

# 2016학년도 기계설계프로젝트 최종 보고서

과제명 : 크러셔(SMC 250-RG) 최적 설계

(2015년 9월 1일 ~ 2016년 6월 15일)

팀명: 뚩뚩빵빵

기계공학 설계프로젝트 최종보고서를  
붙임과 같이 제출합니다.

2016. 06. 15.

대구대학교 기계공학부(기계공학전공)

# 제 출 문

대구대학교 기계공학부 학부장 귀하

본 보고서를 대구대학교 기계공학부 설계프로젝트 과제 “크리셔 (SMC 250-RG) 최적설계”의 결과보고서로 제출합니다.

(과제기간 : 2015. 09. 01 ~ 16. 06. 15)

2016. 06. 15.

담당교수 : 이동환 (인)

지도교수 : 김세호 (인)

대표학생 : 강병욱 (인)

참여학생 : 권태성 (인)

이장호 (인)

홍흥기 (인)

# 보고서 작성 윤리 서약서

대구대학교 기계공학부 학부장 귀하

본인은 보고서를 작성함에 있어 다음과 같이 연구 윤리 및 보고서 작성 윤리를 준수하였음을 서약합니다.

1. 본인은 다른 학생의 보고서를 복사(copy)하지 않았습니다.
2. 본인은 다른 사람의 보고서 내용 중 전부 또는 일부를 무단으로 도용하거나 인터넷에서 내려받기(download)하여 대체하지 않았습니다.
3. 본인은 보고서에 참고자료를 인용할 경우 원본의 출처를 반드시 표시하였습니다.

2016. 06. 15.

담당교수 : 이동환 (인)

지도교수 : 김세호 (인)

대표학생 : 강병욱 (인)

참여학생 : 권태성 (인)

이장호 (인)

홍홍기 (인)

# 목 차

<b>최종보고 요약문</b> .....	1
요약1 부품 및 제작비 사용내역 .....	2
요약2 설계구성요소 일람 .....	3
요약3 현실적 제한요소 일람 .....	4
<b>제1장 과제내용 및 목표</b> .....	5
제1절 목적 및 필요성 .....	5
제2절 과제의 목표 .....	6
제3절 기대효과 및 활용방안 .....	7
<b>제2장 과제도출 과정</b> .....	8
제1절 과제 선정 .....	8
제2절 하자 및 불량 조사 .....	9
제3절 전문가 자문 .....	10
제4절 정량적 목표 도출과정 .....	11
<b>제3장 설계 수행 과정</b> .....	12
제1절 제품 Data 수령 및 자료 수집 .....	12
제2절 이론값 도출 .....	13
제3절 3D 모델링 및 유한요소 모델링 .....	14
제4절 구조강도 해석 .....	15
제5절 파쇄력 테스트 .....	16
제6절 최적 설계 .....	17
제7절 제작 .....	18
<b>제4장 결론</b> .....	19
제1절 문제점 분석 및 처리결과 .....	19
제2절 총평 .....	20
<b>참고문헌</b> .....	21
<b>부록</b> .....	22
부록1 첫 번째 부록 .....	22
부록2 두 번째 부록 .....	23

# 최종보고 요약문

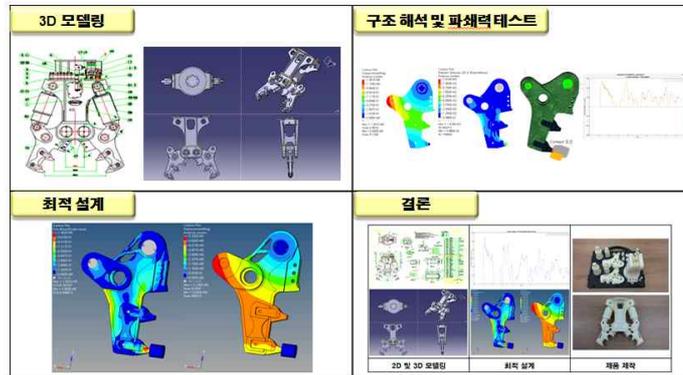
과제명	크러셔(SMC 250-RG) 최적 설계
팀명	뛰뛰빵빵
팀원	강병욱, 권태성, 이장호, 홍흥기
과제기간	2015년 9월 1일 ~ 2016년 6월 15일

## 1. 개발내용 및 목표

- ① 기존모델과 최적설계모델의 동일조건 해석 수행 후 해석 값 비교
- ② 최적화 설계를 통한 부분 경량화 및 구조강도 향상
- ③ 정량적 목표에 부합한 최적모델 도출을 통한 해석 및 설계 능력 향상

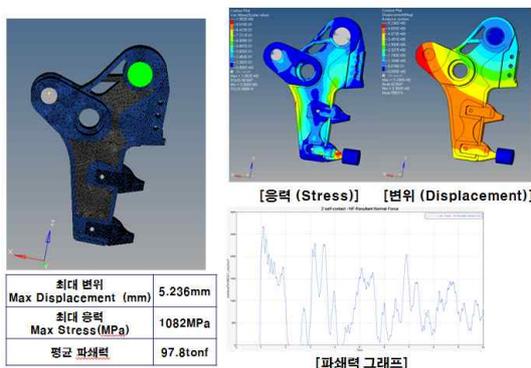
항목	기존치	목표치	단위	측정방법
중량	1750	1662.5(5%)	kg	기존 구조해석 결과와 최적 설계한 결과 비교
구조강도	기존 데이터 없음	10%	MPa, mm	
파쇄력	98.7	93.76 ~ 103.6 (±5%)	tonf	이론값과 비교
메뉴얼	(주)수산중공업에서는 현재 크러셔(SMC 250-RG)에 대한 상세한 데이터가 없기 때문에 해석을 통해 파쇄력을 도출하는 방법에 대한 메뉴얼을 제작하는 것이 목표이다.			

## 2. 설계 수행 과정



2D 도면을 수령 후 3D 모델링 및 소재의 물성을 조사하였고 이를 토대로 파쇄력 및 경계조건들에 대한 이론값을 도출하였다. Hexa Mesh로 유한요소모델링을 완료하였고 구조강도 해석을 위해 선형정적해석을 실시하였다. 하단 Tooth부가 구속이 될 때 Tooth에서 도출되는 Force를 확인하는 방향으로 해석을 진행하였고 이 결과값을 토대로 기본적인 응력과 변형률을 확인하였다. 구조강도 해석으로 파쇄력이 도출되지 않아 굴삭기 작동력 측정 방법(KS B ISO6015)을 참고하여 파쇄력을 도출하였다. 그 후 총 3가지 조건(부피, 변위, 응력)으로 위상 최적화를 진행하였으며 최적설계 모델과 기존모델과의 동일조건 해석 결과 값을 비교하여 최종모델을 선정하였다.

## 3. 결론



기존 모델 대비  
중량 5.73% 경량화  
파쇄력 2.97% 향상  
응력 1.38% 향상

### 요약 1. 부품 및 제작비 사용내역

순번	부품 구매 및 제작 내용 상세	참조페이지	소요예산(원)
1	자문비	11p, 32p	\ 300,000
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
<b>총 액</b>			<b>\ 300,000</b>
예산지원 사업목록	•		

## 요약 2. 설계구성요소 일람표

구 분		적용 내용	적용 여부	적용
설 계 구 성 요 소	설계 목표 설정	(주)수산중공업과의 산학협력을 통한 과제이므로 업체와의 협의를 통해 기존의 파쇄력을 유지한 상태에서 경량화, 구조강도 향상을 최적 설계를 통해 도출해내고 향후 업체에서 크러셔의 신제품 개발에 사용할 수 있는 파쇄력 테스트 매뉴얼을 제작하는 것을 목표로 설정하였다.	○	1장 2절
	합성	최적 설계를 진행하는 만큼 해석에 대한 여러 가지 방식들을 사용하였는데 구조강도 해석을 위한 선형 정적해석과 파쇄력테스트를 위한 비선형충돌해석, 최적 설계를 위한 컨셉 디자인 및 위상최적화를 사용하였다.	○	3장
	분석	3가지의 최적설계 모델을 바탕으로 기존모델과 동일한 해석조건으로 해석 결과값을 도출 하였으며, 도출된 결과와 기존모델 결과값의 비교를 통해 최종 모델을 선정하였다. 여기에 사용된 해석방법은 실제 크러셔 파쇄력 도출 시험과 동일한 시험법을 구현하였다. (참고문헌[2])	○	3장
	제작	크러셔의 경우 중장비의 특성상 해석 결과를 실제로 제작하여 테스트하는 것이 현실적으로 불가능하기 때문에 최적 설계된 형상을 1/10축소한 모델을 3D프린터를 이용하여 제작하였다.	○	4장 1절
	시험	최적 설계된 모델의 제품을 검증하기 위해 기존과 동일한 방법으로 해석을 실시해 나온 결과를 바탕으로 기존모델의 값과 비교하였으며 시험법은 e나라 표준인증에 명시된 KS규격에 따라 실제 크러셔 파쇄력 테스트와 동일한 조건으로 해석을 수행하였다.	○	3장 6절
	평가	-	X	-

### 요약 3. 현실적 제한조건 일람표

구 분	적용 내용	적용 여부	적용	
현 실 적 제 한 조 건	안전성	<p>건설기계업체에서는 기존의 건설기계의 경우 과도한 안전성으로 인해 제품의 중량이 증가하고 가격이 상승하는 요인이 되므로 해석을 통한 최적 설계가 필요하다고 하여 최적 설계를 통해서 기존의 응력과 변형률보다 향상되고 경량화를 시킨 최적 설계를 실시하였다.</p>	○	3장 4절~6절
	신뢰성	<p>해석시 경계조건을 적용함에 있어 실제와 동일하게 적용이 되었고 이를 바탕으로 구조강도 해석, 파쇄력 테스트 두가지를 서로 비교해 신뢰성을 확보하였고 (주)수산중공업과의 지속적인 자문으로 해석결과를 신뢰성을 확보하였다.</p>	○	3장 4절~5절
	미학	<p>최적 설계 시 줄어든 Volume을 재모델링을 하며 단순히 모양만 변한 것이 아닌 구조강도를 고려한 디자인으로 재모델링을 실시하였다.</p>	○	3장 6절
	사회에 미치는 영향	<p>최적 설계를 통해 경량화가 되면서 중량 감소로 인한 굴삭기의 작업 능력 향상 및 과부하 방지로 환경오염 물질 배출이 줄어들며 (주)수산중공업과 산학협력으로 진행한 과제이므로 회사의 신제품 개발에도 영향을 끼쳐 더욱 진보된 제품 개발에 도움이 될 것이다.</p>	○	1장 3절

# 제 1장 과제내용 및 목표

## 제1절 목적 및 필요성

최근 환경오염이 전 세계적으로 중요한 화두로 떠오르면서 각종 환경규제에 따라 자동차 및 기타 관련 업계에서는 배기가스 저감 및 연비 향상에 많은 관심을 가지게 되었다. 특히 차체 경량화를 통한 차량의 연료 감소가 현재 상용화 가능한 최선의 친환경 기술이라는 판단 때문에 많은 노력을 기울이고 있다. 이러한 동향은 굴삭기 어태치먼트 업체에서도 마찬가지이다.

굴삭기 어태치먼트 경량화를 통하여 제품의 연비 절감 효과를 도출하고 향후 굴삭기의 미래 기술에 적용할 수 있는 기반이 된다. 선진 굴삭기 어태치먼트 업체들이 환경문제에 대처하기 위하여 앞 다투어 경량화 기술 개발에 매진하고 있는 반면 국내 굴삭기 어태치먼트 제조업체들은 아직 외국 선진 업체들에 비해 기술력이 다소 떨어져 있는 실정이다.

본 과제에서는 (주)수산중공업과의 산학협력을 통해 경량화 및 현재 업체 제품에 나타나는 불량 및 문제점을 해결하는 방향으로 최적 설계를 진행중이다. 이를 위하여 먼저 크러셔(SMC 250-RG)의 도면을 이용하여 CATIA V5를 이용한 3D 모델링 및 이론값을 도출해 이를 토대로 구조강도해석, 파쇄력 테스트를 통한 최적 설계를 수행하는 것이 목표이다.

## 제2절 과제의 목표

항목	기존치	목표치	단위	측정방법
중량	1750	1662.5(5%)	kg	기존 구조해석 결과와 최적 설계한 결과 비교
구조강도	기존 데이터 없음	10%	MPa, mm	
파쇄력	98.7	93.76 ~ 103.6 (±5%)	tonf	이론값과 비교
매뉴얼	(주)수산중공업에서는 현재 크러셔(SMC 250-RG)에 대한 상세한 데이터가 없기 때문에 해석을 통해 파쇄력을 도출하는 방법에 대한 매뉴얼을 제작하는 것이 목표이다.			

## 제3절 기대효과 및 활용방안

굴삭기 어태치먼트의 경량화와 최적 설계를 미래 기술을 선점할 수 있는 친환경 기술로 굴삭기의 연비절감 효과와 기존 크러셔보다 고강도의 성능을 이끌어낼 수 있다. 또한 어태치먼트의 경량화를 통한 제작기간 단축, 단가 및 연료 소비 감소로 경제성을 용이하게 할 수 있다. 실제 건설현장에서 사용되고 있는 (주)수산중공업의 크러셔를 산학협력으로 진행함으로써 해석 데이터 및 해석결과를 실무에 적용해 더욱 향상된 제품을 생산하는데 이바지할 수 있으며 업체에서는 기존에 해석한 결과값과 비교하여 좀 더 향상된 제품을 생산하는 자료가 될 것이고 과제에 참여한 학생들에게는 업체와 연계되어 과제를 진행함으로써 실무능력을 배양할 수 있는 기회가 될 수 있다.

## 제2장 과제 도출 과정

### 제1절 과제 선정

본 설계프로젝트는 (주)수산중공업과 산학연계형으로 진행중이며 (주)수산중공업의 굴삭기 어태치먼트 중 하나인 크러셔에 대한 자료를 요청하여 크러셔(SMC 250-RG)를 과제로 선정하였다.



제원	단위	SMC250-RG
작업중량	kg	1750
적용굴삭기	ton	17~25
최대개구폭	mm	900
전장	mm	1750
파쇄력	ton	70
절단력	ton	225
커터길이	mm	180
작동유량	l/min	180~250
작동압력	bar	320
회전각도	°	360도 연속

[그림 2-1. 크러셔(SMC 250-RG)의 주요 제원]

크러셔는 산업현장에서 1차 파쇄를 하는 어태치먼트로써 철근 콘크리트 구조물 파쇄가 목적인 RG와 철골구조물 절단 및 파쇄가 목적인 RD로 구분된다. 증속밸브가 기본적으로 장착되어 작업속도가 빠르고 스윙베어링의 적용으로 회전이 부드럽고 견고하며 볼트방식의 Tooth 교환 및 360°유압 회전시스템, 듀얼실린더 채용으로 강력한 작업능력을 발휘하는 것이 특징적이다. (주)수산중공업과 산학 연계형으로 진행중이며 건설 산업 현장에서 필수적으로 사용되는 크러셔의 성능향상 및 최종 최적모델과 매뉴얼을 통해 추후 (주)수산중공업의 신제품 개발에도 사용될 목적으로 실제품을 기반으로 설계 프로젝트를 진행하였다.

## 제2절 하자 및 불량 조사

과제를 도출하는 과정에서 하자 및 불량을 조사한 이유는 실제품의 해석을 진행하므로 크리셔(SMC 250-RG)의 실제 발생한 하자 및 불량 내용을 조사한 후 문제점 검토 및 해석에서의 제약 조건으로 넣기 위함이다.

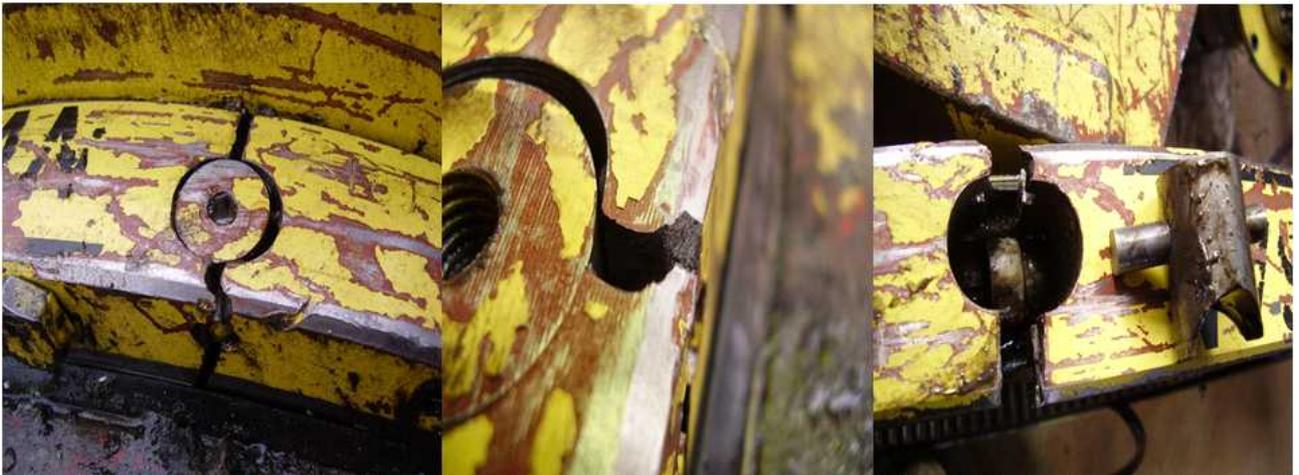
### 1. Tooth



[그림 2-2. Tooth 크랙 및 결손]

하자 및 불량 발생 사유 : 무리한 작업으로 인한 마모수명저하, 강도가 약해 반복 작업으로 힘이 생겨 손상이 발생함.

### 2. 스윙 베어링



[그림 2-3. 스윙 베어링 크랙(1)]

하자 및 불량 발생 사유 : 플러그와 베어링 사이가 너무 짝 끼고 플러그를 조립하는 동안 손상을 받아 발생함.



[그림 2-4. 스윙 베어링 크랙(2)]

하자 및 불량 발생 사유 : 불충분한 윤활에 의한 열 크랙이 발생함.

### 3. 모터



[그림 2-5. 모터 샤프트 결손]

하자 및 불량 발생 사유 : 회전 시 또는 정지 시 샤프트 키에 전달되는 응력과 피로에 의한 결손이 발생함.

#### 4. 오일 파이프



[그림 2-6. 오일 누유]

하자 및 불량 발생 사유 : 오일 파이프 관련하여 모든 호스 및 어댑터들이 완전하게 체결하지 않은 관계로 굴삭기에 장착 후 오일 누유가 발생함.

위와 같이 하자 및 불량에 대한 조사를 마쳤으나 (주)수산중공업과 협의 결과 실제 발생하는 하자는 경우의 수가 너무 다양하고 구체적인 값이 존재하지 않아 해석으로 구현하는데 어려움이 있어 구조강도 및 파쇄력 테스트를 통한 제품의 구체적인 수치를 도출하는 방안으로 협의함.

### 제3절 전문가 자문

#### 1. 자문 요청 이유

- ① 의문점, 실무적 정보 수집 및 해소
- ② 진행과정에 대한 중간점검
- ③ 업체에서 요구하는 사항의 신속한 반영

#### 2. 자문 업체

- ① (주)수산중공업
- ② Altair KOREA

#### 3. 자문 목록

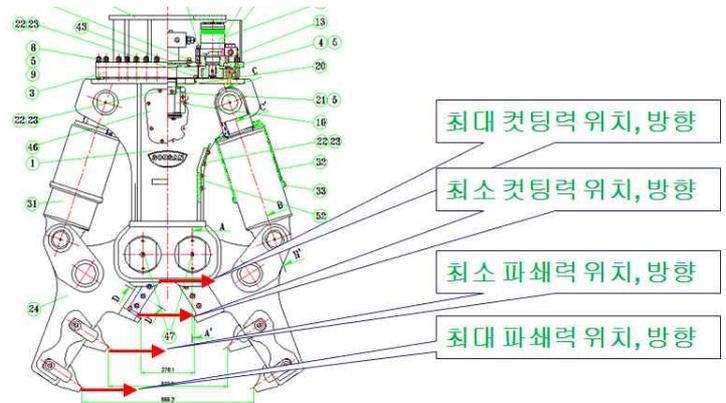
업체	(주)수산중공업
일시	2015년 10월 13일 화요일
장소(수단)	전화, 이메일
내용	1. 크러셔(SMC 250-RG)의 조립도, 부품도 수령
결론/계획	1. 3D 모델링 수행

업체	(주)수산중공업
일시	2015년 10월 14일 수요일
장소(수단)	전화, 이메일
내용	1. 대구대학교 방문 자문 전 업무진행관련 자료 취합
결론/계획	1. 15.10.22(목) 자문 예정

업체	(주)수산중공업
일시	2015년 10월 22일 목요일
장소(수단)	대구대학교

내용	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 모터부를 제외한 제품의 중량</li> <li>2. 각 소재의 S-N Curve</li> <li>3. 제품의 내구 수명</li> <li>4. JAW에 힘이 주어지는 방법</li> <li>5. 파쇄 시험법(파쇄력 테스트 방법, 응력, 변형률 데이터)</li> <li>6. NVH 주파수 조건(1차 주파수 데이터)</li> <li>7. 제품의 주요 불량</li> </ol>
----	---

결론/계획	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 도면에 제시된 자료를 참고해 비중을 이용해 계산 가능</li> <li>2. 상용 소재이므로 DBpia사이트에서 확인가능</li> <li>3. 보편적으로 3년이며 수리, 교환 사용시 5~10년 사용가능</li> <li>4. 아래 그림과 같이 가정 후 계산 가능</li> </ol>
-------	---



결론/계획	<ol style="list-style-type: none"> <li>5. 파쇄력 테스트 방법 : <a href="http://www.standard.go.kr">www.standard.go.kr</a>에서 KS B ISO6015에서 확인가능 HARDOX를 제외한 나머지는 보편적인 데이터 사용(HARDOX의 경우 추후 발송)</li> <li>6. 장비사용영상을 참고하여야 하고 Modal해석이 필요</li> <li>7. 첨부자료를 통해 확인</li> </ol>
-------	--



업체	(주)수산중공업
일시	2015년 11월 02일 월요일
장소(수단)	이메일
내용	1. 실린더 추력 및 파쇄력 관련 확인 요청
결론/계획	<p>1. 아래 그림을 참고하여 기존에 계산한 실린더 추력 및 파쇄력 계산값 비교</p>

업체	(주)수산중공업
일시	2015년 11월 12일 목요일
장소(수단)	이메일
내용	1. Tooth 도면 수령
결론/계획	1. 기존 3D 모델링에 Tooth 추가

업체	(주)수산중공업
일시	2015년 11월 20일 금요일
장소(수단)	대구 가톨릭대학교
내용	<p>1. 해석조건 : Load, Constraints, Inertia Relief, Analysis, 하자 조건</p>
결론/계획	<p>1. Load : JAW의 움직임에 따른 파쇄력 값을 그래프로 구현 후 해석 결과값과 비교 파쇄력의 경우 결과값이기 때문에 해석 결과 OUTPUT을 통해 도출</p> <p>2. Constraints : PIN을 3D 모델링하여 강체로 설정 후 마찰계수를 적용해 설정.</p> <p>3. Inertia Relief : 매우 특수한 경우에만 사용하는 방식이기 때문에 이번 해석에서는 사용하지 않는다.</p> <p>4. Analysis : 구조해석으로 해석결과값을 증명하고 비선형해석을 통해 임의의 강체를 파쇄하는 해석 수행</p> <p>5. 하자 조건 : 하자의 경우가 매우 많고 구체적인 값이 없어 해석으로 구현 불가능</p>

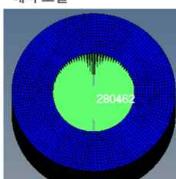
업체	(주)수산중공업
일시	2015년 11월 23일 월요일
장소(수단)	이메일
내용	1. Tooth가 최악의 상황일 때 조건 결정 및 확인 요청 2. 파쇄력 선도 확인 요청
결론/계획	1. Tooth가 최소 개구폭으로 좁아져 있을 때 최악의 상황 2. 파쇄력 선도가 정확하게 계산되었으며 이에 따라 해석 진행

업체	알테어 코리아
일시	2015년 11월 25일 수요일
장소(수단)	전화, 이메일
내용	1. 모델링이 된 PIN을 강체로 설정하는 방법 2. 마찰계수를 설정하는 방법 3. OptiStruct상에서 JAW의 회전 및 각도에 따른 하중을 설정하는 방법
결론/계획	1. 탄성계수를 다른 물성보다 높게 적용해 강체로 설정 2. CONTACT에서 마찰계수를 설정 가능 3. OptiStruct상에서 구현하기 위해서는 동역학해석이 필요 (현재 수준에서는 사실상 구현이 불가능) 다른 방법으로는 각도마다 정지해 있다고 생각하고 해석을 진행

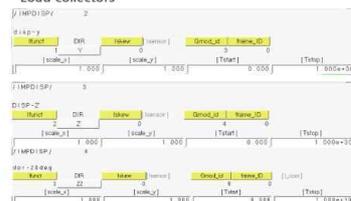
업체	알테어 코리아
일시	2015년 11월 30일 월요일
장소(수단)	전화, 이메일
내용	1. RADIOSS에서 JAW의 개구폭이 최대에서 최소로 움직여 강체를 파쇄하는 방법 및 그에 따른 형상 변화와 반력을 구하는 방법 2. 원의 반경에 따라 JAW가 회전하는 해석을 위한 유사한 예제

**Exercise 5.2: Hands on Gasket** Altair

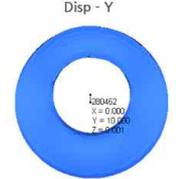
해석 모델



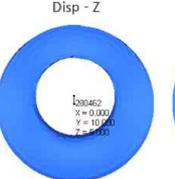
Load collectors



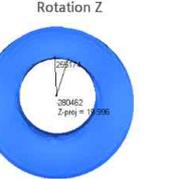
Disp - Y



Disp - Z



Rotation Z



첨부된 사진의 예제를 참고하면 회전을 설정할 수 있으며 각도는 라디안으로 설정하고 JAW가 움직이는 시간과 회전 커브를 정확하게 넣으면 정확한 반력을 구할 수 있다.

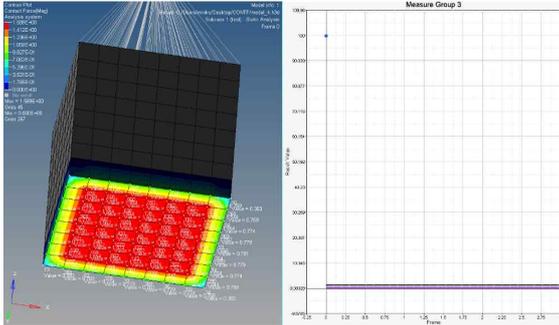
업체	Altair KOREA
일시	2016년 01월 11일 월요일
장소(수단)	이메일, 전화
내용	1. RADIOSS 조건 중 Curve Editor x, y 축 의미
결론/계획	1. x축이 시간, y축이 변위를 의미. 예를 들어 x=0.5, y=10일 경우 0.5의 시간동안 10의 거리를 이동하는 것을 의미

업체	Altair KOREA
일시	2016년 01월 12일 화요일
장소(수단)	이메일, 전화
내용	1. RADIOSS 해석 시 해석시간이 비정상적으로 크게 늘어나는 문제 발생
결론/계획	1. Mesh Size가 너무 작아 해석 시간이 비정상적으로 크게 늘어남. ① Mesh Size 또는 Mesh Type을 변경 ② Time Step을 가능한 크게 수정

업체	(주)수산중공업
일시	2016년 01월 15일 금요일
장소(수단)	(주)수산중공업(현장실습)
내용	1. 부정확한 해석 결과값으로 인한 해석 조건 확인 요청
결론/계획	1. 실린더 추력부에 하중을 인가할 때 RBE2요소가 아닌 RBE3요소로 대체

업체	(주)수산중공업
일시	2016년 01월 22일 금요일
장소(수단)	(주)수산중공업(현장실습)
내용	1. 해석 조건 상에 문제가 없으나 해석 파쇄력 값과 이론 파쇄력 값이 오차가 크게 발생.
결론/계획	1. 해석 조건 확인 결과 조건상에는 문제가 없으며 이러한 경우 이론값과 일치시키기 보다 이론 파쇄력 선도와 해석 파쇄력 선도의 경향을 비교해 확인 후 동일한 경향이 나타나면 최적 설계를 하는 방향으로 진행

업체	Altair KOREA
일시	2016년 02월 05일 금요일
장소(수단)	이메일, 전화
내용	1. OptiStruct상에서 기존의 SPCF가 아닌 접촉하는 면에 발생하는 힘을 확인하는 해석 조건 문의.

결론/계획	 <p>1. CONF라는 Control Cards를 사용하면 확인이 가능하며 예제 OS-1360 참고하여 진행</p>
-------	---

업체	Altair KOREA
일시	2016년 03월 21일 월요일
장소(수단)	이메일, 전화
내용	1. RADIOSS 해석 결과 조건 상에 문제가 없으나 크러셔와 강체가 충돌하지 않고 함께 움직이는 문제 발생.
결론/계획	1. RADIOSS 구버전 에러 문제로 버전 업그레이드 후 재해석 진행

#### 제4절 정량적 목표 도출과정

##### 2학기

##### <1주차>

항목	기준치	목표치	단위	측정방법
중량	1750	1575(10%)	kg	기존 구조해석 결과와 최적 설계한 결과 비교 (최소 10회 실시)
구조강도	기존 데이터 없음	20%	MPa, mm	
파쇄력	기존 데이터 없음	10%	tonf	
NVH	기존 데이터 없음	10%	Hz	

##### <8주차>(V : 변경된 사항)

항목	기준치	목표치	단위	측정방법
중량	1750	1575(10%)	kg	기존 구조해석 결과와 최적 설계한 결과 비교 (최소 10회 실시)
구조강도	기존 데이터 없음	20%	MPa, mm	
파쇄력	기존 데이터 없음	10%	tonf	
V내구	기존 데이터 없음	내구 해석을 위해서는 선행적으로 구조강도해석을 통해 기본적인 제품의 응력과 변형률과 같은 기초적인 데이터 확보가 필수이기에 이에 대한 해석을 16년 1월 22일까지 완료 후 16년 2월 8일까지 내구해석을 마치는 것이 목표이다.		

목표 변경 사유 : 자문 결과 크러셔의 경우 저진동, 저소음 건설기계이기 때문에 NVH해석보다는 내구해석을 하는 것이 바람직하다고 판단되어 변경함.

<12주차>(√ : 변경된 사항)

항목	기존치	목표치	단위	측정방법
√중량	1750	1662.5(5%)	kg	기존 구조해석 결과와 최적 설계한 결과 비교 (최소 10회 실시)
√구조강도	기존 데이터 없음	10%	MPa, mm	
파쇄력	기존 데이터 없음	10%	tonf	
내구	기존 데이터 없음	내구 해석을 위해서는 선행적으로 구조강도해석을 통해 기본적인 제품의 응력과 변형률과 같은 기초적인 데이터 확보가 필수이기에 이에 대한 해석을 16년 1월 22일까지 완료 후 16년 2월 8일까지 내구해석을 마치는 것이 목표이다.		

목표 변경 사유 : 자문 결과 실무에서도 중량을 10%, 구조강도를 20% 향상시키는 것은 매우 어렵고 도출해내기 힘든 결과값이라 중량을 5%, 구조강도를 10%로 하향조정.

<수산중공업 현장실습(동계방학)>(√ : 변경된 사항)

항목	기존치	목표치	단위	측정방법
중량	1750	1662.5(5%)	kg	기존 구조해석 결과와 최적 설계한 결과 비교 (최소 10회 실시)
구조강도	기존 데이터 없음	10%	MPa, mm	
√매뉴얼	(주)수산중공업에서는 현재 크러셔(SMC 250-RG)에 대한 상세한 데이터가 없기 때문에 해석을 통해 파쇄력을 도출하는 방법에 대한 매뉴얼을 제작하는 것이 목표이다.			

목표 변경 사유 : 동계방학때 실시한 (주)수산중공업 현장실습 간 실무자들과의 자문 결과 중량과 구조강도를 최적설계하는 것을 목표로 잡고 신제품 개발 시 시행 착오없이 바로 실무에 적용이 가능한 파쇄력 테스트에 관한 매뉴얼을 제작하는 것을 요청하여 기존 파쇄력과 내구테스트를 생략하고 매뉴얼을 제작하는 것으로 대체.

1학기

<1주차>(√ : 변경된 사항)

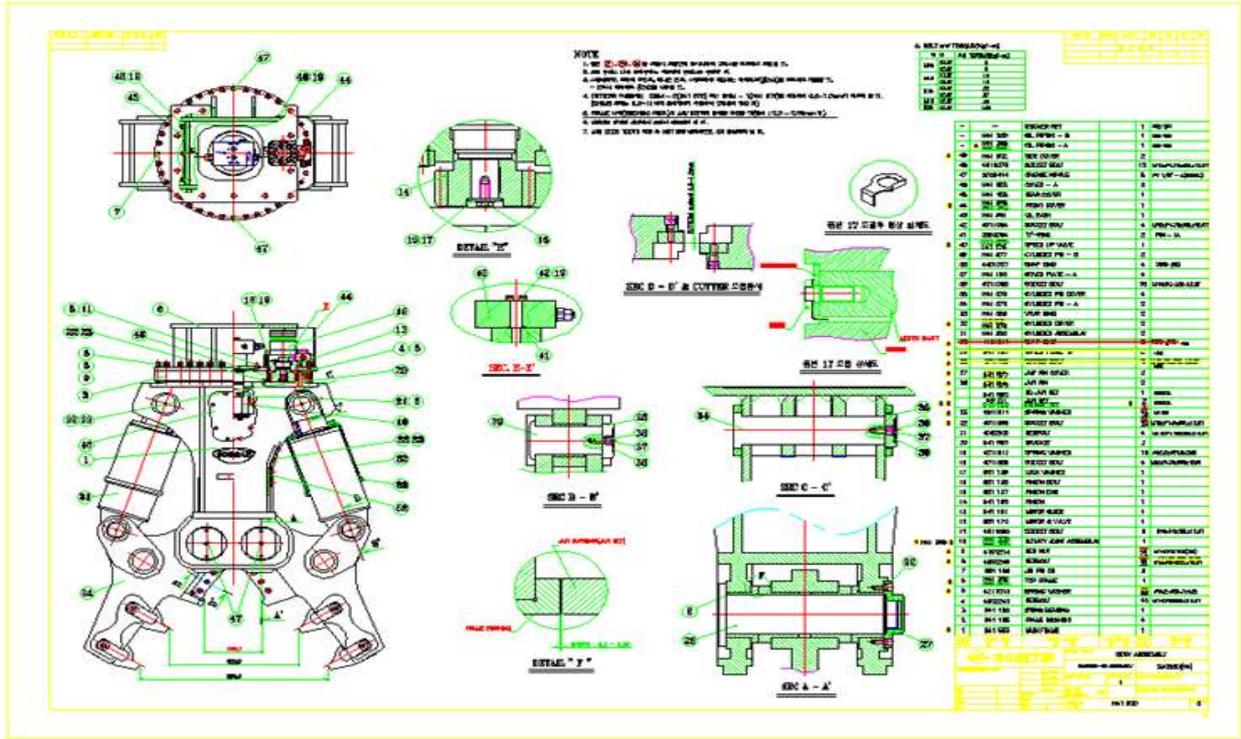
항목	기존치	목표치	단위	측정방법
중량	1750	1662.5(5%)	kg	기존 구조해석 결과와 최적 설계한 결과 비교
구조강도	기존 데이터 없음	10%	MPa, mm	
√파쇄력	98.7	93.76 ~ 103.6 (±5%)	tonf	이론값과 비교
매뉴얼	(주)수산중공업에서는 현재 크러셔(SMC 250-RG)에 대한 상세한 데이터가 없기 때문에 해석을 통해 파쇄력을 도출하는 방법에 대한 매뉴얼을 제작하는 것이 목표이다.			

목표 변경 사유 : 동계 방학때 정한 목표에서 파쇄력 테스트 후 나온 결과값에 대한 검증에 대한 방법이 없어 (주)수산중공업에서 제시한 오차범위 5%를 넘지 않는 범위내에서 결과값을 검증하는 목표를 추가

# 제3장 설계 수행 과정

## 제1절 제품 Data 수령 및 자료 수집

### 1. 제품 2D 도면 수령



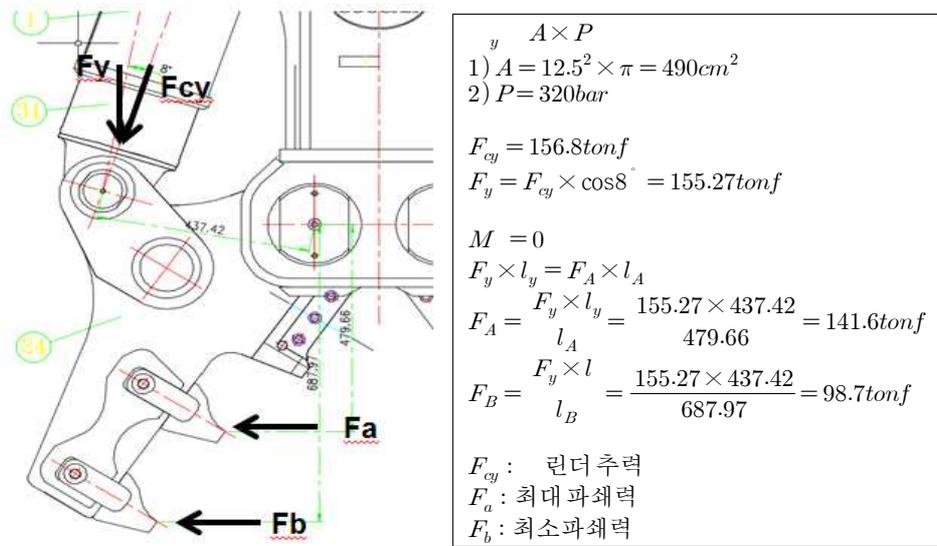
[그림 3-1. 크러셔(SMC 250-RG) 조립도]

2015년 10월 13일 화요일 (주)수산중공업으로부터 크러셔(SMC 250-RG)의 부품도 및 조립도를 수령.



## 제2절 이론값 도출

### 1. 파쇄력



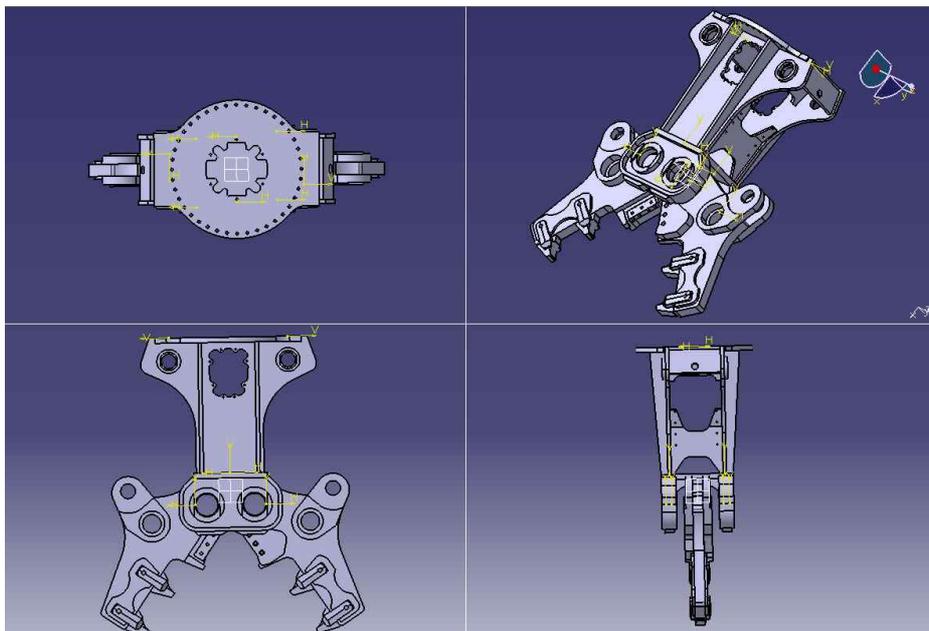
이론값 도출 이유 : (주)수산중공업에선 크러셔에 관한 해석 데이터가 전혀 없는 상태이다. 실린더 추력에 의해 나타나는 힘과 그로인한 Tooth부에서 나타나는 힘을 구한 뒤 해석결과 값과 비교를 통한 해석의 신뢰성을 증명하기 위함이다.

(주)수산중공업 카탈로그 상에 나타난 파쇄력은 70tonf인데 이는 크러셔(SMC 250-RG)의 3종류의 평균 파쇄력 값을 나타낸 것이다. 정확한 해석을 진행하기 위해 이론상 적용되는 파쇄력을 구한 뒤 그 값을 해석에 적용할 것이다.

## 제3절 3D 모델링 및 유한요소 모델링

### 1. 3D 모델링

사용 S/W : CATIA V5



[그림 3-3. 3D 모델링]

(주)수산중공업으로부터 수령 받은 2D 도면을 바탕으로 크게 Body, Jaw, Tooth 세 가지로 파트를 나누어 모델링을 하였고 해석에서 고려하지 않는 Cylinder와 Top Frame은 모델링에서 제외하였다. 용접부의 경우 용접이 모두 되어있는 경우로 모델링을 실시하였다.

CATIA V5를 통해 Part Design으로 각각의 부품을 모두 모델링 한 후 Assembly하여 완성하였다. 그 후 IGS파일로 변환하여 해석프로그램에서 사용하였다. 대부분의 해석프로그램은 CAD파일 확장자로 IGS를 지원한다.

초기에 제품의 구동 방식을 정확히 이해한다면 Part 수를 최대한 줄여 Assembly를 하는 것이 추후 해석이나 재모델링을 실시할 때 원만한 진행이 가능하다.

## 2. 유한요소 모델링

사용 S/W : Hyper Works v13.0-Hyper Mesh

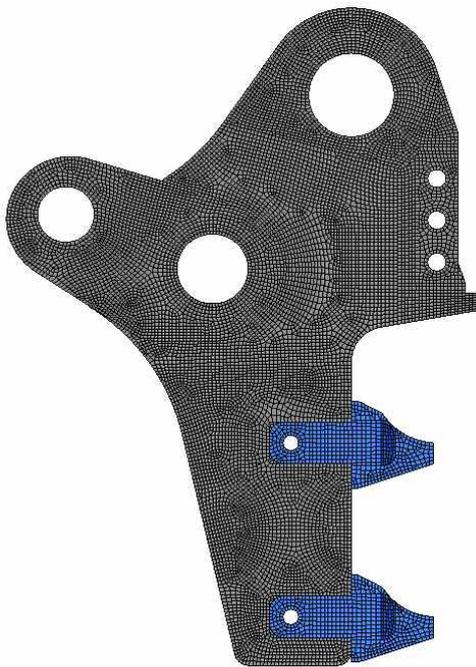
유한요소 모델링을 진행하기 앞서 해석 상 영향을 미치지 않으며 필요가 없는 부분을 삭제시켜 형상을 최대한 단순화시켜 해석의 정확도를 높여주는 작업이 필요하다. 예를 들어 미소한 Fillet부분이나 볼트 구멍의 경우 해석에 영향을 미치지 않기 때문에 매끄러운 유한요소 모델링을 위해 삭제하여 준다.

본 해석에서는 Jaw부만 해석에 사용하기 때문에 Jaw에서 해석에 영향을 미치지 않는 Blade부의 Side plate부의 형상을 단순화하여 지오메트리 수정을 실시하였다.

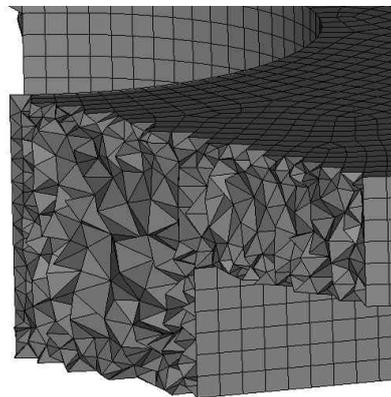
## 2. 유한요소 모델링

구조강도 해석을 진행하기 앞서 유한요소 모델링을 실시하였다. 본 해석에서는 크게 Tetra Mesh, Hexa Mesh 두 가지를 사용하였다.

### 1) Tetra Mesh



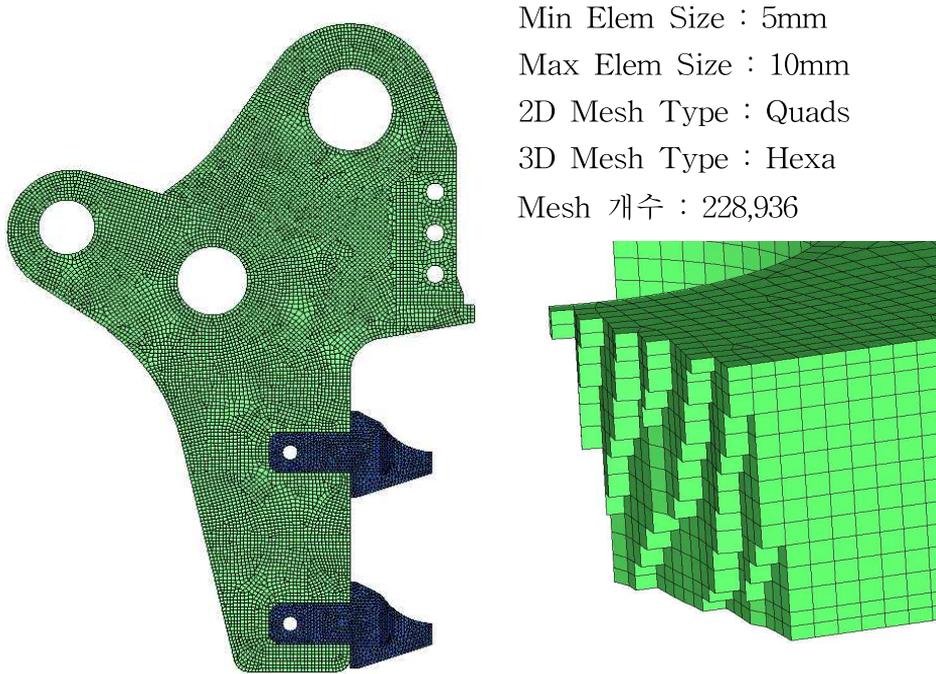
Min Elem Size : 5mm  
Max Elem Size : 10mm  
2D Mesh Type : Quads  
3D Mesh Type : Tetra  
Mesh 개수 : 1,225,376



[그림 3-4. Tetra Mesh]

2D Mesh를 Quads Mesh로 생성 후 3D Mesh를 Tetra Mesh 기능을 통해 Auto Mesh로 생성하였다. Tetra Mesh의 경우 사면체로 되어있으며 절점이 4개인 Mesh이다. 구조강도 해석을 진행할 때에는 큰 문제가 발생하지 않았지만 파쇄력 테스트를 위한 RADIOSS를 통한 충돌 해석 시 해석 시간이 비정상적으로 증가해 Hexa Mesh로 Mesh Type을 변경하였고 모델링에 제약사항이 많은 Tooth부만 기존의 Tetra Mesh를 사용하였다.

## 2. Hexa Mesh



[그림 3-5. Hexa Mesh]

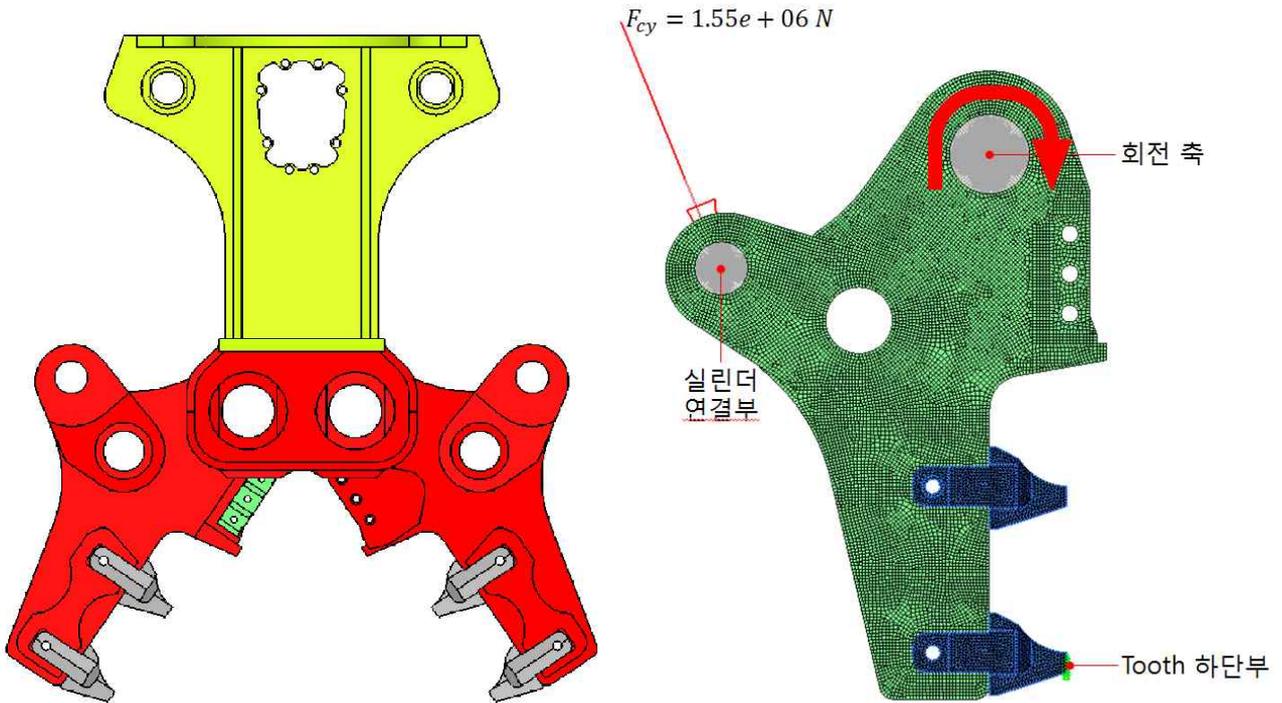
2D Mesh로 Quads Mesh를 생성 후 Elem offset 또는 Line drag 기능을 통해 Hexa Mesh를 생성하였다. Hexa Mesh의 경우 육면체로 구성되어 있으며 절점이 8개인 Mesh이다. 같은 사이즈로 모델링을 하였을 때 Tetra Mesh에 비해 Mesh 개수가 적어 Type 변경 후 해석시간 250배 감소, Mesh 개수가 1/5로 감소하였다.

## 제4절 구조강도 해석

사용 S/W : Hyper Works v13.0-OptiStruct

### 1. 구조강도 해석

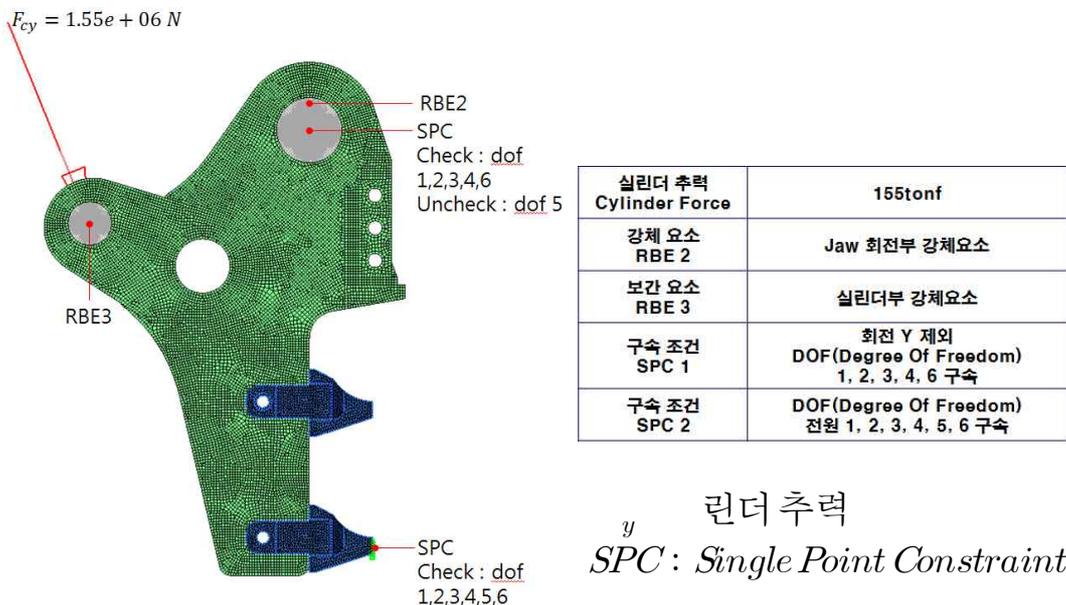
크러셔의 작동 조건



[그림 3-6. 크러셔 작동 조건]

Jaw의 회전축은 Body와 핀을 통해 연결되어 좌, 우로 회전하며 실린더 연결부는 움직이지 않고 고정되어 실린더 추력만 받게 된다. 본 구조강도 해석에서는 크러셔의 최악 조건인 실린더 연결부에 실린더 최대 추력이 인가되었을 때 Jaw가 회전하여 Tooth 하단부에 강체가 접촉하였을 때 도출되는 과쇄력과 응력, 변위를 확인하기 위함이다.

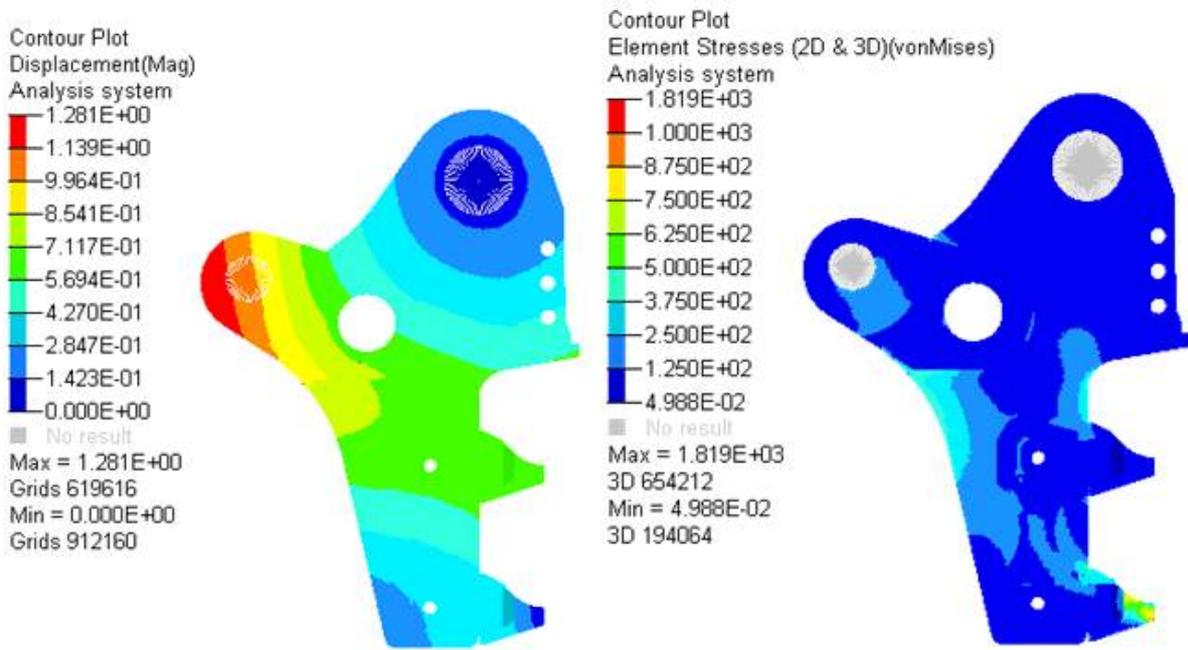
#### 1) SPCF를 이용한 구조강도 해석



[그림 3-7. SPCF를 이용한 구조강도 해석]

SPCF(Single Point Constraints Force) : 힘이 인가되었을 때 임의의 구속점에서 도출되는 힘을 확인하는 방법

유한요소 모델링이 완료된 모델의 실린더부에 Force를 1.55e+06N로 실린더 추력을 인가하였고 그 부위에는 하중이 인가되므로 보간 강체요소인 RBE3로 설정하였다. Jaw 회전부는 변형하지 않고 회전이 가해지므로 강체요소인 RBE2를 설정하였고 그 Node 중심에 구속 조건으로 회전 y(dof 5)만 작동하도록 설정하였다. 본 구조강도해석에서는 선형정적해석에서 실린더 추력이 인가되었을 때 강체와의 충돌을 가정한 것이기 때문에 최악부분인 하단 Tooth에 닿는 면에 모든 방향의 구속 조건을 적용해 Tooth 하단부가 강체와 충돌하여 실린더 추력이 주어진 상태에서 정지한 상태를 가정해주었다. 그 상태에서의 SPC부분에 작용하는 힘을 확인하는 Control Cards인 SPCF를 설정하여 해석을 진행하였다.

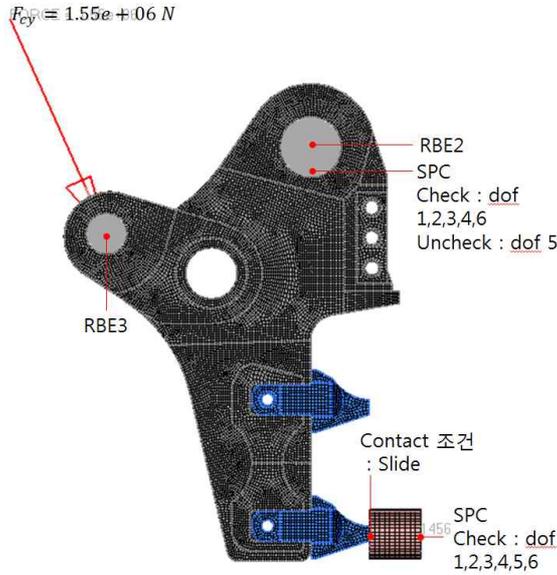


<b>최대 변위</b> <b>Max Displacement (mm)</b>	<b>1.281mm</b>		
<b>최대 응력</b> <b>Max Stress(MPa)</b>	<b>1820MPa</b>	<b>항복 응력</b> <b>Yield Stress(MPa)</b>	<b>1500MPa</b>
<b>파쇄력</b> <b>SPCF</b>	<b>99tonf</b>	<b>이론값 파쇄력</b>	<b>98.7tonf</b>

[그림 3-8. SPCF를 이용한 구조강도 해석 결과]

해석 결과 변위와 파쇄력 모두 만족하는 결과가 도출되었지만 Tooth부의 응력이 최대 응력으로 과도하게 많이 나와 항복 응력을 초과하여 버려 잘못된 해석 결과가 도출되었다. 또한 하단 Tooth부에 적용하였던 SPC가 개수에 따라서 파쇄력과 응력값이 변하는 결과가 도출되어 또 다른 해석 방법으로 해석을 진행하였다.

## 2. CONTF를 이용한 구조강도 해석



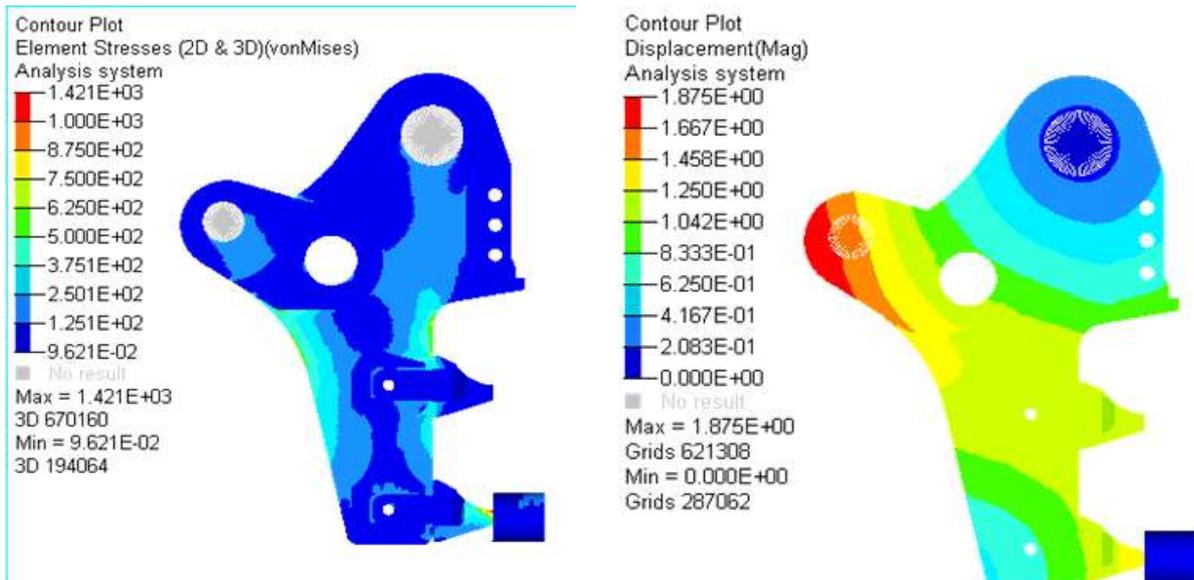
실린더 추력 Cylinder Force	155tonf
강제 요소 RBE 2	Jaw 회전부 강제요소
보간 요소 RBE 3	실린더부 강제요소
구속 조건 SPC 1	회전 Y 제외 DOF(Degree Of Freedom) 1, 2, 3, 4, 6 구속
구속 조건 SPC 2	DOF(Degree Of Freedom) 전원 1, 2, 3, 4, 5, 6 구속
접촉 조건 Contact	Slide 조건 Master : Tooth Slave : 강체

y 린더 추력  
SPC : Single Point Constraints  
Contact : 접촉조건

[그림 3-9. CONTF를 이용한 구조강도 해석]

CONTF(Contact Force) : 힘이 인가되었을 때 접촉 조건을 준 접촉부에서 나타나는 힘을 도출하는 방법

경계조건은 SPCF를 이용한 구조강도 해석과 동일하나 Tooth 하단부에 SPC가 아닌 강체와의 접촉을 정의해주는 Contact 조건으로 접촉 시 서로 미끄러지는 Slide 조건을 적용하여 Tooth와 강체의 접촉 간 나타나는 Force를 파쇄력으로 도출하는 방법으로 해석을 진행하였다.



최대 변위 Max Displacement (mm)	1.875mm		
최대 응력 Max Stress(MPa)	1421MPa	항복 응력 Yield Stress(MPa)	1500MPa
파쇄력 SPCF	60tonf	이론값 파쇄력	98.7tonf

[그림 3-10. CONTF를 이용한 구조강도 해석 결과]

해석 결과 변위와 응력은 만족하는 결과가 도출되었지만 파쇄력이 이론값에 현저히 못 미치는 결과가 도출되었다.

### 3. 구조해석 결과

기존에 구조해석을 통해 파쇄력을 도출하려고 하였으나 SPCF의 경우 과도한 응력이 발생하여 항복응력을 넘어버리는 결과가 도출되었고 CONTF의 경우 파쇄력이 이론값에 현저히 못 미치는 낮은 값이 도출되어 모두 만족하는 결과를 얻지 못해 선형정적해석으로는 파쇄력을 도출할 수 없다고 판단되어 충돌 해석을 통해 파쇄력을 도출하기로 하였다.

## 제5절 파쇄력 테스트

### 1. 비선형해석

1) 비선형 해석이란 : 선형은 수학에서 나타내는 1차식이나 1차 함수를 말하며 선형이란 그래프의 형태가 1개의 직선으로 표현된다는 뜻이다. 반면 비선형은 1개의 직선으로 표현되지 않는 모든 형태를 말하며 1차 방정식으로 표현되지 않는 모든 형태를 비선형이라고 한다.

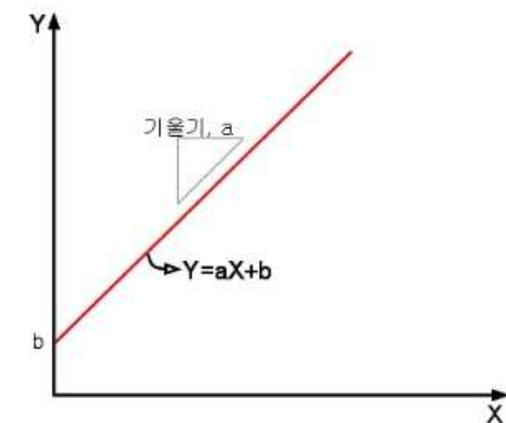


그림 1 선형(Linear)

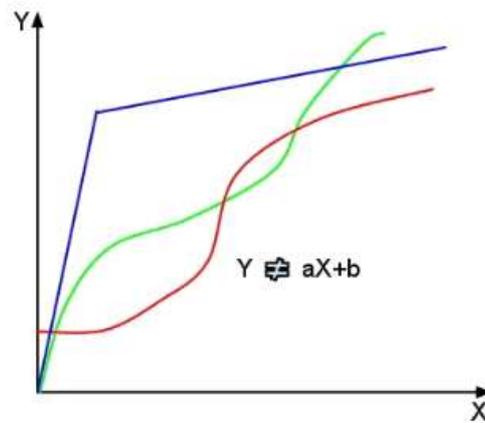


그림 2 비선형(Linear)

상기의 그림에서 중요하게 보아야 하는 사항은 기울기(a)인데 선형은 1개의 일정한 기울기를 가지는 반면, 비선형은 1개 이상의 기울기를 가진다. 즉, 기울기의 변화가 없는 것은 선형, 기울기가 임의의 조건에 의해 변한다면 비선형이다.

일반적으로 선형정적해석의 기본 방정식은 다음 식과 같다.

$$\{F\} = [K]\{U\}$$

여기서,  $\{F\}$  : 하중 벡터

$\{U\}$  : 변위 벡터

$[K]$  : 강성 행렬(Stiffness Matrix)

선형정적해석의 경우에는 강성행렬이 일정한 값을 가지는 하중과 변위의 관계식을 이용하여 해석을 수행한다. 반면, 비선형현상을 포함하고 있는 구조물은 하중과 변위의 관계가 선형관계를 가지고 있지 않는 것을 의미한다.

즉, 비선형성을 포함하고 있는 구조물의 기본적인 특성은 하중이 변함에 따라 구조강성이 변한다는 것을 의미한다.



그림 3 선형(Linear)과 비선형(NonLinear) 비교

## 2) 구조 강성이 변하는 주요 원인

1. 기하 비선형 (Geometric Nonlinearities) : 변위 또는 회전량이 커짐으로써 하중의 작용방향과 분포, 크기가 달라지는 문제
2. 재료 비선형 (Material Nonlinearities) : 하중이 가해짐에 따라 재료의 특성이 비선형성을 나타내는 문제
3. 접촉 비선형 (Contact Status) : 요소간 경계부분의 비선형이나 경계조건의 변화로 인해 생기는 접촉

상기의 3가지 사항이 구조물의 강성을 변화시키는 주요 원인이며, 이 3가지 사항 중 어느 한 가지라도 포함되는 경우에는 비선형 해석을 수행한다.

## 3) 비선형정적해석이 필요한 경우

비선형정적해석이 선형정적해석 만큼 빠르고 쉽게 모형화하고 해석조건을 설정할 수 있다면, 비선형정적해석의 수행여부를 결정할 필요는 없을 것입니다. 비선형정적해석은 선형해석에 비해 해석을 위한 절차가 복잡할 뿐 아니라, 올바른 결과를 얻기 위한 기법들을 익히는 데도 상당한 시간과 추가적인 노력들이 소요될 수 있다. 결론적으로 해석자나 설계자는 비선형정적해석을 수행해야만 하는 이유를 판단할 수 있어야 한다.

### 1. 정확한 최종 결과를 얻어야 하는 경우

해석초기의 비교해석이나 경향해석을 위해서는 재료의 비선형성이나 대변형을 무시한 해석을 수행할 수 있다. 그러나, 설계 후반부에서 단순화하고 근사화했던 것들에 대해 의문을 갖게 되는 시점이 있을 수 있다. 제품의 안정성을 고려한다면 제품의 원형(Prototype) 제조 전에 적어도 한번 이상의 비선형 거동을 검토하는 것이 필요하다.

### 2. 접촉이 존재하는 모델의 경우

완성품의 경우 대부분 부품들의 조합으로 이루어진다. 부품 상호간에 접촉하거나 미끄러짐 또는 떨어지는 효과들을 고려해야 하는 경우가 있다. 이런 거동을 정확히 확인하고자 하는 경우

비선형 해석이 필요하다.

### 3. 유연한 부품의 대변형

얇은 구조물의 경우 대변형 효과를 고려하지 않는다면 극단적인 변형이나 응력을 유발 할 수 있다. 박판 구조물의 변형은 대변형 효과를 고려하는 경우 선형해석결과의 1/5에 지나지 않는다. 단순히 선형해석 결과만으로 이러한 변형의 감소를 예측하는 것은 불가능하다.

### 4. 그 외 비선형 거동이 예상되는 경우

최대응력이 재료의 항복응력과 유사한 경우

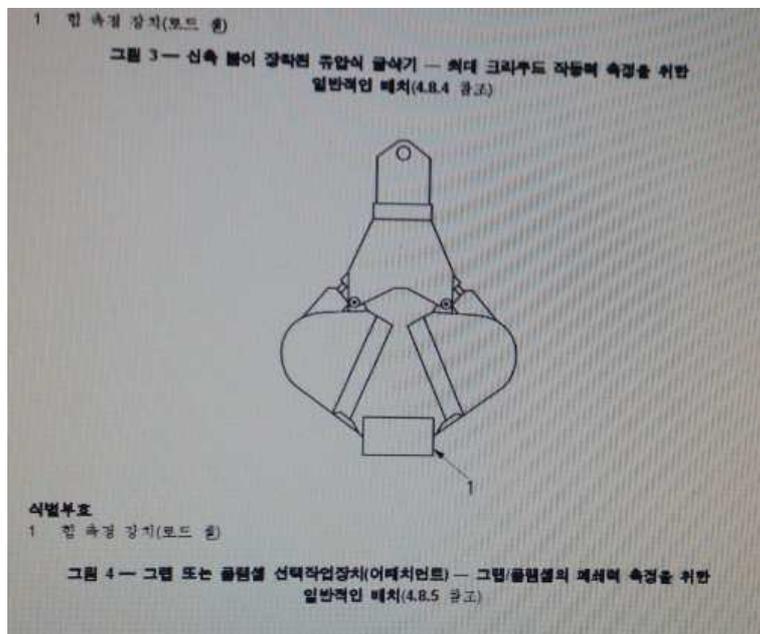
특정 부품이 정상적인 성능을 위해 의도된 대변형을 발생 시킨 경우

비정상적으로 높은 변형을 나타내는 경우

두 개의 표면 또는 곡선이 관통하는 경우

## 2. 크러셔 시험법 (KS B ISO 21873-1:2012)

실제 크러셔 파쇄력 시험법 (지식 경제부 기술 표준원)



[그림 3-11. 크러셔 시험법]

해석에 앞서 해석법에 대한 검증을 위하여 실제 크러셔의 파쇄력을 시험하는 조건을 조사하여 시험법에 의거하여 동일 조건으로 해석 조건을 적용시켜 파쇄력을 도출하기 하여 파쇄력을 측정하였다.

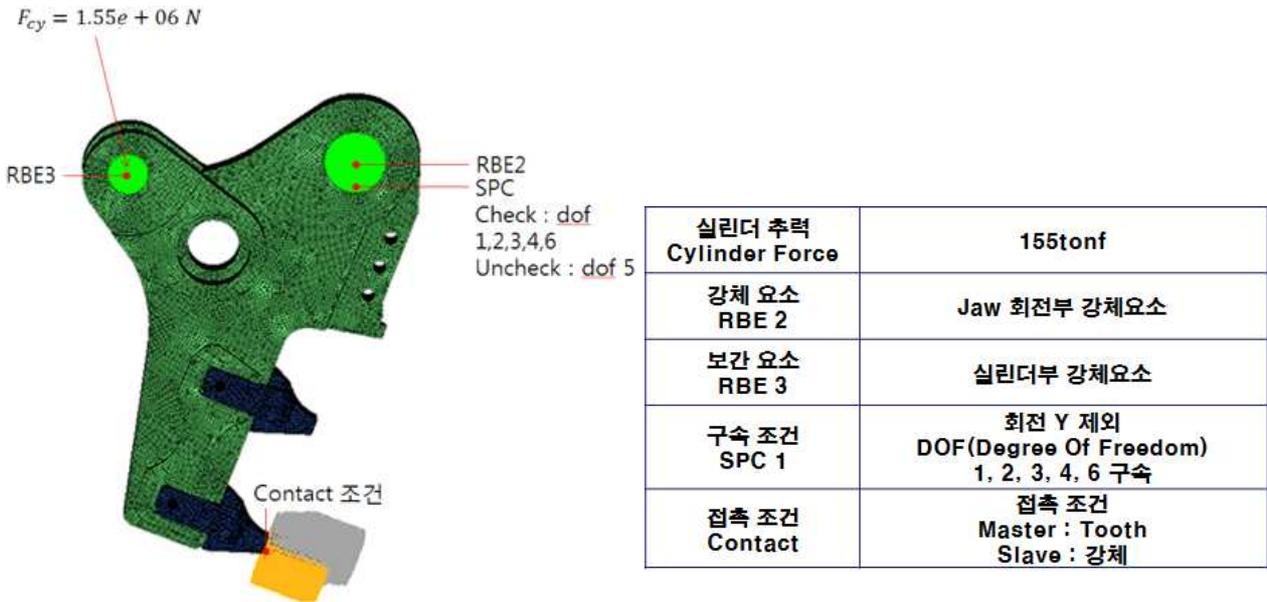
**파쇄력을 측정하는 이유** : 크러셔의 가장 큰 목적은 1차 파쇄에 있으며 해석 시 위의 시험법과 동일 조건에서 해석을 진행한 뒤 기존 모델과 최적모델의 해석 값 비교를 통한 최종 모델 선택하기 위함이다.

참고- 크러셔 시험법 (KS B ISO 21873-1:2012)

### 3. 충돌해석

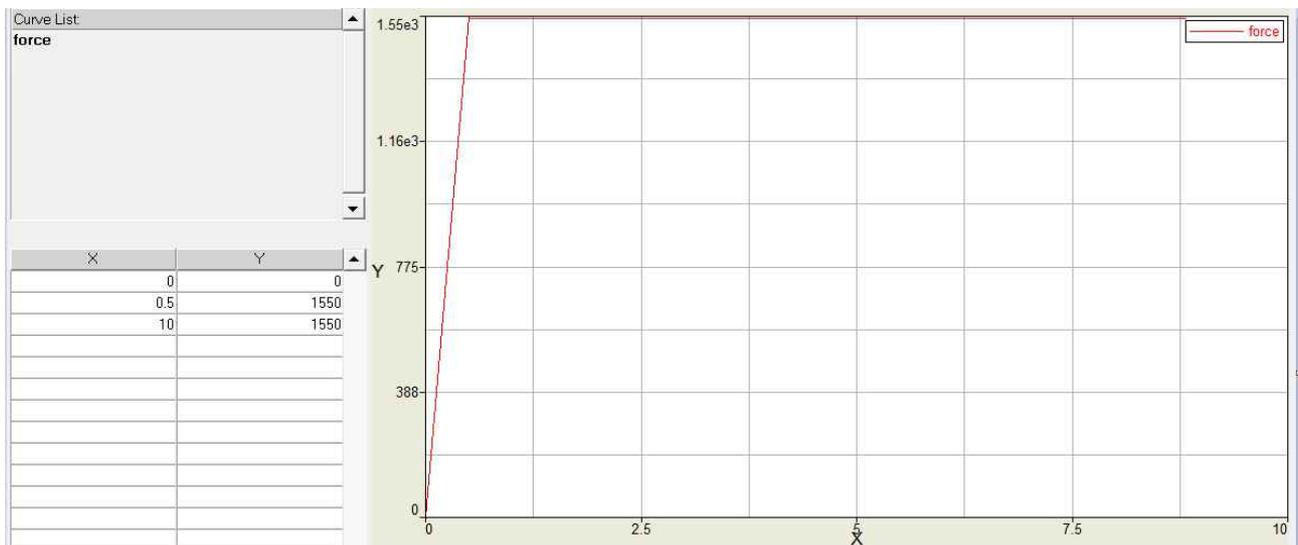
사용 S/W : Hyper Works v13.0-RADIOSS

비선형해석 S/W인 RADIOSS를 통해 Tooth부와 강체의 충돌 해석을 구현하여 Reaction Force Graph를 통해 평균 파쇄력을 도출.



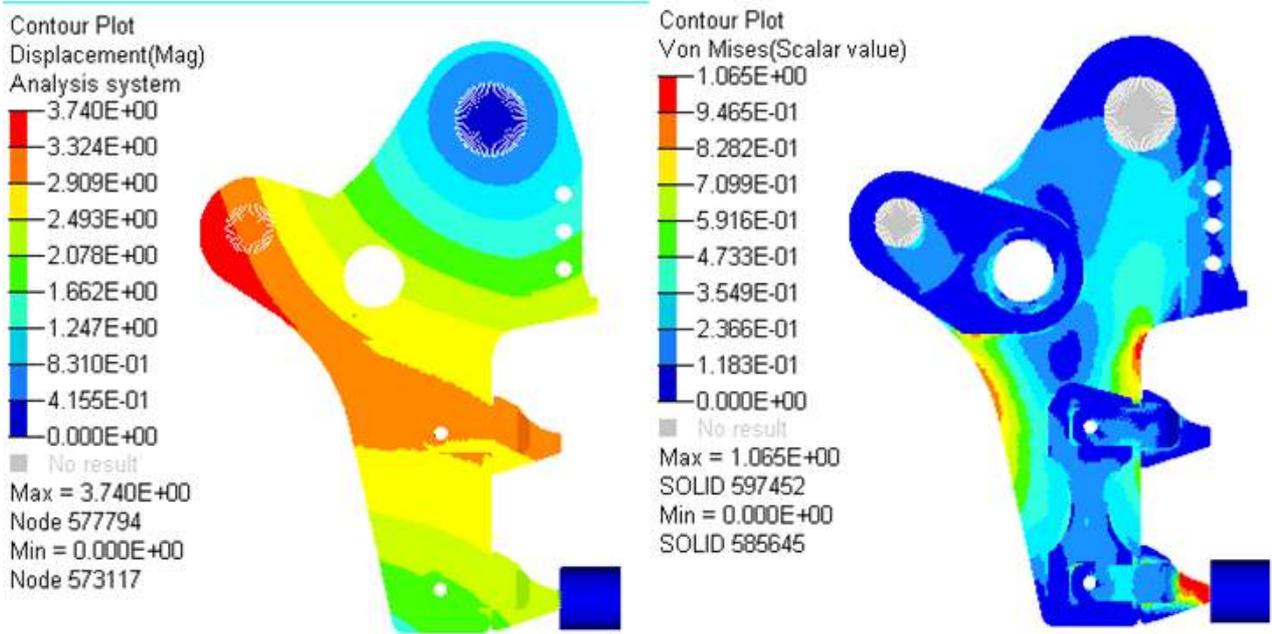
[그림 3-12. 파쇄력 테스트]

실린더부에 이론값으로 도출된 실린더 추력 155tonf을 인가하여 강체와의 충돌 해석을 구현하였다. 경계조건은 이전에 진행하였던 구조해석과 동일하며 다른 해석조건으로는 실린더 추력을 집중하중으로 10초간 일정한 힘을 받도록 Curve를 생성하여 인가시켰다. jaw의 회전부 또한 Joint요소를 생성하여 지속적인 회전을 하여 Tooth와 강체가 지속적인 접촉이 가능하도록 하였다.

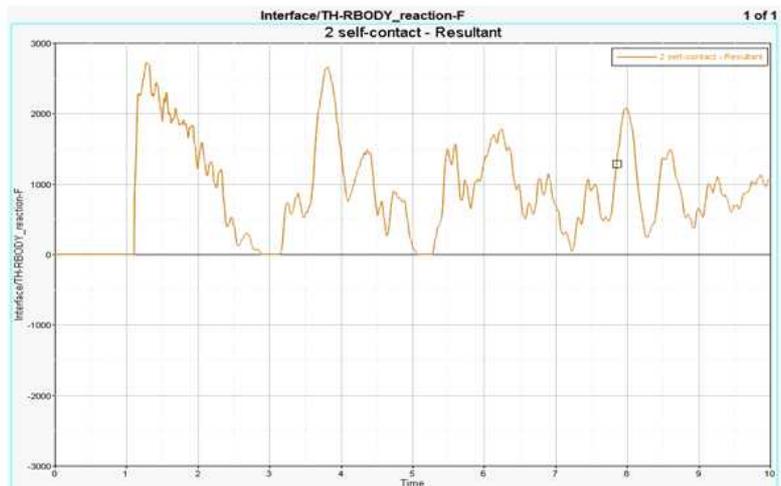


[그림 3-13. Force Curve]

0 ~ 0.5초 동안은 Tooth와 강체가 떨어진 상태에서 접촉시 바로 급격한 힘이 가해져 값이 튀는 것을 방지하기 위해 y축에 힘을 값을 0을 주었다. 0.5초부터 10초간은 일정한 힘 1.55e+06N을 인가시켰다.



최대 변위 Max Displacement (mm)	3.74mm
최대 응력 Max Stress(MPa)	1065MPa
항복 응력 Yield Stress(MPa)	1500MPa
평균 파쇄력	94.7tonf
이론값 파쇄력	98.7tonf
오차율	4.05%



[그림 3-14. 파쇄력 테스트 결과]

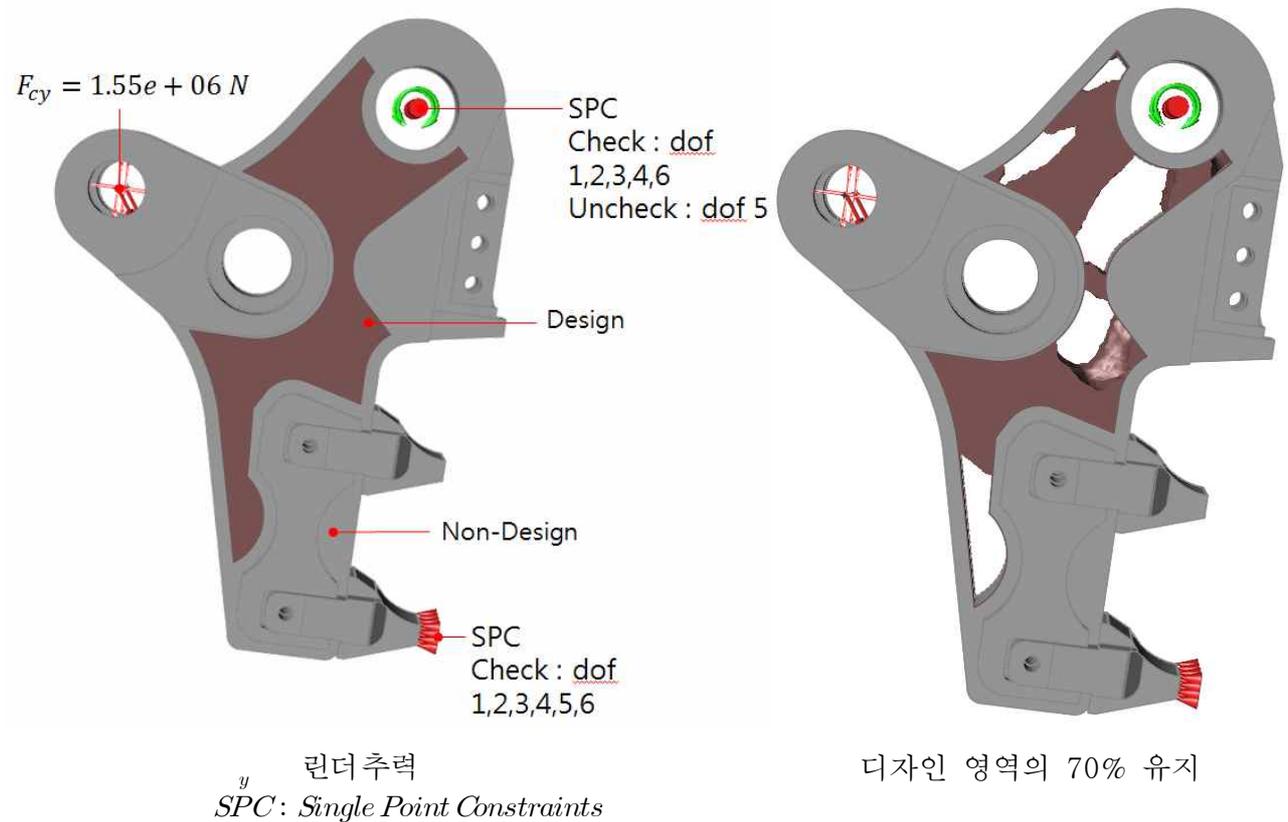
충돌해석 결과 변위가 만족하는 결과가 도출되었고 응력이 항복응력을 초과하지 않았다. 파쇄력 값은 94.7tonf이며 이론 파쇄력값은 98.7tonf으로 오차율이 4.05%로 (주)수산중공업에서 요청한 오차범위 5%를 넘지 않는 결과값이므로 만족하는 결과값이 도출되었다.

Reaction Force Graph에서 일정한 힘을 가하였는데 그래프의 형상이 불규칙한 이유는 Altair KOREA에 자문 결과 explicit solver에서는 동적하중 때문에 힘의 평형을 이루기 위해서는 많은 시간이 필요함. 해석시간을 수십초 에서 수백초 정도 수행하였을 때 일정한 값에 수렴하게 될 것이라고 함. 하지만 해석시간을 수십 초 에서 수백 초로 하게되면 해석시간이 너무 오래걸리고 결과 또한 초기에 불규칙 선도의 평균값과 차이가 거의 나지 않는다고 함.

## 제6절 최적 설계

### 1. 컨셉디자인

사용 S/W : Solid Thinking 2014-Inspire

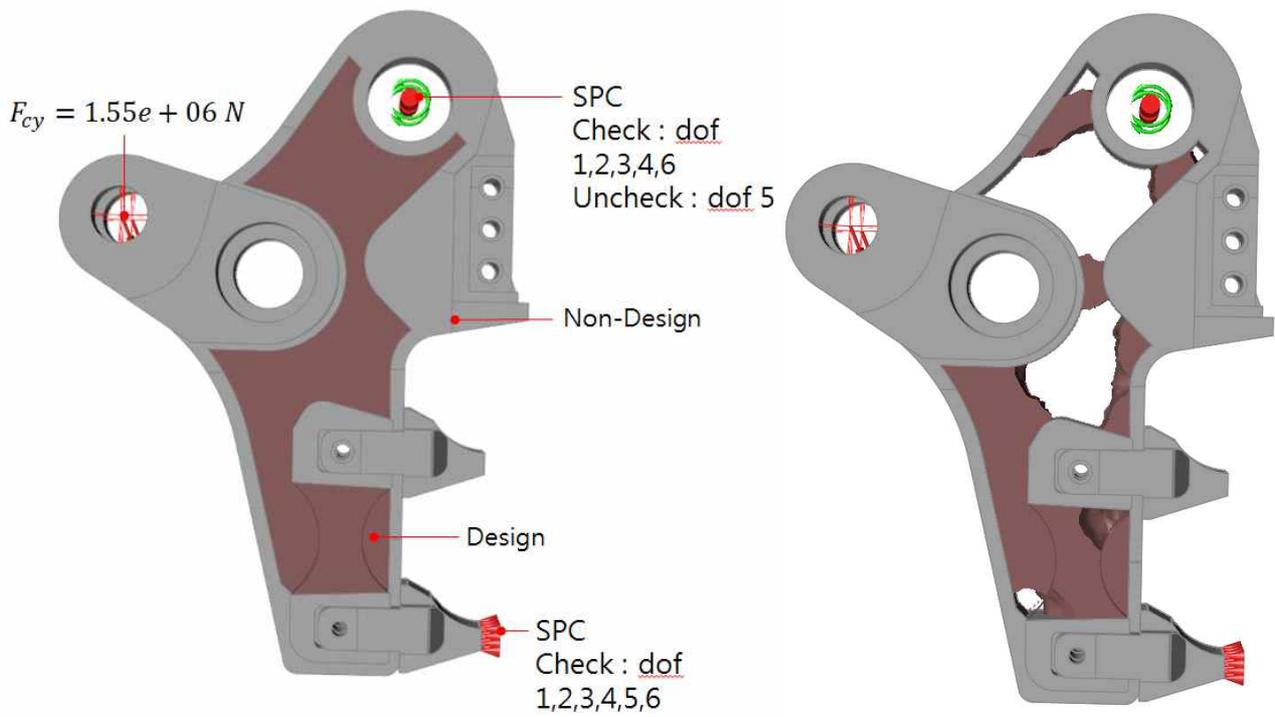


[그림 3-15. 컨셉디자인 ① 해석 및 해석결과]

최적설계를 시작하기 앞서 기본적인 형상을 확인하기 위해 컨셉디자인 S/W인 Inspire를 통해 확인하였다. 구조강도 해석 조건과 동일하게 실린더부에 Force를  $1.55e+06N$ 을 인가시켜주고 회전부에 회전  $y(dof5)$ 만 작동하도록 적용한 후 최약체인 하단 Tooth부 닿는 면에 모든 구속을 적용하여 해석을 진행하였다.

해석 결과 100% 신뢰할 수는 없지만 위 그림과 같이 Design영역과 Non-Design영역을 나누어 최적설계를 진행하였을 때 유사한 경향의 해석결과가 도출됨을 알 수 있다.

컨셉 디자인을 한 이유는 최적설계 시 도출될 대략적인 형상을 확인하기 위함이다.



$y$   
 린더추력  
 SPC: Single Point Constraints

디자인 영역의 70% 유지

[그림 3-16. 컨셉디자인 ② 해석 및 해석결과]

모든 조건은 앞서 진행한 해석과 동일하며 Design영역을 다르게 하여 해석을 진행하였다. 해석 결과 Design영역이 변하여도 공통적으로 최적화되는 부분이 있으며 최적설계 진행 시 동일한 부분에서 유사한 경향이 도출될 것으로 예상된다.

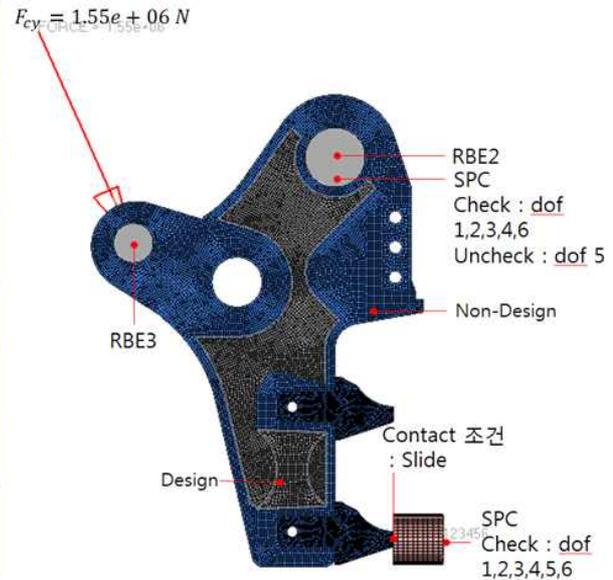
## 2. 최적설계

사용 S/W : Hyper Works v13.0-Optimization

최적설계에 사용된 모델은 모두 CONTF를 사용하여 경계조건은 구조강도 해석과 동일한 조건을 적용한 후 Design영역과 Non-Design영역을 나눠 최적 설계를 진행하였다. Design영역은 최적 설계 시 Design의 변화가 일어나는 영역을 나타낸다. 기본적으로 설계 변수는 정량적 목표로 잡았던 것을 만족하기 위해 부피, 변위, 응력을 적용하였고 각 모델마다 경계 조건을 달리하는 조건으로 최적 설계를 진행하였다.

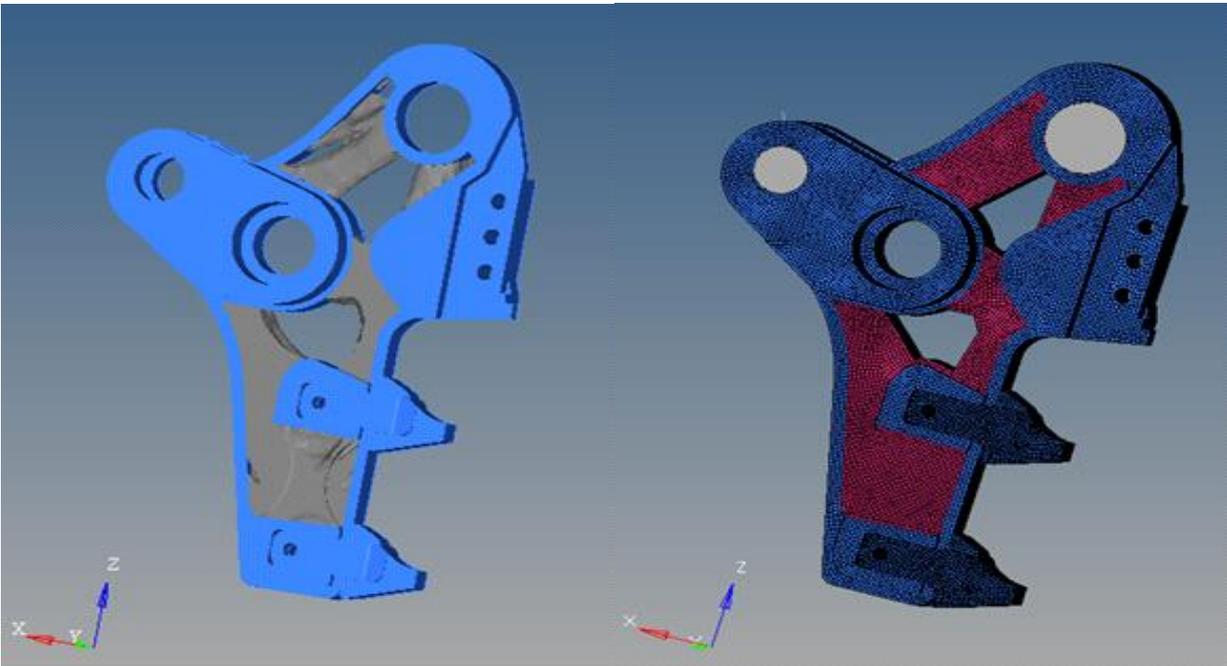
### 1)최적설계 모델 1

설계 영역	Design 영역
최적화 설계 변수	부피 (Volume)
	변위 (Displacement)
	응력 (Stress)
최적화 경계 조건	부피 (Volume) : <b>상한값 (Upper Bound) 0.3%</b>
	변위 (Displacement) : <b>상한값 (Upper Bound) 1.4mm</b>
	응력 (Stress) : <b>상한값 (Upper Bound) 1800MPa</b>
목적 함수	부피 최소화 Volume : Min



[그림 3-17. 최적 설계 ①]

첫 번째 모델은 기존의 구조강도를 유지하고 부피만 줄이는 것을 경계 조건으로 설정하였다. 부피의 경우 해석 경험상 가장 일반적인 70%를 유지하는 조건인 부피 상한값 0.3%를 설정하였고 변위와 응력은 기존값을 유지하는 각각 1.4mm, 1800MPa를 상한값으로 설정하여 목적 함수를 부피를 최소화하는 조건으로 해석을 진행하였다.



[그림 3-18. 최적화 모델의 3D 모델링 및 유한요소 모델링]

최적화한 모델을 CATIA V5를 통해 3D 모델링을 한 다음 Hexa Mesh로 유한요소 모델링을 실시하였다.

■ 최적 설계 모델 - ① 결과

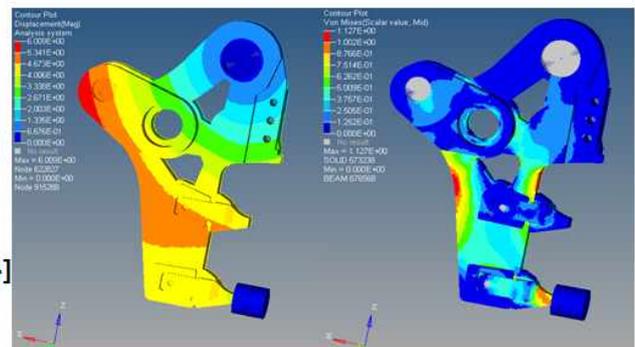
기존 모델 요소 중량 Element Mass	0.192
최적화 모델 요소 중량 Element Mass	0.173
기존 모델 최대 변위 Max Displacement (mm)	3.74mm
최적화 모델 최대 변위 Max Displacement (mm)	6.009mm
기존 모델 최대 응력 Max Stress(MPa)	1097MPa
최적화 모델 최대 응력 Max Stress(MPa)	1127MPa
항복 응력 Yield Stress(MPa)	1500MPa
기존 모델 평균 파쇄력	94.7tonf
최적화 모델 평균 파쇄력	98.3tonf

→ [9.9% 경량화]

→ [2.27mm 증가]

→ [2.66% 증가]

→ [3.66% 증가]



[응력 (Stress)]

[변위 (Displacement)]



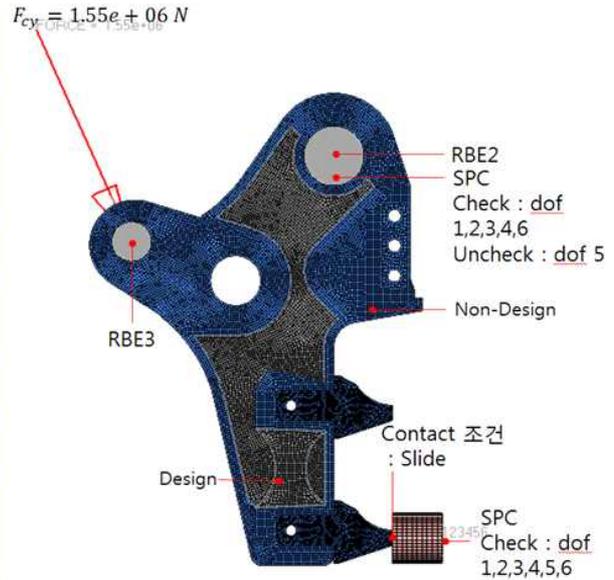
[파쇄력 그래프]

[그림 3-19. 최적화 모델① 파쇄력 테스트 결과]

최적화 후 3D 모델링과 유한요소 모델링을 마친 모델을 비선형해석 충돌해석을 통해 결과를 도출하였다. 결과 Max Stress 1127MPa, Max Displacement 6.009mm로 평균 파쇄력 94.7tonf가 도출 되었다. 파쇄력이 오차범위 5%를 넘지않았고 중량이 9.9% 경량화되는 좋은 결과가 도출되었지만 변위와 응력이 향상되지 않고 하향되는 결과가 나타나 정량적 목표에 미치지 못하는 결과가 도출되어 조건을 변경하여 위상최적화를 다시 실시하였다.

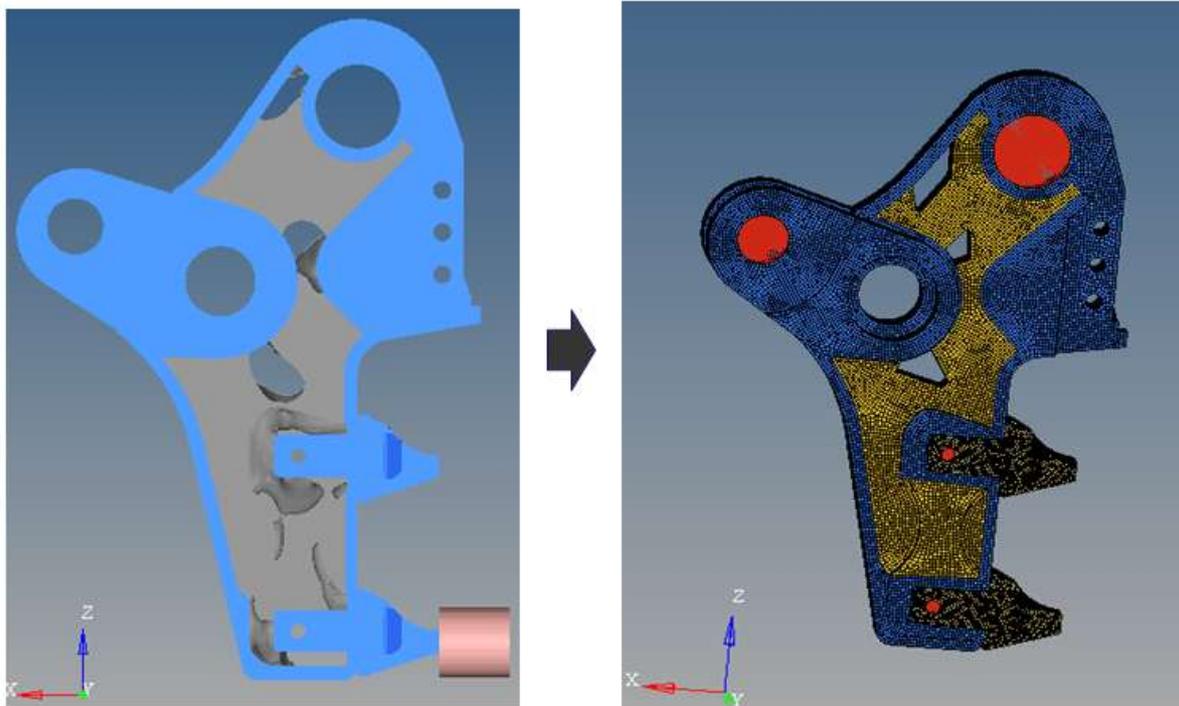
2) 최적설계 모델 2

설계 영역	Design 영역
최적화 설계 변수	부피 (Volume)
	변위 (Displacement)
	응력 (Stress)
최적화 경계 조건	부피 (Volume) : <b>상한값 (Upper Bound) 0.3%</b>
	변위 (Displacement) : <b>상한값 (Upper Bound) 1.25mm</b>
	응력 (Stress) : <b>상한값 (Upper Bound) 1600MPa</b>
목적 함수	부피 최소화 Volume : Min



[그림 3-20. 최적 설계 ②]

최적 설계 모델 1과 동일하게 부피는 상한값 0.3%를 유지하고 응력과 변위를 목표치였던 10%향상시키는 조건인 변위 1.25mm, 응력 1600MPa를 상한값으로 설정하여 Design영역의 부피를 최소화 하는 조건으로 위상 최적화를 실시하였다.



[그림 3-21. 최적화 모델②의 3D 모델링 및 유한요소 모델링]

최적화한 모델을 CATIA V5를 통해 3D 모델링을 한 다음 Hexa Mesh로 유한요소 모델링을 실시하였다.

■ 최적 설계 모델 - ② 결과

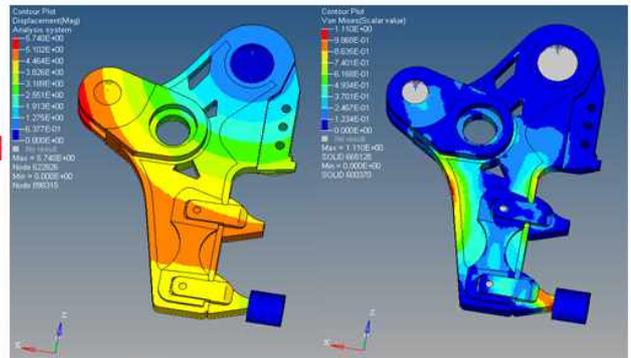
기존 모델 요소 중량 Element Mass	0.192
최적화 모델 요소 중량 Element Mass	0.182
기존 모델 최대 변위 Max Displacement (mm)	3.74mm
최적화 모델 최대 변위 Max Displacement (mm)	5.74mm
기존 모델 최대 응력 Max Stress(MPa)	1097MPa
최적화 모델 최대 응력 Max Stress(MPa)	1090MPa
항복 응력 Yield Stress(MPa)	1500MPa
기존 모델 평균 파쇄력	94.7tonf
최적화 모델 평균 파쇄력	98.3tonf

→[5.21% 경량화]

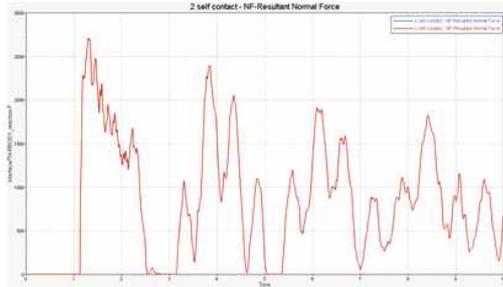
→[2mm 증가]

→[0.64% 감소]

→[3.16% 증가]



[응력 (Stress)] [변위 (Displacement)]



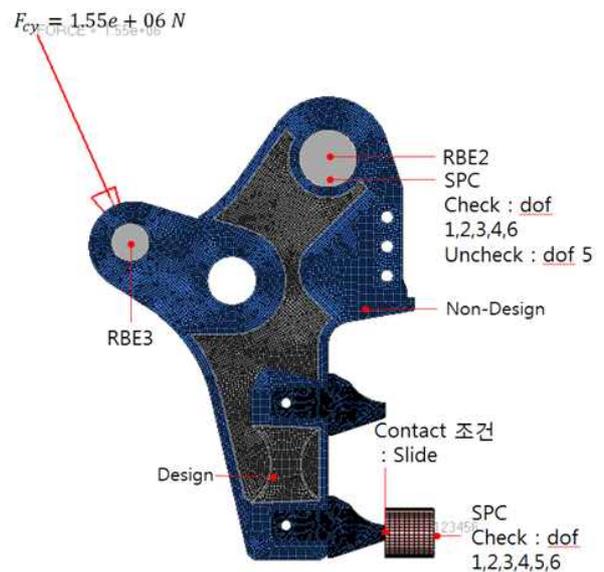
[파쇄력 그래프]

[그림 3-22. 최적화 모델② 파쇄력 테스트 결과]

최적화 후 3D 모델링과 유한요소 모델링을 마친 모델을 비선형해석 충돌해석을 통해 결과를 도출하였다. 결과 Max Stress 1090MPa, Max Displacement 5.74mm로 평균 파쇄력 98.3tonf가 도출 되었다. 중량이 5.21% 경량화되었고 파쇄력이 오차범위 5%넘지 않는 조건을 만족하고 응력이 기존모델보다 0.64%의 미소한 향상폭을 보였다. 변위는 앞서 진행한 모델과 같이 하향되는 결과가 도출되었다. 앞의 최적모델보단 향상된 결과가 도출되었지만 정량적 목표에 미치지 못하는 결과가 도출되어 조건을 변경하여 위상최적화를 다시 실시하였다.

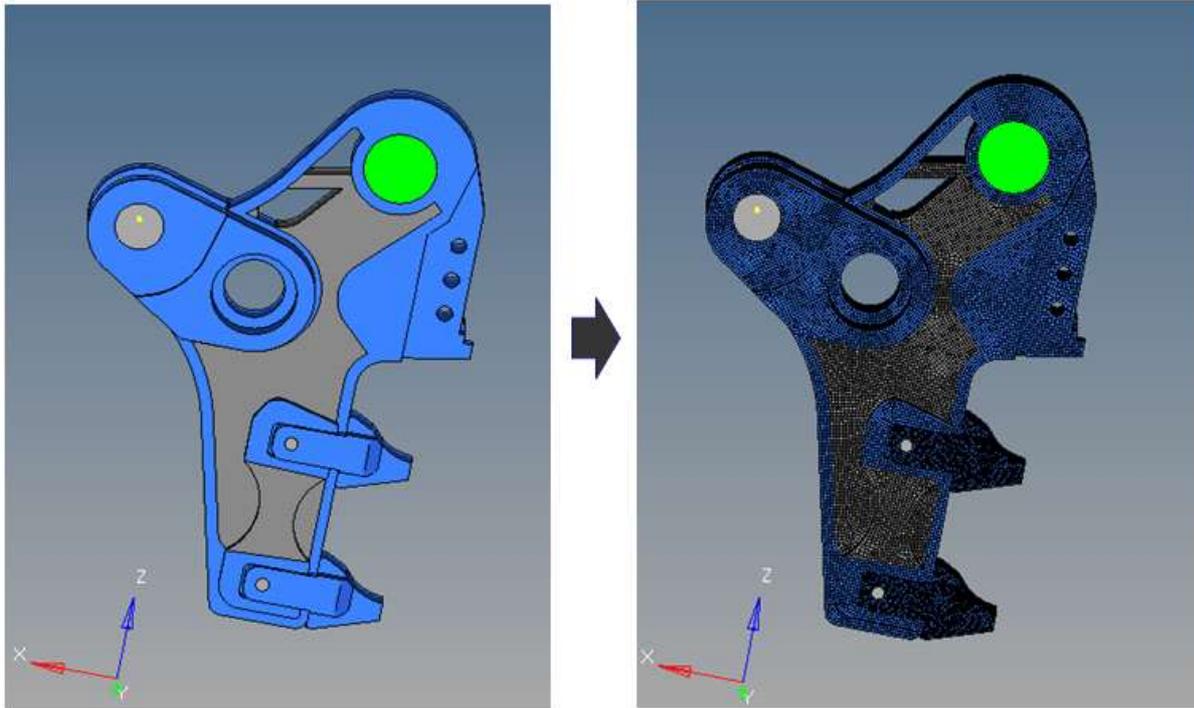
3) 최적설계 모델 3

설계 영역	Design 영역
최적화 설계 변수	부피 (Volume)
	변위 (Displacement)
	응력 (Stress)
최적화 경계 조건	부피 (Volume) : 상한값 (Upper Bound) 0.3%
	변위 (Displacement) : 상한값 (Upper Bound) 1.25mm
	응력 (Stress) : 상한값 (Upper Bound) 1600MPa
목적 함수	부피 최소화 Volume : Min



[그림 3-23. 최적 설계 ③]

최적모델 ①, ②의 위상 최적화 결과와 경향이 유사하게 도출되었다. 두 모델 모두 변위와 응력이 정량적 목표치에 도달하지 못하였다. 해석조건은 최적모델②의 조건과 동일하며 3D모델링 형상을 변경하여 최적 설계를 실시하였다.



[그림 3-24. 최적화 모델③의 3D 모델링 및 유한요소 모델링]

최적화한 모델을 CATIA V5를 통해 3D 모델링을 한 다음 Hexa Mesh로 유한요소 모델링을 실시하였다.

■ 최적 설계 모델 - ③ 결과

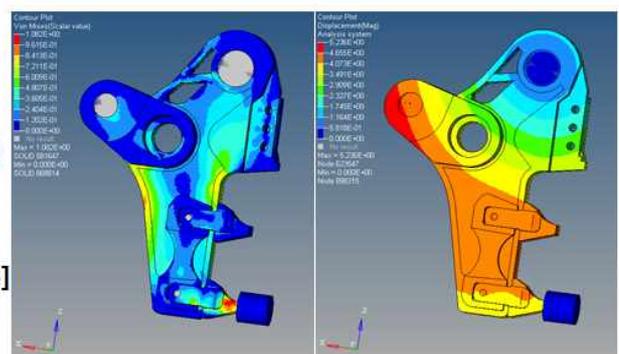
기존 모델 요소 중량 Element Mass	0.192
최적화 모델 요소 중량 Element Mass	0.181
기존 모델 최대 변위 Max Displacement (mm)	3.74mm
최적화 모델 최대 변위 Max Displacement (mm)	5.236mm
기존 모델 최대 응력 Max Stress(MPa)	1097MPa
최적화 모델 최대 응력 Max Stress(MPa)	1082MPa
항복 응력 Yield Stress(MPa)	1500MPa
기존 모델 평균 파쇄력	94.7tonf
최적화 모델 평균 파쇄력	97.8tonf

→[5.73% 경량화]

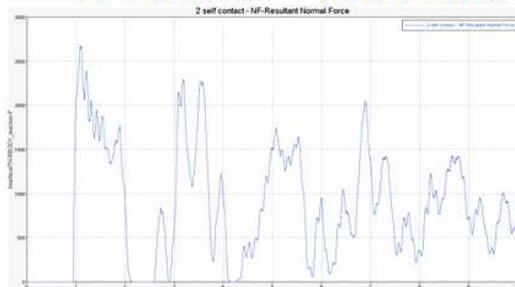
→[1.496mm 증가]

→[1.38% 감소]

→[2.97% 증가]



[응력 (Stress)] [변위 (Displacement)]



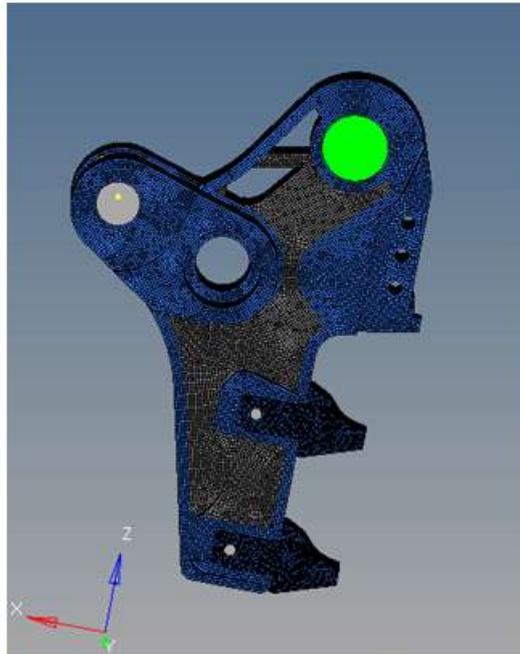
[파쇄력 그래프]

[그림 3-25. 최적화 모델③ 파쇄력 테스트 결과]

최적화 후 3D 모델링과 유한요소 모델링을 마친 모델을 비선형해석 충돌해석을 통해 결과를 도출하였다. 결과 Max Stress 1082MPa, Max Displacement 5.236mm로 평균 파쇄력 97.8tonf가 도출 되었다. 중량이 5.73% 경량화 되었고 파쇄력이 오차범위 5%를 넘지 않았으며 응력도 기존 모델에 비해 1.38% 향상되는 결과가 도출되었다. 변위는 기존보다 하향되는 결과가 도출되었으나 앞서 진행한 모델보다 작은 축이 하향되었다.

### 3. 최종모델 선정

#### 모델선정 - 모델③



[중량 5.73% 경량화]

[파쇄력 2.97% 증가]

[응력1.38% 감소]

최대 변위 Max Displacement (mm)	5.236mm
최대 응력 Max Stress(MPa)	1082MPa
평균 파쇄력	97.8tonf

[그림 3-25. 최종 선정 모델]

초기에 잡았던 정량적 목표에는 미치지 못하였으나 경량화, 파쇄력 부분에 있어서 만족할 만한 결과가 도출되었다. 응력 부분에 있어 1.38% 감소하긴 하였으나 정량적 목표에는 도달하지 못하였다. 3가지의 최적모델을 비교 하였을 때 전체적인 향상도에 있어 3번째 모델이 기존모델 대비 전체적인 향상도가 좋았기 때문에 3번째 모델을 최종모델로 선정하였다.

## 제7절 제작

최적설계를 완료한 크러셔를 실제로 제작하기에는 현실적으로 제한사항이 너무 많아 최적설계된 제품을 3D Printer로 제작해 형상을 시각적으로 보여주는 방향으로 제작을 시작했다. 실 제품의 1/10 사이즈로 축소해 제품을 제작하였다.



[그림 3-26. 최종 모델 시제품 제작]

## 제4장 결론

### 제1절 문제점 분석 및 처리결과

#### 1. 과제의 가치

(주)수산중공업과 산학협력으로 진행되는 본 과제는 현재 크러셔를 개발하고 있는 업체에서 요구하는 사항을 자문을 통해 신속히 반영함으로써 진정으로 필요한 요구 사항들을 과제를 통해 도출할 수 있다. 해석을 통한 파쇄력 테스트를 과제로 진행함으로써 업체에서는 신제품 개발에 있어 매뉴얼을 통해 시행착오없이 실무에 적용을 할 수 있는 가치가 있으며 학생들에게는 실무능력 배양이라는 가치가 있다.

#### 2. 목표달성의 가능성 분석

이전에 선배들이 진행하였던 크러셔 최적설계를 바탕으로 필요한 자료들을 확보하고 (주)수산중공업과의 산학협력으로 진행을 하므로 지속적인 자문과 동계 현장실습을 통해 지속적인 협조를 통해 설계의 완성도를 높였다.

#### 3. 기술적 문제 분석 및 해결방향

해석의 경우 학부과정에서 매우 기본적인 수준으로 배우기 때문에 어려움이 많다. 이를 해결하기 위해 학부생 3년간 배워온 전공 지식과 Altair KOREA의 하계 현장실습을 통해 배운 지식을 바탕으로 해결을 하고 크러셔에 관한 부분은 (주)수산중공업과의 자문 및 동계 현장실습을 통해 지식을 습득해 해결하였다.

### 제2절 총평

1년간 최적 설계를 진행하면서 유한요소모델링, 구조강도해석, 비선형충돌해석, 위상최적화 등 다양한 해석 분야를 접해보므로써 대학과정 3년 동안 배운 공학적 지식의 활용과 실무에 적용함으로써 실무 능력 배양을 할 수 있는 기회가 되었다.

끝으로 이번 프로젝트를 진행하면서 애써주신 김세호 교수님과 이동환 교수님과 (주)수산중공업에 감사의 말씀을 드립니다.

## [참고문헌]

[1] 수산중공업 크러셔 카탈로그, <http://www.soosan.co.kr/product/catalogue/crusher.pdf>

[2] 국가기술표준원, 토공기계-유압식 굴삭기와 백호로더-작동력 측정방법, KS B ISO6015

[3] HyperWorks Help Home-Solvers(OptiStruct, RADIOSS),

[http://www.altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/hw13.0/help/altair\\_help/altair\\_help.htm?welcome\\_page.htm](http://www.altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/hw13.0/help/altair_help/altair_help.htm?welcome_page.htm)

[부록]

부록 1. 첫 번째 부록. ㈜수산중공업 유압크리셔 관련 설계 데이터 요청

작 인 생 학

학생이 행복한 대학, 대구대학교



대구대학교 차세대 건설기계부품 인력양성 사업단

수신자 (주)수산중공업

참 조 산학행정관리팀장

제 목 산학연계형 캡스톤디자인 유압 크리셔 관련 설계 데이터 요청

- 1. 귀 기관의 무궁한 발전을 기원합니다.
- 2. 대구대학교 차세대 건설기계부품 인력양성사업단에서는 산학연계형 캡스톤디자인 유압 크리셔 관련 설계 데이터를 요청하오니 관련 데이터를 제출하여 주시길 바랍니다.

가. 발송처 : (주)수산중공업

나. 발송 내용

- 1) 제목 : 산학연계형 캡스톤디자인 유압 크리셔 관련 설계 데이터 요청
- 2) 요청사항

연번	데이터 내역	상세 내용
1	제품 도면	2D 및 3D프로그램으로 제작된 도면
2	재질	
3	제품 사양	허용 음력, 변형량, NVH 사양, 대구 사양 등
4	작동 조건	크리셔 부과 하중, 유압조건

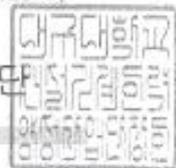
3) 제출 방법 : 아래의 방법 중 택1

가) 이메일 송부(mvksh@daegu.ac.kr)

나) 우편 발송(경북 경산시 진량읍 대구대로 201 대구대학교 공과대학 6호관 6405호)

4) 문의 : 기계·자동차공학부 김세호 교수(053-850-6685, mvksh@daegu.ac.kr)

대구대학교 차세대 건설기계부품 인력양성 사업단



기안 김 아 물  
협조자

사업부단장(전결) 남 진 현



시 행 대구대건설기계인력양성 2015-38호 (2015. 10. 02.)

우 712-714 경북 경산시 진량읍 대구대로 201 공과대학 6호관 6204A호

전화 {053}850-4763/ 전송 {053}850-6689 / arkim4763@daegu.ac.kr / 공개