

Optimum Design of a stem

E.G.D.M

2006005672 김현규

2007006377 김태훈

Contents

1. 서론

- a. 자전거 핸들 시스템의 최적화

2. 본론

- a. 정식화
- b. 변수설정
- c. 설계변수 선정
- d. 목적함수
- e. 제약조건

3. 결론

- a. 도해법을 이용한 결과
- b. KKT 조건
- c. 결과 및 토의

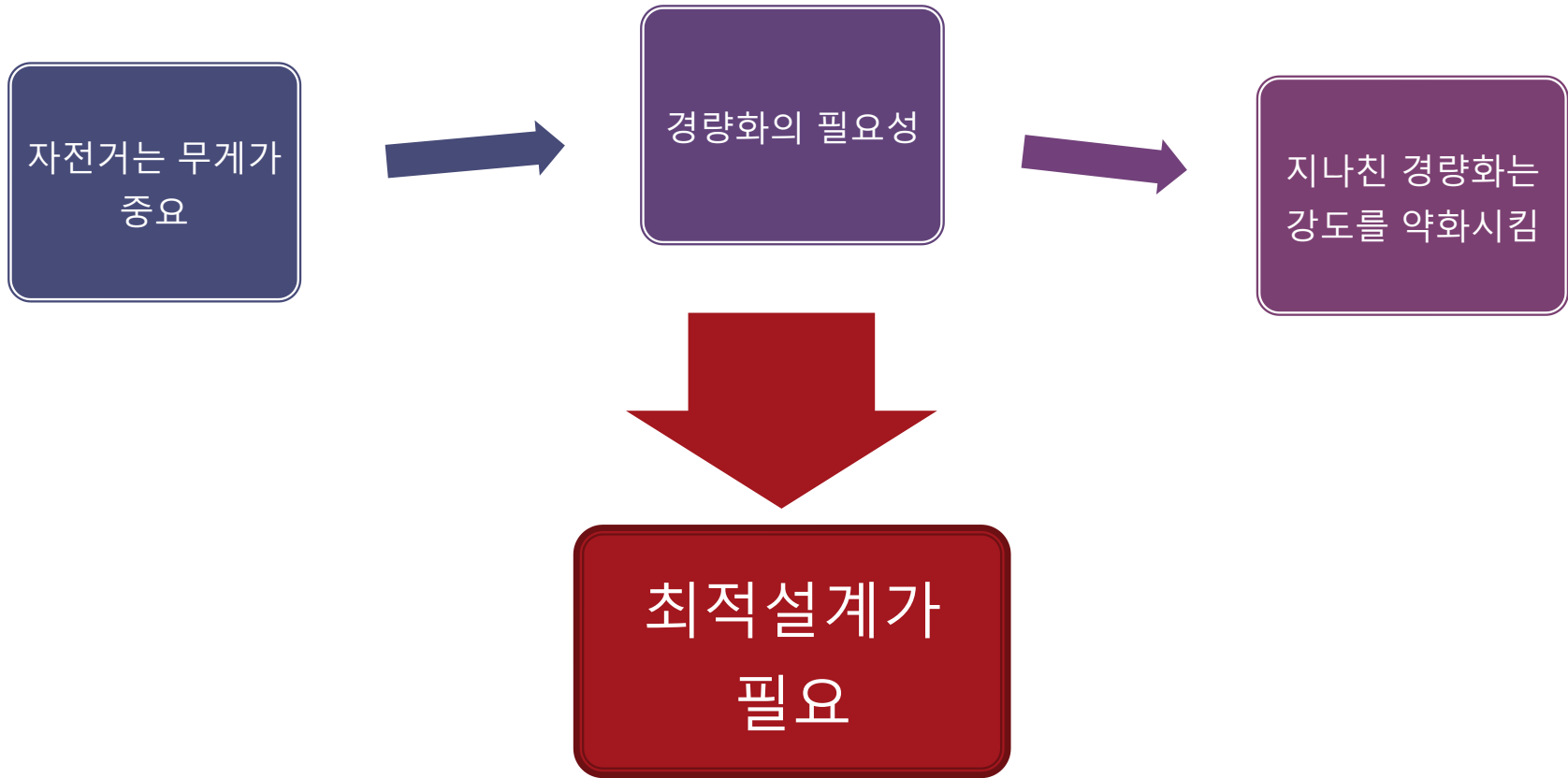
서론 - 스템이란 무엇인가

스스템이란 무엇인가?

- 핸들바와 자전거의 앞 포크를 이어주는 부재
- 직진성 향상과 주행안정성에 도움을 준다.



서론 - 시스템 최적설계의 필요성



본론 - formulation

고급 자전거 부품의 경우 가볍고 강도가 강하다.



무게를 10% 줄이면 가격이 10배로 증가한다.



알루미늄 hollow 부재를 이용하여 스템을 제작



최적설계를 이용하여 최대한 가벼우면서도 강도가 강한 스템 설계

본론 - data collection

Given variable

- Material : Al 7075(anealed)
- Yield Strength : 103 MPa
- Ultimate Strength : 228 MPa
- E : 71.7 GPa
- density : 2800 kg/m³
- Length = 130mm

Design variable

- r : outer radius of stem
- t : thickness of stem

본론 - 목적함수

- ▶ 무게를 최대한 가볍게 하는 것이 목적

$$\min f = \rho \times L \times A$$

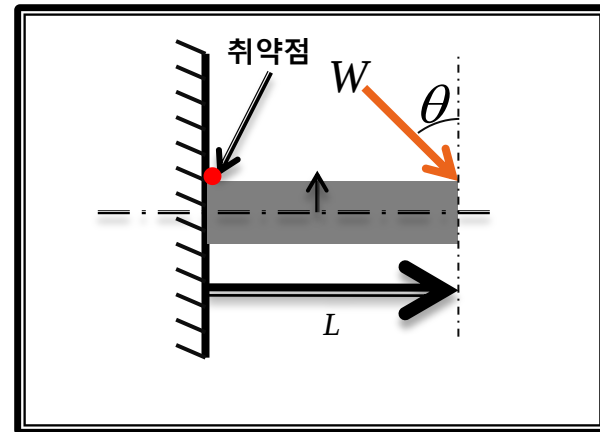
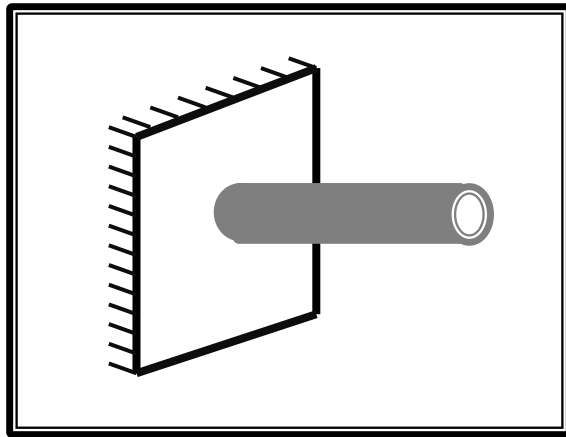
ρ ; density of material

L ; length of stem

A ; cross-area of stem

본론 - 구속조건

- ▶ Stem의 단순화 모델가정
 - 핸들바는 직선이라고 가정.
 - Stem을 Cantilever beam으로 가정
 - 포크 부분을 fixed, 핸들바 부분을 free로 가정.
 - 변형은 Euler/Bernoulli beam theory를 따른다고 가정



본론 - 구속조건

▶ CASE 1 - 주행 하중조건 가정

하중의 방향

• 하중이 45도로 stem에 작용

평균하중

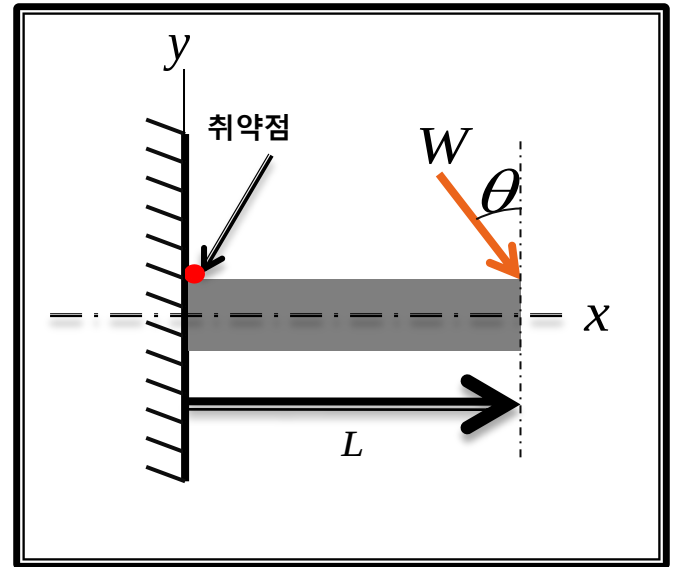
• 평균하중은 10 kgf로 가정

반복하중

• 반복하중은 2 kgf로 가정

반복횟수

• 총 반복횟수는 1.5×10^6 회로 다음과 같다.



$$5 \text{ years} \times 5 \text{ months/year} \times 3 \text{ weeks/month} \times 200 \text{ km/week} \times 100 \text{ cycles/km} \\ = 1.5 \times 10^6 \text{ cycles}$$

본론 - 구속조건

▶ CASE 2 - KS R 8016 한쪽 하중 시험

하중방향

- 하중은 핸들바의 끝부분에서 40mm 떨어진 지점

평균하중

- 하중의 크기는 스템 중심에 108 Nm가 가해지도록 한다.

시험조건

- 변형 및 파손이 없도록 한다.

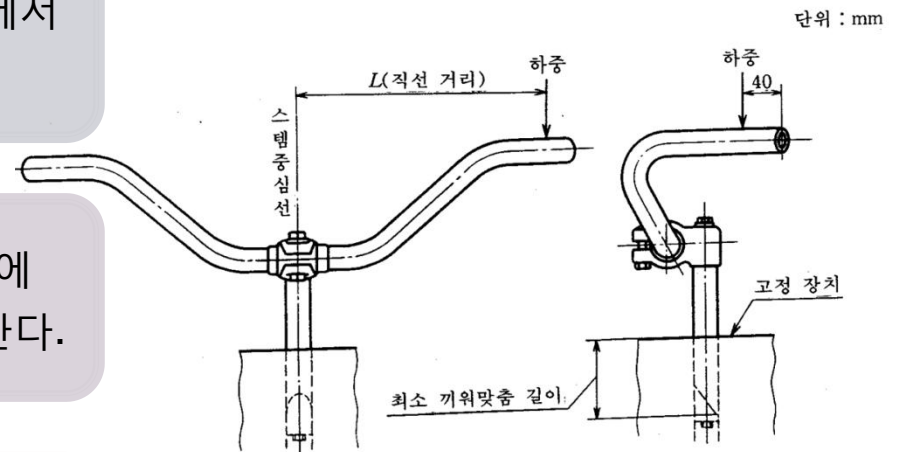


그림 1 한쪽 하중 시험

본론 - 구속조건

▶ CASE 3 - 스템의 전방 하중 시험

하중방향

- 아래쪽으로 45도 각도로 하중을 가한다.

하중크기

- 하중의 크기는 2000N 이다

시험조건

- 스템이 파손되지 않도록 한다.

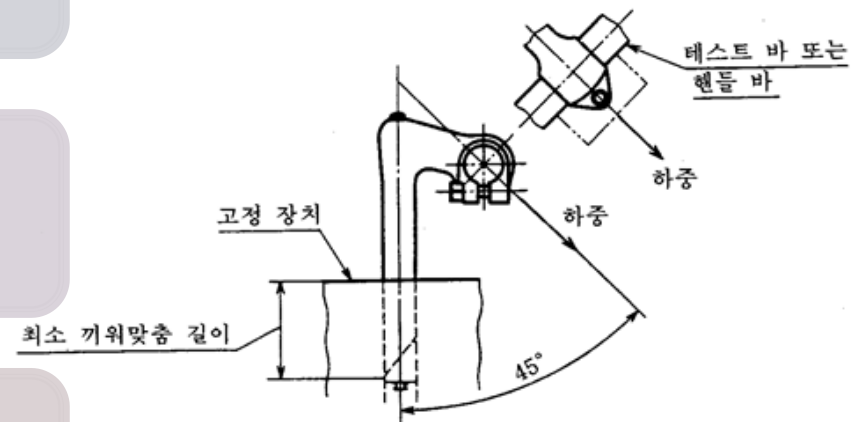


그림 2 스템의 전방 하중 시험

본론 - 구속조건

▶ CASE 4 - 피로 시험

하중위치

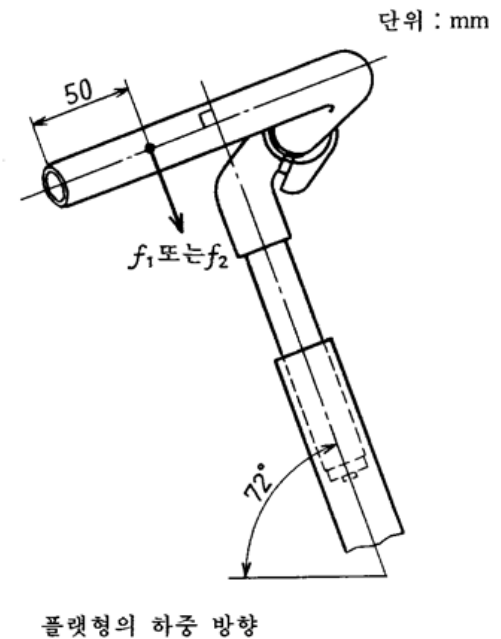
- 핸들의 끝에서 50 mm만큼 떨어진 곳에서 하중을 가한다.

반복하중

- 하중의 크기는 fully-reversed 로 350 N을 가한다

반복횟수

- 반복횟수는 50000회이다.



본론 - 구속조건

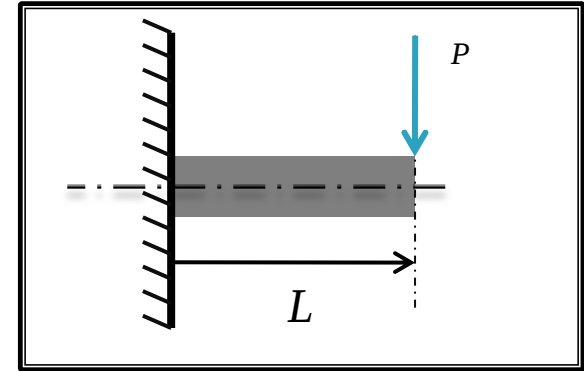
▶ 응력의 계산

◦ Bending Stress

$$\sigma_{bending} = K_b \frac{Mc}{I} = K_b \frac{PLr}{I} @ \text{ Top of the beam}$$

$$\tau_{bending} = K_b \frac{VQ}{Ib} \cong K_b \frac{4}{3} \frac{P}{A} @ \text{ N.A of beam}$$

* K_b ; bending stress concentration factor



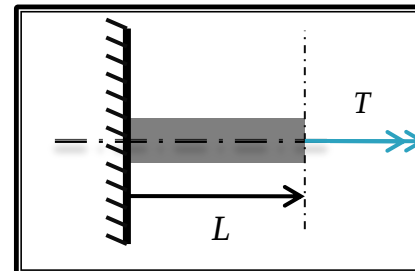
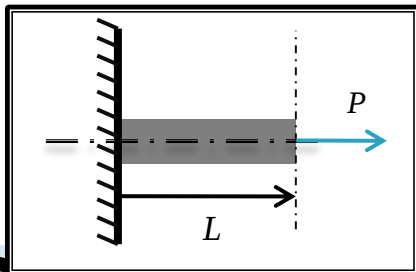
◦ Tension/Compression, Torsion

$$\sigma_{T/C} = K_a \frac{P}{A}$$

* K_a ; Axial stress concentration factor

$$\tau_{torsion} = K_t \frac{Tr}{J}$$

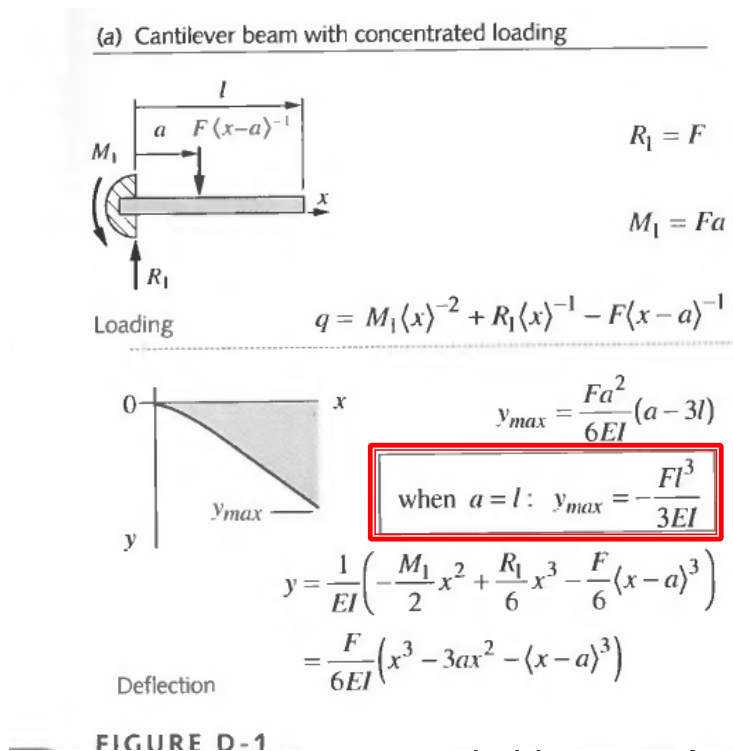
* K_t ; Axial stress concentration factor



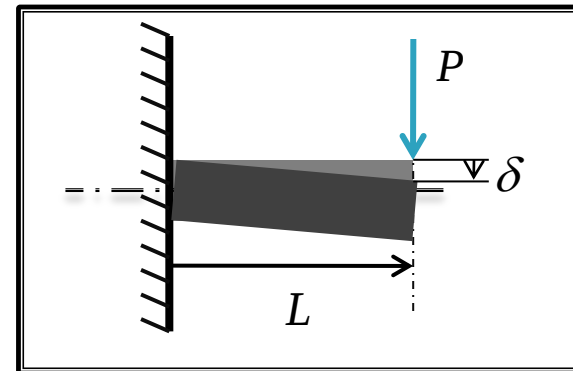
본론 - 구속조건

▶ 변형의 계산

- Euler/Bernoulli beam 이론을 만족하는 Cantilever beam의 변형으로 계산



$$\delta = \frac{PL^3}{3EI}$$



출처 : Machine Design 3rd edition, Norton, R.L

본론 - 구속조건

▶ 파손유형

인장/압축

- 축방향의 하중으로 인한 파손
- 주응력을 계산하여 인장강도보다 작으면 안전

좌굴

- 압축력에 의한 좌굴현상으로 인한 파손
- 압축력이 작용하지 않으므로 고려하지 않는다.

본론 - 구속조건

▶ 파손유형

피로파괴-HCF Analysis

- 반복된 하중으로 인한 파괴
- 다음 식을 만족
- 출처 : Machine Design 3rd edition,
Norton, R.L

$$\text{Modified - Goodman line : } \sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) \quad (6.15b)$$

$$\text{Soderberg line : } \sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (6.15c)$$

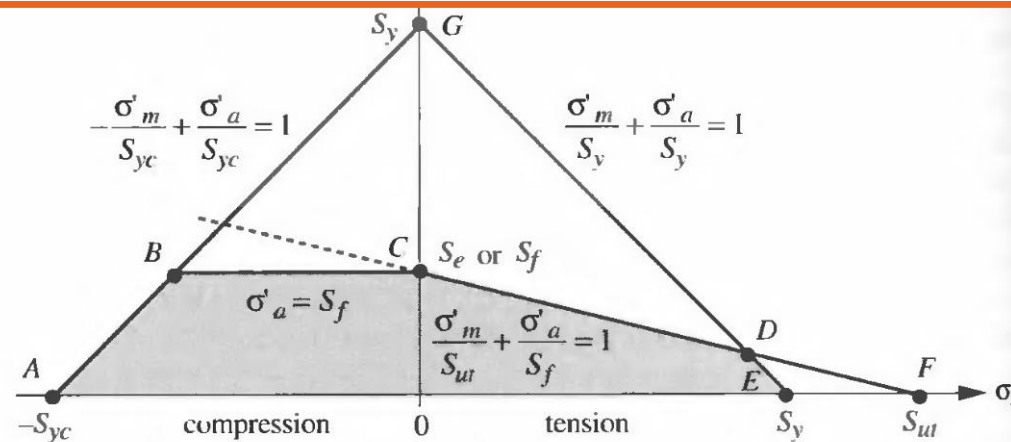


FIGURE 6-44

An "Augmented" Modified-Goodman Diagram

본론 - 구속조건

- ▶ CASE 1 : 가정했던 하중조건에서 피로강도를 만족

$$g_1(r,t) = \frac{\sigma_a(r,t)}{S_f} + \frac{\sigma_m(r,t)}{S_{ut}} - \frac{1}{S.F.} \leq 0; \text{ modified-Goodman line}$$

$$g_2(r,t) = \frac{\sigma_a(r,t)}{S_y} + \frac{\sigma_m(r,t)}{S_y} - \frac{1}{S.F.} \leq 0; \text{ yield line}$$

- ▶ CASE 2 : KS R 8016의 한쪽하중시험

$$g_3(r,t) = \sigma_{1,case2} - \sigma_{ut} \leq 0$$

σ_1 : maximum principal stress

$$g_4(r,t) = \delta_{case2} - \delta_{allow} \leq 0$$

본론 - 구속조건

▶ CASE 3 : KS R 8016의 전방하중시험

$$g_5(r,t) = \sigma_{1,\text{case3}} - \sigma_{ut} \leq 0$$

- 파손이 일어나지 않을 조건이므로 변형을 고려하지 않는다.

▶ CASE 4 : KS R 8016의 피로시험

$$g_6(r,t) = \frac{\sigma_{a,\text{case4}}(r,t)}{S_{f,\text{case4}}} + \frac{\sigma_{m,\text{case4}}(r,t)}{S_{ut}} - \frac{1}{S.F.} \leq 0; \text{ modified-Goodman line}$$

$$g_7(r,t) = \frac{\sigma_{a,\text{case4}}(r,t)}{S_y} + \frac{\sigma_{m,\text{case4}}(r,t)}{S_y} - \frac{1}{S.F.} \leq 0; \text{ yield line}$$

본론 - 구속조건

▶ 변수들의 제약조건

$$g_8(r, t) = -t \leq 0$$

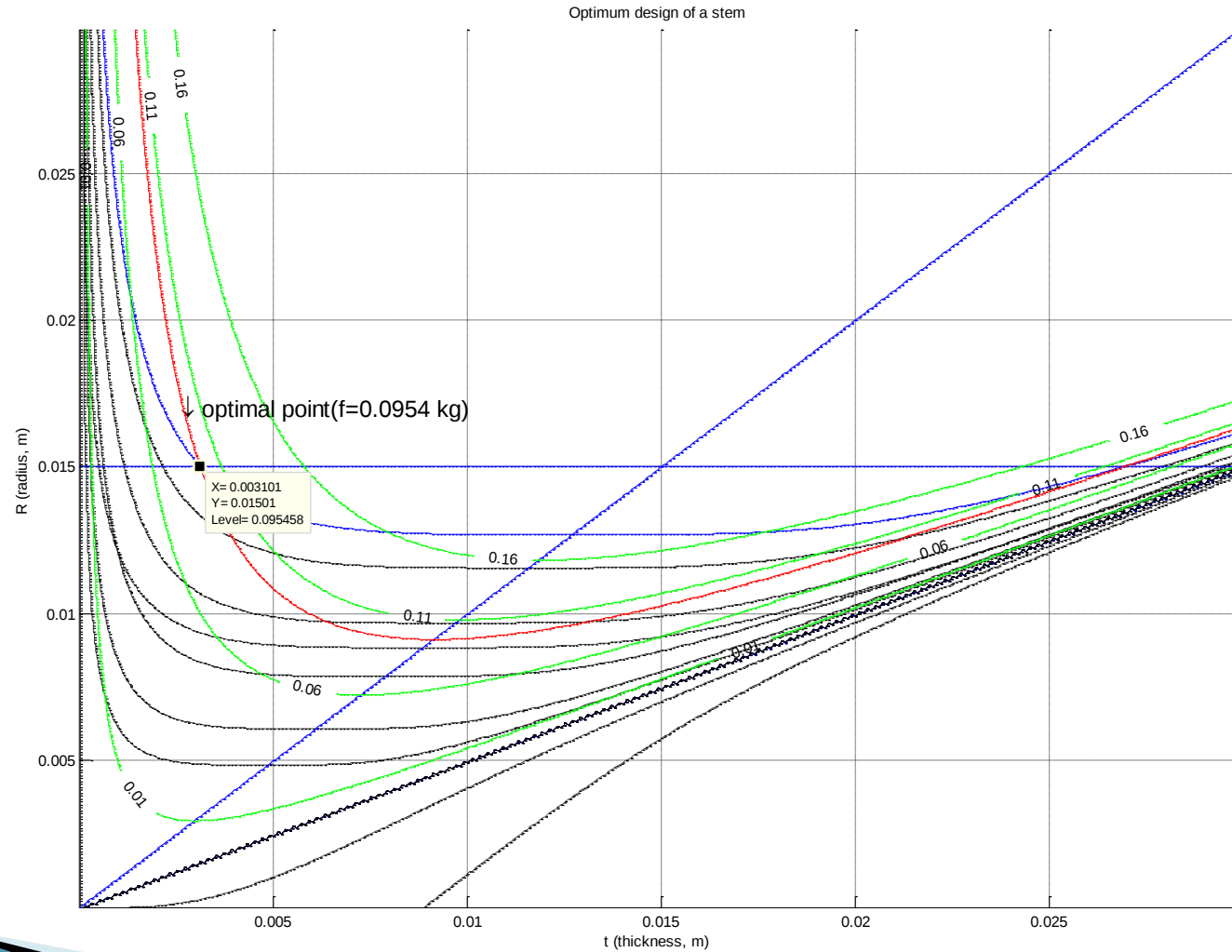
$$g_9(r, t) = t - r \leq 0$$

$$g_{10}(r, t) = -r \leq 0$$

$$g_{11}(r, t) = r - r_{\max} \leq 0$$

- 반지름과 두께가 0보다 크다.
- 두께는 반지름 보다 클 수 없다.
- 반지름은 최대반지름 이하여야 한다.
(반지름이 15 cm 이상이면 제작하는데 어려움)

결론 - 그래프 결과

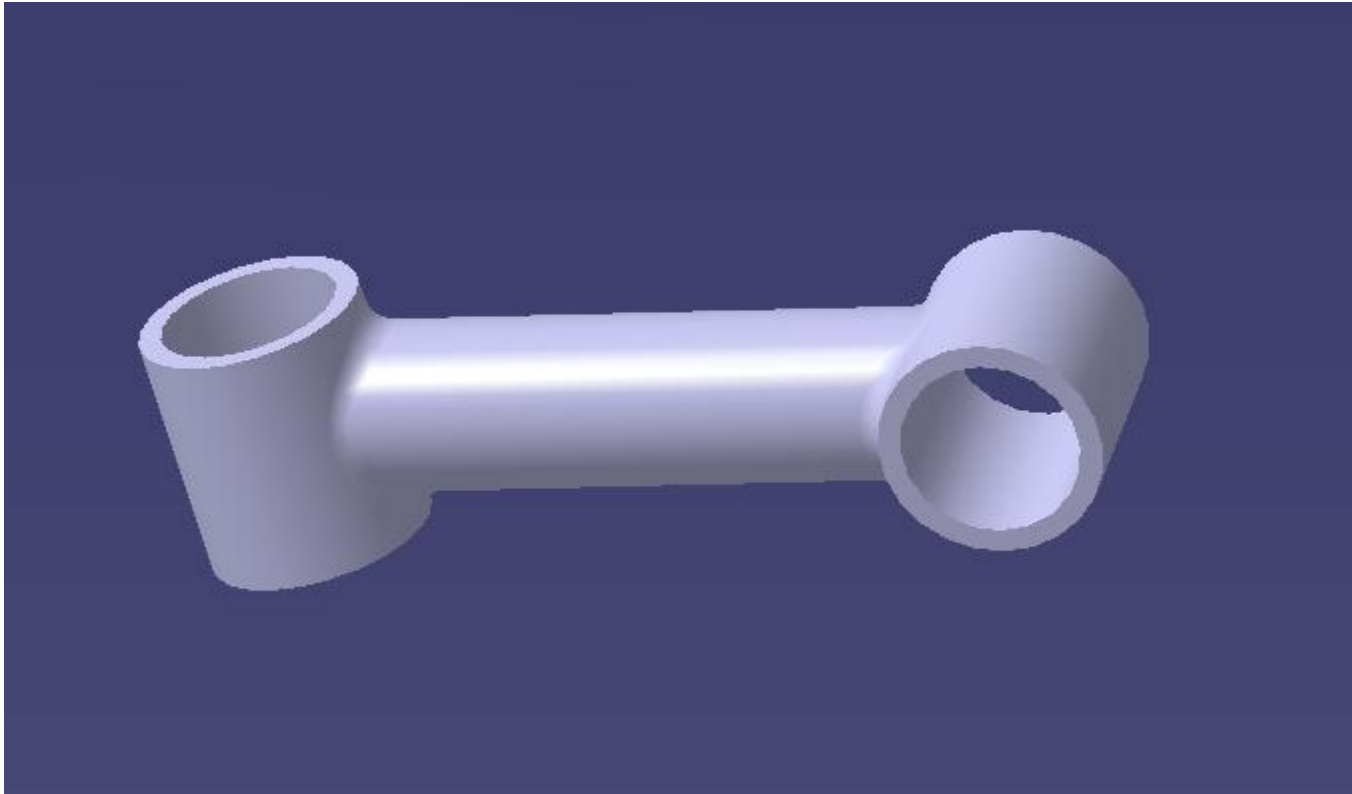


결론 - KKT

- ▶ MATLAB의 symbolic 연산을 이용하여 계산
- ▶ 그래프에서 본 Active 구속조건만 이용하여 계산
 - g5, g8 구속조건이 Active

u5	u8	r	t	f
0.1618	12.0957	0.0150	0.0031	0.0954

카티아 설계



결론 및 고찰

- ▶ 반지름 15 mm, 두께 3.1mm에서 최적무게 95.4g 을 얻었다.
- ▶ Graphical method와 KKT condition 모두 유사한 최적값 도출
- ▶ 기존 시스템과의 비교 결과 타당한 설계

Reference

- ▶ Introduction to Optimum Design 2nd edition
Arora, J. S.
- ▶ Machine Design 3rd edition, Norton, R.L
- ▶ KS R 2016, 기술표준원 국가인증정보센터

감사합니다.