 대체로 비례하므로 점도 $\eta$와 회전속도 $n$가 커지면 마찰계수가 커지고, 베어링 압력 $p$가 커지면 마찰계수는 작아진다.

### 선지별 해설

① X: 틀린 부분은 '반비례한다'이다. 유체윤활영역에서 마찰계수는 베어링계수 $\eta n/p$에 비례하므로 '마찰계수는 베어링계수에 비례한다'가 올바른 표현이다.
② O: 윤활유의 점도 $\eta$가 커지면 유막 내부 전단저항이 커지므로 유체윤활영역의 마찰계수는 커진다.
③ O: 저속이면 $n$이 작아지고 고하중이면 압력 $p$가 커져서 베어링계수 $\eta n/p$가 작아진다. 따라서 유체윤활영역에서는 마찰계수가 작아진다.
④ O: 베어링에 작용하는 압력 $p$가 낮아지면 분모가 작아져 베어링계수 $\eta n/p$가 커진다. 따라서 마찰계수는 커진다.

### 오답 포인트

스트리벡 곡선 전체를 한꺼번에 떠올리면 마찰계수가 처음에는 감소한다는 기억과 유체윤활영역의 비례관계를 섞기 쉽다. 이 문항은 조건에서 '유체윤활영역'이라고 한정했으므로 ①의 '반비례'가 함정이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

발문에 유체윤활영역이 제시되면 먼저 마찰계수와 베어링계수 $\eta n/p$가 비례한다고 둔다. 그다음 점도와 속도는 분자, 압력은 분모라는 점만 대입하면 각 선지의 O/X를 빠르게 판단할 수 있다.

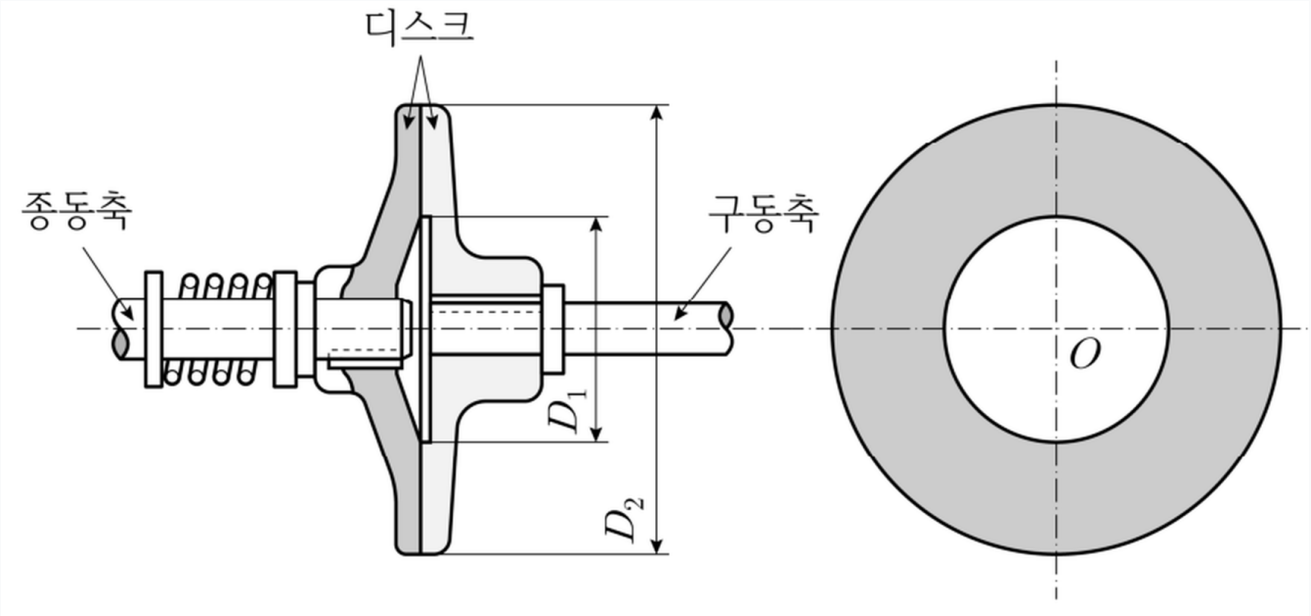
NoteBase

**암기 포인트**

유체윤활은 '점도·속도 증가 시 마찰 증가, 압력 증가 시 마찰 감소'로 정리된다.

NoteBase

**문 18. 그림과 같이 단판 마찰클러치를 이용하여 동력을 전달할 때, 전달토크 $[N \cdot mm]$는? (단, 단판클러치 접촉면의 바깥지름 $D_2[mm]$에 대한 안지름 $D_1[mm]$의 비가 0.5, 클러치 접촉면의 마찰계수와 접촉면 압력은 각각 $\mu$, $p[N/mm^2]$로 한다)**




① $\frac{2.25\mu\pi pD_2^3}{32}$
② $\frac{2.25\mu\pi pD_2}{32}$
③ $\frac{1.25\mu\pi pD_2^3}{16}$
④ $\frac{1.25\mu\pi pD_2}{16}$

**정답 1번**

### 출제 포인트

이 문제는 단판 마찰클러치의 접촉면적과 평균반지름을 이용해 전달토크를 식으로 정리하는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값은 안지름과 바깥지름의 비 $D_1/D_2 = 0.5$, 마찰계수 $\mu$, 접촉면 압력 $p[N/mm^2]$이다.
구해야 할 값은 전달토크 $T[N \cdot mm]$이다.
선지는 그림의 단판 접촉면 1면 기준 식으로 비교하면 된다.

NoteBase

### 사용할 공식

전달토크는 $T = \mu W r_m$이다.
문제에서 접촉면 압력 $p$가 균일하게 주어졌으므로 등압법(uniform pressure)을 적용하며, 이때 평균반지름은 등압법 기준인 $r_m = \frac{D_1 + D_2}{4}$를 사용한다(접촉면이 마모된 등마모법은 $r_m = \frac{D_1 + D_2}{4}$가 아니라 마모량이 일정하다는 가정에서 출발하는 별개 방식이다).
여기서 축방향 힘은 $W = pA = p \cdot \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)$, 평균반지름은 $r_m = \frac{D_1 + D_2}{4}$이므로
$T = \mu\left(p \cdot \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)\right)\left(\frac{D_1 + D_2}{4}\right) = \frac{\mu \pi p}{16}(D_2^2 - D_1^2)(D_1 + D_2)$
이 공식을 쓰는 이유는 접촉면 압력과 환상면적이 주어졌고, 선택지들도 평균지름을 써서 정리한 토크식 형태이기 때문이다.

### 계산 과정

1. $D_1 = 0.5D_2$를 대입하면 $D_2^2 - D_1^2 = D_2^2 - (0.5D_2)^2 = 0.75D_2^2$이다.
2. 또 $D_1 + D_2 = 0.5D_2 + D_2 = 1.5D_2$이다.
3. 따라서
$T = \frac{\mu \pi p}{16}(0.75D_2^2)(1.5D_2) = \frac{1.125\mu \pi p D_2^3}{16} = \frac{2.25\mu \pi p D_2^3}{32}$
이므로 계산 결과는 $\frac{2.25\mu \pi p D_2^3}{32}$이다.

### 선지 판단

① O: 계산 결과가 그대로 $\frac{2.25\mu \pi p D_2^3}{32}$이므로 옳다.
② X: $D_2$만 남아 있어 토크식에 필요한 면적항 $D_2^2$가 빠졌다. 틀린 표현은 $D_2$이고, 올바르게는 $D_2^3$이 되어 $\frac{2.25\mu \pi p D_2^3}{32}$가 된다.
③ X: 차수는 $D_2^3$로 맞지만 계수 $\frac{1.25}{16}$이 틀렸다. $D_1 = 0.5D_2$를 대입하면 계수는 $0.75 \times 1.5 = 1.125$가 되어야 하므로, 올바르게는 $\frac{2.25\mu \pi p D_2^3}{32}$이다.
④ X: $D_2$만 남겨 차원이 틀렸고 계수도 맞지 않는다. 틀린 표현은 $\frac{1.25\mu \pi p D_2}{16}$이고, 올바르게는 $\frac{2.25\mu \pi p D_2^3}{32}$이다.

### 오답 포인트

면적항 $A = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)$에서 지름의 제곱이 나온다는 점과, 토크가 다시 반지름을 한 번 더 곱해 최종적으로 $D^3$ 차수가 된다는 점을 놓치기 쉽다. 또 $D_1/D_2 = 0.5$를 $D_1^2/D_2^2 = 0.5$로 잘못 처리하면 ③ 같은 계수 오차가 생긴다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

클러치 토크식은 먼저 $W = pA$로 축하중을 만들고, 그다음 $T = \mu W r_m$로 연결해 판단한다. 계산 뒤에는 반드시 $D$의 차수가 토크식답게 $D^3$인지 검산하면 된다.

### 암기 포인트

환상면적은 $D^2$, 토크는 반지름을 한 번 더 곱하므로 최종 차수는 $D^3$이다.

NoteBase

**문 19. 관성차(fly wheel)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?**

① 회전축의 각속도 변동을 줄여 주는 역할을 한다.

② 관성차의 출력은 극관성모멘트의 크기와 관계가 있다.

③ 관성차 내에 축적된 운동에너지는 작업을 위한 에너지로 전환할 수 있다.

④ 동일 조건에서 큰 출력을 내려면 관성차 회전 중심쪽을 두껍게, 바깥쪽을 얇게 제작한다.

**정답 4번**

### 출제 포인트

이 문제는 관성차의 기능, 저장 에너지의 의미, 그리고 큰 관성모멘트를 얻기 위한 질량 배치 원리를 묻는 문제이다.

### 핵심 개념

관성차는 회전계의 속도 변동을 줄이기 위해 에너지를 저장했다가 다시 방출하는 회전체이다. 저장되는 회전에너지는 $E = \frac{1}{2} I \omega^2$로 나타나므로 같은 각속도 조건에서는 극관성모멘트 $I$가 클수록 유리하다. 극관성모멘트를 크게 하려면 질량을 회전 중심보다 바깥둘레 쪽에 많이 배치하는 구조가 적합하다.

### 선지별 해설

1번(O): 관성차의 대표적 기능은 원동기 토크의 불균일로 생기는 회전축의 각속도 변동을 완화하는 것이다. 따라서 회전축의 각속도 변동을 줄여 준다는 설명은 옳다.
2번(O): 관성차가 저장하고 다시 내줄 수 있는 에너지량은 극관성모멘트와 관계가 있다. 엄밀히는 관성차가 동력을 새로 만들어 내는 것은 아니지만, 같은 속도 조건에서 에너지 저장·방출 능력은 $I$가 클수록 커지므로 선지의 취지는 옳다.
3번(O): 관성차에 축적된 운동에너지는 부하가 커질 때 방출되어 실제 일에 필요한 에너지로 전환될 수 있다. 관성차는 에너지를 저장만 하는 장치가 아니라 필요 시 이를 방출하는 장치이므로 옳다.
4번(X): 틀린 표현은 '회전 중심쪽을 두껍게, 바깥쪽을 얇게'이다. 관성차는 같은 조건에서 더 큰 에너지 저장 효과를 얻으려면 질량을 중심이 아니라 바깥둘레 쪽에 집중해야 한다. 올바르게는 '회전 중심쪽은 가볍게 하고, 바깥둘레 쪽을 두껍고 무겁게 제작한다'가 된다.

### 오답 포인트

관성차를 단순히 원판 강도 문제로 보면 4번처럼 중심을 두껍게 해야 할 것처럼 오해하기 쉽다. 그러나 이 문항의 핵심은 강도보다 관성모멘트이며, 질량이 축에서 멀수록 관성모멘트가 커진다는 점이 함정이다.

NoteBase

### 다시 나오면 이렇게 판단

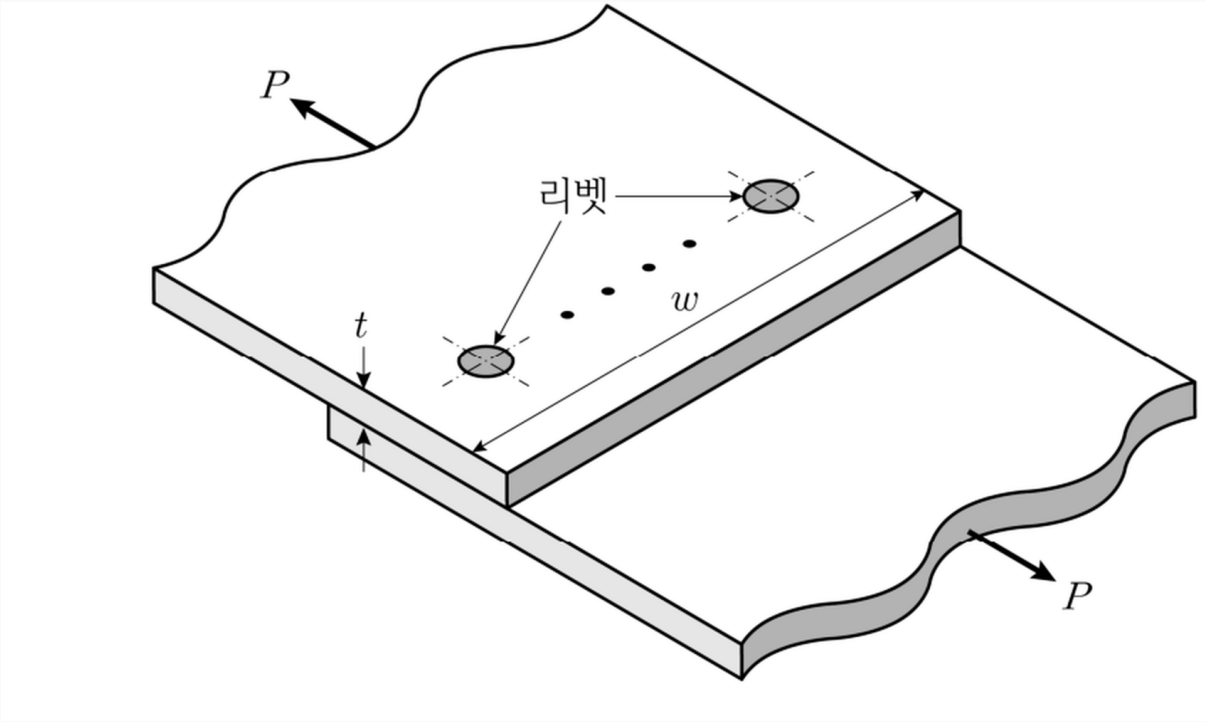
관성차 문제가 나오면 먼저 역할이 속도 변동 완화와 에너지 저장·방출인지 확인한다. 그다음 성능을 키우는 방향이 질량을 바깥둘레로 보낼수록 관성모멘트가 커지는 구조인지 판단하면 된다.

### 암기 포인트

관성차는 속도 변동을 줄이고, 질량은 바깥둘레에 둘수록 유리하다.

NoteBase

**문 20. 그림과 같이 지름이 10mm인 리벳을 이용하여 $P = 1{,}000\text{kgf}$의 인장하중을 받는 동일 강판에 1줄 겹치기 리벳이음을 할 때, 리벳의 전단과 판의 절단을 고려한 리벳의 개수는? (단, 리벳의 허용전단응력은 $2\text{kgf/mm}^2$, 강판의 허용인장응력은 $4\text{kgf/mm}^2$, $w = 200\text{mm}$, $t = 2\text{mm}$, $\pi = 3$이다)**




① 5

② 6

③ 7

④ 8

**정답 3번**

**출제 포인트**

이 문제는 1줄 겹치기 리벳이음에서 리벳 1개의 전단내력과 판의 순단면 인장내력을 비교하여 필요한 최소 리벳 수를 구하는 문제이다.

**조건 정리**

주어진 값은 리벳 지름 $d = 10mm$, 하중 $P = 1000kgf$, 리벳 허용전단응력 $\tau = 2kgf/mm^2$, 강판 허용인장응력 $\sigma_t = 4kgf/mm^2$, 판 폭 $w = 200mm$, 판 두께 $t = 2mm$, $\pi = 3$이다. 구해야 할 값은 전단과 판 절단을 함께 만족하는 최소 리벳 수이다. 1줄 리벳이므로 판의 절단은 한 단면에서 구멍 1개를 뺀 순단면으로 본다.

NoteBase

### 사용할 공식

리벳 전단내력은 $P_s = n \cdot \frac{\pi d^2}{4}\tau$이다. 판 절단내력은 $P_t = (w-d)t\sigma_t$이다. 이 문제는 겹치기 이음의 파손을 리벳 전단과 판의 순단면 인장으로 검사하므로 두 식을 함께 쓴다.

### 계산 과정

리벳 1개의 전단내력은 $\frac{\pi d^2}{4}\tau = \frac{3\times 10^2}{4} \times 2 = 150kgf$이다. 따라서 필요한 리벳 수는 $n = \frac{1000}{150} = 6.67$이므로 최소 정수는 7개이다. 한편 판의 절단내력은 $(w-d)t\sigma_t = (200-10)\times 2 \times 4 = 1520kgf$이다. 판의 절단내력은 하중 $1000kgf$보다 크므로 판은 안전하고, 필요한 개수는 리벳 전단 조건이 결정한다.

### 선지별 해설

① X
- 5개이면 총 전단내력은 $5 \times 150 = 750kgf$이므로 하중 $1000kgf$를 버티지 못한다.
- 틀린 표현은 필요한 개수를 5개로 본 점이다. 올바르게는 최소 7개가 필요하다.

② X
- 6개이면 총 전단내력은 $6 \times 150 = 900kgf$이므로 여전히 부족하다.
- 틀린 표현은 6.67개를 6개로 버린 점이다. 올바르게는 필요한 개수는 올림하여 7개로 잡는다.

③ O
- 리벳 1개의 전단내력이 $150kgf$이므로 필요한 개수는 $1000/150 = 6.67$개이고 최소 정수는 7개이다.
- 판의 절단내력도 $1520kgf$로 충분하므로 7개가 전단과 판 절단을 함께 만족하는 최소값이다.

④ X
- 8개이면 총 전단내력은 $8 \times 150 = 1200kgf$로 안전하나, 문제는 필요한 개수를 묻고 있으므로 최소 필요 개수보다 1개 많다.
- 틀린 표현은 최소 필요 개수를 8개로 본 점이다. 올바르게는 7개가 최소이다.

### 오답 포인트

가장 흔한 실수는 $1000/150 = 6.67$을 6으로 버리는 점과, 1줄 리벳인데도 판 절단 단면에서 구멍 수를 여러 개로 잘못 세는 점이다. 필요한 개수 문제는 항상 올림 정수를 써야 하고, 1줄 이음의 순단면은 구멍 1개를 뺀다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

리벳 개수 문제는 먼저 리벳 1개의 허용전단내력을 구하고 전체 하중을 나누어 올림 정수로 잡는다. 그다음 판의 순단면 인장내력을 계산하여 그 개수가 판 절단도 만족하는지 확인하면 된다.

### 암기 포인트

1줄 겹치기 리벳이음은 리벳 전단으로 개수를 구하고, 판 절단은 $(w-d)t\sigma_t$로 순단면 1개만 확인한다.

NoteBase

**문 21. 3 kW의 회전 동력으로 150 N·m의 토크를 전달하는 축에 3 kN의 축방향 하중이 작용하고 있을 때, 이 축방향 하중을 지지하는 중공 스러스트 베어링의 발열계수[$N/mm^2 \cdot m/s$]는? (단, 베어링의 바깥지름은 600mm, 안지름은 400mm, $\pi = 3$이다)**

① 0.1

② 1

③ 10

④ 100

**정답 1번**

### 출제 포인트

이 문제는 스러스트 베어링의 발열계수 $pv$를 구하기 위해 면압 $p$와 미끄럼속도 $v$를 계산하는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값은 동력 3 kW, 토크 150 N·m, 축방향 하중 3 kN, 바깥지름 600mm, 안지름 400mm, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값은 발열계수 $pv$이다.
압력은 링 면적 기준으로 계산하고, 속도는 평균지름 기준으로 계산한다.

### 사용할 공식

$p = \frac{W}{A}$, $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$, $n = \frac{60P}{2\pi T}$, $v = \frac{\pi D_m n}{60}$, $D_m = \frac{D+d}{2}$, $pv = p \times v$이다.
발열계수는 베어링 면압과 접촉면 원주속도의 곱으로 정의되므로 이 공식을 사용한다.

### 계산 과정

1. 회전수는 $n = \frac{60 \times 3000}{2 \times 3 \times 150} = 200 rpm$이다.
2. 베어링 면적은 $A = \frac{3}{4}(600^2 - 400^2) = 150000 mm^2$이므로 면압은 $p = \frac{3000}{150000} = 0.02 N/mm^2$이다.
3. 평균지름은 $D_m = \frac{600+400}{2} = 500mm = 0.5m$이므로 미끄럼속도는 $v = \frac{3 \times 0.5 \times 200}{60} = 5 m/s$이다.
4. 따라서 발열계수는 $pv = 0.02 \times 5 = 0.1 N/mm^2 \cdot m/s$이다.

NoteBase

### 선지 판단

1번 O: 계산 결과가 $0.1N/mm^2 \cdot m/s$이므로 옳다.
2번 X: 발열계수는 1이 아니라 0.1이다. 압력 계산에서 링 면적의 자릿수를 한 자리 작게 보거나 $mm^2$ 처리를 잘못하면 이런 값이 나온다.
3번 X: 발열계수는 10이 아니라 0.1이다. 면압과 속도의 단위를 함께 잘못 맞추면 실제값보다 100배 크게 계산된다.
4번 X: 발열계수는 100이 아니라 0.1이다. 링 면적 대신 잘못된 면적을 쓰고 평균지름 조건까지 놓치면 과대값이 된다.

### 오답 포인트

스러스트 베어링 문제에서 가장 흔한 실수는 면압을 구할 때 환형 면적 $\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$를 빼먹는 경우와, 미끄럼속도를 바깥지름이 아니라 평균지름 기준으로 구해야 한다는 점을 놓치는 경우이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

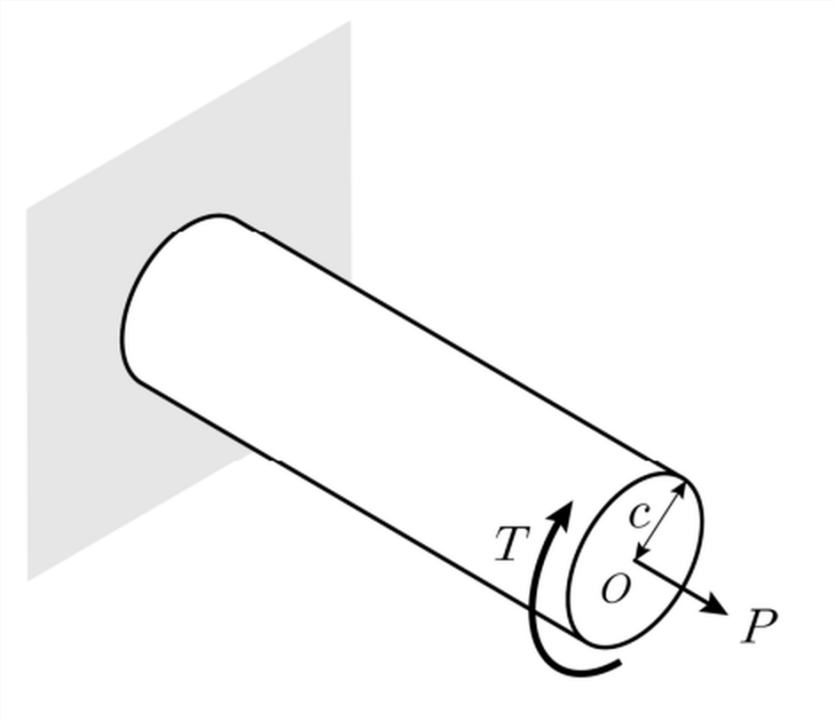
발열계수 문제는 하중으로 면압을 먼저 구하고, 동력과 토크로 회전수를 구한 뒤, 평균지름에서 미끄럼속도를 계산해 마지막에 $pv$를 곱하는 순서로 판단한다.

### 암기 포인트

스러스트 베어링의 발열계수는 $pv = \frac{W}{A} \times \frac{\pi D_m n}{60}$이고, 여기서 $A$는 환형 면적, $D_m$은 평균지름이다.

NoteBase

**문 22. 반지름이 $c[mm]$인 원형단면 축에 인장하중 $P[N]$와 토크 $T[N \cdot mm]$가 가해지고 있다. 축 재료의 항복전단응력이 $\frac{1}{\sqrt{2}}\frac{P}{\pi c^2}[N/mm^2]$일 때, 가해질 수 있는 최대 토크 $T[N \cdot mm]$는? (단, 파손이론은 최대전단응력설을 이용한다)**




① $\frac{1}{8}Pc$

② $\frac{1}{4}Pc$

③ $\frac{1}{2}Pc$

④ $\frac{1}{\sqrt{2}}Pc$

**정답 2번**

### 출제 포인트

이 문제는 원형단면 축의 인장응력과 비틀림 전단응력을 합성한 뒤 최대전단응력설로 허용 토크를 구하는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값은 반지름 $c$, 인장하중 $P$, 토크 $T$, 항복전단응력 $\tau_Y = \frac{1}{\sqrt{2}}\frac{P}{\pi c^2}$이다. 구해야 할 값은 최대 토크 $T$이다. 바깥둘레에서 인장에 의한 축응력과 비틀림에 의한 전단응력을 함께 본다.

NoteBase

### 사용할 공식

축응력은 $\sigma = \frac{P}{\pi c^2}$, 비틀림 전단응력은 $\tau = \frac{Tc}{J} = \frac{2T}{\pi c^3}$이다. 최대전단응력설에서는 평면응력 상태의 최대전단응력이 $\tau_{max} = \sqrt{(\frac{\sigma}{2})^2 + \tau^2}$가 되고, 이것이 항복전단응력과 같아질 때 항복한다. 이 문제는 인장과 비틀림이 동시에 작용하므로 이 합성식을 사용한다.

### 계산 과정

$\sigma = \frac{P}{\pi c^2}$
$\tau_Y = \frac{1}{\sqrt{2}}\frac{P}{\pi c^2} = \frac{\sigma}{\sqrt{2}}$
최대전단응력설에 따라
$\sqrt{(\frac{\sigma}{2})^2 + \tau^2} = \frac{\sigma}{\sqrt{2}}$
양변을 제곱하면
$\tau^2 = \frac{\sigma^2}{2} - \frac{\sigma^2}{4} = \frac{\sigma^2}{4}$
따라서 $\tau = \frac{\sigma}{2}$이다.
또한 $\tau = \frac{2T}{\pi c^3}$, $\sigma = \frac{P}{\pi c^2}$이므로
$\frac{2T}{\pi c^3} = \frac{1}{2}\frac{P}{\pi c^2}$
$T = \frac{1}{4}Pc$
따라서 최대 토크는 $\frac{1}{4}Pc$이다.

### 선지 판단

1번 X: $\frac{1}{8}Pc$는 계산 결과보다 절반 작은 값이므로 틀리다. 최대전단응력 조건에서 $\tau = \sigma/2$를 써야 하는데 이를 한 번 더 2로 나누면 나오는 오답이다. 옳게는 $T = \frac{1}{4}Pc$이다.
2번 O: 합성 최대전단응력을 항복전단응력과 같게 두면 $T = \frac{1}{4}Pc$가 되어 정답이다.
3번 X: $\frac{1}{2}Pc$는 비틀림 전단응력을 크게 잡은 값이라서 틀리다. 인장응력의 영향을 무시하고 단순히 큰 토크를 허용한 계산에서 나올 수 있다. 옳게는 $T = \frac{1}{4}Pc$이다.
4번 X: $\frac{1}{\sqrt{2}}Pc$는 주어진 항복전단응력의 계수 $\frac{1}{\sqrt{2}}$를 토크 식에 그대로 옮긴 오답이다. 응력식과 토크식의 차원을 구분해야 하며, 옳게는 $T = \frac{1}{4}Pc$이다.

### 오답 포인트

주어진 $\frac{1}{\sqrt{2}}$를 토크의 계수로 바로 옮기거나, 인장응력 $\sigma$와 비틀림 전단응력 $\tau$를 따로 보아 합성 최대전단응력식을 쓰지 않으면 오답이 된다. 특히 $\tau = Tc/J$에서 $J = \pi c^4/2$를 빠뜨리면 1번이나 3번 같은 값으로 흔들리기 쉽다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

인장과 비틀림이 함께 나오면 먼저 $\sigma$와 $\tau$를 각각 구한 뒤, 파손이론에 맞는 합성식으로 연결해서 푼다.
최대전단응력설이면 $\tau_{max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$를 세우고 마지막에 $\tau = 2T/(\pi c^3)$를 대입해 토크를 정리한다.

NoteBase

**암기 포인트**

원형축 인장+비틀림의 Tresca 핵심은 $\tau_{max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$, 원형축 표면 전단응력은 $\tau = 2T/(\pi c^3)$이다.

NoteBase

**문 23. 체인 전동에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?**

① 벨트나 로프 전동보다 전달효율이 높다.

② 링크 수를 조절하면 축간거리를 조절할 수 있다.

③ 사일런트 체인은 롤러체인보다 소음이 적고 고속용으로도 쓰인다.

④ 스프로킷 휠이 일정한 각속도로 회전하면 체인의 속도 변동은 없다.

**정답 4번**

### 출제 포인트

이 문제는 체인 전동의 일반적 특징과 사일런트 체인, 스프로킷에 의한 속도 변동의 차이를 구별하는 문제이다.

### 핵심 개념

체인 전동은 벨트 전동과 달리 미끄럼이 거의 없어 속도비가 비교적 정확하고 전동효율이 높다. 사일런트 체인은 이 맞물림이 비교적 부드러워 롤러체인보다 소음이 적고 고속용에 적합하다. 다만 체인은 스프로킷의 다각형 작용 때문에 스프로킷이 일정한 각속도로 돌아가도 체인 속도가 완전히 일정하지는 않다.

### 선지별 해설

① O: 체인 전동은 벨트나 로프 전동보다 미끄럼이 적어 전달 손실이 작으므로 전동효율이 높은 편이다.
② O: 체인은 링크가 일정 피치로 이어진 구조이므로 링크 수를 가감하여 체인 길이를 바꾸면 축간거리를 조정할 수 있다. 연속적으로 미세 조정되지는 않지만 조절 자체는 가능하다.
③ O: 사일런트 체인은 치형이 맞물리며 비교적 부드럽게 작동하므로 롤러체인보다 소음이 적고 고속 운전에 쓰인다.
④ X: 틀린 부분은 "체인의 속도 변동은 없다"이다. 실제로는 스프로킷의 다각형 작용 때문에 스프로킷이 일정한 각속도로 회전해도 체인 속도에는 순간적인 변동이 생긴다.

### 오답 포인트

④는 회전축의 각속도가 일정하면 체인 선속도도 완전히 일정할 것처럼 보이게 만든 선지이다. 그러나 체인 전동은 벨트와 달리 링크가 스프로킷에 다각형 형태로 감기므로 속도 변동이 발생한다는 점이 핵심 함정이다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

체인 전동 문제에서는 먼저 미끄럼 유무, 고속 적합성, 소음 특성, 다각형 작용에 따른 속도 변동 유무를 기준으로 선지를 나누면 판단이 빨라진다. 특히 "속도 변동이 없다"처럼 절대적으로 단정하는 표현은 다각형 작용을 떠올려 한 번 더 점검한다.

NoteBase

**암기 포인트**

체인 전동은 고효율·무미끄럼에 가깝지만 다각형 작용으로 속도 변동은 있다.

NoteBase

**문 24. 반지름 $r$[mm]인 얇은 벽 원통형 압력용기에 내압 $p$[MPa]가 작용할 때, 최소 벽 두께 $t$[mm]를 결정하기 위한 인장응력[MPa]은?**

① $\frac{pr}{4t}$
② $\frac{pr}{2t}$
③ $\frac{pr}{t}$
④ $\frac{2pr}{t}$

**정답 3번**

### 출제 포인트

이 문제는 얇은 벽 원통형 압력용기에서 최소 두께를 지배하는 원주응력과 축응력을 구별할 수 있는지를 묻는 문제이다.

### 조건 정리

주어진 값: 반지름은 $r$, 내압은 $p$, 벽 두께는 $t$이다.
구해야 할 값: 최소 벽 두께를 결정하는 인장응력이다.
주의할 조건: 얇은 벽 원통에서는 축응력보다 원주응력이 더 크게 발생하므로 더 큰 인장응력이 두께를 지배한다.

### 사용할 공식

얇은 벽 원통형 압력용기의 원주응력은 $\sigma_h = pr/t$, 축응력은 $\sigma_l = pr/(2t)$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 문제는 원통형 압력용기의 최소 두께를 결정하는 인장응력을 묻고 있으므로, 발생 가능한 인장응력 중 더 큰 원주응력을 기준으로 판단해야 한다.

### 계산 과정

1. 원통을 축 방향으로 절단해 반쪽에 대한 평형을 잡으면 압력에 의한 벌어지는 힘은 $p \cdot 2rL$이다.
2. 이에 저항하는 벽의 인장력은 양쪽 벽을 합쳐 $2tL\sigma_h$이다.
3. 평형식 $p \cdot 2rL = 2tL\sigma_h$에서 $\sigma_h = pr/t$가 된다.
4. 축응력은 $\sigma_l = pr/(2t)$이므로 $\sigma_h > \sigma_l$이다. 따라서 최소 두께를 결정하는 인장응력은 $pr/t$이다.

NoteBase

### 선지 판단

1번: X. $pr/(4t)$는 얇은 벽 원통형 압력용기의 대표 인장응력 식이 아니다. 최소 두께를 지배하는 값은 원주응력 $pr/t$이다. 틀린 식 $pr/(4t)$ → 올바르게는 $pr/t$이다.
2번: X. $pr/(2t)$는 닫힌 얇은 벽 원통의 축응력 식이다. 축응력은 원주응력보다 작으므로 최소 두께를 결정하는 기준 응력이 아니다. 틀린 식 $pr/(2t)$를 기준 응력으로 본 점이 오답이며, 올바르게는 원주응력 $pr/t$를 사용한다.
3번: O. 얇은 벽 원통의 원주응력은 $pr/t$이며, 축응력 $pr/(2t)$보다 커서 최소 두께를 결정하는 인장응력이 된다.
4번: X. $2pr/t$는 원주응력을 두 배로 과대평가한 식이다. 반지름과 저항 단면을 잘못 대응시키면 이런 값이 나오지만, 평형으로 구한 올바른 식은 $pr/t$이다. 틀린 식 $2pr/t$ → 올바르게는 $pr/t$이다.

### 오답 포인트

원통형 압력용기에서는 축응력 $pr/(2t)$와 원주응력 $pr/t$를 함께 외우다가 더 큰 값이 무엇인지 놓치기 쉽다. 이 문항은 최소 두께를 결정하는 응력이 무엇인지 묻기 때문에 단순히 식을 암기하는 것만으로는 부족하고, 지배응력이 원주응력이라는 점을 구별해야 한다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

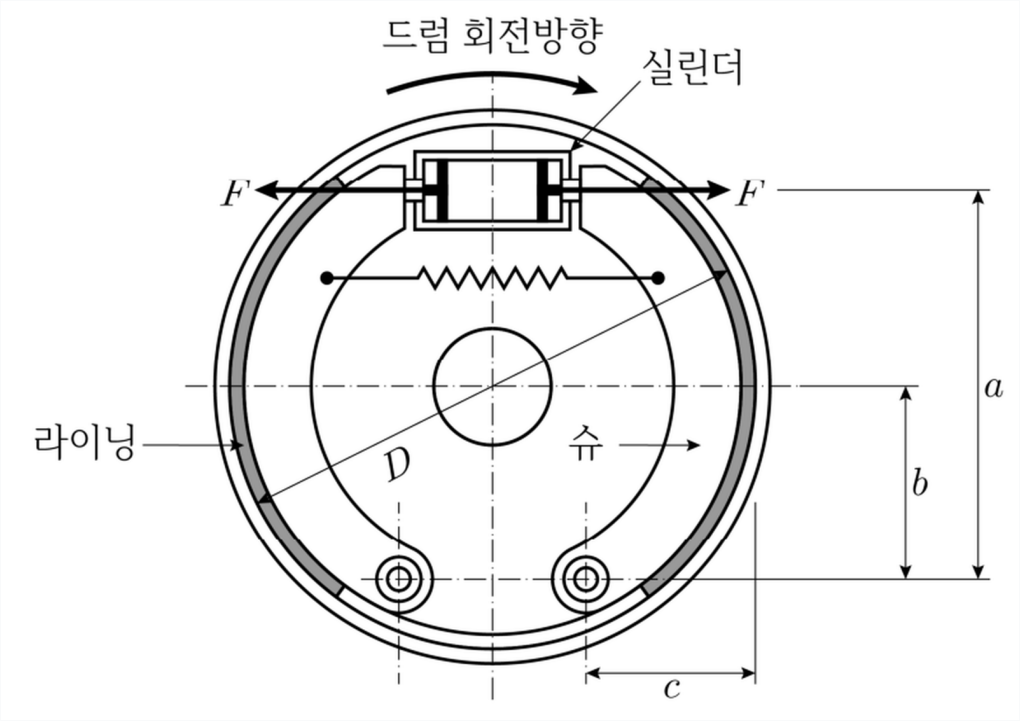
얇은 벽 압력용기 문제는 형상을 먼저 구분한 뒤 원통이면 원주응력과 축응력을 모두 적고, 그중 더 큰 응력이 두께를 지배한다고 판단한다.

### 암기 포인트

얇은 벽 원통은 원주응력 $pr/t$, 축응력 $pr/(2t)$이며 두께를 지배하는 값은 항상 더 큰 원주응력이다.

NoteBase

**문 25. 내부확장식 드럼 브레이크에서 실린더가 슈(shoe)를 미는 힘($F$)이 120 kgf일 때, 브레이크의 제동토크[kgf·mm]는? (단, 마찰계수는 0.2, $D = 160\text{mm}$, $a = 100\text{mm}$, $b = 50\text{mm}$, $c = 50\text{mm}$이고, 드럼과 라이닝의 접촉 위치에 따른 압력의 크기는 일정하다)**




① 3,200

② 4,800

③ 8,000

④ 16,000

**정답 3번**

**출제 포인트**

이 문제는 내부확장식 드럼 브레이크에서 선행슈와 후행슈의 자기배력 차이를 반영하여 전체 제동토크를 구하는 문제이다.

**조건 정리**

주어진 값은 마찰계수 0.2, 드럼지름 160mm, $a = 100mm$, $b = 50mm$, $c = 50mm$, 각 슈를 미는 힘 $F = 120kgf$이다. 구해야 할 값은 두 슈가 만드는 전체 제동토크이다. 드럼과 라이닝의 접촉 위치에 따른 압력은 일정하므로 선행슈와 후행슈의 평형식을 각각 적용한다.

NoteBase

### 사용할 공식

드럼 반지름은 $r = D/2 = 80mm$이다. 선행슈(self-energizing shoe)는 드럼의 회전방향이 슈를 드럼에 더 강하게 밀어붙이는 쪽이어서 마찰력이 작동력을 도와 반력이 커지는 슈이고, 후행슈(de-energizing shoe)는 마찰력이 슈를 떼어내는 방향으로 작용하여 반력이 작아지는 슈이다. 이 차이를 자기배력이라 한다. 공식은 슈의 핀(피벗점)에 대한 모멘트 평형에서 나온다. 피벗점에서 작동력 $F$는 팔 $a$로 슈를 누르는 모멘트 $Fa$를 만들고, 수직반력 $R$은 팔 $b$로 $Rb$의 반대 모멘트를 만든다. 여기에 마찰력 $\mu R$이 팔 $c$로 $\mu Rc$의 모멘트를 더하는데, 선행슈에서는 이 마찰 모멘트가 작동력과 같은 방향이라 평형식이 $Fa + \mu Rc = Rb$가 되어 $R_1 = \frac{Fa}{b - \mu c}$로 분모가 작아지고(자기배력), 후행슈에서는 마찰 모멘트가 반대 방향이라 $Fa = Rb + \mu Rc$가 되어 $R_2 = \frac{Fa}{b + \mu c}$로 분모가 커진다. 전체 제동토크는 두 슈의 마찰력이 드럼 반지름에 작용한 $T = \mu(R_1 + R_2)r$이다.

### 계산 과정

먼저 선행슈 반력을 구하면 $R_1 = \frac{120 \times 100}{50 - 0.2 \times 50} = \frac{12000}{40} = 300kgf$이다. 다음으로 후행슈 반력을 구하면 $R_2 = \frac{120 \times 100}{50 + 0.2 \times 50} = \frac{12000}{60} = 200kgf$이다. 따라서 전체 제동토크는 $T = 0.2 \times (300 + 200) \times 80 = 8000kgf \cdot mm$이다.

### 선지 판단

1번 X: 3,200은 $0.2 \times 200 \times 80$으로 후행슈 한 개만 계산한 값이다. 두 슈가 함께 제동하므로 올바른 값은 8,000 kgf·mm이다.
2번 X: 4,800은 $0.2 \times 300 \times 80$으로 선행슈 한 개만 계산한 값이다. 올바르게는 선행슈와 후행슈 토크를 합산해야 하므로 8,000 kgf·mm가 된다.
3번 O: 선행슈 반력 300 kgf와 후행슈 반력 200 kgf를 더한 합반력은 500 kgf이고, 두 슈의 마찰력 합은 $\mu(R_1 + R_2) = 0.2 \times 500 = 100kgf$이다. 이 마찰력에 드럼 반지름 80mm를 곱하면 제동토크는 $100 \times 80 = 8{,}000kgf \cdot mm$가 된다.
4번 X: 16,000은 정답 8,000에 드럼 반지름 80mm 대신 지름 160mm를 잘못 곱한 값이다. 토크팔은 지름이 아니라 반지름이므로 올바른 값은 8,000 kgf·mm이다.

### 오답 포인트

이 문항의 함정은 선행슈와 후행슈를 따로 보지 않고 한쪽 슈만 계산하거나, 토크 계산에서 드럼지름 $D$를 그대로 곱하는 데 있다. 자기배력 때문에 두 슈의 반력이 서로 다르다는 점도 놓치기 쉽다.

### 다시 나오면 이렇게 판단

내부확장식 드럼 브레이크는 먼저 드럼 반지름을 구하고, 회전방향을 보고 선행슈와 후행슈를 나눈 뒤, 각 슈의 평형식으로 반력을 구해서 마지막에 $T = \mu Rr$를 합산하는 순서로 판단한다.

### 암기 포인트

드럼 브레이크 계산은 선행슈 $b - \mu c$, 후행슈 $b + \mu c$, 토크팔은 $D/2$라는 구조로 정리된다.

NoteBase