터보펌프 볼 베어링의 마찰 토크 평가

전성민[†] · 곽현덕 · 김진한

한국항공우주연구원 터보펌프팀

Evaluation of Friction Torque for a Turbopump Ball Bearing

Seong Min Jeon[†], Hyun Duck Kwak and Jinhan Kim

Turbopump Department, Korea Aerospace Research Institute

(Received November 25, 2010; Revised January 9, 2011; Accepted January 12, 2011)

Abstract – Rolling contact ball bearings are utilized almost exclusively for liquid propellant rocket engine turbopump. Turbopump ball bearings are required to endure high speed and high load for a poor lubricated condition in cryogenic environment. To evaluate bearing heat generation performance, friction torque is investigated as a function of rotation speed, bearing load and cooling flow rate through an experimental study using water coolants. Radial and axial loads are simultaneously applied to the test bearing by gas pressurized cylinder rod. Endurance performance of bearing has been also verified under the bearing required load for operating condition during total accumulated test time 2,100 sec.

Keywords – turbopump(터보펌프), ball bearing(볼 베어링), friction(마찰), torque(토크), bearing load(베어링 하중), endurance performance(내구 성능)

1. 서 론

높은 무게 대 추력비를 요구하는 우주발사체는 고효율의 터보펌프 가압 방식 액체로켓엔진을 사용하게 된다. 터보펌프는 엔진에 산화제와 연료를 공급하는 역할을 담당하는데, 지금까지 국내에서는 30톤급 저추력 액체로켓엔진에 적용가능한 실험용 터보펌프를 개발하여 국외 실매질 시험을 진행해 오고 있다[1,2]. 저추력급 엔진용 터보펌프는 회전체동역학[3], 베어링[4], 실[5,6] 등 국산화 개발을 위한 심층적인 연구들이 수행되어 왔다.

한편 자력 발사용 국산화 엔진은 실험용 저추력급 엔진보다 요구되는 추력이 증가된 75톤급 고추력 엔진 개발을 필요로 하게 되어 관련된 핵심요소의 설계 및 시험이 진행 중에 있다[7-9]. 터보펌프에 장착되는 베어링 및 실 등은 성능 검증을 위하여 요구되는 실제 운용 환경을 모사하고자 특수한 시험 설비를 필요로 한다[10].

고추력급 터보펌프는 산화제펌프, 연료펌프와 펌프를 구동하는 터빈으로 이루어져 있으며 작동 유체를 고압으로 공급하기 위하여 고속에서 운전된다. 터보펌프 회전을 지지하기 위하여 볼 베어링이 사용되는데 베어링은 별도의 윤활 시스템 없이 자기윤활 방식으로 운전이 이루어진다. 볼 베어링의 자기윤활은 불소수지 계열의 소재로 제작된 케이지(cage)를 사용하고, 내륜과 외륜에 고체 윤활 코팅을 적용함으로써 이루어진다[11]. 그러나 일반 산업용 베어링과 동일한 수준의 윤활 효과를 기대하기는 어렵다. 베어링을 통과하는 작동 유체인 액체 산소는 점성이 매우 낮아 윤활 성능을 얻을 수 없지만 베어링의 냉각 유체로서 역할을 수행한다. 터보펌프용 베어링은 열악한 윤활 조건에서 고속의 회전속도와 펌프에 의한 높은 하중을 견뎌야 하는 극심한 환경 조건에서 운용된다.

터보펌프 볼 베어링 시험관련 국외 연구 사례를 살펴보면 다음과 같다. 터보펌프 볼 베어링의 발열량 및 베어링 외륜의 온도 등을 측정함으로써 극저온 환경에서

[†]주저자 · 책임저자 : smjeon@kari.re.kr

의 베어링 특성을 파악하고자, NASA Marshall Space Flight Center에서 SSME(Space Shuttle Main Engine) 산화제펌프 베어링 성능시험이 액체질소 환경 하에서 수행되었다[12]. 또한, SSME 산화제펌프 개발 중에 나타났던 베어링의 마모 및 수명 저하에 대한 물리적 이해를 실험적 방법으로 얻기 위하여, 액체 산소 환경에서 냉각 유량 감소에 따른 액체 산소의 기포화를 모사하여 Pratt & Whitney Rocketdyne사에서 체계적인 파라미터 시험이 수행되었다[13]. 독립적인 베어링 성능 시험뿐만 아니라 실제 터보펌프 운용 중에 볼 베어링의 마모량을 예측하기 위한 연구도 이루어 졌다. Pratt & Whitney Rocketdyne사에서는 SSME 산화제펌프의 운용 중 측정된 베어링 케이지 주파수에서의 진동 크기와 분해 후 측정된 볼의 마모 형상에 대한 선형 관계를 도출함으로써 볼 베어링의 마모량을 측정하고자 하는 연구가 수행되었다[14]. 최근에 NASA Glenn Research Center에서는 우주 항공 분야에 활용되는 구름 베어링의 결함과 파손을 감지하기 위하여 베어링의 파손 진행을 시험하고 관찰할 수 있는 베어링 시험기를 새롭게 개발하였다[15].

국내에서도 저추력급 터보펌프용 볼 베어링에 대하여 액체 산소 환경에서 하중 지지 능력 검증에 목적을 둔 연구가 수행된 바 있다[4]. 본 논문에서는 현재 개발 초기 단계에 있는 고추력급 터보펌프에 장착될 직경이 큰 볼 베어링의 하중 지지 능력 검증 외에 회전 속도, 베어링 하중과 냉각 유량에 따른 마찰 토크 측정에 추가로 관심을 두어 수류 환경에서 연구를 진행하였다.

2. 시험 항목 및 조건

2-1. 시험 베어링 및 파라미터

일반적인 상용 구름 베어링의 경우 극저온에서의 윤활 특성 및 폭발의 위험성을 고려할 필요가 없기 때문에 베어링 재질로 고강도 크롬강이나 스테인레스 강을 많이 사용한다. 그러나 액체 산소 환경 하에서 위와 같은 재질을 사용할 경우 베어링의 볼과 케이지 사이의 지속적인 마찰로 폭발이 일어날 가능성이 있다. 따라서 극저온 베어링의 경우 케이지 재질로 강화된 볼소 수지 계열의 소재를 사용함으로써 고체 윤활 효과와 함께 폭발의 위험을 방지하게 된다. 본 시험에 사용된 214 베어링의 경우 케이지 재질로 강화 PTFE (Poly Tetra Fluoro Ethylene)를 사용하였으며 자세한

Table 1. Specifications of 214 bearing

RPM	11,000
Size(ID×OD×B), mm	70×125×24
No. of balls	10
Race material	Stainless steel
Cage material	Reinforced PTFE
Coolant	LOX

Fig. 1. 214 bearing (photo was taken after test).

규격은 Table 1에 정리하였고, Fig. 1에 시험에 사용된 베어링을 베어링 허브와 같이 나타내었다.

산화제펌프의 작동 유체인 액체 산소에서 사용할 목적으로 입수된 베어링이지만, 시험 파라미터 변화에 따른 마찰 토크 특성을 용이하게 살펴보기 위하여 수류 환경에서 시험이 이루어 졌다. 회전 속도, 베어링 하중 등 베어링 작동 조건에서 요구되는 수명 시간 동안의 내구 성능 검증 또한 본 연구에서는 수류 환경에서 이루어졌으며, 향후 진행되는 연구에서 극저온 액체 질소와 액체 산소 시험 매질에서 베어링의 내구 성능 검증이 순차적으로 진행될 예정이다.

수류 시험 환경에서의 시험 파라미터로서 회전 속도, 냉각 유량과 베어링 반경방향 및 축방향 하중을 설정하여 각각의 시험 조건에 따라 파라미터를 변화시키면서 시험을 수행하였다. 각 시험 파라미터의 설정 범위를 Table 2에 나타내었다.

2-2. 시험 항목 및 시험기

시험 파라미터 변화에 따른 베어링 마찰 토크 측정

Table 2. Test parameter and range

Parameter	Range
Test fluid	Water
Rotation speed (rpm)	7,000, 9,000, 11,000
Cooling flow rate (liter/sec)	0~3.5
Bearing radial and axial loads (kN)	0, 5, 10, 15, 20

Table 3. Test item and condition

Test No.	Test parameter			
	Speed (rpm)	Flow rate (liter/sec)	Bearing load	
			Radial(kN)	Axial(kN)
Case 1	7,000	0~3.5	0	0
	9,000			
	11,000			
Case 2	7,000	0	5, 10, 15, 20	0
	9,000			
	11,000			
Case 3	11,000	0~3.5	10, 20	0
Case 4	7,000	0	0	5, 10, 15, 20
	9,000			
	11,000			
Case 5	11,000	0~3.5	0	10, 20
Case 6	11,000	1.63	1	15

및 내구 성능 평가를 위하여 Table 3과 같이 총 6개의 시험 항목을 설정하여 시험을 수행하였다.

Table 3에서 Case 1~Case 5는 베어링의 마찰 토크 특성을 측정하기 위하여 시험 파라미터를 변화시키는 성능 시험 항목을 나타낸다. Case 1은 베어링 하중이 없는 무부하 조건에서 각각의 시험 속도별로 냉각 유량의 변화에 따른 베어링 마찰 토크를 측정한 시험이고, Case 2는 반대로 냉각 유량이 없는 무유량 조건에서 각각의 시험 속도별로 반경방향 하중에 따른 베어링 마찰 토크를 측정한 시험이다. Case 3는 베어링 반경방향 하중과 냉각 유량이 모두 있는 시험 조건을 나타낸다. Case 4와 Case 5는 Case 2와 Case 3의 베어링에 부과되는 반경방향 하중 대신에 축방향 하중으로 변경한 시험 조건을 나타낸다. Case 6은 회전 속도, 냉각 유량 등 터보펌프 작동 조건을 모사한 시험 조건에서, 베어링에 요구되는 축방향 하중지지 성능의 3배의 안전 여유를 고려한 하중 조건에서 베어링의 내구 성능을 평가하기 위한 시험 항목이다. Case

Fig. 2. Layout of bearing test rig. **Fig. 3. Bearing test rig.**

6은 터보펌프 작동 요구 시간인 210초의 10배의 안전 여유를 고려하여 총 누적시간 2,100초에 대하여 시험이 수행되었다.

Fig. 2와 Fig. 3는 각각 베어링 시험 장치의 단면도와 시험 정반위에 설치된 시험기를 나타낸다. Fig. 2에서 ①은 시험용 축, ②는 시험용 베어링, ③은 구동용 베어링, ④는 반경방향 하중 실린더, ⑤는 축방향 하중 실린더, ⑥은 냉각 유량 입구, ⑦은 냉각 유량 출구를 나타낸다. 베어링 하중은 반경방향 하중 실린더와 축방향 하중 실린더에 압력이 제어된 기체 질소를 공급함으로써, 실린더에 장착된 로드가 시험 베어링 외륜에 조립되어 있는 베어링 부싱을 밀어 부과하게 된다.

부과 하중의 크기는 각각의 하중 실린더에 공급하는 기체 질소의 압력으로 조절한다. 시험 중에 냉각 유체인 물은 냉각 유량 입구를 통하여 시험기에 공급되고, 시험기 내부에 가득 차있는 상태로 시험이 진행된다. 시험기 내부의 유체 압력은 시험 중에 공급되는 고압 기체 질소의 제어에 의하여 일정하게 유지되고, 베어

Fig. 4. Bearing test rig pipe and instrument drawing.

Table 4. List of measuring parameters

Sensor symbol	Sensor type	Location
PWTC 1,2	Pressure	Test part pressure
PGFS 1,2	Pressure	Axial loading pressure
PGCS 1,2	Pressure	Radial loading pressure
TWTC	Temperature	Test part temperature
FM 21	Flow meter	Cooling flow rate
Torque meter	Torque meter	Friction torque

링 냉각 유량은 출구 배관에 설치된 유량 조절 밸브에 의하여 제어된다. 시험기의 구동은 Fig. 3에 나타난 바와 같이 100 kW급 영구 자석 동기 모터로 이루어졌고, 토크미터, 압력 및 온도 센서, 타코미터 등 각종 센서류가 계측을 위하여 사용되었다.

Fig. 4는 베어링 시험에 사용된 P&ID(Pipe and Instrument Drawing)를 나타내고 있다. 여기서 [P]는 압력 센서, [T]는 온도 센서, [TF]는 터빈 유량계, [R]는 압력 레귤레이터, [V]는 수동 밸브, [AV]는 자동 밸브, [TM]는 토크 미터, [ACC]는 가속도 센서, [GAP]는 변위 센서를 나타낸다. 중요 센서의 설치 위치를 Table 4에 정리하였다. 베어링에 부과되는 하중의 크기는 하중 실린더 압력인 PGFS 및 PGCS로 조절하는데, 베어링에 가해지는 실제 하중의 크기는 시험기 내부의 압력 PWTC를 고려하여 결정된다. 이는 실린더에 부과되는 기체 질소 압력 및 면적과 시험기 내부의 물 압력 및 실린더 로드의 단면적에 의하여 결정되

며 다음과 같은 식으로 정리된다.

$$F = P_{cy} \cdot A_{cy} - P_{lp} \cdot A_{cr} \quad (1)$$

여기서 F 는 베어링에 부과되는 하중, P_{cy} 는 실린더에 가하는 기체 질소 압력, A_{cy} 는 실린더 내부의 기체 질소 가압 면적, P_{lp} 는 시험기 내부의 물 압력, A_{cr} 은 실린더 로드의 단면적을 나타낸다.

3. 성능 시험

3-1. Case 1 : 무부하 조건 유량 대 토크 시험

베어링에 하중을 부과하지 않은 무부하 조건에서 냉각 유량에 따른 베어링 마찰 토크를 측정한 시험이다. 시험 회전 속도는 세 단계로 7,000 rpm, 9,000 rpm, 11,000 rpm 각각에서 베어링 시험 냉각 유량을 0~3.5 liter/sec로 변화시켜가며 베어링 마찰 토크를 관찰하였다.

Fig. 5에 시험 결과를 점으로 나타내었고, 회전 속도별 근사식도 같이 나타내었다. 근사식은 아래와 같이 냉각 유량의 지수 함수로 가정하였다.

$$T = A_{rpm} + B_{rpm} \cdot q^{\lambda} \quad (2)$$

여기서 A_{rpm} 은 유량이 없는 무유량 조건일 경우 순수하게 회전 속도에 의해서만 결정되는 항이고, B_{rpm} 은 냉각 유량의 함수 q^{λ} 앞에 붙는 계수이며, q 는 냉각 유량, λ 는 냉각 유량의 지수를 나타낸다. 냉각 유량이 없는 상태에서도 회전 속도의 영향으로 베어링 마찰 토크가 나타나며, 회전 속도의 증가에 따라

Fig. 5. Bearing torque as a function of cooling flow rate with various rotating speeds under bearing unloaded condition (curve fitting, function of q).

Table 5. Power λ vs rotation speed

Speed (rpm)	Power
7,000	0.93
9,000	0.57
11,000	0.51

Fig. 6. Bearing torque as a function of cooling flow rate with various rotating speeds under bearing unloaded condition (curve fitting, function of rpm).

마찰 토크 또한 증가함을 알 수 있다. 시험 회전 속도를 유지한 상태에서 냉각 유량을 점진적으로 증가시키면, 베어링 마찰 토크는 냉각 유량의 지수 함수로 증가하게 된다. Table 5에 시험 회전 속도별 지수 λ 를 나타내었는데, 회전 속도가 증가함에 따라 지수는 감소함을 알 수 있다.

Fig. 6에 Fig. 5의 시험 결과를 재정리하여 베어링 마찰 토크를 각각의 냉각 유량에서 회전 속도의 함수로 나타내었다. 이는 일정한 냉각 유량에서 베어링의 마찰 토크에 대한 회전 속도의 영향을 살펴보기 위함이다.

Fig. 6에 냉각 유량 0 l/s, 1.5 l/s, 2 l/s, 2.5 l/s, 3 l/s, 3.5 l/s에 대하여 회전 속도에 따른 베어링 마찰 토크를 7,000 rpm, 9,000 rpm, 11,000 rpm에서 점으로 나타내고 근사식도 같이 나타내었다. 근사식은 아래와 같이 회전 속도의 지수 함수로 가정하였다.

$$T = A_0 \cdot rpm^\lambda + A_q \cdot rpm^\psi \quad (3)$$

여기서 첫 번째 항은 유량이 없는 무유량 조건에서 회전 속도의 지수 함수로 나타나는 항이고, 두 번째 항은 각각의 유량 조건에서 회전 속도의 지수 함수로

Table 6. Power ψ vs flow rate

Flow rate (liter/sec)	Power ψ
1.5	3.1
2	3
2.5	2.9
3	2.7
3.5	2.5

나타나는 항이다. 식 (3)에서 첫 번째 항 $A_0 \cdot rpm^\lambda$ 은 식 (2)의 첫 번째 항 A_{rpm} 을 회전 속도의 함수로 나타낸 것이다. 무유량 조건에서의 베어링 마찰 토크에 각각의 유량 조건에서의 베어링 마찰 토크를 중첩시킴으로써 베어링의 전체 마찰 토크를 얻게 된다. 각각의 유량 조건에서 베어링 마찰 토크는 회전 속도가 증가함에 따라 회전 속도의 지수 함수로 증가하게 된다. 무유량 조건에서 회전 속도의 지수 λ 는 1.5로 나타나고, 유량 조건에서의 회전 속도 지수는 유량별로 Table 6에 나타내었는데 냉각 유량이 증가함에 따라 지수는 감소함을 알 수 있다.

3-2. Case 2 : 무유량 조건 반경하중 대 토크 시험

베어링에 냉각 유량이 공급되지 않은 무유량 조건에서 베어링 반경방향 하중에 따른 베어링 마찰 토크를 측정하는 시험이다. 시험 회전 속도는 세 단계로 7,000 rpm, 9,000 rpm, 11,000 rpm 각각에서 베어링 반경방향 하중을 5 kN, 10 kN, 15 kN, 20 kN으로 점진적으로 증가시켜가며 베어링 마찰 토크를 관찰하였다.

Fig. 7에 시험 결과를 점으로 나타내었고, 회전 속도별 근사식도 같이 나타내었다. 근사식은 아래와 같이 베어링 반경방향 하중의 지수 함수로 가정하였다.

$$T = A_{rpm} + D_{rpm} \cdot P_{RE}^\xi \quad (4)$$

여기서 A_{rpm} 은 식 (2)의 첫 번째 항과 동일하고, D_{rpm} 은 베어링 반경방향 하중의 함수 P_{RE}^ξ 앞에 붙는 계수이며, P_{RE} 는 반경방향 하중, ξ 는 반경방향 하중의 지수를 나타낸다. 회전 속도가 증가할수록 베어링 마찰 토크는 증가함을 알 수 있다.

시험 회전 속도를 유지한 상태에서 베어링 반경방향 하중을 점진적으로 증가시키면, 베어링 마찰 토크는 반경방향 하중의 지수 함수로 증가하게 된다. Table 7에 시험 회전 속도별 지수 ψ 를 나타내었는데, 회전 속도가 증가함에 따라 지수는 증가함을 알 수 있다.

Fig. 7. Bearing torque as a function of radial load with various rotating speeds under no cooling flow condition (curve fitting, function of radial load).

Table 7. Power ξ vs rotation speed

Speed (rpm)	Power
7,000	0.87
9,000	1.2
11,000	2

3-3. Case 3 : 반경하중 조건 유량 대 토크 시험

Case 3는 일정한 시험 회전 속도 11,000 rpm에서 베어링 반경방향 하중 10 kN과 20 kN에 대하여 베어링 시험 냉각 유량을 0~3.5 liter/sec로 변화시켜가며 시험을 진행한 경우이다. 베어링의 반경방향 하중과 냉각 유량 효과를 동시에 살펴보기 위한 시험으로서, Fig. 8에 시험 결과를 나타내었다. 앞에서 살펴보았듯이 본 연구에서 가정된 반경방향 하중의 지수 함수와 냉각 유량의 지수 함수는 회전 속도에 따라 지수가 변화함을 알 수 있다. 회전 속도에 관계없이 각 함수의 지수가 일정한 상수값으로 나타나지 않아, 베어링 반경방향 하중과 냉각 유량의 영향이 동시에 나타날 때 마찰 토크를 예측할 수 있는 근사식을 가정하기가 어려웠다. Fig. 8에서는 시험 결과들을 도시하였을 뿐 별도의 근사식은 나타내지 않았다. 각각의 하중 별로 냉각 유량이 증가할수록 베어링 마찰 토크는 증가하게 된다. 반경방향 하중이 10 kN일 경우 무부하 조건과 비교하여 베어링 마찰 토크의 증가량이 미비하게 나타났고, 반경방향 하중이 20 kN으로 증가할 경우 베어링 마찰토크는 가시적으로 증가함을 확인 할 수 있다.

Fig. 8. Bearing torque as a function of cooling flow rate with various radial loads at constant rotating speed 11,000 rpm.

Fig. 9. Bearing torque as a function of axial load with various rotating speeds under no cooling flow condition (curve fitting, function of axial load).

3-4. Case 4 : 무유량 조건 축하중 대 토크 시험

베어링에 냉각 유량이 공급되지 않은 무유량 조건에서 베어링 축방향 하중에 따른 베어링 마찰 토크를 측정하는 시험이다. 시험 회전 속도는 세 단계로 7,000 rpm, 9,000 rpm, 11,000 rpm 각각에서 베어링 축방향 하중을 5 kN, 10 kN, 15 kN, 20 kN으로 점진적으로 증가시켜가며 베어링 마찰 토크를 관찰하였다.

Fig. 9에 시험 결과를 점으로 나타내었고, 회전 속도별 근사식도 같이 나타내었다. 근사식은 아래와 같이 베어링 축방향 하중의 지수 함수로 가정하였다.

$$T = A_{rpm} + F_{rpm} \cdot P_{AE}^{\eta} \quad (5)$$

Table 8. Power η vs rotation speed

Speed (rpm)	Power
7,000	0.4
9,000	0.15
11,000	0.43

여기서 A_{rpm} 은 식 (2)의 첫 번째 항과 동일하고, F_{rpm} 은 베어링 축방향 하중의 함수 P_{AE}^n 앞에 붙는 계수이며, P_{AE} 는 축방향 하중, η 는 축방향 하중의 지수를 나타낸다. 회전 속도가 증가할수록 베어링 마찰 토크는 증가함을 알 수 있다.

시험 회전 속도를 유지한 상태에서 베어링 축방향 하중을 점진적으로 증가시키면, 베어링 마찰 토크는 축방향 하중의 지수 함수로 증가하게 된다. Table 8에 시험 회전 속도별 지수 η 를 나타내었는데, 반경방향 하중 시험에서 나타났던 회전 속도에 따른 지수 변화의 경향은 축방향 하중 시험에서는 나타나지 않았다.

시험 범위 내에서 베어링 반경방향 하중의 경우에 비하여 축방향 하중을 부과하였을 경우 베어링 마찰 토크는 전반적으로 크게 나타났다. 이는 축방향 하중에 의하여 유발되는 베어링 볼과 내, 외륜의 접촉 각도가 마찰 토크를 증가시키는 것으로 판단된다.

3-5. Case 5 : 축하중 조건 유량 대 토크 시험

Case 5는 일정한 시험 회전 속도 11,000 rpm에서 베어링 축방향 하중 10 kN과 20 kN에 대하여 베어링 시험 냉각 유량을 0~3.5 liter/sec로 변화시켜가며 시험을 진행한 경우이다. 베어링의 축방향 하중과 냉각 유량 효과를 동시에 살펴보기 위한 시험으로서, Fig. 10에 시험 결과를 나타내었다. 앞서서도 기술되었듯이 베어링 하중과 냉각 유량 효과가 동시에 나타날 경우 근사식을 가정하기 어려워 Fig. 10에서는 시험 결과들만을 도시하였을 뿐 별도의 근사식은 나타내지 않았다.

각각의 하중 별로 냉각 유량이 증가할수록 베어링 마찰 토크는 증가하게 된다. 축방향 하중이 10 kN일 경우 무부하 조건과 비교하여 베어링 마찰 토크의 증가량은 크게 나타났고, 반면 축방향 하중이 20 kN으로 증가할 경우 베어링 마찰 토크는 축방향 하중 10 kN의 경우에 비하여 증가량이 미비하게 나타났다. 이는 앞서서 기술된 반경방향 하중의 경우와는 반대되는 경향으로 10 kN의 동일한 크기의 축 방향 하중에서 반경방향 하중에서 나타나지 않는 베어링 접촉각도의 증

Fig. 10. Bearing torque as a function of cooling flow rate with various axial loads at constant rotating speed 11,000 rpm.

가로 인하여 베어링 마찰 토크가 확연히 증가된 것으로 생각된다. 축방향 하중에 의하여 베어링 접촉각도가 설정되면 축방향 하중이 증가하여도 베어링 마찰 토크의 증가량은 접촉각도 설정 초기 단계의 증가량에 비하여 작게 나타나는 것으로 생각된다.

3-6. Case 6 : 하중 조건 내구 성능 시험

Case 6은 터보펌프 작동 조건을 모사하여 베어링의 내구 성능을 검증하는 시험이다. 시험 회전 속도는 터보펌프 작동 회전 속도인 11,000 rpm으로 설정되었고, 베어링 냉각 유량은 설계 요구 조건에 맞추어 설정되었다. 베어링 하중은 반경방향으로 1 kN, 축방향으로 15 kN을 부과하였는데, 반경방향 하중은 터보펌프 수력 설계 결과로부터 도출된 수치이고 축방향 하중은 수력 설계의 결과에 추가로 3배의 하중 여유를 부과하여 도출된 수치이다. 총 누적 시험 시간은 2,100초로서, 터보펌프 작동 시간인 210초의 10배로 설정되었다. 이는 터보펌프 지상 실매질 시험에서 터보펌프 1기에 대하여 요구되는 시험 시간이다. 시험 베어링의 상태를 수시로 점검하기 위하여 1회의 시험 시간을 60초로 짧게 설정하였고, 2,100초의 누적 시험 시간을 만족하기 위하여 총 35회의 시험을 수행하였다.

내구 성능 시험 동안 측정된 베어링 마찰 토크를 Fig. 11에 시험 시간에 대하여 나타내었다. 베어링 마찰 토크를 측정함으로써 하중 및 시험 조건에 의하여 베어링이 파손됨에 따라 시험 중에 나타나는 토크의 증가를 알 수 있다. 내구 성능 시험 동안 베어링 마찰 토크의

Fig. 11. Bearing endurance performance test with bearing loads at constant rotating speed 11,000 rpm.

평균 수치는 $6.94 \text{ N}\cdot\text{m}$ 로 나타났고, 측정된 토크의 급격한 변화가 없어 베어링 파손 없이 시험을 종료한 것으로 판단된다. 측정된 베어링 마찰 토크 $6.94 \text{ N}\cdot\text{m}$ 는 회전속도 11,000 rpm에서 약 8 kW의 발열량을 유발한다. 시험 종료 후 베어링의 육안 검사를 통해서도 결함이 없음을 확인하였다.

4. 결 론

고추력급 터보펌프용 볼 베어링의 마찰 토크 성능 평가 및 내구 성능을 검증하기 위한 시험이 수류 환경에서 수행되었다. 베어링의 회전 속도, 반경방향 및 축방향 하중과 냉각 유량을 시험 파라미터로 설정하여 시험 항목별로 마찰 토크를 평가하였으며, 터보펌프 작동 조건을 모사하여 요구되는 정격 수명에 대한 내구 성능을 검증하였다.

베어링 마찰 토크 성능 평가 시험은 시험 항목을 5개로 분류하여, 회전 속도의 영향, 반경방향 하중 및 축방향 하중의 영향과 냉각 유량의 영향을 세부적으로 고찰하였다. 각각의 시험 파라미터별로 지수 함수를 가정하여 베어링 마찰 토크에 대한 근사식을 도출하였다.

베어링 내구 성능 검증 시험은 터보펌프 작동 조건을 모사하고, 축방향 하중에 3배의 하중 여유를 추가로 부과한 후 반복 시험을 통하여 이루어졌다. 누적 시간으로 총 2,100초에 대하여 내구 성능 검증 시험이 수행되었고, 베어링의 파손 없이 요구되는 정격 수명 내에서 만족할 만한 내구 성능을 보여주고 있음을 확인하였다.

향후 진행되는 연구에서는 극저온 액체 질소와 액체 산소를 시험 매질로 하여 베어링의 내구 성능을 순차적으로 검증할 예정이다.

참고문헌

- 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.
- 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," AIAA Paper 2007-5516, 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Cincinnati, OH, July 2007.
- 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, 2008.
- 곽현덕, 전성민, 김진한, 조광래, 김선용, 우관제, "터보펌프용 극저온 볼 베어링의 성능검증," *한국운활학회지*, 제20권, 제4호, pp. 177-182, 2004.
- Kwak, H. D., Jeon, S. M., and Kim, J., "Development of Inter-propellant Seal for the Turbopump," 3th Asia International Conference on Tribology, Kanazawa, Japan, October 2006.
- 곽현덕, 전성민, 김진한, "터보펌프용 기계적 페이스 실의 수락시험," *유체기계저널*, 제10권, 제1호, pp. 20-25, 2007.
- Jeon, S. M., Kwak, H. D., Yoon, S. H., and Kim, J., "Turbopump Rotordynamic Analysis for a 75 ton Class Liquid Rocket Engine," IAC-09-C2.1.1, 60th International Astronautical Congress 2009, Daejeon, Republic of Korea, October 2009.
- 곽현덕, 전성민, 김진한, "고추력 터보펌프용 추진제 혼합 방지 실 개발," *한국운활학회지*, 제24권, 제6호, pp. 349-354, 2008.
- 전성민, 곽현덕, 박민주, 김진한, "75톤급 터보펌프 기계평면 실의 작동 성능 시험," *한국운활학회지*, 제25권, 제3호, pp. 187-191, 2009.
- 곽현덕, 전성민, 김진한, "터보펌프용 극저온 베어링/실 성능시험실비," *2005년도 유체기계 연구개발 발표회*, pp. 341-347, 2005.
- National Aeronautics and Space Administration, "Liquid Rocket Engine Turbopump Bearings," NASA SP-8048, 1971.
- Dolan, F. J. and Cody, J. C., "MSFC Cryogenic Turbopump Bearing Tester Results and Analysis," AIAA-86-1481, 22nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Huntsville, AL, June 1986.
- Keba, J. E. and Beatty, R. F., "Rocketdyne LOX

- Bearing Tester Program,” NASA Marshall Space Flight Center Advanced Earth-to-orbit Propulsion Technology, Vol. 1, pp. 213-229, 1988.
14. Hine, M. J., “Absolute Ball Bearing Wear Measurements from SSME Turbopump Dynamic Signals,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 128, No. 2, pp. 321-331, 1989.
15. Dempsey, P. J., Certo, J. M., Handschuh, R. F., and Dimofte, F., “Hybrid Bearing Prognostic Test Rig,” NASA TM-2005-213597, 2005.