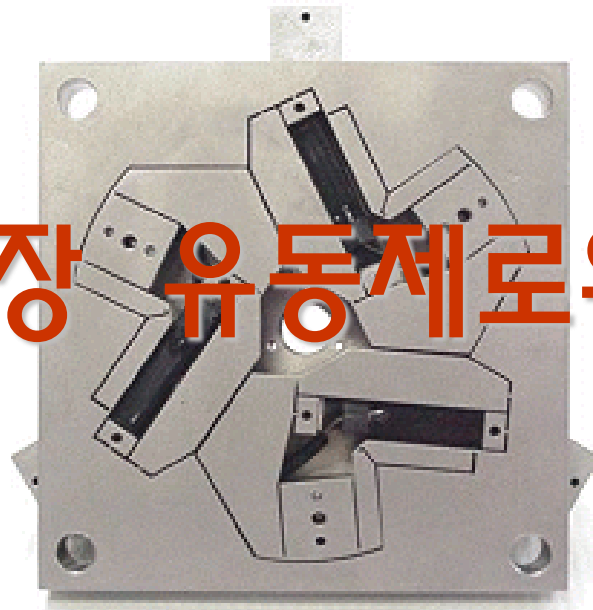


정밀공학 (Precision Engineering)

제 4 장 유동제조의 원리



제 4 장 수업내용

- 유동제로의 원리(principle of zero paly)
 - 유동제로의 원리의 정의
 - 구속이 없는 유동제로 기구
 - 탄성지지법(elastic support methods)
 - 평행링크 메커니즘
 - 구속을 이용한 유동제로 기구
 - 조정기구(adjusting mechanism)에 의한 구속
 - 간섭(interference)에 의한 구속

유동제로의 원리

□ 고정밀 기계의 첫 번째 필요조건(FR)

- 완전한 운동기준
- 기준과 이동체 사이의 유동/간격(play)이 없어야 한다.

□ 유동제로의 원리

“고정밀 운동을 실현하기 위해서는 기준을 따라 움직이는 이동체와 완전한 운동 기준(perfect kinematic reference) 사이에는 유동이 있어서는 안 된다 – 유동이 제로이어야 한다.”

유동제로의 원리

□ 완전한 운동 기준?



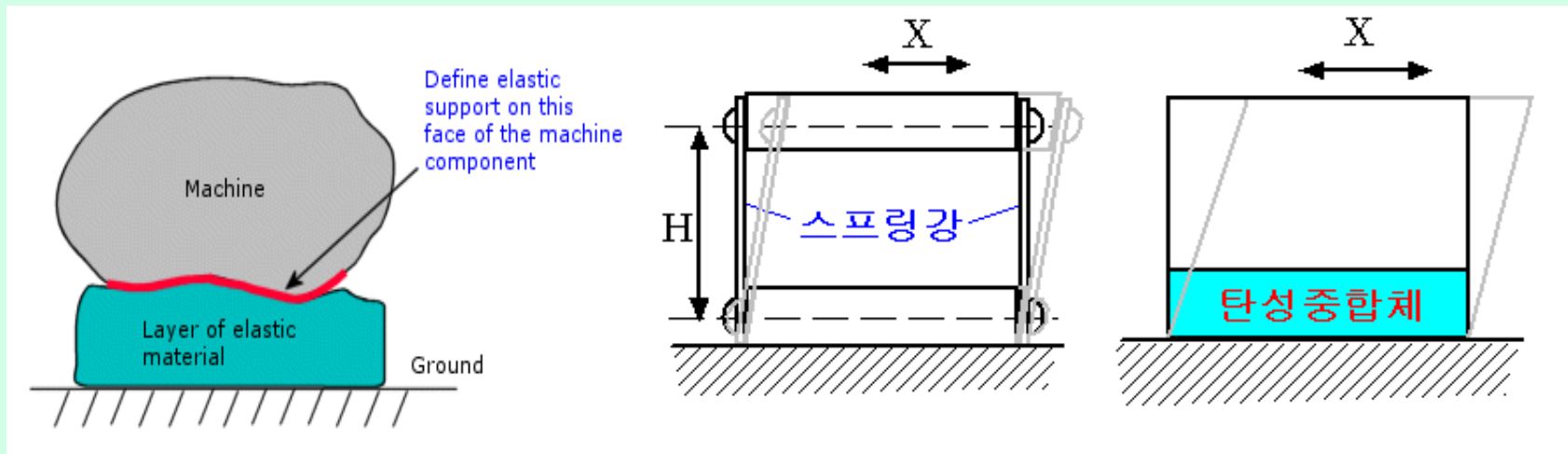
구속이 없는 유동제로기구

□ 구속 없는 유동 제로

- 안내기구의 극한 정밀도 필요 → 현실적으로 불가능
- 유동의 원인: 가공오차, 마모, 윤활막, 변형 등

□ 탄성지지법(elastic support method)

- 선형운동: 평행링크 방식, 탄성중합체에 의한 지지
→ X 가 미소할 경우 높이 H 의 변화 없이 평행이동



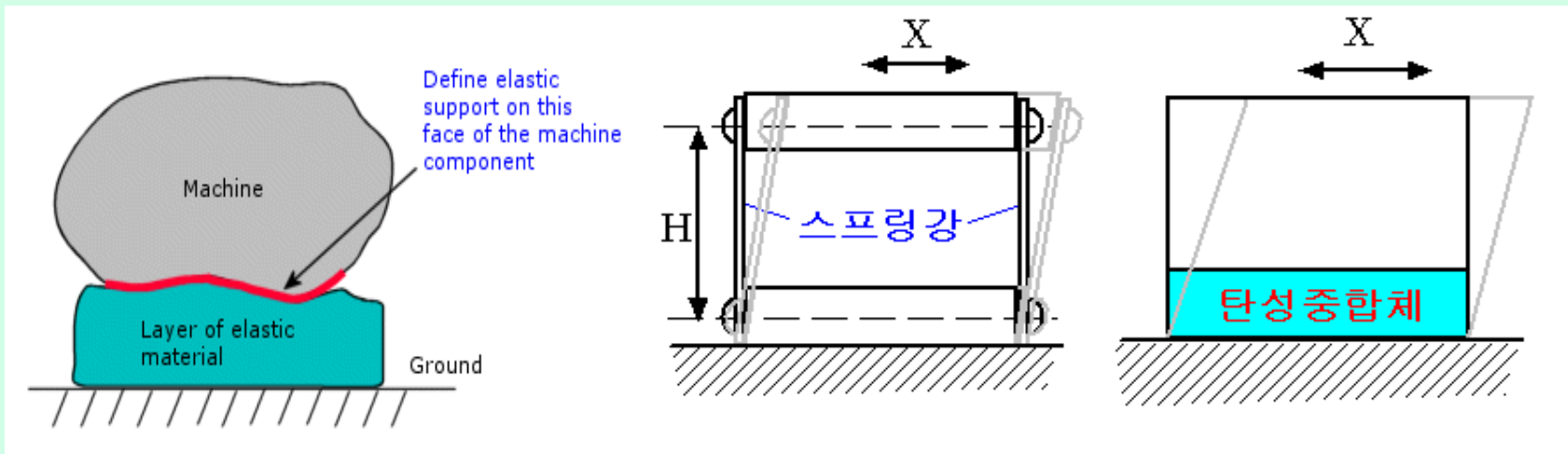
구속이 없는 유동제로기구

□ 구속 없는 유동 제로

- 안내기구의 극한 정밀도 필요 → 현실적으로 불가능
- 유동의 원인: 가공오차, 마모, 윤활막, 변형 등

□ 탄성지지법(elastic support method)

- 선형운동: 평행링크 방식, 탄성중합체에 의한 지지
→ X 가 미소할 경우 높이 H 의 변화 없이 평행이동



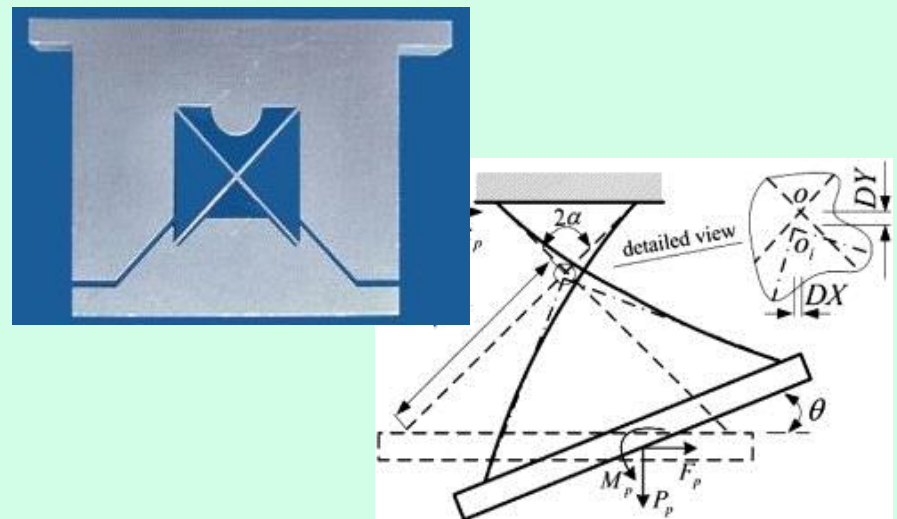
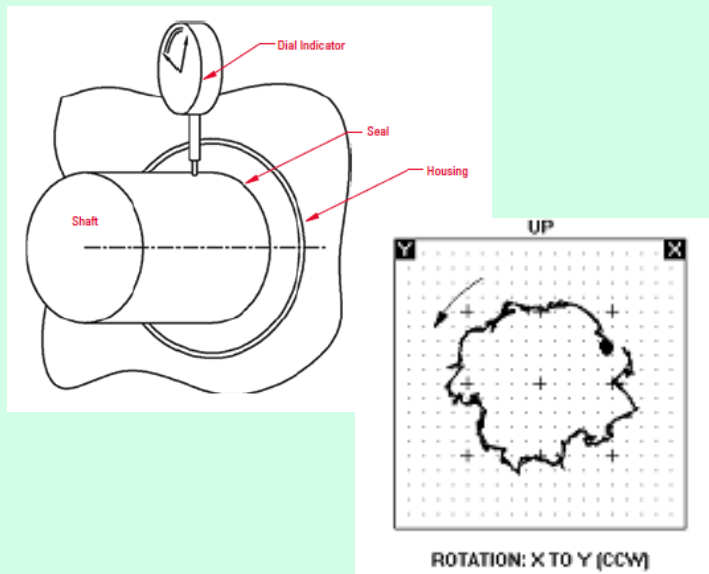
구속이 없는 유동제로기구

□ 구속 없는 유동 제로

- 안내기구의 극한 정밀도 필요 → 현실적으로 불가능
- 유동의 원인: 가공오차, 마모, 윤활막, 변형 등

□ 탄성지지법(elastic support method)

- 회전운동: 베어링 피벗 → Runout 발생
단순 탄성지지 조인트 → Center Shift 발생



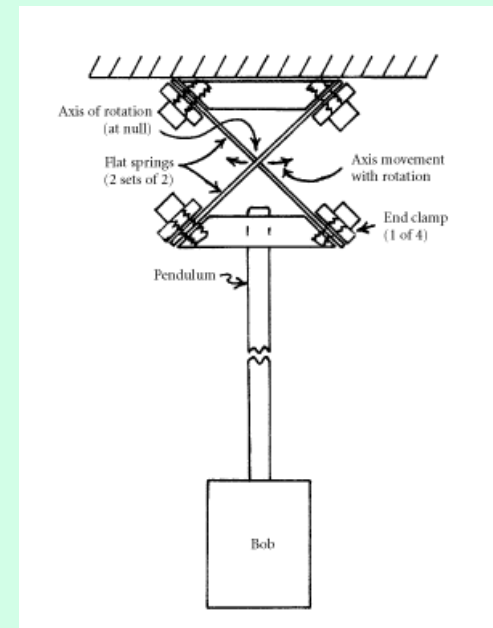
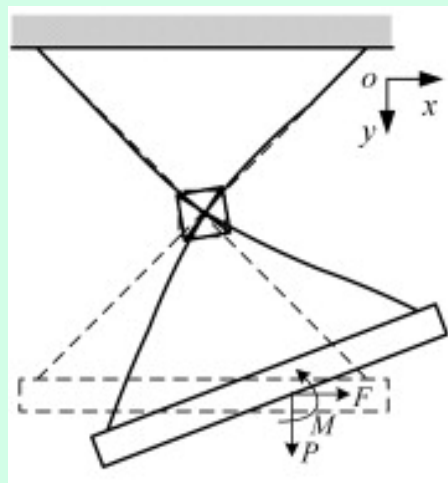
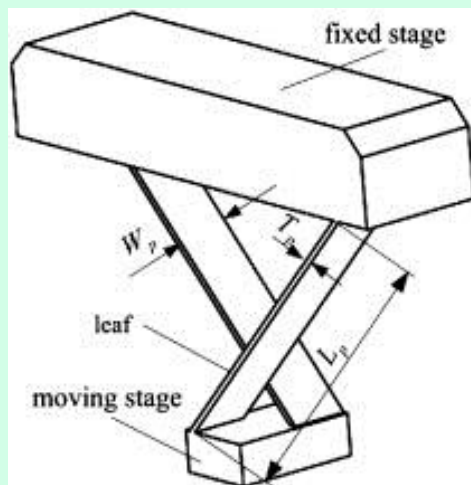
구속이 없는 유동제로기구

□ 구속 없는 유동 제로

- 안내기구의 극한 정밀도 필요 → 현실적으로 불가능
- 유동의 원인: 가공오차, 마모, 윤활막, 변형 등

□ 탄성지지법(elastic support method)

- 회전운동: 십자 스프링 지지(cross spring support)
 - ➔ 회전각 θ 가 미소할 경우
 - 교차점 O의 이동 없이 회전



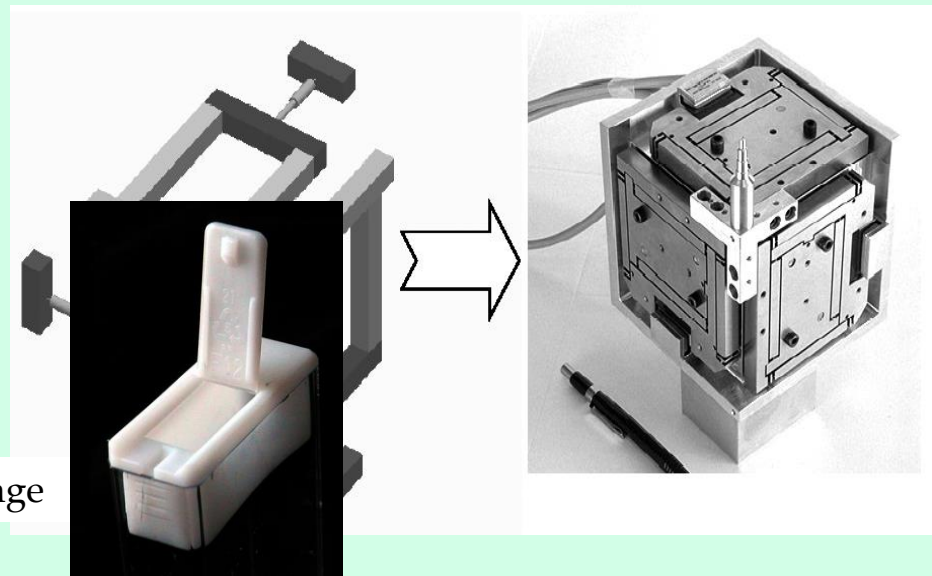
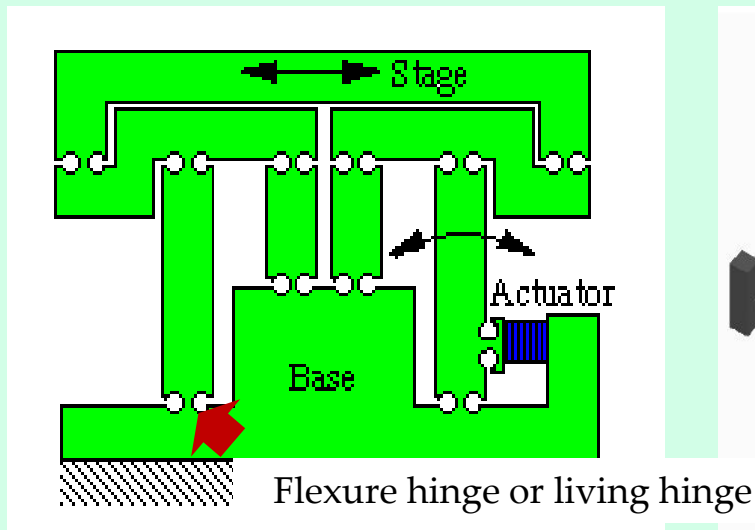
구속이 없는 유동제로기구

□ 구속 없는 유동 제로

- 안내기구의 극한 정밀도 필요 → 현실적으로 불가능
- 유동의 원인 : 가공오차, 마모, 윤활막, 변형 등

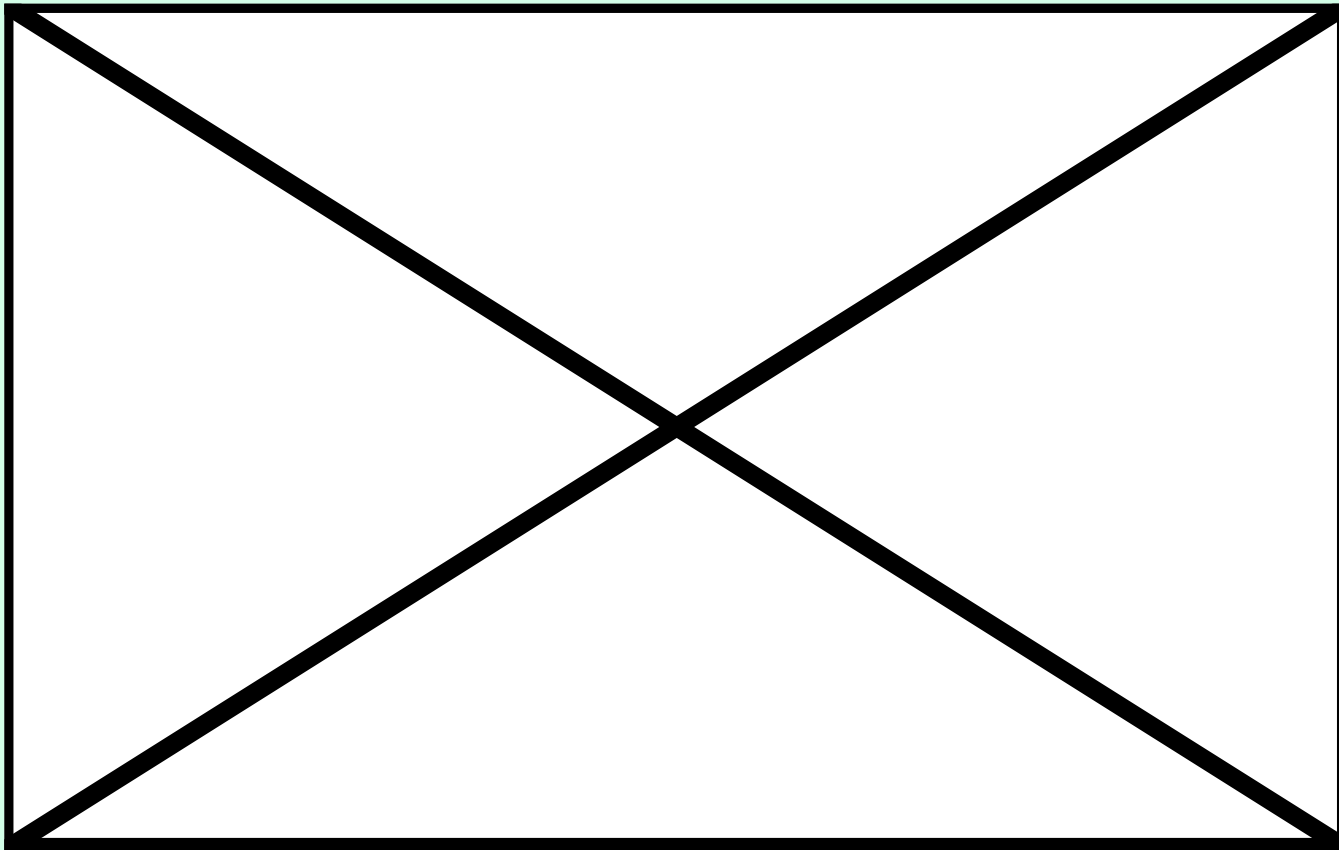
□ 탄성힌지기구(elastic hinge mechanisms)

- 조인트의 탄성과 판 스프링 구조 활용: flexure hinge
- 미소이송기구(변위 증폭 등)에 주로 활용



구속이 없는 유동제로기구

□ 탄성힌지기구(elastic hinge mechanisms)



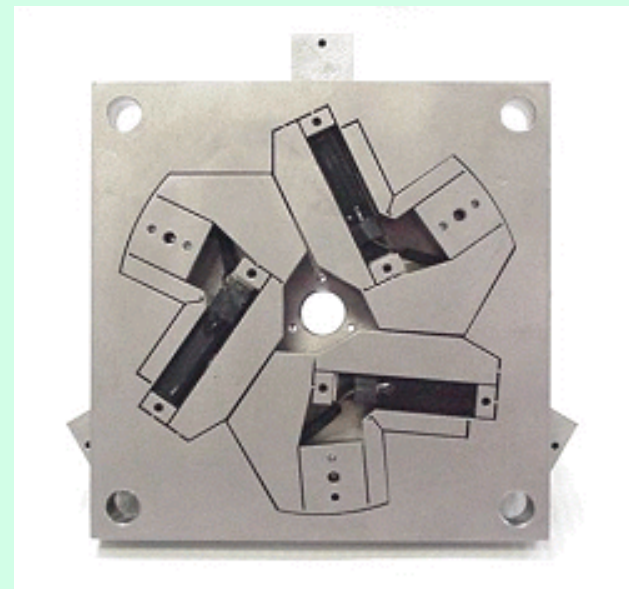
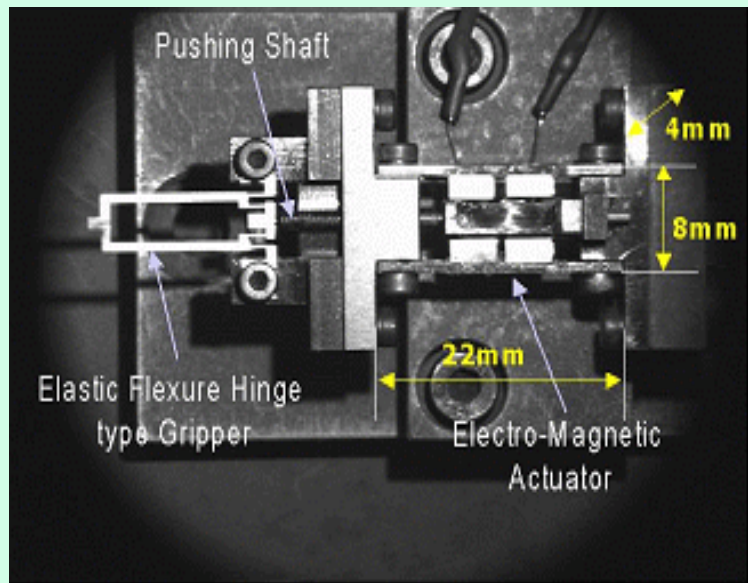
구속이 없는 유동제로기구

□ 구속 없는 유동 제로

- 안내기구의 극한 정밀도 필요 → 현실적으로 불가능
- 유동의 원인 : 가공오차, 마모, 윤활막, 변형 등

□ 탄성힌지기구(elastic hinge mechanisms)

- 선형운동: 평행링크 방식, 탄성중합체에 의한 지지



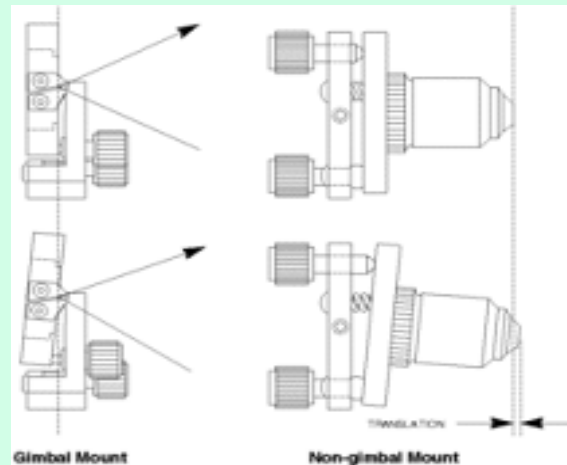
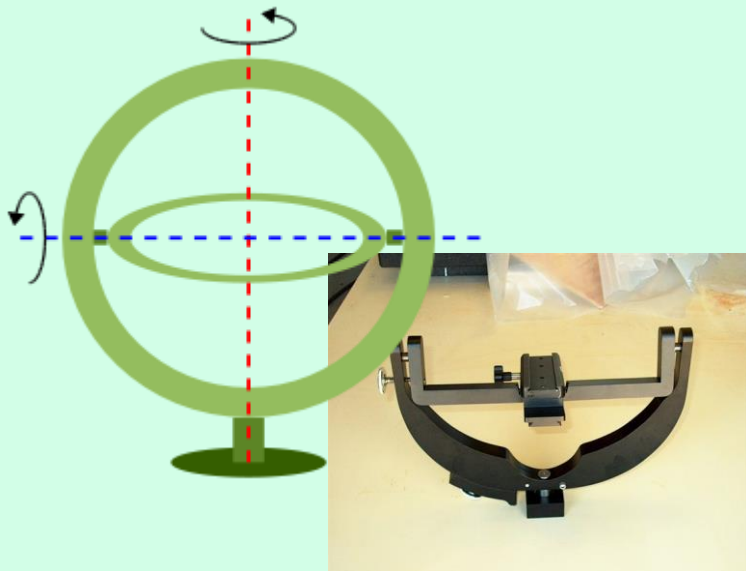
구속이 없는 유동제로기구

□ 구속 없는 유동 제로

- 안내기구의 극한 정밀도 필요 → 현실적으로 불가능
- 유동의 원인 : 가공오차, 마모, 윤활막, 변형 등

□ 김블 마운트(Gymbal mount)

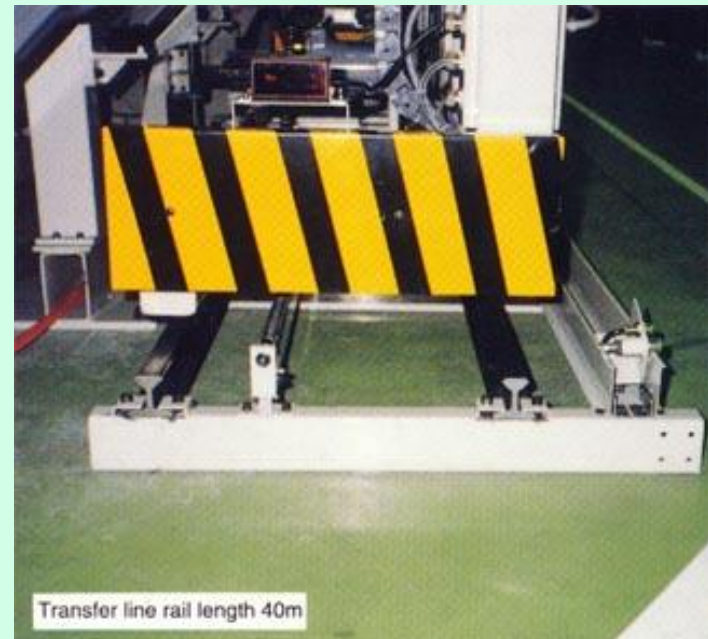
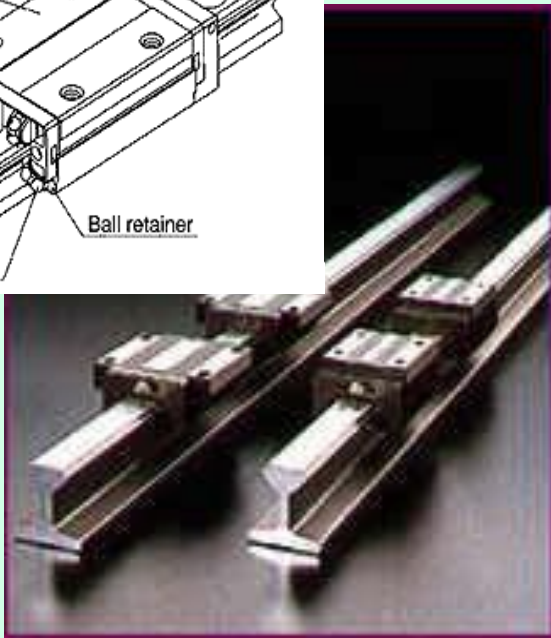
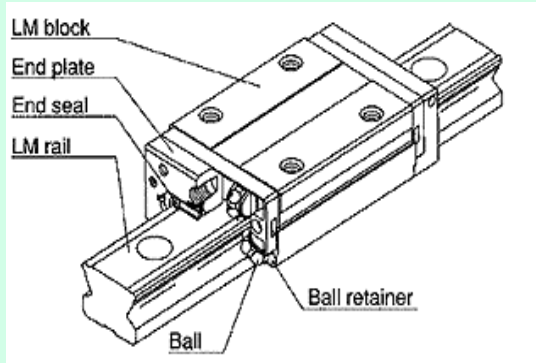
- 원래는 자이로기구 등 독립적인 2축 회전 기구 (독립 자세 유지)
- 직선 구동에 따른 자세 변화를 최소화 → 광학기구에 활용



구속을 이용한 유동제로기구

□ 간섭(interference)에 의한 구속 \Rightarrow 오차의 평균화 효과 이용

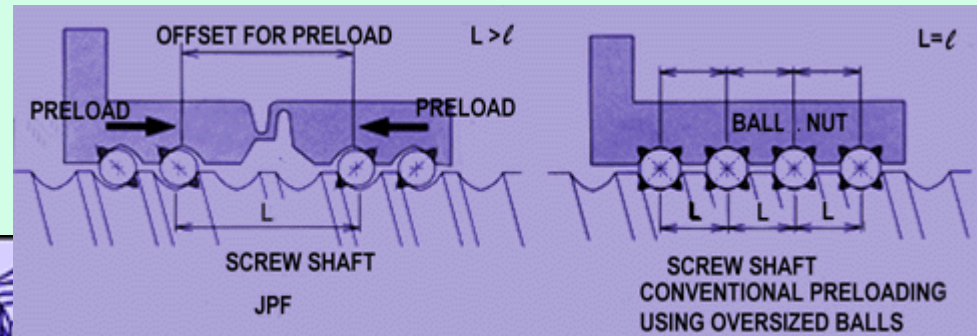
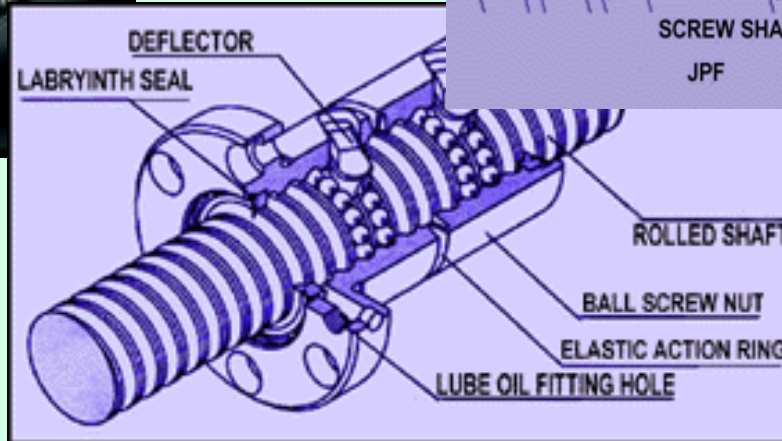
- 가이드를 셋 이상 가지는 선형가이드(linear guide)
- ➔ 롤-피치-요 운동이 발생해도 타 베어링 구속조건에 의해 오차감소
- ➔ 마찰이 심해지므로 에너지 손실이나 열발생이 증가



구속을 이용한 유동제조기구

□ 간섭(interference)에 의한 구속 \Rightarrow 오차의 평균화 효과 이용

- 정압예압 더블너트 방식(constant pre-load double nut type)
 - ➔ 볼 스크류나 리드 스크류 사용할 때 너트를 2개 조합하여 사용
 - ➔ 유동을 최소화, 각 나사의 피치오차도 간섭으로 저감
 - ➔ 마찰이 심하다. 변형발생, 저항의 심한 변동



구속을 이용한 유동제로기구

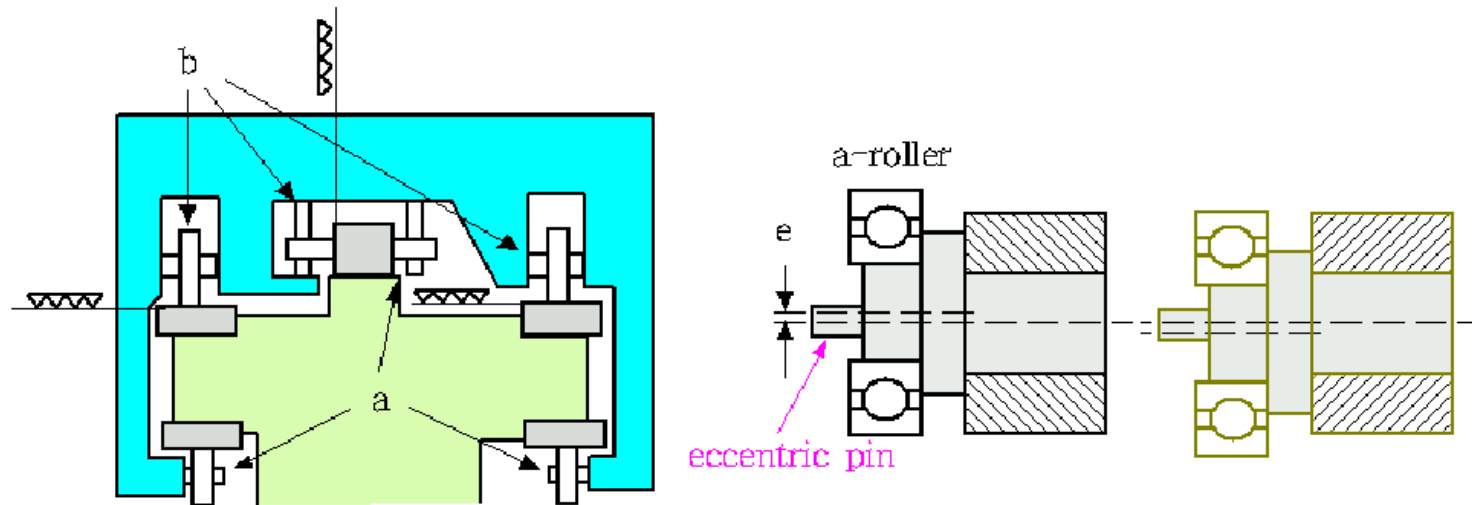
□ 간섭(interference)에 의한 구속 \Rightarrow 오차의 평균화 효과 이용

- 더블 웜 구동장치(double worm drive unit)
 - ➔ 터빈 감속기어용 대형 정밀 호빙머신 등에 사용
 - ➔ 2조의 웜을 웜 기어의 반대위치에 설치하여 회전오차 감소
- 커빅 커플링(Curvic coupling)
 - ➔ 항공기엔진 임펠러 축, 개스터빈의 로터 결합부
 - ➔ N.C공작기계의 공구대 분할위치 결정기구



구속을 이용한 유동제로기구

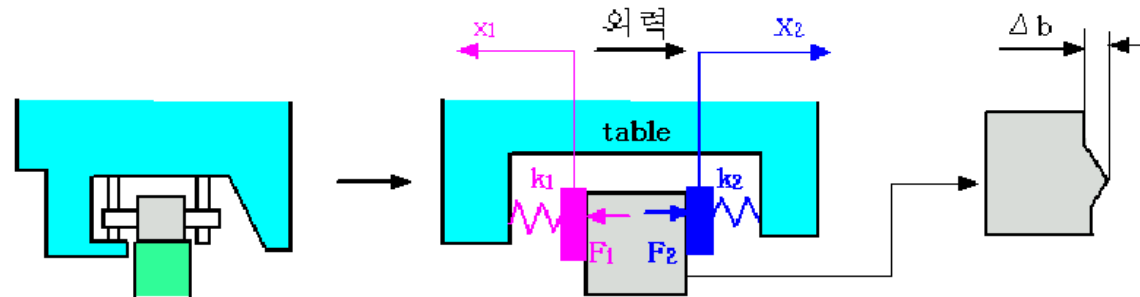
조정기구(adjusting mechanism)에 의한 구속 : Salje의 안내면 예



- ▶ 안내면은 두 개의 롤러(a: 외팔지지, b: 양단지지)에 의하여 안내
- ▶ 양단지지 롤러(lower compliance)와의 접촉부위는 고정밀 가공
- ▶ 강성 : $a < b$

구속을 이용한 유동제로기구

proof) 댐핑을 무시하면 아래와 같이 간략화



양쪽의 스프링에 작용하는 힘은 동일하므로 $F_1 = F_2 = F$

오차 위치에서의 변위식은 $x_1 + x_2 = \Delta b$, $x_1 = F/k_1$, $x_2 = F/k_2$

$$F/k_1 + F/k_2 = \Delta b \Rightarrow F = \frac{k_1 k_2 \Delta b}{k_1 + k_2}, \quad \therefore x_1 = \frac{k_2 \Delta b}{k_1 + k_2}, \quad x_2 = \frac{k_1 \Delta b}{k_1 + k_2}$$

외력의 방향이 x_2 의 방향일 경우 k_1 을 상대적으로 증가시키면 테이블의 오차 감소
반대방향일 경우에는 k_2 의 강성을 높여야 한다.

⇒ 힘의 방향이 양쪽으로 걸리는 경우 양면을 모두 고정도 가공 필요

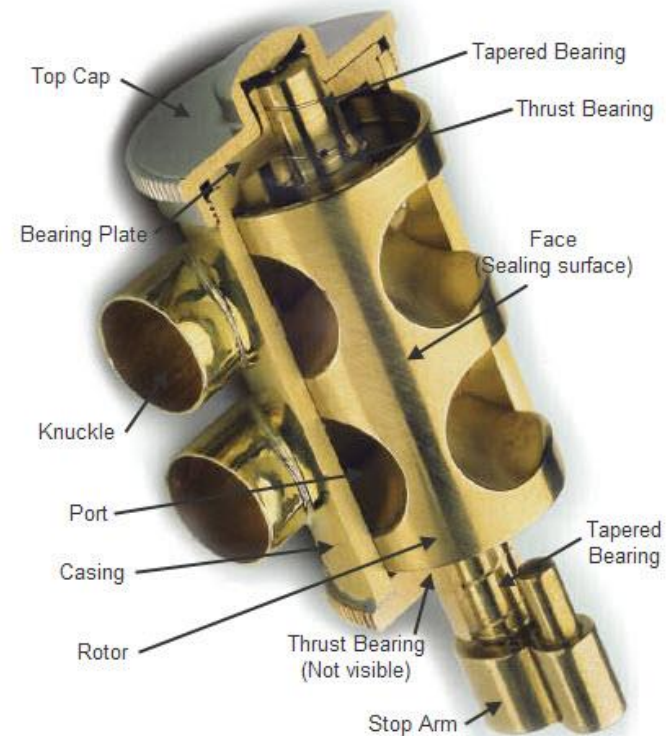
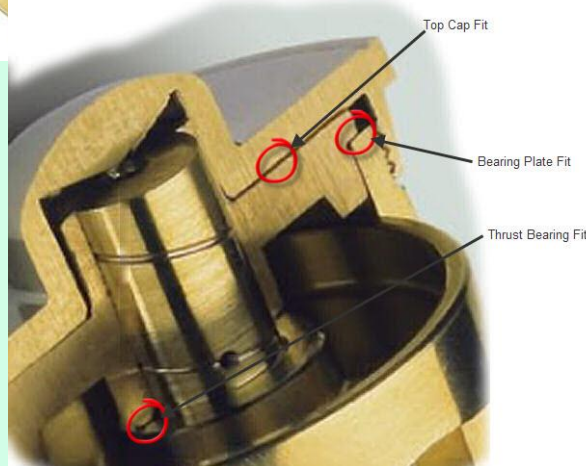
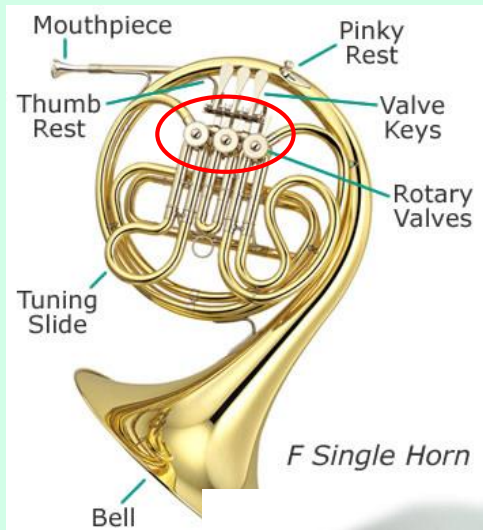
b 롤러는 편심 : 편심핀의 조정으로 반경방향 유동을 0으로 제어가능

⇒ 예압(preload)의 효과, 음의 유동을 주는 효과

The end of Ch. 4

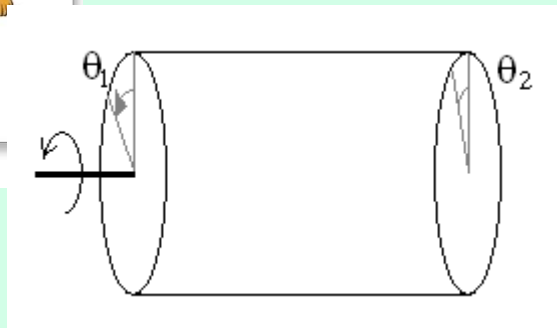
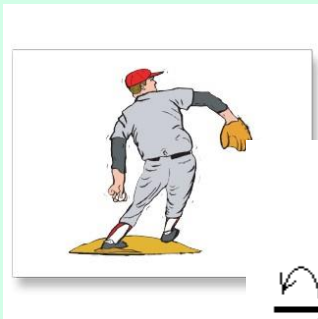
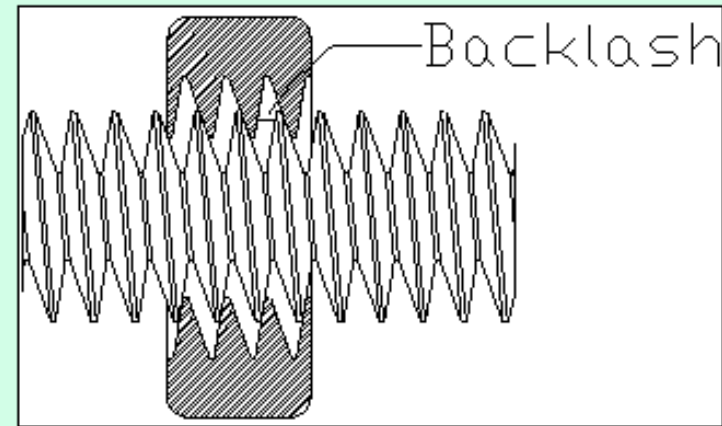
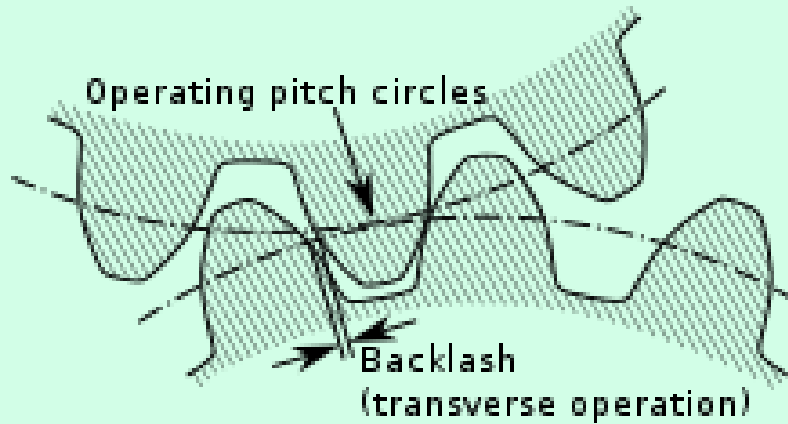
Play Examples

❑ Bearing end play (as a valve noise source of horns)

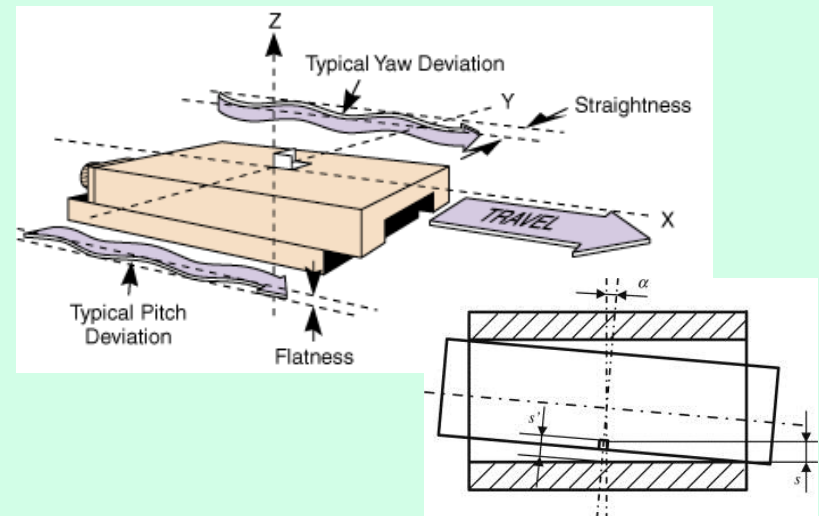


Play Examples

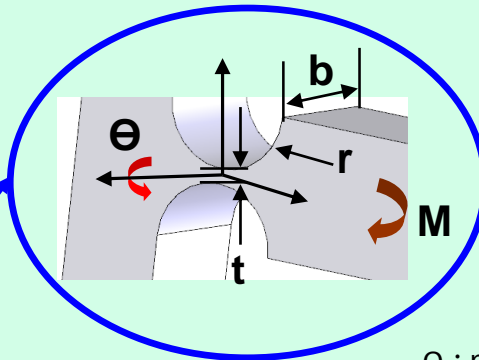
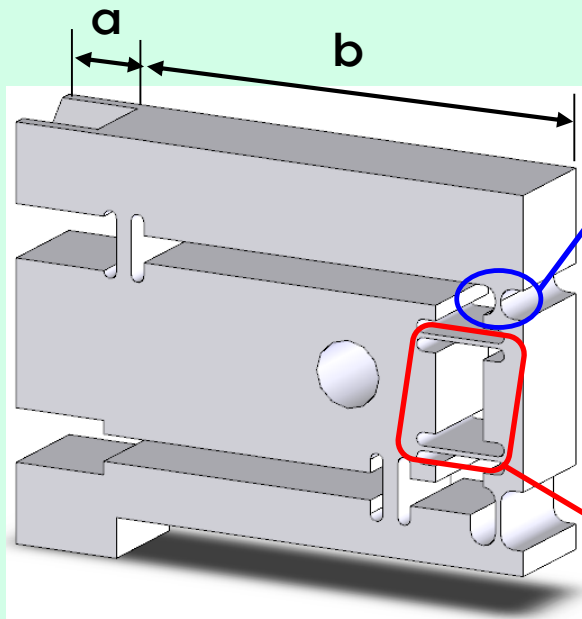
□ Other examples



$$\text{windup play} = \theta_1 - \theta_2$$



증폭용 유연 힌지 구조 예

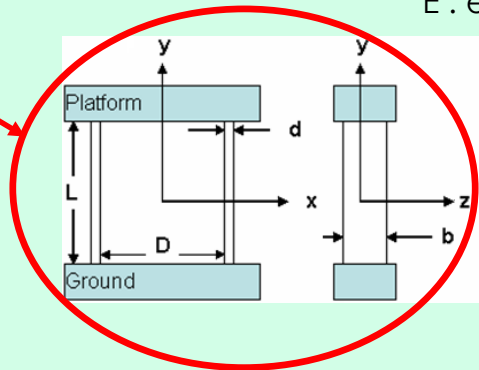


$$\theta = \frac{9\pi r^{\frac{1}{2}} M}{2Eb t^{\frac{5}{2}}} \quad M = K_i \theta$$

$$K_i = \frac{2Eb t^{\frac{5}{2}}}{9\pi r^{\frac{1}{2}}} \quad \sigma_{\max} = \frac{4Et^{\frac{1}{2}}}{3\pi r^{\frac{1}{2}}} \theta$$

θ : rotation angle, M : bending moment

E : elastic coefficient, K_i : hinge stiffness



$$k_{\partial_x F_x} = \frac{24EI_{zz}}{L^3} = 2Eb \left(\frac{d}{L} \right)^3$$

$$q_{\max} = \frac{\sigma_{\max} L^2}{3Ed}$$

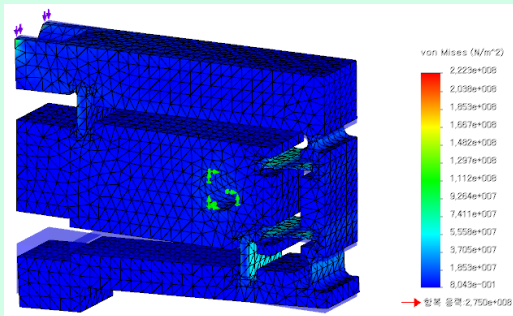
- 힌지와 판 스프링 구조
- 증폭률 (amplification ratio) = b/a

k : spring stiffness, E : elastic coefficient

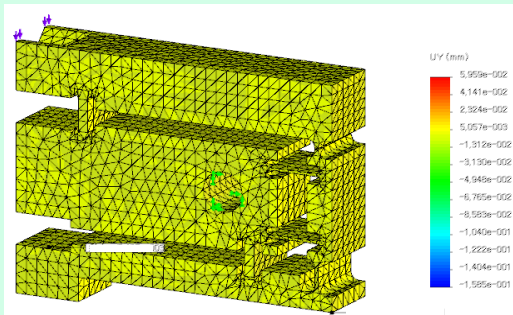
d : hinge thickness, q : deformation ratio

증폭용 유연 힌지 구조 예

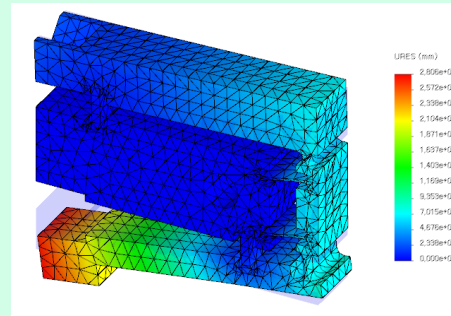
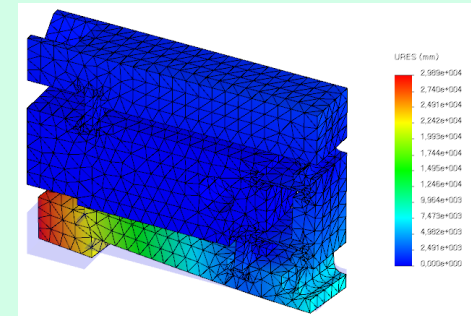
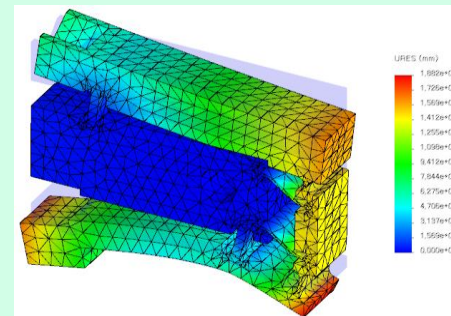
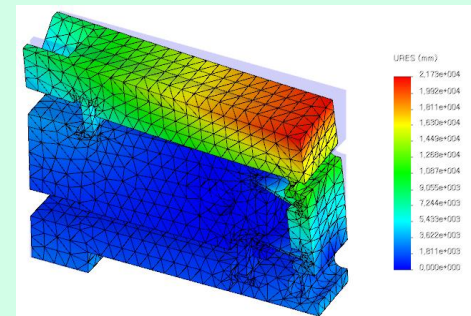
응력분포s



변위



모드 Shape

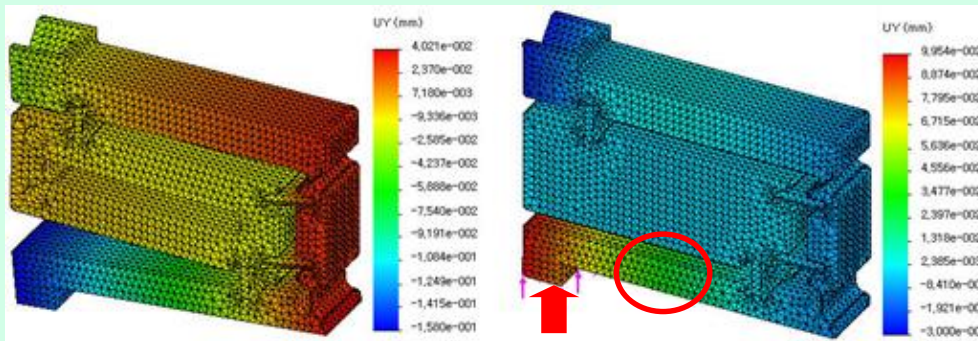
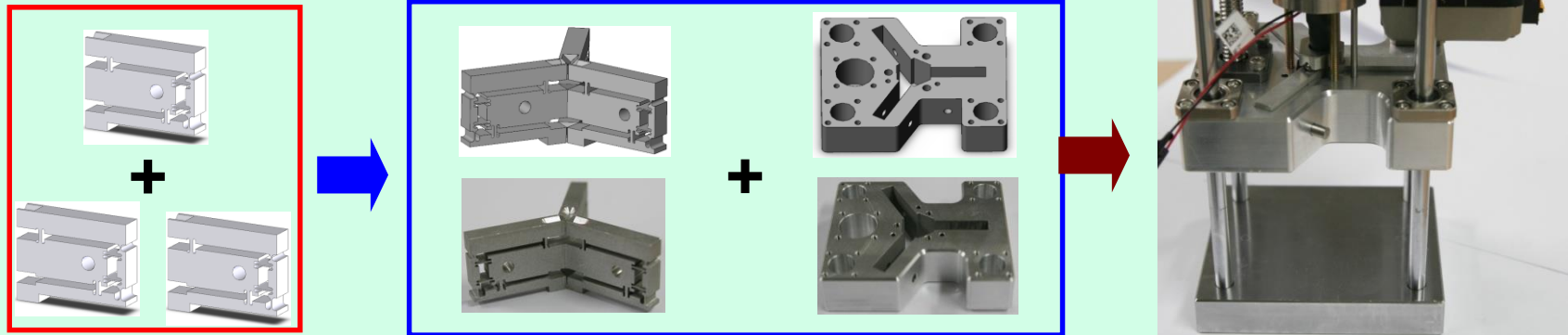
1st mode2nd mode3rd mode4th mode

| | 변위 | 1 st mode | 2 nd mode | 3 rd mode | 4 th mode |
|-----|---------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| 이론값 | 30μm -> 150μm | 815 Hz | 1983 Hz | 4192 Hz | 4658 Hz |
| 측정값 | 30μm -> 145μm | 761 Hz | 1800 Hz | - | - |

증폭용 유연 힌지 구조 예

■ 3중 구조 채택

- 강성과 안정성 확보
- 구조적 밸런스 확보
- 가공 및 조립 오차 최소화



without load : 150 μ m

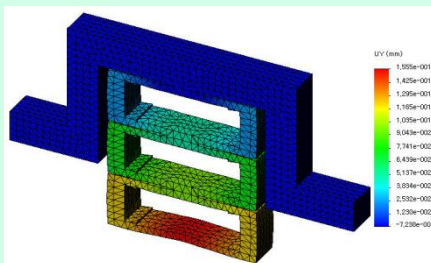
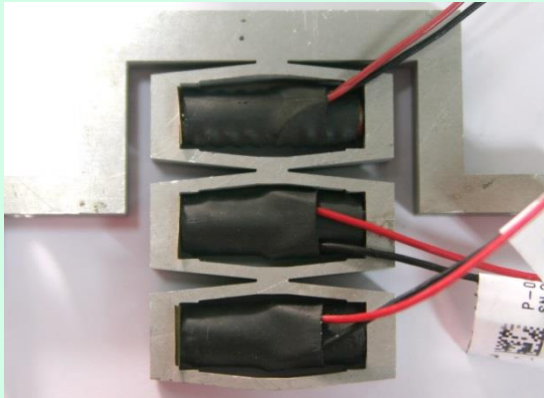
30N

With load : -90 μ m

- 기능의 독립성 확보 실패
- 변위는 확보하였으나
펀칭 하중의 한계로 펀칭 실패
→ Design change

증폭용 유연 힌지 구조 예

- 심발(cymbal)구조를 이용한 재설계 결과



Displacement

Stress

