



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 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](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

**ANSYS를 활용한 승용차량 Rear-door의
피로파손에 대한 연구**



2012년 2월

부 경 대 학 교 산 업 대 학 원

기계공학과

고 종 현

공 학 석 사 학 위 논 문

**ANSYS를 활용한 승용차량 Rear-door의
피로파손에 대한 연구**

지도교수 강 대 민

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.



2012년 2월

부 경 대 학 교 산 업 대 학 원

기계공학과

고 종 현

고종현의 공학석사 학위 논문을 인준함

2011년 12월 12일



주 심 공학박사 곽 재 섭 (인)

위 원 공학박사 김 태 완 (인)

위 원 공학박사 강 대 민 (인)

목 차

List of figures	ii
List of tables	iv
1. 서 론	1
1.1 연구 배경 및 필요성	1
1.2 연구 목적 및 방법	4
2. 이론적 배경	8
2.1 피로설계 과정	8
2.2 균열의 성장 또는 비성장	13
3. 유한요소 해석 및 결과	18
3.1 유한요소법	18
3.2 모델링	20
3.3 유한요소해석	22
3.4 결과 및 고찰	60
4. 결론	62
REFERENCES	64
ABSTRACT	66

List of figures

- Fig. 1.1.1 Mounting for window motor
- Fig. 1.1.2 Fatigue fracture of rear door
- Fig. 1.2.1 Analysis process
- Fig. 3.2.1 Standard model
- Fig. 3.2.2 Modified model_1st
- Fig. 3.2.3 Modified model_2nd
- Fig. 3.3.1 FEA(Finite element analysis) process
- Fig. 3.3.2 Connection of analysis quality-element
- Fig. 3.3.3 Mesh generation for analysis
- Fig. 3.3.4 Load conditions
- Fig. 3.3.5 Fixed support for boundary condition
- Fig. 3.3.6 Total deformation at standard model_load
- Fig. 3.3.7 Equivalent stress at standard model_load
- Fig. 3.3.8 Total deformation at standard model_moment
- Fig. 3.3.9 Equivalent stress at standard model_moment
- Fig. 3.3.10 Total deformation at modified model_1st_load
- Fig. 3.3.11 Equivalent stress at modified model_1st_load
- Fig. 3.3.12 Total deformation at modified model_1st_moment
- Fig. 3.3.13 Equivalent stress at modified model_1st_moment
- Fig. 3.3.14 Total deformation at modified model_2nd_load
- Fig. 3.3.15 Equivalent stress at modified model_2nd_load
- Fig. 3.3.16 Total deformation at modified model_2nd_moment

Fig. 3.3.17 Equivalent stress at modified model_2nd_moment

Fig. 3.3.18 Fatigue sensitivity at standard model_load

Fig. 3.3.19 Safety factor and life time at standard model_load

Fig. 3.3.20 Fatigue sensitivity at standard model_moment

Fig. 3.3.21 Safety factor and life time at standard model_moment

Fig. 3.3.22 Fatigue sensitivity at modified model_1st_load

Fig. 3.3.23 Safety factor and life time at modified model_1st_load

Fig. 3.3.24 Fatigue sensitivity at modified model_1st_moment

Fig. 3.3.25 Safety factor and life time at modified model_1st_moment

Fig. 3.3.26 Fatigue sensitivity at modified model_2nd_load

Fig. 3.3.27 Safety factor and life time at modified model_2nd_load

Fig. 3.3.28 Fatigue sensitivity at modified model_2nd_moment

Fig. 3.3.29 Safety factor and life time at modified model_2nd_moment

Fig. 3.4.1 Solution of fatigue wear

List of tables

Table 1.1.1 Investigation for fatigue fracture of rear door

Table 3.3.1 Chemical substances of DDQ

Table 3.3.2 Mechanical property of DDQ

Table 3.4.1 Analysis result



1. 서 론

1.1 연구배경 및 필요성

지상차량의 유효수명에 영향을 주는 인자로는 피로, 부식, 마모 등을 들 수 있으며, 이 중 피로 현상에 대한 대책을 가장 중요시 하는 경우가 많다. 피로를 방지하기 위해서는 하중 스펙트럼에 대한 정보가 필요하다. 또한 재료의 피로에 대한 반응, 설계응력이 피로에 미치는 영향, 제조공정, 부식과정, 마손 과정 등에 대한 지식들도 필요하며 경량화된 차체에 대한 설계요구에 대응하기 위해서도 피로설계의 과정이 현대화 되어야 한다. 이러한 요구들을 충족시키기 위해서는 기존 설계방안을 보완하기 위한 새로운 방법론이 요구되어지고 있는 현실이다.

자동차공업에서의 피로설계는 표준화된 재료, 표준화된 구조설계방안을 사용하여 설계한 경험에 기초를 두고 있는 경우가 많다. 매년 생산되는 수백만 대의 자동차를 상대로 수집한 파손 데이터를 통계 처리하여, 하중에 의한 응력-변형율에 대한 상세한 해석을 행하지 않고, 경험적으로 설계방안을 발전시켜 왔다. 이러한 과정들이 아직 이용되고 있으나 최근 급속히 발전하고 있는 새로운 설계개념, 새로운 고강도재료의 출현과 자동차 공업에의 새로운 제작과정의 도입 때문에 신뢰성 있는 성능을 보증하는 데는 미흡하다. 또한 연구실에서 연구에 종사하는 연구자들과 실제 설계에 종사하는 설계자들 사이에 충분한 의견교환이 부족하였기 때문에 연구실에서 모아진 연구결과나 정보들이 실제 설계에 응용되는 예가 많지 않다.

본 논문에서 다루어질 내용은 Fig. 1.1.1 에서와 같이 연구자와 설계자들의 충분한 의견교환이 결여 되어 발생되어진 현상 중의 하나인 승용차량용 도

어의 내부에 형성되어 있는 윈도우 모터의 고정 부위 3개소의 피로파괴에 대하여 알아보고자 한다. 해당 차량의 도어에 가해지는 하중은 차량의 도어 개폐시 발생하는 충격하중과 창문 개폐시 발생하는 모멘트를 들 수 있다. 차량의 철판의 두께는 1 mm로 형성되어 있으며 윈도우 모터 조립체의 중량은 1.1 kg, 최대 작용 모멘트는 15 N·m 이다. 특히 아래 Fig. 1.1.2 에서와 같이 MT'G_1에서 파손이 가장 심각하며 다음으로는 MT'G_2, MT'G_3 순으로 파손의 크기가 나타난다. 또한 Fig. 1.1.3 에서와 같이 파괴의 형태를 살펴보면 MT'G_3의 경우 MT'G_1에서 발생한 파로가 점차적으로 전달되어 진행되는 것으로 판단된다.

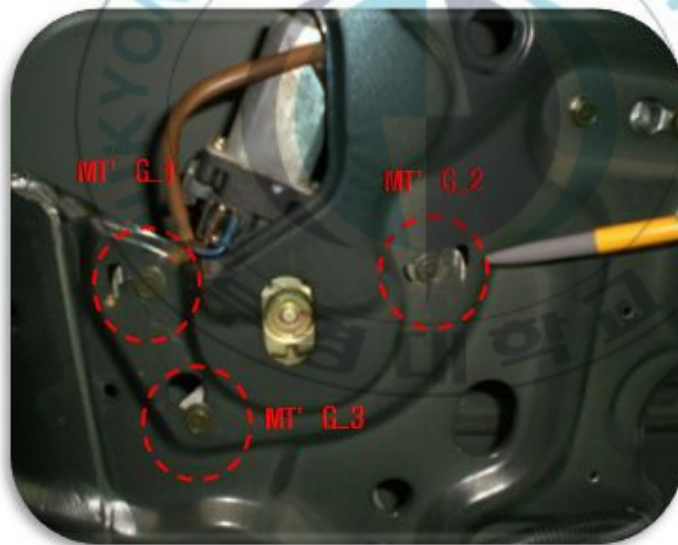


Fig. 1.1.1 Mounting for window motor



a) MT'G_1



b) MT'G_2



c) MT'G_3

Fig. 1.1.2 Fatigue fracture of rear door

이러한 피로하중 으로 인한 파괴 현상이 발생하는 차량들을 조사해본 결과 Table 1.1.1과 같은 결과를 나타내고 있다. 전반적으로 2008년 후반부에 출시된 차량과 2009년에 출시된 차량들에 대하여 이러한 현상이 발생하고 있으며, 평균 주행거리는 약 130,000 km 주행한 차량에 대하여 입고가 되고 있는 실정이다.

Table 1.1.1 Investigation for fatigue fracture of rear door

	Delivery date	Mileage	Fracture point
1	2009. 04. 15	92,935	Rear-door
2	2008. 04. 17	177,524	Rear-door
3	2009. 05. 10	90,147	Rear-door
4	2009. 04. 25	95,147	Rear-door
5	2009. 03. 10	124,368	Rear-door
6	2009. 06. 20	115,639	Rear-door
7	2009. 05. 23	102,358	Rear-door
8	2009. 03. 13	104,586	Rear-door
9	2009. 06. 02	87,854	Rear-door

1.2 연구목적 및 방법

도어설계 시 고려되어야 할 성능으로는 승객의 승강성, 개폐시의 조작성과, 물, 공기 등의 누설 방지에 대한 기밀성, 강도, 강성 등이 있다. 특히 도어의 구조설계 시 고려되어야 할 구조성능으로는 프레임 강성, 수직새그강성, 벨트라인 강성, 동적 강성 등이 있다. 이처럼 동적인 차량의 구성품 중 하나인 도어의 설계 시에는 수많은 변수들과 경우를 고려하여 설계하여 한다. 하지만 본 논문의 경우 이러한 수많은 경우에 발생하는 복합 하중에 대하여 고려하기보다 현재 필드에서 발생하는 주요 문제점인 윈도우 모터의 하중에 의한 도어 개폐 시 발생하는 충격하중 및 모터 작동 시에 발생하는 모멘트 응력에 의한 도어 내부 판넬의 찢어짐 현상에 대한 경향성 및 대책방안을 수립하고자 한다.

그러므로 본 연구에 적용된 모델은 도어의 전체 모델이 아니라 윈도우 모터가 고정되는 3곳의 마운팅 부위를 구현하여 해석에 적용하였으며, 이러한 해석 모델링의 적용은 도어 내부 판넬의 찢어짐 문제 해결에 대한 결과를 더욱 빨리 분석할 수 있다는 장점을 가진다.

앞서 언급한 바와 같이 동적인 거동을 가지는 차량은 수많은 변수를 가지고 있으며, 예측하기 힘든 외부 환경에 노출되어 있다. 그러한 이유로 현재 자동차 메이커에서는 일반적인 부품 설계시 설계안전율을 1×10^3 으로 보고 있으며, 본 논문의 주제로 선정된 도어 역시 이러한 설계 기준을 가지고 설계되어진 결과물이다. 하지만 이러한 설계 안전율을 만족시키는 결과를 얻은 도어의 경우 본 논문에서 거론한 바와 같이 실제 차량에서는 적용된 설계 안전율을 만족시키지 못하는 결과들이 발생되어 지고 있는 실정이다.

그러므로 본 논문의 연구과정에서는 보다 정확한 설계 안전율을 적용하여

문제를 해결하고자 하였으며, 이러한 결과로 도어와 같이 반복 사이클 수가 큰 구조물의 설계시 고려되는 고주기 피로 ($1 \times 10^4 \sim 1 \times 10^9$)를 적용하여 윈도우 모터 마운팅부에 발생하는 응력 성분들을 도어 재질의 인장 강도와 비교하여 응력 수명 접근 방법을 활용한 피로 수명을 예측하고자 설계 안전율을 1×10^6 으로 선정하여 연구를 수행하고자 하며, 이러한 연구를 통하여 도출하고자 하는 결과는 다음과 같이 크게 두 가지로 분류 할 수 있다. 또한 결과를 도출하기 위한 연구과정은 Fig. 1.2.1과 같이 크게 4가지로 분류하여 나타 낼 수 있다.

- 가) 일부 승용차량의 도어에 발생하는 피로에 의한 파괴 현상의 원인 분석 및 파악
- 나) 수치해석을 통한 원인 분석과 해결방안을 제시하여 피로에 의해 발생하는 문제해결 방안 도출

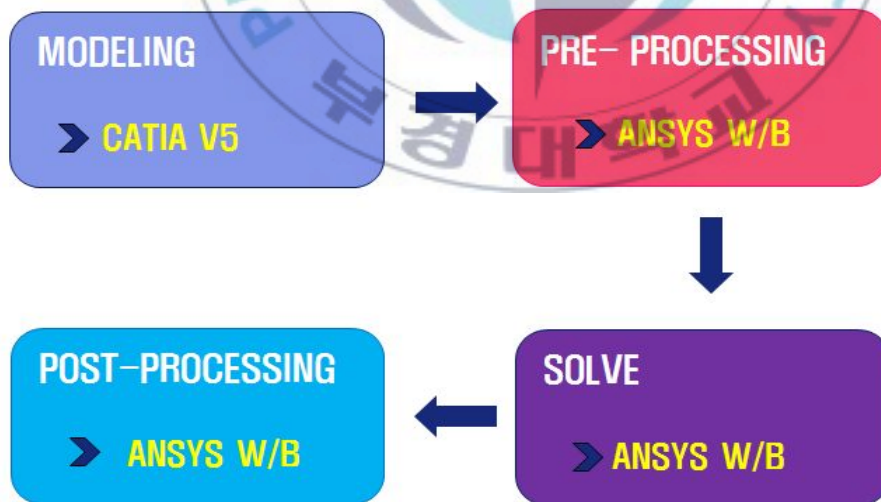


Fig. 1.2.1 Analysis process

모델링 단계에서는 ANSYS W/B의 인터페이스에 맞는 3D 모델링 및 불필요한 형상에 대한 단순화 작업을 수행하고, 메쉬작업 단계에서는 유한요소를 모델링하고 특성을 정의한다. 유한요소해석(FEA)에 있어서 첫 번째 단계는 분석될 구조의 유한요소 모델링을 하는 것이다. 대부분의 FEA 패키지에서는 구조의 기하학적 특징을 위상학을 사용하여 표시한다. 1D, 2D, 3D형태로 표현되며 각각, 선, 형상, 서피스로 나타낸다. 최근에는 3D 모델링 방법이 추가되는 추세이다. 모델링의 가장 중요한 목적은 실제의 모델을 어떻게 하면 더 잘 표현할 수 있는가에 있다. 현재에는 대부분 CAD 작업을 통해 제품설계를 하므로 유한요소 모델링을 위해 설계데이터를 활용하는 것이 일반적이며, 대다수의 프로그램은 CAD 데이터를 변환하여 유한요소 모델을 자동으로 생성하는 기능을 지원하고 있다. 개략적인 유한요소가 생성되면 크게 3개로 나눌 수 있다. 하나의 격자를 메쉬라고 하며 메쉬의 꼭지점을 이루는 점을 노드라고 노드로 연결된 메쉬의 영역을 요소라고 한다. 각각 영문으로는 메쉬, 노드 유한요소로 표기한다. 해석 단계는 유한요소의 해를 구하는 것으로 모델링데이터가 정확하고 입력 값이 정확하면 결과는 올바르게 도출되어 진다. 마지막으로 후처리 단계에서는 시각화 툴로 결과를 확인한다. 해석결과는 주로 FEA프로그램 내에서 확인이 가능하며 수치나 그래프(색상지도)로 표현한다.

2. 이론적 배경

2.1 피로설계 과정

자동차를 구성하고 있는 수많은 부품들 중 외력에 민감한 부품들의 피로 설계시 주요한 사항은 사용도중에 발생하는 최고하중에 의해서 응력집중 부위에 국부적으로 발생하는 소성변형을 인식하는 것이다. 이러한 경우에는 부품의 피로수명의 90% 정도가 모든 작용하중의 10%에 해당하는 상위하중을 감당하는데 소모된다. 따라서 탄성거동에 기초를 둔 응력-수명곡선 (S/N)을 사용해서 설계하는 재래식 방법을 사용하는 것은 합당치 않다. 이 경우에는 S/N 곡선대신 변형율-수명곡선 (ϵ/N)에 기초를 둔 새로운 설계과정과 소성변형의 영향이 피로수명에 미치는 영향도 고려한다. 그러나 많은 다른 부품들 즉, 크랭크 샤프트와 같이 상대적으로 낮은 응력에서 수백만 사이클이 필요한 것들의 설계에서는 S/N 곡선의 사용이 아직 유용하다.

변형율에 기초를 둔 피로설계에 포함되는 기본적인 설계정보들은 다음과 같다.¹⁾

- 가) 사용하려는 재료의 반복 응력-변형율 고선과 탄성 및 소성변형율로 나타낸 피로 수명
- 나) 노치의 효과를 고려하는 방법
- 다) 국부적인 변형율과 하중과의 관계를 연관시키는 방법, 이렇게 하기 위해서는 유한요소법해석 또는 스트레인 게이지를 사용하여 부품을 보정하는 작업이 필요하다.
- 라) 주행시와 비주행시의 하중 스펙트럼과 운전자의 특성에 따르는 하중

스펙트럼에 대한 데이터

- 마) 하중 스펙트럼을 각각의 사이클 하중의 조합으로 분리시키는 방법
- 바) 각각의 사이클 하중의 상호 작용 효과가 부품의 수명예측에 미치는 영향을 평가하는 방법
- 사) 하중 스펙트럼, 재료의 특성 및 제조공정에 대한 허용공차
- 아) 부식이나 운전도중에 발생하는 표면손상이 피로에 미치는 악영향 때문에 고려하여야 할 허용공차

설계의 타당성을 검증하기 위해서는 원형 자동차의 운전시험 및 주행시험 등에서 얻은 하중조건으로 각 부품들에 대한 실험을 통하여 알아 보아야 한다. 피로설계에서 Coffin-Manson 방법론은 피로수명을 탄성변형을 범위 혹은 소성변형을 범위, 두 변형을 범위의 합과 연관시키는 것이다.

임의의 불규칙적인 하중조건하에서 사이클 수를 쉽게 결정하기 위하여 횡축을 N 대신 $2N$ 으로 택하였다. $2N_f$ 에서 탄성스트레인과 소성스트레인이 일치되며 전스트레인 진폭은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (1)$$

여기서 소성변형을 범위와 탄성변형을 범위가 시험도중에 변화할 수 있다는 점에 유의하여야 한다. 어떤 주어진 전스트레인 범위 내에서, 많은 재료들의 소성스트레인 범위가 (정상상태 또는 포화조건 전)증가 또는 감소되는 경향이 있다. 만약 소성스트레인 범위가 초기에 증가한다면 반복하중에 의해서 연화되었다고 하며, 반대로 감소하였다면 반복하중에 의해서 경화되었다고 한다. 냉간가공한 재료는 연화 되는게 보통이며, 풀림 처리한 재료는 일반적으로 경화된다. 담금질 수 템퍼링한 마르텐사이트 강은 변태 때문에

발생한 전위들이 반복하중을 받는 동안 저위에너지 레벨을 가지도록 재배열되기 때문에 연화된다. 반복응력-스트레인 곡선은 안정된 히스테리시스 루프를 이용하여 작성된 것으로서 다음 식으로 나타낼 수 있으며 포화된 반복응력-스트레인 상태를 결정하는데 사용된다.

$$\Delta\sigma = k \left(\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \right)^n \quad (2)$$

Coffin-Manson 방정식에서는 소성스프레인과 소성응력의 포화 값들을 사용한다. 어떤 경우 즉, 스트레인 진폭이 매우 큰 경우에는 재료가 피로 파괴되기 전 안정 상태 조건에 도달하지 않고 경화 또는 연화 된다. 이러한 경우에는 사용수명의 50%에서 일어나는 값들에 대응하는 피로 특성 값을 해석에 사용한다. 자동차공업에서는 재료의 반복응력-스트레인 특성뿐만 아니라 스트레인 반복수와 파손관계 및 응력반복수와 파손관계들을 정리하여 설계자가 재료선택을 할 때 필요한 자료로 사용하도록 한다.

피로균열은 일반적으로 응력집중 되는 곳에서 성장을 개시하기 때문에 피로노치해석은 매우 중요한 사항이다. 노치의 효과를 고려하는 한 방법으로는 Neuber의 법칙이 있다. Neuber의 법칙²⁾에 의하면 이론적인 응력 집중계수, K_T 의 자승은 응력집중계수, K_σ 와 스트레인 집중계수, K_ε 의 곱과 같다.

따라서 K_T , K_σ , K_ε 의 관계는 아래식과 같다.

$$K_T^2 = K_\sigma K_\varepsilon \quad (3)$$

소성변형이 국부적으로 일어날 경우 식(2)를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K_T^2 = \frac{\sigma_{lp}}{\sigma} \cdot \frac{\varepsilon_{lp}}{\varepsilon} \quad (4)$$

이것을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$K_T^2 \sigma \varepsilon = \sigma_{lp} \varepsilon_{lp} \quad (5)$$

식(5)에서 K_T^2 과 σ 가 일정하면 쌍곡선의 식이 된다. 이식은 다음과 같은 형태로 변형하여 사용할 수도 있다.

$$K_T^2 = (\sigma_{lp} \varepsilon_{lp} E)^{1/2} \quad (6)$$

피로해석에서는 K_T 대신에 피로응력집중계수 K_F 를 사용한다. K_F 에 대해서는 다음절에서 논의한다. Neuber의 법칙이 항복이 일어난 후에 노치에서 응력-변형을 상태를 산정하는데 여기에서 주목할 사항은 소성변형의 영향 때문에 작용값 R 과 국부적인 R 값이 동일하지 않다는 사실이다. 부품의 어느 부분에서의 피로수명을 산정하기 위해서는 식(6)의 우변의 양들이 피로수명 σ_{lp} 와 ε_{lp} 의 함수로 알려져 있는 노치 없는 시편에 대한 것이라고 가정하여야 한다. 이 경우에는 반복응력-변형율의 관계가 이용되며 $(l\Delta\varepsilon_p/2)^{n+1}$ 의 함수로 피로수명을 표시하여 사용하기도 한다. 식(6)의 양변의 수치가 같아 질 때 동등한 수명으로 대응된다.

따라서 노치 없는 시편에서 얻어진 데이터들을 사용하여 노치 있는 시편의 피로수명을 예측 할 수 있다. 피로해석에서 중요한 관심은 전피로 수명 동안에 발생하는 변동지폭하중의 영향이다. 차량에 계측기들을 부착하여 각각의 부품들이 운전 중에 받는 실제 하중들의 모양을 확인하여야 한다. 설계 시 실제하중을 잘못 추정하여 문제가 야기될 위험이 있는 부위에는 반드시 실제하중들을 측정하도록 해야 한다. 계측기들을 부착하여 실제하중을

기록할 경우에도 측정 오차를 최소화 시켜야 할 것이며, 시험조건이 실제운전조건들과 유사하도록 조정해야 한다. 설계를 목적으로 하중이력을 해석하기 위하여 매우 복잡한 하중이력을 각각의 반복하중으로 나누는 과정이 필요하다. 이러한 과정으로 데이터를 추출하여 전피로수명 동안에 작용되는 변동진폭하중의 영향이 피로에 미치는 영향을 해석할 수 있다. 피로 수명에 미치는 평균응력의 영향을 나타내고 있는 Goodman의 해석법³⁾을 따라 추출된 데이터를 등가 완전반복 범위로 전환시킬 수가 있다. 실험에서 실물 크기의 부품을 시험할 경우에 이러한 현상과 연관되는 문제점이 발생한다. 즉, 시험시간을 단축시키기 위하여 높은 진동수의 최저하중은 부가하지 않는 경우가 많다. 또한 하중들 사이에서 발생하는 상호작용을 무시하는 경우도 많다.



2.2 균열의 성장 또는 비성장

지금까지는 $\varepsilon-N$ 혹은 $\sigma-N$ 곡선을 기초로 하여 수명예측을 행하였으며 균열개시나 균열성장과정에 대해서는 고려하지 않았다.

실제로 피로균열전파는 항공기산업과는 달리 자동차공업에서는 그리 중요하게 고려되진 않고 있다. 그러나 용접구조물의 사용이 점점 증가하고 있고 이 구조물에서는 피로수명이 균열전파기간과 관련이 깊기 때문에 파괴역학적인 접근방법으로 균열전파과정을 면밀히 연구하여야 할 필요가 있다고 생각된다. 여기에서는 응력집중 부분에서 전파되는 균열에 대한 허용응력레벨 결정에 대하여 주로 논의하고자 한다. 낮은 사이클 피로설계하중인 노면충격하중보다도 거의 일정한 진폭으로 수백만 사이클 하중을 받는 경우에 대하여 고려해 보자. 피로균열전파가 개시되는 조건에 대한 연구도 국내에서 활발히 진행되고 있다. 어느 주어진 R 값에 대하여 ($R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$) 피로균열이 전파개시하기 위해서는 응력진폭과 균열길이가 어떤 조합조건을 만족해야 한다. 이 조합은 응력확대계수⁶⁾ 범위 ΔK 로 나타낼 수 있다.

무한판 중앙에 길이 $2a$ 인 균열이 존재할 경우의 $\Delta K = \Delta\sigma\sqrt{\pi a}$ 이다. $\log\Delta\sigma$ 와 $\log a$ 를 도시해 보면 기울기가 $-1/2$ 인 직선으로 나타난다. ($R=-1$) $a=c+l$ 이면 점선은 반경이 다른 원공에 대한 것이다. 여기에서 나타난 응력범위와 균열길이 사이의 관계는 거시적인 균열범위에 대해서만 만족되나 아주 작은 균열에 대해서는 피로한도가 제어계수로 되며 이 범위에서 직선의 구배가 0으로 된다. 피로균열개시 레벨에서 균열단합 과정도 피로균열개시에 중요한 영향을 미친다. 이 경우의 균열단합 과정은 모드II와 모드I 하중에 의한 균열전파 결과로 발생한 균열표면의 거칠기에 기인한다. 산화물

이나 부식물들도 개시 영역에서의 단함을 증가시킨다. 만약 싸이클 하중동안 열린 부분만 고려한다면 $K_{\max} - K_{op}$ 이 균열전파에 미치는 유효응력확대 계수로 될 것이다. 균열 단함의 증가에 의한 응력증가 때문에 비 성장균열이 생겨날 수 있다. 작용응력은 노치나 결함에서 균열 핵을 발생시키기에는 충분한 크기이나 균열 단함에 의해서 생기는 장애를 넘지 못하며 따라서 균열정지현상이 일어난다는 것을 알 수 있다. 강도가 중간 레벨인 경우, 전파 개시응력보다 훨씬 크다.

따라서 이러한 경우에는 균열개시보다 비 성장 균열에 대한 사항을 더 중요시하여 피로설계를 하여야 한다. 많은 반복하중을 받은 비 파손 부품을 자세히 검사해보면 이러한 정지균열들을 많이 발견할 수 있다. 균열 단함 과정은 재료의 항복응력과 미세조직에 관계가 깊다. 이러한 인자들은 저탄소강의 경우에는 매우 중요하며, 탄화 혹은 질화된 강에서는 덜 중요하다. 만약 균열개시가 임계단계의 경우 즉, 곡선 A의 왼쪽 편에 응력-노치크기조건의 위치한다면 균열개시도 매우 중요하게 취급되어야 한다.

단함 과정에서 또 다른 하나의 중요한 사실은 피로노치감도와 피로노치크기 효과가 단함 거동의 향으로 곧바로 이해될 수 있다는 것이다. 즉 직경이 각각 0.2, 0.4, 4.8 mm인 원공들이 동일한 $K_T=3$ 의 값을 가진다는 사실이다. 노치 없는 시험편과 노치 있는 시험편의 피로강도비인 K_F 의 예측 값은 균열크기의 함수이며, 식(7)과 식(8)를 이용한 경험적인 관계들도 나타내었다.

$$\text{Kuhn-Hardrarh} \quad K_F = \frac{K_T - 1}{1 + \sqrt{\rho'/\rho}} \quad (7)$$

$$\text{Peterson} \quad K_F = \frac{K_T - 1}{1 + a_0/\rho} \quad (8)$$

노치감도는 보통 다음과 같이 나타낸다.

$$q = \frac{K_F - 1}{K_T - 1} \quad (9)$$

저강도재료에 대해서는 단힘 현상이 현저하고 따라서 K_F 값은 낮다. 반면에 고강도재료에 대한 단힘 현상은 감소되고 K_F 는 K_T 값으로 접근한다. 따라서 재료의 피로노치 감도는 단힘에 직접적으로 연관된다. 단힘은 평균응력이 증가함에 따라 감소하므로 이에 대응되는 결과가 노치감도에도 예측된다. 어떤 주어진 재료에 반경 ρ 인 예리한 노치가 있을 때 이 노치로부터 균열전파가 개시되는 조건을 아래와 같이 쓸 수 있다는 연구보고⁷⁾가 있다.

$$\Delta K_I / \sqrt{\rho} = const \quad (10)$$

이것은 다음과 같은 Irwin의 응력확대계수 정의식에 근거를 두고 있다.

$$K_I = \lim_{\rho \rightarrow 0} \Delta \sigma_{\max} \sqrt{\frac{\pi \rho}{4}} \quad (11)$$

선단반경이 0이 아니고 매우 작은 값을 나타낼 경우에는 식(11)를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\Delta K}{\sqrt{\rho}} = \Delta \sigma_{\max} \quad (12)$$

중앙에 위치한 타원결합에 대해서는 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$\frac{\Delta \sigma \sqrt{C}}{\sqrt{\rho}} = const \quad (13)$$

우리는 식(13)의 관계식을 Fig. 7과 연관시켜서 설명할 수 있다. 지금 $C=5 \text{ mm}$, $\rho=0.25 \text{ mm}$ 로 가정하자. 즉 $\sqrt{C}/\sqrt{\rho}=14.14$ 이 조건을 Fig. 7에 맞추어 보면 응력진폭이 20 MPa 일 때 균열이 성장을 개시하나 균열이 전파되는 응력진폭은 50 MPa을 넘어야 된다는 사실을 알 수 있다. 균열길이가 35 mm 이고 C/ρ 의 값이 동일한 경우에는 응력집중을 나타내는 원공의 0.175 mm이다. 이 경우에도 균열이 성장되는 응력은 역시 20 MPa 이고 균열전파 응력진폭도 20 MPa이다. 따라서 예리한 노치에서 균열이 성장 개시될 경우의 $\Delta K_T/\sqrt{\rho}$ 는 일정할 것이며, 균열성장 과정과는 아무런 관련이 없다는 사실을 알 수 있다. C가 35 mm보다 큰 경우에는 균열들이 다음 조건 하에서 타원형 노치로부터 성장 개시 후 성장된다.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} K_T = \sigma_e \quad (14)$$

$C \gg \rho$ 인 경우에는

$$\frac{\Delta\sigma\sqrt{C}}{\sqrt{\rho}} \propto \sigma_e \quad (15)$$

혹은 근사적으로

$$\frac{\Delta K}{\sqrt{\rho}} \propto \sigma_e = \text{const} \quad (16)$$

위의 관계식은 응력확대계수와 개시 값을 고려해서 유도된 것이 아니라 응력집중계수와 피로한도를 고려한 것으로부터 유도된 것들이다. 만약 균열이 성장하는데 필요한 응력진폭을 안다면 그리고 만약 C와 $\Delta\sigma/2$ 좌표 점들이 곡선 A의 좌측에 있다면 위의 관계식으로부터 σ_e 를 산정할 수 있다.

마지막으로 균열 단함을 고려하여 재료를 선택하는 방법을 설명하면, 만약 어떤 부품이 검사규격으로 정한 결함크기보다 더 큰 결함을 가지고 있을 경우에는 사용하지 않아야한다. 작용응력의 범위가 내구한도(피로한도)보다 낮게 세팅되어 있으므로 안전계수는 자동적으로 결정된다. 그러나 같은 크기의 결함이 존재하는 경우에는 저강도 재료가 고강도재료보다 우수하다. 따라서 피로거동에 미치는 결함과 균형 단함의 영향 등이 재료 선택 시 (특히 고강도재료일 경우) 주요한 인자로 고려되어야 한다.



3. 유한요소 해석 및 결과

3.1 유한요소법

유한요소해석(FEA)은 공학분석에 사용되는 컴퓨터 시뮬레이션기술이다. 유한요소법이라고 불리는 수치적 기법을 사용하며, 현재 수많은 상용소프트웨어가 사용되고 있다.

수학적으로, 유한요소법은 편미분방정식이나 적분, 열전달방정식 등의 근사해를 구하기 위해 쓰여 왔다. 해석접근은 정적인 문제에서 미분방정식을 제거하거나, 편미분방정식을 상미분방정식으로 변환하는 것으로 접근을 한다. 접근법은 유한미분에서 사용되는 기법과 동일하다.

편미분방정식을 풀기위한 선행 작업으로는 대상 식을 예측할 수 있는 식을 만드는 것이다. 그러나 수치적 안정의 경우에서 입력 값에서 발생한 에러는 지속적으로 축적되어 결과 값을 의미 없게 만드는 경우가 발생한다. 장단점이 많이 있지만 문제를 해결하기 위한 방법은 다양하다. 유한요소법은 자동차나 송유관과 같은 복잡한 분야에서 상당히 유용하다. 문제의 성격이 변화하거나 요구 정밀도가 바뀔 때라도 쉽게 대처할 수가 있다. 예를 들어 날씨예측시뮬레이션의 경우 면적이 넓은 바다보다 육지에서의 날씨예측이 중요하며 이러한 경우 유한요소해석이 유용하게 사용될 수 있다.

유한요소법은 복잡한 탄성, 구조해석 등의 문제를 해결하기 위해 시작되었다. 초기개발은 Alexander Hrennikoff (1941)와 Richard Courant (1942)가 시작하였는데, 그들이 접근한 방식은 연속적인 범위를 가지는 문제를 요소망이라는 세분화된 범위로 나누었다. Hrennikoff는 범위를 격자로 세분화하였으며 Courant는 타원적분을 위한 편미분방정식을 유한한 삼각형영역으로 나

누어서 해석하였다. 유한요소법의 발전은 1950년대 중후반에 시작되었고, 항공기와 구조해석에서 주로 사용되었다. 1960년대에는 도시공학에 사용되었으며 1973년에 물리적 시스템을 수치적으로 모델링하는 응용수학의 한분야로 자리 잡고 있다.



3.2 모델링 (Modeling)

본 논문에서는 총 3가지의 경우에 대하여 해석을 수행하고자 한다. 먼저 기존 문제시되어지고 있는 형상에 대한 것과 동시에 이러한 파손 문제를 해결하기 위한 방안으로 Modified model_1st 와 Modified model_2nd 에 대하여 3D 모델링을 구현한다.

먼저 아래 Fig. 3.2.1에서 기존 문제시 되는 도어의 형상을 나타내고 있으며, 다음으로 Fig. 3.2.2는 Modified model_1st 를 나타내고 있다. 이 모델은 기존 형상에서 파손이 발생하는 부위 주변으로 하여 높이 3 mm의 리브형상을 구현하여 기존모델에서 발생하는 파손에 대하여 어떠한 변화가 발생하는지 보고자하며, 또한 Fig. 3.2.3에서 나타내는 Modified model_2nd 에서는 기존 모델과 동일한 형상을 유지하고 있으나 철판의 두께가 기존의 두 배인 2 mm로 변형시켜 기존모델에서 발생하는 파손에 대하여 어떠한 변화가 발생하는지 보고자 한다.

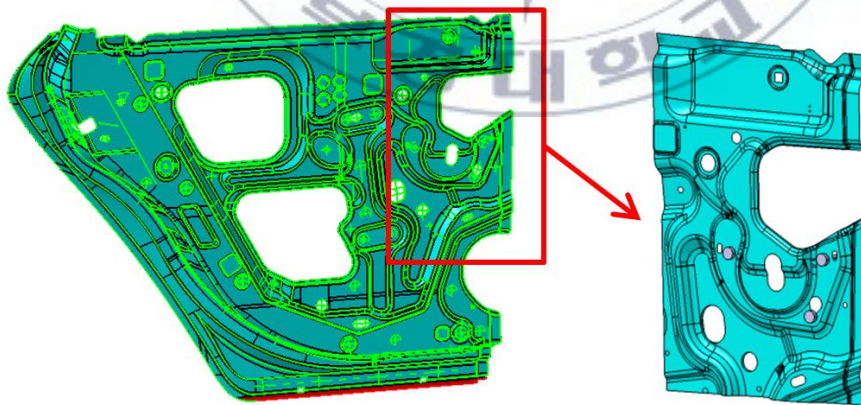


Fig. 3.2.1 Standard model

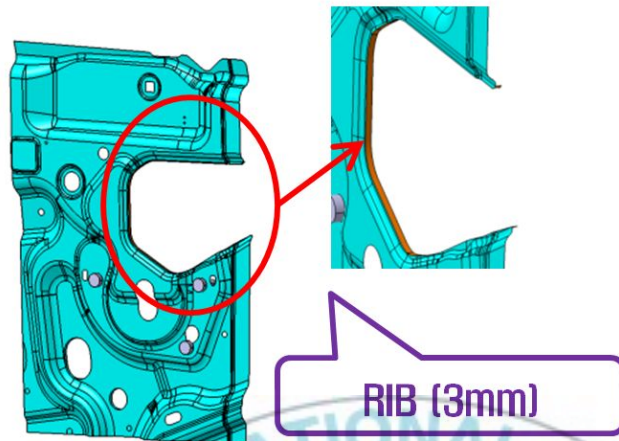


Fig. 3.2.2 Modified model 1st

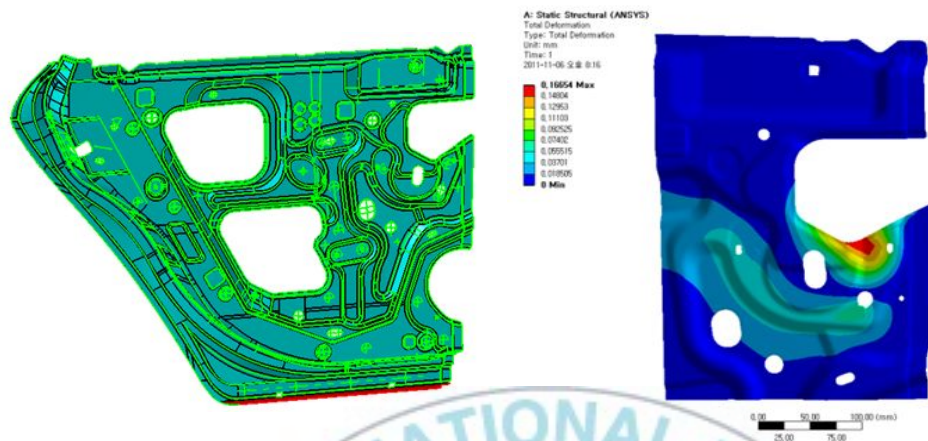


Fig. 3.2.3 Modified model 2nd

3.3 유한요소해석

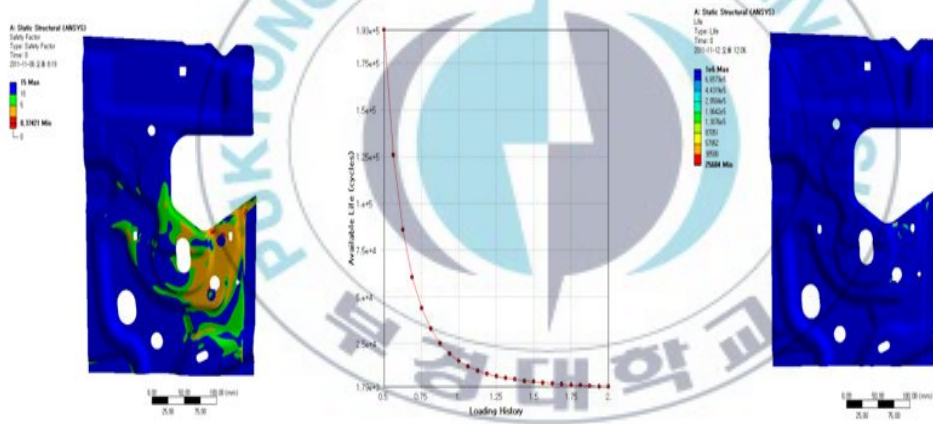
ANSYS를 활용한 유한요소 해석은 Fig. 3.3.1과 같이 a)에서 d)까지의 과정을 통하여 수행되어 진다. 우선적으로 연구 대상체인 도어의 3D 모델링을 CATIA V5를 활용하여 구현하고 이러한 3D 모델링을 바탕으로 하여 유한요소해석에 적합한 모델링으로 재 구현을 실현한다. 이러한 이유는 전체적인 모델링을 대상으로 유한요소해석을 수행할 경우 불필요한 계산과정이 포함되어 결과 도출에 많은 시간이 요구되어 지기 때문이다. 그러므로 윈도우 모터를 고정시켜주는 부위만을 구현하고 이러한 모델링을 ANSYS W/B에 적합한 모델로 변환한다. 또한 ANSYS 모델링으로 변환된 형상에 유한요소 해석을 수행하기 위한 유한요소를 생성한다.

본 논문의 유한요소해석에 적용된 유한요소는 4면체 4점 솔리드요소로써 최종 해석이 수행되기 전 결과 값의 신뢰성을 높이기 위하여 유한요소의 크기 및 수를 조정하는 과정을 거쳐 수차례 해석을 수행한 후 최적의 유한요소 크기 및 수를 선정하여 적용하였다. 이론적으로 유한요소의 수는 무한한 값을 가질 때 가장 정확한 결과 값을 도출한다. 하지만 Fig. 3.3.2 에서와 나타내는 바와 같이 필요이상의 유한요소는 해석에 대한 계산을 늘려 결과 값 도출에 많은 시간을 요구할 뿐 결과 값에 미치는 영향은 미미하게 작용한다. 즉 본 논문에서는 신뢰성을 높이기 위한 방법으로 유한요소 격자의 크기를 점차적으로 줄여가며 수를 늘리는 방식으로 최적의 크기 및 수를 가진 유한요소를 생성하여 해석에 적용하였으므로 결과 값의 신뢰성을 확보하고자 하였다.



a) 3D modeling

b) static structure analysis



Safety factor

Fatigue sensitivity

Life time

d) Analysis result

Fig. 3.3.1 FEA(Finite element analysis) process

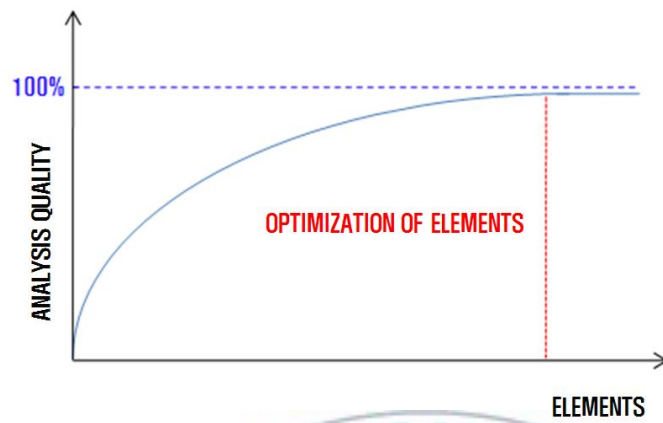
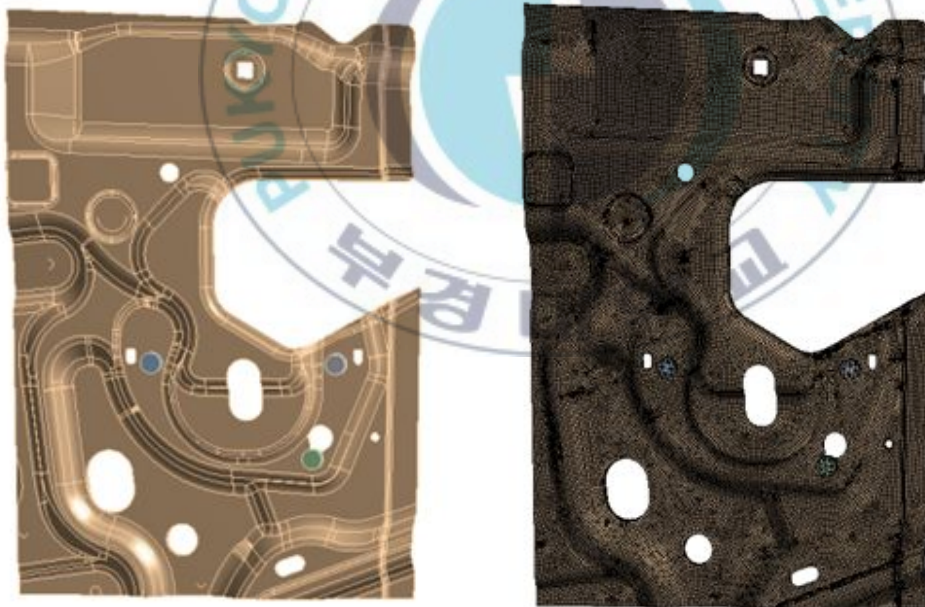


Fig. 3.3.2 Connection of analysis quality-element



a) modeling for analysis

b) mesh generation

Fig. 3.3.3 Mesh generation for analysis

본 연구에서는 Fig. 3.3.3에서와 같이 형성된 3D 모델링에 대하여 최적의 크기 및 수를 가진 유한요소를 ANSYS W/B를 활용하여 생성한 결과 생성된 유한요소의 크기는 2 mm, 노드 수 34, 953 개, 유한요소의 수는 33,224 개로 형성되었다.

1) 재료특성치

자동차의 내판 및 외판용 냉연강판에 요구되는 가장 중요한 재질 특성은 프레스 가공성이다. 이 프레스 가공성은 스트레치-스트레인이나 오렌지필 등의 표면결함이 발생되지 않아야 하고, 스프링 백 등의 형상불량이 없어야 하며, 충분한 가공성을 가져서 원하는 형태로 성형될 수 있는 재질 특성을 만족시켜야 한다.

프레스 성형성은 드로잉성, 신장성형성, 플랜지성 및 벤딩성 등의 변형 모드로 세분될 수 있다. 이중에서도 드로잉 성과 신장성형성이 특히 중요한 변형 모드이며, 실제 프레스 성형에 있어서 드로잉과 신장성형을 조합한 형태로 성형이 이루어지는 경우가 많다. 인발가공성은 재료의 집합조직과 긴밀한 관계를 가지며 소성이방성을 나타내는 지수 $\bar{r}$ (Lankford value)에 의해 평가되고 신장성형성은 가공경화 지수 n 와 연신율에 의해 판정되어 진다.

냉연강판은 그레이트 별로 CQ(commercial quality), DQ(drawing quality), DDQ(deep drawing quality) 및 차량용 외판 및 내판에 적용되는 EDDQ (extra deep drawing quality)로 통칭되며, CQ, DQ 및 DDQ 재는 KS(JIS) 에 SCP1(SPCC), SCP2(SPCD) 및 SCP3 (SPCE)로 규격화 되어 있으나 EDDQ 제에 관한 규격은 명시된 게 없고 이에 준한 것으로 SCP3N (SPCEN)이 있다.

본 연구에 적용된 재질은 DDQ 냉연강판이며 화학성질 및 기계적 성질은

다음과 같이 나타 낼 수 있다.

Table 3.3.1 Chemical substances of DDQ

Standard	Steel	Chemical substances				
		C	Si	Mn	P	S
KS D 3512 (JIS G 3141)	DDQ	≤0.08	-	≤0.40	≤0.03	≤0.03

Table 3.3.2 Mechanical property of DDQ

Standard	Steel	mechanical property					
		Tensile strength	Elongation Min (%)				
			0.25 ≤ t < 0.40	0.40 ≤ t < 0.60	0.60 ≤ t < 1.0	1.0 ≤ t < 1.6	1.6 ≤ t < 2.5
KS D 3512 (JIS G 3141)	DDQ	≥270 (N/mm ²)	36	38	40	41	42

2) 경계조건

도어의 파손에 영향을 미치는 인자는 아래 Fig. 3.3.4과 같은 두 가지 인자를 가장 대표적인 요소로 분류 할 수 있다. 먼저 도어 개폐 시에 발생하는 충격으로 인하여 도어 내부에 장착되어 있는 윈도우 모터 조립 체의 하중이 전달되어 지고 이러한 하중이 도어에 충격하중으로 작용하게 된다. 두 번째 대표적인 요소로는 창문 개폐 시에 모터 에서 발생하는 모멘트로 인하여 전달되는 하중을 들 수 있다. 본 연구에서 적용된 윈도우 모터 조립체의 자중은 1.1 kg이고, 모터가 작동될때 발생하는 최대 토크는 15 N·m 이다.

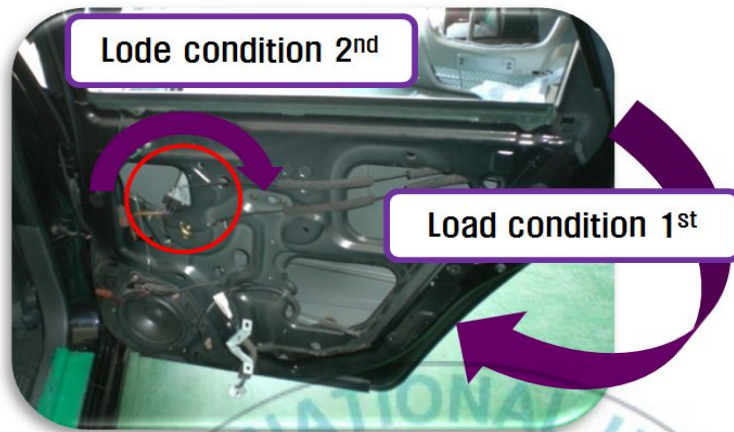


Fig. 3.3.4 Load conditions

다음으로 정해질 경계조건으로는 구속조건을 들 수 있다. 도어의 구속조건은 Fig. 3.3.5에서와 같이 실제 도어가 차량에 장착되어 있는 환경을 구현하도록 b)에서 나타난 화살표가 가리키는 곳을 고정 되도록 선정하였다.

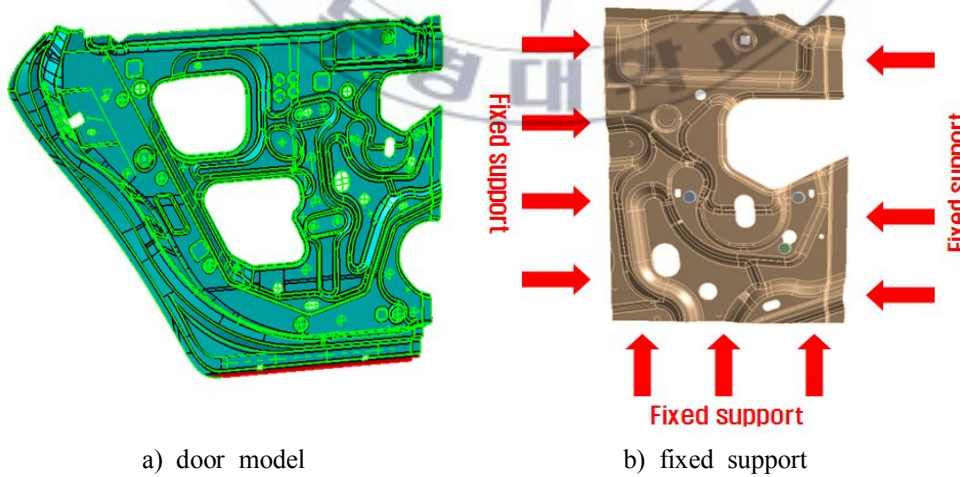


Fig. 3.3.5 Fixed support for boundary condition

3) 구조해석

먼저 피로에 대한 해석을 수행하기 전에 3가지 모델에 대하여 구조해석을 수행하고 기존모델에 대하여 발생하는 문제점을 분석 후 나머지 두 형상이 어떠한 변화를 가져오는지에 대하여 보고자 한다.

가) 기존모델

기존모델에 대한 구조해석의 하중 조건 및 경계조건은 앞서 언급한 3.3 절 2)와 동일하게 적용된다. 여기에서는 기존 모델에 대하여 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중과 창문 개폐 시에 발생하는 모멘트에 대한 영향을 분석하고자 한다.

먼저 도어 개폐 시에 발생하는 전체 변형량과 등가응력은 분포는 아래 Fig. 3.3.6 및 Fig. 3.3.7과 같이 나타나며, 기존모델에 대한 구조해석 결과를 정리해 보면 전체 변형량은 0.22 mm, 등가응력은 152.92 MPa 이 발생하는 것을 알 수 있다.

A: Static Structural (ANSYS)

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

2011-12-04 오전 10:12

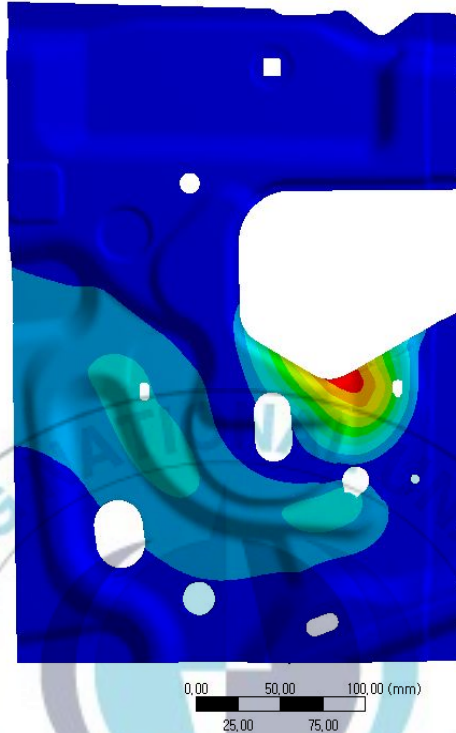
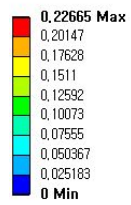


Fig. 3.3.6 Total deformation at standard model load

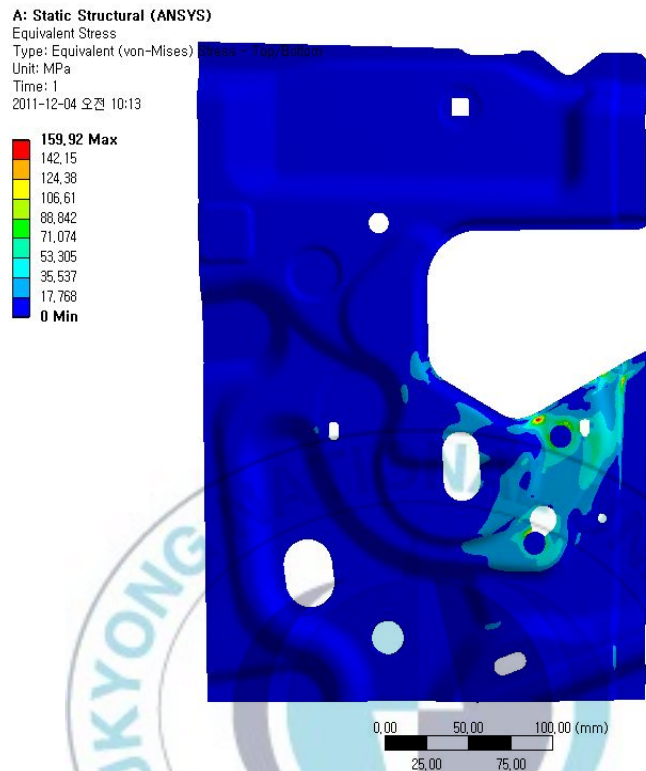


Fig. 3.3.7 Equivalent stress at standard model load

다음으로 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트가 도어에 발생시키는 전체 변형량 및 등가응력에 대한 수치해석 결과는 아래 Fig. 3.3.8 및 Fig. 3.3.9와 같이 나타나며, 창문의 개폐시에 대한 구조해석 결과를 정리해 보면 전체 변형량은 0.10 mm, 등가응력은 79.14 MPa 이 발생하는 것을 알 수 있다.

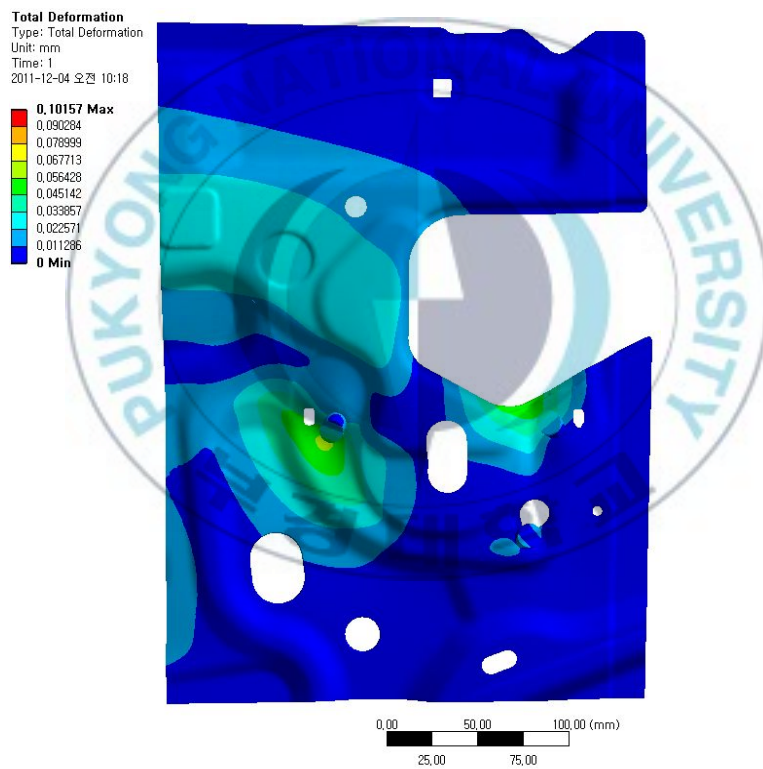


Fig. 3.3.8 Total deformation at standard model moment

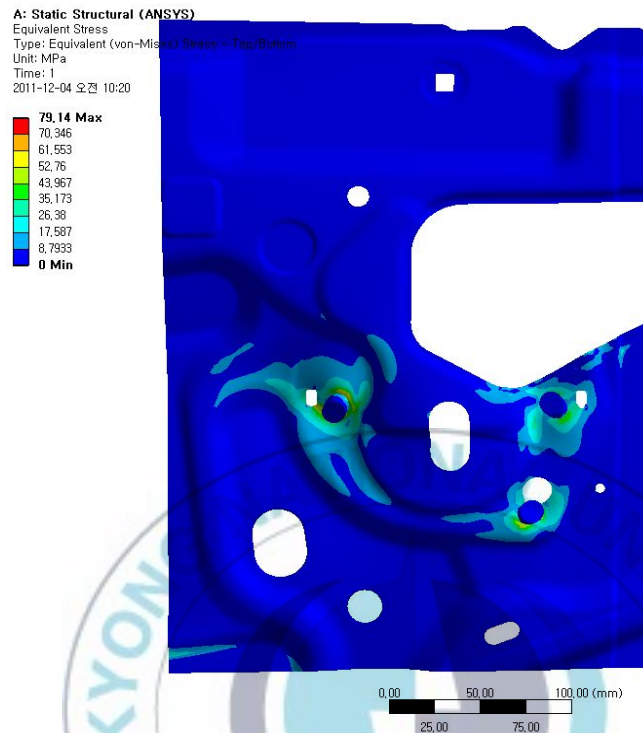


Fig. 3.3.9 Equivalent stress at standard model moment

나) Modified model 1st

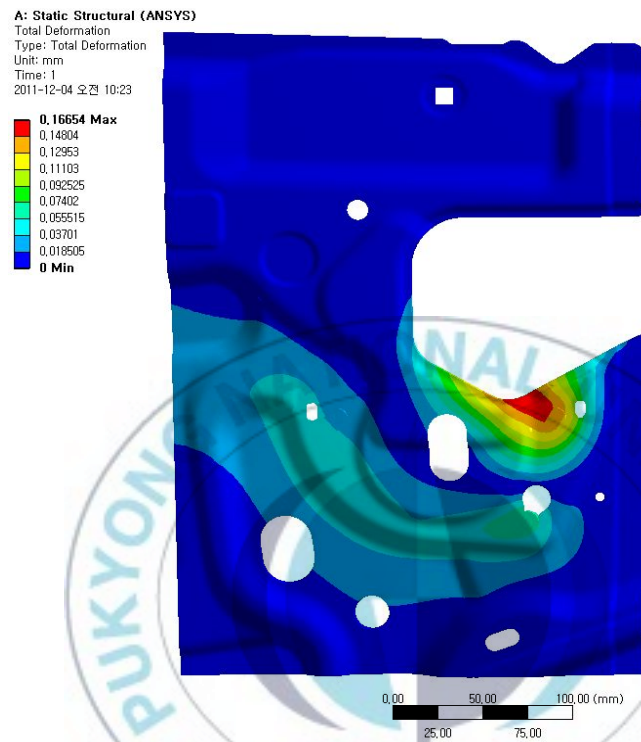


Fig. 3.3.10 Total deformation at modified model 1st load

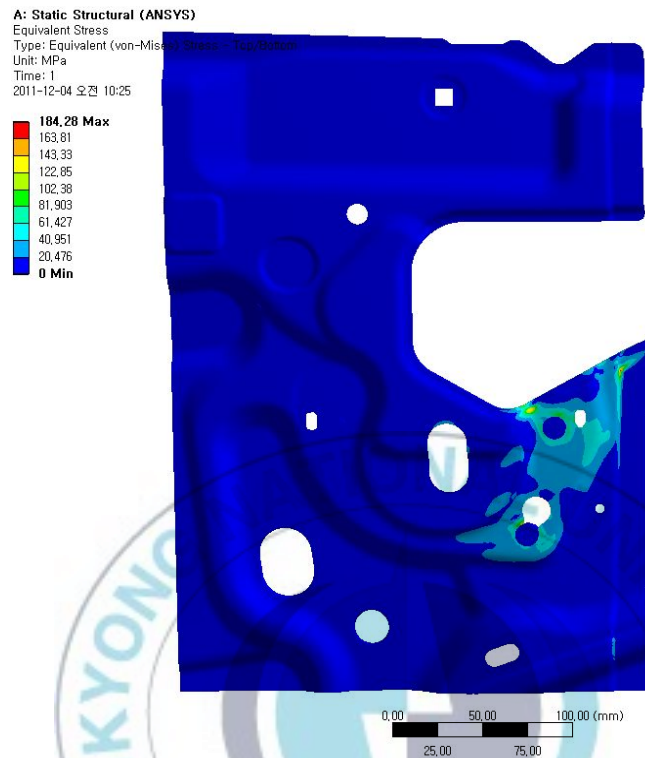


Fig. 3.3.11 Equivalent stress at Modified model 1st load

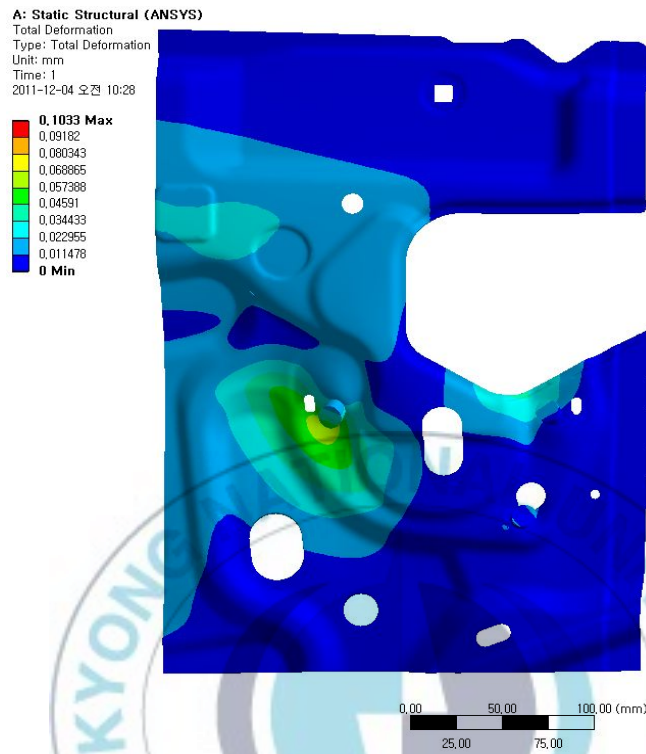


Fig. 3.3.12 Total deformation at Modified model 1st moment

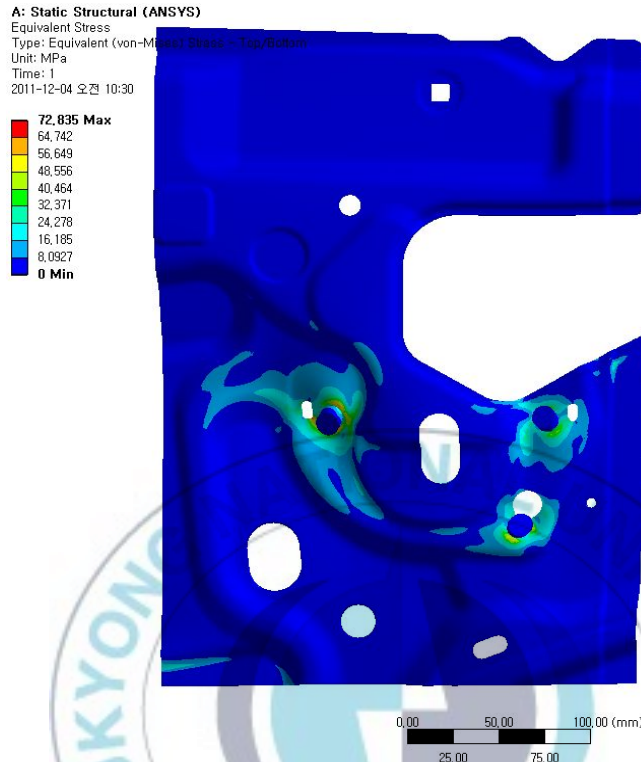


Fig. 3.3.13 Equivalent stress at modified model 1st moment

Modified model 1st에 대한 구조해석의 하중 조건 및 경계조건 또한 앞서 언급한 3.3절 2)와 동일하게 적용된다. 여기에서는 Modified model 1st에 대하여 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중과 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트에 대한 영향을 분석하고자 한다.

먼저 도어 개폐 시에 발생하는 전체 변형량과 등가응력은 위의 Fig. 3.3.10 및 Fig. 3.3.11과 같이 나타나며, Modified model 1st에 대한 구조해석 결과를 정리해 보면 전체 변형량은 0.17 mm, 등가응력은 184.28 MPa 이 발생하는 것을 알 수 있다.

다음으로 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트가 도어에 발생시키는 전체 변형량 및 등가응력에 대한 수치해석 결과는 아래 Fig. 3.3.12 및 Fig. 3.3.13와 같이 나타난다. 창문의 개폐시에 대한 구조해석 결과를 정리해 보면 전제 변형량은 0.10 mm, 등가응력은 72.83 MPa 이 발생하는 것을 알 수 있다.

다) Modified model_2nd

Modified model_2nd에 대한 구조해석의 하중 조건 및 경계조건 또한 앞서 언급한 3.3.2절과 동일하게 적용된다. 여기에서는 Modified model 2nd에 대하여 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중과 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트에 대한 영향을 분석하고자 한다.

먼저 도어 개폐 시에 발생하는 전체 변형량과 등가응력은 아래 Fig. 3.3.14 및 Fig. 3.3.15와 같이 나타나며, Modified model 2nd에 대한 구조해석 결과를 정리해 보면 전제 변형량 0.047 mm, 등가응력 40.48 MPa 이 발생하는 것을 알 수 있다.

다음으로 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트가 도어에 발생시키는 전체 변형량 및 등가응력에 대한 수치해석 결과는 아래 Fig. 3.3.16 및 Fig. 3.3.17과 같이 나타난다. 창문의 개폐시에 대한 구조해석 결과를 정리해 보면 전제 변형량 0.028 mm, 등가응력 30.06 MPa 이 발생하는 것을 알 수 있다.

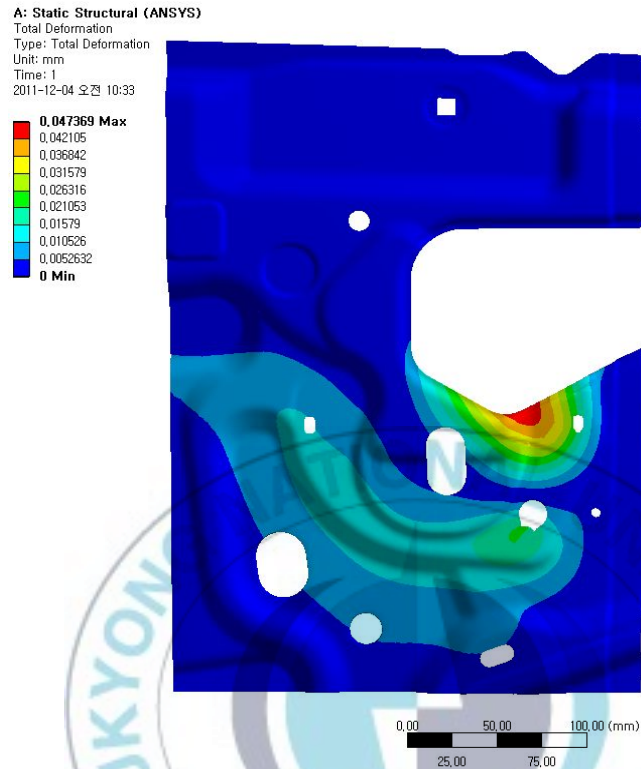


Fig. 3.3.14 Total deformation at modified model_2nd load

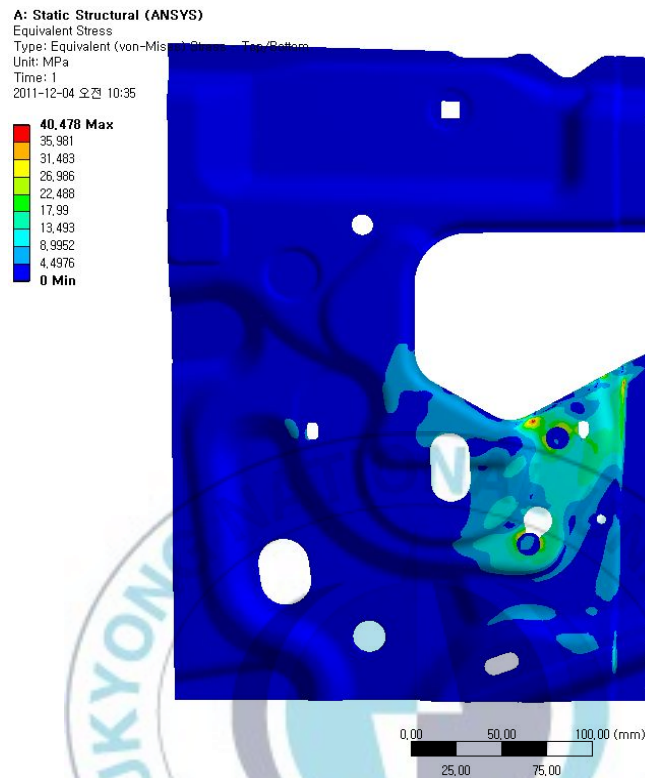


Fig. 3.3.15 Equivalent stress at modified model 2nd load

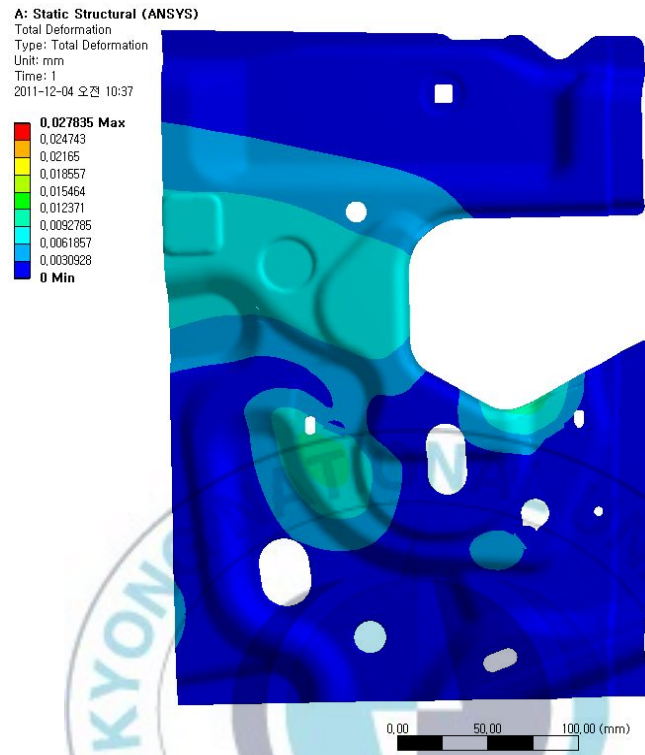


Fig. 3.3.16 Total deformation at modified model 2nd moment

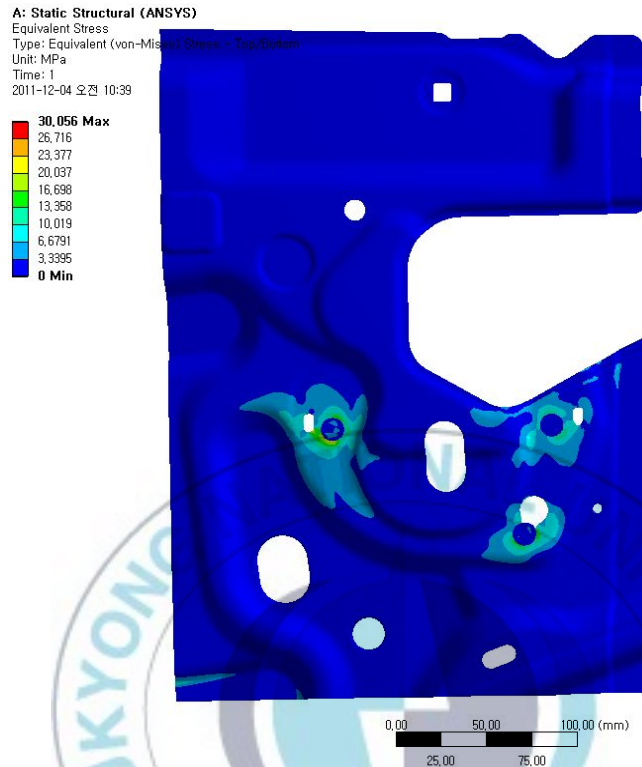


Fig. 3.3.17 Equivalent stress at modified model 2nd moment

4) 피로해석

본 절에서는 3가지 모델에 대한 피로해석을 통하여 기존모델에 대하여 발생하는 문제점을 분석 후 나머지 두 형상이 어떠한 변화를 가져오는지에 대하여 보고자 한다. 여기에서 얻을 수 있는 결과 값은 설계 수명에 대한 안전율과 3가지 형상이 가지는 유효 수명에 대하여 판단 할 수 있다.

가) 기존모델

기존모델에 대한 피로해석의 하중 조건 및 경계조건은 앞서 수행한 구조 해석의 것과 연동되어 적용되어 진다. 단 여기에서 확인 할 수 있는 결과 값인 피로민감도와 안전율 및 유효수명을 도출하기 위하여 추가적으로 설계 수명 및 하중 부여 조건이 각각 변화 하게 된다. 기존모델의 설계 수명은 1×10^6 이며, 충격 하중 및 모멘트는 발생하는 응력의 최소 50% 에서 최대 200% 까지 변위를 피로민감도 그래프에 나타나도록 하였다. 이러한 수치해석의 결과 값은 구조해석 단계에서와 동일하게 기존 모델에 대하여 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중과 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트에 대한 영향을 분석하고자 한다.

먼저 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중에 대한 피로민감도는 아래 Fig. 3.3.18에서와 같이 나타나며, 안전율 및 유효수명은 Fig. 3.3.19에서와 같이 나타난다.

기존모델의 경우 충격하중 피로해석을 통한 피로민감도 그래프의 결과를 보면 50%의 하중만 가해진 상태에서도 설계 수명인 1×10^6 에 훨씬 못 미치는 결과를 타나내는 것을 알 수 있다. 안전율은 0.43에 불과 하며, 유효수명은 25,684회 이다.

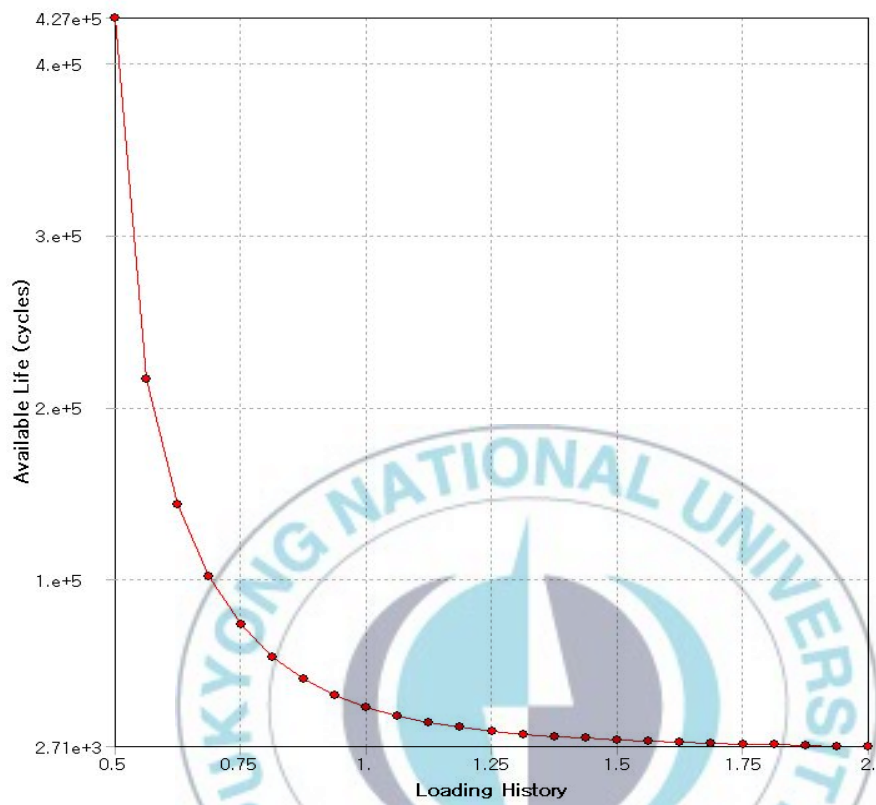


Fig. 3.3.18 Fatigue sensitivity at standard model load

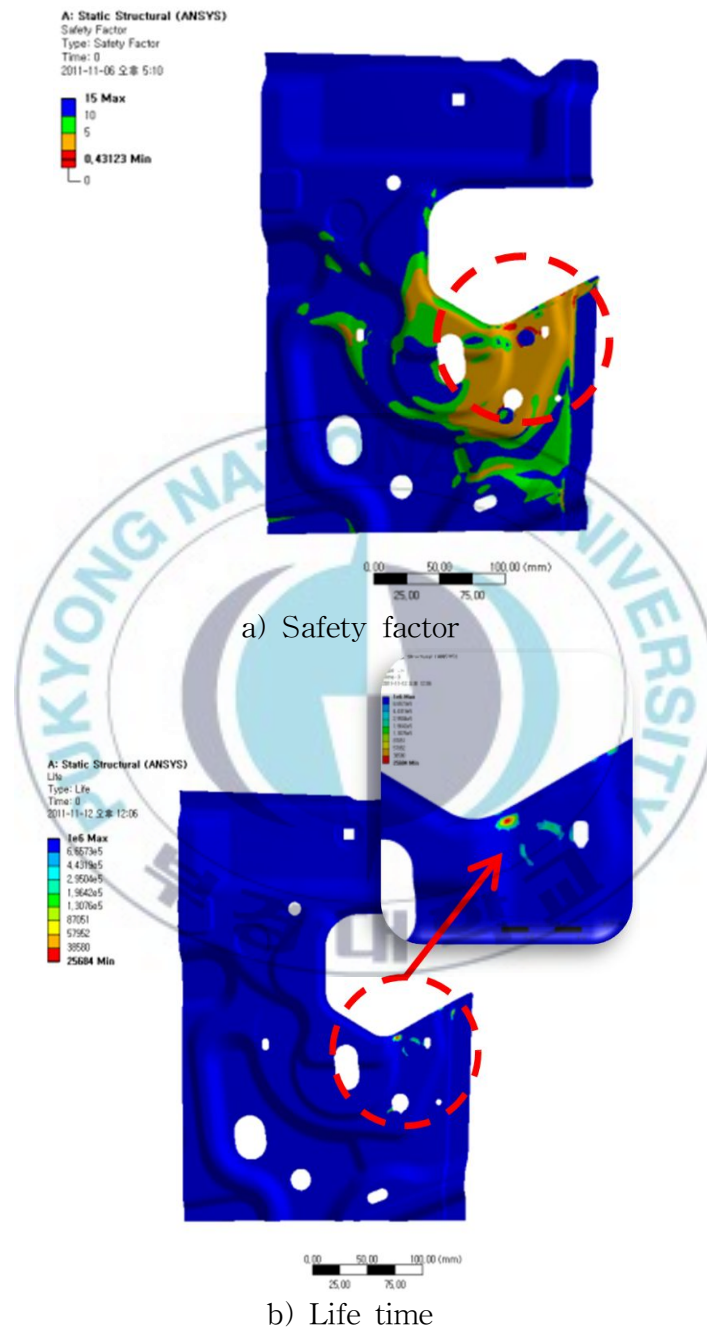


Fig. 3.3.19 Safety factor and life time at standard model_Load

다음으로 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트가 도어에 가해질 경우의 피로민감도 그래프는 아래 Fig. 3.3.20에서와 같이 나타나며, 안전율 및 유효수명은 Fig. 3.3.21에서와 같이 나타난다.

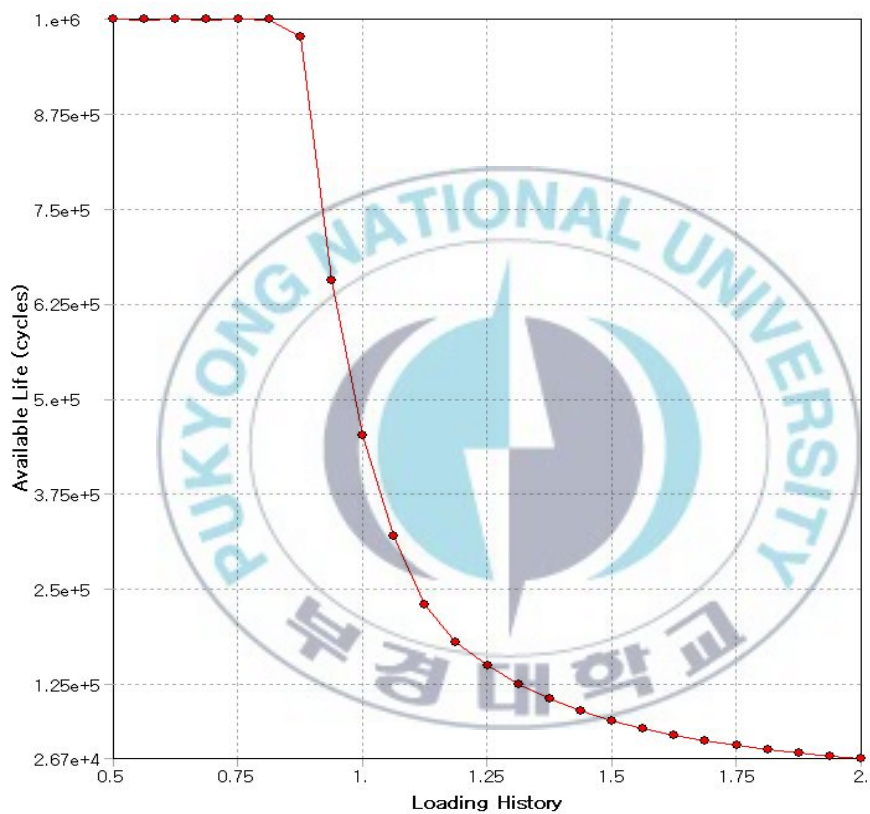


Fig. 3.3.20 Fatigue sensitivity at standard model moment

기존모델의 경우 모멘트 피로해석을 통한 피로민감도의 결과를 보면 약 80%의 모멘트가 가해지는 시점부터 설계 수명인 1×10^6 에 못 미치는 결과를 나타내는 것을 알 수 있다. 이 경우의 안전율은 0.87 이며, 유효수명은 4.52×10^5 회 이다.

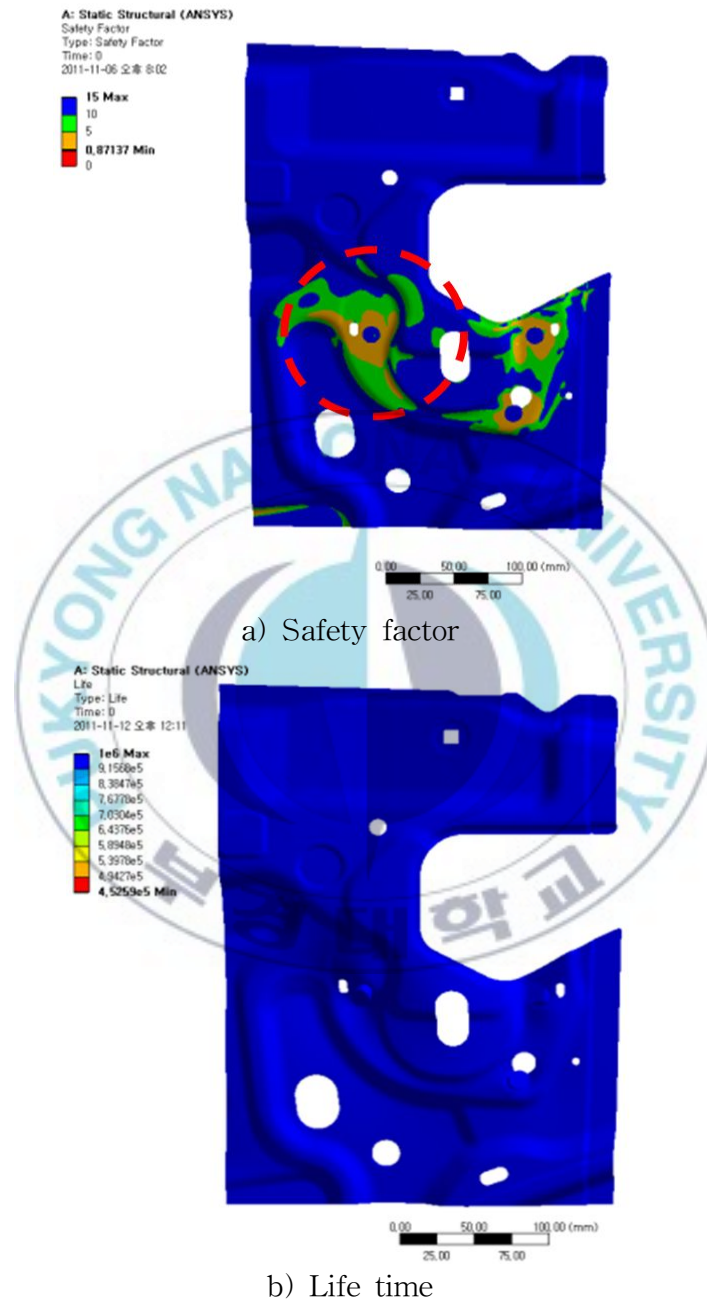


Fig. 3.3.21 Safety factor and life time at standard model moment

나) Modified model 1st

Modified model 1st에 대한 피로해석의 하중 조건 및 경계조건은 앞서 수행한 구조해석의 것과 연동되어 적용되어 진다. 단 여기에서 확인 할 수 있는 결과 값인 피로민감도와 안전율 및 유효수명을 도출하기 위하여 앞선 기존모델과 동일한 방법으로 설계 수명 및 하중 부여 조건이 각각 변화 하게 된다. Modified model 1st의 설계 수명은 1×10^6 이며, 충격 하중 및 모멘트는 발생하는 응력의 최소 50% 에서 최대 200% 까지 변위를 피로민감도 그래프에 나타나도록 하였다. 이러한 수치해석의 결과 값은 구조해석 단계에서와 동일하게 기존모델에 대하여 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중과 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트에 대한 영향을 분석하고자 한다.

먼저 Modified model 1st의 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중에 대한 피로민감도 그래프는 아래 Fig. 3.3.22에서와 같이 나타나며, 안전율 및 유효수명은 Fig. 3.3.23에서와 같이 나타난다.

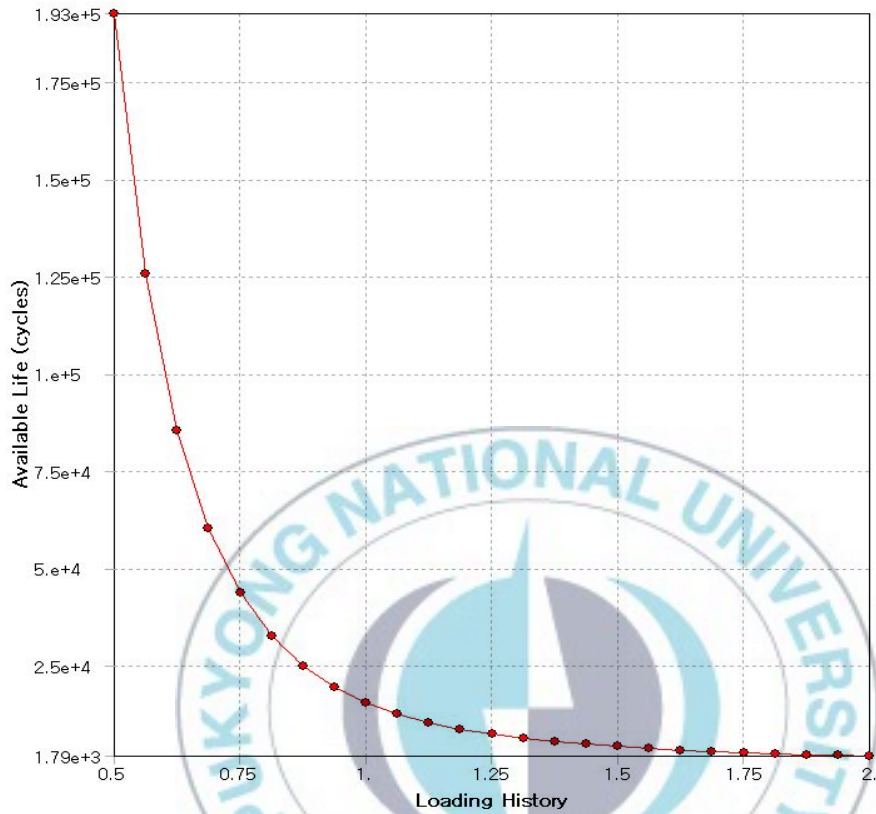
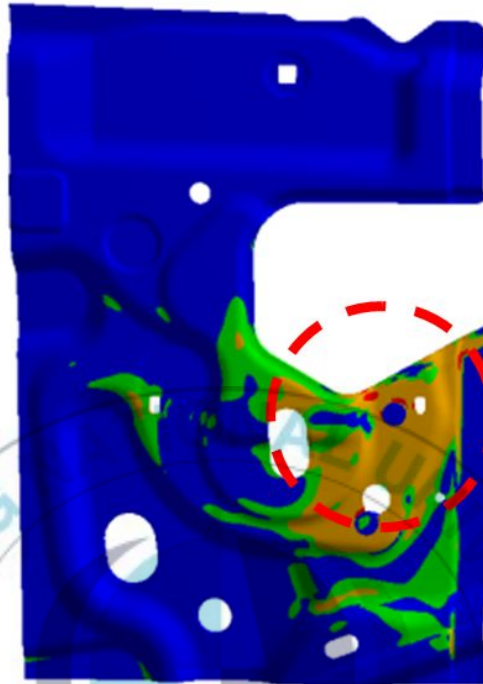


Fig. 3.3.22 Fatigue sensitivity at modified model 1st load

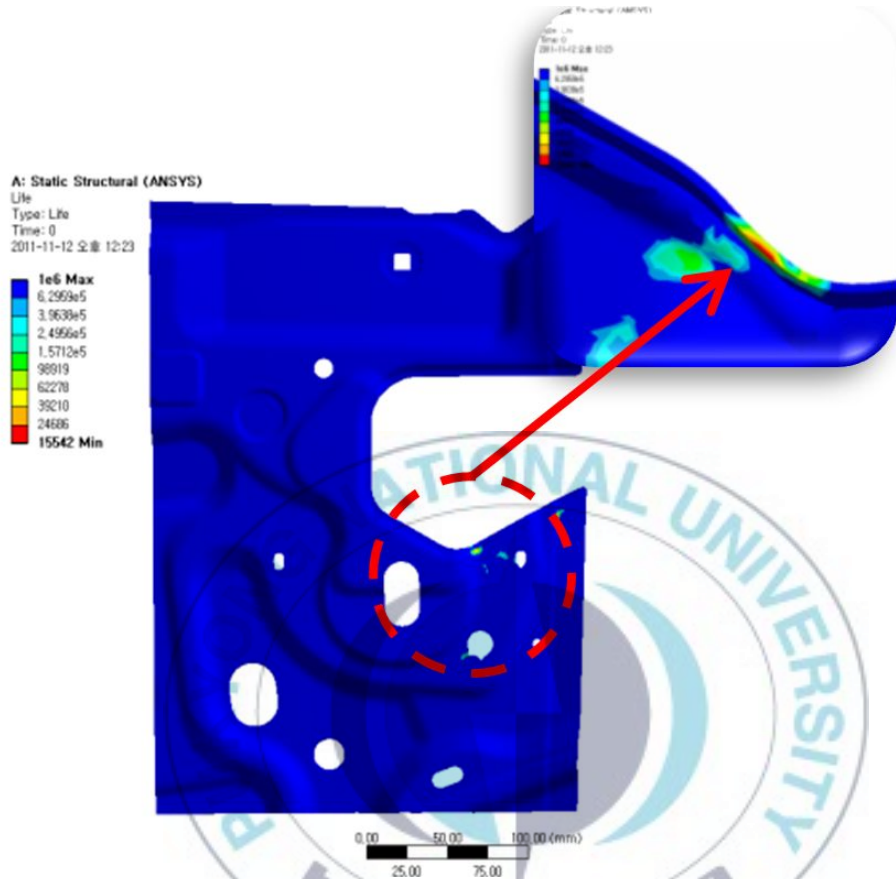
Modified model 1st의 경우 충격하중 피로해석을 통한 피로민감도의 결과는 의외를 결과를 볼 수 있는데 Modified model 1st과 같이 기존 모델의 파손부위 주변으로 리브를 형성한 경우 그 부위에 집중응력이 걸리면서 파손이 더욱 빠르게 진행된다는 결과를 가져온다. 즉 Fig. 3.3.23을 보면 50%의 하중만 가해진 상태에서도 설계 수명인 1×10^6 에 훨씬 못 미치는 결과를 나타내는 것을 알 수 있다. 안전율은 기존모델보다 더욱 낮아진 0.37에 불과하며, 유효수명 역시 15,542 회로 상당히 낮아지는 결과를 가져온다.

A: Static Structural (ANSYS)
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 0
2011-11-06 오후 8:19

15 Max
10
5
0.37421 Min
0



a) Safety factor



b) Life time

Fig. 3.3.23 Safety factor and life time at modified model 1st load

다음으로 창문 개폐 시에 발생하는 모멘트가 도어에 가해질 경우의 피로 민감도 그래프는 아래 Fig. 3.3.25 에서와 같이 나타나며, 안전율 및 유효수명은 Fig. 3.3.24에서와 같이 나타난다.

Modified model 1st의 경우 모멘트 피로해석을 통한 피로민감도의 결과를 보면 약 90%의 모멘트가 가해지는 시점부터 설계 수명인 1×10^6 에 못 미치는 결과를 타나내는 것을 알 수 있다. 이 경우의 안전율은 0.95 이며, 유효

효수명은 7.3×10^5 회로써 모터의 모멘트에 대한 강성 및 수명은 기존 모델에 비하여 우수함을 알 수 있는 부분이다.

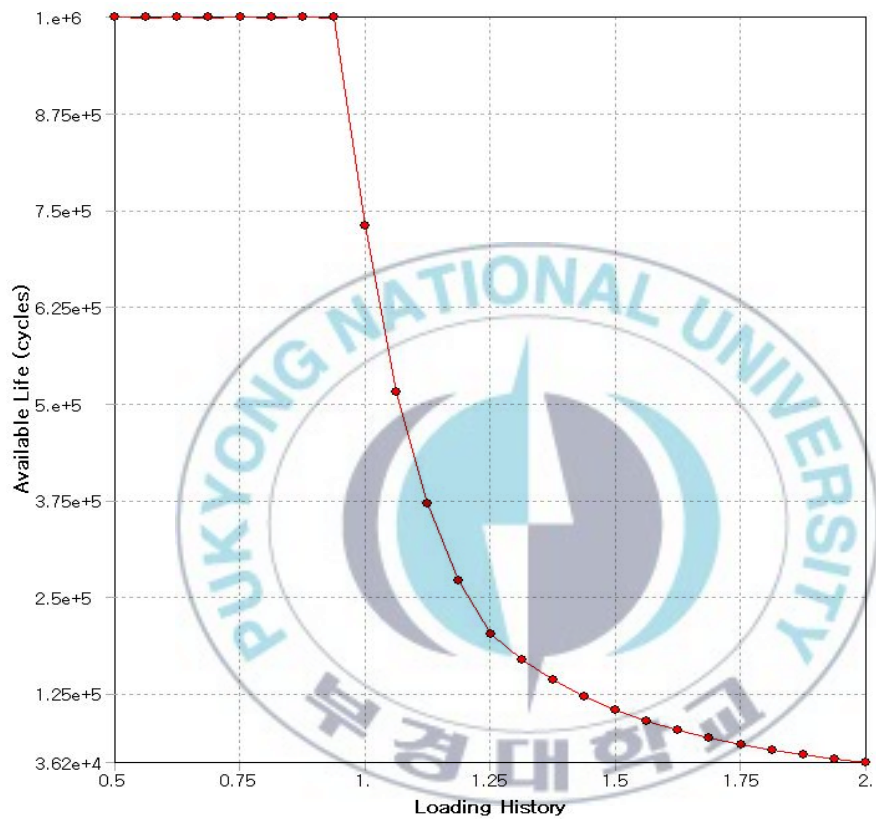
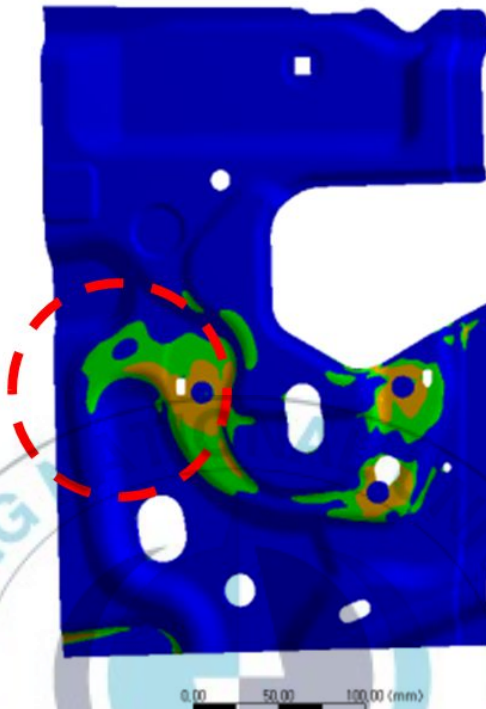


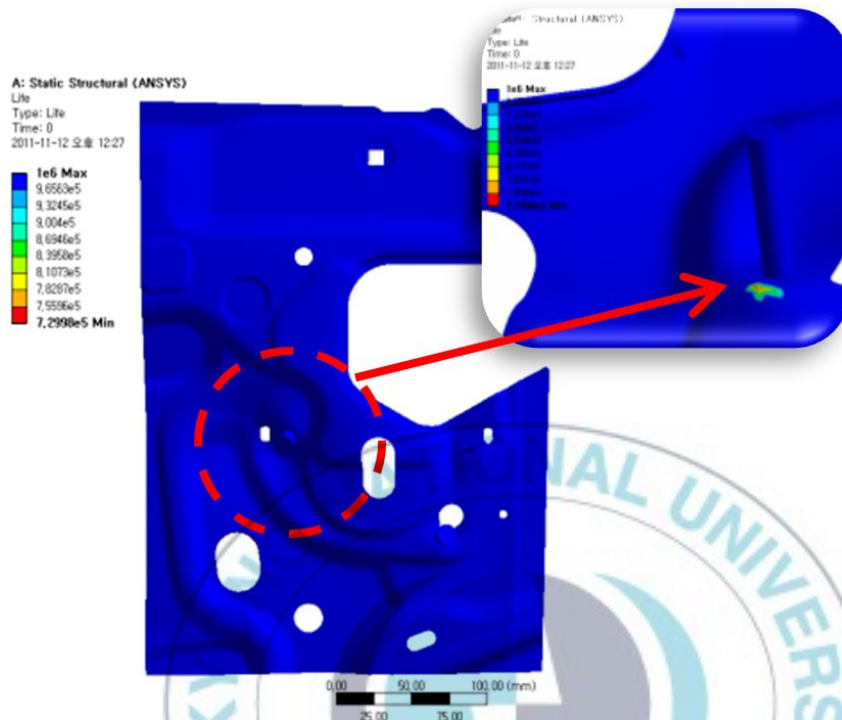
Fig. 3.3.24 Fatigue sensitivity at modified model 1st moment

A: Static Structural (ANSYS)
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 0
2011-11-06 오후 8:25

15 Max
10
5
0.9468 Min
0



a) Safety factor



b) Life time

Fig. 3.3.25 Safety factor and life time at modified model 1st moment

다) Modified model 2nd

Modified model 2nd에 대한 피로해석의 하중 조건 및 경계조건은 앞서 수행한 구조해석의 것과 연동되어 적용되어 진다. 단 여기에서 확인 할 수 있는 결과 값인 피로만감도와 안전율 및 유효수명을 도출하기 위하여 앞선 기존모델과 동일한 방법으로 설계 수명 및 하중 부여 조건이 각각 변화 하게 된다. Modified model 2nd의 설계 수명은 1×10^6 이며, 충격 하중 및 모멘트는 발생하는 응력의 최소 50% 에서 최대 200% 까지 변위를 피로만감도

그래프에 나타나도록 하였다. 이러한 수치해석의 결과 값은 구조해석 단계
에서와 동일하게 기존모델에 대하여 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중과
윈도우 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트에 대한 영향을 분석하고자 한다.

먼저 Modified model 2nd의 도어 개폐 시에 발생하는 충격하중에 대한 피
로민감도 그래프는 아래 Fig. 3.3.26 에서와 같이 나타나며, 안전율 및 유효
수명은 Fig. 3.3.27 에서와 같이 나타난다.

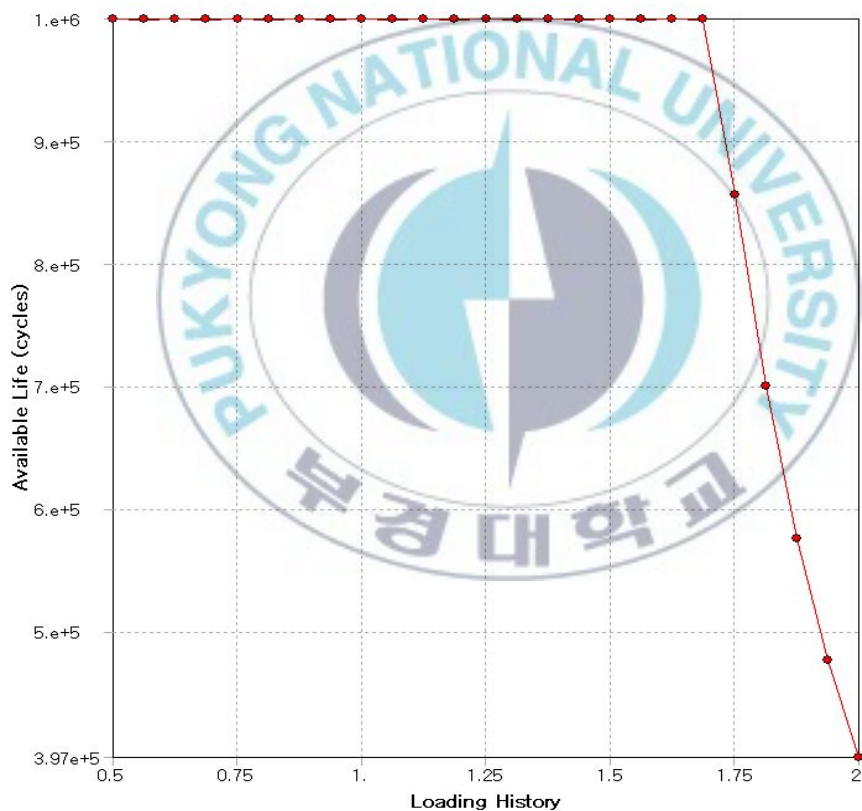
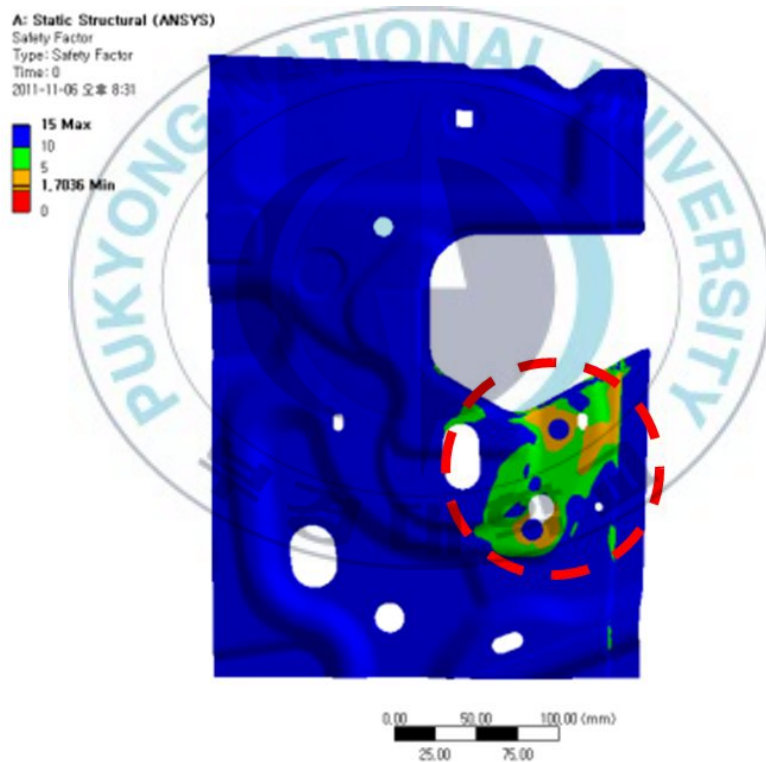


Fig. 3.3.26 Fatigue sensitivity at modified model 2nd load

Modified model 2nd의 경우 충격하중 피로해석을 통한 피로민감도 그래프

의 결과 충격하중의 160%의 하중이 가해지더라도 설계수명을 만족하는 아주 우수한 결과를 나타낸다. Modified model 2nd와 같이 기존 모델 보다 2배 두꺼운 2 mm의 철판을 적용할 경우 설계수명 내에서는 파손이 거의 발생하지 않는다는 것을 알 수 있다. 이러한 결과 값과 더불어 안전율은 기존모델보다 약 4배정도 높아진 1.7에 달하며, 유효수명은 충격하중이 160% 영역까지 설계수명인 1×10^6 을 모두 만족하는 결과를 나타낸다.



a) Safety factor



b. Life time

Fig. 3.3.27 Safety factor and life time at modified model 2nd load

다음으로 창문 개폐 시에 발생하는 모터의 모멘트가 도어에 가해질 경우의 피로민감도 그래프는 아래 Fig. 3.3.28 에서와 같이 나타나며, 안전율 및 유효수명은 Fig. 3.3.29 에서와 같이 나타난다.

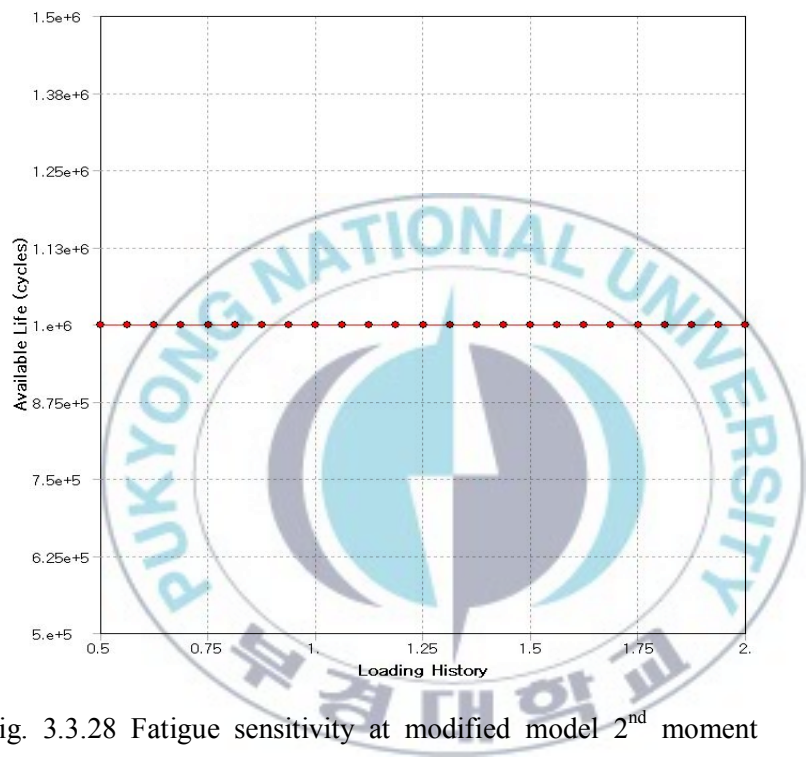
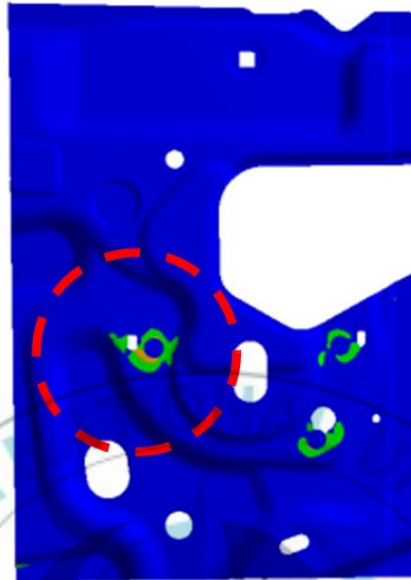


Fig. 3.3.28 Fatigue sensitivity at modified model 2nd moment

Modified model 2nd의 경우 모멘트 피로해석을 통한 피로민감도 그래프의 결과를 보면 200%의 모멘트가 가해지는 시점까지 설계 수명인 1×10^6 를 만족하는 결과를 타나내는 것을 알 수 있다. 이 경우의 안전율은 기존모델의 약 2.6배 가 넘는 2.3 이며, 유효수명역시 전 영역 1×10^6 회로써 기존 모델에 비하여 아주 우수한 형상임을 알 수 있는 부분이다.

A: Static Structural (ANSYS)
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 0
2011-11-06 오후 8:35

15 Max
10
2.2944 Min
0



0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

a. Safety factor



b. Life time

Fig. 3.3.29 Safety factor and life time at modified model 2nd moment

3.4 고찰

유한요소 해석 결과를 바탕으로 하여 현재 도어의 피로파괴 현상의 대응 방안으로는 파손된 부위를 Fig. 3.4.1_a)에서와 같이 피로 파손된 윈도우 모터 조립체의 체결부위를 Fig. 3.4.1_b)와 같이 절단 후 Fig. 3.4.1_c)의 형상을 가지고 있는 차량 철판을 2 mm 용접하여 피로파괴 현상에 대하여 대처하고자 한다.

Table 3.4.1 Analysis result

	STANDARD MODEL		MODIFIED MODEL_1ST		MODIFIED MODEL_2ND	
	DOOR open-close	WINDOW open-close	DOOR open-close	WINDOW open-close	DOOR open-close	WINDOW open-close
Total deformation (mm)	0.22	0.10	0.17	0.10	0.047	0.028
Equivalent stress (MPa)	152.92	79.14	184.28	72.83	40.48	30.06
Safety factor	0.43	0.87	0.37	0.95	1.7	2.3
Life time	25,684	4.52e5	15,542	7.3e5	1e6	1e6



a) MT'G_1



b) cutting



c) Welding for solution

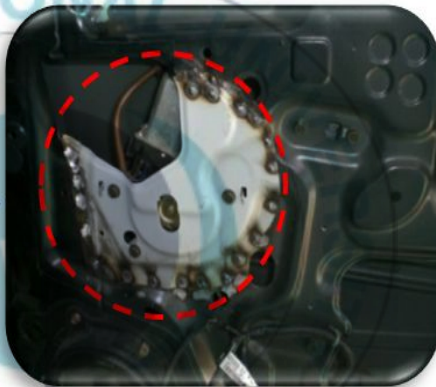


Fig. 3.4.1 Solution of fatigue wear

4 결 론

본 연구에서는 차량의 도어의 피로파괴 현상에 대한 원인 분석 및 해결 방안을 도출하기 위하여 ANSYS W/B의 구조해석 및 피로해석 틀을 활용하여 도출한 유한요소 해석결과를 바탕으로 차량 도어 피로 파괴 현상에 대한 대처 방안을 강구하고자 하였다.

피로 파괴 현상 대처방안 수립을 위한 유한요소해석 결과 다음과 같은 결론을 도출 할 수 있다.

- (1) 기존 모델의 경우 도어 개폐시 안전율 0.43 으로 피로에 매우 취약한 구조로 형성되어 있는 것을 확인 되어 이러한 취약한 부위를 보강하기 위한 리브를 파괴되는 주변부에 형성 하였으나 기존모델에 비하여 도어 개폐시 더욱 큰 등가응력이 발생하고 이러한 응력으로 인한 수명 또한 짧아졌다.
- (2) 철판의 두께를 2 mm 로 변경한 경우 초기 설계 안전율인 1×10^6 을 도어 개폐시나 창문 개폐시 모두 만족하는 결과로 나타나 3종류의 모델에 대한 해석 결과 값을 분석하여 보면 도어의 피로에 악영향을 미치는 경우는 창문 개폐시 보다 도어 개폐시의 영향이 매우 큰 것으로 분석되었다.
- (3) 도어의 피로 파괴 현상에 악 영향을 미치는 요소는 창문 개폐시 모터에서 발생하는 모멘트에 대한 응력 보다 도어 개폐시 발생하는 충격하중이 도어의 피로 파괴에 더욱 큰 영향을 받았다.

- (4) 최적 설계에 따른 형상 변경으로 인한 많은 비용이 발생할 것으로 보이나 장기간의 영향 및 효과를 고려한다면 추가적인 연구를 통하여 최적의 형상을 구현하고 이에 따른 신규 형상이 접목되어야 할 것으로 추측된다.



REFERENCES

1. 이억섭, '자동차 공업에서의 피로·파괴예방' 한국자동차공학회 1990, vol.12, No. b, pp. 2~9
2. 이광원, '자동차 도어 외판 강성 향상을 위한 최적화', 한국자동차공학회 2000년도 추계학술대회
3. 이권희, 배금중, 박경진, 송세일, '최적화 및 실험계획법을 이용한 자동차 도어의 경량화 설계' 한국자동차공학회 2000년도 추계학술대회
4. 김현영, 강신유, '자동차 프론트 도어의 측면 충격 해석', 자동차공학회지, Vol. 19, No. 2, 1997
5. 정우칭, '자동차용 냉연강판의 개발현황 및 동향', 자동차공학회지, Vol. 18, No. 5, 1996
6. 박근웅, 문만빈, 나상묵, 남궁성, '440MPa급 자동차용 냉연강판의 기계적 성질에 미치는 BAF 소둔조건', 한국자동차공학회 창립 30주년 기념 학술대회 논문집, 2008, pp. 1539~1544
7. 조재웅, 한문식, '자동차 도어 힌지의 구조해석', 한국기계가공학회지, 제9권, 제2호, pp. 33~39, 2010
8. 이권희, 방일권, 강동현, '자동차용 합체박판 도어의 구조최적설계', 대한기계학회 부산지부 2006년도 추계학술대회 논문집
9. 송세일, 배금중, 이권희, 박경진, '최적화기법 및 실험계획법을 이용한 자동차 도어의 경량화 설계', 한국자동차공학회 논문집, 제10권, 제1호, pp. 125~132, 2002
10. 이권희, 방일권, '크리깅모델을 이용한 자동차 도어의 구조설계', 한국자동차공학회, Vol. 15, No. 1, pp. 146~153, 2007

11. 김만섭, 고길주, 김정현, '유한요소 해석을 이용한 자동차용 휠의 피로수명 예측', 한국자동차공학회 2003년도 추계학술대회 논문집, pp. 1166~1172
12. 송지호, '변동하중에서의 피로파괴', 대한기계학회지 제30권, 제2호, 1990.4, pp. 115~130
13. 서창민, '피로파괴와 파괴역학에 관하여', 대한기계학회지, 제26권, 제5호, 1986.10, pp. 382~388
14. 김재곤, '기계부품의 피로파괴 사례 및 방지대책', 대한기계학회지, 제29권, 제2호, 1989.4, pp. 118~124
15. 염영하, 최귀원, 장성태, '반복인장하중하의 층상 복합강재의 피로파괴거동에 관한 연구', 대한기계학회 춘추학술대회, 1983, 제1권, pp. 55~60
16. 박경동, 정재욱, '냉간가공 구조용재의 피로파괴에 대한 최적용접조건 연구', 한국동력기계학회, 2004.12, pp. 293~296
17. 김현희, 윤성호, '엔진 마운트 브라켓의 진동 특성과 피로파괴 해석', 한국자동차공학회 2003년 추계학술대회 논문집 2호, pp. 1226~1232
18. 이강용, 김준섭, '저주파 피로파괴에서 피로균열 성장률과 AE수 변화율에 관한 연구', 대한기계학회 춘추학술대회, 1987 제1권, pp. 35~38
19. 서창민, '피로파괴와 파괴역학에 관하여', 대한기계학회지, 제26권, 제5호, 1986.10, pp. 382~388
20. 송삼홍, '설계와 피로파괴', 대한기계학회지, 제18권, 제1호, 1978.3, pp. 34~41

A study on the Rear-door Vehicle about fatigue-failure by the ANSYS

Ko, Jong Hyoun

*Department of Mechanical engineering,
Graduate School of Pukyong National University*

ABSTRACT

Vehicle's service life is influenced by fatigue, corrosion, abrasion, and so on. It usually consider a countermeasure that is fatigue situation among these. Above all, Interest for fatigue is rising as reported that destruction of machines and structures of various kinds are happened by fatigue over 90 percent.

In automobile case, it is not enough to get result with experimental fatigue analysis as product cycle time is shorter and buyer's request is various.

It needs information about load-spectrum to prevent fatigue failure. Also it needs more information such as material's reaction from fatigue, designed to stress the impact of fatigue, production process, fatigue process, fret process.

Because of the design requirement of the weight lightening about vehicle there is a awareness which is the process of fatigue design has to be modernized.

To meet these requirements, the fatigue design of the auto industry has many cases based on the experience designed by using a standardized material and plan of structure design.

The final plan of the last design is decided by considering the result of running test and response of user.

But there are many difficulties to protect every damage by fatigue beforehand.

Therefore this research is about analysing a damage caused at the door of the car, which is made currently, in many problems of fatigue made in the vehicle and we want to provide a solution on the fundamental damage by a numerical analysis of the ANSYS.

