

< 논 문 >

## 세탁기 모터다이의 방사음 저감을 위한 설계해석

### The Design Analysis for the Reduction of Radiated Sound from the Motor-die in Washing Machine

서 대 원\* · 홍 정 혁\*\* · 오 재 응\*\*\*

Dae-Won Seo, Jung-Hyeok Kim and Jae-Eung Oh

(1998년 12월 15일 접수 ; 1999년 3월 20일 심사완료)

**Key Words** : Design Parameter(설계 변수), Experimental Modal Analysis(실험적 모드 해석), Finite Element Analysis(유한 요소 해석), Radiated Sound Pressure Level(방사 음압 레벨)

#### ABSTRACT

The purpose of this study is to identify the dynamic characteristics of a motor-die in washing machine and provide quantitative design information needed for the reduction of radiated sound from the motor-die. To perform the design analysis, dynamic characteristics are identified by motor-die modeling and the availability of model is verified by experimental modal analysis. Numerical approach using MSC/NASTRAN and SYSNOISE predicted sound attenuation effects according to the change of design parameters, such as thickness, concentrated mass and rib. The numerical results due to the rib attachment showed the significant noise attenuation effects over 15 dB in the frequency range of 450~700 Hz.

#### 1. 서 론

가전제품중 특히 세탁기의 소음 및 진동현상은 모든 소음 및 진동공학 문제를 포함하고 있다고 해도 과언이 아닐 정도로 다양성이 많고, 가진원으로부터 수음점에 이르는 전달경로가 복잡하여 그 해석은 상당히 곤란한 경우가 많다. 따라서 소음 및 진동원, 전달경로 및 방사부위 등의 발생과정을 정확하게 해석하여 보다 효과적인 저감 대책을 세울 필요가 있으며 저감 대책 방법이 여러 가지 각도에서 연구개발 되고 있다. 특히 자주 문제가 되는 모터다이

(motor-die), 모터(motor), 폴리 모터(pulley-motor), V벨트, 아웃터브(out tub), 스피너바스켓(spin basket) 등에서 실제 세탁 및 탈수시 관심이 있는 위치에 어떤 소음 및 진동이 전달되는가를 정량적으로 구하는 방법을 체계화 하여 현장에서 보다 효율적인 방법으로 사용할 수 있도록 할 필요가 있다. 따라서 세탁기의 저소음화를 위해서는 각 부품별 진동해석을 통하여 구조진동-음향의 방사특성을 정확히 규명하고 효율적인 대책을 세우기 위해서 실험적 및 해석적 접근이 필요하다.

본 연구에서는 세탁기 소음중 중간 주파수 대역에 해당하는 모터다이(motor-die)를 해석하고자 한다. 세탁기의 소음중 가장 큰 부분을 차지하는 소음은 모터의 회전주파수(60 Hz)와 스피너바스켓의 회전주파수(12.5 Hz)의 하모닉 성분을 가진원으로 하여 모터다이에서 방사하는 소음이 중간주파수 대역에서

\* 한양대학교 대학원 자동차공학과

\*\* 한양대학교 대학원 정밀공학과

\*\*\* 정희원, 한양대학교 공과대학 기계공학부

기여도가 크므로 유한요소해석에 의한 모드해석과 실험적인 모드해석을 병행하여 모터다이의 유한요소 모델의 타당성을 검증하고, 단품의 설계 파라미터 (design parameter) 변경 시뮬레이션을 통해 관심주파수 영역의 진동 및 소음레벨을 저감할 수 있는 설계변수를 제안하는 것을 목적으로 한다. 본 연구에서는 상용 패키지인 MSC/NASTRAN을 이용하여 진동에 관한 해석을 수행하고 음향해석 상용패키지인 SYSNOISE를 이용해 변경된 구조의 방사소음 변화량을 예측하고자 한다.

## 2. 경계요소법에 의한 음향 방사 해석

점음원 주위의 음장은 헬름홀츠 방정식을 만족시켜야 한다. 반면 음원 위치 ( $Y$ )에서의 음장 변수들은 다음 방정식을 만족시켜야 한다.

$$\nabla^2 p + k^2 p = -q \cdot \delta(X - Y) \quad (1)$$

여기에서,  $\delta(X - Y)$ 는 3D Dirac-delta 함수이고  $q$ 는 음원의 크기이다. 식 (1)을 만족시키는  $p(X, Y)$ 는 반지름을 가진 균일하게 운동하는 구에 대해 얻어진 해와 비슷하며 해는 다음과 같다.

$$p(X, Y) = q \frac{e^{-ikr(X, Y)}}{4\pi r(X, Y)} \quad (2)$$

여기서  $r(X, Y)$ 는 점  $X$ 와 음원위치  $Y$ 사이의 거리이다.

점음원에 대한 그린 함수는 단위음원의 크기를 가진 점음원에 대한 해로써 정의 된다.

$$G(X, Y) = \frac{e^{-ikr(X, Y)}}{4\pi r(X, Y)} \quad (3)$$

표면적분을 포함하는 문제의 해는 흔히 BIE (Boundary Integral Equation)로써 언급된다. BIE 공식은 3차 그린정리로부터 얻어진다.

$$\int_S (\phi \cdot \partial_n \psi - \psi \cdot \partial_n \phi) dS = \int_V (\phi \cdot \nabla^2 \psi - \psi \cdot \nabla^2 \phi) dV \quad (4)$$

여기에서,  $\partial_n$ 은  $S$ 의 수직방향의 도함수이다.

진동하는 표면  $S$ 로부터의 음향방사는  $\phi$ 에 대해서는  $p$ 를 적용하고  $\psi$ 에 대해서는 3차원 자유공간의 그린함수를 적용하면 즉,

$$\psi = G(X, Y) \equiv \frac{e^{-ikr}}{4\pi r}$$

여기서  $r(X, Y)$ 는 체적  $V$ 내의 점  $X$ 와 음원위치

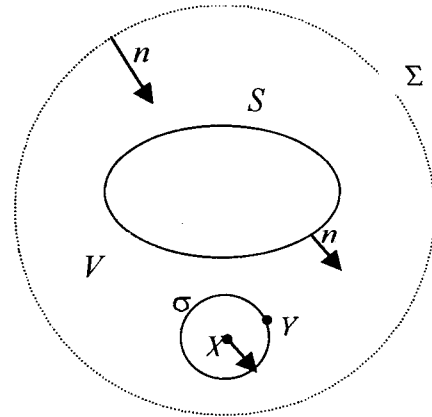


Fig. 1 Domain definition

$Y$ 사이의 거리이고  $k (= \omega / c)$ 는 파수이다.

Fig. 1의 표면  $S$ 밖에서의 음압  $p$ 는 특이성을 갖지 않지만 자유공간 그린함수  $G$ 는  $X=Y$ 에서 특이점을 가진다. 따라서 그린의 정리가 적용될 수 없다. 이러한 특이점을 제거하기 위해서  $X$ 를 둘러싼 반지름  $\epsilon \rightarrow 0$ 의 작은 구  $\sigma$ 를  $V$ 내에 만들어 주어 그 부분을 헬름홀츠 적분식에서 제외시키면 그린의 정리가 적용될 수 있다. 즉 그린의 정리는 체적  $V - V_0$ 와 표면  $S + \sigma + \Sigma$ 에 적용된다.  $p$ 와  $G$  모두  $V - V_0$ 내에서 균일한 헬름홀츠 방정식을 만족시킨다. 즉 식 (4)는 다음과 같다.

$$\int_{S + \sigma + \Sigma} (p(Y) \cdot \partial_n G(X, Y) - G(X, Y) \partial_n p(Y)) dS(Y) = 0 \quad (5)$$

각 표면의 수직 방향이  $S$ 와  $\sigma$ 에 대해서는 바깥쪽이고  $\Sigma$ 에 대해서는 안쪽이다. 먼저,  $\sigma$ 에 대해서 적분을 취해보면  $r = r(X, Y)$ 이고  $n = R$ 이고

$$\begin{aligned} & \int_{\sigma} \left[ p(Y) \cdot \partial_n \left( \frac{e^{-ikr}}{r} \right) - \frac{e^{-ikr}}{r} \cdot \partial_n p(Y) \right] dS(Y) \\ &= - \lim_{\epsilon \rightarrow 0} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} p(Y) \sin \theta d\theta d\psi = -p(X) \end{aligned}$$

$\Sigma$ 에 대해 적분을 취해보면

$$\begin{aligned} & \int_{\Sigma} \left[ p(Y) \cdot \partial_n \left( \frac{e^{-ikr}}{r} \right) - \frac{e^{-ikr}}{r} \cdot \partial_n p(Y) \right] dS(Y) \\ &= \lim_{r \rightarrow \infty} \int_{\Sigma} \left[ r \cdot (ikp(Y) + \frac{\partial p(Y)}{\partial r}) + p(Y) \right] e^{-ikr} \sin \theta d\theta d\psi \end{aligned}$$

이 적분은 무한대에서 어떠한 공헌도 가지지 않기 위해서 사라져야 한다. 따라서, 다음과 같은 조건을

만족시켜야 한다.

$$\lim_{r \rightarrow \infty} r \cdot [ikp(Y) + \partial_n p(Y)] = 0 \quad (6)$$

$$\lim_{r \rightarrow \infty} r \cdot p(Y) \leq A \quad (7)$$

식 (6)과 (7)은 Sommerfeld Radiation Conditions라 불리운다.

위의 결과를 이용하여 식 (6)을 다시 써보면

$$\int_S (p(Y) \cdot \partial_n G(X, Y) - G(X, Y) \partial_n p(Y)) dS(Y) = p(X)$$

위 식은 헬름홀츠 적분 방정식이다. 이 방정식은 표면 S위에서의 음압과 음압의 구배에 대한 체적 V내에서의 임의 X위치에서의 음압과 관련된다.

### 3. 모드변수 변경에 따른 방사소음 예측

#### 3.1 모터다이의 동특성 해석

모터다이의 진동모드 해석을 위한 실험 장치도를 Fig. 2에 나타내었다.

유한요소해석 모델의 구성에 이용된 요소들은 3각 요소와 4각 요소를 사용하였으며 사용된 유한요소 모델과 물성치는 Fig. 3와 Table 1에 나타내었다.

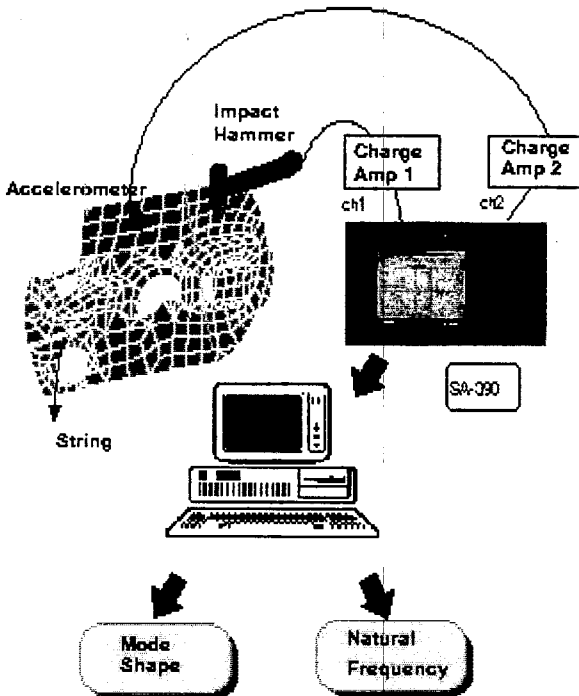


Fig. 2 Schematic diagram of measurement and analysis system for modal testing

단품별 기여도 설정을 위한 다차원 해석에 따르면 모터다이의 8차 모드에 해당하는 약 500~600 Hz의 영역에서 방사소음에 대한 기여가 상당히 큰 것으로 나타난다. 따라서 본 연구에서는 위 영역을 관심주파수 대역으로 설정하였다.

유한요소해석과 실험을 통하여 세탁기 모터다이의 고유진동수와 모드형을 구한 결과 고유진동수는

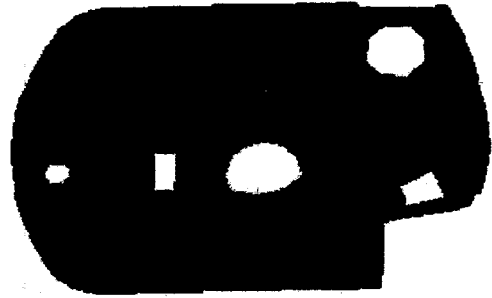


Fig. 3 FE model of motor-die

Table 1 Material properties and element types

| Item               | Value        |
|--------------------|--------------|
| Modulus elasticity | 2.1E11 [pa]  |
| Poisson's ratio    | 0.29         |
| Density            | 7850 (kg/m3) |
| Element type       | 3각, 4각 평판요소  |

Table 2 Natural frequencies of the motor-die obtained by the numerical analysis and the experiment

| Mode | Natural frequencies [Hz] |       |
|------|--------------------------|-------|
|      | Experimental             | FEM   |
| 1    | 136.2                    | 169.5 |
| 2    | 170.3                    | 175.5 |
| 3    | 283.5                    | 284.5 |
| 4    | 316.8                    | 335.2 |
| 5    | 355.0                    | 360.7 |
| 6    | 368.8                    | 383.9 |
| 7    | 447.0                    | 427.2 |
| 8    | 517.5                    | 511.9 |
| 9    | 562.5                    | 532.1 |
| 10   | 630.0                    | 649.8 |

Table 2에서 비교하여 나타내었으며 해석결과와 측정결과가 잘 일치하고 있는 것을 볼 수 있다.

실험적 모드형과 해석적 모드형에 대한 비교는 Fig. 4에 나타내었다. 관심 주파수 대역인 500 Hz 부근의 모드를 살펴보면 8차 모드로서 모터 다이의 양쪽 날개가 각각 길이 방향으로 두 번씩 굽어져 있는 굽힘 모드임을 알 수 있다. 따라서 500 Hz 주변의 진동 저감을 위해서는 모터다이의 양쪽날개의 진동저감이 필수적인 것으로 판단할 수 있으며 이를 위해서 본 연구에서는 두께변경, 집중질량 부착, 리브부착등의 방법에 대하여 설계파라미터를 변경해가면서 방사소음의 변화를 해석적으로 관찰하였다. 설계파라미터의 변경에 따른 방사소음의 예측 및 비교

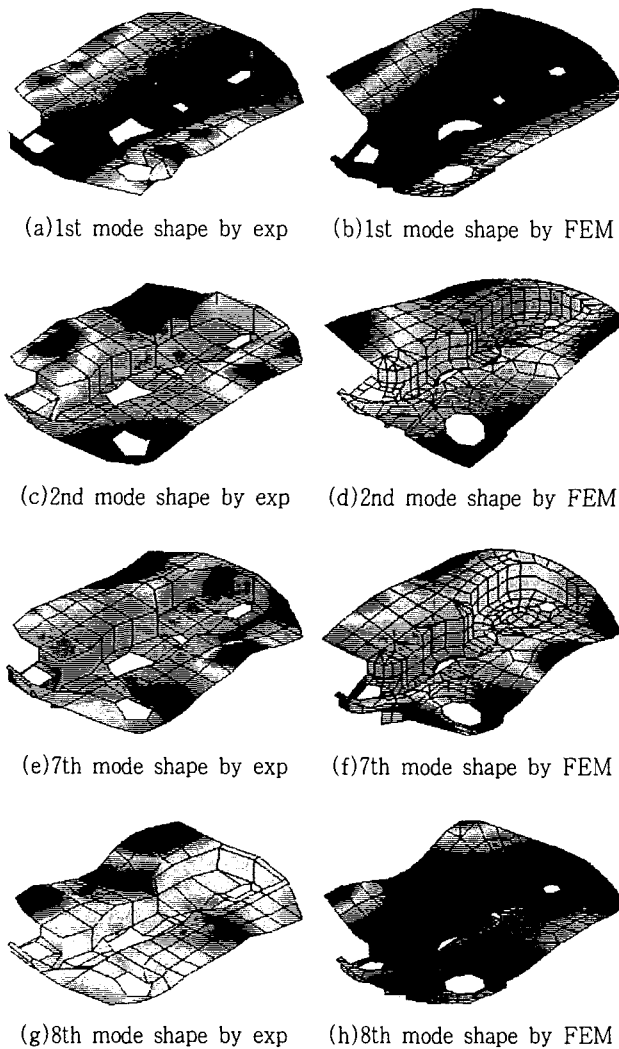


Fig. 4 Mode shapes of experimental and FEM for motor-die

는 모터다이로부터 10 cm 떨어진 지점을 대상으로 하였다.

### 3.2 두께변경에 따른 음압저감 예측

구조물이 철(steel)로 되어있을 경우 두께의 변화는 질량(mass)이 강성(stiffness)보다 더 큰 영향을 미친다. 본 연구에서는 모터다이의 두께변경에 따른 방사소음을 예측하였다. 2 mm의 기존 모터다이 두께를 3 mm와 4 mm로 변경한 경우의 모터다이의 동특성 변화를 예측하고 관심 주파수에서 진동의 저감과 방사소음의 저감효과를 예측하였다.

Figs. 4, 5에서 보는 바와 같이 350 Hz 이하의 저주파 대역과 800 Hz 이상의 고주파 대역에서 상당한 음압저감이 예측됨을 알 수 있다. 고주파 대역에서는 두께 증가에 따른 강성보강으로 많은 소음저감(약 30 dB)이 예측되었다. 하지만 전체적인 두께

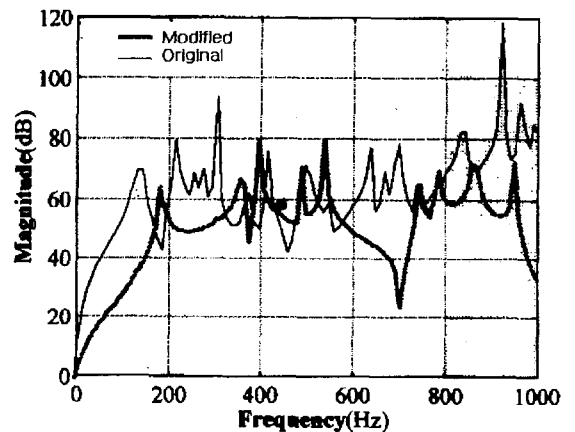


Fig. 5 Estimated SPL radiated from motor-die with 3 mm thickness

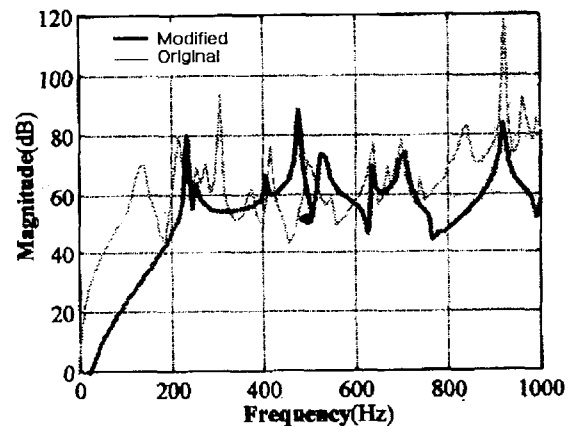


Fig. 6 Estimated SPL radiated from motor-die with 4 mm thickness

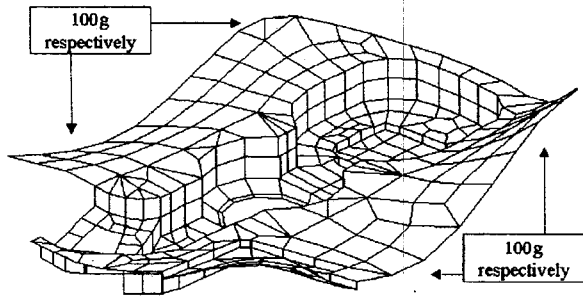


Fig. 7 8th mode shape by FEM(511.3 Hz) and locations of four added concentrated masses

증가에 따른 500 Hz 부근에서는 오히려 약간 증가하였다. 두께 증가에 의한 강성변경은 실질적으로 구조물의 경량화와 제조원가 측면에서 역행되는 단점이 있다.

### 3.3 집중질량 추가에 의한 음압저감 예측

관심대상인 8차 모드를 Fig. 7에 나타내었으며 여기서 변위가 가장 큰 부분 4곳에 각각 100 g의 집중 질량을 주어 질량 변화에 따르는 모터 다이의 동특성 변화를 예측하고 관심 주파수에서 진동이 저감되었을 때 소음이 줄어드는지에 대하여 알아보았다.

Fig. 8에서 집중질량에 의한 소음저감 효과는 그리 크지 않은 것으로 나타난다. 관심주파수 대역인 500 Hz 부근에서만 약간의 소음저감 효과를 제외하고는 전체적으로 저감이 이루어지지 않는 것으로 나타난다. 그림에서도 알 수 있듯이 511 Hz의 8차 공진주파수에서만 약 10~15 dB의 소음저감이 예측되었다.

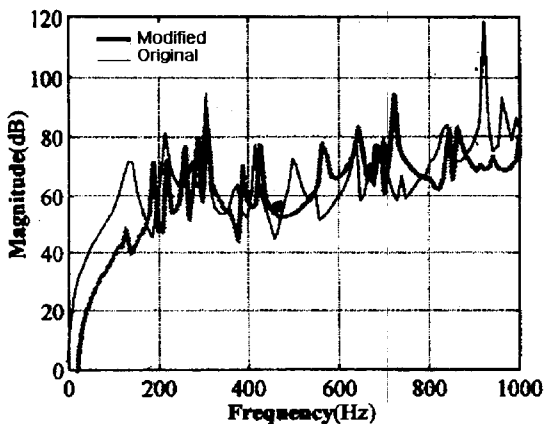


Fig. 8 Estimated SPL radiated from motor-die with four concentrated masses

### 3.4 리브(Rib)부착에 의한 음압저감 예측

리브를 부착시킨 모터다이의 유한요소 모델을 Fig. 9에 나타내었다. 리브가 부착된 모터다이의 동특성 변화를 예측하고 관심 주파수에서 진동이 저감되었을 때 소음이 얼마나 줄어드는지에 대하여 알아보았다.

리브 부착에 따른 방사소음의 예측결과를 Fig. 10에 나타내었으며 8차, 9차, 10차의 공진피크를 보이는 450~700 Hz 부근의 주파수 대역에서 약 20~30 dB의 소음저감효과를 예측할 수 있었다.

정리해보면 모터다이의 방사소음에 대한 지배적인 영향으로 평가되는 8차 모드(약 500 Hz 대역)에 대한 세가지 설계 변수 변경 방법을 제안하여 이를 상용 패키지인 SYSNOISE를 이용하여 방사음을 예측한 결과 가장 좋은 저감성능은 구조물의 두께 변경이지만 실질적으로 경량화나 제조원가의 측면에서의

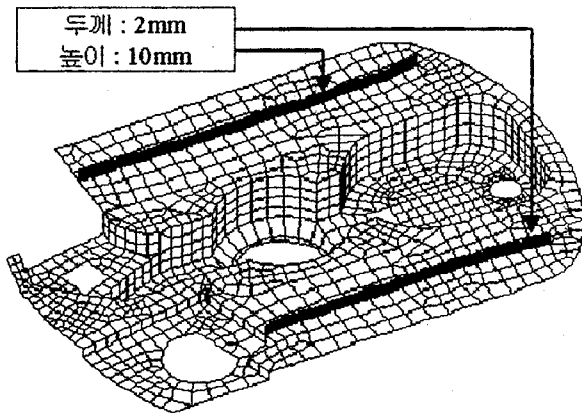


Fig. 9 FEM Model of motor-die with two ribs

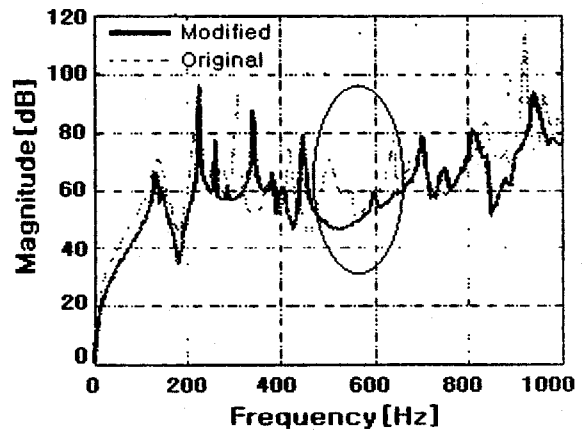


Fig. 10 Estimated SPL radiated from rib-attached motor-die

제약으로 실현가능성이 적다. 집중질량 추가에 의한 방법은 목표 영역에 대하여 질량을 변경하여 약 10 dB의 저감 효과가 예측되었다. 목표영역에 대한 강성 변경으로서 양 날개에 리브를 부착하였을 경우 약 25 dB의 소음저감 효과를 예측할 수 있었다.

#### 4. 결 론

세탁기 소음을 저감하기 위하여 모터다이(motor-die)를 대상으로 실험 및 시뮬레이션을 하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 상용 진동, 소음해석 소프트웨어를 이용하여 모터다이를 모델링하고 동특성을 규명하였다. 또한, 이를 실험적으로 검증하였다.

(2) 모터다이로부터의 방사소음을 저감하기 위한 3가지 설계변경안을 제시하였고 이를 시뮬레이션 하였다.

위의 결과를 토대로 하면 관심주파수인 450~600 Hz 영역에서의 가장 효과적인 소음저감대책은 리브 부착임을 확인할 수 있다.

#### 참 고 문 헌

- (1) 오재응, 1995, 냉장고 저소음-저진동화에 관한 연구, 연구보고서.
- (2) 오재응, 1985, 구조물 모드해석의 기초와 응용, 회성출판사.
- (3) 홍하윤, 1988, 유한요소법과 실험모드해석법에 의한 감쇠구조물의 진동해석, 한양대학교 석사학위논문.
- (4) D.J.Ewins, 1986, Modal Testing: Theory and Practice, Bruel & Kjaer Korea Ltd.
- (5) Howard B. Wilson Louis H. Turcotte, 1994, Advanced Mathematics and Mechanics Applications using MATLAB.
- (6) K.Zavei, M.Phil, 1995, Modal Analysis of Large Structures-Multiple Exciter Systems
- (7) Meirovitch, L., Analysis Methods in Vibration, The Macmillan Company.