

고압터보펌프용 극저온 베어링&실&재료 시험 설비 개발

양홍준* · 김선용* · 진형석* · 우관제*

Development of Cryogenic Bearing&Seal&Material Test Facility for High Pressure Turbopump

Hong-Jun Yang*, Seon-Yong Kim*, Hyung-Seok Chin*, Kwan-Je Woo*

Key Words : Turbopump(터보펌프), Cryogenic test (극저온 시험), Deep groove ball bearing(깊은 홈 볼 베어링), Floating ring seal(플로팅 링 실), Magnitude of leakage(누수량)

ABSTRACT

The cryogenic test facility is developed for test of deep groove ball bearings, floating ring seals, materials (steel & copper) for High Pressure Turbopump of liquid rocket engine (LRE). The cryogenic bearing test is performed to evaluate the flow rate of cooling water and the load-carrying capacity of bearings. The cryogenic seal test is performed to evaluate the determination of magnitude of leakages through the seal, a time variation of this magnitude. The test of the materials pair is performed to evaluate its fitness for operation in the liquid oxygen medium.

1. 서론

본 연구에서 개발한 고압터보펌프의 기본 구성 요소는 산화제 펌프, 연료 펌프, 복합기밀장치 및 터빈이며, 산화제 펌프와 연료 펌프의 하위 구성 요소로는 하우징, 회전축, 인듀서, 임펠러가 있으며, 터빈은 소형 분사 노즐이 장착된 하우징, 터빈 디스크, 터빈 블레이드 및 가이드 베인으로 구성되어 있다. 또한 산화제 펌프와 연료 펌프 사이에 추진제간의 혼합 방지를 위하여 헬륨 가스를 이용한 복합기밀장치가 사용되었으며, 고속 회전에 적합한 깊은 홈 볼 베어링(Deep groove ball bearing)과 플로팅 링 실(Floating ring seal)이 장착되어 있다.⁽¹⁾

고압터보펌프 개발의 여러 핵심 기술 가운데 베어링과 실의 설계 기술은 높은 신뢰도를 유지하기 위한 필수적인 기술로서, 일반적으로 높은 회전수와 극저온

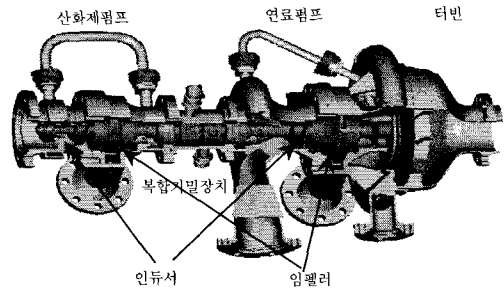


Fig. 1 고압터보펌프시스템 구성

작동 환경을 고려할 때 설계 검증 및 신뢰성 확보가 요구된다. 따라서 고압터보펌프 개발의 선행 단계에서 회전축 요소인 베어링, 실 및 재료에 대한 극저온 성능 입증 시험은 필수적이며, 성공적인 고압터보펌프의 개발을 위해서는 극저온 시험 장치의 개발과 시험 평가 기술의 확보가 요구된다.

본 연구에서는 당사가 민군겸용기술개발과제인 9.5톤급 액체로켓엔진용 고압터보펌프 개발 과정에서 수

* (주) 로템 기술연구소

E-mail : hongjun71@rotem.co.kr

행한 극저온 베어링/실/재료 시험 설비 개발과 시험 평가 기술에 대한 연구내용을 기술하고자 한다.

2. 본 론

2.1. 시험 설비 사양 및 구성

극저온 베어링/실/재료 시험 설비의 사양은 Table. 1과 같으며, 시험은 물을 작동 매체로 각종 센서 및 밸브의 작동여부를 검사하기 위한 시험과 액체질소를 작동 매체로 시험 조건 선정을 위한 예비 시험 그리고 터보펌프의 실제 작동 매체인 액체 산소를 이용한 성능 입증 시험의 3단계로 수행된다.

Table 1. 극저온 베어링/실/재료 시험 설비 사양

작동매체	-	물 / 액체질소 / 액체산소
시험압력	MPa	15
시험유량	kg/s	0.5~2.0
시험온도	℃	300 / 90 / 100

극저온 베어링/실/재료 시험 설비는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 Working part, Technical part, Turbo driver로 구성되어 있다. Working part는 시험을 위한 다양한 베어링/실/재료가 장착되는 부분으로 시험대상에 따라 변경 장착이 가능한 구조이며, Technical part는 Turbo driver에 의한 구동력을 전달하는 로터가 장착된다. Turbo driver는 고온 질소가스를 작동 매체로 정격 회전수 20,000~30,000 rpm으로 구동되며, Turbo driver와 로터는 spline shaft를 이용하여 연결된다.

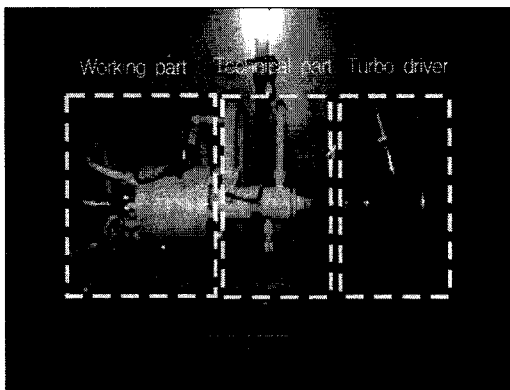


Fig. 2 극저온 베어링/실/재료 시험 설비

2.2. 극저온 베어링 시험 장치

2.2.1. 개요 및 구성

일반적으로 터보펌프에 사용되는 베어링은 주로 볼 베어링과 원주형 롤러 베어링이며, 터보펌프의 베어링 선정에 있어서 가장 먼저 고려되어야 할 것은 베어링의 하중지지 용량이며, 특히 베어링의 반경하중은 위험속도(Critical speed)를 조절할 수 있는 변수로서 중요한 요소이다.⁽²⁾

따라서 극저온 베어링 시험은 임의의 축하중과 반경하중 조건에서 베어링의 작동 상태를 입증하고, 별도의 윤활없이 추진체에 의한 베어링 냉각을 평가하기 위해 수행되어진다.

극저온 베어링 시험 장치의 구성은 2.1절에서 설명한 것처럼 시험 설비의 Working part에 시험용 베어링이 장착되며, 시험용 베어링은 깊은 홈 볼 베어링으로서 Bush의 안쪽에 장착되어 축 방향과 반경 방향 하중 실린더의 로드 에 의해 하중을 받도록 설계되어 있다. 베어링 냉각유량을 측정하기 위해 연결 배관(Connecting pipe)이 설치되어 있으며, 연결 배관의 중간부에는 축방향 하중에 대한 구속을 제거하기 위하여 벨로우즈를 설치하였다.

본 연구에서 극저온 베어링 시험에 사용 한 깊은 홈 볼 베어링 규격은 Table. 2와 같다.

Table. 2 극저온 볼 베어링 규격

종류	내경	외경	폭	볼수	볼지름
5-202KO	15	35	11	8	5.95
5-204KO	20	47	14	8	7.90
5-205KO	25	52	15	9	7.94

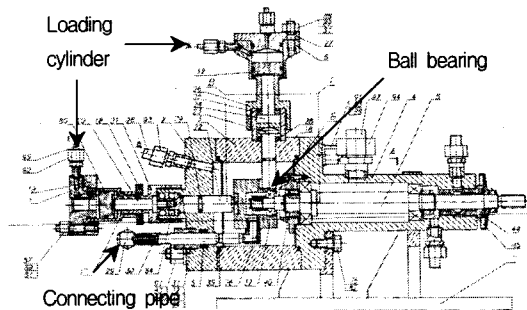


Fig. 3 극저온 베어링 시험 설비 단면도

2.2.2. 시험 조건 및 결과

터보펌프 회전축 설계 과정에서 베어링 선정의 주요 변수인 허용 축하중과 반경하중은 식(1)의 관계에 의해 결정되어진다.

$$R_x < (R_{y \max} - R_y) \cdot 0.7 \quad (1)$$

식(1)에 의해 결정되어진 축하중과 반경하중을 적용하기 위한 하중 실린더(Loading cylinder)에서의 압력 조건은 식(2)와 (3)에 의하여 계산되어진다.

$$R(y, x) = P_{c,y}F - P_{w,s}f \quad (2)$$

$$P_{c,y} = [R(y, x) + P_{w,s}f]/F \quad (3)$$

$P_{c,y}$: the pressure in the loading cylinder [kgf/cm²]

F : the area of loading cylinder piston [cm²]

$P_{w,s}$: the pressure in the working section [kgf/cm²]

f : the area of the rod [cm²]

Table. 3 극저온 베어링 시험 주요 파라미터

시험 주요 파라미터	단위	비고
Rotor revolution	rpm	
Pressure in technological part	MPa	
Pressure in working part	MPa	
Turbine Supply Pressure	MPa	
Water pressure for turbine cooling	MPa	
Axial Loading Cylinder Pressure	MPa	
Radial Loading Cylinder Pressure	MPa	
Axial Loading	kN	
Radial Loading	kN	
Cooling flowrate through bearing	kg/s	

위에서 계산된 축하중과 반경하중을 시험 조건으로 Fig. 4, Fig. 5와 같이 고압터보펌프의 작동 회전수에서 베어링의 작동 상태 및 베어링 냉각 유량을 측정/평가한다. 또한 이러한 힘들이 베어링 외부, 내부 마찰면과 베어링 볼에 마멸을 일으킬 수 있으므로 시험 후에 베어링의 볼 형태와 raceway의 변형 검사를 통해 이상 유무를 판단한다.

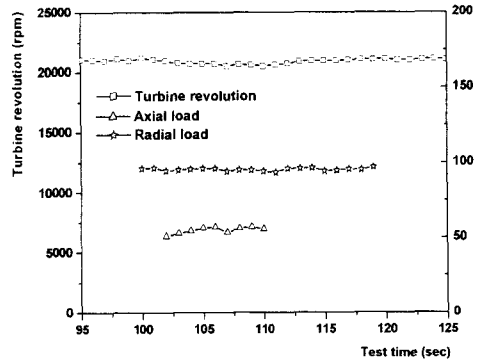


Fig. 4 시간 변화에 따른 베어링 축/반경 하중과 회전수

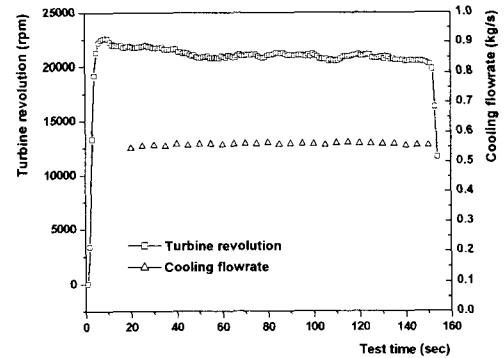


Fig. 5 시간변화에 따른 베어링 냉각 유량과 회전수

2.3. 극저온 실 시험 장치

2.3.1. 개요 및 구성

터보펌프 설계시 중요한 문제 중의 하나는 누수량 (Magnitude of leakage)을 최소화 하기 위한 임펠러 입구 및 출구부의 실 설계이다. 일반적으로 접촉식 실은 매우 낮은 누수 성능을 제공할 수 있으나, rubbing 현상에 따른 시스템의 진동 및 성능 저하의 문제가 발생하기 때문에 그 적용이 제한된다.⁽³⁾ 따라서 고속, 고압의 작동환경에서 작동하는 터보펌프에서는 회전축과 일정한 간극을 유지하도록 설계된 비 접촉식 실이 사용되는데, 비접촉식 실은 반경방향의 간극에 따라서 상당량의 누설을 야기함으로써 최소의 간극으로 설계되어야 한다.

극저온 실 시험은 액체산소 환경하에서 압력차에

다른 플로팅 링 실의 누수 특성을 검증하고, Fig. 1의 연료와 추진제의 혼합 방식을 위한 복합기밀장치의 성능을 검증하기 위한 수행되어진다.

극저온 실 시험 설비의 구조는 Fig. 6과 같으며 플로팅 링 실과 임펠러의 반경 방향 간극은 실제 산화제 펌프와 동일하게 0.2mm를 적용하였다. 액체 산소의 환경에서 마찰에 의한 폭발 위험성을 방지하기 위하여 플로팅 링 실의 제작시 표면에 6 μ m의 은도금을 적용하였다. 플로팅 링 실과 복합기밀장치내에 장착된 실링 링(sealing ring)의 누수량은 액체 산소의 상태에 따라 유량계로 측정하는 방식과 열교환기를 통해 기화된 상태로 측정하는 두가지 방식이 선택적으로 사용된다.

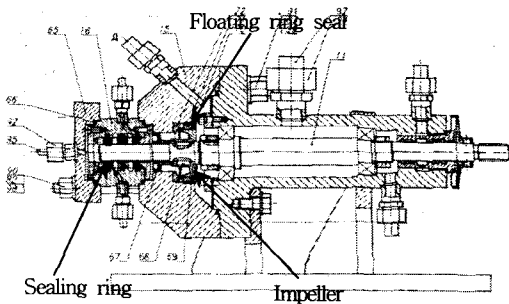


Fig. 6 극저온 실 시험 설비 단면도

2.3.2. 시험 조건 및 결과

Table. 4 극저온 실 시험 주요 파라미터

시험 주요 파라미터	단위	비고
Rotor revolution	rpm	
Pressure in technological part	MPa	
Pressure in working part	MPa	
Turbine Supply Pressure	MPa	
Water pressure for turbine cooling	MPa	
Flowrate through floating ring seal	kg/s	
Flowrate through the first sealing ring	g/s	
Flowrate through the second sealing ring	g/s	

플로팅 링 실을 통해 나온 액체산소의 밀도 ρ_{o2} 는 측정된 압력과 온도,의 값에 따라 결정하며, 플로팅 링 실의 누설량은 식(4)에 의해 계산된다. 식(5)와 식(6)은 실링 링의 누설량을 계산하기 위한 식으로서 실링 링

의 전후압력의 비(P_1/P_2)가 1.8이상인 경우에 적용된다. Fig. 7과 Fig. 8은 극저온 실 시험을 통해 얻은 시간 변화에 따른 플로팅 링 실과 실링 링의 누수량을 나타내고 있다.

$$m_{f1} = F_{f1} (2 \cdot \rho_{o2} \cdot 9.807 \cdot \Delta P_{f1}) \quad (4)$$

$$m_{c1} = F_{c1} \cdot P_{c1} \cdot A / (T_{c1})^{0.5} \quad (5)$$

$$m_{c2} = F_{c2} \cdot P_{c2} \cdot A / (T_{c2})^{0.5} \quad (6)$$

여기서 ΔP_{f1} 는 플로팅 링 실을 통해 흘러나오는 액체산소가 오리피스(orifice)를 통과할 때의 전후의 압력 차이이다. T_{c1} , T_{c2} 는 절대온도, F_{f1} , F_{c1} , F_{c2} 는 오리피스 유량계의 단면적, P_1 은 실링 링 전단 압력, P_2 는 실링 링의 후단 압력이며 액체산소의 A 값은 0.41658이다. ($A = [(k/R)(2/(k+1))^{(k+1)/(k-1)}]^{0.5}$)

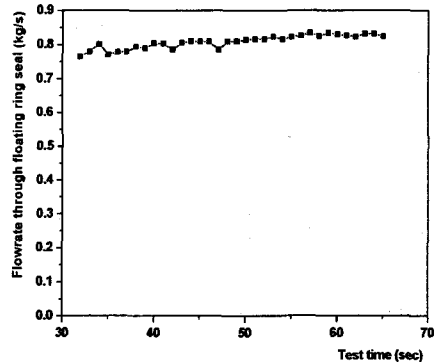


Fig. 7 시간 변화에 따른 플로팅 링 실 누수량

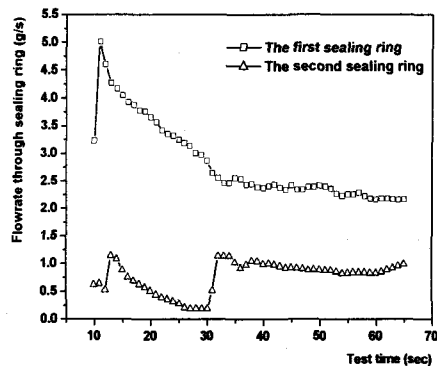


Fig. 8 시간 변화에 따른 실링 링 누수량

2.4. 극저온 재료 시험 장치

2.4.1. 개요 및 구성

극저온 재료 시험은 액체산소매질에서 작동하는 동안 재료의 적합성을 평가하는 것이며, 시험에서 이러한 목적을 위해서 조절이 가능한 압력힘이 공급된다.

회전하는 성분은 로터에 고정되어 있으며, 비회전하는 성분은 1자유도의 변위를 갖는 즉, 설비의 축방향을 따라 제한된 변위의 크기를 가진다.

마찰에 의한 마멸은 접촉 또는 임의의 압력힘을 받는 재료 표본의 상대적 변위에 의해 가능하다. 마멸의 크기는 재료 표본의 특성과 시험 상태에 의해 결정되어지며, 표본들 접촉면의 상대변위 속도는 회전 표본의 회전속도와 상호작용을 일으키는 원형의 지름에 의해 결정되어진다.⁽⁴⁾

극저온 재료 시험 설비는 회전 성분과 비 회전 성분으로 구성되며, 축 하중 실린더에 의한 하중으로 인해 두 성분의 접촉이 발생하는 구조로 구성되어 있다. 회전 성분은 steel (12X18H10T)이며, 비회전 성분은 copper (M-1 or M-2)로 구성된다.

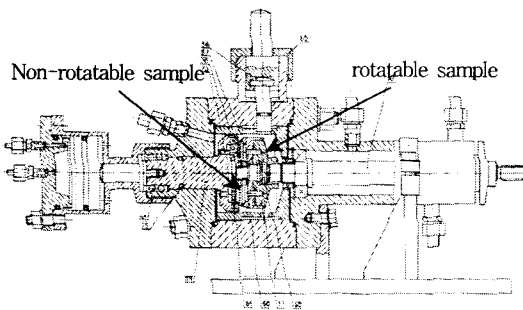


Fig. 9 극저온 재료 시험 설비 단면도

2.4.2. 시험 조건 및 결과

극저온 재료 시험을 통해서 두개의 표본에 대한 마멸의 양과 burning을 가진 상호작용으로 인한 외견 흔적을 관찰하여 액체산소매질에서 작동하는 동안 재료의 적합성을 평가하였으며, Table. 5와 Fig. 10에 시험 주요 파라미터와 시험 결과를 나타내었다.

Table. 5 극저온 재료 시험 주요 파라미터

시험 주요 파라미터	단위	비고
Rotor revolution	rpm	
Pressure in technological part	MPa	
Pressure in working part	MPa	
Turbine Supply Pressure	MPa	
Water pressure for turbine cooling	MPa	
Axial Loading Cylinder Pressure	MPa	
Axial Loading	kN	

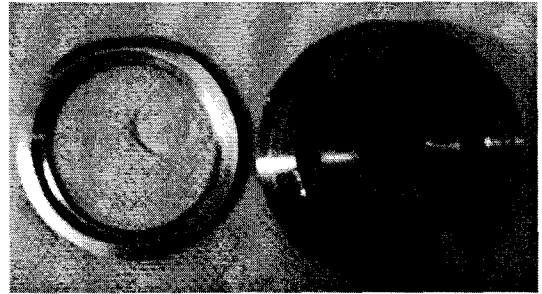


Fig. 10 극저온 재료 시험 결과 (Steel & Copper)

3. 결론

민군겸용기술개발과제의 일환으로 수행된 고압터보펌프 개발과정에서 극저온 베어링/실/재료 시험 설비의 개발 및 시험 평가 기술의 확보는 극저온 추진제를 사용하는 고압터보펌프의 개발에 주요 설계 데이터를 제공하였으며, 향후 국가우주개발 중장기계획에 의거하여 진행중인 한국형 위성 발사체(KSLV)의 추진기관 개발 및 기타 관련 산업 발전의 기반을 구축하는데 큰 역할을 담당할 것이다.

참고문헌

- (1) 우유철, 2004, "액체추진로켓엔진용 터보펌프 개발", 유체기계공업학회
- (2) NASA, 1971, Liquid rocket engine turbopump bearings.
- (3) 하태웅, 이용복, 김창호, "고압 Floating ring seal의 해석 및 설계 기법 개발", 2001, 고압터보펌프 개발 Workshop, pp. 142-159.
- (4) G. P. Kalmykov, 2001, The Installation for seals and bearings test, KeRC Report