

원심펌프의 축추력 제어법에 관한 연구

최영도* · 쿠로카와준이치**

A Method of Axial Thrust Control in Centrifugal Pump

Young-Do Choi*, Junichi Kurokawa**

Key Words : Axial thrust(축추력), Centrifugal pump(원심펌프), Interfered gap flow(간섭경계층흐름), Momentum integral method(운동량적분법), J-Groove(J-그루브)

ABSTRACT

In order to control and balance axial thrust of turbo machine, many types of balancing devices are used but most of them are complicated and sometimes cause troubles. In this study, a very simple device of using shallow grooves mounted on a casing wall, known as "J-Groove", is proposed and studied experimentally and theoretically. The result shows that 70% of axial thrust in an industrial 4-stage centrifugal pump can be reduced at the best efficiency point. Moreover, the analytical method of "interfered gap flow" is established and a simple formula which can determine the optimum dimension of groove and its location is proposed.

1. 서론

종래로부터 터보기계의 축추력을 평형시키기 위해서 평형원판 (balancing disc), 평형구멍 (balancing hole), 평형드럼 (balancing drum) 등의 복잡한 평형장치가 사용되어 왔지만, 누설에 의한 효율 저하나 평형장치 자체의 진동 등의 문제가 발생하기 때문에 축추력 자체를 간편하게 저감시킬 수 있는 방법에 대한 필요성이 제기되어 왔다.

한편, 이전의 관련연구⁽¹⁾로부터 케이싱의 벽면에 설치한 다수의 방사상의 홈을 이용하여 축추력의 크기를 현저하게 제어할 수 있음을 확인하였고, 이와 같은 방사

상의 홈을 J-그루브라고 한다. J-그루브는 홈의 깊이가 불과 1~수 mm로 몹시 얇음에도 불구하고 케이싱내부의 작동유체 선회속도를 현저하게 저하시킬 수 있으므로, 임펠러 배면 틈새의 압력분포를 거의 평탄하게 하여 축추력을 상당히 저감시킬 수 있다.

따라서, J-그루브를 터보기계에 적용하여 축추력을 평형시키기 위해서는 J-그루브의 최적형상을 선정할 필요가 있으며, 최적형상의 결정을 위해서는 먼저 임펠러 배면의 간섭경계층흐름 (interfered gap flow)에 대한 해석법을 이론적으로 확립하여 임펠러 배면의 흐름이 J-그루브의 형상에 미치는 영향을 예측할 수 있어야 한다.

본 연구에서는 터보기계의 축추력을 제어할 수 있는 매우 간단하고 효율적인 방법으로서 J-그루브를 채용하였으며, 케이싱의 벽면 상에 설치한 다수의 방사 홈의 효과를 명확히 하기 위하여 회전원판을 포함하는 원통

* 한국해양대학교 산학협력단

** 요코하마국립대학 공학연구원

E-mail : ydchoi@pivlab.net

형 용기내의 내부흐름에 대하여 실험과 이론계산 및 수치계산을 통하여 입증하였고, 다단펌프를 이용한 실증 시험을 통하여 축추력 저감 효과를 검증하였다. 또한, 축추력 평형장치로서 사용되기 위한 방사 홈의 최적형상을 산출하기 위한 간단한 계산법을 확립하였다.

2. 이론 및 실험방법

2.1 이론해석 및 수치계산 방법

임펠러의 슈라우드 배면의 흐름에 대해서는 용기내에서 회전하는 원판에 의한 내부흐름을 이용하여 종래로부터 많은 연구^{(2),(3)}가 수행되어 왔다. 본 연구에서도 원심펌프의 축추력 제어를 위해서는 임펠러 배면의 틈새 흐름을 상세하게 검토할 필요가 있기 때문에 J-그루브의 얇은 홈 내부의 흐름에도 적용할 수 있는 해석법을 도입하였다.

축추력은 임펠러 배면에서 축방향으로 작용하는 힘의 불과 수%에 불과하며, 현재의 범용 CFD 코드를 이용하더라도 아직 정확한 예측은 곤란하다. 따라서, 본 연구에서는 지금까지 축추력의 해석을 통하여 많은 성과를 거두어온 운동량 적분법⁽³⁾을 채용하였으며, 고레이놀즈수에도 적용이 가능한 대수속도분포⁽⁴⁾를 사용하였다. 종래의 연구⁽⁴⁾에서는 임펠러의 축 중심에서 임펠러의 외주 방향으로 향하는 외부방향 누설흐름이 발생할 경우 이론계산이 발산하는 등 불안정한 것으로 알려져 있기 때문에 새로운 계산모델을 생각할 필요가 있다.

원통형 용기내부에서 회전하는 원판을 따라 흐르는 정상흐름 모델을 Fig. 1에 보이고 있다. Fig. 1(a)에 보이고 있듯이 고정벽면 및 회전벽면 상에는 각각 경계층이 발달하여 $u=Kr\omega$ 로 나타낼 수 있고, 두 벽면사이에서는 원주방향 속도성분이 축 방향으로 일정하고 반경 방향 속도성분 v 가 0이 되는 코어 영역이 존재한다. 이러한 흐름을 비간섭경계층흐름 (non-interfered gap flow) 이라고 하고, 배면 틈새에서 누설흐름이 없거나 회전원판의 외주에서 축 방향으로 흐르는 내부방향 누설흐름이 발생하는 부관류가 존재할 경우에 이와 같은 흐름이 형성된다.

그런데, 배면틈새의 흐름이 축중심에서 원판의 외주 방향으로 흐르는 정관류가 존재할 경우 또는 축 방향 틈새가 현저하게 좁은 경우 등에서는 고정벽면 및 회전벽면 상에서 발달하는 양쪽의 경계층이 서로 간섭하게 되어 흐름의 형태가 본질적으로 변화하기 때문에 비간섭

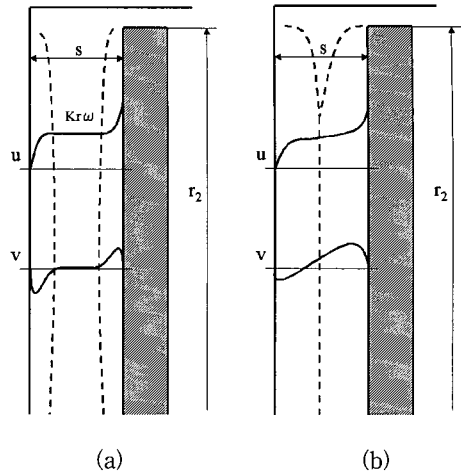


Fig.1 Flow in axial gap on the condition of (a) non-interfered gap flow and (b) interfered gap flow

경계층흐름 모델로서는 예측이 어렵게 된다. 이러한 흐름을 간섭경계층흐름 (interfered gap flow)이라고 하고, 본 연구에서는 Fig. 1(b)에 나타내는 속도분포를 제안하였다.

두 모델에서 유동장에 대한 원주방향 각운동량 및 반경방향 운동량의 균형은 다음의 식(1)과 (2)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left\{ \int_0^s r^2 u v dz \right\} = -\frac{r^2}{\rho} (\tau_{R\theta} + \tau_{s\theta}) \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left\{ \int_0^s v^2 dz \right\} - \int_0^s u^2 dz = -\frac{r}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} s - \frac{r}{\rho} (\tau_{Rr} + \tau_{sr}) \quad (2)$$

여기서, r 과 z 는 각각 반경 및 축 방향 좌표, u 와 v 는 원주 및 반경 방향 속도, p 는 압력, ρ 는 유체밀도, s 는 축 방향 틈새, 그리고 $\tau_{R\theta}$, $\tau_{s\theta}$ 는 회전원판 및 고정벽면상의 전단응력이다. 첨자 r 과 θ 는 각각 반경 및 원주방향 성분을 나타낸다.

연속의 식은 반경 방향의 관류 유량 (외부로 향할 때 정(+), 내부로 향할 때 부(-)로 함.)을 Q 라고 하면 아래의 식(3)과 같이 된다.

$$2\pi r \int_0^s v dz = Q (= Q_s + Q_G) \quad (3)$$

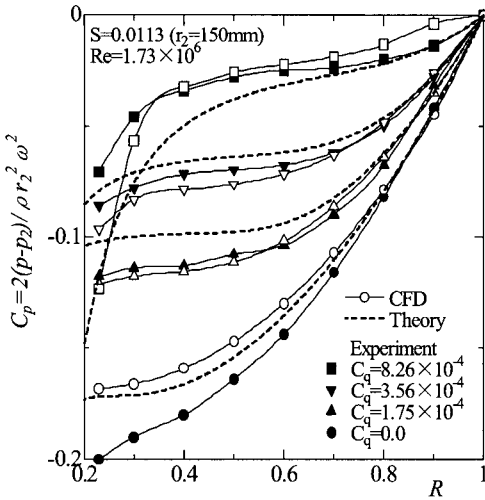


Fig. 2 Comparison of pressure distribution in a narrow axial gap

여기서 Q_s , Q_G 는 각각 고정벽면과 회전벽면사이의 유동장을 관통하는 누설흐름의 유량 및 J-그루브의 방사 홈 내부를 흐르는 유량이다.

홈 내부에서는 주류의 원심력에 의해서 흐름이 유기 되고, 이것이 벽면 전단응력과 평형을 이루기 때문에 홈의 수력반경을 r_h 로 하면 다음의 식(4)로 나타낼 수 있다.

$$\tau dr = 4 r_h dp \tag{4}$$

또한, 이론해석의 신뢰성 확인 및 좁은 틈새의 내부 흐름을 상세하게 검토하기 위해서 상용 CFD 코드인 ANSYS-CFX⁽⁶⁾를 이용하여 회전하는 원판을 가진 원통형 용기내의 간섭 경계층 흐름의 거동 및 J-그루브의 설치 유무에 의한 내부 흐름을 비교 검토하였다. 축대칭인 회전 원판 및 유로에 대해서 간섭경계층흐름 모델에 대해서는 원주방향으로 30°, J-그루브가 설치된 모델에 대해서는 원주방향으로 60°만을 수치계산영역으로 설정하여 계산영역의 원주방향 좌우 경계면에는 주기경계 조건을 설정하였다. 약 25만개의 구조격자를 이용하여 계산격자를 작성하였으며, 난류모델로서는 $k-\omega$ 모델을 적용하였다. 계산영역의 유입조건으로는 유량 일정, 유출조건으로는 정압 일정한 조건을 설정하여 정상계산을 실시하였다.

Figure 2에서는 외부방향으로 누설흐름이 발생하는 정판류가 존재할 경우의 간섭경계층흐름 모델에 의한 이론해석 결과에 대해서 CFD해석 결과 및 Kurokawa

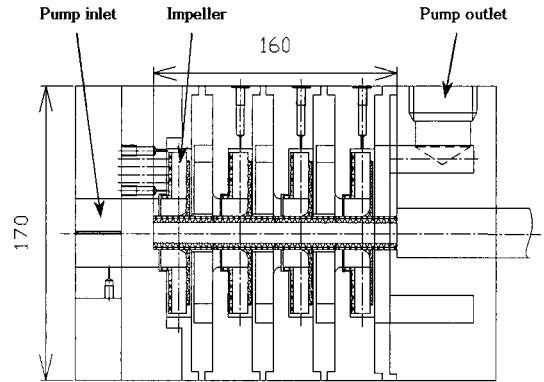


Fig. 3 4-stage centrifugal pump tested

등⁽⁴⁾의 실험 결과와 함께 비교해서 보이고 있다. 이론해석 결과가 CFD 및 실험 결과와 비교해서 임펠러 입구 부근 ($R < 0.5$)에서는 다소 차이를 보이고 있지만, 전체적으로 양호한 일치치를 보이고 있기 때문에 본 연구에 적용된 이론해석의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 한편, Fig. 2에서 C_p , $R(=r/r_2)$, $S(=s/r_2)$, C_q 는 각각 압력계수, 반경비, 틈새비, 누설유량계수를 의미한다.

2.2 실험장치 및 실험방법

J-그루브에 의한 축추력 제어효과를 실험을 통하여 확인하기 위해서 Fig. 3에 보이는 바와 같은 비속도 $n_s=256$ [m, m³/min, min⁻¹]의 중축 4단원심펌프를 본 연구에 채용하였다. 이론계산에서는 원심펌프의 대상 유동장을 간단한 모델로 표현하기 위해서 임펠러 (출구반경 $r_2=46.5$ mm)의 주판축을 Rear축, 측판축을 Front축으로 설정한다. Rear축의 주판 슈라우드는 반경비 $R=0.892$ 에서 출구까지 원주방향 전체가 절단되어 Front축의 측판 슈라우드보다 반경방향 길이가 짧게 설계되었다. 임펠러로부터 유출하는 유체는 디퓨저 및 복귀유로 (return passage)를 거쳐서 다음 단으로 들어가며, 최종 단에서는 그대로 펌프 출구로 향한다. 실험에 사용된 펌프에 장착된 임펠러의 깃수는 6매이고 깃출구각은 22.5°이다. 반경비 $R(=r/r_2)$ 가 0.532, 0.631, 0.730, 0.829, 0.928, 1.027인 위치에 대해서 압력 측정공을 설치하였으며, Front축과 Rear축에서의 회전벽면과 고정벽면 사이의 축 방향 틈새비 $S(=s/r_2)$ 는 0.0215로 동일하게 설정하였다.

Figure 4는 실험에 사용된 다단원심펌프의 내부유로

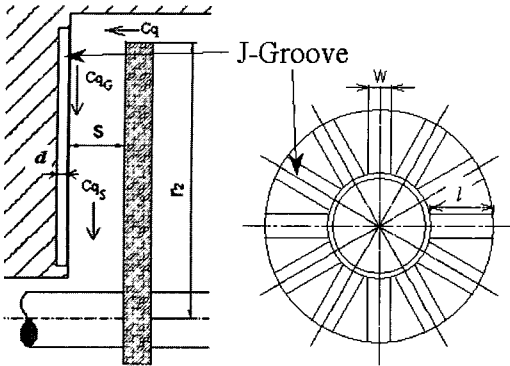


Fig. 4 J-Groove installed on front wall

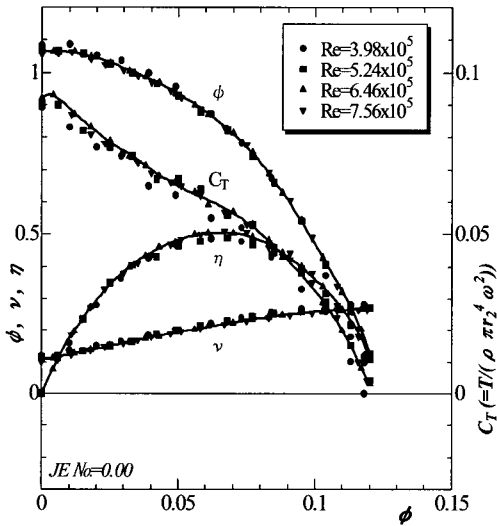


Fig. 5 Performance curve of test pump

를 이론계산을 위하여 모델화한 개략도이며, 정지 벽면에 장착되어 있는 J-그루브를 함께 나타내고 있다. 그림에서 C_{q_i} 및 C_{q_G} 는 각각 고정벽면과 회전벽면사이의 유동장을 관통하는 누설흐름의 유량계수 및 J-그루브의 방사 홈 내부를 흐르는 유량계수를 의미한다. 펌프의 각 단 Front측 케이싱벽면에 J-그루브가 설치되어 있으며, J-그루브의 형상은 깊이 $d=1$ mm, 폭 $w=10$ mm, 길이 $l=26.75$ mm로 설정하여 1단당 홈의 개수를 $n=0, 3, 6, 9, 12$ 개로 변경하여 실험을 실시하였다. 축추력 T 의 측정에는 펌프와 구동모터 사이의 주축에 설치된 로드셀을 이용하였다.

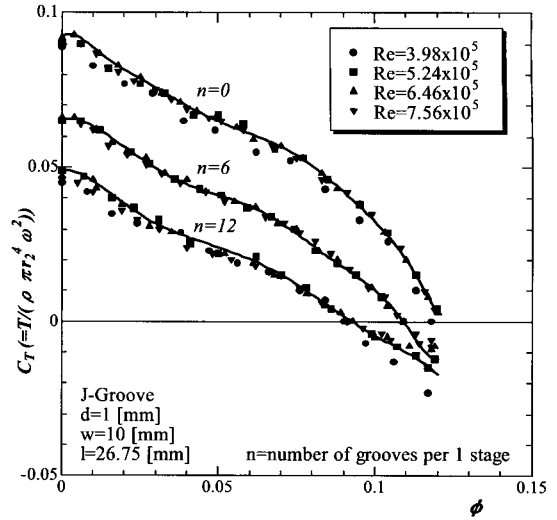


Fig. 6 Decrease of axial thrust by installation of J-Groove

3. 실험결과 및 고찰

3.1 4단 원심펌프의 축추력 제어

Figure 5는 케이싱벽면에 J-그루브를 설치하지 않았을 경우의 4단 원심펌프 성능곡선을 보이고 있으며, 가로축에 유량계수 $\phi (= Q/A_2 u_2)$, 세로축에 양정계수 $\psi (= H/(u_2^2/2g))$, 효율 $\eta (= L/P)$, 축동력계수 $\nu (= P/(\rho A_2 u_2^3))$, 축추력계수 $C_T (= T/\rho \pi r_2^4 \omega^2)$ 를 각각 나타낸다. 여기서 $H, L, P, u_2, g, \rho, A_2, \omega$ 는 각각 양정, 수동력, 축동력, 임펠러출구 단면적, 각속도를 의미한다. 또한, J-그루브 형상을 대표하는 파라미터로서 Saha 등⁽⁶⁾이 제안한 특성수 JE No.를 적용하였으며, JE No.는 J-그루브의 형상 파라미터인 홈의 개수, 깊이, 폭, 길이를 이용하여 다음의 식(5)로 정의된다.

$$JE No. = n(DW)^{12/7}(2D+W)^{-5/7}L^{1/5} \quad (5)$$

여기서 $D=d/r_2, W=w/r_2, L=l/r_2$ 이다.

Figure 6은 J-그루브의 설치 개수를 $n=0, 6, 12$ 로 변경하였을 경우의 축추력계수 C_T 의 변화를 나타내고 있으며, J-그루브의 설치 개수가 증가할수록 전유량역에서 축추력이 현저하게 감소하며, 과대유량역에서의 축

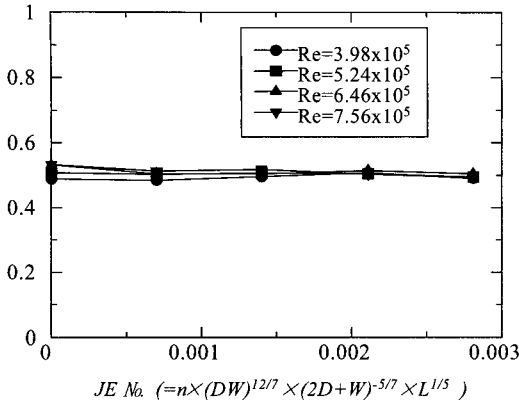


Fig. 7 Maximum efficiency vs. JE No

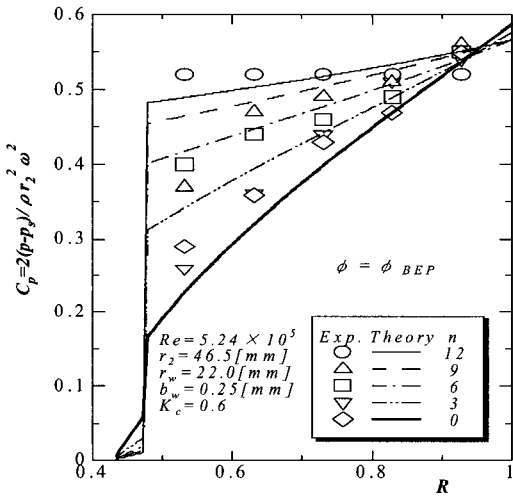


Fig. 8 Pressure distribution by J-Groove

추력은 역방향으로 작용하게 되는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 7에서는 J-그루브의 설치 개수를 변경했을 경우의 최고효율 η_{max} 의 변화를 나타내고 있으며, J-그루브의 설치 개수를 변경하더라도 최고효율은 변화하지 않는 것을 알 수 있다. 즉, J-그루브를 설치하더라도 펌프의 성능을 변화시키지 않고 축추력만을 현저하게 저감시킬 수 있다는 것을 실험적으로 확인할 수 있었다.

3.2 J-그루브에 의한 축추력 제어

Figure 8은 J-그루브의 효과를 확인하기 위하여 임펠러의 전면 슈라우드에서의 반경비 R 에 따른 압력분포의 변화를 보이고 있다. 여기서 p 는 임펠러의 각 반경위치에서 측정된 케이싱 벽면압력, p_s 는 펌프 입구압력, r_w 는

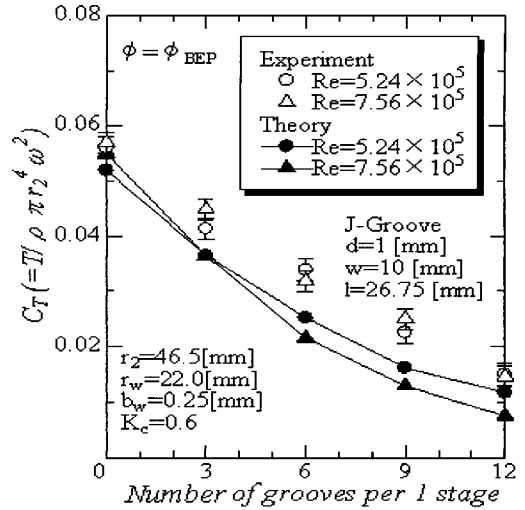


Fig. 9 Decrease of axial thrust by J-Groove

웨어링 반경, b_w 는 웨어링 폭, K_c 는 선회속도비를 각각 나타낸다. J-그루브의 개수를 증가시킬수록 압력구배는 평탄화 되는 것을 알 수 있다. 이것은 J-그루브 내부의 압력구배에 의하여 홈 내부의 누설흐름이 내측으로 유기되어 홈내부의 누설량 만큼 틈새의 누설량 Q_s 가 감소하기 때문에 주류의 유속이 현저하게 저하하여 압력구배가 완만하게 되는 것이 원인이다. 축추력에 대한 영향은 Fig. 9에 보이듯이 J-그루브의 설치에 의해 축추력을 약 30%까지 저감시키고 있으며, 본 이론해석의 결과는 실험에 의한 측정치를 비교적 양호하게 예측하고 있다.

3.3 J-그루브의 최적설계법

J-그루브를 적용하여 축추력을 효과적으로 제어하려면 J-그루브의 형상파라미터에 의한 영향을 간단하게 예측할 수 있는 것이 바람직하다. 따라서, 본 연구에서는 J-그루브의 홈 형상, 웨어링 치수, 펌프 운전조건, Re 수 등의 주요한 파라미터의 영향을 모두 고려하여 새로운 특성수인 TC No. (Thrust Control Number)를 근사식 (6)으로 정의하였다.

$$TC\ No. = n(DW)^{3/7}(2D+W)^{-5/7}L^{1/5}(1-R_w)^3B_w^{3/5}C_{p2}K_c^2Re^{1/4} \quad (6)$$

여기서 R_w 는 웨어링 반경비 ($=r_w/r_2$), B_w 는 웨어링 폭 방향 길이비 ($=b_w/r_2$), C_{p2} 는 임펠러출구에서의 압력계수를 각각 나타낸다.

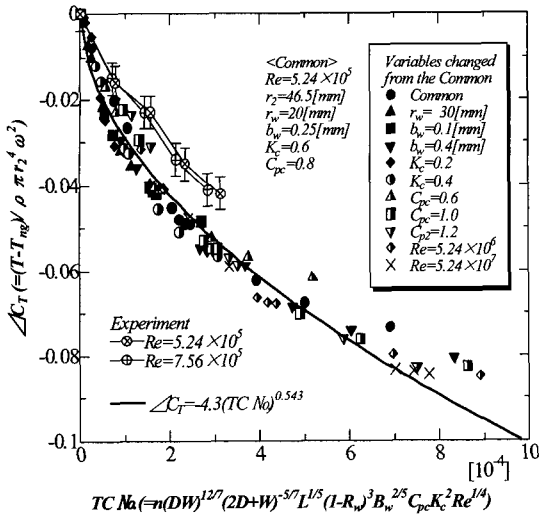


Fig. 10 Axial thrust reduction vs. TC No.

Figure 10은 TC No.와 J-그루브 효과에 의한 축추력 변화량 $\Delta C_T (= (T - T_{ng}) / \rho \pi r_2^4 \omega^2)$ 의 관계를 보이고 있으며, 실험의 기본조건 (common)과 비교하여 TC No.의 각 파라미터에 따른 결과를 나타내고 있다. 여기서 세로 축의 축추력 변화량 ΔC_T 는 J-그루브의 홈을 설치하지 않은 경우(T_{ng})에 대해서 J-그루브를 설치했을 경우(T)의 축추력 저하량을 나타내고, 전체적으로 실험 결과에 대해서 이론계산 결과는 수 % 낮게 예측되어지고 있다. 이것은 실험에 적용한 다단펌프의 형상이 일반적인 다단펌프와는 달리 디퓨저와 복귀유로의 형상이 매우 특수하고 복잡하여 이론계산을 위한 단순화된 이론모델로 형상화하는 과정에서 실제형상과 이론모델간의 차이에 의한 것으로 판단된다. 특히, 임펠러 주판의 출구부근 절삭영역인 $0.892 \leq R \leq 1.0$ 에서의 선회속도비에 대해서는 일반적인 임펠러의 출구 선회속도비인 $K_c=0.6$ 을 적용하였기 때문에 이러한 영역에 적합한 선회속도비를 검토하여 적용하는 것이 요구된다.

한편, 축추력 변화량 ΔC_T 를 특성수 TC No.에 대해서 나타낸 결과 모든 이론계산값은 거의 1개의 곡선에 따라서 크게 변화하는 적합식으로 나타낼 수 있음을 알 수 있다. 따라서, 이와 같은 결과는 일반적인 원심펌프의 임의의 운전 조건하에서 축추력을 제어하고 평형상태를 유지하기 위해서는 J-그루브의 적용이 매우 효과적임을 나타내고 있으며, 본 연구에서 제안된 특성수 TC No.를 적용한 적합식을 이용함에 의해 J-그루브의 최적형상을 간단하게 예측할 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

- 1) J-그루브를 산업용의 다단원심펌프에 적용하여 최고 효율점에서 축추력을 약 30%까지 감소시킬 수 있음을 실험 및 이론계산 결과로부터 확인하였다.
- 2) J-그루브의 형상을 대표하는 형상 파라미터인 JE No.와 웨어링 치수, 펌프 운전조건, Re수 등을 고려한 특성수 TC No.를 제안하였으며, J-그루브에 의한 축추력 감소율을 TC No.만으로 표현되는 간단한 적합식으로 나타낼 수 있음을 확인하였다.
- 3) 유체기계 내부의 좁은 틈새에서 바깥방향으로 향하는 누설흐름에 대해서 간섭경계층흐름 모델을 제안하였으며, 용기내 회전 원판에 대해서 운동량 적분법에 의한 이론계산 및 $k-\omega$ 난류모델에 의한 수치해석 결과는 실험값과 양호하게 일치하는 결과로부터 좁은 틈새 흐름의 해석법에 대한 유효성을 입증할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Kurokawa, J., Kamijo, K. and Shimura, T., 1994, "Axial Thrust Behavior in LOX-Pump of Rocket Engine," AIAA, J. Propuls. Power, Vol. 10, pp. 244~250.
- (2) Daily, J. W., Ernst, W. D. and Asbedin, V. V., 1964, "Enclosed rotating Disk with Superimposed Through-Flow," MIT Hydro. Lab. Report, No. 64.
- (3) Kurokawa, J. and Toyokura, H., 1975, "A Study on the Axial Thrust of Centrifugal Turbomachinery (1st Report, in Japanese)," Trans. JSME, Vol. 41, pp. 1753~1762.
- (4) Kurokawa, J. and Sakuma M., 1988, "Flow in a Narrow Gap Along an Enclosed Rotating Disk with Through-Flow," JSME International Journal, Vol. 31, No. 2, pp. 243~251.
- (5) ANSYS Inc., 2004, "ANSYS CFX Documentation," Ver. 5.7.1, Waterloo, Ontario, Canada.
- (6) Saha, S. L., Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura, H., 2002, "Suppression of Performance Curve Instability of a Mixed Flow Pump by Use of J-Groove," ASME J. Fluids Eng., Vol. 124, pp. 592~597.