

교반기용 임펠러가 달린 축의 베어링 지지점에 따른 진동특성

홍도관*, 안찬우#, 백황순**, 최석창***, 박일수****

Vibration Characteristics of Impeller Shaft for Mixing Machine According to the Positions of a Bearing Support

Do-Kwan Hong*, Chan-Woo Ahn#, Hwang-Soon Baek**, Seok-Chang Choi***, Il-Soo Park****
(Received 18 June 2009; received in revised form 18 August 2009; accepted 18 August 2009)

ABSTRACT

This paper deals with the dynamic characteristics of the impeller shaft model which is the most important part in developing the resin mixing machine. The can is rotating by air motor in mixing machine. Then the end of shaft is fixed. The bearing support is to increase the fundamental natural frequency. The natural frequency analysis using finite element analysis software are performed on the imported commercial impeller shaft model. This paper presents calculated bearing stiffness of Soda, Harris and modified Harris formula considering contact angle according to bearing supported position. The most important fundamental natural frequency of the impeller shaft except bearing support is around 13.932 Hz. This paper presents one bearing and two bearings support position to maximize the 1st natural frequency. The maximized fundamental natural frequency is around 48.843 Hz in one bearing support and 55.52 Hz in two bearings support.

Key Words : Natural Frequency Analysis (고유진동수 해석), Bearing Support Stiffness (베어링지지 강성), Mixing Machine (교반기), Impeller shaft (임펠러 달린 축)

1. 서 론

조선업계에서 메인엔진과 보조기계의 선박기계를

설치할 때 선체와 기계 사이에 각 지지대의 수평을 맞추거나 필요한 높이로 조정하기 위해 점도가 높은 액체인 레진초크(Resin Chock)에 경화제를 넣어 섞는 방법을 주로 사용하고 있다. 이전에는 스틸초크 라이너(Steel Chock Liner)를 많이 사용하였다. 본 논문에서는 레진교반기를 개발하는데 있어서 가장 중요한 단품이라고 할 수 있는 임펠러의 동특성을 파악하고자 하였다. 레진초크와 경화제를 섞었을 때 점도가 약 13000 centipoise로 점도가 꽤 높은 편이다. 임펠러의 구조와 형상에 따라서 교반되는 특성

* 한국전기연구원 전동력연구센터

교신저자 : 동아대학교 기계공학부

E-mail : cwahn@dau.ac.kr

** 동아대학교 기계공학부 일반대학원

*** 창원전문대학 자동차기계학부 기계설계전공

**** 동명대학교 냉동공조공학과

도 달라질 뿐만 아니라 임펠러에 걸리는 부하도 달라져 특성에 큰 영향을 준다. 또한 임펠러가 회전시 위험속도와 일치하게 되면 임펠러의 진동모드가 발생되어 임펠러의 구조와 교반기 전체 진동특성 및 교반특성에 나쁜 영향을 미친다.

본 논문에 사용된 임펠러 모델은 레진초크를 교반하는 용도로 사용하고 있으며, 임펠러는 회전체 모델이기 때문에 동특성이 중요하다.^[1-5] 기존에 제작, 판매되고 있는 임펠러 모델의 진동특성은 레진초크 캔이 회전을 하는 형태로 되어 있어서 끝단에 경계조건을 완전 고정으로 하여 사용하는 형태가 된다. 그러나 축에 베어링 지지를 하게 되면 축의 1차 고유진동수가 올라가기 때문에 축계시스템의 동특성은 더 좋은 조건이 된다. 따라서 베어링 지지점의 위치 변화에 따른 1차 고유진동수의 경향을 시뮬레이션을 통하여 파악하였으며, 또한 사용된 62계열 베어링의 강성을 파악하기 위해서 Soda, Harris, 수정된 Harris식을 통해서 베어링 강성을 구하여 비교하였다. 기존 연구에서는 수정된 Harris식이 실험값과 잘 일치한다고 언급되어 수정된 Harris식으로 구한 베어링 강성을 적용하였다.^[6] 계산된 베어링 지지 강성을 적용하고 임펠러가 달린 축의 1차 고유진동수가 최대가 되는 베어링 지지점(1~2개)을 파악해보기 위해서 유한요소해석 프로그램을 이용하여 고유진동수해석을 수행하였으며 그 결과를 제시하였다. 임펠러가 달린 회전축의 형상과 치수는 다소 달라지더라도 1차 고유진동수가 최대가 되는 베어링 지지 위치의 경향은 산업현장에서 적용하여 활용할 수 있을 것이다.

2. 베어링 지지강성

본 논문에 사용된 구름요소베어링의 강성평가를 위해 이론식으로 제안되어 있는 2개의 식과 실험적 데이터에 근거해서 수정한 이론식 1개의 식을 설명하면 다음과 같다. 볼 베어링의 강성(stiffness)은 다음과 같이 정의된다.

$$k = \frac{dF_r}{d\delta} \quad (1)$$

여기서 F_r 은 반경방향 하중, δ 는 변위이다.

2.1 Soda 식

Soda는 베어링에 관한 다음의 식을 제안하고, 반경 방향 변형량 δ_r 의 값을 식(2)로 표현하였다.

$$\delta_r = 5.386 \times 10^{-7} \sqrt[3]{\frac{F_r^2}{Z^2 D}} \quad (2)$$

식 (2)를 식 (1)의 정의에 따라 베어링 강성을 나타내면 식 (3)과 같이 된다.

$$k = 4 \times 10^4 \cdot Z^{2/3} \cdot D^{1/3} \cdot F_r^{1/3} \quad (3)$$

2.2 Harris 식

반경방향의 하중만을 받는 경우에 틈새(clearance)를 고려하면 깊은 홈 볼 베어링의 최대하중 Q_{max} 는 근사적으로

$$Q_{max} = \frac{5F_r}{Z \cos \alpha} \quad (4)$$

이다. 여기서 Z 는 볼 수, α 는 접촉각이다. 그리고 고속이 아닌 경우, 깊은 홈 볼 베어링과 앵귤러 콘택트 볼 베어링에 대해 반경방향 변형량 δ_r 은

$$\delta_r = 4.36 \times 10^{-8} \frac{Q_{max}^{2/3}}{D^{1/3} \cos \alpha} \quad (5)$$

이다. 식(4)를 식(5)에 대입하고 식 (1)의 강성의 정의로부터 베어링의 강성은 식(6)과 같다.^[7]

$$k = 1.176 \times 10^7 \cdot Z^{2/3} \cdot D^{1/3} \cdot \cos \alpha^{5/3} \cdot F_r^{1/3} \quad (6)$$

여기서 시스템에 적용할 베어링은 62계열이며 접촉각(α)이 0° 이다.

2.3 수정된 Harris 식

Harris 식에서 계수와 하중의 지수부분을 실험 데이터에 근거해서 수정한 수정된 Harris 식은 다음 식 (7)과 같다.

$$k = 4.5 \times 10^6 \cdot Z^{2/3} \cdot D^{1/3} \cdot \cos \alpha^{5/3} \cdot F_r^{1/4} \quad (7)$$

여기서 시스템에 적용할 베어링은 62계열이며 접촉 각(α)이 0° 이다.

Table 1 Deep groove ball bearing 6200

Items	Value
Z : Number of ball (Ea.)	8
D : Diameter of ball (m)	0.004762
α : Contact angle ($^\circ$)	0
Impeller shaft load(N)	4.8853
F_r (N) :	bearing no : 1 4.8853
Load/bearing	bearing no : 2 2.44265

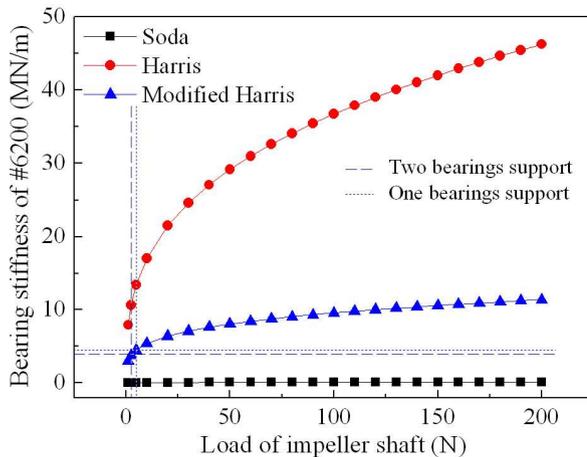


Fig. 1 Bearing stiffness curves of #6200

Table 2 Calculated bearing stiffness of deep groove ball bearing (#6200)

No. of Bearing : 1	Soda	45,678.37 N/m
	Harris	13,429,440.5 N/m
	Modified Harris	4,502,518.5 N/m
No. of Bearing : 2	Soda	36,254.95 N/m
	Harris	10,658,954 N/m
	Modified Harris	3,786,151.7 N/m

Fig. 1은 연구모델에 사용된 Table 1의 깊은 홈 볼베어링 6200의 재원을 식 (3)과 식(6)~(7)에 각각

넣어서 베어링에 걸리는 하중에 따른 베어링 강성 커브를 그림으로 나타내었다. 여기서, 임펠러가 달린 축의 하중이 베어링지지 개수 1개와 2개에 따라서 결정된 베어링 강성을 사용하였다. Table 1의 조건을 이용하여 식(3)과 식(6)~(7)의 강성을 구해보면 Table 2와 같고 Soda 식은 전반적으로 작은 값이며 Harris 식은 오히려 상당히 큰 경향을 보여주고 있다. 이에 비해 수정된 Harris 식은 같은 타입의 베어링에 대하여 여러 베어링에 걸쳐 실험치와 잘 근사한다고 기술되어 있다.^[6]

3. 고유진동수 해석

Fig. 2는 교반기에 들어가는 베어링으로 지지된 임펠러가 달린 축계 시스템을 나타내고 있으며 경계 조건으로는 오른쪽 끝단에서 기어에 의해 회전자유도만 있으며 2개의 베어링으로 지지된 형상을 나타낸다. Fig. 2의 오른쪽 끝단에 회전축을 기준으로 회전자유도만 존재하기 때문에 베어링 지지가 되지 않았을 때의 축의 고유진동수는 가장 낮은 형태의 구조가 된다. 따라서 1차 고유진동수를 최대화하기 위해서는 베어링 지지가 들어가게 되면 1차 고유진동수를 크게 할 수 있다. 또한 1차 고유진동수를 크게 하면 운전영역을 넓힐 수 있는 장점이 있다. 베어링 지지점의 위치 및 베어링 강성에 따른 임펠러가 달린 축의 진동특성을 파악하기 위해 상용 유한요소해석 소프트웨어인 ANSYS를 이용하였다. 회전축과 임펠러의 재질은 SM45C이고, 기계적 물성은 탄성계수가 200 GPa, 밀도 7800 kg/m^3 , 푸아송 비는 0.3이다.

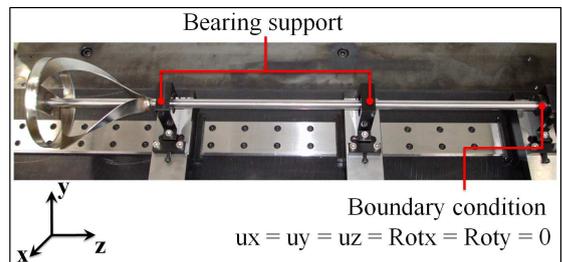
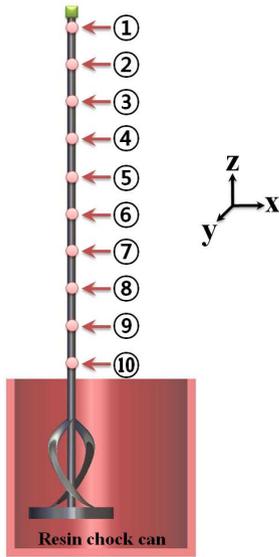


Fig. 2 Schematic diagram of impeller shaft supported by bearing



$u_x = u_y = u_z = Rot_x = Rot_y = 0$

Fig. 3 Bearing support position variation of impeller shaft according to number of bearings

Table 3 1st natural frequency impeller shaft of 1 bearing support

Bearing position	1st natural frequency(Hz)
①	13.998
②	15.451
③	17.383
④	19.498
⑤	21.984
⑥	25.011
⑦	28.798
⑧	33.66
⑨	40.085
⑩	48.843

경계조건은 오른쪽 끝단에 회전축을 기준으로 회전자유도만 풀어주고 나머지는 병진방향 변위와 회전자유도는 고정하였다. Fig. 3은 베어링 지지 위치를 나타내었으며 교반을 위해 레진 초크 캔과 임펠러를 가진 축의 중심은 편심되어 있으며 상부 끝단과 베어링 지지점이 경계조건이고, 베어링 지지 위치는 그림에서와 같이 10개로 등분하여 나타내었다.

베어링 지지가 2개인 모델은 임펠러와 레진 초크

캔에 잠기는 영역을 제외한 두 군데 지지점으로 하였으며 지지점의 변화에 따라서 임펠러가 달린 축의 고유진동수는 변화하게 된다. 따라서 베어링 지지점의 변화에 따라서 임펠러가 달린 축의 1차 고유진동수의 경향을 파악하고자 하였다. Table 3은 Table 2에서 수정된 Harris식으로 계산되어진 베어링 강성을 Fig 3에서 베어링 지지점에 1개의 베어링 지지 위치를 변화시키며 임펠러가 있는 축의 1차 고유진동수의 변화를 나타내었다. 상부 끝단이 축방향 회전 자유도만 풀어주고 나머지 자유도는 고정 형태이고 베어링 지지점 하나를 고정점에서 임펠러의 방향으로 베어링 지지점이 다가갈수록 축의 1차 고유진동수가 커짐을 알 수 있다. 베어링 지지를 하지 않았을 때 1차 고유진동수는 13.932 Hz이며, 베어링 지지를 끝단으로 하게 되면 레진 초크 캔에 잠기는 영역이 있기 때문에 이 부분을 제외한 가장 끝단인 10번 위치에 베어링을 지지한다면 1차 고유진동수가 베어링 지지가 없을 때에 비하여 약 250%가 상승하게 된다. 위험속도를 회전수로 본다면 2,095 rpm을 크게 할 수 있다.

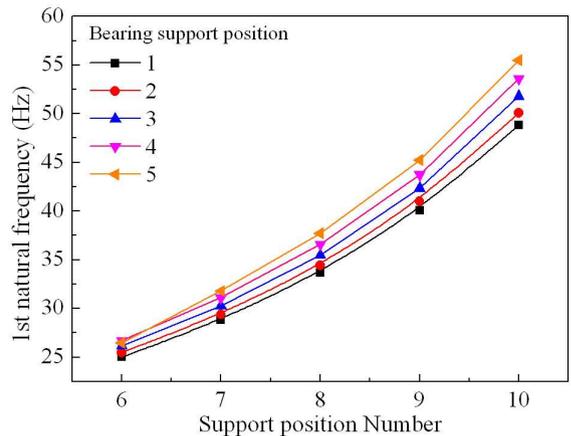
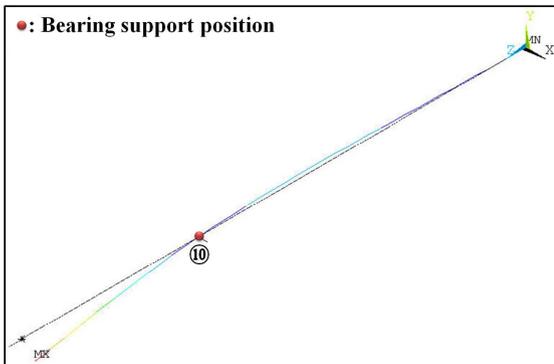


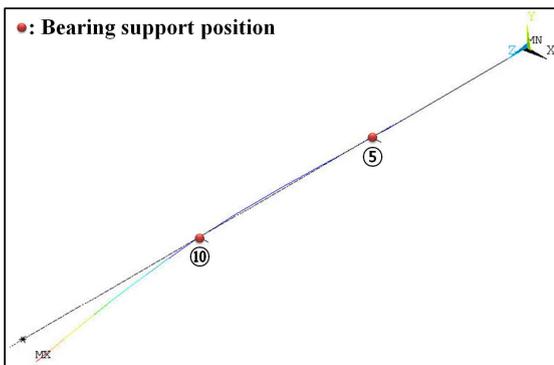
Fig. 4 1st natural frequency according to the positions 2 bearings support

또한 Fig. 4에서 수정된 Harris식으로 계산되어진 베어링 강성을 Fig. 3의 2개의 베어링을 각각 베어링 지지점에 적용하여 구해진 임펠러가 있는 축의 1차 고유진동수의 변화를 나타내었다. 한쪽 베어링 지지는 커플링쪽에서 멀어질수록 그리고 나머지 베어링

지지점은 임펠러에 가까이 갈수록 임펠러를 가진 축의 1차 고유진동수가 증가하였다. 하지만, 베어링 지지점 5와 6의 지지일 때 1차 고유진동수가 베어링 지지점 4와 6의 지지일 때 보다 1차 고유진동수가 작게 나타났다. 이는 5와 6의 지지가 가까워져서 하나의 베어링 강성으로 되어 4와 6의 위치에서 베어링 지지일 때 보다 1차 고유진동수가 작게 나타났다. Fig. 4는 마찬가지로 상부 끝단이 축방향 회전자유도만 자유고 나머지 자유도는 구속하였고 베어링 지지점 하나는 임펠러를 제외한 축의 가운데를 기점으로 한쪽으로만 변화시키고 나머지 하나의 베어링은 다른 나머지 한쪽으로만 변화시키면서 지지하여 1차 고유진동수를 구하여 나타내었다.



One bearing support



Two bearings support

Fig. 5 1st mode shape of maximum 1st natural frequency according to number of bearing

베어링 지지를 하지 않았을 때 1차 고유진동수는 13.932 Hz이며, 베어링 지지를 끝단으로 하게 되면 레진 쇼크 캔에 잠기는 영역이 있기 때문에 이 부분을 제외한 5번 위치와 10번 위치에 배치하면 1차 고유진동수가 약 298 %상승하게 된다. 위험속도를 베어링 지지가 2개인 경우는 2,495 rpm을 크게 할 수 있다. Fig. 5는 베어링 지지가 1개일 때와 지지가 2개일 때의 1차 고유진동수가 최대가 되는 베어링 지지점에서의 모드형상을 나타낸다.

4. 결론

본 논문에서는 레진교반기를 개발하는데 있어서 가장 중요한 단품이라고 할 수 있는 임펠러의 동특성을 파악하고자 시스템에 사용된 62계열 베어링의 강성을 Soda, Harris, 실험값과 잘 맞는 수정된 Harris식을 통해서 베어링 강성을 구하여 적용하였다. 축의 베어링 지지를 1개에서 2개를 지지하게 되면 축의 1차 고유진동수가 올라가기 때문에 축계시스템의 운전영역을 더 넓게 하고 1차 고유진동수와 운전속도가 멀어짐에 따라서 동특성에는 더 좋은 조건이 된다. 임펠러가 달린 축의 1차 고유진동수가 최대가 되는 베어링 지지점을 파악해보기 위해서 유한요소해석 프로그램을 이용하여 고유진동수해석을 수행하였으며 그 경향을 제시하였다. 임펠러가 달린 회전축의 형상과 치수는 달라지더라도 1차 고유진동수가 최대가 되는 베어링 지지위치의 경향은 산업현장에서 적용하여 활용할 있을 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지정 지역혁신센터사업 (RIC) 신소형재 가공청정공정개발 연구센터 지원으로 수행되었음.

참고문헌

1. Kim, C. N., 2006, "Operational Deflection Shape and Modal Analysis Testing To Solve Resonance Problems," Trans. of Korean Society of Marine

- Engineering, Vol. 30, No. 2, pp. 190-198.
2. Park, J. H., Lee, J. H., Kim, B. H., Ahn, C. G. Kang, M. H. and Joo, Y. S., 2003, "A Development of Vibration Analysis Technique of A Mixer," proceeding of Korean Fluid Machinery Association, pp. 421-426
 3. Cho, J. H., Oh, J. E., Im, D. G., Yoon, H. U. and Kang, S. J., 1992, "Modeling and Vibration Analysis of Steering System," Trans. of Korean Society for Noise Vibration Engineering, Vol. 2, No. 2, pp. 125-134.
 4. Albert Kammerer, Reza S. Abhari, 2009, "Experimental Study on Impeller Balde Vibration During Resonance - Part I : Blade Vibration Due To Inlet Flow Distortion," Trans. of the ASME, Vol. 131, 022508~1-022508~11
 5. Albert Kammerer, Reza S. Abhari, 2009, "Experimental Study on Impeller Blade Vibration During Resonance - Part II : Blade Damping," Trans. of the ASME, Vol. 131, 022509~1-022509~9
 6. Song, J. D., Kim, Y. C., Yang, B. S., and Lee, S. J., 2000, "Database for Rolling Element Bearing Stiffness," proceeding of Korean Fluid Machinery Association, pp. 387-391
 7. Tedric A. Harris, 1984, "Rolling Bearing Analysis ,," Second Edi., John Wiley & Sons. pp.283