

# 드럼세탁기의 진동 감소를 위한 캐비닛 설계

## Cabinet Design for Vibration Reduction of a Drum Type Washing Machine

용승지<sup>1</sup>, 김권희<sup>2,✉</sup>, 김영관<sup>1</sup>

Seung Ji Yong<sup>1</sup>, Kwon Hee Kim<sup>2,✉</sup>, and Young Gwan Kim<sup>1</sup>

<sup>1</sup> 고려대학교 대학원 기계공학과 (Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Korea University)

<sup>2</sup> 고려대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Korea University)

✉ Corresponding author: kwonhkim@korea.ac.kr, Tel: +82-2-3290-3360

Manuscript received: 2015.11.30. / Revised: 2015.5.27. / Accepted: 2016.6.7.

*In the quest for improved capacity and accelerated dehydration speed of drum type washing machines, an increase in vibration emerges as a major challenge. In an attempt to derive a new design with reduced vibration, a full finite element model of washing machine has been developed, with experimental verification. After modal analyses of several design variants, a new design of the cabinet has been proposed. Forced vibration analysis of the new model suggests that 19% reduction in cabinet vibration amplitude can be achieved with this design.*

KEYWORDS: Washing machine (세탁기), Vibration (진동), Finite element model (유한요소모델), Modal analysis (모드해석), Cabinet (캐비닛)

### 1. 서론

최근 드럼 세탁기는 용량이 증가하고 탈수 속도가 고속화 되는 경향을 보인다. 이의 역기능으로 구동 부품의 파손과 제품의 진동이 크게 문제가 되고 있다. 드럼 세탁기의 외곽 케이스 역할을 하는 캐비닛의 강성이 부족할 경우 탈수 시 구동부에서 발생하는 진동이 캐비닛으로 전달되어, 진동이 커지는 문제가 발생하게 된다.

세탁기의 진동과 관련한 연구는 다양한 방법으로 진행되고 있다. 이득희<sup>1</sup>는 드럼 세탁기의 해석 모델링을 진행한 후, 캐비닛 측면의 비드 개수와 깊이에 따른 진동 저감을 연구하였다. 차상태 등<sup>2</sup>은 드럼 세탁기의 해석 모델을 통하여 구동부의

스프링상수와 감쇠계수, 스프링 자유장의 최적 조합을 통한 진동 감소 방법을 연구하였다. 김근주 등<sup>3</sup>은 일반적인 움직이는 터브 방식이 아닌, 고정 터브 방식을 적용하여 캐비닛으로 전달되는 진동을 감소시키는 방안을 제시하였다. Papadopoulos 등<sup>4</sup>은 소형 세탁기에서 발생하는 진동을 저감하기 위하여 터브 어셈블리에 2개의 질량을 추가하는 방법을 제안하였다. Spelta Cristiano 등<sup>5</sup>은 자기 유동 댐퍼를 적용하여 구동부의 진동이 캐비닛으로 전달되는 양을 감소시켜 제품의 진동을 저감하는 방법을 연구하였다. 강귀현 등<sup>6</sup>은 실험을 통하여 세탁기의 캐비닛에서 발생하는 진동이 소음으로 방사됨을 검증하였다. 김지만 등<sup>7,8</sup>은 드럼세탁기의 해석 모델을 통하여 탈수 시 구동부 등에서 발생

되는 가진력을 규명하였고, 이 가진력을 이용하여 세탁기에서 발생하는 진동량을 예측할 수 있는 방법을 제안하였다. 그러나 캐비닛에 대한 연구는 매우 드문 편이다.

본 연구에서는 기존의 평면 형상의 캐비닛 측면을 곡면 형상으로 변화시켜 세탁기의 고유 진동수를 증가시키는 방법을 제안하였다. 캐비닛 측면 형상 외에 비드 형상, 비드 깊이 등 다른 설계인자들의 영향도 확인하였다.

## 2. 드럼 세탁기의 유한 요소 모델

드럼 세탁기는 캐비닛, 터브, 전면 커버 등 크게 3가지 어셈블리로 구성되어 있으며, 상세 구조는 Fig. 1과 같다. 캐비닛은 세탁기의 외곽 케이스 역할을 하며, 타 부품들이 이에 조립된다. 터브는 세탁과 탈수가 이루어지는 회전 부품으로, 캐비닛에 연결된다. 전면 커버는 세탁기의 조작부와 세탁물을 인출할 수 있는 도어 등으로 구성되며, 캐비닛의 전면에 조립된다. MSC NASTRAN 2011 기반 부품별 유한 요소 모델을 만든 후 조립하여 전체 모델을 구성하였다. 모드 해석과 실제 부품의 모드 시험 (Modal Test)을 비교하여 모델의 정확성을 검증하였다.

### 2.1 캐비닛 어셈블리

캐비닛 어셈블리는 총 5가지 부품으로 구성되며, 상세 모델링을 Fig. 2에 도시하였다. 유한 요소 모델은 4 절점 사각형 요소 (4 Node Quad Shell Element)를 사용하였고, 요소의 크기는 5 mm로 선택하였다. 각 부품별 물성치를 Table 1에 정리하였다.

모드 해석 결과, 캐비닛의 1차 고유진동수는 24.53 Hz이고, 2차는 46.29 Hz이다. 1차 모드 형상은 캐비닛의 측면이 좌우 방향으로 변형이 되며, 2차는 캐비닛 측면의 위와 아래가 각각 반대 방향으로 변형되는 형상이다. 모드 형상을 Fig. 3에 도시하였다.

유한 요소 모델의 검증을 위해, 캐비닛의 모드 시험을 수행하였다. 캐비닛 어셈블리를 공중에 매단 상태로 캐비닛의 후면 상측 모서리부를 충격 해머로 가진하였고, 캐비닛의 좌우 측면 각 25개 지점의 가속도를 계측하였다. 시험 장비의 구성은 Fig. 4와 같고, 계측 장비의 제원을 Table 2에 나타내었다.

모드 시험 결과, 1차 고유진동수는 40.87 Hz, 2

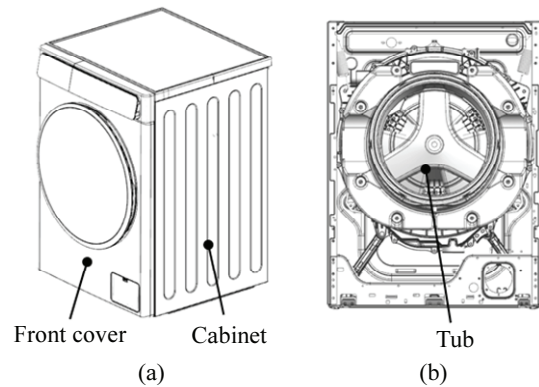


Fig. 1 Drum type washing machine: (a) Front cover and cabinet, (b) Tub (Front cover removed)

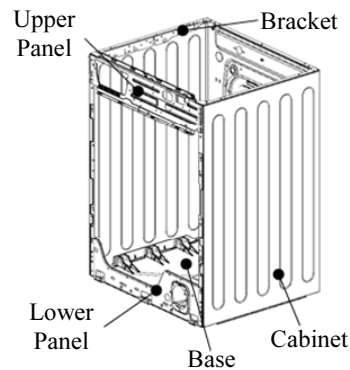


Fig. 2 Cabinet assembly

차는 71.18 Hz로 확인되었다. 모드 형상은 해석 결과와 동일하지만, 부품의 고유 진동수가 해석 모델보다 50% 이상 높게 나타남을 확인하였다.

해석과 실험의 차이를 규명하기 위해, 캐비닛의 형상을 3차원 스캐너로 측정하였으며, 그 결과를 Fig. 5에 도시하였다. 모델링 상의 캐비닛 어셈블리는 정확히 직육면체 형상이며 측면에 비드가 있다. 이에 반해, 스캔 결과는 캐비닛 측면이 외측 방향으로 5.0 mm까지 변형되어 있음을 확인하였다. 캐비닛 변형은 캐비닛 어셈블리의 제작 과정에서 발생되었다. 비드가 성형된 소재를 ‘C’ 모양으로 절곡하여 뒷면과 양 측면으로 한다. 전면은 위와 아래에 패널로 고정되고 (Fig. 2 참조), 바닥면에 베이스 판이 조립된다. 절곡하는 과정에서 잔류응력에 의해 뒷면과 양 측면이 90도 이상으로 벌어지며, 패널로만 고정되는 좌우 측면은 볼록한 형태로 조립되었다.

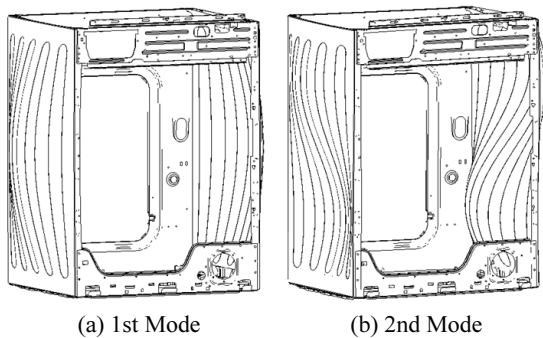
Table 1 Material properties of cabinet assembly

	Cabinet / Upper panel / Lower panel / Bracket	Base
Material	Steel	Polypropylene
E (Gpa)	192	1.4
$\nu$	0.3	0.4
Density (ton / mm <sup>3</sup> )	7.85E-09	9.00E-10

E: Young's modulus,  $\nu$  : Poisson's ratio

Table 2 Specifications of test equipments

Test equipment	Brand/ Model	Specification
8-ch FFT analyzer	Siemens/ LMS CADAS	Max frequency: 204 khz Max input voltage: $\pm 10$ V
Accelerometer	PCB/ 352C33	Sensitivity: 100 mV/g Frequency range: 0.5 - 10 kHz
Force hammer	PCB/ 086D20	Sensitivity: 0.2434 mV/N
Software	Siemens/ Test lab ver.14	



(a) 1st Mode (b) 2nd Mode  
Fig. 3 Mode shapes of cabinet assembly

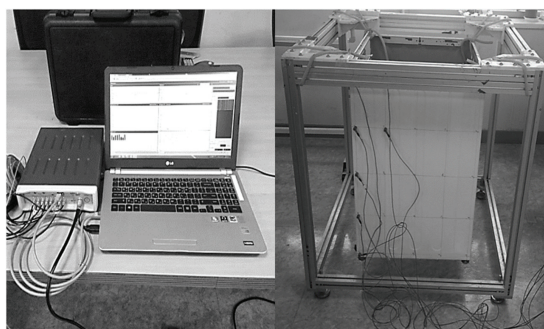


Fig. 4 Experimental setup

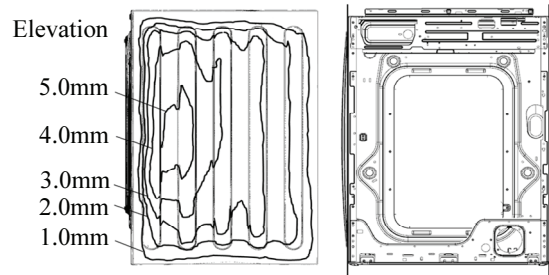


Fig. 5 Scanned geometry of cabinet

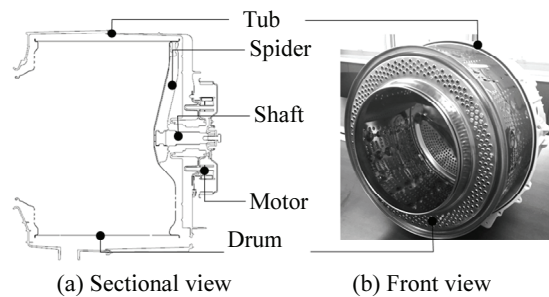


Fig. 6 Tub assembly

스캔 형상을 반영한 모드 해석 결과, 1차 고유진동수는 37.87 Hz, 2차는 70.61 Hz로 확인되었다. 이에 따라 모드시험 결과와 예측치의 고유진동수 차이는 10% 이내가 되어 해석 모델의 정확성이 검증되었다.

## 2.2 터브 어셈블리

터브 어셈블리는 물을 받는 터브, 회전하는 드럼, 모터와 드럼을 연결하는 스파이더와 축으로 구성되어 있다. 드럼에 조립되는 스파이더와 축을 Fig. 6에 도시하였다.

### 2.2.1 터브

터브는 나사로 결합되는 전면과 후면으로 구성되고, 후면에는 베어링 하우징이 삽입된다. 터브 전면과 후면은 4 절점 사각형 요소 (4 Node Quad Shell Element), 베어링 하우징은 4 절점 사면체 요소 (4 Node Tetra Element) 를 적용하였다. 각 요소의 크기는 5 mm로 동일하다. 각 부품별 물성치는 Table 3에 정리하였다.

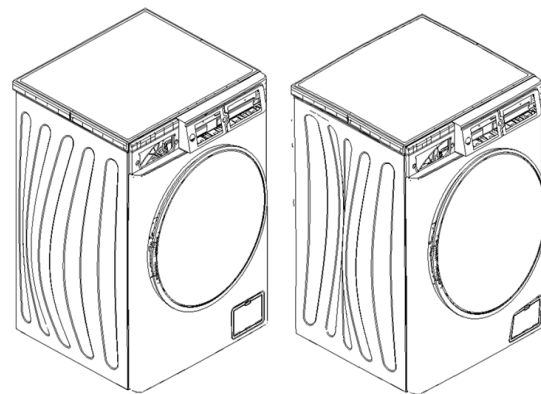
모드 해석 결과, 1차 고유진동수는 121.92 Hz이고, 2차는 198.05 Hz이다. 1차 모드는 전면이 국부적으로 변형되며, 2차는 터브 중앙부가 변형되는 형상이다. 모드 형상을 Fig. 7에 도시하였다.

Table 3 Material properties of tub

	Tub, Front/ Tub, Rear	Bearing housing
Material	Polypropylene	ALDC 6006
E (Gpa)	3.8	80.53
$\nu$	0.41	0.3
Density (ton / mm <sup>3</sup> )	1.01E-09	2.76E-09

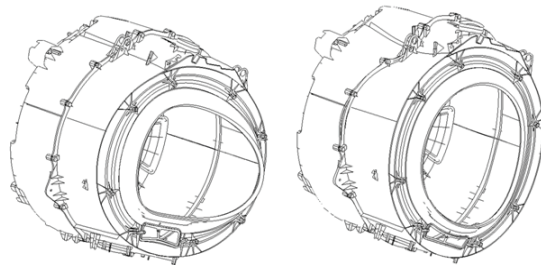
Table 4 Material properties of drum

	Drum	Shaft	Spider
Material	Steel		ALDC 6006
E (Gpa)	182.2	205	80.53
$\nu$	0.3	0.29	0.33
Density (ton / mm <sup>3</sup> )	7.85E-09		2.76E-09



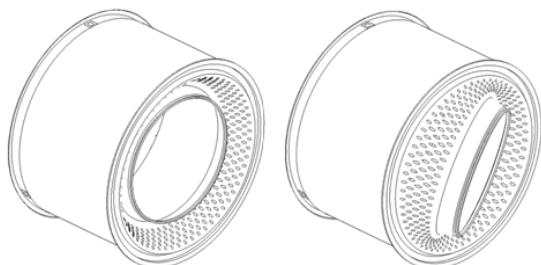
(a) 1st Mode (b) 2nd Mode

Fig. 9 Mode shapes of washing machine



(a) 1st mode (b) 2nd mode

Fig. 7 Mode shapes of tub



(a) 1st mode (b) 2nd mode

Fig. 8 Mode shapes of drum

모드시험은 96개의 가속도계를 이용하여 캐비닛의 경우와 유사하게 실시하였다. 시험결과 1차 고유진동수 116.51 Hz이며, 2차는 194.85 Hz이다. 모드 형상은 해석 결과와 동일하다. 모드 해석과 시험 결과가 10% 이내의 오차로 일치하였다.

**2.2.2 드럼**

드럼은 원통으로 프레스 성형된 부품에 스파이더가 볼트로 조립되며, 축은 스파이더에 삽입된다.

드럼은 4 절점 사각형 요소 (4 Node Quad Shell Element), 스파이더는 4 절점 사면체 요소 (4 Node Tetra Element), 축은 8 절점 육면체 요소 (8 Node Hexa Element) 를 적용하였다. 각 요소의 크기는 5mm로 동일하다. 각 부품별 물성치는 Table 4에 정리하였다.

모드 해석 결과 1차 고유진동수는 137.02 Hz, 2차는 160.93 Hz이다. 1차 모드는 드럼 전면이 전후 방향으로 병진하는 형상이며, 2차는 드럼 전면이 수평축에 대하여 국부적으로 회전하는 형상이다. 모드 형상은 Fig. 8에 정리하였다.

64개의 가속도계를 써서 캐비닛의 경우와 유사하게 모드시험을 실시하였다. 시험 결과, 1차 고유진동수는 148.85 Hz이며, 2차는 169.56 Hz이다. 해석과 시험 결과의 차이가 10% 이내의 확인되었다.

**2.3 전체 어셈블리**

검증된 부분 모델들을 이용하여 세탁기의 모델을 구성하였다. 터브가 캐비닛에 스프링으로 매달려 있으며, 댐퍼를 이용하여 캐비닛 베이스에 지지되는 구조이다. 모델의 검증을 위해, 제품의 모드 해석과 모드 시험 결과를 비교하였다. 모드 시험은 제품을 수평을 맞춰 설치하고 제품 후면 상측 모서리를 충격 해머로 가진하면서 캐비닛 좌우 측면 각 25개 지점의 가속도를 계측하였다. 시험 결과는 1차가 30.84 Hz, 2차가 55.1 Hz이다. 모드 해석으로 예측된 1차 고유진동수는 29.82 Hz, 2차는 60.41 Hz으로 실험치와의 차이가 10% 이내임을 확인하였다. 해석으로 얻어진 모드 형상을 Fig. 9에 정리하였다.

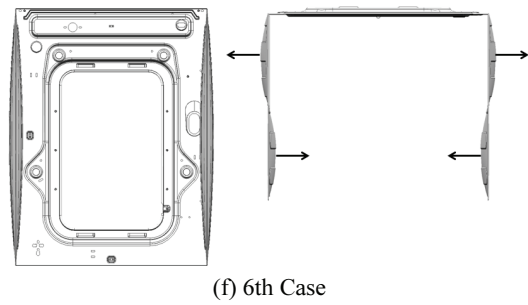
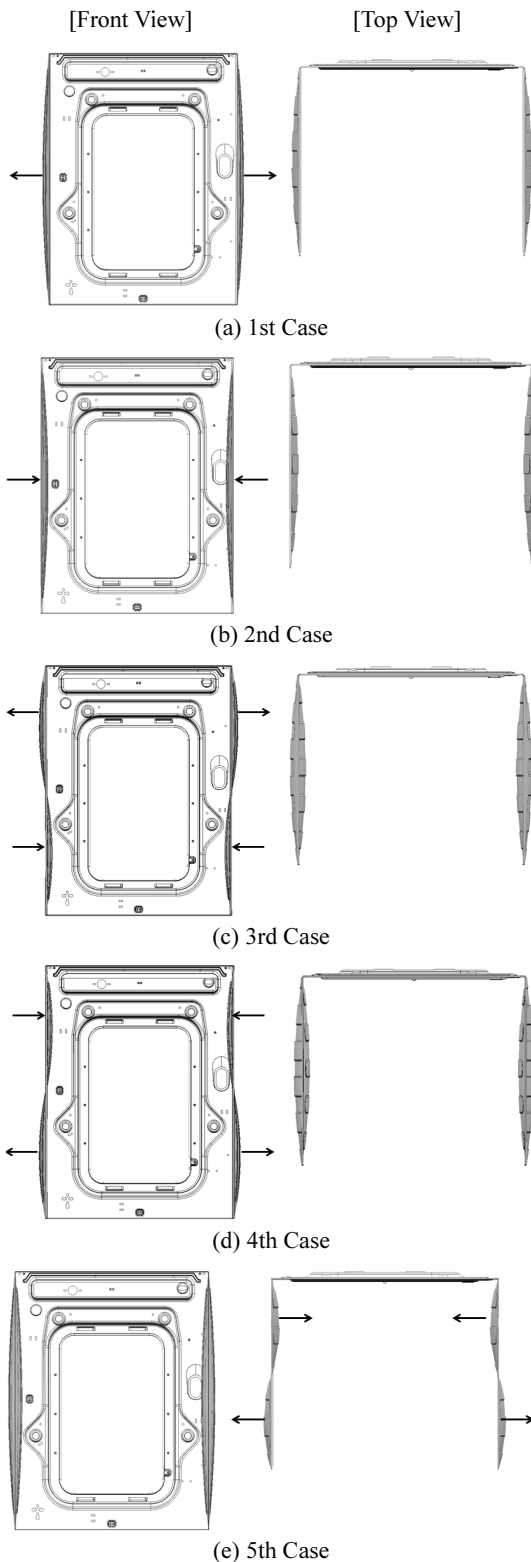


Fig. 10 Design variables of cabinet deformation

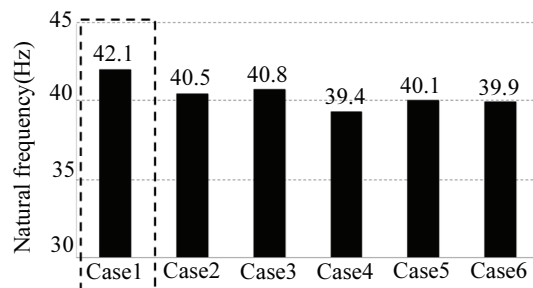


Fig. 11 Mode analysis of cabinet deformation

Table 5 Four cabinet design parameters in two levels

Direction of cabinet curvature (A)		Type of bead (B)	
A1	Outside	B1	Linear
A2	Inside	B2	Curved
Direction of bead (C)		Depth of bead (D), mm	
C1	Inside	D1	2.0
C2	Outside	D2	3.0

### 3. 드럼 세탁기 강성 개선

#### 3.1 캐비닛 측면 형상의 선택

2.1절에서 언급한 바와 같이, 캐비닛 측면의 곡면 형상에 의하여 고유 진동수가 증가하는 점에 착안하여, 캐비닛 측면의 형상에 따른 제품의 고유진동수 변화를 분석하였다. Fig. 10에 보인 것과 같이 총 6가지의 측면 형상을 검토하였다. 캐비닛 측면의 최대 변형량은 디자인 변경 허용이 가능한 최대치(소비자가 인지 불가능한 수준)인 10 mm로 선정하였다. 캐비닛 측면의 모서리부를 영점으로 하여, 최대 변형부의 높이를 10 mm가 되도록 설계하였다.

전체 어셈블리 모델에 캐비닛 측면 형상을 반영하여, 6가지 경우별 모드 해석을 수행하였다. 각

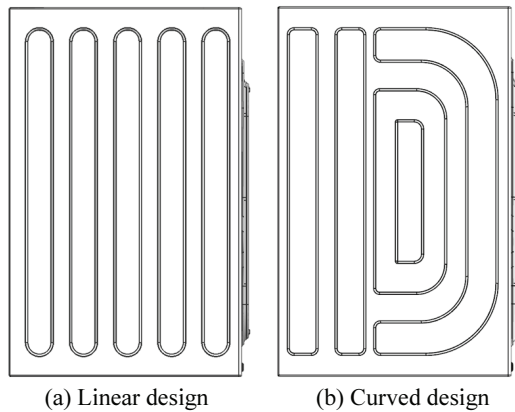


Fig. 12 Bead shapes of cabinet

Table 6 Modal analysis results for L16(2<sup>4</sup>) orthogonal array of the four design parameters in Table 5

Run	A	B	C	D	Natural frequency (Hz)
1	1	1	1	1	42.09
2	2	1	1	1	37.13
3	1	2	1	1	43.25
4	2	2	1	1	38.33
5	1	1	2	1	41.45
6	2	1	2	1	38.71
7	1	2	2	1	42.29
8	2	2	2	1	40.30
9	1	1	1	2	43.33
10	2	1	1	2	39.74
11	1	2	1	2	45.35
12	2	2	1	2	39.52
13	1	1	2	2	42.27
14	2	1	2	2	38.81
15	1	2	2	2	43.51
16	2	2	2	2	40.85

경우별 1차 고유진동수를 Fig. 11에 도시하였다. 모드 형상은 캐비닛 측면 변형을 반영하기 전과 후가 동일하다. 모드 해석 결과, 캐비닛 측면을 제품의 외측 방향으로 변형 시키는 경우가 제품의 고유진동수를 증가 시키는 데 가장 효과적인 방법임을 확인하였다.

### 3.2 설계인자의 영향 분석

Fig. 10(a)의 캐비닛 측면이 외측으로 변형되는 경우를 기준으로 추가적으로 변경 가능한 설계 인자들을 도출하였다. 이들은 직선 (B1)과 곡선 (B2)

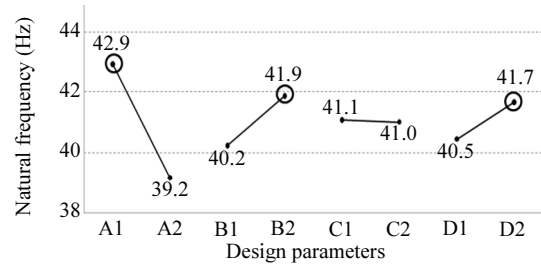


Fig. 13 Mean value analysis for parameters in Table 5

의 비드 형상, 비드를 캐비닛 내측 (C1)과 외측 (C2)로 성형하는 방향, 비드의 성형 깊이를 2 mm (D1), 3 mm (D2)로 하였고, 각 인자 별 수준을 Table 5에 수록하였다. 비드 형상은 Fig. 12에 정리하였다. 캐비닛의 두께 증가나 별도의 프레임 추가 등 원가 상승이 따르는 인자는 배제하였다.

Table 6과 같이 L16(2<sup>4</sup>) 직교 배열표를 사용하여, 각 경우 별 제품의 모드 해석을 수행하였다.

상용 프로그램인 Minitab을 사용하여 Fig. 13과 같이 각 인자 별 평균치 분석을 진행한 결과, 캐비닛 측면의 곡면 방향이 고유진동수에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 확인되었다.

## 4. 결론

세탁기의 고유진동수를 예측하기 위한 유한요소 모델은 실험치와 10% 이내로 일치함을 확인하였다. 유한요소 모델과 실험 계획법을 이용하여, 선택된 설계인자들이 드럼 세탁기의 강성에 미치는 영향을 분석하였다. 캐비닛 측면 형상이 세탁기의 고유진동수에 매우 큰 영향을 미치는 것으로 확인되었다. 이 외에 캐비닛 비드의 형상과 비드의 성형 깊이를 늘리는 것도 유의한 인자로 확인되었다. 변경 전 1차 고유진동수가 29.82 Hz였던 드럼 세탁기를 캐비닛 측면 형상과 비드 형상 등의 최적 인자 조합 (Table 6. RUN 11)을 통하여 45.35 Hz까지 52%를 증가시키는 것이 가능하다고 판단된다. 비드의 성형 방향은 제품의 강성에 영향이 없음을 확인하였다.

## 후 기

이 논문은 2014년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임 (No. 2007-0056094).

## REFERENCES

1. Lee, D. H., "The Design of Low-Vibration Cabinet of Drum Type Washing Machine Using Flexible Dynamics," M.Sc. Thesis, Intelligent Mechanical Engineering System, Pusan National University, 2002.
2. Cha, S.-T. and Baek, W.-K., "Optimum Suspension System Design for a Drum-Typed Washing Machine," Journal of the Korea Society For Power System Engineering, Vol. 18, No. 3, pp. 20-28, 2014.
3. Kim, K. J., Seo, H. S., Chang, J. W., and Jeon, S., "Vibration Minimization in Drum-Type Washing Machine with Fixed-Tub Structure," Proc. of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Spring Conference, pp. 138-139, 2010.
4. Papadopoulos, E. and Papadimitriou, I., "Modeling, Design and Control of a Portable Washing Machine During the Spinning Cycle," Proc. of the 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, pp. 899-904, 2001.
5. Spelta, C., Previdi, F., Savaresi, S. M., Fratemale, G., and Gaudiano, N., "Control of Magnetorheological Dampers for Vibration Reduction in a Washing Machine," Mechatronics, Vol. 19, No. 3, pp. 410-421, 2009.
6. Kang, K. H., Park, S. G., Jeong, J. K., Park, C. K., and Oh, J. E., "The Analysis of Structure-Borne Noise due to Cabinet Vibration from Operational Drum Type Washing Machine Using TPA," Proc. of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Autumn Conference, pp. 295-296, 2008.
7. Kim, J. M., Jung, B. K., Heo, S. J., Ahn, S. J., and Jeong, W. B., "Analysis of Sources and Contribution for the Radiated Noise of Drum-Type Washing Machine," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 8, pp. 628-635, 2014.
8. Kim, T. H., Jung, B. K., Heo, S. J., and Jeong, W. B., "Estimation of Excitation Force and Noise of Drum Washing Machine at Dehydration Condition Using Phase Reference Spectrum," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 7, pp. 617-623, 2013.
9. Lee, I. S., Kim, B.-M., and Kim, E.-S., "Optimum Design of Washing Machine Flange Using Design of Experiment," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 31, No. 5, pp. 601-608, 2007.
10. Koizumi, T., Tsujiuchi, N., Matsumoto, Y., and Hirasawa, Y., "Noise Prediction of a Washing Machine Considering Panel Vibration," Proc. of the IMAC-XXVI Conference and Exposition on Structural Dynamics, pp. 4-7, 2008.
11. Minitab Inc., "Meet Minitab 15 for Windows," <http://faculty.samford.edu/~twwoolle/Meet%20Minitab%2015.pdf> (Accessed 2 March 2015)
12. Ko, J. C., Park, Y. S., and Kang, I. S., "NX 7.5 CAE Bible [NX Nastran]," Onsia, 2011.
13. Altair Engineering Inc., "HyperWorks 9.0 HyperStudy," <http://www.altair.com/> (Accessed 2 January 2015)