

## 고추력 터보펌프용 추진제 혼합 방지 실 개발

곽현덕\* · 전성민 · 김진한

한국항공우주연구원 터보펌프팀

### Development of Inter-propellant Seal for High Thrust Turbopump

Hyun D. Kwak<sup>†</sup>, Seong-Min Jeon and Jinhan Kim

*Turbopump Department, Korea Aerospace Research Institute*

(Received October 23, 2008; Revised November 21, 2008; Accepted November 21, 2008)

**Abstract** – An inter-propellant seal (IPS) for high thrust turbopump is designed. With given operating conditions and requirements, the inter-propellant seal is designed to satisfy the leakage characteristics which is less than 0.1% of normal flow rate of pumps. A numerical analysis is developed to predict the leakage flow rate. The results show that the maximum leakage of LOX and kerosene are less than 0.1% of normal flow rate of pumps, respectively. Based on the numerical analysis results, the detail of IPS is performed. Finally a prototype of IPS is manufactured to perform sets of performance tests in the near future.

**Key words** – turbopump(터보펌프), inter-propellant seal(추진제 혼합 방지 실), LOX(액체산소), kerosene(케로진), leakage(누설), numerical analysis(수치해석)

#### 1. 서 론

터보펌프는 액체로켓엔진에 장착되어 엔진의 연소기에 고압의 연료 및 산화제를 공급하기 위한 목적으로 사용된다. 현재 한국항공우주연구원에서 개발 중인 터보펌프는 단단 원심형 산화제 펌프와 연료 펌프 및 단단 충동형 터빈으로 이루어져 있으며, 터빈의 구동력이 직접 산화제 펌프 및 연료 펌프로 전달되는 단축식의 구조를 취하고 있다. 따라서 단축으로 연결되어 있는 산화제 펌프와 연료 펌프, 연료 펌프와 터빈 사이에 작동유체 혼합을 방지하기 위한 별도의 실링장치가 필요하다. 이에 산화제 펌프와 연료 펌프 사이에는 추진제 혼합 방지 실(Inter-propellant Seal, IPS)을 두어 산화제와 연료의 혼합을 방지[1,2]하고 있으며, 연료 펌프와 터빈 사이에는 기계 평면 실(mechanical face seal)을 이용하여 연료와 터빈 구동 가스의 혼합을 예방[3]한다.

특히 추진제 혼합 방지 실의 경우 터보펌프 운전 중

액체산소와 케로진의 혼합을 방지하는 역할을 담당하게 된다. 만약 추진제 혼합 방지 실이 제 기능을 다하지 못해 터보펌프 운전 중 액체산소와 케로진이 혼합될 경우 예기치 않은 발화로 액체로켓엔진시스템 전체의 실패로 직결될 수 있어 추진제 혼합 방지 실은 터보펌프의 중요한 구성요소이다.

현재 터보펌프팀에서는 그간 개발해 오던 30톤급 터보펌프와는 별도로 고추력 터보펌프를 개발[4]하고 있으며, 이와 관련된 터보펌프 요소의 설계 및 제작이 진행되고 있다. 이에 본 논문에서는 고추력 터보펌프에 적용되는 추진제 혼합 방지 실의 설계 및 제작 결과를 기술하고자 한다.

#### 2. 추진제 혼합 방지 실의 개요

산화제 펌프 및 연료 펌프에서 일정한 압력을 가지고 회전축을 따라 누설된 유체는 추진제 혼합 방지 실 내부에 축과 수~수십 마이크로미터의 간극을 가지도록 설치된 다수의 플로팅 카본 링(floating carbon ring)을

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : hdkwak@kari.re.kr

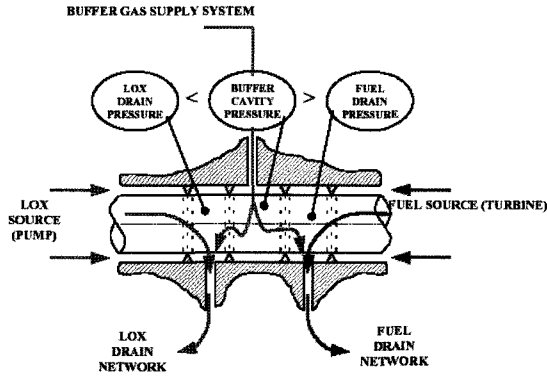


Fig. 1. Operating scheme of inter-propellant seal.

통과하면서 압력이 감소하게 된다. 추진제 혼합 방지 실의 기본 작동 원리는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 양쪽에서 유입된 산화제 및 케로진을 플로팅 카본 링과 회전축 사이의 간극으로 통과시켜 압력을 감소시키면서 누설량을 제어하고 고압의 완충가스(buffer gas)에 의해서 섞이지 않고 각각의 드레인으로 배출될 수 있도록 유도하는 것이다. 이때 완충가스의 압력은 근접한 드레인의 압력보다 높아야 하는 것이 기본적인 작동 조건이며, 완충가스로는 헬륨과 같은 비활성 기체를 사용한다.

### 3. 이론 해석

#### 3-1. 지배방정식

추진제 혼합 방지 실에 장착되는 플로팅 카본 링은 편심(eccentricity)을 가지는 비접촉식 실과 유사한 구조를 취하고 있다. 이는 플로팅 카본 링이 펌프 등에 일반적으로 사용되는 평면 실(plain seal)에 편심을 고려하거나[5], 터보펌프 등에 사용되는 플로팅 링 실(floating ring seal)과 동일한 지배방정식으로 표현될 수 있다는 것을 의미한다. Fig. 2는 본 해석에 사용된 비접촉식 실의 좌표계를 나타내고 있다. 일반적으로 실 간극(h)는 실 반경(R)에 비해 매우 작은 값을 가지므로 간극 내부에서 반경방향으로의 압력구배는 존재하지 않는다고 가정할 수 있다. 따라서 실 간극 내에서의 유동은 원주방향, 축방향 운동량 방정식 및 연속 방정식으로 표현될 수 있으며 다음과 같이 주어진다.

연속 방정식

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(u_z h) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(u_\theta h) = 0 \quad (1)$$

축방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} -\frac{h}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = & \frac{u_z}{2}(u_z^2 + u_\theta^2)^{\frac{1}{2}} f_s + \frac{u_z}{2}(u_z^2 + (u_\theta - R\omega)^2)^{\frac{1}{2}} f_r \\ & + h \left( \frac{\partial u_z}{\partial t} + \frac{u_\theta}{R} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

원주방향 운동량 방정식

$$\begin{aligned} -\frac{h}{\rho R} \frac{\partial p}{\partial \theta} = & \frac{u_\theta}{2}(u_z^2 + u_\theta^2)^{\frac{1}{2}} f_s + \frac{(u_\theta - R\omega)}{2} \\ & \times (u_z^2 + (u_\theta - R\omega)^2)^{\frac{1}{2}} f_r + h \left( \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + \frac{u_\theta}{R} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $u_\theta$  및  $u_z$ 는 각각 원주방향 및 축방향의 유속,  $h$ 는 실 간극,  $R$ 은 실 반경,  $\rho$ 는 유체의 밀도,  $f_s$  및  $f_r$ 은 고정부와 회전부의 표면마찰계수를 의미한다. 본 해석의 대상이 되는 실의 경우 길이 대 직경비(Length to Diameter: L/D ratio)가 작기 때문에 원주방향 레이놀즈 수에 비해 축방향 레이놀즈 수가 매우 크다. 따라서 식 (3)의 원주방향 운동량 방정식은 무시할 수 있으며, 이에  $u_\theta \approx 0$ ,  $u_\theta - R\omega \approx 0$  및  $\partial u_z / \partial t$  (local fluid acceleration)  $\approx 0$ 의 관계를 대입하여 정리하면 다음과 같은 지배 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(u_z h) = 0 \quad (4)$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{f}{h} u_z^2 + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (5)$$

이 때, 경계조건은 다음과 같이 주어진다.

$$p|_{z=0} = p_s - \frac{1}{2}(1 + \xi)\rho u^2 \quad (6)$$

$$p|_{z=L} = p_o \quad (7)$$

한편, Fig. 2와 같이 편심(eccentric)을 고려할 경우 실 간극(h)은 원주방향( $\theta$ )의 함수로 정의되며 다음과

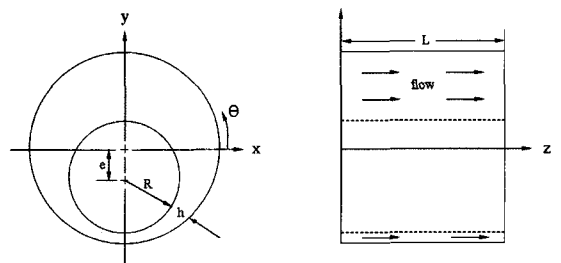


Fig. 2. Coordinates for eccentric non-contact seal.

같이 표현할 수 있다.

$$h = c + \varepsilon \sin \theta \tag{8}$$

여기서  $c$ 는 실의 설계 간극(nominal clearance)을 의미하며, 편심( $\varepsilon$ )은 양의 값을 가질 때  $y$ 축 음의 방향으로 이동하도록 정의되었다. 한편 식 (4)부터 식 (8)을 무차원화하면 다음과 같은 지배 방정식, 경계조건 및 간극함수를 얻을 수 있다.

지배 방정식

$$\frac{\partial H}{\partial T} + \frac{\partial}{\partial Z}(U_z H) = 0 \tag{9}$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Z} = \frac{\sigma}{H} U_z^2 + U_z \frac{\partial U_z}{\partial Z} \tag{10}$$

경계조건

$$P|_{z=0} = P_s - \frac{1}{2}(1 + \xi)\rho U_z^2 \tag{11}$$

$$P|_{z=1} = P_o \tag{12}$$

실 간극

$$H = 1 + \varepsilon \sin \theta \tag{13}$$

여기서 무차원화는  $H = h/c$ ,  $P = p/\rho u_c^2$ ,  $Z = z/L$ ,  $U_z = u_z/u_c$ ,  $T = t/t_c$ 로 이루어졌으며,  $\varepsilon = \varepsilon/c$ ,  $\sigma = fL/c$ ,  $t_c = L/u_c$ 를 나타낸다. 한편,  $u_c$ 는 동심(concentric)에서의 입구 유속을 뜻한다.

3-2. 수치해법

앞서 기술한 지배 방정식 (9)에서 정상상태(steady-state)만을 고려하면  $\partial H/\partial t = 0$ 이 된다. 이 때 실 간극( $H$ )는  $Z$ 방향의 함수가 아니므로, 최종적으로 식 (9)는  $\partial U_z/\partial Z = 0$ 의 형태로 정리되며, 이는 축방향 유동( $U_z$ )이 방향에 대하여 상수임을 의미한다. 따라서 식 (10)은 아래와 같이 간단한 형태로 정리된다.

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P(Z, \theta)}{\partial Z} = \frac{\sigma(\theta)}{H(\theta)} U_z(\theta)^2 \tag{14}$$

식 (14)를  $Z$ 에 관하여 적분하면 다음과 같다.

$$P(Z, \theta) = -\frac{\sigma(\theta)}{H(\theta)} U_z(\theta)^2 Z + A \tag{15}$$

식 (15)에 경계조건 (12)를 대입하여 적분상수  $A$ 를 구한 후 정리하면 다음과 같다.

$$P(Z, \theta) = \frac{\sigma(\theta)}{H(\theta)} U_z(\theta)^2 (1 - Z) + P_o \tag{16}$$

식 (16)은 실 간극 내에서  $Z$ 방향 및  $\theta$ 방향으로의 압력분포를 정의하며, 입구에서의 유속  $U_z(\theta)$ 를 구하게 되면 간극 내에서의 압력분포를 알 수 있다. 입구 유속을 구하기 위해 식 (16)에 경계조건 (11)을 대입하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$P_s - P_o = \frac{1}{2} \left( 1 + \xi + \frac{2\sigma(\theta)}{H(\theta)} \right) U_z(\theta)^2 \tag{17}$$

마찰계수  $\sigma(\theta)$ 는 Hir's model을 사용할 경우 아래와 같이 주어진다.

$$\sigma(\theta) = \lambda \frac{L}{c} = n \left( \frac{\rho u_z(\theta) c}{\mu} \right)^m \frac{L}{c} \tag{18}$$

여기서  $m, n$ 은 실험에 의해 정의되는 계수로 매끈한 원관의 경우  $n = 0.079$ ,  $m = -0.25$ 의 값을 가진다. 식 (18)을 식 (17)에 대입하여 정리하면,

$$P_s - P_o = \frac{1}{2} \left[ 1 + \xi + \frac{2}{H(\theta) c} n \left( \frac{\rho u_z(\theta) c}{\mu} \right)^m \right] \left( \frac{u_z(\theta)}{u_c} \right)^2 \tag{19}$$

식 (19)는 순수하게  $u_z(\theta)$ 에 관한 방정식으로 주어지며, 반복계산을 통해 원주방향으로 각 위치에서의 축방향 유속을 얻을 수 있다. Fig. 3는 수치 해석에 사용된 격자의 예시를 나타낸다. 격자는 원주 및 축 방향으로 일정하게 배치하였다. 이에 축 방향 첫 번째 격자 ( $1, \theta$ )에서 원주방향을 따라 각 격자에서의 축방향 유속을 식 (19)에 의해 계산하면 실 간극 내에서의 축방향 유속 분포를 얻을 수 있으며, 얻어진 유속 분포 및 식 (16)을 이용하면 실 간극 내의 전체 압력 분포를 얻을 수 있다.

한편 실 간극을 통한 누설유량은 축방향 유속을 면적에 관하여 적분하여 구할 수 있으며, 다음과 같이 주어진다. 아래 식에서  $k$ 는 원주방향으로의 격자 개수

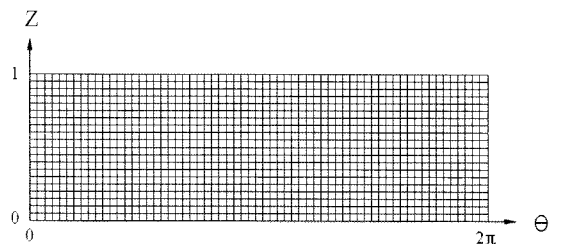


Fig. 3. Grid example for numerical analysis.

를 의미한다.

$$\dot{m} = \int \rho u_r(\theta) dA = \rho \sum_{i=1}^k \frac{\pi[(R+h(i))^2 - R^2]}{k} u_r(i) \quad (20)$$

### 4. 추진제 혼합 방지 실의 설계 및 제작

#### 4-1. 설계요구조건

앞서 기술한 바와 같이 추진제 혼합 방지 실은 기본적으로 작동유체인 액체산소와 케로진의 혼합을 방지함과 동시에 각 펌프의 정격유량대비 일정 수준 이하의 누설을 유지하는 역할을 수행하게 되며, 설계요구조건은 산화제 및 연료 펌프의 운용조건에 의해 결정된다. 이와 더불어 터보펌프 구조 및 회전체 동역학 설계에 의해 회전축의 직경, 추진제 혼합 방지 실의 최대 허용 직경 및 길이 등이 제한되며, 설계요구조건을 정리하면 table 1과 같다. 앞서 기술한 바와 같이 회전축의 직경 및 전체 길이가 이미 제한되어 있기 때문에 작동유체의 누설량을 제어하기 위해 직경을 조절하여 누설이 생기는 유효면적을 줄이거나, 실의 길이를 길게 하여 차압을 크게 하는 것에는 한계가 있다. 이에 추진제 혼합 방지 실을 통한 작동유체의 누설을 제어하기 위해 본 설계에서는 플로팅 카본 링과 회전축 사이의 간극을 조절하였다.

#### 4-2. 플로팅 카본 링의 간극 설계

일반적으로 추진제 혼합 방지 실 입구에는 회전축과 결합되어 터보펌프의 회전속도와 동일한 속도로 회전하는 임펠러 실(impeller seal)이 장착된다. 임펠러 실은 추진제 혼합 방지 실로 유입되는 액체산소를 기화시키거나 케로진의 압력을 강하시켜 누설을 감소시키는 역할을 담당한다. 만약 임펠러 실이 작동하지 않을 경우 추진제 혼합 방지 실 입구에는 임펠러 실 상류의 압력이 걸리게 되며, 이 때가 추진제 혼합 방지 실을 통한 누설이 최대가 되는 운전조건이 된다. 따라서 설계 시에 이를 고려하여 임펠러 실이 작동을 멈추었을 경우에도 누설이 일정 수준이하로 유지되도록 하는 것이 중요하며, 이에 관련 해석을 수행하여 설계에 반영하였다.

정상 운전 중에 산화제 펌프 및 연료 펌프 임펠러 실 입구에 걸리는 압력은 각각 900 kPa, 550 kPa이므로 임펠러 실이 작동을 멈추게 되면 추진제 혼합 방지 실 산화제 펌프 측 입구에 900 kPa, 연료 펌프 측 입

Table 1. Operating conditions and design constraints

LOX pump side Fuel pump side		
Working medium	Liquid oxygen	Kerosene
Density, kg/m <sup>3</sup>	1142	800
Temperature, °C	-190	25
Viscosity, Pa·S	2.2×10 <sup>-4</sup>	4.8×10 <sup>-3</sup>
Maximum expected inlet pressure, kPa	900	550
Rotational speed, rpm	around 10000	
Clearance to shaft radius ratio	0.0004~0.002	
Max. allowable leakage flow rate	Less than 0.1% of nominal flow rate of pump	
Life time	10 times longer than single operation time of turbopump, around 2000 seconds	

구에 550 kPa의 압력이 가해지며, 이 때 두 작동유체는 모두 액상으로 유지된다. 따라서 식 (20)에 의해 플로팅 카본 링을 통과하여 누설되는 유량을 계산할 수 있다. 실제 추진제 혼합 방지 실에는 다수의 플로팅 카본 링이 장착되어 누설을 제어하나 누설유량의 계산은 단일 플로팅 카본 링에 모든 차압이 걸린다는 가정 하에 이루어졌으며, 이 경우 더 보수적인 결과를 얻을 수 있다.

Fig. 4는 입구압력, 플로팅 카본 링의 간극 및 길이에 따른 액체산소의 누설을 예측한 결과를 도시하고 있다. 플로팅 카본 링과 회전축 사이의 반경방향 간극이 10, 20, 30, 40, 50 μm인 경우에 대하여 플로팅 카본 링의 길이를 4.7, 5.0 mm로 변화시켜가며 누설유량을 예측하였다. 해석은 플로팅 카본 링이 동심(concentric)에 위치하는 경우에 대하여 실시하였다. 해석결과 최대 차압 조건인 900 kPa에서 반경방향 간극에 따라 최소 0.012 kg/s에서 최대 0.2 kg/s의 누설을 보이며, 플로팅 카본 링 길이에 따른 누설유량 변화는 미미한 것을 알 수 있다. Fig. 5는 케로진의 누설유량 예측결과를 도시한 것이다. 해석결과 최대 차압 조건인 550 kPa에서 반경방향 간극에 따라 최소 0.05 kg/s에서 최대 0.095 kg/s의 누설을 보이고 있다.

한편 유사한 추진제 혼합 방지 실의 개발경험과 본 개발의 대상인 추진제 혼합 방지 실의 회전축 직경, 플로팅 카본 링의 제작공정 등을 고려할 때, 플로팅 카본 링과 회전축 사이의 반경방향 간극은 최대

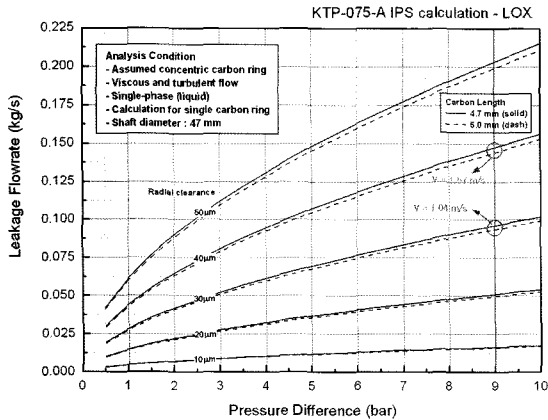


Fig. 4. Leakage flow rate prediction of LOX.

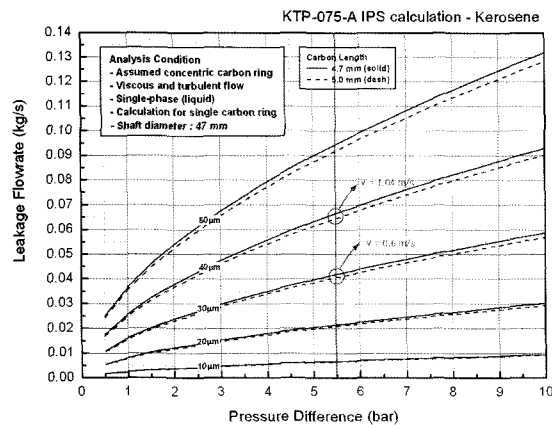


Fig. 5. Leakage flow rate prediction of kerosene.

40 µm 이하가 되도록 설계하는 것이 타당하다고 사료된다. 이 때 누설유량은 액체산소와 케로진 모두 터보펌프 정격유량의 0.1% 미만으로 설계요구조건을 만족하며, 이에 상세설계를 진행하였다.

4.3. 추진제 혼합 방지 실의 상세설계 및 제작

추진제 혼합 방지 실의 내부구조는 기존 30톤급 터보펌프에 사용되는 추진제 혼합 방지 실과 유사하게 설계되었다. 산화제 펌프 측에는 3개의 플로팅 카본 링이 장착되며, 연료 펌프 측에는 1개의 플로팅 카본 링이 장착된다. 추진제 혼합 방지 실 중앙에는 완충가스 공급을 위한 퍼지 스페이스(purge spacer)가 구비되어 있다. 추진제 혼합 방지 실 외부로부터 공급되는 완충가스는 퍼지 스페이스 양단에 장착된 플로팅 카본 링을 통과하여 각각 산화제 펌프 및 연료 펌프 측으로

부터 누설되는 작동유체와 뒤섞여 드레인 스페이스를 통해 별도로 구비된 드레인으로 배출된다. 앞서 기술한 바와 같이 이때 완충가스는 산화제 펌프 및 연료 펌프로부터 플로팅 카본 링을 통과하여 드레인 스페이스에 도달한 유체의 압력보다 높은 압력으로 공급하여 두 작동유체가 혼합되는 것을 방지한다.

한편 추진제 혼합 방지 실의 사용되는 소재는 대부분 스테인리스 강 계열을 사용하고 있으며, 회전축과 좁은 틈새를 유지하는 플로팅 카본 링은 직접적으로 회전축과 마찰될 수 있기 때문에 흑연 소재를 채택하고 있다. 흑연 소재는 초저온 환경에서 회전축 소재와 열수축율의 차이로 회전축과 플로팅 카본 링 사이의 설계 간극이 증가하게 되는데, 이를 극복하기 위해 흑연 소재 플로팅 카본 외곽에 회전축과 동일한 소재의 링을 열박음 조립하여 온도 환경에 따른 실 간극 보정을 유도한다. Fig. 6은 제작이 완료된 플로팅 카본 링을 나타내고 있다. 회전축과 흑연 소재의 열수축율 차이를 보상하기 위해 흑연 링 외곽에 스테인리스 강 계열의 링이 열박음 되어있다. 열박음 공차는 플로팅 카

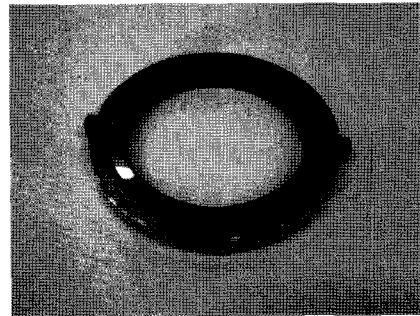


Fig. 6. Floating carbon ring.

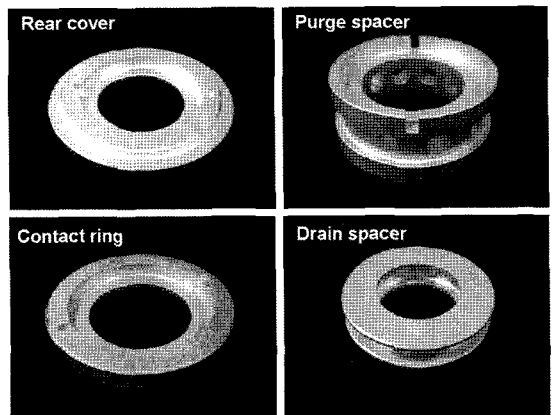


Fig. 7. Components of inter-propellant seal.

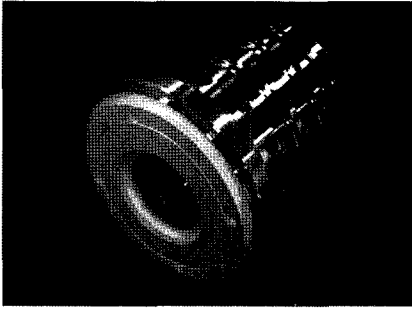


Fig. 8. Prototype of inter-propellant seal.

본 링이 운용되는 상온부터 극저온까지의 범위 내에서 각 소재가 열수축에 따라 받는 응력을 계산하여 파단이 일어나지 않도록 결정하였다. Fig. 7은 추진제 혼합 방지 실 내부를 구성하는 부품을 보이고 있다. 액체산소에 노출된 환경에서는 스테인레스 강 계열의 내부 구성품이 서로 마찰할 경우 발화가 일어날 수 있기 때문에 이를 방지하기 위해 모든 구성부품에 은도금(silver coated)을 적용하였으며, 각 구성부품 접촉면에서의 기밀효과를 극대화하기 위해 접촉 단면에 연마(lapping)를 실시한다. Fig. 8은 제작이 완료된 추진제 혼합 방지 실의 시제품을 나타낸다. 액체산소 및 케로진의 배출 및 완충가스의 공급을 위해 케이징 원주면을 따라 다수의 구멍이 가공되어 있으며, 사진 정면에 나타난 부분이 산화제 펌프 측에 장착되어 작동유체의 누설을 제어하게 된다.

#### 4. 결 론

본 논문에서는 고추력 터보펌프에 적용되는 추진제 혼합 방지 실의 개발과정을 기술하였다. 비접촉식 실의 지배방정식으로부터 플로팅 카본 링을 통한 누설 유량을 예측할 수 있는 방정식을 유도하였으며, 수치해법을 통해 설계변수에 따른 누설 유량을 계산하여 성능요구조건을 만족시키는 플로팅 카본 링과 회전축 사이의 간극 범위를 도출하였다. 상세설계는 개발이 완료된 30톤급 터보펌프용 추진제 혼합 방지 실과 유사한 구조를 가지도록 실시되었으며, 이를 기반으로 시제품을 제작하였다. 현재 추진제 혼합 방지 실 시제품의 성능시험을 위해 관련 장치를 준비 중에 있으며, 향후 상사성능시험 및 실매질 성능시험을 통해 고추력

터보펌프에 적용되는 추진제 혼합 방지 실의 개발을 완료할 계획이다.

#### 기호 설명

$c$	: nominal clearance, m
$e$	: eccentricity, m
$f_r$	: friction coefficient for rotating surface
$f_s$	: friction coefficient for stationary surface
$h$	: clearance, m
$L$	: length of seal
$m, n$	: empirical coefficient
$p$	: pressure, Pa
$p_o$	: outlet pressure of seal, Pa
$p_s$	: inlet pressure of seal, Pa
$R$	: radius of seal, m
$t$	: time, sec
$u_z$	: axial velocity, $m/s^2$
$u_\theta$	: circumferential velocity, $m/s^2$
$z$	: coordinate for axial direction, m
$\theta$	: coordinate for circumferential direction, rad
$\rho$	: density, $kg/m^3$
$\xi$	: inlet loss coefficient
$\omega$	: rotating frequency, rad/sec

#### 참고 문헌

1. 곽현덕, 전성민, 김진한, “터보펌프용 Inter-Propellant Seal의 개발 현황”, 한국융합학회 2004년도 추계학술대회, pp. 195-200, 2004.
2. Hyun D. Kwak, Seong Min Jeon, and Jinhan Kim, “Development of Inter-propellant Seal for the Turbopump”, ASIATRIB 2006 International Conference, Kanazawa, Japan, pp. 677-678, 2006.
3. 곽현덕, 전성민, 김진한, “터보펌프용 미케니컬 페이스 실의 수락시험”, 유체기계저널, 제10권, 제1호, pp. 20-25, 2007.
4. 전성민, 곽현덕, 윤석환, 김진한, “고추력 액체 로켓 엔진용 터보펌프의 회전체 동역학 해석”, 한국항공우주학회지, 제36권, 제7호, pp. 688-694, 2008.
5. 하태웅, “편심된 펌프 실의 누설 및 회전체동역학적 해석”, 유체기계저널, 제4권, 제2호, pp. 15-21, 2001.