

75톤급 액체로켓 엔진용 연료펌프/터빈 회전체 동역학 설계

전성민*, 곽현덕**, 윤석환***, 김진한****

Rotordynamic design of a fuel pump and turbine
for a 75 ton liquid rocket engine

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

Abstract

A fuel pump and turbine rotordynamic design is performed for a 75 ton thrust liquid rocket engine. A distance from the rear bearing to the turbine was considered as a design parameter for load distribution of the bearings. Asynchronous eigenvalue analysis was performed as a function of rotating speeds, turbine mass and bearing stiffness to investigate critical speed of the fuel pump and turbine. From the numerical analysis, it is found that the effect of the front bearing stiffness is negligible in the critical speed due to the large mass moment of inertia of the turbine. With the rear bearing stiffness over 2×10^8 N/m and the turbine mass below 20 kg, the critical speed of the fuel pump and turbine in long shaft case is at least 70 % higher than the operating speed 11,000 rpm.

초 록

75톤급 액체 로켓 엔진용 터보펌프의 연료펌프 및 터빈에 대한 회전체 동역학 설계가 이루어졌다. 후방 베어링으로부터 터빈까지의 거리를 베어링 하중 설계에 대한 설계 변수로 고려하였고, 터빈의 질량 및 전방 베어링과 후방 베어링의 강성을 변화시키면서 회전 속도에 따른 비동기 고유진동수 해석을 수행하여 연료펌프/터빈의 임계속도를 고찰하였다. 터빈의 큰 관성으로 인하여 전방 베어링의 강성이 임계속도에 미치는 영향은 무시할만한 것으로 나타났다. 후방 베어링의 강성이 2×10^8 N/m 이상일 경우, 장축의 후방 베어링 간 축길이 및 20 kg이하의 터빈 질량에서 연료펌프/터빈 회전체의 임계속도는 설계속도 11,000 rpm 대비 70% 이상에 있음이 확인되었다.

키워드 : 액체로켓엔진(liquid rocket engine), 터보펌프(turbopump),
연료펌프(fuel pump), 터빈(turbine), 회전체동역학(rotordynamics),
고유진동수(natural frequency), 임계속도(critical speed)

* 터보펌프팀/smjeon@kari.re.kr

** 터보펌프팀/hdkwak@kari.re.kr

*** 터보펌프팀/shyoon@kari.re.kr

**** 터보펌프팀/jhkim@kari.re.kr

1. 서 론

75톤급 액체 로켓 엔진용 터보펌프의 연료펌프 및 터빈에 대한 회전체 동역학 설계가 이루어졌다. 인듀서와 임펠러, 터빈 및 베어링의 축배치는 기 개발된 30톤급 터보펌프를 근간으로 하였고[1-3], 75톤급 연료펌프의 수력 설계와 터빈의 공력 설계에 맞추어 인듀서, 임펠러 및 터빈의 축길이가 반영되었다. 후방 베어링으로부터 터빈까지의 거리를 베어링 하중 설계에 대한 설계 변수로 고려하였고, 터빈의 질량 및 전방 베어링과 후방 베어링의 강성을 변화시키면서 회전 속도에 따른 비동기 고유진동수 해석을 수행하여 연료펌프/터빈의 임계속도를 고찰하였다.

2. 본 론

2.1 해석조건 및 모델

연료펌프/터빈 회전체 동역학 설계에서 인듀서, 임펠러와 터빈은 로터의 주요 질량점으로 표현되고 이들 부품의 질량 수치와 회전축에서의 위치는 임계속도 해석에서 중요한 설계 변수가 된다. 회전체 동역학 설계를 위하여 연료펌프는 터보펌프의 예상 출력 4.1 MW 중 2.02 MW의 출력을 가진다고 가정하였으며 기준속도 11,000 rpm으로 회전하는 조건으로 설정하였다.

수력설계 결과를 바탕으로 연료펌프 임펠러의 예상 질량은 기 개발된 30톤급 연료펌프 임펠러 팁 직경 대비 설계된 75톤급 연료펌프 임펠러 팁 직경의 비율을 고려하여 5.82 kg으로 예측하였다. 그러나 예상치 못한 임펠러의 질량 증가 및 sub-critical 로터 설계를 위한 보수적인 접근을 감안하여 임펠러의 질량을 6 kg으로 가정하여 회전체 동역학 설계를 수행하였다. 인듀서 질량은 지금까지의 개발 경험에 미루어 볼때 임펠러 질량의 약 15 %를 차지하기 때문에 75톤급 연료펌프에 대하여 인듀서 질량을 0.9 kg으로 가정하였다.

75톤급 터보펌프를 구동하는 터빈의 공력 설계를 바탕으로 얻어진 터빈의 평균 직경 및 코드

길이를 이용하여, 기 개발된 30톤급 터빈의 질량으로부터 75톤급 터빈의 질량을 예측하면 16.6 kg이 된다. 그러나 터빈 설계에 따른 질량 증가 가능성을 고려하여 터빈 로터의 질량을 보수적으로 17 kg과 20 kg으로 가정하여 회전체 동역학 설계를 수행하였다.

산화제펌프와 연료펌프는 스플라인 축에 의하여 동력을 주고받게 되는데, 스플라인 축 또한 연료펌프 회전체 동역학 설계에 있어서 질량점으로 작용한다. 기 개발된 30톤급 터보펌프 스플라인 축을 참고하여 75톤급에서 출력 증가로 인하여 증가하는 스플라인 축 직경 및 길이를 고려할 경우, 스플라인 축의 질량은 1.4 kg으로 예측된다.

연료펌프와 터빈의 중량 감소를 위하여 회전축의 강도 및 강성의 저하를 일으키지 않는 범위 내에서 회전축은 속이 비어있는 중공축으로 설계하였다. 회전체 동역학적 안정성을 높이기 위해서는 전, 후방 베어링에 하중이 균등하게 분배되는 것이 바람직하다. 조립 특성상 연료펌프 임펠러와 터빈의 하중 중심이 후방 베어링에 가까워 전방 베어링보다 후방 베어링에 하중이 집중되기에, 후방 베어링과 터빈 사이의 축길이를 조절함으로써 전방 베어링에도 적절한 하중이 부과될 수 있도록 하는 것이 필요하다. 또한, 임펠러와 터빈의 반경 하중의 방향도 전방과 후방 베어링의 지지 하중에 큰 영향을 주게 되는데, 임펠러와 터빈의 반경 하중이 서로 반대되는 방향으로 작용하게 될 때 전방 베어링의 하중이 증가하고 후방 베어링의 하중이 상대적으로 감소하여 전방과 후방 베어링 지지 하중의 분배를 효과적으로 할 수 있다.

임펠러와 터빈의 반경 하중이 반대로 작용하게 설계 될 경우, 앞에서 언급한 전방과 후방 베어링의 적절한 하중 분배를 위하여 터빈 디스크부터 후방 베어링까지의 거리를 설계 변수로 정하여 50 mm의 단축 및 70 mm의 장축에 대한 해석 조건을 설정하였다. 그림 1은 75톤급 연료펌프와 터빈에 대한 수력/공력 설계 및 기 개발된 30톤급 터보펌프 도면을 바탕으로 작성한 75톤급 연료펌프와 터빈의 축계 배치를 나타낸다.

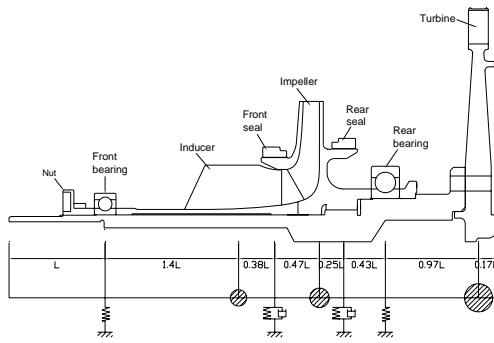


그림 1. 75톤 연료펌프/터빈 회전체 모델

회전체 동역학 해석에서 전, 후방 베어링의 강성 또한 설계 변수로 선택하였고, 상기의 하중 배분 설계 및 베어링 강성 해석 결과를 참고하여 전, 후방 베어링의 설계 강성 범위를 결정하였다. 연료펌프 전방 베어링의 강성을 4×10^7 N/m, 8×10^7 N/m 및 1.2×10^8 N/m으로 가정하였고, 후방 베어링의 강성을 1×10^8 N/m와 2×10^8 N/m로 가정하였다.

무게가 가벼운 터빈 로터와 무거운 터빈 로터 2종, 후방 베어링과 터빈 사이의 단축, 장축 2종 및 전방 베어링 강성 3종과 후방 베어링 강성 2종에 대한 총 24종의 경우에 대한 해석을 수행하였고, 회전 속도는 0 rpm부터 30,000 rpm으로 증가시키면서 비동기 고유진동수 해석을 수행하였다.

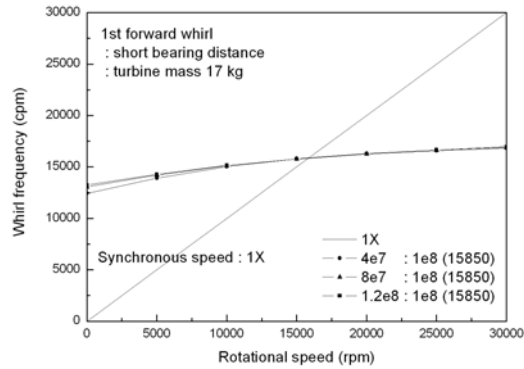
2.2 수치해석 1 : 단축

후방 베어링으로부터 터빈 디스크까지의 축 길이가 50 mm인 단축의 로터인 경우로서, 임펠러 질량은 6 kg, 인듀서 질량은 0.9 kg이고 스플라인 축의 무게는 1.4 kg이다. 후방 베어링과 터빈 간의 축길이를 단축으로 고정시킨 상황에서 터빈의 질량만을 가벼운 것(17 kg)과 무거운 것(20 kg)으로 교체하여 해석을 수행하였다.

2.2.1 경량 터빈

단축의 로터이고 터빈의 질량이 17 kg 인 경우, 후방 베어링 강성을 1×10^8 N/m으로 고정하고 전방 베어링의 강성을 4×10^7 N/m, 8×10^7

N/m, 1.2×10^8 N/m로 변화시키면서 회전 속도에 따른 연료펌프와 터빈의 비동기 1차 고유진동수를 회전 속도의 1배수 성분과 비교하여 그림 2에 나타내었다.


 그림 2. 회전 고유진동수(단축, 경량, 후방 베어링 강성 1×10^8 N/m)

연료펌프와 터빈 회전체는 터빈의 질량 관성 모멘트가 크기 때문에 회전 속도가 증가함에 따라 나타나는 자이로스코픽 영향이 커져 회전 속도가 정지부터 30,000 rpm까지 가속하는 동안 회전 고유진동수는 약 4,000 rpm 증가한다. 반면 터빈의 큰 질량 관성모멘트로 인하여 전방 베어링의 강성 증가는 저 회전속도인 경우를 제외하고 고유진동수의 증가에 별다른 영향을 주지 못함을 알 수 있다. 연료펌프와 터빈 회전체의 1차 임계속도는 후방 베어링 강성이 1×10^8 N/m로 고정된 경우, 전방 베어링 강성이 4×10^7 N/m, 8×10^7 N/m와 1.2×10^8 N/m로 증가하여도 모두 동일한 15,850 rpm이 된다. 75톤급 터보펌프의 기준 속도 11,000 rpm 대비 약 +44 %의 분리 여유를 가지고 있으나 해석 모델의 가정에 따른 부정확성을 고려하면 충분하지 못한 여유로 생각된다.

두 번째 해석의 경우로 후방 베어링의 강성을 2×10^8 N/m로 증가시킨 후 상기의 계산을 반복하여 수행하였다. 후방 베어링 강성의 증가 이외에 나머지 해석 조건은 상기의 해석 조건과 동일하다. 아래 그림은 회전 속도에 따른 비동기 1차

고유진동수를 회전 속도의 1배수 성분과 비교하여 보여 주고 있다.

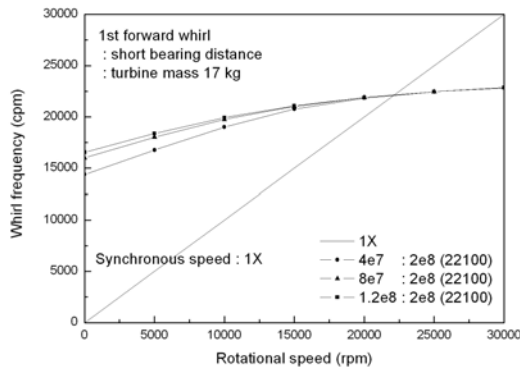


그림 3. 회전 고유진동수(단축, 경량, 후방 베어링 강성 2×10^8 N/m)

후방 베어링의 강성 증가로 인하여 연료펌프와 터빈 회전체의 1차 회전 고유진동수는 큰 폭으로 증가하고 터빈의 질량 관성모멘트에 의한 자이로스코픽 영향도 크게 나타나 회전 속도의 증가에 따른 회전 고유진동수의 증가폭이 이전의 낮은 후방 베어링 강성의 경우와 비교하여 확대됨을 알 수 있다. 결과 예로서, 회전 속도가 정지부터 30,000 rpm까지 증가하는 동안 전방 베어링 강성이 1.2×10^8 N/m로 동일한 경우, 낮은 후방 베어링 강성(1×10^8 N/m)에서는 약 28%의 회전 고유진동수 증가를 보여 주나 높은 후방 베어링 강성(2×10^8 N/m)에서는 약 38%의 회전 고유진동수 증가를 보여 준다. 전방 베어링의 강성 증가는 저속에서 회전 고유진동수의 차이를 유발하나 고속으로 회전 속도가 증가함에 따라 그 차이는 감소하게 되어 임계속도가 나타나는 회전 속도에서는 더 이상 차이가 나타나지 않는다. 연료펌프와 터빈 회전체의 1차 임계속도는 후방 베어링 강성이 2×10^8 N/m로 고정되고 전방 베어링 강성이 4×10^7 N/m, 8×10^7 N/m, 1.2×10^8 N/m로 증가하는 경우 모두 동일한 22,100 rpm의 수치를 주고 있음을 알 수 있다. 75톤급 터보펌프의 기준 속도 11,000 rpm 대비 약 +101%의 충분한 분리 여유를 가지고 있어 후방 베어

링의 강성 증가는 임계속도를 효과적으로 증가시킴을 확인할 수 있다.

2.2.2 중량 터빈

앞 절의 해석 경우와 동일하고 다만 터빈 질량을 17 kg에서 20 kg으로 증가시킨 경우이다. 아래 그림은 단축이고 터빈 질량이 20 kg이며 후방 베어링 강성이 1×10^8 N/m인 경우에 전방 베어링의 강성을 4×10^7 N/m, 8×10^7 N/m, 1.2×10^8 N/m로 변화시키면서 회전 속도에 따른 연료펌프와 터빈의 비동기 1차 고유진동수를 나타내고 있다.

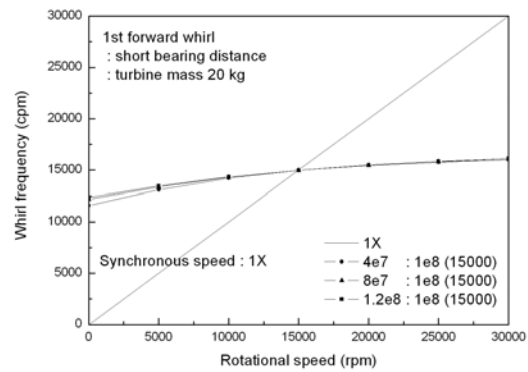


그림 4. 회전 고유진동수(단축, 중량, 후방 베어링 강성 1×10^8 N/m)

전방 베어링 강성 3종 모두 임계속도는 15,000 rpm의 수치를 갖으며, 경량의 17 kg 터빈의 경우와 비교하여 중량의 20 kg 터빈이 장착되면 임계속도는 -5.3% 감소함을 알 수 있다. 기준속도 11,000 rpm과 비교하여 분리 여유는 약 +36%로서 터빈의 무게 증가에 따라 임계속도 여유는 감소한다.

상기의 해석 조건과 동일하고 다만 후방 베어링 강성을 2×10^8 N/m로 증가시켜 해석을 수행하였다. 앞선 결과와 마찬가지로 후방 베어링 강성의 증가는 터빈 로터의 자이로스코픽 효과를 증폭시켜 전방 베어링 강성이 1.2×10^8 N/m로 동일한 경우, 낮은 후방 베어링 강성(1×10^8 N/m)에서는 약 30%의 회전 고유진동수 증가를

보여 주고 높은 후방 베어링 강성(2×10^8 N/m)에서는 약 41 %의 회전 고유진동수 증가를 보여 준다. 저속에서 나타나는 전방 베어링 강성에 따른 임계속도 차이는 고속으로 갈수록 줄어들어 임계속도에서는 차이를 보이지 않는다. 3종의 전방 베어링 강성 모두 20,800 rpm의 임계속도를 보여주고 있으며, 앞에서 언급된 낮은 후방 베어링 강성의 해석 경우와 비교하여 약 +39%의 임계속도 상승을 보여 준다. 터빈의 무게 증가에 따른 임계속도의 감소 폭은 -5.9%로 나타났고, 기준속도 11,000 rpm과 비교하여 임계속도는 +89%의 충분한 분리 여유를 갖고 있는 것으로 확인되었다.

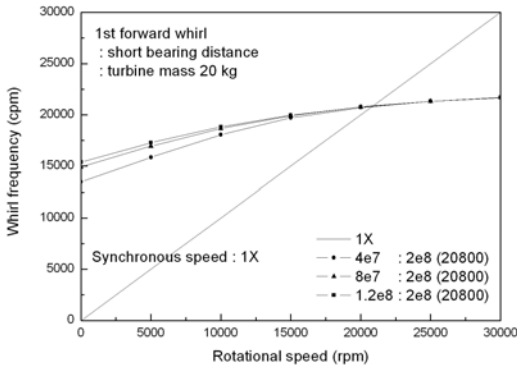


그림 5. 회전 고유진동수(단축, 중량, 후방 베어링 강성 2×10^8 N/m)

이상에서 얻어진 연료펌프와 터빈 회전체의 1차 임계속도들을 전, 후방 베어링 강성에 따라 정리하여 그림 6에 나타내었다. 그림 6에서 가로축은 전방 베어링의 강성을 나타내고, 세로축은 1차 회전 고유진동수와 회전 속도의 1배수 성분 주파수가 일치되는 연료펌프/터빈의 1차 임계속도를 나타낸다. 앞서서도 설명이 되었지만, 후방 베어링의 강성 증가는 연료펌프와 터빈 회전체의 임계속도 절대 수치를 효과적으로 증가시키지만 전방 베어링의 강성 증가는 임계속도에 별다른 영향을 주지 못하고 있음을 알 수 있다. 터빈의 무게 증가는 임계속도를 소폭 감소시킨다. 연료펌프와 터빈 회전체의 임계속도는 후방 베어링

강성에 지배적으로 영향을 받으며 2×10^8 N/m 이상의 강성을 갖게 될 경우 sub-critical 로터로서 만족할 만한 작동이 가능하리라 판단된다.

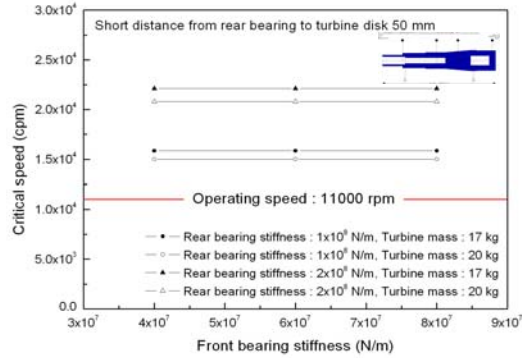


그림 6. 연료펌프/터빈의 임계속도(단축)

2.3 수치해석 2 : 장축

장축의 축 길이 해석 경우는 터빈 디스크와 후방 베어링까지의 거리가 70 mm인 경우로 단축의 50 mm에 비하여 축길이가 20 mm 증가되었다. 장축의 경우 또한 터빈 무게가 가벼운 것(17 kg)과 무거운 것(20 kg)에 대하여 해석이 수행되었다.

2.3.1 경량 터빈

장축의 로터이고 터빈의 질량이 17 kg인 경우, 후방 베어링 강성을 1×10^8 N/m으로 고정하고 전방 베어링의 강성을 4×10^7 N/m, 8×10^7 N/m, 1.2×10^8 N/m로 변화시키면서 회전 속도에 따른 연료펌프와 터빈의 비동기 1차 고유진동수를 회전 속도의 1배수 성분과 비교하여 그림 7에 나타내었다. 장축의 경우 역시 전방 베어링의 강성 증가에 의한 고유진동수의 증가는 미미하게 나타나고 터빈의 관성모멘트에 따른 자이로스코픽 영향에 의한 고유진동수의 증가가 크게 나타남을 알 수 있다. 회전 속도가 정지부터 30,000 rpm까지 가속하는 동안 회전 고유진동수는 약 4,000 rpm 증가한다. 연료펌프와 터빈 회전체의 1차 임계속도는 후방 베어링 강성이 1×10^8

N/m로 고정된 경우, 전방 베어링 강성이 4×10^7 N/m, 8×10^7 N/m와 1.2×10^8 N/m로 증가하여도 모두 동일한 14,700 rpm이 된다. 단축의 15,850 rpm 임계속도 대비 -7.3 %의 임계속도 감소가 장축에서 나타난다. 기준 속도 11,000 rpm과 비교에서는 약 +34 %의 분리 여유를 가지고 있으나 해석 모델의 가정에 따른 부정확성을 고려하면 충분하지 못한 여유로 판단된다.

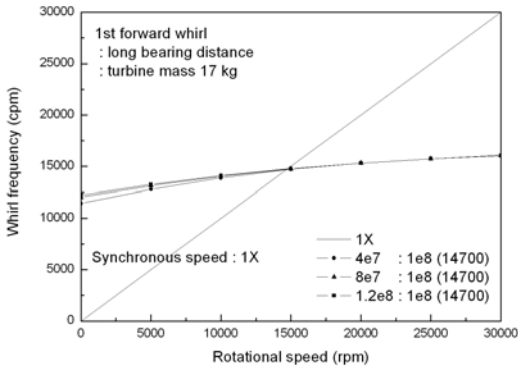


그림 7. 회전 고유진동수(장축, 경량, 후방 베어링 강성 1×10^8 N/m)

두 번째 해석의 경우로 후방 베어링의 강성을 2×10^8 N/m로 증가시킨 후 상기의 계산을 반복하여 수행하였다. 후방 베어링 강성의 증가 이외에 나머지 해석 조건은 상기의 해석 조건과 동일하다. 그림 8은 회전 속도에 따른 비동기 1차 고유진동수를 회전 속도의 1배수 성분과 비교하여 보여 주고 있다. 단축의 해석 결과에서와 마찬가지로 후방 베어링의 강성 증가로 인하여 1차 회전 고유진동수는 큰 폭으로 증가하고 터빈의 질량 관성모멘트에 의한 자이로스코픽 영향도 크게 나타나 회전 속도의 증가에 따른 회전 고유진동수의 증가폭이 이전의 낮은 후방 베어링 강성의 경우와 비교하여 확대됨을 알 수 있다. 결과 예로서, 회전 속도가 정지부터 30,000 rpm까지 증가하는 동안 전방 베어링 강성이 1.2×10^8 N/m로 동일한 경우, 낮은 후방 베어링 강성(1×10^8 N/m)에서는 약 31 %의 회전 고유진동수 증가를 보여 주나 높은 후방 베어링 강성(2×10^8 N/m)

에서는 약 42 %의 회전 고유진동수 증가를 보여 준다.

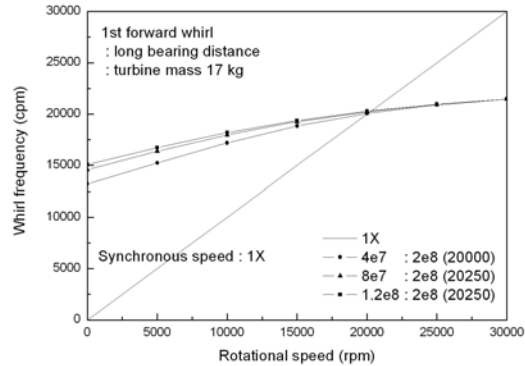


그림 8. 회전 고유진동수(장축, 경량, 후방 베어링 강성 2×10^8 N/m)

전방 베어링의 강성 증가는 저속에서 회전 고유진동수의 차이를 유발하나 고속으로 회전 속도가 증가함에 따라 그 차이는 감소하게 된다. 연료펌프와 터빈 회전체의 1차 임계속도는 후방 베어링 강성이 2×10^8 N/m로 고정되고 전방 베어링 강성이 4×10^7 N/m인 경우 20,000 rpm의 수치로 나타나고, 8×10^7 N/m와 1.2×10^8 N/m로 증가하는 경우 20,250 rpm의 수치로 나타난다. 장축의 경우 단축의 임계속도 22,100 rpm과 비교하여 -9.5 %~ -8.4 %의 임계속도 감소가 나타난다. 기준 속도 11,000 rpm과 비교에서는 최소 약 82 %의 분리 여유를 가지고 있어 충분하다고 판단되며 후방 베어링의 강성 증가가 임계속도의 증가에 중대한 영향을 미치고 있음을 재확인 할 수 있다.

2.3.2 중량 터빈

앞절의 해석 경우와 동일하고 다만 터빈 질량을 17 kg에서 20 kg으로 증가시킨 경우이다. 그림 9는 장축이고 터빈 질량이 20 kg이며 후방 베어링 강성이 1×10^8 N/m인 경우에 전방 베어링의 강성을 4×10^7 N/m, 8×10^7 N/m, 1.2×10^8 N/m로 변화시키면서 회전 속도에 따른 연료펌프와 터빈의 비동기 1차 고유진동수를 나타내고

있다.

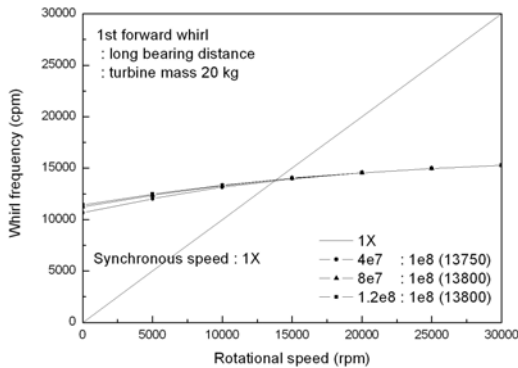


그림 9. 회전 고유진동수(장축, 중량, 후방 베어링 강성 1×10^8 N/m)

임계속도는 전방 베어링 강성에 따라 13,750 rpm ~ 13,800 rpm의 수치를 보여 주고 있고, 경량의 17 kg 터빈의 경우와 비교하여 중량의 20 kg 터빈이 장착되면 임계속도는 약 -6.5 % 감소를 알 수 있다. 동일한 20 kg의 터빈 중량에서 장축의 임계속도는 단축의 임계속도 15,000 rpm과 비교하여 약 -8.3 %의 임계속도 감소가 나타난다. 기준속도 11,000 rpm과 비교하여 분리 여유는 약 +25 %로서 터빈의 무게 증가에 따라 임계속도 여유는 감소하며 충분치 않은 여유를 보여 준다.

상기의 해석 조건과 동일하고 다만 후방 베어링 강성을 2×10^8 N/m로 증가시킨 해석 결과는 그림 10과 같다. 앞선 결과와 마찬가지로 후방 베어링 강성의 증가는 터빈 로터의 자이로스코픽 효과를 증폭시켜 전방 베어링 강성이 1.2×10^8 N/m로 동일한 경우, 낮은 후방 베어링 강성(1×10^8 N/m)에서는 약 34 %의 회전 고유진동수 증가를 보여 주나 높은 후방 베어링 강성(2×10^8 N/m)에서는 약 45 %의 회전 고유진동수 증가를 보여 준다. 저속에서 나타나는 전방 베어링 강성에 따른 임계속도 차이는 고속으로 갈수록 줄어들며 전방 베어링의 강성 크기에 따라 18,800 rpm ~ 19,100 rpm의 임계속도를 보여 준다. 경량

의 17 kg 터빈의 경우와 비교하여 중량의 20 kg 터빈이 장착되면 임계속도는 약 -6.2 % 감소하게 되고, 동일한 20 kg의 터빈 중량에서 장축의 임계속도는 단축의 임계속도 20,800 rpm과 비교하여 약 -9.6 %의 감소가 나타난다. 기준속도 11,000 rpm과 비교하여 임계속도는 최소 +71 %의 충분한 분리 여유를 갖고 있는 것으로 확인되었다.

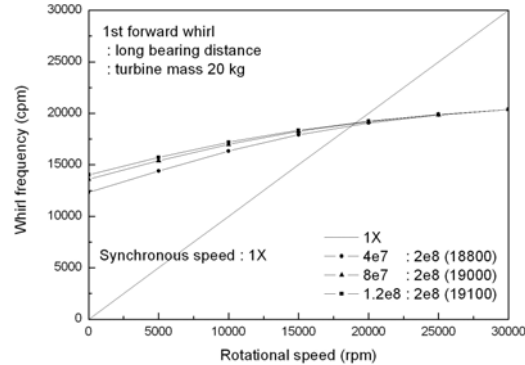


그림 10. 회전 고유진동수(장축, 중량, 후방 베어링 강성 2×10^8 N/m)

이상에서 얻어진 연료펌프와 터빈 회전체의 1차 임계속도들을 전, 후방 베어링 강성에 따라 정리하여 나타내면 아래 그림과 같다. 가로축은 전방 베어링의 강성을 나타내고, 세로축은 연료펌프/터빈의 1차 임계속도를 나타낸다.

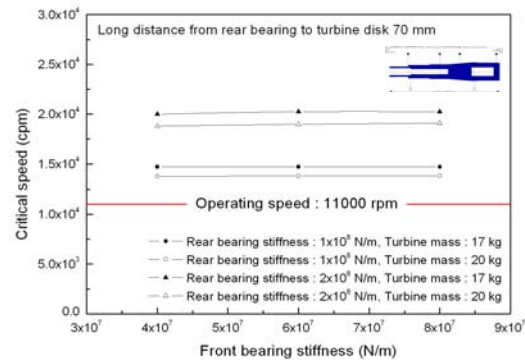


그림 11. 연료펌프/터빈의 임계속도(장축)

장축에서는 단축에 비하여 임계속도가 일정 수준 줄어들게 되고, 단축과 마찬가지로 후방 베어링 강성에 의하여 임계속도가 지배적인 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

3. 결 론

75톤급 연료펌프/터빈에 대한 회전체 동역학 설계 결과를 정리하면 다음과 같다.

① 적절한 베어링 강성을 갖기 위한 베어링 하중 배분을 위해서는 연료펌프와 터빈의 반경 하중이 상호간 반대 방향으로 작용하게끔 설계되어야 한다.

② 전방 베어링의 강성 증가에 따른 회전 고유진동수의 증가는 저속에서 나타나지만 고속으로 갈수록 터빈 질량 관성모멘트에 의한 자이로스코픽 효과에 의하여 회전 고유진동수의 증가량은 감소하고 임계속도에 미치는 영향은 무시할만하다.

③ 후방 베어링의 강성 증가는 장축의 축길이 및 단축의 축길이 모두 효과적으로 임계속도를 증가시킨다.

④ 17 kg의 경량 터빈 디스크에서 20 kg의 중량 터빈 디스크로의 3 kg의 무게 증가는 임계속도를 최대 7 % 감소시킨다.

⑤ 후방 베어링부터 터빈 디스크까지의 50 mm의 단축 축 길이에서 70 mm의 장축 축 길이의 20 mm의 길이 증가는 임계속도를 최대 9.5 % 감소시킨다.

⑥ 후방 베어링 강성이 2×10^8 N/m 이상의 충분히 큰 수치를 갖고 터빈 디스크의 질량이 20 kg 이하인 경우, 장축과 단축 및 경량 터빈과 중량 터빈에 관계없이 연료펌프와 터빈 회전체의 임계속도는 운용 기준속도에 비하여 70 % 이상의 충분한 여유를 가지고 있어 sub-critical 로터로서의 운용이 가능하리라 판단된다.

참 고 문 헌

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. 전성민, 곽현덕, 윤석환, 김진한, "액체로켓 터보펌프의 임계속도 해석", 한국항공우주학회지, 제33권, 제6호, 2005, pp. 92-99.
3. 전성민, 곽현덕, 윤석환, 김진한, "케이징 구조 유연성을 고려한 터보펌프 임계속도 해석", 한국항공우주학회지, 제34권, 제6호, 2006, pp. 92-97.