

탄성 링을 갖는 볼 베어링 지지의 터보 펌프 임계 속도에 관한 연구

이용복* · 김창호* · 곽현덕* · 하태웅** · 우유철***

Critical Speeds Evaluation of Turbo Pump Unit with a Elasticring Inserted Ball Bearing

Yong-Bok Lee*, Chang-Ho Kim*, Hyun-Duck Kwak*,
Tae-Woong Ha**, Woo-Chul Yoo***

Key Words: Turbo Pump(터보펌프), Critical Speed(임계 속도), Elasticring(탄성 링), Plain Seal(평 실)

ABSTRACT

This study was performed to evaluate the dynamic behavior of turbo pump unit. The acceptable separate margin of 1st critical speed was obtained by the use of elastic-ring inserted ball bearing, while the poor separate margin of 1st critical speed was appeared in the case without the elastic-ring. In addition, the results show that the stiffness and damping of plain seals give more separate margin of 2nd critical speed. However the wear or the failure of seals could reduce the 2nd critical speed near the operating speed.

1. 서 론

터보 펌프는 액체 로켓 엔진(LRE: Liquid Rocket Engine)에서 연소기에 추진제를 공급하기 위한 목적으로 사용된다. 일반적으로 터보 펌프는 두 개의 추진 펌프와 그것을 구동하기 위한 터빈으로 구성되는 데 추진 펌프는 산화제 펌프(oxidizer pump)와 연료를 공급하기 위한 연료 펌프(fuel pump)로 구성되며 터빈과 더불어 동일 축 선상에 위치한다. 따라서 산화제 펌프와 연료 펌프는 터빈과 함께 같은 회전수를 갖게 된다. 50, 60년대의 터보 펌프는 간혹 두 펌프가 서로 다른 속도로 구동이 되었는데 이때는 기어 시스템을 이용하여

최적의 로터 속도를 조절하였다. 그러나 별도의 기어 시스템은 전반적으로 시스템의 구조적인 복잡성을 야기하였다.

고속으로 회전하는 터보 펌프는 볼 베어링에 의하여 지지되며 일반적으로 시스템은 두 개 이상의 베어링을 사용한다. 이들 베어링은 별도의 윤활 공급 없이 추진제 자체가 윤활제로 활용이 되며 베어링의 성능 및 신뢰성은 축으로부터 전달되는 축 방향 및 반경 방향의 힘에 대한 반력에 의해 좌우된다. 특히 볼 베어링으로 지지되는 시스템의 경우 장시간 사용하는 데에 따른 볼의 내구성 및 운전 속도의 한계성으로 최근에는 볼 베어링을 저널 베어링 혹은 공기 포일 베어링으로 대체하는 연구가 활발히 이루어지고 있다. 특히 NASA에서 연구되고 있는 SSME(Space Shuttle Main Engine)의 지지 베어링은 고압의 정압 베어링을 채택함으로써 장시간의 수명과 더불어 기존 볼베어링에서는

* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

** 경원대학교 건축설비기계공학부

*** (주)현대 모비스

E-mail : kimch@kistmail.kist.re.kr

거의 없었던 오일의 감쇠력(damping force)으로 특히 천이영역(transient region)에서의 진동 특성이 대폭 향상되는 연구 결과를 보였다. 또한 최근에는 가압 형태의 저널 베어링이 갖는 부수적인 압력 공급 장치의 번거로움을 제거한 포일 베어링을 터보 펌프의 지지 베어링으로 사용하는 연구가 이루어지고 있다.^{(1),(2)} 이러한 지지 베어링의 선정은 터보 펌프 시스템의 지지 강성과 맞물려서 임계 속도의 범위가 운전 영역 근처에 놓여 진동에 따른 전체 시스템의 운전 안정성 저하 및 수명의 단축과 직접적으로 연관된다. 따라서 베어링의 선정 및 설계는 매우 중요한 사항으로 과거로부터 많은 연구가 이루어져왔다.

이에 본 논문에서는 볼 베어링 및 고압 실의 윤활 요소들로 지지되어 있는 터보펌프 시스템의 임계 속도 해석에 따른 시스템의 안정 운전 설계에 대하여 연구하였으며 특히 탄성 링을 갖는 볼 베어링의 해석에 따른 운전 영역과의 임계 속도 해석을 수행하여 전체적인 시스템의 설계에 대한 동력학적 해석을 수행하였다.

2. 터보 펌프 시스템의 개략도

Fig. 1은 터보 펌프 시스템의 회전부 개략도를 나타낸 것이다. 앞서 기술한 바와 같이 모든 회전 요소는 동일 축 선상에 위치하고 있으며 총 4개의 볼 베어링으로 지지된다. 시스템은 크게 세 부분으로 나눌 수 있는데, 산화제를 압축하기 위한 산화제(LO₂) 펌프 부분과 연료를 압축하는 연료(LCH₄) 펌프 부분, 마지막으로 시스템을 구동하기 위한 터빈(turbine) 부분으로 구성되어 있다. 산화제 펌프 부분은 부스터 인듀서(booster inducer)와 인듀서(inducer) 및 압축된 산화제의 유동을 안정화시키기 위한 휠(wheel)로 이루어져 있으며 부스터 인듀서와 인듀서 사이에 볼 베어링(No. 1)이 위치하고 있다. 연료 펌프 부분 역시 인듀서와 휠로

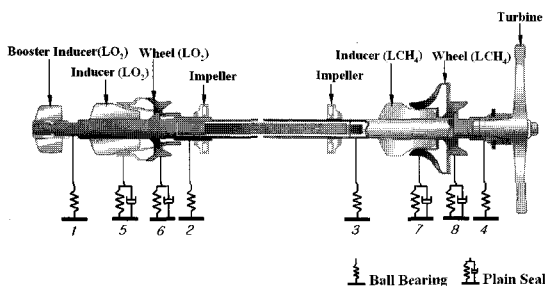


Fig. 1 Rotating elements scheme of turbo pump unit

구성되어 있으며 터빈 부분과의 사이에 볼 베어링(No. 4)이 위치하고 있다. 한편, 산화제 펌프 부분과 연료 펌프 및 터빈 부분은 스플라인 결합(spline coupling)을 이용하여 연결 되어있다. 스플라인 결합부 양 끝단에는 두 개의 동일한 볼 베어링(No. 2, 3)이 장착되어 있으며, 이 두 개의 볼 베어링 바로 옆에는 임펠러(impeller)가 위치하고 있다. 압축 상태의 산화제 및 연료의 누설을 방지하기 위한 실은 총 4개가 있으며 모두 평실(plain seal)을 사용하고 있다. 그림에서 나타난 바와 같이 실은 산화제 부분의 휠 및 연료 부분의 휠의 양단에 각각 동일한 치수로 2개씩 쌍을 이루며 위치하고 있다.

3. 탄성 링을 갖는 볼 베어링의 강성 해석

터보 펌프 시스템을 지지하는 볼 베어링은 일반적으로 고속에서의 운전성이 좋고, 내구성이 있어야 한다. 앞서 기술한 바와 같이 터보 펌프는 총 4개의 볼 베어링으로 지지되어 있는데, 특히 터빈 부분의 베어링(No. 4)은 가장 큰 하중지지 능력을 가지고 있으며 베어링 외륜에 탄성 링이 장착되어 전체 베어링의 강성을 조절할 수 있도록 하였다. 이는 강성의 조절을 통한 운전 속도와 임계 속도의 분리 여유(separate margin)의 확보를 가능하게 한다. Table 1은 각 베어링의 치수 및 작동 조건을 나타내고 있다. Table 1에 나타난 볼 베어링의 반경 방향 강성은 하중에 대한 베어링의 반경 방향 변위 곡선의 기울기를 통해 계산된 값이다.⁽³⁾

Table 1 Ball bearing properties

Number	1	2,3	4
Location	LO ₂ pump	LO ₂ pump LCH ₄ pump	LCH ₄ pump
Type	ball, radial, single-row bearing		
Dimension(mm) (d×D×b)	10x26x8	20x47x14	25x52x15
Rotational speed (RPM)	50,000		
Load(kgf)			
Radial	-	100	100
Axial	125	125	115
Radial Stiffness(N/m)	2.3118×10 ⁷	6.6787×10 ⁷	8.2222×10 ⁷
Working medium	LO ₂	LO ₂ , LCH ₄	LCH ₄
Working temp.	down to 180 C		

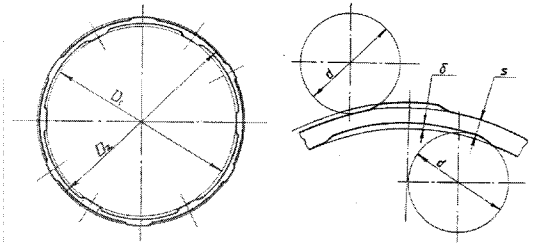


Fig. 2 Elasticring

Fig. 2는 터빈 부분의 베어링(No. 4) 외륜에 장착되는 탄성 링(elasticring)의 개략도를 나타낸 것이다. 탄성 링은 기본이 되는 링의 외경 부분과 내경 부분에 일정한 깊이와 너비를 가지는 홈을 순차적으로 가공하게 되는데, 홈의 개수와 깊이, 그리고 너비를 조절함으로써 링의 강성을 조절할 수 있다. 탄성 링의 강성은 실험식을 통하여 결정되었으며, 이 때 실험식은 다음과 같이 강성의 역수(compliance)로 주어진다.⁽³⁾

$$\alpha = \frac{D_{cp} - 0.3b_1n}{0.129bEn^4s^3} \left(1 - \left(1 - \frac{s^3}{s_b^3} \right) \right) \times (1.45A - 0.9A^2 + 0.2A^3) \quad (1)$$

여기서, D_1, D_2 는 각각 탄성 링의 내경 및 외경이며, D_{cp} 는 $(D_1 + D_2)/2$ 와 같이 정의된다. 또한, b 는 링의 폭이며, δ, n, b_1, d 는 각각 홈의 깊이, 개수, 폭, 곡률 반경을 나타내고 있다. 한편, s 는 링 두께의 절반에서 홈의 깊이의 2배만큼을 제외한 값이며, s_b 는 s 에 홈의 깊이를 더한 값이다. 한편, 계수 A 는 $A = ((b_1 + \sqrt{d\delta})n)/D_{cp}$ 으로 나타낼 수 있다.

실험식을 이용하여 탄성 링의 강성을 계산하면 8.33×10^6 (N/m)의 값을 얻을 수 있다. 한편, 탄성 링은 베어링의 외륜에 장착되어 있으므로 직렬 연결로 생각할 수 있으며, 이 때 탄성 링이 장착된 베어링의 강성은 식 (2)를 통하여 구할 수 있다.

$$\frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{K_{ring}} + \frac{1}{K_{brg}} \quad (2)$$

여기서, K_{total} 은 탄성 링을 포함한 전체 볼 베어링의 강성을 나타내고 있으며, K_{ring} 및 K_{brg} 는 각각 탄성 링의 강성과 볼 베어링의 강성을 의미한다.

4. 터보 펌프용 고압 실

터보 펌프에 사용되는 실은 고압의 산화제와 연료를 적절한 압력으로 유지하기 위한 것으로 일반적으로 평실(plain seal) 혹은 래비린스(labyrinth) 형상의 실을 사용한다. 실은 고압 유체의 누설(leakage) 특성과 고속 회전에 기인한 동적 불안정성(instability)등을 고려하여 설계하여야 한다. 특히, 축과 실의 스테이터(stator) 사이의 작은 틈새는 회전 시 유발되는 진동에 의해 러빙(rubbing)을 야기 할 수 있고, 결국 틈새의 확장으로 누설 특성이 악화되거나, 감쇠 성능의 저하로 불안정성을 유발 할 수도 있어 사전 설계 검토가 충분히 이루어져야 한다. 본 논문에서 사용한 매체는 산화제로 LO_2 와 연료로는 LCH_4 를 사용하였다. Table 2는 각각의 물성치를 나타내고 있으며, Table 3는 운전 조건을 나타낸다.

본 논문에서는 평실 누설량과 동특성 계수를 bulk flow model과 Blasius의 마찰 계수식을 사용한 Kim⁽⁴⁾과 Ha⁽⁵⁾의 논문을 참조하였다. Fig. 3는 평실 형상을 대하여 산화제 펌프 및 연료 펌프의 냉매에 대한 실의 동특성 계수인 강성(K)과 연성 강성(k)을 틈새변화에 따라 해석한 결과이다. 전반적으로 실의 틈새가 증가함에 따라 강성 값이 줄어들고 있음을 보여주는데 실의 마모에 따른 강성 값의 저하는 전체 시스템의 동적 변화를 유발시킬 수 있음을 보여준다. 특이할 만한 점은 연성 강성의 경우 밀도가 큰 액체 산소 부분 실의 값이 전

Table 2 Material properties of fuel and oxygen of turbo pump unit

	Oxygen(LO_2)	Fuel(LCH_4)
Density(kg/m ³)	1110	424
Viscosity(N-s/m ²)	0.0001864	0.0001789

Table 3 Operating conditions of plain seals of turbo pump unit

	LO_2 seal	LCH_4 seal
Seal diameter(mm)	53	60
Seal length(mm)	8	8
Inlet clearance(mm)	0.1	0.1
Outlet clearance(mm)	0.1	0.1
Inlet pressure(MPa)	6.83	8.59
Outlet pressure(MPa)	0.42	0.80
Rotational speed(rpm)	50,000	50,000
Inlet loss coefficient	0.5	0.5

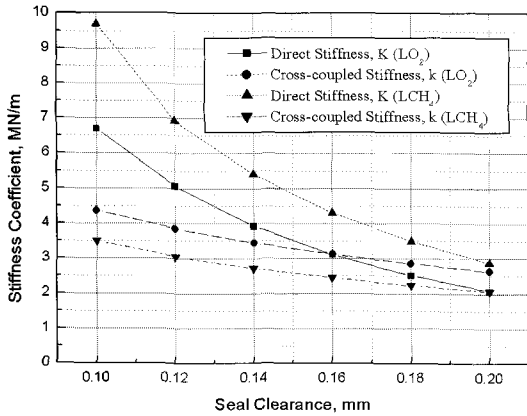


Fig. 3 Stiffness versus seal clearance

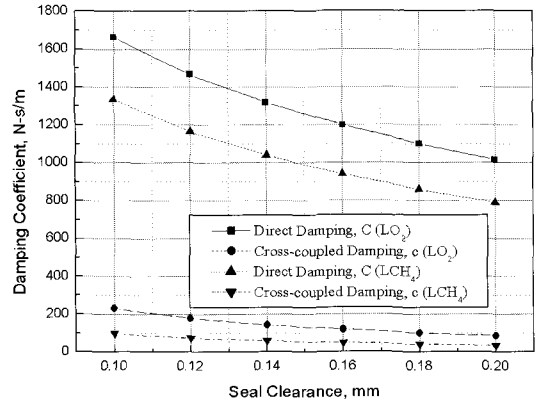


Fig. 4 Damping versus seal clearance

반적으로 더 큰 값을 보이고 있는 것에 비해, 강성의 경우 밀도가 작은 연료 펌프 실의 값이 더 큰 값을 보이고 있다는 것이며, 이는 실의 직경 및 압력 강하의 차이로부터 비롯된 것으로 생각된다. 또한 전반적으로 강성이 연성 강성에 비하여 큰 경향을 보이고 있다.

Fig. 4는 산화제 펌프 및 연료 펌프의 냉매에 대한 실의 동특성인 감쇠(C)와 연성 감쇠(c)를 틈새 변화에 따라 해석한 결과이다. 전반적으로 실의 틈새가 증가함에 따라 감쇠 값이 비교적 완만한 형태로 줄어들고 있음을 보여주는데 강성과 마찬가지로 실의 마모에 따른 감쇠값의 저하는 전체 시스템의 안정성을 저하시킨다. 실제 실의 러빙에 의한 마모는 틈새의 변화를 유발하고 이는 급격히 누설 유량을 증가시켜 시스템의 효율을 저하시킨다. Fig. 5는 틈새 변화에 따른 누설 유량의 변화를 나타낸 것으로 틈새가 증가함에 따라 누설량이 선형적으로 증가함을 보인다.

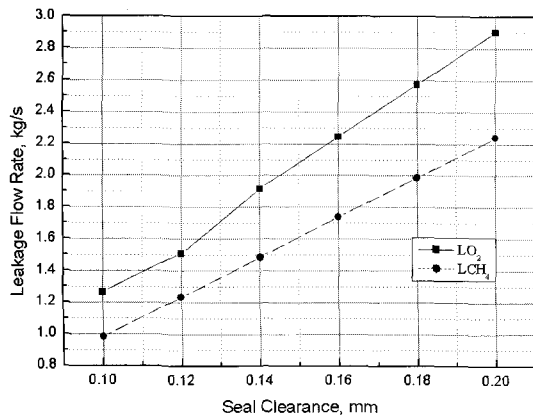


Fig. 5 Leakage performance versus seal clearance

5. 터보 펌프의 임계 속도

회전체 시스템의 설계에 있어 동력학적 해석 가운데 주된 목적 중의 하나는 운전 중 임계 속도의 영향을 피하는 것이다. 이는 회전체의 고유진동수와 운전 속도와의 일치로 시스템이 급격히 진동을 일으키는 것으로 설계 시 이러한 사항을 충분히 반영하여야 한다. 특히 베어링과 고압의 실로 지지되는 터보 펌프는 그 운전 영역이 고속에 위치함으로 베어링이나 실의 강성 및 감쇠력에 따라 임계 속도가 민감하게 변화한다. 또한 고속의 운전중 실 혹은 베어링의 파손은 예측하지 못한 시스템의 전체 불안정성의 요인이 되어 때때로 큰 문제를 야기하기도 한다. 따라서 이에 대한 사전 해석을 통하여 설계 단계에서 운전 속도와 임계 속도의 분리 여유(separate margin)를 최소한 20% 이상 잡는 것이 통상적인 예이다.

로켓 엔진의 운전 속도를 결정하기 위한 기본적인 방법 중 축계-베어링 시스템의 운전 속도를 첫 번째 강성 모드의 임계 속도(critical speed) 이하에서 운전하도록 설계하는 방법이 있는데, 이 경우 축을 지지하기 위하여 높은 강성이 요구되어 로울러(roller) 베어링으로 지지하기도 한다. 또 다른 방법 중의 하나는 베어링의 강성을 낮추어 운전 속도가 첫 번째 혹은 두 번째 굽힘 모우드를 나타내는 임계 속도 위에 위치하게 하는 것이 있다. 이는 베어링의 강성을 낮추기 위한 최소의 느슨함을 유지하면서 베어링의 강성을 유지하는 것으로 상대적으로 낮아지는 반경 방향 하중 지지 능력(load carrying capacity)을 위해 복렬의 베어링을 사용하기도 한다.

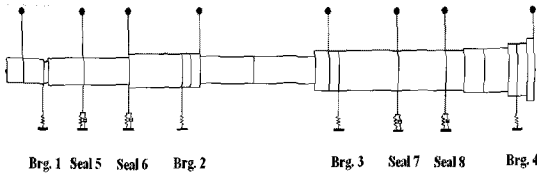


Fig. 6 Modeling of turbo pump unit

5.1 전달 매트릭스법을 이용한 임계 속도의 해석

본 논문에서는 회전체 진동해석을 위해 Mycledstad⁽⁶⁾와 Prohl⁽⁷⁾에 의하여 회전축의 횡 진동에 적용된 이후에 Lund⁽⁸⁾ 등에 의하여 베어링에 의한 영향 등이 첨가된 전달 매트릭스법을 사용하였으며, Fig. 6은 해석에 적용된 모델링을 보이고 있다. 일반적으로 전달 매트릭스법을 이용한 회전체 계의 고유치 문제는 반복법을 이용한 Lund의 방법을 사용하여 해결하나, 반복법은 특정 임계 속도에서의 정확한 수렴이 어려울 경우가 있고, 시간이 많이 걸리는 단점을 가지고 있다. 이에 본 논문에서는 Murphy⁽⁹⁾가 제안한 다항식 법을 이용하였으며 다항식의 해를 구하기 위해서 Bairstow 방법을 사용하였다.

한편, 산화제 펌프 부분과 연료 펌프 부분을 연결하는 스플라인 결합의 모델링은 연속 축으로 모델링하여 해석하였다. 일반적으로 스플라인 결합 부위에서는 노드(node)전후의 기울기가 다른 값을 가지고, 굽힘 모멘트가 존재하지 않으므로 이를 고려한 해석을 실시하여야 한다. 그러나, Fig. 1에 나타난 바와 같이 본 논문의 터보 펌프 시스템은 스플라인 결합부 양 끝단이 동일한 크기의 볼 베어링으로 지지되어 있다. 대개의 경우 스플라인 결합의 강성에 비해 볼 베어링의 강성이 비교적 크기 때문에 체결부위는 서로 상대 운동이 없는 강체로 볼 수 있으며, 이 경우 연속 축으로 모델링하여도 타당한 결과를 얻을 수 있다.

5.2 임계 속도의 해석 결과

5.2.1 탄성 링의 영향

Fig. 7은 터빈 부분의 베어링에 탄성 링(elastic-ring)을 장착하지 않았을 때의 임계 속도를 나타내고 있다. 터보 펌프의 운전 속도가 50000 rpm이고, 분리 여유를 20%로 생각한다면 40000~60000 rpm 에 해당되는 영역에서는 임계 속도가 나타나지 않아야 한다. 그러나, Fig. 7에서 보이듯이 1차 및 2차 임계 속도가 54975 rpm 및

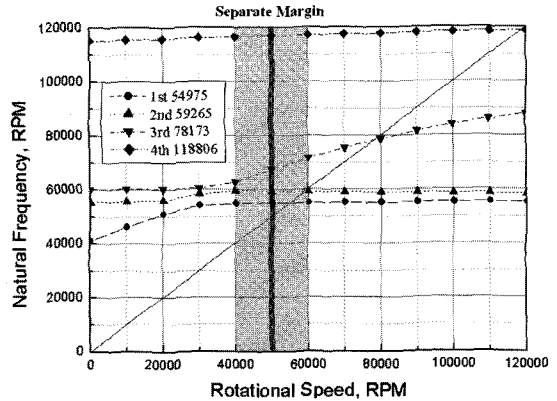


Fig. 7 Critical speed map without elasticring

59265 rpm으로 분리 여유가 각각 9.95% 및 18.5%인 것을 알 수 있다. 이는 곧 터보 펌프가 운전 속도에서 충분하지 못한 분리 여유로 인해 임계 속도의 영향을 받아 과다 진동이 발생할 수 있는 것을 의미하며, 특히 1차 임계 속도의 경우 매우 근접하게 위치하고 있어 이것을 극복하기 위한 설계 개선이 필요할 것으로 생각된다.

설계 개선을 위해 고유 모드를 해석한 결과 1차 임계 속도에서의 고유 모드는 터빈 부분의 굽힘 모드(bending mode)인 것을 확인하였다. 이는 터빈 부분을 지지하는 베어링의 강성이 부족하여 일어나는 현상이며, 1차 임계 속도의 위치를 위험 영역 밖으로 이동시키기 위해서는 터빈 부분 베어링의 강성을 조절할 필요가 있다는 것을 의미한다. 1차 임계 속도를 조절하기 위해서 베어링의 강성을 증가시켜 임계 속도를 고속 영역으로 이동시키는 방법이 있을 수 있으나, 이 경우 높은 강성을 유지하면서 고속 회전이 가능한 베어링의 선정 및 설계가 매우 어려운 단점이 있다. 또 다른 방법으로는 1차 임계 속도를 저속 영역으로 이동시키는 방법이 있는데, 이는 임의로 터빈 부분 베어링의 강성을 감소시켜 터빈 부분의 굽힘 모드가 위험 영역 아래에서 나타나도록 하는 것이다. 이에 본 논문서는 다른 방법으로는 1차 임계 속도를 저속 영역으로 이동시키는 방법이 있는데, 이는 임의로 터빈 부분 베어링의 강성을 감소시켜 터빈 부분의 굽힘 모드가 위험 영역 아래에서 나타나도록 하는 것이다. 이에 본 논문서는 Fig. 2와 같은 탄성 링(elasticring)을 터빈 부분 베어링의 외륜에 장착하여 강성을 임의로 저하시켰다.

Fig. 8은 탄성 링을 장착하였을 때의 임계 속도를 나타낸다. Fig. 7과 비교해 볼 때 1차 임계 속도가 18691 rpm

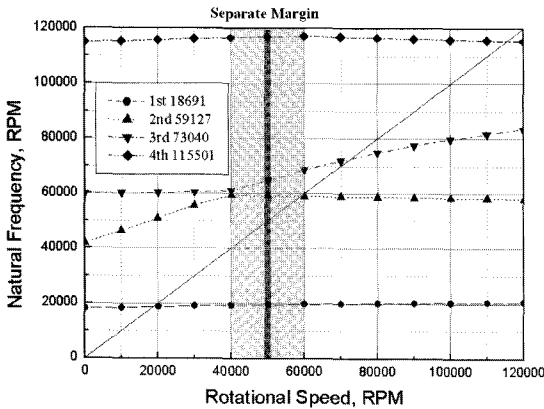


Fig. 8 Critical speed map with elasticing

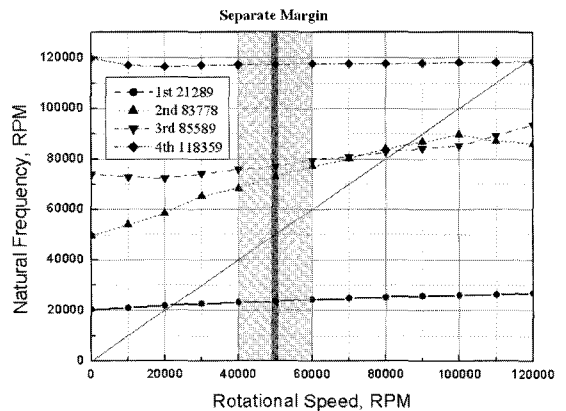


Fig. 10 Critical speed map with elasticing and seal

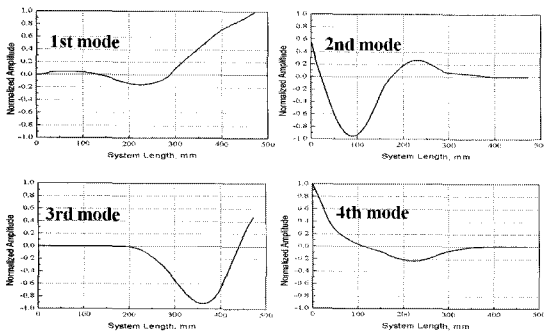


Fig. 9 Natural modes of turbo pump unit

으로 분리 여유가 62.62%로 증가하였으며, 위험 영역 밖 저속 영역으로 임계 속도를 조절한 것에 성공한 것을 알 수 있다. 2차 임계 속도의 경우 59127 rpm으로 위험 영역의 경계 부근에 위치하고 있으나 분리 여유가 18.25%로 대략 20%에 근접한 값을 유지하고 있다. Fig. 9는 각 임계 속도에서의 고유 모드를 나타내고 있다.

5.2.2 실의 영향

일반적으로 터보 펌프에서의 실은 작동 유체의 누설을 방지하여 압축 효율을 높이는 데에 주된 목적이 있으나, 부가적으로 실의 틈새 효과와 유체의 점성력에서 유발되는 강성 및 감쇠력도 시스템의 동적 특성에 큰 영향을 미치게 된다. 특히, 고압 실의 경우 강성 및 감쇠력이 매우 큰 값을 가지게 되고, 베어링의 강성 값에 비하여 무시할 수 없는 크기를 가지게 되므로 실제 운전 조건에서의 터보 펌프의 동적 거동을 예측하기 위해서는 실의 효과를 고려하는 것이 필수적이다.

Fig. 10은 실의 강성 및 감쇠 효과를 고려하였을 때의 임계 속도를 나타내고 있다. 그 결과 1차 및 4차 임계

속도의 변화는 거의 없으나 2차 및 3차 임계 속도의 경우 각각 59127, 73040 rpm에서 83778, 85589 rpm으로 증가한 것을 알 수 있다. 이는 2차 및 3차 임계 속도에서의 고유 모드가 각각 산화제 펌프와 연료 펌프에서의 굽힘 모드였던 것을 감안할 때 각 펌프에 장착된 실의 강성이 굽힘 모드가 일어나는 주파수를 증가시키는 역할을 하여 일어난 현상이라 볼 수 있다. 앞서 실의 효과를 고려하지 않았을 때 운전 속도에 가장 근접한 2차 임계 속도의 분리 여유, 18.25%와 비교해 보면 실의 효과를 고려한 경우 분리 여유가 67.56%로 증가한 것을 알 수 있다.

실의 마모가 진전될 경우 Fig. 3과 Fig. 4에서 나타난 것과 같이 강성 및 감쇠력이 감소하게 된다. 특히, 실 강성의 급격한 저하는 2차 임계 속도에 영향을 주게 되어, 비록 운전 조건에서 분리 여유를 확보하고 있더라도 실의 마모가 진전됨에 따라 분리 여유가 감소하는 효과를 유발한다. Fig. 11은 2차 고유 모드의

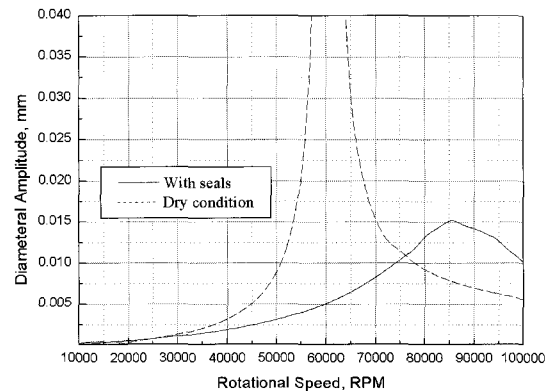


Fig. 11 Unbalance response of LO₂ pump respect to balancing quality grade, G=2.5

최대 변위점에서 ISO Balance Quality G2.5⁽¹⁰⁾에 따른 불평형 질량 응답을 해석한 결과이다. 정상적인 운전 조건에서는 85000 rpm부근에서 최대 0.015 mm정도의 진동치를 보이고 있으나, 실이 완전히 마모된 조건에서는 59000 rpm부근에서 진동치가 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 실의 마모가 분리 여유를 감소시킴과 동시에 시스템의 진동 증가를 야기하는 것을 의미한다. 따라서, 실의 마모는 터보 펌프 시스템의 운전 조건을 공진점에 근접시키는 역할을 하여 심각한 진동 문제를 야기 할 수도 있다.

6. 결 론

액체 로켓 엔진에 추진제를 공급하기 위한 터보 펌프를 대상으로 전달 매트릭스법을 이용한 동력학적 해석을 수행하였다. 해석 결과 1차 임계 속도가 운전 속도에 근접한 것을 확인하였으며, 분리 여유의 확보를 위해 단성 링을 터빈 부분 베어링에 장착하여 강성을 저하시킴으로써 1차 임계 속도의 분리 여유를 확보할 수 있었다. 또한, 평실의 효과를 고려할 경우 충분한 2차 임계 속도의 분리 여유를 확보할 수 있는 것을 확인하였다. 그러나, 실의 마모가 진전됨에 따라 2차 임계 속도가 운전 속도에 근접하게 되어 과다 진동이 발생하는 상태를 야기할 수 있는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 “과기부 민군 겸용 기술 개발” 사업의 세부과제인 “고압 터보펌프 회전축 동특성 해석 및 Tribology 요소설계 기술 개발” 연구의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고문헌

- (1) H., 1991, “A Feasibility Study on the Use of Foil Bearings in Cryogenic Turbopumps,” AIAA-91-2103-CP.
- (2) Saville, M., Gu A. and Capaldi, R., 1991, “Liquid Hydrogen Turbopump Foil Bearing,” AIAA/SAE/ASME/ASEE 27th Joint Propulsion Conference, AIAA-91-2108.
- (3) KeRc, 2000, Critical Speed of Shaft Stress Analysis of Pumps and Turbine(2D/3D), Technical Report, Moscow.
- (4) Kim, C. H. and Childs, D. W., 1987, “Analysis for Rotordynamic Coefficients of Helically -Grooved Turbulent Annular Seals,” ASME Trans. J. of Tribology, Vol. 109, pp. 136~143.
- (5) 하태웅, 1997, “고성능 원심 펌프에서 임펠러 시라우드 및 마모 실의 유체가진력 해석,” 대한기계학회 논문집 A, 제22권, 제1호, pp. 102~110.
- (6) Myclestad, N. O., 1944, “A New Method for Calculating Natural Modes of Uncoupled Bending Vibration of Airplane Wings and Other Type Beams,” Journal of Aeronautics, Vol. 11, pp. 153~162.
- (7) Prohl, M. A., 1945, “A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors,” ASME Journal of Applied Mechanics, pp. 142~148.
- (8) Lund, J. W., 1975, “Stability and Damped Critical Speeds of A Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings,” Journal of Engineering for Industry, ASME-73-DET-103.
- (9) Murphy, B. T. and Vance, J. M., 1982, “An Improved Method for Calculating Critical Speeds and Rotordynamic Stability of Turbomachinery,” Journal of Engineering for Power, ASME-82-GT-294.
- (10) ISO Standard 1940, 1998, Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors, Part I : Determination of Permissible Residual Unbalance, 1st Ed.