

技術論文

케이징 구조 유연성을 고려한 터보펌프 임계 속도 해석

전성민*, 광현덕*, 윤석환*, 김진한*

Critical Speed Analysis of the Turbopump
considering the Casing Structural Flexibility

Seong Min Jeon*, Hyun Duck Kwak*, Suk Hwan Yoon* and Jinhan Kim*

ABSTRACT

A critical speed analysis is performed for a 30 ton thrust turbopump considering the casing structural flexibility. A full three-dimensional finite element method including rotor and casing is used to predict rotordynamic behavior. Rotor alone model and rotor-casing coupled model with fixed-fixed and free-free boundary conditions are calculated to investigate the effects of the casing structural flexibility. The stiffness of ball bearings are applied as unloaded and loaded values to consider rotor operating conditions in vacuum and real engine respectively. From the results of the numerical analyses, it is found that the effect of the casing structural flexibility reduces the critical speeds of the turbopump. Especially, the loaded rotor condition with higher bearing stiffness is affected dramatically rather than the unloaded rotor condition with lower bearing stiffness.

초 록

케이징 구조 유연성을 고려한 30톤 추력급 터보펌프에 대한 임계 속도 해석이 수행되었다. 로터와 케이징을 포함한 전체 모델에 대한 3차원 유한요소법이 회전체 동역학 특성을 예측하기 위하여 적용되었다. 케이징 구조 유연성의 영향을 고찰하기 위하여 로터 단독 모델과 고정-고정 및 자유-자유 경계조건을 갖는 로터-케이징 연계 모델에 대한 수치해석이 이루어 졌다. 무부하 하중 조건과 부하 하중 조건에서의 볼 베어링 강성이 각각 진공 조건과 실제 엔진 장착 조건에서의 작동을 모사하기 위하여 사용되었다. 수치해석 결과로부터 케이징 구조 유연성의 영향이 터보펌프의 임계 속도를 감소시킴을 확인하였다. 특히, 높은 베어링 강성을 갖는 부하 로터 조건에서 낮은 베어링 강성을 갖는 무부하 로터 조건에 비하여 더 많은 영향을 받음을 알 수 있었다.

Key Words : Turbopump(터보펌프), Critical speed(임계 속도), Rotordynamics(회전체 동역학), Finite Element Method(유한요소법)

1. 서 론

탑재체를 장착한 우주발사체는 비추력을 높이기 위하여 탱크 가압 방식보다 터보펌프 가압 방

식을 주로 사용하는데, 여기서 터보펌프는 액체 로켓엔진에 높은 압력의 산화제와 연료를 공급하는 역할을 한다. 터보펌프는 무게상의 이점을 최대한 확보하기 위하여 캐비테이션(cavitation)을 억제하는 범위내에서 회전속도를 최대한 증가시키고 펌프의 외경이 감소하도록 설계된다. 이와 같은 고속, 고출력의 펌프를 구동하기 위해서는 고온, 고압에 의한 터빈(turbine) 구동이 필수적이다. 현재 한국항공우주연구원에서 개발 중인

† 2006년 2월 8일 접수 ~ 2006년 4월 7일 심사완료

* 정회원, 한국항공우주연구원 터보펌프그룹
연락처, E-mail: smjeon@kari.re.kr
대전시 유성구 어은동 45번지

30톤 추력급 액체로켓 엔진용 터보펌프는 산화제 펌프, 연료펌프와 터빈이 한축으로 구성되어 있다[1].

터보펌프는 고속으로 회전하도록 설계되기 때문에 운용 중에 진동에 의한 공진을 피하기 위하여 회전체 동역학 설계가 필수적이다. 회전체의 회전 고유진동수와 회전속도가 일치되는 속도를 임계 속도라 하고 터보펌프의 운용 회전속도가 임계 속도로부터 충분히 분리되어 작동할 수 있도록 설계가 이루어진다. 미국에서는 SSME (Space Shuttle Main Engine) 개발에 따른 터보펌프의 회전체 동역학 특성 및 진동 불안정성을 규명하기 위한 연구가 케이징(casing) 및 베어링의 비선형성을 고려하여 이루어졌다[2,3]. 유럽에서도 Ariane 발사체에 사용된 Vulcain 엔진의 터보펌프에 대한 비정상 회전체 동특성 해석이 시험 결과와 비교된 연구가 보고되었다[4]. 일본에서는 H-2A 발사체 LE-7A 엔진의 연료펌프에서 선회실속 현상이 발견되어 터보펌프의 2차 임계 속도와 주파수가 일치되어 높은 진동이 나타날 수 있음을 시험을 통하여 규명하였다[5].

국내에서도 국산화 터보펌프의 개발과 관련하여 연구가 활발히 진행되고 있다. 구조 신뢰성 분석 및 해석 분야에서는 펌프[6,7], 터빈[8,9], 베어링/실(seal)[10,11] 관련 연구들이 이루어졌고, 회전체 동역학 설계 및 해석 분야에서는 1차원 보 모델을 이용한 안정성 분석[12]과 3차원 로터 모델을 이용한 임계 속도 예측[13]에 관한 연구들이 이루어졌다. 또한, 회전체 동역학에 많은 영향을 미치는 비접촉식 실의 동특성에 관한 연구도 해석과 시험을 통하여 발표되고 있다[14,15].

그러나 국내외의 회전체 동역학 관련 연구 분야는 1차원 보와 집중 질량 모델을 이용한 해석 및 설계에 치중되어 있고, 3차원 구조 유한요소 해석을 이용한 상세 해석은 매우 미흡한 실정이다. 특히, 케이징의 구조 유연성에 의한 영향은 1차원 보 모델에 적용함에 있어 한계를 가지기 때문에 보다 정밀한 해석이 요구된다. 본 연구에서는 로터와 케이징 전체를 3차원 유한요소로 모델링하고, 케이징에 고정-고정 및 자유-자유 경계조건을 적용함으로써 1차원 보 모델을 이용한 결과 및 3차원 로터 단독 모델을 이용한 결과와 비교하여 터보펌프의 임계 속도에 미치는 케이징의 영향을 고찰하고자 하였다.

II. 회전체 동역학 모델

해석에 사용된 터보펌프의 로터 형상은 Fig. 1과 같고, 좌측부터 너트, 전방 베어링, 인듀서

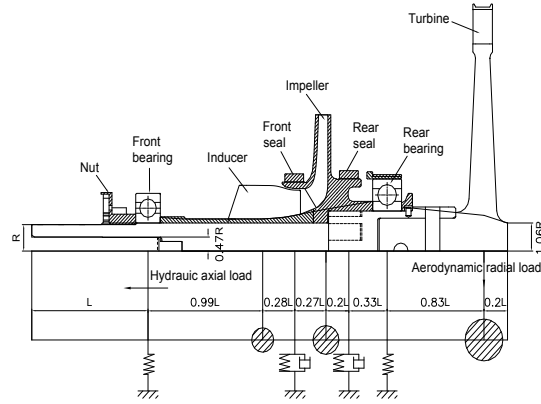


Fig. 1. Rotor layout of turbopump

(inducer), 임펠러(impeller), 후방 베어링과 터빈으로 구성되어 있다. 1차원 보 모델을 위한 집중 질량 및 베어링과 실의 강성 및 감쇠 모델을 같이 나타내었다.

본 연구에서는 임계 속도에 미치는 케이징의 구조 유연성에 의한 영향을 고찰하는 것이 목적이기 때문에 실에 의한 강성 및 감쇠 효과는 무시하였다. 볼 베어링의 강성은 진공 조건 및 실제 터보펌프 운용 조건을 모두 고려하기 위하여 무부하 하중 조건 및 부하 하중 조건으로 나누어 적용하였다.

진공 조건에서의 무부하 베어링 강성의 적용은 향후 진행될 진공 챔버에서의 회전체 동특성 시험을 위하여 설정되었다. 무부하 베어링 강성은 회전체 부품의 질량 불평형량에 의한 동적 하중만을 고려하여 전방 베어링은 3.655×10^7 N/m 수치와 후방 베어링은 4.322×10^7 N/m 수치로 모델링되었다.

부하 하중은 터보펌프가 실제 운용 중에 펌프의 수력 하중과 터빈의 공력 하중에 의하여 베어링에 부과되는 반경방향 및 축방향 하중을 의미한다. 베어링이 하중을 받을 경우 강성은 하중의 크기에 따라 비선형적으로 변하게 되는데[13], 본 연구에서는 정상 상태의 운용조건에 적용할 수 있는 임의의 값을 선정하였다. 정상 상태의 운용 조건에서 터보펌프는 고온, 고압의 가스에 의한 터빈 구동으로 20,000 rpm으로 회전하게 되고, 터보펌프는 토출 압력 140 bar로 연료를 엔진에 공급하게 된다. 이때 베어링에 부과되는 축방향 하중은 약 1 kN이고 반경방향 하중은 약 1.4 kN이다. 부하 조건에서의 전방 베어링 강성은 1.498×10^8 N/m이고, 후방 베어링 강성은 1.751×10^8 N/m이다.

Table 1. Mass and mass moment of inertia of rotating parts

	Fuel pump		Turbine
	Inducer	Impeller	
Material	SUS631	SUS631	INCO718
Density (g/cm ³)	7.64	7.64	8.19
Mass (kg)	0.1682	1.446	6.822
$I_{xx} = I_{yy}$ (kg · mm ²)	96.84	1,996	32,770
I_{zz} (kg · mm ²)	152.9	3,682	65,290

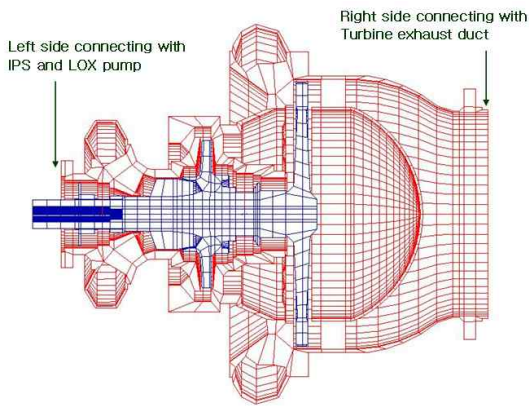


Fig. 2. 3-D finite element model of rotor and casing

회전체 부품인 인듀서, 임펠러 및 터빈의 재질, 질량 및 질량관성 모멘트 등을 Table 1에 나타내었다. Table 1에서 회전축 방향은 z 방향이며, 회전 평면 반경 방향은 x 방향과 y 방향으로 표현하였다. I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} 는 질량관성 모멘트를 나타낸다.

터보펌프의 로터와 케이징 연계 해석을 위한 3차원 유한요소 모델의 단면도는 Fig. 2와 같다. 로터와 케이징은 각각 약 11,000개와 7,000개의 3차원 유한요소로 모델링되었다. 로터와 케이징은 모델링 및 해석의 편의를 위하여 블레이드와 볼류트(volute) 내부 형상과 같은 구조 형상 비대칭성을 제거하였다. 볼류트는 디퓨저(diffuser)를 제거하고 축대칭으로 모델링되었고 인듀서, 임펠러 및 터빈의 블레이드는 축대칭 솔리드로 모델링하여 등가 강성과 등가 밀도를 적용하였다. 베어링은 선형 스프링 요소로 모델링 하였다. Fig. 2에서 좌측 플랜지와 우측 플랜지를 고정 지지한 고정-고정 경계조건과 자유롭게 풀어준 자유-자유 경계조건을 케이징에 적용하였다.

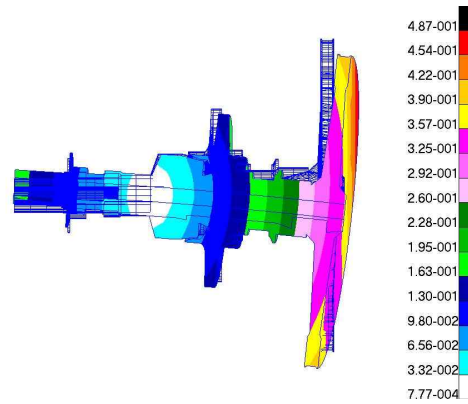
III. 수치해석

2.1 무부하 조건

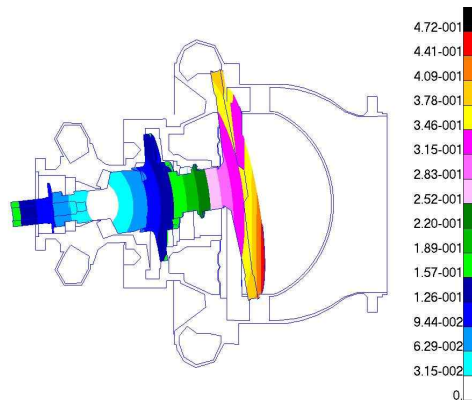
로터-케이징 연계 모델의 진동해석 결과는 로터 뿐만 아니라 케이징의 고유진동수도 동시에 얻어진다.

로터와 케이징이 비연계된 경우와 달리 연계 해석에서는 베어링에 의하여 로터와 케이징이 구조적으로 연결되어 있기 때문에 각각의 진동 모드 형상 및 고유진동수는 상호간에 영향을 받는다. 반면에 로터의 굽힘 진동 모드와 관계가 없는 케이징의 축방향 진동 모드 및 원주 방향 진동 모드는 로터의 진동 모드와 연계되지 않고 독립적으로 나타난다.

Fig. 3은 정지 상태(0 rpm)에서의 고정-고정 케이징 경계조건에 대한 3차원 로터 단독 모델과



(a) Rotor alone model (220.1 Hz)



(b) Rotor-casing coupled model (205.6 Hz)

Fig. 3. 1st mode shape without bearing load in the fixed-fixed boundary condition

로터-케이징 연계 모델의 1차 고유진동 모드 형상을 나타낸다. 로터-케이징 연계 모델의 결과에서 1차 고유진동 모드는 로터에 의하여 지배적으로 나타나고 케이징의 진동 모드는 나타나지 않음을 알 수 있다.

그러나 무한의 케이징 강성을 갖는 로터 단독 모델에서와 달리 로터-케이징 연계 모델에서는 케이징의 구조 유연성에 의한 영향이 반영된다. 케이징 모델이 고려될 경우 베어링 강성을 포함한 로터의 등가 지지 강성이 약해지고, 이는 지지 강성 대비 로터의 상대적인 축강성을 증가시킨다. 따라서, 로터는 상대적으로 강체 로터 진동으로서의 진동 양상을 다소 보이게 되고 1차 고유진동수는 소폭 감소하게 된다.

정지상태의 로터가 회전함에 따라 자이로스코픽(gyroscopic) 효과에 의하여 로터의 고유진동수는 증가하게 된다. 또한, 로터는 제작상의 이유로 인하여 회전 중심과 무게 중심의 오차가 발생하는데 이로 인한 질량 불평형 가진을 회전속도의 1배수 주파수로 받게 된다. 로터의 회전 고유진동수와 질량 불평형 가진 주파수인 회전속도의 1배수가 만나는 점을 임계 속도라 하고, 임계 속도에서는 외부 가진에 대한 로터의 공진이 발생하기 때문에 이에 대한 예측이 중요하다.

Fig. 4에서 고정-고정 케이징 경계조건 및 자유-자유 케이징 경계조건에 대한 3차원 로터 단독 모델과 로터-케이징 연계 모델의 회전 고유진동수를 2차 까지 나타내어 회전속도의 1배수 성분 및 비연계된 케이징의 고유진동수와 비교하였다.

1차 임계 속도는 로터 단독 모델의 경우 15,300 rpm이고, 로터-케이징 연계 모델의 경우 고정-고정 케이징 경계조건에서 14,100 rpm으로서 케이징 유연성 영향에 의하여 임계 속도가 약

1,000 rpm정도 감소함을 확인할 수 있다.

반면, 자유-자유 케이징 경계조건에서는 고정-고정 케이징 경계조건에서와 달리 로터 단독 모델과 로터-케이징 연계 모델의 1차 임계 속도는 거의 동일하게 나타나며 케이징의 유연성이 무시할 만한 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

Table 2. 1st critical speed without bearing load

Numerical model	1st Critical Speed (rpm)
1-D beam model	15,300
3-D rotor alone model	15,300
3-D couple model (free-free)	15,300
3-D couple model (fixed-fixed)	14,100

Table 2는 1차원 보 모델과 3차원 로터 단독 모델 및 3차원 로터-케이징 연계 모델에 대한 임계 속도 해석 수치를 무부하 조건에서 비교하여 보여 주고 있다. 참고문헌[13]에서 1차원 보 모델과 3차원 로터 단독 모델에 대한 임계 속도 해석 결과를 비교하여 검토가 이미 이루어 졌지만, 본 논문에서 케이징의 구조 유연성 영향에 따른 3차원 해석 결과와의 비교를 위하여 1차원 보 모델을 이용한 임계 속도 해석 결과를 추가적으로 Table 2에 명시하였다. 1차원 보 모델과 3차원 로터 단독 모델 및 자유-자유 경계조건을 갖는 로터-케이징 연계 모델에서는 모두 동일한 임계 속도 결과를 보이나, 케이징에 고정-고정 경계조건이 적용될 경우 임계 속도가 감소함을 알 수 있다.

2.2 부하 조건

정상적으로 터보펌프가 작동할 경우 회전체에 부과되는 축방향 및 반경방향의 하중으로 인하여 베어링은 적절한 하중을 받게 된다. 앞에서 기술되었듯이 부하 조건의 베어링 강성은 무부하 조건의 베어링 강성보다 약 4배 정도 증가한다.

Fig. 5는 정지 상태(0 rpm)에서의 고정-고정 케이징 경계조건에 대한 3차원 로터 단독 모델과 로터-케이징 연계 모델의 1차 고유진동 모드 형상을 나타낸다. 베어링의 강성 증가로 인하여 로터의 고유진동수는 무부하 조건의 경우보다 증가함을 알 수 있다. 고유진동 모드 형상에서 무부하 조건의 경우와 비교하여 터빈 부의 진동이 더 선명히 나타나게 되는데, 이는 베어링의 지지 강성이 증가함으로써 로터의 상대적인 축강성이 감소하여 로터의 탄성 진동 모드가 더 잘 나타나기 때문이다.

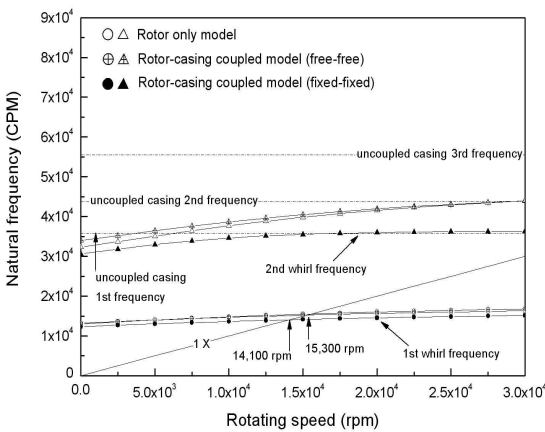
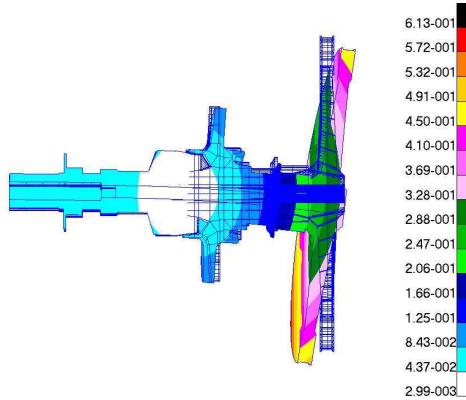
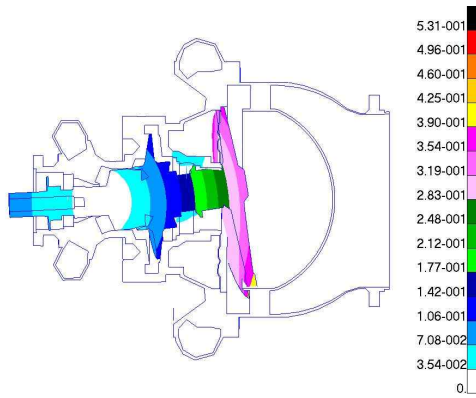


Fig. 4. Campbell diagram without bearing load



(a) Rotor alone model (367.1 Hz)



(b) Rotor-casing coupled model (310.4Hz)

Fig. 5. 1st mode shape with bearing load in the fixed-fixed boundary condition

Fig. 6에서 고정-고정 케이징 경계조건 및 자유-자유 케이징 경계조건에 대한 3차원 로터 단독 모델과 로터-케이징 연계 모델의 회전 고유진동수를 2차 까지 나타내어 회전속도의 1배수 성분 및 비연계된 케이징의 고유진동수와 비교하였다.

부하 조건에 따른 베어링의 강성 증가로 인하여 임계 속도는 무부하 조건에 비하여 증가하나, 케이징 구조의 유연성 영향에 의한 임계 속도 감소는 무부하 조건과 비교하여 더 크게 나타남을 알 수 있다. 1차 임계 속도는 부하 조건에서 로터 단독 모델의 경우 28,200 rpm이고 케이징 모델을 포함할 경우 고정-고정 케이징 경계조건에서 21,800 rpm으로 감소한다. 고정-고정 경계조건에서의 케이징 유연성에 의한 영향은 무부하 조건에서 약 8%의 임계 속도 감소를 보였으나 부하 조건에서는 약 23%의 임계 속도 감소를 보여 준다. 케이징의 영향은 같은 경계조건에서 베

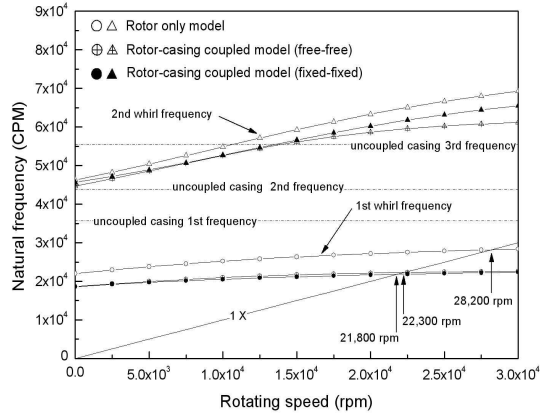


Fig. 6. Campbell diagram with bearing load

어링의 강성이 클수록 더 많은 영향을 받음을 알 수 있다. 즉, 축강성에 대한 베어링의 상대적인 강성이 클수록 케이징의 유연성의 영향은 더 크게 작용하게 되어 로터의 동특성에 영향을 주는 등가 지지 강성의 저하가 더 크게 나타남을 알 수 있다.

자유-자유 케이징 경계조건인 경우 무부하 조건에서 나타났던 3차원 로터 단독 모델과 로터-케이징 연계 모델의 동일한 임계 속도 결과(Fig. 4)와 달리 부하 조건에서는 베어링의 강성이 증가하였기 때문에 케이징 유연성에 의한 영향을 더 많이 받게 되어 자유-자유 경계조건에서도 임계 속도는 감소한다. 3차원 로터 단독 모델에서 28,200 rpm의 임계 속도로 보이나 로터-케이징 연계 모델에서는 약 21 % 감소하여 22,300 rpm의 임계 속도를 보여 준다. 베어링이 하중을 받는 부하 조건에서는 무부하 조건과 달리 고정-고정 및 자유-자유 케이징 경계조건 모두에서 임계 속도 저하가 나타남을 알 수 있다.

Table 3. 1st critical speed with bearing load

Numerical model	1st Critical Speed (rpm)
1-D beam model	28,700
3-D rotor alone model	28,200
3-D couple model (free-free)	22,300
3-D couple model (fixed-fixed)	21,800

Table 3은 1차원 보 모델과 3차원 로터 단독 모델 및 3차원 로터-케이징 연계 모델에 대한 임계 속도 해석 수치를 부하 조건에서 비교하여 보여 주고 있다. 부하 조건인 경우 임계 속도는 1차원 보 모델, 3차원 로터 단독 모델, 자유-자유

경계조건의 로터-케이징 연계 모델, 고정-고정 경계조건의 로터-케이징 연계 모델 순으로 작아짐을 알 수 있다.

IV. 결 론

케이징의 구조 유연성에 따른 영향을 고찰하기 위하여 터보펌프의 임계 속도 해석이 1차원 보 모델과 3차원 로터 단독 모델 및 3차원 로터-케이징 연계 모델에 대하여 수행되었다.

케이징 모델을 포함할 경우 터보펌프의 임계 속도는 감소하며, 1차원 보 모델의 결과가 가장 높은 수치를 주고, 다음으로 3차원 로터 단독 모델 결과가 크며, 마지막으로 3차원 로터-케이징 연계 모델의 결과가 가장 작음을 알 수 있었다.

로터-케이징 연계 모델에서 고정-고정 케이징 경계조건이 자유-자유 케이징 경계조건과 비교하여 임계 속도에 더 많은 영향을 주게 되어, 임계 속도의 저하가 커짐을 확인하였다.

케이징의 구조 유연성의 영향은 같은 경계조건에서 베어링의 강성이 클수록 더 많은 영향을 받게 되어, 무부하 베어링 조건보다 부하 베어링 조건에서 임계 속도의 감소폭이 더 확대됨을 알 수 있었다.

참고문헌

1) Kim, J., Lee, E. S., Choi, C. H. and Jeon, S. M., "Current Status of Turbopump Development in Korea Aerospace Research Institute", *IAC-04-S.P.17, International Astronautical Congress 2004*, Vancouver, Canada, October 2004.

2) Childs, D. W., "The Space Shuttle Main Engine High-Pressure Fuel Turbopump Rotor-dynamic Instability Problem", *Journal of Engineering for Power*, Vol. 100, 1978, pp. 48-57.

3) Childs, D. W. and Moyer, D. S., "Vibration Characteristics of the HPOTP (High Pressure Oxygen Turbopump) of the SSME (Space Shuttle Main Engine)", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, 1985, pp. 152-159.

4) Brune, C. and Lassoudiere, F., "Rotor-dynamics of the Vulcain LH₂ Turbopump Comparison between Test Results and Dynamic Analysis Calculations", *Proceedings of 3rd In-*

ternational Conference on RotorDynamics, 1990, pp. 353-360.

5) Shimura, T., Yoshida, M., Kamijo, K., Uchiumi, M., and Yasutomi, Y., "Cavitation Induced Vibration Caused by Rotating-Stall-Type Phenomenon in LH₂ Turbopump", *The 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Honolulu, Hawaii, February 2002.

6) 전성민, 김진한, 양수석, 이대성, "산화제 터보펌프의 구조강도 및 진동 안전성에 관한 연구", *유체기계저널*, 제5권 제3호, 2002, pp. 25-32.

7) Jeon, S. M. and Kim, J., "Investigation on the Strength and Vibration Safety of a Liquid Rocket Turbopump", *IAC-05-C2.1.A01, 56th International Astronautical Congress 2005*, Fukuoka, Japan, October 2005.

8) 전성민, 김진한, 이대성, "액체로켓 터보펌프 구동터빈의 구조 강도 및 진동 안전성에 관한 연구", *한국항공우주학회지*, 제 31권, 제8호, 2003, pp.77-84.

9) Yoon, S. H., Jeon, S. M. and Kim, J., "Transient Thermal and Structural Analysis of the Liquid Rocket Turbopump Turbine", *HT2005-72070, 2005 ASME Summer Heat Transfer Conference*, San Francisco, California, July 2005.

10) 광현덕, 전성민, 김진한, 조광래, 김선용, 우관제, "터보펌프용 극저온 볼 베어링의 성능검증", *한국윤활학회지*, 제 20권, 제 4호, 2004, pp. 177-182.

11) 광현덕, 전성민, 김진한, "국산화 터보펌프용 플로팅 링 실의 누설특성 및 소재검증", *한국군사과학기술학회 종합학술대회*, 2004, pp. 583- 586.

12) Kwak, H. D., Lee, Y. B., Kim, C. H., Ha, T. W. and Woo, Y. C., "Prediction of Rotordynamic Stability for the High Pressure, High Speed Turbopump Unit", *IFTOMM 6th International Conference on RotorDynamics*, Sydney, Australia, 2002, pp. 49-57.

13) 전성민, 광현덕, 윤석환, 김진한, "액체로켓 터보펌프의 임계 속도 해석", *한국항공우주학회지*, 제 33권, 제 6호, 2005, pp. 92-99.

14) 이용복, 안경민, 김경욱, 김창호, 하태웅, 전성민, 광현덕, "고압용 터보펌프 실의 형상에 따른 성능 평가 연구," 제 6회 우주발사체기술 심포지엄, 2005, pp. 96-100.

15) 하태웅, "고압 터보 펌프 후로팅 링 실의 후로팅 링 거동 해석," *한국윤활학회지*, 제21권, 제3호, 2005, pp. 122-129.