

Design of connecting rod

미래자동차공학과 안치호 오종은

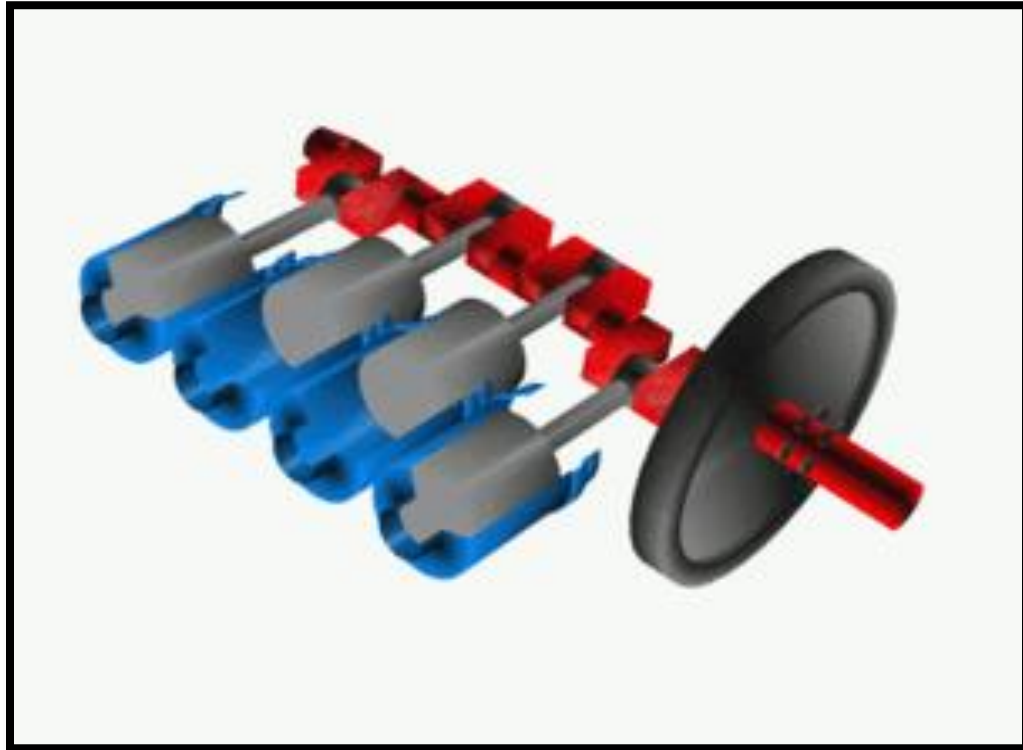
Design of connecting rod



Contents

- ◆ 연구 주제
- ◆ 연구 내용 & 결과
 - 위상최적화
 - 치수최적화
 - 최적설계안 도출
 - 최적설계안 검증
- ◆ 연구 결론

엔진의 동력을 전달하는 가장 기본적이면서 핵심적인 부품 선정



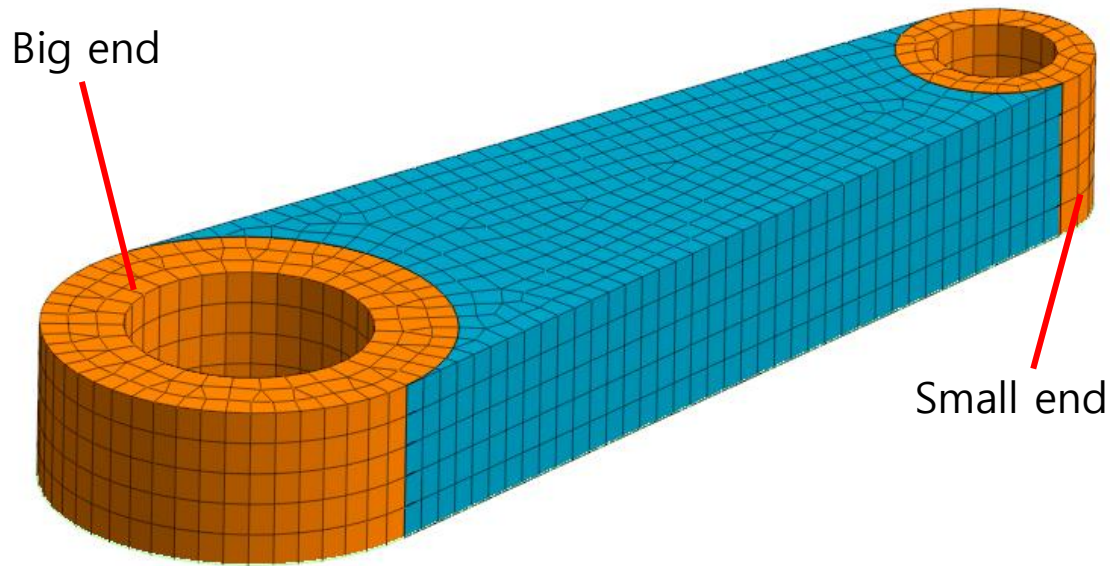
Connecting rod의 특징

- 엔진 연소실에서 발생하는 큰 폭발력이 반복적으로 전달된다
- 피스톤의 왕복직선운동을 크랭크축 회전운동으로 변환시킨다
- 작은 결함으로 큰 사고를 유발한다

Connecting Rod 최적설계

위상최적화 모델 및 입력 조건

초기모델



물성치

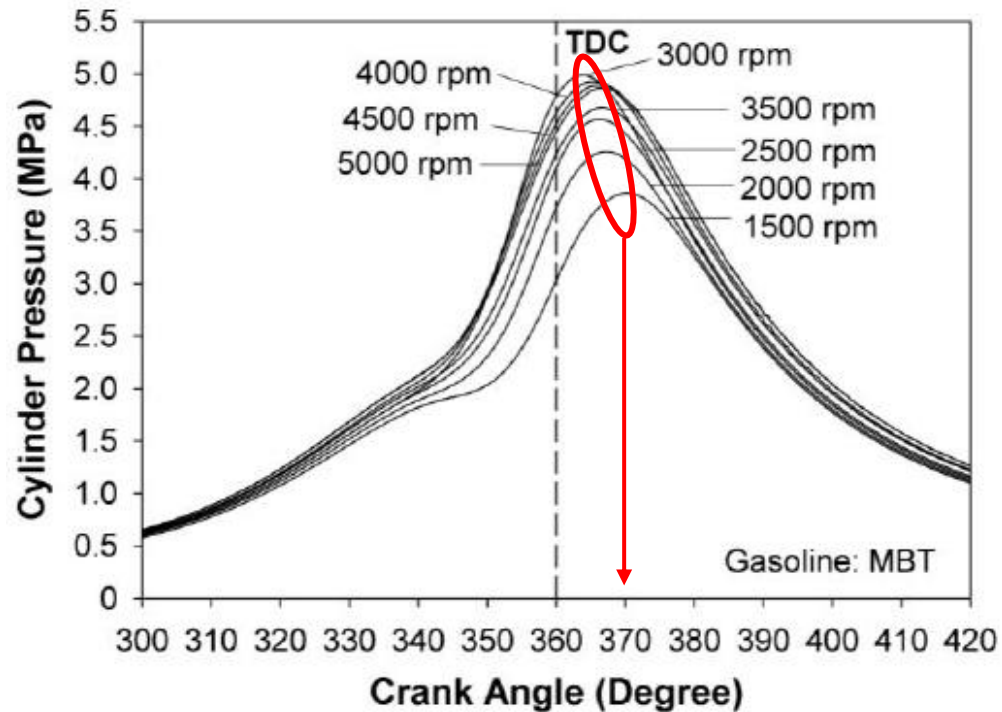
- SAE-AISI 1070 Carbon Steel
 $E = 200MPa$ $\nu = 0.3$ $d = 7700kg/m^3$
 $\sigma_y = 550MPa$ $\sigma_u = 900MPa$

하중 & 구속 조건

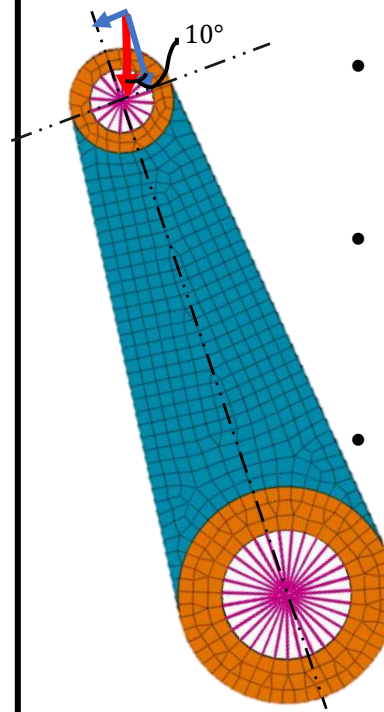
- Big end 고정구속 & Small end 압축력
- Big end 고정구속 & Small end 인장력
- Big end 압축력 & Small end 고정구속
- Big end 인장력 & Small end 고정구속

위상최적화 하중조건 세분화

크랭크 각도에 따른 엔진 실린더 압력



하중 조건



- 각각의 압축&인장 하중을 축 방향 하중과 굽힘 하중으로 나누어 입력

- *Compressive Force*

$$= -PCP \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right) + m_p R \omega^2 (1 + R/L)$$

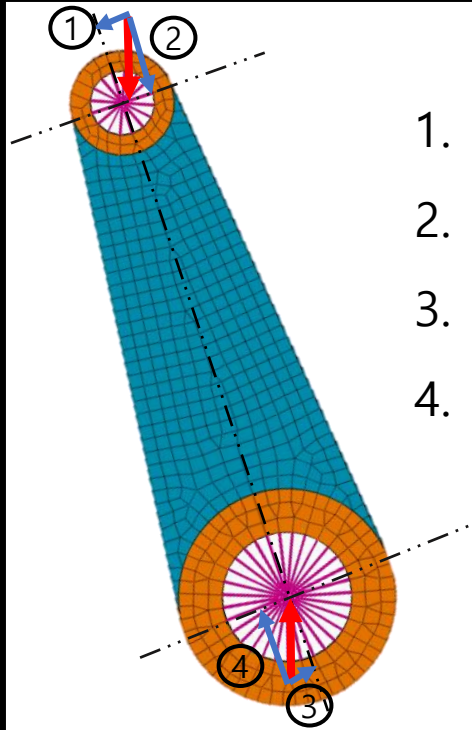
- *Tensile Force*

$$= \left(1 - \frac{L_{cg}}{L} \right) m_b R \omega^2 + \left(m_p + \frac{m_b L_{cg}}{L} \right) R \omega^2 (1 + R/L)$$

* PCP: peak cylinder pressure, m_p : piston, pin mass, R : half stroke, m_b : connecting rod mass

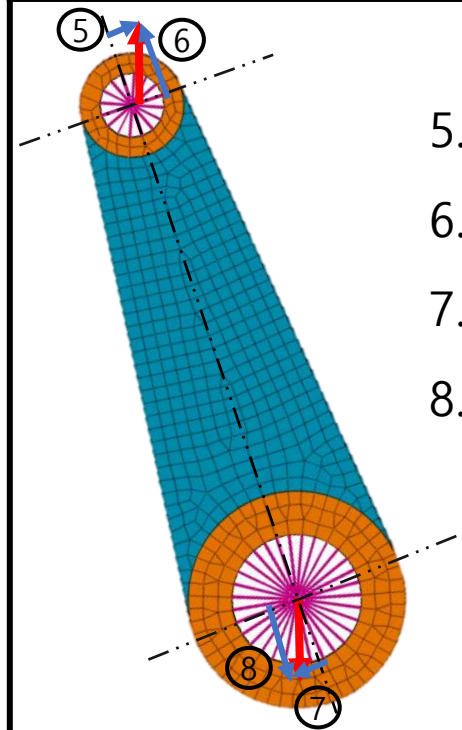
위상최적화 해석 케이스 설정

압축



1. Small end 굽힘하중 9.85kN
2. Small end 압축하중 55.8kN
3. Big end 굽힘하중 9.85kN
4. Big end 압축하중 55.8kN

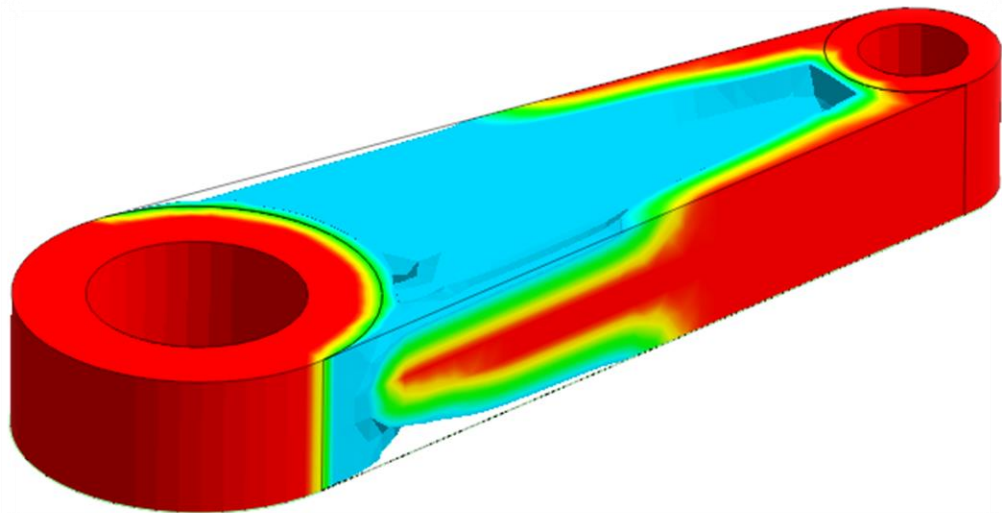
인장



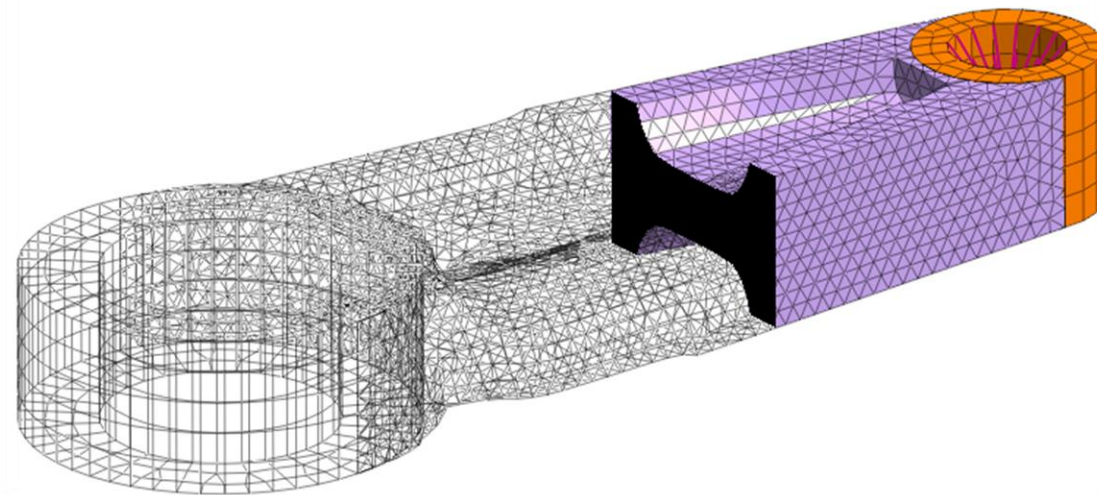
5. Small end 굽힘하중 1.48kN
6. Small end 인장하중 8.38kN
7. Big end 굽힘하중 1.48kN
8. Big end 인장하중 8.38kN

Big & Small end는 비설계영역으로 지정 / 컴플라이언스 최소화로 위상최적화 진행

위상최적화 결과



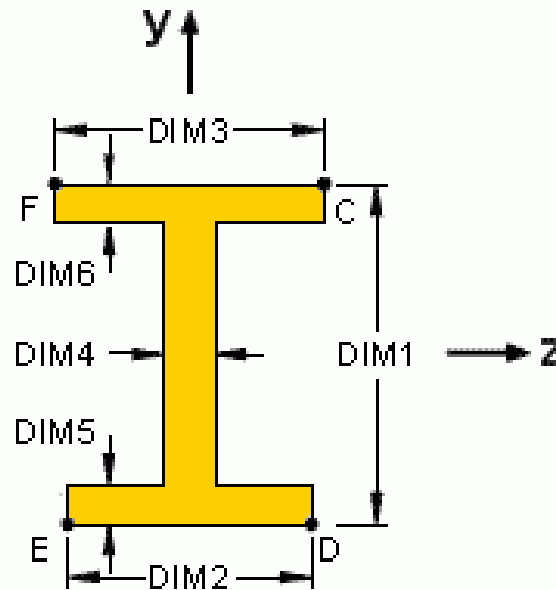
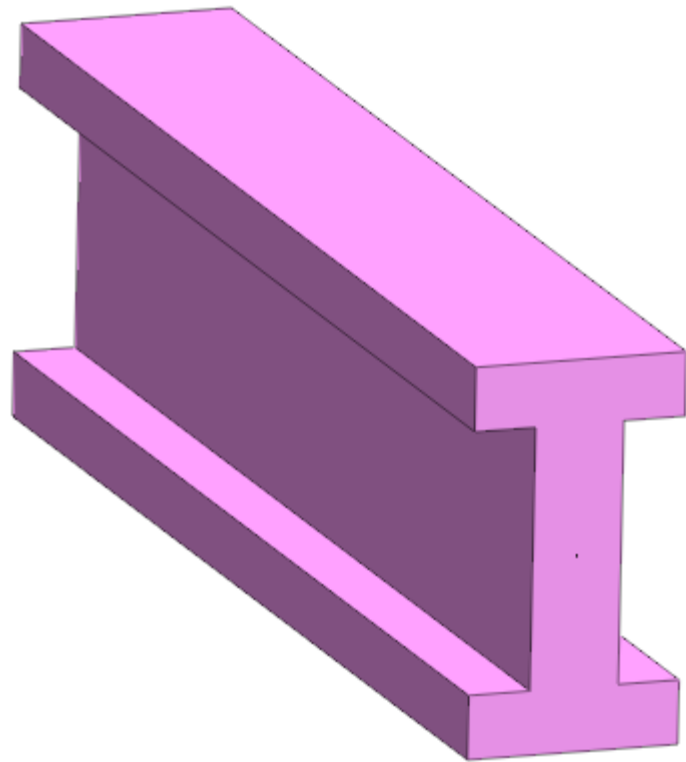
재료밀도 0.25 이상의 위상



위상최적화 최적모델 생성

I beam 형태의 단면 형상이 나오는 것을 확인

치수최적화 초기모델 생성



I		
DIM1	<input type="text" value="36.5"/>	mm
DIM2	<input type="text" value="20"/>	mm
DIM3	<input type="text" value="20"/>	mm
DIM4	<input type="text" value="8.4"/>	mm
DIM5	<input type="text" value="6"/>	mm
DIM6	<input type="text" value="6"/>	mm

위상최적화 모델의 중간지점(60mm)의 I형상 치수를 적용한
1D 등가모델 생성

치수최적화

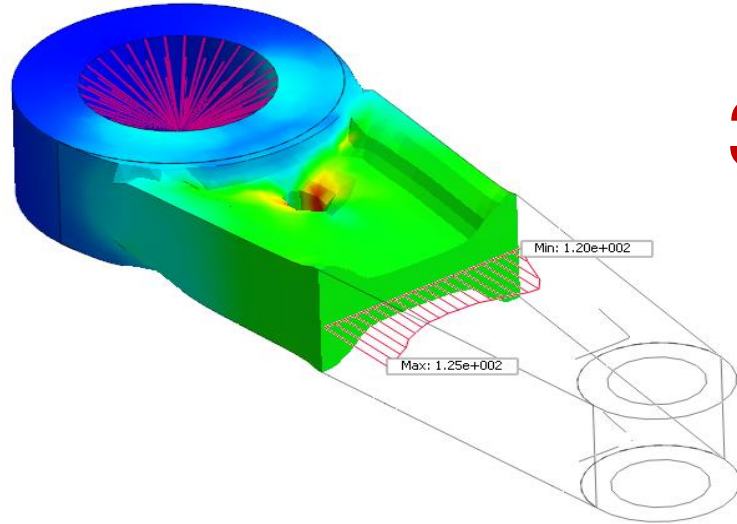
연구주제

연구내용&결과

연구 결론

치수최적화 초기모델 검증

- 압축하중

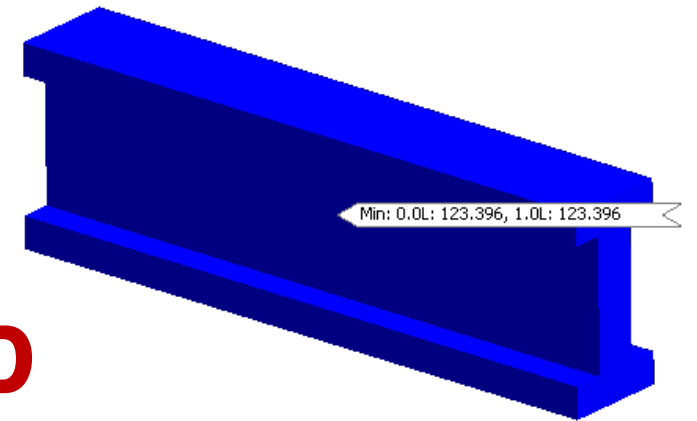


3D

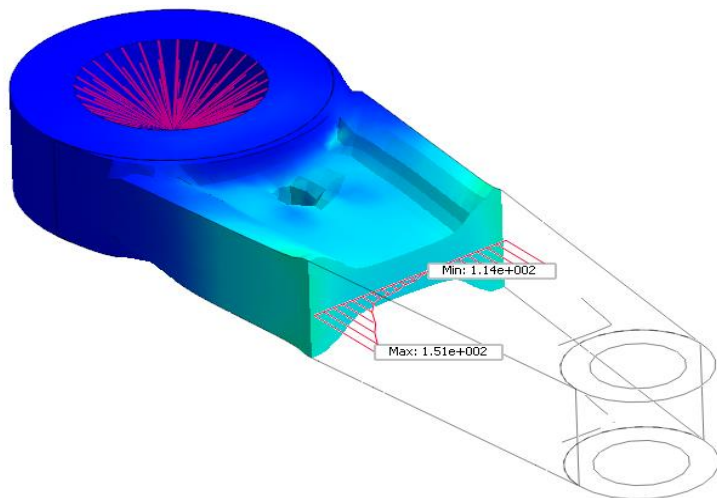
125Mpa

123Mpa

1D



- 굽힘하중

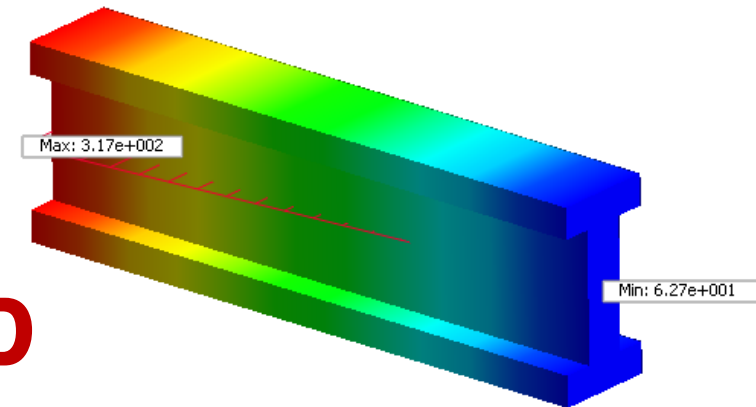


3D

151Mpa

189Mpa

1D



치수최적화 해석 케이스 설정 - 제한응력

Find d_i ($i = 1, 4, 5, 6$)

$$\min m(d_i) = \{d_1 d_4 + d_3 d_6 + d_2 d_5 - d_4(d_5 + d_6)\} \times L \rho$$

s. t. $\sigma_{max} \leq S_e$

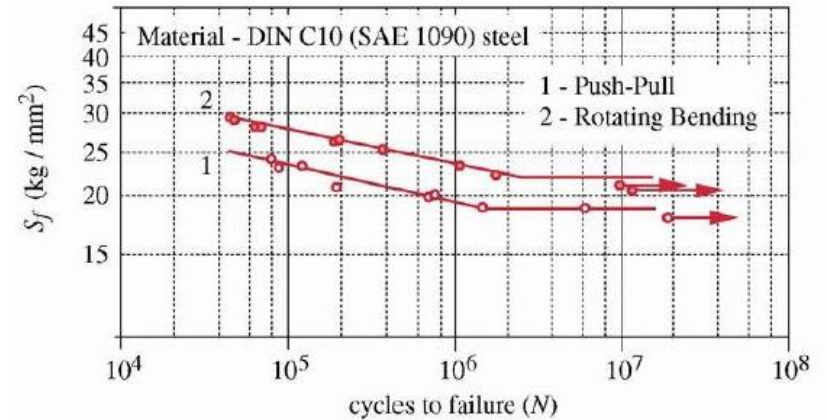
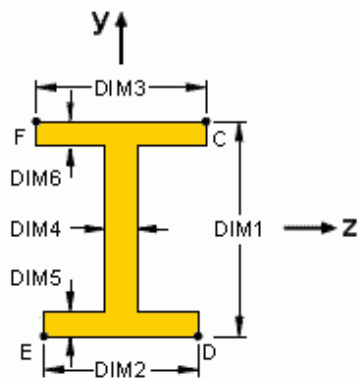
$$33.57 \text{ mm} \leq d_1 \leq 41.03 \text{ mm}$$

$$5.04 \text{ mm} \leq d_4 \leq 11.76 \text{ mm}$$

$$3.6 \text{ mm} \leq d_5 \leq 8.4 \text{ mm}$$

$$3.6 \text{ mm} \leq d_6 \leq 8.4 \text{ mm}$$

$$k_{load} = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases}$$



➔ 각 Sub case의 하중 형태에 따라 S_e 적용

치수최적화 해석 케이스 설정 - 설계변수 범위

Find d_i ($i = 1, 4, 5, 6$)

$$\min m(d_i) = \{d_1 d_4 + d_3 d_6 + d_2 d_5 - d_4(d_5 + d_6)\} \times L\rho$$

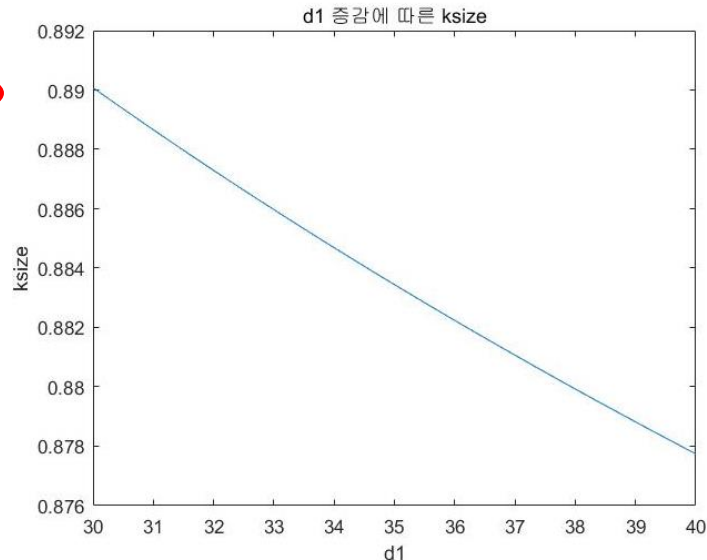
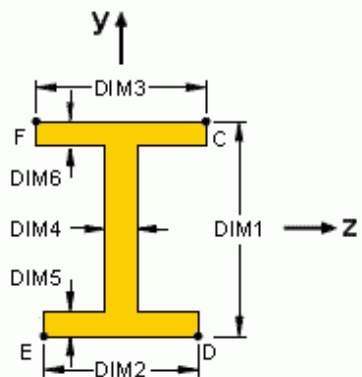
s. t. $\sigma_{max} \leq S_e$

$33.57 \text{ mm} \leq d_1 \leq 41.03 \text{ mm}$

$5.04 \text{ mm} \leq d_4 \leq 11.76 \text{ mm}$

$3.6 \text{ mm} \leq d_5 \leq 8.4 \text{ mm}$

$3.6 \text{ mm} \leq d_6 \leq 8.4 \text{ mm}$

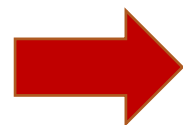
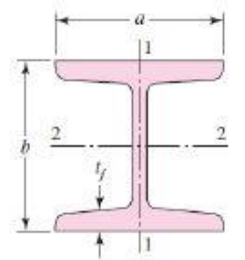


$$k_{size} = \begin{cases} 1 & d \leq 0.3 \text{ in (8mm)} \\ 1.189d^{-0.097} & 8 \leq d \leq 250 \text{ mm} \\ 0.869d^{-0.097} & 0.3 \leq d \leq 10 \text{ in} \\ 0.6 & d \geq 10 \text{ in (250mm)} \end{cases}$$

For noncircular section

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95\%}}{0.0766}}$$

$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{axis 1-1} \\ 0.05ba & \text{axis 2-2, } t_f > 0.025a \end{cases}$$



Size factor의 중요 요인인 d_1 의 변수범위를 제한함으로써 피로에 대한 내구성 향상 기대

치수최적화

연구주제

연구내용&결과

연구 결론

치수최적화 단면 모델링

최적화 목적함수 제약조건

목적함수

이름	설계응답	가중치
▶ 목적함수-1	응답-1	1.000000
목적함수-2	응답-3	1.000000
목적함수-3	응답-5	1.000000
목적함수-4	응답-7	1.000000
목적함수-5	응답-9	1.000000
목적함수-6	응답-11	1.000000
목적함수-7	응답-13	1.000000
목적함수-8	응답-15	1.000000

추가 삭제

센서 결과조합 SUM

조건 MIN

최적화 목적함수 제약조건

제약조건

설계응답	하한값	상한값
▶ 응답-2	-	272.000000
응답-4	-	320.000000
응답-6	-	272.000000
응답-8	-	320.000000
응답-10	-	272.000000
응답-12	-	320.000000
응답-14	-	272.000000
응답-16	-	320.000000



단면템플릿

DIM1	40.166	mm
DIM2	20	mm
DIM3	20	mm
DIM4	5.17054	mm
DIM5	5.8322	mm
DIM6	5.61458	mm

절점에서 전단중심의 거리

DY 0 mm

DZ 0 mm

< 전단중심 >

확인 취소

치수최적화 I형강 단면

최적설계안 도출

연구주제

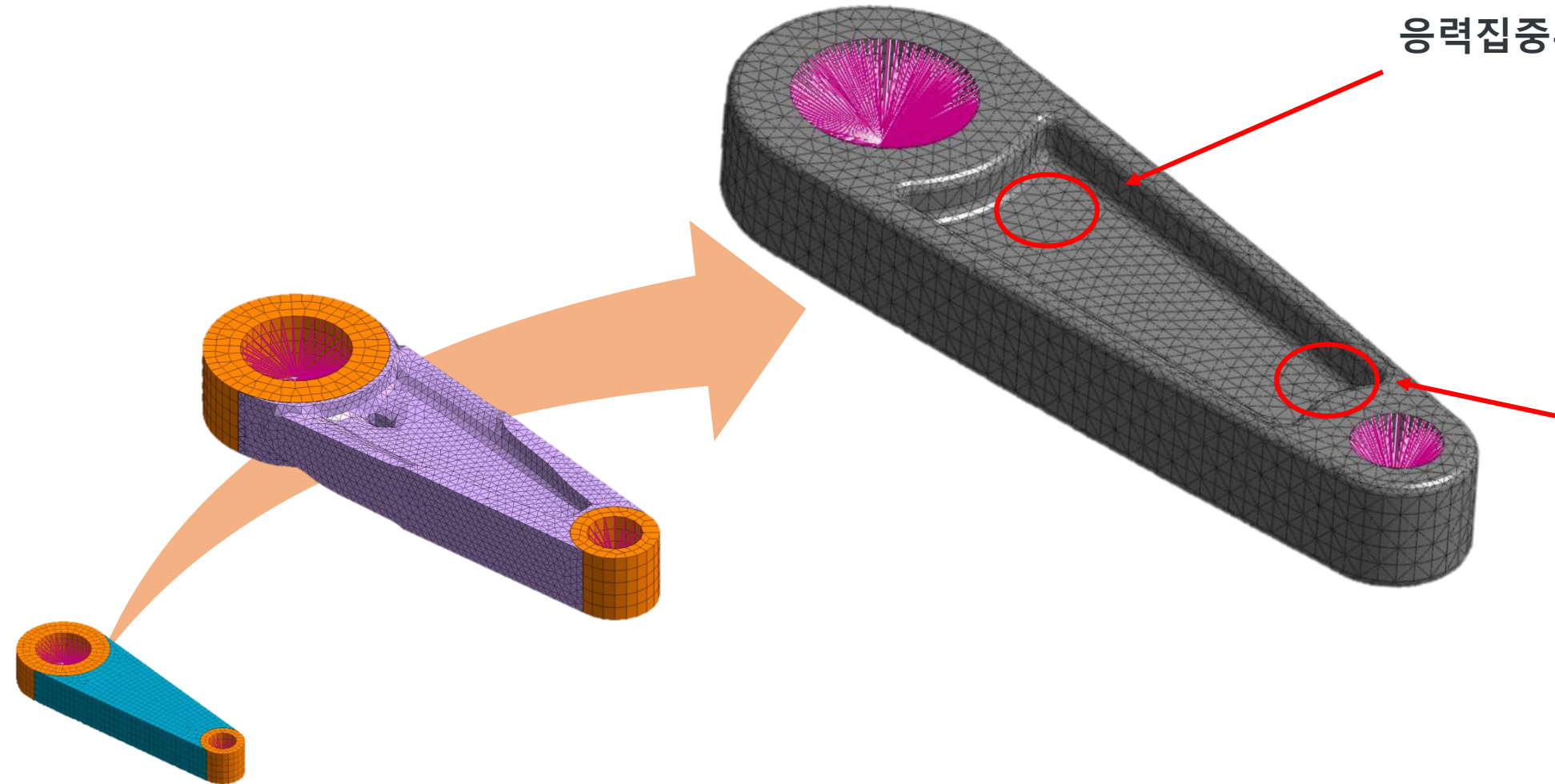
연구내용&결과

연구 결론

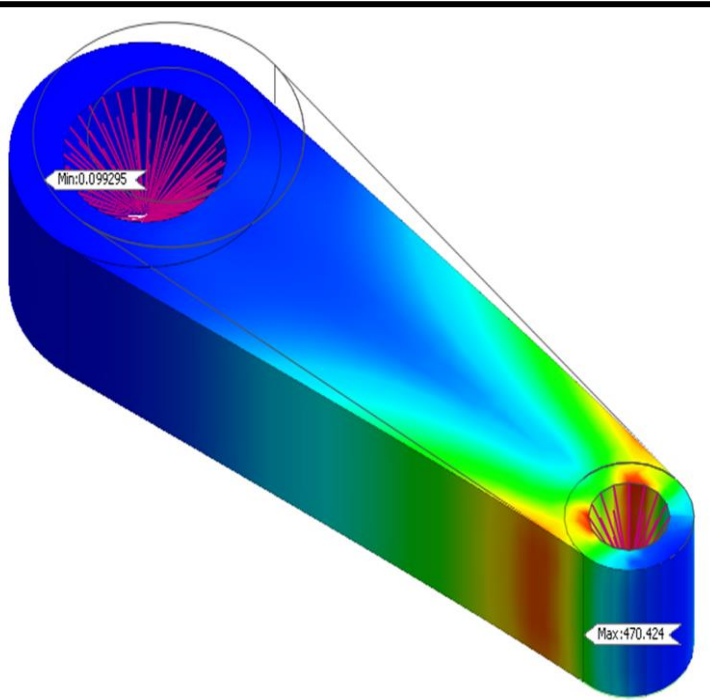
3D모델링 및 Trial & Error를 통한 설계 수정

응력집중부(HOLE) 제거

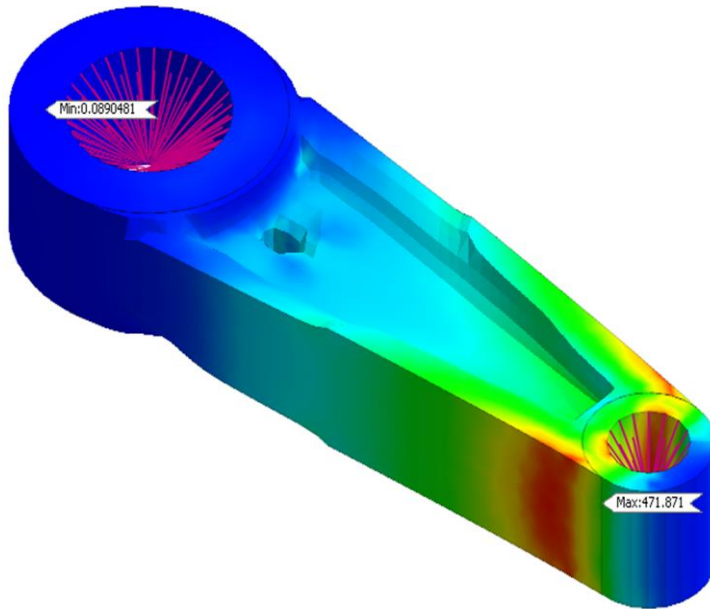
보강재(2mm) 사용 및
필렛 적용을 통한
단면2차모멘트 증가



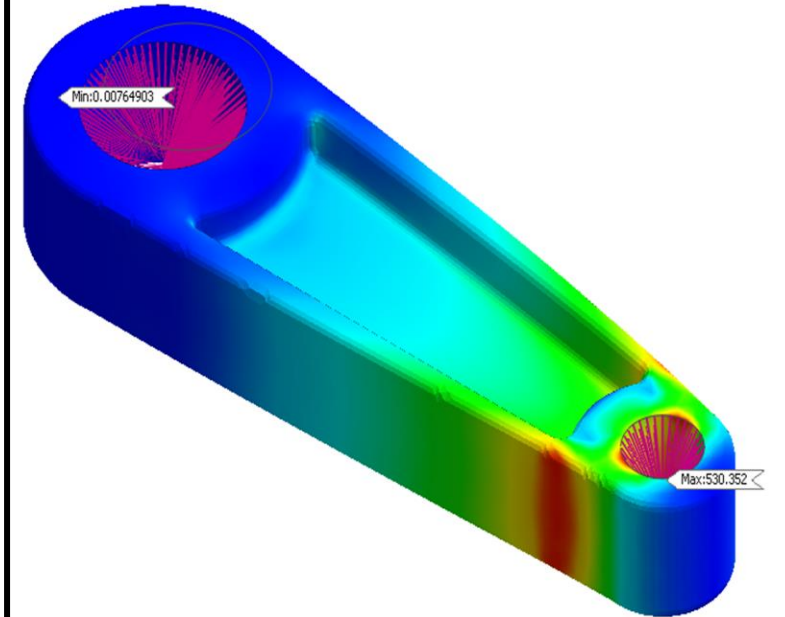
선형정적해석 응력분포 (최대압축하중)



초기모델: 470.4MPa



위상최적모델: 471.8Mpa



최종모델: 530.4Mpa

항복응력인 550MPa를 넘지 않으므로 설계조건 부합

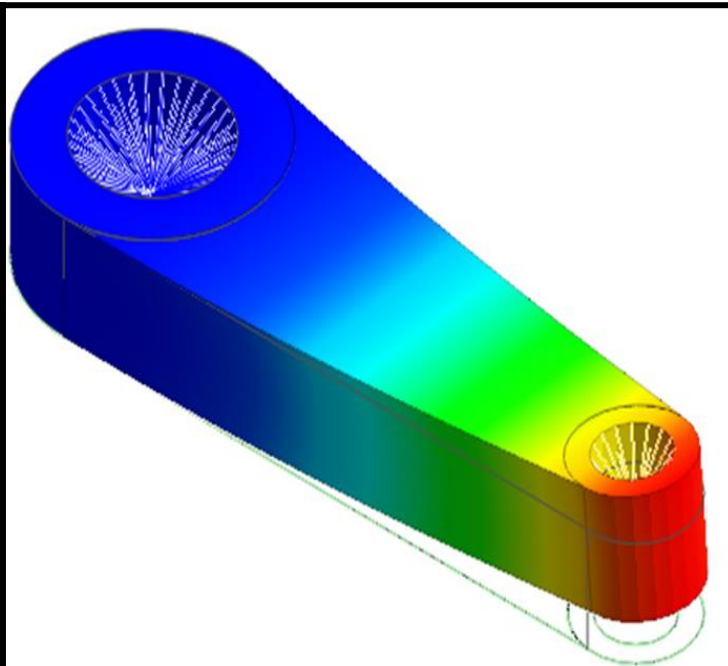
설계 검증

연구주제

연구내용&결과

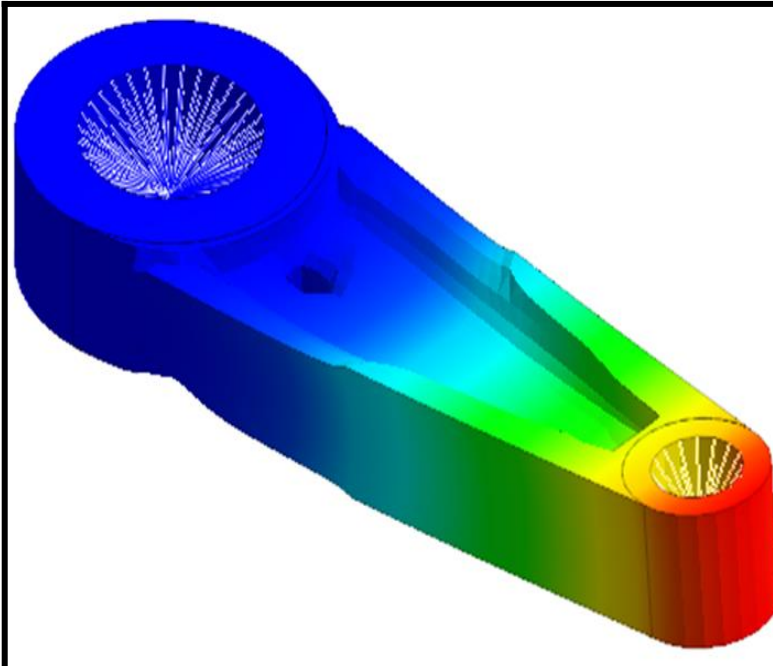
연구 결론

버클링 하중 비교 (small end: fix / big end: 압축, $P=1N$)



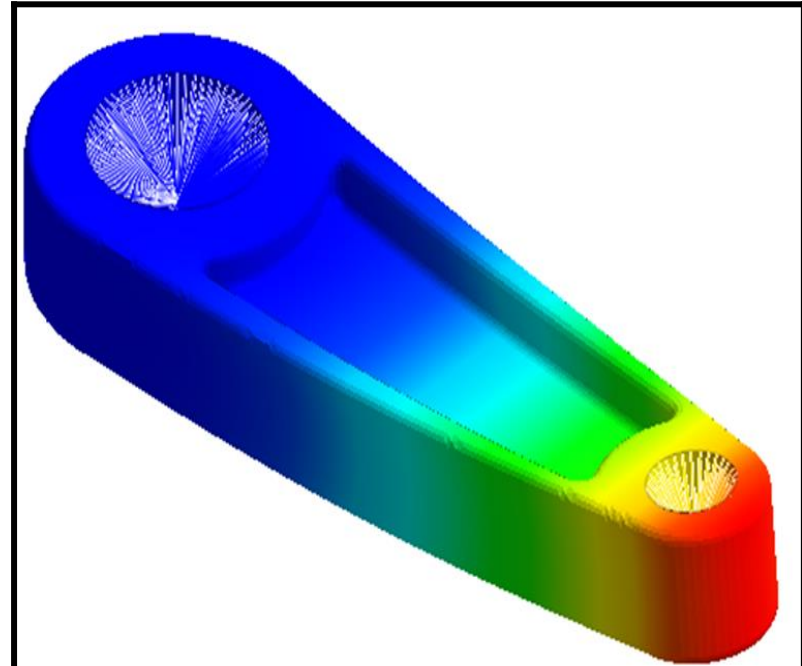
[DATA] 좌굴, 고유치 (필수), MODE 1 (EIGENVALUE=1.2833e+006), [UNIT] N, mm

초기모델: 1283kN



[DATA] 좌굴, 고유치 (필수), MODE 1 (EIGENVALUE=4.3921e+005), [UNIT] N, mm

위상최적모델: 439kN



[DATA] 좌굴, 고유치 (필수), MODE 1 (EIGENVALUE=3.8532e+005), [UNIT] N, mm

최종모델: 385kN

압축하중범위(~55kN)과 임계하중 간의 큰 차이를 보이므로 안전성 확보

Fatigue Analysis

- 피로 해석데이터

재료: C70MOD

인장강도: 900 N/mm²

직접입력
피로한계응력: 320 N/mm²
한계사이클: 1E7

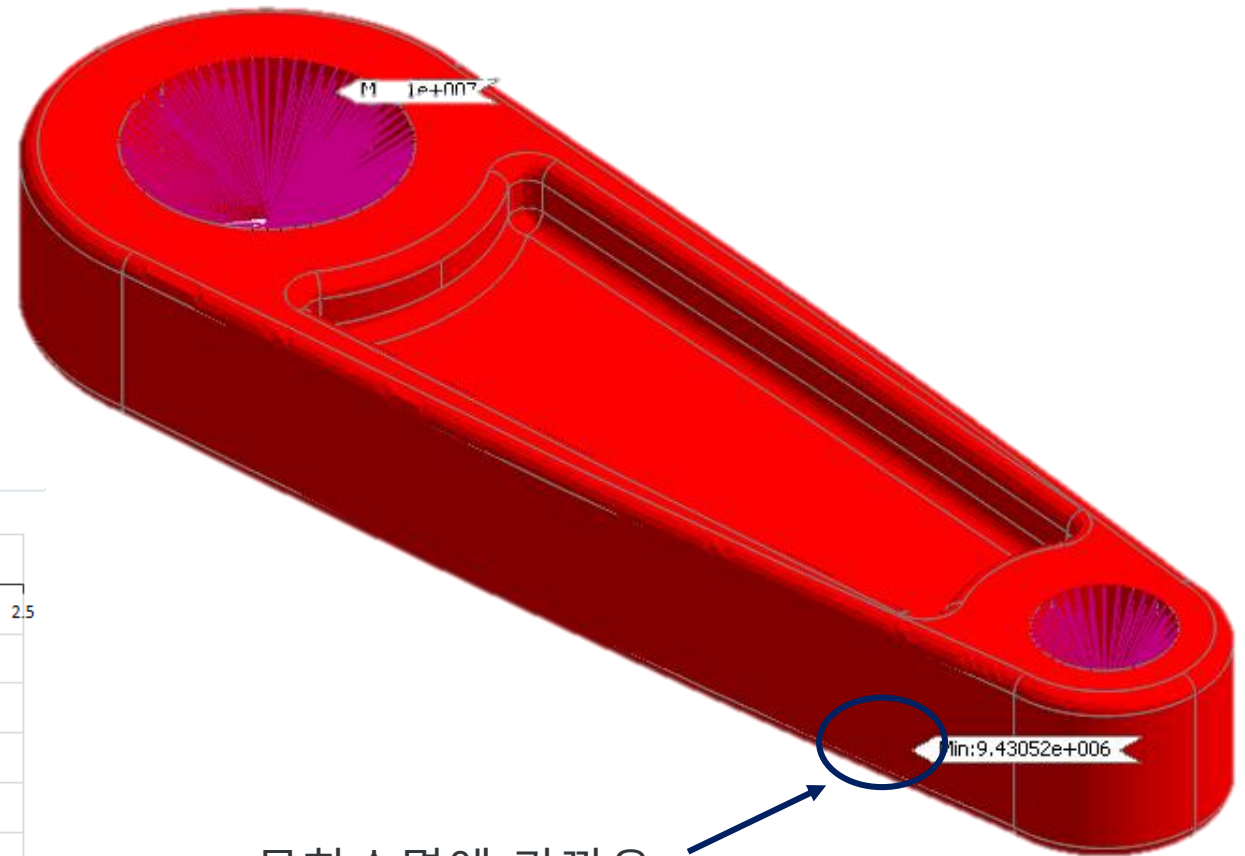
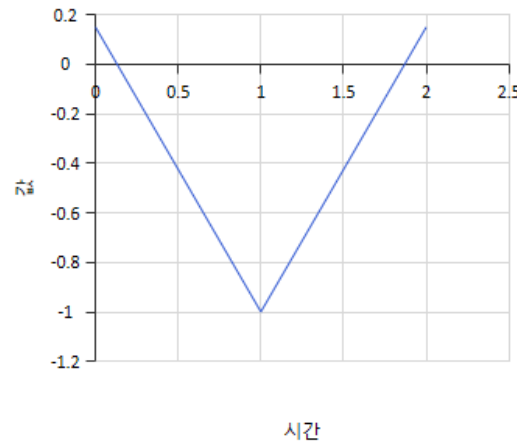
함수
S-N 곡선: []

추가 변경 삭제

- 피로하중

이름: 피로 하중 함수

시간 (sec)	값
0.0000	0.1500
1.0000	-1.0000
2.0000	0.1500



무한수명에 가까운
피로내구성 확인

Connecting Rod 질량 증감을 비교



위상&치수 최적설계

- 실제 운전 상황에서 엔진에 의한 영향을 고려한 하중 조건 모델링
- 안전성을 우선 고려하여 connecting rod의 강성을 최대화하는 위상최적설계 진행
- 위상최적화가 진행된 설계안을 기준으로 치수최적화 진행 및 시행착오를 통한 수정

설계모델 검증

- 최대응력산출부분과 버클링에 대한 해석 및 검증
- 피로하중 적용을 통한 connecting rod의 기대 수명 예측

“경량화 및 내구성을 고려한 Connecting Rod 최적설계”

감사합니다

Q & A