

# 자동차용 워터펌프의 스켈소음 저감을 위한 영향도분석

## Parametric Study for the Squeal Noise Reduction of an Automobile Water Pump

김보형\* · 정원영\* · 백홍길\*\* · 강동진\*\* · 정진태†

B Kim, W Jung, H Baek, D Kang and J Chung

**Key Words** : Squeal Noise(스켈소음), Water Pump(워터펌프)

### ABSTRACT

In this study, a parametric study is performed to investigate the squeal noise of an automobile water pump. The squeal noise studied in this paper is generated by the self-excited torsional resonance of the rotating shaft, and this noise is related to the stick-slip phenomenon of the mechanical seal in the water pump. The mechanical seal friction has the characteristics of the negative velocity-gradient. The equations of motion of multiple-degree-of-freedom torsional vibration model is constructed by the Holzer's method and then the equation is transformed to an equivalent single-degree-of-freedom torsional resonance simulation model. A squeal noise criteria is determined by the simulation model to perform the parametric study. The design parameters(the mass moment of inertia of the pulley, the mass moment of inertia of the impeller, the length of the shafts, the radius of the shafts, spinning speed of the shafts, the position of the mechanical seal, radius of the mechanical seal, and normal load of the mechanical seal) are investigated to confirm the stability for the squeal noise.

### 기 호 설 명

- $I_p$  : 폴리의 질량관성모멘트
- $I_i$  : 임펠러의 질량관성모멘트
- $I_{eq}$  : 상당질량관성모멘트
- $c_{eq}$  : 상당감쇠계수
- $k_{eq}$  : 상당스프링계수
- $k_1$  : 두꺼운 축의 스프링계수
- $k_2$  : 얇은 축의 스프링계수
- $r$  : 축의 반경
- $\omega$  : 축의 회전속도
- $\theta$  : 축의 비틀림

- $T$  : 구동 토크
- $\alpha$  : 마찰계수의 속도구배
- $\zeta$  : 스켈소음 안정성계수

### 1. 서 론

자동차의 아이들 상태 혹은 저속 구동 시에 워터 펌프에서 종종 주기적으로 킁킁거리는 스켈소음(squeal noise)이 발생한다. 이 스켈소음은 사람의 가청주파수 대역 내에서 발생하는 순음으로 귀에 매우 거슬리며 자동차의 정숙성을 감소하므로 문제시 되고 있다. 워터펌프는 벨트로부터 강제로 회전시킨 임펠러에 의해 생성된 압력으로 냉각수를 순환시켜 엔진의 열을 식히는 주체이다. 워터펌프 내부에는 냉각수의 누수를 방지하기 위해 메커니컬 씰이 고정되어있으며 하우징에 고정되어있는 씰 링과 축에 고

† 교신저자; 정희원, 한양대학교 기계공학과  
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr  
Tel : (031)400-5287 , Fax : (031)400-6964

\* 한양대학교 일반대학원 기계공학과

\*\* 현대자동차

정되어 회전하는 메이팅 링이 장착되어 있다. 쉘 링과 메이팅 링은 서로 접촉하여 회전하는데 두 링 사이에 냉각수가 미세하게 들어가 마찰 윤활제 역할을 한다. 하지만 습동부의 조도에 따라 윤활 특성이 달라지며 조도가 악화되거나 저속으로 회전할 경우 두 링 사이에 발생한 유막이 균일하게 형성되지 않아 마찰력이 발생한다<sup>(1)</sup>. 이 때 마찰력에 의해 축의 자러진동(self-excited vibration)이 발생하게 되는데 저속 회전과 열간 조건에서 쉘 링과 메이팅 링 사이에 비틀림 거동에 의한 스틱-슬립(stick-slip phenomenon)이 발생하여 스켈소음이 발생하게 된다<sup>(2)</sup>. 자러진동 모델에 의한 스켈소음의 원인을 실험적으로 규명하기란 매우 어려운 일이므로 수학적 모델 수립을 통해 워터펌프의 스켈소음에 대한 원인 규명을 수행하여야 한다.

이 연구에서는 워터펌프의 수학적 모델링을 통해 지배방정식을 수립하고 워터펌프의 스켈소음 발생 가능성에 대한 안정성계수를 도출하여 스켈소음 판단기준을 정립하였다. 안정성계수에 의한 설계변수에 따른 영향도를 분석하여 설계변수가 스켈소음 발생에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다.

## 2. 스켈소음 판단기준 정립

스켈소음 판단기준을 정립하기 위하여 연속체인 워터펌프를 양 쪽 끝에 있는 풀리와 임펠러, 그리고 두께가 다른 두 개의 축을 스프링으로 가정하여 2 자유도 비틀림 진동 모델로 변환한다. 최종적으로 직렬로 연결된 두 개의 스프링을 하나로 변환하여 1 자유도 비틀림 진동 모델을 수립하여 안정성계수로 스켈소음을 판단하게 된다.

메커니컬 쉘은 크게 메이팅 링이 있는 부분과 쉘 링이 있는 두 부분으로 나뉘어진다. 두 링이 만나는 부분에서 스틱-슬립 현상이 발생하게 되는데 마찰면의 상대 속도와 마찰계수의 관계를 다음과 같이 표현한다.

$$\mu = \mu_s - \alpha v_r \quad (1)$$

여기서  $\mu$ 는 마찰계수,  $\mu_s$ 는 정적 마찰계수,  $v_r$ 은 상대속도를 의미하며, 상대속도가 존재하지 않으면 마찰계수는 정적 마찰계수를 갖는다. 하지만 운동을

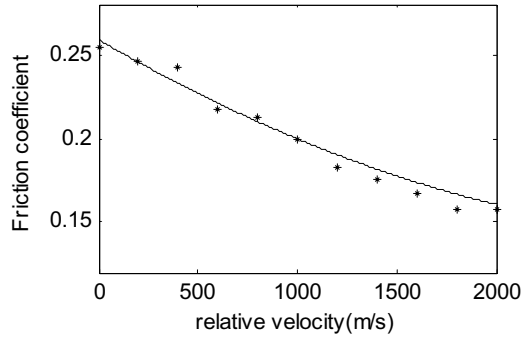


Fig. 1 Quadratic polynomial curve fitting of friction coefficient

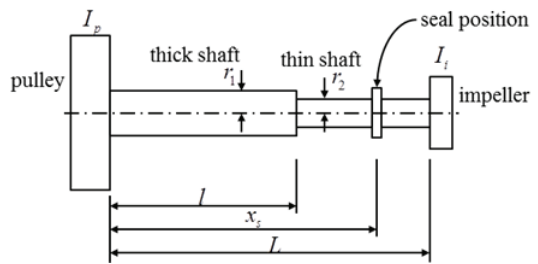


Fig. 2 Continuous system of the water pump

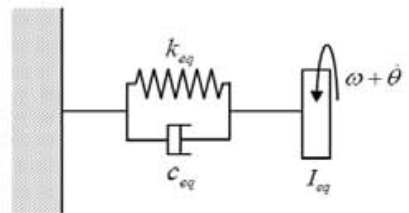


Fig. 3 Single degree of freedom model of the water pump

시작하면서 속도가 증가하게 되고 그에 따른 마찰계수는 줄어들게 된다. 이때 마찰계수의 속도구배는 속도와 마찰계수간의 관계를 나타내며 속도가 증가함에 따른 마찰계수의 차이를 나타낸다. 점으로 표현된 실험데이터로부터 커브 피팅하여 Fig. 1과 같은 음의 속도구배를 갖는 그래프와 2차 다항식을 구할 수 있다.

다자유도 시스템은 Fig. 2에 표현되어 있으며 연속체 시스템을 1자유도 비틀림 진동 모델로 변환하기 위해 Fig. 3과 같이 간소화한다. 이 1자유도 비

틀림 진동 모델을 수식화 하면 다음과 같이 표현된다.

$$I_{eq} \ddot{\theta} = -c_{eq} \dot{\theta} - k_{eq} \theta - \mu N + T \quad (2)$$

여기서  $\mu = \mu_s - \alpha r(\omega + \dot{\theta})$ 이며 식 (2)으로부터 다음 두 식이 구해진다.

$$\zeta = \frac{c_{eq} - \alpha r N}{2\omega_n I_{eq}} \quad (3)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{I_{eq}}} \quad (4)$$

안정성계수는 스윙소음 판단기준으로 정의되며 음수이면 시스템은 불안정해지고 양수이면 안정함을 나타낸다. 식 (4)은 1자유도 비틀림 진동 모델의 고유진동수이다. 관심 주파수영역대가 1차 고유진동수이므로 1자유도 비틀림 진동모델로 시스템을 표현할 수 있다.

연속체인 워터펌프를 1자유도 비틀림 진동 모델로 간소화하기 위해 풀리, 임펠러, 축, 메커니컬 씬이 있는 연속체 조립품의 각 축을 스프링으로 단순화하여 2자유도계 모델로 변환한다. 이 과정에서 메커니컬 씬과 축의 질량관성모멘트는 풀리와 임펠러의 질량관성모멘트에 비해 작으므로 무시한다. 축은 두꺼운 축과 얇은 축으로 구성되어 있으므로 다른 두 개의 단에 의해 구해지는 스프링강성 또한 달리 계산되어야 한다. 축의 스프링강성은 아래의 식과 같다.

$$k_1 = \frac{GJ_1}{l} = G \frac{\pi r_1^4}{2l} \quad (5)$$

$$k_2 = \frac{GJ_2}{L-l} = G \frac{\pi r_2^4}{2(L-l)} \quad (6)$$

두 축의 스프링강성은 서로 직렬로 연결되어 있으므로 축의 상당강성은 다음과 같이 나타난다.

$$k_{eq} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad (7)$$

2자유도 비틀림 진동 모델에서의 운동방정식은 뉴턴의 제 2법칙으로 다음과 같이 구해진다.

$$I_p \ddot{\theta}_p + k_{eq} (\theta_p - \theta_i) = 0 \quad (8)$$

$$I_i \ddot{\theta}_i + k_{eq} (\theta_i - \theta_p) = 0 \quad (9)$$

여기서 구해진 2자유도 비틀림 진동 모델의 고유진동수를 구하기 위해서  $\theta$ 를  $\theta e^{j\omega t}$ 로 가정한다. 식 (8)과 식 (9)로부터 고유진동수는 다음과 같이 구해진다.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k(I_p + I_i)}{I_p I_i}} \quad (10)$$

메커니컬 씬 위치에서의 1자유도 비틀림 진동 모델을 구축하기 위하여 메커니컬 씬 위치에서의 회전 각도를 도출한다. 씬 위치에서의 회전 각도를 구하기 위해서 간극이 변하는 점에서의 회전각도가 필요하다.  $\theta_p$ 는 풀리가 있는 위치에서의 모드형상의 크기를 나타내고  $\theta_i$ 는 임펠러가 있는 위치에서의 모드형상의 크기를 나타낸다. 강체모드는  $\theta_i = 1$ 로 가정하며 풀리의 모드형상은 다음과 같이 표현된다.

$$\theta_p = -\frac{I_i}{I_p} \theta_i \quad (11)$$

간극이 변하는 점에서의 회전 각도는 Fig. 4에서 삼각형의 비로 구할 수 있다. 점선으로 표시된 부분은 기준선으로 풀리가 임펠러와 반대방향으로 비틀리는 것을 의미한다. 따라서 풀리가 비틀어진 부분을 음의 부호로 표현한다. 간극이 변하는 지점을 A

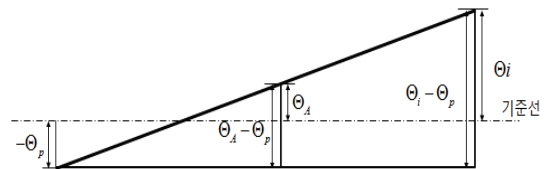


Fig. 4 Twist angles at the point between two shafts

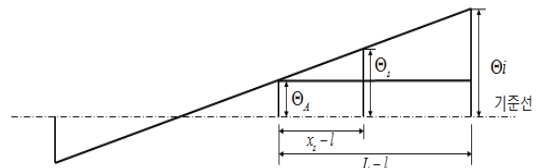


Fig. 5 Twist angles at the mechanical seal position and impeller

로 나타내고 그 지점에서의 회전 각도는  $\theta_A$ 로 나타낸다. Fig. 4의 전체 삼각형의 밑변과 내부에 위치한 삼각형의 밑변의 비로  $\theta_A$ 를 나타낼 수 있는데 스프링강성은 축 길이에 반비례하기 때문에 스프링강성의 역의 비로 나타내진다. 메커니컬 쉘 위치의 회전 각도를 나타내는 방법도 간극이 변하는 지점에서의 회전각도를 구하는 것과 같은 삼각형의 비례관계로부터 구할 수 있다. 간극이 변하는 지점에서의 삼각형의 비와 메커니컬 쉘 위치에서의 회전 각도는 다음과 같이 표현된다.

$$\theta_A = \frac{k_{eq}}{k_1}(\theta_i - \theta_p) + \theta_p \quad (12)$$

$$\theta_s = \frac{x_s - l}{L - l}(\theta_i - \theta_A) + \theta_A \quad (13)$$

식 (11), 식(12), 식(13)으로부터 메커니컬 쉘 위치에서의 회전각도는 다음과 같다.

$$\theta_s = \beta \theta_i \quad (14)$$

$$\beta = -\frac{I_i}{I_p} + \frac{I_p + I_i}{I_p} \left( \frac{k_2}{k_1 + k_2} + \frac{k_1}{k_1 + k_2} \frac{x_s - l}{L - l} \right) \quad (15)$$

2자유도 비틀림 진동 모델을 1자유도 비틀림 진동 모델로 변환하기 위하여 각 비틀림 모델의 운동에너지를 이용하며 이는 서로 동일하다. 운동에너지로부터 메커니컬 쉘 위치에서의 상당질량관성모멘트를 유도할 수 있다.

$$T = \frac{1}{2} I_p |\dot{\theta}_p|^2 + \frac{1}{2} I_i |\dot{\theta}_i|^2 \quad (16)$$

$$T = \frac{1}{2} I_{eq} |\dot{\theta}_s|^2 \quad (17)$$

식 (16)는 2자유도 비틀림 진동 모델에서의 운동에너지이고 식 (17)은 1자유도 비틀림 진동 모델에서의 운동에너지이다. 두 식이 같음을 이용하여 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{2} (I_p \theta_p^2 + I_i \theta_i^2) = \frac{1}{2} I_{eq} \theta_s^2 \quad (18)$$

식 (14), 식 (18)로부터 상당질량관성모멘트는 다

음과 같이 구해진다.

$$I_{eq} = \frac{1}{\beta^2} \frac{I_i(I_i + I_p)}{I_p} \quad (19)$$

마지막으로 안정성계수를 통한 비틀림 진동에 의한 스컬소음 판단기준을 정립한다. 축의 구조적 댐핑과 베어링 댐핑은 상수로 가정하며 펌프의 종류에 따라 다르므로 식 (3)에서 상당감쇠계수는 고려하지 않는다. 따라서 안정성계수는 다음과 같다.

$$|\zeta| = \frac{\lambda}{2I_{eq}\omega_n} \quad (20)$$

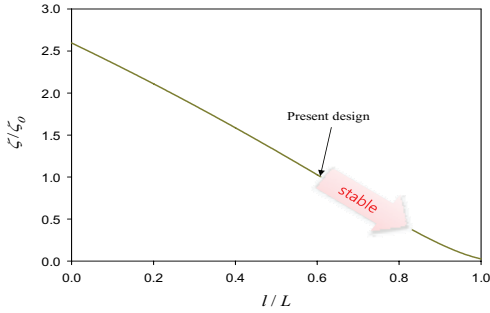
여기서  $\lambda$ 는 마찰계수의 속도구배와 관련이 있으므로 항상 음수가 된다. 안정성계수는 음의 방향으로 증가할수록 스컬소음의 발생가능성이 증가하므로 안정성계수의 절대 값이 클수록 스컬소음의 발생가능성이 증가하는 것으로 해석할 수 있다.

### 3. 설계변수 영향도 분석

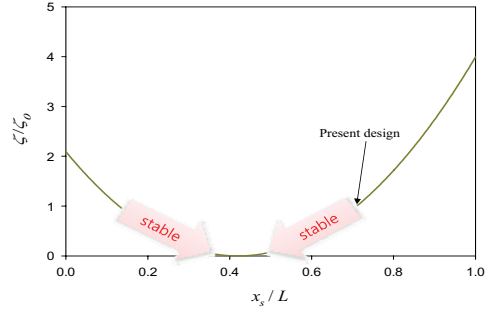
위터펌프의 설계변수로는 폴리의 질량관성모멘트, 임펠러의 질량관성모멘트, 두꺼운 축의 반경, 축 전체의 길이에 대한 두꺼운 축의 길이, 메커니컬 쉘의 위치, 회전속도, 메커니컬 쉘의 반경, 속도구배, 습동부의 수직항력이 있다. 안정성계수는 모든 설계변수의 변화에 따른 다른 결과를 나타낸다. 실제 설계에 사용된 위터펌프의 안정성계수를  $\zeta_0$ , 특정 설계변수만 변화시킨 안정성계수를  $\zeta$ 로 정의하여 두 안정성계수의 비로서 영향도 분석의 결과를 도출하였다.  $\zeta/\zeta_0$ 의 값이 1보다 커질수록 스컬소음 발생가능성이 현재보다 높음을 의미하고 1보다 작아질수록 스컬소음 발생가능성이 낮아짐을 의미한다.

#### 3.1 축에 의한 영향도 분석

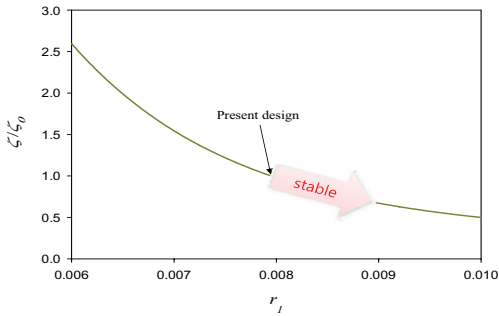
축의 길이는 전체 축의 길이와 두꺼운 축 길이의 비를 분석하였으며 이 길이의 비는 클수록, 축의 두께의 경우 두꺼운 축의 두께가 두꺼울수록 스컬소음 발생가능성이 낮아진다. Fig. 6(a)와 (b)에서 확인할 수 있듯이 축의 길이가 두께보다 안정성계수의 변화에 미치는 영향이 큰 것을 확인할 수 있다. 따라서



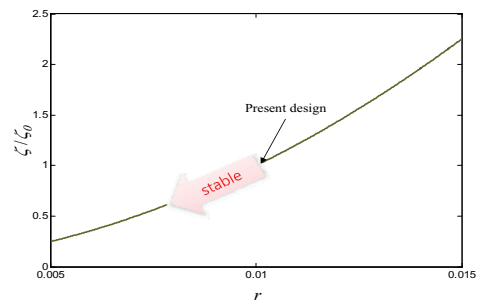
(a) Effect of the length of the thick shaft



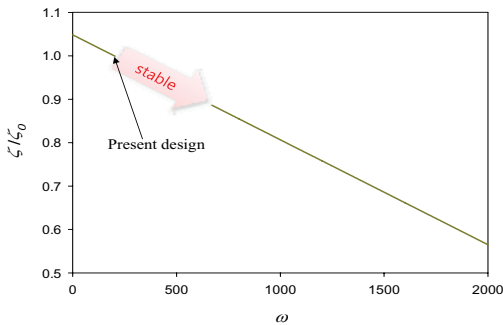
(a) Effect of the mechanical seal position



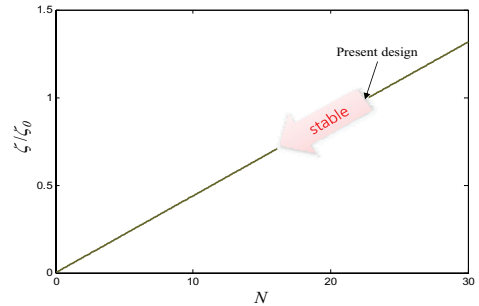
(b) Effect of the radius of the thick shaft



(b) Effect of the radius of the mechanical seal



(c) Effect of the spinning speed of the shafts

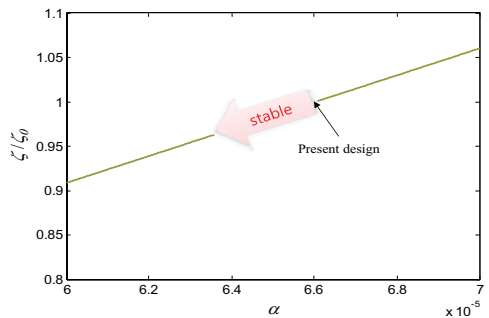


(c) Effect of the normal load

Fig. 6 Parametric study of water pump shafts

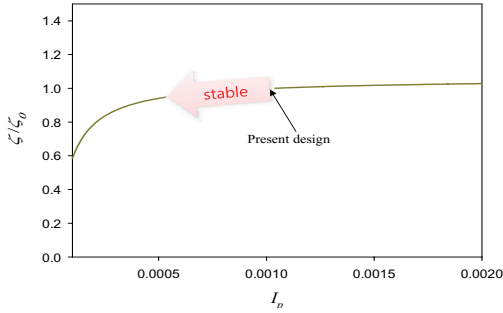
축의 두께가 변함에 따라 얻는 효과는 축의 길이와 변함에 비해 작음을 확인할 수 있다. 또한 축의 회전속도가 증가할수록 스켈소음 발생가능성이 감소한다. 이는 Fig. 1에서 확인할 수 있듯이 속도가 증가함에 따라 그 기울기는 감소하므로 기울기를 의미하는 속도구배가 안정성계수에 직접적으로 영향을 미치게 되어 스켈소음 발생가능성이 감소하는 것을 확인할 수 있다.

### 3.2 메커니컬 씰에 의한 영향도 분석

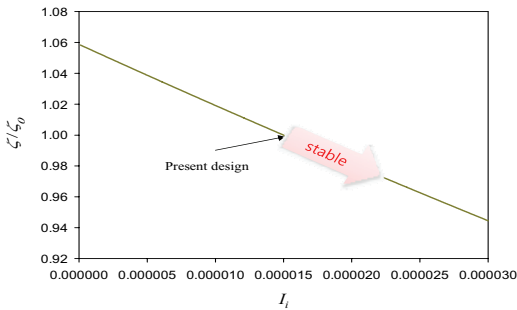


(d) Effect of the gradient of velocity

Fig. 7 Parametric study of mechanical seal



(a) Effect of the mass moment of the pulley



(b) Effect of the mass moment of the impeller

**Fig. 8** Parametric study of mass moment of inertia

메커니컬 씰의 위치는 현재 설계된 위치보다 폴리 쪽으로 가까워져야 스켈소음 발생가능성이 줄어든다. 워터펌프 시스템의 1차 고유모드의 nodal point는 폴리 근처에 위치하는데 씰의 위치가 그 위에 존재한다면 비틀림 진동에 의한 마찰이 생기지 않으므로 스켈소음의 발생가능성은 줄어들 것이다. 하지만 안정한 위치는 nodal point로 의심되는 지점보다 임펠러에 가까이 위치하게 되는데 그 이유는 안정성계수가 단순한 메커니컬 씰에 의한 함수가 아니라 여러 설계변수들의 복잡한 관계로 이루어져 있기 때문에 그 위치는 옮겨질 수 있다. 메커니컬 씰의 반경과 습동부의 수직항력이 작아질수록 스켈소음 발생가능성이 감소하게 된다. 하지만 조립강성이 무리하게 작을 경우 누수의 위험이 있으니 설계를 하는데 있어 유의해야할 것이다. 또한 마찰계수의 속도구배역시 작을수록 스켈소음 발생가능성이 줄어든데 이는 축의 회전속도가 증가함에 따라 안정해지는 것과 관련 있다.

### 3.3 질량관성모멘트에 의한 영향도 분석

폴리의 질량관성모멘트는 작아질수록, 임펠러의 질량관성모멘트는 커질수록 스켈소음 발생가능성은 줄어든다. 폴리의 질량관성모멘트는 폴리의 질량과 반경을 줄임으로써 감소시킬 수 있으며 반경이 줄어들 경우 워터펌프의 회전속도가 변하게 되므로 설계시 유의하여야한다. 하지만 임펠러의 경우 하우징 안에 위치하여 회전하기 때문에 변수를 수정하는데 어려움이 있다.

## 4. 결 론

워터펌프 스켈소음의 발생 가능성을 규명하기 위해 연속체 모델을 1자유도 비틀림 진동 모델로 수립하여 지배방정식을 세워 시스템에 대한 안정성계수를 도출하였다. 안정성계수는 스켈소음 발생에 대한 판단기준으로써 각 설계변수에 의해 변하며 음의 방향으로 커질수록 스켈소음이 발생할 가능성이 높아지는 것을 의미한다. 따라서 현재 설계되어있는 시스템에서의 안정성계수를 기준으로 하여 다른 설계변수에 의한 안정성계수와와의 비가 1보다 클 경우 스켈소음이 발생할 가능성이 높은 것으로 판단하여 각 설계변수 별 영향도 분석을 실시하였다. 영향도 분석의 결과로써 스켈소음 발생가능성을 줄일 수 있는 설계 방향을 제시하였다.

## 참 고 문 헌

- (1) Chiba K., Komiya M., Yanagisawa T. and Hirabayashi H., FEM Analysis of Mechanical Seals for Water Pumps of Automotive Engines, SAE Technical Paper, 920714,
- (2) Kiryu K., Yanai T., Matsumoto S. and Koga T., 1985, An Analysis of "ringing" Phenomena on a Water Pump Mechanical Seal, ASLE Transactions, Vol. 28, No. 2, pp. 261~267.
- (3) Kiryu K., Yanai T., Matsumoto S. and Koga T., 1986, An Analysis of "ringing" Phenomena on a Water Pump Mechanical Seal (Part II), ASLE Transactions, Vol. 29, No. 1, pp. 25~34.
- (4) Ono K., Nomoto Y. and Onigata J., Analysis of Squeak in Mechanical Seal Used in Water Pumps, SAE, 2000-01-0603.