

안전도를 고려한 전동 틸트/텔레스코픽 조향주의 해석 및 설계

신문균* · 홍성우* · 박경진**
(1999년 5월 11일 접수)

Analysis and Design of a Motor Driven Tilt/Telescopic Steering Column for Safety Improvement

Moon-Kyun Shin, Seoung-Woo Hong and Gyung-Jin Park

Key Words: Motor Driven Tilt/Telescopic Steering Column(전동 틸트/텔레스코픽 조향주), Axiomatic Design Approach(공리적 설계 방법), Occupant Analysis(승객거동해석), Interaction(교호작용), Design Matrix(설계행렬), Uncoupled Design(비연성 설계), Decoupled Design(비연성화 설계), Coupled Design(연성 설계)

Abstract

The design process of the motor driven tilt/telescopic steering column is established by axiomatic design approach in conceptual design stage. By selecting independent design variables for improving performance of the steering system, each detailed design can be carried out independently. In the detailed design, the safety in crash environment and vibration reduction are considered. An occupant analysis code SAFE(Safety Analysis For occupant crash Environment) is utilized to simulate the body block test. Segments, contact ellipsoids and spring-damper elements are used to model the steering column in SAFE. The model is verified by the result of the body block test. After the model is validated, the energy absorbing components are designed using an orthogonal array. Occupant analyses are performed for the cases of the orthogonal array. Final design is determined for the minimum occupant injury. For vibrational analysis, a finite element model of the steering column is defined for the modal analysis. The model is validated by the vibration experiment. Size and shape variables are selected for the optimization process. An optimization is conducted to minimize the weight subjected to various constraints

1. 서론

일반적으로 구조물이나 부품의 설계는 크게 개념설계(conceptual design)와 상세설계(detailed design)로 나누어진다.⁽¹⁾ 개념설계에서는 일반적으로 기능적 요구들을 고려하여 부품의 선정, 배치 등 중요한 설계결정을 내리며, 상세설계에서는

개념설계에서 이미 결정된 기능적 요구들을 만족하기 위한 상세한 사항을 결정한다. 그러나 대부분의 경우 개념설계는 경험에 의존하거나 정형화된 방법이 존재하지 않은 이유로 상세설계에 많은 시간과 비용 투자하고 있다. 이러한 설계상의 문제점을 해결하기 위해 일반적인 설계특성을 집약하여 각 설계단계에서 공통적으로 사용할 수 있는 설계의 일반적인 원리로서 설계공리가 제시되었다.⁽¹⁾ 개념설계시 공리적 설계 방법을 이용하면 시스템이나 구조물의 중요한 설계결정을 논리적으로 설정할 수 있고, 또한 각각의 상세설계를 기능적 요구별로 독립적으로 할 수 있다. 본 논문

* 한양대학교 대학원 기계설계학과

** 회원, 한양대학교 기계산업공학부

E-mail : gjpark@email.hanyang.ac.kr

TEL : (0345)400-5246 FAX : (0345)400-5246

문에서는 위와 같은 공리적 설계 방법을 이용하여 새로 개발 중인 전동 틸트/텔레스코픽 조향주를 안전도와 고유 진동수 증가라는 관점에서 개념설계로부터 상세설계까지 설계한 사례를 제시하였다.

전동 틸트/텔레스코픽 조향주는 차량의 진행 방향을 결정하는 일반적인 조향주의 기능 뿐 아니라 전동 모터와 ECU를 사용하여 조향주의 틸트/텔레스코픽 기능을 구현하여 운전자의 체형에 맞는 핸들의 위치를 설정하고, 이 설정된 위치를 기억하여 운전이 편의를 제공하며, 승하차 시에는 핸들이 자동으로 전방으로 올라감으로써 운전자가 승하차 할 수 있는 충분한 공간을 확보하기 위해 개발된 장치이다.⁽²⁾ 또 다른 기능적 요구로 조향주는 자동차 충돌 시 운전자에 입히는 상해가 최소화할 수 있도록 충돌 안전도에 관한 성능과 차량의 진동이나 다른 원인에 의한 공진을 피해 승차감이 좋도록 진동에 관한 성능이 우수해야 한다.⁽³⁻⁶⁾ 이를 위해서 조향주의 개념설계에서는 공리적 설계 방법을 이용하여 각 상세설계를 독립적으로 수행할 수 있도록 기능적 요구(functional requirements, FRs)를 파악하고, 이에 따른 독립적인 설계변수(design parameters, DPs)를 선택하여 기능적 요구 별로 설계를 독립적으로 할 수 있는 설계방법을 제시하고자하였다.⁽¹⁾

조향주의 충돌 성능을 고려한 상세설계에서는 승객거동해석 소프트웨어인 SAFE를 이용하여 모형체시험(FMVSS 203)에 대한 시뮬레이션을 통해 모형몸체에 작용하는 최대하중을 낮출 수 있도록 직교 배열표를 이용하여 에너지 흡수부의 힘-변형 곡선을 설계하였다.⁽⁷⁻¹²⁾ 그리고 진동성능 향상을 위한 상세설계에서는 구조최적설계 소프트웨어인 FEMB/GENESIS를 사용하여 진동해석을 위한 모델링을 하였으며, 이 모델링 데이터를 이용하여 사례연구(case study), 치수 및 형상 최적 설계(size and shape optimization)를 통해 진동성능 향상을 위한 부품의 치수 및 형상을 결정하였다.⁽¹⁴⁾

여기서 사용한 설계 방법은 기계부품이나 시스템에 일반적으로 적용할 수 있다. 즉, 전반적인 부품선정이나 배치를 하는 과정에서는 공리적 설계방법을 이용하여 설계과정이나 결과의 논리적 타당성을 제시할 수 있다. 그 후 개념설계에서

정의한 설계나 설계과정 순서에 따라 상세설계를 수행하면 된다. 각 상세설계에서는 이론적으로 우수한 해석 및 설계방법을 사용하며, 최종적으로 도출한 설계해가 우수함을 입증할 수 있다.

2. 공리적 설계방법을 이용한 전동 틸트/텔레스코픽 조향주의 개념설계

2.1 설계공리⁽¹⁾

공리적 설계방법(axiomatic design approach)은 설계 분야에서 일반적인 설계원리로 소개되어왔다. 공리적 설계방법에서 정의하는 설계는 기능영역에서 정의되는 기능적 요구(FRs)와 물리적 영역에서 정의되는 설계변수(DPs) 사이의 사상(mapping process)을 통해서 제시된 요구사항을 만족하는 일체화된 해결책을 생성하는 것이다.

기능적 요구(FRs)는 설계의 기본적인 요구로 설계자에 의해 장치, 공정, 소프트웨어, 시스템 등 제품에 대해 파악된 요구를 말한다. 설계변수(DPs)는 이러한 기능적 요구를 만족하는 수치적, 물리적인 요소이다.

이와 같이 설계는 기능적 영역의 기능적 요구와 물리적 영역의 설계 변수 사이를 관계짓는 사상과정(mapping process)을 식 (1)과 같이 수학적으로 표현할 수 있다.

$$\{FR\ s\} = [A]\{DP\ s\} \quad (1)$$

여기서 [A]는 설계행렬(design matrix)로 식 (2)과 같은 형태로 표시된다.

$$[A] = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \cdots & A_{1n} \\ A_{21} & A_{22} & \cdots & A_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{m1} & A_{m2} & \cdots & A_{mn} \end{bmatrix} \quad (2)$$

설계가 독립적으로 수행되기 위해서는 설계행렬이 대각행렬이거나 (역)삼각행렬이어야 한다. 설계행렬이 대각행렬일 경우는 하나의 기능적 요구(FR)가 하나의 설계변수(DP)에 의하여 독립적으로 만족되어진다. 이와 같은 설계를 비연성 설계(uncoupled design)라고 하고, 이러한 설계의 경우 어떤 기능적 요구(FR)를 만족시키는 설계변수를 변경하더라도 다른 기능적 요구(FR)에 영향을

미치지 않는다. 설계행렬이 대각행렬이 아닌 경우 설계변수(DP)들의 적당한 순서변환에 의해 (역)삼각행렬로 만들어 기능적 요구(FR)의 독립성을 보장할 수 있다. 이와 같은 설계를 비연성화 설계(decoupled design)라고 한다. 설계행렬의 대부분의 원소들이 0이 아닌 값을 가지게 되어 어떠한 방식으로든 비연성화 설계로 만들 수 없는 경우, 이러한 설계를 연성 설계(coupled design)라고 한다. 이러한 설계에서 FR들은 독립성을 유지할 수 없다. 복잡한 문제에 독립 공리를 적용할 때 각 설계단계를 계층적으로 구성하여 설계과정을 체계적으로 만들 수 있다. 본 논문에서는 조향주의 개념설계 단계에서 설계과정을 계층적으로 구성하여 독립 공리를 적용하였다.

2.2 전동 틸트/텔레스코픽 조향주 공리적 설계 분석⁽¹⁾

전동 틸트/텔레스코픽 조향주의 기본적인 기능은 차량의 방향 전환을 위한 조향 기능과 승차차시 충분한 공간 마련 및 운전자의 체형이나 운전 습관에 맞는 조향휠의 위치 결정을 위한 틸트/텔레스코픽 기능, 운전 시에는 충돌에 의한 충격 에너지 흡수, 엔진이나 도로 주행 등에 의해 발생하는 진동과의 공진이 없어야 한다.

이와 같은 기능을 수행하기 위해서 전동 틸트/텔레스코픽 조향주는 전동 모터 1~2개, 기어 및 기어박스, 틸트 튜브, 틸트 브래킷, 텔레스코픽 하우징, 스플라인 샤프트 등으로 구성되어 있어 기존의 조향주 보다 복잡한 구조를 갖고 있다. 따라서 부품의 종류, 위치, 치수 등의 선정에 따라 조향주의 여러 가지 성능이 좌우되므로 이에 대한 고찰이 필요하다.

지금까지 설계자들은 이러한 기능적 요구들을 만족시키기 위해서 경험적으로 모터, 기어, 유니버설 조인트, 스플라인을 사용하였다. 또한, 충돌 안전도 성능 측면에서는 충돌에너지 흡수를 위해서 에너지 흡수 장치들을 사용했으며, 진동 성능은 조향주의 이러한 여러 부품들의 위치와 치수의 변경으로 해결하였다. 그러나 이러한 설계들이 기능별로 독립적으로 설계되는 것이 아니라 동시에 고려되어 설계되기 때문에 하나의 기능에 관련된 부품을 설계변경하면 임기응변적(ad-hoc)으로 여러 가지 기능에 관련된 부품을 설계변경

을 해야한다. 따라서 본 논문에서는 기존의 경험에 의존하거나 임기응변적으로 수행하던 설계 과정에 논리적인 접근방법인 설계공리를 이용하여 충돌 및 진동 성능 향상이라는 문제를 중심으로 설계를 하고자 전동 틸팅/텔레스코픽 조향계를 공리적 접근 방법으로 분석하였다. 기존의 설계에서는 기능적 요구(FRs)와 설계변수(DPs)가 직관이나 경험적으로 정의되어 기능적 요구의 독립이나 설계순서가 정의되어 있지 않았다. 따라서 설계행렬이 연성화되어 하나의 기능적 요구와 관련된 부품을 설계변경하면 그 이전에 설계된 기능적 요구를 만족시키기 위한 설계변수도 같이 설계변경이 이루어져 설계과정에서 많은 시행착오를 겪을 수밖에 없었다. 이러한 기존의 기능적 요구들을 설계행렬이 비연성화되도록 재배치하였다. 설계행렬이 비연성화 되느냐의 여부는, 설계를 시작하기 전에 설계자와의 토의에 의해서 이루어 졌으며, 그로 인해 설계과정에서 최종적으로 판정되었다. 이 과정을 거쳐서 재배치된 기능적 요구(FRs)들은 다음과 같다.

- FR1: 틸트/텔레스코픽의 기능이 가능
- FR2: 조향휠에 의한 회전력 전달이 용이해야 한다.
- FR3: 조향주의 강도를 유지해야 한다

이러한 기능적 요구에 대해서 각각에 가장 관계가 있는 요소들을 다음과 같이 독립적인 설계 변수(DPs)들을 선정하였다.

- DP1: 기어, 모터, 유니버설 조인트, 스플라인
- DP2: 유니버설 조인트의 위치 및 각도
- DP3: 조향주 구조물의 배치 및 치수

위의 기능적 요구의 재배치를 통한 설계 과정을 보면, FR1인 틸트/텔레스코픽의 기능을 먼저 만족하는 설계를 수행하기 위해서 틸팅 및 텔레스코픽에 필요한 동력을 생성하는 전동모터를 설계하고, 이 동력을 전달하기 위한 기어와 텔레스코픽 시에 핸들의 위치 변경을 위한 유니버설 조인트, 스플라인 설계한다. 그리고 FR2인 운전자에 의한 회전력 전달을 용이하게 위해서 유니버설 조인트의 위치 및 작동 각도를 결정한다.

FR1, FR2가 결정된 상태에서 마지막으로 FR3인 조향주의 강도 설계를 위해서 각 부품의 위치 및 치수를 결정하는 설계를 수행한다.

Fig. 1(a), (b)의 1, 2 레벨은 각각 조향주의 전반적인 기능적 요구와 설계변수의 사상과정을 나타낸 것이다. 이 사상과정(mapping process)을 설계방정식(design equation)으로 나타내면 식 (3)과 같이 된다.

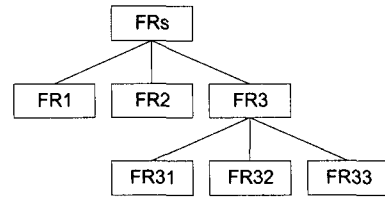
$$\begin{bmatrix} FR1 \\ FR2 \\ FR3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & O & O \\ X & X & O \\ X & X & X \end{bmatrix} \begin{bmatrix} DP1 \\ DP2 \\ DP3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서 O는 FR와 DP 사이에 관계가 없음을, X는 관계가 있음을 말한다. 식 (3)을 보면 설계행렬이 삼각행렬이 되어 비연성화(decoupled design)된 것을 알 수 있다. 따라서 독립적으로 설계가 가능하도록 설정된 것을 알 수 있다. 또한, 임의의 기능에 관련된 설계변수가 설계변경 되더라도 그 이전에 설계된 다른 기능적 요구에 영향을 주지 않는 것을 볼 수 있다.

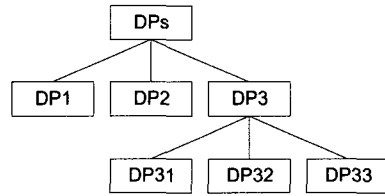
지금까지는 전동 톨팅/텔레스코픽 조향계를 공리적 설계 관점에서 조향계의 요구 기능과 그 기능을 만족하기 위한 설계변수에 대하여 설명하였다. 그러나 본 연구에서의 주된 관심은 조향계의 안전도 성능과 전동 성능이기 때문에 앞에서 분류한 FR1와 FR2에 관련된 DP1와 DP2는 고정시키고 FR3와 DP3에 대해서만 고려하였다. 앞에서 분류한 강도 유지(FR3)를 위한 하위개념의 기능적 요구 사항(FR3X)들은 다음과 같다.

- FR31 : 굽힘 강도를 유지
- FR32 : 충돌 시 충돌 에너지를 흡수
- FR33 : 차량의 진동에 의한 공진 방지

FR31인 굽힘 강도 유지는 일반적인 구조물 형상을 유지하기 위한 기능적 요구이다. FR32은 충돌 시 에어백이 없는 경우에는 운전자에게 직접적인 상해를 주기 때문에 조향주가 차체로부터 오는 충돌 에너지를 흡수해주어야 한다는 기능적 요구이다.



(a) Functional space



(b) Physical space

Fig. 1 Mapping process from functional space(FRs) to physical space(DPs) in steering column design

또한, FR33은 차량에 가해지는 내외 부에서의 가진에 의한 진동수와 조향주의 고유 진동수가 일치할 경우 공진에 의해서 조향계가 심하게 흔들려 승차감이 좋지 않기 때문에 공진을 방지하기 위한 기능적 요구이다. 따라서 FR3의 하부개념에 대한 설계변수(DP3X)는 다음과 같이 선정하였다.

- DP31 : 지지점(메인-브래킷, 하부-브래킷), 톨팅 포인트의 볼트 강도
- DP32 : 메인-브래킷의 볼트 빠짐, 3점 지지점, 컬럼 부위에서의 압입부, 주 에너지 흡수부
- DP33 : 구조물의 형상, 치수, 유격

FR31에 대한 DP31은 지지점의 위치와 톨팅 포인트의 볼트가 지배적이기 때문이며, FR32에 대한 DP32는 충돌 시 차체와 연결되는 조향주 부품인 메인-브래킷에서 볼트가 빠지고, 조향주의 상주와 하주가 압입되면서 충돌에 의한 힘이 주

에너지 흡수부, 볼트 빠짐부, 컬럼 압입부, 3점 지지점에 작용하면서 충돌 에너지가 흡수가 되도록 한 것이다. 이렇게 설정된 설계변수는 충돌 시에만 작용하고 전체적인 시스템에 영향이 없다. 3점 지지점은 충돌 시에는 조향주가 압입할 때 가이드 역할을 하면서 하우징과 마찰에 의해서 에너지를 흡수하며, 주행 시에는 내부 조향주와 메인-브래킷을 연결을 하여 진동 특성을 향상시키기 위해 고안되었다. FR33에 대한 DP33은 일반적으로 조향주 전체의 형상, 치수, 조립품간의 유격에 의해 진동 특성이 결정되기 때문이다.

Fig. 1(a), (b)의 3레벨은 강도 유지에 관한 하부개념의 기능적 요구와 설계변수를 사상과정을 나타낸 것이다. 이 사상과정을 설계방정으로 나타내면 식 (4)와 같이 된다. 식 (4)은 FR3, 즉 강도 유지에 대한 하부개념에 대한 분석이다.

$$\begin{bmatrix} FR31 \\ FR32 \\ FR33 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & O & O \\ O & X & O \\ X & X & X \end{bmatrix} \begin{bmatrix} DP31 \\ DP32 \\ DP33 \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기서 O는 관계없음을, X는 관계가 있음을 말한다. 식 (4)의 설계행렬을 보면 위에서 설정한 설계변수에 의해 모두 비연성화(decoupled design) 설계가 되므로 각각에 대하여 독립적으로 설계가 가능하도록 설정된 것을 알 수 있다.

공리적 설계 관점에서 볼 때 충돌 안전도 관점에서의 설계와 진동 저감을 위한 설계는 위와 같이 설계변수를 선정함으로써 독립적으로 설계를 할 수 있도록 하였다. 따라서 각각에 따른 상세설계를 이용하여 효율적으로 충돌 및 진동 특성을 향상시킬 수 있다.

이러한 공리적 설계를 이용하여 개념설계 단계에서는 각각의 기능적 요구(FRs)를 만족시키기 위한 설계변수(DPs)를 선정하고, 상세설계 단계에서 이 설계변수들의 세부 사항을 결정하였다.

3. 충돌 안전도를 고려한 상세설계

본 절에서는 개념설계 단계에서 언급된 기능적 요구인 FR32을 만족시키기 위한 설계변수

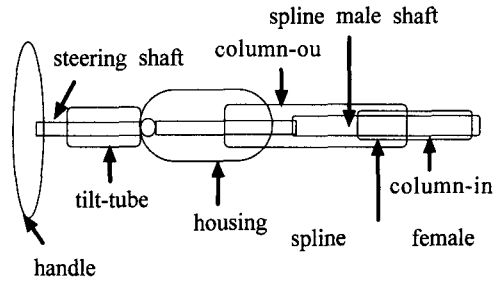


Fig. 2 The motor driven tilt/telescopic steering system model for occupant analysis

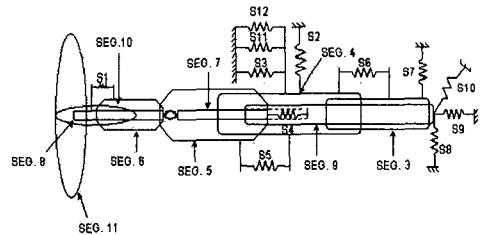


Fig. 3 A schematic view of the steering column model with spring-damper elements

(DP32)인 에너지 흡수부의 힘-변형 함수를 결정하는 설계과정이다. 조향계는 다음의 Fig. 2에 나타낸 것과 같이 운전대와 여러 가지 부품들로 이루어진 조향주로 나누어진다.

운전대의 림과 허브는 질량이 없는 접촉 타원체(contact ellipsoid)를 이용하여 모델링하였기 때문에 이에 해당하는 질량과 관성 모멘트를 조향축(steering shaft)에 포함시켰다. 그리고 다른 부품들은 질량과 관성 모멘트가 있는 세그먼트로 모델링하였다.^(9,13) 각 부품들 간의 연결은 슬립 조인트(slip joint)와 유니버설 조인트를 사용하였다. 슬립 조인트로 모델링한 연결 부위의 축 방향 이동을 구속하기 위하여 에너지 흡수부를 모델링한 스프링-댐퍼 이외는 변형이 미소하도록 하였으며, 에너지 흡수부를 모델링한 스프링-댐퍼의 힘-변형 곡선(force-deflection curve)은 정적 실험을 통해서

구하였다. 그러나, 실험을 통해서 구할 수 없는 힘-변형 곡선(force-deflection)은 모델링 과정에서 실험 결과인 모형물체에 작용하는 하중의 형태와 각 부품의 변위가 유사하도록 보정(tuning)하여 사용하였다. Fig. 3은 조향계의 조인트와 에너지 흡수부를 모델링한 스프링-댐퍼 요소를 보여주고 있으며, 각각의 스프링-댐퍼 요소는 다음과 같다.⁽⁴⁾

- ① S1 : 볼 베어링
- ② S2 : 상부 장착 브라켓트
- ③ S3 : 주 에너지 흡수부
- ④ S4 : 스플라인
- ⑤ S5 : 텔레스코픽 모터 축
- ⑥ S6 : 컬럼 압입부
- ⑦ S7 : 하부 장착 브라켓트
- ⑧ S9 : 유니버설 조인트
- ⑨ S8, S10 : 차량 장착부
- ⑩ S11 : 볼트 빠짐부
- ⑪ S12 : 3점 지지점

각 스프링-댐퍼의 모델링을 보면, S1은 틸트-튜브와 조향축 사이 베어링에 의해서 연결된 것을 모델링한 것으로 실제로 충돌 시 변형이 미소하기 때문에 충돌 후에 스프링이 변하지 않도록 하였다. S2는 상부 브라켓트가 차체의 크로스 멤버에 장착되는 것을 모델링한 스프링-댐퍼이며, S3은 주 에너지 흡수부를 모델링한 것으로 틸트-튜브가 충격하중을 받아 축 방향으로 변형되어 내려가면서 주 에너지 흡수 장치가 인장력을 받아 펴지고, 이 때의 변형에 의해서 충격 에너지를 흡수한다. S4는 두 개의 하부 조향축 사이 스플라인으로 연결된 부분을 모델링한 것이고, S5는 하우징과 컬럼-아웃 사이 텔레스코픽을 위해 모터의 스크류로 연결된 것을 모델링한 것으로 충격을 받아도 변형이 없기 때문에 충돌 후에 변형이 없도록 하였다. S6은 충돌 시 틸트-튜브가 충격을 받으면 충격 에너지에 의해서 컬럼-인이 컬럼-아웃 속으로 압입되면서 변형되어 충격 에너지를 흡수하는 에너지 흡수부를 모델링한 것이다. S7은 조향주가 차체에 장착되는 하부 브래킷을 모델링한 스프링-댐퍼이며, S8, S9, S10은 하부 조향 축이 유니버설 조인트와 고무 플랜지 등으로 드래그 링크나 아니면 파워핸들의 경우 유압 조

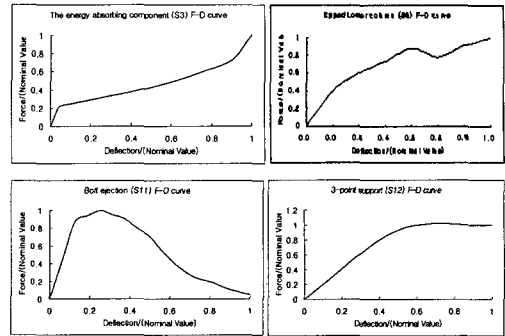


Fig. 4 Force-deflection curve of the energy absorbing component(S3), the upper/lower column(S6), the bolt ejection(S11) and the 3-point support(S12)

작단에 연결되는 것을 모델링한 스프링-댐퍼이다. S11은 상부 브라켓트와 조향주 사이를 연결하는 볼트를 모델링한 것으로 충돌이 발생하지 않았을 때는 조향주를 상부 장착 브라켓트에 견고하게 장착시키지만, 충돌 시 상부 장착 브라켓트의 장공을 따라서 이탈하면서 초기 충돌 에너지를 흡수한다. S12는 텔레스코픽 하우징과 메인-브래킷 사이를 지지하는 것으로 충돌이 발생하지 않았을 때는 조향주를 지지하고 있어 진동 성능을 좋게 하면서 충돌 시에는 조향계가 변형되면서 부품간 간섭이 발생하는 것을 막기 위해서 하우징과 메인-브래킷 사이 가이드라인 역할을 한다. 이것을 3-점 지지라고 부르며, 또 다른 기능으로서는 충돌 시 가이드 역할을 하면서 발생하는 간섭에 의해서 에너지를 흡수하는 역할을 한다.

모형물체시험은 FMVSS 203 규정에 의해 시속 24.14 km/h(15mph)의 속도로 수행하였으며, 모형물체에 작용하는 충격하중이 11,125 N(1,134 kgf)을 초과하지 않도록 되어 있다.⁽¹⁵⁾ 시험과 해석에서 모형물체에 작용하는 하중 그래프 형태와 각 부품의 변위가 유사하도록 하기 위하여 스프링-댐퍼의 힘-변형 곡선의 크기를 보정(tuning)하였으며, 이 과정에서 에너지 흡수부의 주어진 데이터는 최소한으로 변경시키고자 하였다. 이렇게 실험 결과에 유사하도록 보정된 모델링 데이터를 이용하여 모형물체에 작용하는 최대하중을 최소화하는 에너지 흡수부의 힘-변형 곡선의 최적의 설계조합을 결정하기 위해 직교 배열표(orthogonal array)를 이용하였다.^(9,10) 수학적인 최적화 등의 적용이 까다로운 문제에 실험계획법의 일종인 직

교 배열표에 의한 일부 실시법을 적용하여 공학적으로 우수한 해를 얻은 연구가 있다.

직교 배열표 해석에서 설계변수로는 본 연구가 조향계의 에너지 흡수 성능 향상이 목적 중 하나이기 때문에 Table 1에서 보여지는 것처럼 충돌 에너지를 흡수부들을 모델링한 스프링-댐퍼인 S3, S6, S11, S12의 스케일 팩터를 선정하였으며, 각각의 설계변수의 수준은 실제 설계변경이 가능한 범위 내에서 0.85~1.15까지 강성을 변화시키는 5 수준으로 하였다. 에너지 흡수부인 S3, S6, S11, S12의 힘-변형 곡선은 Fig. 4에서 보여지는 것과 같다.

전 조합으로 해석하면 하면 설계인자가 4개이고, 수준이 5이기 때문에 실제로는 625번을 실행해야 하지만, $L_{25}(5^6)$ 직교 배열표를 이용하면 25번의 해석만으로 좋은 결과를 얻을 수 있다. 직교 배열표를 이용한 일부 실시법에서는 설계변수간의 교호작용의 여부가 대단히 중요하다. 그러나 본 논문에서 선정한 설정한 설계변수간에는 교호작용(interaction)이 적은 것으로 가정하고 해석하였다. Table 2는 $L_{25}(5^6)$ 직교 배열표를 이용하여 해석했을 때의 각 수준의 조합에서의 모형몸체에 작용하는 최대하중을 나타낸다. 이 최대하중들은 스케일 팩터가 1.0이었을 때의 최대하중 값으로 정규화 되었다. 이 해석 결과를 보면 모형몸체에 최소의 하중이 작용하는 최적수준은 모든 설계변수의 힘-변형 곡선을 스케일 팩터 0.85로 곱한 No. 1에서 최소가 되었다. Fig. 5는 스케일 팩터가 1.0일 때 모형몸체에 작용하는 충격하중과 직교 배열표 해석에서 모형몸체에 작용하는 최대하중이 최소인 No. 1에서의 충격하중의 비교를 보여주고 있으며, 스케일 팩터가 1.0이었을 때 보다 모형몸체에 작용하는 최대하중이 7.7% 감소한 것을 볼 수 있다. 이를 검증하기 위해 Table. 3에서 일원표를 작성해서 1수준에서 모형몸체에 작용하는 하중이 최소인지를 검증한 결과, 1수준에서 모형몸체에 작용하는 하중이 최소인 것으로 나왔다. 일원표를 사용하는 이유는 일원표에서 얻은 결과가 직교 배열표에서 얻은 것 보다 좋으면 교호작용이 무시할 수 있을 정도로 작다고 생각할 수 있으며, 반대로 일원표의 결과가 크면 교호작용이 유의하기 때문에 이 때는 공학적 해를 얻기 위해서 직교 배열표에서 가장 좋은 것을 해로 선택한다.

Table 1 Design variables and levels

Level D.V.	1	2	3	4	5
S3	0.85	0.93	1.00	1.07	1.15
S6	0.85	0.93	1.00	1.07	1.15
S11	0.85	0.93	1.00	1.07	1.15
S12	0.85	0.93	1.00	1.07	1.15

Table 2 The orthogonal array for the minimization of chest injury

No.	Design variable				Impact load (Normalized)
	S3	S6	S11	S12	
1	1	1	1	1	0.9227
2	1	2	2	2	0.9789
3	1	3	3	3	0.9948
4	1	4	4	4	1.0112
5	1	5	5	5	1.0210
6	2	1	2	3	0.9689
7	2	2	3	4	1.0048
8	2	3	4	5	1.0229
9	2	4	5	1	0.9592
10	2	5	1	2	0.9857
11	3	1	3	5	1.0282
12	3	2	4	1	0.9630
13	3	3	5	2	0.9988
14	3	4	1	3	0.9934
15	3	5	2	4	1.0104
16	4	1	4	2	1.0008
17	4	2	5	3	0.9891
18	4	3	1	4	1.0024
19	4	4	2	5	1.0169
20	4	5	3	1	0.9877
21	5	1	5	4	1.0248
22	5	2	1	5	1.0153
23	5	3	2	1	0.9859
24	5	4	3	2	1.0110
25	5	5	4	3	1.0140

Table 3 Analysis of body block loads

Level D.V.	1	2	3	4	5
S3	4.9286	4.9415	4.9938	4.9969	5.0510
S6	4.9454	4.9511	5.0048	4.9917	5.0188
S11	4.9195	4.9610	5.0265	5.0119	4.9929
S12	4.8185	4.9752	4.9602	5.0536	5.1043

Table 4 Design variables and levels in large range of scale factor

Level D.V.	1	2	3	4	5
S3	0.3	0.5	0.7	1.0	1.2
S6	0.3	0.5	0.7	1.0	1.2
S11	0.3	0.5	0.7	1.0	1.2
S12	0.3	0.5	0.7	1.0	1.2

Table 5 The orthogonal array for the minimization of chest injury

No.	Design variable				Impact load (Normalized)
	S3	S6	S11	S12	
1	1	1	1	1	0.9697
2	1	2	2	2	0.8968
3	1	3	3	3	0.8770
4	1	4	4	4	0.9543
5	1	5	5	5	0.9963
6	2	1	2	3	0.8669
7	2	2	3	4	0.9350
8	2	3	4	5	0.9884
9	2	4	5	1	0.002
10	2	5	1	2	0.8499
11	3	1	3	5	0.9708
12	3	2	4	1	0.8983
13	3	3	5	2	0.9126
14	3	4	1	3	0.8862
15	3	5	2	4	0.9618
16	4	1	4	2	0.9074
17	4	2	5	3	0.9267
18	4	3	1	4	0.9539
19	4	4	2	5	1.0123
20	4	5	3	1	0.8929
21	5	1	5	4	1.0177
22	5	2	1	5	1.0079
23	5	3	2	1	0.8839
24	5	4	3	2	0.9056
25	5	5	4	3	0.9969

Table 6 One-way table for impact load in large range of scale factor

	1	2	3	4	5
S3	4.6941	4.5404	4.6297	4.6932	4.8120
S6	4.7325	4.6647	4.6158	4.6586	4.6978
S11	4.6676	4.6217	4.5813	4.7453	4.7535
S12	4.5450	4.4723	4.5537	4.8227	4.9757

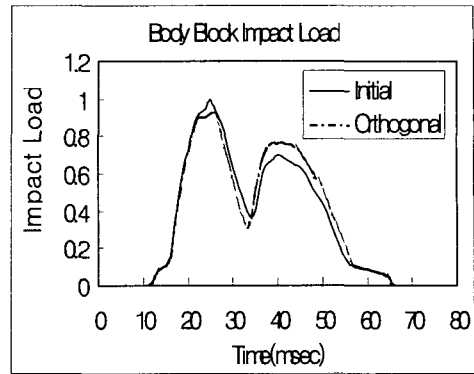


Fig. 5 Comparison of impact load in orthogonal array with one in initial design

모형몸체에 작용하는 최대하중이 스케일 팩터가 가장 작았을 경우이므로, 에너지 흡수부의 힘-변형 곡선이 작을수록 모형몸체에 작용하는 힘이 작음을 확인하기 위해서 각 설계변수의 수준을 Table. 4처럼 0.3~1.2로 하여 다시 직교 배열표를 이용해서 해석을 하였다. Table 5에 보여진 것처럼 스케일 팩터를 크게 해서 직교 배열표 해석한 결과 모형몸체에 작용하는 힘은 S3은 0.5, S6은 1.2, S11은 0.3, S12는 0.5에서 0.8499로 최소가 됐다. 이는 무조건 에너지 흡수부가 약하면 모형몸체에 작용하는 최대하중이 최소가 아님을 알 수 있다. 직교 배열표를 가지고 해석한 결과 이 전동 틸트/텔레스코픽 조향계의 에너지 흡수부 설계에서 중요한 인자는 3점 지지에서 힘-변형 곡선으로 이 힘-변형 곡선이 작으면 모형몸체에 작용하는 하중이 작고, 크면 모형몸체에 작용하는 힘이 크다. 즉 3-점 지지가 충격 에너지를 흡수에 영향이 매우 크다는 것을 알 수 있다. 또한 Table 6에서 보여지는 것처럼 일원표를 작성하여 직교 배열표를 이용하여 해석한 결과를 검증하였다. 일원표 결과 설계변수의 수준은 각각 스케일 팩터가 0.5, 0.7, 0.7, 0.5 에서 모형몸체에 작용하는 하중이 0.8790으로 직교 배열표를 이용한 해석 결과 보다 크므로 공학적인 해를 얻기 위해서 직교 배열표에서 얻은 0.8499를 최소 값으로 선정하였다.

힘-변형 곡선의 스케일 팩터의 범위를 크게 해서 해석한 Table 5의 No. 10의 각 설계변수의 조합에서 모형몸체에 작용하는 최대하중이 가장 작으나, Table 5의 설계변수 수준은 물리적으로 설계가 가능하지 않기 때문에 Table 2의 No.1의 설

계변수 수준의 조합을 최적해로 선정하였다.

따라서 설계자가 조향계 설계시 에너지 흡수부의 힘-변형 곡선을 Table 2의 No.1에서의 각 수준으로 곱한 결과와 똑 같은 힘-변형 곡선을 갖는 에너지 흡수부를 설계할 수 없기 때문에 최대한 유사하도록 설계하였다.

4. 진동 특성을 고려한 상세설계

개념설계 단계에서 언급된 기능적 요구 조건 중에서 FR31, FR32에 대한 설계변수인 DP31와 DP32는 이미 앞에서 결정되진 상태이며, 본 절에서는 FR33인 차량의 진동에 의한 공진 방지를 만족시키기 위해서 치수 및 형상 최적설계와 사례연구(case study) 방법을 이용하여 진동 특성을 향상시키기 위한 설계과정인 DP33을 설명한다. 진동 틸트/텔레스코픽 조향주의 진동해석 및 최적설계의 목적은 차량의 진동에 의한 공진을 피하기 위해 조향주의 1차 고유 진동수를 증가시키는 것이다. 차량의 진동은 엔진의 폭발에 의한 떨림, 노면의 불규칙, 제동 시 브레이크의 토크 변동에 의해 발생되며, 그 진동수는 10~30 Hz의 대역에 있다.⁽²⁰⁻²⁴⁾ 따라서 조향주 뿐만 아니라 다른 자동차 부품의 고유 진동수는 이 대역을 피하도록 설계가 되어야 한다. 이를 위해서 진동에 관한 상세설계에서는 조향주를 유한요소 모델링 후 진동시험을 통해서 모델링의 타당성을 검증하였다. 이렇게 완성된 유한요소 모델링에 사례연구(case study)와 치수 및 형상 최적설계를 수행하여 조향주의 고유진동수를 증가시키고자 하였다.

전동 틸트/텔레스코픽 조향주의 진동해석 모델링은 구조 최적설계 소프트웨어인 FEMB/GENESIS를 이용하였으며, 이를 이용해 조향주를 모델링한 것은 Fig. 6과 같다.

Table 7은 조향주의 진동실험 결과와 모드 해석한 결과의 비교이다.

실험을 통해서 검증된 모델링을 이용하여 조향주의 1차 고유진동수를 증가시키기 위해 최적설계를 수행하였다.

최적설계를 위한 정식화는 다음과 같으며, 설계변수로는 Table 8과 같이 설계변경이 가능한

부품의 치수 및 형상으로 하였다.^(25,26)

Minimize Weight of the steering column
Subject to 30 Hz < 1st natural frequency

$$\sigma \leq \sigma_{all}$$

$$X_L \leq X \leq X_U$$

위의 정식화 과정을 토대로 구조최적설계 소프트웨어인 GENESIS를 이용하여 치수 최적설계 및 형상 최적설계를 동시에 수행하였다.⁽¹³⁾ 그러나, 최적설계만으로 고유진동수를 높일 수 없어서 사례연구(case study)를 통해서 3점 지지점을 추가하여 1차 고유진동수가 26.03Hz로 증가시킨 후 최적설계를 수행한 결과 1차 고유 진동수가 27.1Hz로 증가하였다. 계속된 사례연구를 통해서 틸팅/텔레스코픽용 스크류의 직경을 50% 증가시켜 고유 진동수를 28Hz로 증가시킨 후 최적설계를 수행한 결과 Table 9와 같이 고유 진동수가 30Hz로 증가하였다. 최적설계 수행시 조향주의 무게가 증가하였는데, 이는 제한 조건식 중에서 1차 고유 진동수가 30Hz 이상이어야 한다는 것을 만족시키기 위해서 부품의 치수들이 커졌기 때문이다. 그리고 최적설계 결과를 근거로 조향주를 제작하여 시험한 결과 31Hz로 증가하였다. 이 때 설계변수 값과 최적설계에 의한 각 부품의 형상 변화의 경향이 각각 Table 10과 Fig. 7에 나타나 있으며, Fig 8는 모드해석과 최적설계시 조합응답을 비교한 그림이다.

이러한 과정을 거쳐서 최종적으로 설계된 전동 틸트/텔레스코픽 조향계는 Fig. 9와 같다.

Table 7 Results of the modal testing and the modal analysis

	Modal testing	Modal analysis
1st natural frequency	25 Hz	25 Hz
2nd natural frequency	90 Hz	110 Hz

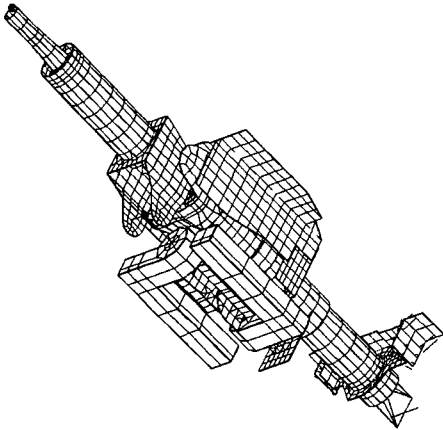


Fig. 6 Finite element model of the motor driven tilt/telescopic steering column using FEMB/GENESIS

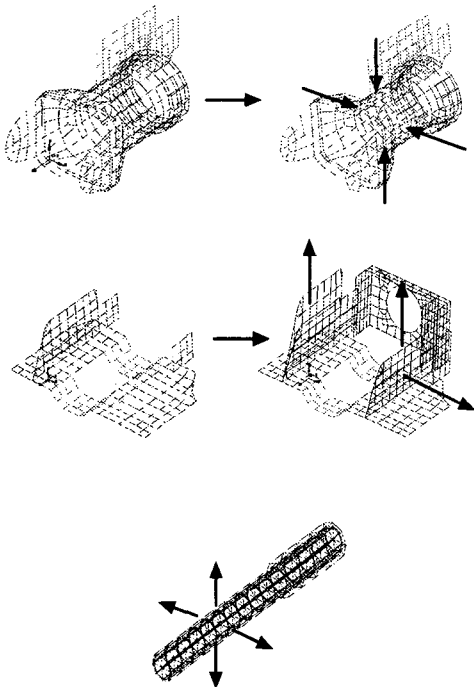


Fig. 7 Results of the shape optimization

Table 8 Design variables for the optimization process

	Design variable
size optimization (thickness of plate)	tilt-tube, tilt-bracket, main-bracket, base-bracket, housing, motor-bracket, column-out
shape optimization	housing, main-bracket, spline shaft male

Table 9 Results of the optimization process for objective and constraints

	Test	Optimization
Weight	10 Kg	11.1 Kg
1st natural freq.	31.0 Hz	30.0 Hz

Table 10 Results of the optimization process for design variables (Unit : mm)

D.V.	Analysis	Optimization	Remark
tilt-tube	2.00	4.00	increase
tilt-bracket	5.50	7.50	decrease
main-bracket			
(part 1)	10.0	12.5	increase
(part 2)	6.00	8.00	increase
(part 3)	7.50	7.00	decrease
(part 4)	6.00	9.50	increase
base-bracket	4.50	4.50	no change
housing			
(part 1)	6.00	6.50	increase
(part 2)	9.00	10.0	increase
(part 3)	6.00	10.0	increase
(part 4)	8.00	16.1	increase
column-out	2.25	2.50	increase
motor-bracket	8.00	10.0	increase
steering shaft			
(part 1)	2.00	2.50	increase
(part 2)	3.50	4.00	increase
(part 3)	5.15	5.00	decrease

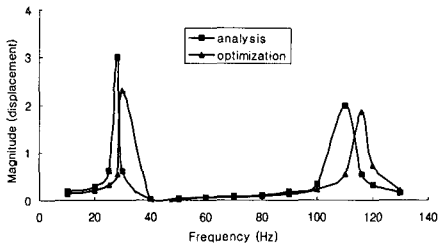


Fig. 8 Results of the harmonic analysis

5. 결론

전동 틸트/텔레스코픽 조향주를 개발하기 위하여 공리적 설계방법이 도입되었다. 기존의 설계 방법은 기능적 요구의 독립성을 만족시키기 위한 방법을 제시하지 못하고 있다. 공리적 설계 방법은 이 점에 대한 체계적인 대안을 제시한다. 개념설계 단계에서 공리적 설계방법을 사용 기능적 요구별로 분류하여 설계과정을 기능별로 독립적으로 설계하였다. 먼저 전동 틸트/텔레스코픽 조향주의 기능적 요구와 이에 따른 설계변수를 선정하여 설계과정을 계층적으로 구성하였다. 틸트/텔레스코픽 기능적 요구(FRs)를 틸트/텔레스코픽 기능, 충돌 안전도 특성, 고유 진동수 증가들로 선정하고, 이를 서로 독립적으로 해결하기 위한 설계변수(DPs)를 설정하였다. 이것을 이용하여 각각의 상세설계를 독립적으로 수행이 가능하였으며, 효율적으로 성능을 향상시킬 수 있었다. 자세한 내용은 다음과 같다.

(1) 공리적 접근을 통해 전동 틸트/텔레스코픽 조향주의 설계를 기능적 요구와 설계변수로 분해하였고, 각 기능적 요구에 따른 독립적인 설계변수를 설정함에 따라 안전도 관점에서 충돌을 고려한 설계와 진동을 고려한 설계를 독립적으로 할 수 있음을 보였다.

(2) 모형물체에 작용하는 하중을 최소화하기 위해서 에너지 흡수부의 힘-변형 함수를 설계변수로 하여 직교 배열표로 해석한 결과 모형물체에 작용하는 하중을 약 7.7%감소시키는 에너지 흡수부의 힘-변형 함수를 결정하였으며, 이를 근거로

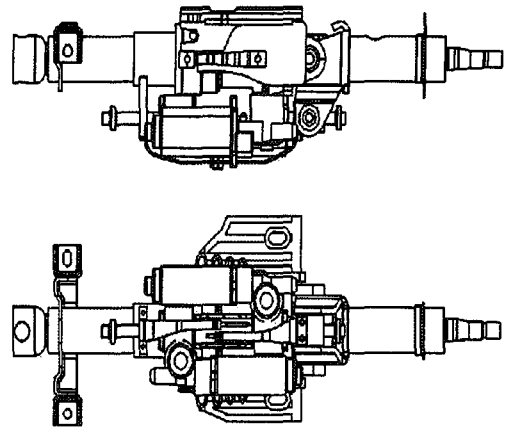


Fig. 9 Prototype of the motor driven tilt/telescopic steering column

실제 에너지 흡수부 설계에서는 힘-변형 곡선을 이와 유사하게 설계하였다.

(3) 조향주가 차량의 진동이나 도로 주행에 의해 발생하는 진동과 공진을 피하기 위한 부품의 형상 및 치수를 결정하기 위해서 최적설계를 수행하였다. 최적설계 결과 조향주의 1차 고유 진동수를 30Hz로 약 3Hz정도 증가시켰다.

여기서 사용한 공리적 설계 방법은 일반적인 기계부품이나 시스템에 적용 가능할 것으로 사료된다.

후기

이 연구는 한국과학기술재단 지정 최적설계기술센터의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) N. P. Suh, 1990, "The Principles of Design," The Oxford University Press.
- (2) 김우승, 1997, "전동 스티어링 컬럼," 대한기계학회지, 제37권 10호, p. 82.
- (3) Shyu, S., Mani, A., Krishnaswamy, P., Conroy, R., Shermetaro, M., and Exner, G., "Designing Energy Absorbing Steering Wheels Through Finite

- Element Impact Simulation," SAE paper No. 931844
- (4) Park, Y. S., Lee, J. Y., Lim, J. M. and Park, G. J., 1996, "Optimum design of a steering column to minimize the injury of a passenger," International Journal of Vehicle Design, Vol. 17, No. 4, pp. 398~414.
- (5) 김희수, 최양욱, 1996, "신차개발과정에서 충돌해석의 역할," 대한기계학회지, 제36권, 제9호, pp. 867~875.
- (6) 조병관, 류길하, 강홍대, 1995, "상용차 조향계의 진동 해석," 자동차공학회논문집 제3권, 제2호, pp. 86~94.
- (7) 임재문, 1997, "차량충돌시 승객거동해석을 위한 소프트웨어의 개발 및 관련 부품의 설계방안 제시," 한양대학교 박사학위 청구논문.
- (8) Obergefell, L. A., Gardner, T. R., Kaleps, I. and Fleck, J. T., 1988, "Articulated Total Body Model Enhancements," Report No. AAMRL-TR-88-043.
- (9) 박경진, 임재문, 최우석, 한선규, 전원기, 1997, "충돌안전도규정(FMVSS 203)을 만족하기 위한 에너지흡수 조향계의 해석 및 설계," (주)삼성전기 최종보고서.
- (10) 임재문, 한선규, 전원기, 우덕현, 박경진, 1997, "직교배열표를 이용한 에너지 흡수 조향계의 해석 및 설계," 한국자동차공학회 춘계학술대회 Vol. 2, pp. 401~406.
- (11) 이권희, 1996, "연속 및 이산 설계공간에서의 구조물에 대한 강건최적설계," 한양대학교 박사학위 청구논문.
- (12) 박영선, 이주영, 박경진, 1995, "직교배열표를 이용한 스용차의 에어백의 설계," 자동차공학회 논문집, 제3권, 제2호, pp. 62~76.
- (13) Wang, J. T. and Lin, K. H, "A Cal3d Steering System Impact Model," SAE Paper No. 880650.
- (14) GENESIS User's manual, VMA Engineering, 1997.
- (15) 49CFR, Part 571, FMVSS 203, "Impact Protection for the Driver from the Steering Control System," DOT, NHTSA, USA.
- (16) "자동차 안전기준 시행 세칙", 건설교통부, 1993.
- (17) Horsch, J. D., Viano, D. C. and Decou, J., "History of Safety Research and Development on the General Motors Energy-Absorbing Steering System," SAE paper No. 912890.
- (18) Phadke, M. S., 1989, "Quality Engineering Using Robust Design," Prentice Hall.
- (19) 박성현, 1991, "현대실험계획법", 민영사.
- (20) Gillespie, T. D., 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE.
- (21) Vries, A., Wagner, M., "The Brake Judder Phenomenon," SAE paper, No. 920554
- (22) Petyt, M., 1990, "Introduction to Finite Element Vibration Analysis," Cambridge University Press, Boston.
- (23) Todd Schiller and Tatsuo Osawa, "Incopotation of Analytical simulations into the NVH Design and Development Process of the Nissan Quest," SAE Paper No. 922121
- (24) Gi Seob Jeong, Jin Kwan Suh, and Seung Gyeon Jung, 1996, " Validation of FE Models for NVH Simulation," Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference, pp 1265~1271.
- (25) Arora, J. S., 1989, "Introduction to Optimum Design," McGraw-Hill book Company, New York.
- (26) Garret N. Vanderplaats, 1984, " Numelcal Optimization Techniques for Engineering design," McGraw-Hill Book Company.