



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 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.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 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](#)

공학석사학위논문

드럼세탁기 헤파시스템의 최적설계



2013년 8월

부경대학교 대학원

메카트로닉스공학과

차상태

공 학 석 사 학 위 논 문

드럼세탁기 헤파시스템의 최적설계



부 경 대 학 교 대 학 원

메 카 트 로 닉 스 공 학 과

차 상 태

차상태의 공학석사 학위논문을
인준함.

2013년 8월



주 심 공학박사 손정현 (인)

위 원 공학박사 변기식 (인)

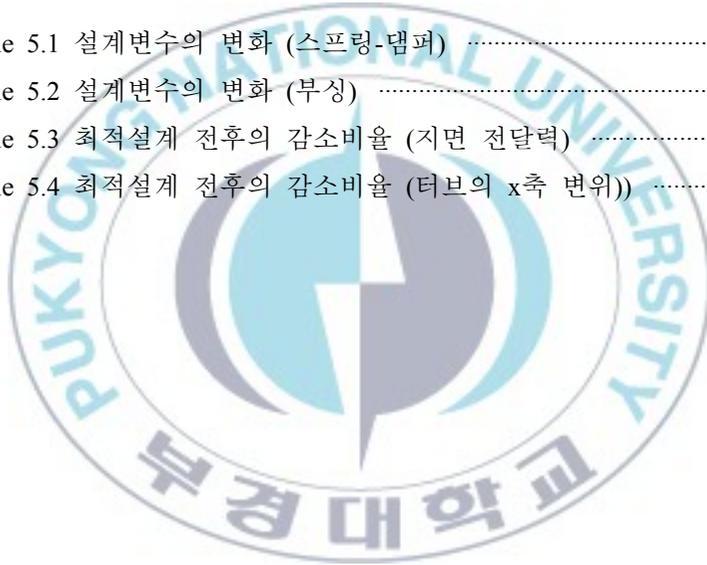
위 원 공학박사 백운경 (인)

목 차

Abstract	1
1. 서론	2
1.1 연구배경	2
1.2 연구목적 및 범위	4
2. 드럼세탁기의 구조 및 동적 거동	6
2.1 드럼세탁기의 구조	6
2.2 드럼 세탁기의 진동특성	7
2.3 드럼 세탁기의 운동방정식	11
3. 드럼세탁기의 해석모델	16
3.1 ADAMS 프로그램 개요	16
3.2 스프링 및 댐퍼의 특성 측정	18
3.3 드럼세탁기의 동역학 모델링	23
3.4 드럼세탁기의 진동특성 시뮬레이션	29
4. 드럼세탁기의 진동특성 시험	36
4.1 시험장치 및 내용	36
4.2 진동특성 시험 결과	43
5. 현가시스템의 최적설계	47
5.1 최적설계 기본이론	47
5.2 현가시스템의 최적설계 수식화	48
5.3 최적설계 문제의 해석결과	50
5.4 현행모델과 최적설계 모델의 진동특성 비교	52
6. 결론	56
참고문헌	57

List of Tables

Table 2.1 세탁기 모델의 변수	12
Table 3.1 특성시험 조건	19
Table 3.2 드럼세탁기 모델의 자유도	24
Table 3.3 드럼세탁기의 제원	25
Table 3.4 현가시스템의 스프링상수	27
Table 3.5 고유진동수와 감쇠비	30
Table 5.1 설계변수의 변화 (스프링-댐퍼)	51
Table 5.2 설계변수의 변화 (부싱)	52
Table 5.3 최적설계 전후의 감소비율 (지면 전달력)	55
Table 5.4 최적설계 전후의 감소비율 (터브의 x축 변위)	55



List of Figures

Fig. 1.1 도시바 드럼세탁기	3
Fig. 2.1 드럼세탁기의 구조	6
Fig. 2.2 드럼세탁기의 1자유도 모델	7
Fig. 2.3 다양한 감쇠비와 진동수비에 대한 변위 전달률	8
Fig. 2.4 다양한 감쇠비와 진동수비에 대한 힘 전달률	10
Fig. 2.5 세탁기 동역학모델	11
Fig. 2.6 드럼의 자유물체도	13
Fig. 2.7 캐비닛의 자유물체도	15
Fig. 3.1 특성시험 장비구성	18
Fig. 3.2 마찰댐퍼의 F-D 선도	20
Fig. 3.3 마찰댐퍼의 F-V 선도	20
Fig. 3.4 오일댐퍼의 F-D 선도	21
Fig. 3.5 오일댐퍼의 F-V 선도	21
Fig. 3.6 스프링의 변위에 대한 힘 선도 (마찰댐퍼)	22
Fig. 3.7 드럼세탁기의 해석모델	24
Fig. 3.8 드럼세탁기 모델의 기하학적 설명	25
Fig. 3.9 드럼의 회전속도	27
Fig. 3.10 곡선접합한 오일댐퍼의 F-V 선도	28
Fig. 3.11 곡선접합한 마찰댐퍼의 F-V 선도	29
Fig. 3.12 드럼세탁기 모델의 1~6차 모드형상	31
Fig. 3.13 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Left Front)	32
Fig. 3.14 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Left Back)	32
Fig. 3.15 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Right Front)	33
Fig. 3.16 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Right Back)	33
Fig. 3.17 터브의 가속도 (x축)	34
Fig. 3.18 터브의 가속도 (y축)	34

Fig. 3.19 캐비넷 다리의 지면전달력에 대한 FFT 결과	35
Fig. 4.1 진동시험 장비구성	37
Fig. 4.2 홀센서 부착 위치	38
Fig. 4.3 드럼세탁기의 현가시스템 위치	39
Fig. 4.4 가속도계 부착 위치	39
Fig. 4.5 로드셀 받침대 및 장착 모습	40
Fig. 4.6 불평형 질량 부착 위치	41
Fig. 4.7 프론트 패널	42
Fig. 4.8 블록다이어그램	43
Fig. 4.9 캐비넷 다리의 지면 전달력 (Left Front)	44
Fig. 4.10 캐비넷 다리의 지면 전달력 (Left Back)	44
Fig. 4.11 캐비넷 다리의 지면 전달력 (Right Front)	45
Fig. 3.12 캐비넷 다리의 지면 전달력 (Right Back)	45
Fig. 4.13 터브의 가속도 (x축)	46
Fig. 4.14 터브의 가속도 (y축)	46
Fig. 5.1 최적화 반복 횟수 (스프링, 댐퍼)	50
Fig. 5.2 최적화 반복 횟수 (부싱)	51
Fig. 5.3 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Left Front)	53
Fig. 5.4 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Left Back)	53
Fig. 5.5 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Right Front)	54
Fig. 5.6 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Right Back)	54
Fig. 5.7 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Tub)	55

Optimum Design of A Drum-Typed Washing Machine Suspension System

Sang-Tae Cha

*Department of Mechatronics Engineering, The Graduate School.
Pukyong National University*

Abstract

Most washing machines are now produced as a drum-type, where a washing drum mounted on a suspension system with springs and dampers, to minimize the transmittance of the vibration from the drum to the cabinet.

The purpose of this paper is to develop optimized suspension system of the drum washing machine which minimizes transmission of disturbing vibration and force. In this paper, a method for optimizing suspension system of the drum washing machine is presented using ADAMS. The design variables to optimize are extracted using Sequential Quadratic Programming(SQP) in ADAMS.

To evaluate optimized spring constants and damping coefficients of the drum washing machine, simulation was done to compare the vibration attenuation performances before and after the optimization. The results of simulation show that the optimized suspension system has better performance than before the optimization.

1. 서론

1.1 연구배경

가전제품의 고급화 추세에 따라 진동, 소음의 저감은 가전회사에서 필수적인 것이라 하겠다. 대부분의 가전제품 소비자들은 소음에 민감하나 세탁기 소비자들은 소음뿐만 아니라 진동에도 매우 민감하다. 이는 세탁기 진동이 세탁물의 회전불평형량에 의하여 25Hz 미만의 저주파수 대역에서 항상 발생하기 때문이다.[1]

특히 드럼 세탁기는 가전제품의 시스템화에 따라 설치장소가 실외(베란다, 다용도실)에서 실내(부엌)로 이동하면서 소비자들이 드럼 세탁기의 진동/소음에 대한 만족 수준이 높아지고 있다. 이에 따라 세탁기 제조업체들은 저소음, 저진동에 대한 대책 마련에 개발 단계에서부터 많은 노력과 투자를 하고 있는 실정이며, 탈수 과정이 점점 고속화 되면서 저진동 제어에 많은 노력이 필요하게 되었다.

그러나 세탁기 시스템은 너무나 많은 변수들이 존재하여 반복적인 실험만을 통해 저진동 대책을 수립하기에는 경제적으로나 시간적으로 많은 어려움이 있으며 시스템을 해석할 때 시스템이 가지는 고유한 기구적 특성, 다양한 세탁물의 조건, 시스템의 강성과 감쇠 등의 변화에 민감한 구조 특성 때문에 세탁기 시스템을 이론적으로 분석하여 진동대책을 세우기란 그리 쉽지 않은 상황이다.

세탁기의 거동에 대한 연구가 많이 진행되어 왔다. Conrad 와 Soedel[2]은 드럼형 세탁기에 대한 간단한 2 차원 모델을 제시하였고 이에 대한 수치 해석을 수행하였다. Turkay 등[3]~[4]은 그리드와 순차 2차계획법을 사

용하여 현가장치의 최적화 설계공법을 제시하였고 시뮬레이션을 통해 현가장치의 진동원인을 규명하고 설계 개선책 및 진동 저감 방안을 마련하였다. 또한 Splta 등[5]~[6]은 현가장치의 탄성운동을 고려한 동역학 모델을 제안하여 좀 더 현실적인 상황을 반영한 모델링이 진행되었고 접선방향의 감쇠를 고려한 현가장치의 안정성에 대한 연구를 수행하였다.

세탁기는 작동원리상 진동을 수반할 수밖에 없는 구조물이다. 모터로부터 전달된 동력이 드럼과 터브로 전해지며 진동이 발생한다. 이때 발생하는 진동이 세탁기 몸체에서만 발생하는 것이 아니라 현가장치로 전해져 세탁기 외부 프레임에도 진동이 전달된다. 구동력을 발생시키는 모터 자체의 진동도 중요하지만 최종적으로 이를 외부 프레임에 전달해주는 현가장치의 진동도 중요하다.

따라서 본 연구에서는 ADAMS를 이용하여 탈수 시 드럼세탁기 캐비닛의 진동 특성을 파악하고, 최적화 기법을 이용하여 세탁기 캐비닛의 진동 저감을 위한 개선안을 도출하였다.



Fig. 1.1 도시바 드럼세탁기

1.2 연구 목적 및 범위

본 연구에서는 ADAMS를 이용하여 드럼세탁기를 모델링하고 동특성 해석을 수행하여 세탁기의 진동을 효과적으로 억제하기 위한 스프링과 댐퍼, 부싱 특성의 최적설계에 관한 방법을 제시하고자 한다.

실제 세탁기 시스템의 진동특성은 복잡하고 경계조건이 다양하기 때문에 진동해석, 동역학 등을 동시에 고려하여 체계적이고 유기적인 방법으로 최적의 설계 결과를 도출할 필요가 있다. 따라서 구동부, 현가시스템의 모델링 및 동적 해석 기술을 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 정립 한 후 진동시험을 통한 모델의 검증은 수행한다. 검증된 모델을 이용하여 드럼의 회전으로 발생한 진동으로 인한 캐비닛의 지면 전달력과 터브의 변위를 최소화 할 수 있는 스프링-댐퍼, 부싱의 스프링상수와 감쇠계수의 최적설계를 수행한다.

그 과정은 다음과 같다.

1) 드럼세탁기를 다물체동역학 프로그램인 MSC/ADAMS를 이용하여 모델링하고, 모델의 검증을 위해 터브의 가속도와 캐비닛을 통한 바닥에 전달되는 힘에 대한 시험결과들과 비교한다.

2) 지면 전달힘과 터브의 변위를 최소화하기 위해서 ADAMS에 내장되어 있는 최적설계 알고리즘을 이용하여 현가시스템을 구성하는 스프링-댐퍼, 부싱의 스프링상수와 감쇠계수를 최적화 한다.

3) 최적화된 설계변수들을 세탁기모델에 적용하여 시뮬레이션을 통해서

최적설계의 타당성을 검토한다.



2. 드럼세탁기의 구조 및 동적 거동

2.1 드럼세탁기의 구조

드럼세탁기는 Fig. 2.1과 같이 크게 구동부와 구동부를 지지하는 구조물로 구분할 수 있다. 구동부는 모터에 의하여 구동되는 드럼과 이를 지지하는 터브 등으로 구성되며, 비구동부는 캐비닛과 캐비닛 커버 등이다. 그리고 탈수 시 드럼이 고속으로 회전하면서 발생하는 진동을 완화시키는 역할을 하는 현가시스템이 터브의 하부에 장착 되어있으며 터브를 지지하기 위한 상부의 스프링으로 이루어져 있다.

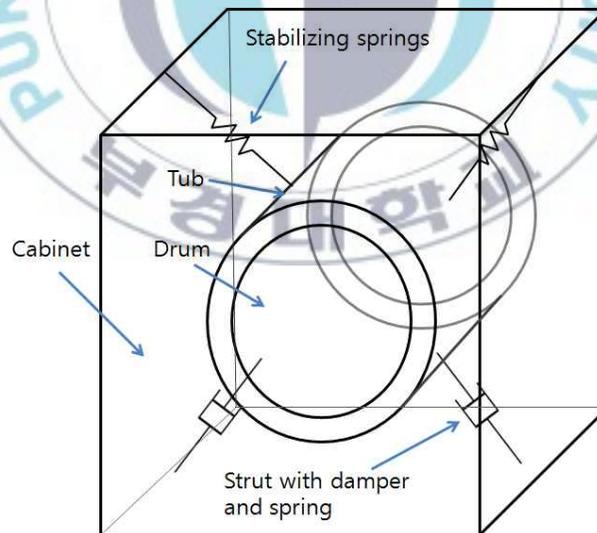


Fig. 2.1 드럼세탁기의 구조

2.2 드럼세탁기의 진동특성

세탁기의 진동원은 모터와 세탁물에 의한 회전불평형량이다. 모터에 의한 진동량은 세탁물의 회전불평형량에 의한 진동량 보다 현저히 작으므로 세탁기 진동원은 대개 세탁물에 의한 회전 불평형량이라 볼 수 있다.[1] Fig. 2.2는 드럼세탁기의 단순화된 1자유도 모델을 나타낸다. Fig. 2.2에서 M 을 세탁기 전체의 질량 그리고 m_e 를 불평형을 일으키는 세탁물의 질량으로 놓자. 그리고 전체 불평형 질량 m_e 이 회전중심으로부터 거리 e 에 있는 질량의 중심에 집중되어 있다고 하면 질량-스프링-감쇠기 계의 운동 방정식은 식(2.1)과 같이 표현된다.[7]

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_e e \omega^2 \sin \omega t \quad (2.1)$$

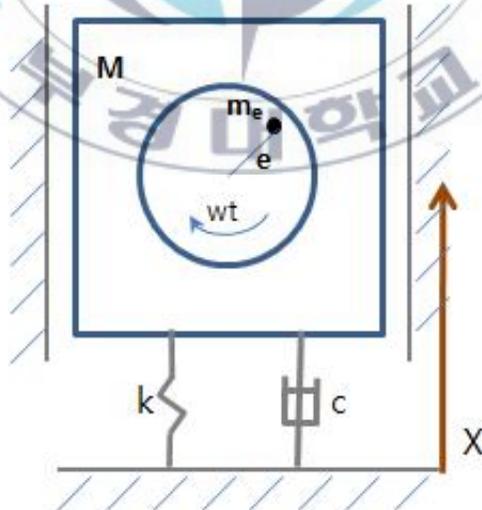


Fig. 2.2 드럼세탁기의 1자유도 모델

식(2.1)의 해는 다음과 같다.

$$X = \frac{m_e e}{M} \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \sin(\omega t - \phi) \quad (2.2)$$

$$\tan\phi = \frac{2\zeta r}{1-r^2}$$

여기서, $r = \omega/\omega_n$, ζ 는 감쇠비이고 ϕ 는 위상각이다.

정상상태변위의 진폭 X 는 회전속도(진동수)의 함수로 Fig. 2.3에 보이는 것처럼 다양한 감쇠비 ζ 값에 대해 무차원 변위진폭 $MX/m_e e$ 와 r 의 선도로 표시 할 수 있다.

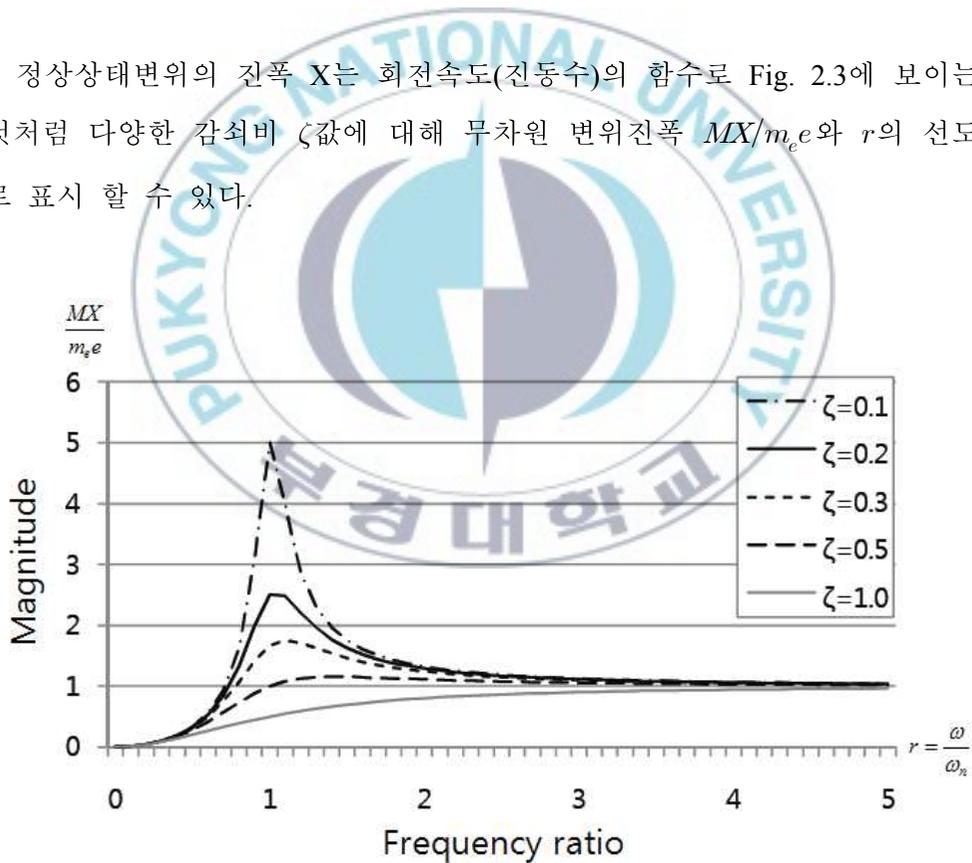


Fig. 2.3 다양한 감쇠비와 진동수비에 대한 변위 전달률

Fig. 2.3에서 $\zeta > 1$ 인 경우 최대변위가 1보다 작거나 같다. 이는 불균형으로 인해 일어나는 진폭의 증가를 댐퍼의 감쇠를 증가시킴으로써 제거할 수 있다는 것을 의미한다. 그러나 r 이 커지면 무차원 변위의 진폭은 1로 접근한다. 따라서, 구동주파수 w 가 $r \gg 1$ 일 경우에 진폭 $X = m_e e / M$ 으로써, 불평형 질량과 전체 질량의 비와 불평형 지름의 반지름에 의해 결정되고 감쇠계수의 영향은 무시할 수 있게 된다.

드럼의 회전에 의해서 진폭 $F = m_e e w^2 \sin wt$ 을 갖는 힘이 스프링과 댐퍼를 통해 바닥에 전달되는 힘은 식(2.3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_t = m_e e w^2 \sqrt{\frac{1 + (2\zeta w/w_n)^2}{[1 - (w/w_n)^2]^2 + (2\zeta w/w_n)^2}} \quad (2.3)$$

Fig. 2.4는 여러 ζ 값에서의 진동수 비에 대한 힘 전달률을 나타낸다. r 이 1에 근접한 공진 근처에서 힘 전달률은 ζ 값에 크게 의존된다. $r < \sqrt{2}$ 일 때에 ζ 를 증가시키면 힘 전달률을 감소시킨다. 반면 $r \geq \sqrt{2}$ 에 대하여서는 ζ 에 크게 의존되지 않고, ζ 가 감소하는 만큼 힘 전달률이 감소하는 정도이다. 그러므로 세탁기의 현가 시스템을 설계하는데 있어 진동수 비가 $r < \sqrt{2}$ 일 때는 댐퍼의 감쇠계수를 크게 하는 것이 효과적이며 $r \geq \sqrt{2}$ 이후로는 감쇠계수를 낮추는 것이 효과적임을 알 수 있다. 이를 위해서는 세탁기의 현가시스템을 설계하는데 있어 속도에 비례하여 감쇠력이 증가하지 않고 거의 일정한 감쇠력을 갖는 마찰댐퍼를 사용하는 것이 일반적인 유체댐퍼를 사용하는 것 보다 효과적이다.[8]

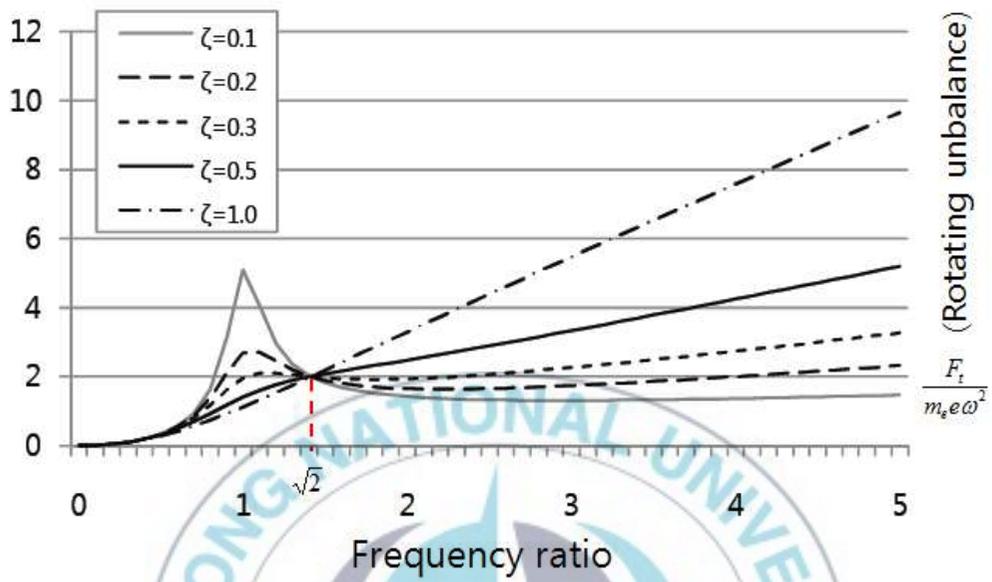


Fig. 2.4 다양한 감쇠비와 진동수비에 대한 힘 전달률

2.3 드럼세탁기의 운동방정식

Fig. 2.5는 드럼세탁기의 x-y평면상의 모델을 나타내며, 드럼의 중심으로 4개의 스프링과 2개의 댐퍼로 연결되어 있다. 이 모델의 경우 2개의 질량을 가지고 있는 시스템이며, 드럼의 질량 m 에 대한 자유도 (x_1, y_1)와 세탁기 케이스에 대한 자유도(x_2, y_2)를 합한 4자유도 운동시스템으로 정의된다. 이 때 드럼의 x-y 평면에서 회전중심 및 질량중심은 드럼의 기하학적 중심과 일치하고 스프링과 댐퍼의 위치는 좌우 대칭이라 가정한다. 세탁기 모델의 변수는 Table 2.1과 같다.

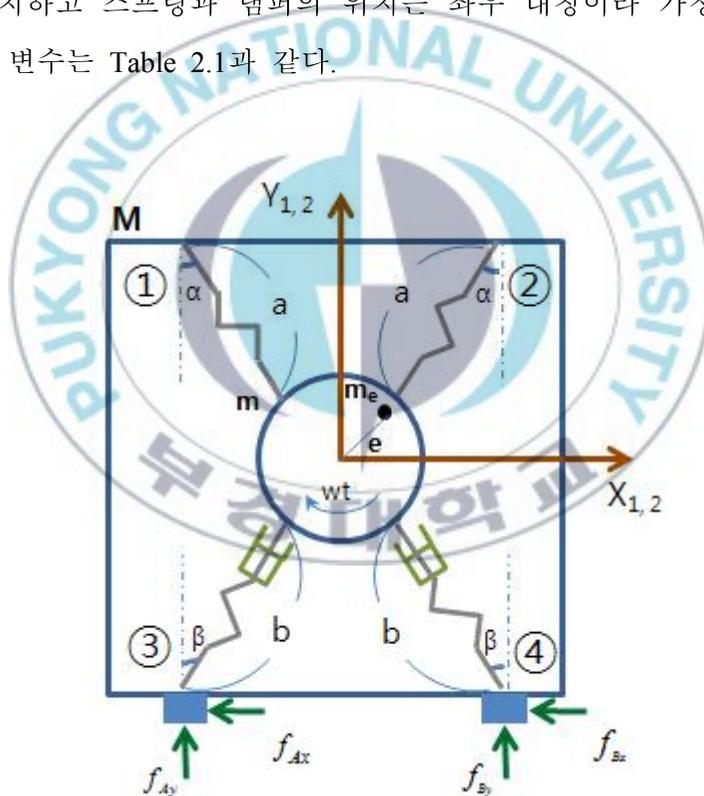


Fig. 2.5 세탁기 동역학모델

Table 2.1 세탁기 모델의 변수

항목	내용
α	①, ② 각도
β	③, ④ 각도
m	드럼의 질량
m_e	편심질량
M	세탁기 전체의 질량
w	드럼의 회전속도
e	편심질량과 세탁기 회전중심 사이의 거리
a	①, ②의 길이
b	③, ④의 길이
f_{Ax}	A지점의 x방향 마찰력
f_{Bx}	B지점의 x방향 마찰력
f_{Ay}	A지점의 y방향 수직반력
f_{By}	B지점의 y방향 수직반력

회전운동이 발생하기 전에 불평형질량과 드럼의 무게에 의해 발생하는 정적변화량은 δ_{st} 로 표현하며, 식(2.4)와 같다.

$$\delta_{st} = \frac{(m + m_e)g}{2k(\cos \alpha + \cos \beta)} \quad (2.4)$$

Fig. 2.6은 x-y평면상에서 드럼의 자유물체도를 나타낸다. 세탁기 시스템의 특성을 정의하기 위해 캐비닛과 드럼 사이에 존재하는 스프링, 댐퍼에 대한 힘을 나타내면 다음과 같다.

①의 스프링에 의해 드럼과 본체에 작용하는 힘

$$\begin{aligned} f_1 &= -k(\delta_1 - \delta_{st}) \\ &= k\left\{x_1 \sin \alpha - y_1 \cos \alpha + \frac{(m + m_e)g}{2k(\cos \alpha + \cos \beta)}\right\} \end{aligned} \quad (2.5)$$

②의 스프링에 의해 드럼과 본체에 작용하는 힘

$$\begin{aligned}
 f_2 &= -k(\delta_2 - \delta_{st}) \\
 &= k\left\{-x_1 \sin \alpha - y_1 \cos \alpha + \frac{(m+m_e)g}{2k(\cos \alpha + \cos \beta)}\right\}
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

③의 스프링과 댐퍼에 의해 드럼과 본체에 작용하는 힘

$$\begin{aligned}
 f_3 &= c\dot{\delta}_3 + k(\delta_3 - \delta_{st}) \\
 &= c(-\dot{x}_1 \sin \beta - \dot{y}_1 \cos \beta) + k\left\{-x_1 \sin \beta - y_1 \cos \beta + \frac{(m+m_e)g}{2k(\cos \alpha + \cos \beta)}\right\}
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

④의 스프링과 댐퍼에 의해 드럼과 본체에 작용하는 힘

$$\begin{aligned}
 f_4 &= c\dot{\delta}_4 + k(\delta_4 - \delta_{st}) \\
 &= c(\dot{x}_1 \sin \beta - \dot{y}_1 \cos \beta) + k\left\{x_1 \sin \beta - y_1 \cos \beta + \frac{(m+m_e)g}{2k(\cos \alpha + \cos \beta)}\right\}
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

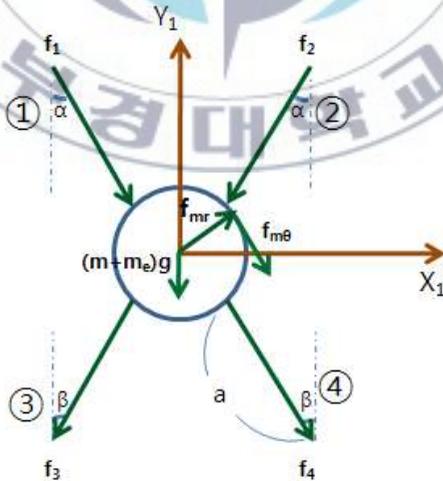


Fig. 2.6 드럼의 자유물체도

편심체의 회전에 의해 발생하는 접선력($f_{m\theta}$)과 법선력(f_{mr})은 식(2.9)와 같다.

$$\begin{aligned} f_{m\theta} &= m_e e \dot{w} \\ f_{mr} &= m_e e w^2 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Fig. 2.6의 드럼의 자유물체도를 바탕으로 드럼의 질량 m 에 대한 운동 방정식은 식(2.10), (2.11)와 같다.

$$(m + m_e) \ddot{x}_1 = f_1 \sin \alpha - f_2 \sin \alpha - f_3 \sin \beta + f_4 \sin \beta + f_{mr} \cos \omega t + f_{m\theta} \sin \omega t \quad (2.10)$$

$$(m + m_e) \ddot{y}_1 = -f_1 \cos \alpha - f_2 \cos \alpha - f_3 \cos \beta - f_4 \cos \beta + f_{mr} \sin \omega t - f_{m\theta} \cos \omega t \quad (2.11)$$

뉴턴의 제3운동법칙인 작용-반작용의 법칙에 의해 드럼에 가해진 힘의 방향과 반대방향의 힘이 캐비닛에 가해진다. Fig. 2.7은 캐비닛에 대한 자유물체도이며, 세탁기 전체의 거동 형태를 식(2.12)~(2.13)와 같이 나타낼 수 있다.

$$M \ddot{x}_2 = -f_1 \sin \alpha + f_2 \sin \alpha + f_3 \sin \beta - f_4 \sin \beta - f_{Ax} - f_{Bx} \quad (2.12)$$

$$M \ddot{y}_2 = f_1 \cos \alpha + f_2 \cos \alpha + f_3 \cos \beta + f_4 \cos \beta + f_{Ay} + f_{By} \quad (2.13)$$

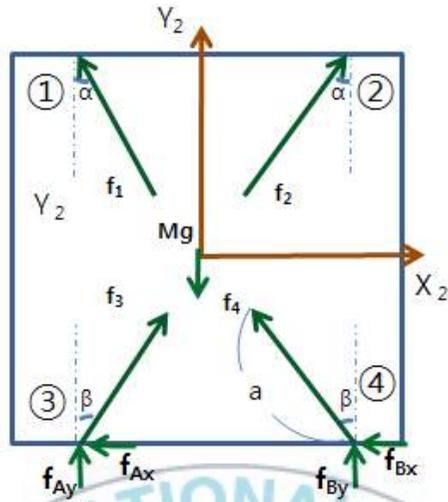


Fig. 2.6 캐비닛의 자유물체도

위의 식에 앞서 구했던 식(2.5) ~ (2.8)을 대입하면 식(2.14)과 같이 세
 탁기 시스템에 대한 4자유도 운동방정식을 유도할 수 있다.

$$(m + m_e) \ddot{x}_1 = 2c\dot{x}_1 \sin^2 \beta + 2kx_1 (\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha) + m_e e \omega^2 \cos \omega t + m_e e \dot{\omega} \sin \omega t \quad (2.14)$$

$$(m + m_e) \ddot{y}_1 = 2c\dot{y}_1 \cos^2 \beta + 2ky_1 (\cos^2 \beta + \cos^2 \alpha) - (\cos \alpha + \cos \beta) \frac{(m + m_e)g}{\cos \alpha + \cos \beta} + m_e e \omega^2 \sin \omega t - m_e e \dot{\omega} \sin \omega t$$

$$M \ddot{x}_2 = -2c\dot{x}_2 \sin^2 \beta - 2kx_2 (\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha) - f_{Ax} - f_{Bx}$$

$$M \ddot{y}_2 = -2c\dot{y}_2 \cos^2 \beta - 2ky_2 (\cos^2 \beta + \cos^2 \alpha) + (\cos \alpha + \cos \beta) \frac{(m + m_e)g}{\cos \alpha + \cos \beta} + f_{Ay} + f_{By}$$

3. 드럼세탁기의 해석모델

3.1 ADAMS 프로그램 개요

ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)프로그램은 미국 미시간 대학 연구팀이 개발하여 MDI(Mechanical Dynamic Inc)에서 시판하다가 MSC에 합병되어 지금은 MSC에서 판매, 관리하고 있는 동역학 해석 프로그램이다. ADAMS는 virtual prototype을 실현시키기 위한 아주 중요한 해석 코드로서 ADAMS의 기본 로직은 Newton의 운동방정식을 따르며 자동으로 Euler-Lagrange 방정식을 적용하여 삼차원 비선형 방정식을 풀이하게 되어있다. 프로그램의 전체적인 흐름은 일반 상용 프로그램과 마찬가지로 기본적으로 해석하고자 하는 시스템을 모델링하는 전처리단계, 모델링된 시스템의 운동방정식을 유도하며 해를 구하는 해석단계 및 해석 결과를 가시화 시켜주는 후처리 단계로 구성된다. 전처리 단계에서는 모델링 할 시스템에 대해 ADAMS 파일의 정확도를 판단하여 주며 해석 단계에서는 전처리 단계에서 구성된 모델로부터 시스템의 운동방정식을 구성한 뒤 운동방정식을 시간에 대해 적분하는 과정을 반복하면서 동적 응답을 구한다. 후처리 단계에서는 해석단계의 결과들을 수치적으로 또는 가시적으로 보여주고, 이를 토대로 설계변수를 정하여 이를 다시 해석함으로서 설계도구로서의 역할을 한다. ADAMS를 통해 해석을 수행하기 위해서는 다음과 같은 조건들이 필요하다.

▷Part 또는 Rigid body 의 MASS 와 Inertia

▷형상정보(Geometry System)

▷시스템의 연결(Mechanical joints, Higher-pair contacts, Elastic Elements)

▷시스템에 가해지는 외력 또는 경계조건

ADAMS는 static equilibrium, kinematic, linear, dynamic analysis에 대한 해석의 수행이 가능하며 해석결과를 변위, 각변위, 속도, 가속도, 힘 등으로 시간에 관련된 결과 값을 출력할 수 있다.



3.2 스프링 및 댐퍼의 특성 측정

본 연구에서는 실제 모델과 근접한 응답을 줄 수 있는 신뢰성 있는 해석모델을 구축하기 위하여 모델링에 앞서 연구대상 세탁기의 현가시스템 구성품 중 댐퍼, 스프링에 대한 특성시험을 Fig. 3.1와 같은 장비를 사용하여 실시하였다. 댐퍼의 특성 시험을 위해서 스프링과 고무부싱을 제거한 후 지그를 연결 하였으며 시험기의 상부에 위치한 액추에이터의 스카치 요크 운동에 의해 댐퍼가 가진된다. 이때의 가진 변위는 LVDT로 측정되며, 발생하는 힘은 하부에 있는 로드셀을 사용해서 측정된다.

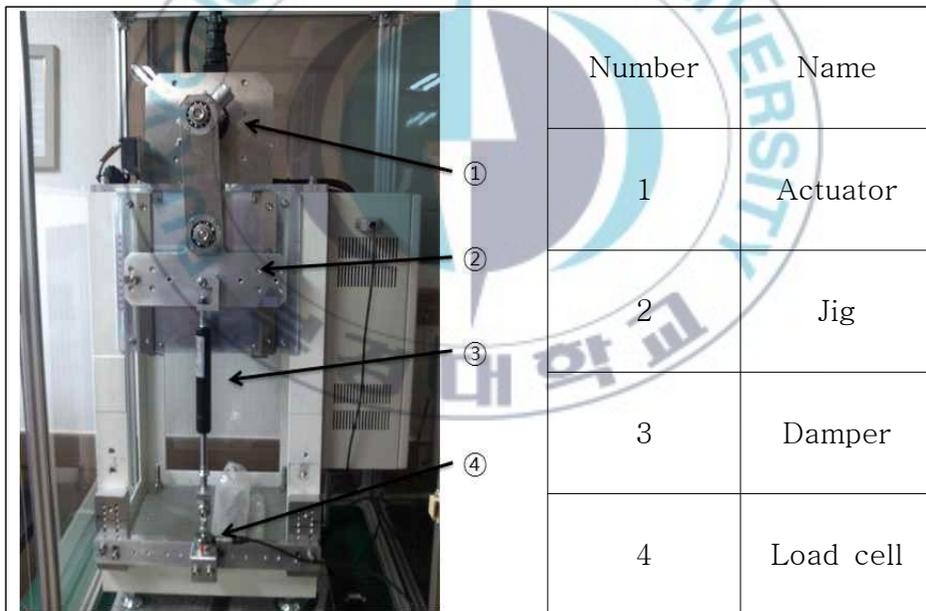


Fig. 3.1 특성시험 장비구성

특성 시험조건은 Table 3.1과 같으며, 시험 결과는 시험기에서 제공하는 디지털데이터로 시간, 변위, 힘을 저장하여 시험 결과를 분석하였다. 또한, 인장과 압축을 구분하기 위하여 댐퍼가 인장 운동을 할 때의 댐핑력을 “+”값으로, 반대 방향인 압축 운동일 때의 댐핑력을 “-” 값으로 표시하였다.

Fig. 3.2와 3.3은 세탁기의 전면부를 기준으로 우측에 장착되어 있는 마찰 댐퍼의 힘-변위 선도와 힘-속도 선도를 나타낸다. Fig. 3.2에서 힘-변위의 관계는 대략 타원형이며 힘-변위 곡선에 둘러싸인 면적이 사이클당 손실된 에너지를 나타낸다. Fig. 3.3에서 속도가 증가하는 궤적이 감소하는 궤적과는 다른 히스테리시스 발생하는데, 이는 댐퍼의 내부 마찰로 인한 것으로 판단된다. 그리고 어느 속도 이상에서는 감쇠력의 변화가 거의 없으며, 이로 보아 마찰댐퍼의 감쇠력은 속도와는 무관함 알 수 있다.

Fig. 3.4와 3.5는 좌측에 장착되어 있는 오일댐퍼의 힘-변위 선도와 힘-속도 선도를 나타낸다. Fig. 3.5에서 오일 댐퍼의 감쇠력은 속도에 의존하는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 3.6은 마찰댐퍼에 장착된 스프링의 특성 시험결과이다. Fig. 3.6을 통해 마찰댐퍼의 스프링 상수는 8.09 N/mm으로 구해졌다. 그리고 오일댐퍼의 스프링 상수는 특성 시험결과 8.26 N/mm로 구해졌다.

Table 3.1 특성시험 시험조건

항목	내용
시험기	파나소닉 감쇠력 시험기
스트로크	±8mm, 속도: 240rpm
시험온도	상온 22±1℃

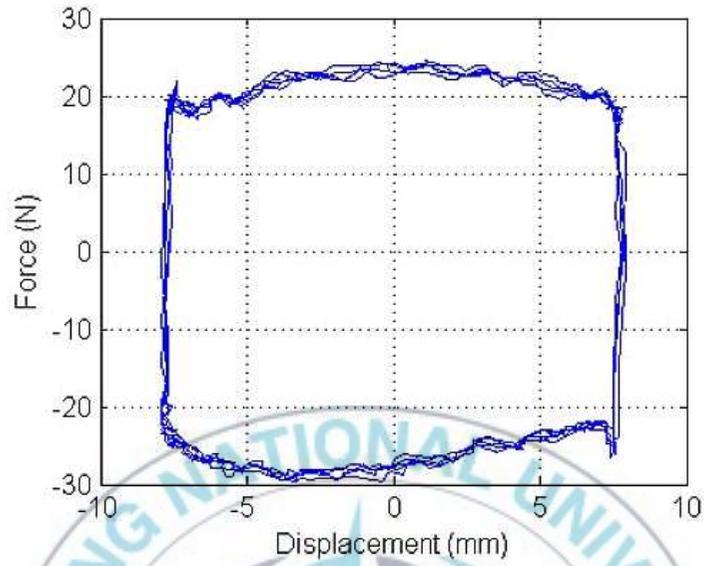


Fig. 3.2 마찰댐퍼의 F-D 선도

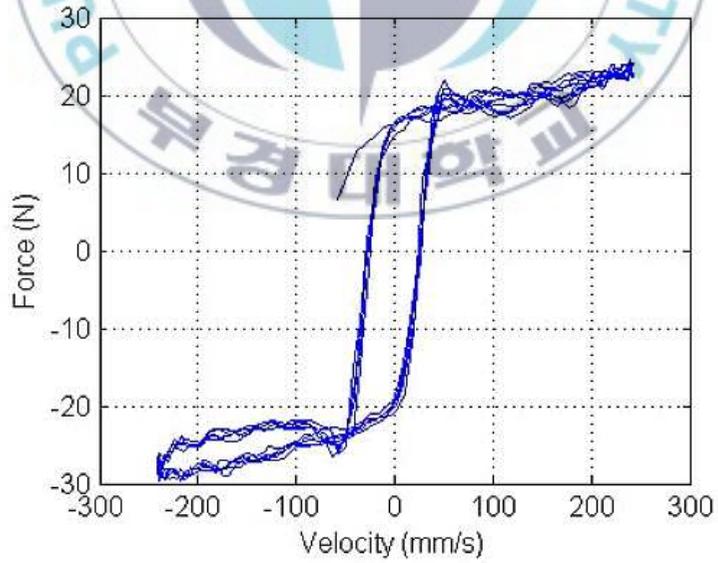


Fig. 3.3 마찰댐퍼의 F-V 선도

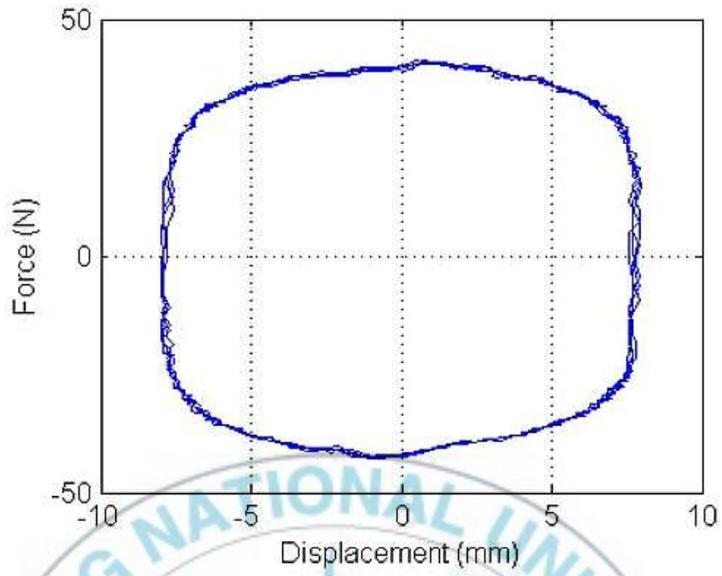


Fig. 3.4 오일댐퍼의 F-D 선도

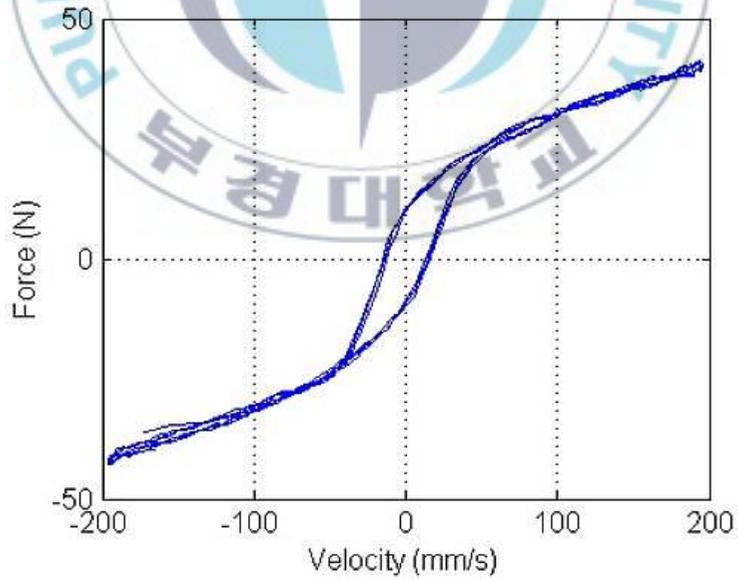


Fig. 3.5 오일댐퍼의 F-V 선도

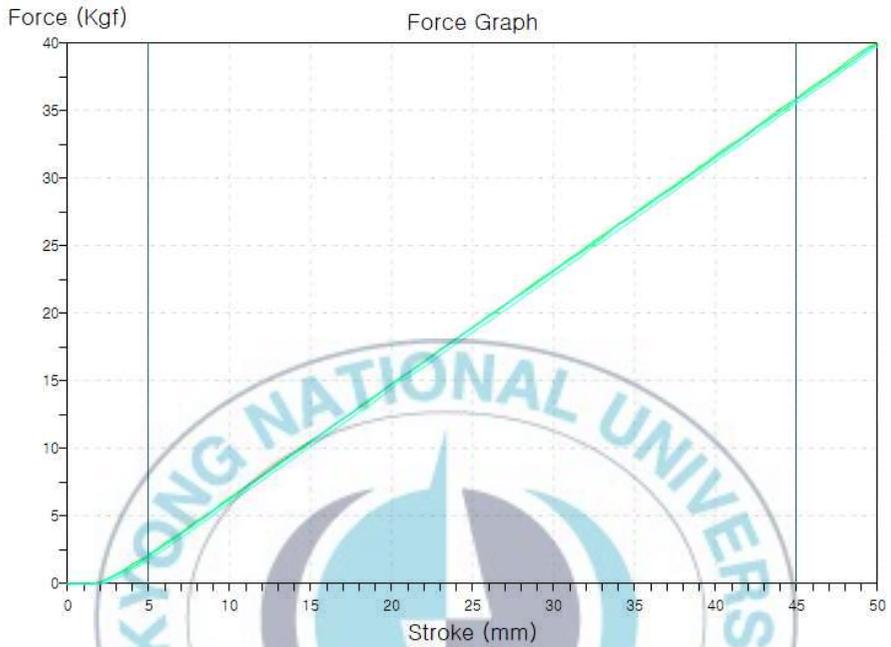


Fig. 3.6 스프링의 변위에 대한 힘 선도 (마찰댐퍼)

3.3 드럼세탁기의 동역학 모델링

본 연구에서는 드럼세탁기를 MSC/ADAMS를 사용하여 강체 요소, 힘 요소, 조인트 요소 및 구속 요소로 모델링하였다. 세탁기 시스템은 여러 부품들로 구성되어 있으며, 경계조건이 다양하기 때문에 모두를 고려하여 모델을 구축하기에는 어려움이 있으므로 모델을 간략화 시킬 필요가 있다. 모델의 간략화를 위해 세탁기의 동적거동에 영향을 미치는 주요 부품들인 터브, 드럼, 캐비닛, 댐퍼 등을 강체요소로 구성하였다. 그리고 이들 강체들은 조인트 요소를 이용하여 상호 구속을 하였다.

Fig. 3.7은 모델링한 해석모델이며 모델에 사용된 구속과 힘, 토크 벡터 등을 나타낸다. 터브와 캐비닛 사이에는 2개의 댐퍼가 위치하고 댐퍼와의 체결 부분은 후크 조인트를 사용하여 X, Y, Z축을 구속시키고 회전만을 허용하게 하였다. 또한 댐퍼의 양 끝단에 고무부싱이 위치하며, 이는 토크 벡터를 사용하여 구현하였다. 감쇠력과 스프링력은 힘 벡터를 사용하여 구현하였으며, 댐퍼의 로드와 실린더는 실린더리얼 조인트로 구속을 하였다. 캐비닛과 터브 상부에는 두 개의 스프링 요소를 사용하여 터브를 지탱하게 하였다. 드럼과 터브는 각각 원통형으로 모델링하였고 회전 조인트로 구속하였다. 그리고 드럼의 내부중심에 0.5 kg의 불평형 질량을 픽스 조인트를 사용하여 고정시켰으며, 캐비닛과 지면 사이는 부상요소를 사용해서 고무부싱을 표현하였다. 좀 더 알기 쉽게 드럼세탁기의 모델링에 대한 기하학적 설명을 Fig. 3.8에 나타내었다.

세탁기 모델링에 8개의 강체 요소를 사용하였고, 8개의 조인트를 모델링 하였으며, 모델의 전체 자유도를 Table 3.2에 정리하였다. 그리고 Table 3.3은 강체요소의 질량과 크기를 나타내며 연구 대상 세탁기를 분해하여 측정된 데이터들이다.

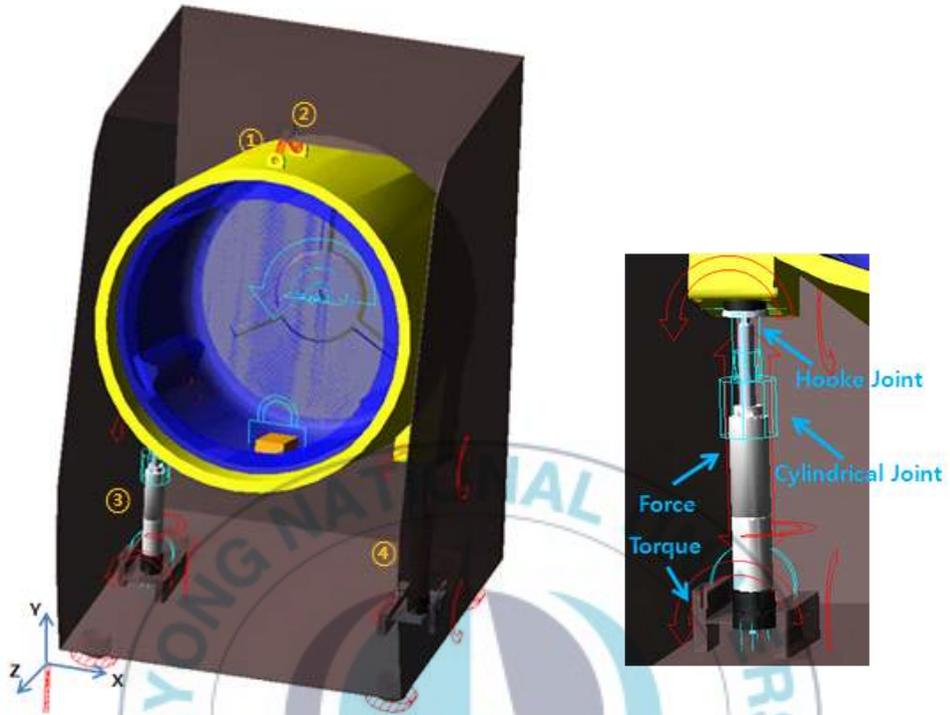


Fig. 3.7 드럼세탁기의 해석모델

Table 3.2 드럼세탁기 모델의 자유도

Number of coordinates	48
Number of bodies	8
Number of constraints	-36
Cylindrical joint	$2 \times (-4) = -8$
Revolute joint	$1 \times (-5) = -5$
Fixed joint	$1 \times (-6) = -6$
Hook joint	$4 \times (-4) = -16$
Driver constraint	-1
DOF	$48 - 36 = 12$

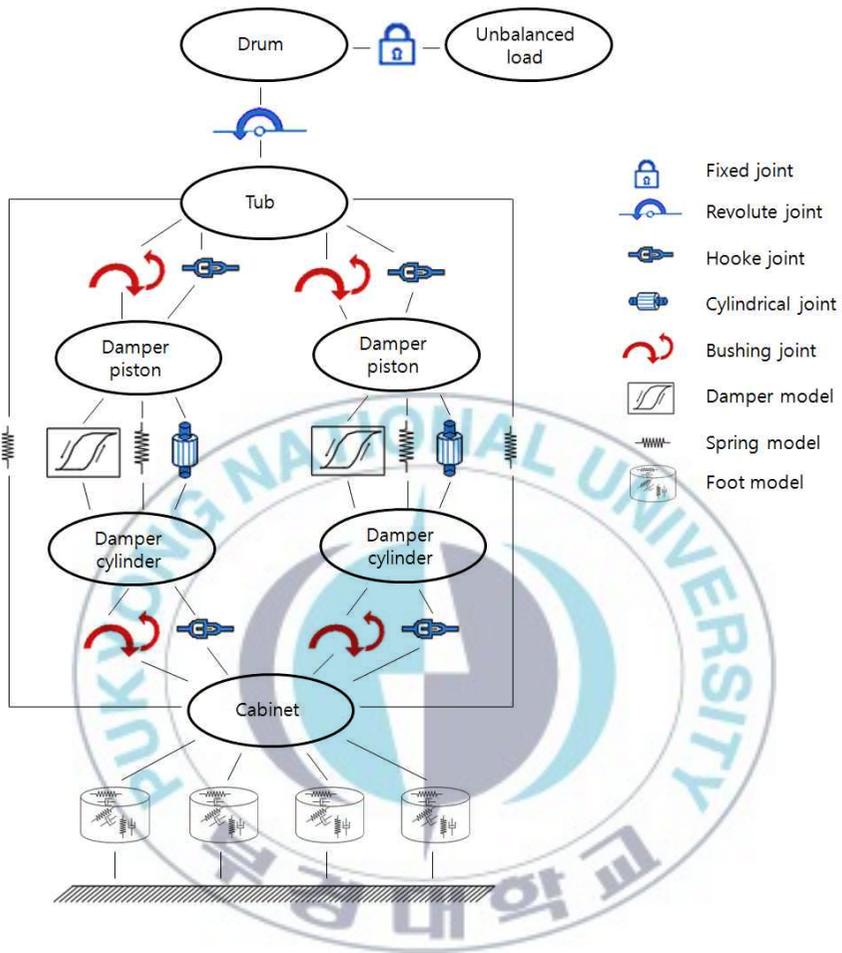


Fig. 3.8 드럼세탁기 모델의 기하학적 설명

Table 3.3 드럼세탁기의 제원

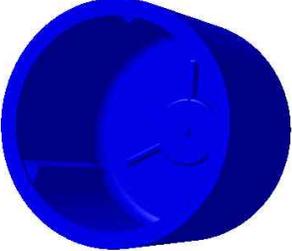
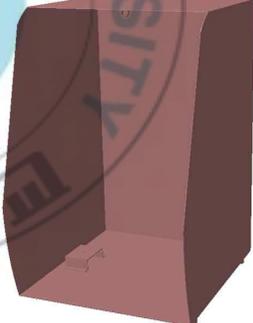
Name	Weight(kg)	Size(mm)	
Flange shaft & Drum	10	Diameter : 500 Height : 430	
Tub & Motor	24	Diameter : 570 Height : 500	
Cabinet	49	Length : 610 Width : 700 Height : 940	
Cylinder & Rod	Passive Damper: Cylinder : 0.25 Rod : 0.15 MR Damper: Cylinder : 0.3 Rod : 0.7	-	

Fig. 3.9는 시험을 통해 획득한 탈수 시 드럼의 회전속도이며 해석에서는 Motion에 구동 입력으로 썼다. 그리고 Table 3.4은 해석에 사용된 스프링 상수를 나타낸다.

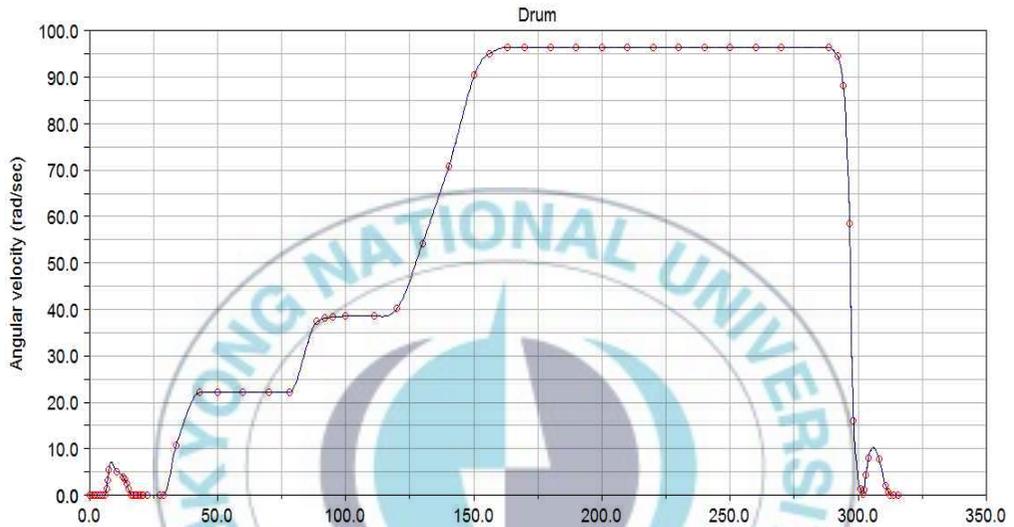


Fig. 3.9 드럼의 회전속도

Table 3.4 현가시스템의 스프링상수

Number	Spring const. (N/mm)
①	2.121
②	4.203
③ : Oil damper	8.26
④ : Friction damper	8.09

댐퍼는 일반적으로 힘에 대한 속도의 특성이 비선형성을 가진다. ADAMS에서 모델링을 할 때에는 두 가지의 방법이 이용된다. 첫 번째는 힘 대 속도 특성을 선형으로 간주하고 감쇠계수 c 값을 입력하는 방법이다. 두 번째 방법은 감쇠계수 c 값을 힘에 대한 속도 특성 데이터를 곡선 적합(curve fitting)해서 입력하는 방법이다. 두 번째 방법이 댐퍼의 비선형성을 잘 표현하므로 두 번째 방법이 주로 사용된다.[9][10]

본 연구에서는 댐퍼의 특성시험 데이터를 참고하여 두 번째 방법을 사용하여 댐퍼를 모델링하였다. Fig. 3.10와 3.11은 해석에 사용된 댐퍼의 힘-속도 선도를 나타낸다.

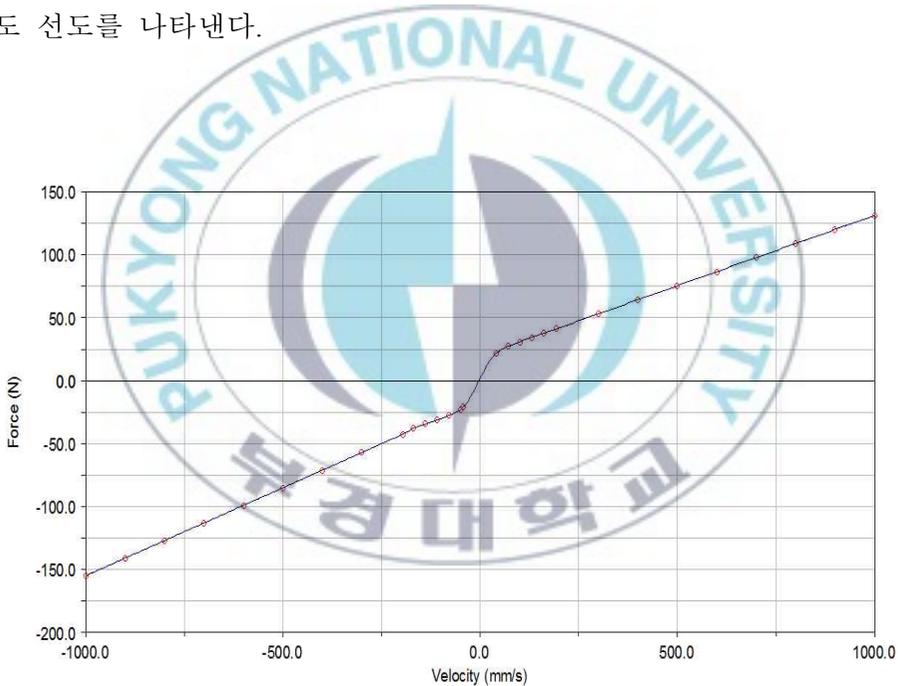


Fig. 3.10 곡선적합한 오일 댐퍼의 F-V 선도

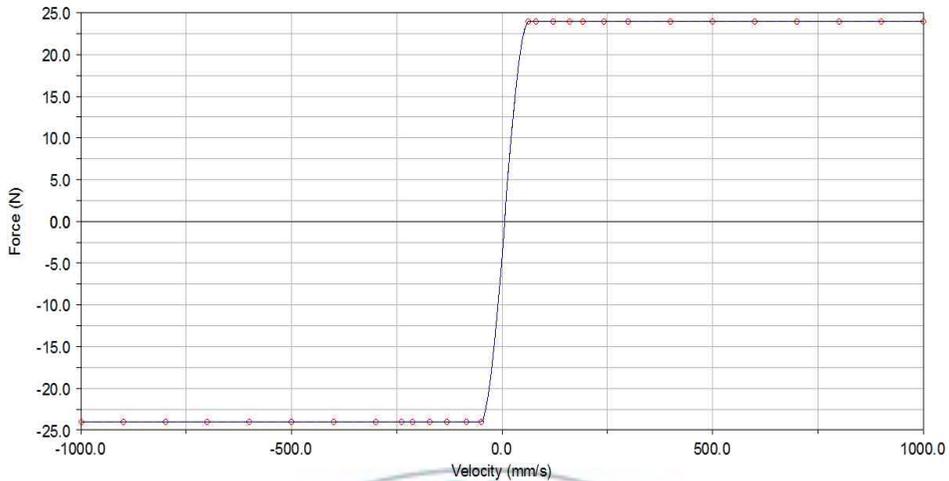


Fig. 3.11 곡선접합한 마찰댐퍼의 F-V 선도

3.4 드럼세탁기의 진동특성 시뮬레이션

탈수모드에서 세탁물의 거동을 고려한 불평형 질량(0.5kg)을 드럼의 중간지점에 고정하고 시험을 통해서 얻어진 드럼의 회전 속도를 구동입력으로 넣어서 시뮬레이션을 수행하였다. 본 연구에서 모델링된 모델은 12자유도를 가지며 총 12개의 모드가 존재하며 고유진동수에 대한 세탁기의 거동을 파악하기 위해 모드해석을 수행하였다. Table 3.5는 모달해석 결과이며 각 모드에서의 고유진동수와 감쇠비가 정리되어있다. Fig. 3.12는 정적평형상태에서의 모드형상을 보여준다. 1차 모드는 터브가 z축에 대해 약간의 회전을 가지면서 x축 방향으로 병진운동을 하며, 2차 모드는 터브의 아래 포인트를 기준으로 역진자 운동을 한다. 그리고 3차 모드는 스프링, 댐퍼, 터브, 드럼을 포함한 질량중심의 y축에 대하여 회전 운동을 한다. 4차 모드는 터브가 y축으로 병진운동을 하며, 5차 모드는 터브 상부

포인트를 기준으로 진자운동을 한다. 6차 모드는 드럼의 회전 축 위 포인트를 기준으로 터브가 회전 운동을 한다. 이상의 6개의 모드는 터브의 운동만 포함하며 캐비닛의 바닥판은 움직이지 않는다. 이는 터브를 지지하는 현가시스템의 부싱이 캐비닛 다리 부분의 부싱보다 좀 더 소프트하기 때문으로 판단된다. 이로부터 터브의 앞-뒤, 좌우 변위는 현가시스템을 구성하는 부싱의 특성과 관련이 있음을 알 수 있다.

Fig. 3.13~3.16은 세탁기 전면부를 기준으로 캐비닛 4개의 다리를 통해 바닥에 전달된 힘을 나타낸다. 드럼의 회전속도가 증가되는 구간에서 4개의 그래프 모두 3지점에서 피크치가 확인된다. 이는 드럼의 회전 속도가 공진점을 지나면서 발생한 것으로 판단된다.

Fig. 3.17~3.18은 터브 상부 포인트에서의 x, y축 가속도를 나타낸다. 회전 속도가 높아질수록 가속도 또한 증가되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 3.19는 캐비닛 다리에서의 시간응답을 FFT한 결과를 나타낸다.

Table 3.5 고유진동수와 감쇠비

MODE NO.	UNDAMPED NATURAL FREQUENCY (Hz)	DAMPING RATIO	REAL	IMAGINARY
1	1.375	0.1874221	-2.577816E-001	±1.351033
2	1.933	0.03875556	-7.491948E-002	±1.931676
3	2.500	0.08666847	-2.167047E-001	±2.490979
4	4.013	0.7551396	-3.030659	±2.631025
5	4.247	0.09418228	-4.000543E-001	±4.228779
6	4.702	0.03670952	-1.726254E-001	±4.699301
7	4.757	0.6525742	-3.104762	±3.605038
8	8.838	0.249514	-2.205304	±8.558849
9	9.029	0.241504	-2.180757	±4.199152
10	10.002	0.09438664	-9.441348E-001	±8.762588
11	14.547	0.09121388	-1.326956	±14.48710
12	15.003	0.07218797	-1.083052	±14.96408

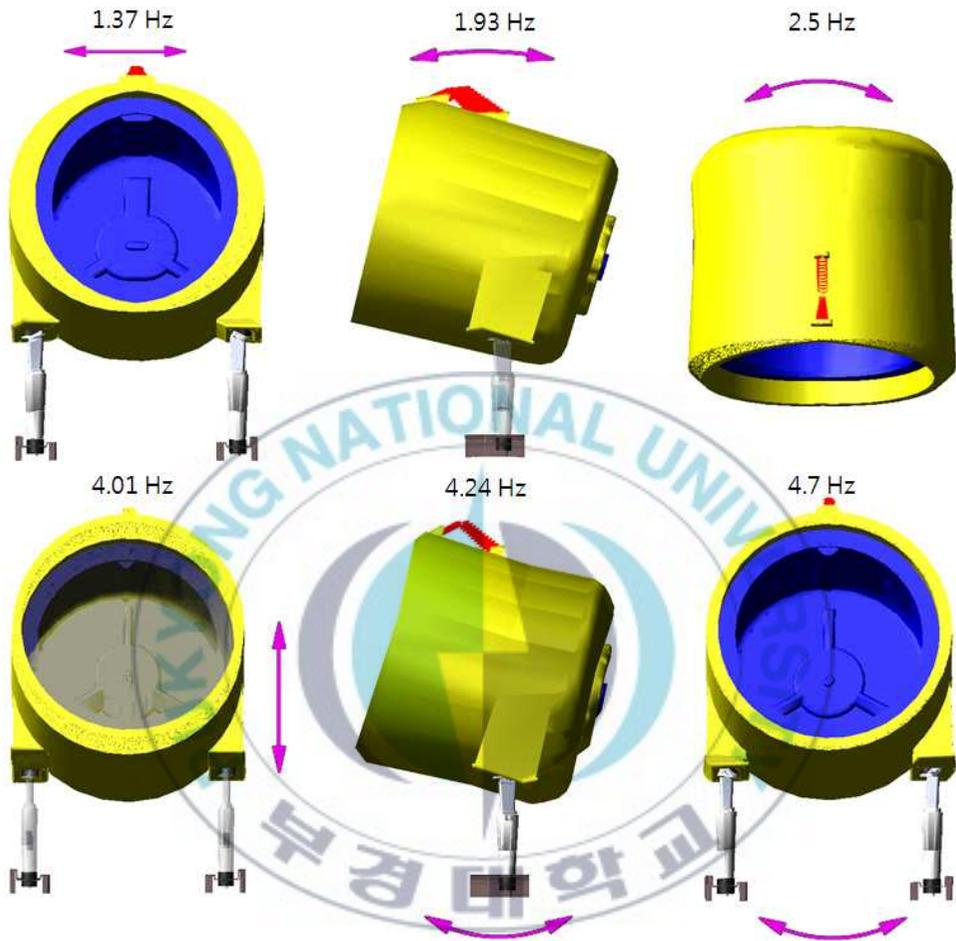


Fig. 3.12 드럼세탁기 모델의 1~6차 모드형상

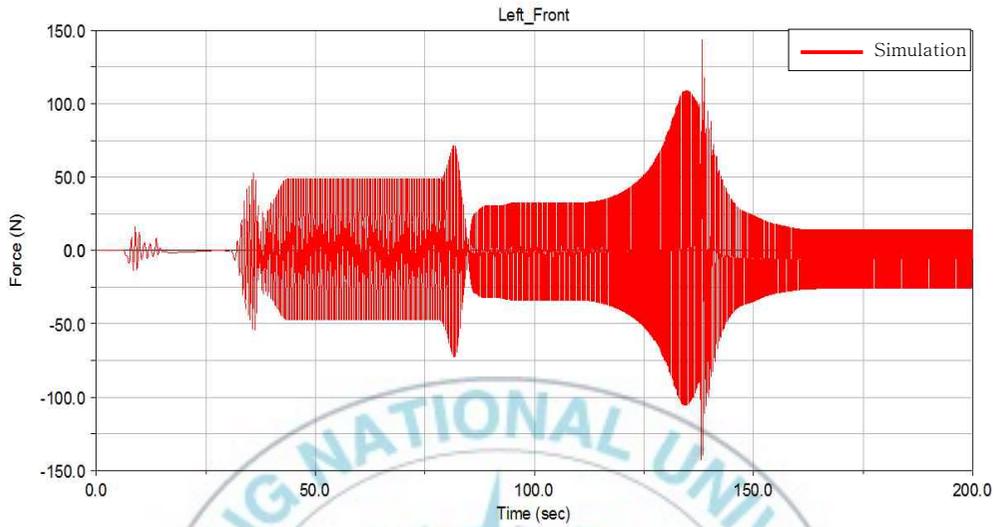


Fig. 3.13 캐비넷 다리의 지면 전달력 (Left Front)

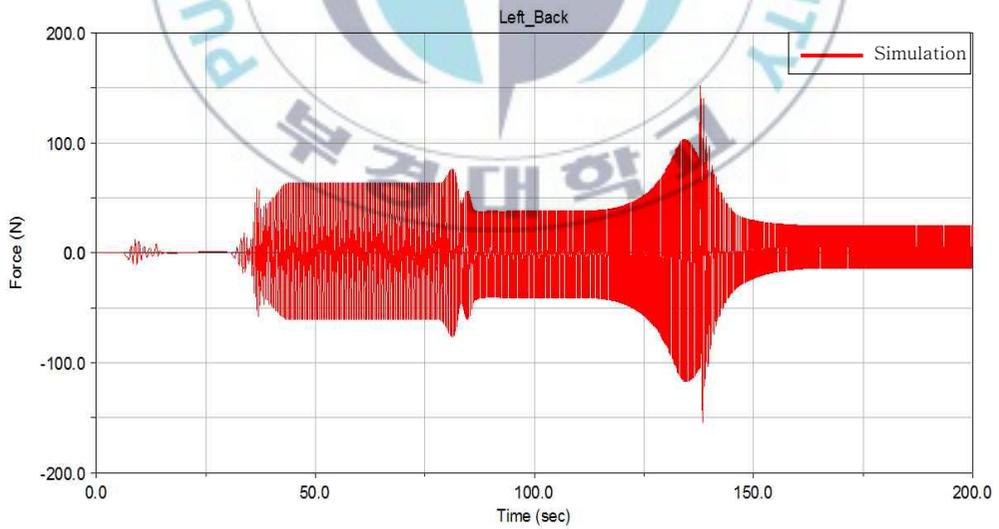


Fig. 3.14 캐비넷 다리의 지면 전달력 (Left Back)

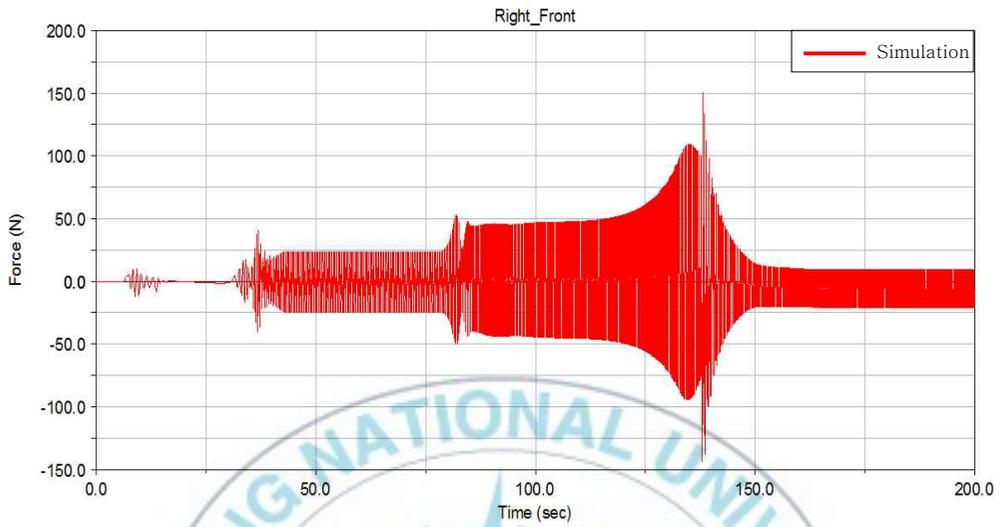


Fig. 3.15 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Right Front)

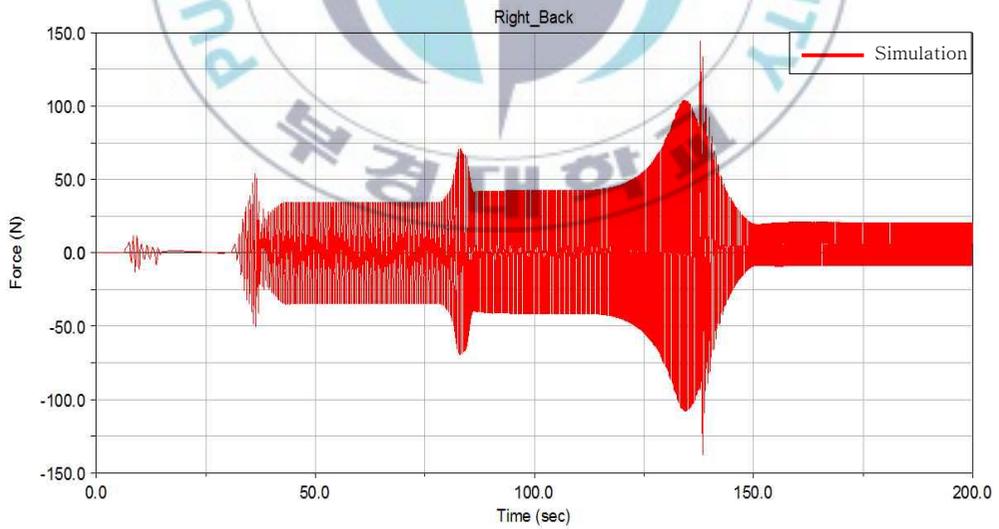


Fig. 3.16 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Right Back)

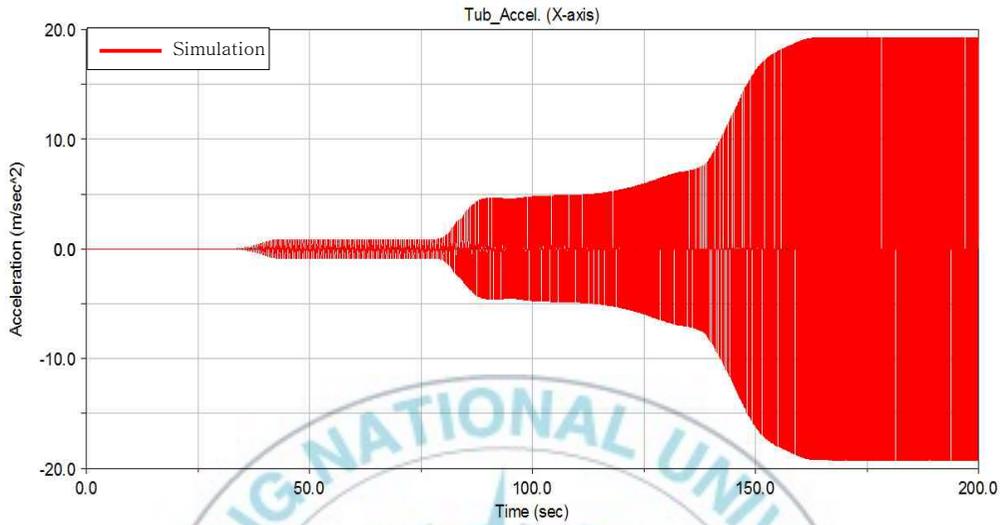


Fig. 3.17 터브의 가속도 (x축)

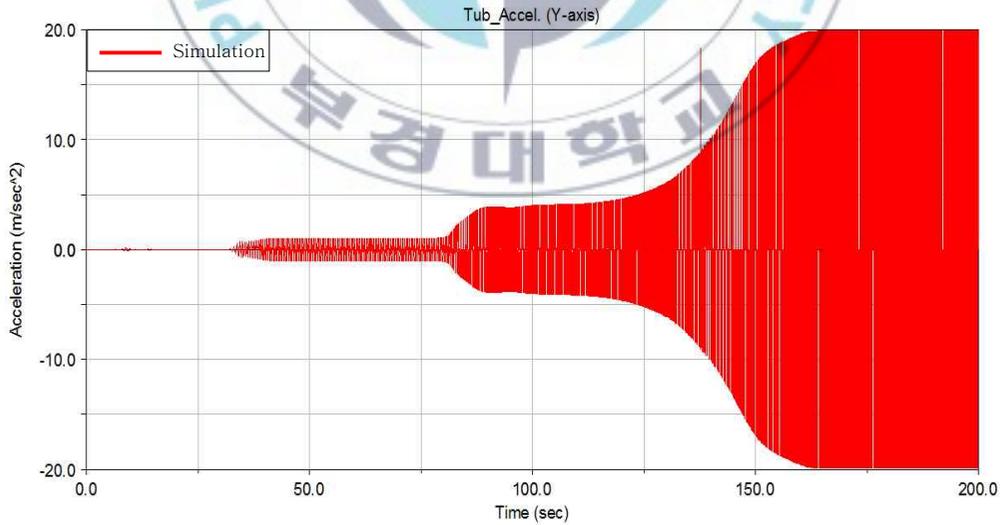


Fig. 3.18 터브의 가속도 (y축)

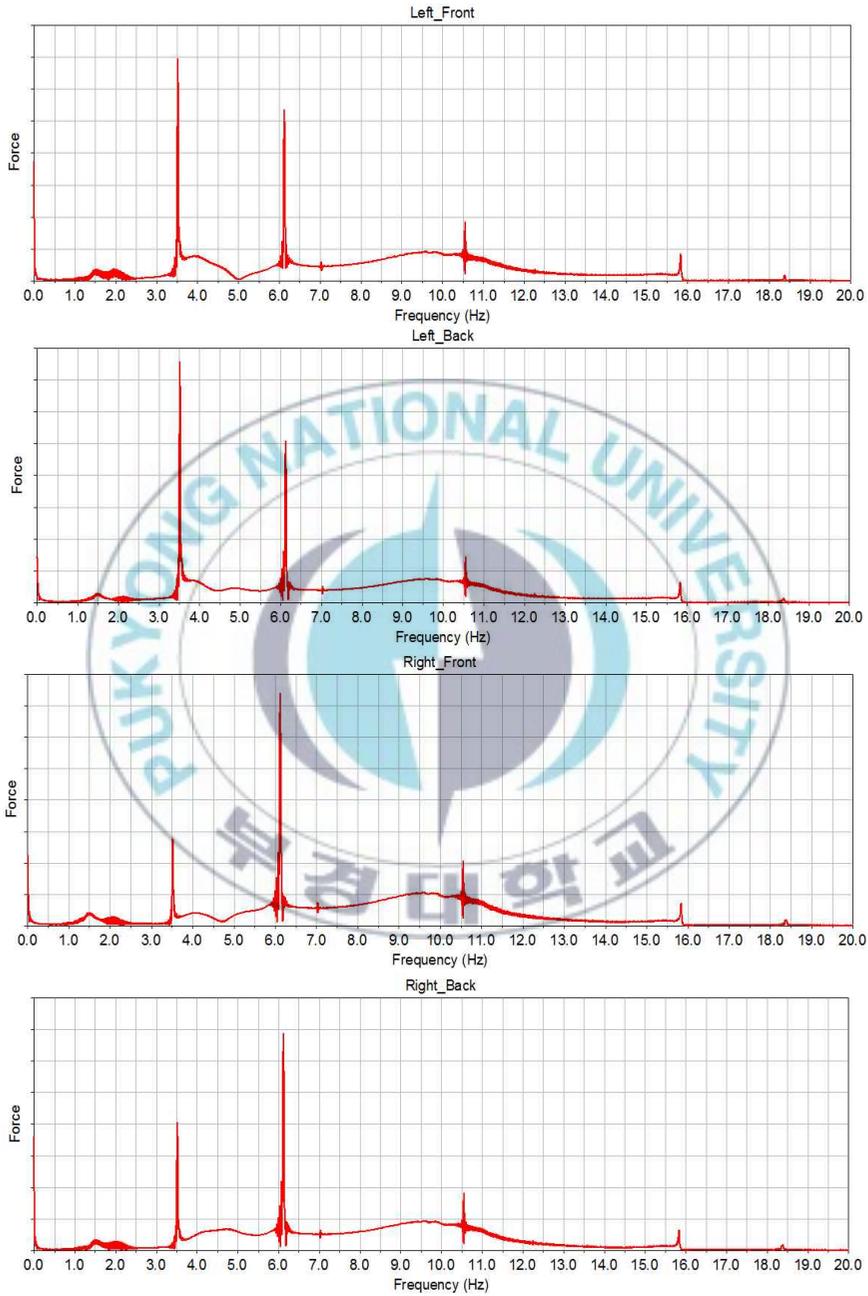


Fig. 3.19 캐비닛 다리의 지면전달력에 대한 FFT 결과

4 드럼세탁기의 진동특성 시험

ADAMS로 모델링한 해석모델의 검증을 위해서 터브의 x, y축 가속도와 캐비넷 다리 4개에서의 지면 전달력을 측정하였다.

4.1 시험장치 및 내용

4.1.1 시험장치

드럼세탁기의 진동특성을 시험하기 위해서 Fig. 4.1과 같은 시험장비를 구성하였다. 터브의 가속도를 측정하기 위한 가속도계는 B&K사의 Type 4371 모델로 10G까지 측정 가능한 가속도계를 선택하여 사용하였다. 그리고 캐비넷을 통한 지면전달력을 측정하기 위한 로드셀은 BONGSHIN사의 bma-1004k(100kg) 모델을 사용하였다. 각 시험 장비들은 Fig. 4.1과 같이 연결되게 되며, 모든 데이터 값은 NI사의 DAQ 장비와 Labview를 통하여 측정 및 기록하였다.

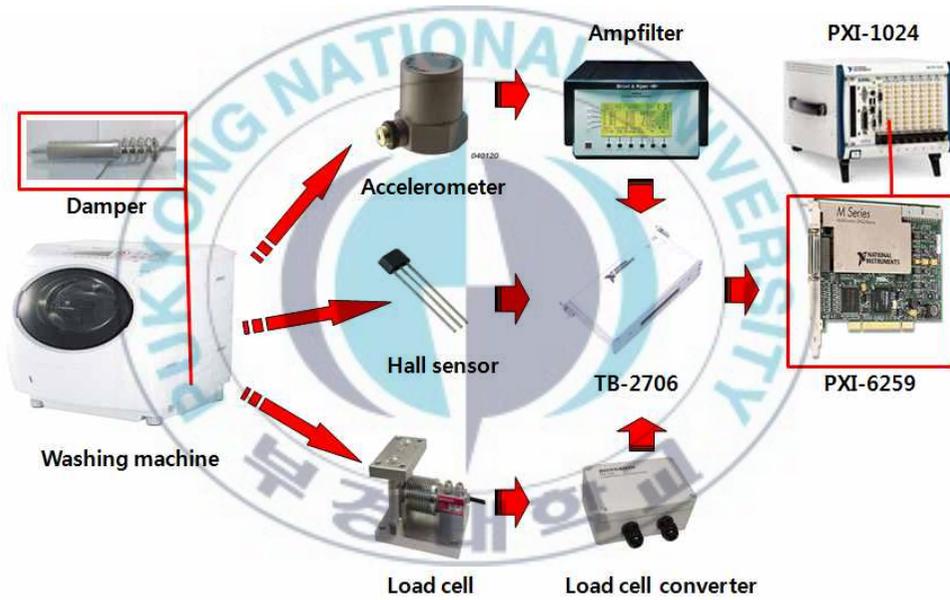


Fig. 4.1 진동시험 장비 구성

4.1.2 시험내용

세탁과정은 크게 세탁모드와 탈수모드로 나뉘는데, 모든 시험은 탈수모드에서 불균형질량을 부착하여 터브의 가속도와 캐비닛의 작용하중을 측정하였다. 또한 드럼세탁기의 진동해석을 위해 필요한 구동 입력치를 구하기 위해서 Fig. 4.2와 같이 홀센서를 사용하여 탈수모드에서 드럼의 회전속도를 측정하였다. 가속도 센서는 Fig. 4.4와 같이 터브의 x, y축의 가속도를 측정하기 위해 터브의 상부에 2개의 가속도 센서를 부착하였다. 그리고 Fig. 4.5와 같이 캐비닛 다리 4지점에서의 작용하중을 측정하기 위한 로드셀을 장착하는데 필요한 알루미늄 프레임을 제작하여 설치하였다

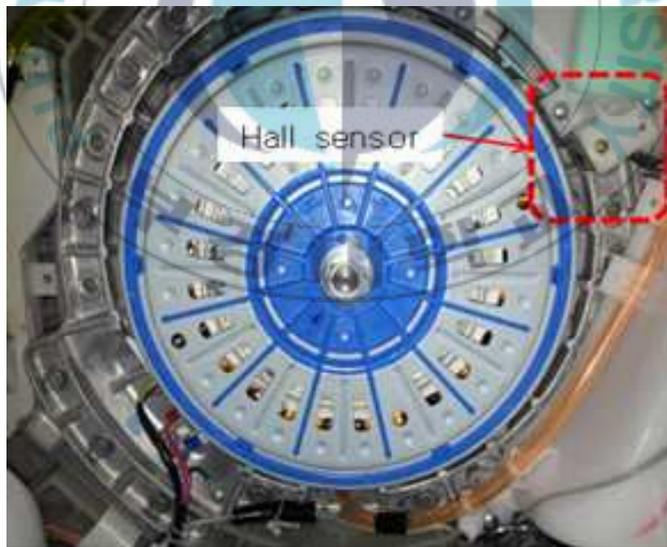


Fig. 4.2 홀센서 부착 위치

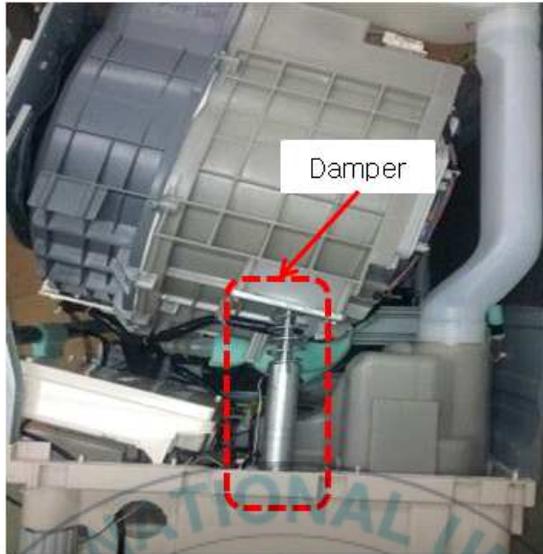


Fig. 4.3 드럼세탁기의 현가시스템 위치



가속도계
부착위치



Tub의 y축
측정

Tub의 x축
측정

Fig. 4.4 가속도계 부착 위치

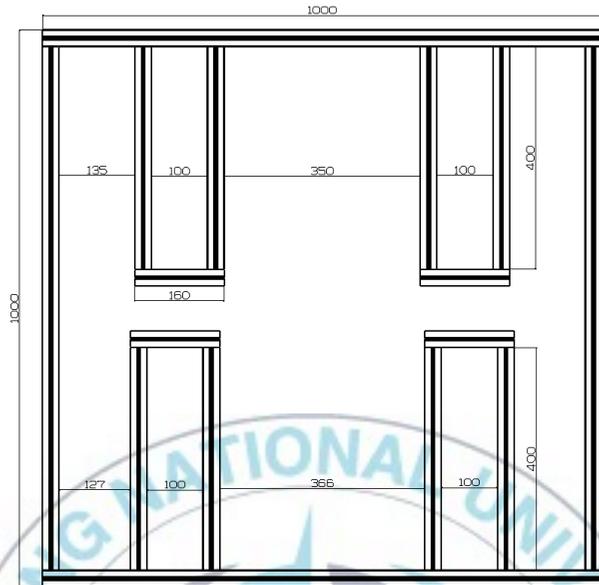


Fig. 4.5 로드셀 받침대 및 장착 모습

4.1.3 불평형 질량

세탁기의 진동은 세탁물이 드럼 내에 고루 분포되어 있지 않고 한 곳에 집중되었을 때와 중심점에서 제일 가장자리로 벗어났을 때 심해진다. 세탁기의 진동시험에서는 탈수과정에서 옷감의 거동을 고려한 가진원이 주어져야하며 실제 옷감을 넣는 방법 또는 부가질량을 부착하는 방법이 사용된다. 첫 번째 방법은 드럼 안에서 옷감이 자유롭게 움직일 수 있어서 시험 결과는 반복적이지 않고 특정시간에서의 진동특성을 분석하기는 어렵다. 주로 물 배수에 대한 성능 실험[11], 하중분포 실험[12]에 사용된다.

본 연구에서는 실제 드럼세탁기의 탈수과정에서 옷감의 거동을 고려하여 두 번째 방법을 사용하여 Fig. 4.6과 같이 0.5kg의 부가질량을 드럼내부 중심에 부착하여 세탁물이 한 곳에 모이는 효과를 구현하였다.

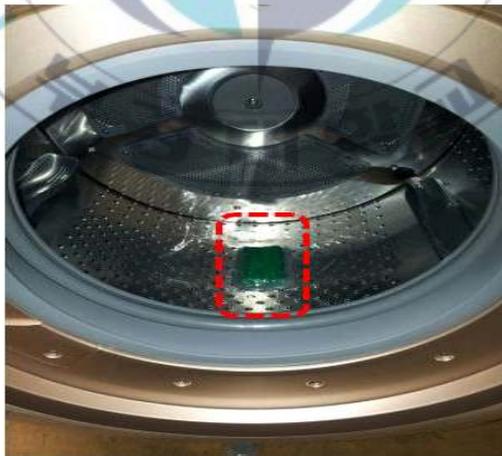


Fig. 4.6 불평형 질량 부착 위치

4.1.4 Labview 측정 프로그램 구성

터브의 가속도, 캐비넷의 작용하중, 드럼의 회전속도를 측정하기 위한 소프트웨어로는 NI사의 Labview를 사용하였다. Labview는 측정 및 컨트롤 어플리케이션을 구축하기 용이한 프로그램이며, 크게 프론트 패널과 블록 다이어그램으로 나눌 수 있다. 프론트 패널은 디스플레이가 되는 곳이며 블록 다이어그램은 측정하기 위한 코드를 작성하는 부분이 된다. 본 시험에서 측정하기 위한 프로그램으로 Fig. 4.7, 4.8와 같이 프론트 패널과 블록 다이어그램으로 구성 하였다.[13]

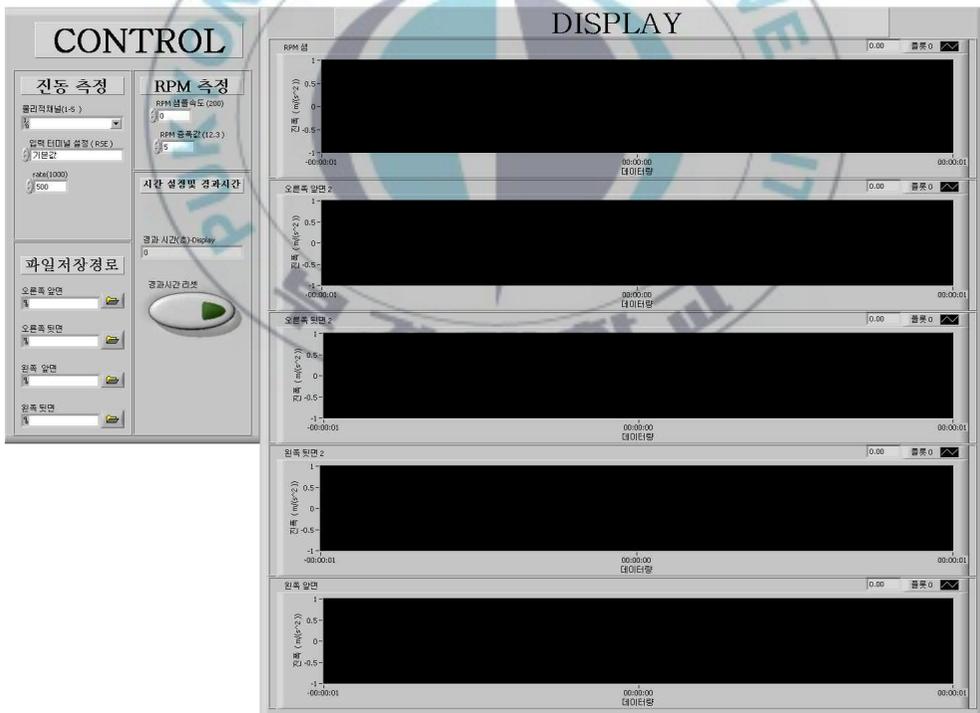


Fig. 4.7 프론트 패널

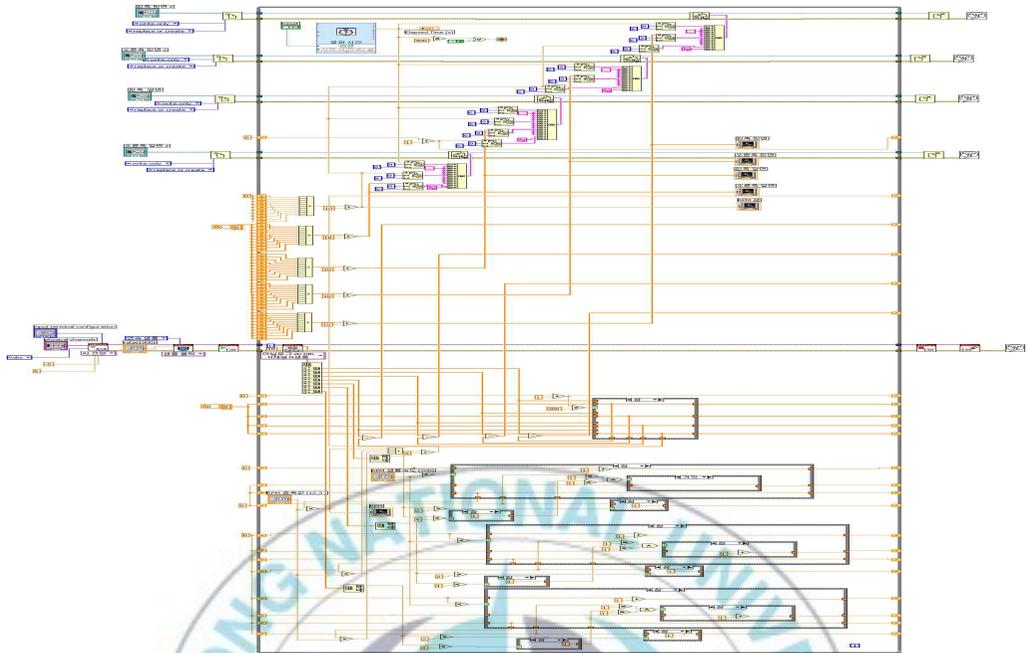


Fig. 4.8 블록다이아그램

4.2 진동특성 시험 결과

Fig. 4.9~4.12는 캐비닛을 통해 바닥에 전달된 힘의 시험값을 보여준다. 3.4절의 시간응답 시뮬레이션 결과와 비교를 해보면 시뮬레이션과 시험 결과 모두 3지점에서 피크치가 확인되며, 거의 비슷한 시간대에 튀는 것을 알 수 있다. 그리고 전달된 힘에 대해서 오차가 존재하는데 이는 시뮬레이션에서 각 파트의 물성치가 실제와는 차이가 있고 실제 세탁기 시스템에서는 무게중심이 중앙에 존재하지 않고 설치에 따라 한 쪽으로 기울 수 있기 때문에 그에 관한 오차로 판단된다. Fig. 4.13~4.14는 터브의 가속

도 데이터이며 시뮬레이션과 동일한 측정지점에서 얻은 데이터이다. 드럼의 회전 속도가 증가하면 x, y축의 가속도가 증가되는 것을 볼 수 있다. 이상의 시험과 시뮬레이션 결과에서 약간의 오차가 존재하지만 해석모델을 사용한 시뮬레이션이 연구 대상 세탁기의 동적 특성을 잘 표현한다고 판단된다.

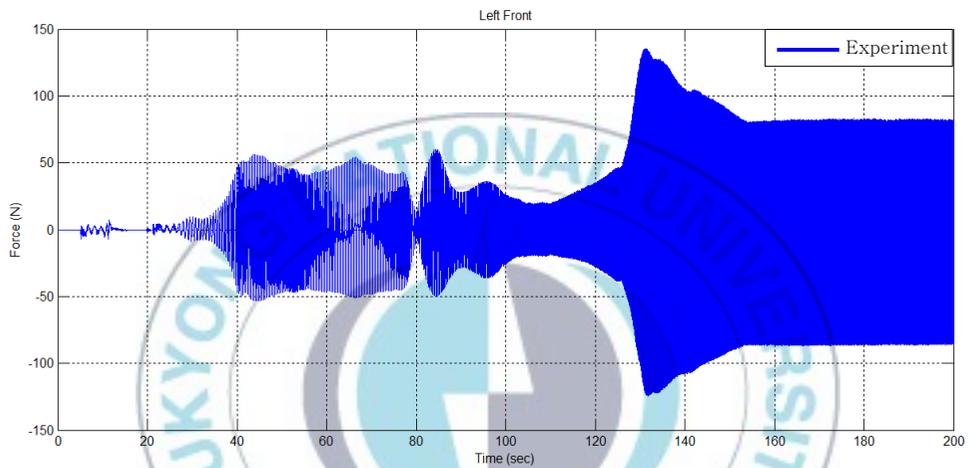


Fig. 4.9 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Left Front)

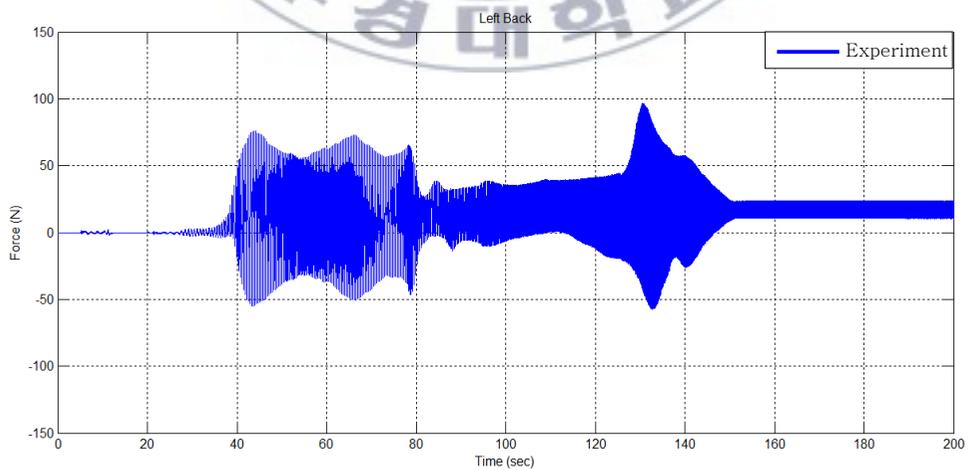


Fig. 4.10 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Left Back)

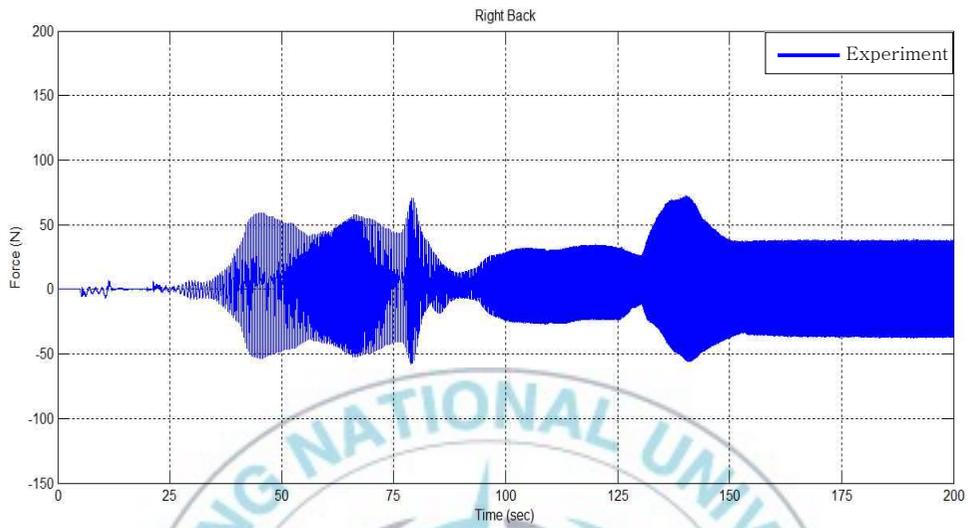


Fig. 4.11 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Right Front)

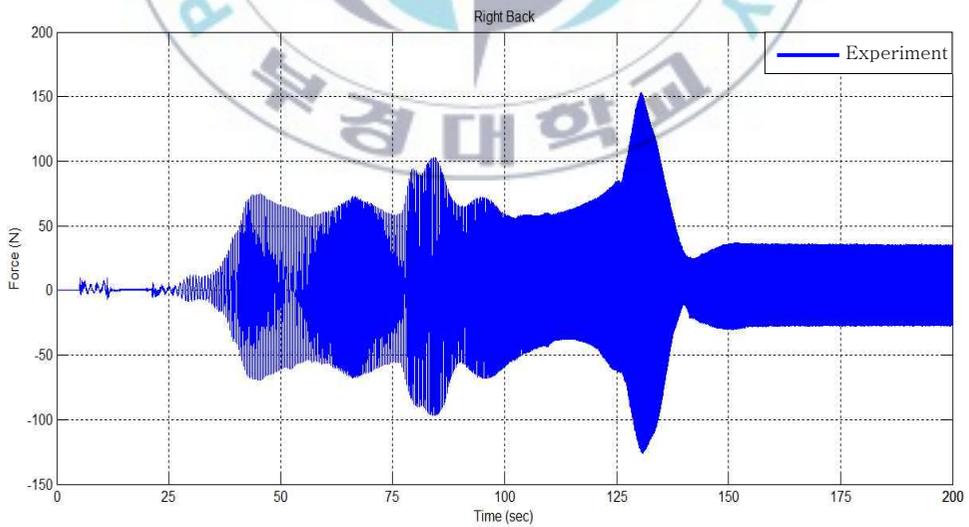


Fig. 4.12 캐비닛 다리의 지면 전달력 (Right Back)

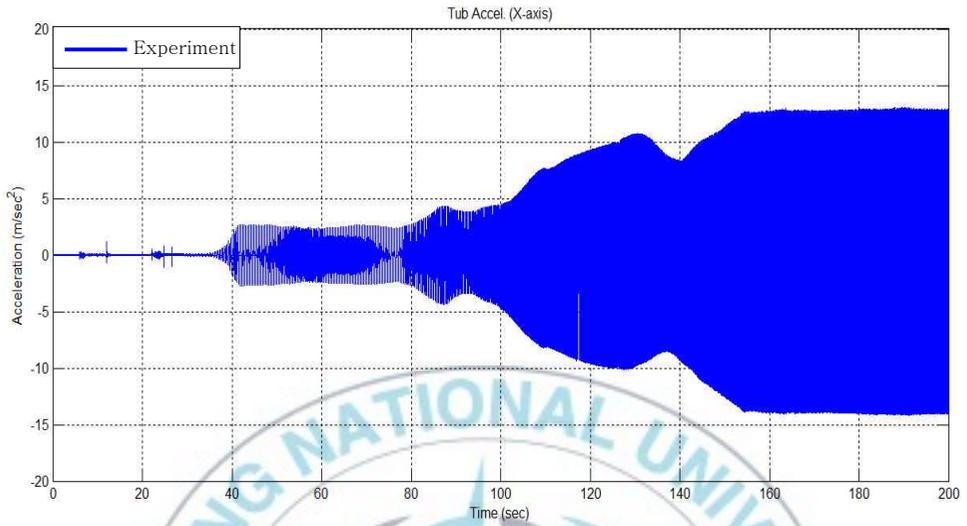


Fig. 4.13 터브의 가속도 (x축)

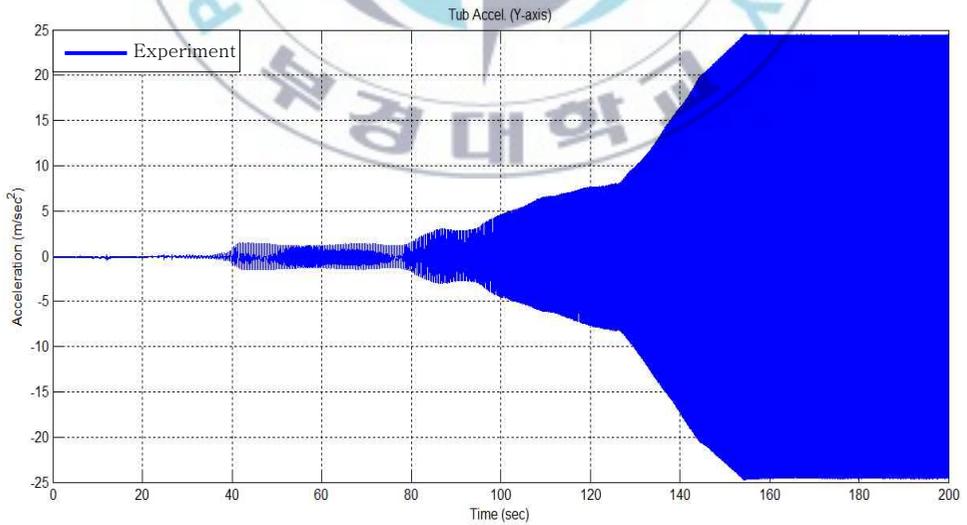


Fig. 4.14 터브의 가속도 (y축)

5 현가시스템의 최적설계

5.1 최적설계 기본이론

최적설계는 설계에 주어진 모든 제약조건을 만족시키면서 목적함수를 최소화하는 설계변수를 찾는 것을 의미한다. 따라서 최적설계문제를 정식화 하면 식(5.1), (5.2)와 같이 최소화 문제로 변환 할 수 있다.

$$\text{minimize } f(x); x \in R^n \quad (5.1)$$

Subjected to

$$\begin{aligned} g_i(x) &> 0; i = 1 \text{ to } m \\ h_j(x) &= 0; j = 1 \text{ to } q \end{aligned} \quad (5.2)$$

즉, m 개의 부등호 제약조건 $g_i(x)$ 와 q 개의 등호 제약조건 $h_j(x)$ 를 만족하면서 목적함수 $f(x)$ 를 최소화하는 n 개의 실수인 설계변수 $x \in R^n$ 을 구하는 문제가 된다. 이런 최적화 문제는 카러쉬 쿤 터거 (Karush-Khun-Tucker) 필요조건 (necessary condition)을 만족 시키는 해를 구함으로서 해석적으로 풀 수 있다. 그러나 함수의 비선형성이나 제약 조건이 많은 경우는 이 해석적 방법으로 해를 구하는 것이 매우 어렵다. 많은 공학설계 문제에서는 해석적 방법이 적절하지 못한 경우가 있다. 따라서 이런 공학 문제의 최적화를 위한 체계적인 수치해석법이 필요하다. 수치해석법에서는 초기설계를 설정하고 이 설계변수를 최적의 조건을 만족할 때까지 반복적으로 구한다. 이 방법을 이용하면 초기 설계 근방의 국소 최적 설계에 수렴하게 되며 이를 국소 최적설계라 한다. 국소 최적설

계법의 대표적인 알고리즘은 수정 가능 방향법(Modified Method of Feasible Direction :MMFD), 순차 선형계획법(Sequential Linear Programming :SLP), 순차 2차계획법(Sequential Quadratic Programming :SQP) 등이 있다. 전역 최적설계를 구하기 위한 방법으로는 유전 알고리즘(Genetic Algorithm :GA), 냉각 기법(Simulated annealing :SA), 등이 있다.[14][15]

5.2 현가시스템의 최적설계 수식화

본 연구에서는 세탁기의 현가시스템을 구성하는 스프링, 댐퍼, 부싱을 최적화하여 그 결과를 비교 분석해 보았다. 3.3절에서 모델링된 세탁기의 해석모델을 이용하였으며, ADAMS에 내장되어 있는 최적화 툴을 적용하여 수행하였다. 최적설계 알고리즘은 순차 2차계획법(SQP)을 이용하였다.

5.2.1 지면 전달력 최적화

캐비닛의 지면 전달력의 최적설계에 대한 정식화는 식(5.3)와 같이 정의하였다. 설계변수는 세탁기 현가시스템을 구성하는 스프링과 댐퍼의 스프링상수와 감쇠계수로 선정하였다. 그리고 설계변수의 허용범위는 다른 세탁기의 계수들을 참고하여 결정하였다. 목적함수는 식(5.3)과 같이 캐비닛을 통해 바닥에 작용하는 하중의 RMS(Root mean square)값을 최소화 하는 것으로 설정하였다. 그리고 목적함수 수렴에 대한 절대치가 $1e-4$ 이거나 설계변수 수렴에 대한 절대치가 $1e-4$ 일 때 최적설계는 종료되도록 하였다.

$$\text{Minimize } F = \sum_{i=1}^4 \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [f_i(t)]^2 dt} \quad (5.3)$$

$$\text{Subject to } 3 \leq k_i \leq 12 \quad (N/mm), \quad i = 1, 2$$

$$0.02 \leq c_i \leq 0.2 \quad (N.s/mm), \quad i = 1, 2$$

5.2.2 터브의 변위 최적화

세탁기의 개발 및 연구에서 주요 관심사 중 하나는 세탁물의 용량의 증가이다. 용량의 증가는 드럼과 터브의 크기를 증가시키며, 가전제품의 소형화에 따라 크기 변경이 불가능할 때에는 터브와 캐비닛사이의 공간을 활용할 필요가 있다. 그에 따라 터브와 캐비닛의 충돌로 인한 소음과 충격이 발생 할 수 있다.

내부 부품사이의 충돌을 방지하기 위한 최적 설계의 정식화는 식(5.4)와 같이 정의 하였다. 설계변수는 3.4절의 모달해석에서 터브의 거동에 영향을 미치는 현가시스템의 상부, 하부 부싱에 대한 스프링상수와 감쇠계수를 선정하였다. 목적함수는 터브의 좌-우 변위를 최소화하는 것으로 설정하였다.

$$\text{Minimize } D = \max(X(t)) \quad (5.4)$$

$$\text{Subject to } 0.8 \leq k_z^l, k_z^u \leq 2.5 \quad (N.m/deg)$$

$$0.02 \leq c_z^l, c_z^u \leq 0.07 \quad (N.m.s/deg)$$

5.3 최적설계 문제의 해석결과

5.2절에서 다루었던 최적설계의 결과로 바닥에 전달되는 힘을 최소화시키는 스프링상수와 감쇠계수의 최적 설계치를 구하였다. Fig. 5.1은 ADAMS에서 목적함수를 최적화하는 변화과정을 보여주고 있다. 지면 전달력은 11번의 반복 후에 최적화되었고 그 값은 136.65N에서 51.844N으로 약 62% 감소한 것을 알 수 있다.

Fig 5.2는 터브의 변위를 최소화시키는 최적화 과정을 보여주며 초기 변위 15.39mm에서 10.21mm로 약 34% 감소하였다.

Table 5와 6은 최적설계 수행 중 설계변수들의 변화 정도를 보여준다.



Fig. 5.1 최적화 반복 횟수 (스프링, 댐퍼)

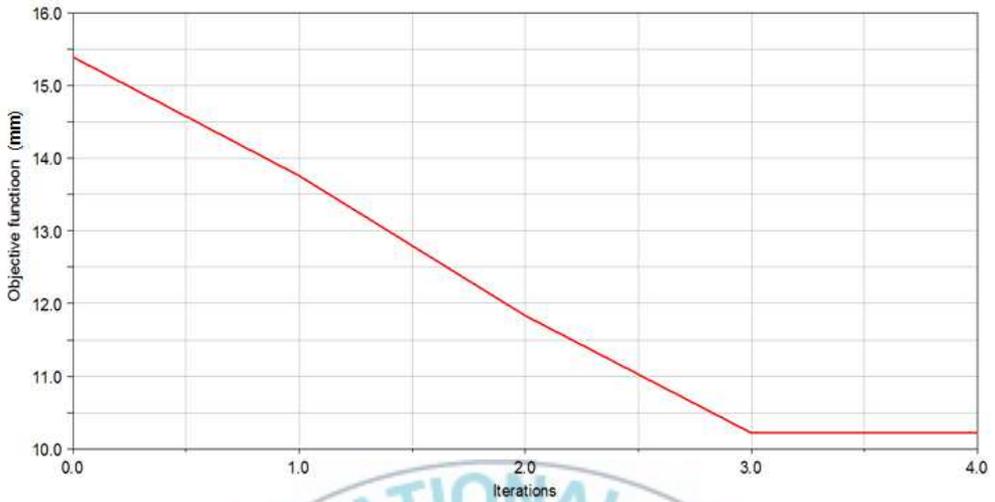


Fig. 5.2 최적화 반복 횟수 (부싱)

Table 5.1 설계변수의 변화 (스프링-댐퍼)

Iter.	Objective (N)	Left		Right	
		k1 (N/mm)	c1 (N.s/mm)	k2 (N/mm)	c2 (N.s/mm)
0	136.65	10.000	0.10000	10.000	0.10000
1	110.37	6.9052	0.15045	10.682	0.13922
2	97.306	3.9452	0.18801	8.3718	0.17163
3	91.254	3.5971	0.19609	5.2502	0.18424
4	80.544	3.0000	0.16828	3.0000	0.17626
5	66.424	3.7753	0.11233	3.0000	0.11554
6	54.092	3.7834	0.049790	3.0000	0.050826
7	53.364	3.0000	0.020000	3.0000	0.020000
8	51.885	3.3383	0.042456	3.0000	0.020000
9	51.867	3.2058	0.043726	3.0000	0.020000
11	51.844	3.2558	0.041377	3.0000	0.020000

Table 5.2 설계변수의 변화 (부싱)

Iter.	Objective (mm)	Lower bushing		Upper bushing	
		k_z^l	c_z^l	k_z^u	c_z^u
		(Nm/deg)	(Nms/deg)	(Nm/deg)	(Nms/deg)
0	15.39	2.4435	0.0438	2.0544	0.0228
1	13.75	1.5307	0.0623	2.0804	0.0245
2	11.83	1.0574	0.0700	1.9424	0.0277
3	10.21	1.0574	0.0700	0.8337	0.0337
4	10.21	1.0574	0.0700	0.8337	0.0337

5.4 현행모델과 최적설계 모델의 진동특성 비교

스프링-댐퍼와 부싱에 대한 최적 설계치의 타당성을 입증하기 위해 최적 설계된 값을 세탁기 모델에 적용하여 해석을 수행하였다. Fig. 5.3~5.7는 최적설계 전후의 시뮬레이션 결과를 보여준다. 최적설계 전 값은 3.4절의 시뮬레이션 결과를 사용하였다. 드럼의 회전속도가 약 145 rpm 이전 구간에서는 감쇠계수가 클수록 감쇠력도 크게 작용하여 지면 전달력이 작아지며, 이후 구간에서는 감쇠계수가 커질수록 지면 전달력이 커지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 5.8은 최적화 전후의 터브의 x축 변위를 나타낸다. 터브의 최대 변위는 약 145 rpm에서 최적화 전 15.39mm에서 최적화 후 10.21mm로 줄어든 것을 확인할 수 있다.

Table 5.2~5.3은 최적설계 전후의 감소비율을 나타낸다. 최적설계 후 바닥에 전달되는 힘이 감소하였고 캐비닛의 4지점에서의 평균 감소율이 52.25%이다. 또한 터브의 변위 감소율은 34%이다. 이상의 결과로 ADAMS

를 사용한 현가시스템의 최적 설계를 통해 세탁기의 진동 특성을 개선시킬 수 있음을 확인하였다.

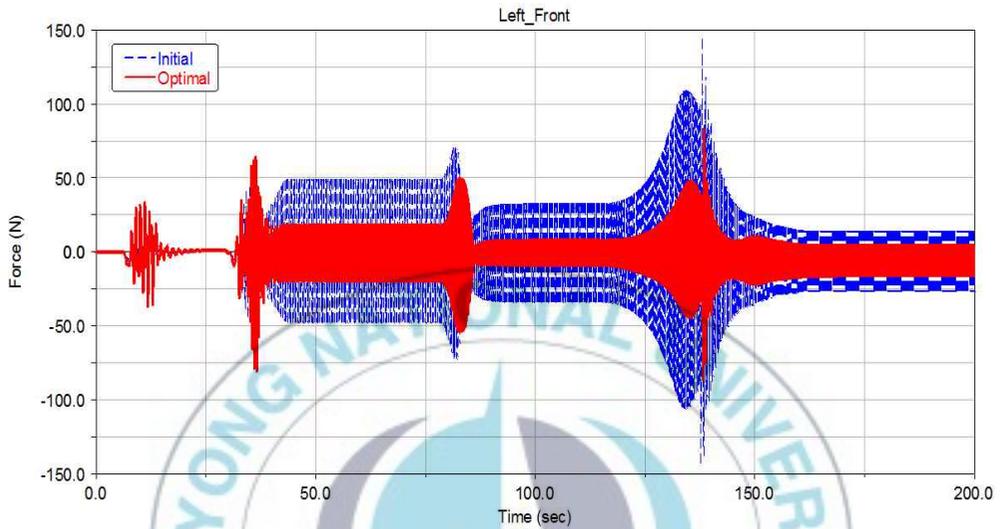


Fig. 5.3 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Left Front)

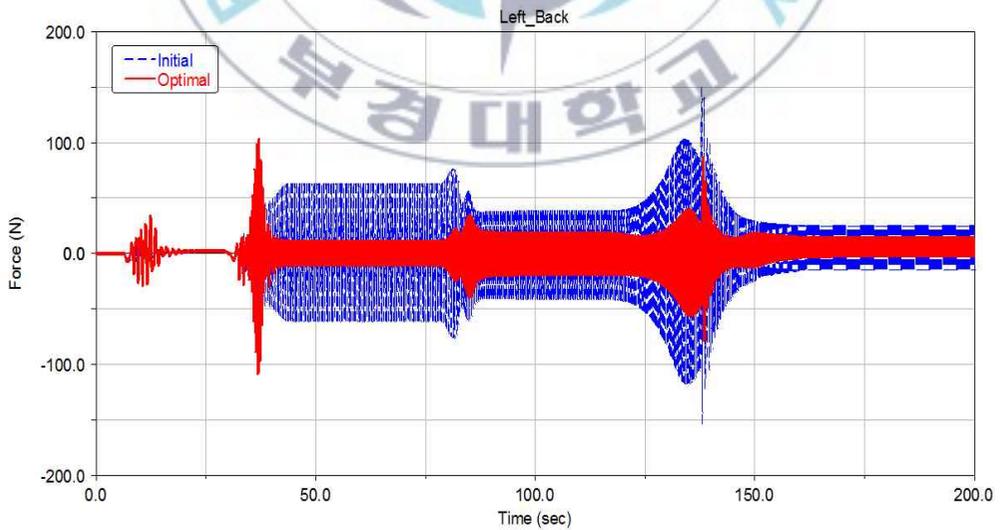


Fig. 5.4 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Left Back)

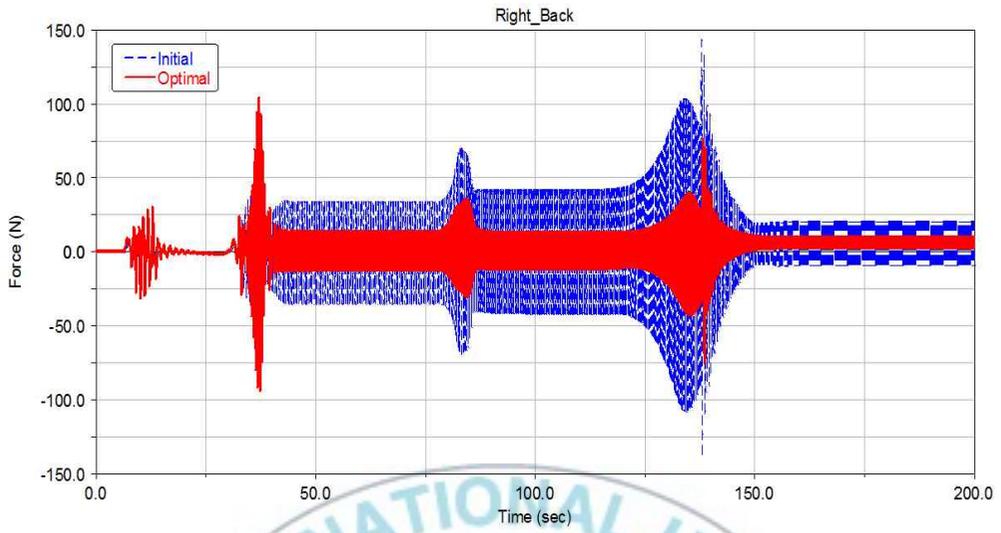


Fig. 5.5 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Right Front)

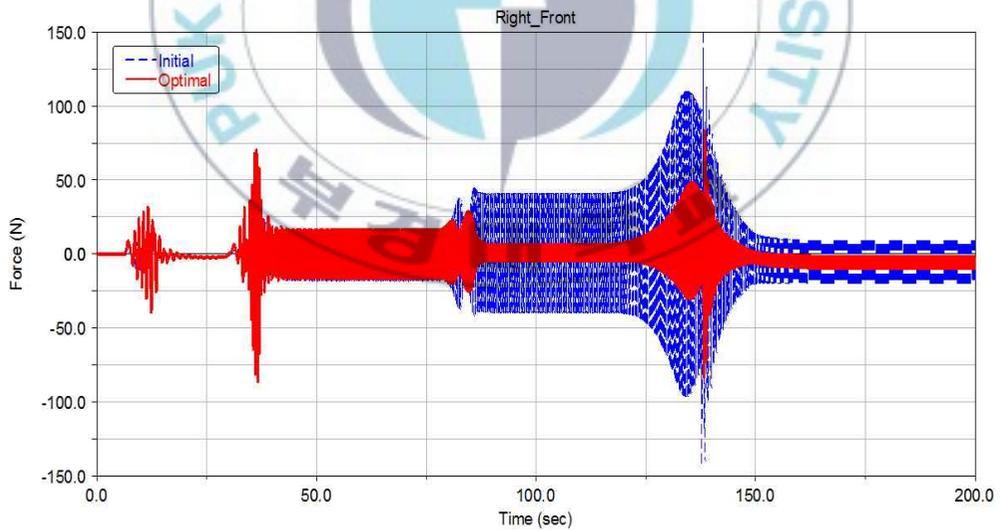


Fig. 5.6 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Right Back)

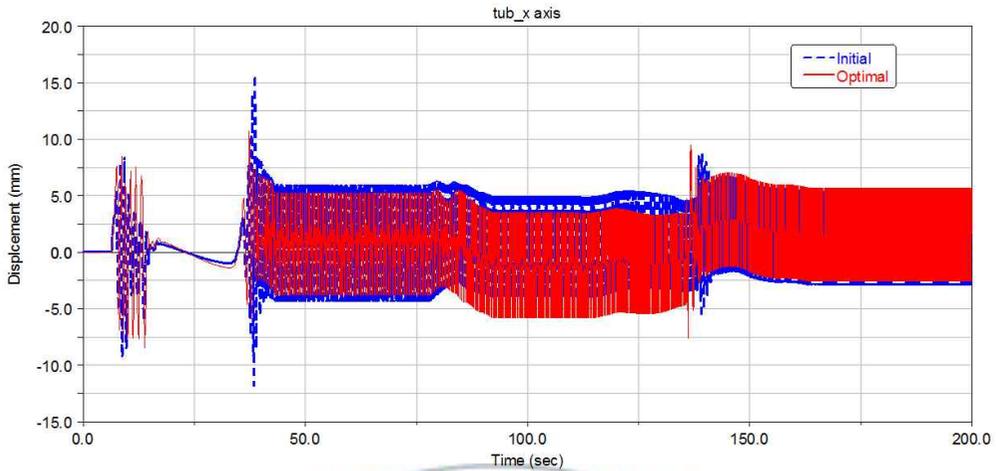


Fig. 5.7 최적화 전후의 시뮬레이션 결과 비교 (Tub_x축)

Table 5.3 최적설계 전후의 감소비율 (지면 전달력)

Measure point	Initial rms (N)	Optimal rms (N)	Reduced rate (%)
Left Front	27.6328	13.8254	50
Left Back	31.9781	14.0195	56
Right Front	23.4542	11.4125	51
Right Back	26.4487	12.5867	52

Table 5.4 최적설계 전후의 감소비율 (터브의 x축 변위)

Measure point	Initial Disp. (mm)	Optimal Disp. (mm)	Reduced rate (%)
Tub	15.39	10.21	34

6. 결 론

본 연구에서는 드럼세탁기의 모델링 및 동특성 해석과 최적설계에 관한 방법을 제시하였다. 다물체 동역학 프로그램인 ADAMS를 이용하여 세탁기 시스템을 모델링 하였고 구속조건과 현가장치의 동특성시험을 통해 측정된 물성치를 적용하여 시뮬레이션 모델을 완성하였다. 완성된 시뮬레이션 모델의 검증을 위하여 시뮬레이션 모델의 응답과 실제 세탁기의 응답을 비교하여 모델의 신뢰성을 평가하였다. 그리고 세탁기의 진동을 저감시키기 위해서 탈수과정에서 캐비닛을 통과하여 바닥에 전달되는 힘과 터브의 좌우 변위를 최소화하는 최적설계를 수행하였다. 설계변수는 세탁기 현가시스템을 구성하는 스프링-댐퍼와 부싱의 스프링상수와 감쇠계수로 선정하였다. 최적설계 알고리즘으로는 ADAMS에 내장되어 있는 순차 2차 계획법(SQP)을 적용하였다. 이를 통해 터브를 지지하는 현가시스템의 스프링상수와 감쇠계수의 최적 설계치를 구하였다. 그리고 최적 설계된 설계변수를 적용하여 캐비닛에서 바닥으로 전달되는 힘과 터브의 좌우 변위가 줄어드는 것을 확인하였으며 최적설계의 타당성을 검토하였다

참고문헌

- [1] 김민기, 정보선, “드럼 세탁기 Cabinet 진동 저감”, 한국엠에스씨소프트웨어 포럼, 2004
- [2] Conrad, D. C. and Soedel. W., “On the Problem of Oscillatory Walk of Automatic Washing Machines,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 188, No. 3, pp.301-314.(2), 1995.
- [3] Turkay, O. S., Kiray, B., Tugcu, A. K. and Sumer, I. T., Formula tion and Implementation of parametric optimisation of a washing machine suspension system, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 9, No. 4, pp.359~377., 1995
- [4] Chung, K. R., Lee, J. B., Im, M. S. and Yun, J. M., Computer Simulati on for Dynamic Analysis of Rigid body Suspension System for Washing machine, Transaction of the Korean Society for Noise and Vibration Engi neering, Vol. 3, No. 1, pp. 65~75., 1993.
- [5] Spelta, C., Previdi, F., Savaresi, S. M., Fraternali, G. and Gaudiano, N., , “Control of Magnetorheological Dampers for Vibration Reduction in a Washing Machine”, Mechatronics, Vol. 19, pp. 410~421, 2009
- [6] Oh, H. J. and Lee, U. S., Dynamic Modeling and Analysis of the Wash ing Machine System with an Automatic Balancer, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineering, Vol. 28, No. 8, pp.1212~ 1220, 2004.
- [7] William J. Palm III, “MECHANICAL VIBRATION”, Wiley, 2006
- [8] Inman, Daniel J., “Engineering Vibration”, 3/E, Pearson, 2009
- [9] ADAMS user’s manual
- [10] www.mscsoftware.co.kr
- [11] H. Lindell, et. al: Automatisk balansering av roterande maskiner, IVF- skrift 97858, Institutet for verkstadsteknisk forskning, Molndal, Sweden, ISSN :0349-0653, 1997.
- [12] L. Sperling, “Simulation of two-plane automatic balancing of a rigid rot or” , Journal of Mathematics and computers in simulation, 58(4-6), 351 -365, 2002.
- [13] Labview user’s manual

- [14] Ashok D. Belegundu, Tirupathi R, Chandrupatla, “Optimization Concepts and Application in Engineering”, Prentive-Hall, Inc. 1999
- [15] Jasbir S. Arora, “Introduction to Optimum Design”, McGraw-Hill, Inc. 1989



감사의 글

논문을 작성하며 부족한 저를 위해 가르침을 마다하지 않으셨던 백운경 교수님께 깊이 감사드립니다. 바쁘신 중에도 논문심사를 맡아주신 손정현 교수님, 변기식 교수님께 감사드립니다.

그리고 논문을 완성하고 차후 진로 및 인생 상담에 대해 많은 조언을 해주셨던 현지민 선배님, 김명욱 선배님, 권순태 선배님 감사드립니다. 선배님들의 조언 덕분에 시행착오를 겪지 않고 논문을 완성할 수 있었던 것 같습니다. 그리고 지금 열심히 공부중인 영한이 남은 기간 동안 열심히 하면 좋은 결과가 있을 겁니다. 또 연구를 진행하면서 힘든 일이 있으면 항상 같이 고민하고 좋은 일이 있으면 같이 기뻐해주었던 동협이, 설봉이, 민지에게도 고마움을 전합니다. 다른 실험실에 있으면서도 저에게 힘을 주었던 성용이, 세훈이, 태용이와 실험실 업무 및 학교생활에 도움을 주었던 9공학관 조교선생님들, 또 제가 알고 지냈던 9공학관 선, 후배님들에게 감사의 뜻을 전합니다.

창원 친구들 현욱이, 동호, 민욱이, 태용이 학교생활 힘들 때 너희가 많이 도움이 되어서 고맙다.

그리고 2년 동안 제가 열심히 할 수 있도록 응원해 주었던 누나와 부모님께 감사드립니다.

글로는 다 표현할 수 없을 만큼의 고마우신 분들과 감사함을 느끼는 제 마음을 짧은 글로나마 대신하며, 마지막으로 이 못난 아들을 믿어주신 부모님께 이 논문을 바칩니다.

2013년 6월 논문작성을 마치고... 차상태