

碩士學位論文

디자인 해석, 평형해법 및 실험을 통한  
차체 판넬의 특성에 관한 연구

110 461



濟州大學校 大學院  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

機械工學科

梁 亨 一

2000年 12月

# 디자인 해석, 평형해법 및 실험을 통한 차체 판넬의 특성에 관한 연구

指導教授 鄭 東 垣




梁 亨 一

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함



2000年 12月  
제주대학교 중앙도서관  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

梁亨一의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 조 경 호   
委 員 김 동 원   
委 員 이 동 환 

濟州大學校 大學院

2000年 12月

# A study on the property of auto panel using Design Analysis, Equilibrium Approach and Experiment

Hyung-Il Yang

(Supervised by Professor Dong-Won Jung)



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
GRADUATE SCHOOL  
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

December 2000

# 목 차

SUMMARY .....	i
제 1 장 서론 .....	1
1.1 개요 .....	1
1.2 연구 목적 및 범위 .....	2
제 2 장 덴팅 영향인자에 관한 연구 .....	4
2.1 개요 .....	4
2.2 이론 해석 .....	6
2.2.1 강성 .....	6
2.2.2 동적 덴팅 에너지 .....	7
2.2.3 오일캐닝(Oil canning) .....	7
2.3 결과 및 고찰 .....	9
2.3.1 모델과 재료 특성 .....	9
2.3.2 유한요소해석 .....	12
2.3.3 결과 .....	14
제 3 장 평형해법을 이용한 판재의 단면 해석 .....	26
3.1 개요 .....	26
3.2 이론 해석 .....	28

3.2.1 판넬 모양 예측 .....	28
3.2.2 비접촉 부위에서의 변형을 .....	29
3.2.3 응력과 변형을 관계 .....	30
3.2.4 접촉 부위에서의 재료이동 .....	31
3.2.5 접촉 부위에서의 변형을 .....	32
3.3. 박판 성형 공정의 해석 .....	34
3.3.1 성형 해석 결과 및 3차원 합성 .....	34
제 4 장 딥 드로잉 공정의 영향인자에 관한 실험 .....	40
4.1 개요 .....	40
4.2 실험방법 .....	41
4.2.1 BHF에 의한 영향 실험 .....	43
4.2.2 윤활에 의한 영향 실험 .....	44
4.3 실험결과 및 고찰 .....	44
4.3.1 블랭크 홀딩력(BHF)의 영향 .....	44
4.3.2 윤활의 영향 .....	47
제 5 장 결론 .....	49
참고문헌 .....	51

## SUMMARY

In the interest of improved fuel economy, minimum weight design of the car structure has become a main concern for automotive engineers. Achieving significant weight reductions will normally require reducing the panel thickness or using alternative materials such as aluminum alloy sheet. These changes will affect formability of the panel.

In this study, the correlation between panel size, curvature, thickness, material properties and dent resistance is investigated. A parametric approach is adopted, utilizing a "design software" tool incorporating empirical equations to predict denting and panel stiffness for simplified panels. The developed design program can be used to minimize panel thickness or compare different materials, while maintaining adequate panel performance.

Also, a sectional analysis of trunk-lid is carried out by using the equilibrium approach based on the force balance together with geometric relations and plasticity theory. In computing a force balance equation, it is required to define a geometric curve approximating the shape of sheet metal at any step of deformation from the interaction between the die and the deformed sheet. Deformation of each section of trunk-lid panel is simulated and composed to get the three-dimensional shape by using CAD technique. It was shown that the three-dimensional shape composition of the two-dimensional analysis.

Finally, deep drawing tests for blank holding force and lubrication between sheet material and tool were carried out to investigate the influence upon sheet formability. Experimental results were discussed about the defects on the deformation behaviors during the forming process.

# 제 1 장 서 론

## 1.1 개요

박판금속성형이란, 금속 판재를 이용하여 복잡한 기하학적 형상의 최종 제품을 생산하는 공정으로 자동차 산업, 항공기 산업, 전기 전자 산업 등 그 응용이 매우 다양하다. 박판금속성형이 각광을 받고 있는 이유는 타 가공 공정에 비해 최종 제품의 경량이고 저렴한 제조원가, 제품이 높은 강도, 양호한 표면가공, 높은 정밀도 및 대량 생산성 등의 특징을 가지고 있고 부품으로서의 교환성이 뛰어나기 때문이다.

단순한 판재를 이용하여 원하는 형상의 제품을 얻기 위해서는 프레스와 같은 소성 기계를 비롯하여 다이, 펀치, 그리고 블랭크 홀더(Blank holder) 등이 필요하다. 박판소성공정은 굽힘, 인장성형(Stretching), 딥 드로잉(Deep drawing), 전단 또는 이들의 조합으로 이루어진다. 그러므로 박판금속성형은 합리적인 가공설계와 축적된 경험이 필수적이며 이를 바탕으로 한 성형공정의 최적화, 즉 박판의 물질 특성, 금형의 기하학적 형상, 금형과 재료간의 마찰, 스탬핑 순서 등의 균일한 변형율과 매끈한 표면을 위한 공정변수의 최적화가 필요하다.

그러나 현대 산업의 급속한 발전과 대량 생산화에도 불구하고, 박판성형 공정은 주로 경험 축적에 의존한 시행착오법에 의존하여 왔다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 보다 체계적인 해석 방법을 도입하여 공정변수들의 영향을 명확히 규명함으로써 시행착오를 줄이고, 보다 정확한 공정설계를 하는 것이 필요하다.

유한요소법에 의한 시뮬레이션은 정확한 해와 많은 정보를 줄 수 있다는 장점을 가지고 있으나, 3차원적인 대단히 복잡하고도 치수가 큰 자동차 판넬과 같은 문제에 있어서는 수렴성 등의 문제로 적절한 시간안에 충분한 정밀도를 갖는 해를 구할 수 있는 단계까지는 이르지 못하고 있다.

본 논문에서는 유한요소법과는 달리 수렴성이 보장되면서 빠른 시간내에 금형

설계단계에서 성형성을 평가할 수 있는 평형해법과, 박판 재료의 기계적 물성 특징에 대한 실험 후 측정값을 수행하여 주변 인자들이 판재의 성형에 미치는 영향 그리고 성형된 판재의 덴팅현상에 미치는 영향인자들에 관한 연구를 수행하였다.

## 1.2 연구 목적 및 범위

현재의 자동차 산업에 있어 해결되어야 할 과제들로는 자동차의 연비 개선과 차체 판넬의 빠른 성형 해석을 통한 현업의 적절한 적용을 들 수 있다. 전자를 위한 하나의 해결책은 차체 무게를 줄이는데 있다고 할 수 있다. 원하는 차체 무게 절감을 위해서는 차체 판넬의 두께 감소로 인한 효과와 알루미늄 합금과 같은 가벼운 대체 재료를 사용하는 방법이 있을 수 있다. 이러한 일련의 변화들은 판재의 성형성에 많은 영향을 미치고 있다. 특히, 판재의 덴팅 저항에 많은 영향을 주게 될 것이다. 따라서 본 연구에서는 판넬의 크기, 곡률, 두께, 재료의 특성과 같은 덴팅 영향인자들이 덴팅에 미치는 영향들에 대해 연구하고자 한다.

또한, 후자에 대한 하나의 해결책으로 평형해법을 통한 판재의 성형 해석을 제시하고자 한다. 평형해법은 펀치 및 다이와 판넬의 기하학적 관계를 소성역학적 이론과 접목하여 간단하게 성형과정을 시뮬레이션하여 성형성을 평가해 볼 수 있어, 금형 설계단계에서 잘못 설계된 곳을 빠른 시간내에 바로 잡을 수 있다는 실용적인 관점에 목적을 두고 있다. 따라서 평형해법은 유한요소법처럼 많은 정보를 제공하지는 못하지만, 금형 설계시 가장 중요한 성형성을 간단히 평가할 수 있어서 유한요소법보다 정확성은 떨어져도 금형 설계에 실용적인 시스템으로서의 의의가 있다.

본 해석을 하기 위해서, CAD적인 관점에서는, 기하학적 관계로부터 실제 성형되고 있는 차체 판넬의 모양을 근사시킬 수 있는 성형 곡선의 추적이 필요하였다. 또한 이로부터, 펀치 및 다이와 판넬의 접촉-비접촉여부 판별, 접촉-비접촉 부위 길이, 접촉각 등을 계산할 수 있으며, 이것은 소성역학적 계산을 위해서 선행되어



야 한다. 본 연구에 적용한 예제로는 트렁크 리드의 단면 해석이며 유한요소법의 해석 결과와 비교, 분석하였다.

마지막으로 영향 인자들에 대한 판재의 성형성을 확인해 보기 위해 원형컵과 사각컵에 대해 영향인자들의 조건을 달리하면서 딥 드로잉실험을 수행하고 각 부분의 두께를 측정하여 판재의 변화를 확인해 보았다.



## 제 2 장 텐팅 영향인자에 관한 연구

### 2.1 개요

강성, 텐팅에너지, 버클링 하중들에 대한 예측은 차체 설계에 있어 빠뜨릴 수 없는 아주 중요한 부분이다. 차체 판넬의 성능은 여러 가지 인자들에 의해 평가되어지고 이 인자들은 서로 상호 영향을 준다. 강성, 텐팅에너지, 그리고 버클링 하중은 차체 외판에 있어 아주 중요한 설계 기준이 된다. 최근 세계적 추세는 차량 경량화에 대한 요구가 증가하여 설계, 재료, 두께 그리고 모든 차체 외판의 처리가 최적화 될 필요가 있다.

충분한 강성과 적당한 텐팅 저항은 자동차 차체 판넬설계에 있어 중요한 요구사항이다. 이러한 것들은 과거에는 경험적인 설계에 의해 크게 의존되어 왔지만 알루미늄과 같은 새로운 재료들이 소개되고 설계도 무게가 좀더 가벼운 경량화가 요구됨에 따라 판재 기초 연구에 대한 보다 나은 이해가 절실히 필요로 하고 있다. 이것은 판재 성능 연구의 주제가 되어 오고 있지만 문제의 복잡성 때문에 완전한 이해는 아직도 계속 추구하고 있다. 이를 위하여 본 연구는 단순화된 판넬과 디자인 해석을 프로그램을 이용하여 강성, 텐팅 에너지, 그리고 임계 버클링 하중과 같은 영향인자들을 조사하여 판재 성능 연구에 도움을 주고자 한다.

차체 판넬에 대한 데이터의 부족으로 철[1, 2]과 알루미늄[3-5] 판넬에서 강성과 텐팅 저항에 관한 실험적 연구가 진행되어 왔으며 Vadhavkar[6]과 Mahmood[7]는 텐팅 현상들을 예측하는데 이런 실험 결과에서 나온 식들을 이용하기 시작했다. 판넬 강성과 텐팅 저항에 대한 보다 나은 예측을 위한 많은 노력이 유한요소 해석과 실험적 접근[8, 9] 집중되어지고 있다. 최근의 연구들은 Shi[10]에 의해서 철 정적, 동적 텐팅 특성에서 두각을 나타내었다. 알루미늄 박판의 정적, 동적 텐팅의 실험적 연구는 Thorburn[11]에 의해 연구되었다.

덴팅 응답의 유한요소 모델링은 Chavali와 Song[12] 의 제한된 성형 데이터의 remaping을 구체화 하는 작업을 포함한 다양한 정적 실험 경우들을 알 수 있게 해준다. 동적 덴팅 모델링에서 제한된 작업은 참고문헌[13, 14]에서 찾을 수 있으며 Ekstrand 와 Asnafi[15]는 어떤 범위에서 주어진 경계조건인 덴팅 저항의 구조적인 영향을 수식화하기 위해 연구하고 있다.

강성은 주어진 하중 하에서 한계가 있는 변형에 관해서 흔히 명시되고 매끈함과 요동침(flutter) 같은 것들과 관계해서 중요한 수행 특성이지만 그것은 강성이 덴팅 정도에 주된 영향을 갖는다고 알려졌기 때문에 덴팅과 연관해서 여기서는 중요하게 고려된다. 이런 목적 때문에 주어진 하중에서 하중변환곡선의 기울기나 또는 원점에서부터 주어진 하중변형곡선상의 점까지의 직선의 기울기로 강성을 정리하는 것은 매우 유용하며 이를 secant stiffness라고 부른다. 덴팅은 정적 또는 동적 하중에 의한 판넬의 영구변형으로 정의되어진다. 정적 덴팅은 물체가 펜더(fender)에 압력을 가하거나 후드(hood)에 놓여 있을 때처럼 차체 판넬에 천천히 가해지는 힘과 관련이 있다. 반면 동적 덴팅은 이를테면 우박이나 쇼핑 카트와의 충돌 같은 충격하중에 의해 발생한다.

본질적으로 다른 점은 동적 덴팅은 주어진 충격에너지와 관련이 있는 반면, 정적 덴팅은 천천히 가해지는 힘이나 변형과 관련이 있다. 자동차 생산업체들 중에 덴팅의 필요 조건들을 정의하거나 받아들이는 곳도 없거니와, 일반적으로 알려진 특유의 필요조건들도 없다. 판넬에서 강성, 덴팅, 그리고 오일캐닝(oil canning)의 연구를 위해 영향인자의 결정은 디자인해석 방법에 의해 해석되었다. 그리고 디자인해석 결과의 타당성을 위해 유한요소 해석과 비교하였다. 판넬들은 실제 차체 판넬과 비교하여 아주 단순화하였지만, 강성과 덴팅의 영향에 대해 생각되어지는 인자들의 변화량은 받아들였다. 자동차 차체 판넬에서 특징적인 3가지 두께의 판넬재료는 성형공정동안 얇아짐이 없다는 가정으로 디자인 해석을 수행하였다. 모든 판넬은 AA6111합금으로 가정하였다. 정적하중과 정적 및 동적 덴팅 하의 변위에 대한 이들 판넬의 해석은 디자인 소프트웨어와 상용 유한요소해석프로그램으로 수행하였다.

## 2.2 이론 해석

설계기준을 계산하는데 이용 가능한 다양한 방법들이 있다. 그런 방법들 중의 하나가 유한요소해석이다. 실제 설계업무단계에서 유한요소법의 적용은 많은 계산 시간, 미지의 경계조건들과 금형 데이터 준비를 위한 시간 소모 등으로 인해 아직까지는 쉽지 않다. 기준에 맞추기 위한 반복적인 공정과정에서 유한요소해석으로는 큰 도움이 될 수 없고 원하는 결과들도 빨리 구할 수 없다. 사용되어질 수 있는 다른 방법들은 수많은 차체 판넬들로부터 오랜 경험으로부터 얻어진 데이터를 이용하여 유도된 경험식과 구면 셸 이론(spherical shell theory)을 이용하는 방법이 판넬들의 덴팅현상을 예측하는데 이용되어질 수 있다.

### 2.2.1 강성

강성은 대부분의 외부차체 판넬들의 주 관심사이다. 판넬이 강성이 크면 클수록 하중을 받거나 자신의 무게 하에서 덜 휘어질 수 있다. 또한 강성은 차가 험한 도로를 달릴 때 판넬의 요동침을 제거할 수 있다. 이론적인 셸 강성의 표현은 아래의 형태로 기술되어질 수 있다[6, 16].

$$K = \frac{9.237Et^2H_c\pi^2}{kL_lL_t\sqrt{1-\mu^2}} \quad (1)$$

여기서  $H_c$ 는 전체 크라운 높이,  $k$ 는 구면 셸 계수,  $E$ 는 영의 계수(Young's modulus),  $t$ 는 두께,  $\mu$ 는 프와송 비,  $L_l$ 는 세로길이 그리고  $L_t$ 는 가로길이를 나타내며, 구면 셸 계수  $k$ 에 대한 경험적인 표현은 아래와 같다.

$$k \begin{cases} = 8.06 - 0.088 \frac{H_c}{t} & \text{for } \frac{H_c}{t} < 20 \\ = 6.3 & \text{for } 20 \leq \frac{H_c}{t} \end{cases} \quad (2)$$

판넬의 지지되지 않은 부분의 곡률 치수와 현의 길이는 주어진다. 재료 특성은

영의 계수와 프와송 비로 결정되고 크라운 높이가 다음 식으로부터 계산되어질 수 있다.

$$H_c = \frac{L_l^2}{8R_l} + \frac{L_t^2}{8R_t} \quad (3)$$

여기서  $R_l$ 은 세로 방향 반경,  $R_t$ 은 가로 방향 반경이다.

### 2.2.2 동적 덴팅 에너지

외부 차체 판넬에서 고려되어질 또 다른 기준은 덴팅 저항이다. 빈약한 덴팅 성능은 자동차가 우박을 맞는 동안 영구적인 변형을 야기할 수 있다. 자동차 덱리드(Deck lid)와 후드는 충격에 변형이 생겨 찌그러질 수 있다. 날아오는 돌맹이나 쓰레기 등도 외부 차체 판넬에 변형을 야기시킬 수 있다. 임계 덴팅 저항을 계산하는데 이용 가능한 몇 가지 방법들이 있다. 현 연구에서 이용되는 방법은 경험적 식들을 사용하여 프로그램을 개발하여 덴팅 에너지를 예측하였다[8, 32]. 이 식은 판넬들의 상대적인 덴팅 저항을 계산한다. 덴팅 값이 커질수록 판넬의 덴팅 저항은 더 커지게 된다. 경험에 의해 구한 덴팅 에너지에 관한 식은 다음과 같이 표현되어질 수 있다[5, 6].

$$W \propto \frac{\sigma_y^2 t^4}{K} \quad (4)$$

여기서,  $\sigma_y$ 은 항복 응력,  $K$ 는 강성, 그리고  $t$ 는 두께를 나타낸다.

$$W = C_1 \frac{\sigma_y^2 t^4}{K} \quad (5)$$

여기서  $C_1$  = 상수이다.

이 식의 사용으로  $C_1$ 의 값에 관계없이 한 판넬의 덴팅 저항이 다른 판넬과 비교되어질 수 있다. 위 식은 판넬에서의 0.001인치의 영구 변형을 덴팅이 생긴 것으로 정의하여 기준으로 삼았다. 종종 강성  $K$ 는 판넬의 크기가 작을 때를 제외하고는 덴팅 저항을 작게하는 경향이 있다.

### 2.2.3 오일캐닝(Oil canning)

오일캐닝은 외부 차체 판넬에서 고려되어야 할 또 다른 중요한 기준이다. 오일캐닝 하중은 강성이나 덴팅 저항보다 판넬 설계에 더 많은 영향을 미친다. 현재 이용가능한 오일캐닝의 해석 형태는 오직 한가지만이 이용가능하다[16]. 주된 관심은 오일캐닝의 정도인데 이는 판넬이 찌그러지거나 역곡률이 될 때의 임계 버클링 하중  $P_{cr}$ 과 판넬 버클링 가능성을 결정하는 변수  $\lambda$ 를 결정 짓는다. 오일캐닝은 루프(roof) 판넬들처럼 차체의 정확한 외형을 유지하는 판넬 성능으로 중요하다. 오일캐닝은 판넬의 기하학적 형상 때문에 재료의 탄성 영역안에서 비선형 변형으로 정의되어진다.

오일캐닝의 인자  $\lambda$ 는

$$\lambda = \frac{1}{2} \left( \frac{L_1 L_t}{t} \sqrt{\frac{12(1-\mu^2)}{R_1 R_t}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

$\lambda$ 의 값이 작을수록 판넬의 버클링 가능성은 적어진다. 임계 오일캐닝 하중[7, 16]은 다음과 같이 주어진다.

$$P_{cr} = \frac{C_2 R_{cr} \pi^2 E t^4}{L_1 L_t (1-\mu^2)} \quad (7)$$

$R_{cr}$ 은 다음으로부터 구할 수 있다.

$$R_{cr} = 45.929 - 34.183\lambda + 6.397\lambda^2 \quad (8)$$

$C_2$ 는 다음으로부터 구할 수 있다.

$$C_2 = 0.645 - 0.0005L_1 L_t \quad (\text{in}) \quad (9)$$

$(L_1 L_t) > 1290 \text{in}^2$ 이면  $C_2 < 0.0$ 이므로 임계 버클링 하중은  $1200 \text{in}^2$  보다 큰 판넬에 대해서는 계산되어질 수 없다. 설계자는 요구되어지는 최소한의 임계 오일캐닝 하중을 결정해야 한다. 오일캐닝은 기하학적 형상과 탄성계수에 의해 주로 영향을 받기 때문에 고강도 철을 사용하는 것이 장점이 아님을 알 수 있다. 그러나 고강도

는 큰 변형하에서도 탄성 거동을 유지시키므로 탄성복원이 발생하기 쉽다.

## 2.3 결과 및 고찰

### 2.3.1 모델과 재료 특성

Fig. 1은 고려되어진 판넬의 기하학적인 형상을 보여준다. 판넬들은 치수가  $200 \times 200 \text{ mm}^2$ 와  $600 \times 600 \text{ mm}^2$ 의 사각으로 되어 있으며, 이 두가지 치수는 일반적인 판넬 부품에서 박판의 지지되지 않는 크기범위를 포함하기 위한 의도이다. 또 평평한 평판을 포함하여 곡률 반경이 100, 150, 200, 400, 700, 1000, 4000mm인 판넬들이 고려되어졌다. 완만한 곡률의 판넬은 후드가 좋은 예가 될 수 있겠고 급한 곡률은 펜더가 대표적이다.

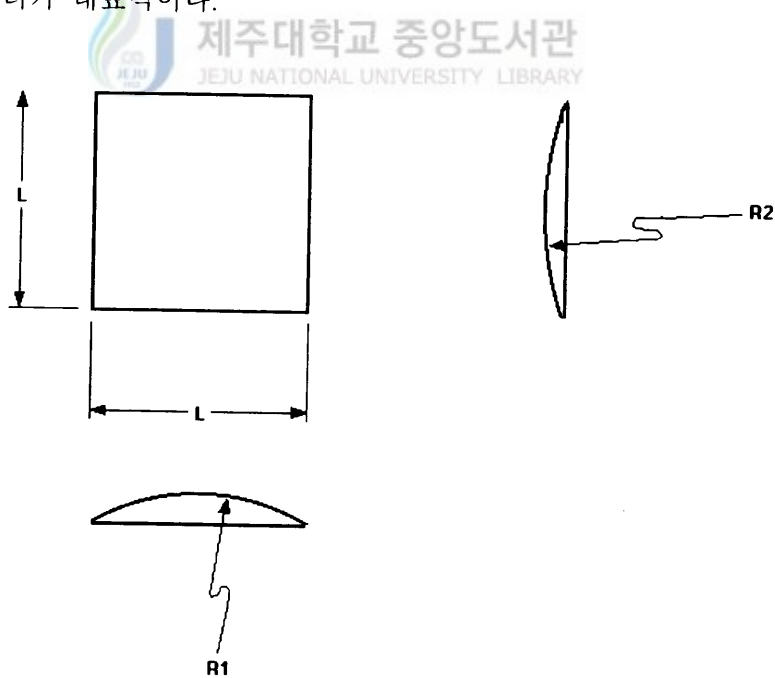


Fig. 1 Schematic panel geometry.

Fig. 2는 연구에 사용된 판재의 응력-변형률 데이터를 보여준다. 유효응력 대 소성 변형률 곡선은 모델링된 재료의 단축(uniaxial) 인장 데이터로부터 생성되어진다. 예상대로 전변형률(pre-strain)의 증가는 T8X 조건에서 항복응력의 실질적인 증가를 가져온다. T8XP 조건에서의 인장 데이터는 단지 2%의 전변형률에 대해서만 얻을 수 있다. 같은 전변형률에 대한 T8X와 T8XP의 유효응력곡선의 비교는 T8XP 재료의 항복응력 증가가 두드러짐을 보여준다. T4 조건은 단순히 비교 목적을 위하여 연성 재료의 기준선으로 사용된다. Table 1은 현재 연구에서 사용된 재료의 조건들과 항복강도들을 도표화한 것이다. 나열된 항복응력 값이 2% 상쇄된 값들이 아니라, 단축 항복거동을 설명하기 위하여 사용된 입력 데이터에서 정의되는 탄성한계라는 것을 나타내고 있다. 열처리와 전변형률의 효과는 AA6111 합금에 대해 비교적 선형에 가까워서 그 효과들을 그냥 더해도 큰 무리가 없다. 이런 관측은 초기 전변형률을 가한 후에 세가지 전변형률 조건들의 유사한 경화 반응으로부터 관찰될 수 있다. 이런 작용은 도색-열처리 주기동안 변형된 판넬들의 경화현상을 묘사하는데 비교적 단순한 모델이 사용될 수 있음을 시사한다.



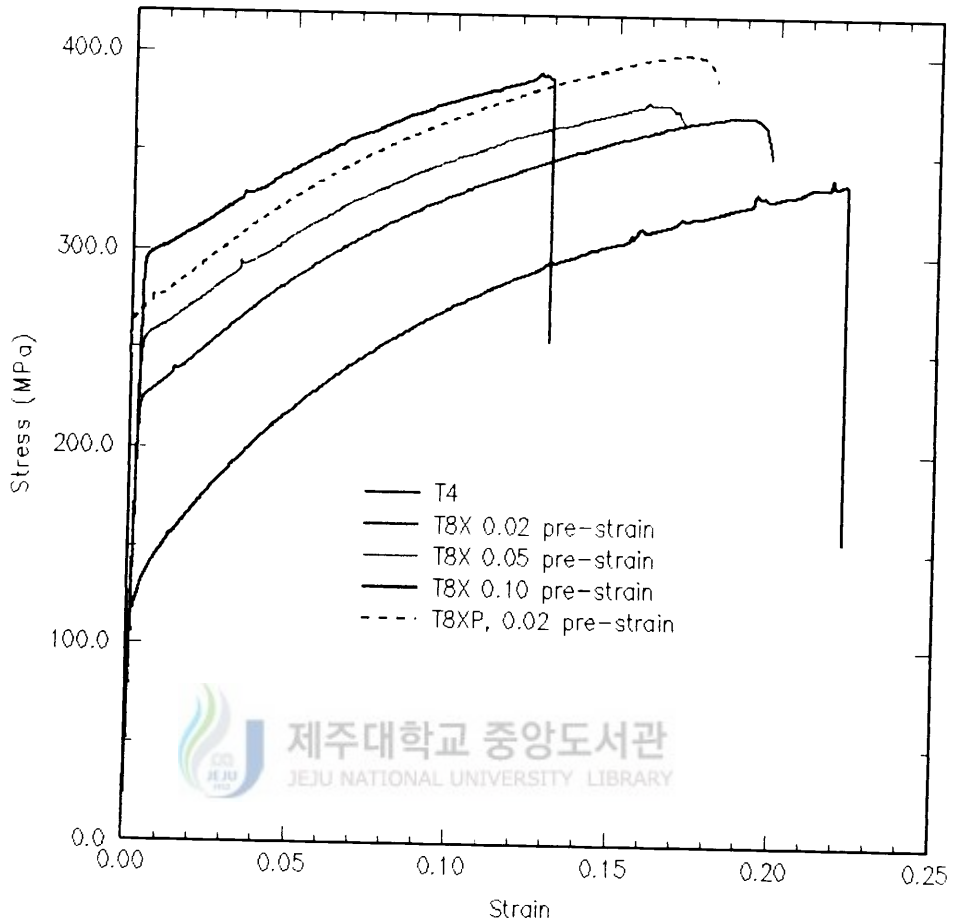


Fig. 2 Stress-strain curves adopted for the sheet materials.

Table 1 Yield strength data

Alloy/Temper Designation	Pre-strain(%)	Yield Strength(MPa)
6111-T4	0	127.
6111-T8X	2.	222.
6111-T8X	5.	252.
6111-T8X	10.	295.
6111-T8XP	2.	261.

### 2.3.2 유한요소해석

디자인 해석의 타당성을 확인하기 위해서 유한요소해석을 수행하여 서로 비교 분석하였다. Fig. 3과 4에서는 R4000×R4000mm인 200mm 판넬과 R150×R1000mm인 600mm 판넬의 전형적인 유한요소메쉬를 보이고 있다. 네개 절점(node)의 Belytschko - Lin - Tsai[17, 18]요소들이 판넬들을 묘사하기 위하여 사용되어졌다. 쉘 요소는 얇은 박판을 모델링하는데 연속체 요소 보다 훨씬 계산이 효율적이므로 쉘 요소가 더 많이 선택되어진다. 불행히도 쉘 요소의 사용은 전단으로 인한 두께방향의 효과를 정확히 모델링하지 못한다. 이런 조건들에 대한 간과는 주로 낮은 하중이나 충격속도에 대해 예측된 덴팅깊이에 대해 미소한 에러를 야기한다. 보다 높은 하중에 대해서는 전단굽힘과 박막 스트레칭이 덴팅 거동을 제어할 것이므로 이러한 경우에는 쉘 요소의 사용으로 정확하게 모델링 되어진다. 더욱이 두께방향 거동을 파악하기 위한 연속체요소의 사용은 타임스텝을 상당히 줄이고 지나치게 긴 계산시간 때문에 보다 큰 메쉬사이즈를 요구하게 된다. 1mm 요소의 10×10 격자는 모든 모델들에 대한 하중점이 있는 경우에 사용된다. 국부 메쉬에서 이런 일관성은 모델들 사이의 보간이 일정하도록 보장하고 메쉬 나눔에러들로 인한 계산들 사이의 오차를 제거한다. 이런 규칙적인 작은 사이즈 메쉬보다 박판의 기하학적 균형을 위해 과도적인 메쉬들이 사용되어진다. 이들 과도적 메쉬들이 계산들 사이에 다소 차이를 야기하지만 응력과 변형을 곡선의 기울기가 하중점 부근에서 낮고, 메쉬에서의 편차가 그리 심각하지 않게 된다.

충격 장치는 직경 25mm의 철 볼 베어링이 사용되었다. 연속체 요소들은 그 볼을 묘사하기 위하여 사용되었고 그 메쉬는 충격표면쪽으로 초점이 맞춰졌다. 단지 충격 부분 근처의 표면 격자만을 채택한 강체는 이러한 계산에 충분할 것 같으나 계산시간이 그다지 중요하지 않다면 표면만 메쉬된 것이 아니라 전체적으로 메쉬된 볼이 더 구의 탄성을 잘 묘사할 수 있으리라 생각된다.

차체 판넬은 Mises 항복기준에 따르는 탄-소성으로 모델링되었다. 이방성 항복기준은 소성변형율이 작기 때문에 채택되지 않았다. 철 구는 탄성 상수로 정해진 핸드북 값으로 선형 탄성으로 모델링되었다. 응력 대 소성 변형율 데이터는 점방식

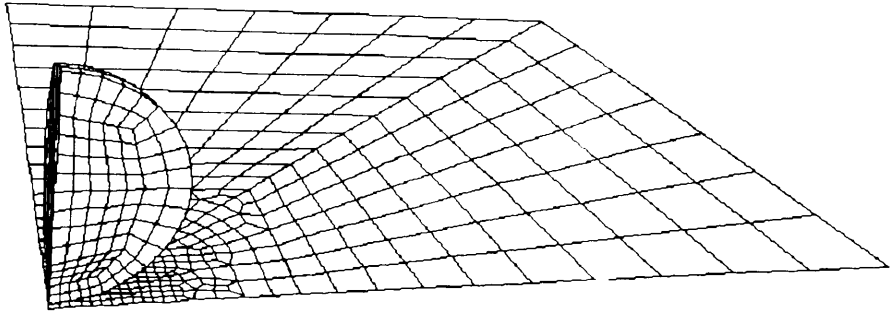


Fig. 3 Finite element mesh used for the R4000×R4000mm, 200mm panel.

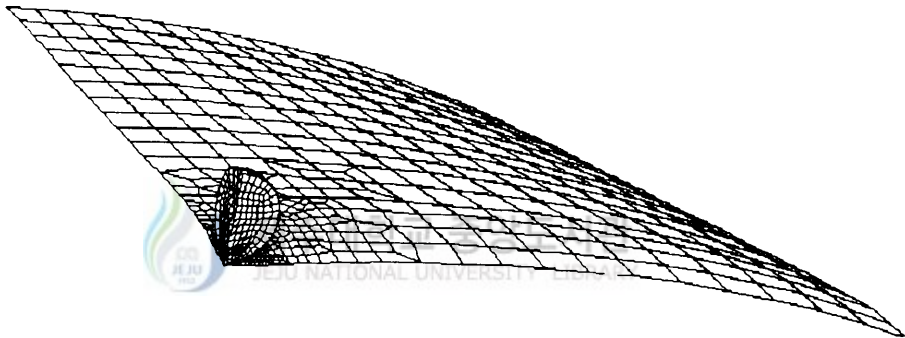


Fig. 4 Finite element mesh used for the R150xR1000mm, 600mm panel.

(point-wise)으로 입력되었고 선형 보간법이 점들 사이의 값을 결정하기 위하여 채택되었다. LS-NIKE3D는 현재 다소 작을 것 같은 느낌이 드나 8개점까지 제한하였다. 이런 경우 점들이 곡선의 초기 항복부분에 가까이에 집중되는데 왜냐하면 변형율이 성형문제에 비해 상대적으로 낮게 비교되는 경향이 있기 때문이다. LS-DYNA3D는 점들의 수에 제한을 두지 않고 있으며 대략 50~100개가 사용된다. 그것은 응력 대 소성 변형율 곡선의 제한된 정밀도가 quasi-static LS-NIKE3D 계산의 정확성에 큰 영향을 주지 않기 때문인데, 왜냐하면 소성 변형율이 크지 않았고 그 문제들이 고도로 정확한 구성 모델링을 요구하는 국부유동을 포함하지 않기 때문이다.

기준 대칭 쿼터(1/4)의 조건들은 대칭면을 따라 부과되었다. 판넬들의 외곽면들은 완전히 고정된 걸로 모델링 되었다. 즉 외곽면 절점들의 변위와 회전은 구속되어졌다. 고정된 외곽 조건들의 채택은 단순히 지지되는 조건보다 다소 뻣뻣한반응

을 초래한다. 정적 계산에서는 155N의 하중이 판넬의 중심에 작용되었다. (판넬의 1/4 모델에 대해서 38.75N 하중이 작용) 이 하중은 단계별로 10단계까지 증가하면서 작용되었다. 최대 하중과 최대하중의 10%(처음 단계 증가 하중)에서의 하중-변위로부터 secant stiffness을 계산하는데 사용되었다. 이 단순화는 정적 변위와 덴팅 깊이에 대한 과다예측의 결과를 가져올 것이지만, 외곽면의 다른 구속조건을 고려하면 실제와 비슷한 경향을 가져다 줄 것으로 생각된다.

동적 덴팅 계산은 직경 25mm 철 구의 충격으로 고려하였다. 그 충격은 충격장치에 주어진(Table 2) 하강 높이에 대응하는 초기 속도와 함께 초기값 문제로 모델화되었다. Penalty 함수에 기초한 접촉 경계 조건들은 충격볼과 판넬 사이의 상호 접촉을 실행하도록 정의되었다. 문제는 충격볼이 판넬에서의 반동 후 판넬의 자유진동이 있는 후인 5ms의 최소값 동안에 대한 실행이다. 연계된 스프링 백 계산은 진동 에너지의 “감쇠” 후에 LS-NIKE3D를 사용해 최종 형상을 얻도록 시행되었다.

Table 2 Drop Height versus impact velocity(without drag)

Drop Height(mm)	Impact Velocity(m/s)
204.0	2.0
1,219.0	4.9
2,867.0	7.5
5,097.0	10.0

### 2.3.3 결과

점토 모델의 초기에 디자인의 개념적 단계에서 전체 자동차의 설계 방향에 영향을 미칠 수 있는 판단이나 구상이 정립되어야 하기 때문에 초기 단계에서의 잘못된 판단은 공학적 결함을 피할 수 없게 된다. 자동차 차체 판넬을 최적화 하기에 가장 효과적인 시기는 개발 초기단계이다. 그러므로 해석기술은 초기단계의 제한된 데이터를 갖고 얼마나 빨리 계산하여 실무에 적용가능한지가 중요하다. 변수에 대한 해석은 단순 판넬에 대한 덴팅, 강성, 임계 버클링 하중을 예측하기 위해 경험식을 이용한 디

자인 해석 방법이 채택되었고, 해석에 적용된 판넬의 제원은 다음과 같다.

- 판넬 치수 :  $200 \times 200\text{mm}^2$ ,  $600 \times 600\text{mm}^2$
- 판넬 두께 : 0.8, 0.9, 그리고 1.0mm의 판넬 두께
- 판넬의 곡률 반경 : 100, 150, 400, 700, 1000, 그리고 4000mm

정적 유한요소해석으로부터 판넬 강성은 하중 대 변위, 하중 하의 최대 변위, 그리고 secant stiffness의 그래프들로 나타내어진다. 정적 덴팅은 판넬들의 한가지 강도, 모든 크기들과 두께들에 대한 덴팅 깊이 대 곡률의 그래프로 나타낼 수 있다. 동적 덴팅은 마찬가지로 두가지 서로 다른 치수와 다양한 강도의 판넬에 대해 덴팅 깊이 대 곡률의 그래프로 나타낼 수 있다. 디자인 해석으로부터, 크라운 높이, 동적 덴팅 에너지, secant stiffness 그리고 임계 버클링 하중이 한가지 강도, 모든 판넬 크기, 두께 그리고 곡률이 판넬에 대해 나타내어진다.

Fig. 5는 두께 1mm인 AA6111-T8X 판넬의 2가지 크기에 대해 디자인 해석으로 예측된 크라운 높이를 곡률의 함수로 나타낸 것이다. 600mm 판넬이 200mm 판넬보다 훨씬 더 크라운 높이가 크다는 걸 비교를 통해 나타내고 있다. 크라운 높이는 곡률의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가한다.

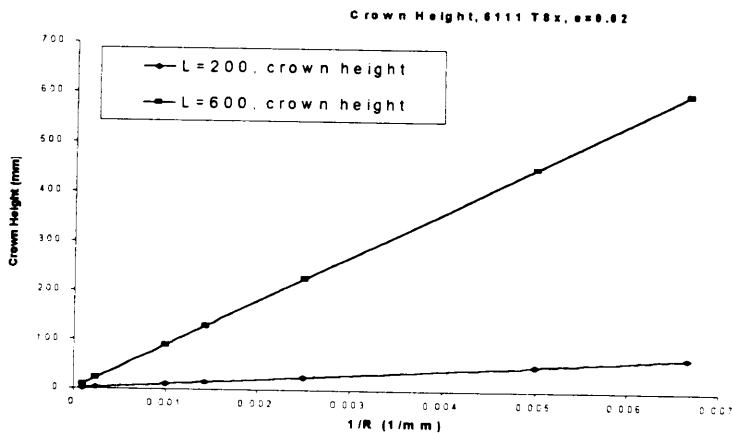
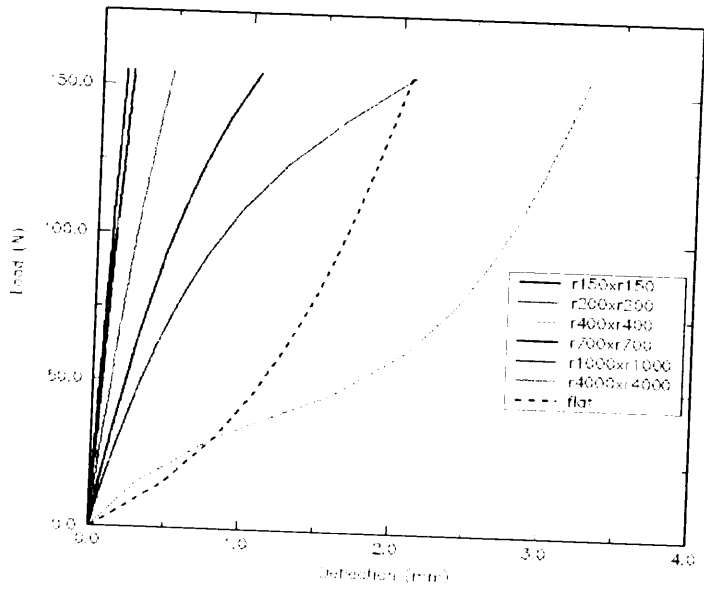
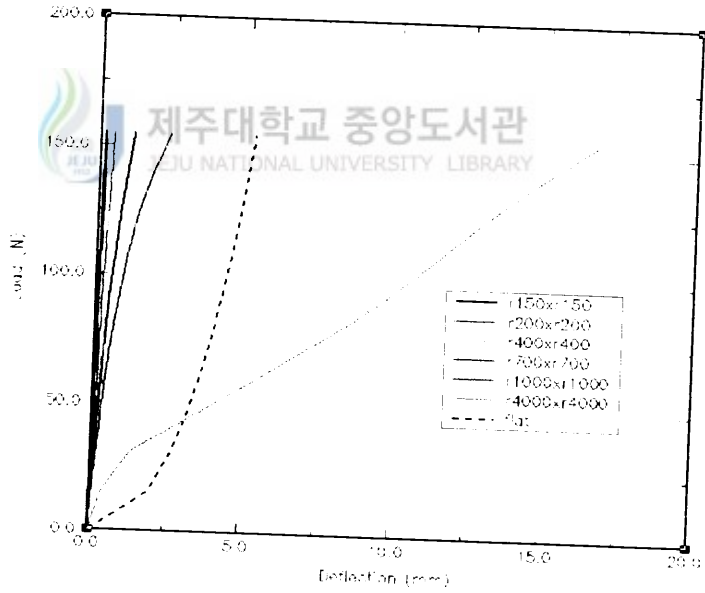


Fig. 5 Crown height as a function of curvature.

Fig. 6에서 유한요소해석에 의한 예측된 하중-변위 곡선은 여러가지 구면 곡률을 가진 두가지 크기의 두께 1mm인 AA6111-T8X 판넬에 대해 해석된 것이다. 기울기가 급하면 급할수록 작은 곡률반경과 관련된 기하학적 강성은 더 커진다. Fig. 6 (a)와 (b)의 비교는 600mm 판넬이 200mm 판넬보다 훨씬 더 유연하단 걸 보여준다. 이런 경향은 Fig. 7에서 최대 하중 하에서의 변위로 나타난다. 큰 곡률 반경에 대한 Fig. 6 (a)와 (b)에서의 하중 변위 곡선은 작은 곡률 반경에서 보이지 않는 많은 흥미있는 특징들을 보여준다. 그 강성이나 기울기는 초기에는 높지만 변곡점에서 최소값까지 떨어지고 그 후 다시 증가한다. 이런 강성의 강하는 곡률이 펴지고 다시 반전되는 판넬의 오일캐닝과 관계가 있다. 곡률이 반전되고 나면 추가 하중 증가는 강성의 증가와 관련된 팽팽한 인장응력에 영향을 받는다. 높은 초기 강성은 오일캐닝이 진행되기 전 압축응력 때문이다. 오일캐닝 현상의 진행중에서 판넬이 주로 작용하중에 대해 굽힘으로 지지하기 때문에 오일 캐닝동안 강성은 낮아진다. 이 낮은 굽힘 강성은 평평한 판넬의 경우에 예측되어지는데 어느정도 처짐이 생기기까지 인장 압축 없이 단지 굽힘만으로 하중을 지지한다. 작은 곡률 반경을 가진 판넬은 최대 155N이상의 하중에서도 오일캐닝현상에 저항한다. 그것은 하중이 판넬의 압축에 의해 지지되기 때문에 강성은 유지될 수 있다. 오일캐닝과 강성의 차후 손실은 더 높은 하중에서 발생하는 것으로 예측될 수 있다. 유한요소해석으로부터 최대 변위에 대한 판넬 두께의 영향은 Fig. 7에서 역시 보여주고 있다. 예상대로, Fig. 7에서 더 두껍고 더 작은 크기의 판넬들이 더 작은 변위값을 가짐을 알 수 있다. 아마 굽힘 강성이 두께에 대하여 3차 오더(third order)로 영향을 받기 때문에 곡률이 클 경우에 처짐이 증가가 판넬 두께에 의해 강하게 영향을 받는다. 디자인 해석으로부터 예측된 판넬 강성값을 secant stiffness로 Fig. 8에 나타내었다. 유한요소해석으로부터의 판넬 강성값은 155N과 15.5N의 하중에 대해 적용 하중을 변위로 나누는 계산방법에 의한 secant stiffness를 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 8과 9의 비교는 디자인 해석에 의해 계산된 secant stiffness가 유한요소해석에 의해 계산된 secant stiffness보다 더 큰 값을 보여준다. Fig. 9의 유한요소해석 결과가 Fig. 8의 디자인 해석결과 보다 훨씬 더 정확한 예측을 보여주지만 전체적인 경향은 비슷하다.



(a)



(b)

Fig.6 Load-displacement response for 6111 T8x, 2% pre-strain, 1 mm panels by finite element analysis. (a) L=200 mm and (b) L=600 mm.

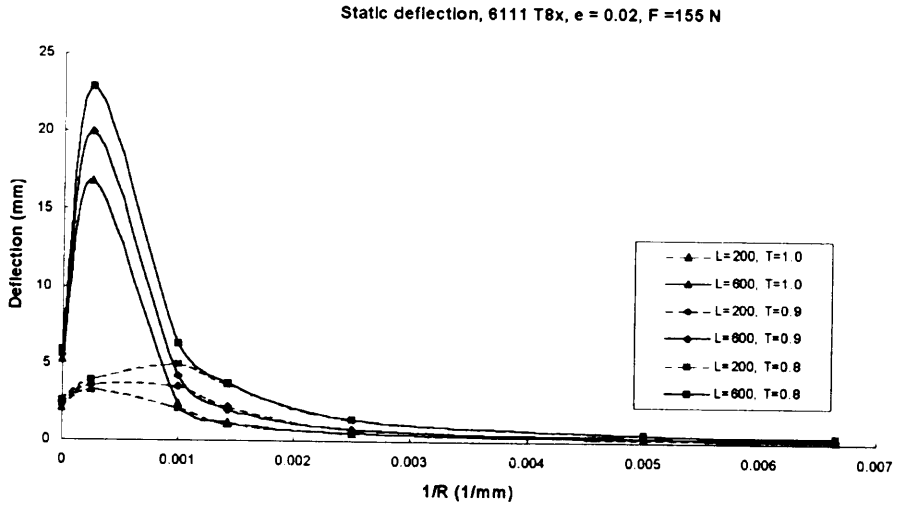
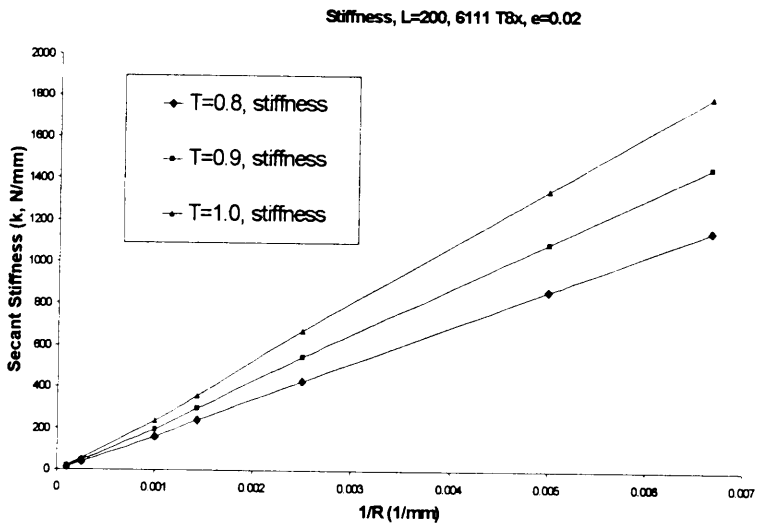
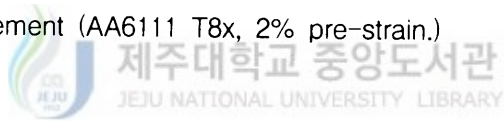
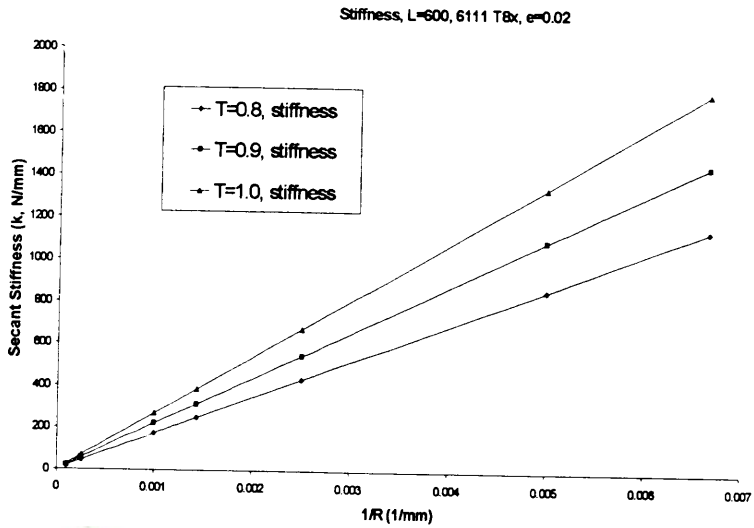


Fig. 7 Maximum load point deflection under a 155 N load by finite element (AA6111 T8x, 2% pre-strain.)



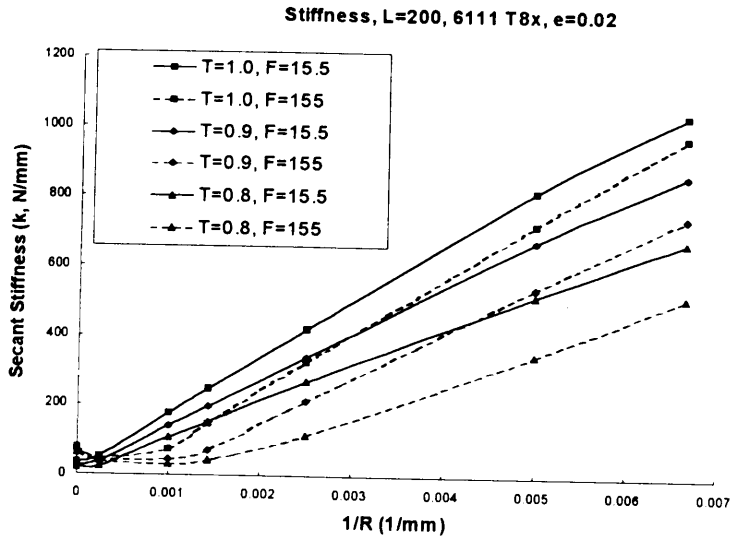
(a)



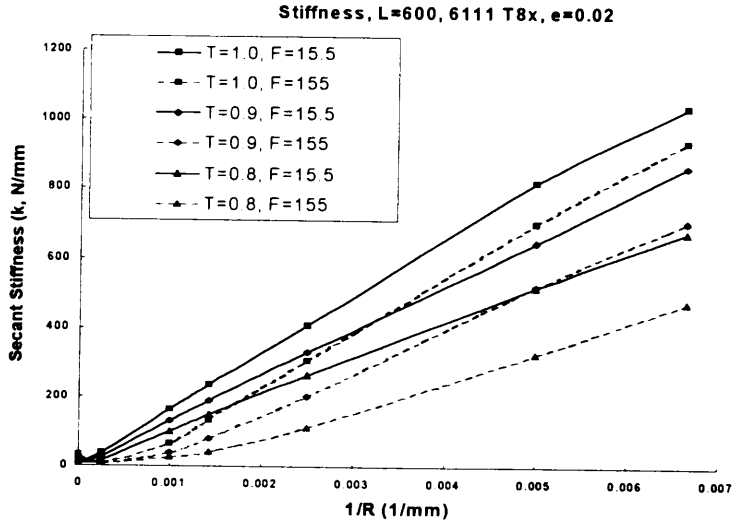


(b)

Fig. 8 Predicted secant stiffness(k) as a function of curvature by design analysis. A6111-T8x, 2% 전변형율. (a) L=200mm (b) L=600mm.



(a)



(b)

Fig. 9 Secant stiffness(k) as a function of curvature and thickness by finite element analysis. A6111-T8X, 2% pre-strain.

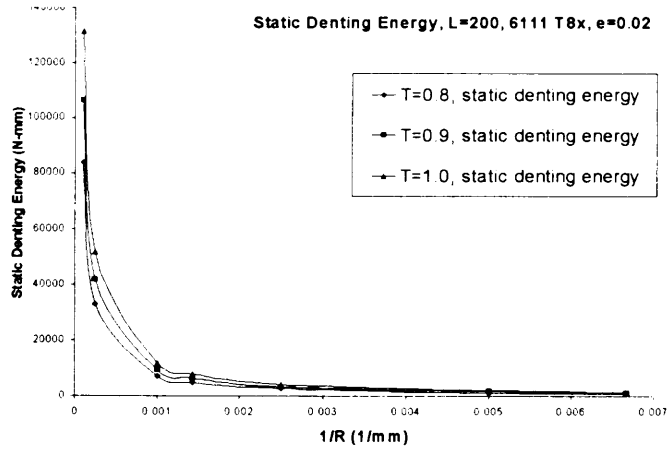
(a) L=200mm (b) L=600 mm.

Fig. 10는 디자인 해석에 의한 동적 덴팅 에너지와 곡률의 관계를 그래프로 나타내고 있다. 덴팅 에너지는 충격에너지를 흡수하는 판넬의 능력을 나타낸다고 할 수 있다. 높은 덴팅 에너지를 갖는 판넬은 탄성적으로 충격에너지를 더 잘 흡수할 수 있고, 덴팅의 소성변형에 대한 에너지를 적게 남긴다. 주어진 하중에 대한 판넬의 에너지 흡수 능력은 하중-변위 곡선 아래의 면적에 해당된다. Fig. 6의 정적 하중 변위 곡선은 곡률 반경이 작은 판넬이 더 강한 반응을 보이고 주어진 하중에 대해 적은 에너지를 흡수한다는 걸 보여준다. 따라서 주어진 정도의 충격에너지를 흡수하기 위하여 보다 강성이 높은 판넬에 대해 보다 큰 접촉력이 발생된다. 판넬이 더 큰 곡률반경을 가질수록 더 높은 덴팅 에너지가 예측된다. Fig. 10에 보여지는 큰 곡률 반경에서 덴팅에너지의 감소율은 아주 빠르다. Fig. 10(a)와 10(b)의 비교는 크라운 높이가 보다 크기 때문에 200mm 판넬의 덴팅 에너지가 작은 곡률

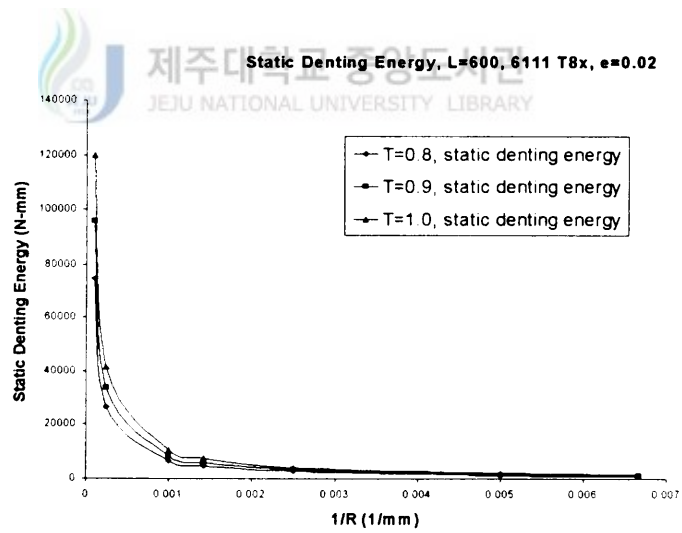
의 경우에만 600mm 판넬보다 더 큰 값을 보여줌을 알 수 있다. 큰 곡률의 경우 크기와 두께의 변화가 Fig. 10에 보여지는데로 덴팅 에너지에 큰 영향을 줄 수는 없다.

유한요소해석에 의해 2%의 전변형율을 준 AA6111-T8x에 대한 예측된 덴팅 깊이는 Fig. 11에 나타내었다. 덴팅 깊이는 두께에 많이 영향을 받으나 판넬 크기에는 크게 영향 받지 않는데 이는 주어진 재료에 대해 정적 덴트 깊이를 좌지우지하는 것은 국부 굽힘 저항이라는 것을 암시하고 있다. 곡률이 큰 판넬은 오일 캐닝모드와 관련된 굽힘을 겪지 않기 때문에 보다 작은 덴팅이 일어난다. 중간 정도의 곡률을 가진 판넬은 보다 높은 굽힘 응력을 경험하므로 가장 큰 덴팅을 보여주었다. 평평한 판넬의 덴팅 변위는 초기 작은 하중에서부터 인장상태로 되므로 굽힘을 통한 항복을 최소화하여 그 값이 크지 않다.

Fig. 12는 크기와 강도가 다른 두께 1mm의 구면 곡률 판넬이 4.89m/s의 속도를 갖는 직경 25mm 철구의 충격에 의한 동적인 덴팅 깊이를 예측한다. 큰 곡률 반경에 대해 작은 덴트 깊이가 발생하므로 역시 곡률 반경은 강한 영향인자이다. 정적 및 동적 하중하의 이런 정 반대적인 거동은 정적 및 동적 반응에 대한 판넬 강성의 영향 때문이다. 정적 조건하에서 강성 강한 판넬은 굽힘에 강하고 덴팅 깊이를 최소화하면서 오일 캐닝에 저항하려는 경향이 있고, 동적 하중 조건하의 곡률 반경이 큰 판넬은 더 많은 충격에너지를 흡수할 수 있고, 덴팅으로 인한 소성 변형이 적다. Fig. 13은 디자인 해석에 의해 판넬의 곡률에 대한 임계 버클링 하중을 보여준다. 작은 곡률 반경, 보다 작은 판넬 크기 그리고 보다 두꺼운 판넬은 Fig. 13에서 알 수 있듯이 오일캐닝 현상으로부터 보다 안전함을 알 수 있다. 이로서 디자인 해석이 설계의 개념적 단계들에 대한 유용한 데이터 즉 임계 버클링 하중, 정적 덴팅에너지, secant stiffness을 빠르고 쉽게 제공한다는 것을 알 수 있었다.



(a)



(b)

Fig. 10 Predicted static denting energy as a function of curvature by design analysis. A6111-T8X, 2% pre-strain.  
 (a) L=200mm (b) L=600mm.

Static dent depth, T8x,  $\epsilon=0.02$

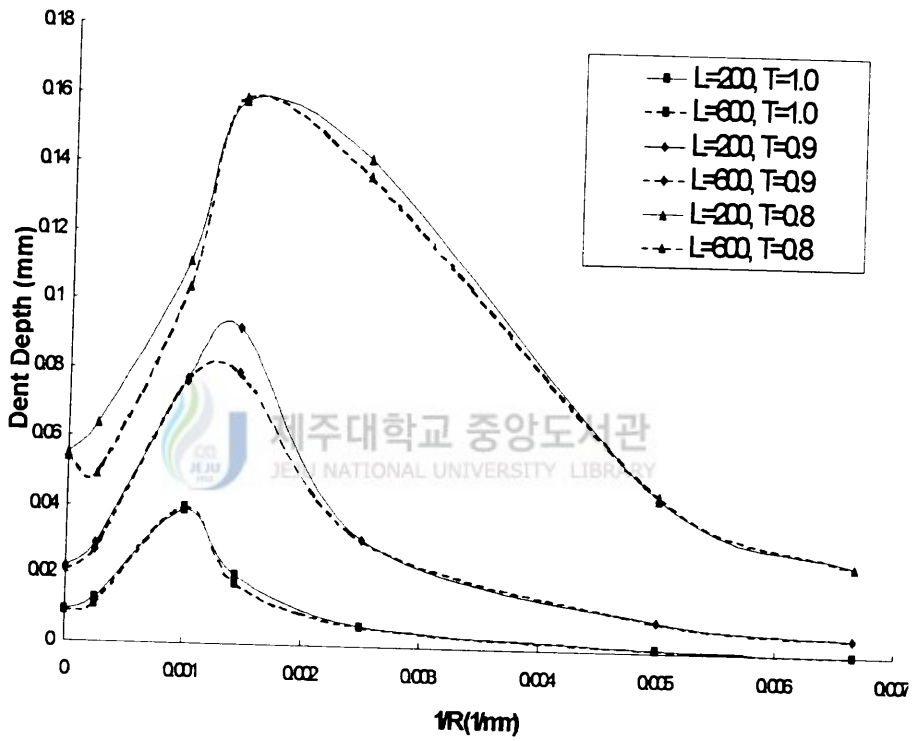


Fig. 11 Static dent depths predicted for the 6111 T8x, 2% pre-strain panels by finite element analysis. Maximum load = 155 N.

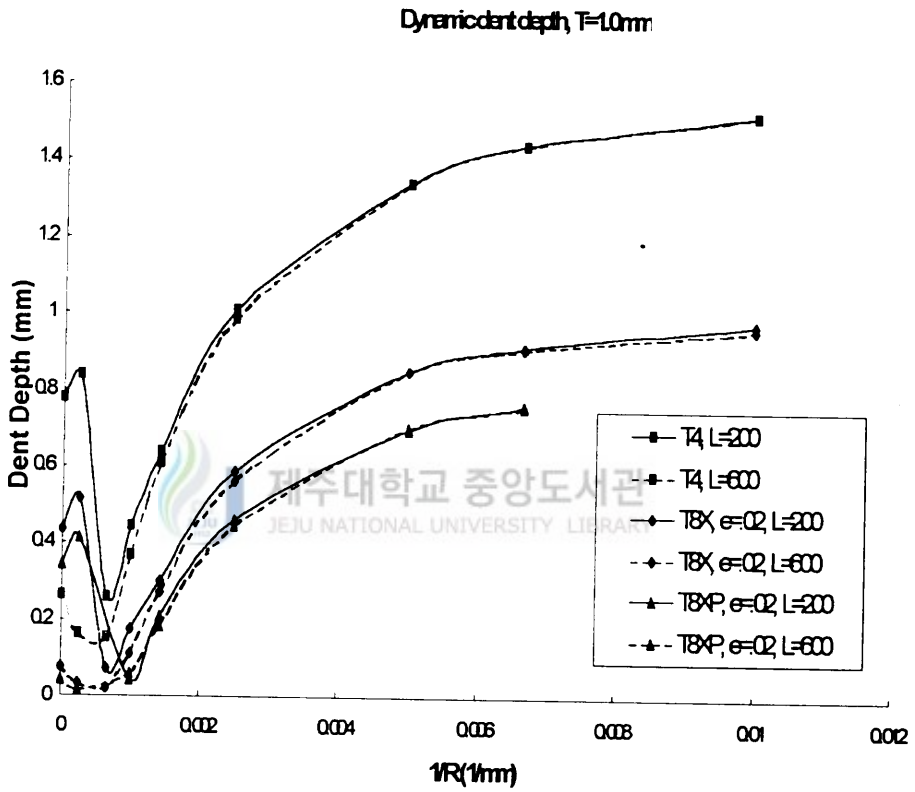
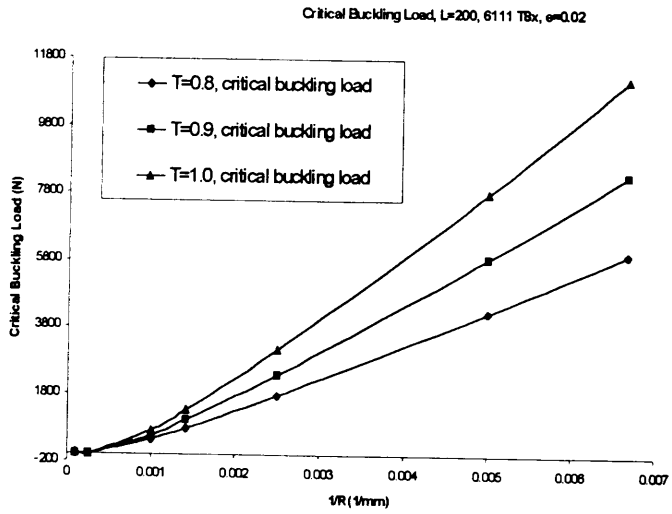


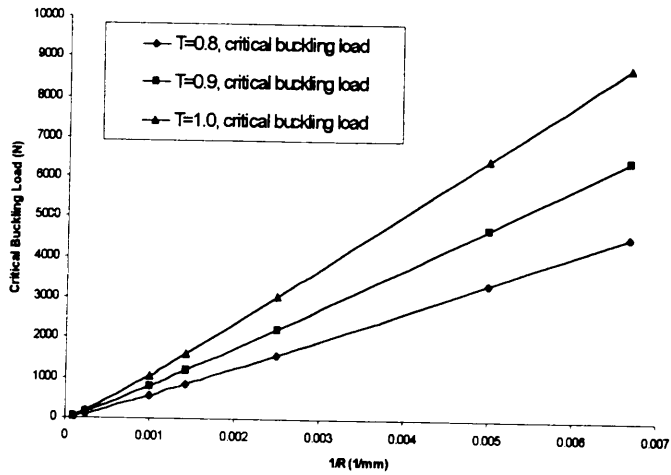
Fig. 12 Dynamic dent depths predicted for the 6111 T8x, 2% pre-strain panels by finite element analysis. Impact velocity = 4.89 m/s.



(a)

제주대학교 중앙도서관  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Critical Buckling Load, L=600, 6111 T8x,  $\epsilon=0.02$



(b)

Fig. 13 Predicted critical buckling load as a function of curvature by design analysis. A6111\_T8X, 2% pre-strain.  
(a) L=200 mm (b) L=600 mm

## 제 3 장 평형해법을 이용한 판재의 단면 해석

### 3.1 개요

자동차 산업에서 자동차의 각종 박판성형이 차지하는 비중은 매우 크며 자동차의 외관, 강성, 안전성 등에 큰 영향을 미치고 있다. 우수한 박판성형품을 생산하기 위해서는 성형상의 특성을 적절히 고려한 공정설계와 이에 따르는 금형설계가 필수적이다.

그러나 종래의 자동차 차체의 프레스성형공정은 설계자의 경험적인 계산이나 시험용 다이에 의해 시행착오 끝에 설계되었으며, 부정확한 계산으로 말미암아 다이가 준비된 후 문제점이 발견되어 여러 차례 수정과정을 겪게 됨으로써 시간과 경비를 증대시키는 원인이 되었다. 이 때문에 실제 금형을 제작하여 제품을 만들어 보기 이전에 이론적 방법을 통하여 성형 후 제품의 변형상태를 사전에 검토하여 제품의 설계 및 프레스 금형 설계시 자료로 활용하기 위한 역학적 예측시스템을 필요로 한다.

그 중 박판성형공정 해석에 사용되고 있는 비선형 유한요소법에 의한 시뮬레이션은 정확한 해와 많은 정보를 줄 수 있다는 장점을 가지고 있으나, 기하학적 형상이 매우 복잡하거나 대용량의 큰 자동차 판넬과 같은 문제에 있어서는 수렴성 등의 문제가 있어 정량적 해를 얻을 수 없다. 따라서, 유한요소법과는 달리 수렴성이 문제가 되지 않으면서 빠른 시간내에 금형설계단계에서 성형성을 평가하고, 금형의 잘못된 곳을 수정하기에 충분히 실용적인 장점을 가지고 있는 시스템이 필요하다[19].

이러한 요구는 CAD적인 계산과 소성역학적 이론의 접목을 통해서 임의의 형상을 가진 금형의 단면해석의 구현이 가능하며, 도요다 자동차 회사는 1980년 후반에 CAD/CAM/CAE의 통합 시스템인 다이 페이스CAD시스템을 개발하여 실용화하였다[21, 24]. 이는 다이 페이스 설계에서, 종래에 금형 제작 후 나타나는 시행



착오를 CAD를 활용하여 다이 페이스 설계과정에서 미리 예측하여 수정할 수 있게 한 시스템을 말한다. 이런 시스템의 개발 목적은 CAD/CAE의 성형성 평가 모듈을 이용하여 금형불량상태 항목에 도움을 주고, 제품 형상에 따라 각양각색으로 변화하는 다이 페이스 형상과 성형성 평가를 위한 데이터를 축적하여 정밀한 설계를 하는 데 있었다[22].

평형해법은 펀치 및 다이와 판넬의 기하학적 관계를 소성역학적인 이론과 접목하여 간단하게 성형 과정을 시뮬레이션하여 성형성을 평가해 볼 수 있어, 금형설계단계에서 잘못 설계된 곳을 빠른 시간내에 바로 잡을 수 있다는 실용적인 관점에 목적을 두고 있다. 따라서, 평형해법은 유한요소법처럼 많은 정보를 제공하지는 못하지만, 금형 설계시 가장 중요한 성형성을 간단히 평가할 수 있어서 후자보다 정확성은 떨어져도 금형 설계에 실용적인 시스템으로서 의의가 있다. 본 해석을 하기 위해서, CAD적인 관점에서는 기하학적 관계로부터 실제 성형되고 있는 차체 판넬의 모양을 근사시킬 수 있는 성형 곡선의 추적이 필요하였다. 또한 이로부터, 펀치 및 다이와 판넬의 접촉-비접촉여부 판별, 접촉-비접촉 부위 길이, 접촉각 등을 계산할 수 있으며, 이것은 소성역학적 계산을 위해서 선행되어야 한다 [19]. 이렇게 구해진 정보를 바탕으로, 재료는 수직이방성을 갖는 강소성으로 가정하고, 힘 평형에 이르는 최적화 기법으로 해를 구하였으며 이 방법은 평면변형 문제로 취급할 수 있는 임의의 형상을 갖는 박판(Sheet)의 성형공정을 해석할 수 있도록 되어 있다

본 연구에서는 Takahashi[20] 등이 개발한 힘평형에 이르는 최적해를 구하는 방법(평형해법 또는 Toyota 방식)을 Yoon[19]등이 개발한 기존 수식화를 이용하여 차체 판넬 단면해석을 위한 연구를 하였다. 적용한 예제로는 트렁크-리드단면의 해석이며, CAD 데이터와의 접목을 위하여 Ferguson의 3차원 매개변수 곡선을 도입하여 2차원 단면해석을 3차원적으로 합성함으로써[20] 전면적 3차원 해석과 같은 효과를 보이도록 하였다.

## 3.2 이론 해석

### 3.2.1 판넬 모양 예측

임의의 형상의 펀치와 다이의 단면 데이터가 주어지면, 기하학적인 관계로부터 판넬의 성형되는 모습을 알아낼 수 있다. 이때 얻어진 판넬 모양을 기하학적 성형곡선으로 취급할 수 있으며, 이런 CAD 자료로부터 얻은 기하학적 성형곡선은 유한요소법의 박막요소를 썼을 때 해석결과 얻어진 성형곡선과 유사하다.

기하학적 성형곡선의 물리적 의미는 양쪽 호울더에서 실을 팽팽하게 잡아 당겼을 때의 모양이며, 펀치와 다이의 기하학적 구속 조건을 만족시키면서 다이 캐비티를 통과하는 최단 경로라고 말할 수 있으며 성형곡선을 구하는 순서는 다음과 같다.

#### 과정 1(i,ii,iii)

- i) 다이의 양 끝점을 기준으로 해서 펀치만을 고려하여 성형곡선을 구한다.
- ii) 다이에 성형곡선이 침투되는지 검색한다.
- iii) 침투된 부분을 포함하는 가장 가까운 접촉 부위의 양 끝점(펀치)을 찾는다.

#### 과정 2(iv,v,vi)

- iv) 과정1-iii에서 찾은 양 끝점을 기준으로 해서 다이만 고려하여 성형곡선을 구한다.
- v) 펀치에 성형곡선이 침투되는지 검색한다.
- vi) 침투된 부분을 포함하는 가장 가까운 접촉부위의 양 끝점(다이)을 찾는다.
- vii) vi에서 찾은 양 끝점을 기준으로 해서 과정 1을 반복한다.
- viii) 종합하면, 위와 같이 양 끝점만을 변경하여 과정 1과 과정 2를 반복하면서 침투가 생기지 않을때까지 진행하면 원하는 성형곡선을 얻을 수 있다.

### 3.2.2 비접촉 부위에서의 변형율

Fig.1에서 1단계에서 2단계로 재료의 성형이 진행하면 2단계를 기준으로 접촉 부위와 비접촉 부위를 판별하게 된다. 이때 판별된 비접촉 부위는 하나의 요소로 취급되며, (i)번째 비접촉 부위는 Fig.1에 나타나 있는 것과 같다.

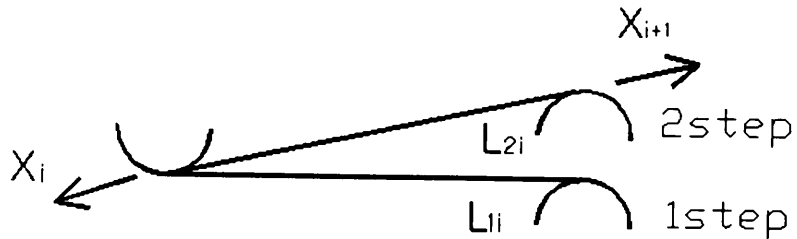


Fig. 14 Strain on the non-contact section

물리적으로는 1단계에서 2단계으로 진행하는 동안에 길이가 신장되면서 ( $\Delta L = L_{2i} - L_{1i}$ ), (i)번째 접촉 부위의 미끄러짐량  $X_i$ 가 제어영역 안으로 들어오고, (i+1)번째 접촉 부위의 미끄러짐량  $X_{i+1}$ 가 제어영역 밖으로 나간다고 가정할 수 있다. 이때 2단계에서 (i)번째 비접촉 부위의 진 변형율은 다음과 같이 유도된다[22].

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{s2i} &= \ln \frac{L_i}{L_0} + \left( \frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} \right) \\
 &= \left( \frac{L_0 + (L_{1i} - L_0)}{L_0} \right) + \ln \left( \frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} \right) \\
 &= \ln(1 + e_{psi}) + \ln \left( \frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} \right) \\
 &= \ln \left( \frac{L_0 + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} + \frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} e_{psi} \right) \quad (10)
 \end{aligned}$$

여기서  $e_{psi}$ 는 1단계에서 (i)번째 비접촉 부위의 공칭변형율,  $L_0$ 는 제어영역 (Control Volume)내의 원래 길이,  $L_{1i}$ ,  $L_{2i}$ 는 1단계에서 2단계로의 변형 전후의 길이, 그리고  $X_i$ 는 각 접촉 부위에서 미끄러짐량이다.

### 3.2.3 응력과 변형을 관계

재료는 강소성이고 수직이방성을 갖는다고 가정하고, Hill의 2차 항복식을 사용하여 응력과 변형을 관계를 유도하면 아래의 표와 같이 된다. 즉, (11)식에 수직이방성계수  $r$ 을 고려하고 Hill의 2차 항복식과 유동 법칙을 이용하여 평면 스트레칭에 적용하면

(12)식이 되고, 평면 변형 해석  $\left[ \alpha = \frac{\epsilon_y}{\epsilon_x} = 0 \right]$ 에서는 (13)식과 같이 된다[23].

$$\bar{\sigma} = K \bar{\epsilon}^n \quad (11)$$

$$\sigma = \frac{K \left( \frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \sqrt{1 + \alpha^2 + \frac{2r}{1+r} \alpha \cdot \epsilon} \right)^n}{\sqrt{1 + \left( \frac{1+\alpha(1+r)}{(1+r)+\alpha r} \right)^2 - \frac{2r}{1+r} \left( \frac{1+\alpha(1+r)}{(1+r)+\alpha r} \right)}} \quad (12)$$

$$\sigma = K \left( \frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \right)^{n+1} \epsilon^n \quad (13)$$

이때  $\sigma$ 와  $\epsilon$ 은 박판(Sheet)이 늘어나는 방향으로의 응력과 변형율이고 (i)번째 비접촉 부위에 걸리는 응력은  $\sigma_{i+1} = K \left( \frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \right)^{n+1} \epsilon_{si}^n$ 로 유도되었다. 따라서 (i)번째 비접촉 부위에 걸리는 힘은 (14)식과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} F_{i+1} &= K \left( \frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \right)^{n+1} \epsilon_{si}^n \frac{l_0}{l} t_0 \\ &= K \left( \frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \right)^{n+1} \epsilon_{si}^n \frac{1}{1+e_{si}} t_0 \end{aligned} \quad (14)$$

여기서  $e_{si}$ 는 (i)번째 비접촉 부위의 공칭 변형율,  $\epsilon_{si}$ 는 (i)번째 비접촉 부위의 진 변형율이다. 그러므로,  $F_{i+1}$ 는 오직 미끄러짐 양만의 함수로 나타나게 된다.

각 비접촉 부위의 장력이 구해졌으면, 이를 기본으로 판넬이 접촉 부위를 통과할 때 걸리는 통과 저항력을 정의할 수 있다. 이때, 통과 저항력은 Fig.2에서와 같이 미끄러짐과 굽힘 효과를 고려하여 힘 평형 방정식으로부터 구할 수 있다[24,25].

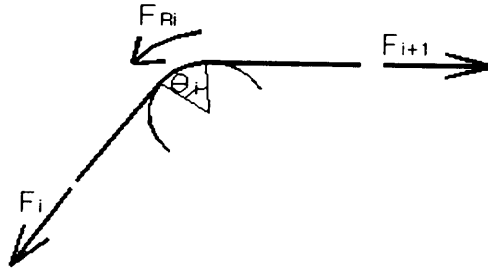


Fig. 15 Friction force at  $i$ 'th contact section

$$F_{Ri} = F_i [e^{\mu \theta_i} - 1] + \frac{tY}{4(R_i + t/2)} [e^{\mu \theta_i} + 1] \quad (15)$$

$$(F_{i+1} > F_i)$$

여기서  $Y$ 는 항복응력,  $t = \frac{t_i + t_{i+1}}{2}$ 는 판넬의 두께,  $R_i$ 는  $(i)$ 번째 접촉 부위의 다이 반경,  $\theta_i$ 는  $(i)$ 번째 접촉 부위의 접촉각이다.

### 3.2.4 접촉 부위에서의 재료이동

재료의 변형 거동은 재료의 이동과 변형의 차이에 의해 일어나고, 재료의 인장력의 균형이 깨질 때 재료가 이동하는 경우는 다음의 두 가지 경우이다.

- 1) 다이 캐비티안에 재료의 인장력이 구속력보다 클 때, 재료는 다이 캐비티 안으로 이동한다.
- 2) 접촉 부위 양단에서 인장력 차가 통과 저항력을 초과할 때, 재료는 인장력이 큰쪽으로 이동한다.

i) 접촉 부위 양단의 힘이 균형상태에 있을 때 ( $F_{Ri} \geq |F_{i+1} - F_i|$ ) 재료의 이동은 없다.

ii) 변형이 진행되어 접촉 부위 양단의 힘이 차가 통과 저항력을 초과하면 ( $F_{Ri} < |F_{i+1} - F_i|$ ) 재료는 움직이기 시작한다. 이때 재료의 미끄러짐양 계산은

목적함수  $J = \sum_{i=1}^N J_i$  (여기서  $N$ =최대접촉 부위수,  $J_i = |F_{i+1} - F_i| > F_{Ri}$ )을 정의

하고 비접촉 부위의 인장 구속조건  $L_{2i} - L_{1i} + X_{i+1} - X_i \geq 0$  ( $i=1$ , 최대 비접촉 부위수)를 만족시키면서 함수  $J$ 를 최소화하는 미끄러짐양을 구하게 된다.

iii) 이때 재료의 움직임은 접촉 부위 양단의 힘의 차이가 통과 저항력과 같아 질 때까지 움직인다. ( $F_{Ri} = |F_{i+1} - F_i|$ )

### 3.2.5 접촉 부위에서의 변형율

접촉 부위의 변형율은 일단 최적화(접촉 부위 미끄러짐 양 계산)된 상태에서 접촉 부위를 다수의 세그먼트로 분할한 후 다음과 같은 과정을 거쳐 구한다. 좌우 유동이 없는 점의 각도  $\theta_{neutral}$ 은 다음식에서 구할 수 있다.

$$\theta_{neutral} = \frac{1}{\mu} \ln \frac{\sigma_{\theta}}{\sqrt{\sigma_{\theta} \cdot \sigma_{\theta+1}} e^{\mu\theta}} \quad (16)$$

여기서  $\mu$ 는 마찰계수,  $\sigma_{\theta}$ 는  $i$ 번째 접촉 부위의 왼쪽 비접촉 부위에 걸리는 응력을 나타낸다. 접촉 부위의 변형율  $\epsilon_{\theta}$ 는  $\theta_{neutral}$ ,  $\sigma_{\theta}$ 에 대해서는 다음과 같이 표시된다.

$$\epsilon_{\theta} = \left( \frac{\sqrt{1+2R}}{1+R} \right)^{\frac{1+n}{n}} \left( \frac{1}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \left( \sqrt{\frac{\sigma_{\theta} \cdot \sigma_{\theta+1}}{e^{\mu\theta}}} \cdot e^{\mu[\phi - \theta_{neutral}]} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (17)$$

$(0 \leq \phi \leq \theta_i)$

(16)식으로부터  $\theta_{neutral}$ 을 구한 후 (17)식으로부터 각 요소들의 변형율을 계산한다. 이렇게 구해진 요소들의 변형율로부터  $\theta_{neutral}$ 을 기점으로 좌우의 체적변화를 계산하고 그에 해당하는  $X_i$ ,  $X_{i+1}$ 를 재조정하여 각 비접촉 부위에서의 변형율을 확정시킨다. 이상의 과정은 매 단계(Step)마다 반복되어 펀치가 다이와 완전히 접할 때까지 계속된다. 이런 전체적인 해석 알고리즘은 Fig. 16에 잘 나타나 있다.

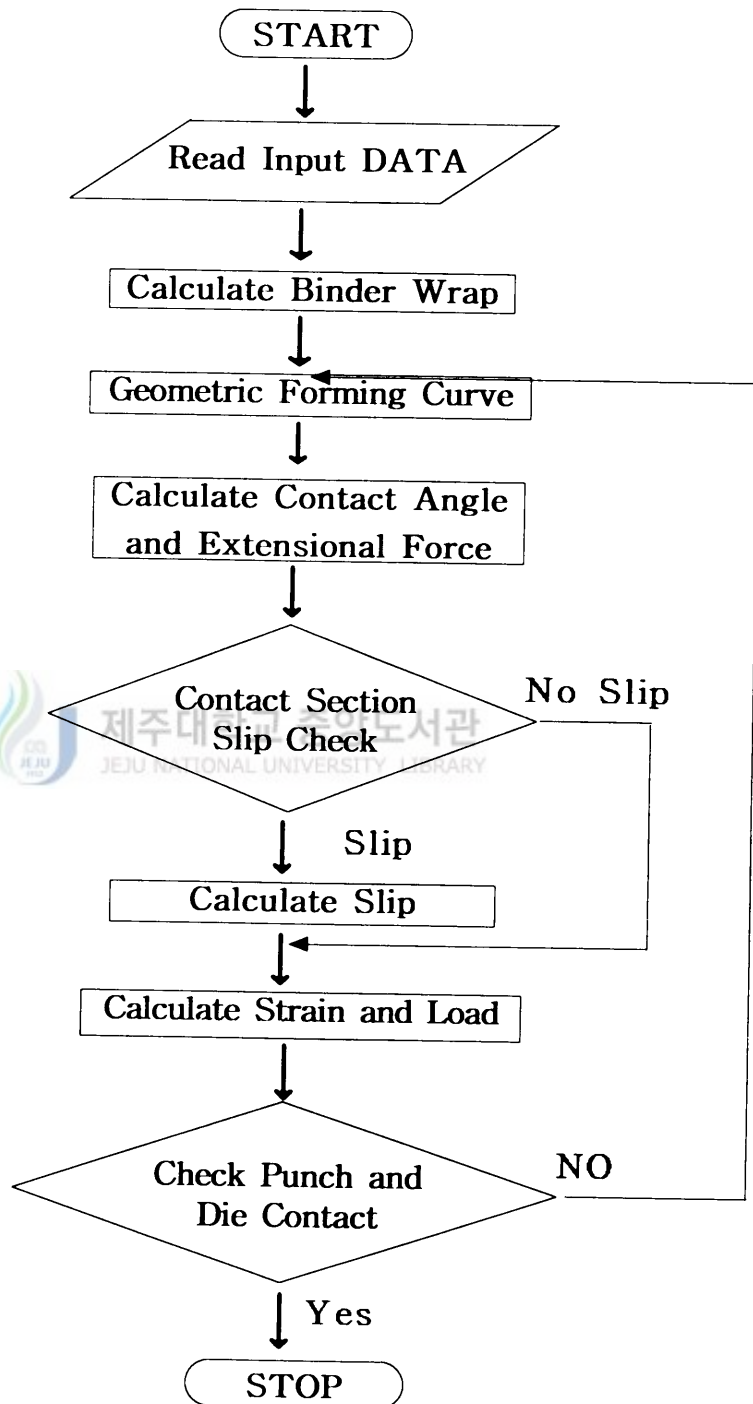


Fig. 16 Flow chart of forming analysis with the equilibrium approach

### 3.3. 박판 성형 공정의 해석

#### 3.3.1 성형 해석 결과 및 3차원 합성

트렁크 리드는 자동차의 외형을 결정 짓는 중요한 판넬로 성형하기가 어렵고, 특히, 굴곡과 스프링-백이 없어야 하는 난해한 제품으로 평면 변형으로 근사화 할 수 있어 단면 해석이 가능하다. 트렁크 리드의 대칭선으로부터 700mm 단면까지 100mm 간격으로 성형 해석하여 그 최종 형상들을 3차원형상으로 합성하였다.

$$\text{응력-변형도 곡선 : } \bar{\sigma} = 51.915 (\bar{\epsilon})^{0.217}$$

$$\text{수직 이방성 계수 : } R = 1.6$$

$$\text{재료 두께 : } t = 0.8\text{mm}$$

$$\text{Coulomb 마찰계수 : } \mu = 0.2$$

$$\text{구속력(Binding Force) : } 15\text{kgf/mm(오른쪽), } 15\text{kgf/mm(왼쪽)}$$

트렁크 리드 대칭 단면의 시뮬레이션 결과는 변형도가 0.05% 미만의 성형공정이었다. 따라서, 구속력을 너무 크게 주지 않는 한 무리 없이 성형될 것으로 판단되며, 트렁크 리드의 변형 형상과 변형율 분포가 다음 그림들에 나타나 있다.



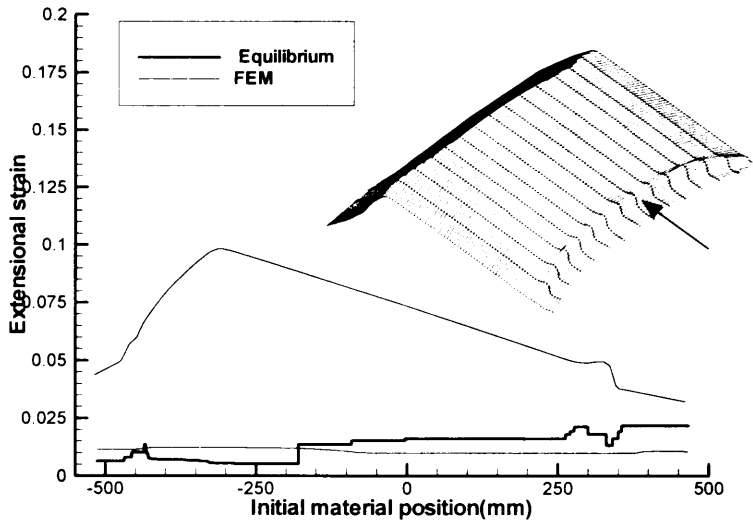


Fig. 17 Strain in distribution at Symmetry-section

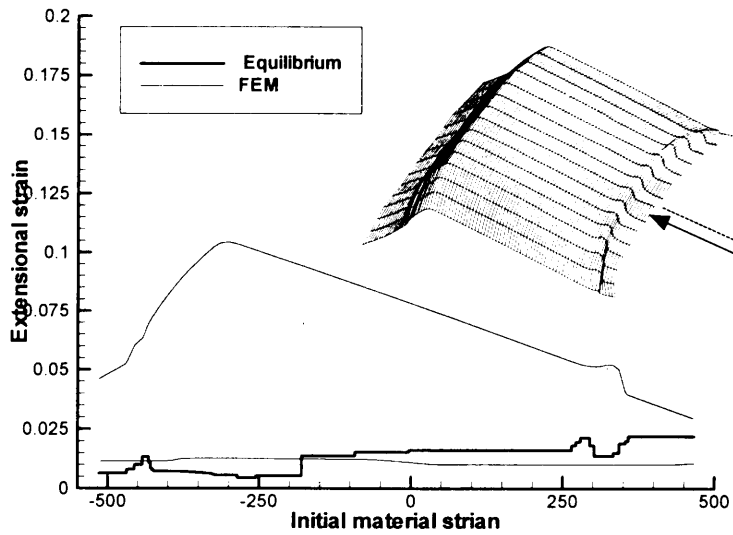


Fig. 18 Strain in distribution at 100mm-section

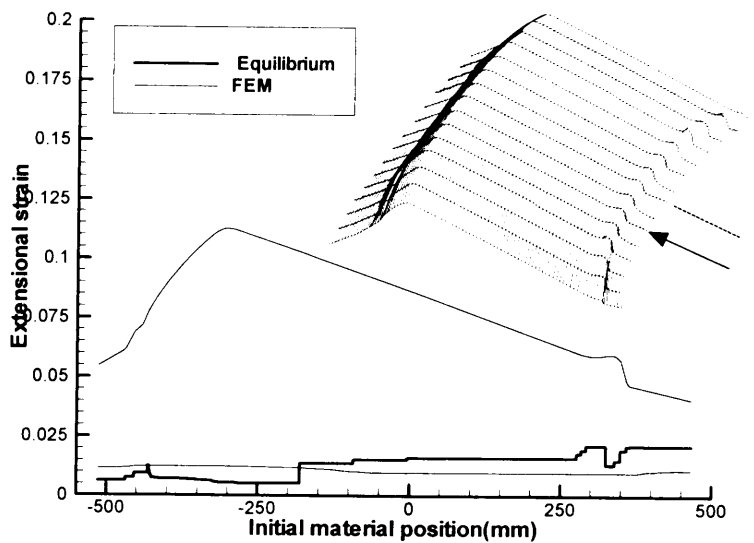


Fig. 19 Strain in distribution at 200mm-section

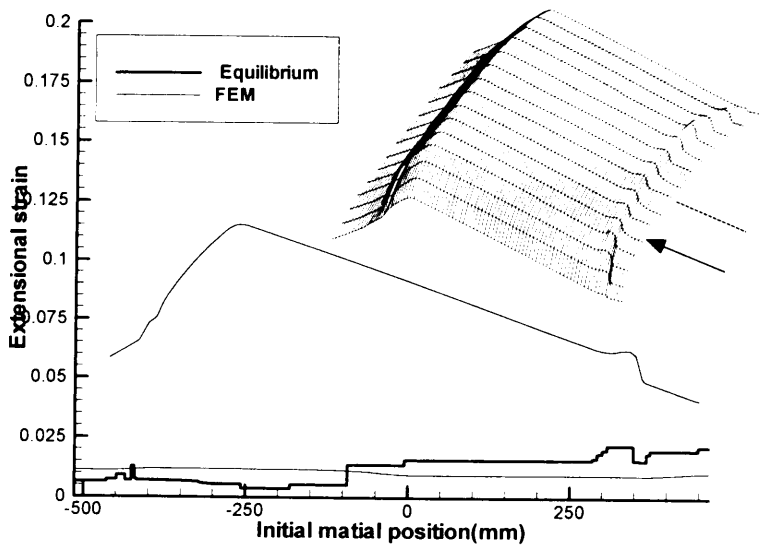
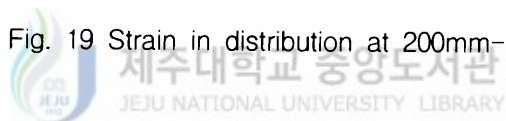


Fig. 20 Strain in distribution at 300mm-section

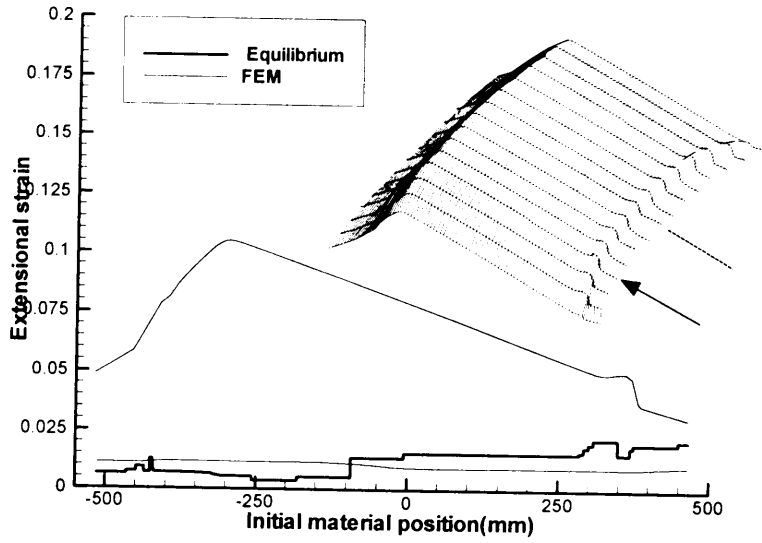


Fig. 21 Strain in distribution at 400mm-section

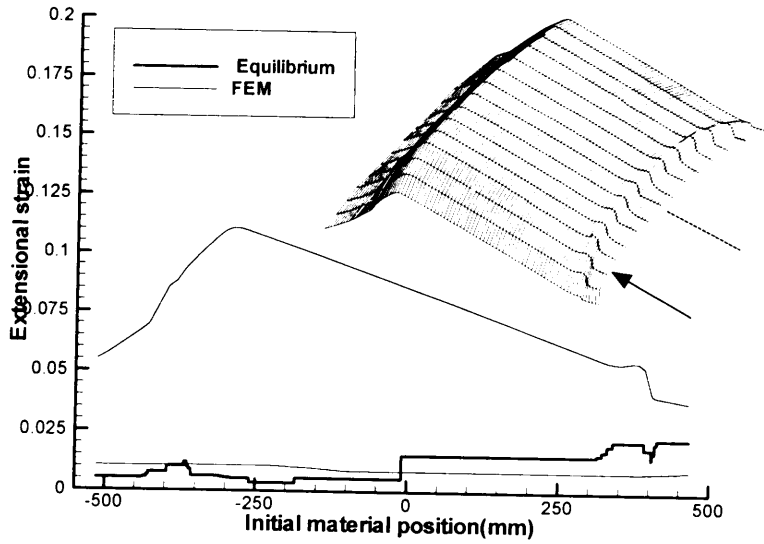


Fig. 22 Strain in distribution at 500mm-section

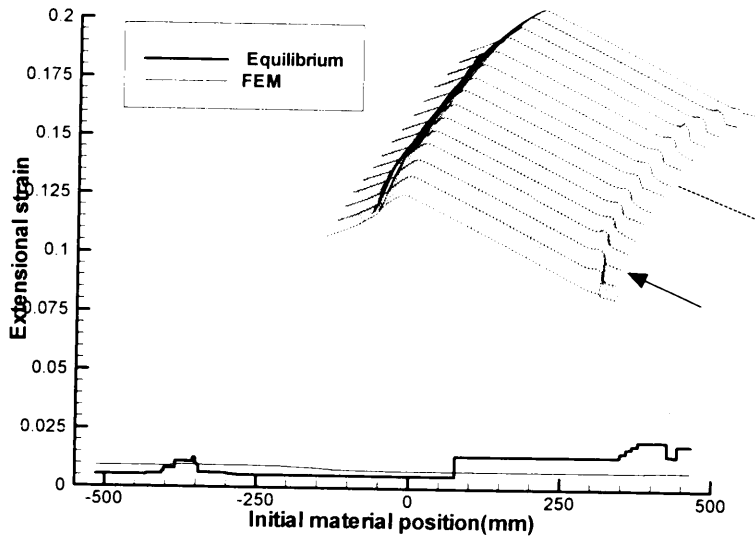


Fig. 23 Strain in distribution at 600mm-section

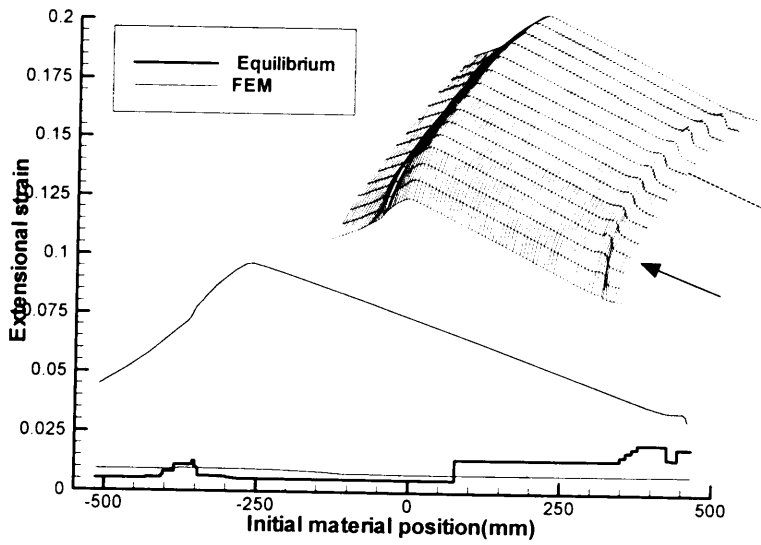


Fig. 24 Strain in distribution at 700mm-section

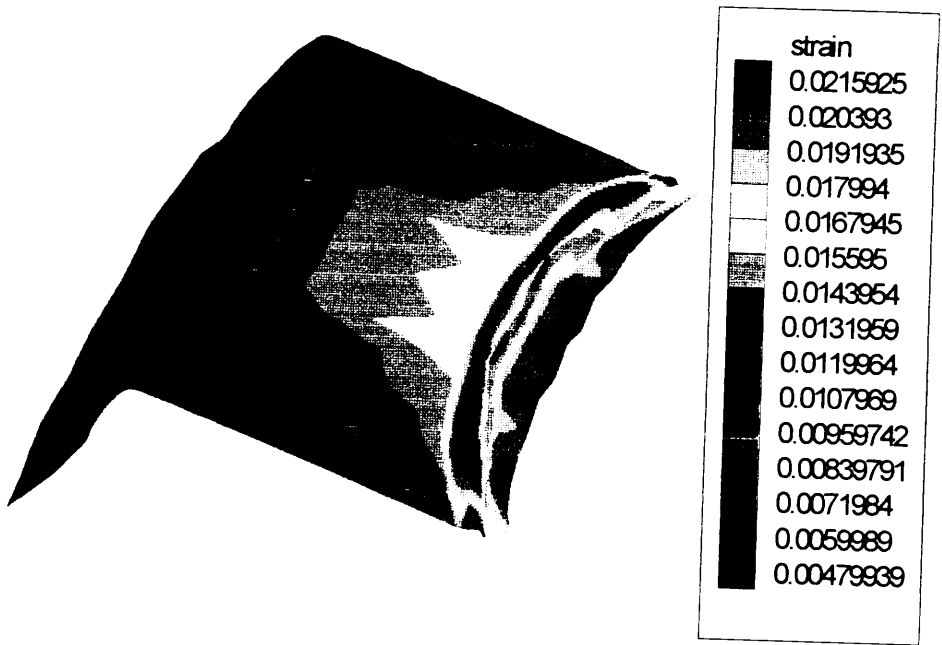


Fig. 25 Strain distributed simulation of trunk-lid panel at final step



위의 그림들에서 좌표(100-270) 부위는 최종 상태 직전까지 비접촉 부위로 남기 때문에 주위보다 변형율이 높다. 또, 좌표 310 부근에서 최대 변형율을 갖는 것은 최종 상태 직전에 해당 비접촉 부위에 인접한 양쪽 접촉 부위가 접촉영역이 넓게 성장해 마찰력이 커져서, 미끄러짐이 발생하지 않아 관심 부위가 미끄러짐 없이 변형만 일어나기 때문이다. 위의 해석결과들에서 평형해법의 변형율을 유한요소법(F.E.M.)의 결과와도 비교하였는데, 대체적인 변형율의 분포가 비슷하였고, 미끄러짐 양도 거의 유사하게 나타났다.

## 제 4 장 딥 드로잉 공정의 영향인자에 관한 실험

### 4.1 개요

박판금속을 소재로 하여 이어 붙임 없이 소성변형에 의하여 필요한 형상으로 성형하는 과정을 박판성형 혹은 프레스가공이라 부른다. 이 가공법은 단조, 압출, 압연등과 같은 체적성형법과 함께 금속 소성가공법의 하나의 큰 줄기를 이루고 있다. 이러한 박판 금속성형법은 성형품의 강도에 비해 경량이며 낮은 제조 원가와 양호한 표면 가공 및 높은 정밀도등 생산성이 높으며 부품으로서의 교환성이 뛰어나고 직접 완제품으로 쓸 수 있는 등의 장점이 있어서 자동차의 차체, 비행기 기체부품, 가전제품의 케이스류, 주방용구, 맥주 캔 등에 널리 적용되고 있다[26].

박판 성형 가공은 재료의 물리적 특성, 다이의 기하학적 형상, 다이와 재료간의 마찰 특성등 여러가지 공정 변수들에 의하여 복합적인 영향을 받는 비선형 문제이기 때문에 이러한 공정변수들을 파악하는 것은 효율적인 공정설계를 하는데 필수적이다. 따라서 실제 제품에 많이 적용되고 있는 복잡한 형상을 가진 제품의 드로잉 공정을 이해하는데 있어서 기본이 되는 딥 드로잉시 공정인자에 대해서 파악하는 것이 필요하며 딥 드로잉 공정에 대해서 많은 실험적 및 이론적 연구가 행하여져 왔다[27, 28].

딥 드로잉이란 다이 공위에 블랭크를 올려놓고 펀치를 내림으로써 성형하는 공정으로 이때 플랜지(flange)에서 발생하는 주름(wrinkling)을 방지하기 위하여 블랭크 홀더를 쓴다. 딥 드로잉 제품은 그 형상에 따라 축대칭형 컵, 사각컵, 비축대칭품등으로 나누어지는데 가장 간단한 공정형태가 축대칭형 컵 드로잉이다. 컵 드로잉은 원판을 링형상의 다이 위에 올려놓고 링 형상의 블랭크 홀더로 원주를 누르고 있는 상태에서 펀치를 내림으로써 컵을 만드는 공정이다[26, 29].

본 연구에서는 축대칭형 원형컵 과 사각컵 드로잉실험을 수행하여 시편의 한계

드로잉비를 증가시키고 보다 나은 성형품을 얻기 위해서 변수가 되는 블랭크 홀딩력(blank holding force:이하 BHF라 약함)과 펀치 속도에 따른 성형에 미치는 영향을 관찰하였으며 공구와 피가공재 사이의 마찰에 영향을 주는 윤활조건에 관한 실험을 통해 성형시 발생할 수 있는 여러 결함에 대하여 고찰하였다.

## 4.2 실험방법

박판 성형시 공정에 영향을 미치는 인자 중 BHF와 윤활조건의 영향을 관찰하기 위해 50ton만능시험기를 이용하여 원형컵과 사각컵 드로잉실험을 수행하였다. 재료는 자동차 차체 성형용 압연강판과 알루미늄 압연판을 사용하였다. 판재의 두께는 각각 0.8mm이다.

컵 드로잉실험을 위한 시편은 프레스용 원형절단기를 이용하여 지름 120mm의 원형시편을 제작하였으며 원형컵 재료표면에 지름 5mm의 원형격자모양을 사각컵에는 5mm×5mm의 사각격자 모양의 전기화학 에칭하였다. Fig. 25, 26은 실험에 사용된 50ton급 프레스와 프레스의 펀치와 다이형상의 단면을 나타내고 있고 Fig 27은 실험에 사용된 원형과 사각 다이 그리고 펀치등을 나타내고 있다. 원형펀치의 직경은 59.88mm이며 원형 다이의 내부직경은 61.78mm이고 사각 펀치는 60mm×60mm이며 사각 다이는 62mm×62mm이고 곡률반경은 모두 5mm이다.



Fig. 26 50ton Hydraulic press for experiment

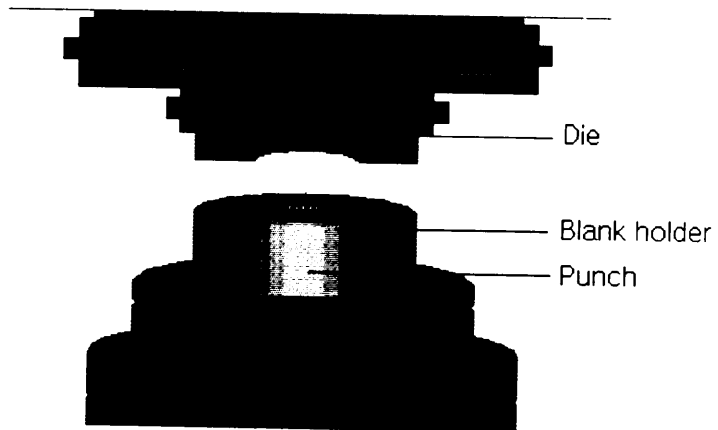


Fig. 27 Cross-sectional view of geometric description of the tooling for deep drawing



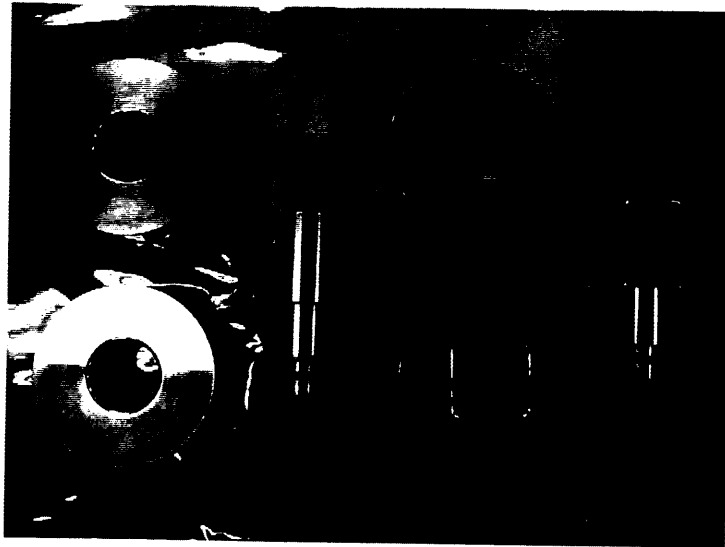


Fig. 28 Cylindrical tool and Square tool



#### 4.2.1 BHF에 의한 영향 실험

드로잉 시에 플랜지에서 발생하는 주름을 예방하기 위해서 판면에 수직인 방향으로 가하는 힘을 블랭크 홀딩력이라 한다. 이 블랭크 홀딩력의 변화에 의한 박판 성형시 영향을 관찰하기 위해 블랭크 홀더와 연결된 유압을 조절하면서 블랭크 홀딩력을 각각 10, 11, 12, 13, 14, 15으로 맞추어 펀치진행거리 10mm간격마다 펀치하중과 변위관계 그리고 두께변화를 측정하여 서로 비교하였다. 블랭크 홀딩력의 설정기준은 펀치가 최대 행정거리를 진행했을 때 파단이 전혀 일어나지 않은 영역에서부터 짧은 거리에서 파단이 일어나는 영역까지를 실험에 기초하여 설정하였으며, 드로잉시 과다 블랭크 홀딩력에 의한 파단후 펀치가 계속 진행되는 것을 막기 위해 시험기는 재료가 파단시 자동정지하도록 하였다. 펀치하중과 변위관계는 시험기에 연결된 컴퓨터에 자동 저장되도록 되어있으며 두께변화의 측정은 재료 성형후 단면을 절단하여 마이크로 미터를 이용하여 에칭된 원형격자를 따라 5mm간격으로 측정하였다. 재료는 윤활되지 않은 상태이며 펀치속도는

1.65mm/sec로 일정하게 유지하였다.

#### 4.2.2 윤활에 의한 영향 실험

공구와 피가공물간의 마찰은 박관성형에서 고려해 주어야 할 중요한 인자로서 윤활에 대한 충분한 고찰이 필요하다. 일반적으로 컵 드로잉에서 마찰계수를 낮추어주면 드로잉성이 증가한다. 따라서 본 실험에서는 다이와 재료가 접촉하는 부위에 윤활을 하여 그 영향을 관찰하였다. 실험에서는 다이와 접촉이 이루어지는 재료상부에 베어링용 오일을 바르고 윤활을 하지 않은 재료와 같은 BHF와 펀치속도로 성형중 펀치하중과 변위가 변해가는 모습을 비교하였고 성형 후 두께변화를 측정하여 그 차이를 비교하였다. 윤활에 의한 마찰력의 변화는 마찰계수의 측정이 난해하여 고려하지 못하였으며 윤활상태와 무윤활상태의 영향에 관해서만 실험을 수행하여 고찰하였다.



### 4.3 실험결과 및 고찰

#### 4.3.1 블랭크 홀딩력(BHF)의 영향

Fig. 29는 원형 컵의 강판, Fig. 30은 사각컵에서의 알루미늄의 딥 드로잉 실험에서 BHF의 차이에 따른 두께변형을 분포를 보여주고 있다. 전체적으로 펀치 곡률 부위에서 많은 변형이 발생하여 두께가 얇아짐을 알 수 있으며 다이 곡률부위에서는 오히려 두께가 증가하고 있는데 이는 펀치가 진행함에 따라 재료가 유입되면서 다이 곡률부위 쪽으로 재료가 모이고 있기 때문인 것으로 생각된다. Fig. 29와 30은 형상도 다르고 펀치 진행거리도 다르지만 전체적인 두께 변형을 경향은 비슷함을 알 수 있고, Fig. 31는 윤활한 상태에서 BHF의 조건만 달리 해서 실험한 결과이며, 윤활조건 상에서도 BHF의 의한 영향은 윤활은 하지 않은 경우랑 비슷한 경향을 보이고 있다. Fig. 30과 31에서 오히려 윤활을 한 Fig. 31의 변형율이 높은 것은 사각형상에서 대각선 방향의 곡률부분에서 특히 많은 변형이 발생

하기 때문이다.

따라서 BHF는 성형중 파단과 재료의 두께 변화에 많은 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 또한 파단이 발생하지 않는 BHF영역에서도 높은 BHF의 설정은 보다 많은 두께 감소를 초래하여 제품 사용중 파단이 쉽게 발생할 수 있는 가능성이 있기 때문에 주름발생을 억제할 수 있는 최소 BHF의 설정이 필요함을 확인할 수 있다.

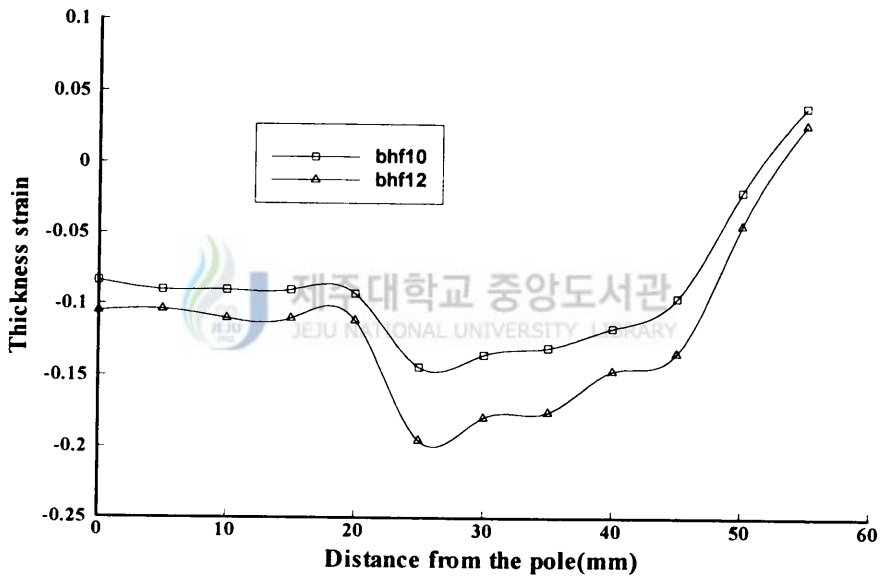


Fig. 29 Comparison of the thickness strain distribution between the BHF 10ton and BHF 12ton (cylinder cup, radial direction, stroke=40mm, steel)

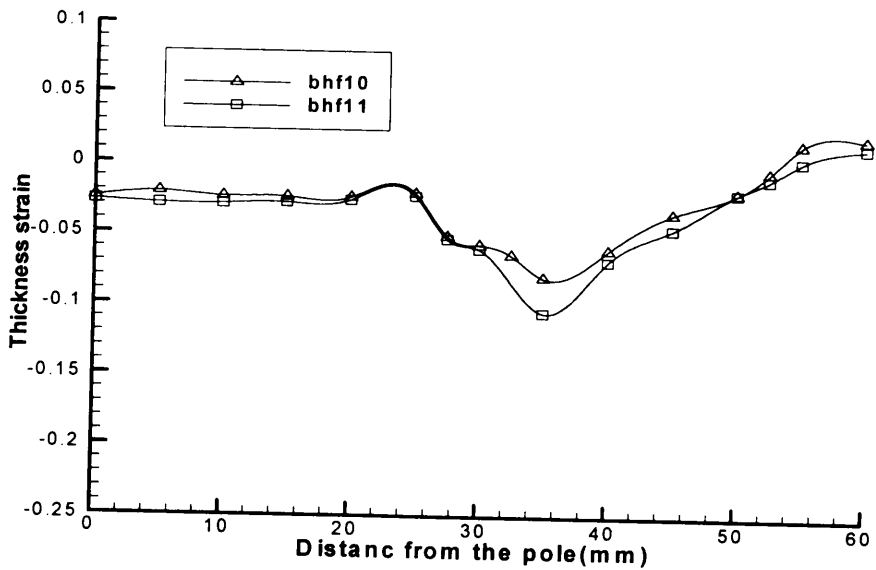


Fig. 30 Comparison of the thickness strain between BHF 10ton and BHF 11ton(square cup, horizontal direction, stroke 30mm, aluminum)

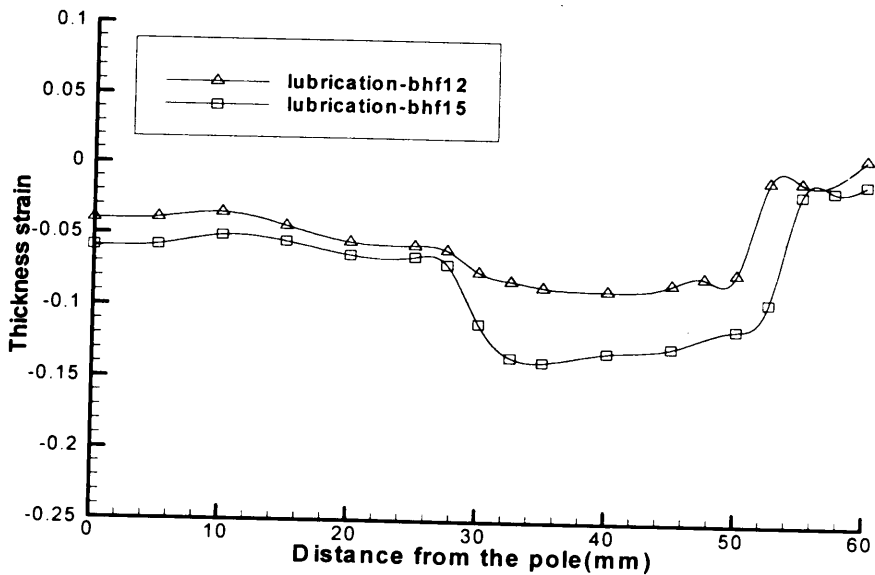


Fig. 31 Comparison of the thickness strain distribution between BHF 12ton and BHF 15ton (square cup, diagonal direction, stroke=30mm, steel)

### 4.3.2 윤활의 영향

Fig. 32와 33은 철과 알루미늄의 윤활된 재료와 무윤활 재료의 두께 변형율을 비교한 것으로 BHF는 12ton과 11ton인 경우이다. Fig. 32에서 무윤활 시편인 경우 굽힘 변형이 많이 발생하는 펀치 곡률부위에서 국부적인 변형이 집중되는 반면 윤활을 한 시편은 전체적으로 고른 두께 분포를 보여주고 있다. 또한 윤활을 한 재료는 전체적으로 무윤활 시편보다 낮은 두께변형을 보여주고 있어 윤활에 의한 마찰을 고려하는 것은 박판성형에 있어서 아주 중요하게 작용됨을 알 수 있다. 따라서 윤활에 의한 정확한 마찰력을 산정하는 것은 보다 나은 성형을 위한 변수를 확보하는 것이 될 것이다.

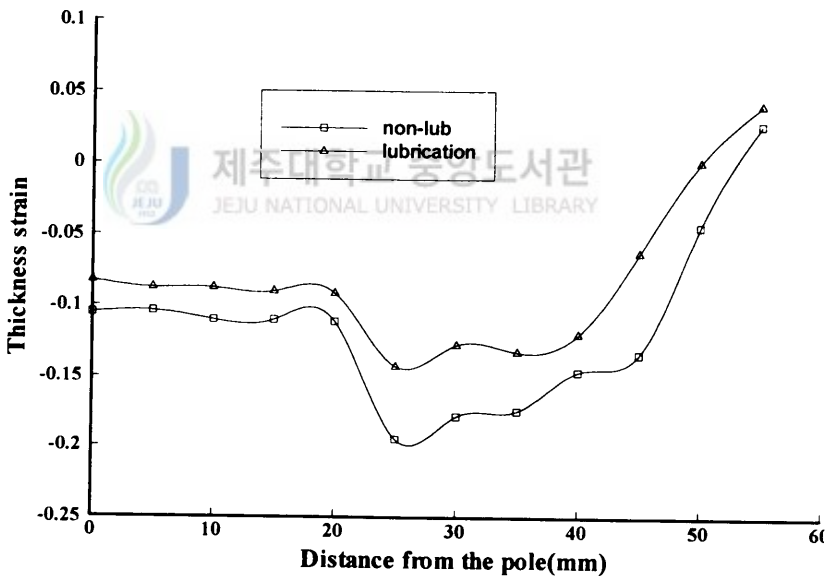


Fig. 32 Comparison of thickness strain between lubrication and non-lubrication.(cylinder cup, BHF 12ton, stroke=40mm, steel)

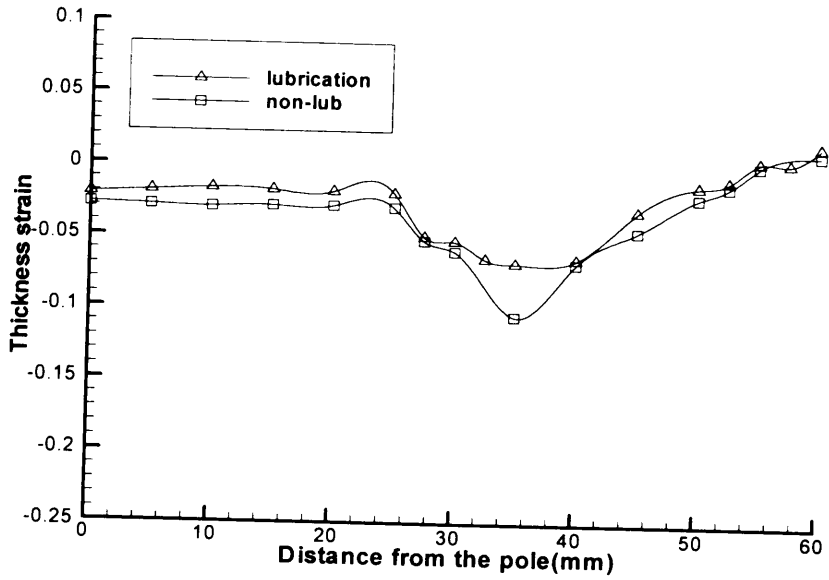


Fig. 33 Comparison of the thickness strain between lubrication and non-lubrication. (square cup, BHF 11ton, horizontal direction, stroke=30mm, aluminum)

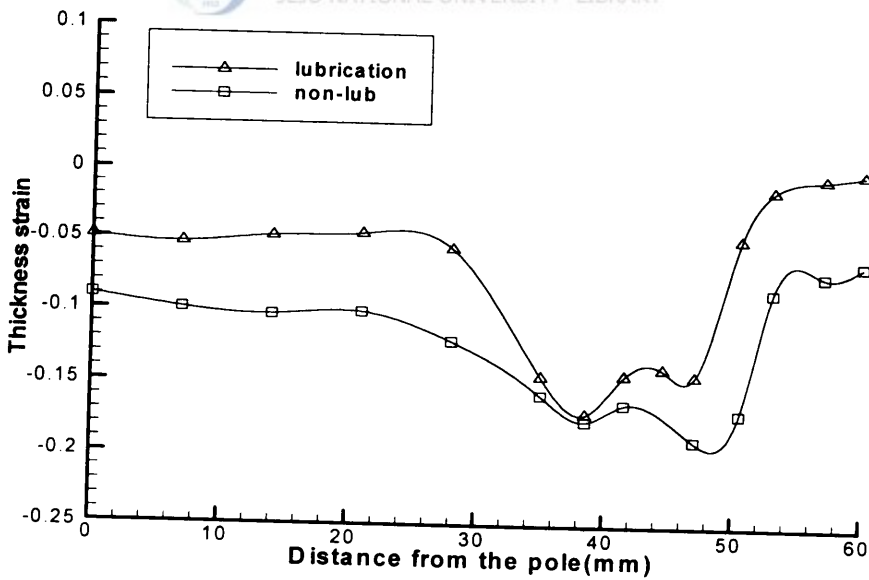


Fig. 34 Comparison of the thickness strain between lubrication and non-lubrication. (square cup, BHF 14ton, diagonal direction, stroke=30mm, steel)

## 제 5 장 결 론

차체 판넬의 전체적인 성능을 알아보기 위해서 덴팅 영향인자에 관한 연구와 평형해법을 통한 성형해석 그리고 실험을 수행해 본 결과 다음과 같은 결론들을 얻었다.

### ● 덴팅 영향인자에 관한 연구

- 디자인 해석을 사용 판넬의 덴팅, 강성, 오일캐닝현상을 예측하여 초기 설계 단계에 유용한 데이터를 제공할 수 있음을 보였다.
- 판넬 두께와 항복 응력이 증가함에 따라 정적, 동적 덴팅 저항은 개선된다.
- 곡률과 강성이 증가할수록 정적 덴팅과 동적 덴팅은 정반대적인 거동을 보인다.
- 디자인 해석에 의한 임계 버클링 하중의 예측으로 보다 큰 곡률, 작은 치수, 큰 두께를 갖는 판넬이 오일 캐닝현상에 보다 안전하다.
- 덴팅현상에 대한 보다 정밀한 해석 결과를 위해 소성변형율과 잔류응력 측정이 요구된다.

### ● 평형해법을 이용한 판재의 단면해석

- 평형해법은 빠른 시간 내에 대체적인 경향 파악과 최대 변형율의 정량적인량을 예측할 때 실용적인 장점을 가지고 있어, 금형 설계 단계에서 시뮬레이션 변수와 금형의 형상을 바꾸어 가면서, 최적의 금형 설계조건 및 공정 변수를 예측하는데 유용하다.
- 본격적인 3차원 유한요소해석이 계산시간과 수렴성 등의 문제로 제한되어 오고 있는 반면, 평형해법은 제품 전체를 해석하기 보다 관심있는 몇 개의 단면만을 선택하여 해석하고 3차원으로 합성하여 3차원 해석과 같은 효과를 가져와 효율적이고 경제적인 장점이 있다.

- 딥드로잉 공정에 관한 실험

- 블랭크 홀딩력의 증가는 한계 드로잉 비를 낮추기 때문에 주름이 발생하지 않을 정도의 최소한의 블랭크 홀딩력을 유지하는게 중요하다.
- 성형재료의 윤활은 마찰을 감소시켜 한계 드로잉비를 월등히 증가시키고 전체적인 두께 변형도 고르게 분포시켜 성형시 중요한 역할을 하므로 보다 정확한 마찰 계수의 측정이 필요하다.

이로써, 디자인 해석, 평형해법 그리고 실험을 수행하여 차체 판넬의 성능을 평가하고 산업현장에 적용 가능한 유용한 시스템 구축의 가능성을 보였다.





## 참고문헌

- [1] Johnson Jr. T.E. and Schaffnit W.O., Dent Resistance of Cold-Rolled Low-Carbon Steel Sheet, SAE Paper No. 730528, 1973.
- [2] DiCello J.A. and George R.A., Design Criteria for the Dent Resistance of Auto Body Panels SAE Technical Paper No. 740081, 1974.
- [3] Burley C.E. and Niemeier B.A., Denting Properties of Aluminum Autobody Components SAE Technical Paper No. 770199, 1977.
- [4] Neimeier B.A. and Burley C.E., Hailstone Response of Body Panels - Real and Simulated, SAE Paper No. 780398, 1978.
- [5] Mahmood H.F., Dent Resistance of Surface Panel and Slam Area, SAE Technical Paper No. 810099, 1981.
- [6] Vadhavkar A.V., Fecek M.G., Shah V.C. and W.E. Swenson, Panel Optimization Program (POP), SAE Paper No. 810230, 1981.
- [7] Swenson Jr. W.E. and Traficante R.J., The Influence of Aluminum Properties on the Design, Manufacturability and Economics of an Automotive Body Panel, SAE Paper No. 820385.
- [8] Sakai H., Saito K. and H. Tsukada, Stiffness and Dent Characteristics of Body Outer Surface Panel - Finite Element Analysis and Experiment, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 4, pp.13-22, No.1, 1983.
- [9] Chen K.K. and Salamie P.A., A Mathematical Model for Calculating the Dent Initiation Loads at the Door Centers, SAE Paper No. 841201, 1984.
- [10] Kohmura S. and Urbanek J., Dent Resistance of Aluminum Alloy Sheets, Alcan International Ltd., KRDC Report, KR-77/044, May 9, 1977.
- [11] Thorburn H.J., Comparative Tests of Stiffness and Dent Resistance on Aluminum and Steel Fenders, Proceedings IBEC 94, International Body Engineering Conference, September 26-29, Detroit, Michigan pp. 105-112, 1994.

- [12] Chavali R, Song W, "Coupling Forming and Denting Simulations for Automotive Closure Panels", 1996.
- [13] Vreede P.T., Tamis P.J., Roelofsen, M.E. "The Influence of Material Properties and Geometry on Dynamic Dent Resistance : Experiments and Simulations" IBEC, 1995
- [14] Thomas D., Hodgins R.B., Worswick M.J., Oddy A.S., Gong K., Finn M., "FEM Technique for Static & Dynamic Dent Modelling of Aluminum," Proceedings of Numisheet' 99 Volume 1, J.C. Gelin and P. Picart, Eds., 1999 367-372.
- [15] Ekstrand G., Asnafi N., "On Testing of the Stiffness and the Dent Resistance of Autobody Panels.", Materials and Design 19, 1998.
- [16] Lohwasser A.K. and Mahmood H.F., Surface Panel Oil Canning Analysis Theoretical Development, Technical Memorandum, No. 9-611, Chrysler Corp., April 1979.
- [17] Mahmood H.F. and Malik D., Dent Resistance of Surface Panel and Slam Area, Technical Memorandum No. 8023, Chrysler Corp., June, 1978.
- [18] Belytschko T., Lin J.I. and Tsay C., Explicit Algorithms for the Non-Linear Dynamics of Shells; Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 42, pp. 225-251, 1984.
- [19] Belytschko T. and Tsay C., A Stabilization Procedure for the Quadrilateral Plate Element with One-Point Quadrature International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 19 pp. 405-419, 1983.
- [20] 윤정환, 유동진, 송인섭, 양동열, 이장희, "평형해법에 의한 스템핑 공정의 단면해석", 한국정밀공학회지 제11권 4호, 1994.
- [21] 정동원, 양동열, "차체 판넬 스템핑 공정의 단면해석과 3차원 형상합성", 한국정밀공학회지 제14권 제9호, 1997.
- [22] Takahashi A., Okamoto I., Hiramatsu T. and Yamada N., "Evaluation

- methods of press forming severity in CAD applications". Computer Modeling of Sheet Metal Forming Process. Theory. Verification and Application. Edited by N.M. Wang and S.C. Tang. pp. 37-50. 1985.
- [23] 유동진, 이정우, 전기찬, "차체 판넬 프레스 성형 공정의 평면 변형 해석", 대한기계학회 89년 추계 학술 대회, pp. 275-278, 1989.
- [24] R. Hill, "The mathematical Theory of Plasticity", Oxford University Press.
- [25] Sugiura H., Okamoto I., Hiramatsu T., Yoshimi J., Fujiwara K., "Evaluation of Elongation and Material Movement during Press Forming with CAD", JSAE Review, vol.9, no2, Aprill, 1988.
- [26] Shingji Fukui and Kiyota Yoshida, "Measurement of the Mean Friction Coefficient in Sheet Drawing", Int. J. Mech. Tool. Des. Res., vol 2, pp.19-62, Perhamon Press, 1962
- [27] 양동열, 정완진, 송인섭, 전기찬, 유동진, 이정우, "강소성 유한 요소법을 이용한 자동차 판넬 성형 공정의 평면 변형 해석", 대한기계학회 논문집 제15권 1호, pp. 169-178, 1991.
- [28] Yang D. Y. and Kim Y. J., "Analysis of Hydrostatic Bulging of Anisotropic Redtangular Diaphragms by the Rigid-Plastic Finite Element Method", J. Engng. Ind., Trans ASME, Vol. 109, pp. 148-154, 1987.
- [29] Yang, D. Y. and Kim, Y. J., "A Rigid-Plastic Finite Element Formulation for the Analysis of General Deformation of Planar Anisotropic Sheet Metals and Its Applications" , Int. J. Mech. Sci., pp. 825-840, Vol. 28, 1986.
- [30] 전기찬, 박관금속의 성형, 반도출판사, 1993.
- [31] 김영석, 최원집, "자동차용 표면 처리 강판의 마찰 특성에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제14권, 제6호, pp.1474~1486, 1990.
- [32] 배원병, 허병우, 김호윤, 한정영, "스테인리스 판재의 성형성 향상에 관한 연구", 한국소성가공학회지, 제7권, 제5호, pp.445~449,1998.
- [33] Lange K., Handbook of Metal Forming, Mcgraw-Hill Inc., 1985.

[34] 김동원, 소성학, 청문각, 1998.

[35] Kim Y.J. and Yang D.Y., "A formulation for rigid-plastic finite element method considering work-hardening effect", Int. J. Mech. Sci, Vol.27, No.7/8, pp.487~495, 1985.



## 감사의 글

길게만 느껴졌던 2년이라는 시간이 지났습니다. 뒤돌아보면 보람되기도 하고 아쉽기도 한 시간들이었지만, 이렇게 작은 결실 하나를 남기게 되었습니다. 언제나 어려운 고비마다 이끌어주시고 끝까지 저의 능력을 인정해 주신 정동원 교수님께 머리숙여 감사드립니다. 바쁘신 중에도 논문심사에 정열을 쏟으신 조경호 교수님, 임종환 교수님께도 감사드립니다.

또한 많은 관심과 지원을 아끼지 않으신 권기린 교수님, 김귀식 교수님, 허종철 교수님, 현명택 교수님, 최경현 교수님에게도 깊은 감사드립니다.

지난 1년 반 동안 같이 생활하며 많은 도움을 준 경부형, 조용하면서도 묵묵히 자기 할 일을 열심히 하는 상제, 그리고 실험실 후배들에게도 고마움을 전합니다. 졸업식 다음날이 경부형 결혼식이라니 미리 축하드리고 그때 뵙겠습니다.

그리고 석사과정에 같이 입학한 상필이형, 훈기, 병수, 민호, 윤석, 혁진, 동언이 2년이라는 시간을 잘 보낼 수 있었던건 동기들의 많은 도움이 있었기에 가능했습니다. 깊은 감사의 마음을 전하며 미리 졸업축하드립니다. 재료역학 실험실의 명범이형 지난 2년간 감사했습니다. 지금 사귀시는 분과 잘되기를 바랍니다. 열전달 실험실의 동원이, 유체역학 실험실의 창수 박사과정 무사히 잘 보내길 바라고, 각 실험실의 후배들 상철, 석우, 승현, 남훈이 좋은 결실 있기를 바라며 내년에 같은 내용의 글을 기쁜 마음으로 쓰고 있기를 바랍니다.

마지막으로 오늘의 제가 있기까지 항상 저를 믿어주시고 사랑해 주신 부모님, 매일 늦게 들어오는 나를 위해 짜증한번 내지 않고 내 귀여운 아들 민혁이까지 낳느라 너무 고생한 아내에게 부족하지만 이 작은 결실을 바칩니다.