

# 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 Elastic-ring Inserted Ball Bearing

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

**Key words** : Turbo Pump, Critical Speed, Elastic-ring and Plain Seal

### ABSTRACT

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

### 1. 서론

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 펌

프(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

\* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

\*\* 경원대학교 기계공학과

\*\*\* (주)현대 모비스

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 거의 없었던 오일의 감쇠력(damping force)으로 특히 천이역(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.<sup>[1],[2]</sup> 이러한 지지 베어링의 선정은 터보 펌프 시스템의 지지 강성과 맞물려서 임계속도의 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 시일의 운할 요소들로 지지되어 있는 터보펌프 시스템의 임계속도 해석에 따른 시스템의 안정 운전 설계에 대하여 연구하였으며 특히 탄성 링을 갖는 볼 베어링의 해석에 따른 운전 영역과의 임계속도 해석을 수행하여 전체적인 시스템의 설계에 대한 동력학적 해석을 수행하였다.

## 2. 터보 펌프 시스템의 개략도

Fig. 1 은 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( $LO_2$ ) 펌프 부분과 연료를 압축하는 연료( $LCH_4$ )

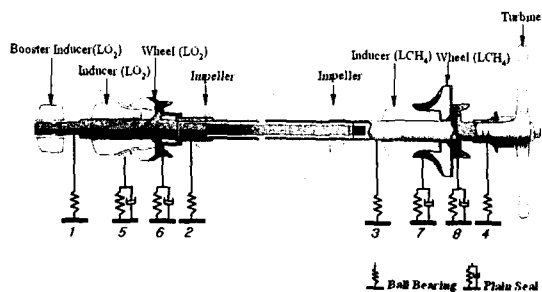


Fig. 1 Rotating elements scheme of Turbo Pump Unit

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 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 시일은 총 4개가 있으며 모두 평시일(plain seal)을 사용하고 있다. 그림에서 나타난 바와 같이 시일은 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 임계속도의 분리 여유(separate margin)의 확보를 가능하게 한다. Table 1 은 각 베어링의 치수 및 작동 조건을 나타내고 있다.

Table 1 Ball bearing properties

Number	1	2,3	4
Location	LO <sub>2</sub> pump	LO <sub>2</sub> pump LCH <sub>4</sub> pump	LCH <sub>4</sub> pump
Type	ball, radial, single-row bearing		
Dimension (d x D x b), mm	10x26x8	20x47x14	25x52x15
Rotational speed, RPM	50,000		
Load, kgf			
Radial	-	100	100
Axial	125	125	115
Radial Stiffness, N/m	2.3118x10 <sup>6</sup>	6.6787x10 <sup>6</sup>	8.2222x10 <sup>6</sup>
Working medium	LO <sub>2</sub>	LO <sub>2</sub> , LCH <sub>4</sub>	LO <sub>2</sub>
Working temp.	down to 180 C degree		

Table 1 에 나타난 볼 베어링의 반경 방향 강성은 하중에 대한 베어링의 반경 방향 변위 곡선의 기울기를 통해 계산된 값이다.<sup>[3]</sup>

Fig. 2 는 터빈 부분의 베어링(No. 4) 외륜에 장착되는 탄성 링(elastic-ring)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 실험식<sup>[3]</sup>을 통하여 결정되었으며, 이 때 실험식은 다음과 같은 변수들의 함수로 주어진다.

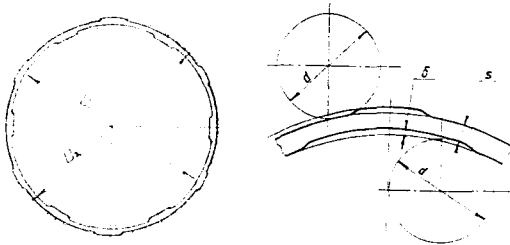


Fig. 2 Elastic-ring

$$K_{elastic-ring} = f(D_1, D_2, b, \delta, n, d, E) \quad (1)$$

$D_1$  = Inner Diameter of Ring  
 $D_2$  = Outer Diameter of Ring  
 $b$  = Width of Ring  
 $\delta$  = Depth of Groove  
 $n$  = Number of Groove  
 $d$  = Curvature Radius of Groove  
 $E$  = Young's Modulus of Ring

실험식을 이용하여 탄성 링의 강성을 계산하면 8.33x10<sup>6</sup>(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)을 통하여 구할 수 있다.

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

$K_{total}$  : overall bearing stiffness  
 $K_{ring}$  : elastic-ring stiffness  
 $K_{brg}$  : bearing stiffness

#### 4. 터보 펌프용 고압 시일

터보 펌프에 사용되는 시일은 고압의 산화제와 연료를 적절한 압력으로 유지하기 위한 것으로 일반적으로 평시일(plain seal) 혹은 래비린스(labyrinth) 형상의 시일을 사용한다. 시일은 고압 유체의 누설(leakage) 특성과 고속 회전에 기인한 동적 불안정성(instability)등을 고려하여 설계하여야 한다. 특히, 축과 시일의 스테이터(stator) 사이의 적은 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.

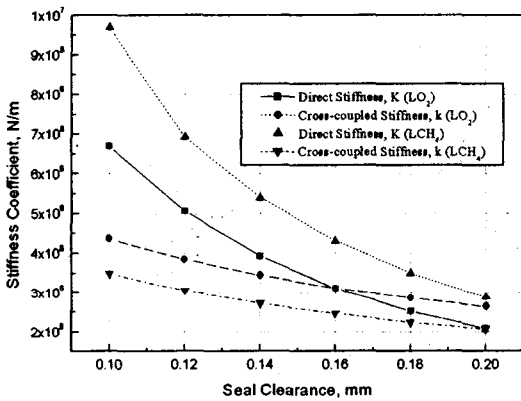
본 논문에서 사용한 매체는 산화제로 LO<sub>2</sub>와 연료로는 LCH<sub>4</sub>를 사용하였다. Table 2 는 각각의 물성치를 나타내고 있으며, Table 3 는 운전 조건을 나타낸다.

**Table 2 Material properties of fuel and oxygen of Turbo Pump Unit**

	Oxygen(LO <sub>2</sub> )	Fuel(LCH <sub>4</sub> )
Density, kg/m <sup>3</sup>	1110	424
Viscosity, N-s/m <sup>2</sup>	0.0001864	0.0001789

**Table 3 Operating conditions of plain seals of Turbo Pump Unit**

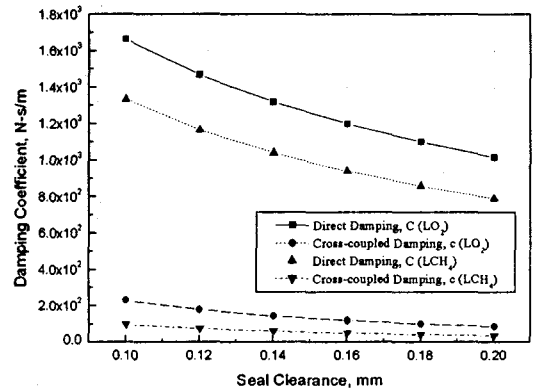
	LO <sub>2</sub> seal	LCH <sub>4</sub> seal
Seal diameter, mm	53	60
Seal length, mm	8	8
L/D ratio	0.15	0.13
Inlet clearance, mm	0.1	0.1
Outlet clearance, mm	0.1	0.1
Inlet pressure, MPa	6.83	8.59
Outlet pressure, MPa	0.42	0.80
Rotational speed, RPM	50,000	50,000
Inlet loss coefficient	0.5	0.5



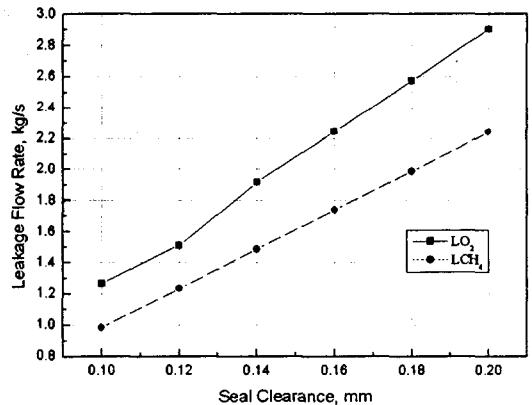
**Fig. 3 Stiffness versus seal clearance**

본 논문에서는 평시일 누설량과 동특성 계수를 bulk-flow model과 Blasius의 마찰계수식을 사용한 Kim<sup>[4]</sup>과 Ha<sup>[5]</sup>의 논문을 참조 하였다. Fig. 3 는 평시일 형상을 대하여 산화제 펌프 및 연료 펌프의 냉매에 대한 시일의 동특성 계수인 강성(K)과 연성 강성(k)을 틈새 변화에 따라 해석한 결과이다. 전반적으로 시일의 틈새가 증가함에 따라 강성 값이 줄어들고 있음을 보여주는데 시일의 마모에 따른 강성 값의 저하는 전체 시스템의 동적 변화를

유발시킬 수 있음을 보여준다. 특이할 만한 점은 연성 강성의 경우 밀도가 큰 액체 산소 부분 시일의 값이 전반적으로 더 큰 값을 보이고 있는 것에 비해, 강성의 경우 밀도가 작은 연료 펌프 시일의 값이 더 큰 값을 보이고 있다는 것이며, 이는 시일의 직경 및 압력 강하의 차이로부터 비롯된 것으로 생각된다. 또한 전반적으로 강성이 연성 강성에 비하여 큰 경향을 보이고 있다.



**Fig. 4 Damping versus seal clearance**



**Fig. 5 Leakage performance versus seal clearance**

Fig. 4는 산화제펌프 및 연료펌프의 냉매에 대한 시일의 동특성인 감쇠(C)와 연성 감쇠(c)를 틈새 변화에 따라 해석한 결과이다. 전반적으로 시일의

틈새가 증가함에 따라 감쇠 값이 비교적 완만한 형태로 줄어들고 있음을 보여주는데 강성과 마찬가지로 시일의 마모에 따른 감쇠값의 저하는 전체 시스템의 안정성을 저하시킨다. 실제 시일의 러빙에 의한 마모는 틈새의 변화를 유발하고 이는 급격히 누설 유량을 증가시켜 시스템의 효율을 저하시킨다. Fig. 5 은 틈새 변화에 따른 누설 유량의 변화를 나타낸 것으로 틈새가 증가함에 따라 누설량이 선형적으로 증가함을 보인다.

### 5. 터보 펌프의 임계 속도

회전체 시스템의 설계에 있어 동력학적 해석 가운데 주된 목적 중의 하나는 운전 중 임계속도의 영향을 피하는 것이다. 이는 회전체의 고유진동수와 운전 속도와의 일치로 시스템이 급격히 진동을 일으키는 것으로 설계 시 이러한 사항을 충분히 반영 하여야 한다. 특히 베어링과 고압의 시일로 지지되는 터보 펌프는 그 운전 영역이 고속에 위치함으로 베어링이나 시일의 강성 및 감쇠력에 따라 임계속도가 민감하게 변화한다. 또한 고속의 운전 중 시일 혹은 베어링의 파손은 예측하지 못한 시스템의 전체 불안정성의 요인이 되어 때때로 큰 문제를 야기하기도 한다. 따라서 이에 대한 사전 해석을 통하여 설계 단계에서 운전속도와 임계속도와의 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 임계속도(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 임계속도 위에 위치하게 하는 것이 있다. 이는 베어링의 강성을 낮추기 위한 최소의 느슨함(looseness)을 유지하면서 베어링의 강성을 유지하

는 것으로 상대적으로 낮아지는 반경 방향 하중 지지능력(load carrying capacity)을 위해 복렬의 베어링을 사용하기도 한다.

### 5.1 전달 매트릭스법을 이용한 임계 속도의 해석

본 논문에서는 회전체 진동 해석을 위해 Myclestad<sup>[6]</sup> 와 Prohl<sup>[7]</sup> 에 의하여 회전축의 횡진동에 적용된 이후에 Lund<sup>[8]</sup> 등에 의하여 베어링에 의한 영향 등이 첨가된 전달 매트릭스법을 사용하였으며, Fig. 6 는 해석에 적용된 모델링(modeling)을 보이고 있다.

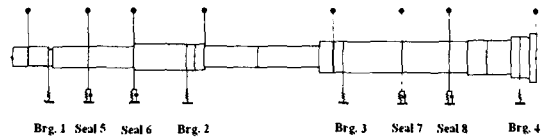


Fig. 6 Modeling of Turbo Pump Unit

Fig. 6 과 같이 모델링된 로터-베어링 계는 회전축의 축계 행렬(Shaft matrix)과 베어링 성분이 포함된 질량 행렬(Mass matrix)로 구분되며, Fig. 7 로부터 다음과 같은 평형 관계식을 유도하여 매트릭스의 형태로 정리하면 다음과 같이 표현된다.

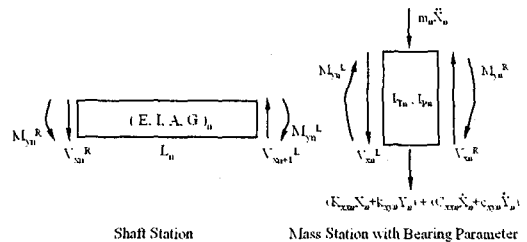


Fig. 7 Force and moment diagram of shaft and concentrated mass

Shaft station

$$\{X\}_n^L = [T_A]_n \{X\}_n^R \quad (3)$$

Concentrated mass station

$$\{X\}_{n+1}^R = [T_B]_n \{X\}_n^L \quad (4)$$

[T<sub>A</sub>] 와 [T<sub>B</sub>] 는 각각 field matrix 와 point matrix를 나타낸다. 식(3)과 식(4)에 전달 매트릭스법을 적용하면 계의 전체 매트릭스는 다음과 같이 유도할 수 있으며, 이를 간단히 표시하면 식(5)와 같이 표현할 수 있다.

$$\{X\}_n^R = [U]_n \{X\}_1^L \quad (5)$$

여기서 [U]<sub>n</sub> 은 계의 전체 전달 매트릭스(overall transfer matrix)을 나타내며, 계의 양 끝단에 자유 경계 조건(free-free condition)을 적용하면 행렬식을 얻을 수 있다. 이 행렬식에 고유치 문제(eigen-value problem)를 적용하면, 전체 계의 고유 진동수(natural frequency) 및 고유 모드(natural mode)를 구할 수 있게 된다. 일반적인 회 전체 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<sup>[9]</sup>가 제안한 다항식법을 이용하였으며 다항식의 해를 구하기 위해서 bairstow 방법을 사용하였다.

## 5.2 임계 속도의 해석 결과

### 5.2.1 탄성 링의 영향

Fig. 8 은 터빈 부분의 베어링에 탄성 링(elastic-ring)을 장착하지 않았을 때의 임계 속도를 나타내고 있다. 터보 펌프의 운전 속도가 50000 RPM 이고, 분리 여유를 20%로 생각한다면 40000 - 60000 RPM 에 해당되는 영역에서는 임계 속도가 나타나지 않아야 한다. 그러나, Fig. 8 에서 보

이듯이 1차 및 2차 임계속도가 54975 RPM 및 59265 RPM 으로 분리 여유가 각각 9.95% 및 18.53% 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 임계속도의 경우 매우 근접하게 위치하고 있어 이것을 극복하기 위한 설계 개선이 필요할 것으로 생각된다.

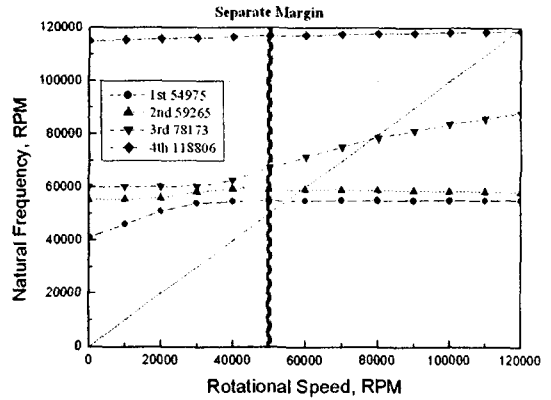


Fig. 8 Critical speed map without elastic-ring

설계 개선을 위해 고유 모드를 해석한 결과 1차 임계속도에서의 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 논문

서는 Fig. 2 와 같은 탄성 링(elastic-ring)을 터빈 부분 베어링의 외륜에 장착하여 강성을 임의로 저하시켰다.

은 각 임계 속도에서의 고유 모드를 나타내고 있다.

### 5.2.2 시일의 영향

일반적으로 터보 펌프에서의 시일은 작동 유체의 누설을 방지하여 압축효율을 높이는 데에 주된 목적이 있으나, 부가적으로 시일의 틈새 효과와 유체의 점성력에서 유발되는 강성 및 감쇠력도 시스템의 동적 특성에 큰 영향을 미치게 된다. 특히, 고압 시일의 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 시일의 효과를 고려하는 것이 필수적이다.

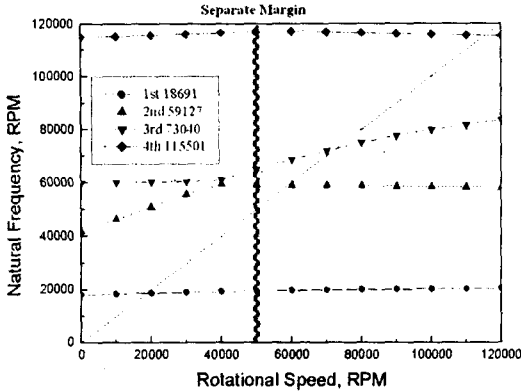


Fig. 9 Critical speed map with elastic-ring

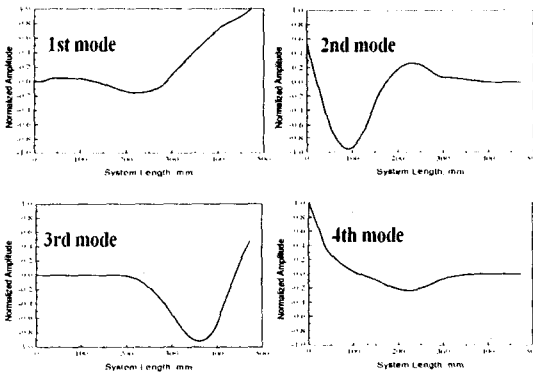


Fig. 10 Natural modes of Turbo Pump Unit

Fig. 9 는 탄성 링을 장착하였을 때의 임계 속도를 나타낸다. Fig. 8 과 비교해 볼 때 1차 임계 속도가 18691 RPM 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 RPM 으로 위험 영역의 경계 부근에 위치하고 있으나 분리 여유가 18.25%로 대략 20%에 근접한 값을 유지하고 있다. Fig. 10

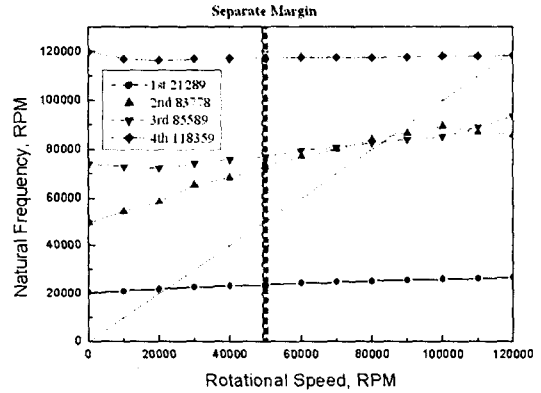


Fig. 11 Critical speed map with elastic-ring and seal

Fig. 11 은 시일의 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 RPM 에서 83778, 85589 RPM 으로 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 시일의 강성이 굽힘 모드가 일어나는 주파수를 증가시키는 역할을 하여 일어난 현상이라 볼 수 있다. 앞서

시일의 효과를 고려하지 않았을 때 운전 속도가 가장 근접한 2차 임계 속도의 분리 여유, 18.25%와 비교해 보면 시일의 효과를 고려한 경우 분리 여유가 67.56%로 증가한 것을 알 수 있다.

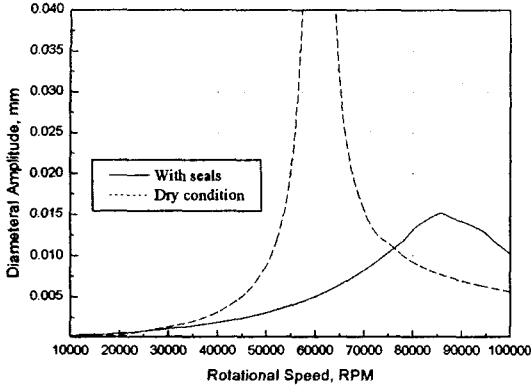


Fig. 12 Unbalance response of LO<sub>2</sub> pump respect to balancing quality grade, G=2.5

시일의 마모가 진전될 경우 Fig. 3 과 Fig. 4에서 나타난 것과 같이 강성 및 감쇠력이 감소하게 된다. 특히, 시일 강성의 급격한 저하는 2차 임계 속도에 영향을 주게 되어, 비록 운전 조건에서 분리 여유를 확보하고 있더라도 시일의 마모가 진전됨에 따라 분리 여유가 감소하는 효과를 유발한다. Fig. 12 는 2차 고유 모드의 최대 변위점에서 ISO Balance Quality G2.5<sup>[10]</sup> 에 따른 불평형 질량 응답을 해석한 결과이다. 정상적인 운전 조건에서는 85000 RPM 부근에서 최대 0.015 mm 정도의 진동치를 보이고 있으나, 시일이 완전히 마모된 조건에서는 59000 RPM 부근에서 진동치가 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 시일의 마모가 분리 여유를 감소시킴과 동시에 시스템의 진동 증가를 야기하는 것을 의미한다. 따라서, 시일의 마모는 터보 펌프 시스템의 운전 조건을 공진점에 근접시키는 역할을 하여 심각한 진동 문제를 야기 할 수도 있다.

## 6. 결론

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 여유 확보를 위해 탄성 링을 터빈 부분 베어링에 장착하여 강성을 저하시킴으로써 1차 임계 속도의 분리 여유를 확보할 수 있었다. 또한, 평시일의 효과를 고려할 경우 충분한 2차 임계 속도의 분리 여유를 확보할 수 있는 것을 확인하였다. 그러나, 시일의 마모가 진전됨에 따라 2차 임계 속도가 운전 속도에 근접하게 되어 과다 진동이 발생하는 상태를 야기할 수 있는 것을 확인하였다.

## 7. 후기

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

## 8. 참고 문헌

- [1] Hooshang Heshmat, 1991 "A Feasibility Study on the Use of Foil Bearings in Cryogenic Turbopumps", AIAA-91-2103-CP
- [2] M. Saville, A. Gu and R. Capaldi, 1991 "Liquid Hydrogen Turbopump Foil Bearing", AIAA/SAE/ASME/ASEE 27th Joint Propulsion Conference, AIAA-91-2108
- [3] "Critical Speed of Shaft Stress Analysis of Pumps and Turbine(2D/3D)", Technical Report, KeRC, Moscow, 2000
- [4] Kim, C.H. and D.W, Childs, 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 시일의 유체가진력 해석", 대한 기계학회 논문집 A, 제 22권, 제 1호, 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, 'Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors, Part I : Determination of Permissible Residual Unbalance", 1st Ed., 1988