

4-로브 헬리컬형 로터를 가진 용적형수차의 성능예측법

최 영 도†

(원고접수일 : 2007년 4월 17일, 심사완료일 : 2007년 7월 11일)

Performance Prediction Method of a Positive Displacement Turbine with 4-Lobe Helical Type Rotor

Young-Do Choi†

Abstract : In order to extract small hydropower in the very low specific speed range of $n_s < 10$, a Positive Displacement Turbine (PDT) has been proposed and steady performances have been determined experimentally. However, the suppression of large pressure fluctuation is inevitable for practical application of PDT. Therefore, present study adopted 4-lobe helical type robe to reduce the pressure fluctuation. The results show that 4-lobe helical type robe can be adopted to suppress the pressure fluctuation drastically. Moreover, efficiency and unit power of the turbine with newly proposed 4-lobe helical type lobe are higher than those of the turbine with 3-lobe straight type robe.

Key words : Helical type rotor(헬리컬형 로터), Positive displacement turbine(용적형수차), Performance prediction method(성능예측법), Small hydropower(소수력발전)

기호설명

A : 틈새 총단면적, m^2	N_u : 단위회전속도, min^{-1}
A_S : 측면틈새의 단면적, m^2	n : 회전속도, min^{-1}
A_T : 외주틈새의 단면적, m^2	n_s : 비속도, $\text{m}, \text{kW}, \text{min}^{-1}$
B : 로터의 높이, m	P_0 : 출력, W
C_r : 회전속도에 의한 토크손실계수	P_u : 단위출력, W
C_{dp} : 차압에 의한 토크손실계수	p : 압력, Pa
c_s : 측면 틈새, μm	Δp : 수차 입출구 압력차, Pa
c_T : 외주 틈새, μm	Q : 유량, m^3/s
D : 로터의 직경, m	Q_l : 누설유량, m^3/s
g : 중력가속도, m/s^2	Q_{th} : 이론유량(= $V_d\omega$), m^3/s
H : 유효낙차, m	T : 토크, Nm
	T_l : 총토크손실, Nm
	T_n : 회전속도에 의한 토크손실, Nm

† 교신저자(한국해양대학교 산학협력단), E-mail: ydchoi@pivlab.net, Tel: 051-410-4940

- T_{dp} : 차압에 의한 토크손실, Nm
 V_d : 로터에 의한 체적변위, m^3/rad
 α, β : 누설계수
 η : 수차의 전체효율
 η_T : 토크효율
 η_V : 체적효율
 ρ : 밀도, kg/m^3
 ω : 각속도, rad/s

(Q, Q_l, Q_{th} 의 단위는 본문 및 그림 중에서 실제 수차에 적용하는 것을 고려하여 l/min 로 표기한다.)

1. 서 론

최근 신·재생에너지의 개발 및 보급과 관련하여 종래에는 폐기되었던 자연에너지에 대한 이용에 관심이 매우 높아지고 있다. 특히, 소수력자원은 청정하고 재생가능한 순환형에너지로서 각광을 받고 있다. 이러한 소수력자원을 효율적으로 이용하기 위해서는 고성능의 수차를 개발할 필요가 있지만, 소수력자원의 특성상 종래의 대수력용 수차에 적용되던 설계기술을 그대로 소수력분야의 수차설계에 적용하기는 어려운 것이 현재의 상황이며, 소수력 발전에 적합한 다양한 종류의 수차에 대한 연구가 진행되어오고 있다^{[1],[2]}. 최 등^{[3]-[6]}은 기존의 상수도관로에서 압력밸브 등에 의해서 폐기되었던 압력에너지를 이용하여 발전하는 방식에 대한 연구를 활발하게 수행하고 있으며, 횡류수차를 이용하여 상수도 관로시스템에 대한 적용 가능성을 확인하였다. 또한, 비속도 $n_s(m.kW.min^{-1})$ 가 상당히 낮은 영역에서 적용 가능한 용적형수차도 개발하여 상수도 관로시스템에 성공적으로 적용하였다.

본 연구에서는 최 등^{[5],[6]}이 개발한 3-로브 직선형 로터를 가진 용적형수차(이하 3-로브 직선형 로터 수차)에서 발생하는 압력맥동에 대하여 댐퍼와 같은 추가적인 장치를 사용하지 않고 효과적으로 압력맥동을 감소시킬 수 있는 새로운 형식의 4-로브 헬리컬형 로터를 가진 용적형수차(이하 4-로브 헬리컬형 로터 수차)를 개발하였으며, 수차의 성능에 대한 예측법에 대해서 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 채용한 소수력용 용적형 수차의 개략도를 보이고 있으며, 입수 가능한 시판의 헬리컬 로브형 유량계를 개조한 것으로서 한 벌의 로터, 축, 베어링, 케이싱 및 커버로 구성된다. 수차의 성능시험은 최 등^[5]이 관련연구에서 개발한 성능계측시스템을 사용하여 수행하였으며, 적용된 최고낙차와 최대유량은 32m와 90 l/min 이고, 최고회전속도는 1,700 min^{-1} 이다. 또한, 유효낙차의 계측에 대해서는 수차 입구 및 출구의 압력이 맥동하기 때문에, 입구와 출구의 차압 시간평균치를 이용하여 유효낙차를 구하였다.

용적형수차에서 압력맥동의 주요한 원인인 유동에 의한 진동을 감소시키기 위해서 새로운 로터를 적용하였다. 로터의 형상은 Fig. 2에 보이는 바와 같이 축방향에 대해서 헬리컬 형상을 지닌 4개의 로브를 적용하였으며, 재질은 플라스틱을 사용하여 제작되었다. Table 1은 최 등^[5]의 연구에서 적용된 축방향으로 평행한 3개의 로브를 가진 직선형 로터와 본 연구에서 새롭게 적용한 4개의 로브를 가진 헬리컬형 로터의 형상을 비교하고 있다. 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 전체 체적 및 로터에 의한 체적변위(V_d)는 3-로브 직선형 로터 수차보다 10배 정도 크다. Table 1에 보이고 있는 2가지 형상의 로터를 가지는 각 용적형수차의 크기가 서로 다르기 때문에 수차의 출력과 성능에 대한 직접적인 비교는 할 수 없지만, 로브의 형상에 따른 용적형수차의 성능특성을 검토하는데 그 목적을 두었다.

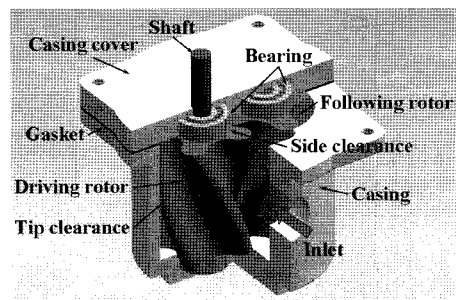


Fig. 1 Schematic view of positive displacement turbine with 4-lobe helical type rotor

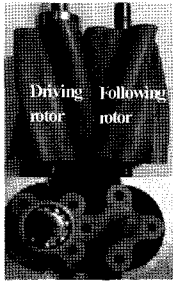


Fig. 2 Profile of test rotor

Table 1 Comparison of the dimensions of the three-lobe and four-lobe turbines

Description	Unit	3-lobe turbine		4-lobe turbine
Diameter of Rotor (D)	mm	21.2		38.8
Height of rotor (B)	mm	16.4		54
Side-clearance (c_s)	μm	60	10	100
Tip-clearance (c_T)	μm	60	10	120
Twisted angle	deg.	0	0	11

2.2 실험방법

본 연구에서 채용한 용적형수차를 상수도관로에 적용할 경우 넓은 범위의 유효낙차에 대해서 유량은 거의 일정하게 운전되기 때문에, 유량을 일정하게 유지시키고 수차의 유효낙차 H 를 변화시켰을 때의 성능을 명확히 할 필요가 있다. 따라서, 실험에서는 수차의 입출구 차압 Δp 를 0으로부터 서서히 증대시키면서 유량 Q 가 일정하게 유지되도록 조정하고, 회전속도 n 및 출력토크 T 를 측정하였다. 입력은 $P = \rho g Q H$, 출력은 $P_o = T \omega$ 에 의해 계산하고, 효율 $\eta = P_o / P$ 를 구하였다. 수차의 기본 성능에 대해서는 회전속도를 횡축에 두고, 효율, 출력, 유량을 종축으로 하여 표시하였다. 본 연구에 적용된 2종류의 용적형수차의 성능을 비교하기 위하여 상사법칙으로부터 도출되는 단위회전속도와 단위출력을 각각 $N_u (= nD/H^{1/2})$ 와 $P_u = P_o / ((DB)H^{3/2})$ 로 정의하여 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 헬리컬형 로터의 적용에 의한 수차의 압력맥동 감소

Fig. 3은 3-로브 직선형 로터 수차와 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 압력맥동 비교를 나타내고 있으며, 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 경우 3-로브 직선형 로터 수차에 비해서 입구측 압력맥동을 약 80% 감소시킬 수 있음을 알 수 있다. 최 등⁽⁵⁾의 연구에 의하면, 3-로브 직선형로터 수차의 경우 입구측 압력은 무부하측 로터의 로브간 챔버내부 유체가 출구로 방출되는 순간에 압력이 급격하게 감소되는데, 이러한 현상은 출구측에서 챔버가 급격하게 개방됨에 따라 발생하게 된다. 이와는 반대로, 헬리컬형 로브가 장착된 수차에서는 챔버의 개폐가 상대적으로 완만하게 이루어지기 때문에 압력맥동이 작다. 그럼에도 불구하고 헬리컬형 로터를 가진 수차의 맥동특성은 직선형 로터와 다소 유사성을 가진다.

Fig. 4와 Fig. 5는 4-로브 헬리컬형 로터 수차에 대한 다양한 운전조건에서의 압력맥동에 대해서 비교를 나타내고 있다. Fig. 4에서 수차가 상대적으로 높은 낙차에서 운전할 경우 수차의 입구와 출구에서 압력맥동의 크기도 증가하며, 수차의 회전수가 높을수록 압력맥동의 크기도 함께 증가함을 Fig. 5에서 알 수 있다.

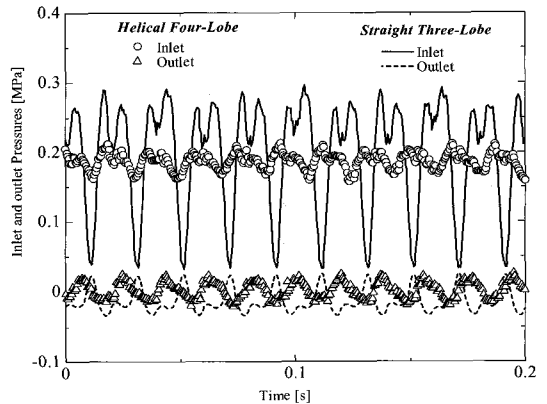


Fig. 3 Pulsation reduction by helical lobes

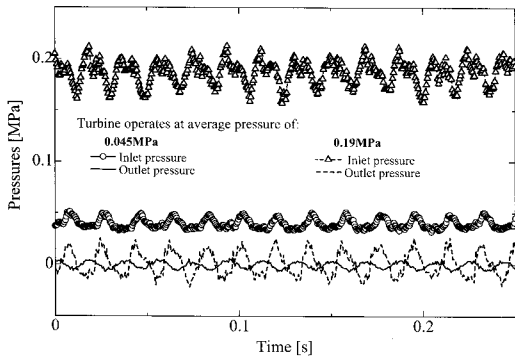


Fig. 4 Pressure pulsation at constant pressure

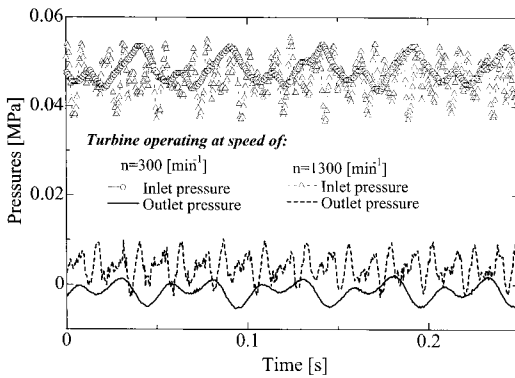


Fig. 5 Pressure pulsation at constant rotational speed

3.2 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 성능특성

Fig. 6은 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 성능특성 곡선을 보이고 있다. 최고효율은 유량이 90l/min, 낙차가 11~14m 그리고 회전속도가 1,350~1,400min⁻¹의 범위에서 62%이고, 유량이 증가하면 효율도 함께 증가한다. 그러나, 고효율 운전범위는 좁고, 낙차(차압)가 증가하면 효율이 급격하게 저하하게 되는데 급격한 효율저하는 틈새를 통한 누설유량이 그 원인이다^[6]. 또한, Fig. 6에서 알 수 있는 바와 같이 용적형수차의 토크는 압력(유효낙차)에 직접적으로 비례하고, 유량에는 의존하지 않는다.

한편, Fig. 7에서 9는 4-로브 헬리컬형 로터 수차와 3-로브 직선형 로터 수차의 성능특성을 비교하고 있다. Fig. 7에서 최고효율의 경우 4-로브 헬리컬형 로터 수차가 3-로브 직선형 로터 수차보다 약간 높게 나타나고 있으며, 4-로브 헬리컬형

로터 수차의 단위출력 P_u 는 Fig. 8에서 보이는 바와 같이 상당히 높다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 두 종류의 수차에서 체적효율 η_v 는 낮은 압력범위 (0-0.1MPa)에서는 비슷하지만, 높은 압력범위에서는 4-로브 헬리컬형 로터 수차에서 약간 높게 나타나고 있다. 기계효율 η_T 는 4-로브 헬리컬형 로터 수차가 3-로브 직선형 로터 수차보다도 상당히 높게 나타난다.

Fig. 10은 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 토크맥동을 보이고 있으며, 토크는 차압에 비례해서 동시에 변동하는 것을 알 수 있다. 토크는 차압과 체적변위의 함수($T=\Delta p V_d$)이기 때문에 이러한 두 파라미터 중의 한 가지가 변동하면 토크도 변동하게 된다.

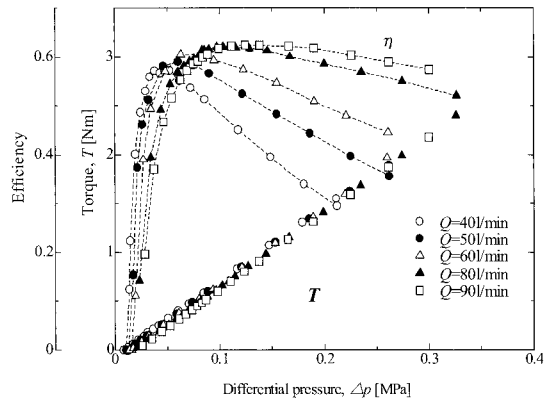


Fig. 6 Overall efficiency and torque variation with differential pressure

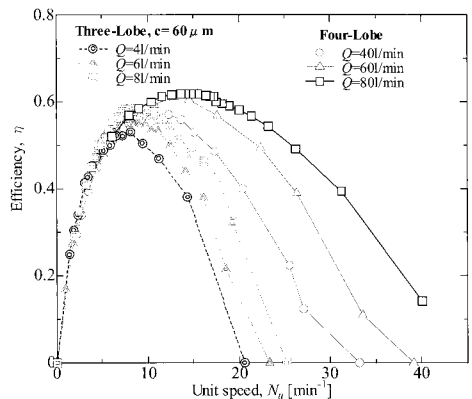


Fig. 7 Variation in efficiency with unit speed

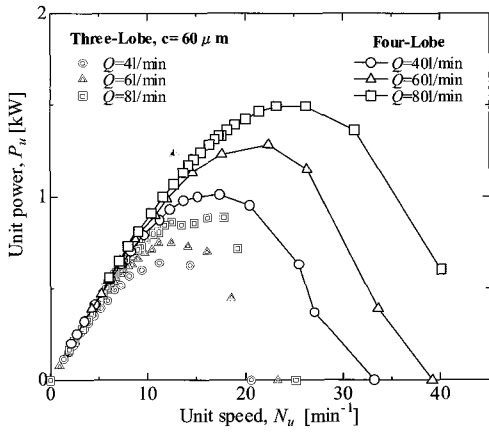


Fig. 8 Unit power vs. unit speed curves

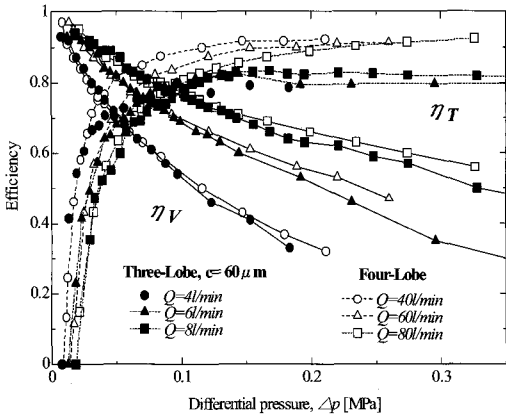


Fig. 9 Variation in torque efficiency and volumetric efficiency with differential pressure

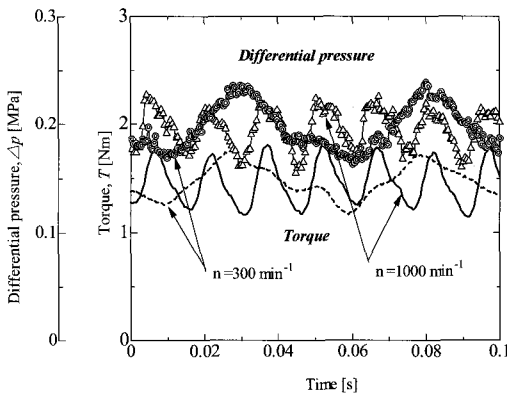


Fig. 10 Torque fluctuation

3.3 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 성능예측

3.3.1 누설과 체적효율의 예측

4-로브 헬리컬형 로터 수차의 누설은 3-로브 직선형 로터 수차에서와 유사하다. 물이 누설되는 곳은 외주틈새, 측면틈새 그리고 로브간 틈새로 크게 3곳으로 구분할 수 있다. 3-로브 직선형 로터 수차에서 로브간 틈새의 누설은 틈새가 매우 작기 때문에 무시할 수 있다. 그러나, 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 경우 두 로터가 접촉하는 선은 축방향으로 완전히 동일하게 위치하지 않기 때문에 누설이 발생할 수 있으므로 로브간 누설이 고려되어야 한다. 이러한 누설은 일반적으로 외주틈새의 추가적인 누설로 고려되어지고, 그 누설량은 단일외주틈새를 통한 누설량의 약 50%에 달하는 것으로 간주된다. 4-로브 헬리컬형 로터 수차의 로브 외주에는 3-로브 직선형 로터 수차에서와 같은 톱니형상의 구조가 없기 때문에 외주 틈새에서 단지 한번의 급축소 및 급확대가 존재한다. 예측식을 구하기 위한 방법과 순서에 대해서는 최 등⁽⁷⁾의 관련연구에서와 동일하다.

낙차손실이론에 근거하여 측면틈새와 외주틈새를 통한 누설량의 예측식은 다음의 식(1) 및 (2)와 같다.

$$Q_{ls} = 1/\sqrt{3} A_s \sqrt{2\Delta p / \rho} \tag{1}$$

$$Q_{lr} = 1/\sqrt{3} A_r \sqrt{2\Delta p / \rho} \tag{2}$$

총누설량은 외주틈새 누설량 Q_{ls} 와 측면틈새 누설량 Q_{lr} 의 합으로 이루어진다. 따라서, 총누설량은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_l &= Q_{ls} + Q_{lr} = \left(\frac{A_s}{\sqrt{3}} + \frac{A_r}{\sqrt{3}} \right) \sqrt{2\Delta p / \rho} \\ &= \frac{1}{\sqrt{3}} (A_r + A_s) \sqrt{2\Delta p / \rho} \end{aligned}$$

이것을 다시 간략화시키면, 누설량은 식(3)으로

나타내진다.

$$Q_i = \alpha A \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (3)$$

여기서, α 는 누설계수($\alpha = 1/\sqrt{3}$)이고, A 는 누설흐름이 통과하는 외주틈새의 단면(A_T)과 측면틈새의 단면(A_S)을 합한 총단면적이다.

Fig. 11은 유량과 회전속도의 상관관계를 보이고 있다. 유량은 수차의 입출구사이의 차압을 일정하게 유지하면서 다양한 회전속도에서 측정되었다. 이론적인 유량은 원점을 지나고 체적변위 V_d 의 기울기를 가지는 직선으로 나타낼 수 있다. 실험의 결과값을 나타내는 모든 점들은 이론적인 유량선보다도 위에 위치하고 있지만, 각 차압에서의 결과를 연결한 직선들은 이론적인 유량선과 거의 동일한 기울기를 나타내고 있음을 알 수 있다. 여기서, 누설량은 이론적인 유량선과 실험에 의한 각 차압에서의 유량선사이의 수직방향 거리로 나타내어진다. 따라서, 누설량은 차압에 의존하지만, 회전속도에는 독립인 관계임을 알 수 있다.

한편, 누설량과 차압의 상관관계를 Fig. 12에 보이고 있으며, 실험에 의한 계측값을 이용하여 식(4)와 같이 간단한 형태의 적합식을 구할 수 있다.

$$Q_i = \beta A (2\Delta p / \rho)^{0.58} \quad (4)$$

상식으로부터 누설량은 차압의 0.58승에 비례하고, 누설계수는 $\beta = 0.38$ 이며, 총단면적은 $A = A_T + A_S$ 이다. 용적형수차의 체적효율은 이론유량과 실제유량의 비로 정의되며, $\eta_V = Q_{th} / Q$ 로 계산된다. 여기서, 이론유량은 $Q_{th} = V_d \omega$, 실제유량은 $Q = Q_{th} + Q_i$ 이고, 누설유량은 $Q_i = 0.38A (2\Delta p / \rho)^{0.58}$ 의 적합식으로 나타낼 수 있으므로, 체적효율은 다음의 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_V = 1 / (1 + 0.0103 \frac{A \Delta p^{0.58}}{V_d \omega}) \quad (5)$$

3.3.2 토크손실과 토크효율의 예측

4-로브 헬리컬형 로터 수차의 토크손실은 3-로

브 직선형 로터 수차^[7]와 유사하며, 크게 3종류로 분류할 수 있다. 첫째, 수차의 회전속도에 비례하는 토크가 존재하며, 이것은 점성저항으로 인하여 상대운동시 기계요소들 사이의 작은 틈새에서 발생한다. 둘째, 상대운동에 저항하는 토크가 존재하며, 이것은 차압에 비례한다. 셋째, 썰마찰과 기계마찰을 극복하기 위해서 필요한 토크가 존재하며, 이 마찰토크는 아주 작으며 무시할 수 있다. 따라서, 토크손실은 회전속도와 차압에 의존하며, 각각 $T_n = C_f V_d \mu \omega$ 와 $T_{\Delta p} = C_{\Delta p} V_d \Delta p$ 로 계산될 수 있다. 여기서 C_f 와 $C_{\Delta p}$ 는 각각 회전속도와 차압에 의존하는 토크손실계수이다. 총 토크손실은 식(6)과 같이 계산된다.

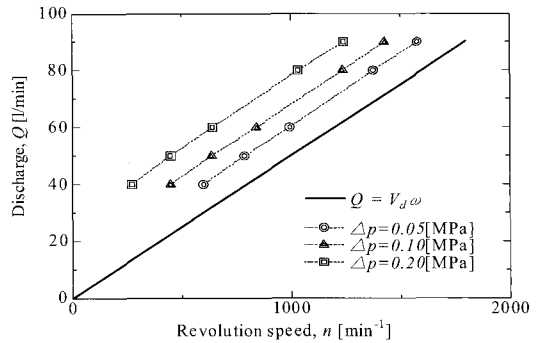


Fig. 11 Relationship between discharge and speed of revolution (at constant pressure)

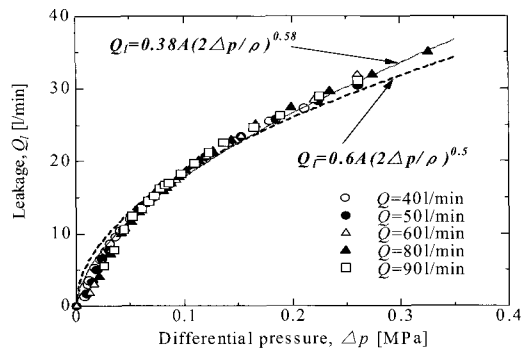


Fig. 12 Relationship between leakage and differential pressure

$$T_l = T_n + T_{\Delta p} = C_f V_d \mu \omega + C_{\Delta p} V_d \Delta p \quad (6)$$

이론토크로부터 총토크손실을 뺀 값이 수차의

출력토크이며, 식(7)로 계산될 수 있다.

$$T = \Delta p V_d - C_f V_d \mu \omega - C_{\Delta p} V_d \Delta p$$

$$= (1 - C_{\Delta p} - C_f \frac{\mu \omega}{\Delta p}) V_d \Delta p \quad (7)$$

Fig. 13은 파라미터 $\mu n / \Delta p$ 에 대한 다양한 토크효율 η_T 를 보이고 있다. $C_{\Delta p}$ 값은 Fig. 13에서 $\mu \omega / \Delta p = 0$ 일 때 얻어지고, 회전속도에 의존하는 토크손실계수 C_f 는 곡선의 기울기로부터 구할 수 있다. 따라서, 구해진 값은 각각 $C_{\Delta p}$ 가 0.083이고, C_f 는 9.37×10^4 이다. 20°C의 물에 대해서 식(7)에 입력값으로 C_f , $C_{\Delta p}$ 그리고 $\mu = 1 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$ 을 대입하면 다음의 식(8)이 구해진다

$$T = (0.917 - 93.7 \frac{\omega}{\Delta p}) V_d \Delta p \quad (8)$$

토크효율은 이론토크에 대한 출력토크의 비율에 비례한다. 따라서, 다음의 식(9)를 구할 수 있다

$$\eta_T = T/T_{th} = 0.917 - 93.7 \frac{\omega}{\Delta p} \quad (9)$$

3.3.3 전체효율

수차의 전체효율은 체적효율 η_V 와 토크효율 η_T 의 적 ($\eta = \eta_V \times \eta_T$)으로 구해지기 때문에 식(5)와 (9)를 대입하면 다음의 식(10)으로 된다.

$$\eta = (0.917 - 93.7 \frac{\omega}{\Delta p}) / (1 + 0.0103 \frac{A \Delta p^{0.58}}{V_d \omega}) \quad (10)$$

식(5), (9) 그리고 (10)을 이용한 수차성능에 대한 예측값을 Fig. 14와 15에서 실험에 의한 계측값과 함께 비교하였다. 본 연구에서 제안된 예측법에 의한 결과는 체적효율에서 계측값과 매우 잘 일치하고, 토크효율에 대해서는 고유량역에서 약간의 차이를 보이지만, 저유량역에서는 양호하게 일치하고 있다.

3.3.4 성능개선 예측

용적형수차에서는 수차의 효율을 저하시키는 2가지 손실이 있으며, 누설손실과 토크손실로 구분할 수 있다. 따라서, 용적형수차의 효율은 누설량을 줄이든지토크손실을 줄임에 의해 체적효율을 증가시켜서 개선할 수 있다. 토크손실을 줄이기 위해서는 구조가 매우 복잡해지고 비용도 많이 들게 되지만, 실용적인 측면에서는 누설량을 감소시킴에 의해 효율을 개선하는 것이 토크손실을 줄이는 것 에 비해서 기술적으로 가능하고 간단한 방법이다. 최 등⁽⁶⁾의 연구에서도 직선형 3로브 수차에서 측면 틈새를 60 μm 에서 10 μm 로 줄임에 따라서 효율이 상당히 개선됨을 확인하였다.

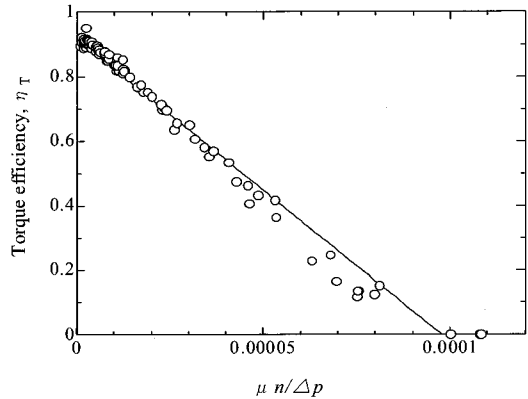


Fig. 13 Variation in torque efficiency with $\mu n / \Delta p$ parameter

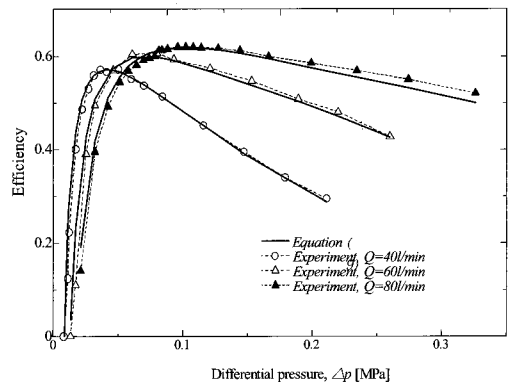


Fig. 14 Overall efficiency vs. differential pressure curve

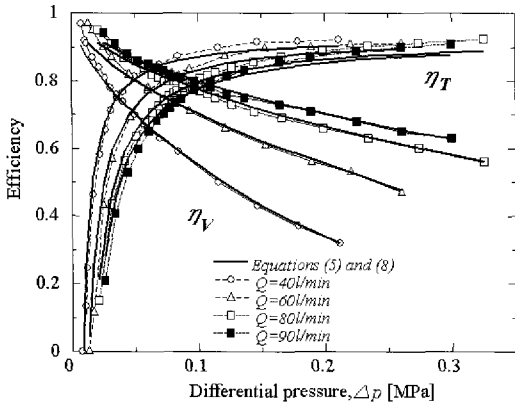


Fig. 15 Variation in volumetric efficiency and torque efficiency with differential pressure

이러한 틈새에 의한 성능의 변화를 확인하기 위하여 본 연구에서는 식(4)에서 (10)까지의 성능예측식을 이용하여 틈새가 줄어들었을 때의 성능개선을 예측하였다. Fig. 16은 4-로브 헬리컬형 로터 수차에 대하여 측면과 외주 틈새가 동일하게 $120\mu\text{m}$ 일 때의 실험결과로부터 수차의 각 틈새를 동일하게 $50\mu\text{m}$ 와 $20\mu\text{m}$ 의 2종류로 함께 축소시켰을 때의 성능개선을 예측한 결과를 보이고 있다. 수차의 최고효율은 틈새가 $50\mu\text{m}$ 로 줄어들 경우 운전조건에 따라서 13%~15% 상승하고, $20\mu\text{m}$ 로 줄어들 경우 20%~22% 상승함에 따라 상당히 개선됨을 알 수 있다.

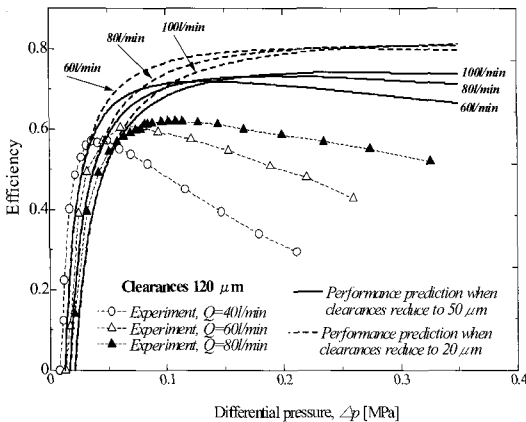


Fig. 16 Prediction of performance improvement

4. 결 론

용적형수차의 압력맥동을 감소시키기 위하여 4-로브 헬리컬형 로터를 채용한 용적형수차를 개발하였으며, 그 성능을 실험에 의하여 검토한 결과 용적형수차의 로터 형상을 직선형으로부터 헬리컬형으로 변형시킴에 의해 총압력맥동의 약 4/5를 저하시킬 수 있음을 확인하였다. 그리고, 헬리컬형 로터를 적용한 용적형수차에 대하여 성능예측법을 제안하였으며, 실험에 의한 계측값과 성능예측에 의한 결과가 양호하게 일치함을 확인하였다. 또한, 용적형수차의 성능에는 틈새의 크기가 매우 큰 영향을 미치며, 토크맥동과 압력맥동은 동시에 변동하고 비례적인 관계임을 확인하였다.

참고문헌

- [1] D. Scott, Microhydro : Clean Power from Water, New Society Publishers, Canada, pp. 57-66, 2003.
- [2] J. Thake, The Micro-Pelton Turbine Manual, ITDG Publishing, London, 2000.
- [3] 최영도, Linhu Zhao, Junichi Kurokawa, "마이크로 관류수차의 최적형상 및 성능향상에 관한 연구," 한국마린엔지니어링학회지, 제 30권, 제 2호, pp. 296-303, 2006.
- [4] 최영도, Junichi Kurokawa, "마이크로 관류수차의 상수도 관로시스템 적용에 관한 연구," 유체기계저널, 제9권, 제3호, pp. 36-43, 2006.
- [5] 최영도, 이영호, "마이크로 용적형수차의 개발에 관한 연구," 한국마린엔지니어링학회지, 제 30권, 제 2호, pp. 284-290, 2006.
- [6] 최영도, "마이크로 용적형 수차의 측면누설손실이 성능에 미치는 영향," 한국마린엔지니어링학회지, 제 30권, 제 2호, pp. 291-295, 2006.
- [7] 최영도, "소수력발전용 용적형수차의 성능해석과 최적설계법에 관한 연구," 한국마린엔지니어링학회지, 제31권, 제5호, pp.514-521. 2007.

저 자 소 개



최영도(崔永都)

1970년 6월생, 1996년 한국해양대학교 기계공학과 졸업, 2003년 요코하마국립대학 대학원 박사과정수료(공학박사), 1996년~1998년 대우중공업(주) 항공사업본부 사원, 2003년~2006년 요코하마국립대학 공학연구원 조수, 2006년~현재 한국해양대학교 산학협력단 연구원
 연구분야 : 유체기계, 신·재생에너지, PIV, CFD, 유동가시화