creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

[UCI]I804:24011-200000264835
조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

2015년 2월
박사학위논문

차량용 경량화 Impact Beam 제작 및 시험장치 개발에 관한 연구

조선대학교 대학원

첨단부품소재공학과(정밀기계설계공학전공)

권 대 주

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

차량용 경량화 Impact Beam 제작 및 시험장치 개발에 관한 연구

A Study on the Development of Lightweight Impact Beam Manufacturing and Test Device for Vehicles

2015년 2월 25일

조선대학교 대학원

첨단부품소재공학과(정밀기계설계공학전공)

권 대 주

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

차량용 경량화 Impact Beam 제작 및 시험장치 개발에 관한 연구

지도교수 김 재 열

이 논문을 공학박사학위신청 논문으로 제출함

2014년 10월

조선대학교 대학원

첨단부품소재공학과(정밀기계설계공학전공)

권 대 주

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

권대주의 박사학위논문을 인준함

위원장 조선대학교 교 수 심 재 기 (인)

위 원 조선대학교 교 수 윤 성 운 (인)

위 원 송원대학교 교 수 김 항 우 (인)

위 원 전주대학교 교 수 김 홍 건 (인)

위 원 조선대학교 교 수 김 재 열 (인)

2014년 12월

조선대학교 대학원

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

목 차

LIST OF FIGURES iii
LIST OF TABLE viii
ABSTRACT ix

제 1 장 서 론 1
제 1 절 연구 배경 1
제 2 절 연구 동향 및 연구 필요성 8
1 . 국내 • 외 연구 동향 8
2 . 연구 필요성 12
제 3 절 연구 목적 15

제 2 장 경량화 Impact Beam 설계 및 제작 16
제 1 절 Impact Beam 설계 16
제 2 절 Impact Beam 구조 해석 18
제 3 절 Impact Beam 3점 Bending 실험 전용 지그 33
제 4 절 Steel & GFRP 하이브리드 시제품 제작 40
제 5 절 Al Impact Beam 인장 시험 및 구조 시험 41
1. 인장 시험 43

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

2. Al Impact Beam구조시험(3점 Bending TEST) ····· 45
제 6 절 경량화 Impact Beam 금형 제작 및 압출 샘플 ····· 49
1. 금형 설계 및 제작 ····· 49
제 7 절 Impact Beam BRKT 설계 및 금형 ····· 51
1. Impact Beam FRT/RP BRKT 설계 ····· 51
2. BRKT 금형 제작 및 시제품 제작 ····· 53
3. Impact Beam 시제품 제작 ····· 55
4. Impact Beam & BRKT Ass'y ····· 50
5. 충돌시험용 Door Ass'y ····· 58
6. Al Impact Beam Door Ass'y ····· 58
7. Door 충돌시험 ····· 62
8. 주요 기계구동요소 설계 ····· 66

제 3 장 도어 임팩트 빔 충돌 시험 및 고찰 ····· 94
제 1 절 임팩트 빔 충돌 시험 ····· 97
제 2 절 로드셀 측정 데이터 분석 ····· 97
제 3 절 스트레인 측정 데이터 분석 ····· 98

제 4 장 결 론 ····· 100

REFERENCE ····· 101

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

LIST OF FIGURES

Fig. 1-1 Number of deaths by type of traffic accident ····· 1
Fig. 1-2 Basic side impact bar position ····· 2
Fig. 1-3 Car to car side impact ····· 2
Fig. 1-4 Euro NCAP car to car side impact ····· 3
Fig. 1-5 Euro NCAP pole side impact ····· 4
Fig. 1-6 The body structure of the flex uses lightweight aluminum-coated boron steel ····· 8
Fig. 1-7 The body structure of the 2010 Porshe Panamera uses lightweight aluminum ····· 9
Fig. 1-8 Audi A8 body structure ····· 10
Fig. 1-9 Hyundai Azera side impact beam ····· 10
Fig. 1-10 Kia S model door impact beam ····· 11
Fig. 1-11 Euro Ncap side impact test : Totota iQ ····· 12
Fig. 1-12 Side structure for car body model ····· 13
Fig. 1-13 Hyundai Elantra 2011, Side impact crash ANCAP test result ·· 13
Fig. 1-14 Hyundai Accent 2005, Side impact crash ANCAP test result ··· 14
Fig. 2-1 Impact beam design(the first agenda) ····· 16
Fig. 2-2 Impact beam design(the second agenda) ····· 17
Fig. 2-3 Impact beam design(the third agenda) ····· 17
Fig. 2-4 Assembly shape by CO_2 arc welding(beam and BRKT)) ····· 18
Fig. 2-5 Poisson's Ratio with temperature ····· 21
Fig. 2-6 Yield Strength with temperature ····· 22
Fig. 2-7 Ultimate tensile strength with temperature ····· 22
Fig. 2-8 Considering constraint of analysis ····· 23

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-9 Force - Displacement ····· 25
Fig. 2-10 Displacement(min:0.032mm, max:3.748mm) : Force(4200N) ····· 26
Fig. 2-11 Eguivalent stress contour of steel beam(min:0.03MPa, max: 426 .73MPa) : Force(4200N) ····· 26
Fig. 2-12 Displacement(min:0.019mm, max:2.179mm) : Force(2500) ····· 25
Fig. 2-13 Eguivalent stress contour of steel beam(min:0.02MPa, max: 248. 1MPa) : Force(2500) ····· 27
Fig. 2-14 Dynamic analysis result ····· 31
Fig. 2-15 Total kinetic energy ····· 31
Fig. 2-16 Total internal energy ····· 32
Fig. 2-17 Impact beam test jig ····· 33
Fig. 2-18 Impact beam test jig ass'y ····· 33
Fig. 2-19 Image of sample and experiment result ····· 34
Fig. 2-20 Result of experiment(maximum load:360 kg_f) ····· 35
Fig. 2-21 Image of sample and experiment result ····· 36
Fig. 2-22 Result of experiment(maximum load:350 kg_f) ····· 36
Fig. 2-23 Image of sample and experiment result ····· 37
Fig. 2-24 Result of experiment(maximum load:472 kg_f) ····· 37
Fig. 2-25 Image of sample and experiment result ····· 38
Fig. 2-26 Result of experiment(maximum load:481 kg_f) ····· 39
Fig. 2-27 Prototyping process ····· 40
Fig. 2-28 Prototype by weight ····· 40
Fig. 2-29 Extrusion die ····· 41
Fig. 2-30 Extruder ····· 42
Fig. 2-31 Extruded specimen ····· 42
Fig. 2-32 Aluminum 6061 T6 ····· 44
Fig. 2-33 Aluminum 7003 T5 ····· 44

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-34 Aluminum 7021 T4 / T5 / T6 ····· 45
Fig. 2-35 Aluminum impact beam - 6791 ····· 46
Fig. 2-36 Aluminum impact beam - 6792 ····· 46
Fig. 2-37 Aluminum impact beam - 6793 ····· 46
Fig. 2-38 Aluminum impact beam - 6791 ····· 47
Fig. 2-39 Aluminum impact beam - 6792 ····· 48
Fig. 2-40 Aluminum impact beam - 6793 ····· 48
Fig. 2-41 Al impact beam - 6791 die manufacturing ····· 49
Fig. 2-42 Al impact beam - 6792 die manufacturing ····· 49
Fig. 2-43 Al impact beam - 6793 die manufacturing ····· 50
Fig. 2-44 Al impact beam - 6791 extruded samples ····· 50
Fig. 2-45 Al impact beam - 6792 extruded samples ····· 50
Fig. 2-46 Al impact beam - 6793 extruded samples ····· 51
Fig. 2-47 Impact beam FRT BRKT ····· 52
Fig. 2-48 Impact beam RP BRKT ····· 52
Fig. 2-49 Impact beam FRT BRKT ····· 53
Fig. 2-50 Impact beam RP BRKT ····· 53
Fig. 2-51 Impact beam FRT/RP BRKT (trim) ····· 54
Fig. 2-52 1250ton 5″ extrusion machine ····· 55
Fig. 2-53 Al impact beam prototype ····· 56
Fig. 2-54 Impact beam & BRKT ass'y jig ····· 56
Fig. 2-55 Impact beam & BRKT ass'y welding ····· 57
Fig. 2-56 Impact beam & BRKT ass'y weight ····· 57
Fig. 2-57 Manufacturing process ····· 58
Fig. 2-58 Blind rivet ····· 59
Fig. 2-59 Effects of cure time and temperature ····· 59
Fig. 2-60 Araldite Aw 106 resin ····· 60

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-61 Hardener Hv 953u shear strength ····· 60
Fig. 2-62 Al impact beam door manufacturing process ····· 61
Fig. 2-63 Al impact beam door ass'y ····· 61
Fig. 2-64 Condition of test pad area ····· 62
Fig. 2-65 Condition of USA NHTSA (Nationnal Highway Traffic Safety Adminstration) impact test ····· 63
Fig. 2-66 Degree of impact testing ····· 64
Fig. 2-67 Configurations of rigid pole ····· 64
Fig. 2-68 Configurations of monitoring camera system ····· 65
Fig. 2-69 LM guide flow chart ····· 66
Fig. 2-70 Radial (reverse radial) load calculation of each block ····· 67
Fig. 2-71 Moment load distribution of LM guide ····· 68
Fig. 2-72 Distribution of LM guide(equivalent load, radial load and lateral load) ····· 68
Fig. 2-73 Basic design of rail guide type ····· 70
Fig. 2-74 Screw bearing part(preload) ····· 72
Fig. 2-75 PID control algorithms and control parameter of DC servo motor ····· 75
Fig. 2-76 The simulation results of DC servo system ····· 77
Fig. 2-77 PDI control algorithm modeling of DC servo motor ····· 77
Fig. 2-78 Angular speed wave simulation ····· 79
Fig. 2-79 PID control for AC servo system and control variable ····· 80
Fig. 2-80 The simulation results of DC servo system ····· 82
Fig. 2-81 Basic design of impact pole ····· 84
Fig. 2-82 First Concept of Impact Beam Tester ····· 85
Fig. 2-83 Final Design of Door Impact Beam Tester ····· 85
Fig. 2-84 Door impact tester ····· 88

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-85 Door impact tester installation ····· 90
Fig. 2-86 Control program of door impact beam ····· 90
Fig. 2-87 Tests Photos of door impact beam ····· 92
Fig. 2-88 Load cells and accelerometer signal analysis ····· 93
Fig. 3-1 Impact beam installed strain gauge ····· 95
Fig. 3-2 Collision test results for each material impact beam ····· 96
Fig. 3-3 Load-cell data analysis for each material ····· 97
Fig. 3-4 Strain measurement result for each material ····· 99

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

LIST OF TABLE

Table 1-1 K-NCAP injury ratings ····· 5
Table 1-2 Score each body site ····· 5
Table 1-3 ANCAP side impact crash test result ····· 7
Table 2-1 Mesh Collector information ····· 19
Table 2-2 Material information ····· 19
Table 2-3 Analysis result ····· 23
Table 2-4 Experiment condition(maximum load:360 kg_f) ····· 34
Table 2-5 Experiment condition(maximum load:350 kg_f) ····· 35
Table 2-6 Experiment condition(maximum load:472 kg_f) ····· 37
Table 2-7 Experiment condition(maximum load:481 kg_f) ····· 38
Table 2-8 Tensile test results ····· 43
Table 2-9 Bending test results ····· 47
Table 2-10 Imformation of Forming Simulation ····· 51
Table 2-11 Shape & setting condition ····· 55
Table 2-12 Specification of blind rivet ····· 59
Table 2-13 Standard of static safety factor ····· 69
Table 2-14 Selection of pneumatic units ····· 89
Table 3-1 Collision load result for each material ····· 99
Table 3-2 Strain date result for each material ····· 99

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

ABSTRACT

A Study on the Development of Lightweight Impact Beam Manufacturing and Test Device for Vehicles

Kwon Dae-Ju
Advisor : Prof. Jae-Yeol Kim Ph.D
Department of Advanced Parts and Materials Engineering,
Graduate School of Chosun University

Vehicle collisions are the price that we pay for the convenience that we have enjoyed since the start of the motorization era, leading many researchers to apply technology to reducing the number of occupant deaths and injuries in the event of a collision. However, crash safety measures developed and applied to date have focused on reducing passenger injuries in the event of a frontal crash in a passenger car. Some efforts have been aimed at improving side crash safety, but the outcomes have been insignificant in comparison with the safety measures implemented for frontal crashes. As a result, it has been reported that the death toll from side-impact collisions is higher than that from frontal-impact accidents. To minimize the PELVIS value that is a measure of the forces leading to driver/passenger pelvic fractures or hip dislocations in the event of a side impact, energy-absorbing door impact beams should be optimized so as to minimize the intrusion of the inner panels. Currently, however, as door impact beams consist of no more than simple hollow beams, in the event of a side impact, they deform excessively and, together with the mounting brackets and inner panel,

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

directly strike the pelvis and waist of the occupant, subjecting him or her to excessive injury values. Thus, there is a need for a door impact beam design that can minimize the injury values experienced by drivers and passengers in the event of a side impact. At the same time, the weight of these beams should be reduced so as to keep pace with current developments in lightweight frames, some of which are already being mass-produced by overseas automakers. The aim of this study is to develop lightweight side impact beams that are 30% lighter than existing types by conducting optimized structure design and analysis and devising manufacturing methods that use lightweight materials instead of steel for these door impact beams. To address these issues, we set out to develop lightweight door impact beams by applying the following procedure: product design and analysis considering the required structural performance and available manufacturing methods; production of dedicated tooling for the assembly of the door impact beams; mold production for door impact beams and assembly brackets; prototype production of door impact beams and assembly brackets; and door assembly production. In addition, the reliability of the new design shall be determined through actual crash testing of the door impact beams, which requires the design and production of testing equipment for crash testing.

Given the results of this research, it is hoped that full legal compliance can be attained even when there is no side airbag fitted, by satisfying the laws and regulations governing the strength, stiffness, and safety of side impact beams. It is also aimed that contribute to global environmental and energy-related problems by improving vehicles' fuel efficiency through weight reduction. Successful research results are expected to lead to high value-added technologies for application to all types of passenger cars and commercial vehicles.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 1 장 서 론

제 1 절 연구배경

자동차 충돌사고는 인간이 자동차 문명을 발전시킨 이래 누려온 편의성의 대가이기 때문에 많은 사람들이 충돌 사고 시 승객의 사망과 상해를 기술적으로 감소시키기 위해 여러 가지 노력을 기울여 왔다. 하지만 지금까지 개발·적용된 충돌안전대책의 내용을 살펴보면, 주로 승용차의 정면 충돌시의 승객상해를 감소시키는데 치중되어 왔다는 것을 알 수 있다. 충돌사고 가운데 가장 빈번히 발생하고 승객에게 치명적인 상해를 가장 많이 입혔던 사고가 정면충돌 사고였기 때문이다. 측면충돌 안전을 위해서 다소의 노력을 해오기는 했지만, 정면충돌안전대책에 비하면 그 성과가 미비한 실정이다. Fig. 1-1은 정면충돌 및 측면충돌 교통사고 사망자 수를 나타내는 교통 공단 통계자료로써 승용차 충돌사고로 인한 사망자 중 측면충돌사고에 의한 사망자가 정면충돌사고의 사망자보다 많다고 보고되고 있다.

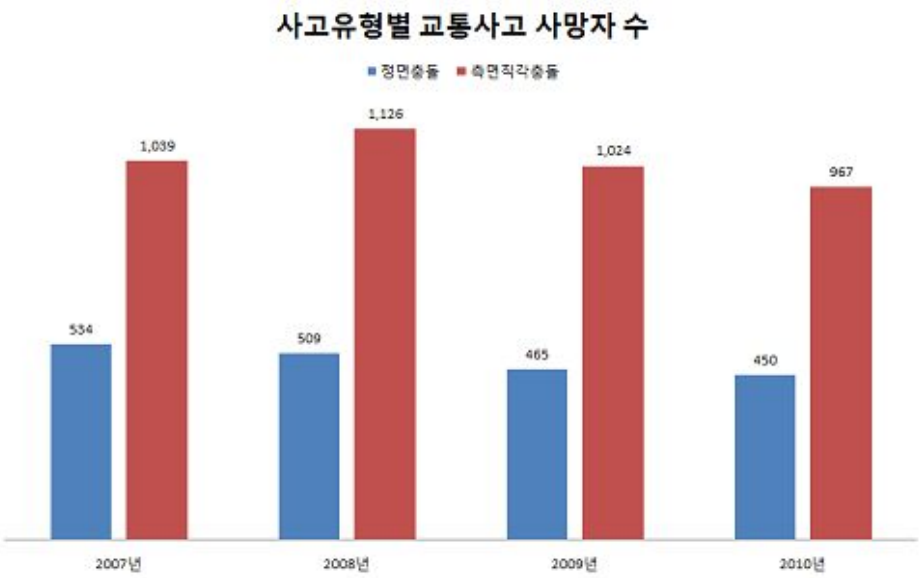


Fig. 1-1 Number of deaths by type of traffic accident

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 1-2 Basic side impact bar position

Fig. 1-3 Car to car side impact

자동차 설계자들은 이에 대응하기 위해 도어 내부에 임팩트 빔(IMPACT BEAM)과 임팩트 프레임 (IMPACT FRAME)이라는 보강재를 추가시켜 왔으며, 근래에는 굽힘 강성이 높고, 제작성 및 중량이 가벼운 고장력강 파이프 형상의 부재를 적용해 오고 있다. Fig. 1-2, 1-3에 나타난 것과 같이 차량의 측면 충돌 시 도어패널의 실내 침입량이 순간적으로 급증하여 탑승객에 대한 치

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

명적인 상해를 초래하기 때문에 도어패널의 실내 침입을 막아주는 동시에 측면 충돌시의 충격을 완충 및 흡수하기 위한 수단으로서 도어 패널 내에 차체 길이방향을 따라 도어 임팩트 빔이 설치되고 있다. 임팩트 빔은 자동차 도어의 인사이드 패널과 아웃사이드 패널 사이에 가로로 설치되는 빔 형태의 보강재로써, 점차적으로 강화되고 있는 차량의 측면 충돌 법규 규제에 대한 대응책으로서 중요성이 커지고 있는 실정이다.

자동차의 측면 충돌안정성 평가는 크게 2가지로 구분되어 진다. 일반적인 충돌 실험과 기둥측면충돌 실험으로 이루어지게 되어 있다. 그에 따른 실험 방법은 Fig. 1-4와 1-5에 나타내었다[1-5]. Fig. 1-4에서 보면 Euro NCAP에서는 50km/h 로 운전자의 문에 충격을 가하면서 Mobile Deformable Barrier(MDB)에 미치는 영향을 시뮬레이션 한다. 운전석의 Injury Protection 은 충돌 테스트 더미에 의해서 평가되어진다. 운전석 보호의 수준을 정확히 판단하기는 어렵지만 이러한 프로그램을 통해 side impact성능에는 큰 개선을 보였다. 또한, Fig. 1-5에서와 같이 유럽 내 국가마다 사고의 패턴은 다르지만 치명적인 부상의 1/4이 측면 충돌에 의해서 발생한다. 이러한 부상의 대부분은 자동차가 pole과 같은 물체에 실행이 될 때 발생한다.

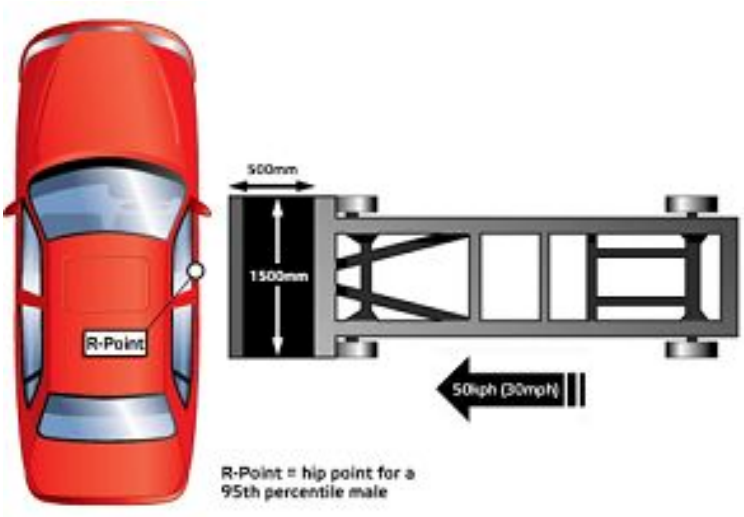


Fig. 1-4 Euro NCAP car to car side impact

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

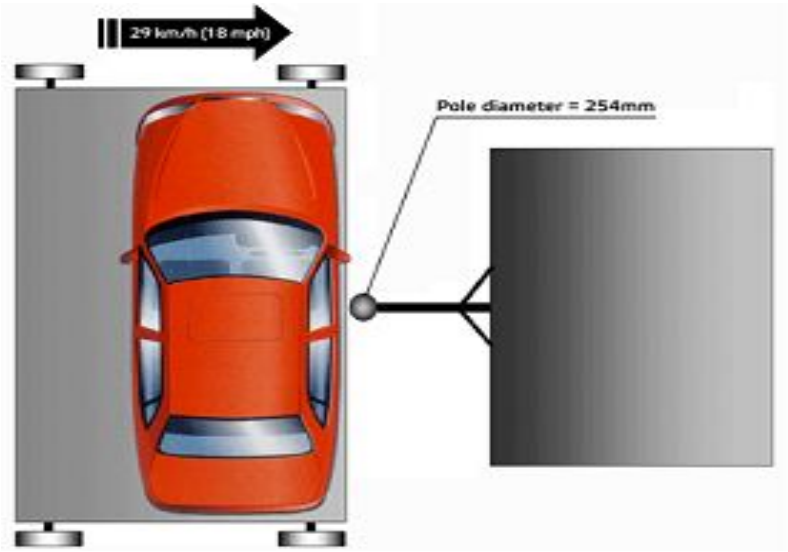


Fig. 1-5 Euro NCAP pole side impact

측면 충돌 안정성평가시험은 평가시험의 한 방법으로서 운전자석에 축면충돌용 인체모형을 탑재한 시험차를 법규상의 시험 속도인 시속 50km보다 5km빠른 시속 55km(에너지로 환산 시 21%증가)의 속도로 일반승용차의 전면 부형상 및 특성을 갖춘 이동벽(충격흡수재인 알루미늄 하니콤을 충돌부분 전면에 부착)이 멈춰있는 자동차의 측면을 수직으로 충돌하는 상황을 재현하여 실험을 한다. 실제 자동차 안전기준 제 102에 따르면 시속 50km의 속도록 측면 이동 벽을 승용자동차 옆면과 수직이 되도록 충돌시킬 때에 충돌 측 앞좌석에 착석시킨 인체모형(EuroSID-1 또는 EuroSID-2)의 머리, 흉부, 복부, 치골 등이 받는 충격이 아래의 값을 초과하지 못하게 되어 있다.

- 머리상해 기준값(HIC : Head Injury Criterial) : 1000
- 흉부 압락량 : 42mm
- 흉부 압박 속도 : 1m/sec
- 복부하중 : 2.5kN
- 치골하중 : 6kN

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

측면 충돌 평가의 상해 등급은 앞좌석에 탑승한 사람이 머리, 흉부, 복부 및 골반에 받게 되는 충격량을 측정하여 점수를 계산하도록 되어 있으며, 중상(AIS3, 미국의 약식상해등급에 의하여 3등급) 즉 1~6시간의 의식불명, 함몰골절 및 심장 타박상, 늑골 2~3개 골적(흉 또는 기흉 존재) 이상의 상해를 입는 것을 의미한다. 측정 결과는 5개 단계로 구분하여 최고등급을 별 5개, 최저 등급을 별 1개로 표시하도록 되어 있다.

Table 1-1 K-NCAP injury ratings

상해등급	앞좌석 탑승자의 충격량
★★★★★	13.00 점 이상
★★★★	9.0점 이상 ~ 13.00점 미만
★★★	5.00점 이상 ~ 9.00점 미만
★★	2.00점 이상 ~ 5.00점 미만
★	2.00점 미만

앞좌석에 탑승한 사람이 머리, 흉부, 복부와 골반에 받게 되는 상해 값을 측정하여 점수로 산출 하게 되는데 그 방법은 Table 1-2와 같다.

Table 1-2 Score each body site

구분	상해치	점수	중상(AIS 3)가능성	비고
머리	머리상해기준값	0 ~ 4점	5 ~ 20%	감점 최대 2점 - 인체모형 등판 하중 및 흉추 등 각각 감점 2점 적용
흉부	흉부압축변위량	0 ~ 4점	5 ~ 30%	
	연성조직기준값	0 ~ 4점	4 ~ 50%	
복부	복부내부하중값	0 ~ 4점	복부 파열(0점)	
골반	치골유착하중값	0 ~ 4점	골반 골절(0점)	
계		0 ~ 16점	0 ~ 16점(5 ~ 50%)	

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

이때 흉부 상해치는 두가지 중 낮은 점수를 채택하며, 만점(16점)은 머리와 흉부의 중상(AIS 3) 가능성이 5% 이하이고, 복부파열과 골반골절이 발생하지 않음을 의미한다. 기둥측면 충돌안정성 평가시험은 평가시험의 한 방법으로서 운전자석에 측면 충돌용 인체모형을 착석한 시험차를 대차에 탑재하여 29km의 속도로 고정벽 앞면에 장착된 기둥형상의 구조물에 충돌시켜 머리에 받게 되는 충격량을 인체모형에 설치한 센서로부터 측정하여 평하는 방법으로 시험방법은 시속 29km로 기둥에 충돌하는 시험으로 운전자석에 측면충돌용 인체모형을 탑재하며, 인체모형의 머리에 받게 되는 충격량을 측정하기 위한 센서를 설치하며, 측면충돌용 인체모형은 유벌에서 개발한 것으로 키 178cm, 체중 72kg의 EuroSID-2의 인체모형을 사용하여 실험한다. 이때 운전자석에 탑승한 사람이 머리에 받게 되는 충격량을 측정하여 총 2점을 만점으로 부여하며, 상해값에 따라 보간법으로 산출하게 되어 있다. HIC는 인체모형(Dummy)의 머리쪽에 적용되어지는 HIC(Head Injury Criterion) 값은 아래의 식에 정해지게 된다. 이때 HIC 값은 1000이하로 FMVS 214규정에 정해져 있다[6-9].

$$HIC = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} A_r dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1), where\, A_r = \left[A_x^2 + A_y^2 + A_z^2 \right]^{\frac{1}{2}} \qquad (1\text{-}1)$$

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

Table 1-3 ANCAP side impact crash test result

SIDE IMPACT CRASH Test at 50km/h	Hyundai		BMW		Toyota	
	Sonata	Accent	530D	320D	Camry	Corolla
Head	Driver	Driver	Driver	Driver	Driver	Driver
- HIC	51	89	20	73	28	63
- Acceleration (g for 3ms)	22.9	27.2	17.1	27.4	21.2	23.4
Chest	Driver	Driver	Driver	Driver	Driver	Driver
- Compression (mm)	29.5	17.7	15.21	18.83	14.3	18.23
- Viscous Criterion (m/s)	0.34	0.15	0.06	0.1	0.04	0.1
Abdomen	Driver	Driver	Driver	Driver	Driver	Driver
- Force (kN)	1.3	0.77	0.42	1.34	0.64	0.6
Pelvis	Driver	Driver	Driver	Driver	Driver	Driver
- Force (kN)	1.43	1.76	0.87	2.07	1.75	1.46

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 2 절 연구 동향 및 연구 필요성

1. 국내・외 연구 동향

국내 관련 특허는 총 49건이 조사되며 그 중 등록된 특허는 9건 이고, 경량화 재질을 사용한 것이 2건으로 국내 H자동차 회사가 특허권을 가지고 있다. 종래의 관련선행기술로서, 등록특허 10-0589008호에는 도어 임팩트 빔이 마운팅 바의 삽입이 이루어지는 중공부를 가지면서, 외부 면으로는 차량의 측면 충돌에 따른 에너지 흡수율을 극대화시키도록 다수개의 돌출 리브를 형성시킨 구조로 구성되었으나, 다수의 돌출리브는 복잡한 형상으로 이루어지고, 이를 제작하기 위한 금형 또한 복잡해지므로 제작하기가 어려운 단점을 가지고 있다. 또한, 등록특허 10-0568679호에는 도어 임팩트 빔이 어퍼부재와 로워부재가 결합되고, 어퍼 부재와 로워부재 중 적어도 하나에는 절곡부가 형성되며, 로워부재는 좌측부와 우측부가 상측으로 갈수록 옆으로 벌어지는 방향으로 경사지게 형성되고, 좌측부의 하단과 우측부의 하단 사이에 하측부가 일체로 형성되어 있으나, 이와 같은 임팩트 빔은 구조가 복잡하고 부품 수 및 공정수가 증가되는 단점을 가지고 있다[10].

Fig. 1-6 The body structure of the flex uses lightweight aluminum-coated boron steel

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 1-7 The body structure of the 2010 Porshe Panamera uses lightweight aluminum

Fig. 1-6과 Fig. 1-7은 붕소 합강철로 코팅된 경량화 알루미늄이 적용된 굴곡 차체 구조물과 경량화 알루미늄이 사용된 Porshe Panamera의 차체 구조물을 보여주고 있다. 이와 같이 해외의 각국 자동차 업계에서는 경량화에 주목하고 있다. 포드 자동차의 경우 Side Impact Beam이 기존의 단순 중공 모양이 아닌 형상을 가진 것으로 Front Door에 각 2개씩 사용하고 있으며, 알루미늄을 첨가한 스틸을 이용하여서 무게 절감을 이루었다.

포르쉐의 경우에도 Side Impact Beam를 경량화 소재인 알루미늄을 이용하였으며 이는 2010년 Porshe Panamera 모델부터 적용 되었다. 포르쉐의 경우에도 경량화 소재를 이용하여 자동차 Body Structure의 경량화를 이루었다.

Audi의 경우 Body 전체를 경량화 소재인 알루미늄을 이용하여서 설계 제작하였으며, 이를 아우디 A8에 적용하였다. Door Side Impact의 경우에도 경량화 소재인 알루미늄을 이용하여 단순 중공 모양을 벗어나서 제작하였다[11-13].

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 1-8 Audi A8 body structure

Fig. 1-9 Hyundai Azera side impact beam

하지만 현대 자동차의 최상급 모델중인 하나인 그렌저 HG 2011의 경우 아직까지도 경량화 소재가 아닌 고강도 스틸을 이용하여 제작하고 있으며, 그 형상 또한 단순 중공의 형태에서 벗어나지 않고 있다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

(a)

(b)

Fig 1-10 Kia S model door impact beam

또한, 본 연구에서 경량화 Impact Beam 설계 및 제작기술 개발의 타겟으로 잡고 있는 K사 S Model의 Door Impact Beam 역시 그렌저 HG와 동일하게 중공형태의 고강도 스틸을 적용하고 있다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

2. 연구 필요성

기존 단순 중공 부를 갖는 단면으로 구성되어 있어 에너지 흡수율이 작으며, 도어의 실내 밀림량이 과다하여 탑승자의 골반, 허리 등에 상해를 입히는 문제점을 갖고 있다. 또한, 종래의 도어 임팩트 빔은 스틸 재질로 되어 있어 차량의 중량을 증가시켜 연비를 저하 시킨다. 차량의 측면 충돌 시 운전자 및 승객의 상해치가 과다한 골반부 PELVIS(충돌 시 골반골절 상해 확률)값을 최소화하기 위해서는 도어 임팩트 빔에서 에너지 흡수율을 최대화하면서 인너패널은 실내로의 밀림량이 최소화되어야 하지만, 도어 임팩트 빔의 경우 단순 중공 빔으로 구성되어 있는 관계로, 차량의 측면 충돌 시 초기 변형이 미비한 상태에서 실내로 밀려 인너패널에 부착된 마운팅 브라켓과 함께 운전자의 골반부를 직접 가격하면서 그 상해치가 과다해지는 문제점을 갖고 있다[14].

Fig. 1-11 Euro Ncap side impact test : Toyota iQ

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 1-12 Side structure for car body model

이에 따라 본 기술개발에서는 중량을 줄이면서 차량의 측면 충돌 시 운전자 및 승객의 상해치 PELVIS값을 최소하기 위한 임팩트 빔 개발이 필요하다. Fig. 1-13은 Hyundai Elantra의 안전성 평가를 나타내는 것으로써 각 body 영역 점수는 Head 4 pts, chest 2 pts, abdomen 3.97 pts, pelvis 4 pts으로 운전자 not available 판정을 나타내고 있다.

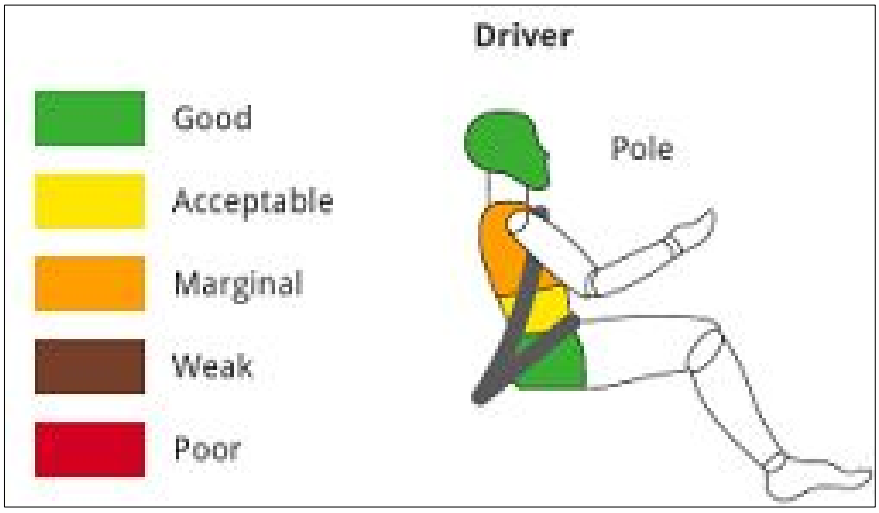


Fig. 1-13 Hyundai Elantra 2011, Side impact crash ANCAP test result

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 1-14는 Hyundai Accent의 안전성 평가를 나타내는 것으로써 Head 4 pts, chest zero pts, abdomen 2.05 pts, pelvis 3.71 pts으로 이 역시 poor 평가를 받았다.

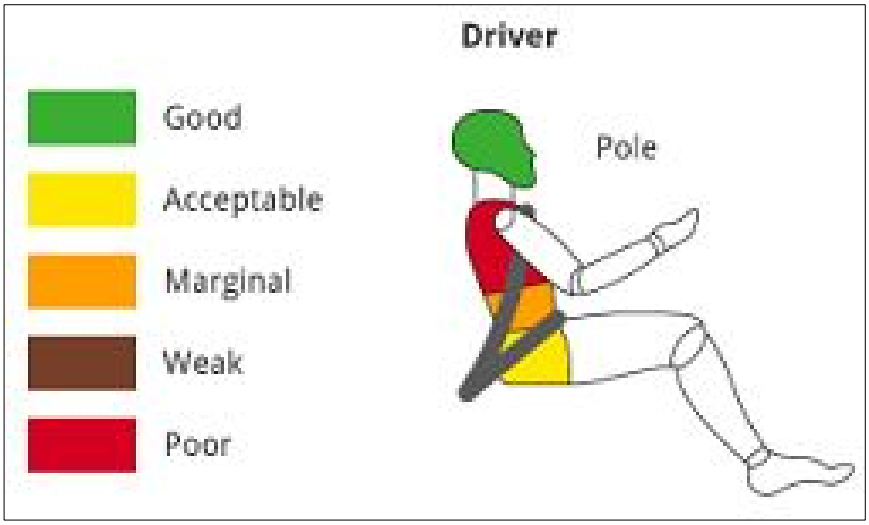


Fig. 1-14 Hyundai Accent 2005, Side impact crash ANCAP test result

승객의 안전성과 더불어 해외 자동차 메이커에서 현 개발 양산중인 경량화 프레임의 기술개발의 목표를 선점 할 수 있도록 한국의 자동차 브랜드(H/KMC 외)도 경량화 Body Structure의 기술 개발이 필요 하며 그 일환으로 side impact test시 가장 중요한 부분을 담당하고 있는 Side Impact Beam의 경량화 소재 모델 기술개발이 필요하다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 절 연구 목적

차량의 측면 충돌 시 운전자 및 승객의 상해치가 과다한 골반부 PELVIS값을 최소화하기 위해서는 도어 임팩트 빔에서 에너지 흡수율을 최대화하면서 인너패널은 실내로의 밀림량이 최소화되어야 하지만, 現 도어 임팩트 빔의 경우 단순 중공 빔으로 구성되어 있는 관계로, 차량의 측면 충돌 시 초기 변형이 미비한 상태에서 실내로 밀려 인너패널에 부착된 마운팅 브라켓과 함께 운전자의 골반부를 직접 가격하면서 그 상해치가 과다해지는 문제점을 가지고 있다. 또한, 해외 자동차 메이커에서 현 개발 양산중인 경량화 프레임의 기술개발의 목표를 선점 할 수 있도록 중량을 줄이면서 차량의 측면 충돌 시 운전자 및 승객의 상해치 값을 최소하기 위한 Door Impact Beam의 개발이 필요한 실정이다. 따라서 본 논문에서는 Door Impact Beam을 기존 Steel 소재가 아닌 경량화 소재를 적용하여 최적화 구조 설계/해석을 진행하고, 제작공법을 도출하여 기존 대비 중량 30%까지 감소시킨 경량화 Side Impact Beam을 개발하는 것이 본 논문의 목표이다.

이러한 문제점을 해결하기 위하여 구조적 성능 만족 및 제조공법을 고려한 제품 설계 및 해석을 수행하고, Door Impact Beam 조립을 위한 전용 치구 제작, Door Impact Beam 및 조립 Bracket 금형 제작, Door Impact Beam 및 조립 Bracket 시제품 제작, Door Ass'y 제작을 통해 경량화 Door Impact Beam 개발을 하고, 성능 검증을 통해 안전성에 대한 연구를 진행하고자 한다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 2 장 경량화 Impact Beam 설계 및 제작

제 1 절 Impact Beam 설계

Door Impact Beam의 최적화 구조를 위한, 경량화 구조로 설계/해석 중량을 현재 기준의 30%감소 목표로 연구를 진행하였으며, 차량의 측면 충돌 시 운전자 및 승객의 상해치가 과다한 골반부 PELVIS값을 최소화하며 인너패널은 실내로의 밀림량이 최소화하는 경량화 Side Impact Beam 개발에 관한 연구를 진행하였다. 다음은 최종 결정된 Impact Beam에 대해 나타내고 있다. 완성자동차 시스템별 Lay-out구성을 기준으로 최종 Impact Beam형상 변형 모델링 및 해석수행 조건과 해석 결과를 Fig. 2-1~3에 나타내었다.

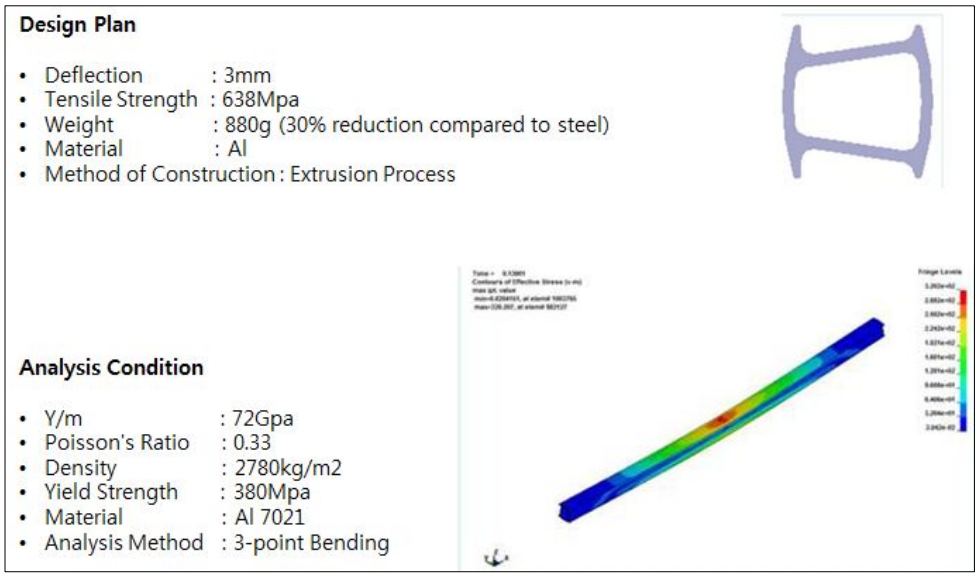


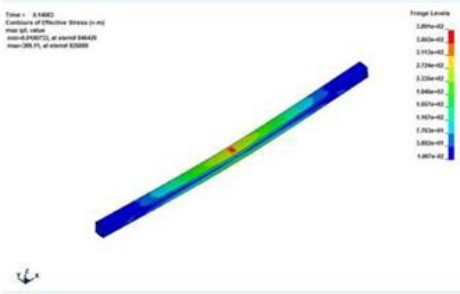
Fig. 2-1 Impact beam design(the first agenda)

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Design Plan

- Deflection : 3mm
- Tensile Strength : 638Mpa
- Weight : 880g (30% reduction compared to steel)
- Material : Al
- Method of Construction : Extrusion Process



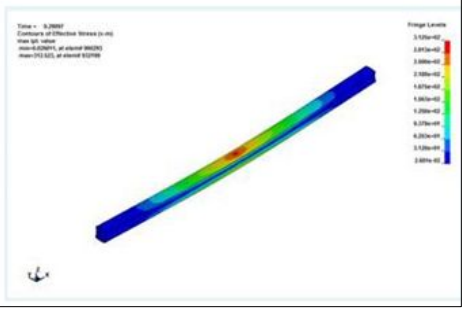
Analysis Condition

- Y/m : 72Gpa
- Poisson's Ratio : 0.33
- Density : 2780kg/m2
- Yield Strength : 380Mpa
- Material : Al 7021
- Analysis Method : 3-point Bending

Fig. 2-2 Impact beam design(the second agenda)

Design Plan

- Deflection : 3mm
- Tensile Strength : 638Mpa
- Weight : 880g (30% reduction compared to steel)
- Material : Al
- Method of Construction : Extrusion Process



Analysis Condition

- Y/m : 72Gpa
- Poisson's Ratio : 0.33
- Density : 2780kg/m2
- Yield Strength : 380Mpa
- Material : Al 7021
- Analysis Method : 3-point Bending

Fig. 2-3 Impact beam design(the third agenda)

제 2 절 Impact Beam 구조 해석

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

경량화 소재 적용 부품 시험 및 설계사양 검증을 위해 현재 적용 중인 Steel Impact Beam에 대한 구조해석을 수행하였다. Impact Beam의 일반 사양으로 KM Front Door 용 사양(77160-1F000)을 적용하였으며, 중량은 FR/BRKT : 156g, RR/BRKT : 197g, BEAM : 926g, TOTAL : 1279g 으로 설정하였다. Beam에 적용된 재질은 STDE980(MS123-64)이며, BRTK에 적용된 재질은 SPHC-P (MS121-05) 이다. 다음 Fig. 2-4는 Steel Impact Beam 과 BRKT의 CO2 ARC 용접으로 조립된 형상을 나타내고 있다.

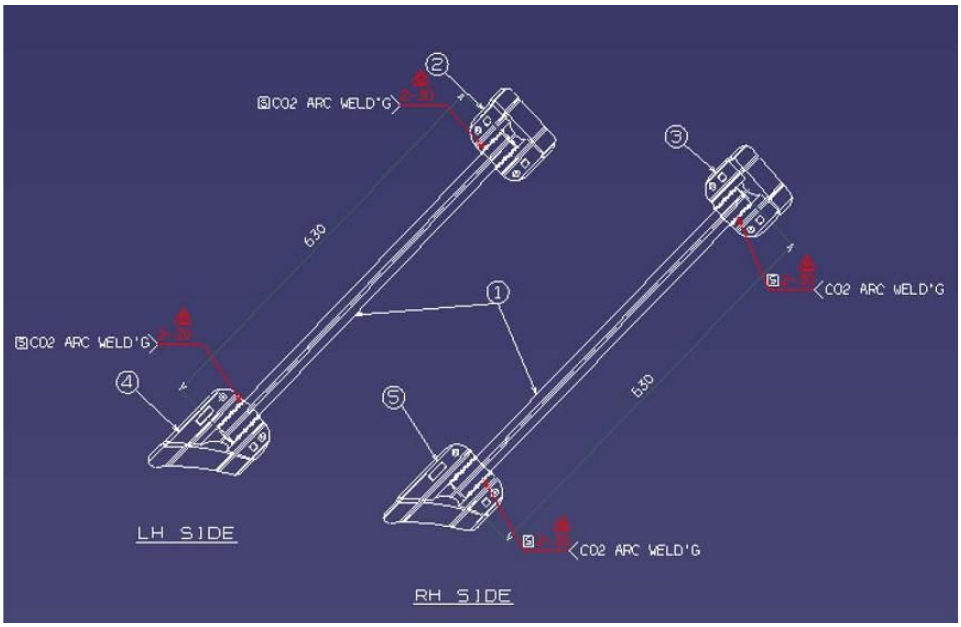


Fig. 2-4 Assembly shape by CO_2 arc welding(beam and BRKT)

구조해석은 NX Nastran 7.5 Software를 사용하였으며 해석에 관련된 일반적인 사항을 아래 표에 나타내었다[15].

Table 2-1 Mesh collector information

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

Item	Content
Name	STEEL
Type	Solid
Solid Property - Type - Material - Element Type	STEEL - PSOLID - Steel - STRUCTURAL
MESH INFORMATION - Mesh Size - Type of mesh - Total Number of elements - Total Number of nodes - Hexagonal elements	 - 1.5 - 3D - 4080 - 8208 - 4080

Table 2-2 Material information

Item	Content
Material	STEEL
Material Type	Isotropic
Mass Density (RHO)	7.829e-006 kg/mm^3

여기서 밀도는 물체의 부피로부터 질량을 구할 때, 혹은 질량에서 부피를 구할 때 이용된다. 즉 물체의 질량은 부피에 밀도를 곱한 값이고, 부피는 질량을 밀도로 나눈 값으로 사용된다. 보통 질량보다 무게의 개념이 실용적으로 쓰이는데 그 값은 질량과 중력가속도를 곱한 것이다. 밀도의 SI 단위는 킬로그램 매 세제곱미터(kg/m^3) 이며 $p=\frac{m}{v}$)

p = 물체의 밀도 (kg/m^3)

m = 물체의 전체 질량 (kg)

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

v = 물체의 전체 부피(m^3))

Young's Modulus는 고체역학에서 재료의 강성도를 나타내는 값이다. 탄성계수는 응력과 변형도의 비율로 정의된다. 재료의 시험편에 대한 인장 또는 전단 시험으로 얻은 응력-변형도 선도의 탄성구간 기울기로부터 탄성계수를 결정할 수 있다. 인장 탄성계수는 "영률(young's modulus)" 이라고도 한다. 탄성계수 E는 인장 응력 (σ)을 인장변형도 (ε) 로 나누어 구할 수 있다. E = $\frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{F/A_0}{\triangle l/l_0} = \frac{F/_0}{A_0 \triangle l}$, 인장강도 E의 단위는 파스칼이며, F는 작용하는 하중 A_0는 단면적, $\triangle l$는 재료의 길이 변화량, l_0는 재료의 원래 길이이다[16~20].

Poisson's Ratio(Default :0.298)는 재료가 인장력의 작용에 따라 그 방향으로 늘어날 때 가로방향 변형도와 세로 방향 변형도 사이의 비율을 나타낸다. 이 값은 재료가 균질(homegeneous) 하고, 등방성(isotropic) 또는 직교등방성(orthotropic) 이며, 작용하는 축방향력이 재료 길이의 전 구간에서 일정할 때만 일정하다. 단축응력 (uniaxial stress)을 받는 재료에 대해서 포아송비는 다음과 같다 $v = -\frac{\epsilon'}{\epsilon}$, 대부분의 구조용 강등의 재료는 0.25에서 0.35의 포아송비를 가지며, 재료가 소성 항복을 하게 되면 포아송비는 증가하게 된다. Fig. 2-5는 사용된 포아송의 비로서 온도에 따른 STELL의 Poisson's Ratio를 나타내고 있다. 본 해석에서는 기본값으로 0.298을 사용하였다. Yield Strength(Default :0.129 mN/mm^2(MPa)는 소성변형을 발생시키지 않고 재료에 가해질 수 있는 최대 응력의 정도를 나타낸 것이다. Ultimate Tensile Strength(Default : 0.262 mN/mm^2(MPa))는 소성변형 이후 실제 적으로 재료의 파단이 일어나는 시점의 최대 응력 정도를 나타낸 것이다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

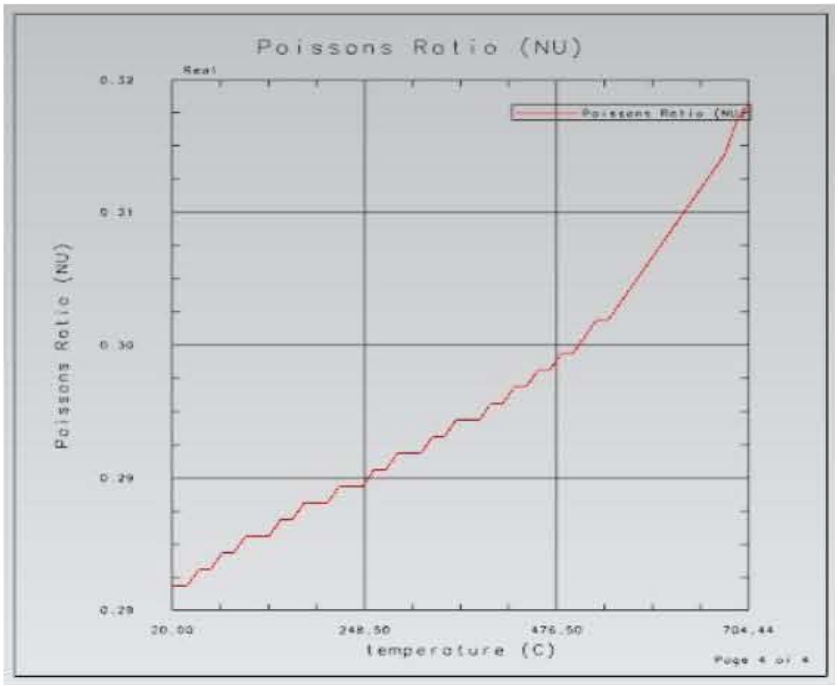


Fig. 2-5 Poisson's Ratio with temperature

스틸의 경우 온도에 따라 항복 강도와, 극한 강도가 변하게 된다. 특히 본 해석의 특성상 Linear Static Analysis를 수행하였기 때문에 기본적인 값을 사용하여 해석을 수행하였으며, 해석 결과를 Fig. 2-6~7에 나타내었다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

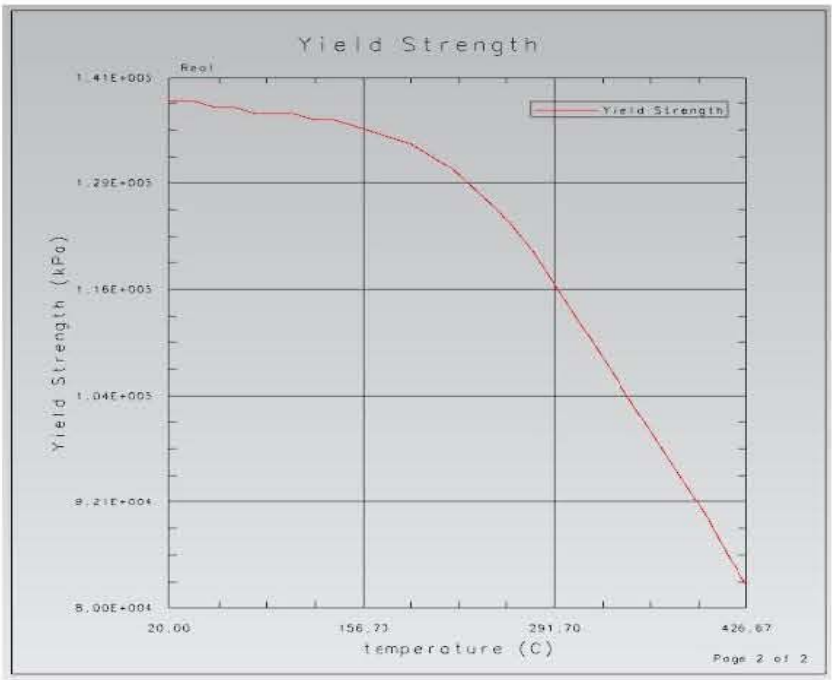


Fig. 2-6 Yield strength with temperature

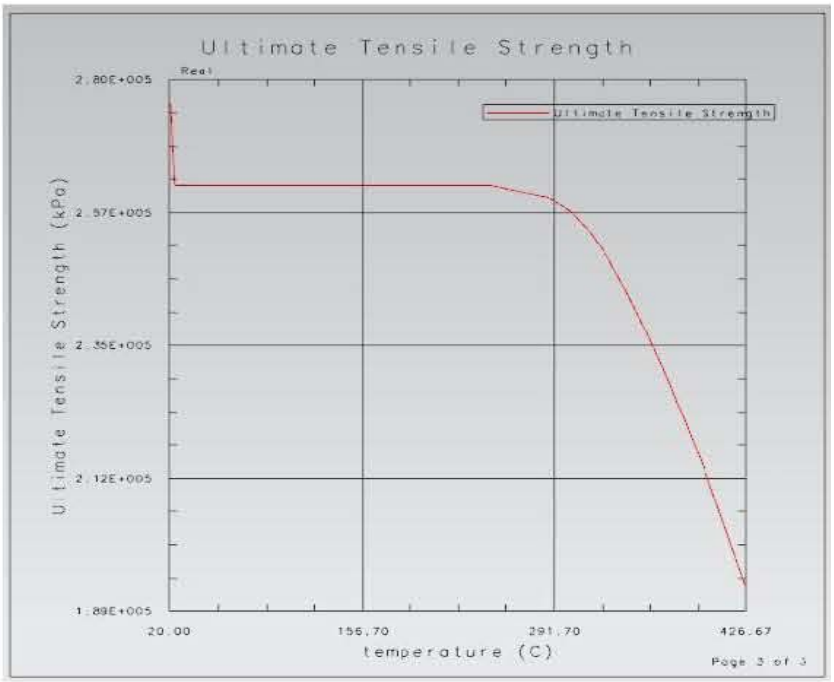


Fig. 2-7 Ultimate tensile strength with temperature

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

해석에 따른 구속 조건은 Fig. 2-8과 같이 1,2 번 절점의 경우 Y, Z 방향과 X 축 회전 방향은 구속이 되어있고, 3번에 X, Y 방향과 Y, Z 축 회전 방향이 구속 되어있다. 또한 3번 위쪽에서 Force를 가하는 3번 밴딩 해석을 수행하였다.

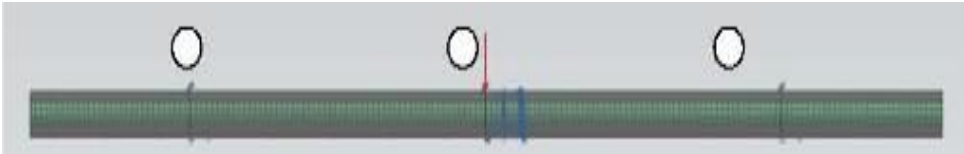


Fig. 2-8 Considering constraint of analysis

1, 2 ; X : Free; Y, Z : Fixed; DX : Fixed; DY, DZ : Free
3 ; X,y : Fixed; Z : Free; DX : Free; DY, DZ : Fixed
3 ; LOAD : -Z

본 해석은 총 54번의 해석을 통해서 전체 형상의 거동 현상을 확인하였다. 본 해석을 통해서 보면 900N부터 접촉점에서 찌그러짐이 발생하는 것으로 사료되며, 2500N에서 국부적인 찌그러짐이 시작되는 것을 알 수 있다. 그리고 4300N에서 BEAM 이 파손되는 것을 Table 2-3의 해석 결과에서와 같이 확인할 수 있었다.

Table. 2-3 Analysis result

Load(N)	Displacement (mm)	Stress-Elemental (MPa)	Stress-Elemental-Nodal(MPa)	Reaction force(N)
100	0.0866	9.93	17.33	47.31
200	0.173	19.85	34.65	93.55
300	0.260	29.77	51.98	140.33
400	0.346	39.70	69.31	187.10
500	0.433	49.62	89.63	233.88
600	0.520	59.55	103.96	208.65
700	0.606	69.47	121.28	327.43
800	0.693	79.40	138.61	374.21

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

Load(N)	Displacement (mm)	Stress-Elemental (MPa)	Stress-Elemental-Nodal(MPa)	Reaction force(N)
900	0.780	89.32	155.94	420.98
1000	0.866	99.25	173.26	467.76
1100	0.953	109.17	190.59	514.53
1200	1.039	119.10	207.92	561.31
1300	1.126	129.02	225.24	608.08
1400	1.213	138.95	242.57	654.86
1500	1.299	148.87	259.90	701.64
1600	1.386	158.80	277.22	748.41
1700	1.472	168.72	294.55	795.19
1800	1.559	178.65	311.87	841.96
1900	1.646	188.57	329.20	888.74
2000	1.732	198.49	346.53	935.51
2100	1.819	208.42	363.85	982.29
2200	1.906	218.34	381.18	1029.07
2300	1.992	228.27	398.51	1075.84
2400	2.078	238.20	415.84	1122.61
2500	2.165	248.12	433.16	1169.39
2600	2.252	258.04	450.49	1216.17
2700	2.339	268.97	467.81	1262.94
2800	2.425	277.89	485.14	1309.72
2900	2.512	287.82	502.46	1356.50
3000	2.598	297.74	519.79	1403.27
3100	2.685	307.67	537.12	1450.05
3200	2.772	317.59	554.44	1496.82
3300	2.858	327.52	571.77	1543.60
3400	2.945	337.44	589.10	1590.37
3500	3.032	347.37	606.42	1637.15
3600	3.118	357.29	623.75	1683.93
3700	3.205	367.22	641.08	1730.70
3800	3.291	377.14	658.40	1777.48
3900	3.378	387.06	675.73	1824.25
4000	3.465	396.99	693.05	1871.03

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

Load(N)	Displacement (mm)	Stress-Elemental (MPa)	Stress-Elemental-Nodal(MPa)	Reaction force(N)
4100	3.551	406.91	710.38	1917.80
4200	3.638	416.84	727.71	1964.00
4300	3.725	426.76	745.03	2011.35
4400	3.811	436.69	762.36	2058.13
4500	3.898	446.61	779.69	2104.91
4600	3.984	456.54	797.01	2151.68
4700	4.071	466.46	814.34	2198.46
4800	4.158	476.38	831.67	2245.24
4900	4.245	486.30	849.00	2292.02
5000	4.332	496.22	866.33	2338.80
5100	4.419	506.14	883.66	2385.58
5200	4.506	516.06	900.99	2432.36
5300	4.593	525.98	918.32	2497.14
5400	4.680	535.90	935.65	2525.92

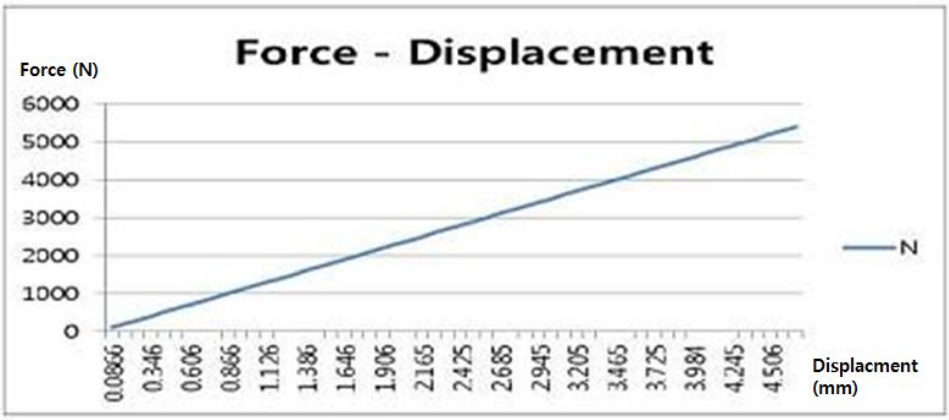


Fig. 2-9 Force - Displacement

$$E = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot I \cdot \delta_{max}} = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot \delta_{max} \cdot \frac{\Pi}{64}\left(d_2^4 - d_1^4\right)} = \frac{16 \cdot P \cdot L^3}{7 \cdot \delta_{max} \cdot \Pi \cdot \left(d_2^4 - d_1^4\right)}$$

$$= \frac{16 \cdot 4300 \cdot 553^3}{7 \cdot 3.725 \cdot \Pi\left(31.8^4 - 27.8^4\right)} = 330\,GPa$$

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

국부적인 찌그러짐이 발생하는 구간은 정 가운데 부분의 위쪽 면으로 쉽게 유추할 수 있는 결과이며, 최대 처짐의 3.75 mm임을 을 확인할 수 있다. 추후 Al Beam에 대해서도 최대 처짐 3.75mm 이내로 최대 4200N 하중을 버틸 수 있도록 설계 되어야 현 사항과 일치한다고 할 수 있다.

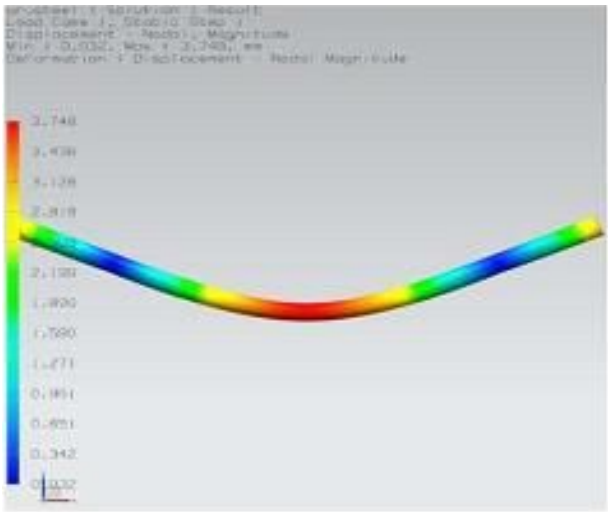


Fig. 2-10 Displacement(min:0.032mm, max:3.748mm) : Force(4200N)

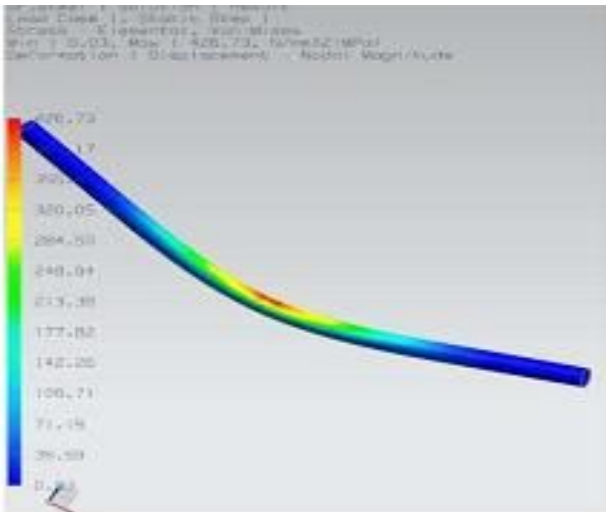


Fig. 2-11 Eguivalent stress contour of steel beam(min:0.03MPa, max:426.73MPa) : Force(4200N)

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

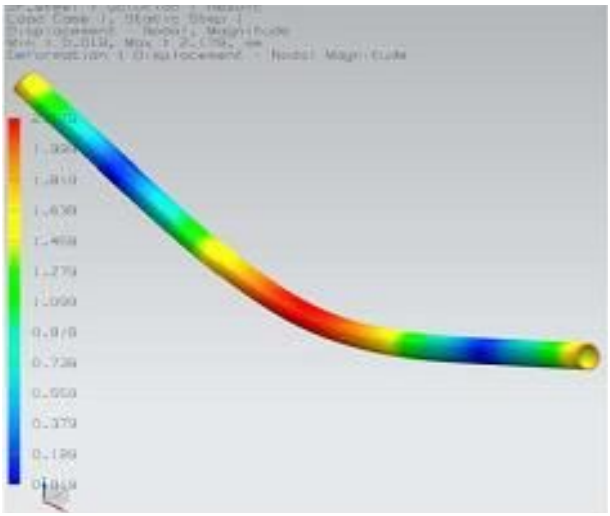


Fig. 2-12 Displacement(min:0.019mm, max:2.179mm) : Force(2500)

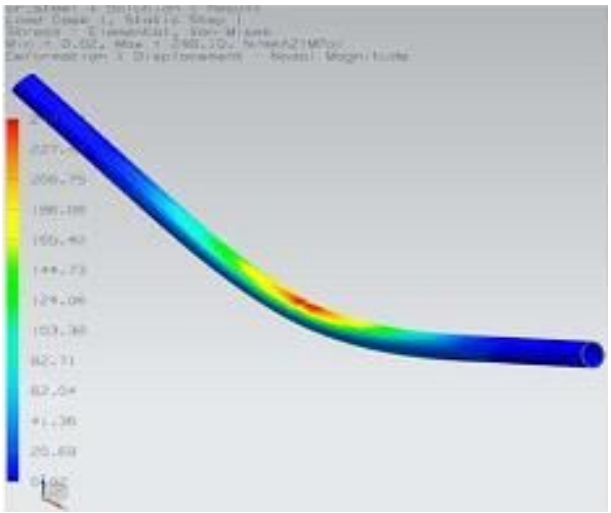
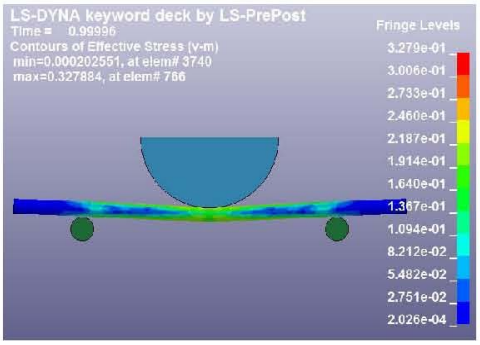


Fig. 2-13 Eguivalent stress contour of steel beam(min:0.02MPa, max:248.1MPa) : Force(2500)

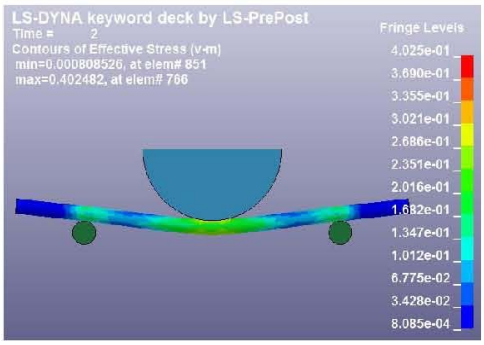
Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

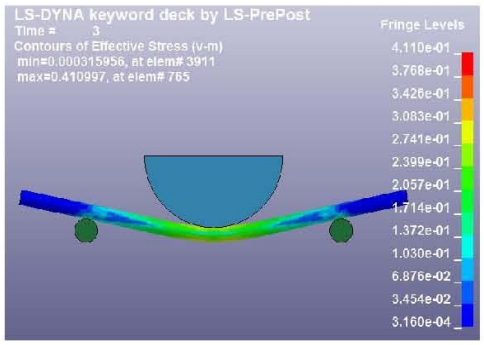
동적 해석은 3점 벤딩 실험을 기본으로 하여 실험방법은 “1500MPa 급 도어 임팩트 빔 형상 최적화에 관한 연구, 허수진, 구도회, 박상언, 김형건, 성우하이텍 기술연구소, 현대자동차 차체설계 1팀” 의 논문을 바탕으로 해석을 수행함“ 해석 방법은 도어 임팩트 빔 단품에 대한 성능평가 (굽힘 저항력)에 대한 실험을 진행하였다. Von Mises stress 는 다음 Fig. 2-14(a)~(p)에서와 같이 0.99초에 Max=327MPa을 보이며, 11초에 Max=489MPa나타내고 있다. 그 후 12초에 Max=485MPa, 13초에 Max=484MPa, 14초에 Max=480MPa의 값을 보이며 Stress 값이 줄어드는 것을 확인 할 수 있다. 또한, Fig. 2-15(q)에서와 같이 11초때의 최대 처짐은 196mm로 확인 되며 이는 앞으로 모든 해석의 기준이 될 것이다[21~25].



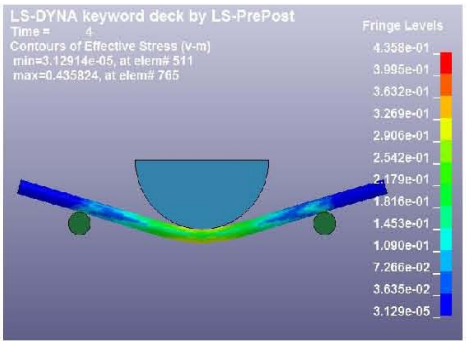
(a) After 0.99 seconds



(b) After 2 seconds



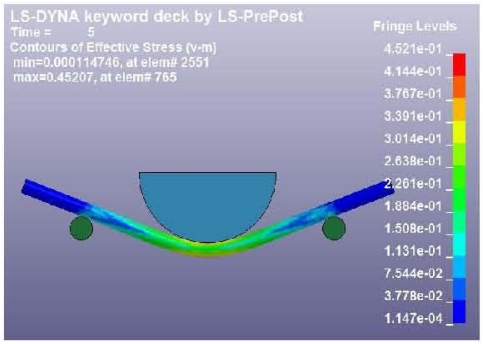
(c) After 3 seconds



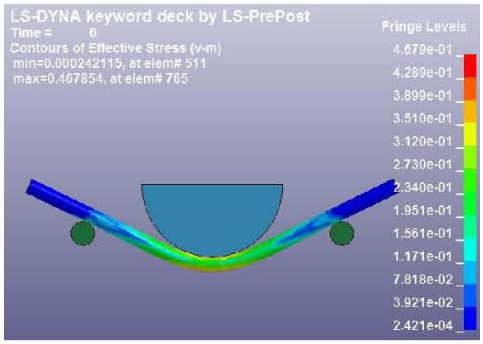
(d) After 4 seconds

Collection @ chosun

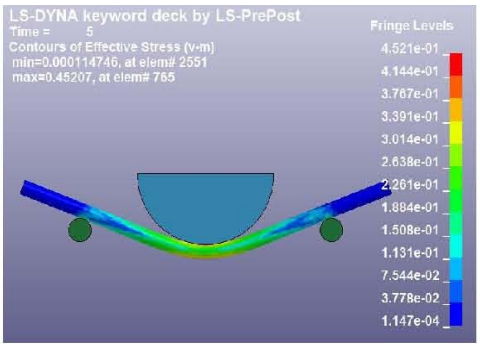
조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



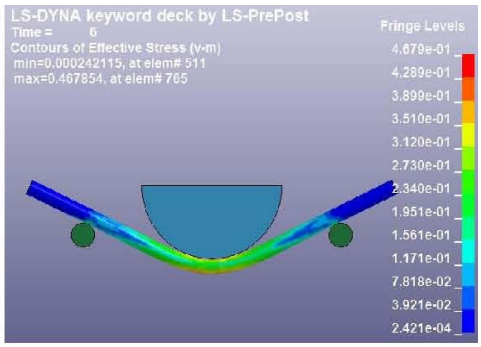
(e) After 3 seconds



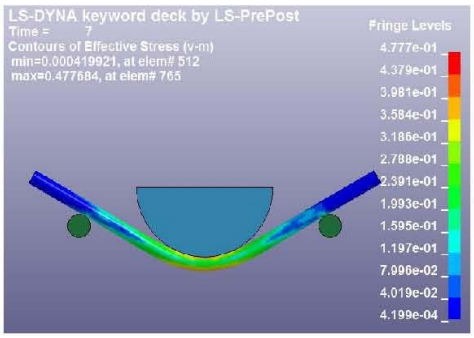
(f) After 4 seconds



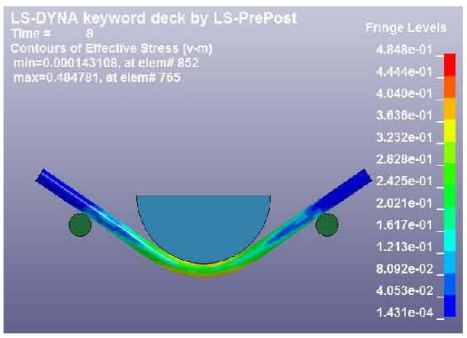
(g) After 5 seconds



(h) After 6 seconds



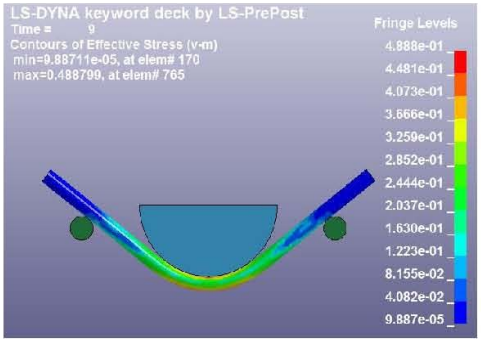
(i) After 7 second



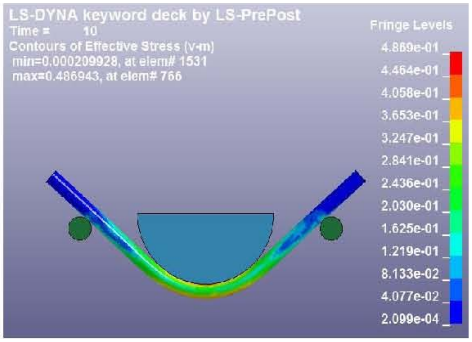
(j) After 8 seconds

Collection @ chosun

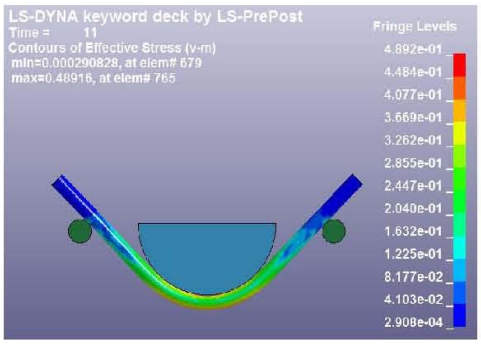
조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



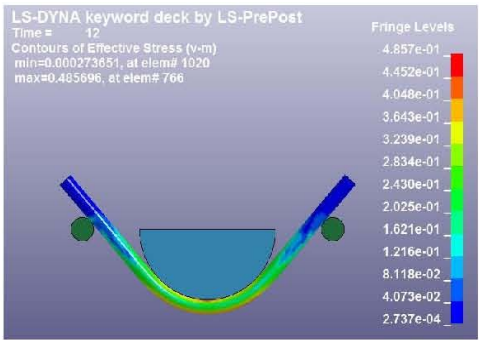
(k) After 9 seconds



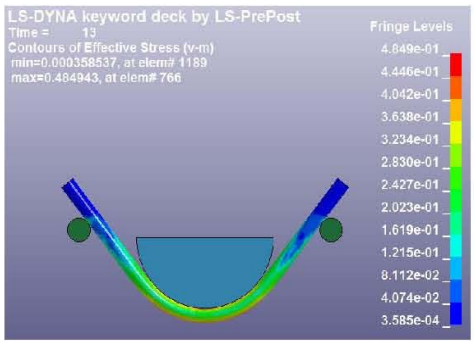
(l) After 10 seconds



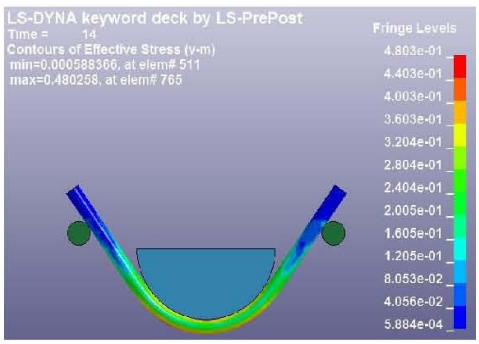
(m) After 11 seconds



(n) After 12 seconds



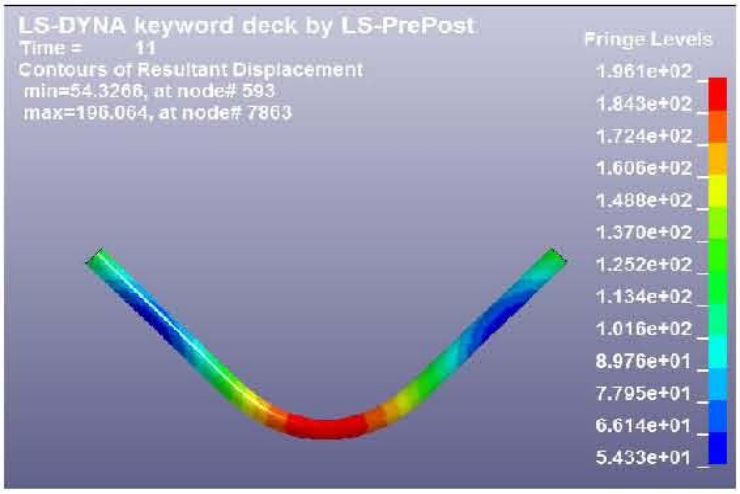
(o) After 13 seconds



(p) After 14 seconds

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(q) After 11 seconds

Fig. 2-14 Dynamic analysis result

0.99초부터 14초까지 최대 처짐에 관한 해석을 진행함에 따른 전체 운동 에너지와 내부 에너지를 나타내는 그래프를 Fig. 2-15~16에 나타내었다.

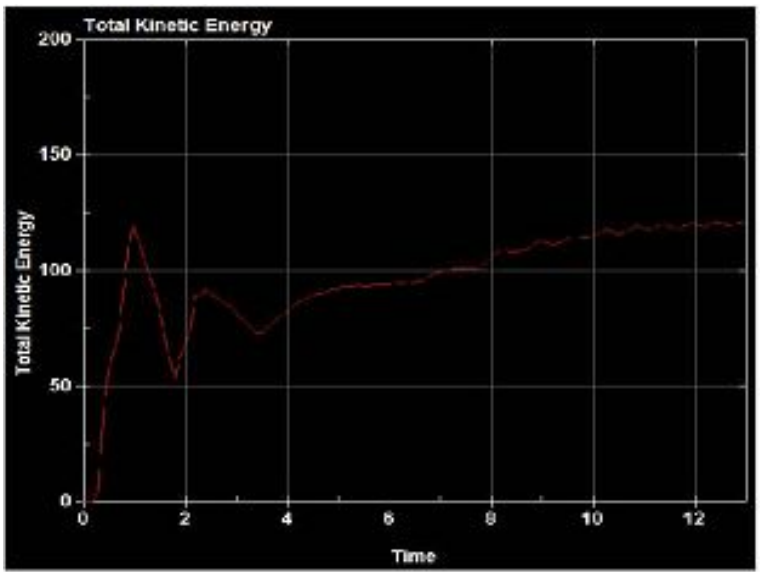


Fig. 2-15 Total kinetic energy

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

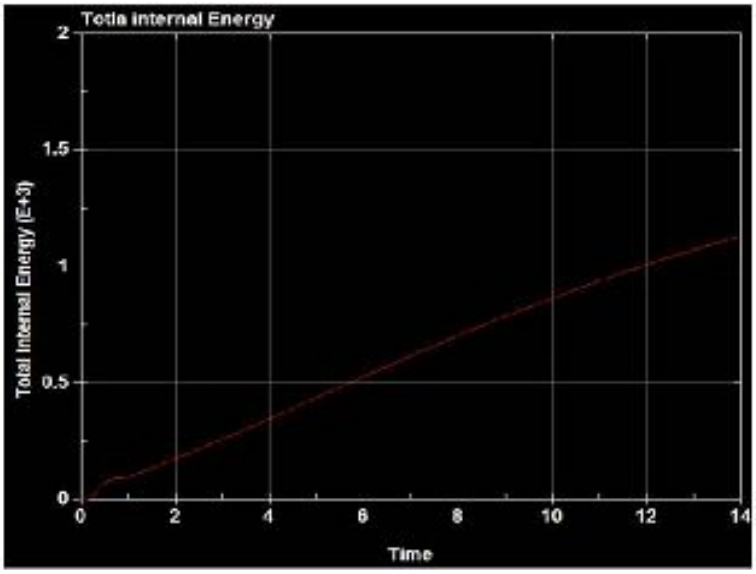


Fig. 2-16 Total internal energy

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 절 Impact Beam 3점 Bending 실험 전용 지그

기존의 Steel Impact Beam의 강도확인 및 경량화 부품을 비교하기 위해 Impact Beam 3점 bending 실험 전용 지그를 다음과 같이 제작하였다. 그리고 실제 4개의 sample을 대상으로 flexural test를 수행하였다. Fig. 2-17은 실제 제작한 base, base-support, stand, stand-gard, rail, impacter를 나타내고 있으며, Fig. 2-18은 stand와 rail, base와 rail, tester와 impacter, tester와 jig의 실제 조립된 형상을 나타내고 있다.

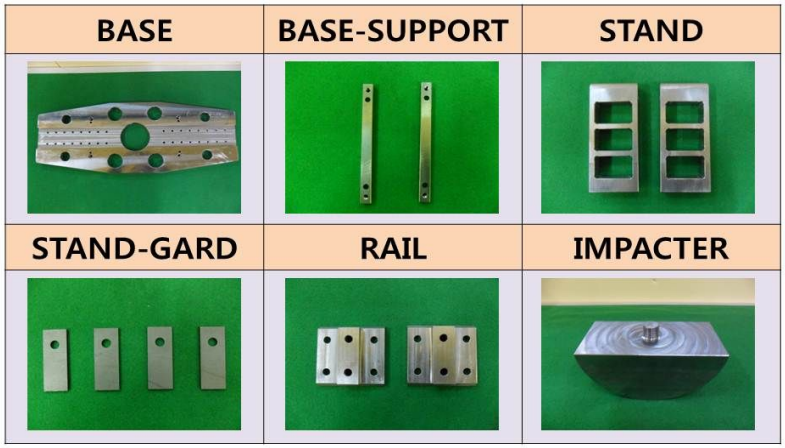


Fig. 2-17 Impact beam test jig

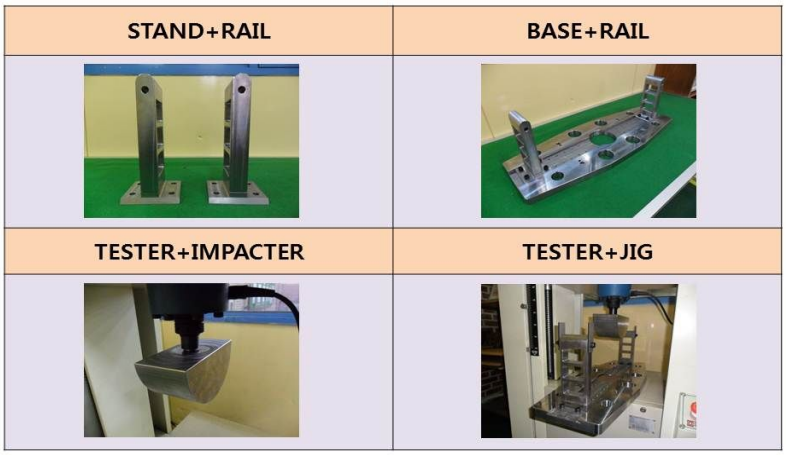


Fig. 2-18 Impact beam test jig ass'y

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

실험 결과 Steel Impact Beam의 경우 최대 표점거리가 11%감소에 따라 33.6% 증가하며 최대 처짐의 경우 2%감소하는 것을 확인 할 수 있었다. 즉. Steel Impact Beam에서 가장 중요한 인자는 E(flexible modulus) 값이 이때의 645MPa(표점거리 583mm)로 STDE1407의 638MPa(소재 Mill sheet기준)로 1%의 오차가 있다. 이러한 실험 조건과 실제 실험 결과를 Table 2-4~7과 Fig. 2-19~26에 나타내었으며 충분히 신뢰성이 있다고 판단하였다.

Table. 2-4 Experiment condition(maximum load:360 kg_f)

Item	Content
Test method	ASTM C 365/C 365M - 05
Loading Rate	200msec
Speciment Size(mm)	853x ∅31.8
Support Span(mm)	200
Speciment Thickness (mm)	∅31.8-∅27.8
Maximum Load	360 kg_f

Fig. 2-19 Image of sample and experiment result

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

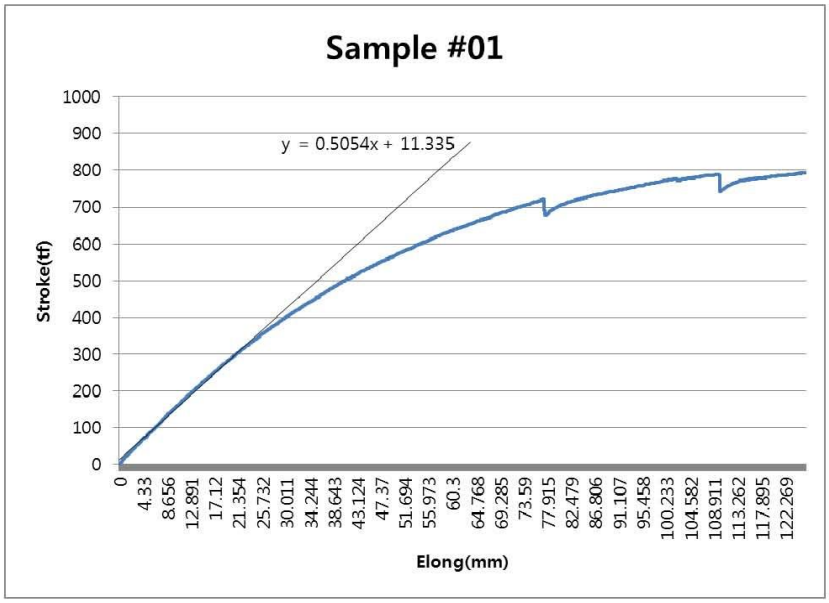


Fig. 2-20 Result of experiment(maximum load:360 kg_f)

- Flexural modulus(GPa)

$$E = \frac{P \cdot L^4}{48 \cdot \delta_{max} \cdot I} = \frac{P \cdot L^4}{48 \cdot \delta_{max} \cdot (\frac{\pi_1 . D_1^4}{64} - \frac{\pi_2 . D_2^4}{64})} = 24.8 GPa$$

Table. 2-5 Experiment condition(maximum load:350 kg_f)

Item	Content
Test method	ASTM C 365/C 365M - 05
Loading Rate	200msec
Speciment Size(mm)	853x ∅31.8
Support Span(mm)	200
Speciment Thickness (mm)	∅31.8-∅27.8
Maximum Load	350 kg_f

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-21 Image of sample and experiment result

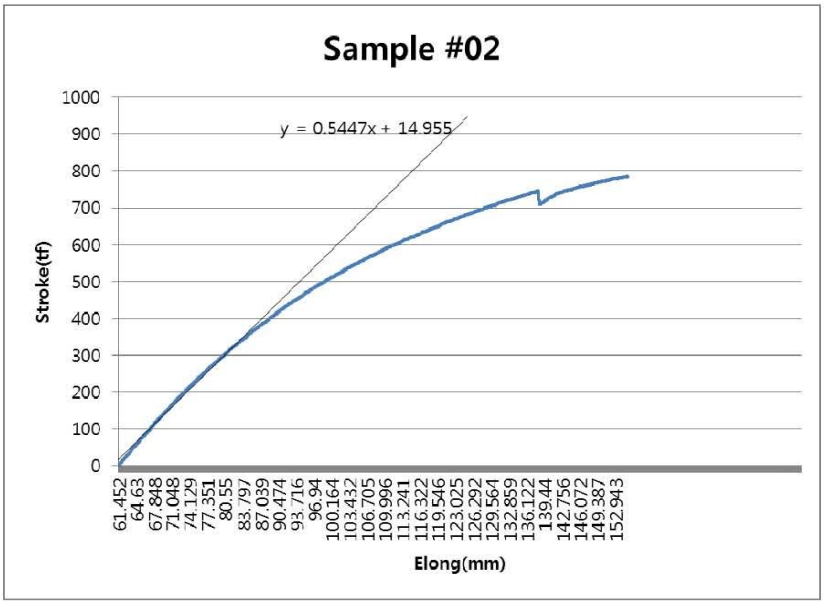


Fig. 2-22 Result of experiment(maximum load:350 kg_f)

- Flexural modulus(GPa)

$$E = \frac{P \cdot L^4}{48 \cdot \delta_{max} \cdot I} = \frac{P \cdot L^4}{48 \cdot \delta_{max} \cdot (\frac{\pi_1 . D_1^4}{64} - \frac{\pi_2 . D_2^4}{64})} = 24.2 GPa$$

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Table. 2-6 Experiment condition(maximum load:472 kg_f)

Item	Content
Test method	ASTM C 365/C 365M - 05
Loading Rate	200msec
Speciment Size(mm)	853x ∅31.8
Support Span(mm)	870
Speciment Thickness (mm)	∅31.8-∅27.8
Maximum Load	472 kg_f

Fig. 2-23 Image of sample and experiment result

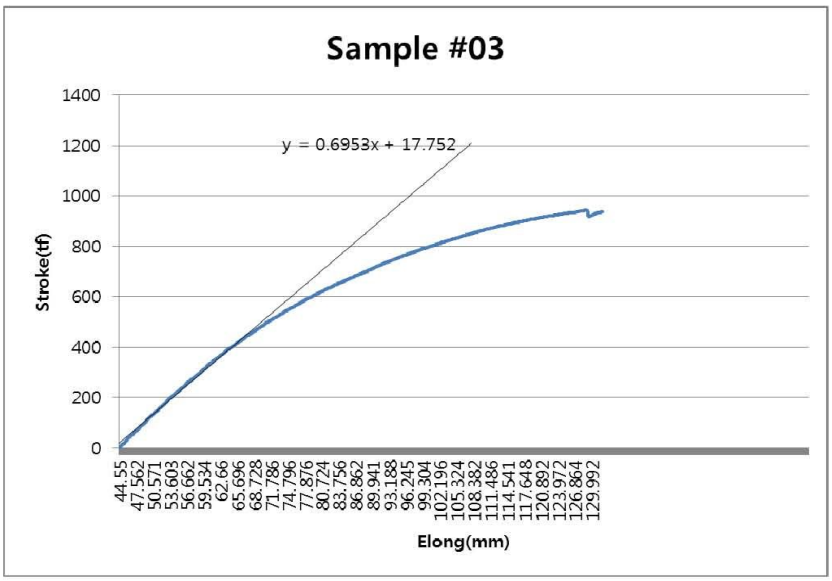


Fig. 2-24 Result of experiment(maximum load:472 kg_f)

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

- Flexural modulus(GPa)

$$E = \frac{P \cdot L^4}{48 \cdot \delta_{max} \cdot I} = \frac{P \cdot L^4}{48 \cdot \delta_{max} \cdot (\frac{\pi_1 . D_1^4}{64} - \frac{\pi_2 . D_2^4}{64})} = 20.7 GPa$$

Table. 2-7 Experiment condition(maximum load:481 kg_f)

Item	Content
Test method	ASTM C 365/C 365M - 05
Loading Rate	200msec
Speciment Size(mm)	853x ∅31.8
Support Span(mm)	200
Speciment Thickness (mm)	∅31.8-∅27.8
Maximum Load	481 kg_f

Fig. 2-25 Image of sample and experiment result

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

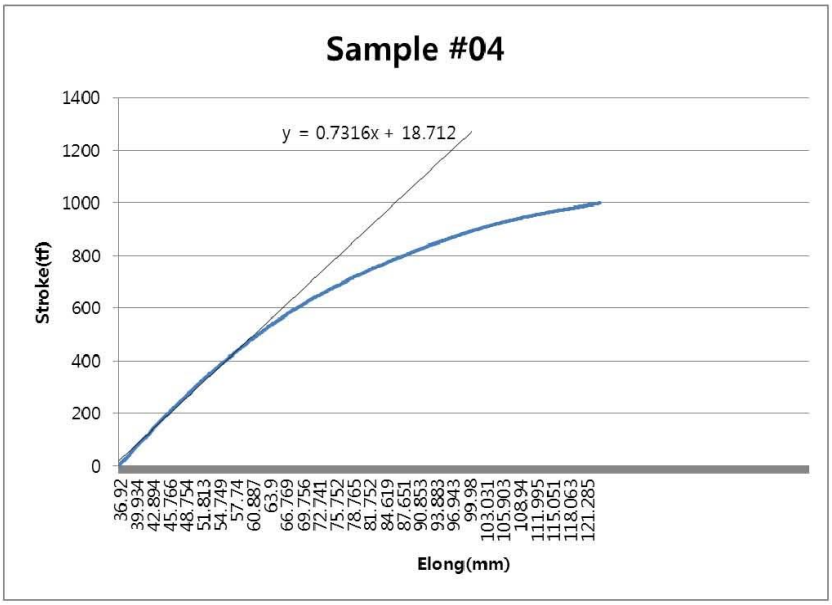


Fig. 2-26 Result of experiment (maximum load:481 kg_f)

- Flexural modulus(GPa)

$$E = \frac{P \cdot L^4}{48 \cdot \delta_{max} \cdot I} = \frac{P \cdot L^4}{48 \cdot \delta_{max} \cdot (\frac{\pi_1 . D_1^4}{64} - \frac{\pi_2 . D_2^4}{64})} = 21.1 GPa$$

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 4 절 Steel & GFRP 하이브리드 시제품 제작

Steel & GFRP 하이브리드 시제품을 제작 하였으며, 시제품 제작 과정과 실제 중량별로 제작한 시제품을 다음 Fig. 2-17~18에 나타내었다.

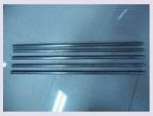
제작 조건	시제품 제작 사진		
• 재질명(Steel) : STKM 11A • 재질명(GFRP) : GEP 580 • 제작공법 : PREPREG • 길 이 : 1,000mm • Steel 외경 : 27.2mm • GFRP 외경 : 30.8mm • 제작기간 : 2일			
	Steel Pipe	접착필름적용	GFRP 적층
	Resin 흡수필름	진공 후 가열	탈형(Cutting 전)

Fig. 2-27 Prototyping process

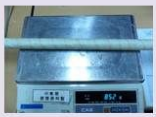
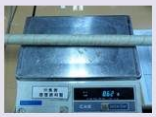
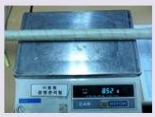
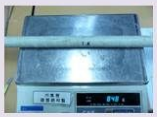
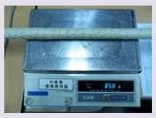
제작 조건	시제품 제작 사진		
• 재질명(Steel) : STKM 11A • 재질명(GFRP) : GEP 580 • 제작공법 : PREPREG • 제품길이 : 853mm • GFRP적용 부 : 700mm • Steel 외경 : 27.2mm • GFRP 외경 : 30.8mm • 목표중량 : 880g • 실 최고중량 : 862g • 실 최저중량 : 848g			
	Cutting 후 제품	IB-GF-01(852g)	IB-GF-02(862g)
			
	IB-GF-03(852g)	IB-GF-04(848g)	IB-GF-05(858g)

Fig. 2-28 Prototype by weight

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 5 절 Al Impact Beam 인장 시험 및 구조 시험

Al Impact Beam의 인장 시험 및 구조 시험을 하기 위해 샘플 채취용 압출 제품을 제작하였다. 적용 재질로는 Aluminum 6061, Aluminum 7003, Aluminum 7021를 사용하여 압출 시험편을 제작하였다. 다음Fig. 2-29~30은 압출 금형 및 압출기를 나타내고 있으며, 압출 금형에서 압출 샘플의 크기를 결정하기 위하여 40mm×20mm에 4개의 변에는 2mm의 라운딩을 주어 제작하였다. Fig 2-31은 실제 제작한 압출 시험편으로 압출제품 열처리 후 시험편을 채취 하였다.

Fig. 2-29 Extrusion die

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-30 Extruder

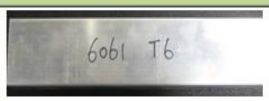
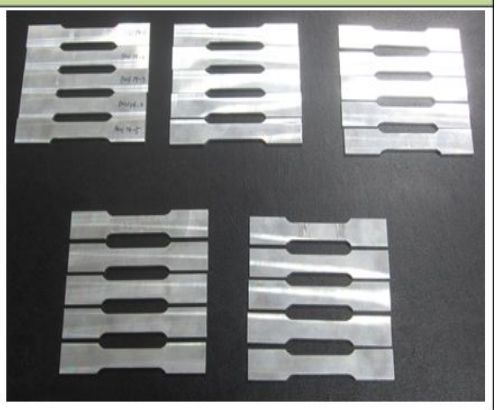
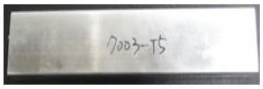
시편 명	제품사진	시편 제작 현황 (KS 13B호 시편 가공)
AL 6061 T6		
AL 7003 T5		
AL 7021 T4 / T5 / T6		

Fig. 2-31 Extruded specimen

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

1. 인장 시험

인장시험은 21.3 ± 0.1℃의 시험 온도와 42 ± 2%의 상대습도 상태에서 실험을 진행하였으며 사용된 인장 및 압축시험 장비는 5 Ton UTM/ TEST ONE를 사용하였다. 또한, 사용된 Strain Gages는 KYOWA/ KFG-2-120-C1-11L1M2R를 사용하였다. Table 2-8은 인장시험 결과를 표로 나타내었으며, Fig. 2-32~34는 시험편의 재질과 두께의 변화에 따른 실험 결과를 나타내고 있다[26,27].

Table 2-8 Tensile test results

Item	Tensile Strength (MPa)	Yield Strength (MPa)	Elongation Percentage (%)	Tensile Strength Avr. (MPa)
6061 T6	294.34	285.776	7.68	293.209
	292.078	281.611	9.04	
7003 T5	319.742	268.043	15.51	323.4365
	327.131	273.563	16.06	
7021 T4	336.295	195.752	19.58	336.5455
	336.796	201.832	17.86	
7021 T5	408.108	368.92	15.94	406.3305
	404.553	365.387	14.37	
7021 T6	418.063	381.715	15.26	419.3425
	419.622	379.111	15.93	

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

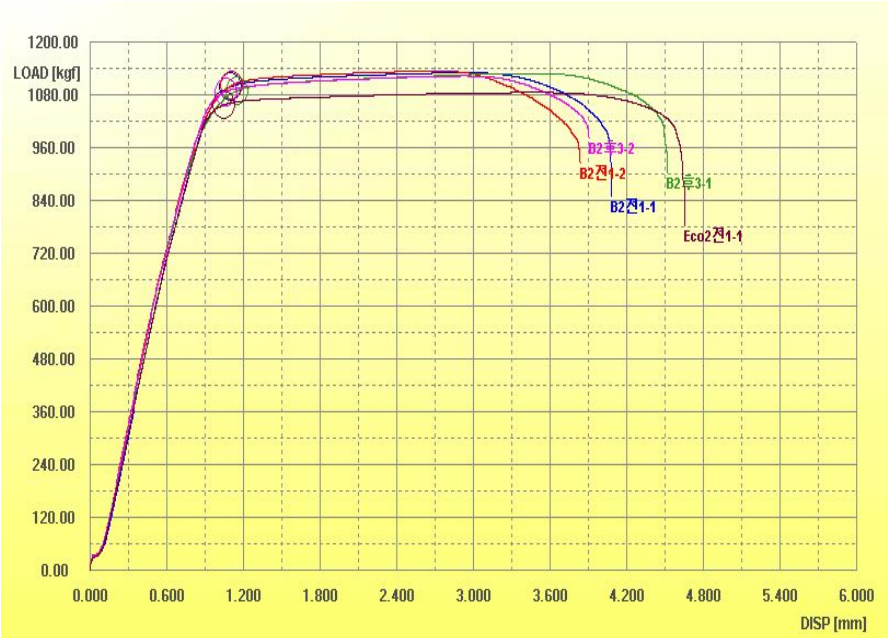


Fig. 2-32 Aluminum 6061 T6

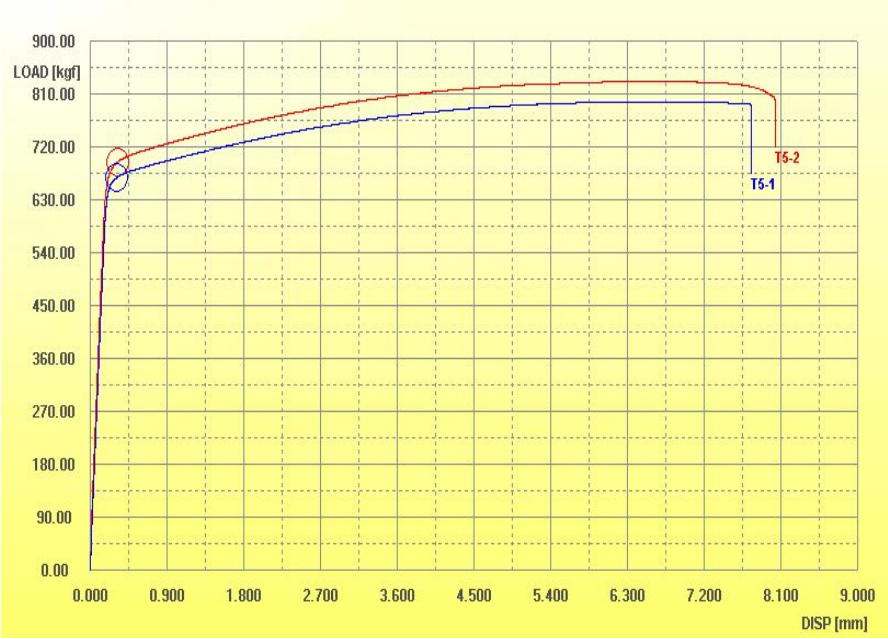


Fig. 2-33 Aluminum 7003 T5

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

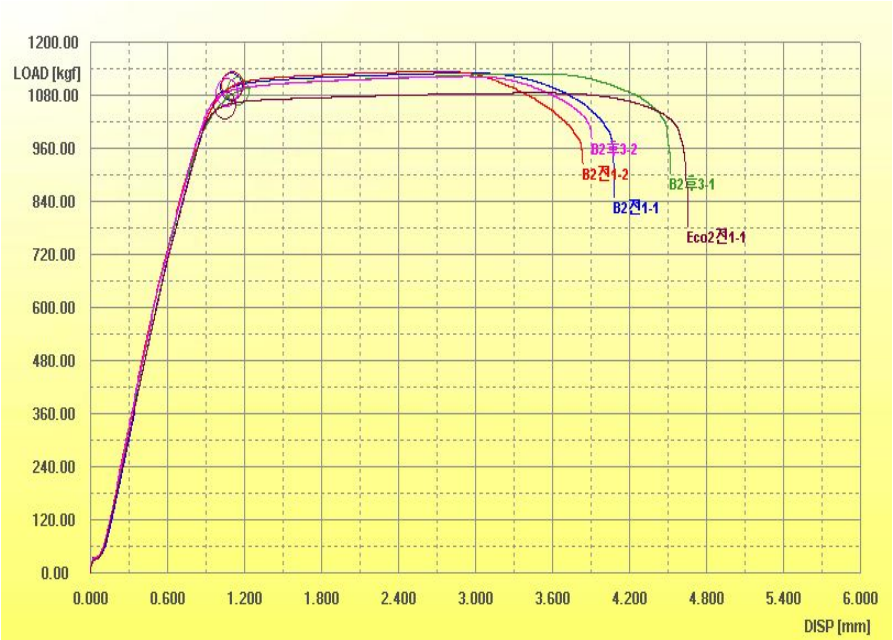


Fig. 2-34 Aluminum 7021 T4 / T5 / T6

2. Al Impact Beam구조시험(3점 Bending TEST)

기 제작된 3점 벤딩 지그를 사용하여 Al Impact Beam의 구조 시험을 진행하였다. 시험 온도는 21.3 ± 0.1℃, 상대 습도는 42 ± 2%의 시험 조건에서 실험을 진행하였으며, 사용된 인장 및 압축시험 장비는 5 Ton UTM/ TEST ONE를 사용하였다. 또한, 사용된 Strain Gages는 KYOWA/ KFG-2-120-C1-11L1M2R를 사용하였다. 다음 Fig. 2-35~37은 구조 시험을 수행할 시험편을 나타내고 있다. Table 2-9는 구조시험 결과를 표로 나타내었으며, Fig. 2-38~40은 시험편의 형상에 따른 실험 결과를 그래프로 나타내었다[28].

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-35 Aluminum impact beam - 6791

Fig. 2-36 Aluminum impact beam - 6792

Fig. 2-37 Aluminum impact beam - 6793

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

Table 2-9 Bending test results

Item	Tensile Strength (MPa)	Yield Strength (MPa)	Elongation Percentage (%)	Tensile Strength Avr. (MPa)
Al Impact Beam -6791	610	595	16	613
	615	597	18	
	614	596	16	
Al Impact Beam -6792	591	570	16	594
	597	576	16	
	595	572	16	
Al Impact Beam -6793	627	601	18	629
	631	604	18	
	630	602	17	

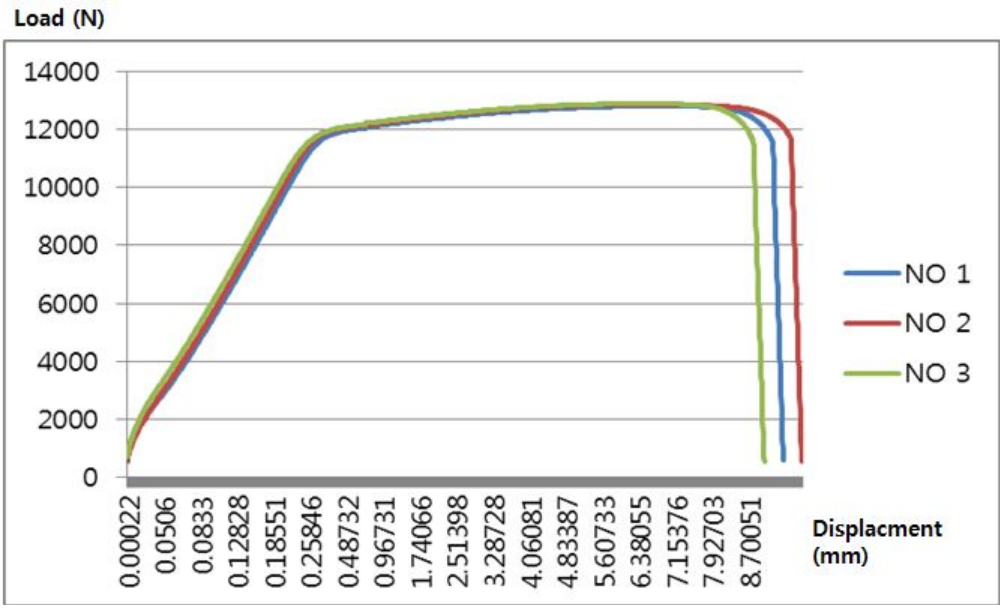


Fig. 2-38 Aluminum impact beam - 6791

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

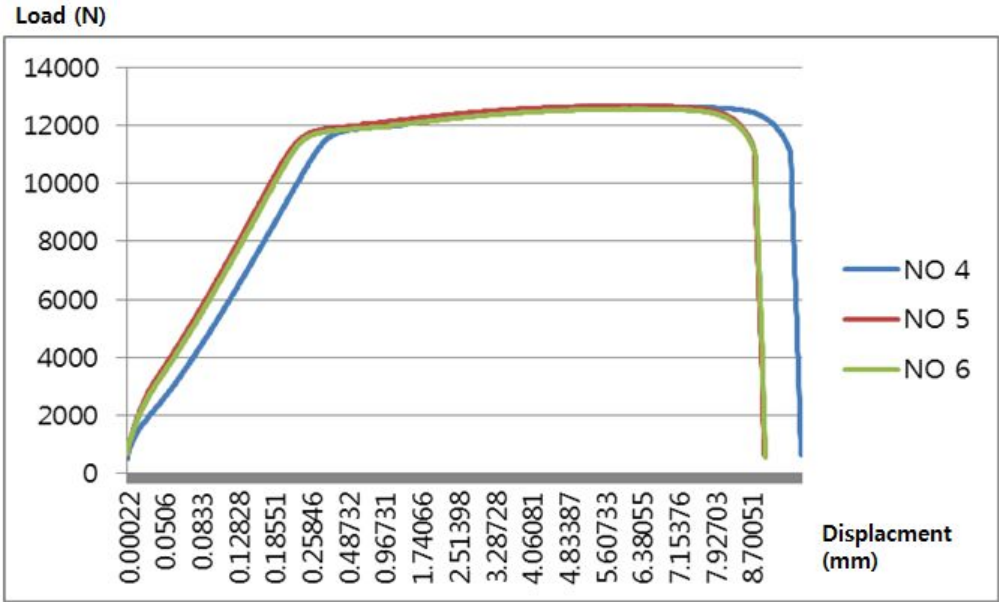


Fig. 2-39 Aluminum impact beam - 6792

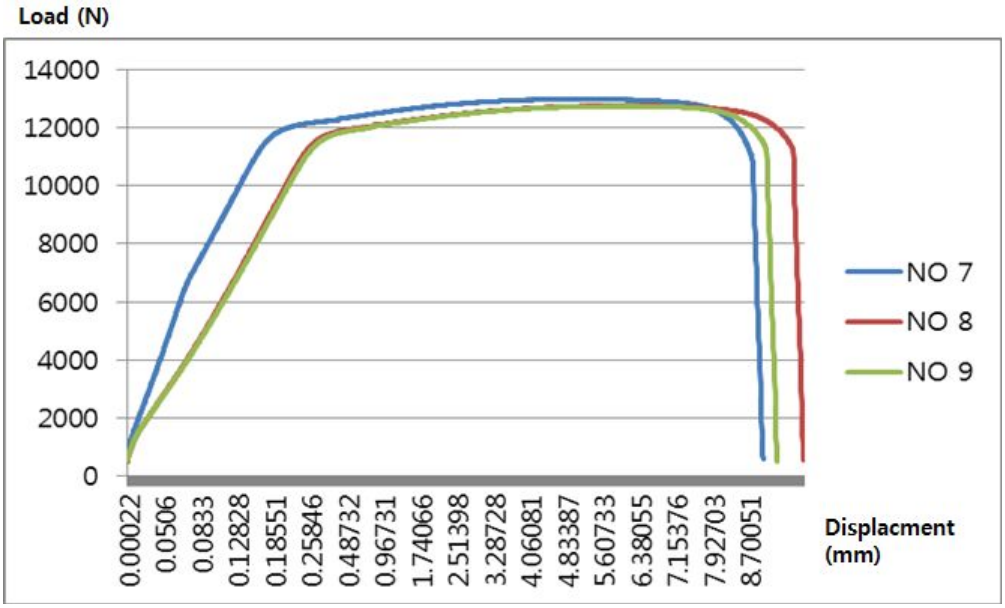


Fig. 2-40 Aluminum impact beam - 6793

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 6 절 경량화 Impact Beam 금형 제작 및 압출 샘플

1. 금형 설계 및 제작

Door 의 충돌 시험을 위한 경량화 Impact Beam 금형 설계 및 제작을 수행하였다. 다음 Fig. 2-41~43은 Aluminum 7021(6T)재질을 적용하여 Al Impact Beam의 형상에 따라 실제 제작한 금형의 전면과 옆면을 나타내고 있으며, Fig. 2-44~46은 Billet temperature(450℃~500℃), Dies temperature(410℃~460℃), Container temperature(380℃~430℃), Ram Speed(1.2mm/sec ~ 1.7mm/sec)의 압출 조건으로 제작된 샘플을 나타내고 있다.

Fig. 2-41 Al impact beam - 6791 die manufacturing

Fig. 2-42 Al impact beam - 6792 die manufacturing

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

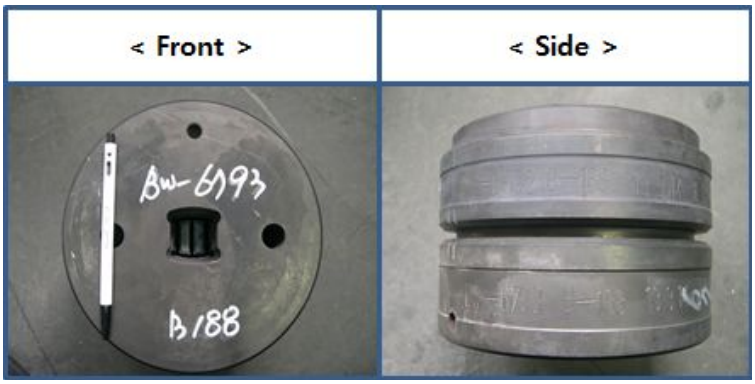


Fig. 2-43 Al impact beam - 6793 die manufacturing

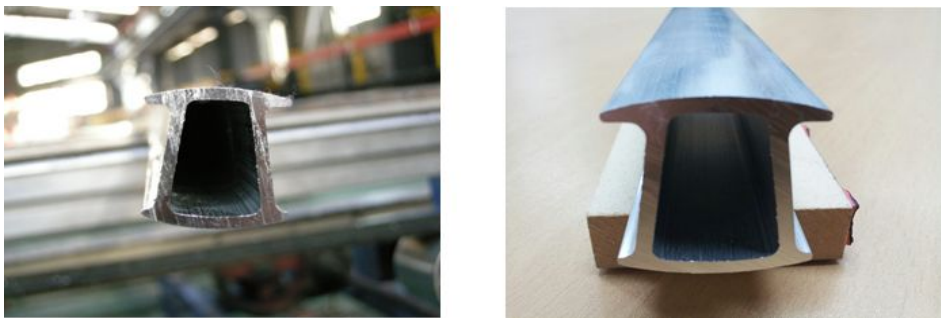


Fig. 2-44 Al impact beam - 6791 extruded samples

Fig. 2-45 Al impact beam - 6792 extruded samples

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

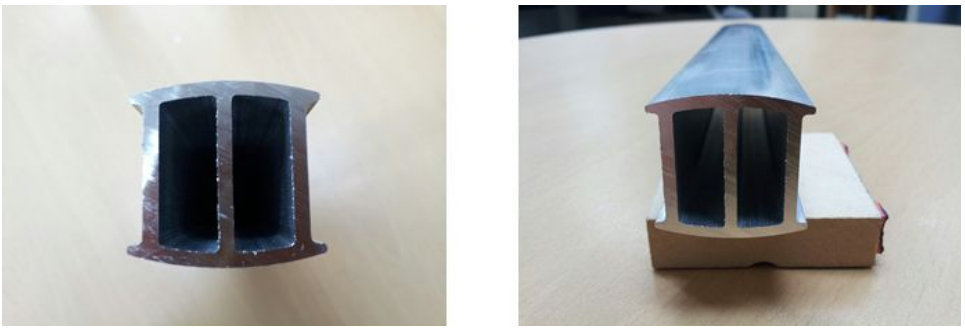


Fig. 2-46 Al impact beam - 6793 extruded samples

제 7 절 Impact Beam BRKT 설계 및 금형

1. Impact Beam FRT/RP BRKT 설계

Impact Beam BRKT의 최적 설계를 위해 Table 2-10과 같은 조건으로 성형해석을 수행하였다. 성형해석결과를 바탕으로 간섭 회피 및 용접성 향상을 통한 최적의 Impact Beam BRKT을 최종 설계하였다. 다음 Fig. 2-47~48은 Impact Beam FRT BRKT 및 Impact Beam RP BRKT의 최종 설계 및 Impact Beam ass'y 단면을 나타내고 있다.

Table 2-10 Imformation of Forming Simulation

Item	Forming
Cushion Height	100 mm
B/Hold'g Force	60 Ton
Form'g Force	About 100 Ton
Blank Size	930 X 300(pitch)
Materal	SGACEN 980
Thickness	1.4 t
Draw Bead	Yes
Press Type	Single Action Press
Master	Upper Die

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

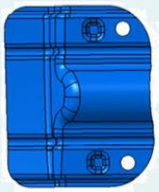
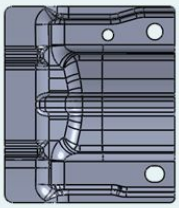
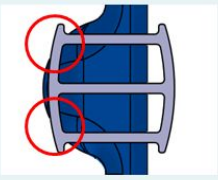
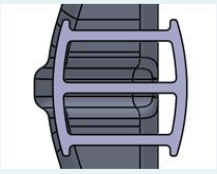
기 설계안	변경 설계안
	
Impact Beam ASSY 단면	
 임팩트 빔 과 간섭 발생	 간섭 회피 및 용접성 향상

Fig. 2-47 Impact beam FRT BRKT

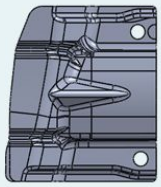
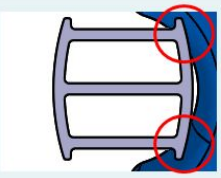
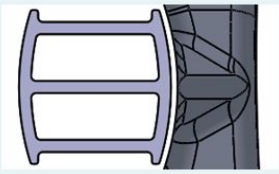
기 설계안	변경 설계안
	
Impact Beam ASSY 단면	
 임팩트 빔 과 간섭 발생	 간섭 회피 및 용접성 향상

Fig. 2-48 Impact beam RP BRKT

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

2. BRKT 금형 제작 및 시제품 제작

금형설계, 소재/부품 발주, 1차 가공, Tempering(열처리), 2차 가공, 표면처리 순으로 press 금형공법을 적용하여 BRKT 금형을 제작하였으며, Fig. 2-49~50은 실제 제작한 Impact Beam FRT /RP BRKT의 금형을 나타내고 있으며, Fig. 2-51은 제작한 금형으로 press 1공정에서의 드로우 성형을 한 후 2공정에서 trim을 한 Impact Beam FRT /RP BRKT의 실제 모습을 나타내고 있다.

(a) Die

(b) Punch

Fig. 2-49 Impact beam FRT BRKT

(a) Die

(b) Punch

Fig. 2-50 Impact Beam RP BRKT

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

(a) FRT BRKT

(b) RR BRKT

Fig. 2-51 Impact beam FRT/RP BRKT (trim)

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

3. Impact Beam 시제품 제작

Extrusion Machine을 이용하여 Impact Beam의 시제품을 제작하였다. 압출 제품으로는 Al Impact Beam 6791, 6792, 6793을 사용하였으며, 재질은 Aluminum 7021 / T6 Tempering, 압출조건은 다음 Table 2-11과 같다[29~32].

Table 2-11 Shape & setting condition

구 분		Billet Temp(℃)	Dies Temp(℃)	Container Temp(℃)	Ram Speed (mm / sec)
Shape Type	Al I/B 6791	45 ~ 50	410 ~ 460	380 ~ 430	1.2 ~ 1.7
	Al I/B 6792				
	Al I/B 6793				

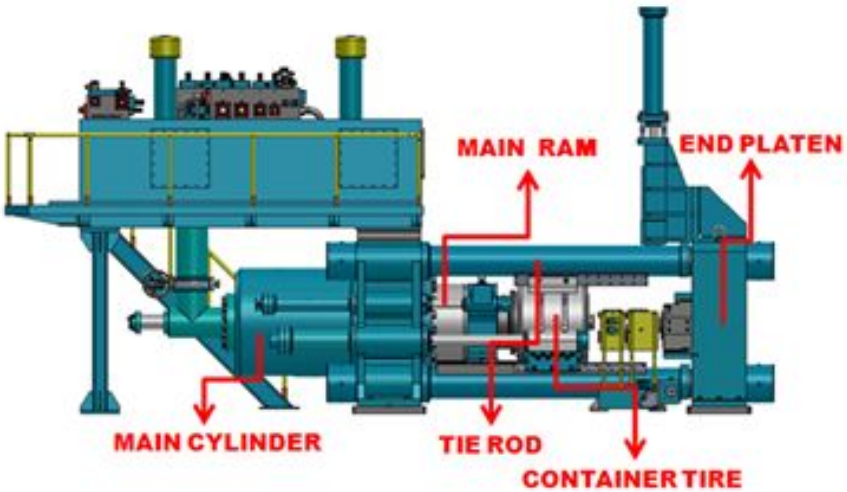


Fig. 2-52 1250ton 5″ extrusion machine

Billet 의 투입, billet 예열, dies 장입, billet 장입, 압출, puller 이송, table 배치, cutting 순으로 압출 작업 공정을 수행한 후 제작된 시제품을 Fig. 2-53에 나타내었다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

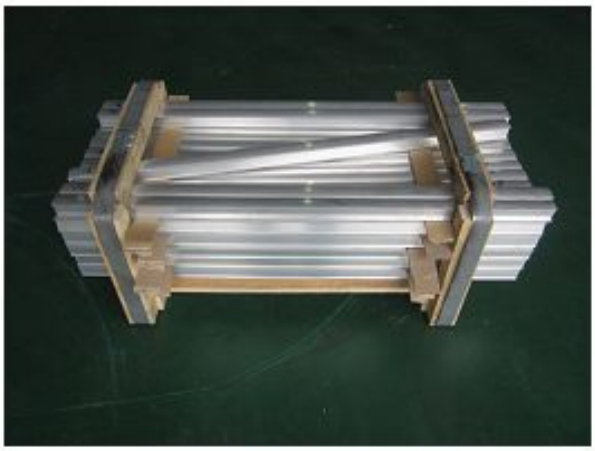


Fig. 2-53 Al impact beam prototype

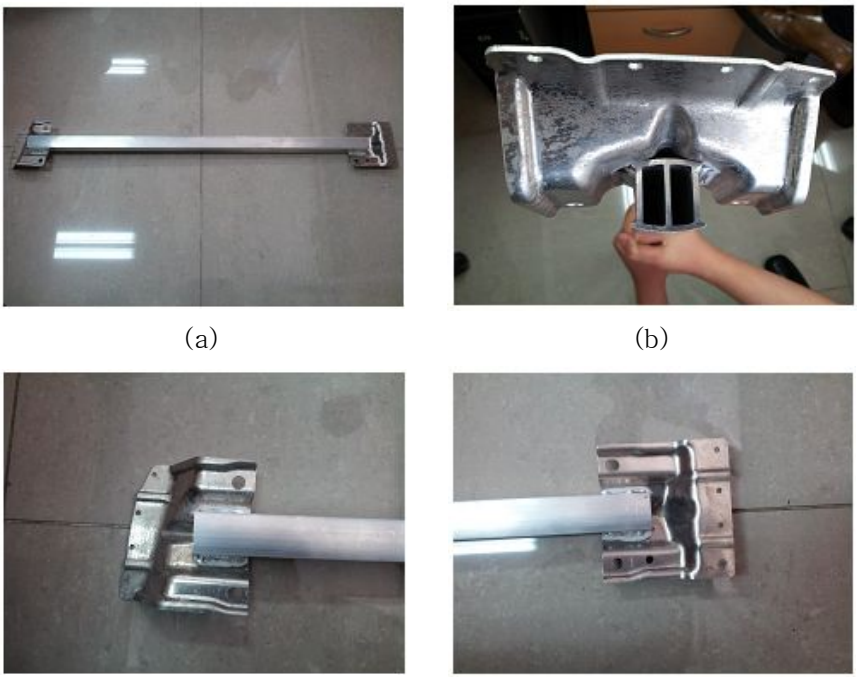
4. Impact Beam & BRKT Ass'y

결과 도출을 위한 Impact Beam과 BRKT 조립공정을 거쳤으며, Fig. 2-54는 Impact Beam 과 BRKT ass'y jig를 나타내고 있으며, Fig. 2-55는 Impact beam 과 BRKT ass'y의 용접한 형상을 나타내고 있다. 또한 Fig. 2-56에서와 같이 최종 중량을 확인한 결과 968g임을 확인하였다.

Fig. 2-54 Impact beam & BRKT ass'y jig

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(a) (b)

(c) (d)

Fig. 2-55 Impact beam & BRKT ass'y welding

Fig. 2-56 Impact beam & BRKT ass'y weight

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

5. 충돌시험용 Door Ass'y

충돌 시험용 door ass'y는 Fig. 2-57과 같은 제조 공정을 통해 실제 제작하였다.

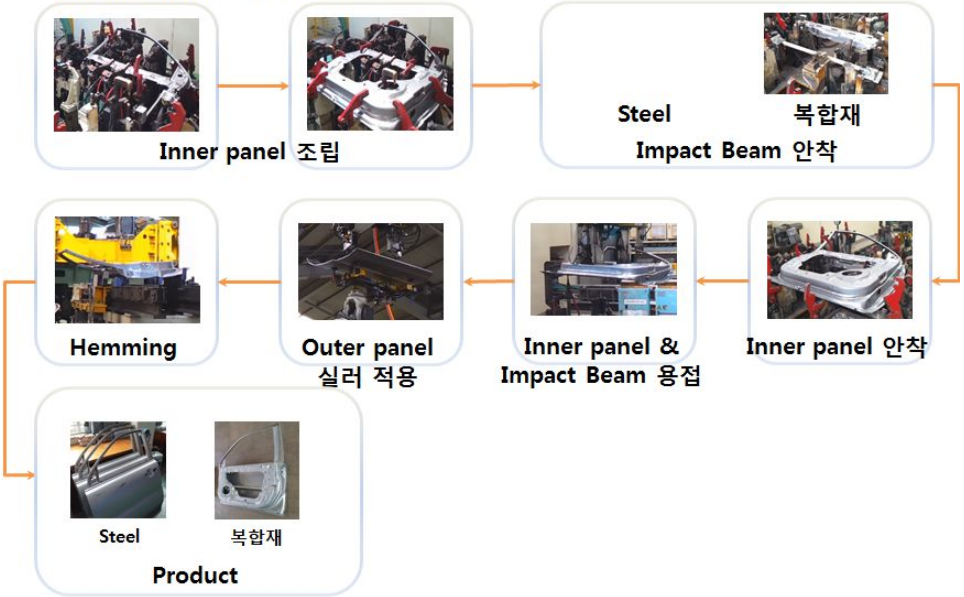


Fig. 2-57 Manufacturing process

6. Al Impact Beam Door Ass'y

모든 조립 공정은 기존 Steel Impact Beam과 복합재 Impact Beam의 조립 공정과 동일하나 알루미늄 BRKT과 Steel Inner panel의 소재가 이종재로 기존의 스팟 용접이 불가능하여 이종재간의 접합방법이 필요 하다. 그러므로 이종재 접합방법 벤치마킹을 통해 최종적으로 BRKT과 Steel Inner panel을 1차 Bond 접착 후 Riveting하여 Bonding의 접착력과 Rivet의 결합력을 융합시켜 강도를 향상시켰다.

BRKT과 Steel Inner panel의 접촉 면적 및 Tooling 영역을 검토하여 적용 가능한 Rivet을 선정하였으며, Rivet의 형상은 보편적인 Blind Rivet을 선정하였다. 선정된 리벳의 스펙은 아래에 나타내었다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

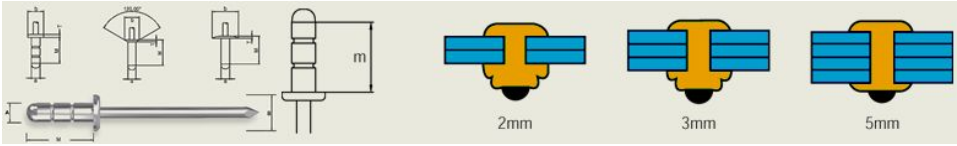


Fig. 2-58 Blind rivet

Table 2-12 Specification of blind rivet

Rivet	Mandrel	Ultimate Shear Strength	Ultimate Tensile Strength
Aluminium 5052	Carbon Steel	209MPa	254MPa

Bond 선정은 huntsman advanced materials(헌츠만 첨단재료)사에서 생산된 이액형 타입의 Bond를 적용하였으며 본드의 종류는 ARALDITE AW 106 Resin과 HARDENER HV 953U타입의 Epoxy Adhesive를 1:1 비율로 혼합하여 Bonding면에 적용하였다. Bond의 접착강도는 면적 및 온도, 시간에 따라 달라진다. Fig. 2-59에서와 같이 Carbon Steel Bonding시 25°C 기준 8시간을 큐어링 하였을 때 0.039in의 면적에 두께 1mm 당 5MPa의 전단 강도를 가질 수 있다[33~36].

Property		Test Method	Test Values[1]
Lap Shear Strength, psi (MPa)		ASTM D-1002	
Effects of cure time and temperature			
Cure Temperature	**Time**		
77°F (25°C)	8 hours		710 (4.9)
	15 hours		1990 (13.7)
	24 hours		2130 (14.7)
	72 hours		2280 (15.7)
	5 days		2560 (17.6)

Fig. 2-59 Effects of cure time and temperature

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

다음 Fig. 2-60은 에폭시 수지계의 강력 접착제인 애럴다이트 Aw-106을 나타내고 있으며, Fig. 2-61은 Hv 953u 경화제를 나타내고 있다.

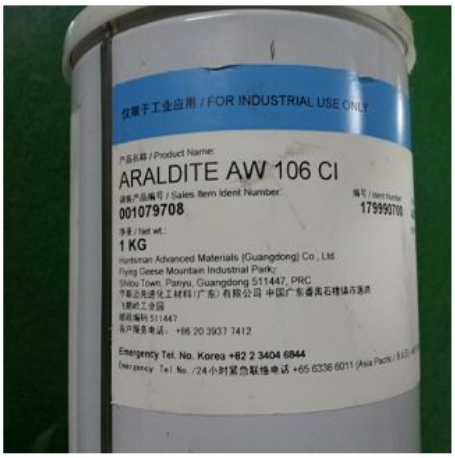


Fig. 2-60 Araldite Aw 106 resin

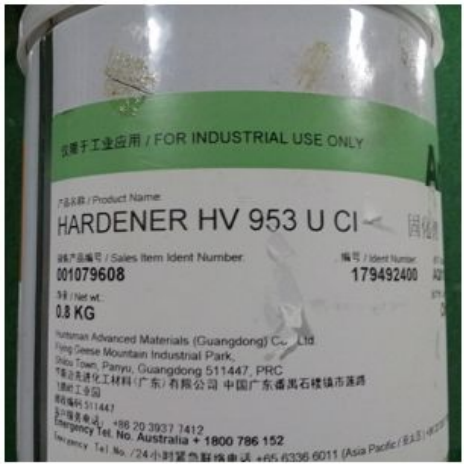


Fig. 2-61 Hardener Hv 953u shear strength

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-63 과 같은 제작 공정을 통해 Al Impact Beam door ass'y를 제작한 실제 모습을 Fig. 2-63에 나타내었다.

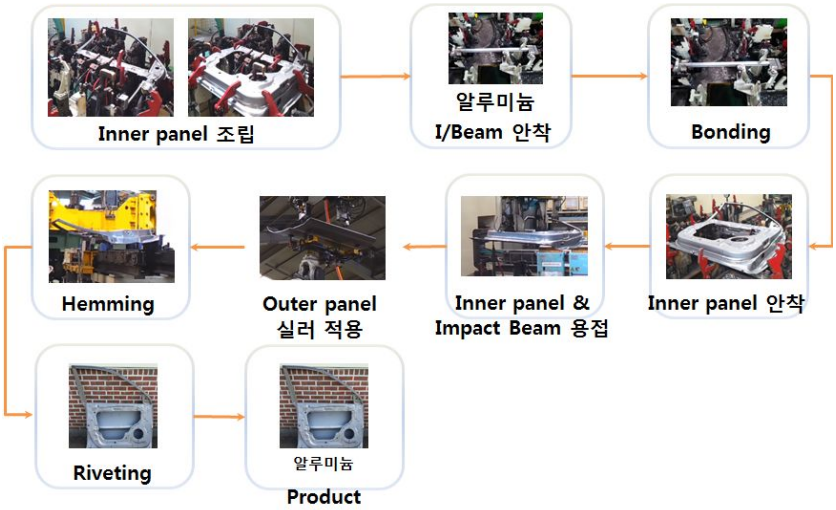


Fig. 2-62 Al impact beam door manufacturing process

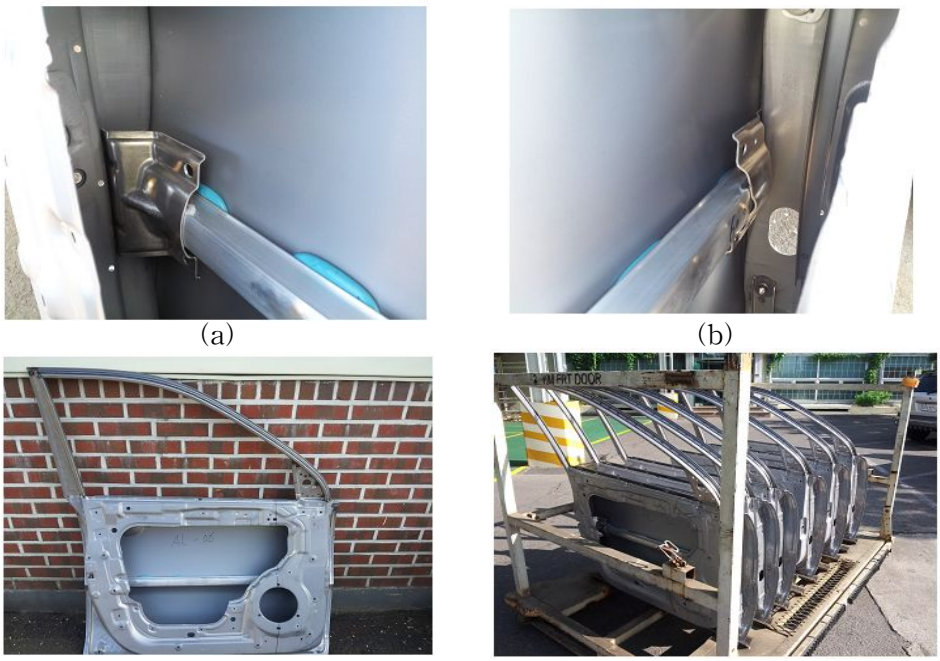


Fig. 2-63 Al impact beam door ass'y

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

7. Door 충돌시험

가. Test Pad Area

차량의 Impact Test 는 USA NHTSA 의 평가지침 항목에 준하여 수행하였다. Test Pad Area 는 차량의 Side Door를 고정되어 있는 Rigid Pole 에 직접 타격하기 위하여 타격지점의 Level 영역을 설정하였다[37].

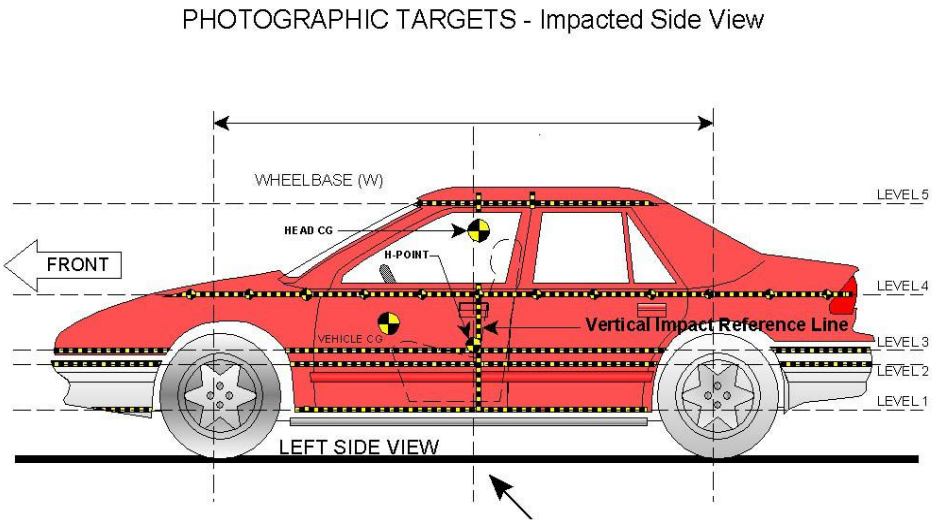


Fig. 2-64 Condition of test pad area

충돌시험 표면 위에 다음 다섯 단계의 레벨을 정의하고 시험 차량의 영향 측면을 따라 장소 25mm (1 인치) 폭 노란색 / 검은 색 바둑판 테이프로 표시하였으며, 데이터 시트번호에 대한 각 수준의 높이를 기록하였다.

(1) LEVEL 1 - side sill top height

(2) LEVEL 2 - occupant H-Point height

(3) LEVEL 3 - mid-door height(midpoint of distance from the bottom of the windowsill to bottom of door).

(4) LEVEL 4 - windowsill height

(5) LEVEL 5 - top of window height

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

나. Test Vehicle Preparation Building/Structure

측면 충돌 실험 전, 시험 장비 및 부대설비/건물은 충돌 시 발생하는 충격에 대비할 수 있어야 하며, 실내의 온도는 20.6℃ ~ 22.2℃ 사이에 유지하도록 하였다.

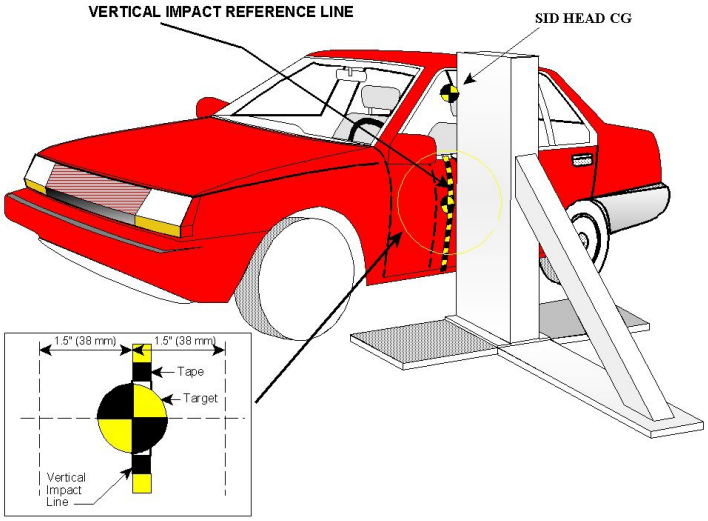


Fig. 2-65 Condition of USA NHTSA (Nationnal Highway Traffic Safety Adminstration) impact test

다. Tow And Guidance System

견인 시스템은 테스트 차량에 미치는 영향 보장 할 수 있어야 하므로 측면 31kmh(±0.9 kmh)의 속도로 양도는 지속적으로 영향에서 600mm (± 60mm) 때까지 견인하였으며, 견인 케이블 부착 장치는 충격 하중이 전달되기 전에 견인 케이블 해제하였다. 전방의 운동의 라인 75(±3) 도의 각도를 형성하는 차량의 종 방향 중심 라인 및 ± 38mm 내도(±1.5)수평으로 차량의 영향 참조 라인이다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

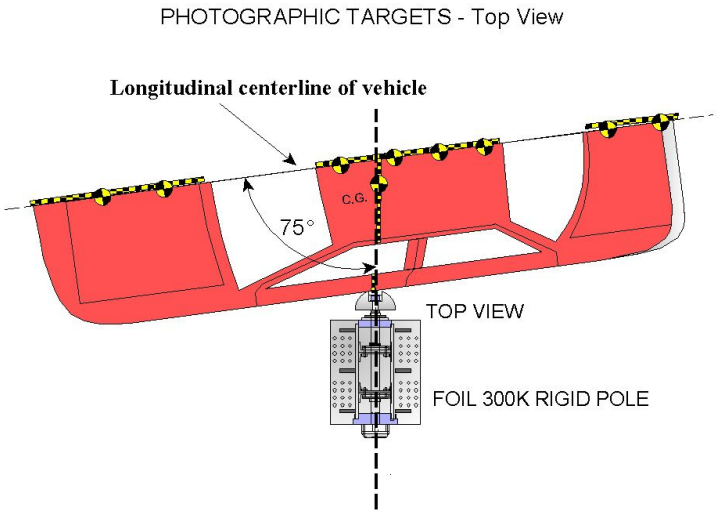


Fig. 2-66 Degree of impact testing

라. Rigid Pole

Rigid Pole 의 충격면은 수직방향으로 된 직경 254mm(±3mm) Impactor로 구성하였으며, 타이어 저면 기준 102mm 이상에서 Impact Testing을 진행하였다. Rigid Pole 의 형태는 다음 Fig. 2-67과 같은 구조로 제작하였다.

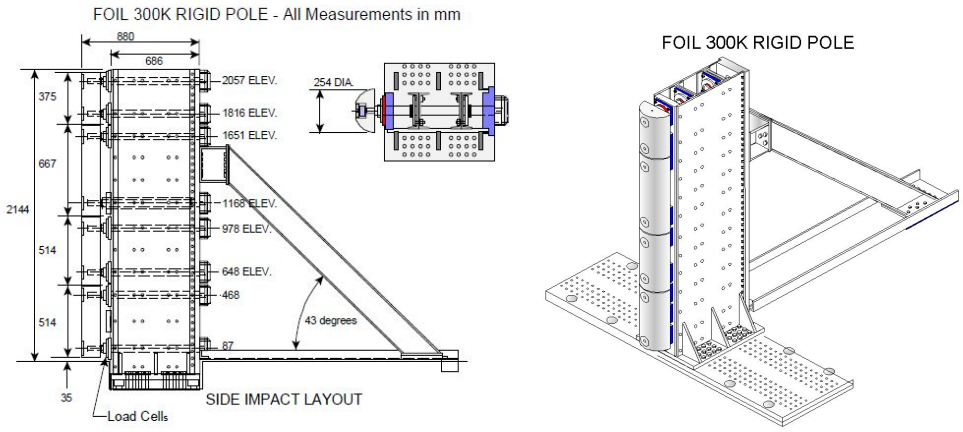


Fig. 2-67 Configurations of rigid pole

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

마. Camera Locations

실시간(24 fps) 카메라는 테스트 부위의 충돌영향 부분(측면), 비 영향 부분(측면과 후면), 전방 부분에 설치하였다. 또한, Pole 에 Impacting 과 테스트 차량이 Traveling 할 때의 Pan Viewing 이 가능하도록 하였다. 그리고 테스트 차량에 충격 후, 측면, 전면, 비 충격측면과 테스트 차량의 후면을 Viewing 이 가능하도록 하였다.

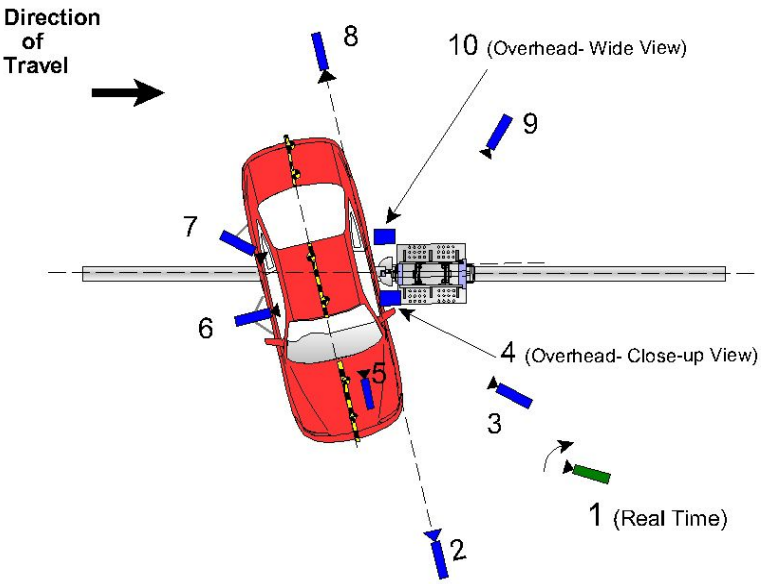


Fig. 2-68 Configurations of monitoring camera system

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

8. 주요 기계구동요소 설계

가. LM 가이드(직동 시스템) 선정

LM 가이드 선정을 위해서는 기계 메커니즘의 구조 분석, 설치에 필요한 공간 분석, 작용하중의 크기/ 속도/ 사용시간/ 사용 길이 선정, 요구정도, 수명, 사용 환경을 고려해야 한다. Fig. 2-69는 LM 가이드 선정을 위한 플로 차트를 나타내고 있다[38~40].

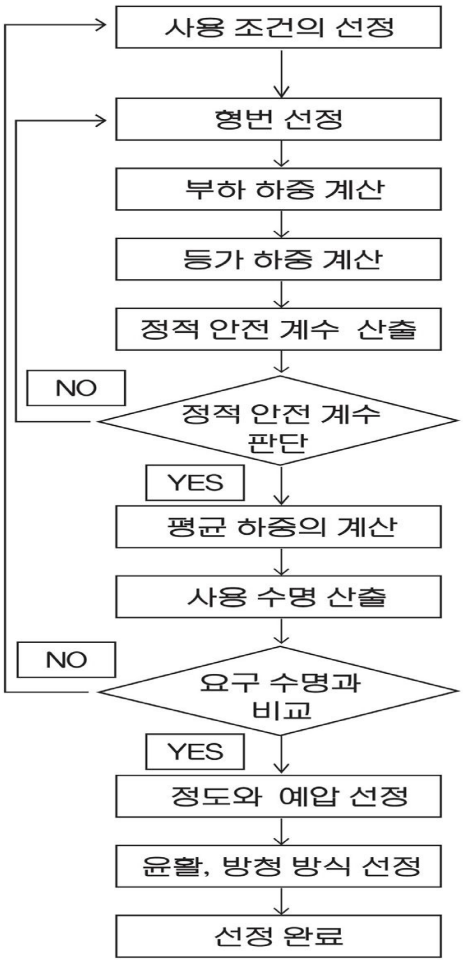


Fig. 2-69 LM guide flow chart

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

또한, 설정 사용 조건에 맞는 하중과 수명을 계산하기 위해 아래의 조건이 필요하다.

▶ 질량의 크기 : m[kgm]
▶ 작용하중의 방향
▶ 무게중심 : L2, L3[mm]
▶ 직동시스템의 배치 : L, L1[mm]
▶ 이송속도 : v[mm/s]
▶ 가속도 : a=v/Tn(T1, T2, T3)
▶ 매분 왕복횟수 : n[min^{-1}]
▶ 최대 스트로크 길이 : L[mm]

LM 가이드는 운송물의 무게중심 이동, 가감속, 장착형태에 따라 다양한 방향에서 부하가 일어 날 수 있으며, 또한 모멘트 하중에 의해 하중이 국부적으로 큰 경우 계산된 수명보다 수명이 짧아질 수 있으므로 각종 사용 조건을 고려하여 정확한 부하하중을 산출하는 것이 중요하다.

나. 사용 조건에 따른 각 블록의 부하하중 계산

m : 질량[kgm]
g : 중력 가속도 [g=9.8m/s^2]
V : 속도 [mm/s]
P1~P4 : 각 블록의 레이디얼 혹은 역레이디얼 하중
Pnt : 각 블록의 수평방향 부하하중
a: 가속도 [v/Tn]
L1~L4 : 이송거리[mm]

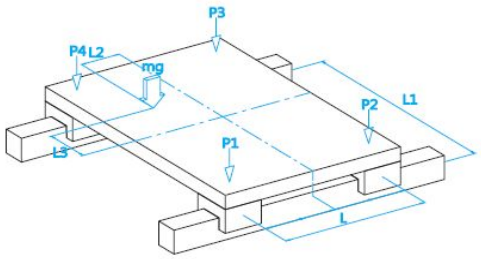
사용 조건	계산식
수평 사용- 등속운동 또는 정지시 	$P_1 = \frac{mg}{4} + \frac{mg \cdot L2}{2 \cdot L} - \frac{mg \cdot L3}{2 \cdot L1}$ $P_2 = \frac{mg}{4} - \frac{mg \cdot L2}{2 \cdot L} - \frac{mg \cdot L3}{2 \cdot L1}$ $P_3 = \frac{mg}{4} - \frac{mg \cdot L2}{2 \cdot L} + \frac{mg \cdot L3}{2 \cdot L1}$ $P_4 = \frac{mg}{4} + \frac{mg \cdot L2}{2 \cdot L} + \frac{mg \cdot L3}{2 \cdot L1}$

Fig. 2-70 Radial (reverse radial) load calculation of each block

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

다. 모멘트 하중 및 등가하중 산출 식

LM 가이드는 레이디얼 하중, 역 레이디얼 하중, 횡 방향 하중 등의 다양한 방향의 하중과 모멘트를 견딜 수 있으므로, 등가하중을 계산하기 위해서는 각 방향의 하중을 레이디얼 하중이나 횡방 하중으로 환산하여야 한다. 또한, 4방향 등하중형 가이드의 경우, 레이디얼 하중과 횡 방향 하중이 동시에 부하되는 경우의 등가하중은 아래의 식을 따른다.

PE=P+Ps (PE : 등가하중, P : 레이디얼 하중, Ps : 횡방향 하중)

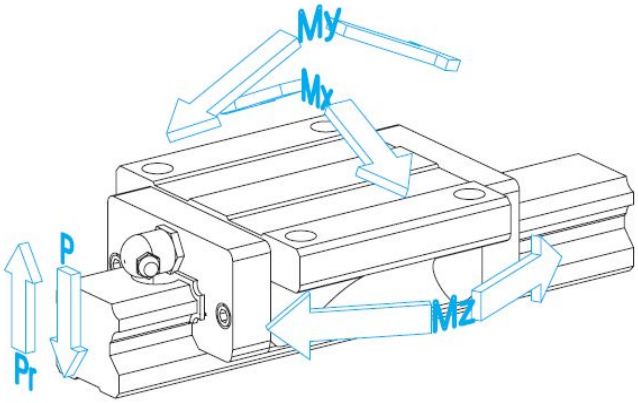


Fig. 2-71 Moment load distribution of LM guide

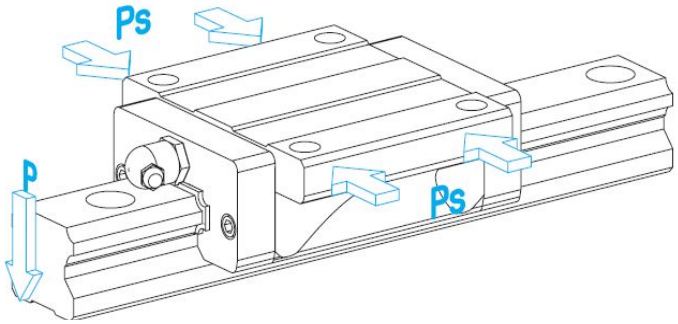


Fig. 2-72 Distribution of LM guide(equivalent load, radial load and lateral load)

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

라. 정적안계수 기준치 및 계산식

LM 가이드는 다양한 하중을 부하 받을 수 있으나, 진동과 충격이 있는 경우 예상보다 큰 하중이 발생할 수 있으므로, 가이드의 형번을 선정할 때는 그 최대하중이 정적안계수에 대하여 적정한지 확인해야 한다.

Table 2-13 Standard of static safety factor

사용 기계	사용 조건	정적안전계수 최소값
일반 산업 기계	진동, 충격이 없는 경우	1.0 ~ 1.3
	진동, 충격이 작용하는 경우	2.0 ~ 3.0
공작 기계	진동, 충격이 없는 경우	1.0 ~ 1.5
	진동, 충격이 작용하는 경우	2.5 ~ 7.0

- 정적안전계수 계산식

$$fs = \frac{Co}{P} = \frac{Mo}{M}$$

fs: 정적안전계수

Co: 기본정정격하중

P: 계산하중

Mo: 허용모멘트하중

M: 계산모멘트하중

- 정적안전계수 판단

  LM 가이드 블록에 부하되는 최대하중으로 기본 정정격 하중을 나누어서 Table 2-13의 최소값 이상을 만족해야 한다.

본 시스템의 LM 선정 기준 조건에 따라 정적안전계수를 계산하였다.

- BRH20A 블록을 사용함
- 일반산업기계용
- 최대 계산 하중 : 5000 [N] (부하하중 산출식에 따라 계산해야함)
- BRH20A 정정격하중 : 2560 [kg_f] (1N=0.102 kg_f)
- 2560 [kgf]/0.102 [kg_f] = 25,098 [N]

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

- 정적 안전계수(fs)= 25,098 [N]/5000 [N] = 5.0

일반 산업기계 정적안계수의 최고값 1.0~1.3 ≤ fs=5.0 이므로 정적안전계수가 최소값보다 작으므로 사용이 적합함을 알 수 있다.

마. AC Servo Motor 선정

기본 구동 조건은 AC Servo Motor를 사용하였다. 부하의 종류와 테이블의 이동방향은 나사 이송방식에서 수평 이송으로 하였다.

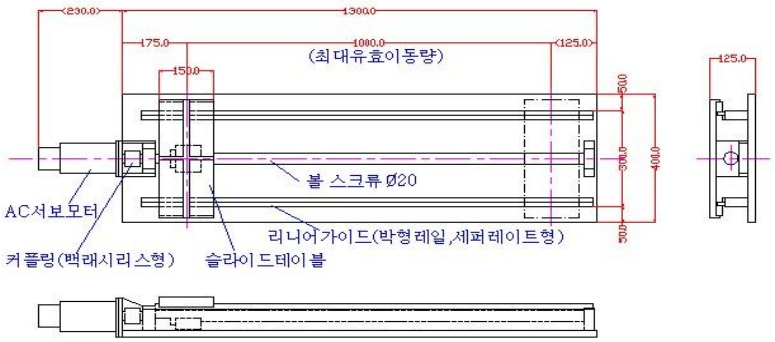


Fig. 2-73 Basic design of rail guide type

■ 운전 조건은 다음과 같은 설정으로 진행하였다.

- 모터와 부하축 사이의 연결방식 : 커플링에 의한 직결방식으로 함.
- 평균 운전시간 TR(s)=1 , 평균 운전시간 TS(s)=1
- 모터 최대 회전수 N [rpm] = 3,000
- 감정격률 SK(%)=100(AC Servo)
- 사용계수 SF = 1.5

■ 부하별 계산은 다음과 같다.

- 테이블의 최대 속도 $VI(mm/S) = 500$
- 1펄스당 이동량 $LP(mm/p) = 0.01$
- 감속비, 또는 나사의 리드(lead)의 계산에서 체크까지 총 감속비 RT를지정할 경우, 나사의 리드 L을 계산하였다.

$$L(mm) = 60 \cdot VI/(NO \cdot RT) = 60 \cdot 500/(3000 \cdot 1) = 10$$

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

■ 인코더의 선정

인코더의 장착 위치로서는 모터축과 직결 방식으로 하며, 인코더 펄스 수의 선정은 모터축에 직결할 경우, $P(p/r) = L \cdot RT/LP = 10 \cdot 1/0.01 = 1000$, 인코더 펄스 수 $P(p/r)$은 1000 으로 선정하였다.

■ 서보모터와 부하축 사이의 연결부에 사용되는 전동요소로서는 백래시 타입의 커플링으로 하였다.

- 워크 테이블의 중량 WW(kg_f) = 190
- 전동 효율 ER(%) = 100%(직결이기 때문)
- 감속기의 모터축 환산 GD^2(GR)($kg_f m^2$) = 0
- 가이드부 마찰계수 KG = 0.01
- 가이드부에 예압을 가할 경우, 그 총예압 하중 FA(kg_f) = 100으로 함.
- 외부 하중이 가해지지 않는 것으로 하고, 축 방향 최대 외부 하중 F1(kg_f) = 0
- 이송나사 외경DO = 20 , 골 지름 DI = 16.4 , 전장LB = 1000
  (단위는 모두mm,양단 가공부를 포함한 치수
- 너트부, 이송나사 베어링부에 예압을 가하는 것으로 한다.

• 너트부 : 이송 나사와 너트부의 예압 토크계수 KF = 0.14와 예압 하중 F4(kgf) = 30, 나사변환 정효율 E1(%) = 93)
• 이송 나사 베어링부 : 예압 하중 FB(kg_f) = 30와 이송나사 베어링부 마찰반경 RB(mm) = 20, 이송나사 베어링부 마찰계수KB = 0.01

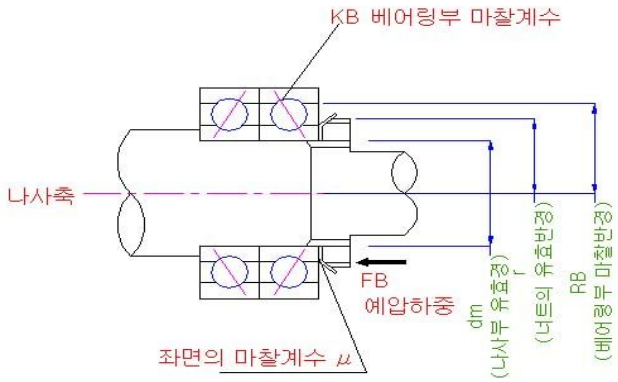


Fig. 2-74 Screw bearing part(preload)

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

■ 모터 축 환산 총 부하 GD²(GD)를 계산하였다.

$$GD(kgf^2) = GB + GW + GO + GR = 0.000339 + 0.001013 + 0.0001 + 0 = 0.001452$$

- 이송나사의 모터축 환산 GD²(GB)의 계산

$$GB(kgfm^2) = 7.86 \cdot \pi \cdot LB \cdot DM^2 \cdot RT^2/(8 \cdot 10^n)(n=12) =$$

$$7.86 \cdot \pi \cdot 1000 \cdot 18.2^2 \cdot 1^2/(8 \cdot 10^n)(n=12) = 0.000339$$

(단, DM ; 이송나사의 외경과 골지름의 평균 지름)

$$DM(mm) = (DO + DI)/2 = (20 + 16.4)/2 = 18.2$$

- 워크 테이블의 모터축 환산 GD²(GW)의 계산

$$GW(kgfm^2) = WW \cdot L^2 \cdot RT^2/(\pi \cdot 10^n)(n=6) = WW \cdot L^2 \cdot RT^2/$$

$$(\pi \cdot 10^n)(n=6) = 100 \cdot 10^2 \cdot 1^2/(\pi \cdot 10^n)(n=6) = 0.001013$$

- 전동계의 모터축 환산GD²(GO)의 계산

$$GO(kgfm^2) = IO \cdot GA/250$$

$$= GA \cdot [2 \cdot \pi \cdot MDC \cdot (DB^4 \cdot WD + DF^4 \cdot FT)/GA \cdot (3.2 \cdot 10^n)]/250(n=10)$$

$$= [2 \cdot \pi \cdot 2.79 \cdot (38^4 \cdot 22 + 0)/(3.2 \cdot 10^n)]/250(n=10) = 0.0001$$

$$(\text{단}, IO = GA \cdot 2 \cdot \pi \cdot MDC \cdot (DB^4 \cdot WD + DF^4 \cdot FT)/GA \cdot (3.2 \cdot 10^n)(n=10))$$

여기서, MDC = 커플링(토크리미터)의 재질 밀도, DB(mm) = 커플링 보스경, WD(mm) = 커플링 보스의 넓이, DF(mm) = 커플링 플랜지경, FT(mm) = 커플링 플랜지의 두께이다. 또한, Motor Size 무지정시의 계산은 다음과 같은 식에 의해 계산하였다.

- 소요 최대 가속 토크 TA의 계산

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

$TA(kgfm) = (GD + GM) \cdot NO/(3.75 \cdot T5 \cdot ER)$

$= (0.00145 + 0.000967) \cdot 3000/(3.75 \cdot T5 \cdot ER) = 0.3867$

(단, GM: 모터의 GD^2)

$GM(kgfm) = GD/RDM = 0.00145/1.5 = 0.000967$

$T5(s); 0 - N0rpm$ 가속시간 $= 0.05$

RDM; 부하/모터 이너샤의 비율 $= 1.5$

- 소요 최대 시동 토크 TN의 계산

$TN(kgfm) = TA + TF = 0.3867 + 0.01611 = 0.4028$

(단, TF: 부하의 마찰 토크 $= 0.01611$)

- 소요 최대 시동 토크의 체크

부하/모터 이너셔의 비율 RDM에 따라서 가정한 사이즈의 모터소요최대 토크 TN을 낼 수 있는지를 메이커의 카달로그에서 확인하였다.

- Motor Size 지정시의 계산은 카달로그 데이터에서 TM과 GM의 수치를 판독하고 최대가속 시의 0 - N0rpm 가속시간 T5를 계산하였다.

$T5(s) = (GD + GM) \cdot NO/(375 \cdot TM - TF)$

$= (0.00145 + 0.001) \cdot 3000/(375 \cdot (0.5 - 0.01611)) = 0.04051$

모터의 최대 출력 토크 TM(kg_fm) = 0.5

GM(kg_fm^2) = 0.001

구간별 토크의 계산은 계산을 단순화하기 위해 운전 상태를 다음과 같이 모델화 하였다.

==> 외부하중이 작용하지 않을 경우(3구간) :기동 ~ 고속 주행 ~ 감속 ~ 정지

구간별 토크의 계산 : 아래의 계산수치는 외부 하중이 작용하지 않을 때에 최대 가속시의 수치이다.(단위는 모두 kg_fm)

1의 구간 ; TN = TF + TA = 0.5

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

2의 구간 ; 나사 이송 부하

$TF=(L \cdot (KF \cdot F4+100 \cdot (WW+FA) \cdot KG/E1)/(2 \cdot \pi)+FB \cdot RB \cdot KB) \cdot$

$RT/(10 \cdot ER)$

$=(10 \cdot (0.14 \cdot 30+100 \cdot (100+100) \cdot 0.01/93)/(2\pi)+30 \cdot 20 \cdot 0.01) \cdot$

$1/(10 \cdot 100)=0.01611$

3의 구간; $TQ = TF - TA = TF - (TM - TF)$

$= 0.01611 - (0.5 - 0.01611)$

$= -0.4678$ (단, TA; $0 - NOrpm$ 까지의 가속 토크)

모터 사이즈 지정 시, $TA = TM - TF$

- 실효 토크 TT의 계산은 다음과 같다.

$TT(kgfm) = ((TN^2 \cdot T5 + TF^2 \cdot (TR - T7 - 2 \cdot (T5 + T6)) + TU^2 \cdot T6 +$

$TL^2 \cdot T7 + TP^2 \cdot T6 + TQ^2 \cdot T5)/(TR + TS))^n (n = 1/2)$

$= ((0.5^2 \cdot 0.0405 + 0.01611^2 \cdot (1 - 2 \cdot 0.0405) + (-0.4678)^2 \cdot$

$0.0405)/(1+1))^n (n = 1/2) + 0.09805$

- 소요 정격 토크 TE의 계산은 다음과 같다.

$TE(kgfm) = SF \cdot TT \cdot 100/SK = 1.5 \cdot 0.09805 \cdot 100/100 = 0.1471$

모터 정격 토크가 0.1471kgfm 이상이고 최대 토크가 0.403kgfm 이상의 서보 모터를 메이커의 카달로그에서 선정하였다.

- 최적 감속비 RP의 계산은 다음과 같다.

$RP = 1/((250 \cdot GD \cdot AW/GA/RT/RT + TF/RT) \cdot GA/2.5 \cdot AW \cdot ER))^n$

$(n = 1/2) = 1/((250 \cdot 0.00145 \cdot 7755/9800/1/1 + 0.01611/1) \cdot 9800/$

$(2.5 \cdot 0.001 \cdot 7755 \cdot 100))^n (n = 1/2) = 1/1.2375 = 0.8081$

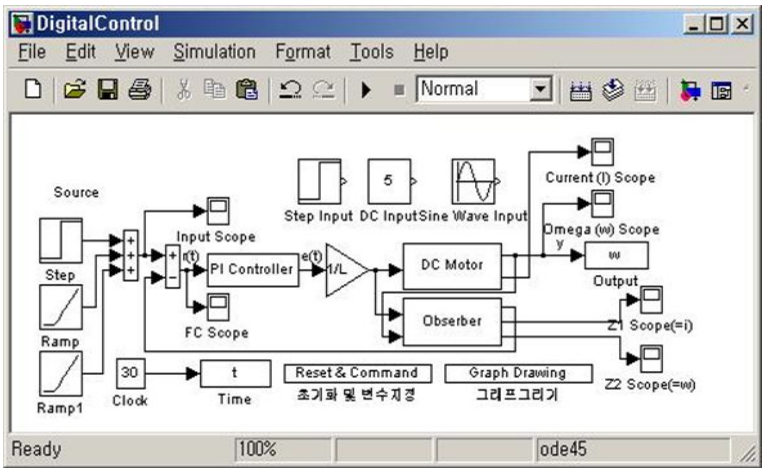
(단, AW; 나사축 최대 각가속도)

$AW(rad/s^2) = \pi \cdot NO \cdot RT$

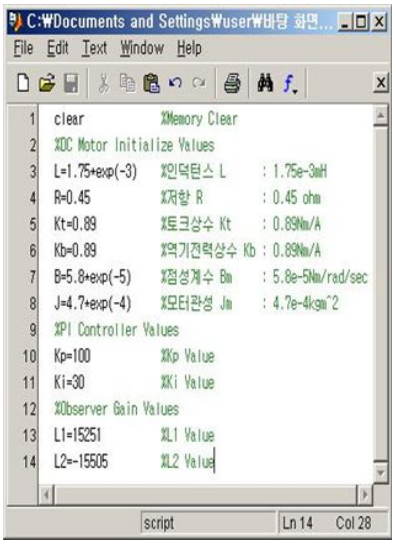
Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

서보 시스템의 응답성이 우수한 구동성능 확보를 위하여 Optimal Control 알고리즘을 구현하여 시뮬레이션을 진행하였다. 또한, Lab view VI 설계 전 Matlab/ Simulink를 이용하여 DC/AC 서보시스템의 구동 성능을 시뮬레이션을 진행하여 응답성 비교 분석을 수행하였다. 다음 Fig. 2-75는 DC Servo Motor의 PID 제어 알고리즘 및 제어 변수 설정값을 나타내고 있다[41~44].



(a)



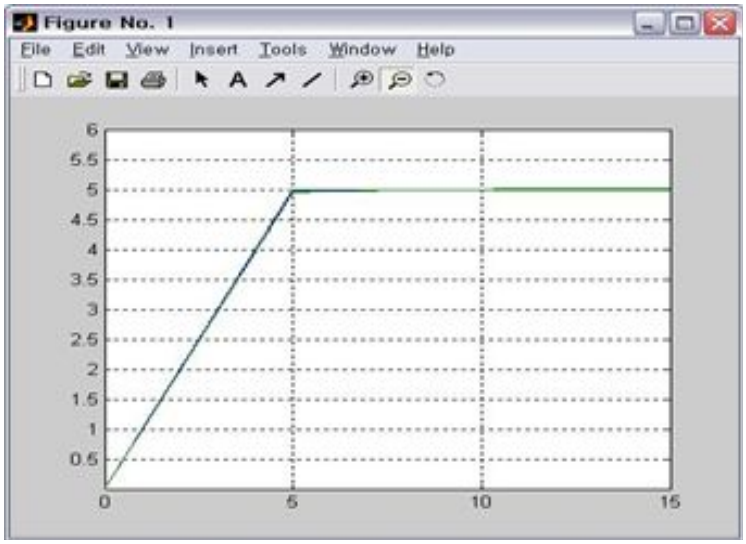
(b)

Fig. 2-75 PID control algorithms and control parameter of DC servo motor

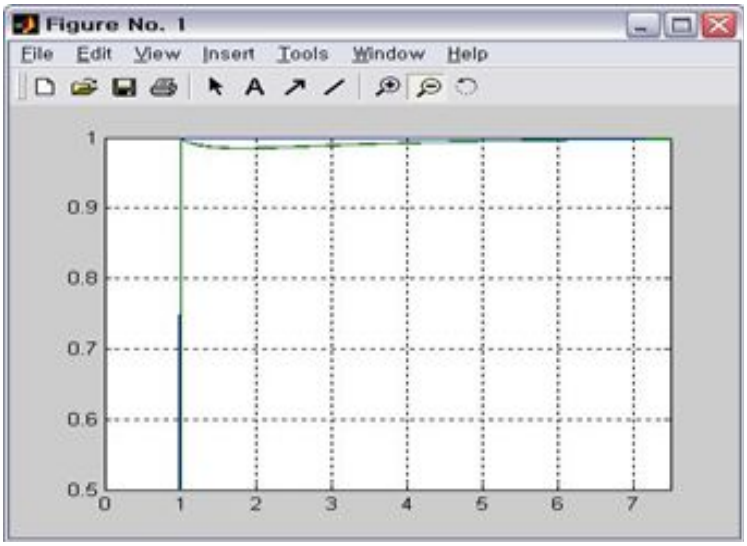
Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Fig. 2-76은 DC서보 시스템의 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다. 각 각 (a)~(d)는 램프파형에 대한 전류파형, 계단입력에 따른 전류파형, 램프파형에 대한 각속도 파형, 계단입력에 따른 각속도 파형을 나타내고 있다.



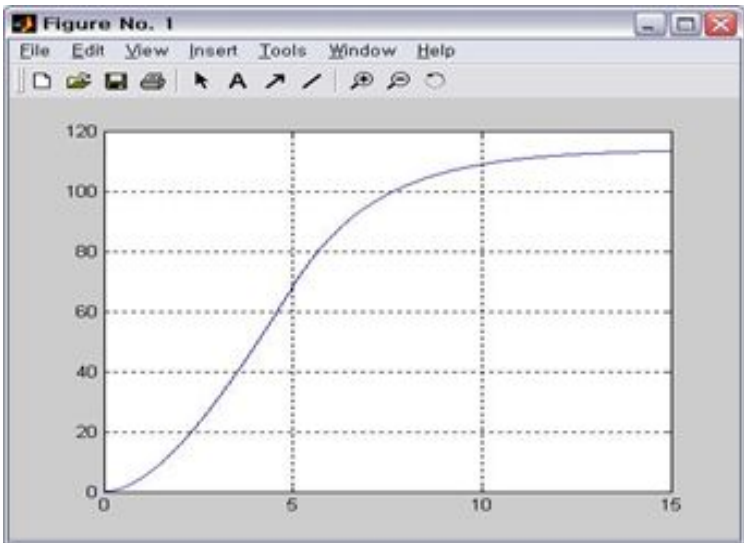
(a) Current Wave to The Ramp Input



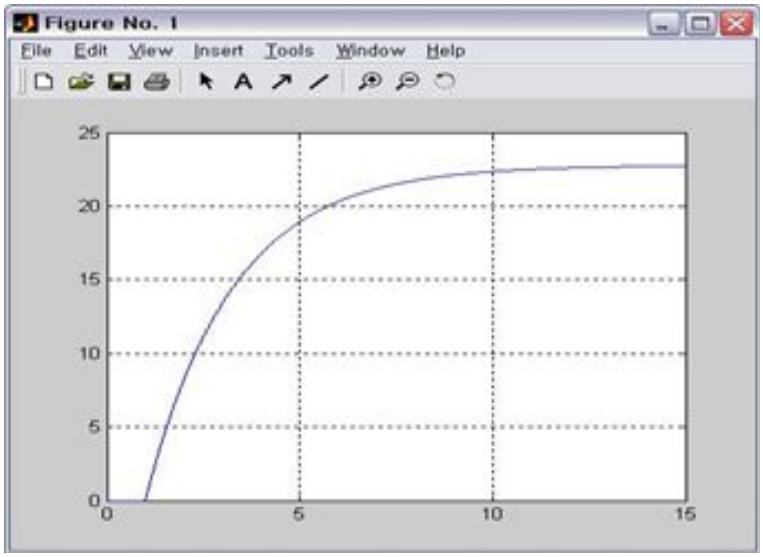
(b) Current Wave to The Step Input

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(c) Angular Speed Wave to The Ramp Input



(d) Angular Speed Wave to The Step Input

Fig. 2-76 The simulation results of DC servo system

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

또한, Fig. 2-77과 같이 DC servo motor의 PDI 제어 알고리즘을 모델링 하였으며, 구형파 및 계단 입력에 따른 각속도 파형의 시뮬레이션 결과를 Fig. 2-78에 나타내었다.

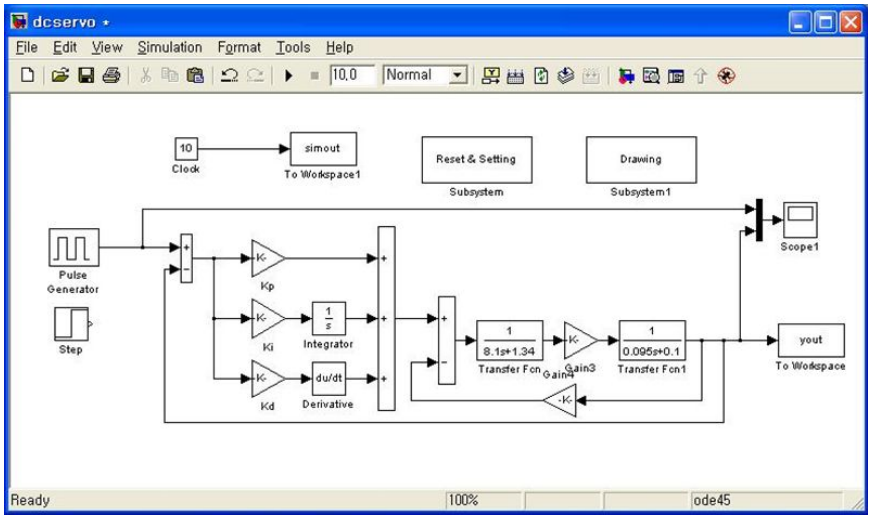
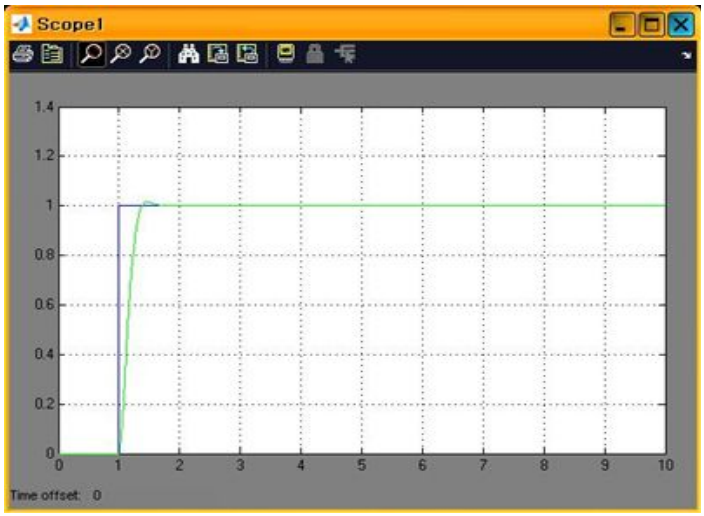


Fig. 2-77 PDI control algorithm modeling of DC servo motor

(a) Angular Speed Wave to The Square Wave Input

Collection @ chosun

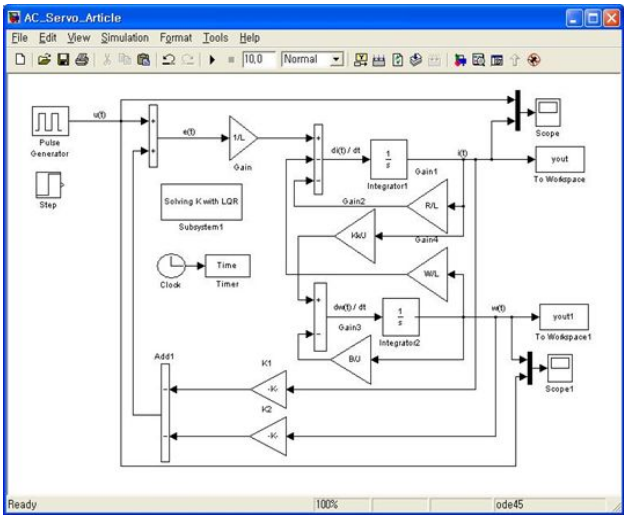
조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(b) Angular Speed Wave to The Step Input

Fig. 2-78 Angular speed wave simulation

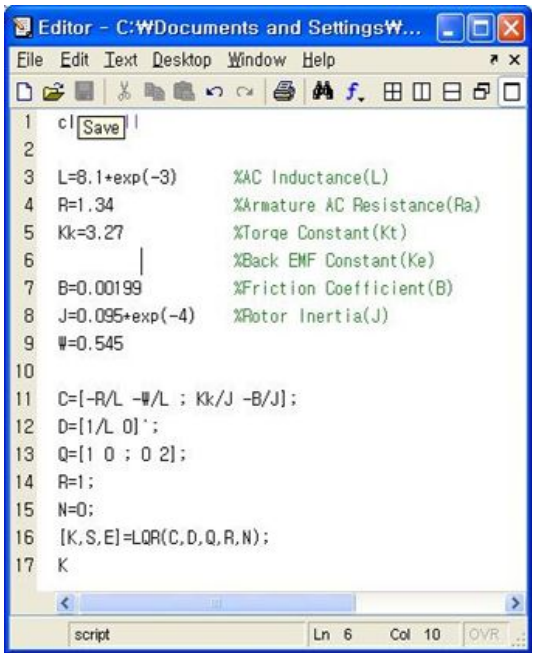
다음 Fig. 2-79는 AC 서보시스템의 PID 제어 및 제어변수 설정값을 나타내고 있으며, Fig. 2-80은 DC 서보시스템 시뮬레이션 결과로써, 각 각 (a)~(d)는 구형파에 따른 각속도 파형, 계단 입력에 따른 각속도 파형, 구형파에 대한 전류파형, 계단입력에 따른 전류파형을 나타내고 있다.



(a)

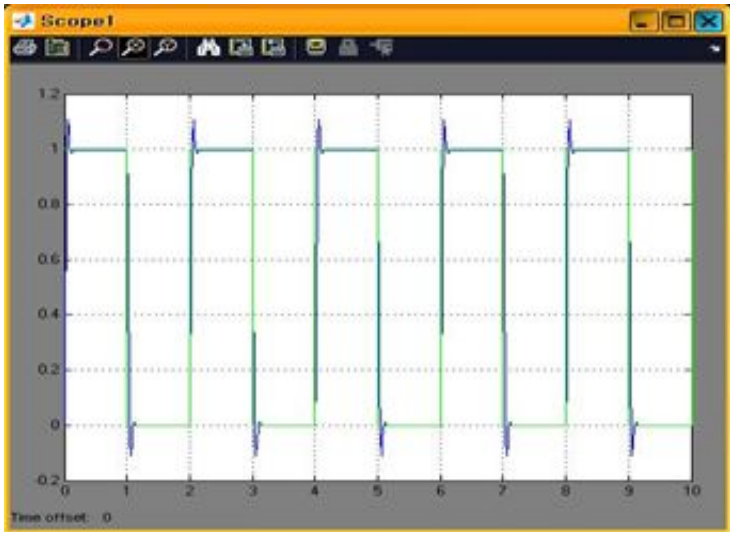
Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(b)

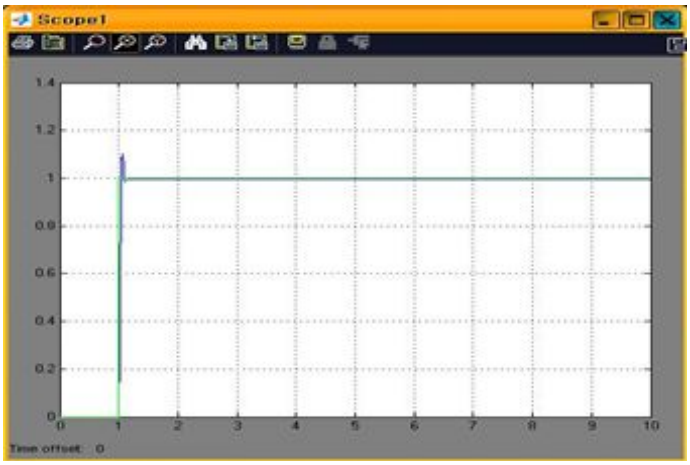
Fig. 2-79 PID control for AC servo system and control variable



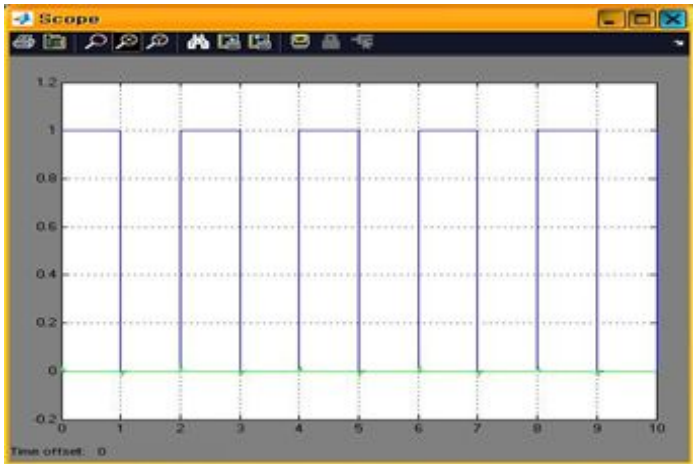
(a) Angular Speed Wave to The Square Wave Input

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



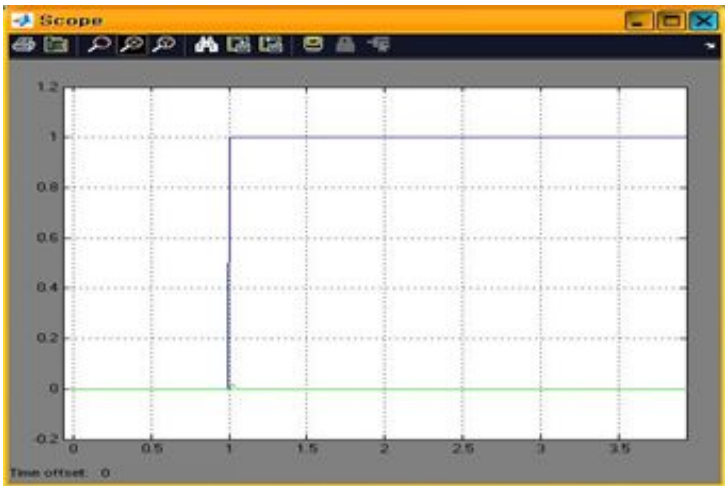
(b)Angular Speed Wave to The Step Input



(c) Current Wave to The Square Wave Input Input

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(d) Current Wave to The Step

Fig. 2-80 The simulation results of DC servo system

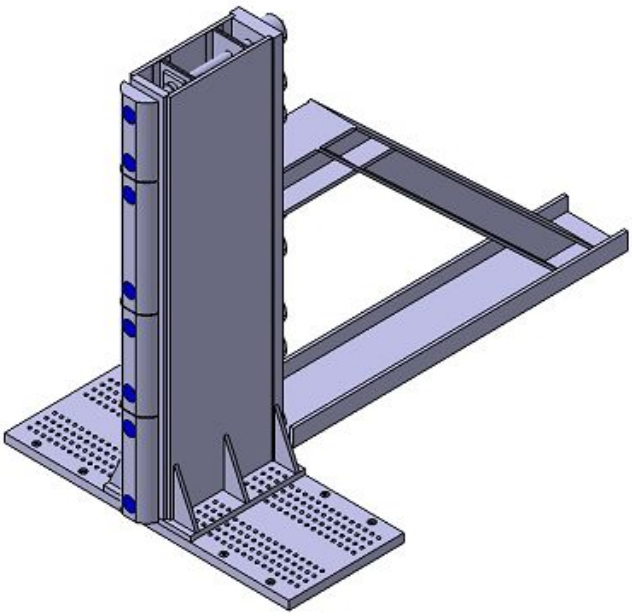
시뮬레이션 결과에서 나타난 것 같이 PI제어와 PID제어의 제어 효용성과 최적제어의 용성을 비교한 결과 최적제어 이론을 접목하여 AC Servo Motor의 속도를 제어하는 것이 PID제어에 비해 오차가 감소함과 동시에 응답 특성도 빨라짐을 알 수 있었다. 최적제어 이론을 적용하여 AC Servo Motor의 구동을 시뮬레이션 외란과 불확실성에 민감한 부분들에 대한 사항들에 대해서는 모두 반영 못하였다. (AC Servo Motor에서 출력 전류의 파형이 예상치 못한 값 도출)

바. Rigid Pole 설계

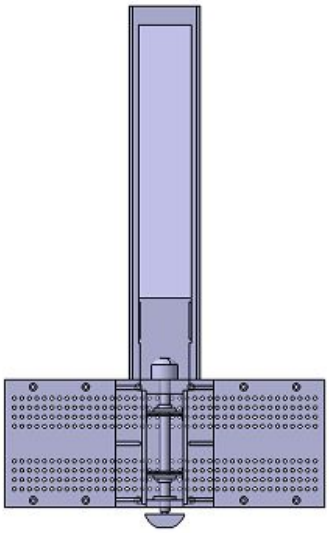
Rigid Pole 설계는 USA NHTSA의 기준에 준하여 설계/제작하고 직접적인 차량테스트가 아닌 실차용 도어를 지그에 장착하여 59km/h까지 가속한 후 Rigid Pole과 충돌 시 충격하중 Impact Beam 변형 및 변위량, 상해치 판단 기준 데이터를 수집하기 위해 실시하였다. Rigid Pole을 Pole Face 는 각각 8개의 로드셀을 장착하여 충돌 시 발생하는 하중을 측정하였다. Fig. 2-81의 3D 형상은 Basic Design 된 Rigid Pole을 나타내고 있다.

Collection @ chosun

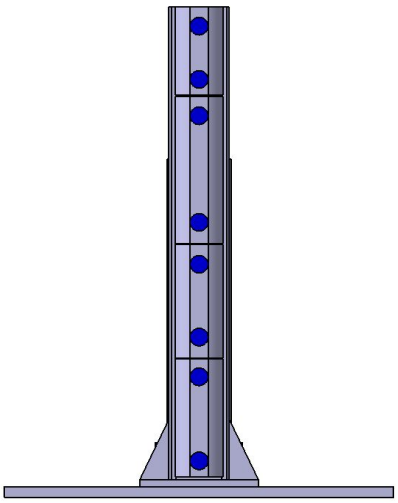
조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(a) Isometric View of Impact Pole



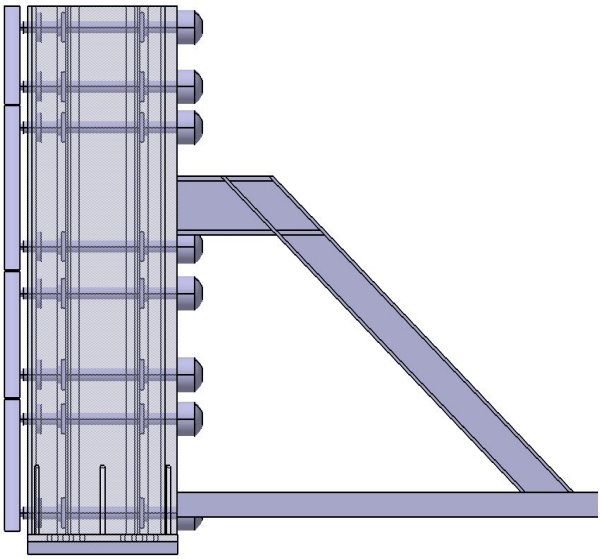
(b) Top View of Impact Pole



(c) Front View of Impact Pole

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(d) Right View of Impact Pole

Fig. 2-81 Basic design of impact pole

사. 도어 임팩트 테스터 설계

(1) Basic Concept 설계

아래의 그림은 초기 Impact Beam 충돌 시스템의 초기 구상 모델을 3차원화 한 것을 나타낸 것이다. 본 시스템은 크게 수직 배치된 Pole을 중심으로 양방향에 LM 가이드 시스템을 장착하고 Impact Beam 이 장착된 실차 Door를 Loading 할 수 있는 Door Supporter와 충돌 직전까지 구동 및 이송의 기능을 하는 서보 시스템으로 구성하고자 하였으나, Scale down 한 예비 테스터 제작 결과 이송부 및 서보 시스템에 극한의 충돌하중 발생과 기구부의 다소 복잡한 메카니즘 설계가 이루어져야 하므로, 본 시스템의 Basic Design(BD) 은 Fig. 2-82와 같이 자유낙하 방식의 수직충돌 타입으로 변경하였다. 중력 가속도에 의한 질량체(임팩터)의 수직 자유낙하 방식으로 설계를 변경하여 도어 임팩트 테스터 설계를 하였으며, Door Impact Beam 시험 장치의 3D-Modeling을 Fig. 2-83에 나타내었다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

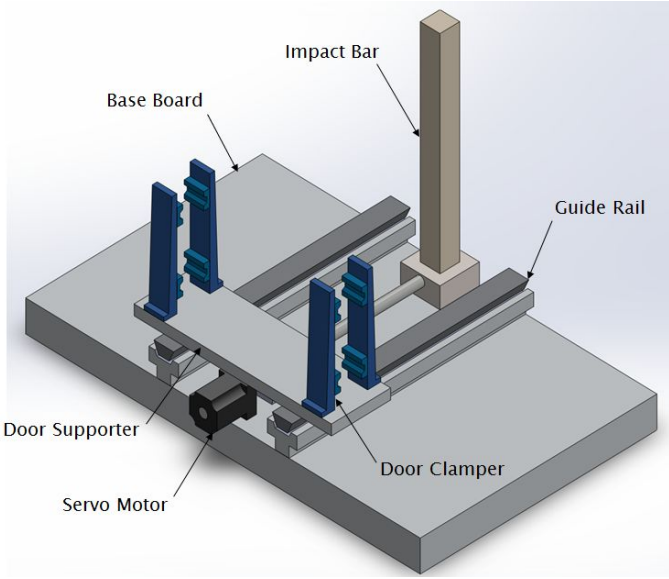


Fig. 2-82 First Concept of Impact Beam Tester

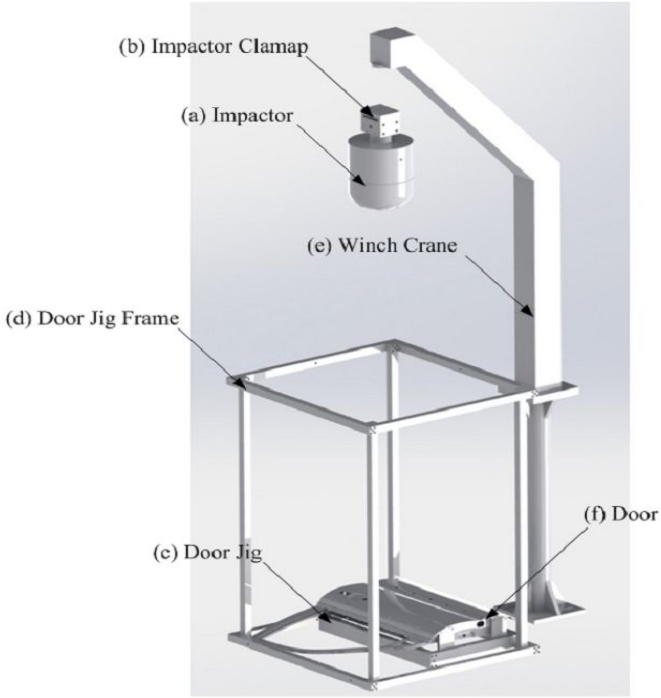


Fig. 2-83 Final Design of Door Impact Beam Tester

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

본 충돌시스템은 다음과 같이 구성하였다[45].

- Impactor : 질량 80kg±10 이내로 설계하였으며, SM45C 재질로 제작. 임팩터 내부에 디스크 형 로드셀이 장착되어 최대하중 20,000 kg_f 까지 측정할 수 있도록 제작.

- Impactor Clamap : 임팩터를 수직 자유 낙하 시키기 위한 고정부로 클램프 지그와 결합 되어 양단에 박형 공압실린더가 장착되어 로드의 전/후진에 따라 임팩터를 Release 하는 기능.

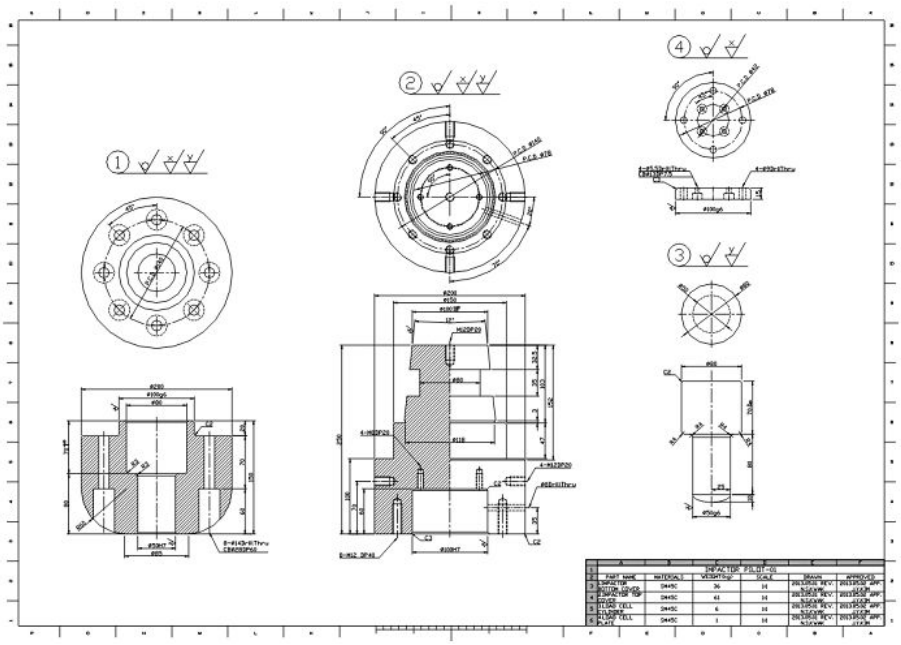
- Door Jig : 임팩터의 수직 자유 낙하 시, 도어를 구속시키는 지그부로 도어 양단의 힌지부 고정 및 도어 필러의 곡면을 점접촉 방식으로 구속하는 기능.

- Door Jig Frame : 충돌실험 시, 임팩터의 2차 충격을 대비하여 임팩터경로 이탈을 방지 하도록 임팩터 4-Point에 와이어 케이블을 장착하여 실험의 안전을 고려하기 위한 기능.

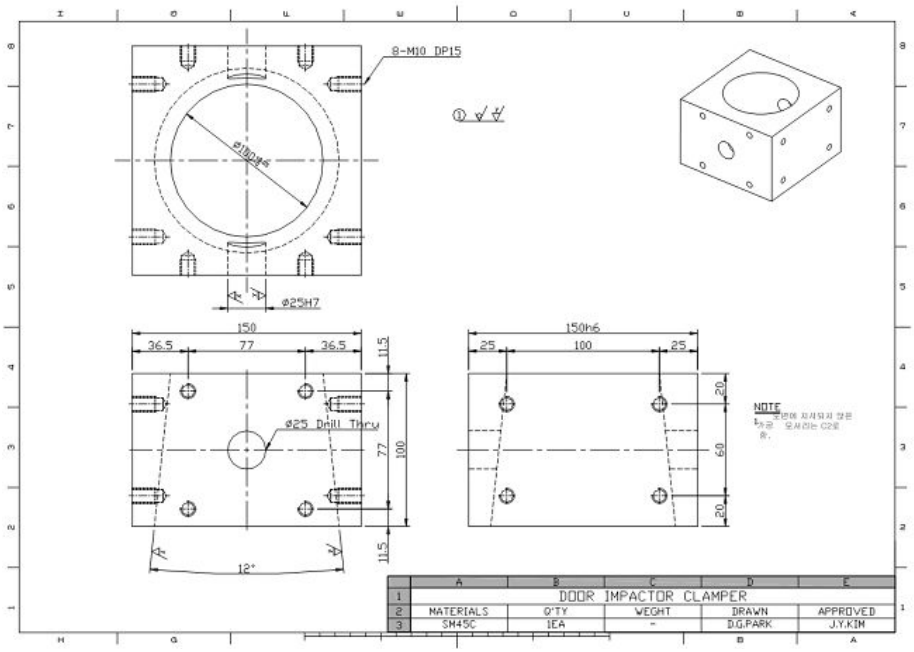
- Winch Crane : 임팩터와 임팩터 클램프를 수직방향으로 이송하기 위한 장치로, 낙하지점에서는 임팩터만 분리되어 자유낙하 될 수 있도록 설계.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



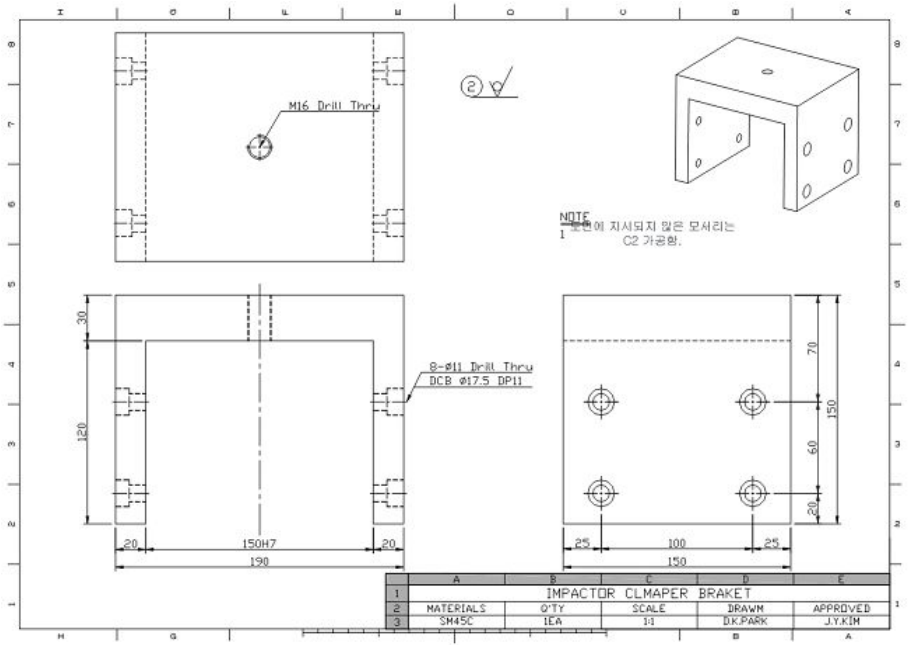
(a) Impactor



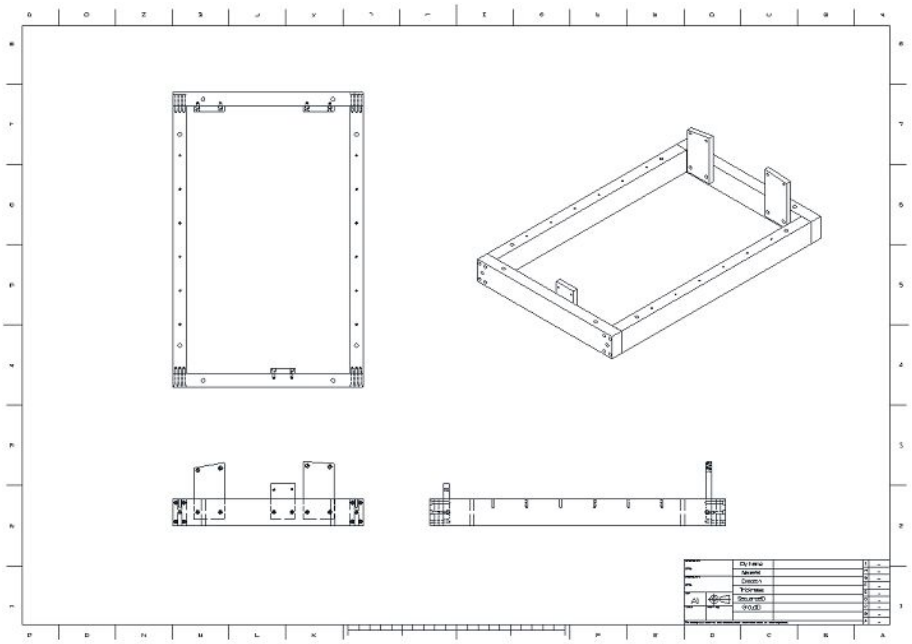
(b) Impactor Clamp

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(c) Impactor Clamp Fixed Jig



(d) Door Jig

Fig. 2-84 Door impact tester

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

(2) 임팩터 릴리스용 박형 공압실린더 및 유니트 선정

Table 2-14 Selection of pneumatic units

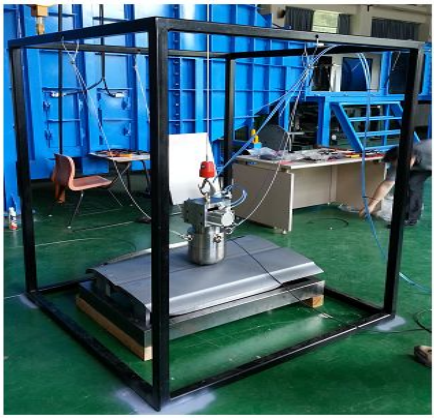
No.	Item	Model
1	CYLINDER	CQ2B80-25DZ
2	UNIT	AW30-03BE
3	VALVE	VH312-03
4	SPEED CON/	AS3201F-03-08S
5	FITTING	KQ2T08-00
6	FITTING	KQ2H08-03S
7	FITTING	KQ2L08-03S
8	SILENCER	AN30-03
9	HOSE	TU0805BU-20

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

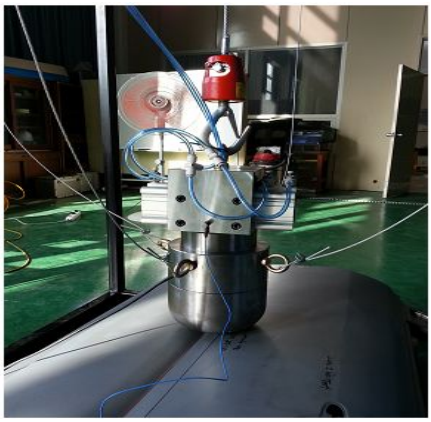
(3) 도어 임팩터 충돌 시험장치 제작 및 설치

다음과 Fig. 2-85와 같이 도어 임팩터 충돌 시험장치를 제작하여 설치하였다. 전체 위치에서 중심을 잡고 오차범위 내에 오기위한 타점 위치의 보정 작업을 통해 설치를 하였다. 도어 임팩트 충돌테스터는 지면 고정 작업과 공압 배선 연결 및 윈치 크레인과 충돌 실험 제어용 PC설치하여 실험을 진행하였다.



(a)

(b)



(c)

Fig. 2-85 Door impact tester installation

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

(4) 도어 임팩터 충돌실험 제어 프로그램 설계[46~50]

LabVIEW를 이용한 제어 프로그램은 로드셀로부터 임팩터의 충격력을 측정하며, 동시에 도어 임팩트 빔에 부착한 스트레인게이지의 변형량을 실시간 모니터링 및 저장이 가능하도록 설계하였다. 또한 임팩터 조작부(실린더)와 도어부에 각각 가속도센서를 부착하여 동일 시간에 따른 충격량 변화를 확인할 수 있도록 하였다. 또한, 각 센서로부터 측정된 데이터는 최초 입력신호와 캘리브레이션을 통해 변환한 값을 동시에 획득하여 데이터 분석이 다양하게 구성하였다. Fig. 2-86은 도어 임팩트 빔 테스터 제어 프로그램 VI(Labview Coding)을 나타내고 있다.

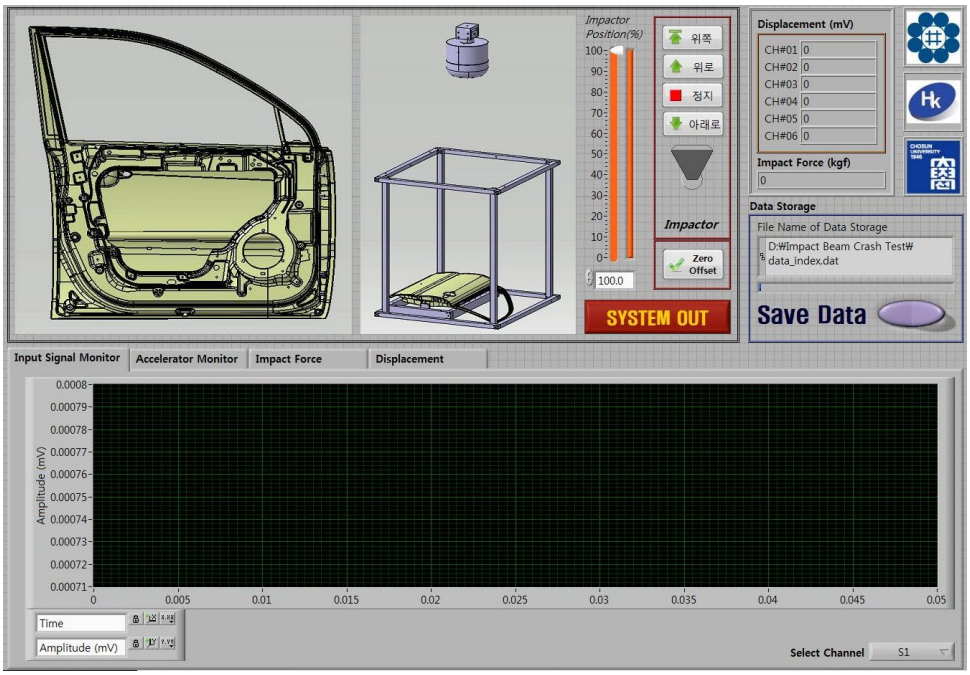


Fig. 2-86 Control program of door impact beam

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

이를 바탕으로 도어 임팩터 예비 충돌실험을 수행하였다. 예비 실험에서는 스트레인 게이지 부착하지 않는 상태에서 충돌시간 및 충돌에너지 분석을 위한 데이터 수집이 목적이며, 제작된 시스템의 구동 성능을 확인하였다. 다음 Fig. 2-87은 기준 도어 임팩트 빔을 대상으로 예비 실험 테스트 결과을 나타내고 있다.

(a)

(b)

Fig. 2-87 Tests Photos of door impact beam

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

다음 Fig. 2-88은 예비 실험 테스트 데이터로서 로드셀 및 각속도계의 시그널을 분석한 것이다.

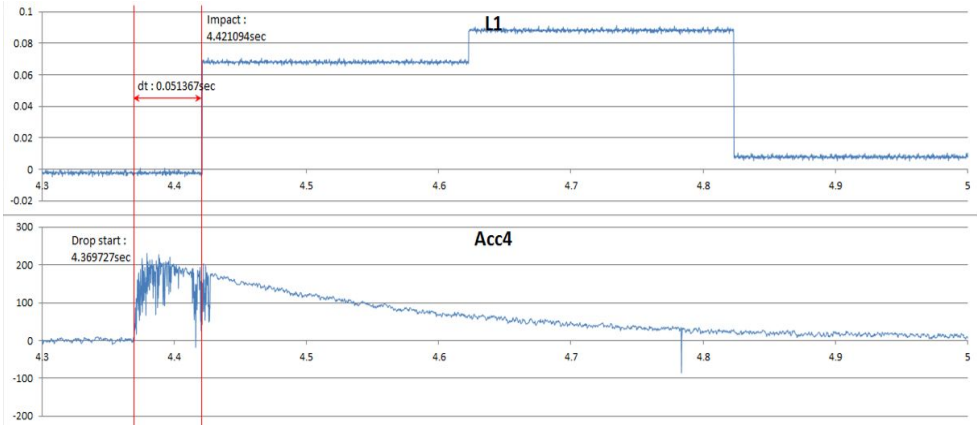


Fig. 2-88 Load cells and accelerometer signal analysis

기준 도어를 이용한 예비실험에서는 1,400mm 의 낙하지점에서 임팩터를 수직 자유낙하 시켜 충돌 시 로드셀 및 가속계 시그널을 실시간으로 획득하여 수집된 데이터를 분석하였다. 실험결과, 충돌 시 도어측면 부와 충돌 후 2차 충돌이 발생하였으나, 2차 충돌 시 로드셀의 히스테리시스 현상발생으로 획득되는 데이터가 증폭되어 2차 하중 데이터가 수집되지만 이는 임팩터와 도어지그에 각각 부착된 가속도계 시그널로 통하여 초기 낙하시간과 충돌시간(dt)를 분석해본 결과, 2차 로드셀 하중 데이터는 무시하여도 무관한 것으로 판단되었다. 테스트 시작 0[sec]에서 임팩터 낙하 시간은 4.369727[sec]이며 충돌 후 시간은 4.421094[sec]으로 확인할 수 있었으며, 이에 따라 충돌 시간(dt)은 0.051367[sec] 분석되었다. 위의 그래프에서 확인 할 수 있듯이 로드셀 하중 데이터가 획득되는 타임은 임팩터 충돌 후 시간 이후 정상적으로 획득되고 있음에 따라, 최종 실험을 통하여 임팩트 빔의 변형량 분석 및 충돌에너지 데이터를 분석하고자 한다.

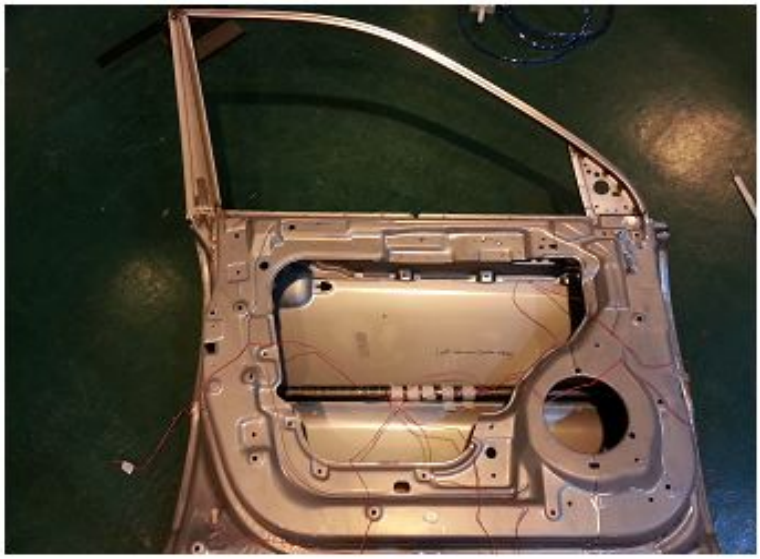
Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 장 도어 임팩트 빔 충돌 시험 및 고찰

제 1 절 임팩트 빔 충돌 시험

본 실험은 3가지 타입의 도어 임팩트(Steel 재질, Al 프로파일, Fibre Composite)에 대해 실험을 수행하였으며, 수직 자유 낙하 거리는 2,000[mm]±4[mm]에서 임팩트를 낙하 시켰다. Impact Beam의 변형량 측정을 위해서는 6개의 포인트인 빔의 중심 포인트에서 변형량이 심하게 발생될 수 있는 중점 부분을 30[mm]간격으로 6개의 스트레인 게이지를 부착 하였다. 또한, 스트레인 게이지는 저항값 119.6±04[Ω], 게이지 길이는 2[mm]이며, 휘스톤 풀 브릿지를 사용하여 실험을 수행하였다[51~53].

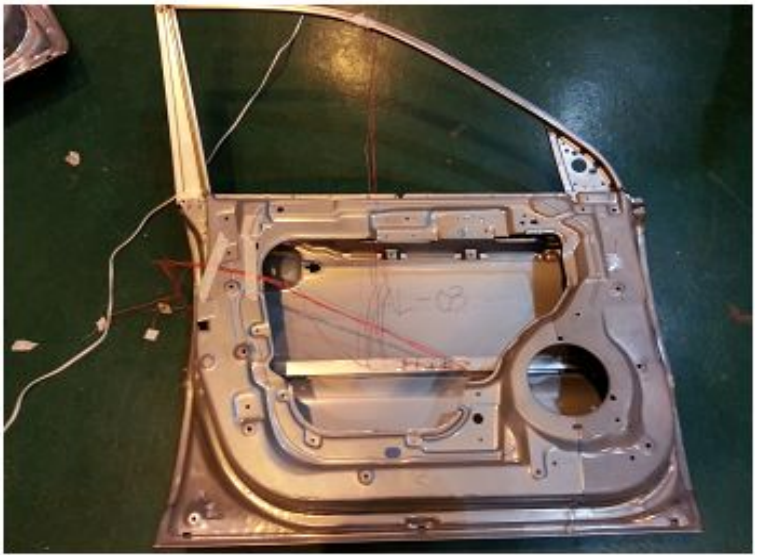


(a) Steel Impact Beam

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

(b) Fibre Composite Beam

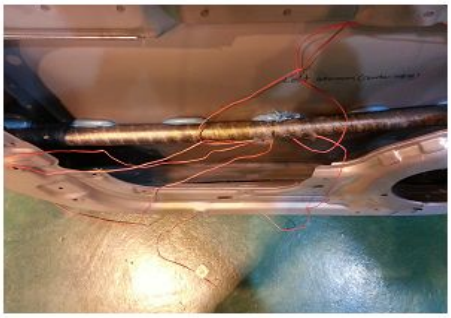


(c) Al Impact Beam

Fig. 3-1 Impact beam installed strain gauge

Collection @ chosun

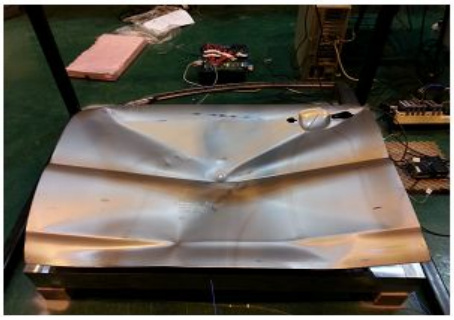
조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



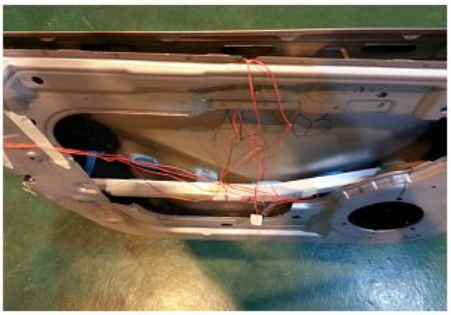
(a) Beam deformation after the collision test(Steel Beam)

(b) Strip deformation after the collision test(Steel Beam)

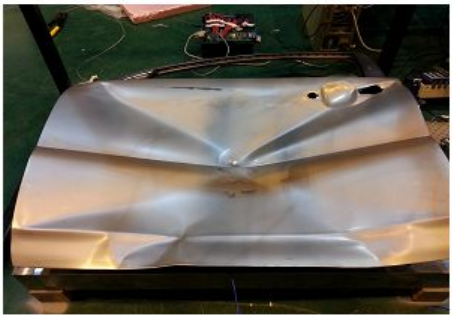
(c) Beam deformation after the collision test(Fibre Composite Beam)



(d) Strip deformation after the collision test(Fibre Composite Beam)



(e) Beam deformation after the collision test(Al Impact Beam)



(f) Strip deformation after the collision test(Al Impact Beam)

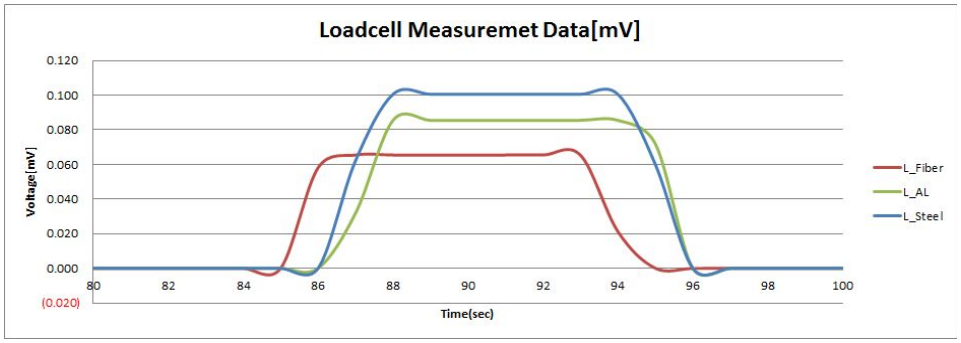
Fig. 3-2 Collision test results for each material impact beam

Collection @ chosun

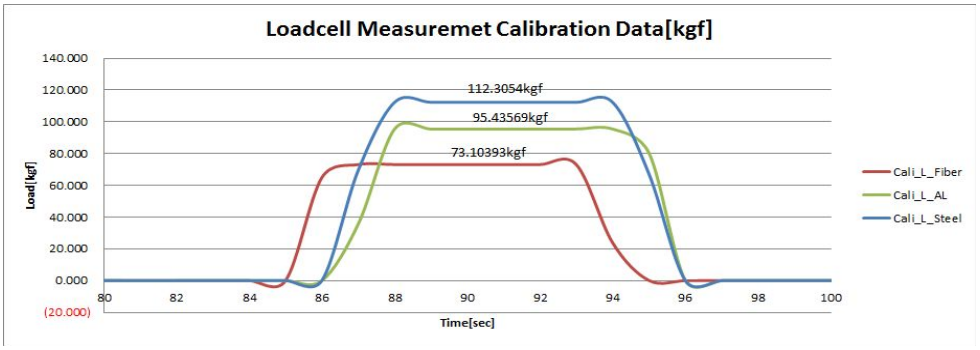
조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 2 절 로드셀 측정 데이터 분석

Steel Beam, Fibre Composite Beam, Al Impact Beam의 임팩터 충돌 시 로드셀을 통하여 측정된 [mV]값을 Calibration 하여 충돌하중[kg_f] 을 환산하여 데이터를 분석하였다[54~57].



(a) Results of Load-Cell Signal[mV]



(b) Results of Calibration Data[kg_f]

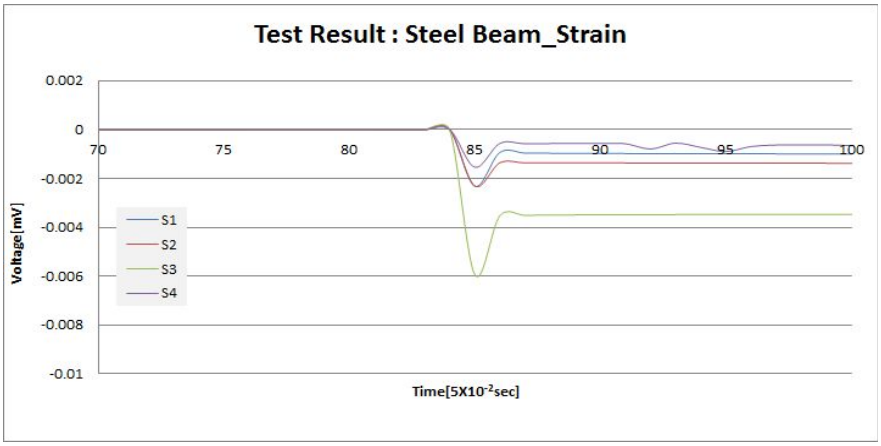
Fig. 3-3 Load-cell data analysis for each material

실험결과, Steel 재질의 경우, 112.3054[kg_f]이며 Al Impact Beam은 95.43569[kg_f], Fibre Composite Beam은 73.10939[kg_f]로 분석되었으며, Steel 재질에서 최대 충격하중이 발생된 것으로 확인되었다. 따라서, 기존 Steel 빔에 비해 Al Impact Beam과 Fibre Composite Beam의 강도특성은 각각 23.4%, 34.8% 향상 된 것으로 판단된다.

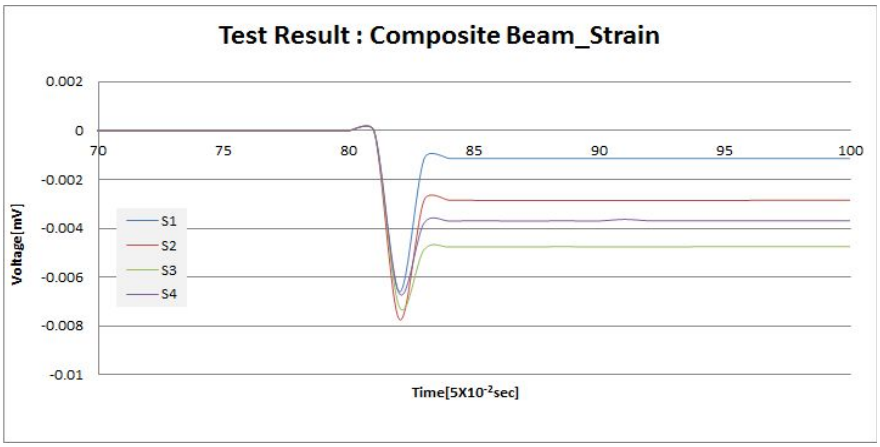
Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 절 스트레인 측정 데이터 분석



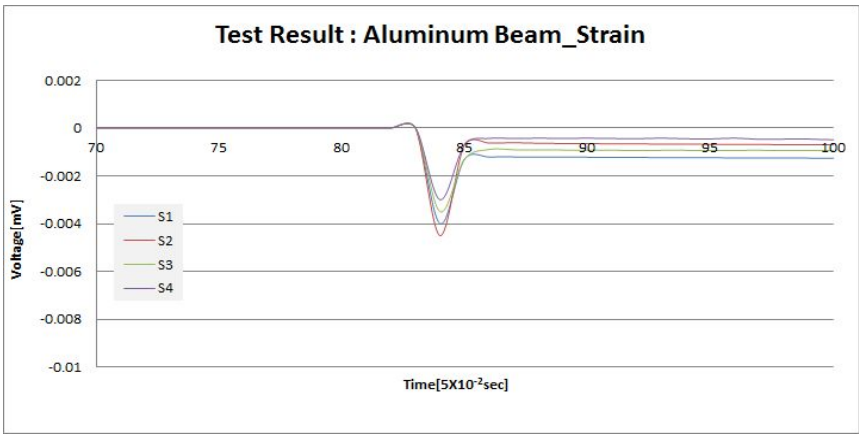
(a) Results of Steel Beam Strain



(b) Results of Composite Beam Strain

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(c) Results of Aluminum Beam Strain

Fig. 3-4 Strain measurement result for each material

Table. 3-1 Collision load result for each material

Materials	Force(kg_f)
Steel	112.30540
Fibre Composite	73.10393
Aluminum	95.43569

Table. 3-2 Strain data result for each material

Strain(mV)	Steel	Fibre Composite	Aluminum
①	-0.002320	-0.006599	-0.004152
②	-0.002310	-0.007723	-0.004512
③	-0.005940	-0.007205	-0.003524
④	-0.001539	-0.006654	-0.003105

위의 Strain 결과의 Strain 데이터 분석값은 Steel Beam이 Strain 최소값을 나타내는 것으로 확인하였으며, Aluminum Beam은 중간값, Fibre Composite Beam이 최고값을 나타내었다. 이 분석결과는 충격에너지가 변형에너지 변환되면서 이 변형에너지가 각 재질별 임팩트 빔의 변형율 차이를 발생시킨 것으로 판단되며, 즉 Fibre Composite Beam과 Aluminum Beam 은 충돌 에너지를 흡수하여 이를 변형에너지로 변환시킨 것이며, Steel Beam의 Strain 값에 비교하여 중간값과 최대값을 갖는 원인이 됨을 알 수 있었다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 4 장 결 론

본 연구를 통해 경량화 Impact Beam은 기존 Steel 소재가 아닌 경량화 소재인 알루미늄을 적용하여 최적화 구조 설계/해석을 진행하였으며, 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

1. 추가 경량화를 위해 Door 조립용 BRKT의 소재 변경 및 설계/해석을 통해 Al Impact Beam결합용 BRKT을 프레스공법을 통하여 개발하였으며, Al Impact Beam과 BRKT을 Door와 조립하여 충돌시험용 Door Ass'y를 제작하였다.

2. 개발된 Al Impact Beam의 평가를 위한 충돌시험을 위한 테스터기를 신규 설계 및 제작하였고, Steel Impact Beam을 적용한 Door Ass'y의 시험 Data를 기준으로 하여 Al Impact Beam 적용 Door Ass'y 시험 Data와 복합재 Impact Beam 적용 Door Ass'y 시험 Data를 분석하여 연구 결과를 도출하였다.

3. 로드셀 측정 데이터 분석 결과 Steel 재질의 경우, 112.3054[kg_f]이며 Al Impact Beam은 95.43569[kg_f], Fibre Composite Beam은 73.10939[kg_f]로 분석되었으며, Steel Impact Beam에 비해 Al Impact Beam과 Fibre Composite Beam의 강도특성은 각각 23.4%, 34.8% 향상 된 것으로 판단된다.

4. 스트레인 측정 데이터 분석 결과 Fibre Composite Beam과 Aluminum Beam은 충돌 에너지를 흡수하여 이를 변형에너지로 변환시킨 것이며, Steel Beam의 Strain 값에 비교하여 중간값과 최대값을 갖는 원인이 됨을 알 수 있었다.

5. 경량화 Impact Beam Ass'y 설계/제작 완료 및 충돌시험 평가 결과 기존의 Steel Beam이 아닌 Fibre Composite Beam과 Aluminum Beam의 적용가능성을 통해 약 30%이상 경량화 된 Impact Beam의 개발에 관한 연구를 성공적으로 수행하였다.

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

REFERENCE

1. D. H. Basavaraju, "Design and Analysis of Composite Beam for Side Impact Protection of a Sedan", MSc Thesis, Whichita State University, 1998.
2. Y. Zhang, X. Lai, P. Zhu, W. Wang, "Lightweight design of automobile component using high strength steel based on dent resistance", Mater Des 27. pp. 64-68, 2006.
3. T. L. Teng and C. L. Wu, "Numerical Simulation of Side Impact Crashes", Info. Tech. J. 10, 7, 1462-1467, 2011.
4. R. S. R. Husin, N. L. T. Lile, S. Yaacob, "Optimization of Circular Side Door Beam for Crashworthiness", Int.J.on Adv. Science., Eng. Inf.Tech, V2, N3, 2012.
5. www.azom.com/news,"Fuel Efficiency Stimulates Use of Lightweight Materials in Automobile Industry,"(Cited 2005).
6. Federal Motor Vehicle Safety Standards (FMVSS) No.214 "Side Impact Protection, 2005.
7. A. A. Lashlem, D. Abd. Wahab, S. Abdullah and C. H. C. Haron, "Design Assessment for Reusability of an Automotive Safety Beam", Austr. J. Basic & Appl. Sci., 2011, V5, N11, pp167-175, 2011.
8. S. Erzen, Z. Ren and I. Anzel, "Analysis of FRP Side-Door impact Beam," 2002.
9. IIHS, Crashworthiness Evaluation Side Impact Crash Test Protocol (version III) April 2004.
10. S. S. Cheon, G. L. Dai and S. J. Kwang, "Composite side-door impact beams for passenger cars," Composite Structures, Vol 38, No 1-4 pp.

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

229-239, 1997.

11. J. N. Kanianthra, G. C. Rains, and T. J. Trella, “Strategies for passenger car design to improve Occupant protection in real world side crashes,” 1993.
12. L. Patberg, M. Philips, R. Dittmann, “Application of Fiber-Reinforced Composites in the Car Side Structures,” Society of Automotive Engineers, Inc, 1998.
13. G. L. Farely, “Energy Absorption of Composite Materials,” Journal of composite Materials, Vol. 17, pp. 267-279, 1983.
14. P. H. Thornton and R. A. Jeryan, “Crash Energy Management in Composite Automotive Structures,” International Journal of Impact Engineering, Vol 7, No 2, pp 167-180, 1988.
15. http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/nx/for-simulation/nastran/
16. D. Schmueser and L. E. Wickliffe, “Impact Energy Absorption of Continuous Fiber Composite Tubes,” Journal of Engineering Materials and Technology, Vol 109, pp.72-77, 1987.
17. S. Ramakrishna and Hamada H., “Energy Absorption Characteristics of Crash worthy Structural Composite Materials,” Engineering Materials, Vol 141-143 pp.585-620, 1998.
18. D. R. Cramer and D. F. Taggart, “Design and Manufacturing of an Affordable Advanced-Composite Automotive Body Structure,” 2002.
19. Mercedes-Benz SLR McLaren - The Technology, (Cited 2005).
20. LS-DYNA 970 Keyword Manual, 2005.
21. S. J. Heo, D. H. Goo, S. A. Park, K. D. Lee, H. G. Kim, “ A Study on form optimization of door impact beam with ultimate strength of 1500MPa”, 한국정밀공학회 학술대회 논문집, pp. 755-756, 2011
22. National Crash Analysis Center, http://www.ncac.gwu.edu/vml/index.html (Cited 2005).

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

23. Anon., “Status of NHTSA Plan for Side Impact Regulation Harmonization and Upgrade,” DOT/NHTSA, March 1999.
24. E. Nassiopoulos and J. Njuguna, Finite element dynamic simulation of whole rallying car structure: Towards better understanding of structural dynamics during side impacts, www.dynalook.com-8th-european-is-dyna, and dspace.lib. cranfield.ac.uk/../Finite_element_dynamic_simulation-2011.pdf, 2011.
25. P. O. Marklund and L. Nilsson, Optimization of a car body component subjected to side impact, Structural and Multidisciplinary Optimization Journal, Springer Berlin / Heidelberg ISSN1615-147X (Print), Volume 21, Number 5 / July, 2001
26. R. S. Cline and J. M. Shapiro, Automobile door impact beam, United States Patent 6020039, 1998.
27. S Erzen, Z Ren and I Anzel, “Analysis of FRP Side-Door Impact Beam”, Faculty of Mechanical Engineering, Maribor, Slovenia, 2002.
28. H. Djojodihardjo and L. K. Soo, Modeling and Analysis of FRP Car Side Door Impact Beam, Proceedings, International Joint Conference in Engineering IJSE2008, Jakarta, Indonesia, 2008.
29. T. L. Tang K. C. Chang and T. H. Nguyen, Crashworthiness Evaluation of Side Door Beam of a Vehicle, Tech. Mech. 2008. Band 28, H 3-4, pp 268-278, 2008.
30. T. L. Teng and C. L. Wu, Numerical Simulation of Side Impact Crashes, Info. Tech. J. 10, 7, 1462-1467, 2011.
31. R. S. R. Husin, N. L. T. Lile, S. Yaacob, Optimization of Circular Side Door Beam for Crashworthiness, Int. J. on Adv. Science., Eng. Inf. Tech, V2, N3, 2012.
32. R. S. R. Husin et al, Optimization of Circular Side Door Beam for Crashworthiness, IJ Adv. Sci. Eng. Info. Techn., v2,n3, 2012
33. C. S. Desai, “Elementary Finite Element Method“, Prentice Hall, 1979.

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

34. C. A. Felippa and R. W. Clough, “The Finite element method in solid mechanics“, American Mathematical Society, Providence, R. I., 210 - 252, 1969.
35. F. G. Beer and J. O. Watson, “Introduction to Finite and Boundary Element Methods for Engineers“. John Wiley & Sons Ltd, Baffins Lane, Chichester, England, 1992.
36. D. L. Logan, “A First Course in the Finite Element Method Using Algor“, Brooks / Cole, 2001.
37. Weaver, W. and Johnston, P. R., “Structural Dynamics by Finite Elements“, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey. 1987.
38. M. Wilson, Finite Element Analysis of Glass Fibre Reinforced Thermoplastic Composites for Structural Automotive Components, PhD Thesis, U. Nottingham, 2003.
39. H. Djojodihardjo and L. Gunawan, Development and Application of Semi Analytically Modified Transfer Matrix Method for Structural Dynamic Analysis of Arbitrary Structure, Proceedings, International Pacific Congress of Society of Automotive Engineers VI, Seoul, 1991
40. H. Djojodihardjo, S. A. Wahyuni and R. Burhanuddin, Further Development and Application of Semi Analytically Modified Transfer Matrix Method for Structural Dynamic Analysis of Complex Structure, Proceedings of IPC VII, Phoenix, Arizona, published by SAE, 1993; also SAE Technical Papers Document Number: T931972.
41. A. K. Chopra, “Dynamics of Structures－Theory and Application to Earthquake Engineering“, Prentice Hall, 2000.
42. Njuguna, J., “Application of Energy Absorbing Structures“, Int. J. Computer Applic. in Tech., V 40, no 4, pp 208-207, 2011.
43. R. R. Craig and A. J. Kurdila, “Fundamentals of Structural Dynamics“, Wiley Publishers, 2005.
44. F. P. Beer, E. R.Johnston and J. T. Dewolf, “Mechanics of Material“,

Collection @ chosun

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

McGraw Hill, 2004.

45. S. W. Tsai and H. T. Hahn, “Introduction to Composite Materials“, Technomic Publishing Company, 1980.
46. G. H. Staab, “Laminar Composites”, Butterworth Heinemann, 1999.
47. S. R. Swanson, “Introduction to Design Analysis with Advance Composite Materials“, Prentice Hall, 1997.
48. M. J. Owen, V. Middleton and I. A. Jones, “Integrated Design and Manufacture Using Fiber-reinforced Polymeric Composite”, Wood head publishing Limited, 2000.
49. C. A. Rojas, “Structural Analysis of Fiber Reinforced Composite Materials”, MSc Thesis, University of Texas, 2006.
50. H. Adam, “Carbon fibre in automotive applications”, Mater. Design, 18, 349 (1997).
51. S. J. Park and M. K. Seo, “The effects of MoSi2 on the oxidation behavior of carbon/carbon composites”, Carbon, 39, 1229 (2001).
52. G. S. Cole and A. M. Sherman, “Light weight materials for automotive applications”, Mater. Charact., 35, 3 (1995).
53. S. W. Lee and D. G. Lee, “Composite hybrid valve lifter for automotive engines”, Compos. Struct., 71, 26 (2005).
54. R. H. Dauskardt, R. O. Ritchie, and B.N. Cox, “Fatigue of advance materials”, Adv. Mater. Process, 7, 26 (1993).
55. B. Backman, “Composite structures, design, safety and innovation”, Elsevier, 2005.
56. R. M. Jones, “Mechanics of composite materials”, Philadelphia, Tailor Francis, 1999.
57. K. S. Kim and S. J. Park, “Technique status of carbon fibers-reinforced composites for aircrafts”, Elast. Compos., 46, 118 (2011).

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

감사의 글

이글을 쓰면서 정말로 감회가 새롭고 감개무량합니다. 뒤늦게 시작한 학문의 길에서 이제 큰 결실을 맺게 되었습니다. 오늘이 있기까지 수많은 분들의 격려와 도움이 있었기에 이루어 낼 수 있었습니다.

먼저 천학비재한 저를 학문의 길로 인도하시고 논문의 주제선정에서부터 마무리까지 아낌없이 지도해 주신 김재열 지도교수님의 은혜는 어떻게 다 갚아야 할지 모르겠습니다. 지도 교수님께 깊은 감사의 마음을 드립니다. 또한 심사과정에서 위원장을 맡아 인간적 따뜻함과 학문적 냉철함을 가르쳐 주시고 논문의 세세한 부분까지 검토하고 조언해주신 심재기 교수님 깊은 감사를 드립니다. 바쁜 와중에도 심사에 참여해 주신 윤성운 공대 학장님께도 깊은 감사를 드립니다. 전주에서 본 논문심사만을 위해 먼 거리를 왕래 하시며 연구과정과 윤리, 좋은 자료까지 제안해 주신 김홍건 교수님의 열정적 심사와 지도에도 감사를 드립니다. 질적 연구에 대한 세심한 제안과 깊은 관심을 가져 주신 김항우 교수님께도 감사를 드립니다.

또한, 연구기간 중 샘플과 실험을 수행함에 있어 내 일처럼 도와 주신 호원 관계자 여러분의 고마움도 오래 기억 될 것입니다. 다시 한 번 감사 드립니다.

논문자료 분석과 원고정리 교정에 바쁜 가운데도 내 일처럼 도와준 최승현 박사님, 곽남수, 박대광 박사과정 대학원생께도 고맙다는 말씀을 전하고 싶습니다. 앞으로 하고자 하는 분야에서 최고가 될 수 있기를 기원 하겠습니다. 또한 대학원 연구실의 여러분께도 감사를 드립니다.

특히 저와 함께 근무하면서 맡은 업무를 충실히 해냄으로서 학업에 전념할 수 있도록 전폭적으로 도와주신 이종래 교학처장님, 김진석 행정처장님, 김중영 산학처장님을 비롯한 모든 교직원께도 감사를 드립니다.

저의 오늘이 있기까지 잊을 수 없는 분들이 너무 많습니다.

끝없는 희생과 사랑만을 베풀어 주시는 장모님, 용기와 힘을 주시는 형님, 형수님과 가족친지들, 오늘에 이르기까지 두 자녀가 훌륭하게 성

Collection @ chosun

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

장할 수 있도록 숭고한 모성을 쏟으면서도 학업과 업무에 지칠 때마다 위로와 편안함을 주고 가정에 소홀해도 말없이 따라주고 저를 위해 희생하면서 미흡하고 부족한 남편의 학문의 길을 적극적으로 열어주고 지지해 준 사랑하는 아내에게 기쁨과 영광을 돌립니다. 사랑하는 아들 종택이와 며느리, 우리집 이쁜 공주 정하에게도 고맙다. 자기 뜻을 세우고 열심히 살아 사회에 쓸모 있는 사람이 되길 바란다.
이 기쁨을 보지 못하고 하늘에서도 끝까지 저를 응원해주신 부모님의 영전에 고마운 마음을 전하며 삼가 이 논문을 바칩니다.

2014 년 12월

권 대 주

Collection @ chosun