베어링 하우징의 구조 유연성에 따른 터보펌프 회전체동역학 특성 연구

전성민^{a,*} · 윤석환^a · 김진한^a

A Study on the Turbopump Rotordynamic Characteristics due to Bearing Housing Structural Flexibility

Seong Min Jeon^{a,*} · Suk-Hwan Yoon^a · Jinhan Kim^a

^aTurbopump Team, Korea Aerospace Research Institute, Korea

^{*}Corresponding author. E-mail: smjeon@kari.ac.kr

ABSTRACT

A rotordynamic analysis is performed for a turbopump of 7 ton class liquid rocket engine considering bearing housing structural flexibility. Stiffness and damping characteristics of ball bearings and pump noncontact seals are reflected in a rotordynamic model. A dynamic model of bearing housing with lumped mass and stiffness is also applied to the rotordynamic analysis. Rotor critical speed and onset speed of instability are predicted from synchronous rotor mass unbalance response and complex eigenvalue analyses. The bearing housing structural flexibility effect on rotordynamic characteristics is investigated for both of bearing loaded and unloaded conditions respectively. From the numerical analysis, it is found that the effect of the housing structural flexibility significantly reduces the rotor critical speed and onset speed of instability.

초 록

베어링 하우징의 구조 유연성을 고려하여 7톤급 액체 로켓 엔진용 터보펌프의 회전체동역학 해석이 수행되었다. 볼 베어링과 펌프 비접촉 실의 강성 및 감쇠 특성이 회전체동역학 모델에 반영되었으며, 베어링 하우징의 동특성이 집중 질량 및 강성으로 모델링 되어 해석에 반영되었다. 동기 회전체 질량 불평형 응답 해석과 회전 속도에 따른 복소 고유치 해석으로부터 회전체의 임계속도와 불안정 운전 시작 속도를 예측하였다. 회전체동역학적 특성에 베어링 하우징이 미치는 영향이 베어링 부하 조건 및 무부하 조건에서 각각 검토되었다. 수치 해석 결과 베어링 하우징의 구조 유연성은 회전체의 임계속도와 불안정 운전 속도를 의미있게 감소시킬 수 있는 것으로 확인되었다.

Key Words: Liquid Rocket Engine(액체로켓엔진), Turbopump(터보펌프), Rotordynamics(회전체동역학), Critical Speed(임계속도), Structural Flexibility(구조 유연성)

Received 5 June 2013 / Revised 2 March 2014 / Accepted 9 March 2014

Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers

pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548 / <http://journal.kspe.org>

[이 논문은 한국추진공학회 2013년도 춘계학술대회(2013. 5. 30-31, 부산 해운대 한화리조트) 발표논문을 심사하여 수정·보완한 것임.]

1. 서 론

우주발사체는 비추력을 높이기 위하여 터보펌

프 가압 방식을 사용하는데, 터보펌프는 발사체 액체 연료 엔진에 고압의 산화제와 연료를 공급하는 역할을 한다. 국내에서는 실험용 30톤 저추력급 터보펌프를 개발하여 실험실 시험을 수행한 바 있고[1-3], 현재 한국형발사체 1단 및 2단 엔진에 적용될 75톤 고추력급 터보펌프를 개발하고 있다[4-7]. 또한, 한국형발사체 3단 엔진이 가압식 엔진에서 터보펌프 방식 엔진으로 변경되었기에 새로이 7톤급 엔진용 터보펌프 개발이 착수되었다[8,9].

터보펌프는 무게 감소를 위하여 고속으로 회전하도록 설계되기 때문에 운용중에 진동에 의한 공진을 회피하기 위하여 기준속도와 임계속도 간에 충분한 분리 여유가 확보되도록 설계가 이루어져야 한다. 또한, 회전체 시스템의 감쇠저하로 인하여 유발되는 회전체의 불안정한 현상은 일정 회전속도 이상에서 진동이 발산하여 터보펌프에 치명적인 파손을 일으킬 수 있기에 정확한 예측이 필요하다.

무게 저감이 필수적인 터보펌프 하우징은 회전체동역학에 영향을 미칠만한 구조적 유연성을 가지게 되는데, 이러한 하우징의 구조 유연성이 임계속도를 감소시킬 수 있음을 정밀한 3차원 유한요소 해석을 통하여 밝혀진 바 있다[2]. 또한, 볼 베어링과 펌프 실의 동특성은 터보펌프 회전체동역학에 지대한 영향을 주는 중요 인자로서, 상기 요소의 설계 변수들이 임계속도 및 불안정성에 미치는 영향을 면밀히 검토한 바 있다[5]. 앞서와 같이 회전체동역학에 영향을 주는 인자들 외에, 펌프의 수력하중과 터빈의 공력하중은 회전체에 일정한 방향을 갖는 정하중으로 작용하여 회전체 시스템의 동특성에 영향을 미치게 되는데, 이에 대한 연구가 하우징들의 배치 설계와 관련하여 수행되었다[7].

본 연구에서는 개발을 진행하고 있는 7톤급 터보펌프(연료펌프와 터빈)에 대하여 베어링 하우징을 집중 질량과 강성으로 모델링함으로써 베어링 하우징의 강성 변화에 따른 회전체의 임계속도 변화를 고찰하였다. 또한 베어링 하우징이 회전체 불안정성에 미치는 영향도 같이 검토하였다.

2. 회전체동역학 모델

해석에 사용된 터보펌프의 회전체 형상은 Fig. 1과 같고, 좌측부터 너트, 전방 베어링, 인듀서, 전방 펌프 실, 임펠러, 후방 펌프 실, 후방 베어링과 터빈으로 구성되어 있다. 1차원 보 모델을 위한 집중 질량 및 베어링과 실의 강성 및 감쇠 모델을 같이 나타내었다. 또한 전방 베어링과 후방 베어링에는 각각의 베어링 하우징에 대한 집중 질량과 강성 모델을 나타내었다. 유한요소 해석은 RBTS사의 ARMD 상용 소프트웨어를 사용하여 수행하였다.

각 회전체 부품의 질량(mass), 질량 관성모멘트(MOI : Mass Moment of Inertia), 허용 질량 불평형량(Allowable mass unbalance)을 나타내면 Table 1과 같다.

Fig. 1 Rotordynamic model of turbopump.

Table 1. Mass, mass moment of inertia, allowable mass unbalance of fuel pump and turbine.

	Inducer	Impeller	Turbine
Mass, kg	0.1451	0.5003	2.807
Transverse MOI $I_{xx}=I_{yy}$, $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	55.65	289.9	5,210
Polar MOI I_{zz} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	26.99	516.5	10,380
Mass unbalance G2.5, $\text{g} \cdot \text{mm}$	0.1283	0.4424	2.482

Fig. 2 Pump seal stiffness.

Fig. 3 Pump seal damping.

허용 질량 불평형량은 ISO 1940 G2.5 등급의 발란싱 기준으로부터 설계 기준속도 27,000 rpm에 대하여 도출되었다[10].

볼 베어링 강성은 Hertzian 접촉을 고려하여 구하게 되는데[11], 펌프와 터빈의 수력 및 공력학적 하중과 회전속도의 함수로 얻어 진다. 펌프와 터빈의 수력 및 공력 하중은 회전속도 제곱의 함수로 증가하고, 볼 베어링의 강성은 회전속도가 증가함에 따라 비선형적으로 같이 증가한다. 참고문헌[7]의 해석 결과를 참고하여 임계속도를 가장 저하시키는 반경방향 하중간 상대각도인 180도에 대하여 베어링 강성 해석이 이루어 졌고, 참고문헌[8]에 베어링 강성 해석 결과를 회전속도의 함수로 나타내었다. 참고로 설계 기준 속도인 27,000 rpm에서 임펠러와 터빈에 작용하는 반경방향 하중이 각각 0.6 kN, 0.4 kN

이고 조립체 축방향 하중이 1 kN인 경우, 전방 베어링 강성은 6.40×10^7 N/m이고 후방 베어링 강성은 1.45×10^8 N/m이다.

베어링 하우징 강성은 하우징의 3차원 유한요소해석으로부터 베어링이 위치하는 지점에 정하중을 가하여 그에 따른 변위를 계산함으로써 선형 관계식을 얻어 구하였다. 펌프 하우징의 양단을 대칭 구속하였을 경우 전방 베어링 안착면 강성은 1.70×10^8 N/m이고 후방 베어링 안착면 강성은 7.94×10^8 N/m이다. 베어링 강성에 비하여 수배 큰 수치로서 회전체 시스템 동특성에 미치는 영향 검토가 필요하다. 베어링 하우징의 집중 질량은 펌프 하우징의 무게 배분 비율로부터 전방 베어링 안착면은 2.9 kg, 후방 베어링 안착면은 5 kg으로 모델링 하였다.

펌프 실의 강성과 감쇠는 평실(Plain seal)에 대한 Bulk flow 모델로부터 구하였다[12]. 연속 방정식과 축 방향 및 원주 방향 운동량 방정식의 정상 상태 해에 대하여 미소 섭동을 가정함으로써 아래와 같이 펌프 실의 섭동 운동에 대한 반력과 동적 모델을 얻을 수 있다[5].

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서 F_x 와 F_y 는 회전체 단면의 수평, 수직 방향인 x, y 축에 대하여 섭동에 의한 유체 가진력을 나타낸다. $\Delta x, \Delta y$ 는 x, y 축에 대한 섭동 변위를 나타내고, $\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}$ 와 $\Delta \ddot{x}, \Delta \ddot{y}$ 는 각각 속도와 가속도를 나타낸다. M 과 m 은 유체에 의하여 유발되는 질량을 나타내고, C 와 c 는 감쇠를 나타내며, K 와 k 는 강성을 나타낸다. Eq. 1의 펌프 실 동특성 계수들은 실 전방과 후방사이의 압력차와 회전체 회전속도의 함수로 결정된다. 유체 가진력에 의하여 나타나는 질량 행렬은 무시 할 만큼 작기에 본 해석에 고려하지 않았다.

회전체동역학 모델에 사용된 전방과 후방 펌프 실의 강성과 감쇠 수치를 회전속도의 함수로

Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다. 펌프 실의 강성은 회전속도의 제곱에 비례하고, 감쇠는 회전속도에 비례하는 것으로 나타난다. 터보펌프의 작동 회전속도는 27,000 rpm 이다.

3. 수치해석

회전체동역학 해석은 베어링 무부하 하중 조건과 베어링 부하 하중 조건 각각에 대하여 베어링 하우징 영향 유무를 고려하여 수행되었다. 베어링의 무부하 하중 조건과 부하 하중 조건은 각각 베어링이 작동하는 환경이 매질이 없는 대기 환경인 경우와 실제 매질이 존재하여 터보펌프가 작동하는 환경인 경우 모두를 반영하기 위해 고려되었다. 대기 환경 작동 조건은 회전체 동특성 파악을 위한 별도의 회전체 시험을 위하여 설정되었다. 부하 하중 조건에서는 터보펌프 운용에 따른 펌프와 터빈의 하중들이 적용된다.

터보펌프 회전체는 제작 후 수행되는 발란싱(balancing) 작업을 통하여 회전체의 질량 불평형량을 최소화해야 하는데, 소형 터보기계에 적용되는 ISO 1940 G2.5 발란싱 규격을 기준으로 잔류 질량 불평형량을 규제하게 된다[10]. 회전체에 잔류하는 질량 불평형량은 회전함에 따라 회전체를 가진하게 되는데, 주파수 응답 해석을 통하여 회전체의 거동 특성을 살펴 볼 수 있다. 인두서, 임펠러와 터빈에 허용 가능한 최대 질량 불평형을 주어 동적 하중을 가하였으며 각 하중 간의 위상차는 0° 로 하였다.

Fig. 4는 베어링 무부하 하중 조건에서 베어링 하우징 유무에 따라 회전속도의 함수로 계산된 터빈 팁(tip) 변위를 나타내고 있다. 회전체만을 고려한 베어링 하우징 무한 강성인 경우 1차 임계속도는 19,100 rpm으로 예측되고, 현재 설계된 베어링 하우징 질량 및 강성 특성을 같이 고려한 경우 1차 임계속도는 18,600 rpm으로 하우징 무한 강성인 경우에 비해 2.3% 감소하는 것으로 예측된다. 무부하 하중인 경우 설계 기준속도인 27,000 rpm보다 1차 임계속도가 낮은 Super critical 회전체로 판단된다.

Fig. 4 Mass unbalance response (unloaded condition).

Fig. 5 Mass unbalance response (loaded condition).

Fig. 5는 베어링 부하 하중 조건에서 베어링 하우징 유무에 따라 회전속도의 함수로 계산된 터빈 팁 변위를 나타내고 있다. 무부하 하중 조건과 달리 부하 하중 조건에서는 증가된 베어링 강성 뿐만 아니라 고압의 유체에 의한 펌프 실의 강성 및 감쇠 효과도 같이 고려되었다. 회전체만을 고려한 베어링 하우징 무한 강성인 경우 1차 임계속도는 40,000 rpm으로 예측되고, 현재 설계된 베어링 하우징 질량 및 강성 특성을 같이 고려한 경우 1차 임계속도는 36,800 rpm으로 하우징 무한 강성인 경우에 비해 7.82% 감소하는 것으로 예측된다. 부하 하중 조건에서는 베어링에 부과된 하중에 의하여 베어링 강성이 증가하기에 무부하 하중 조건보다 임계속도가 많이 증가함을 알 수 있다. 부하 하중인 경우 설계 기준속도인 27,000 rpm보다 1차 임계속도가 높은 Sub critical 회전체로 판단된다.

베어링 하우징의 강성 변화에 따라 임계속도가 얼마만큼 영향을 받는지 정량적으로 검토하기 위해 해석이 수행되었다. Fig. 6은 베어링 무부하 하중 조건에 대하여 각 일정 수준별 후방 베어링 하우징 강성 수치에서 전방 베어링 하우징 강성 수치를 변화시키며 계산한 1차 임계속도를 나타내고 있다. 후방 베어링 하우징의 수준별 강성 수치는 베어링의 강성 크기와 보수적 접근을 바탕으로 하여 현재 수준인 7.94×10^8 N/m과 그 보다 낮은 2.0×10^8 N/m와 1.0×10^8 N/m으로 선정하였다. 전방 베어링 하우징의 강성 수치는 1×10^7 N/m부터 1×10^9 N/m까지 광범위하게 해석 변수로 선정하였다.

Fig. 6에서 점선은 하우징 영향이 배제된 회전체만의 임계속도를 나타내고, 실선은 하우징 영향이 고려되어 감소된 임계속도를 나타낸다. 베어링 하우징 강성 수치가 클수록 당연히 높은 임계속도 결과를 주지만, 전방 베어링 하우징 강성의 경우 대략 5×10^7 N/m 이상의 수치에서는 임계속도 증가에 미치는 영향이 미미함을 알 수 있다. 반면 후방 베어링 하우징 강성의 경우 10^8 N/m($1 \times 10^8 \sim 7.94 \times 10^8$ N/m) 크기에서도 임계속도의 증가가 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 1차 임계속도에서의 진동 모드가 터빈부 굽힘 모드이기에 터빈에 가까운 후방 베어링 하우징 강성이 큰 영향을 주기 때문이다. 현재 설계된 후방 베어링 하우징의 경우 무부하 하중 조건에서 전방 베어링 하우징 강성이 충분히 클 경우 무한 강성의 베어링 하우징과 비교하여 약간의 임계속도 감소만을 보여 준다.

Fig. 7은 베어링 부하 하중 조건에 대하여 전, 후방 베어링 하우징 강성 수치에 따른 1차 임계속도 변화를 보여 주고 있다. 베어링 하우징 강성 변화 경우의 수는 앞선 해석의 경우와 동일하게 하였다. 베어링 부하 하중 조건하에서 베어링 강성 증가로 인하여 임계속도는 앞선 해석 결과와 비교하여 증가됨을 알 수 있다. 또한 증가된 베어링 강성은 하우징 강성에 더 큰 영향을 받아 임계속도 변화의 폭 역시 증가함을 알 수 있다. 베어링과 하우징 조립체의 등가 강성이 앞선 결과에서 보다 더 많이 하우징 강성에 영

Fig. 6 1st critical speed with bearing housing stiffness (unloaded condition).

Fig. 7 1st critical speed with bearing housing stiffness (loaded condition).

향을 받기 때문이다. 전방 베어링 하우징 강성이 10^8 N/m 이상의 경우에는 임계속도에 미치는 영향이 미미하지만, 그보다 작은 경우에는 후방 베어링 하우징 강성이 충분히 커도 전방 베어링 하우징 강성에 의해 지배적인 영향을 받게 된다. 앞서와 마찬가지로 하우징 강성 변화에 따른 임계속도 변화를 살펴 볼 때 후방 베어링 하우징 강성이 전방 베어링 하우징 강성에 비해 임계속도에 더 많은 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8과 9는 회전속도에 따른 복소 고유치 해석으로부터 얻어진 1차 휘둘림 진동수와 감쇠를 나타낸다. 베어링 부하 하중 조건에서 베어링 하우징 영향 유무에 따른 결과를 검토하였다. Fig. 8에서 휘둘림 진동수는 회전속도가 증가함에 따라 자이로스코픽 영향에 의해 증가하게 되고, 회

전속도와 동기화된 $1\times$ 주파수와 만나는 점에서 임계속도를 이루게 된다. 앞에서 해석된 Fig. 5의 주파수 응답 해석 결과와 동일한 임계속도 예측 결과를 얻을 수 있다. Fig. 9의 감쇠비(Damping ratio)는 회전체 시스템 감쇠를 임계감쇠(Critical damping)로 나눈 비율로 정의되고, 양수의 값을 가질 경우 회전체 시스템은 안정된 감쇠 특성을 갖게 된다. 불안정성에 영향을 미치는 진동 모드는 터빈부 회전축 굽힘 모드인 1차 진동 모드이다. 베어링 하우징 영향을 고려하지 않을 경우 진동이 발산하는 불안정 시작 속도는 105,500 rpm으로 예측되고, 베어링 하우징 영향을 고려할 경우 96,000 rpm으로 예측되어 베어링 하우징 유연성이 불안정성에도 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 질량 불평형 하중이 시스템에 영향을 미치는 전방 휘돌림(Forward

whirl) 모드에 대해서 임계속도를 검토하였고, 해석 결과 불안정성이 전방 휘돌림 모드에서만 발견되기에 후방 휘돌림(Backward whirl) 모드에 대한 결과를 별도로 기술하지 않았다.

4. 결 론

한국형발사체 상단엔진용 7톤급 터보펌프(연료 펌프와 터빈)에 대하여 회전체동역학 해석이 이루어졌다. 베어링과 펌프 실의 동특성 및 베어링 하우징의 구조 유연성 영향을 고려하여 회전체 시스템의 임계속도, 불평형 응답 거동과 불안정 시작 속도를 예측하였다.

베어링 부하 하중 조건에서는 무부하 하중 조건에 비해 베어링 하우징의 구조 유연성이 더 많은 영향을 끼쳐 임계속도를 크게 감소시킬 수 있음을 확인하였다. 1차 임계속도에서의 진동 모드가 터빈부 회전축 굽힘 모드인 이유로 인해, 베어링 하우징 강성 중 터빈부에 근접한 후방 베어링 하우징 강성이 임계속도 감소에 지배적인 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. 베어링 하우징의 구조 유연성은 임계속도 뿐만 아니라 불안정성에도 영향을 미쳐 불안정 시작 속도를 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

중량 감소를 위한 구조 최적화 설계가 요구되는 터보펌프에서 높은 임계속도를 유지하기 위해서는 일정 수준 이상의 구조 강성이 확보될 수 있도록 베어링 하우징 설계가 신중하게 이루어져야 한다.

향후 회전체 시스템의 베어링 무부하 하중 조건에서 고속회전 시험을 통하여 1차 임계속도를 실험적으로 검증할 예정이다.

References

- Kim, J., Hong, S.S., Jeong, E.H., Choi, C.H. and Jeon, S.M., "Development of a Turbopump for a 30 Ton Class Engine," *Proceedings of the 43rd AIAA/ASME/SAE/*

Fig. 8 1st forward whirl frequency of stability analysis.

Fig. 9 1st forward whirl damping of stability analysis.

- ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Cincinnati, OH, U.S.A., AIAA 2007-5516, 2007.
2. Jeon, S.M., Kwak, H.D., Yoon, S.H. and Kim, J., "Rotordynamic Analysis of a Turbopump with the Casing Structural Flexibility," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 24, No. 3, pp. 433-436, May-Jun. 2008.
 3. Hong, S.S., Kim, D.J., Kim, J.S. and Kim, J., "Real-Propellant Test of a Turbopump for a 30-Ton Thrust Level of Liquid Rocket Engine," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 13, No. 3, pp. 20-26, 2009.
 4. Jeon, S.M., Kwak, H.D., Yoon, S.H. and Kim, J., "Rotordynamic Analysis of a High Thrust Liquid Rocket Engine Turbopump," *Journal of The Korean Society for Aeronautical & Space Sciences*, Vol. 36, No. 7, pp. 688-694, 2008.
 5. Jeon, S.M., Kwak, H.D., Yoon, S.H. and Kim, J., "Rotordynamic Analysis of a High Thrust Liquid Rocket Engine Fuel(Kerosene) Turbopump," *Aerospace Science and Technology*, Vol. 26, No. 1, pp. 169-175, Apr.-May 2013.
 6. Hong, S.S., Kim, J.S., Kim, D.J. and Kim, J., "Performance Test of Turbopump Assembly for 75 Ton Liquid Rocket Engine Using Model Fluid," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 15, No. 2, pp. 56-61, 2011.
 7. Jeon, S.M., Kwak, H.D., Hong, S.S. and Kim, J., "Critical Speed Analysis of a 75 Ton Class Liquid Rocket Engine Turbopump due to Load Characteristics," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 16, No. 4, pp. 42-49, 2012.
 8. Jeon, S.M. and Kim, J., "Critical Speed Analysis of a 7 Ton Class Liquid Rocket Engine Turbopump," *Proceeding of the 2012 KSPE Spring Conference*, pp. 11-15, 2012.
 9. Kim, J., Choi, C.H., Jeong, E.H., Jeon, S.M. and Hong, S.S., "Development Status of a Turbopump for Korea Space Launch Vehicle(KSLV-II)," *Proceeding of the 2012 KSAS Fall Conference*, pp. 254-263, 2012.
 10. ISO Standard 1940, *Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors, Part I : Determination of Permissible Residual Unbalance*, 1st Ed., 1998.
 11. Harris, T.A., *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley & Sons, pp. 388-399, 1991.
 12. Childs, D.W., *Turbomachinery Rotor-dynamics-Phenomena, Modeling, and Analysis*, John Wiley & Sons, pp. 227-289, 1993.