드럼식 세탁기의 진동/소음 저감 대책

박 정 수* • 김 형 균**
(*삼성전자 기술총괄 • **삼성전자 리빙사업부)

1. 머 리 말

우리가 일상 생활에서 사용하는 가전제품 중에서 소음 진동이 발생하여 생활에 영향을 미치는 제품으로 세탁기를 들 수 있다.

세탁기의 종류는 회전하는 축의 방향에 의해 수직축(vertical axis)과 수평축(horizontal axis) 방식으로 나누며 국내, 일본 및 동남아시아 등에서 사용하는 펄세이터식(pulsator type) 세탁기와 미국을 비롯한 미주에서 사용하는 애지테이터식(agitator type)세탁기는 전자에 속하고 유럽에서 사용하는 드럼식(drum type) 세탁기는 후자에 속한다.

드럼 세탁기의 장점은 물을 적게 사용하고, 삶는 세탁이 가능하며, 건조 기능을 갖고 있으므로 별도의 건조기가 필요없어서 공간을 절약하는 것이다. 또 빨래가 펄세이터나 애지테이터 등의 교반체와 직접 접촉하지 않기 때문에 빨래의 마모가 적다.

드럼식 세탁기의 단점으로는 가격이 펄세이터식이나 애지테이터식에 비해서 비싸고, 무게가 무거우며, 탈수시에 소음과 진동이 심하다. 특히 탈수시 발생하는 소음과 진동은 이 방식의 세탁기의 가장 큰 약점이다.

지금까지는 드럼식 세탁기의 진동,소음을 감소시키려는 적극적인 노력이 없었는데, 볼밸런서를 적용한 드럼 세탁기를 개발하여 소음과 진동을 획기적으로 감소시켰다.

2. 드럼식 세탁기의 현황

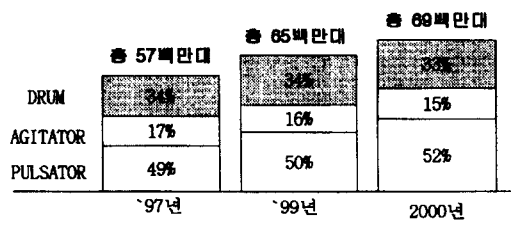
현재 전세계의 세탁기 수요는 5천 7백만대에 이며 2000년에는 6천 9백만대를 상회할 것으로 예측된다. 이 중에서 드럼식 세탁기가 차지하는 비중은 약 33% 정도인 1천 9백만대 이다. (표 1)

지금까지 드럼식 세탁기에 관심이 없었던 미국과 일본도 최근에 이 방식의 세탁기에관심을 갖게 되었다. 미국은 환경 보존을 위해서 물을 적게 사용하는 드럼식 세탁기를 2000년대 초에 도입하기로 결정하였고 , 최근에 미국의 주요 세탁기 제조업체중의 하나인 Maytag이 드럼식 세탁기 개발을 위한 "Neptune" 프로젝트를 성공시켜 올해에 출시를 하였다.

일본은 절약을 생활화하고 있는 국민성 때문에 지금도 목욕에 사용한 물을 버리지 않고 모아두었다가 필터로 때와 세제를 거른 후에 세탁시에 사용할 정도이므로 물 사용량이 적은 드럼식 세탁기에 관심을 갖는 것은 당연하다. 또 일본의 기후는 습도가 높은므로 세탁물의 건조가 손 쉬운 이 방식의 세탁기가 인기를 끌게 되었다. 따라서 일본의 최대 가전업체인 Matsushita가 30억엔을 투자하여 올해부터 드럼 세탁기를 생산하고 있다.

그러나 탈수시 발생하는 소음과 진동은 드럼식 세탁기의 가장 큰 약점이며 무거운 중량

표 1 세계 세탁기 시장 전망



과 비싼 가격도 소음, 진동을 저감시키기 위해서 취한 조치에 일부 기인한다.

2.1 진동의 원인

탈수시 발생하는 진동의 원인은 세탁물 때문에 항상 존재하는 불평형질량 때문이다. (그림 1)이 불평형 질량 때문에 발생하는 원심력은 약 1000 rpm 으로 회전하는 경우에 20 kN에 달한다.[1]

2.2 지금까지의 진동 방지 대책

탈수시 발생하는 원심력을 상쇄하기 위하여 약 30 kg 정도인 주물 또는 콘크리트 덩어리를 세탁기 내부에 설치하였다. 따라서 세탁기 전체의 무게는 90 kg 이상이다.그리고 이런 중량물을 견디기 위하여 세탁기의 구조물을 튼튼하게 해야한다.

일부 고급 제품은 세탁기의 진동을 감지하는 센서를 설치하여 일정한 진동값 이상에 도달하면 탈수를 중지하고 세탁물을 다시 고르게 분포시키거나, 탈수 속도를 감소시킨다.
위와 같은 중량물,견고한 구조,센서 등은 세탁기의 재료비를 상승시켜 가격이 펄세이터식이나 애지테이터식 보다 상대적으로 비싸지게 되었다.

이와 같은 가격 경쟁력을 회복하기 위하여 유럽의 제조 업체는 원가 절감을 시도하고 있다. 즉 지금 보다 가벼운 재료를 사용하여 재료비를 낮추려는 생각인데 이 때문에 진동에는 나쁜 영향을 미친다. 또 생활 패턴이 바뀌어 세탁기를 설치하는 위치가 차고나 지하실 같은 주거 공간에서 먼 곳으로부터 주방이나 목욕탕 처럼 가까운 곳으로 이동함에 따라 소비자가 느끼는 세탁기의 진동 소음은 훨씬 증가하고 있다.

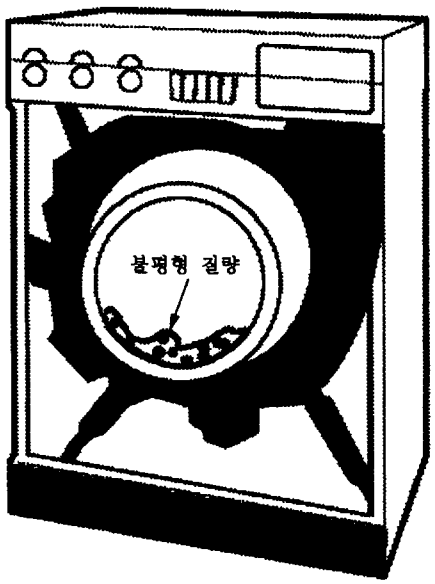


그림 1 드럼식 세탁기

그래서 최근에 Miele나 Bosch 같은 유럽의 세탁기 제조 업체들은 진동 및 소음을 저감시키기 위한 대책을 세우고 있다.

3. 드럼 세탁기 진동 방지용 밸런서 개발

세탁기와 같이 불균형 질량이 자주 그리고 임의의 위치에 발생하는 회전체에는 수동형 밸런서를 설치하여 진동을 저감시켜 주어야 한다. 이미 pulsator 식 세탁기와 agitator 식 세탁기에는 Leblanc식 액체 발란서를 설치하여 진동 저감 효과를 얻고 있다. 이 방식의 밸런서는 Thearl이 1950년에 발표한 논문에서 이미 세탁기에 적용하면 효과가 있다고 밝혔다[2] 액체 밸런서의 장점은 불평형 질량와 같은 양의 액체가 불평형 질량의 반대편으로 이동하여 균형을 이루는 것이다[2]. 그러나 단점은 비중이 1 인 물을 사용하기 때문에 불평형 질량 를 극복할수 있는 충분한 용량을 확보하기가 어려운 것이다.
따라서 과거에 Leblanc은 비중이 높은 재료인 수은을 추천한 적도 있었다.
또 밸런싱을 위해서 무게 중심과 회전 중심이 어긋나야 하므로 잔류 진동을 피할 수 없다[3]. 위와 같은 액체 밸런서의 단점을 극복하기 위해서 개발된 것이 볼 밸런서이다.

3.1 볼 밸런서의 개발 역사

볼 밸런서에 대한 특허는 1928년에 최초로 출원되었을 만큼 역사가 오래되었다[4].

볼 밸런서에 대한 최초의 이론적 연구는 1932년에 Thearl 이 시작하였다[5]. 그는 회전체의 밸런싱을 위한 도구인 밸런싱 인덱스에 볼을 사용하였는데 이 기구가 볼 밸런서의 시초가 되었다.

볼 밸런서를 최초로 적용한 상품은 1951년에 Cincinati Milling에서 연삭기에 적용한 것이다. 정밀 연삭을 위해서 연삭 숫돌에 발생하는 불균형을 보상해주어 진동을 저감시키

기 위하여 볼 밸런서를 Ernst 가 적용하였다[6].

소련에서는 볼 밸런서를 이론적으로 해석한 연구가 Detinko 에 의해 시작되어 서방 세계에 알려지기 시작하였다[7]. Detinko는 single race 에 한 개의 볼이 있는 것으로 가정하였으며 Lagrange 식을 이용하여 운동 방정식을 유도하였다. 그는 로터의 안정성을 해석하기 위하여 Dirichlet 이론을 이용하여 회전체의 위치에너지를 계산하였다. 그는 1차 임계속도를 넘으면 로터가 안정해 지는 것을 보였다.

Detinko 의 뒤를 이어 Agafonov, Kravchenko 등이 볼 밸런서를 장착한 회전체의 안정성에 관한 연구를 수행하였다[8,9].

일본에서는 1960년대 후반부터 井上이 볼 밸런서에 관한 연구를 시작하였다[10~12]. 그는 single race 볼 밸런서를 연구하였는데 Ruth- Hurwitz 이론을 사용하여 볼 밸런서를 장착한 축의 안정성을 해석하였다.

한국에서는 이종길 박사가 볼 밸런서의 안정성에 관한 논문을 1993 년부터 발표하기 시작하였다[13,14]. 그는 Floquet 이론을 사용하여 안정성을 해석하였다.

최근에는 필자가 소속된 삼성전자가 볼 밸런서를 적용한 드럼식 세탁기를 개발하였다[15~18]. 이 볼 밸런서는 기존의 single race 볼 밸런서와 달리 볼이 구르는 홈이 두 개인 multi race 밸런서를 사용하였다. Multi race 밸런서의 장점은 과도 진동이 작아지는 것이다.

3.2 볼 밸런서의 구조

그림 2는 전형적인 볼 밸런서 구조를 보여주고 있다. 주요 구성 부품은 볼, 윤활제 그리고 볼이 구를 수 있는 밀폐된 홈을 가진 하우징 등으로 아주 간단한 구조이나 볼의 질량, 윤활제, 그리고 홈의 거칠기 등이 볼 밸런서의 운동에 영향을 미치는 인자이다.

3.3 밸런싱 원리

이 원리는 1919년에 발표된 Jeffcott의 이론에 근거하고 있다[19]. 즉 탄성을 가진 축에 불평형 질량 가 존재할 때 이 축이 회전하면서 whiling을 하는데 축의 회전 속도가 낮을 때에는 무게 중심이 축 중심 보다 밖에 있지만 회전 속도가 증가하여 임계 속도 보다 커지면 무게 중심이 축 중심의 안 쪽으로 이동한다. 그러나 볼은 항상 축 중심의 밖에 존재하므로 밸런싱이 이루어지게 된다. (그림 3)

4. 볼 밸런싱 이론

4.1 3 차원 로터 모델

그림 4 와 같은 비대칭 지지 구조를 갖는 회전체에 외력 와 모멘트 이 작용할 때 볼 밸런서를 적용하여 다음과 같은 운동 방정식을 유도하였다[18].

$$M\ddot{X} + 2C_x\dot{X} + 2k_xX = \mathcal{F}\omega^2\cos(\omega t)$$

$$M\ddot{Y} + 2C_y\dot{Y} + 2k_yY = \mathcal{F}\omega^2\sin(\omega t)$$

$$I\ddot{\phi}_1 + \frac{1}{2}C_yl^2\dot{\phi}_1 + I_z\omega\dot{\phi}_2 + \frac{1}{2}k_yl^2\phi_1 = \mathcal{L}\cos(\omega t + \beta_\phi)$$

$$I\ddot{\phi}_2 + \frac{1}{2}C_xl^2\dot{\phi}_2 - I_z\omega\dot{\phi}_1 + \frac{1}{2}k_xl^2\phi_2 = \mathcal{L}\sin(\omega t + \beta_\phi) \quad (1)$$

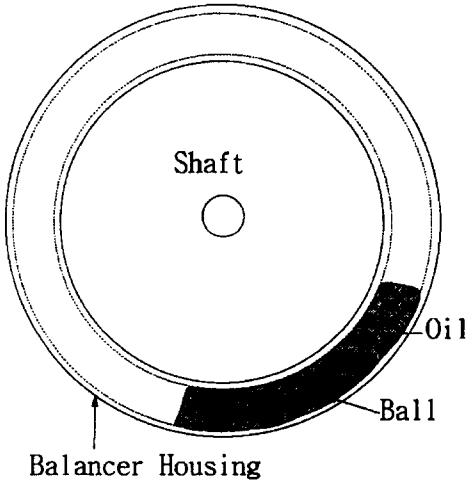


그림 2 볼 밸런서 구조

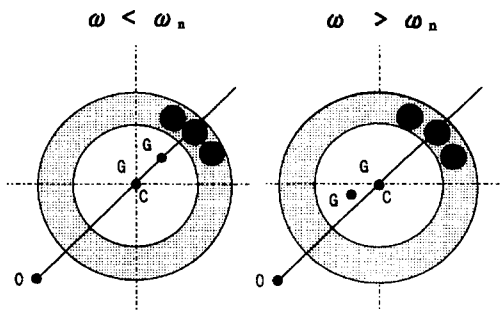


그림 3 밸런싱 원리

이 식의 해는 다음과 같다.

$$\frac{\ddot{R}}{\omega_n^2} + 2\delta_R \frac{\dot{R}}{\omega_n} + R = \frac{\mathcal{F}}{M}\frac{\omega^2}{\omega_n^2} e^{i\omega t}$$

$$\frac{\ddot{\Phi}}{\omega_N^2} + 2\delta_\phi \frac{\dot{\Phi}}{\omega_N} - i(\alpha\omega\frac{\dot{\Phi}}{\omega_N^2}) + \Phi = \frac{\mathcal{L}}{I}\frac{\omega^2}{\omega_N^2} e^{i\omega t} \quad (2)$$

4.2 안정성 판별

비 대칭성 지지구조를 갖는 회전축의 안정성을 판별하기 위하여 다음과 같은 식을 이용하였다.

$$w \in (0, w_I), \quad w \in (w_{I-II}, w_{II})$$
$$w \in (0, w_I), \quad w \in (w_{I-2}, w_2) \quad (3)$$

즉 회전수 ω가 식 (3)을 만족할 때 이 시스템은 불안정한 거동을 보인다.

$\omega_{1\text{-}2}$ 과 $\omega_{\text{I-II}}$ 는 평균 임계 회전수이며 다음과 같이 정의 된다.

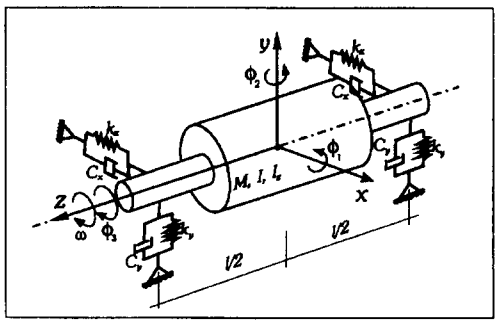


그림 4 3 차원로터 모델

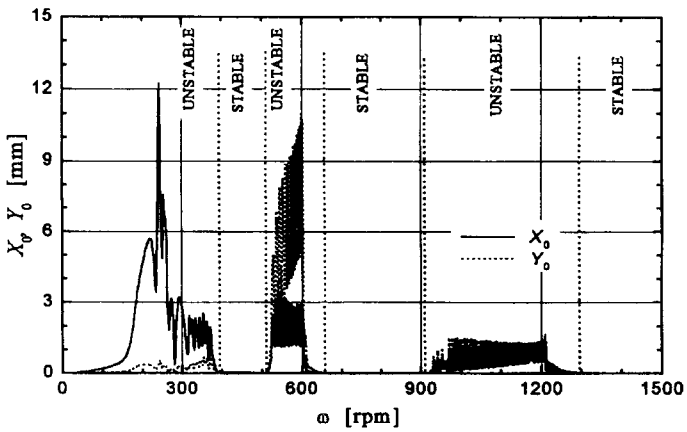


그림 5 로터의 안전 영역

$$\omega_{I-II} = \sqrt{\frac{\omega_I^2 + \omega_{II}^2}{2}}, \quad \omega_{I-2} = \sqrt{\frac{\omega_I^2 + \omega_2^2}{2}} \quad (4)$$

식 (4)에서 ω_1, ω_2 는 원통모드(cylindrical mode) 임계회전수이고 ω_{II}, ω_{II} 원추모드(conical mode)임계 회전수이다[17]

그림 5는 식 (3)에 의해 (0-350), (460-600), (890-1200) rpm에서 불안정한 영역으로 예측된 로터에서 측정한 불안정한 영역을 보여주고 있다.실험 결과는 (0-380), (500-600), (910-1250) rpm 으로 이론값과 거의 일치한다.

5. 세탁기 거동 해석을 위한 수학적 모델

5.1 Lagrange 방정식

볼 밸런서를 장착한 세탁기의 거동을 해석하기 위하여 다음과 같은 Lagrange 방정식을 이용하여 운동 방정식을 유도하였다.

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i \quad (5)$$

여기에서 T 는 운동 에너지 (kinetic energy) 그리고 q_i는 일반 좌표 (generalized coordinate), Q_i 는 일반힘 (generalized force) 이다.

운동 에너지는 세탁기를 구성하는 주요 부품인 세탁조(tub), 탈수통(spin basket), 그리고 불균형 질량, 부가 질량(added mass), 보상 질량(compenstaing mass : ball) 에 대하여 각각 병진 운동에너지와 회전 운동 에너지를 구하였다.

Qi 는 세탁조를 지지하고 있는 스프링의 위치에너지, 중력에 의한 위치 에너지, 그리고 세탁기 완충장치의 소산 함수로 부터 계산된다[17].

5.2 운동 방정식

Lagrange 방정식에서 다음과 같은 운동 방정식을 얻는다.

$$B\ddot{q} + C\dot{q} = Q \quad (6)$$

B는 일반화 관성 행렬식이다. 이 식을 다음과 같이 변형하여 수치 해석으로 해를 얻는

다.

$$\dot{p} = -B^{-1}Cp + B^{-1}Q$$
$$\dot{q} = p \qquad (7)$$

일반화 좌표의 벡터 q^t는 다음과 같이 표시된다.

$$q^T = [X_0, Y_0, Z_0, \phi_1, \phi_2, \phi_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \theta_1, \cdots, \theta_n]$$

각각의 보상 질량의 좌표는 탈수통에 대하여 1 자유도를 갖는 θ_i로 나타내었다. ϕ는 세탁조를 제외한 다른 부품의 Bryant 각이며 φ는 세탁조의 Bryant 각이고 B는 일반화 관성 행렬식이다.

Runge-Kutta Cash-Karp 법을 이용하여 식 (7)의 해를 구하였다.

그림 6은 세탁기의 spin basket 과 해석에 사용된 좌표계의 정의를 보여 주고 있다.

앞에서 유도한 운동 방정식을 이용하여 세탁기의 거동을 해석 하였다. 그림 7(a)는 볼 밸런서가 없는 세탁기의 터브의 진동을 보여 주고 있다. 초기 상태의 진동이 정상 상태에도 계속 유지되는 것을 알 수 있다.

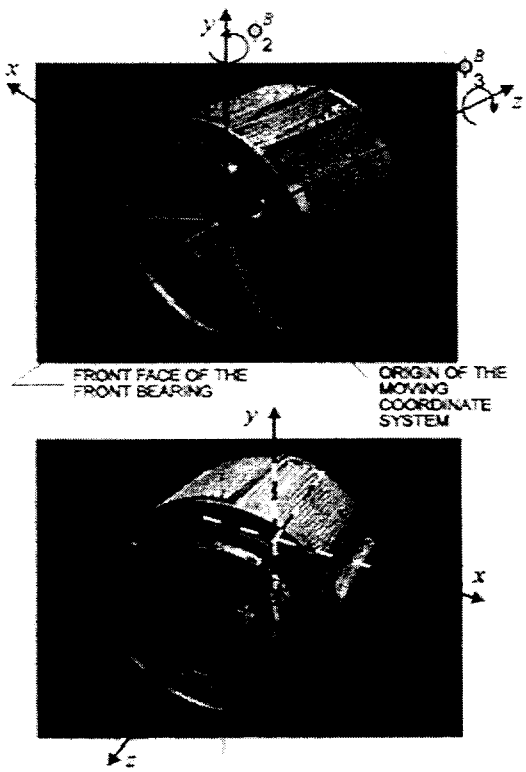


그림 6 세탁기의 해석모델

또 그림 7(b) 에서 볼 밸런서가 장착된 세탁기의 터브의 진동을 보여 주고 있다. 초기에는 약간의 진동이 있으나 정상상태에서는 거의 진동이 없다. 그래서 이 결과들을 비교하면 비교 하면 볼 밸런서에 의한 진동 저감 효과를 알 수 있다.

이와 같은 시뮬레이션은 세탁기의 진동계를 구성하는 부품의 특성과 맞는 밸런서를 최적 설계하는데 이용된다.

6. 드럼세탁기용 볼 밸런서의 설계 및 제작

드럼 세탁기에 설치할 볼 밸런서를 설계하기 위하여 세탁기에 발생하는 불평형 질량의 크기를 측정하고 최대값을 기준으로 밸런서의 용량을 결정하였다. 볼 밸런서는 spin basket의 전면과 후면에 설치되어 2 면 밸런싱이 이루어진다.

먼저 앞에서 언급한 이론식을 이용하여 세탁기의 거동을 시뮬레이션하였다. 지금까지 액체 밸런서를 사용한 세탁기에 대한 시뮬레이션은 시도되었으나 , 볼밸런서에 대한 해석은 처음 시도된 것이다.

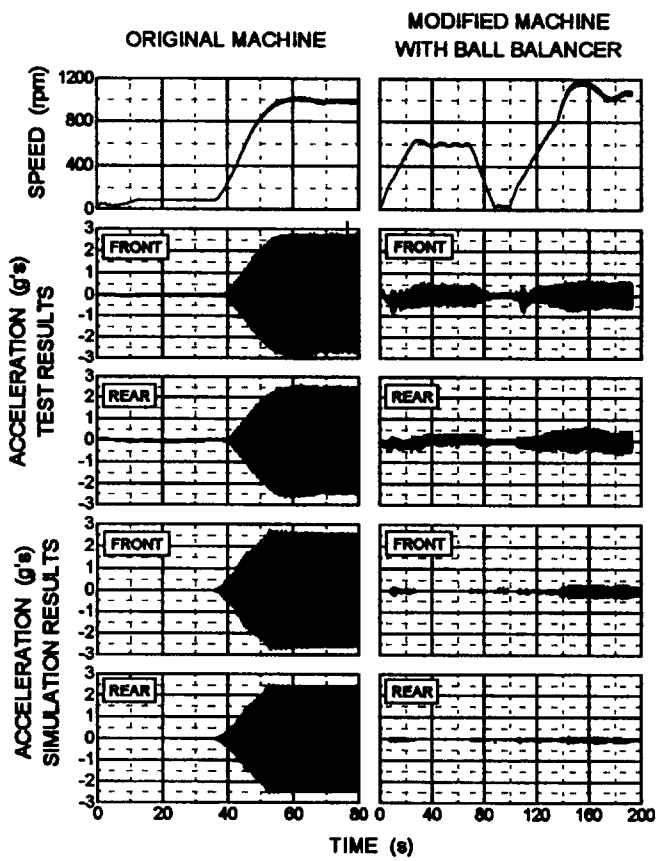
시뮬레이션 결과는 실험으로 확인되었다[15]. 이 결과를 바탕으로 세탁기의 진동에 영향을 미치는 각종 부품의 최적화를 하였다.

볼 밸런서의 제작은 스테인레스강을 하우징 재질로 사용하여 용접하였다. 하우징은 볼이 구르는 race를 구성하기 때문에 정밀한 형상이 요구된다. 사용된 볼의 무게는 약 1 kg 이며 윤활제는 약 1 리터를 사용하였다.

7. 실 험

볼 밸런서를 적용한 세탁기의 진동 실험 결과를 그림 7 에서 볼 수 있다.

불평형 질량의 크기는 0.13 kgm 이다. 해석결과와 실험 결과는 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 터브의 진동은 기존 세탁기가 5 mm 에서 1 mm 미만으로 저감하였다. 그리고 진동이 저감함에 따라 탈수 속도도 기존 세탁기는 1000 rpm 이었는데 1200 rpm 으로 증가하였다. 그러나 탈수 속도의 증가에도 불구하고 소음은 59 dB에서 53 dB로 대폭 저감하였다. 결과를 요약하면 표 2 와 같다.



(a) (b)

그림 7 Experimental and simulation resilts of washing machine (a) Conventional machine (b) New machine with balance

표 2 개선 결과 요약

	볼 밸런서 세탁기	기존 세탁기
진 동	0.8 mm	3.4 mm
소 음	53 dB	59 dB
무 게	75 kg	105 kg

8. 맺 음 말

볼 밸런서를 적용한 드럼식 세탁기의 진동과 소음은 획기적으로 저감하였다. 진동이 저감함에따라 진동을 억제하기 위해 사용하던 20 kg이 넘는 중량물을 제거함에 따라 세탁기의 전체 무게도 감고하였다. 그리고 세탁기의 진동거동을 예측하기 위하여 개발한 simulation program 도 정확성이 입증되었다.

현재 볼 밸런서는 2 행정 기관을 사용하여 진동이 큰 모터 보트나 제트 스키, 스노우모빌, 회전톱 등에 적용되어 진동을 크게 저감시켰으며 의료용 원심분리기에도 이미 적용되어 진동을 저감시키면서 회전 속도를 증가시켰다.

앞으로 볼 밸런서의 적용 분야는 고속 회전체가 있는 컴퓨터 주변기기와 가전 제품이 될 전망이다. 그 이외의 적용 분야는 자동차 부품으로 예상된다. 과거에는 자동차의 휠에 일부 사용된 적이 있으나 앞으로는 승용차의 정속 조인트(Constant Velocity Joint)와 트럭의 비틀림 댐퍼(Torsional Damper) 등에 적용이 가능 하다. 스웨덴에서는 항공기용 터빈에 적용을 시도한 적이 있으나 이 분야는 앞으로 연구가 더 필요하다.

참 고 문 헌

(1) Conrad, D.C., Soedel, W., 1995, "On the Probelm of Oscillatory Walk of Automatic Washing Machines," Journal of Sound and Vibration, Vol. 188, pp. 301~314.

(2) Thearl, E.L., 1950, "Automatic Dynamic Balancers, Part 1," Machine Design, September, pp. 119~124

(3) Den Hartog, J.R., 1956, Mechanical Vibrations, McGraw-Hill, New York, Chap. 6

(4) Adams, 1928, U.S Patent

(5) Thearl, E.L., 1932 "A New Type of Dynamic-Balancing of Machine," Journal of Applied Machanics, Vol. 54, pp. 131~141.

(6) Ernest, H., 1951, "Automatic Precision Balancing," Machine Design,January, pp. 107~114.

(7) Detinko, F.M, 1959."Stability of Operation of Automatic Balancer for Dynamic Balancing," Izv.An SSSR OTN, Mechanica i Mashinostronie, Vol. 4, pp. 38~45.

(8) Agafonov, Y.V., Bazykin, Y.V., 1985, "Study of Stability of Ball-Type Automatic Balancer of Rotor System on Anisotropic Flexible Supports,"Machinovedenie, Vol. 5, pp. 111~113.

(9) Kravchenko, V.I., 1983, "Stability Analisys of a Row-type Ball Counterbalance," Mashinovedenie, Vol. 1, pp. 22~24.

(10) 井上順吉 外, 1967, "振動機械の自己同期化について," 日本機械學會論文集, Vol. 33, pp. 206~214.

(11) 井上順吉 外, 1979, "自動平衡裝置-その基礎的な特性," 日本機械學會論文集, Vol. 45, pp. 647~652.

(12) 井上順吉 外, 1983, "自動平衡裝置-動つりあいへの應用, 日本機械學會論文集, Vol. 49, pp. 2142~2148.

(13) Lee, J., 1993, "Theoretical and Experimental Analysis of Self-Compensating Dynamic Balancer in Rotating Machanism," Ph.D Dissertation, Universty of Utah

(14) Lee, J., 1995, "An Analytical Study of Self-Compensating Dynamic Balancer with Dampng Fluid and Ball," Shock and Vibration, Vol. 2, No.1, pp. 59~67.

(15) Park, J., Wierzba, P., Cao, W., 1996, "Automatic Balancing of a Three Dimensional Rigid Rotor System; A Washing Machine Application," Proceeding of 15th Canadian Machinery Vibration Seminar, pp. 163~172.

(16) 박정수 외, 1996, "볼밸런서 이용한 강체 로터의 자동 밸런싱," 대한기계학회 춘계 학술대회논문집, pp. 738~745.

(17) 박정수 외, 1997 "세탁기의 진동 저감를 위한 밸런서 개발 개발," 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집, pp. 602~607.

(18) Park, J., Wierzba, P., Cao, W., 1997, "Single and Multi Plane Automatic Balancing of Rotors," The International Congress on Noise Control Engieering, pp. 769~772.

(19) Jeffcott, H.H, 1919, "The Lateral Viblation of Loaded Shafts in the Neiborhood of Whirling Speed," Philosophical Magazine, Vol. 6, pp. 304~314.