



SPIROL®

백서 | 1957

핀

M.J. Schilhansl

Brown 대학, 교수
공학부,
Providence, R.I.
1957년 12월 17일

전단 강도에 대한 기존의 고찰을 넘어 더욱 세부적으로 여러 유형의 핀의 응력과 변형을 분석하려는 시도가 이루어지고 있습니다. 이러한 분석으로 전단 강도가 핀의 크기와 유형을 적절하게 선택하기 위한 기준이 아니라는 사실이 드러나는 경우도 있습니다. 역학적으로 완전히 정적일 수 있는 측면 하중뿐 아니라 끼워맞춤 때문에 결합시킬 핀과 부품에 발생하는 상호 작용이 선택의 기준이 되어야 합니다. 대략적 추정뿐일 때도 있지만 끼워맞춤과 측면 하중의 영향을 이론적으로 분석하고 실험적 결과의 추세를 연구하면 동일 크기의 다른 핀 유형 대신 나선 코일 핀을 선택할 수 있다는 것을 분명하게 알 수 있습니다. 이 핀을 사용하면 정적 하중과 변동 하중 조건에서 이점이 제공됩니다.

전단 강도에 대한 기존의 고찰을 넘어 더욱 세부적으로 여러 유형의 핀의 응력과 변형을 분석하려는 시도가 이루어지고 있습니다. 이러한 분석으로 전단 강도가 핀의 크기와 유형을 적절하게 선택하기 위한 기준이 아니라는 사실이 드러나는 경우도 있습니다. 역학적으로 완전히 정적일 수 있는 측면 하중뿐 아니라 끼워맞춤 때문에 결합시킬 핀과 부품에 발생하는 상호 작용이 선택의 기준이 되어야 합니다. 대략적 추정뿐일 때도 있지만 끼워맞춤과 측면 하중의 영향을 이론적으로 분석하고 실험적 결과의 추세를 연구하면 동일 크기의 다른 핀 유형 대신 나선 코일 핀을 선택할 수 있다는 것을 분명하게 알 수 있습니다. 이 핀을 사용하면 정적 하중과 변동 하중 조건에서 이점이 제공됩니다.

핀은 둘 이상의 기계 부품의 위치를 서로 간에 고정시키는 기계 요소입니다. 핀은 오랜 기간 매우 다양한 형태가 알려졌는데 가장 일반적으로 사용되는 형태로 솔리드 원통형 핀, 솔리드 테이퍼 핀, 홈 핀, 관형 슬롯 핀 및 나선 코일 핀이 있습니다.¹ 주어진 애플리케이션에 대한 핀의 유형과 크기를 선택할 때는 핀의 응력과 변형, 그리고 결합시킬 부품의 응력과 변형을 종합적이고 균형적으로 고려해야 합니다. 두 부분의 응력과 변형은 핀과 구멍 사이의 억지 끼워맞춤 정도, 그리고 핀을 통한 부품에서 다른 부품으로 전달되는 힘에 의해 결정됩니다. 이러한 힘은 일정하거나, 간헐적이거나, 변동할 수 있습니다.

억지 끼워맞춤으로 인한 응력과 변형

압입 끼워맞춤이 가능하려면 핀의 직경 D_1 가 구멍의 직경 D_0 보다 커야 합니다. 그림 1에서 축 방향 힘으로 핀을 구멍에 압입할 때 핀뿐 아니라 연결시킬 부품까지 변형을 일으키는데, 이러한 변형은 $D_1 - D_0$ 차이값, 핀 및 결합시킬 부품의 재료 탄성 계수, 그리고 핀과 부품의 모양에 따라 결정됩니다.

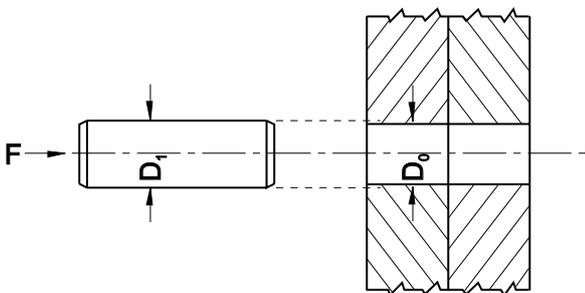


그림 1 솔리드 핀.

솔리드 원통형 핀

핀 구멍 직경에 비해 상당히 큰 크기의 두 부품을 결합시키는 솔리드 원통형 핀의 경우, 부품이 탄성 범위에 있다는 가정 하에서 변형과 응력을 쉽게 계산할 수 있습니다. 핀 구멍 표면에서 베어링 압력은 다음과 같습니다.

$$p = E_0 \frac{D_1 - D_0}{D_0} \frac{1}{(1 + \nu) + (1 - \nu)E_0/E_1} \quad (1)$$

공식 설명:

E_0 = 결합 부품의 재료 탄성 계수

E_1 = 핀 재료의 탄성 계수

ν = 포아송비

여러 재료에 대한 포아송비의 차이는 무시했습니다 (강철의 경우 0.3, 알루미늄의 경우 0.34). E_0 이 E_1 과 같은 특수한 경우에는 베어링 압력이 간단히 다음과 같습니다.

$$p = \frac{E}{2} \frac{D_1 - D_0}{D_1} \quad (2)$$

핀에서 반지름 방향 응력과 접선 응력은 둘 모두 압축 응력이고, $-p$ 와 같으며 중심선으로부터의 거리에 무관합니다. 구멍 표면에서 결합시킬 부품의 반지름 방향 응력도 압축 응력이고 $-p$ 와 같으며, 이 표면에서 접선 응력은 인장 응력이고 $+p$ 와 같습니다. 표준 적용 상황에서는 비율 $(D_1 - D_0)/D_0$ 이 성립하는데, 이 때 대부분의 경우 핀을 구멍에 압입할 때 연결시킬 부품의 구멍 바로 근처에서 소성 흐름이 발생합니다. 그러면 베어링 압력은 항복 강도의 1/2과 같습니다. 설계자는 이러한 사실을 알고 있어야 하며 결합부에 일정한 하중이 인가되는 경우라면 크게 중요하지 않습니다.

¹ L.F. Spector, Machine Design, Nov. 14, 1957, pp. 122-131. Trade name "SPIROL-PIN" 문헌에서는 "spiral wrapped(나선형)" 핀이라고 함.

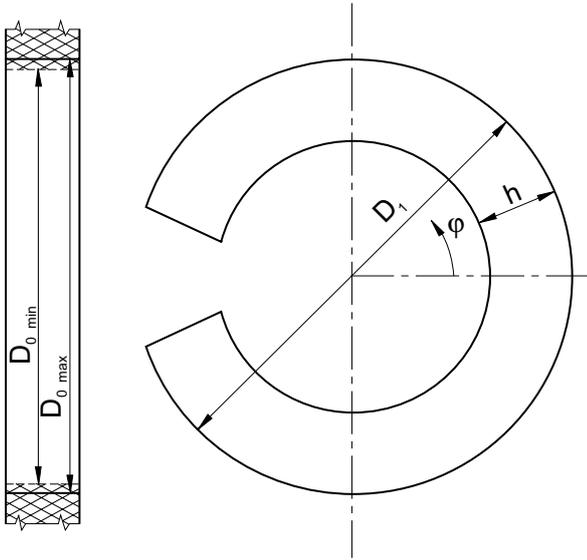


그림 2 관형 슬롯 핀.

관형 슬롯 핀

한쪽의 베어링 압력과 응력 간 관계, 그리고 다른쪽의 $(D_1 - D_0)/D_0$ 비율은 그림 2에 보여진 관형 슬롯 핀의 경우 더욱 복잡한데, Hans Hoffmann이 처음으로 이러한 관계를 밝혔습니다.²

두께 h 가 주변을 따라 일정하다면 베어링 압력은 극좌표 φ 에 독립적이지 않습니다. 다음과 같이 가정합니다.

$$n = \infty$$

$$p = p_0 + \sum_{n2} p_n \cos n\varphi \quad (3)$$

여기서 p_0 및 p_n 은 부정정 물리량입니다. 이 상태는 핀이 구멍의 표면에 접촉할 수 있지만 관통하지 않는 조건에서 알 수 있습니다. 수식 (3) 오른쪽의 상수항 p_0 때문에 핀-구멍 직경은 균일하게 증가하지만 핀의 변형은 회전 대칭적이지 않습니다. 이 값은 초기 구부러진 빔 이론을 이용하여 계산할 수 있습니다. 변위의 반지름 방향 성분을 그림 3에 $(p_0 r_1 b_3)/(EI_1)$ 의 배수로 나타내었습니다. 여기서 r_1 은 핀 구멍 직경의 절반이고, b 는 구부러진 빔의 중성 섬유 반경이며, I_1 은 단위 길이당 관성 모멘트($h^3/12$)입니다.

균일한 압력 p_0 에 의해 생기는 구멍과 핀 모양의 차이는 $p_n \cos n\varphi$ 항의 합계를 통해서만 제거할 수 있습니다. 예를 들어 $p_2 \cos 2\varphi$ 항은 구멍을 약간 타원 형태로 만들고 변위의 반지름 방향 성분은 극좌표 φ 에 플롯했을 때 변곡점을 하나 더 만들어냅니다. 핀의 변형이 구멍 표면의 변형에 더 가까울수록 $p_n \cos n\varphi$ 항이 더 많이 고려됩니다. 그림 3으로부터 좌표 $\varphi = 0$ 에서 실제 굽힘 모멘트는

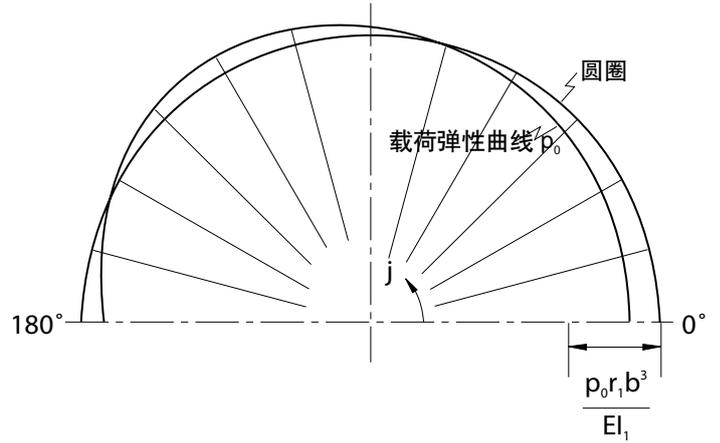


그림 3 관형 슬롯 핀의 변형.

이 지점에서 상수항 p_0 만 고려하더라도 굽힘 모멘트 M_0 보다 크다는 사실을 쉽게 알 수 있습니다. 베어링 압력 p_0 의 수치 값과 핀의 굽힘 응력의 수치 값을 핀과 구멍 직경 사이의 일반적 관계에 대해 계산해보면 베어링 압력이 결합시킬 부품에 대한 임계치보다 한참 작지만 좌표 $\varphi = 0$ 근처에서의 최대 굽힘 응력은 핀 재료의 탄성 한계를 크게 초과한다는 사실을 알게 됩니다. 다시 말해서, 전체 계산은 소성 흐름이 발생하며 이 흐름이 발생하는 위치를 나타내는 역할 밖에는 할 수 없습니다. 이 때문에 탄성 범위에서 $p_n \cos n\varphi$ 항의 효과를 보다 세부적으로 조사하는 일이 무의미해집니다. 소성 흐름이 발생하는 좌표 $\varphi = 0$ 의 양쪽 전 범위에서 굽힘 모멘트는 응력이 완전히 탄성 범위에 있다는 초기 가정에 따라 계산된 굽힘 모멘트보다 작습니다. 따라서 베어링 압력이 여전히 계산된 압력보다 낮으며, 슬리드 핀 대신 관형 슬롯 핀을 구멍에 압입했을 때 파괴 위험이 결합 대상 부품에서 핀으로 옮겨간다는 결론을 내릴 수 있습니다.

²DRP. 416339, July 24, 1924 and DRP 442882, July 7, 1925. 두 특허 모두 기간이 만료되었습니다.

나선 코일 핀

그림 4는 나선 코일 핀의 단면을 나타냅니다. 이 단면의 모양은 아르키메데스의 나선 모양과 비슷합니다. (a) 구멍과 핀 사이에 접촉이 없는 표면적을 최소화하고, (b) 핀 외부 코일의 종단 $-\varphi_0$ 이 인접 코일상에서 주변 방향으로 미끄러지는 것을 방지할 목적으로 이 모양에 변화가 도입됩니다.

여기서도 핀과 구멍 사이의 베어링 압력, 및 압입 끼워맞춤으로 인해 핀 및 결합시킬 부품에 작용하는 응력에 대한 분석은 초기 구부러진 빔 이론에 근거를 둘 수 있습니다. 중성 섬유(중성 섬유)의 반경 b 가 더 이상 상수가 아니기 때문에 핀을 주변 방향에서 적합한 너비의 여러 부분으로 세분하고(예를 들어 7 개 또는 그 이상으로 세분) 반경 b 가 각 부분 내에서 일정하지만 한 부분에서 인접한 부분으로 전환 시 급격하게 변한다고 가정해야 합니다. 그림 4와 같이 두 번째 코일의 곡률 변화가 외부 코일의 종단 $-\varphi_0$ 근처에서 상당히 크기 때문에 여기서 이러한 부분은 코일의 나머지 부분보다 더 짧아야 합니다.

베어링 압력으로 인한 나선 코일 핀의 변형은 일반적으로 반지름 방향과 주변 방향에서 변위일 수 있습니다. 단면이 정확한 아르키메데스 나선이라면 변위가 주변 방향에서 상당히 클 수 있습니다. 그러나 두 번째 코일에서 특정한 부풀림을 통해 주변 변위가 거의 완벽하게 방지됩니다. 따라서 핀은 돌출이 없을 때보다 더 단단합니다.

한 부분에서 다음 부분으로의 각 전환에서 탄성 라인의 변위와 기울기를 일치시켜야 한다는 점, 그리고 돌출 효과를 감안하기 위해 바깥 가장자리에서 접선 방향으로 부정적 하중을 가해야 한다는 점 때문에 응력과 변형 계산은 상당히 장황합니다.

핀 재료는 제조 공정에서 소성 변형됩니다. 핀이 성형 공구에서 벗어나면 이 변형으로 인한 응력이 순식간에 방출되어 성형 작업 중 공구, 그리고 서로 간에 지탱되어 눌러 있던 코일이 펼쳐지므로 코일 간에 작은 틈새가 생겨납니다. 따라서 변형되지 않은 핀의 직경은 제조 공정 중의 직경보다 큼니다. 구멍의 크기를 따져서 공구의 크기를 적절하게 선택하면 핀이 구멍 안에 삽입될 때 코일의 베어링 압력과 응력을 탄성 한계 내에서 유지시킬 수 있습니다.

공칭 직경이 같은 나선 코일 핀과 관형 슬롯 핀에 동일한 압입 끼워맞춤 비율 $(D_1 - D_0)/D_0$ 을 적용하는 경우, 두 핀의 단면이 핀 축에 수직하게 동일한 면적을 갖는다는 가정 하에서 코일 핀의 응력이 슬롯 핀보다 적습니다. 이러한 결과는 정밀 분석을 통해 입증할 수 있습니다. 다음 비교에서도 마찬가지로 결과가 얻어집니다.

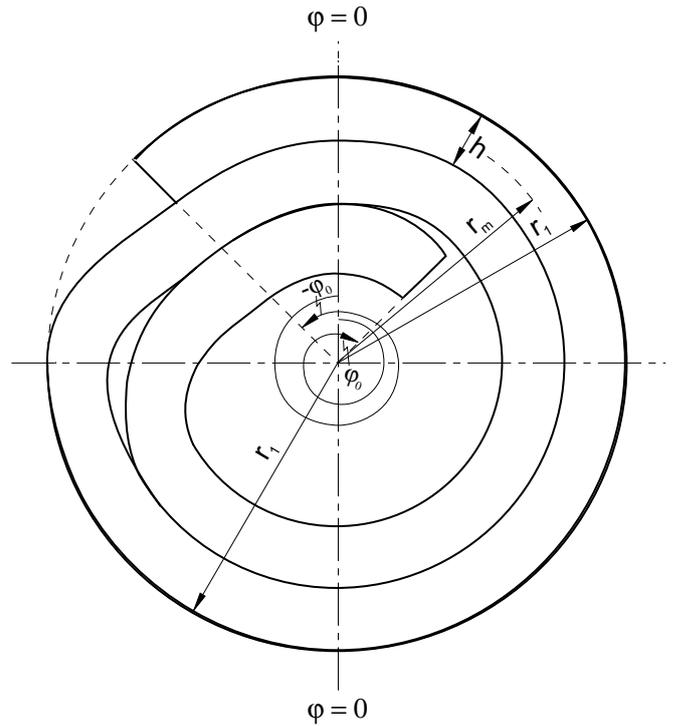


그림 4 코일 롤 핀 또는 SPIROL 래핑 핀.

높이 h_1 의 n 개 층으로 이루어진 적층 캔틸레버 빔이 동일한 전체 높이 $h_2 = nh_1$ 의 솔리드 캔틸레버 빔과 동일한 양만큼 $(D_1 - D_0)$ 에 비례) 휘어집니다. 빔의 길이와 단면의 너비가 동일하다는 가정 하에서 솔리드 빔의 최대 굽힘 응력 σ_2 에 대한 각 레이어의 최대 굽힘 응력 σ_1 의 비율은 $1/n$ 입니다. 이 비교는 정성적으로는 수용 가능하지만, 정량적으로는 휘어진 빔의 중성 섬유(neutral fiber) 반경이 정확하게 $(D_1 - h_1)/2$ 이 아니고 $[1 - h_1^2/3(D_1 - h_1)^2]$ 의 인자만큼 작으며, 내부 코일이 외부 코일보다 반경이 더 작기 때문에 이는 단순한 1차 근사법에 불과합니다.

이 비교로부터 핀을 성형하는 데 필요한 힘은 스트립 두께가 감소할수록 감소한다는 결론도 내릴 수 있습니다. 이러한 결론은 기존 범위를 초과하는 직경의 나선 코일 핀을 제조할 수 있는 가능성을 제시합니다. 즉, 수요가 있다면 1/2인치 이상의 핀을 제조할 수 있습니다.

외부 하중으로 인한 응력과 변형

솔리드 핀

그림 5는 핀으로 결합된 각각 h_A 및 h_B 두께의 두 슬랩 A 및 B를 나타냅니다. 각 슬랩에 P의 힘이 인가됩니다. 전체 시스템이 평형을 이루기 위해 다음 정도의 모멘트 M도 인가되어야 합니다. $(h_A + h_B)P/2$.

슬랩은 핀 축에 수직인 방향에서 잠시 동안 무한대로 크다고 가정됩니다. 구멍의 기동면에 인가된 하중이 축으로부터 멀리 떨어진 지점에서 거의 영향을 미치지 않을 것이라는 것은 분명합니다. 따라서 슬랩의 멀리 있는 부분이 절대적 강체이고 반경 r_e 의 원통 내에 있는 부분만 탄성적으로 유연하다고 생각하는 것은 타당합니다. 탄성 부분을 래디얼 스프링 시스템으로 대체한다면 핀과 슬랩의 상호 작용을 연구하는 데 이용할 수 있고 반경 r_e 와 스프링의 강성을 적절하게 선택하여 실제 시스템과 동등하게 취급할 수 있는 모델이 얻어집니다.

스프링의 탄성으로 인해 작용과 반작용 힘 P 쌍으로부터 슬랩 B에 상대적인 슬랩 A의 변위가 얻어집니다. 핀이 완전한 강체라고 가정한다면 그림 6과 같이 일정 위치로 회전합니다. 핀이 탄성적으로 유연하다면 회전만 하는 것이 아니라 그림 7과 같이 구부러집니다. 핀을 스프링과 비교했을 때 더 약한 부분인 슬랩 A와 B 사이의 접촉면 바로 근처에서 변형이 더욱 집중됩니다.

핀의 변형과 응력은 탄성 기반에서 빔 이론으로 계산할 수 있습니다. 이 계산을 위해 때로 지지 계수 (bedding coefficient)라고 하는 기초 탄성 변수에 대해 알아야 합니다. 이론적 고찰로 이 정보를 얻기는 어려울 수 있지만 실험을 통해 언제든지 이 정보를 추론할 수 있습니다.

지지 계수가 부품 A 및 B 재료의 탄성 계수에 의존한다는 사실을 쉽게 알 수 있습니다. 다시 말해서, 강철 구조물의 강철 핀은 주철이나 알루미늄 구조물의 강철 핀과는 다르게 동작하게 됩니다.

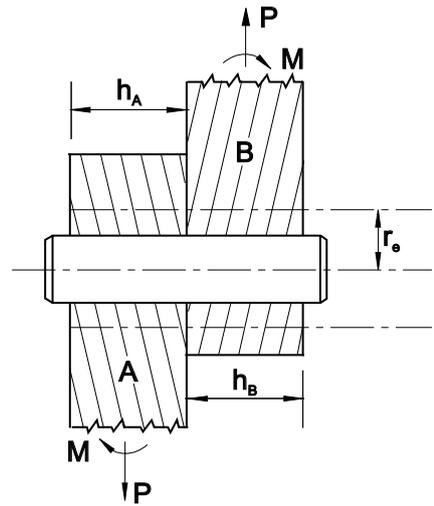


그림 5 핀의 외부 하중.

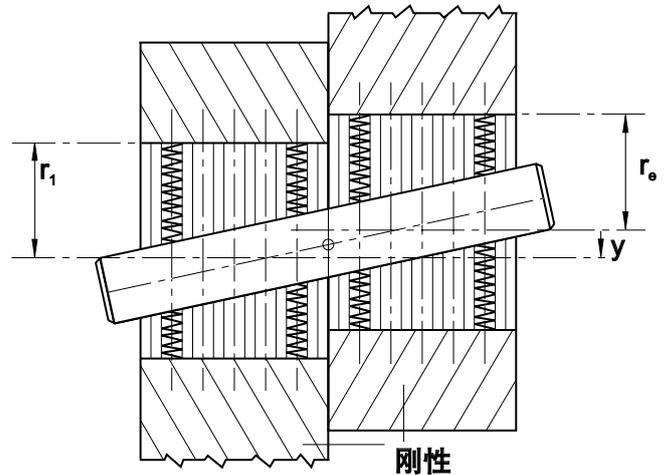


그림 6 단단한 핀.

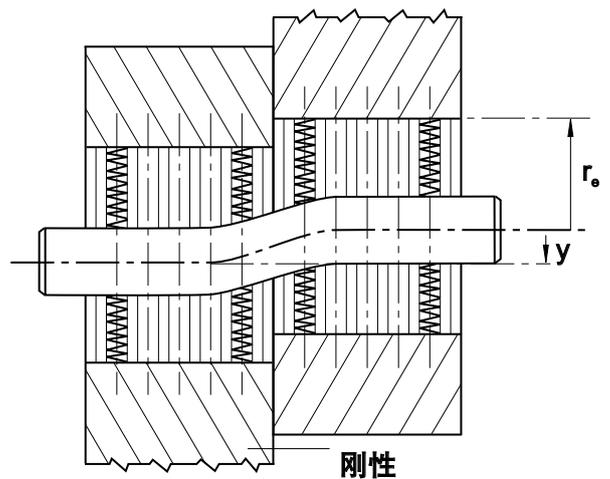


그림 7 유연한 핀.

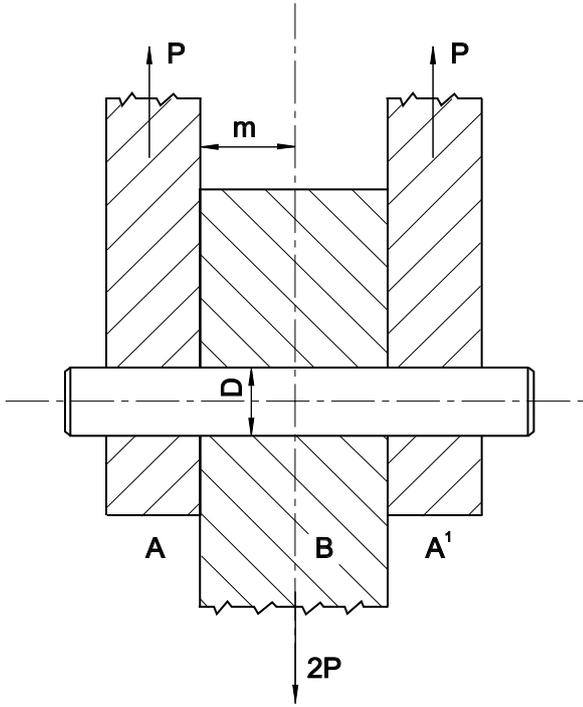


그림 8 이중 전단 핀의 대칭적 배열.

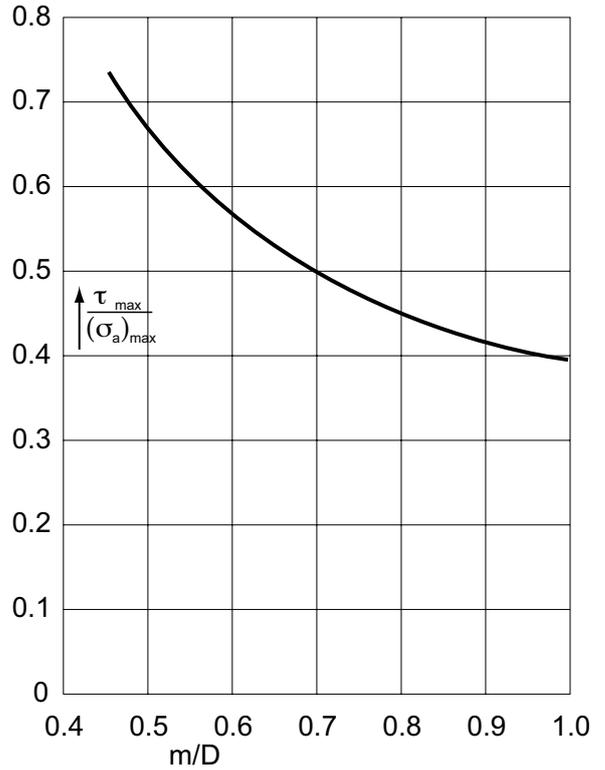


그림 9 τ_{max}/σ_{max} 비율과 m/D 의 관계.

그림 8은 기하학적 구성 및 하중과 관련하여 대칭적인 배열을 보여줍니다. 핀 테스트에 이러한 대칭적 배열을 가진 이중 전단 지그의 사용을 권장합니다. 탄성 기반에서 범 이론으로부터 전단 응력 τ 및 굽힘 응력 σ_a 와 관련된 다음과 같은 결과가 얻어집니다. 최대 전단 응력 τ_{max} 는 각각 부품 A 및 B 또는 A' 및 B의 접촉 평면에서 발생하고, 최대 굽힘 응력 $\sigma_{a,max}$ 는 부품 B의 중심 평면에서 m/D 의 특정 비율까지 발생합니다(여기서 $2m$ 는 이전에 핀 직경인 부품 B 및 D의 두께). $\tau_{max}/\sigma_{a,max}$ 도 m/D 비율에 의존하며, 자연스럽게 지지 계수에 의존합니다. 그림 9에서 이러한 사실을 실험으로부터 추론된 지지 계수에 대해 나타내었습니다. 핀 재료의 전단 강도와 인장 강도를 알고 있다면 전단이나 굽힘 응력으로 인해 궁극적으로 장애가 발생할지 여부를 예측할 수 있습니다. 이러한 결론을 내리기 위해서는 압입 끼워맞춤으로 인한 수직 응력을 고려해야 합니다. 끼워맞춤으로 인한 응력은 반지름 방향 및 접선 방향인 반면, 외부 힘 P 로 인한 굽힘 응력은 축 방향입니다. 따라서, 핀에서 응력 상태는 3축 형태입니다.

핀이 수직 응력에 의해 부러지는 경우, 부품 중 하나의 내부에서 파괴가 일어납니다. 이러한 파괴를 관찰했습니다.

관형 슬롯 핀

인가된 힘에 상대적인 관형 슬롯 핀의 슬롯 배치가 중요합니다. 두 가지 제한적 위치가 가능한데, 주로 그림 10에서 힘 P_1 및 P_2 방향으로부터 슬롯이 90° 를 이루는 위치와 그림 11과 같이 힘 P_1 및 P_2 방향과 나란히 슬롯이 배치된 위치입니다. 그림 5에서 외부 모멘트 M 과의 평형을 이루려면 P_1, P_1' 및 P_2, P_2' 쌍을 서로 더해야 합니다. 그림 10과 11과 같이 두 배열 사이의 근본적인 차이는 슬롯 핀의 전단 중심에 상대적인 P_1 및 P_2 힘의 위치에 있습니다. 전단 중심은 그림 10과 11에 나타낸 바와 같이 슬롯 반대쪽 단면의 대칭 축에 있습니다. 그림 2 또는 그림 10과 같이 r_m 을 관형 슬롯 핀의 평균 반경, 즉 $1/2(D_1-h)$ 이라고 하고 $\pm\varphi_0$ 을 슬롯 가장자리의 극좌표라고 하겠습니다. 평균 반경 r_m 과 비교하여 두께 h 가 작다고 가정했을 때 반경 r_m 인 원 중심에서 전단 중심까지의 거리 z_s 는 다음과 같이 계산됩니다.

$$\frac{z_s}{r_m} = 2 \left(\frac{\varphi_0 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0}{\sin \varphi_0 \cos \varphi_0 - \varphi_0} \right) \quad (4)$$

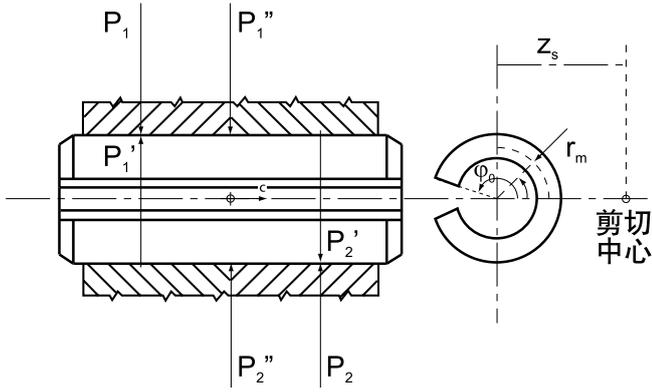


그림 10 하중 방향으로부터 슬롯 각도 90°

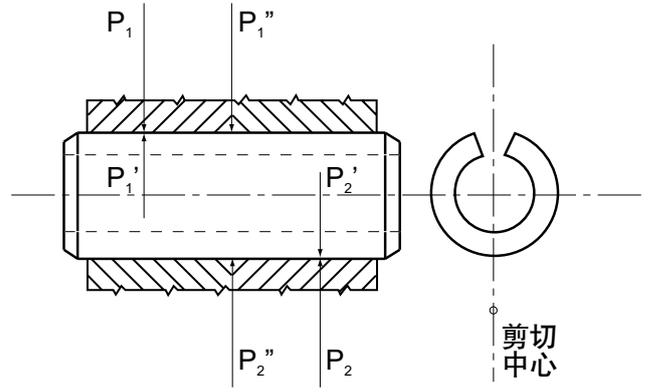


그림 11 하중 방향과 슬롯이 나란함.

$\varphi_0 < \pi/2$ 인 경우, 수식 (4)를 근사법으로 대체할 수 있습니다.

$$\frac{z_s}{r_m} = 1 + \frac{1}{10}\varphi_0^2 + \frac{19}{4200}\varphi_0^4 \quad (5)$$

특수한 값인 $\varphi_0 = \pi/2$ (반쪽 원통) 및 $\varphi_0 = \pi$ (극소 슬롯)의 경우, 거리는 각각 $z_s = (4/\pi)r_m$ 및 $z_s = 2r_m$ 입니다. 그림 12에 비율 z_s/r_m 와 각도 φ_0 사이의 관계를 그래프로 나타내었습니다.

P_1 및 P_2 의 합력이 작용하는 라인이 단면의 전단 중심을 지나가는 경우, 핀의 변형은 순전히 굽힘 변형입니다. 그러나 P_1 및 P_2 의 작용 라인이 전단 중심으로부터 z_s 거리만큼 떨어져 있는 경우, z_s 에 비례하는 토크도 존재하며 굽힘, 더욱이 굽힘 응력에 더해지는 비틀림은 $z_s = 0$ 인 경우보다 국부적으로 더 높습니다. 따라서 힘의 방향으로부터 배열-슬롯 90°에 있는 핀은 힘의 방향과 나란한 다른 배열-슬롯의 동일 핀보다 더 약합니다. 이 결론은 Leo F. Spector³가 전단 강도의 차이가 약 6%라고 한 주장과 동일합니다.

y 방향에서의 굽힘 변형으로 인해 핀 축에 평행하게 발생하는 응력 σ_a 는 결합시킬 슬랩의 두께 h가 핀 직경에 비해 작은 경우 그림 13과 같이 다수의 전단 핀에서 매우 클 수 없습니다. 이러한 사실도 결합부에 인가할 수 있는 최대 힘의 크기가 힘의 방향에 상대적인 슬롯의 위치에 의존한다는 사실을 입증하고 있습니다. 이를 다음과 같이 나타낼 수 있습니다.

횡력 P는 가로축 x와 극좌표 φ 의 함수인 구멍 표면에서 압력 q를 발생시킵니다. 면적소 Rd dx에 작용하는 힘 qR dφ dx는 qR sinφ dφ dx 정도의 횡력 P에 평행한 성분을 가지고 있습니다.

슬랩 사이에 n개의 접촉면이 있는 경우, 구멍 표면의 축방향 길이는 (n+1)h입니다. 힘 P 방향으로부터 슬롯이 90°를 이루는 사례 I의 경우, $\varphi = 0$ 부터 $\varphi = \varphi_0$ 까지, 그리고 $x = 0$ 부터 $x = (n+1)h$ 까지 $qR \sin\varphi d\varphi dx$ 성분을 적분한 값은 힘 P와 같아야 합니다. 따라서 다음과 같습니다.

$$\int_0^{(n+1)h} \int_0^{\varphi_0} qR \sin\varphi d\varphi dx = P \quad (6)$$

q를 $q_0 \Phi_1$ 과 같다고 하면(여기서 q_0 은 1차 근사법으로 가로축 x에 독립적이고 Φ_1 은 극좌표 φ 의 함수라고 가정) 다음과 같습니다.

$$q_0 R = \frac{P}{n+1} \frac{1}{h} \frac{1}{\int_0^{\varphi_0} \Phi_1 \sin\varphi d\varphi} \quad (7)$$

성분 $qR \sin\varphi d\varphi dx$ 는 $r = b$, $\varphi = 0$ 지점을 지나는 축을 기준으로 모멘트 암 $b(1 - \cos\varphi)$ 를 갖습니다. 여기서 b는 섹션 (B-2)에서와 같이 중성점의 반경을 나타냅니다. 따라서 이 축을 중심으로 모멘트 dM_y 이 작용합니다. 적분하면 굽힘 모멘트 M_y 은 다음과 같습니다.

$$M_y = \int_0^{(n+1)h} \int_0^{\varphi_0} qRb \sin\varphi (1 - \cos\varphi) d\varphi dx \quad (8)$$

또는 이전 가정 하에서 수식 (7)을 이용하면

$$M_y = \frac{P}{n+1} \frac{b}{h} \frac{\int_0^{\varphi_0} qRb \sin\varphi (1 - \cos\varphi) d\varphi}{\int_0^{\varphi_0} \Phi_1 \sin\varphi d\varphi} \quad (9)$$

³ Machine Design, Nov. 14, 1957, p. 130.

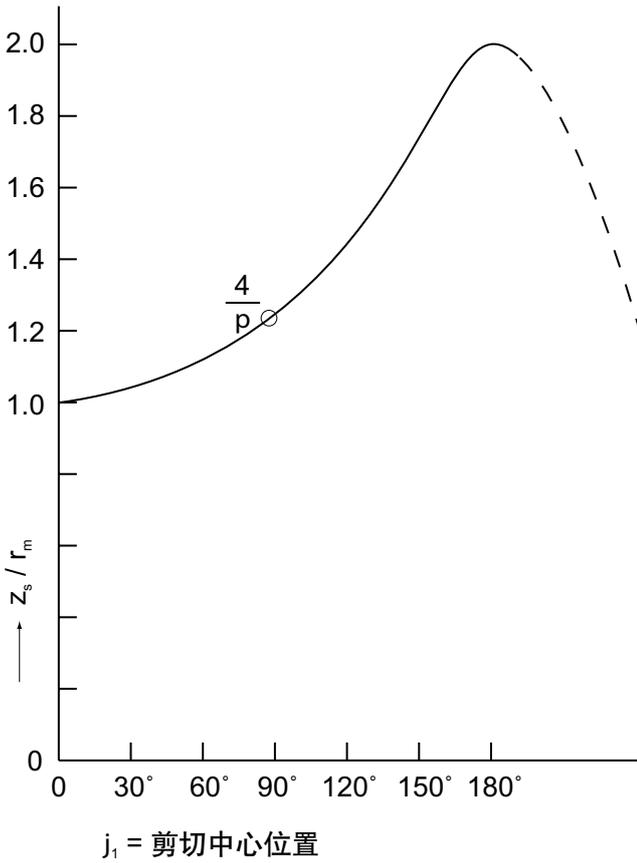


그림 12 전단 중심 위치.

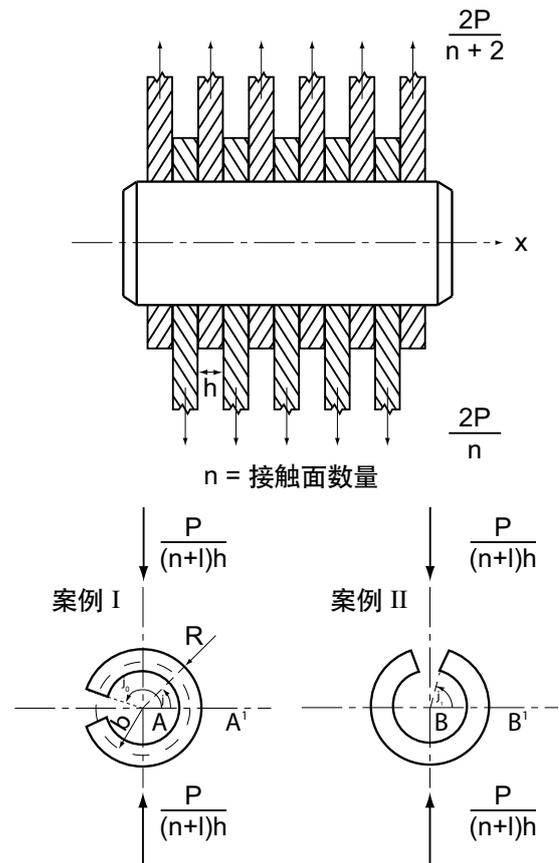


그림 13 다중 전단 핀.

슬롯이 힘 P의 방향과 나란한 사례 II의 경우, $r = b$, $\varphi = 0$ 에서 굽힘 모멘트는 다음과 같습니다.

$$M_{III} = \frac{P}{n+1} \frac{b}{n} \frac{\int_0^{\varphi_1} \Phi_I \sin \varphi (1 - \cos \varphi) d\varphi}{2 \int_0^{\varphi_1} \Phi_I \sin \varphi d\varphi} \quad (10)$$

$\varphi_0 = \pi$, $\varphi_1 = \pi/2$ 및 $\Phi_I = \Phi_{II}$ 가 1이라는 단순화를 가정하면 다음과 같습니다.

$$M_{III} = 0.5M_{II}$$

다음과 같은 이유로 Φ_I 및 Φ_{II} 함수를 높은 신뢰도로 추정하는 것은 상당히 어렵습니다. "관형 슬롯 핀" 섹션에서 압입 끼워맞춤으로 인해 핀에 발생하는 응력 σ_{tp} 는 단면의 일부분에서 항복 강도와 같고 다른 부분에서는 여전히 탄성 범위에 있다는 사실을 알아보았습니다. 모멘트 M_{II} 또는 M_{III} 로 인한 응력 σ_{II} 또는 σ_{III} 를 응력 σ_{tp} 에 더해야 합니다. 변형 경화가 일어나지 않는다면 핀을 구멍에 압입할 때 이미 소성 흐름이 발생하는 부분에서는 불가능합니다. 실제 조건은 복잡하기 때문에 동일한 외부 하중 P에 대해 M_{III} 가 M_{II} 보다 작다는 일반화된 언급만 할 수 있습니다.

힘의 방향으로부터 슬롯이 90°인 배열에서의 슬롯 핀은 슬롯이 힘의 방향과 나란한 배열에서의 슬롯 핀보다 약하다는 이전의 언급은 다중 전단 핀의 경우에도 유효합니다.

나선 코일 핀

스트립의 두께 h가 중성 섬유 반경과 비교하여 매우 작고, 극좌표 φ_0 과 $+\varphi_0$ 의 양 종단 모두가 프리 엔드인 경우, 그림 4와 같이 단면의 전단 중심 위치를 수식 (4)로부터 계산할 수 있습니다. 첫 번째 조건은 외부 코일의 평균 반경과 내부 코일의 평균 반경의 차이가 무시할 수 있을 정도로 작다는 것을 의미합니다. 두 번째 조건은 스트립의 안쪽 종단 $+\varphi_0$ 에서는 만족되지만 외부 코일의 종단 $-\varphi_0$ 에서는 전혀 만족되지 않습니다. 이 종단에서는 "나선 코일 핀" 섹션에서 이미 언급한 바와 같이 돌출에 의한 강한 지지 효과가 나타나므로 외부 코일은 슬롯이 없는 관형 단면과 거의 흡사하게 작용합니다.

따라서 전단 중심은 구멍 중심에 가까워야 합니다. 스트립 종단을 핀 구멍에 위치시킬 때 전단 강도에 미치는 영향이 크지 않다는 사실을 확인시켜 준 여러 실험이 이 결론을 뒷받침합니다.

여러 축 ϕ 를 중심으로 한 관성 모멘트는 약간의 차이를 보입니다. 코일 핀의 유효 직경은 돌출로 인해 공칭 직경보다 작아질 수 없기 때문에 관성 모멘트는 동일한 공칭 직경의 솔리드 핀의 경우보다 아주 약간 작습니다. 따라서 솔리드 핀의 경우와 동일한 고찰에 근거하여 나선 코일 핀의 적절한 크기를 선택할 수 있습니다.

전단 응력만을 고려할 때 나선 코일 핀과 솔리드 핀에 동일한 크기를 적용하는 것에 이의를 제기할 수 있을 것입니다. 그림 9와 같이 전단 응력이 적절한 핀 크기에 대한 기준을 구성한다면, 공칭 직경이 동일한 솔리드 핀 단면의 약 75% 단면을 갖는 "고하중" 유형("중간 하중" 및 "저하중" 코일 핀도 있음)을 사용해야 합니다. 두 핀 모두 동일한 재료로 만들어졌다면 나선 코일 핀의 정적 전단 강도가 솔리드 핀의 경우보다 작을 것이라고 예상할 수 있습니다. 그러나 몇몇 정부 기관의 사양에 따라 수행된 테스트에서는 코일 핀의 정적 강도가 약간 더 높은 것으로 나타나고 있습니다.

이러한 관찰은 몇 가지 요인이 부분적으로 작용한 결과로 설명될 수 있습니다. 즉, 솔리드 핀은 베어링 압력에 의해 훨씬 더 많은 사전 응력을 받는다는 점(억지 끼워맞춤으로 인한 단면 응력과 변형), 서로 다른 열처리 후 각 재료의 극한 강도에 차이가 있다는 점, 그리고 시편의 두께가 감소함에 따라 재료의 극한 강도가 증가하는 것으로 나타나는 금속학적 현상 등을 이러한 요인으로 들 수 있습니다. 예를 들어 두께 0.016-in인 시트의 극한 강도를 1이라고 했을 때 여러 시트 두께의 상대적 극한 강도를 표 1에 나타내었습니다.

표 1

두께, in.	극한 강도의 비율
0.002	1.213
0.008	1.100
0.012	1.042
0.016	1
0.020	0.965
0.024	0.940

예를 들어 핀 재료의 피로 강도, 핀과 구멍 또는 결합시킬 부품 사이 등에서 발생하는 억지 끼워맞춤에 따른 마찰로 인한 진동의 댐핑 등 관련된 많은 영향들이 있기 때문에 이론적 고찰로 간헐적이거나 반복적인 동적 하중을 받는 핀의 성능을 예측하기란 어렵습니다.

따라서 실험을 통해 얻은 결과가 필요하며 테스트에서 실제 응용 분야의 조건을 근사적으로 시뮬레이션할수록 특정 분야에 대한 더 정확한 정보가 얻어집니다. 분당 2000회 하중 주기의 빈도로 이러한 테스트가 수행되었습니다⁴. 적절한 시간에 파괴가 일어나도록 하기 위해 최대 정적 하중의 절반 크기에서 양 및 음의 방향을 오가는 형태의 변동 하중을 선택했습니다. 이러한 매우 혹독한 조건에서 나선 코일 핀이 솔리드 또는 관형 슬롯 핀보다 훨씬 오랜 시간 파괴되지 않았으며 외부 코일에서만 파괴가 일어났습니다.

나선 코일 핀에 대해 수행된 매우 많은 수의 테스트에 기록된 시간은 대략 10퍼센트 범위로 분포됩니다. 다른 핀 유형의 결과는 분산도 더 컸습니다.

생산 라인에서 시편을 무작위로 선택하는 경우에는 테스트 결과의 분산이 불가피합니다. 그 주된 원인은 핀 직경의 공차 때문입니다. 구멍이 정확하게 공칭 직경 D_0 으로 천공되고 핀 공칭 직경 D_1 에서의 편차가 표준 공차 $\pm e$ 내에서 일어난다고 가정한다면, 베어링 압력과 압입 끼워맞춤으로 인한 응력을 유발하는 비율 $(D_1 \pm e - D_0)/D_0$ 은 $D_1 - D_0$ 자체가 작은 물리량이기 때문에 상당한 차이를 보일 수 있습니다. 분산에서의 차이는 여러 유형의 핀이 표준 공차에 서로 다른 민감도를 갖는다는 것을 시사한다고 보여집니다.

⁴ 제조업체에서 수행하고 저자가 감독.

아시아
태평양 지역

SPIROL Korea
서울시 송파구 석촌동 160-5
160-5 Seokchon-Dong
Songpa-gu, Seoul, 138-844, Korea
전화 +86 (0) 21 5046-1451
팩스 +86 (0) 21 5046-1540

SPIROL Asia Headquarters
1st Floor, Building 22, Plot D9
District D, No. 122 HeDan Road
Wai Gao Qiao Free Trade Zone
Shanghai, China 200131
전화 +86 (0) 21 5046-1451
팩스 +86 (0) 21 5046-1540

미주 지역

SPIROL International Corporation
30 Rock Avenue
Danielson, Connecticut 06239 U.S.A.
전화 +1 (1) 860.774.8571
팩스 +1 (1) 860.774.2048

SPIROL Shim Division
321 Remington Road
Stow, Ohio 44224 U.S.A.
전화 +1 (1) 330.920.3655
팩스 +1 (1) 330.920.3659

SPIROL Canada
3103 St. Etienne Boulevard
Windsor, Ontario N8W 5B1 Canada
전화 +1 (1) 519.974.3334
팩스 +1 (1) 519.974.6550

SPIROL Mexico
Carretera a Laredo KM 16.5 Interior E
Col. Moisés Saenz
Apodaca, N.L. 66613 México
전화 +52 (01) 81 8385 4390
팩스 +52 (01) 81 8385 4391

SPIROL Brazil
Rua Mafalda Barnabé Soliane, 134
Comercial Vitória Martini, Distrito Industrial
CEP 13347-610, Indaiatuba, SP, Brazil
전화 +55 (0) 19 3936 2701
팩스 +55 (0) 19 3936 7121

유럽

SPIROL France
Cité de l'Automobile ZAC Croix Blandin
18 Rue Léna Bernstein
51100 Reims, France
전화 +33 (0) 3 26 36 31 42
팩스 +33 (0) 3 26 09 19 76

SPIROL United Kingdom
17 Princewood Road
Corby, Northants
NN17 4ET United Kingdom
전화 +44 (0) 1536 444800
팩스 +44 (0) 1536 203415

SPIROL Germany
Ottostr. 4
80333 Munich, Germany
전화 +49 (0) 89 4 111 905 71
팩스 +49 (0) 89 4 111 905 72

SPIROL Spain
08940 Cornellà de Llobregat
Barcelona, Spain
전화 +34 93 193 05 32
팩스 +34 93 193 25 43

SPIROL Czech Republic
Sokola Tůmy 743/16
Ostrava-Mariánské Hory 70900
Czech Republic
전화/팩스: +420 417 537 979

SPIROL Poland
ul. M. Skłodowskiej-Curie 7E / 2
56-400, Oleśnica, Poland
전화 +48 71 399 44 55



현재 기존사양 및 표준 규격제안 관련 www.SPIROL.kr으로 들어가셔서 참조해주세요.

SPIROL 애플리케이션 엔지니어가 고객의 애플리케이션 요구를 검토하고 고객 설계팀과 협력하여 최상의 솔루션을 추천합니다. 이러한 프로세스를 시작하는 한 가지 방법은 최적 애플리케이션 엔지니어링 포털(www.SPIROL.kr)을 선택하는 것입니다.

ISO/TS 16949 인증
ISO 9001 인증

© 1957 - 2017 SPIROL International Corporation

법률로 허용되는 경우를 제외하고 SPIROL International Corporation의 서면 허가 없이는 본 문서의 어떤 부분도 전자 또는 기계적인 어떤 형태나 수단으로도 재생산 또는 전송할 수 없습니다.

이메일: info-kr@spirol.com

SPIROL.kr