

## 소형 터보펌프에 대한 실험적 평가와 성능해석

김수원\* · 박무룡\*\* · 황순찬\*\* · 오형우\*\* · 윤의수\*\*

### Experimental Evaluation and Performance Analysis for a Mini Turbo-pump

Soo-Won Kim\*, Moo-Ryong Park\*\*, Soon-Chan Hwang\*\*,  
Hyoung-Woo Oh\*\*, Eui-Soo Yoon\*\*

*Key Words: Turbo-pump(터보펌프), Impeller(임펠러), Hydraulic Performance(수력학적 성능), Friction Loss(마찰 손실), Balancing Rib Loss(밸런싱 리브 손실), Mechanical Loss(기계 손실)*

#### ABSTRACT

A mini turbo-pump having 44 mm diameter impeller for hydraulic power control have been tested to evaluate hydraulic performance and losses. The characteristics of the losses such as mechanical, friction, balancing rib losses were investigated. The investigation revealed that the friction loss is relatively large but the balancing rib loss small. It was found that the hydraulic efficiency of the pump at design point is very low(27%) due to low specific speed and large friction losses. A computational fluid dynamics(CFD) method also has been utilized for performance prediction of the mini turbo-pump to compare the computed results with the test data.

#### 1. 서론

비속도가 낮은 소형 터보 펌프는 고속으로 회전하며 낮은 유량에서 고압을 발생시키기 때문에 비수력(specific hydraulic power; 수력/펌프 중량)이 낮아 액체연료 로켓 추진용 터보펌프 또는 유도무기용 연료펌프로 널리 쓰이고 있다. 이러한 저 비속도형 터보펌프에는 구조의 단순함, 신뢰성, 경량, 넓은 작동 범위, 저가 등의 장점 때문에 입구측에 인듀서를 부착한 원심형 펌프가 터보펌프용<sup>(1, 2)</sup>으로서 널리 쓰이고 있다.

본 논문에서는 유도무기의 유압용 회전형 베인 펌프(rotary vane pump)의 시스템에 장착되어 캐비테이션 방지를 위해 사용되는 보조 펌프(Pre-pump, 여기서는 소형 터보펌프라고 한다)를

연구의 대상으로 하였다. 이 터보펌프의 설계는 러시아의 방법<sup>(3)</sup>을 따랐으며, 2차원 날개 형상(cylindrical blade)의 임펠러와, 임펠러 입구측에 나선형 인듀서(helical inducer)가, 출구측에 채널 디퓨저(channel diffuser)가 부착된 구조로 되어 있다. 그러나 여기서는 임펠러의 성능 및 각종 손실의 분석에 초점을 두기 위하여 인듀서를 제거하고, 채널 디퓨저를 베인 없는 디퓨저(vaneless diffuser)로 대체한 후 성능을 측정, 분석하기로 한다. 또한 상용의 해석프로그램(CFX-BladeGenPlus)을 사용하여 성능을 예측하고, 이 예측결과를 실험결과와 비교, 검토함으로써 향후 새로운 사양의 터보펌프에 대한 고효율 설계 및 임의의 소형 터보펌프의 정확한 성능예측에 기반을 마련하고자 한다.

#### 2. 소형 터보펌프의 사양

\* 충남대학교 기계공학과 대학원  
\*\* 한국기계연구원 열유체공정기술연구부  
E-mail : esyoon@kimm.re.kr

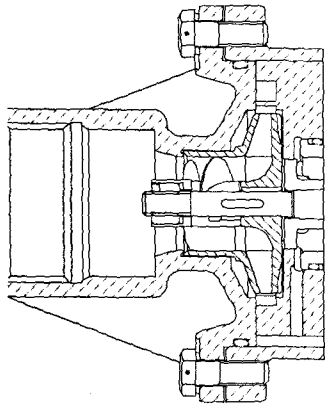


Fig. 1 Mini turbo-pump

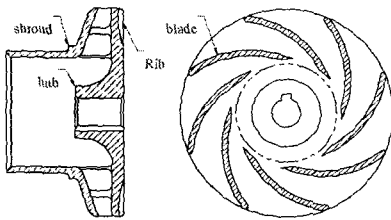


Fig. 2 Drawing of mini turbo-pump impeller

본 연구의 대상인 소형 터보펌프는, 아주 작은 비속도(무차원 비속도: 0.0236)를 갖는 회전형 베인 펌프(rotary vane pump)에서 캐비테이션을 방지하기 위하여, 베인 펌프의 입구측에 부착되는 보조 펌프(Pre-Pump)이다. 이 펌프의 형상은 Fig. 1과 같이 나선형 인듀서, 원심형 2차원 임펠러, 채널 디퓨저로 구성되어 있다. 그러나 본 연구에서는 임펠러의 성능특성을 분석하기 위하여 인듀서를 제거하고, 채널 디퓨저를 베인 없는 디퓨저로 대체하였다. 따라서 시험용 펌프는 임펠러와 베인 없는 디퓨저로 구성된 보통의 소형 원심 펌프와 유사하다. 본 펌프는 비교적 긴 축을 가지고 있으며, 이 축에는 볼베어링 이 2개, 작동 유체의 외부 유출을 방지하는 립셀(lip seal)이 장착되어 있으며 이들은 기계적 손실을 유발한다. 18,870 rpm의 설계점 속도를 갖는 소형 터보펌프는 무차원 비속도가 0.354로 비교적 낮다. Fig. 2에 보이고 있는 바와 같이 임펠러는 2차원 형상

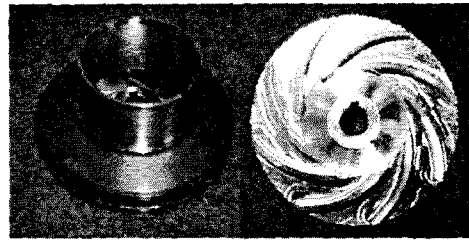


Fig. 3 Photographs of a mini turbo-pump impeller

의 날개가 8개, 쉬라우드가 있는 구조로 되어 있다. 입구측 원통에는 인듀서가 설치되었던 자리이고(본 연구에서는 제거), 뒷면 원판에는 축추력을 경감하기 위하여 밸런싱 리브(balancing rib)가 부착되어 있다. 임펠러의 출구 직경( $D_{2t}$ )은 44 mm, 출구 폭( $b_2$ )은 2.75 mm, 입구 직경( $D_{1t}$ )은 23 mm이다. Fig. 3은 임펠러의 사진을 나타낸 것이며, 특히 오른쪽 사진은 임펠러 베인의 형상을 볼 수 있도록 쉬라우드를 제거했을 때의 모습이다. 베인 없는 디퓨저의 폭( $b_3$ )은 5.0 mm로서 일정하고, 작동유체는 밀도  $876 \text{ kg/m}^3$ 인 유압유를 사용한다.

### 3. 성능실험

Fig. 4는 실험장치에 대한 구성도이다. 그림에 보이고 있듯이 펌프의 정압력(static pressure)을 펌프의 입, 출구에서 각각 측정한다. 입구측 정압력은 Delta

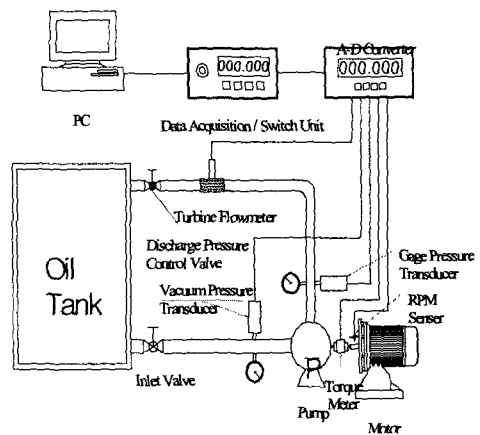


Fig. 4 Schematic diagram of pump test rig

OHM사(모델명: HD20V4T)의 절대 압력계(range 0~ $2.5 \times 10^5$  Pa(A))를, 출구측 정압력은 OMEGA사(모델명: PX951-200G5V)의 게이지 압력계(range 0~ $1.397 \times 10^6$  Pa(G))를 각각 설치하여 측정하였다. 유량은 FLOWMETRICS사의 터빈식 유량계를, 회전수는 KEYENCE사의 근접센서를, 동력은 Lebow사(모델명: 1602-500)의 토-크 미터(torque meter)를 각각 이용해서 측정하였다. 작동유체는 밀도  $876 \text{ kg/m}^3$ , 점도  $14 \text{ cSt}$ 인 유압유를 사용하였다.

각 센서에서 측정된 신호는 각각의 A/D변환기를 거친 후, Agilent사의 Data Acquisition / Switch Unit(모델명: 34970A)를 경유하여 PC로 전달된다.

펌프의 입구와 출구측 전압( $p_{i,t}$ ,  $p_{o,t}$ )과 펌프 시스템의 전압상승( $\Delta p_t$ )은 각각 다음과 같이 계산된다.

$$p_{i,t} = p_i + \frac{1}{2} \rho v_i^2 \quad (1)$$

$$p_{o,t} = p_o + \frac{1}{2} \rho v_o^2 \quad (2)$$

$$\Delta p_t = p_{o,t} - p_{i,t} = p_o - p_i + \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_i^2) \quad (3)$$

여기서 하첨자  $i, o$ 는 펌프의 입구와 출구를 각각 나타내고,  $v_i, v_o$ 는 측정된 유량에 대해 각각의 입·출구 면적을 기준으로 산출한 평균유속을 의미한다.

소형 터보펌프에 대한 성능실험결과와 CFD 해석결과를 비교·검토함으로써, 소형 펌프에서

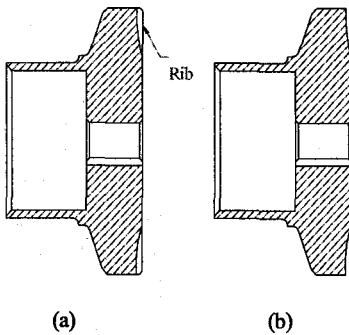


Fig. 5 Dummy impeller

나타나는 성능특성을 고찰하고자 한다. 따라서 CFD로서 계산하기 곤란한 기계적 손실(베어링, 외부 lip seal, 축)과 밸런싱 리브에 의한 손실을 측정할 필요가 있다. 펌프에서 임펠러만을 제거하고 측정된 토-크( $T_2$ )와 회전수( $\omega$ )에 의해 구해지는 동력이 기계적 손실( $P_2$ )이다.

리브에 의한 손실 및 원판 마찰을 측정하기 위해 dummy 임펠러를 제작하였다. Dummy 임펠러는 Fig. 5에 보이는 바와 같이 임펠러에 베인이 없이 채워진 형태이며, 밸런싱 리브가 있는 것(Fig. 5(a))과 없는 것(Fig. 5(b))의 2 가지를 만들었다. Fig. 6(a)는 dummy 임펠러의 전면에서 찍은 사진이고, Fig. 6(b), (c)는 각각 rib 있는 것과 rib 없는 dummy 임펠러를 뒷면에서 찍은 모습이다.

펌프 임펠러의 외부 손실을 분석하기 위해서 앞에서 언급한 임펠러 각각의 형상에 대하여 동력을 측정한다. 먼저, 원래의 임펠러를 장착한 시스템에 대한 동력( $P_1$ )을 계산한다( $T_1 \times \omega$ ). 대부분의 해석코드 및 문헌에서 정의하는 펌프입력 동력( $P$ )은 수력학적 동력(Euler head)과 임펠러와 케이싱 사이의 유체 전단력에 의한 마찰손실(disk friction loss), 외부유동의 재순환에 의한 손실(recirculation loss), 작동유체의 누설에 의한 누설손실(leakage loss)로 이루어져 있다

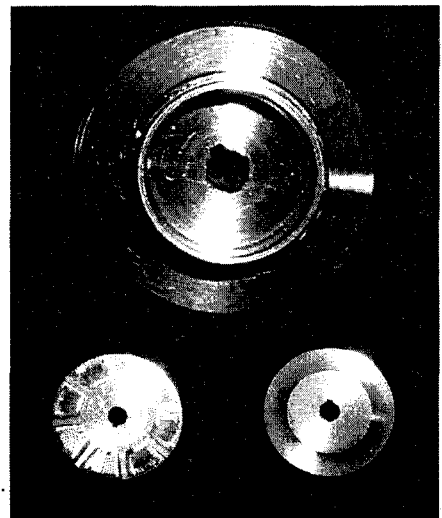


Fig. 6 Photographs of dummy impellers

기계적 손실을 배제하고 리브 없는 임펠러 펌프를 중심으로 성능실험과 CFD 해석을 수행하고, 이들을 비교 분석하기로 한다. 여기서  $T_1$ 은 원래의 임펠러를 실험했을 때의 토-크(수력학적 동력 + 원판마찰손실 + 재순환 손실 + 누설손실 + 리브에 의한 손실 + 기계적 손실;  $P_1$ )를 나타내고,  $T_2$ 는 임펠러를 제거하고 측정했을 때의 토-크(기계적 손실(베어링 + 외부 립셀)에 의한 동력;  $P_2$ ),  $T_3$ 는 리브가 있는 dummy 임펠러(Fig. 5(a), Fig. 6(b))의 토-크(원판마찰손실 + 리브에 의한 손실 + 기계적 손실;  $P_3$ ),  $T_4$ 는 리브가 없는 dummy 임펠러(Fig. 5(b), Fig. 6(c))의 토-크(원판마찰손실 + 기계적 손실;  $P_4$ )를 각각 의미한다. 일반적 정의에 따르는 펌프입력동력( $P$ )은 “수력학적 입력동력 + 원판마찰손실 + 재순환 손실 + 누설손실”이며 다음과 같은 식에 의해 구할 수 있다.

$$P = (T_1 - T_2 - T_3 + T_4) \times \omega$$

$$= P_1 - P_2 - P_3 + P_4 \quad (4)$$

본 연구에서는 성능해석을 위해 무차원 변수인 유량계수( $\phi$ ), 양정계수( $\psi$ ), 동력계수( $\tau$ ), 효율( $\eta_p$ )을 다음과 같이 도입하기로 한다.

$$\phi \equiv \frac{Q}{\omega D_{2t}^3} \quad (5)$$

$$\psi \equiv \frac{gH_o}{\omega^2 D_{2t}^2} \quad (6)$$

$$\tau \equiv \frac{P}{\rho \omega^3 D_{2t}^5} \quad (7)$$

$$\eta_p \equiv \frac{\rho g H_o Q}{P} \quad (8)$$

여기서  $Q$ ,  $\omega$ ,  $g$ ,  $H_o$ ,  $\rho$ 는 각각 토출유량( $m^3/s$ ), 임펠러의 각속도( $rad/s$ ), 중력가속도( $m/s^2$ ), 전양정( $m$ ), 밀도( $kg/m^3$ )를 의미한다.

#### 4. 소형 터보펌프의 성능분석

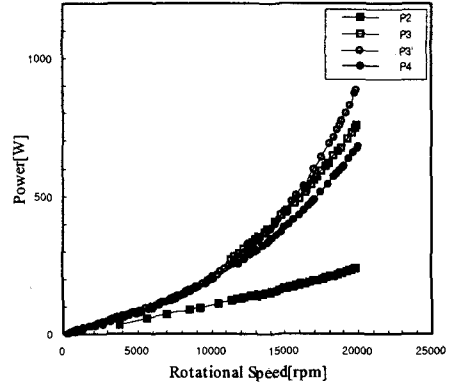


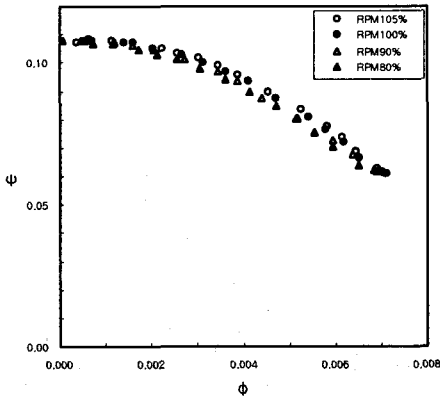
Fig. 7 Turbo-pump external losses

Fig. 7은 회전수에 따른  $P_2$ (기계적 손실),  $P_3$ (마찰 손실 + 리브 손실 + 기계적 손실),  $P_4$ (마찰 손실 + 기계적 손실)을 나타낸 것이다. 이 그림에서  $P_3$ 은 리브가 달린 dummy 임펠러에 대하여 펌프의 작동조건인  $7.0 \text{ kg/cm}^2$ 으로 가압하고 측정한 동력(마찰 손실 + 리브 손실 + 기계적 손실)을 의미하며, 가압하였을 때 이 손실이 증가함을 보이고 있다. 이 그림에서 베어링 및 외부 립셀의 손실을 포함하는 기계적 손실( $P_2$ )은 회전수의  $n^{1.1}$ 에 비례하고 있다. 원판 마찰손실, 임펠러 입구측 내부 셀의 마찰 손실 및 밸런싱 리브 손실의 합( $P_3$ )은 회전수의  $n^{1.8}$ 에 비례하고, 이 손실 중에 밸런싱 리브 손실( $P_3 - P_4$ )은  $P_3$ 의 약 10%로서 비교적 작은 것으로 나타났다.

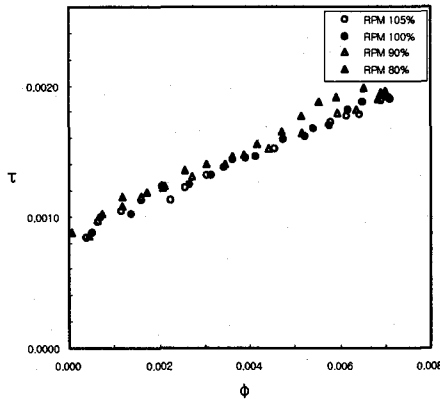
Fig. 8(a)~(c)는 기계적 손실, 리브 손실 등을 제외한 순수 수력학적 성능을 유량계수( $\phi$ )에 대하여 양정계수( $\psi$ ), 동력계수( $\tau$ ), 효율( $\eta_p$ )로서 각각 표시한 것이다.

본 연구에서의 실험 결과는 우선, 설계회전수(design rotational speed, 18870 rpm)에 대해서 80%, 90%, 100%, 105%로 나누어 펌프 회전수의 변화에 따른 무차원 펌프 성능특성을 Fig. 8(a), (b), (c)에 그려두었다.

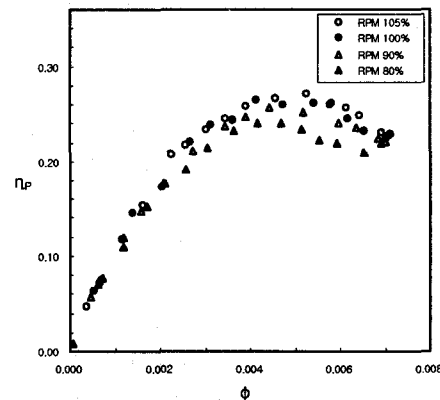
Fig. 8의 무차원 펌프성능특성을 보면, 본 실험



(a) Head



(b) Power



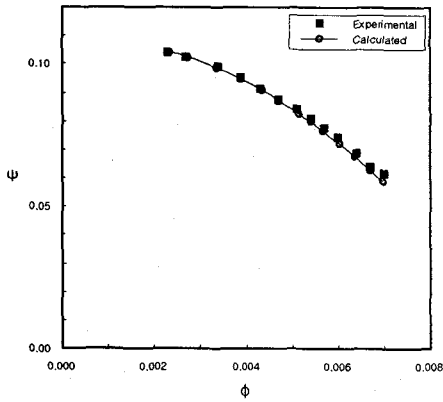
(c) Efficiency

Fig. 8 Performance curves of non-dimensional coefficient

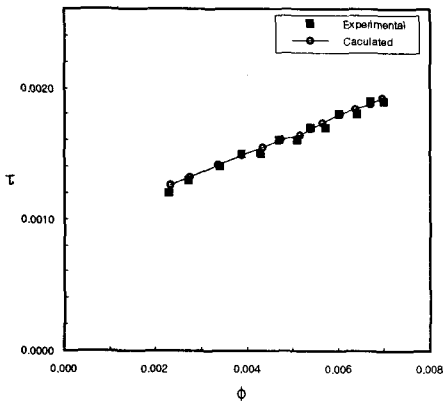
에 사용한 펌프가 소형이기 때문에 마찰손실 등의 영향으로 각 파라미터 간에 약간의 차이는 있으나, 각 회전수 사이에 거의 일치하는 상사성을 보이고 있다. 이는 본 실험이 타당하게 이루어졌음을 의미한다. Fig. 8(a)의 양정곡선은 유량의 증가에 따라 감소함을 보이고, Fig. 8(b)의 동력계수는 유량의 변화에 대해 선형적으로 증가하고, Fig. 8(c)의 효율은 설계점까지 증가하였다가 다시 감소하는 일반적인 펌프의 성능특성과 동일한 경향을 보이고 있다. 그러나 Fig. 8(c)의 효율특성을 보면, 100% 회전수인 경우의 효율은 설계점 유량  $\phi = 0.005$ 에서 최대 효율이 약 27% 정도로서 아주 낮은 값을 보이고 있다. 이와 같이 효율이 낮은 것은 다음과 같은 이유 때문이라고 여겨진다. 첫째, 비속도가 낮은 펌프의 효율은 근본적으로 효율이 낮다. 둘째, 작동유체의 점성이 커서 마찰 손실이 증가한다. 셋째, 임펠러 입구측에 있는 내부 썰(인듀서 외주 실린더와 케이싱이 이루는) 틈새(clearance)가 0.15 mm, 길이가 12.0 mm이어서, 일반적인 펌프의 썰에 비하여 틈새가 작고 길이가 길어 마찰손실이 상대적으로 크다. 넷째, 원래는 채널 디퓨저가 설치되어 있으나 이를 제거하고 베인 없는 디퓨저로 하여 측정하였기 때문에 임펠러와 베인 없는 디퓨저의 부조화(mismatch) 때문이라고 생각된다.

수치해석에는 AEA사에서 개발된 3차원 점성 유동해석 코드인 CFX-BladeGenPlus를 사용하였다. 이 소프트웨어는 비교적 간단한 입력조건을 입력하여 주면, 소프트웨어 내부에서 격자생성, 3차원 점성, 유동해석 및 후처리과정을 일괄적으로 처리해 준다. 터보기계 내부유동해석을 위해 사용자가 제시해야 하는 조건은 계산영역의 입구에서 전압력과 총 질량유량이고, 출구에서는 질량유량이 된다.

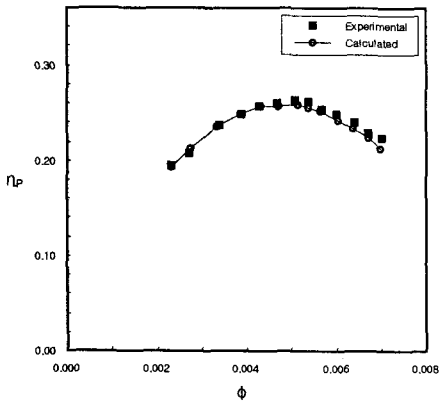
원판 마찰손실과 썰에서의 마찰손실, 누설손실은 일반적인 문헌(예를 들면 Stepanoff의 문헌<sup>(4)</sup>)과 윤의수 등<sup>(5)</sup>의 논문에서 설명하는 방법으로 계산할 수 있다. 이 방법을 이용하여 계산한 손실에 적절한 계수를 도입하고, 이를 수치해석에 의한 결과와 병합한 것을 실험과 비교하기로 한다. 여기서 손실계산에서 임의의 계수를 도입하였으므로, 현재로서는 수치해석에 의한 성능계산 결과는 절대값보다는 경향의 분석에 의미를 갖는



(a) Head



(b) Power



(c) Efficiency

Fig. 9 Comparison of experimental and calculated data at design speed

다고 볼 수 있다.

Fig. 9(a)~(c)는 설계회전수에서의 유량계수, 수두계수, 동력계수, 효율에 대해서 해석결과와 실험데이터를 각각 비교한 것이다. 이들 그림에서 보여지는 것과 같이 실험결과와 계산결과의 경향은 매우 잘 일치하고 특히, 최대 효율점 유량을 정확히 예측함을 확인할 수 있었다.

실험과 수치해석의 비교를 통하여, 외부손실을 적절히 도입하면 여기서 사용한 수치해석방법은 소형 펌프의 설계에 매우 유용하게 활용되리라 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 원심식 소형 터보펌프에 대하여 기계적 손실, 원판 마찰 손실, 내부 쉘 마찰 손실, 벨런싱 리브 손실 등 외부 손실 등을 측정하여 여러 가지 데이터를 확보하였다. 설계점 회전수에 대해서 80%, 90%, 100%, 105%로 나누어 실험을 수행함으로써 회전수에 의한 마찰손실이 수두, 동력, 효율에 미치는 영향을 분석하였다. 그리고 설계점 유량에 대하여 수치적으로 펌프의 성능을 해석하고 이를 실험과 비교·검토함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 베어링 및 lip 쉘의 손실을 포함하는 기계적 손실은 회전수의  $n^{1.1}$ 에 비례하는 것으로 나타났다.
- (2) 원판 마찰 손실, 임펠러 입구측 내부 쉘의 마찰 손실 및 벨런싱 리브 손실의 합은 회전수의  $n^{1.8}$ 에 비례하고, 이 손실 중에 벨런싱 리브 손실은 약 10%로서 비교적 작다.
- (3) 시험한 소형 터보펌프는 최대효율이 약 27%로서 아주 낮은 것으로 나타났다. 이처럼 효율이 낮은 이유는 작동유체의 높은 점도, 낮은 비속도, 마찰 손실이 큰 펌프 구조, 베인 없는 디퓨저의 부조화 등의 요인 때문이라고 판단된다.
- (4) 회전수를 변경하며 측정한 수두, 동력, 효율에 대하여 상사성을 적용시킨 성능 데이터는 상호 일관된 경향을 보이고 있으므로, 모델시험의 타당성이 입증되었다.

(5) 수치적으로 예측한 성능 데이터는 실험치와 정성적으로 동일한 경향을 보이고 있으므로, 적절한 외부손실 상관식을 도입하면 수치해석은 펌프의 설계 및 성능예측에 유용할 것으로 판단된다.

본 연구가 소형 터보펌프의 설계 및 성능예측에 실용적으로 활용되기 위해서는 외부손실 상관식을 도입하여 수치해석 결과와 병합함으로써 성능 예측을 정량적으로 실험치와 일치시키는 것이 추가적으로 연구되어야 한다. 그리고 디퓨저의 성능을 개선함으로써 소형 터보펌프의 총 효율을 증가시킬 필요가 있다.

### 후 기

본 논문은 과학기술부 민간겸용사업으로 수행한 연구과제 내용의 일부입니다.

### 참 고 문 헌

- (1) Douglas, H. W., et al., 1973, Liquid Rocket Engine Centrifugal Turbopumps, NASA SP-8109.
- (2) Huzel, K. and Huang, D. H., 1971, Design of Liquid Propellant Rocket Engines, 2nd Ed., NASA SP-125.
- (3) Kalmykov, G. P., et al., 2001, Calculation of Hydraulic and Geometric Parameters of Pumps, KeRC Report, Contract No. HYSA-99-S001.
- (4) Stepanoff, A. J., 1993, Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd Ed., Krieger Pub. Co., Florida, 1993.
- (5) 윤의수, 최범석, 박무룡, 이석호, 2002, “터보펌프용 연료펌프의 평균유선 성능해석”, 유체기계저널, 제5권, 제1호, pp.33~41.