

< 논문 >

## 승용차 도어에 대한 다분야통합최적설계

송 세 일\* · 박 경 진\*

(2004년 4월 23일 접수, 2004년 12월 28일 심사완료)

### Multidisciplinary Optimization of Automotive Door

Song, Se Il, Park, Gyung Jin

**Key Words:** Multidisciplinary Optimization(다분야통합최적설계), Automotive Door(승용차 도어), Stiffness(강성), Natural Frequency(고유진동수), Side Impact(옆문 침입)

#### Abstract

The automotive door has a large finite element model in analysis and many design requirements such as stiffness, natural frequency, side intrusion, etc. Thus, various related governing equations should be solved for systematic analysis and design. Because each governing equation has different characteristics, it is almost impossible to solve them simultaneously. Instead, they are separately handled and the analysis results are incorporated into the design separately. Currently, the design is usually conducted by trials and errors with engineering intuition in design practice. In this research, MDO methods are proposed to solve the problems that share design variables in disciplines. The idea is from the Gauss-Seidel type method for multi-discipline analysis. The developed methods show stable convergence and the weight of the door is reduced by fifteen percent.

#### 기호설명

$x$  : 설계변수  
 $f(x)$  : 목적함수  
 $h(x)$  : 등제한조건  
 $g(x)$  : 부등제한조건  
 $\delta$  : 변위  
 $\zeta$  : 고유진동수  
 $F_r$  : 옆문 침입 반력의 크기  
 $K$  : 전체 강성행렬  
 $u$  : 상태변수  
 $p$  : 하중벡터

#### 1. 서론

복잡한 기계 구조를 설계하기 위해서는 관련된 여러 분야에 대한 각각의 이해는 물론 다른 분야에 서로 영향을 미치는 상호 연관 관계를 고려해야 한다. 따라서 설계자는 각 분야 사이의 연관 관계를 고려하여 체계적인 방법으로 설계변수를 결정하는 것이 필요하다.

복합적인 환경 하에서 여러 분야와 관련된 다양한 요구조건을 만족해야하는 기계 구조를 체계적으로 최적설계를 할 때 기존의 단일 최적화 방법은 여러 가지 제한조건을 설계에 반영하는데 한계를 갖고 있다. 따라서 항공 우주분야에서 구조, 공력, 성능, 제어 분야가 복합되어있는 비행체를 효율적으로 최적설계하기 위해서 20여년간 다분야통합최적설계에 대해서 많은 연구를 하였다. 그러나 지금까지 개발된 방법들은 수학적 접근방법에 치중함으로써 지나치게 복잡하여 실제로 복잡한 기계 구조물에 최적설계를 적용하는

+ 책임저자, 회원, 자동차부품연구원  
 E-mail : sisong@katech.re.kr  
 TEL : (041)559-3106 FAX : (041)559-3111

\* 회원, 한양대학교 기계정보공학부

데는 많은 어려움이 있었다.<sup>(1~6)</sup>

다분야통합최적설계를 개발하는 방법으로 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째 방법으로는 기존의 다분야통합최적설계 논문으로 많이 발표된 수학적 방법이다. 두 번째 방법으로는 실제 적용이 용이하여 산업현장에 적합한 방법으로서 설계 업무를 하고 있는 기존의 설계와 해석 전문가들에 의해서 발전된 실무 중심적인 방법이다.

수학적 방법은 다양한 여러 매개변수와 민감도 등이 계산되어야 하므로 많은 유한요소 모델로 구성된 복잡한 기계 구조에 이를 적용하는 것은 매우 어렵다. 이런 문제점을 해결하기 위해서 실무 중심적인 방법은 산업현장에 적합한 방법으로서 복잡한 해석모델을 대상으로 상업적 CAE 환경을 잘 활용하여 실제적이고 효과적인 다분야통합최적설계를 수행하는 방법이다. GM 연구개발 센터의 Bennett에 의해서 개발된 통합된 차량 설계해석 시스템(IVDA)이 적용사례이다.<sup>(7,8)</sup>

다양한 해석영역에 존재하는 여러 가지 제한조건을 가지는 구조물을 최적설계 하기 위해서 관련된 물리적 현상들을 나타내는 복수의 지배방정식에 대한 해를 구하고 이를 이용하여 제한조건을 만족하면서 목적함수를 최소화(또는 최대화)시키는 최적화를 수행하여야 한다. 이를 위해서는 여러 지배방정식으로 구성된 연립 방정식을 풀어야 하지만 지배방정식이 유한요소법을 이용하여 표현되는 경우에는 기존의 수학적 다분야통합최적설계 방법을 적용하기가 곤란하다. 따라서 본 논문에서는 Gauss-Seidel 방식을 응용하여 이러한 경우에 효과적으로 적용이 가능하며 기존의 CAE 환경에 적합한 새로운 다분야통합최적설계 방법을 제안하였다.

기계구조를 설계할 때 자주 접하는 문제 형태인 복수 해석영역(정적, 동적 해석영역)에서 설계변수가 공유되어 있는 최적설계 문제를 효과적으로 풀기 위하여 다분야해석에 적용되는 Gauss-Seidel 방법을 각 해석영역 사이의 최적화 과정에서 준용하였다. 제안한 방법을 수학적제에 적용하여 타당성을 검증하였으며, 충돌, 강성, NVH 특성 등에 대한 구조요구조건을 만족해야 하며 동시에 경량화 요구에 부합되어야 하는 승용차 도어에 적용하여 15%의 무게를 감소시켰다.

## 2. 도어에 대한 단일 해석영역 최적설계

합체박판 기술은 부위에 따라 다른 인장강도를 갖는 강판을 레이저 용접하여 일체형 브랭크를 만들어서 성형하는 새로운 차체 제작기술로서 경량화, 강성 증가, 부품수 감소 등의 장점이 있다. 여기서 적용한 합체박판 도어는 힌지보강재와 내판 상부보강재를 제거하는 대신에 내판을 3부분으로 나누어 보강재가 제거되는 부위의 두께를 증가시켰다.

도어 구조적 측면에서의 제한조건은 강성, 강도, 진동, 옆문 침입 반력 등이 있다. 단일 최적설계는 목적함수와 제한조건을 하나의 해석영역에서 계산하여 만족여부를 판단할 수 있는 기존의 최적화 방법이며, 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Find} & \quad \mathbf{x} \\ \text{to minimize} & \quad f(\mathbf{x}) \\ \text{subject to} & \quad h(\mathbf{x}) = 0 \\ & \quad g(\mathbf{x}) \geq 0 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $\mathbf{x}$ 는 설계변수,  $f(\mathbf{x})$ 는 목적함수,  $h(\mathbf{x})$ 는 등 제한조건,  $g(\mathbf{x})$ 는 부등제한조건을 나타낸다.

도어를 구성하는 19개의 부품은 Fig. 1과 Table 1에 나타나있다. 세 가지 작용하중 조건은 Fig. 1에 나타나있는데 하중 1, 2는 프레임 굽힘 하중 조건이고 하중 3은 도어 새그 하중을 나타낸다.

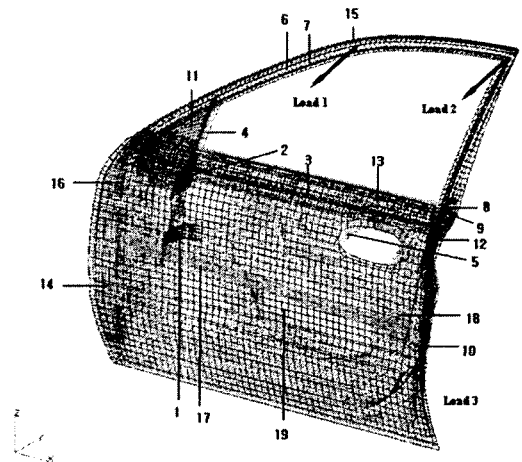


Fig. 1 Components of door and load cases

Table 1 Names of door components

No.	design variables
1	guide rail bracket
2	reinforcement frame front
3	reinforcement outer
4	guide rail
5	inner panel center
6	window frame 3t
7	window frame 1t
8	window frame rear 1t
9	window frame rear 2t
10	reinforcement latch striker
11	patch
12	reinforcement frame rear
13	inner panel upper
14	inner panel hinge
15	window frame 2t
16	attach hinge
17	impact beam
18	impact beam bracket
19	outer panel

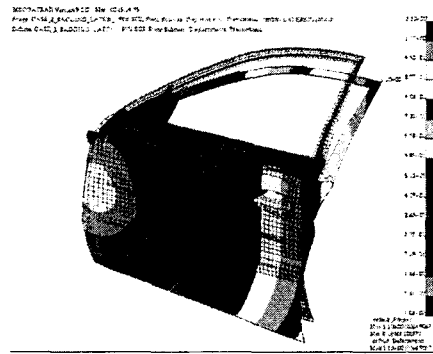


Fig. 2 Result of the door sag

$\xi$ : 합체박판 도어의 1차 고유진동수

$\xi_c$ : 기존 도어의 1차 고유진동수

도어 새그(sag) 하중이 작용할 때 유한요소해석을 수행하여 얻어진 결과 중에서 도어의 변위의 분포는 Fig. 2에 나타나 있다.

2.1 강성과 고유진동수 제한조건에 대한 합체 박판도어의 정식화

도어에 하중이 작용할 때 작동과 기능에 장애를 일으키거나 구조적인 안전에 영향을 주는 현상이 생기지 않도록 변형을 일정 크기 이하로 억제하기 위해서 도어의 세 가지 강성 제한조건을 적용한다. 또한 도어를 진동소음 특성을 향상시키기 위해서 1차 고유진동수를 특정 값 이상이 되도록 해야 한다.<sup>(9)</sup>

강성과 고유진동수 제한조건에 대한 합체 박판 도어에 대한 정식화는 식 (2)에 나타나 있다.

$$\begin{aligned}
 &\text{Find} && \mathbf{x} \\
 &\text{to minimize} && \text{Weight} \\
 &\text{subject to} && |\delta_j^{TB}| - |\delta_j^{BASE}| \leq 0 \\
 &&& j = \text{하중조건 } 1, 2, 3 \\
 &&& \xi \geq \xi_c.
 \end{aligned} \tag{2}$$

여기서,

$\mathbf{x}$ : 각 도어 부품의 두께

$|\delta_j^{BASE}|$ : 하중조건(j)에서의 기존 도어의 최대 변위의 크기

$|\delta_j^{TB}|$ : 하중조건(j)에서의 합체박판 도어의 최대 변위의 크기

2.2 옆문 침입반력 제한조건에 대한 합체박판 도어의 정식화

차량 옆쪽으로 충돌이 발생하는 경우에 승객의 안전을 위해서 옆쪽으로 침입하는 거리에 따라 발생하는 침입 반력의 크기는 일정 크기 이상이 되도록 법규에 규정되어 있다. 옆문 침입 반력이 제한조건이 되는 합체 박판 도어에 대한 정식화는 식 (3)에 나타나 있다.

$$\begin{aligned}
 &\text{Find} && \mathbf{x} \\
 &\text{to minimize} && \text{Weight} \\
 &\text{subject to} && F_r \geq F_{r0}
 \end{aligned} \tag{3}$$

여기서,

$\mathbf{x}$ : 침입 반력에 영향을 주는 부품의 두께

$F_{r0}$ : 기존 도어의 옆문 침입 반력의 크기

$F_r$ : 합체박판 도어의 옆문 침입 반력의 크기

상용 소프트웨어인 LS-DYNA 3D를 이용하여 강체 기둥이 도어 옆면으로 침입할 때의 외연적 유한요소해석을 수행하여 얻어진 결과인 접촉면에서의 도어의 침입 형상은 Fig. 3에 나타나 있다.<sup>(16)</sup>

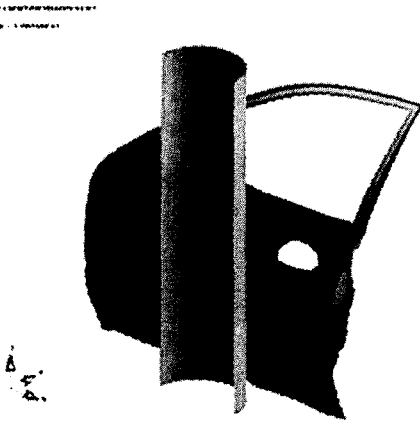


Fig. 3 Result of the side impact analysis

### 3. 도어에 대한 다분야통합최적설계

#### 3.1 다분야통합최적설계의 소개

시스템을 구성하는 여러 분야에서 요구되는 다양한 설계 조건을 만족시키면서 성능을 극대화하기 위해서 각 분야 사이의 연성 관계를 합리적이고 체계적으로 처리하여 시스템 전체적인 관점에서 최적설계를 수행하는 방법이 필요하다. 이러한 필요에 따라 지금까지 다양한 다분야통합최적설계 방법이 제안되어 왔다.<sup>(10-13)</sup>

다분야통합최적설계 방법에 대한 분류는 1993년 Cramer 등에 의해 정리되었다. 단일단계 방법으로 최적점을 찾아가는 과정에서 생기는 설계점들의 해석 만족여부에 따라 MDF(multiple discipline feasible), IDF (individual discipline feasible), AAO(all at once) 등이 있다. 다단계 방법으로는 CO(collaborative optimization), CSSO(concurrent subspace optimization) 등이 있다.<sup>(14)</sup>

그러나 위의 방법은 지금까지 대부분 간편식이나 실험식에만 적용되어 왔으며, 이를 실제 문제에 적용하기에는 너무 복잡한 단점이 있었다. 이러한 한계를 극복하기 위해서 독립적 하부시스템에 의한 다분야통합최적설계 방법을 제안하였다.<sup>(15)</sup>

#### 3.2 도어에 대한 다분야통합최적설계의 필요성

도어를 설계할 때 구성 부품의 치수는 강성, 고유진동수, 옆문침입 반력 등과 같은 구조적 설계요구조건에 의해서 결정된다. 이러한 세 가지 제한조건은 다음과 같은 세 종류의 지배방정식과

관련되어 있다.

첫째, 강성에 대한 전체 탄성방정식(global stiffness equation)은 식 (4)과 같다.

$$Ku + p = 0 \tag{4}$$

여기서,  $K$ 는 전체 강성행렬,  $u$ 는 상태변수,  $p$ 는 하중벡터를 나타낸다.

둘째, 고유진동수에 대한 운동방정식은 식 (5)와 같다.

$$M\ddot{u} + Ku = 0 \tag{5}$$

여기서,  $M$ 는 전체 질량행렬을 나타낸다.

셋째, 옆문침입 반력에 대한 평형방정식은 물체의 변형 중에 발생하는 내부응력, 접촉력, 관성력, 감쇠력, 외력과 경계조건 등을 모두 포함하며 식 (6)과 같이 표현된다.<sup>(16)</sup>

$$\int_v \sigma_{ij} \delta u_{i,j} dv + \int_v \rho_o \ddot{u}_i \delta u_i dv - \int_v \rho_o f_i \delta u_i dv - \int_s t_i \delta u_i ds + \sum_{i=1}^l \int_s (P_c^i \delta a_n^i + \tau_c \delta a_t^i) dv = 0 \tag{6}$$

여기서  $\sigma_{ij}$ 는 응력벡터,  $\delta u_{i,j}$ 는 변형률,  $\ddot{u}_i$ 는 가속도,  $\int_v \rho_o f_i \delta u_i dv$ 는 체적력,  $\int_s t_i \delta u_i ds$ 는 표면력, 그리고  $\sum_{i=1}^l \int_s (P_c^i \delta a_n^i + \tau_c \delta a_t^i) dv$ 는 접촉력과 마찰력을 나타낸다.

도어에 대한 설계요구조건을 만족하는지를 판단하기 위해서 식 (4), (5), (6)에 있는 세 가지 지배방정식에 대한 해를 구하는 것이 필요하다. 단일 해석영역 최적화에서는 세 가지 지배방정식을 하나씩 분리해서 고려하여 단일 최적설계 문제로 만들어 최적화를 수행하였다. 그러나 도어의 최적화는 세 가지 제한조건을 동시에 만족해야 하므로 해를 구하는 과정이 서로 다른 세 가지 지배방정식의 해를 하나의 해석영역에서 구하는 것은 매우 어렵다. 따라서 해를 동시에 구할 수 있는 같은 종류의 지배방정식만을 포함하는 각각의 해석영역으로 나누어 최적화를 수행하는 것이 필요하다.

3.3 합체박판 도어에 대한 다분야통합최적설계 정식화

강성, 진동수, 옆문 침입 반력 등과 같은 세 가지 제한조건이 동시에 적용된 도어 문제에 대한 다분야통합최적설계 문제는 식 (7), (8)과 같은 비선형 계획법(nonlinear programming) 문제로 나타낼 수 있다.<sup>(17)</sup>

$$\begin{aligned} &\text{Find} && \mathbf{x} \\ &\text{to minimize} && f(\mathbf{x}, \mathbf{u}(\mathbf{x})) \\ &\text{subject to} && \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}(\mathbf{x})) = 0 \\ & && \mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{u}(\mathbf{x})) \geq 0 \end{aligned} \quad (7)$$

여기서  $\mathbf{x}$ 는 설계변수,  $\mathbf{u}(\mathbf{x})$ 는 상태변수(state variables),  $\mathbf{h}(\mathbf{x})$ 는 등제한조건,  $\mathbf{g}(\mathbf{x})$ 는 부등제한조건을 나타낸다.  $\mathbf{x}$ 와  $\mathbf{u}(\mathbf{x})$ 는 다음 식과 같은 블록 시스템(block system of equations)으로 정의된다.

$$A(\mathbf{x}, \mathbf{u}(\mathbf{x})) = \begin{pmatrix} A_1(\mathbf{x}, u_1(\mathbf{x}), \dots, u_N(\mathbf{x})) \\ \vdots \\ A_N(\mathbf{x}, u_1(\mathbf{x}), \dots, u_N(\mathbf{x})) \end{pmatrix} = 0 \quad (8)$$

여기서  $N$ 은 블록의 수이다. 다분야통합최적설계의 경우, 시스템의 블록은 일반적으로 각 분야의 해석과 필요한 분야 사이의 연성을 나타내기 위한 상태 방정식을 나타낸다. 이 식들은 다분야해석(Multidisciplinary Analysis, MDA) 시스템이라 한다.

3.3.1 강성, 고유진동수, 옆문 침입반력 제한조건에 대한 정식화

도어의 강성, 고유진동수, 옆문 침입 반력 제한조건을 동시에 만족시키는 복수 해석영역에 대한 다분야통합최적설계의 정식화는 앞서 단일 해석영역에 있는 제한조건을 모두 포함하는 통합된 하나의 정식화로 식 (9)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\text{Find} && \mathbf{x} \\ &\text{to minimize} && \text{Weight} \\ &\text{subject to} && |\delta_j^{TB}| - |\delta_j^{BASE}| \leq 0 \\ & && F_r \geq F_{r0} \\ & && \zeta \geq \zeta_c \end{aligned} \quad (9)$$

여기서  $\mathbf{x}$ 는 설계변수,  $\delta_j^{TB}$ 는 합체박판 도어의 변

위,  $F_r$ 은 합체박판 도어의 옆문 침입반력,  $\zeta$ 는 합체박판 도어의 고유진동수를 나타낸다. 식 (9)에 있는 제한조건과 관련된 지배방정식들은 식 (8)과 같이 서로 변수를 공유하는 다분야해석을 구성하는 방정식으로 나타낼 수 있으며 식 (10)과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \delta &= \delta(\mathbf{x}_s, \mathbf{x}_d) \\ F_r &= F(\mathbf{x}_s, \mathbf{x}_d) \\ \zeta &= \zeta(\mathbf{x}_s, \mathbf{x}_d) \end{aligned} \quad (10)$$

여기서  $\mathbf{x}_s$ 는 정적 해석영역의 설계변수,  $\mathbf{x}_d$ 는 동적 해석영역의 설계변수이다.

각 해석영역에서 위의 세 가지 식에 대한 해를 구하여 식 (9)에 있는 세 가지 제한조건을 만족시키도록 최적화를 수행한다.

3.3.2 지배방정식의 정적 및 동적 해석영역으로 분리

식 (10)에 있는 지배방정식들은 특성이 서로 다르기 때문에 하나의 해석영역에서 해를 구할 수 없다. 따라서 동시에 풀 수 있는 해석영역으로 지배방정식을 분류하여 할당해야 한다. 강성조건에 대한 지배방정식과 고유진동수에 대한 지배방정식은 같은 정적 해석영역에서 해를 구할 수 있으므로 함께 분류한다. 옆문 침입 반력에 대한 지배방정식은 동적 해석영역으로 분류한다. 이렇게 두 해석영역으로 분리하여 각각 정식화한다. 정적 해석영역의 정식화는 식 (11)에 나타나 있고 동적 해석영역에의 정식화는 식 (12)에 나타나 있다.<sup>(18-21)</sup>

(1) 정적 해석영역의 정식화

$$\begin{aligned} &\text{Find} && \mathbf{x} \\ &\text{to minimize} && \text{Weight} \\ &\text{subject to} && |\delta_j^{TB}| - |\delta_j^{BASE}| \leq 0 \\ & && \zeta \geq \zeta_c \end{aligned} \quad (11)$$

(2) 동적 해석영역의 정식화

$$\begin{aligned} &\text{Find} && \mathbf{x} \\ &\text{to minimize} && \text{Weight} \\ &\text{subject to} && F_r \geq F_{r0} \end{aligned} \quad (12)$$

### 3.4 도어에 대한 다분야통합최적설계 방법

서로 연관된 여러 개의 지배방정식으로 구성된 다분야해석 문제의 해를 구하는 방법은 Newton 방식과 Gauss-Seidel 방식이 있다.<sup>(22,23)</sup> Newton 방법은 현재의 단계에서 도함수를 이용하여 다음 단계의 변수들을 계산하는, 방법으로서는 국부적인 수렴특성이 우수하지만 도함수를 구하기 어렵고 비용도 많이 든다. Gauss-Seidel 방법은 변수를 순차적으로 대입하여 다음 단계의 변수들을 구하는 방법으로 도함수 계산이 필요 없으며 적용이 가장 쉬운 장점이 있다.

여기서 새로 제안된 다분야통합최적설계 방법은 Gauss-Seidel 방식을 응용한 것으로서 해석영역에서의 해를 구하는 대신에 최적값을 구하여 다른 해석영역에 대입하여 그 영역에서의 최적값을 구하는 방법이다. 이와 같은 방법을 변수들이 수렴할 때까지 반복함으로써 전체 시스템에 대한 최적해를 구할 수 있다. 다분야최적화 과정은 각 해석영역 사이에서 반복되는 사이클과 각 해석영역에서 수행되는 iteration으로 구성된다.

제안된 방법은 각 해석영역에서 최적화를 수행한 결과를 다른 해석영역에 대입하기 때문에 해석영역 사이의 정보전달을 최소화 시켰다. 또한 현재 사용되고 있는 해석 프로그램을 그대로 활용할 수 있어 설계자가 기존에 사용하던 프로그램을 추가적으로 변경하지 않고 용이하게 사용할 수 있는 장점이 있다.

#### 3.4.1 정적 및 동적 해석영역에 대한 통합최적화 방법

앞에서 정의된 정적 해석영역과 동적 해석영역에 있는 제한조건을 동시에 만족시키면서 도어를 최적화 할 수 있는 다분야통합최적설계 방법을 제안하였다. 기존의 다분야통합최적설계 방법은 분야 사이의 연성변수를 효과적으로 처리할 수 있는 기능에 초점을 맞춘데 반해서 자동차 도어의 경우에는 분야간 연성변수는 없으나 각 해석영역에서 설계변수를 공유하고 있다. 이러한 특성을 갖는 도어에 대한 다분야통합최적설계 방법으로 다분야해석에서 해를 구하는데 사용하는 방법의 하나인 Gauss-Seidel 방식을 준용하였다.

다분야해석에서 적용되는 Gauss-Seidel 방법은 다음과 같다.<sup>(23)</sup> 분야  $i$ 를 제외한 나머지 분야들의 해가  $x_1, \dots, x_{i-1}, x_{i+1}, \dots, x_m$ 로 주어지면 분야  $i$ 의 해인

$x_i$ 는 식 (13)에 있는 내연적 방정식(implicit equation)의 해로서 계산된다.

$$G_i(x_i, \dots, x_{i-1}, x_{i+1}, \dots, x_m) = 0 \quad i = 1, \dots, m \quad (13)$$

여기서  $x_i$ 는 분야  $i$ 에 대한 해이다. 음함수 정리(implicit function theorem)의 가정 하에 식 (13)은 식 (14)로 나타낼 수 있다.

$$x_i = S_i(x_1, \dots, x_{i-1}, x_{i+1}, \dots, x_m) \quad i = 1, \dots, m \quad (14)$$

여기서 함수  $S_i$ 는  $i$ 번째 분야의 해석기(solver)이다.

연관된 하부시스템은 식 (15)를 만족시키는  $x = (x_1, x_2, \dots, x_m)$ 를 구하는 문제로 나타낼 수 있다.

$$F(x) = x - S(x) = 0 \quad (15)$$

식 (15)의 해도 역시 식 (13)의 해이다.

$x_k = (x_1^k, \dots, x_m^k)$ 가 주어지면 식 (15)에 대해서 순차적으로 대입하여 식 (16)을 계산할 수 있다.

$$x_i^{k+1} = S_i(x_1^{k+1}, \dots, x_{i-1}^{k+1}, x_{i+1}^k, \dots, x_m^k) \quad (16)$$

$$i = 1, \dots, m$$

이러한 반복적인 방법이 식 (13)에 적용되는 비선형 Gauss-Seidel 방법이다.

Gauss-Seidel 방법은 적용이 쉬우며 연성변수가 없는 시스템에서는 빨리 수렴하는 특성을 갖는다. 3.3.1절에 있는 바와 같이 다분야해석으로 구성되는 도어 문제에 대한 다분야통합최적설계 방법으로 Gauss-Seidel 방법을 준용하여 한 해석영역에서 구한 최적해를 다른 해석영역으로 대입하는 반복적인 방법을 사용하여 구할 수 있다.

#### 3.4.2 정적 및 동적 해석영역 사이의 고정점 반복 방법에 의한 최적설계

도어 경우에 동시에 풀 수 없는 지배방정식이 각각 포함된 정적 해석영역과 동적 해석영역 사이에서는 어떤 해석영역의 결과가 다른 해석영역의 입력이 되는 연성변수가 없다. 그러나 각 해석영역에서는 전체 도어 모델을 포함하고 있으므로 설계변수는 공유하고 있다. 전체 설계변수 중에서 해당 해석영역의 제한조건에 영향을 미치는 정도는 서로 다르다. 각 설계변수는 영향을 크게 미치는 해석영역으로 할당한다. 각 해석영역에서

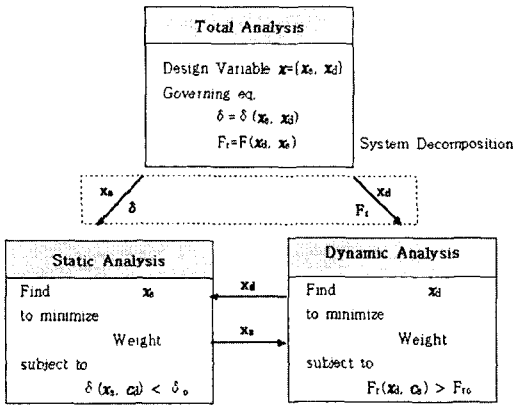


Fig. 4 Fixed point iteration method between two analysis domains

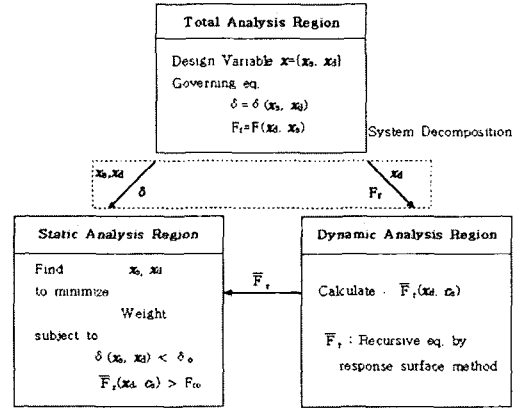


Fig. 5 Converting method from dual analysis domains to single analysis domain

결정된 설계변수는 다른 해석영역에 상수로 대입된다. 이러한 정적 및 동적 해석영역 사이의 고정점 반복 최적설계를 수행하는 과정을 나타낸 Fig. 4의 단계를 정리하면 다음과 같다.

Step 1. 지배방식의 특성에 따라 복수 해석영역으로 나눈다.

Step 2. 전체 시스템의 설계변수를 정적 해석영역과 동적 해석영역에 분해하여 할당한다.

Step 3. 정적 해석영역에서 최적화를 수행한다.

Step 4. 정적 해석영역에서 구한 설계변수의 최적 값을 동적 해석영역에 있는 대응하는 설계상수로 입력한다.

Step 5. 동적 해석영역에서 최적화를 수행한다.

Step 6. 동적 해석영역에서 구한 설계변수의 최적 값을 정적 해석영역에 있는 대응하는 설계상수로 입력한다.

Step 7. 각 해석영역의 설계변수와 목적함수가 수렴하면 과정을 종료하고, 그렇지 않으면 Step 3로 간다. 수렴조건은  $|\Delta x| \leq \epsilon$ ,  $|\Delta F| \leq \epsilon$ 이며,  $\epsilon$ 은 매우 작은 양수이다.

Fig. 4에서  $x_s$ 는 정적 해석영역의 설계변수,  $x_d$ 는 동적 해석영역의 설계변수,  $F_r$ 는 역문 침입하중,  $\delta$ 는 각 하중조건에 대한 변위를 나타낸다.

하나의 해석영역에서 얻어진 설계변수의 최적 값을 다른 해석영역의 입력으로 데이터를 전달하는 기능은 최적화 상용 프로그램인 VisualDOC를 사용하였다.

### 3.4.3 정적 및 동적 해석영역의 단일 영역화 방법에 의한 최적설계

정적 해석영역과 동적 해석영역에 관계된 제한조건들을 갖는 다분야 최적화 문제를 해결할 때 3.4.1 절과 같이 두 해석영역을 번갈아가며 최적화를 수행하는 방법보다 더 단순화시킬 수 있다. 특정 해석영역의 제한조건을 근사화 시켜 다른 해석영역의 제한조건으로 적용함으로써 계산 과정을 줄일 수 있다. 반응표면법을 이용하여 특정한 해석영역에 속해 있는 제한조건을 다른 해석영역의 설계변수로 표현되는 근사화된 함수로 만든 후에 다른 영역의 제한조건으로 이전시킴으로써 하나의 해석영역에서의 최적화 문제로 변환시킬 수 있다.

이 방법을 적용하면 해석할 때마다 입력 파일을 만드는데 드는 노력과 계산 시간을 크게 줄일 수 있는 장점이 있지만 특정 영역의 제한조건을 근사적으로 적용하기 때문에 근사화 시킨 범위를 벗어나면 해의 정확성이 떨어지는 한계를 가지고 있다. 따라서 근사화 시킨 범위를 벗어나면 특정 해석영역의 제한조건을 다시 근사화 시켜야 한다.

두 해석영역의 단일 해석영역화 최적설계를 수행하는 과정을 나타낸 Fig. 5의 단계를 정리하면 다음과 같다.

Step 1. 전체 시스템에서 동적 해석영역의 설계변수를 분해한다.

Step 2. 동적 해석영역의 제한조건을 반응표면

법을 이용하여 근사화된 제한조건 식으로 변환시킨다.

Step 3. 동적 해석영역에서 근사화된 제한조건 식을 정적 해석영역에 추가하여 적용한다.

Step 4. 정적 해석영역에서 최적화를 수행한다.

Step 5. 정적 해석영역의 설계변수와 목적함수가 수렴하면 과정을 종료한다. 설계변수 값이 근사화 범위를 이탈하면 Step 2로 간다. 수렴조건은  $|\Delta x| \leq \epsilon, |\Delta F| \leq \epsilon$  이며,  $\epsilon$ 은 매우 작은 양수이다.

3.4.4 정적 및 동적 해석영역에 대한 제한조건 근사화 방법에 의한 최적설계

차량도어를 설계할 때 고유진동수 제한조건은 복수 해석영역 즉, 정적 해석영역과 동적 해석영역에 각각 포함된 설계변수들에 영향을 크게 받는다. 따라서 고유진동수 제한조건은 정적 해석영역과 동적 해석영역에 할당된 설계변수들의 함수이다. 그러므로 특정 해석영역에 할당된 설계변수만으로는 만족시키기 곤란한 제한조건은 복수 해석영역에서 같이 고려되어야한다. 도어의 고유진동 해석결과를 이용하여 복수 해석영역으로 분리된 모든 설계변수 중에서 저차 진동 모드에 큰 영향을 미치는 부품의 두께를 진동수 제한조건식의 설계변수로 포함시켜야 한다.

따라서 원래의 제한조건을 고유 진동수에 관련된 설계변수의 함수로 표현되는 회귀방정식으로

근사화 변환시킨 후에 복수영역에 대한 제한조건으로 이용한다. 회귀방정식으로 근사화된 제한조건은 정적 해석영역에 할당된 설계변수 일부와 동적 해석영역에 할당된 설계변수 일부의 함수로 나타낸다. 이렇게 근사화된 제한조건에 포함된 설계변수들은 정적 해석영역에서는 동적 해석영역에 할당된 설계변수들을 고정된 상수로 처리하고, 정적 해석영역에 할당된 설계변수만을 설계범위로 하여 최적화를 수행한다. 동적 해석영역 경우에도 같은 방법으로 근사화된 제한조건을 이용하여 최적화를 수행한다.

두 해석영역에 대한 제한조건 근사화 최적설계를 수행하는 과정을 나타낸 Fig. 6의 단계를 정리하면 다음과 같다.

Step 1. 지배방정식의 특성에 따라 복수 해석영역으로 나눈다.

Step 2. 전체 시스템의 설계변수를 정적 해석영역과 동적 해석영역에 분해하여 할당한다.

Step 3. 복수 영역에 공통으로 적용되는 공통 제한조건을 회귀방정식으로 근사화한 후에 각 해석영역에 적용한다.

Step 4. 정적 해석영역에서 최적화를 수행한다.

Step 5. 정적 해석영역에서 구한 설계변수의 최적 값을 동적 해석영역의 대응하는 설계상수로 입력한다.

Step 6. 동적 해석영역에서 최적화를 수행한다.

Step 7. 동적 해석영역에서 구한 설계변수의 최적 값을 정적 해석영역의 대응하는 설계상수로 입력한다.

Step 8. 각 해석영역의 설계변수와 목적함수가 수렴하면 과정을 종료하고, 그렇지 않으면 Step 4로 간다. 수렴조건은  $|\Delta x| \leq \epsilon, |\Delta F| \leq \epsilon$  이며,  $\epsilon$ 은 매우 작은 양수이다.

3.5 수학적 예제

여기서 제안한 방법에 대한 타당성을 검증하기 위해서 이에 적합한 수학적 예제에 대한 최적 값을 구하고 이를 단일 최적화 결과와 비교하였다. 아래에 있는 수학적 예제는 네 개의 설계변수가 제한조건에 혼합되어 사용되고있으며, 목적함수에도 모든 설계변수가 사용되는 문제이다.

수학적 예제는 아래 식과 같이 정식화되었다.

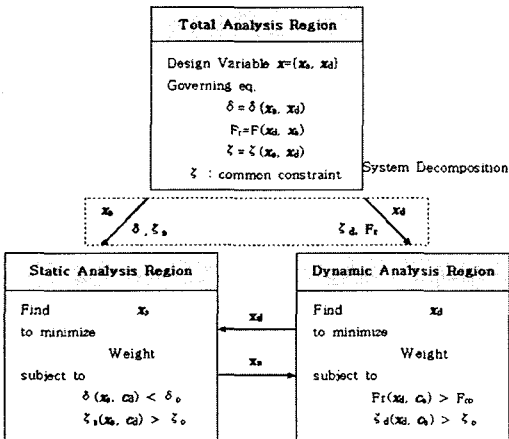


Fig. 6 Approximated constraint method in dual analysis domains



Find  $x_1, x_2, x_3, x_4$   
 to minimize  $f = f_1 + f_2$   
 subject to (17)

$$g_1 = x_1x_2 + x_2^2 + 1$$

$$g_2 = x_4^2 - 4x_3x_4 - 2x_4 + 6.6$$

$$g_3 = x_3^2 + x_4 - x_3 - 2.46$$

$$g_4 = \frac{-x_1^3}{2} - x_2^2x_3 - \frac{x_4^3}{5} + 3.6$$

여기서 목적함수를 구성하는 각 영역별 목적함수는 다음과 같다.

$$f_1 = x_1^2 + 2x_1x_2^4 + 5x_2 + x_1 + 12$$

$$f_2 = x_4^4 + 3x_3x_4^2 + x_3^2 + x_3x_4 + 6.5$$

(18)

위에 있는 단일 최적화 문제를 가상적으로 두 가지의 해석영역으로 나누어 정식화하였다.

(1) 첫 번째 해석영역에서의 최적화에 대한 정식화

원래의 전체 시스템에 대한 정식화된 식 (17)에서의 설계변수  $x_1, x_2, x_3, x_4$ 를 분해하여  $x_1, x_2$ 는 첫 번째 해석영역의 설계변수로 할당하고 나머지  $x_3, x_4$ 는 두 번째 해석영역의 설계변수로 할당하였다.  $x_3, x_4$ 는 첫 번째 해석영역에서는 설계상수  $c_3, c_4$ 로 처리하였다. 첫 번째 해석영역에서의 최적화 정식화는 다음 식과 같다.

Find  $x_1, x_2$   
 to minimize  $f = f_1 + f_2$   
 subject to (19)

$$g_1 = x_1x_2 + x_2^2 + 1$$

$$g_4 = \frac{-x_1^3}{2} - x_2^2c_3 - \frac{c_4^3}{5} + 3.6$$

여기서 목적함수를 구성하는 각 영역별 목적함수는 다음과 같다.

$$f_1 = x_1^2 + 2x_1x_2^4 + 5x_2 + x_1 + 12$$

$$f_2 = c_4^4 + 3c_3c_4^2 + c_3^2 + c_3c_4 + 6.5$$

(20)

(2) 두 번째 해석영역에서의 최적화에 대한 정식화

식화

첫 번째와 같은 방법을 적용하면 두 번째 해석영역에서의 최적화 정식화는 다음 식과 같다.

Find  $x_3, x_4$   
 to minimize  $f = f_1 + f_2$   
 subject to (21)

$$g_2 = x_4^2 - 4x_3x_4 - 2x_4 + 6.6$$

$$g_3 = x_3^2 + x_4 - x_3 - 2.46$$

$$g_4 = \frac{-c_1^3}{2} - c_2^2x_3 - \frac{x_4^3}{5} + 3.6$$

여기서 목적함수를 구성하는 각 영역별 목적함수는 다음과 같다.

$$f_1 = c_1^2 + 2c_1c_2^4 + 5c_2 + c_1 + 12$$

$$f_2 = x_4^4 + 3x_3x_4^2 + x_3^2 + x_3x_4 + 6.5$$

(22)

여기서 제안된 복수 해석영역에 대한 제한조건 근사화 최적설계 방법을 적용하여 각 해석영역에 대한 식 (19), (21)에 대한 최적화를 SQP 방법을 사용하여 수행하였다. 첫 번째 해석영역에서 설계변수  $x_1, x_2$ 에 대한 초기 값으로 0을 입력하였고, 설계상수  $c_1, c_2$ 의 초기 값은 5를 입력하였다. 3번의 사이클만에 수렴하였으며 목적함수와 설계변수에 대한 최적화 결과는 Table 2에 나타나있다. 기존의 단일 최적화 결과와 여기서 제안된 방법과 비교해 보면 최적화 결과가 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 따라서 제안된 방법이 타당함을 알 수 있다.

**Table 2** Comparison of results of the new method and single optimization

Analysis domain	Objective Design variable	1st cycle	2nd cycle	3rd cycle	single optimization
1st SSO	F	1076.365	33.19225	30.68498	30.67755
	x <sub>1</sub>	2.024429	2.051335	2.051335	2.05725
	x <sub>2</sub>	-1.170237	-0.7990432	-0.7990432	-0.7989081
2nd SSO	F	37.12054	30.68498	-	-
	x <sub>3</sub>	1.111037	1.603231	-	1.633091
	x <sub>4</sub>	1.277437	0.8755258	-	0.8602493

**Table 3** History of design variables in static analysis domain for fixed point iteration method

design variables	initial	1st cycle	2nd cycle	3rd cycle	4th cycle	5th cycle
guide rail bracket	1.2	0.42672	0.40403	0.38557	0.38471	0.38471
reinforcement frame front	1.5	0.53897	0.54863	0.54792	0.54706	0.54706
reinforcement outer	0.7	0.30001	0.30005	0.30000	0.30000	0.30000
guide rail	0.8	0.30000	0.30009	0.30027	0.30027	0.30027
inner panel center	0.7	0.55325	0.55774	0.55806	0.55730	0.55730
window frame 3t	3.0	4.0000	4.0000	4.0000	4.0000	4.0000
window frame 1t	1.0	0.32581	0.3000	0.30012	0.30012	0.30012
window frame rear 1t	1.0	2.6103	3.0952	3.9325	4.0000	4.0000
window frame rear 2t	2.0	3.0265	2.8319	2.6597	2.6175	2.6175
reinforcement latch striker	1.2	0.3000	0.3000	0.30004	0.30004	0.30004
patch	1.0	0.30001	0.30001	0.30001	0.30001	0.30001
reinforcement frame rear	1.5	2.2195	2.1020	2.1010	2.0772	2.0772
inner panel upper	0.7	1.6289	1.6485	1.6556	1.6521	1.6521
inner panel hinge	0.7	1.1310	1.1913	1.1516	1.1638	1.1638
window frame 2t	2.0	1.7014	1.7373	1.7528	1.7515	1.7515
attach hinge	1.2	3.7063	3.6492	3.7590	3.7398	3.7398

#### 4. 다분야통합최적설계 결과

본장에서는 3장에서 제시된 최적화 방법을 승용차 도어의 최적설계 문제에 적용하였다.

##### 4.1 고정점 반복 방법에 의한 결과

정적 해석영역에서 최적화된 16개의 설계변수를 동적 해석영역에서는 상수로 입력하고, 동적 해석영역에서 최적화된 3개 설계변수를 정적 해석영역에서는 상수로 입력하여 과정을 반복한 결과 설계변수와 목적함수가 수렴하였다. 처음에는 정적 해석영역에서 최적화를 먼저 수행한 다음 얻어진 최적값을 동적 해석영역에 입력하였다. 정적 해석영역에서 설계변수의 변화는 Table 3에 있고, 목적함수의 변화는 Table 4에 있다. 동적 해석영역에서 설계변수의 변화는 Table 5에 있고, 목적함수의 변화는 Table 6에 있다. 4회 반복만에 먼저 동적 해석영역에서 수렴하였고, 다음에 정적 해석영역에서 수렴되었다.

정적 해석영역의 설계변수와 동적 해석영역의 설계변수에 대한 최적화 결과는 Table 3, 5에 나타난 바와 같이 작은 사이클 수만에 안정적으로 수렴하는 것을 알 수 있다.

**Table 4** History of objective in static analysis domain for fixed point iteration method

objective	initial	1st cycle	2nd cycle	3rd cycle	4th cycle	5th cycle
weight (kg)	17.01	14.760	14.519	14.447	14.479	14.478

**Table 5** History of design variables in dynamic analysis domain for fixed point iteration method

design variables	initial	1 cycle	2 cycle	3 cycle	4 cycle
impact beam	2.4	2.8	2.7488	2.8	2.8
impact beam bracket	2.0	1.7	1.700017	1.7	1.7
outer panel	0.7	0.6047278	0.6000	0.6	0.6

**Table 6** History of objective in dynamic analysis domain for fixed point iteration method

objective	initial	1 cycle	2 cycle	3 cycle	4 cycle
weight (kg)	17.01	14.888	14.468	14.498	14.488

정적과 동적 해석영역의 목적함수인 무게에 대한 최적화 결과는 Table 4, 6에 나타나 있다. 정적 영역에서의 무게는 비교적 잘 수렴하지만 동적 영역에서는 상대적으로 오차가 크다. 정적 해석영역 모델과 동적 해석영역 모델 사이의 무게 차이는 0.07% 정도로 매우 작다. 이러한 현상은 해석 모델의 무게를 구하는데 사용한 알고리즘의 차이에서 생기는 것으로 추정된다.

##### 4.2 정적 및 동적 해석영역의 단일 영역화 방법에 의한 결과

동적 해석영역에서 구한 반력의 회귀방정식을 정적 해석영역의 제한조건에 포함시켜 정적 해석영역의 강성, 고유진동수 제한조건과 함께 적용하여 최적화를 수행한 결과 설계변수와 목적함수가 수렴하였다. 통합 해석영역의 프로그램이 한번 수행할 때 내부에서 반복되는 설계변수의 변화는 Table 7에 있고, 목적함수의 변화는 Table 8에 있다.

4.1 절에서는 서로 다른 해석영역을 번갈아 가면서 최적화를 수행한 반면에 여기서는 한 번의 최적화만 수행하였다. 설계변수의 변화는 Table 7에 있고, 목적함수의 변화는 Table 8에 나타나 있으며, iteration 20회에서 수렴되었다. 4.1 절의 Table 4에서는 정적 해석영역에서 최적화된 무게

**Table 7** History of design variables for converting method from dual analysis domains to unified analysis domain

design variables	initial	3 iter.	9 iter.	15 iter.	20 iter.
guide rail bracket	0.42672	0.45531	0.44969	0.45172	0.46047
impact beam	2.4	2.7538	2.7317	2.7348	2.7317
reinforcement frame front	0.53897	0.71516	0.68190	0.63057	0.67033
reinforcement outer	0.3	0.30232	0.47567	0.47525	0.49060
guide rail	0.3	0.30023	0.30023	0.30008	0.30008
inner panel center	0.55325	0.57600	0.58485	0.58520	0.58484
impact beam bracket	2.0	1.7006	1.7008	1.7007	1.7000
window frame 3t	4.0	3.9992	4.0000	4.0000	4.00000
window frame 1t	0.32581	0.30000	0.30000	0.30000	0.30000
window frame rear 1t	2.6103	3.7489	3.9962	3.9990	3.9969
window frame rear 2t	3.0265	2.2093	2.1872	2.1228	2.0633
reinforcement latch striker	0.3	0.3	0.3	0.30009	0.30000
patch	0.30001	0.30001	0.30002	0.30002	0.30003
reinforcement frame rear	2.2195	1.5644	1.5985	1.5606	1.5389
inner panel upper	1.6289	1.9641	1.8669	1.8881	1.8953
inner panel hinge	1.1310	1.2526	1.1628	1.1735	1.2203
outer panel	0.7	0.6	0.6	0.6	0.6
window frame 2t	1.7014	1.5006	1.5270	1.5304	1.4939
attach hinge	3.7063	4.0000	3.9455	3.9266	3.9420

**Table 8** History of objective for converting method from dual analysis domains to unified analysis domain

Iteration	initial	3 iter.	9 iter.	15 iter.	20 iter.
Objective	3.7063	14.56868	14.58914	14.58652	14.61665

가 14.478kg 인데 반해 Table 8에서의 무게는 14.617kg으로 0.139kg (0.96%) 더 무겁다. 이러한 차이가 발생한 원인은 이 장에서는 침입 반력 제한조건을 근사화된 회귀방정식으로 대신 적용했기 때문으로 생각된다.

4.3 정적 및 동적 해석영역에 대한 제한조건 근사화 방법의 결과

처음에 정적 해석영역에서 최적화를 먼저 수행한 다음 얻어진 결과를 동적 해석영역에 입력하였다. 정적 해석영역에서 설계변수의 변화는 Table 9에 있고, 목적함수의 변화는 Table 10에 있다. 동적 해석영역에서 설계변수의 변화는 Table 11에 있고, 목적함수의 변화는 Table 12에 있다. 세 사이클만에 먼저 동적 해석영역에서 수렴한 다음에 정적 해석영역에서 수렴되었다. 정적 해석영역의 설계변수와 동적 해석영역의 설계변수에 대한 최적화 결과는 작은 수의 사이클만에 안정적으로 수렴하는 것을 알 수 있다.

최적화 결과 정적 해석영역에 비해 동적 해석

**Table 9** History of design variables in static analysis domain for approximated constraint method in dual analysis domains

design variables	initial	1st cycle	2nd cycle	3rd cycle
guide rail bracket	1.2	0.46796	0.46796	0.46796
reinforcement frame front	1.5	0.56837	0.56837	0.56837
reinforcement outer	0.3	0.39975	0.39975	0.39975
guide rail	0.8	0.30005	0.30005	0.30005
inner panel center	0.7	0.61074	0.61074	0.61074
window frame 3t	4.0	4.00000	4.00000	4.00000
window frame 1t	1.0	0.30000	0.30000	0.30000
window frame rear 1t	1.0	3.99980	3.99980	3.99980
window frame rear 2t	2.0	1.93150	1.93150	1.93150
reinforcement latch striker	1.2	0.30000	0.30000	0.30000
patch	1.0	0.30000	0.30000	0.30000
reinforcement frame rear	1.5	1.33800	1.33800	1.33800
inner panel upper	0.7	1.63950	1.63950	1.63950
inner panel hinge	0.7	1.05980	1.05980	1.05980
window frm 2t	2.0	1.67900	1.67900	1.67900
attach hinge	1.2	3.38990	3.38990	3.38990

**Table 10** History of objective in static analysis domain for approximated constraint method in dual analysis domains

Objective	initial	1st cycle	2nd cycle	3rd cycle
Weight(kg)	17.01	14.856	14.751	14.543

**Table 11** History of design variables in dynamic analysis domain for approximated constraint method in dual analysis domains

Design Variable	initial	1st cycle	2nd cycle	3rd cycle
Impact beam	2.4	2.272	2.016	2.016
Impact brkt	2.0	1.904	1.712	1.712
outer panel	0.7	0.7000	0.6999	0.6999

**Table 12** History of objective in dynamic analysis domain for approximated constraint method in dual analysis domains

Objective	initial	1st cycle	2nd cycle	3rd cycle
Weight(kg)	17.01	15.218	15.008	15.008

영역 모델의 무게가 0.466kg(3.2%) 무겁다. 이러한 현상은 해석 모델의 무게를 구하는데 사용한 알고리즘의 차이에서 생기는 것으로 추정된다. 4.1절의 Table 4에서는 정적 해석영역에서 최적화

된 무게가 14.478kg 이다. Table 6에서의 무게는 14.617kg으로 첫 번째보다 0.139kg(0.96%) 더 무겁다. Table 10에서도 무게가 14.543kg으로 첫 번째 보다 0.065kg(0.44%) 더 무겁다. 이 원인은 이 절에서 4.1절의 제한조건에 진동수 제한조건이 추가되었기 때문이다.

여기서 제안된 세 가지 다분야통합최적설계 방법을 적용한 결과를 비교해 보면 서로 비슷한 결과가 얻어짐을 알 수 있다. 따라서 제안된 세 가지 방법은 효과적이고 타당함을 알 수 있다.

## 5. 결 론

기존의 다분야통합최적설계 방법과 달리 자동차 도어 경우와 같이 해석영역 사이의 연성변수는 없지만 설계변수가 각 해석영역에 서로 공유된 최적설계 문제에 효과적으로 적용이 가능한 다분야통합최적설계 방법을 제안하였다. 또한, 수학적 예제에 적용하여 비교한 결과 제안된 방법에 대한 타당성을 입증하였다.

강성, 진동수, 침입 반력에 대한 제한조건을 갖는 자동차 도어에 대해서 제한조건들을 처리하는 방법에 따라서 제안된 세가지 다분야통합최적설계 방법을 적용하여 무게를 15% 가량 감소시켰다.

제안된 다분야통합최적설계 방법은 복잡한 해석 모델을 처리할 수 있는 기존의 CAE 환경을 그대로 활용할 수 있기 때문에 산업 현장에 있는 설계자가 효과적으로 적용할 수 있는 다분야통합최적설계 방법임을 입증하였다.

그러나 고려해야 할 해석영역이 두 가지 이상인 경우에도 여기서 제안한 방법이 유효하게 적용되는지 여부와 여러 해석영역에 공통적으로 적용되는 제한조건에 관여하는 설계변수의 수가 증가하는 경우에도 효과적으로 처리할 수 있는 방법 등에 대한 추가적인 연구가 필요하다.

## 참고문헌

- (1) Sobieszczanski-Sobieski, J., 1982, "A Linear Decomposition Method for Large Optimization Problems - Blueprint for Development," NASA TM 83248.
- (2) Padula, S. L., Alexandrov, N. and Green L. L., 1996, "MDO Test Suite At NASA Langley Research Center," AIAA Paper 96-4028, pp. 1~13.
- (3) Hulme, K. F. and Bloebaum, C. L., 1998, "A Comparison of Solution Strategies for Simulated-Based Multidisciplinary Design Optimization," AIAA Paper 98-4977, pp. 2143~2153.
- (4) Balling, R. J. and Sobieszczanski-Sobieski, J., 1995, "An Algorithm for Solving the System-level Problem in Multilevel Optimization," *Structural Optimization*, Vol. 9, pp. 168~177.
- (5) Braun, R. D., 1996, "Collaborative Optimization : an Architecture for Large Scale Distributed Design," Ph. D. Dissertation, Stanford University.
- (6) Sobieszczanski-Sobieski, J. and Haftka, R. T., 1996, "Multidisciplinary Aerospace Design Optimization : Survey of Recent Developments," AIAA Paper 96-0711, pp. 1~32.
- (7) Bennett, J., Fenyves, P., Haering, W. and Neal, M., 1998, "Issues in Industrial Multidisciplinary Optimization," AIAA paper 98-4727, pp. 1~11.
- (8) Yukish, M., Bennett, L. and Simpson, T. W., 2000, "Requirements on MDO Imposed by the Undersea Vehicle Conceptual Design Problem," AIAA Paper 2000-4816, pp. 1~8.
- (9) Song, S. I. and Park, G. J., 2002, "Optimal Design of Lightweight High Strength Door with Tailored Blank," *Transaction of KSAE*, Vol. 10, No. 2, pp. 174~185.
- (10) Sobieszczanski-Sobieski, J., 1990, "Sensitivity Analysis and Multidisciplinary Optimization for Aircraft Design : Recent Advances and Results," *Journal of Aircraft*, Vol. 27, No. 12, pp. 993~1001.
- (11) Stelmack, M. A., 1997, "Concurrent Subspace Optimization of Mixed Continuous/Discrete Systems," AIAA Paper 97-1229, pp. 1303~1315.
- (12) Striz, A. G., Sharma, T., Srivastava, T. and Sobieszczanski-Sobieski, J., 1998, "Displacement Based Multilevel Structural Optimization : Beams, Trusses, and Frames," AIAA Paper 98-4792, pp. 670~680.
- (13) Sobieszczanski-Sobieski, J., Kodiyalam, S., Yang, R. Y., 2001, "Optimization for Car Body Under Constraints of Noise, Vibration, and Harshness(NVH),

- and Crash," *Structural Multidisciplinary Optimization*, Vol. 22, pp. 295~306.
- (14) Cramer, E. J., Dennis, J. E., Jr., Frank, P. D., Lewis, R. M. and Shubin, G. R., 1994, "Problem Formulation for Multidisciplinary Optimization, Center for Research on Parallel Computation," Rice Univ., Rept. CRPC-TR 93334, Houston, pp. 1~23.
- (15) Shin, M. K. and Park, G. J., 2004, "Mathematical Validation of Multidisciplinary Design Optimization Based on Independent Subspaces," *Transactions of KSME(A)*, Vol. 28, No. 2, pp. 109~117.
- (16) LS-DYNA Theoretical Manual, 1999, Livermore Software Technology CO.
- (17) Alexandrov, N. M. and Kodiyalam, S., 1998, "Initial Results of MDO Method Evaluation Study," AIAA Paper 98-4884, pp. 1~13.
- (18) Song, S. I., Im, J. S., Yoo, Y. M., Shin, J. K., Lee, K. H. and Park, G. J., 2000, "Automotive Door Design with the Ultra Light Steel Auto Body Concept using Structural Optimization," *20th Int. Congr. of Theoretical and Applied Mechanics*, Technical Report No. 950, Abstract book(held in Chicago, IL).
- (19) Shin, J. K., Lee, K. H., Song, S. I. and Park, G. J., 2002, "Automotive Door Design With the ULSAB Concept Using Structural Optimization," *Structural Multidisciplinary Optimization*, Vol. 23, pp. 320~327.
- (20) Song, S. I., Cha, I. R., Lee, K. H. and Park, G. J., 2002, "Optimization of the Automotive Side Door Impact Beam Considering Static Requirement," *Transaction of KSAE*, Vol. 10, No. 3, pp. 176~184.
- (21) Song, S. I., Bae, K. J., Lee, K. H. and Park, G. J., 2002, "Lightweight Design for Automotive Door Using Optimizations and Design of Experiments," *Transaction of KSAE*, Vol. 10, No. 1, pp. 125~132.
- (22) Kreyszig, E., 1993, "Advanced Engineering Mathematics," Wiley.
- (23) Heinkenschloss, M., Hribar, M. and Kokkolaras, M., 1998, "Acceleration of Multidisciplinary Analysis Solvers by Inexact Subsystem Simulations," AIAA Paper 98-4712, pp. 90~96.