

## 외팔형 하중지지 이중 반전 정압 베어링의 정특성 이론 및 실험 연구

이용복 · 김창호 · 권오관 · 최동훈\* · 이강복\*\*

한국과학기술연구원 기전연구부

\*한양대학교 기계설계학과

\*\*현대중공업 선박해양연구소

### Theory vs. Experiment of Static Characteristics of Contrarotating Hydrostatic Journal Bearing with Overhung-Type Loads

Yong-Bok Lee, Chang-Ho Kim, Oh-Kwan Kwon, Dong-Hoon Choi\* and Kang-Bok Lee\*\*

*Division of Mechanical & Control System, KIST*

*\*Division of Mechanical Design and Production Engineering, Hanyang university*

*\*\*Hyundai Maritime Research Institute*

**Abstract**—Energy-efficient contrarotating propeller systems have been recently reviewed as one of alternative means in marine car-carrier applications. Contrarotating rotors preclude the usage of conventional plain journal bearings due to the lack of load carrying capacity. A new multi-recess hydrostatic contrarotating journal bearing test facility has been designed and installed to test the static load carrying capacity. Measurements of flow rates and orbits have been investigated by testings on a overhung-type contrarotating rotor system which is supported by a hydrostatic journal bearing. Numerical results of static equilibria were compared with test results. Various contrarotating speed combinations, and supply pressure conditions were selected. The numerical predictions of orbit centers and flow rates are generally accurate.

**Key words**—CRP (Contrarotating propeller), Finite Difference Method, Load Capacity, Attitude Angle, Leakage Flow.

#### 1. 서 론

약 150년전 영국에서 처음으로 이중 반전(CRP: contrarotating propeller)의 개념이 소개된 이후 규모가 작은 outboard 엔진이나 어뢰등에 적용되어왔던 이중 반전 시스템은 최근에는 항공 분야에까지 적용되고있는 실정이다[1],[2]. 비교적 베어링에 작은 하중이 작용하는 경우 CRP 시스템에 로울러 베어링을 사용할 수 있으나, 고 하중이 작용하는 경우에는 베어링의 수명이 급격히 저하되므로 사용이 어려워진다. 또한 원형의 이중 반전 저널베어링은 하중 지지 능력의 문제점이 제기되어 사용이 기피되어져 왔다. 이러한 문제

점들을 해결하기 위하여 Andersson, H. 등은 로브(lobe) 형상의 동압 베어링을 이중 반전 시스템에 적용하여 하중 지지 능력을 실험을 통하여 연구하였다 [3]. 실제 고하중이 가해지는 잠수함이나 대형 선박의 추진계에 사용하는 베어링 용도로는 유체윤활에 의한 하중 지지가 문제점으로 야기된바 고압 분사 형태의 정압베어링을 사용하는데, 이에 대한 적용으로써 일본의 M.H.I.사는 "TOYOFUJI No.5"라는 카-캐리어 선박에 적용하여 성공적인 결과를 보였다. 이는 고압의 오일을 내부축의 중심에 유입시킨 후, 반경 방향으로 배치되어있는 오일 주입구와 오리피스를 통과하고, 그 후에 화이트 메탈(white metal)로 되어있는 베

어링 표면에 공급된다[4]. 이중 반전 베어링의 적용에 있어 설계 시 다양한 선택을 위해서는 이론을 바탕으로 한 더 많은 실험 결과와 실제 적용 사례에 대한 연구가 필요하다.

따라서 본 연구는 외팔형 하중 조건을 갖는 다 배열 포켓 형상인 정압 이중 반전 베어링(multi-pocket hydrostatic contrarotating journal bearing)에 대하여 유한 차분법(FDM)을 근간으로 한 이론적 해석을 수행하였고, 이를 근간으로 실험용 이중반전 베어링을 설계하였다. 또한 각각의 내·외축 회전 속도에 따라 베어링의 정적 특성을 실험하여 그 결과를 이론 해석 결과와 비교하여 프로그램의 신뢰성을 검증하였다.

## 2. 이론 해석

### 2-1. 유동장 유클 해석

이중 반전 베어링이 회전하는 과정에서 내·외축의 상대 운동으로 인하여 베어링 틈새내에서 압력이 발생한다. 이러한 압력 발생 분포의 해석은 레이놀즈 방정식을 근간으로하여 해석이 가능하며 또한 축의 정적 부하능력을 연구함으로써 설계 자료로 활용 할 수 있다. 동적 해석을 위해서는 축을 강체로 가정하여 축 자체의 자중, 베어링 부하력, 그리고 회전에 의해 발생하는 불균형력등을 시스템에 미치는 외력으로 해석 하였다.

Fig. 1은 이중반전 베어링의 단면을 도시한 것으로서 속도  $\omega_1$ 로 회전하는 내축과 그와 반대인 속도  $\omega_2$ 로 회전하는 외축을 도시한 것이다. 여기서 외축의 중심점  $O_b$ 는 회전좌표인  $r, \varphi$ 의 원점이며, 내축의 중심점  $O_s$ 는  $O_b$ 에서 반경방향으로  $r$ , 원주방향으로는  $\varphi$ 의 거리에 있다고 가정하였으며 내축 표면에서의 축 길이방향과 원주방향의 좌표는 시간에 따라 이동하는 이동좌표  $z, \theta$ 로 가정하고 이 원점을  $O$ 로 하였다. 유동장의 압력 해석은 유한 차분법을 이용하였으며 그 중에서도 S.O.R (successive over relaxation)의 수치 해법을 적용하였고 정확한 수치해를 얻기 위하여 변수를 무차원화하였다. 유클 지배 방정식인 레이놀즈 방정식을 무차원화하면 다음과 같은 식이 된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (H^3 \frac{\partial P}{\partial \zeta}) = RHS \quad (1)$$

여기서,

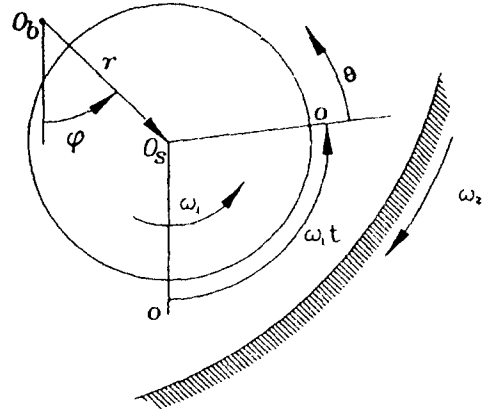


Fig. 1. Contrarotating journal bearing.

$$\begin{aligned} RHS = & \Lambda \cdot [\omega_1 + \omega_2 - \frac{C}{R} \cdot \dot{\epsilon} \sin(\theta + \tau - \varphi) \\ & + \frac{C}{R} \epsilon \cdot \dot{\varphi} \cos(\theta + \tau - \varphi)] \frac{\partial H}{\partial \theta} \\ & + 2\omega_1 \Lambda [\dot{\epsilon} \cos(\theta + \tau - \varphi) + \epsilon \dot{\varphi} \sin(\theta + \tau - \varphi)] \end{aligned}$$

또한 유막의 두께 및 압력 그리고 시간에 따른 무차원 변수는 다음과 같다.

$$H = \frac{h}{C} \quad [H = 1 - \epsilon \cos(\tau - \theta)]$$

$$\zeta = \frac{z}{R}, P = \frac{p}{p_a}, \Lambda = \frac{6 \mu R^2 \omega}{p_a C^2} (\text{베어링 정수}), \tau = \omega_1 t$$

무차원화된 식(1)을 임의의 점  $i, j$ 에서의 격자 압력  $P_{i,j}$ 를 해석하기 위하여 Fig. 2와 같이 격자점  $ij$ 를 둘러싼 주위의 압력으로부터 격자 압력을 구하며 이때  $H$ 는 점선의 교차점에서의 베어링 틈새를 나타낸다.

임의의 점  $i, j$ 에서의 압력식은 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} A_{i+\frac{1}{2},j,\tau} P_{i+\frac{1}{2},j,\tau} + B_{i-\frac{1}{2},j,\tau} P_{i-\frac{1}{2},j,\tau} + C_{i,j+\frac{1}{2},\tau} P_{i,j+\frac{1}{2},\tau} \\ + D_{i,j-\frac{1}{2},\tau} P_{i,j-\frac{1}{2},\tau} + E_{i,j,\tau} P_{i,j,\tau} = R_{i,j,\tau} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서,

$$A_{i+\frac{1}{2},j,\tau} = \frac{H^3_{i+\frac{1}{2},j,\tau}}{(\Delta \zeta)^2}, B_{i-\frac{1}{2},j,\tau} = \frac{H^3_{i-\frac{1}{2},j,\tau}}{(\Delta \zeta)^2}$$

$$C_{i,j+\frac{1}{2},\tau} = \frac{H^3_{i,j+\frac{1}{2},\tau}}{(\Delta \theta)^2}, D_{i,j-\frac{1}{2},\tau} = \frac{H^3_{i,j-\frac{1}{2},\tau}}{(\Delta \theta)^2}$$

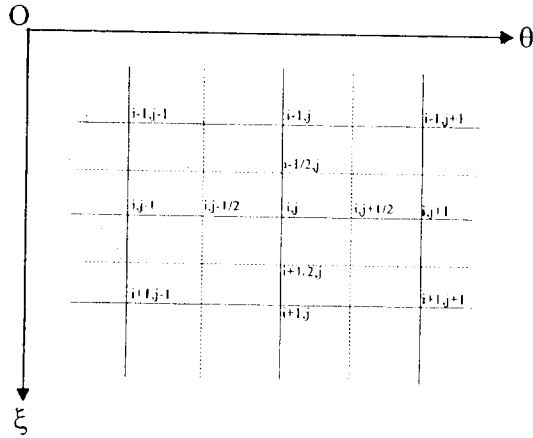


Fig. 2. Mesh for F.D.M. analysis.

$$E_{i,j,\tau} = \frac{H^3_{i+\frac{1}{2},j,\tau}}{(\Delta\zeta)^2} + \frac{H^3_{i-\frac{1}{2},j,\tau}}{(\Delta\zeta)^2} + \frac{H^3_{i,j+\frac{1}{2},\tau}}{(\Delta\theta)^2} + \frac{H^3_{i,j-\frac{1}{2},\tau}}{(\Delta\theta)^2}$$

$$R_{i,j,\tau} = \Lambda[\omega_1 + \omega_2 - \frac{C}{R} \dot{\epsilon} \sin(\theta_j + \tau - \varphi)]$$

$$+ \frac{C}{R} \dot{\epsilon} \cos(\theta_j + \tau - \varphi)] \frac{H_{i,j+\frac{1}{2},\tau} - H_{i,j-\frac{1}{2},\tau}}{\Delta\theta}$$

$$+ 2\omega_1 \Lambda [\dot{\epsilon} \cos(\theta_j + \tau - \varphi) + \epsilon \dot{\psi} \sin(\theta_j + \tau - \varphi)]$$

위의 수치해석을 위한 경계 조건은 다음과 같다.

1) 베어링의 양단의 무차원 압력

$$P(\zeta, \theta) = 1 \quad (\zeta = 0, \text{ or } \zeta = L/R) \tag{3}$$

2) 원주 방향 압력의 주기성

$$P(\zeta, \theta) = P(\zeta, \theta + 2\pi) \tag{4}$$

3) 급유 구멍에서의 유량.

$$Q_T = K \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (K = \frac{6\mu C_f A_o}{\sqrt{\rho a} C^3}, \Delta P = P_s - P_r) \tag{5}$$

여기서  $\rho$ 는 유체의 밀도,  $A_o$ 는 오리피스 단면적,  $C_f$  오리피스의 저항계수,  $P_r$ 은 포켓의 압력 그리고  $P_s$ 는 공급압력을 나타낸다.

Fig. 2와 같이 표면 임의의 점  $(i,j)$ 를 둘러싼 표면적에 대해서 적분하면 다음과 같은 식(6)이 된다.

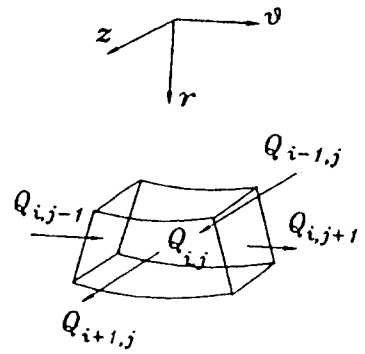


Fig. 3 Sketch of flow balance in bearing

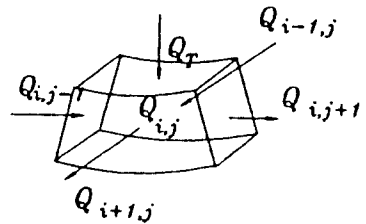


Fig. 4 Sketch of flow balance at pocket.

$$\sum_i^M \sum_j^N \left[ A_{i+\frac{1}{2},j,\tau} P_{i+\frac{1}{2},j,\tau} + B_{i-\frac{1}{2},j,\tau} P_{i-\frac{1}{2},j,\tau} + C_{i,j+\frac{1}{2},\tau} P_{i,j+\frac{1}{2},\tau} + D_{i,j-\frac{1}{2},\tau} P_{i,j-\frac{1}{2},\tau} + E_{i,j,\tau} P_{i,j,\tau} \right] \Delta\theta \Delta\zeta = \sum_i^M \sum_j^N R_{i,j,\tau} \Delta\theta \Delta\zeta \tag{6}$$

경계 조건인 급유 구멍에서의 유량 연속방정식은 Fig. 4에서와 같이 식(6)에 급유량  $Q_T$ 을 더하면 다음과 같이 식(7)로 나타낼 수 있다.

$$\sum_i^M \sum_j^N \left[ (A_{i+\frac{1}{2},j,\tau} P_{i+\frac{1}{2},j,\tau} + B_{i-\frac{1}{2},j,\tau} P_{i-\frac{1}{2},j,\tau} + C_{i,j+\frac{1}{2},\tau} P_{i,j+\frac{1}{2},\tau} + D_{i,j-\frac{1}{2},\tau} P_{i,j-\frac{1}{2},\tau} + E_{i,j,\tau} P_{i,j,\tau}) \Delta\theta \Delta\zeta + Q_T \right] = \sum_i^M \sum_j^N R_{i,j,\tau} \Delta\theta \Delta\zeta \tag{7}$$

위의 식 (6), 식 (7)를 해석하기 위해서 각각의 격자를 원주방향으로  $M=36$  축 방향으로  $N=20$ 개로 분할하였다. 유막력의 계산을 위해서, 위의 식 (6), 식(7)에서 구한 압력을 다음의 식 (8)과 같이 적분하면 유효막에 의한 무차원화된 유막력이 된다.

$$\bar{F}_{y,\tau} = \frac{R}{L} \int_0^L \int_0^{2\pi} P_{i,j,\tau} \cos(\theta_{i,j,\tau} + \tau - \varphi) d\theta d\zeta$$

$$\bar{F}_{y,\tau} = \frac{R}{L} \int_0^L \int_0^{2\pi} P_{i,j,\tau} \sin(\theta_{i,j,\tau} + \tau - \varphi) d\theta d\zeta \quad (8)$$

위의 수치 적분은 Simpson's 1/3 rule을 사용하였으며 베어링 내의 축의 운동은 병진에 의한 회전운동만을 가정하면 다음 식(9)와 같이 운동 방정식을 세울 수 있다.

$$m \omega_1^2 C \left( \frac{d^2 \varepsilon}{d \tau^2} - \varepsilon \dot{\varphi} \right) = F_{st} \cdot \bar{F}_{r,\tau} + F_s \cos \varphi + F_{di} \cos(\tau - \varphi) + F_{do} \cos(\tau - \varphi)$$

$$m \omega_1^2 C \left( \varepsilon \frac{d^2 \varphi}{d \tau^2} + 2 \dot{\varepsilon} \dot{\varphi} \right) = F_{st} \cdot \bar{F}_{r,\tau} - F_s \sin \varphi + F_{di} \sin(\tau - \varphi) + F_{do} \sin(\tau - \varphi) \quad (9)$$

위의 수치해를 풀기위한 초기조건은  $\dot{\varepsilon}=0, \dot{\varphi}=0$ 으로 하였으며 무차원화된 시간 간격은  $\Delta\tau=0.001$ 로 하였다.

### 2. 이중 반전 베어링의 해석 프로그램의 구성

이중 반전 베어링의 컴퓨터 시뮬레이션은 앞의 이론 해석을 바탕으로 이중 반전 베어링의 공급 압력에 따른 부하 능력(load capacity)을 연구하고 포켓의 형상, 내축과 외축저어널의 회전 속도비 그리고 오리피스스의 기하학적 형상에 따른 전반적인 해석을 수행하였다. 프로그램은 Borlands사의 C++의 언어로 짜여져 있으며 포켓의 형상에 따라 각각의 주 프로그램과 5개의 부 프로그램 그리고 헤더 파일들로 구성되어 있다.

주 프로그램의 주요 내용은 내축의 자세각(attitude angle)에 따라 유막의 두께를 계산하고 초기의 압력을 급기구의 공급 압력의 반으로 가정하여 유량 방정식에 의해 수치화되고 각 절점에서의 압력들을 수렴치에 도달할 때까지 루프를 돌려 구한다. 이렇게 구한 압력을 원주 방향( $\theta$ )과 축 방향( $z$ )에 따라 면적 적분하면 압력 발생에 기인한 힘을 구하고 축의 관성을 고려한 모멘트의 평형식으로 부터 축의 복원모멘트의 크기와 평형 위치가 결정된다. 평형식 계산에 의하여 구해진 축의 위치는 그래픽 라이브러리를 이용하여 화면상에 나타내어진다. 프로그램의 실행에 있어 초기의 가정된 포켓의 압력은 축의 위치에 대한 유한 차분법 해석으로, 순차적 과정을 되풀이하면서 수렴 조건이

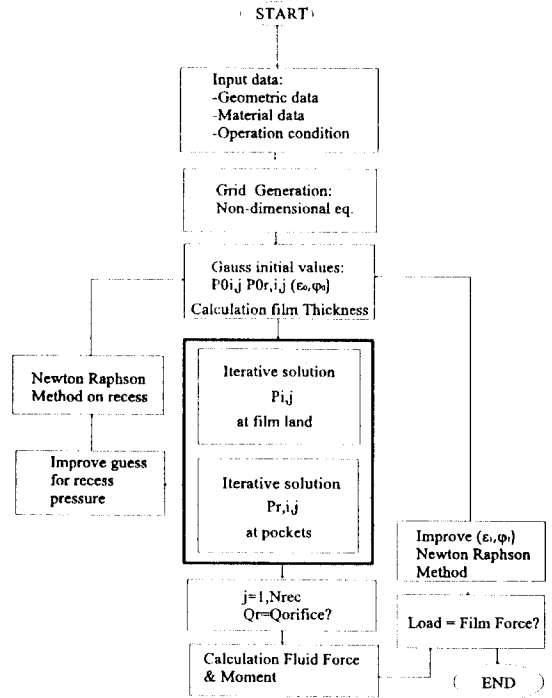


Fig. 5. Flowchart of equilibrium convergence for conrotating propulsion bearing.

$\sum_{ij} |P_{i,j,\tau}^k - P_{i,j,\tau}^{k-1}| < 10^{-7}$  될 때까지 포켓의 압력을 찾아간다. 또한 축의 거동을 해석하는데 있어 Runge-Kutta방법으로 허용값을 만족하는 축의 궤적을 찾아간다. 일반적으로 수렴조건을 작게 잡으면 수렴 시간이 오래 걸리나 수렴의 정도가 좋아지고 크게 잡으면 수렴 속도가 빨라진다. 그러나 과도한 수렴 조건은 발산의 경우를 유발 할 수 있으며 또한 수렴 부위의 요동을 유발 할 수 있으므로 주의를 필요로 한다. Fig. 5는 베어링의 유효 해석을 통한 축-베어링계의 정상 상태의 평형점을 찾는 프로그램의 계산 흐름도이다.

### 3. 이중 반전 베어링 실험 장치의 설계

이중 반전 베어링의 총체적 실험 장치는 Fig. 6과 같다. CRP 베어링의 실험장치를 중심으로 베어링 내에 오일을 공급하는 유공압 장치, 유압에 의한 하중을 부가 할 수 있도록 만든 하중 부가 장치, 내축과 외축을 구동하기 위한 각각 25hp, 5hp의 D.C 모터로 구성 되어있다.

한편, Fig. 7은 CRP 베어링 실험 장치는 내축과 외

축으로 이루어져있으며, 외축에는 다수의 배열로 이루어진 포켓 정압 베어링과 슬립 링, 그리고 압력 센서가 장착되어있다. 내축은 오일 실의 수명 요구치를 만족하도록 크롬으로 코팅 처리를 한 후, 연마 처리를

했다. 포켓부와 분사부의 압력을 측정하기 위하여 내축의 표면에 압력 센서를 장착하였으며, 슬립 링을 통해서 증폭기와 연결된다. 압력 센서는 스트레인 게이지 타입의 센서로 3500 kPa까지 측정이 가능하다. 공급 유의 배출은 내축에 드릴 작업을 해서 만들어 놓은

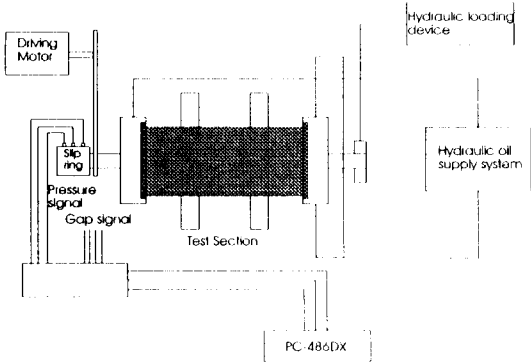


Fig. 6. CRP bearing test facility.

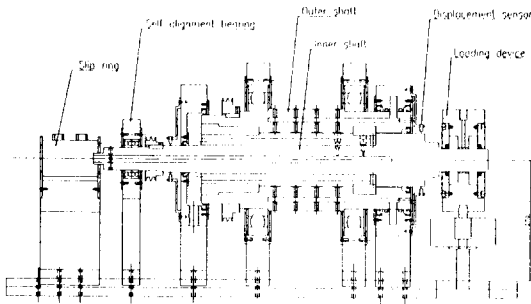


Fig. 7. CRP bearing test section.

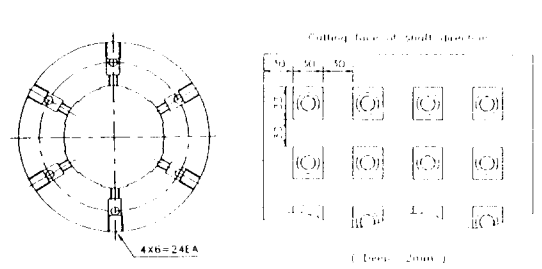


Fig. 8. Multi-recess hydrostatic test bearing geometry.

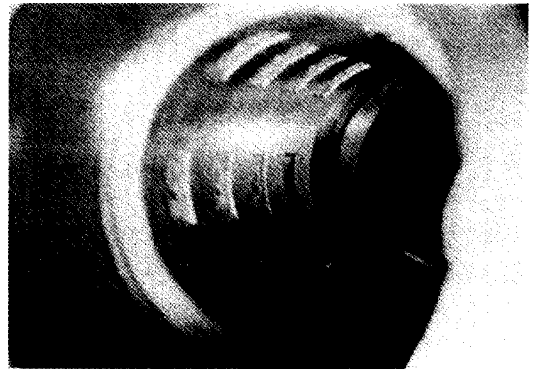


Fig. 9. Photo of multi-recess contrarotating journal bearing.

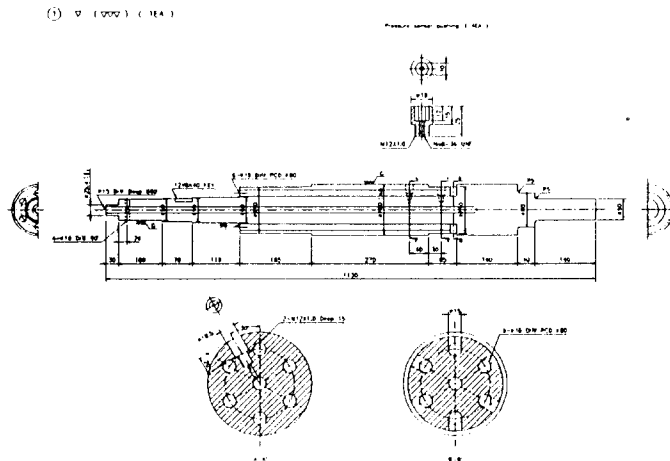


Fig. 10. Configuration of inner shaft geometry.

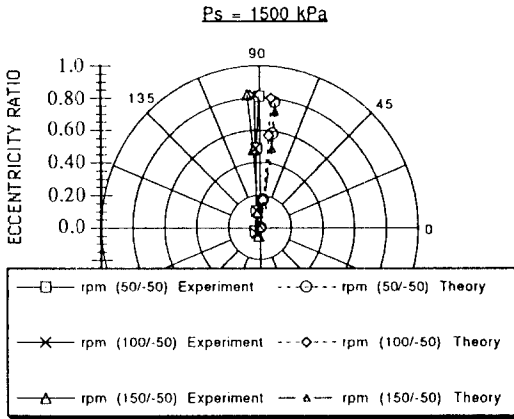


Fig. 11. Orbit center comparisons for 1500 kPa supply pressure ( $\omega_2=50$  rpm).

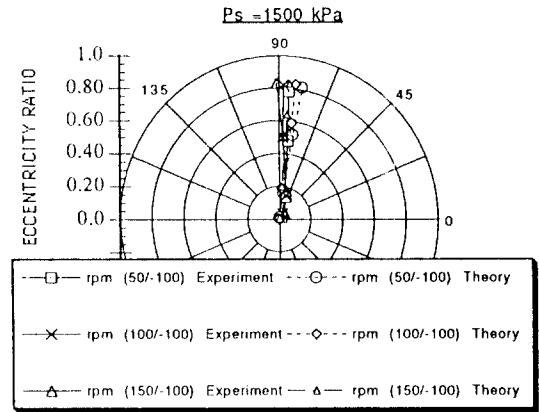


Fig. 12. Orbit center comparisons for 1500 kPa supply pressure ( $\omega_2=100$  rpm).

6개의 분사구를 통해서 배출된다.

베어링 표면의 포켓 형상은 Fig. 8에 자세히 나타나 있으며, 베어링의 치수는 직경이  $D=120$  mm,  $L/D$ 가 2.25로 비교적 큰 선박용 베어링의 비율로 설계하였다. 또한 내축과 외축의 베어링 틈새(Cr)은 0.31 mm이며 그 이외의 자세한 치수는 Fig. 10에 표시하였다.

외축에는 깊이 2 mm인 포켓이 24(4\*6)개가 되도록 배열하였다. 베어링과 내축과 외축 사이의 유량 관로(restrictor)의 길이는 15 mm이고, 오리피스 지름은 0.6 mm이며 외축은 내부 지름이 220 mm인 정밀 볼 베어링으로 지지된다. 또한 Fig. 10의 내축 구조를 살펴보면 복열 자동 조심 볼 베어링으로 내축의 좌측 부위를 지지하며 시스템의 우측 하중 지지부에서 가해지는 부가 하중에 대하여 모멘트가 자유로운 상태를 유지하도록 하였다. 이는 실제 이중 반전 베어링을 탑재한 선박이 프로펠러력에 의해 받는 외력을 오버-형형상의 이중 반전 베어링 시스템으로 표현하고자 하였다.

외축의 회전에 대한 내축의 상대 변위를 측정함으로써 축의 궤적을 알 수 있는데 이는 베어링의 정적 부가 하중 지지능력의 판단 뿐만 아니라 외력에 의한 축의 떨림등을 알 수 있는 중요한 데이터이다. 따라서 내축과 외축의 상대 변위는 모두 네 개의 와전류(eddy current) 타입 변위 센서를 통하여 측정하였다.

유압 오일 공급장치는 메인 펌프를 사용하며, 이 펌프는 최대 7.0 MPa까지의 공급 압력과 47.7 cm<sup>3</sup>/rev의 토출 유량으로 유체를 공급할 수 있다. 오일 유량과

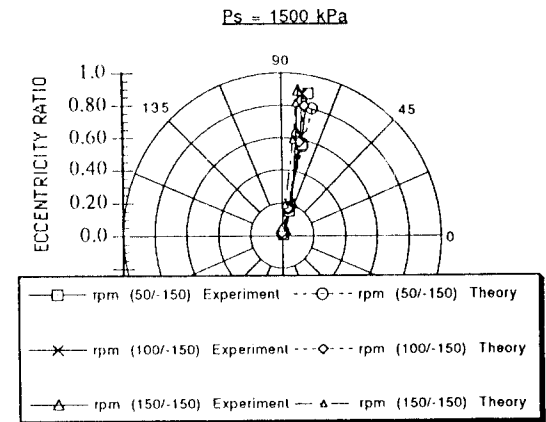


Fig. 13. Orbit center comparisons for 1500 kPa supply pressure ( $\omega_2=150$  rpm).

공급 압력은 유량 제어 밸브를 통해서 제어되며, 유량의 측정에는 베어링 출구와 탱크 사이에 설치된 유량계를 통해서 측정된다. 입력부의 오일 압력은 스트레인 게이지 타입의 압력 센서를 통해서 측정하며, K타입의 온도 측정기를 사용해서 공급유의 온도를 측정하였다. 또한 실험 시 일정한 온도인 섭씨 40도를 유지하기 위하여 자동 온도 장치를 설치하였다.

정적 하중은 유압 실린더를 통해서 내축에 작용하며, 정적 하중은 저널 베어링 하중 장치에 부착된 스트레인 게이지를 통해서 측정된다. 측정된 데이터의 수집은 A/D 변환기를 통하여 PC에 저장하였다. A/D 변환 및 축의 궤적 그리고 실험 조건에 대한 결과들은 Q-Basic 언어를 사용하여 프로그램을 작성하였으며

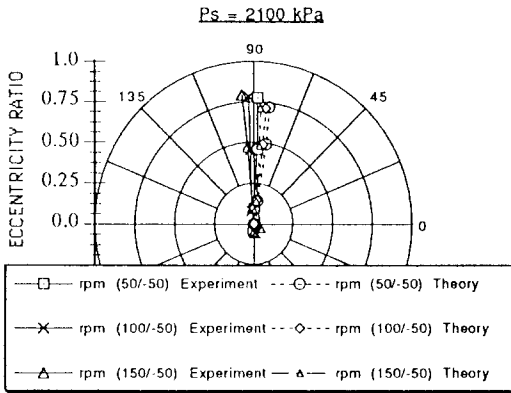


Fig. 14. Orbit center comparisons for 2100 kPa supply pressure ( $\omega_2=-50$  rpm).

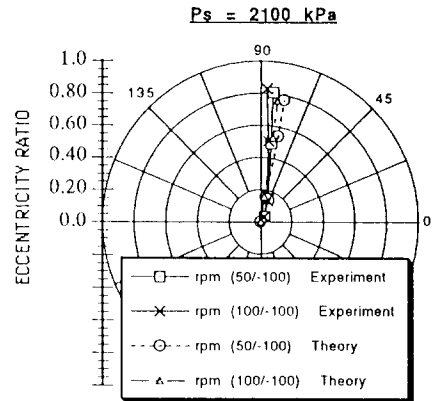


Fig. 15. Orbit center comparisons for 2100 kPa supply pressure ( $\omega_2=-100$  rpm).

실험은 공급 압력(1500 kPa, 2100 kPa)과 내 외축의 회전속도(50, 100, 150 rpm)에 대하여 주로 부가 하중에 따른 하중 지지 능력의 비교와 누수량에 대하여 실험을 수행 하였다.

#### 4. 실험의 결과 분석 및 이론 해석과의 비교

이중 반전 정압 베어링의 이론적, 수치적 해석을 간단히 언급하면 레이놀즈 방정식을 근간으로 유한 차분법을 사용한 프로그램으로 그 결과를 얻었다.

차분화를 위하여 저널은 축방향으로 20개, 원주방향으로 36개의 격자점을 구성해서 압력분포를 얻었으며, 이 압력분포를 축방향과 원주방향에 대해서 적분을 수행해서 지지력을 얻었다. 또한 모멘트 평형 조건을 이용해서, 복원 모멘트와 평형점을 결정했다. 프로그램의 입력 데이터로는 윤활유의 공급압력, 내축의 지름, 오일의 점도, 하중, 오리피스 저항계수, 베어링의 길이, 틈새, 회전체 질량, 내축과 외축의 회전속도와 오리피스의 지름 등이 있다.

오리피스의 저항 계수는 오리피스를 통과하는 유량에 대한 아래의 식을 통해서 계산된다.

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2(P_s - P_r)}{\rho}} \quad (10)$$

여기에서 Q는 오리피스를 통과하는 유량이며, A<sub>0</sub>는 오리피스의 단면적, P<sub>s</sub>는 공급압력, P<sub>r</sub>는 포켓의 압력, ρ는 유체의 밀도이고 C<sub>d</sub>는 오리피스의 저항 계수를 나타내며 실제 본 연구에 사용되어 윤활유는 61.

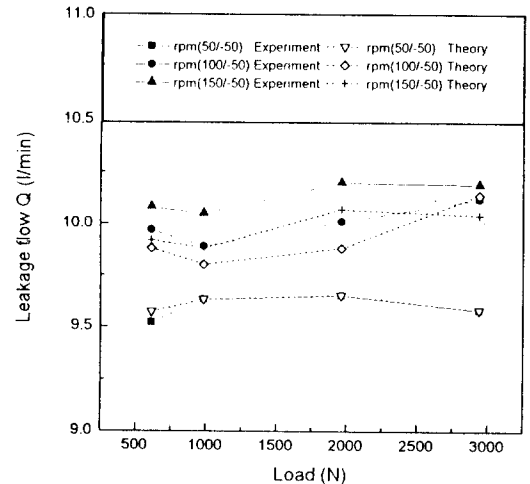


Fig. 16. Load vs. leakage flow at 1500 kPa supply pressure ( $\omega_2=-50$  rpm).

5 cSt (40°C)의 동점도와 876 kg/m<sup>3</sup>의 밀도를 갖는 윤활유이다.

Fig. 11-Fig. 13은 공급 압력을 1500 kPa 에서 50 rpm, 100 rpm 그리고 150 rpm의 내·외축의 회전 속도와 네 가지의 부가하중을 618 N, 981 N, 1962 N 그리고 2943 N에 대하여 내축의 축 중심의 궤적을 비교한 것이다. 하중의 부가 방향이 연직 상방임을 감안할 때 부가 하중의 증가에 따라 편심률이 증가함을 알 수 있다. 내축은 반시계방향(+)으로 회전하는 반면에, 외축은 시계방향(-)으로 회전시켰으며 내축rpm/외축rpm ( $\omega_1/\omega_2$ )에 따라 그 결과를 나타내었다. 실험 결과가 이론적인 해석 결과와 비교 할 때 연직 축에 약간

더 가까이 위치한다. 또한 내축의 회전속도가 증가 할수록 내축 궤도의 중심이 약간씩 반 시계방향으로 움직인다. 비록 작은 움직임이지만 이것은 전형적인 동압 효과를 나타내는 것이며 수치해석에서도 약간의 동압 효과를 볼 수 있었다.

Fig. 14-15는 공급 압력이 2100 kPa의 경우로 공급 압이 1500 kPa의 경우와 유사한 특성을 보였으며 아울러 내부압의 증가로 강성이 증가하고 하중 지지력 또한 증가하였다.

Fig. 16은 부가 하중에 대한 누수량을 1500 kPa의 공급 압력에 따라 비교한 결과로 공급 압력의 증가와 더불어 누수량 증가는 당연한 결과이고 부가 하중에 따라 혹은 편심률에 따라 누수량의 변동은 거의 없음을 알 수 있었다.

## 5. 결 론

본 논문은 다 배열 형상의 이중 반전 베어링(multi-recess contrarotating journal bearing)에 대해서 정적 하중 지지 능력, 누수 유량, 포켓의 압력등을 이론 및 실험을 통하여 연구하였으며 실험 조건은 두 개의 오일 공급 압력과 내축과 외축의 회전속도의 조합에 따라 베어링의 하중 지지 능력을 조사하였다.

그 결과 대부분의 경우 실험 결과가 유한 차분법을

근간으로 한 이론적인 해석의 결과와 잘 일치하였다. 자세각은 이론에서 구한 위치와 약간 벗어났으나, 반경 방향의 편심률은 이론 해석과 매우 잘 일치 하였다. 내·외축 회전에 따른 동압 효과는 미소하게 발생 하지만 공급 압력에 기인한 정압 효과에 비하면 그 효과는 무시 할 만하다. 따라서 본 연구의 이중 반전 베어링의 형태는 정압 베어링에 유사하며, 포켓의 저항은 누수량에 영향을 미치나 하중 지지력에는 변화가 둔감함을 알 수 있었다.

## 참 고 문 헌

1. Ericsson, J., Propeller for Steam Navigation, A.D. 1836, No. 7149, Great Seal Patent Office, London 1855.
2. Pinkus, O., "Counterrotating Journal Bearing," ASME Trans., J. of Basic Eng., 84, pp.110-118, 1962.
3. Andersson, H. and Ettles, C., "Contrarotating Journal Bearings for Naval Propulsion Systems," STLE Trans., Vol. 35, pp. 509-515, 1992.
4. Nakamura, S., Onta, T., Yonekura, K., Sasajima, T., and Saki, K., "World's First Contrarotating Propeller System Successfully Fitted to a Merchant Ship," The Motor Ship, 1989.