

# 모델수차 성능시험용 정압베어링 설계해석 및 검증(I) - 레이디얼 베어링 -

박무룡\* · 김병옥\*\*† · 윤의수\* · 황순찬\* · 조 용\*\*\* · 박노현\*\*\*\*

## Design and Verification of the Hydrostatic Bearing for Hydraulic Model Turbine (I) - Radial Bearing -

Moo Ryoung Park\*, Byung Ok Kim\*\*†, Eui Soo Yoon\*, Soon Chan Hwang\*,  
Yong Cho\*\*\*, No Hyun Park\*\*\*\*

Key Words : Hydrostatic Bearing(정압베어링), Hydraulic Model Turbine(모델수차), Orifice(오리피스), Recess(리세스), Runner(런너)

### ABSTRACT

This paper deals with the design, manufacturing and test evaluation of a hydrostatic bearing applied to a hydraulic model turbine. The design parameters of a hydrostatic bearing, considering machining and assembly tolerances, and recommended values of design parameters are presented. Also the simple design procedure of a hydrostatic bearing by utilizing the reference results is proposed. In order to illustrate the utility and validity of the proposed design procedure, two hydrostatic bearings are manufactured and test evaluation of these bearings are performed. In results, the proposed design procedure can be utilized as an effective tool at the initial design screen of a hydrostatic bearing. However, the 2D bearing governing equation should be solved to obtain the optimal design of a hydrostatic bearing.

### 1. 서 론

모델수차는 실물수차의 성능을 예측·평가하기 위한 축소된 형태의 수차이다. 실물수차 제작 전에 모델수차의 효율, 캐비테이션, 수류 안정화, 압력맥동, 축추력, 수류관찰과 같은 종합적인 성능시험은 실물수차의 성능을 판단하는 중요한 지침이 된다.<sup>(1)</sup> 특히, 효율시험은 실물수차의 효율을 예측하는 시험으로 유량, 압력, 토크 등이 정밀하게 측정되어야 한다. 측정항목 중 토크측정은 가장 중요한 항목이며, 대표적인 토크 측정방법으로는 모델수차 회전축계를 지지하는 스윙 프레임(swing frame)을 자유회전 상태로 유지한 체 스윙 프레임에 부착된 토크 암(torque arm)을 이용하여 토크를 측정하는 것이다(Fig. 1 참조). 이 방법은 마찰력을 최소

화하면서 스윙 프레임을 자유 회전상태로 유지하는 것이 핵심이며, 이를 위해서 높은 압력의 윤활유체를 사용하여 두

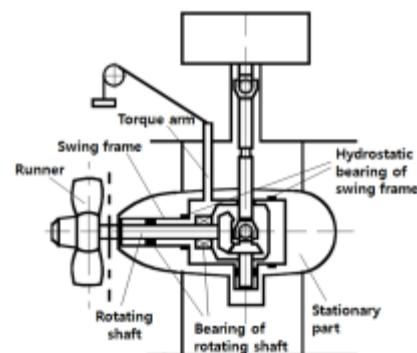


Fig. 1 Layout of model turbine<sup>(1)</sup>

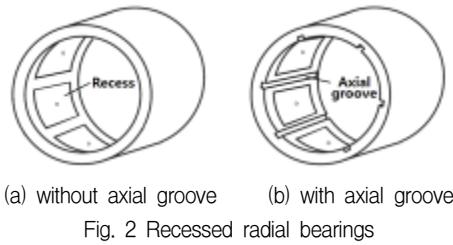
\* 한국기계연구원 극한에너지기계연구실(Department of Extreme Energy Systems)

\*\* 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실(Department of System Dynamics)

\*\*\* 한국수자원공사(K-Water)

\*\*\*\* 금성이엔씨(Kumsung E&C)

† 교신저자, E-mail : kbo2612@kimm.re.kr



(a) without axial groove (b) with axial groove  
Fig. 2 Recessed radial bearings

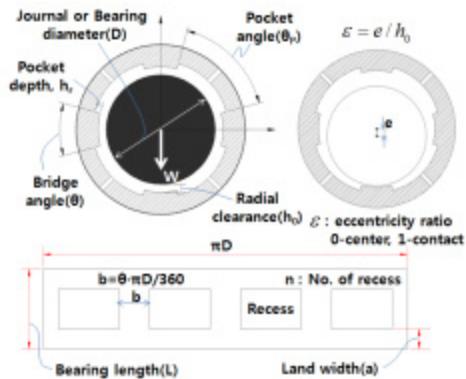


Fig. 3 Design parameters of radial hydrostatic bearing

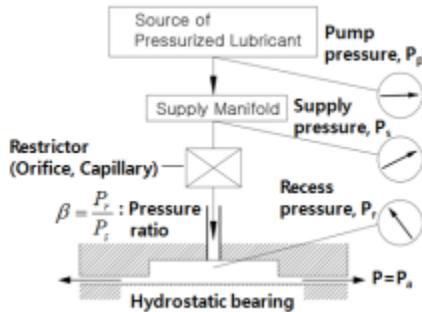


Fig. 4 Schematic of lubricant supply

면을 분리시키는 정압(hydrostatic)베어링이 주로 활용된다. 정압베어링은 반경방향 하중을 지지하는 레이디얼(radial) 베어링과 축방향 하중을 지지하는 스러스트(thrust) 베어링으로 분류할 수 있다. 정압베어링의 설계는 이미 많은 선행 연구자들에 의해 정립되었고, 설계변수에 따른 베어링 성능 분석도 완성되었다.<sup>(2-6)</sup> 그러나 정압베어링의 적용분야가 광범위하고 적용 시스템에 따라 설계지침, 제작 및 성능검증 방법이 다양하기 때문에 일반적인 설계지침으로는 실제 적용이 어려울 수 있다. 기존 선행연구들은 정압베어링의 설계지침 및 설계변수에 의한 경향 분석에만 초점이 맞춰져 있어, 실제 적용에 요구되는 부가장치, 공차분석, 제작방법, 시험검증 등을 언급한 연구사례는 거의 없다. 따라서, 본 논문에서는 정압베어링에 대한 체계적인 설계지침과 절차 및 제작과 검증방법에 대해 언급하고, 정압베어링의 모델수차 적용을 위하여 모델수차급 시스템에 적용한 사례에 대해서도 기술하고자 한다. 참고로 본 연구에서는 레이디얼 정압베

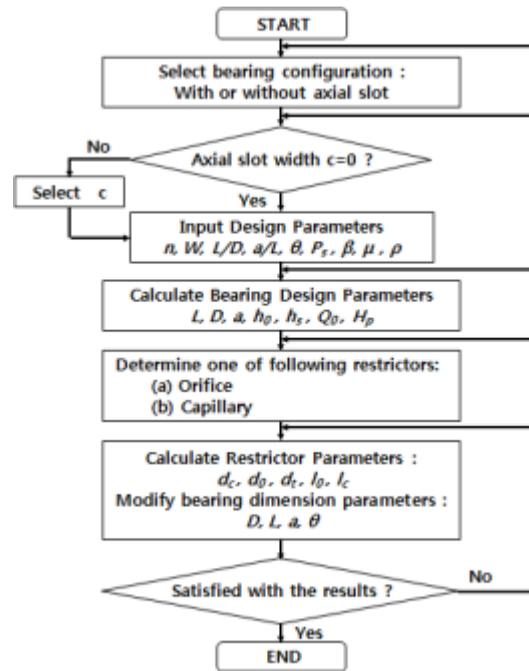


Fig. 5 Design flow of a hydrostatic bearing

링에 대해서만 취급하고 본문에서 언급되는 정압베어링은 레이디얼 정압베어링이다. 차후에 스러스트 정압베어링에 대한 연구논문을 제출할 예정이다.

## 2. 정압베어링 설계

### 2.1 일반적인 설계절차

일반적인 정압베어링의 형태는 Fig. 2에 제시한 바와 같이 윤활유 입구 주변으로 리세스(recess or pocket)를 가지며 축방향 그루브(groove)가 있거나 혹은 없는 경우이다. 그루브가 없는 형태가 상대적으로 윤활 공급량이 적어서 선호된다. 정압베어링 설계 시 고려해야 할 설계변수는 최대 작용 하중(W), 베어링 직경(D), 베어링 폭(L), 회전속도(N), 리세스 개수(n), 랜드폭(a), 브리지 각도(θ), 반경틈새(h<sub>0</sub>), 리세스 깊이(h<sub>r</sub>) 등이다(Fig. 3 참조). 베어링에 공급되는 윤활유 압력은 매니폴더(manifold)를 통과한 공급압력(P<sub>s</sub>)이며, 유량제어기(flow restrictor)를 통과한 윤활유는 감압되어 리세스 내부로 공급된다(Fig. 4 참조). 공급압력이 리세스 내부압력(P<sub>r</sub>)보다 크기 때문에 작용하중에 따라 리세스 내부압력이 증가 혹은 감소한다. 따라서, 실제 작용하는 하중범위를 고려하여 압력비 β=(P<sub>r</sub>/P<sub>s</sub>)를 적절히 가정하여 정압베어링을 설계한다.

언급한 설계인자를 고려한 정압베어링 설계절차를 Fig. 5에 제시하였다. 정압베어링의 형식을 선정하고, 최대하중 및 편심율과 L/D를 선정한다. 순차적으로 공급압력, 리세스 개

Table 1 Recommended values of a radial recessed hydrostatic bearing

Design parameters		Recommend values
n=4	L/D	0.75~1.5
	a/L	0.25
	θ	30°
n=6	L/D	0.5~0.75
	a/L	0.25
	θ	20°
h <sub>0</sub> (mm)	h <sub>0</sub> (L) Lower limit	2*IT6 or 0.001*(D/2)
	h <sub>0</sub> (U) Upper limit	3*IT6 or 0.0015*(D/2)
hr (mm)		20*h <sub>0</sub>
β		0.5~0.6
μ (cP) at 28°C		35

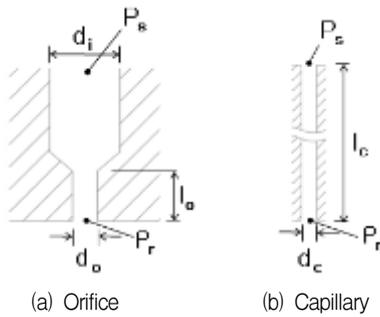


Fig. 6 Flow restrictors

수, a/L, 브리지 각도, 압력비, 윤활유 등을 결정하고 적절한 유량제어기를 선택한다. 주어진 설계치에 대하여 요구되는 베어링 직경과 길이, 랜드폭, 반경틈새, 리세스 깊이, 요구유량, 펌핑동력, 유량제어기 설계치를 산출한다.

## 2.2 유량 제어기

정압베어링은 작용하중에 따라 유막압력이 증가 혹은 감소되도록 유량조절이 필요하다. 유량 제어기는 오리피스(orifice)와 캐필러리(capillary)를 주로 사용하며, 그 형태와 설계인자를 Fig. 6에 제시하였다. 오리피스의 경우, 통과유량은 다음과 같다.<sup>(6)</sup>

$$q_o = \frac{C_d \pi d_o^2}{4} \sqrt{\frac{2P_s(1-\beta)}{\rho}} \quad (1)$$

여기서, C<sub>d</sub>는 discharge 계수, ρ(kg/m<sup>3</sup>)는 윤활유 밀도이다. 오리피스 입구경(d<sub>i</sub>)과 출구경(d<sub>o</sub>)의 추천값은 d<sub>i</sub> ≥ 10\*d<sub>o</sub>이며, 출구경 길이의 추천값은 l<sub>o</sub>/d<sub>o</sub> ≤ 2를 추천한다. 캐필러

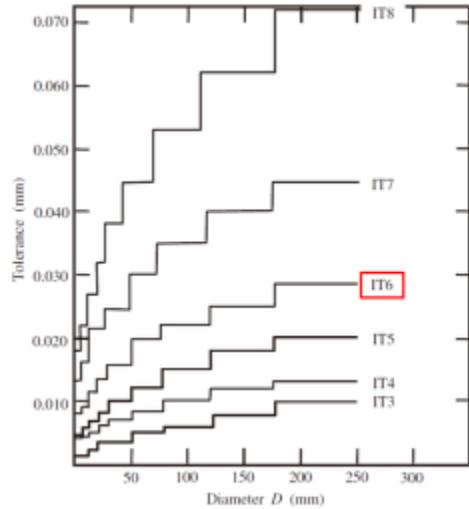


Fig. 7 International tolerance grades and tolerances  
Recommended grade : IT 6

리의 경우 통과유량은 다음과 같다.<sup>(6)</sup>

$$q_c = \frac{P_s(1-\beta) \pi d_c^4}{128 \mu l_c} \quad (2)$$

여기서, μ(N·s/m<sup>2</sup>)는 윤활유 점도이다. 캐필러리 길이(l<sub>c</sub>)의 추천값은 l<sub>c</sub>/d<sub>c</sub> ≥ 20을 유지하는 것을 추천한다.

## 2.3 설계 권고치

정압베어링 설계변수에 대한 권고치를 Table 1에 제시하였다. 리세스 개수(n)는 4개 혹은 6개를 선호하며 L/D의 평균 권고치는 1(n=4) 혹은 0.6(n=6)이다. 랜드폭(a)의 권고치는 베어링 길이의 25%, 리세스 개수에 따른 브리지 각도 권고치는 각각 30°(n=4)와 20°(n=6)이다. 반경틈새(h<sub>0</sub>)는 매우 작기 때문에 어느 정도 공차를 감안한 하한값과 상한값을 설정하여 그 평균값을 적용한다.

International tolerance(IT)<sup>(6)</sup>(Fig. 7 참조)등급과 관련된 허용공차를 토대로 반경틈새의 하한값과 상한값을 적용하거나 혹은 단순히 베어링 반경에 0.001을 곱한 값을 하한값, 0.0015를 곱한 값을 상한값으로 사용할 수 있다. 리세스 깊이의 권고치는 반경틈새의 20배 정도이며, 윤활유 점도는 28°C에서 35cP의 점도를 가지는 것을 사용한다.

## 2.4 정압베어링 설계

정압베어링 설계의 핵심은 주어진 최대하중에 대해 저어닐의 중심이 적절한 편심율(e)을 가지도록 설계하는 것이다. 선행연구<sup>(6)</sup>에서 하중과 편심율 관계를 나타내기 위하여 무차원 하중인자 π를 식 (3)과 같이 제시하고, 설계 권고치로 주

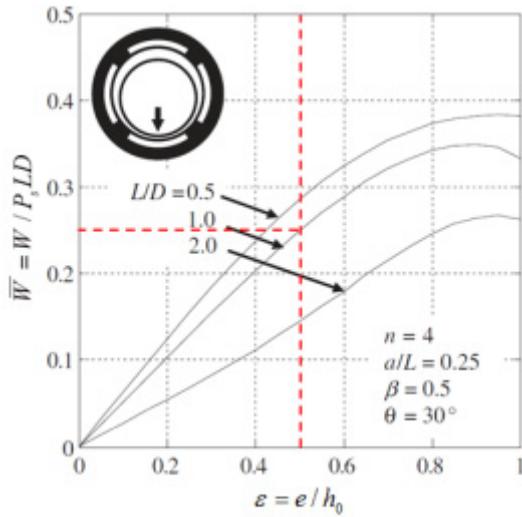


Fig. 8 Eccentricity ratio vs Load factor<sup>(6)</sup>

Table 2 Given values of bearing design

Design Parameters	Given Values	Remark
n	4	LOR*
W [N]	3,200 N	Maximum load
$\bar{W}$	0.25	-
P <sub>s</sub> [Pa]	2E+06	20 bar
β	0.5	-
L/D	1	-
a/L	0.25	-
θ [deg]	30°	-
μ [N·s/m <sup>2</sup> ]	0.0274	27.4 cP at 40°C
ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	857	-
C <sub>d</sub>	0.65	-
Flow restrictor : Orifice type		

\* LOR : Load On Recess

어진 설계변수에 대한 편심율과 하중인자 관계를 Fig. 8에 제시하였다.

$$\bar{W} = \frac{W}{P_s L D} \quad (3)$$

하중인자를 감안한 베어링 직경은 식 (3)로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D = \sqrt{\frac{W}{\bar{W} P_s (L/D)}} \quad (4)$$

요구유량 Q<sub>0</sub>는 반경름새, 공급압력, 압력비, 점도 등의 영향을 받으며 식 (5)와 같다.

$$Q_0 = \frac{\pi D P_s \beta h_0^3}{6 \mu a} \quad (5)$$

Table 3 Calculated values of bearing design

Design Parameters	Calculated Values	Remark
D [m]	0.08 (80 mm)	$D = \sqrt{\frac{W}{\bar{W} * P_s * (L/D)}}$
L [m]	0.08 (80 mm)	L/D=1
a [m]	0.02 (20 mm)	L*0.25
h <sub>0</sub> (L) [m]	4.4E-05 (0.044 mm)	2*0.000022 (IT6)
h <sub>0</sub> (U) [m]	6.6E-05 (0.066 mm)	3*0.000022 (IT6)
h <sub>0</sub> [m]	5.0E-05 (0.05 mm)	(h <sub>0</sub> (L)+h <sub>0</sub> (U))/2
h <sub>r</sub> [m]	1.0E-03 (1.0 mm)	20*h <sub>0</sub>
Q <sub>0</sub> [m <sup>3</sup> /s]	9.555E-06 (0.573 l/min)	$\frac{\pi D P_s \beta h_0^3}{6 \mu a}$
H <sub>p</sub> [W]	19.1	P <sub>s</sub> * Q <sub>0</sub>
q <sub>0</sub> [m <sup>3</sup> /s]	2.388E-06 (0.143 l/min)	Q <sub>0</sub> /n
d <sub>0</sub> [m]	3.1E-04 (0.31 mm)	$A = \sqrt{\frac{2 P_s (1-\beta)}{\rho}}, d_0 = \sqrt{\frac{4 q_0}{C_d \pi A}}$
d <sub>i</sub> [m]	0.0031 (3.1 mm)	10*d <sub>0</sub>
l <sub>o</sub> [m]	0.0015 (1.5 mm)	5*d <sub>0</sub>

요구되는 펌핑파워는 식 (6)과 같다.

$$H_p = P_s \times Q_0 \quad (6)$$

설계 권고치 n=4, a/L=0.25, β=0.5, θ=30°, L/D=1 일 때, 최대하중에 대한 편심율 0.5, 오리피스 유량제어기를 적용하는 베어링을 설계하고자 한다면 Fig. 8<sup>(6)</sup>로부터  $\bar{W}$ 는 대략 0.25이다. Table 2에 하중인자를 포함한 정압베어링 설계에 요구되는 값을 제시하였으며, 제시된 값을 토대로 정압 베어링과 유량제어기 상세치수를 Table 3에 제시하였다.

### 3. 정압베어링 검증

#### 3.1 오일공급 장치

정압베어링 설계검증을 위해 우선적으로 요구되는 시험장치는 일정 압력으로 오일을 공급하는 장치이며, Fig. 9에 오일 공급장치의 개략도와 Table 4에 장치 제원을 제시하였다. 일정한 오일 공급압력을 유지하기 위하여 릴리프 밸브, 바이패스(bypass) 밸브, 어큐뮬레이터(accumulator)를 장착하였다.

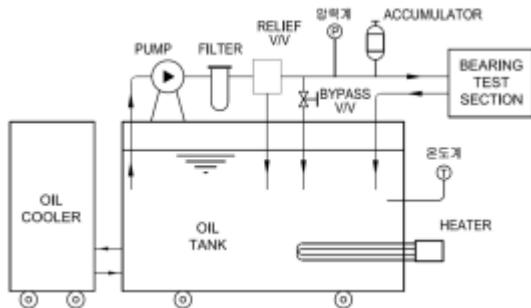
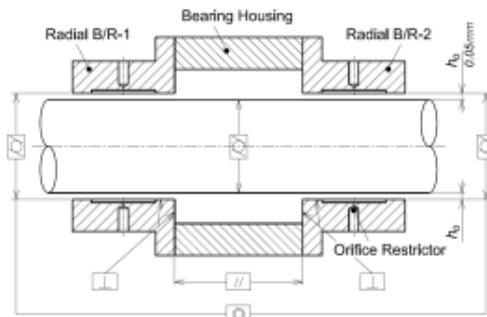


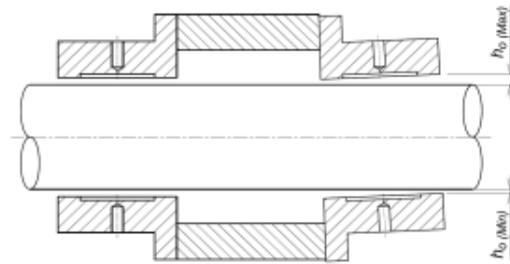
Fig. 9 Oil supply equipment

Table 4 Specification of oil supply equipment

Spec.	Values
최고 토출압 (MPa)	3
사용압 (MPa)	2
최대유량 (l/min)	100
작동유	ISO 32
탱크용량 (l)	300

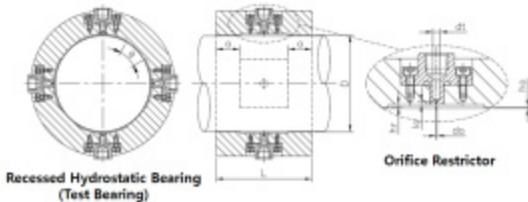


(a) 주요부 공차설정

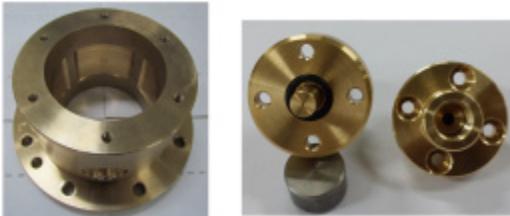


(b) 조립 후 주요부 간극틈새

Fig. 11 Tolerance analysis



(a) Drawing of recessed hydrostatic bearing with orifice



(b) Manufactured recessed hydrostatic bearing with orifice

Fig. 10 Recessed radial bearing for test

### 3.2 검증용 정압베어링 제작 및 공차분석

Table 2와 3에 제시한 정압베어링과 오리피스 치수를 고려한 제작도면을 Fig. 10(a)에 제시하였다. 또한 도면을 토대로 제작된 실물 사진을 Fig. 10(b)에 제시하였다. 베어링 한쪽에 플랜지 부를 두어 조립이 용이하게 하였고, 조립·분해가 가능한 플러그 형식의 오리피스 유량 제어를 적용하였으며, 베어링 소재는 가공성과 내부식성을 고려하여 황동을 사용하였다. 각 부품들의 조립으로 인한 누적공차를 최소화하기 위하여 베어링과 베어링 하우징에 적절한 치수공차와 형상 및 위치공차가 적용되었고, 제작 전에 실효치수 (virtual size) 분석을 통한 최소 요구 베어링 간극을 확인하

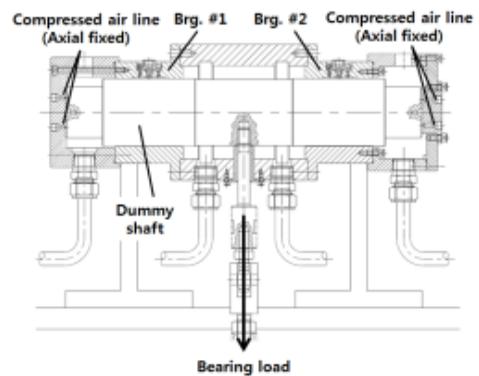


Fig. 12 Test system for recessed radial hydrostatic bearing

였다. 실효치수는 축과 구멍에 할당된 공차에 의해 최악의 조건으로 결합되는 치수이다. 예를 들어, Fig. 11에서 제시한 바와 같이 베어링 간극은 최소 베어링 내경과 최대 저널 외경일 때의 설계간극  $h_0=0.05$  mm로 설정하고, 베어링 하우징 양단의 평행도( $\parallel$ )는 0.01 mm, 베어링 내경과 플랜지면의 직각도( $\perp$ )가 0.01 mm인 상태로 조립된다면, 최소 베어링 간극  $h_0(\min)$ 은 약 0.035 mm가 된다. 그리고 하우징 양단에 조립되는 두 베어링의 동심도와 정렬 정도에 의해 최소 베어링 간극은 결정된다. 만약 두 베어링의 동심도가 0.01 mm 이상으로 조립된다면 최소 베어링 간극은 0.025 mm 이하가 되어 설계점(편심률  $\varepsilon=0.5$ )에 부하가 작용하면 베어링 내경과 저널축의 간섭이 발생한다. 유효 최소 베어링 간극은 설계점 간극의 70% 수준의 확보가 추천되기 때문에 양단 베어링의 동심도와 정렬도를 높여야 한다. 이러한 조정이 어렵다면 베어링 간극  $h_0$ 를 늘려야 한다. 본 연구에서는

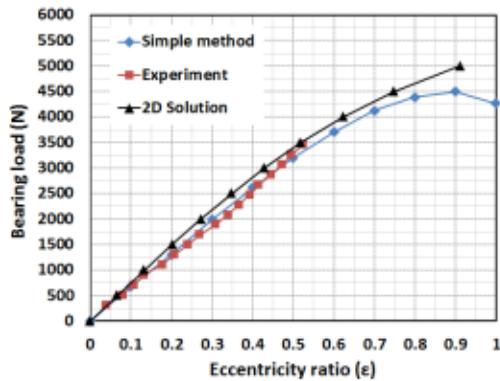


Fig. 13 Comparison of results for eccentricity vs bearing load (Brg. #1)

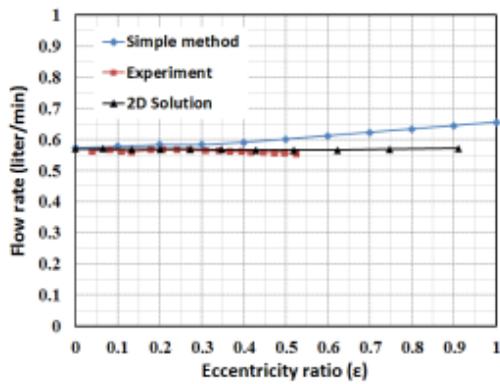


Fig. 14 Comparison of results for eccentricity vs flow rate (Brg. #1)

하우징 양단의 평행도(//)는 0.005 mm, 베어링 내경과 플랜 지면의 직각도(⊥)를 0.005 mm로 부여하였고, 양단 베어링의 동심도와 정렬도를 0.005 mm 이하로 유지하여 유효 최소 베어링 간극을 설계점 간극의 75% 이상의 수준으로 확보하였다.

### 3.3 정압베어링 검증 시스템

정압베어링의 부하능력 및 요구유량을 검증하기 위한 테스트 시스템을 Fig. 12 제시하였다. 제시한 시스템은 정압베어링으로 지지되는 더미축, 더미축 중앙에 부착된 하중 부가장치, 압축공기를 이용한 축방향 고정장치 등으로 구성되어 있다. 정압베어링에서 더미축의 부상정도를 측정하기 위하여 정압베어링 근방에 LVDT(linear variable differential transformer) 설치하였으며, 오리피스 통과 전 압력, 유량 및 온도를 측정하였다.

### 4. 결과 비교

검증용 베어링은 Table 3에 제시된 치수를 참고하여 설계

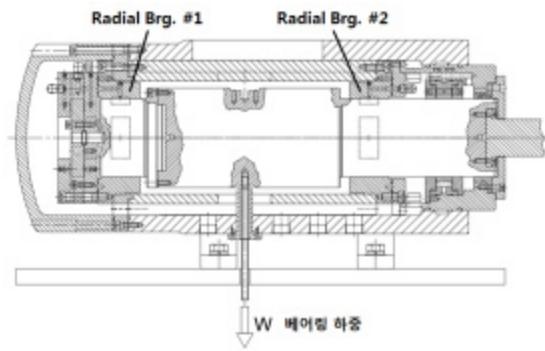


Fig. 15 Comparison of results for eccentricity

Table 5 Radial bearing design for journal size  $\phi=150\text{mm}$

Design Parameters	Given Values	Remark
n	4	LOR
D	150 mm	L/D=0.5
L	75 mm	
a	18.75 mm	L*0.25
$\theta$	30°	-
$h_0$	0.06 mm	-
$h_r$	1.2 mm	-
$d_0$	0.58 mm	Orifice type
$d_i$	$\geq 5.8$ mm	
$l_o$	$\geq 2.9$ mm	
$P_s$	2 MN/m <sup>2</sup>	Supply Pres.
$\mu$	27.4 cP	Viscosity
$\rho$	857 kg/m <sup>3</sup>	Density
$C_d$	0.65	Discharge Coef.

제작하였다. 편심을 대비 베어링 하중의 결과 비교를 위하여 2.4절에 제시한 간편설계 결과와 실험결과 및 다소 복잡한 2차원 베어링 지배방정식인 레이놀즈(Reynolds) 방정식<sup>(7)</sup>을 직접 푼 결과를 Fig. 13에 제시하였다. 간편설계와 실험 및 2차원 해법 결과의 전반적인 경향은 일치하며, 편심이 0.5 일 때 실험결과와 5% 이내의 차이를 가져 전반적으로 일치함을 알 수 있다. 또한 편심을 대비 요구유량의 비교결과를 Fig. 14에 제시하였으며, 실험과 2차원 해법 결과가 거의 일치함을 알 수 있다. 편심이 0.5일 때 요구유량의 실험결과와 2차원 해법 결과와의 차이는 2%이고 간편설계 결과와의 오차는 7% 정도로 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

### 5. 정압베어링의 모델수차급 시스템에 적용

앞서 언급한 설계검증을 바탕으로 정압베어링 직경이  $\phi$  150 mm인 모델수차급 시스템에 적용한 사례를 기술하고자 한다. 모델수차와 유사한 형태의 시스템을 Fig. 15에 제시하였으며, 별도로 하중에 대한 정압베어링 특성을 분석하고자

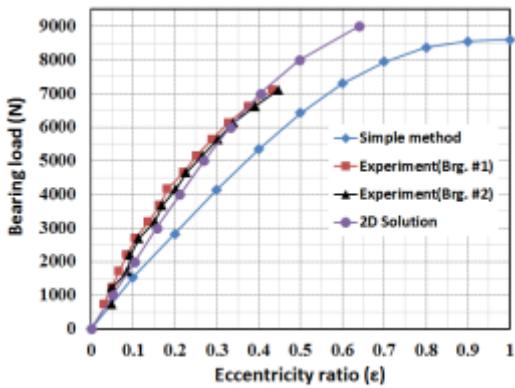


Fig. 16 Comparison of results for eccentricity vs bearing load

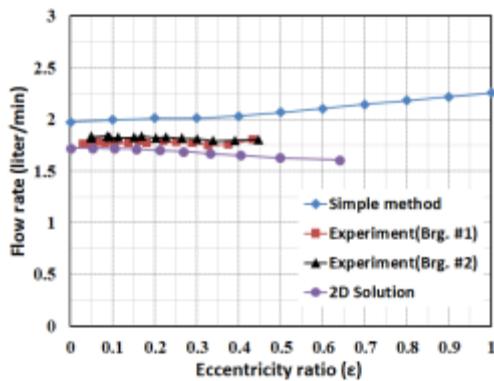


Fig. 17 Comparison of results for eccentricity vs flow rate

수직방향으로 하중을 부가할 수 있는 장치도 마련하였다. 앞서 제시한 간편설계 절차와 권고값을 토대로 정압베어링을 설계하였으며, 설계 데이터 값을 Table 5에 제시하였다. 3.2 절에서 언급한 공차분석을 통하여 유효 최소 베어링 간극을 설계점 간극의 75% 이상 수준으로 확보하였다. 편심을 대비 하중, 편심을 대비 요구유량에 대한 결과를 Fig. 16과 Fig. 17에 각각 제시하였다. 하중 및 요구유량 모두 2차원 해법결과와 실험결과는 잘 일치하지만, 간편설계 결과는 다소 오차가 발생함을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 레이디얼 정압베어링에 대한 간편설계 절차를 제시하였고, 설계변수에 대한 추천값을 토대로 베어링 제작 및 시험평가를 수행하였다. 모델수차용 정압베어링은 저널의 회전속도가 0이기 때문에 동압과 정압을 동시에 작용하는 하이브리드(hybrid) 정압베어링보다 설계는 쉽지만, 여

러 부품들이 조립되는 모델수차에 적용될 경우 가공공차, 조립공차 등을 고려한 설계변수 선정이 매우 중요하다. 제시한 간편설계 방법의 유효성을 입증하기 위하여  $L/D=1$ ,  $\phi 80$  mm인 경우와  $L/D=0.5$ ,  $\phi 150$  mm인 경우에 대해서 2차원 해법과 부하실험을 수행하였다.  $L/D=1$ 일 때는 간편설계 결과와 실험결과 및 2차원 해법 결과가 잘 일치하였으나,  $L/D=0.5$ 일 때 실험결과와 2차원 해법 결과만이 잘 일치하고, 간편설계 결과와는 다소 오차가 있음을 알 수 있었다. 따라서, 제시한 간편설계 방법은 최적설계는 아니지만 정압베어링의 초도설계 단계에서 유용하게 활용할 수 있다. 그러나 정압베어링의 최적설계를 위해서는 2차원 베어링 지배방정식인 레이놀즈(Reynolds) 방정식의 해를 수치적으로 구한 후 설계에 반영하는 것을 권고한다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부에서 지원하는 ‘수력 검증용 고정밀 반동형 모델수차 국산화 개발’ 결과임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

## References

- (1) IEC 60193, 1999, Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump Turbines-Model Acceptance Tests.
- (2) Ghosh, M. K. and Majumdar, B. C., 1980, "Design of Multirecess Hydrostatic Oil Journal Bearings," Tribology International, Vol. 13, No. 2, pp. 73~78.
- (3) EI-Sherbiny, M., Salem, F., and EI-Hefnawy, N., 1984, "Optimum Design of Hydrostatic Journal Bearings Part I : Maximum Load Capacity," Tribology International, Vol. 17, No. 3, pp. 155~161.
- (4) Rowe, W. B., Cheng, K., and Ives, D., 1992, "An Intelligent Design System for Recessed Hydrostatic Journal Bearings," Wear, Vol. 159, No. 1, pp. 95~105.
- (5) Dwivedi, V. K., Chand, S., and Pandey, K. N., 2013, "Effect of Number and Size of Recess on the Performance of Hybrid (Hydrostatic/Hydrodynamic) Journal Bearing," Procedia Engineering, Vol. 51, pp. 810~817.
- (6) Rowe, W. B., 2012, "Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design," Elsevier.
- (7) Ghosh, M. K., Majumdar, B. C., and Sarangi, M., 2014, "Fundamental of Fluid Film Lubrication," McGraw-Hill Education.