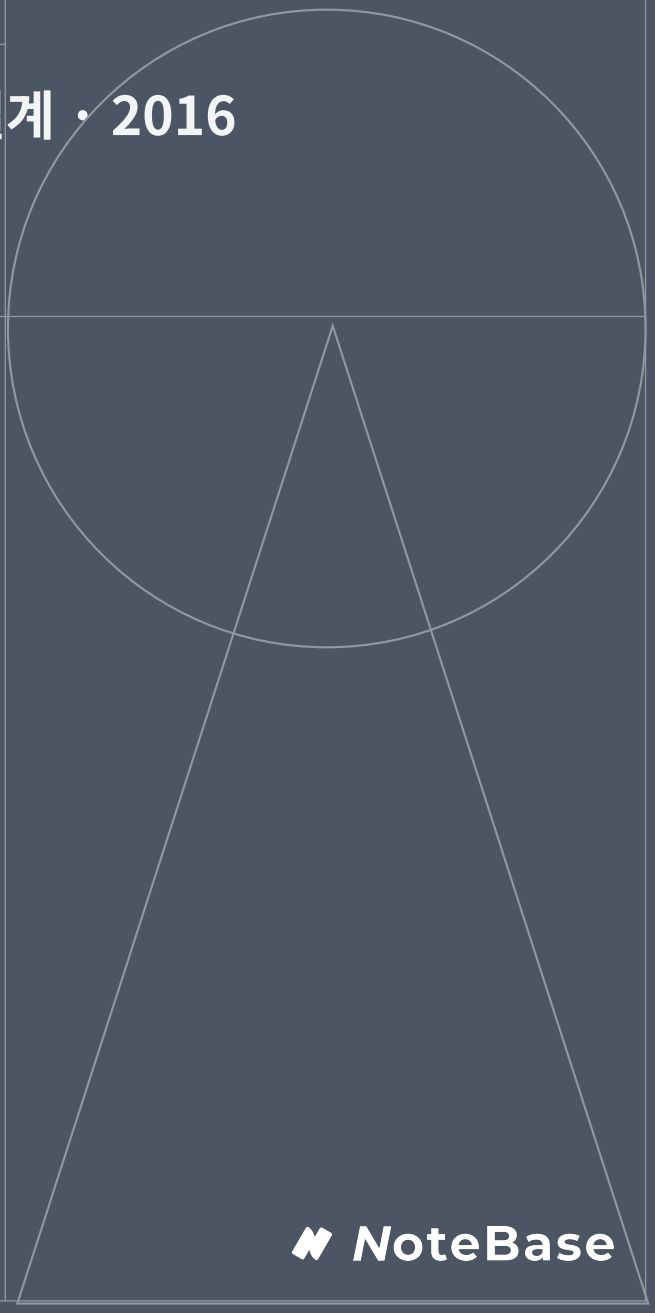
기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2016



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2016

공무원/지방직/9급 · 기계설계 · 2016

문 1. M18 × 2**인 미터 가는 나사의 치수에 대한 설명으로 옳은 것은?**

① 수나사 바깥지름 18[mm], 산수 2

② 수나사 유효지름 18[mm], 피치 2[mm]

③ 수나사 바깥지름 18[mm], 피치 2[mm]

④ 수나사 골지름 18[mm], 2줄 나사

정답 3번

간단한 해설

미터 나사의 표기에서 M 뒤의 18은 **수나사 바깥지름의 기준 치수 18 mm**를, × 뒤의 2는 **피치 2 mm**를 뜻한다.

공통 해설

미터 가는 나사는 'M 호칭지름 × 피치'로 표시하며, 호칭지름과 피치의 단위는 mm이다. 수나사의 호칭지름은 **바깥지름의 기준 치수**에 해당한다. 따라서 M18 × 2의 18은 바깥지름 18 mm를 나타내며, 유효지름이나 골지름을 뜻하지 않는다.

피치는 이웃한 나사산의 대응하는 두 점 사이를 축 방향으로 잰 거리이다. 이 표기의 2는 **피치가 2 mm**라는 뜻이며, 산수나 나사의 줄 수를 나타내는 수가 아니다. 따라서 주어진 치수는 수나사 바깥지름 18 mm, 피치 2 mm로 읽는다.

NoteBase

문 2. 잇수가 30개, 모듈이 4인 보통이 표준기어에서 바깥지름[mm]과 이끝 높이[mm]는?

① 바깥지름: 128, 이끝 높이: 4

② 바깥지름: 120, 이끝 높이: 4

③ 바깥지름: 128, 이끝 높이: 8

④ 바깥지름: 120, 이끝 높이: 8

정답 1번

간단한 해설

보통이 표준기어의 **이끝 높이는 모듈과 같고**, 바깥지름은 피치원 지름에 이끝 높이의 두 배를 더한 값이다. 피치원 지름이 120 mm이므로 바깥지름은 128 mm, 이끝 높이는 4 mm이다.

계산 과정

피치원 지름: 모듈 m은 피치원 지름 d를 잇수 z로 나눈 값이므로 $d = mz$이다. 잇수 30개와 모듈 4 mm를 대입하면 $d = 4 \cdot 30 = 120$ mm이다. 이 120 mm는 **피치원 지름**이며, 이끝을 지나는 바깥지름은 아니다.

이끝 높이: 이끝 높이 h_a는 피치원에서 이끝원까지의 반지름 방향 높이이다. 보통이 표준기어에서는 $h_a = m$이므로 이끝 높이는 4 mm이다.

바깥지름: 지름의 양쪽 끝에서 각각 이끝 높이만큼 늘어나므로 **이끝 높이의 두 배**를 피치원 지름에 더한다. 따라서 $d_a = d + 2h_a$이며, $d_a = 120 + 2 \cdot 4 = 128$ mm이다. 여기서 8 mm는 바깥지름과 피치원 지름의 차이이며 이끝 높이가 아니다.

바깥지름 128 mm와 이끝 높이 4 mm의 조합은 ①에 해당한다.

NoteBase

문 3. 유체의 흐름을 단절시키거나 유량, 압력 등을 조정하기 위하여 사용되는 배관 부품인 밸브에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 스톱 밸브 - 리프트 밸브의 일종으로 밸브 디스크가 밸브대에 의하여 밸브 시트에 직각 방향으로 작동함

② 게이트 밸브 - 용기 내의 유체 압력이 일정압을 초과하였을 때 자동적으로 밸브가 열려서 유체의 방출 및 압력 상승을 억제함

③ 체크 밸브 - 역방향으로의 유체 흐름을 방지하는 기능을 가지고 있어 관 내부를 흐르는 유체를 한 방향으로만 흘러가게 함

④ 버터플라이 밸브 - 밸브의 몸통 안에서 밸브대를 축으로 하여 원판 모양의 밸브 디스크가 회전하면서 관을 개폐함

정답 2번

간단한 해설

②의 '일정 압력을 초과하면 자동으로 열려 유체를 방출한다'는 **안전 밸브**의 기능이다. 게이트 밸브는 **유로를 가로지르는 밸브판의 이동**으로 통로를 열고 닫는다.

선지별 해설

① O: 스톱 밸브는 밸브대가 디스크를 움직여 밸브 시트에 밀착시키거나 떼어 놓는 리프트식 밸브이다. 밸브 시트는 디스크가 닿아 유체의 통로를 막는 자리이며, 디스크는 **시트면에 직각 방향으로 이동**하여 통로를 개폐한다.

② X: 설정 압력을 초과하면 자동으로 열려 유체를 방출하고 과도한 압력 상승을 억제하는 것은 **안전 밸브의 기능**이다. 게이트 밸브는 밸브판을 유체의 흐름에 직각 방향으로 이동시켜 유로를 열고 닫는 밸브이다. 따라서 선지의 밸브 명칭을 '안전 밸브'로 고쳐야 한다.

③ O: 체크 밸브는 유체의 **역류를 방지**하는 밸브이다. 순방향의 압력 차에 의해 밸브가 열려 유체가 흐르고, 역방향으로 흐르려 하면 밸브가 닫혀 한 방향의 흐름만 허용한다.

④ O: 버터플라이 밸브는 관 내부의 원판 모양 디스크가 **밸브대를 축으로 회전**하면서 통로를 개폐한다. 디스크가 유체의 흐름과 나란하면 통로가 열리고, 흐름을 가로막는 방향이 되면 통로가 닫히는 구조이다.

NoteBase

문 4. 시계의 태엽 기구, 기중기 등에 사용되며 축의 역전 방지 기구로 널리 사용되는 브레이크는?

① 폴 브레이크

② 내확 브레이크

③ 밴드 브레이크

④ 원추 브레이크

정답 1번

간단한 해설

폴 브레이크는 폴이 래칫 휠의 톱니에 걸려 **한쪽 방향의 회전은 허용하고 반대 방향의 회전은 막는** 기구이다. 이 때문에 태엽 기구나 기중기에서 축의 역전을 방지하는 데 쓰인다.

공통 해설

폴 브레이크는 톱니가 있는 래칫 휠과 그 톱니에 걸리는 걸쇠인 폴로 구성된다. 허용된 방향으로 돌 때는 폴이 톱니를 타고 넘어가지만, 반대 방향으로 돌려고 하면 **폴이 톱니에 걸려 회전을 저지한다**. 따라서 축이 한쪽 방향으로는 움직이면서 역방향으로는 돌아가지 않아야 하는 경우에 적합하다.

시계의 태엽 기구에서는 감아 둔 태엽이 감는 축을 거꾸로 돌리는 것을 막고, 기중기에서는 하중에 의해 축이 역전하는 것을 막는 데 이 원리를 이용한다. 내확·밴드·원추 브레이크는 마찰면을 눌러 생기는 마찰력으로 제동하므로, **톱니와 폴의 걸림으로 역전을 막는** 폴 브레이크와 구별된다.

NoteBase

문 5. 축과 구멍의 공차역(tolerance zone)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① a ~ h 공차역에서 축의 아래치수 허용차는 위치수 허용차에 정밀도 치수공차(IT)를 뺀 값이다.

② A ~ H 공차역에서 구멍의 위치수 허용차는 아래치수 허용차에 정밀도 치수공차(IT)를 더한 값이다.

③ k ~ zc 공차역에서 축의 위치수 허용차는 기초치수 허용차가 되며 그 값은 음수(-)이다.

④ M ~ ZC 공차역에서 구멍의 위치수 허용차는 기초치수 허용차가 되며 그 값은 음수(-)이다.

정답 3번

간단한 해설

k~zc 축 공차역에서는 **아래치수 허용차**가 기초치수 허용차가 되며, 기본 배치에서 그 부호는 **양수(+)**이다. ③은 이를 위치수 허용차이자 음수라고 잘못 설명했다.

선지별 해설

치수 허용차는 허용 한계치수에서 기준치수를 뺀 값이다. 위치수 허용차는 최대 허용치수에, 아래치수 허용차는 최소 허용치수에 대응한다. 공차역의 폭인 IT는 두 허용차의 차이이며, 기초치수 허용차는 공차역의 위치를 정한다.

① O: 축의 위치수 허용차를 es, 아래치수 허용차를 ei라 하면 $IT = es - ei$이다. 따라서 **아래치수 허용차는 위치수 허용차에서 IT를 뺀 값**이며, $ei = es - IT$로 구한다. a~h에서는 es가 기초치수 허용차이고 h의 es는 0이다.

② O: 구멍의 위치수 허용차를 ES, 아래치수 허용차를 EI라 하면 $IT = ES - EI$이다. 따라서 **위치수 허용차는 아래치수 허용차에 IT를 더한 값**이며, $ES = EI + IT$로 구한다. A~H에서는 EI가 기초치수 허용차이고 H의 EI는 0이다.

③ X: k~zc 축 공차역에서는 **아래치수 허용차 ei**가 기초치수 허용차이다. 기본 배치에서 공차역은 기준선의 양(+) 쪽에 있으므로 '음수(-)'라는 설명도 잘못이다. 위치수 허용차는 이 기초치수 허용차에 IT를 더하여 $es = ei + IT$로 구한다.

④ O: M~ZC 구멍 공차역의 일반적인 배치에서는 **위치수 허용차 ES가 음의 기초치수 허용차**가 된다. 공차역이 기준선 아래쪽에 있으므로 위쪽 경계인 ES가 기준선에 가까우며, 아래치수 허용차는 $EI = ES - IT$로 구한다. 다만 실제 공차표에서는 M8 등 일부 치수·등급에 부호의 예외가 있으므로 모든 등급에 무조건 적용하지는 않는다.

NoteBase

문 6. 지름 50[mm] 원형단면봉이 80[N/mm^2]의 인장응력과 30[N/mm^2]의 전단응력을 동시에 받고 있을 때 최대 주응력[N/mm^2]은?

① 80

② 90

③ 110

④ 140

정답 2번

간단한 해설

최대 주응력은 **평균 수직응력에 모어 원의 반지름을 더한 값**이다. 주어진 응력에서 평균 수직응력은 40 N/mm^2, 반지름은 50 N/mm^{2}이므로 최대 주응력은 90 N/mm^{2}이다.

계산 과정

인장응력을 양수로 두면 봉의 축 방향 수직응력은 $\sigma_x = 80$ N/mm^{2}이고, 축에 수직인 방향의 수직응력은 $\sigma_y = 0$이다. 전단응력의 크기는 $\tau = 30$ N/mm^{2}이다. **응력이 이미 주어졌으므로** 지름 50 mm로 단면적이나 하중을 따로 계산할 필요는 없다.

주응력은 전단응력이 0인 면에서의 수직응력이다. 평면응력 상태에서 두 주응력은 모어 원의 중심값에 반지름을 더하거나 뺀 값이며, 최대 주응력에는 **더하는 부호**를 쓴다. 이 문제처럼 한 방향의 수직응력이 0이면 $\sigma_{\max} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$이다.

모어 원의 중심값은 평균 수직응력으로, $\frac{80+0}{2} = 40$ N/mm^{2}이다. 반지름은 중심에서 주응력까지의 차이를 나타내며, $R = \sqrt{40^2 + 30^2} = 50$ N/mm^{2}이다.

따라서 최대 주응력은 40 + 50 = 90 N/mm^{2}이며, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 7. 스프링에 작용하는 하중의 진동수가 고유진동수에 가까워 스프링이 공진하는 현상은?

① 서징 현상

② 피닝 현상

③ 겹침 현상

④ 피로 현상

정답 1번

간단한 해설

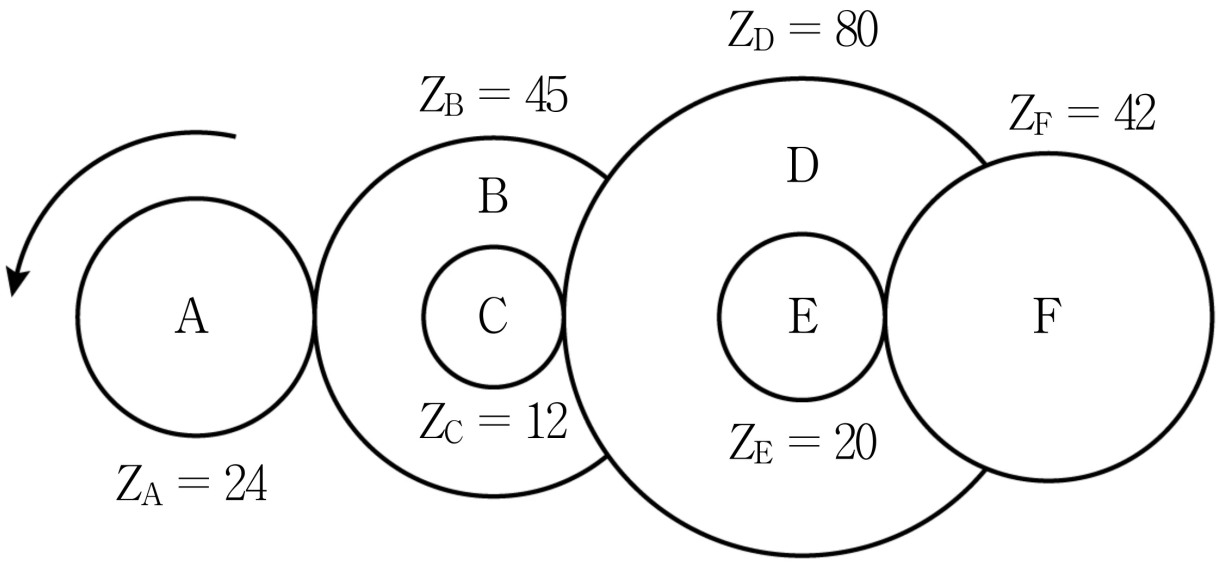
하중의 진동수가 스프링의 고유진동수에 가까워져 진폭이 크게 증가하는 공진 현상을 **서징 현상**이라고 한다.

공통 해설

고유진동수는 스프링을 변형시킨 뒤 놓았을 때 자유롭게 진동하는 고유한 진동수이다. 외부에서 주기적으로 가하는 하중의 진동수가 이 고유진동수에 가까워지면, 하중이 스프링의 진동에 에너지를 계속 공급하여 **진폭과 변동응력이 크게 증가**할 수 있다. 이러한 스프링의 공진을 서징 현상이라고 한다. 따라서 문항의 '하중의 진동수가 고유진동수에 가까워 스프링이 공진'한다는 조건은 서징 현상의 발생 조건에 해당한다.

NoteBase

문 8. 그림과 같은 기어 트레인에서 가장 왼쪽 기어 A가 840 [rpm]의 속도로 반시계 방향으로 회전할 때, 가장 오른쪽 기어 F의 회전수 [rpm]와 회전 방향은? (단, Z는 각 기어의 잇수를 나타낸다)



① 16, 시계 방향

② 16, 반시계 방향

③ 32, 시계 방향

④ 32, 반시계 방향

정답 3번

간단한 해설

맞물린 기어의 회전수는 **잇수에 반비례**하고, 같은 축에 고정된 기어는 함께 회전한다. 세 기어쌍을 차례로 거치면 F의 회전수는 **32 rpm**이며, 외접 맞물림이 세 번이므로 A와 반대인 **시계 방향**으로 회전한다.

NoteBase

계산 과정

그림에서 A–B, C–D, E–F가 각각 외접하여 맞물리고, B와 C 및 D와 E는 각각 같은 축에 고정되어 있다. 기어의 회전수를 n, 잇수를 Z라 하면, 맞물리는 두 기어는 같은 시간 동안 같은 수의 이를 통과시키므로 $n_1 Z_1 = n_2 Z_2$가 성립한다. 따라서 종동 기어의 회전수는 구동 기어 회전수에 구동 기어 잇수와 종동 기어 잇수의 비를 곱하여 구한다.

A → B → C: A의 잇수는 24, B의 잇수는 45이므로 $n_B = 840 \cdot \frac{24}{45} = 448$ rpm이다. B와 C는 **같은 축에서 같은 회전수**로 회전하므로 C의 회전수도 448 rpm이다.

C → D → E: C의 잇수는 12, D의 잇수는 80이므로 $n_D = 448 \cdot \frac{12}{80} = 67.2$ rpm이다. D와 E가 같은 축에 있으므로 이 값은 다음 기어쌍을 구동하는 E의 회전수이기도 하다.

E → F: E의 잇수는 20, F의 잇수는 42이므로 $n_F = 67.2 \cdot \frac{20}{42} = 32$ rpm이다.

회전 방향: **외접하여 맞물릴 때마다 방향이 반대**가 되고, 같은 축의 기어는 같은 방향으로 돈다. A가 반시계 방향이므로 B·C는 시계 방향, D·E는 반시계 방향, F는 시계 방향이다.

따라서 F의 회전수와 방향은 32 rpm, 시계 방향으로, ③의 내용과 일치한다.

NoteBase

문 9. 원추각(꼭지각의 1/2) α, 접촉면의 평균지름이 230 [mm], 접촉너비가 50 [mm], 접촉면의 허용압력이 0.02 [kg_f/mm^2]인 원추 클러치에 160 [kg_f]의 축방향 힘을 가할 때 전달할 수 있는 최대 토크[$kg_f \cdot mm$]는? (단, 접촉면의 마찰계수는 0.3, cos α ☒ 0.95, sin α ☒ 0.315로 한다)

① 5520

② 7200

③ 9200

④ 9800

정답 3번

간단한 해설

원추면을 밀어 넣을 때는 **수직반력과 마찰 저항의 축방향 성분을 함께** 고려하므로 $P = N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$를 적용한다. 이때 접촉면의 수직반력은 약 266.7 kgf이고, 평균반지름 115 mm에서 전달할 수 있는 최대 토크는 9200 kgf·mm이다.

계산 과정

주어진 축방향 힘을 P = 160 kgf, 접촉면 전체의 수직반력을 N, 마찰계수를 μ = 0.3으로 둔다. 평균지름은 230 mm이므로 토크 계산에 사용하는 평균반지름은 $r_m = \frac{230}{2} = 115$ mm이다.

원추면을 밀어 넣어 결합할 때 수직반력의 축방향 성분은 $N\sin\alpha$, 밀어 넣는 운동을 방해하는 마찰력의 축방향 성분은 $\mu N\cos\alpha$이다. 따라서 결합에 필요한 힘은 **두 저항 성분의 합**이며, $P = N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$이다. 주어진 근삿값으로 $\sin\alpha + \mu\cos\alpha = 0.315 + 0.3 \cdot 0.95 = 0.6$이므로, $N = \frac{160}{0.6} = \frac{800}{3}$ kgf, 즉 약 266.7 kgf이다.

접촉너비 b = 50 mm를 이용하면 원추 접촉면적은 $A = \pi D_m b = 11500\pi$ mm^2이다. 평균 접촉압력은 $p = \frac{N}{A} \approx 0.00738$ kgf/mm^2로, 허용압력 0.02 kgf/mm^2보다 작다. 따라서 **허용압력 범위 안에서** 위 수직반력에 따른 토크를 전달할 수 있다.

전달 가능한 원주방향 마찰력의 최댓값은 μN이고, 토크는 이 힘과 평균반지름의 곱이다. 따라서 $T = \mu N r_m$에 대입하면 $T = 0.3 \cdot \frac{800}{3} \cdot 115 = 9200$ kgf·mm이다. 이는 ③의 9200에 해당한다.

NoteBase

문 10. 지름 100[mm] 축에 풀리를 장착하기 위한 묻힘키(sunk key)를 설계할 때 키의 최소 높이[mm]는? (단, 축에서 키 홈의 높이는 키 높이의 1/2, 축의 허용 전단응력은 30[N/mm^2], 키의 허용 압축응력은 80[N/mm^2], 키의 길이는 축 지름의 1.5배, 키의 폭은 축 지름의 0.25배이다)

① $\frac{25}{4}\pi$
② $\frac{25}{16}\pi$
③ $\frac{5}{4}\pi$
④ $\frac{5}{16}\pi$

정답 1번

간단한 해설

키가 힘을 받는 압축 면적은 키 전체 높이가 아니라 **높이의 절반**에 길이를 곱한 값이다. 축의 허용 토크에 대응하는 접선력을 이 면적으로 지지하도록 계산하면 최소 높이는 $\frac{25\pi}{4}$ mm이다.

계산 과정

치수와 조건: 축 지름을 d, 키의 길이를 l, 폭을 b, 높이를 h라 두면 d = 100 mm, l = 1.5 × 100 = 150 mm, b = 0.25 × 100 = 25 mm이다. 축의 허용 전단응력은 30 N/mm^2, 키의 허용 압축응력은 80 N/mm^{2}이다. 축이 허용하는 최대 토크를 키가 전달할 수 있도록 h를 구한다.

축의 허용 토크: 원형 축의 바깥 표면에서 비틀림 전단응력이 최대가 되므로 $\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$을 적용한다. 허용 전단응력을 대입하면 $T = \frac{\pi d^3 \tau}{16}$이며, 허용 토크는 $T = 1{,}875{,}000\pi$ N·mm이다.

키에 작용하는 접선력: 키는 축 표면에서 접선력 F를 전달한다. 토크는 힘과 회전 반지름의 곱이므로 $T = F\frac{d}{2}$이다. 따라서 $F = \frac{2T}{d} = 37{,}500\pi$ N이며, 이 힘을 키의 측면이 압축으로 지지한다.

압축 면적과 높이 조건: 축에 묻힌 부분과 풀리 쪽으로 나온 부분의 높이는 각각 h/2이므로, 한쪽 부재와 힘을 주고받는 **유효 압축 면적**은 $A_c = \frac{hl}{2}$이다. 압축응력이 허용값 이하여야 하므로 $\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2F}{hl} \le 80$이다. 키의 폭 b는 이 측면의 압축 면적에 포함되지 않는다.

최소 높이: 압축응력이 허용값과 같을 때 높이가 최소가 된다. 따라서 $h_{\min} = \frac{2F}{80l}$이고, 수치를 대입하면 $h_{\min} = \frac{2 \times 37{,}500\pi}{80 \times 150} = \frac{25\pi}{4}$ mm이다. 이는 ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 11. 볼베어링의 구성 요소가 아닌 것은?

① 내륜

② 외륜

③ 플랜지

④ 리테이너

정답 3번

간단한 해설

볼베어링의 기본 구성 요소는 **내륜·외륜·볼·리테이너**이다. 플랜지는 이 기본 구성 요소에 포함되지 않는다.

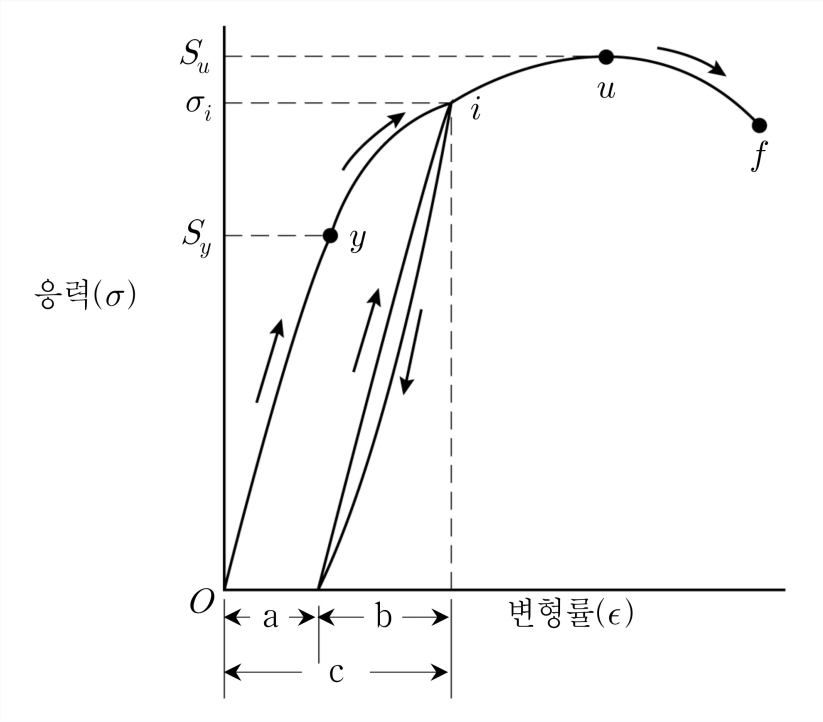
공통 해설

일반적인 볼베어링은 내륜과 외륜 사이에 전동체인 볼을 배치하고, 리테이너로 볼 사이의 간격을 유지하는 구조이다. 내륜과 외륜에는 볼이 구르는 궤도가 있으며, 리테이너는 볼끼리 직접 접촉하지 않도록 간격을 유지하고 볼을 안내한다. 리테이너는 **케이지 또는 보유기**라고도 한다.

이러한 기본 구성에 비추어 보면 내륜·외륜·리테이너는 모두 볼베어링의 구성 요소이다. **플랜지는 기본 구성 요소에 포함되지 않는다.**

NoteBase

문 12. 그림과 같은 응력-변형률 선도에서 a, b, c에 대한 설명으로 모두 옳은 것은?



① a 탄성 변형률, b 소성 변형률, c 전체 변형률

② a 소성 변형률, b 항복 변형률, c 영구 변형률

③ a 소성 변형률, b 탄성 변형률, c 전체 변형률

④ a 탄성 변형률, b 소성 변형률, c 영구 변형률

정답 3번

간단한 해설

점 i에서 하중을 제거한 뒤에도 남는 a는 **소성 변형률**이고, 하중 제거로 회복되는 b는 **탄성 변형률**이다. 하중 제거 전의 전체 변형률 c는 이 둘의 합이다.

NoteBase

대응 관계 해설

a — 소성 변형률: 점 i에서 화살표가 아래로 향하는 제하 경로를 따라 응력을 0까지 낮추어도 변형률은 원점 O로 돌아가지 않는다. 이때 변형률 축에 남는 원점부터의 구간 a가 **회복되지 않는 영구 변형**에 해당하므로 소성 변형률이다.

b — 탄성 변형률: 점 i를 변형률 축으로 내린 점과 제하 후 남은 변형률 위치 사이의 구간이다. 하중을 제거하면서 전체 변형률이 줄어든 양, 즉 **회복되는 변형률**이므로 탄성 변형률이다.

c — 전체 변형률: 원점 O부터 점 i의 변형률 위치까지의 구간으로, 하중을 제거하기 전에 생긴 전체 변형률이다. 따라서 c는 소성 변형률 a와 탄성 변형률 b를 합한 값이다. 영구 변형률은 c가 아니라 a에 해당한다.

a는 소성 변형률, b는 탄성 변형률, c는 전체 변형률이므로 ③의 대응과 일치한다.

NoteBase

문 13. 두줄 나사를 두 바퀴 회전시켰을 때, 축 방향으로 12 [mm] 이동하였다. 이 나사의 피치[mm]와 리드[mm]는?

① 피치: 3, 리드: 3

② 피치: 3, 리드: 6

③ 피치: 6, 리드: 3

④ 피치: 6, 리드: 6

정답 2번

간단한 해설

리드는 **한 바퀴당 축 방향 이동 거리**이므로 6 mm이다. 두줄 나사는 **리드가 피치의 2배**이므로 피치는 3 mm이다.

계산 과정

리드 계산: 리드 L은 나사가 한 바퀴 회전할 때 축 방향으로 이동하는 거리이다. 두 바퀴 회전하여 12 mm 이동했으므로, 전체 이동 거리를 **회전수 2로 나누어** 한 바퀴당 이동 거리를 구한다. $L = \frac{12}{2} = 6\text{mm}$이다.

피치 계산: 피치 p는 축 방향으로 이웃한 나사산의 대응점 사이 거리이다. 두줄 나사는 나사산이 두 줄이므로 한 바퀴에 피치의 2배만큼 이동하여 **리드와 피치의 관계**는 $L = 2p$이다. 따라서 $p = \frac{L}{2} = \frac{6}{2} = 3\text{mm}$이다.

피치 3 mm, 리드 6 mm이므로 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 14. 여러 개의 회전체가 포함된 축의 위험속도를 계산하는 던커레이(Dunkerley)식은? (단, 모든 회전체를 포함한 축의 위험속도는 N_{crit} [rpm], 회전체를 부착하지 않고 단지 축의 자중만 고려한 위험속도는 N_0 [rpm], 축의 자중을 무시하고 각 회전체를 축에 설치하였을 때의 위험속도들은 N_1 [rpm], N_2 [rpm], …이다)

① $\frac{1}{N_{crit}} = \sqrt{\frac{1}{N_0} + \frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2} + \cdots}$
② $\frac{1}{\sqrt{N_{crit}}} = \frac{1}{\sqrt{N_0}} + \frac{1}{\sqrt{N_1}} + \frac{1}{\sqrt{N_2}} + \cdots$
③ $\frac{1}{N_{crit}} = \frac{1}{N_0} + \frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2} + \cdots$
④ $\frac{1}{N_{crit}^2} = \frac{1}{N_0^2} + \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2} + \cdots$

정답 4번

간단한 해설

던커레이식은 각 조건에서의 위험속도 자체가 아니라 **위험속도 제곱의 역수**를 더하여 전체 위험속도를 구한다. 축의 자중을 고려하는 항도 같은 방식으로 포함한다.

공통 해설

던커레이식은 축 자체의 질량과 각 회전체의 영향을 따로 고려한 위험속도로부터 전체 축계의 위험속도를 추정하는 근사식이다. 문제에서 N_0는 회전체 없이 축의 자중만 고려한 위험속도이고, $N_1, N_2, \ldots$는 축의 자중을 무시하고 회전체를 각각 하나씩 설치했을 때의 위험속도이다. 모두 같은 단위인 rpm으로 주어지므로 다음 관계를 적용한다.

$$\frac{1}{N_{crit}^2} = \frac{1}{N_0^2} + \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2} + \cdots$$

각 항은 해당 질량의 영향을 **위험속도 제곱의 역수**로 반영한다. 따라서 개별 위험속도가 낮을수록 전체 위험속도를 낮추는 데 미치는 영향이 크다. 축의 자중을 고려하는 $1/N_0^2$도 합에 포함하며, 속도의 역수를 그대로 더하거나 제곱근의 역수를 더하는 관계와 구별한다.

NoteBase

문 15. 벨트에 작용하는 하중의 상관관계 식으로 옳은 것은? (단, 마찰계수 μ, 접촉각 β, 긴장측 장력 F_t, 이완측 장력 F_s, 원심력 F_c이다)

① $\frac{F_t+F_c}{F_s+F_c}=e^{\mu\beta}$
② $\frac{F_t-F_c}{F_s-F_c}=e^{\mu\beta}$
③ $\frac{F_t+F_c}{F_s+F_c}=e^{-\mu\beta}$
④ $\frac{F_t-F_c}{F_s-F_c}=e^{-\mu\beta}$

정답 2번

간단한 해설

벨트의 마찰 장력비는 양쪽 장력에서 **원심력에 의한 장력 성분을 뺀 값**으로 구한다. 긴장측을 분자로 놓으면 그 비가 1보다 크므로 지수는 양수인 $\mu\beta$이다.

공통 해설

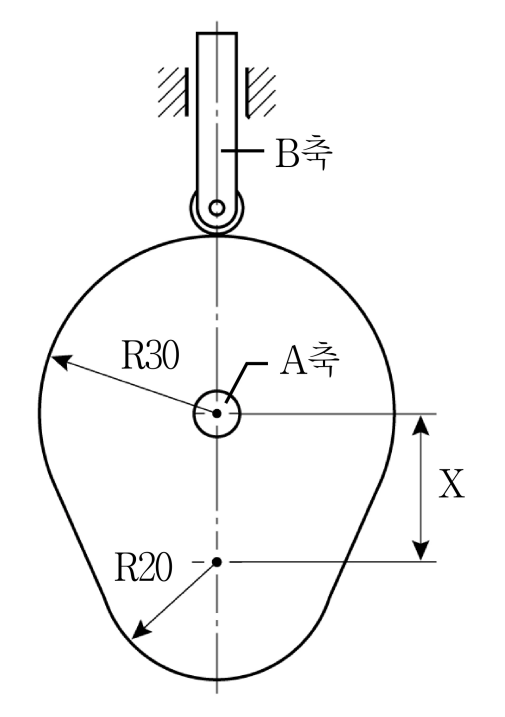
벨트가 풀리 주위를 돌 때 원심력은 벨트가 풀리를 누르는 힘을 줄여 마찰력을 감소시킨다. 따라서 마찰에 따른 장력비에는 전체 장력 자체가 아니라 **원심력에 의한 장력 성분을 제외한 값**을 사용한다. 긴장측에서는 F_t-F_c, 이완측에서는 F_s-F_c를 사용하므로, 양쪽에 F_c를 더하는 식은 이 관계를 나타내지 못한다.

미끄러지기 직전의 한계 상태에서 장력비 관계는 $\frac{F_t-F_c}{F_s-F_c}=e^{\mu\beta}$이다. 여기서 μ는 벨트와 풀리 사이의 마찰계수이고, 접촉각 β는 라디안으로 나타낸다.

동력을 전달하는 벨트에서는 $F_t>F_s>F_c$이므로 긴장측을 분자로 한 위 비는 1보다 크다. 마찰계수와 접촉각이 양수일 때 $e^{\mu\beta}>1$이므로 이 관계와 일치한다. 반대로 $e^{-\mu\beta}<1$은 **이완측을 긴장측으로 나눈 역수 관계**에 해당하므로, 긴장측을 분자로 둔 식의 오른쪽에 쓸 수 없다.

NoteBase

문 16. 그림은 두 개의 원을 이용하여 만든 판캠으로, B축의 행정거리가 15 [mm]일 때 큰 원과 작은 원간의 중심거리 X [mm]는?



① 30

② 25

③ 20

④ 15

정답 2번

간단한 해설

B축의 행정거리는 **최고 위치와 최저 위치의 차이**이다. 그림의 두 원호가 정하는 높이 차이는 $X + 20 - 30$ 이므로, 행정거리 15 mm를 적용하면 중심거리 X는 25 mm이다.

NoteBase

계산 과정

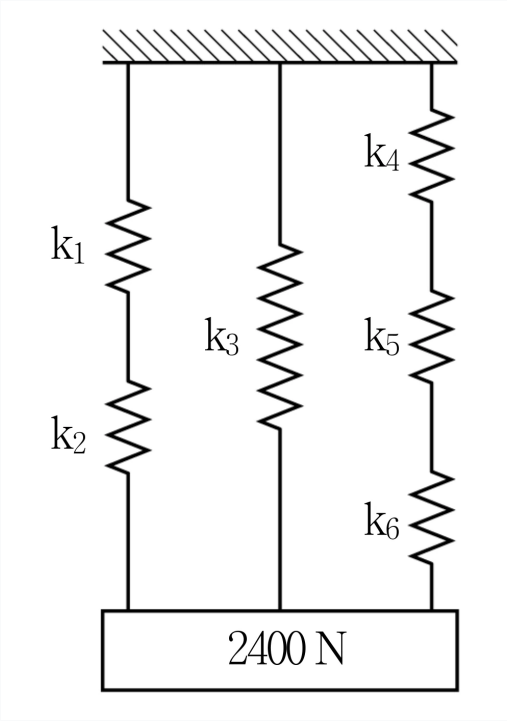
치수와 기준: 그림에서 A축은 반지름 30 mm인 큰 원의 중심에 있고, 반지름 20 mm인 작은 원의 중심은 A축에서 X만큼 떨어져 있다. B축은 캠에 접한 롤러를 따라 위아래로 움직이며, 행정거리는 한 회전 중 B축의 최고 위치와 최저 위치 사이의 거리이다.

B축의 최저·최고 위치: 큰 원호가 롤러를 받칠 때 캠 표면은 A축에서 위로 30 mm인 위치에 있다. 작은 원의 중심이 A축 바로 위로 오는 반대쪽 회전 위치에서는 캠 표면이 A축에서 위로 $X + 20$ mm인 위치까지 올라간다. 롤러 반지름을 r이라 하면 롤러 중심의 최저 높이는 $30 + r$, 최고 높이는 $X + 20 + r$이다. 따라서 높이 차이를 구할 때 **롤러 반지름은 상쇄**된다.

중심거리 계산: 행정거리를 h라 하면 $h = (X + 20 + r) - (30 + r) = X + 20 - 30$이다. 주어진 행정거리 15 mm를 대입하면 $15 = X + 20 - 30$이므로 $X = 15 + 30 - 20 = 25$ mm이다. 이 값은 ②의 25 mm에 해당한다.

NoteBase

문 17. 그림과 같은 스프링 장치에 2400 [N]의 하중을 아래 방향으로 가할 때 스프링의 처짐량[mm]은? (단, k_1, k_2, k_3 = 200 [N/mm], k_4, k_5, k_6 = 300 [N/mm]이다.)



① 2
② 3
③ 6
④ 12

정답 3번

간단한 해설

왼쪽의 두 스프링과 오른쪽의 세 스프링은 각각 직렬이고, 이 두 묶음은 가운데 스프링과 **병렬**로 연결되어 있다.
전체 등가 스프링 상수는 400 N/mm이므로, 2400 N에 의한 처짐량은 **6 mm**이다.

NoteBase

계산 과정

연결 관계: 그림에서 왼쪽은 k_1, k_2의 직렬, 가운데는 k_3 하나, 오른쪽은 k_4, k_5, k_6의 직렬이다. 세 가지가 같은 고정면과 아래판 사이에 연결되어 있으므로 각 가지의 **전체 처짐량은 같고 지지하는 힘은 더해진다**. 스프링 상수는 힘을 처짐량으로 나눈 값이며, 선형 탄성 범위에서 $F = K\delta$를 적용한다.

왼쪽 가지: 직렬 스프링에는 같은 힘이 작용하고 각 스프링의 처짐량이 더해진다. 따라서 상수가 같은 스프링 두 개를 직렬로 연결하면 등가 상수는 하나의 절반이다. 왼쪽 등가 상수를 K_L이라 하면 $K_L = \frac{200}{2} = 100\text{N/mm}$이다.

가운데 가지: 스프링 하나이므로 등가 상수는 그대로 $K_C = k_3 = 200\text{N/mm}$이다.

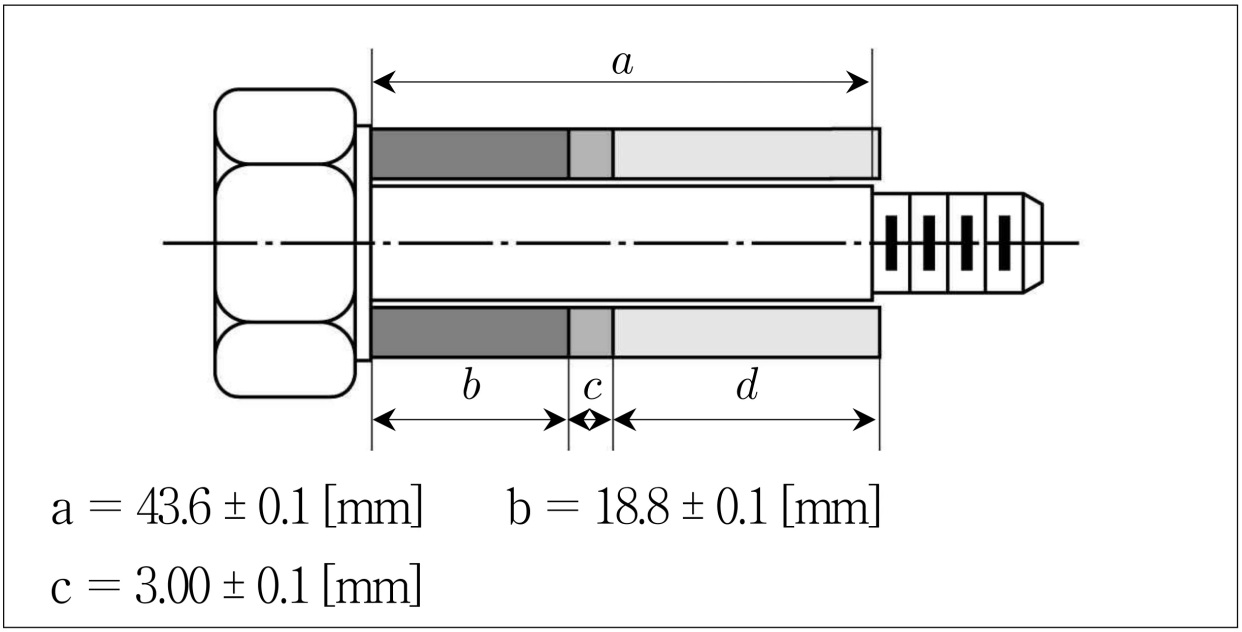
오른쪽 가지: 상수가 각각 300 N/mm인 스프링 세 개가 직렬이므로 같은 힘에 의한 전체 처짐량은 하나일 때의 세 배이다. 따라서 등가 상수는 $K_R = \frac{300}{3} = 100\text{N/mm}$이다.

전체 등가 상수: 병렬인 세 가지는 같은 처짐량에 대해 지지력을 합하므로 **각 가지의 등가 상수를 더한다**. 전체 등가 상수는 $K = K_L + K_C + K_R$이며, 100 + 200 + 100 = 400 N/mm이다.

처짐량: 전체 하중 $F = 2400\text{N}$을 전체 등가 상수로 나눈다. $\delta = \frac{F}{K} = \frac{2400}{400} = 6\text{mm}$이다. 하중이 작용하는 아래판의 처짐량은 6 mm이며, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 18. 그림과 같이 볼트와 너트를 이용하여 세 개의 중공 실린더를 조임량 0.1 [mm] 이상으로 체결하고자 한다. 각 부품의 평균 치수와 공차가 다음과 같을 때, d의 치수로 적합한 것은? (단, a는 볼트 생크부의 길이, b, c, d는 중공 실린더의 길이)



① 22.0 ± 0.1 [mm]

② 22.1 ± 0.1 [mm]

③ 22.2 ± 0.1 [mm]

④ 22.3 ± 0.1 [mm]

정답 4번

간단한 해설

조임량은 세 실린더의 전체 길이에서 볼트 생크부 길이를 뺀 값이다. **실린더는 가장 짧고 생크부는 가장 긴 경우**에도 0.1 mm 이상이어야 하므로, d의 평균 치수는 22.3 mm 이상이어야 한다.

NoteBase

계산 과정

조임량의 관계: 그림에서 세 실린더는 볼트의 축 방향으로 이어져 있으므로 전체 길이는 b + c + d이다. 이 길이가 생크부 길이 a보다 길어야 너트가 실린더를 누를 수 있다. 조임량을 δ라 하면 $\delta = b + c + d - a$이며, 요구 조건은 $\delta \geq 0.1$ mm이다.

최소 조임량 조건: 모든 부품의 공차 범위에서 체결 조건을 만족하려면 **b, c, d는 최소 치수, a는 최대 치수**를 적용한다. a의 최대 치수는 43.6 + 0.1 = 43.7 mm이고, b와 c의 최소 치수는 각각 18.8 − 0.1 = 18.7 mm, 3.00 − 0.1 = 2.9 mm이다. 따라서 b와 c의 최소 길이 합은 18.7 + 2.9 = 21.6 mm이다.

d의 치수 산정: 최소 조임량은 $\delta_{\min} = 21.6 + d_{\min} - 43.7$이므로, d_-22.1≥0.1에서 d_≥22.2 mm를 얻는다. d의 평균 치수를 D라 하면 공차가 ±0.1 mm이므로 $d_{\min} = D - 0.1$이다. 따라서 D≥22.3 mm이어야 한다. ④의 22.3 ± 0.1 mm를 적용하면 최소 조임량은 18.7 + 2.9 + 22.2 − 43.7 = 0.1 mm로 요구 조건을 만족한다. 나머지 선택지는 평균 치수가 22.3 mm보다 작아 최소 조임량을 보장하지 못한다.

NoteBase

문 19. 동력을 전달하는 단판의 원판 클러치가 있다. 클러치 디스크의 접촉면의 외경이 2d[mm], 내경이 d[mm], 전달토크가 T[N·mm]일 때 디스크 접촉면의 평균압력[MPa]은? (단, 접촉면은 균일마모 조건이며 μ는 마찰계수이다)

① $\frac{2T}{\mu\pi d^3}$
② $\frac{8T}{9\mu\pi d^3}$
③ $\frac{12T}{4\mu\pi d^3}$
④ $\frac{16T}{9\mu\pi d^3}$

정답 4번

간단한 해설

균일마모 조건에서는 유효 마찰반경이 내·외반지름의 산술평균이고, 평균압력은 **전체 수직하중을 접촉면적으로 나눈 값**이다. 전달토크에서 수직하중을 구해 환형 접촉면적에 나누면 $p_m = \frac{16T}{9\mu\pi d^3}$ MPa가 된다.

계산 과정

접촉면의 외경은 2d mm, 내경은 d mm이므로 **지름을 반으로 나눈** 외반지름은 $r_o = d$, 내반지름은 $r_i = \frac{d}{2}$이다. 접촉면 전체에 작용하는 수직하중을 W, 평균압력을 p_m이라 한다.

균일마모 조건에서는 반지름 r에서의 국부 압력 p에 대해 pr=일정이 성립한다. 반지름이 커질수록 압력은 작아지지만 같은 폭의 고리 면적은 커지므로, 같은 폭의 고리에는 같은 크기의 수직하중이 작용한다. 따라서 토크 계산에 쓰는 **유효 마찰반경은 내·외반지름의 산술평균**이며, $r_m = \frac{r_o + r_i}{2} = \frac{3d}{4}$이다.

접촉면의 마찰력과 유효 마찰반경을 곱하면 전달토크가 되므로 $T = \mu W r_m$이다. 여기에 $r_m = \frac{3d}{4}$를 대입하면 $W = \frac{4T}{3\mu d}$ N이다. 이 값은 접촉면이 전달토크 T를 발생시키는 데 필요한 전체 수직하중이다.

접촉면은 가운데가 뚫린 환형이므로 바깥 원의 면적에서 안쪽 원의 면적을 뺀다. 따라서 접촉면적은 $A = \pi(r_o^2 - r_i^2) = \frac{3\pi d^2}{4}$ mm^2이다.

평균압력은 **국부 압력의 단순 산술평균이 아니라 전체 하중을 전체 면적으로 나눈 값**이다. 따라서 $p_m = \frac{W}{A} = \frac{4T}{3\mu d} \cdot \frac{4}{3\pi d^2}$이고, 정리하면 $p_m = \frac{16T}{9\mu\pi d^3}$이다. T의 단위가 N·mm, d의 단위가 mm이므로 압력의 단위는 N/mm^2이며, 1 N/mm^2 = 1 MPa이다. 이 식은 ④와 일치한다.

NoteBase

문 20. 이음매 없는 강관에서 내부압력은 0.3 [MPa], 유량이 0.3 [m^3/sec], 평균유속이 10 [m/sec]일 때 강관의 최소 바깥지름[mm]은? (단, 강관의 허용응력은 6 [MPa], 부식여유는 2 [mm], 이음효율은 100%, π = 3으로 한다)

① 207

② 214

③ 217

④ 234

정답 2번

간단한 해설

유량과 평균유속으로 구한 강관의 안지름은 200 mm이다. 내압을 견디는 데 필요한 두께 5 mm에 부식여유 2 mm를 더하고, **안지름에 벽 두께의 두 배**를 더하면 최소 바깥지름은 214 mm이다.

계산 과정

1. 유량으로 안지름 구하기: 유량 Q는 유체가 흐르는 내부 단면적 A와 평균유속 v의 곱이므로 $Q = Av$이다. 따라서 $A = \frac{0.3}{10} = 0.03\text{m}^2$이다. 원형 단면에서 안지름을 d라 하면 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이므로, π = 3을 적용하면 $d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.03}{3}} = 0.2\text{m}$이다. 즉, **유량으로 구한 200 mm는 안지름**이다.

2. 내압에 필요한 벽 두께 구하기: 얇은 원통의 내압에 의한 원주방향 인장응력을 기준으로 두께를 정한다. 내압을 p, 허용응력을 σ_a, 이음효율을 η라 하면, 부식여유를 제외한 최소 두께는 $t_0 = \frac{pd}{2\sigma_a\eta}$이다. 이는 관을 길이방향으로 나눈 양쪽 벽이 내압에 의한 벌어지는 힘을 지탱한다는 힘의 평형에서 나온다. 이음효율 100%는 η = 1이며, p와 허용응력을 같은 단위 MPa로 넣으면 $t_0 = \frac{0.3 \cdot 200}{2 \cdot 6 \cdot 1} = 5\text{mm}$이다.

3. 부식여유를 반영하여 바깥지름 구하기: 부식 후에도 내압에 필요한 두께가 남도록 **벽 두께에 부식여유를 더한다**. 따라서 필요한 벽 두께는 5 + 2 = 7 mm이다. 바깥지름은 안지름에 양쪽 벽 두께를 더한 값이므로, 200 + 2 × 7 = 214 mm이다. 이는 ②의 214 mm에 해당한다.

NoteBase