

소수력발전용 용적형수차의 성능해석과 최적설계법에 관한 연구

최 영 도*

(원고접수일 : 2007년 3월 19일, 심사완료일 : 2007년 7월 11일)

Performance Analysis and Optimum Design Method of Positive Displacement Turbine for Small Hydropower

Young-Do Choi*

Abstract : There has been considerable interest recently in the topic of renewable energy. This is primarily due to concerns about environmental impacts. Moreover, fluctuating and rising oil prices, increases in demand, supply uncertainties and other factors have led to increased calls for alternative energy sources. Small hydropower, especially using water supply system, attracts high attentions because of relatively lower cost and smaller space requirements to construct the plant. Moreover, newly developed positive displacement turbine has high acceptability for the system. Therefore, the purpose of this study is focused on the examination of the performance characteristics and proposition of a optimum design method of the turbine for the improvement of the performance. The results show that newly proposed optimum design method for the turbine has high accuracy of performance prediction and good applicability for the performance improvement of the turbine.

Key words : Small hydraulic power(소수력발전), Positive displacement turbine(용적형수차), Water supply system(상수도관로), Performance analysis(성능해석), Optimum design method(최적설계법)

기호설명

A : 틸새 총단면적, m^2
 B : 로터의 높이, m
 D : 로터의 직경, m
 f : 치수감소 인수
 H : 유효낙차, m
 LON : 로브의 개수

n : 회전속도, min^{-1}
 n_0 : 무구속회전속도, min^{-1}
 n_{opt} : 최적회전속도, min^{-1}
 n_s : 비속도, m, kW, min^{-1}
 N_u : 단위회전속도, min^{-1}
 Δp : 수차 입출구 압력차, Pa
 P_0 : 출력, W
 P_u : 단위출력, W

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

- Q : 유량, m^3/s
 - Q_l : 누설유량, m^3/s
 - Q_{th} : 이론유량(= $V_d n/60$), m^3/s
 - T : 토크, Nm
 - V_d : 로터에 의한 체적변위, m^3/rad
 - V_{dm} : 모델수차의 체적변위, m^3/rad
 - ε : 총체적감소 인수
 - η : 효율
 - λ : 체적변위 인수
 - 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/min로 표기한다.)

1. 서 론

우리들의 생활환경 주위에는 하천이나 계곡, 상수도, 가정·빌딩·공장으로부터의 배수, 관개용수 등 규모는 작지만 순환형 사회의 구축에 이바지하는 미개발의 소수력자원이 풍부하게 존재한다. 최근에는 이미 설치된 상수도 관로시스템을 그대로 이용하여 토목공사 비용을 크게 낮출 수 있는 소수력발전시스템^{[1]~[4]}이 개발되고 있는 것도 소수력발전의 보급을 앞당기고 있다.

소수력에 이용되는 수차로서는 종래 형식의 수차를 현저하게 간소화시킨 것이 개발되고 있지만, 상수도의 말단 배관이나 공장·빌딩의 배관 등에서는 유량에 대해서 낙차가 현저하게 높은 것이 많기 때문에 종래 형식의 수차로서는 대응할 수 없는 경우가 많다. 이러한 경우 수차의 비속도는 현저하게 낮아지게 되며, 비속도가 가장 낮은 영역에서 사용되어 온 펠톤수차^[5]의 하한치보다 한층 더 낮아지게 된다. 또한, 펠톤수차를 배관의 도중에 설치할 경우 공기중에서 재트를 분출할 수 없게 되어 수차의 효율이 크게 저하된다. 따라서, 관련연구^{[6],[7]}를 통하여 이러한 영역에 적절한 새로운 수차 형식으로서 용적형 수차가 그 대안이 될 수 있음을 확인하였다.

본 연구에서는 소수력용 용적형수차의 성능특성을 명확히 하는 것과 동시에 수차의 성능을 개선하

기 위해서는 필수적으로 요구되는 성능해석 및 최적설계법에 대하여 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 채용한 소수력용 용적형수차의 개략도를 보이고 있으며, 입수 가능한 시판의 로브형 유량계(15l/min 정도까지 계측 가능)를 개조한 것으로서 한 벌의 로터, 축, 베어링, 케이싱 및 커버로 구성된다. 수차의 성능시험은 최 등^[6]이 관련연구에서 개발한 성능계측시스템을 사용하여 수행하였다. 수차의 성능시험은 유량 $Q=0\sim 14$ l/min, 낙차 $H=0\sim 70$ m, 회전속도 $n=0\sim 2800$ min^{-1} 의 범위에서 실시하였다. 또한, 유효낙차의 계측에 대해서는 수차 입구 및 출구의 압력이 맥동하기 때문에, 입구와 출구의 차압 시간평균치를 이용하여 유효낙차를 구하였다.

Fig. 2에 보이고 있는 로터는 직경 $D=21.20$ mm, 높이 $B=16.40$ mm의 플라스틱 재질로 된 3개의 로브로 제작되었다. 로브 외주에는 맞물림을 확보하기 위하여 33개의 톱니를 가진 형상으로 되어 있다. 용적형 기계에서는 누설이 없으면 유량 Q 는 체적변위 V_d 와 회전속도의 적으로서 주어지므로 유량은 회전속도에 정비례할 것이다. 그러나, 실제로는 누설유량에 의해 큰 영향을 받으므로 누설이 효율에 미치는 영향을 신중하게 검토할 필요가 있다. 본 수차의 실측된 체적변위는 $V_d=4.72\times 10^{-6}$ m^3/rev 이다.

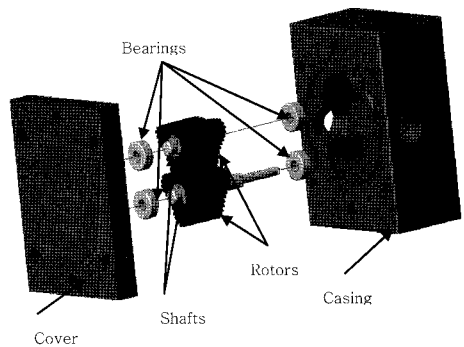


Fig. 1 Whole view of positive displacement turbine

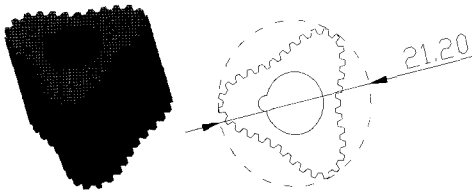


Fig. 2 Profile of test rotor

2.2 실험방법

일반적으로 발전용 수차는 유효낙차 및 유량의 변화가 적고, 일정 회전속도로 운전되지만^[8], 본 연구에서 채용한 용적형수차를 상수도관로에 적용할 경우 넓은 범위의 유효낙차에 대해서 유량은 거의 일정하게 운전되기 때문에, 유량을 일정하게 유지시키고 수차의 부하를 변화시켰을 때의 성능을 명확히 할 필요가 있다. 따라서, 실험에서는 부하(출력토크 T)를 0에서 서서히 증대시키면서 유량 Q 가 일정하게 유지되도록 조정하고, 회전속도 n 및 유효 낙차 H 를 측정하였다. 입력은 $P = \rho g Q H$, 출력은 $P_o = T \omega$ 에 의해 계산하고, 효율 $\eta = P_o / P$ 를 구하였다. 수차의 기본성능에 대해서는 회전속도를 횡축에 두고, 효율, 출력, 유량을 종축으로 하여 표시하였다. 터보형수차^{[8],[9]}에서는 상사법칙으로부터 도출되는 이하의 단위회전속도 $N_u (= nD / H^{3/2})$ 나 단위출력 $P_u (= P_o / (D^2 H^{3/2}))$ 가 사용된다. 본 용적형 수차에 대해서도 비교를 위하여 단위출력을 $P_u = P_o / ((DB) H^{3/2})$ 로 정의하여 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 수차의 성능특성

Fig. 3은 용적형수차의 효율과 누설유량을 출입구 압력차 Δp 에 대해서 나타내고 있다. 그림의 원점 부근은 무부하 상태 ($\eta = 0$)이고 유효낙차가 0에서 최고속도로 회전하고 있지만, 부하(=출력)를 증가시켜 나가면 회전속도가 저하하여 유량도 저하되므로 일정유량을 유지하기 위해서 유효낙차 H 를 증가시킨다. 이 때 부하의 증가에 비해서 입력 $P (= \rho g Q H)$ 의 증가가 매우 작기 때문에 효율 η 는 급격하게 상승하여 최고치에 도달한 후 유효낙차가

증가함에 따라서 서서히 저하하지만, 고효율 범위는 비교적 좁다. 최고효율은 유량이 많을수록, 따라서 회전속도가 높을수록 높아지는 것을 알 수 있다. 한편, 효율곡선이 원점을 통하지 않는 것은 씰과 베어링의 마찰에 의한 손실토크가 원인이다.

3.2 누설특성 및 측면틈새 조정에 의한 효율 개선

일반적으로 용적형 유체기계에서는 로터의 상하부 끝단 및 측면에서의 누설유량이 성능에 큰 영향을 미친다. 이론유량은 로터 체적변위 V_d 를 이용하여 $Q_{th} = V_d n / 60$ 으로 나타낼 수 있으므로 누설유량은 $Q_l = Q - Q_{th}$ 로 계산할 수 있고, Fig. 3에서는 이와 같은 식을 이용하여 실험에서 구한 누설유량도 병기하고 있다. 누설은 로브의 틈새 전후의 압력차 Δp_c 에 의해 발생하고, 실험에서 로터의 외주면 및 상하부 측면의 틈새 폭은 모두 $c = 60 \mu m$ 이다. 유량이 일정한 효율곡선에서는 누설유량의 증대분 만큼 이론유량 Q_{th} 가 저하하므로 체적효율이 저하하게 된다. 예를 들면 유량이 $Q = 6 \text{ l/min}$ 일 경우에 입구와 출구의 압력차가 $\Delta p = 0.40 \text{ MPa}$ 에서는 누설유량이 $Q_l = 4.5 \text{ l/min}$ 로 되어 유량의 3/4이 누설유량으로 되며, 체적효율은 $\eta_v = Q_{th} / Q = 0.25$ 이다. 이 때의 효율이 약 20%이기 때문에 효율 저하의 대부분은 누설에 기인하는 것이 명확하다. 따라서, 효율을 개선하기 위해서는 틈새를 작게 하는 것이 매우 중요하다.

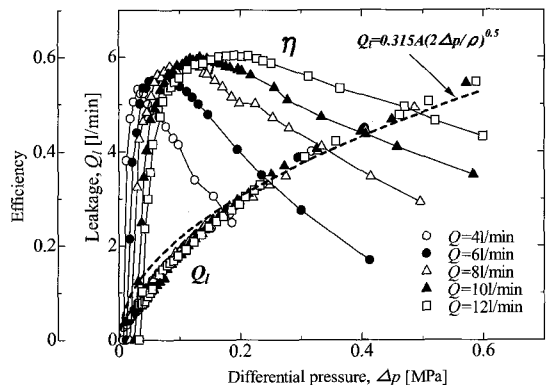


Fig. 3 Efficiency and leakage vs. differential pressure (effective head)

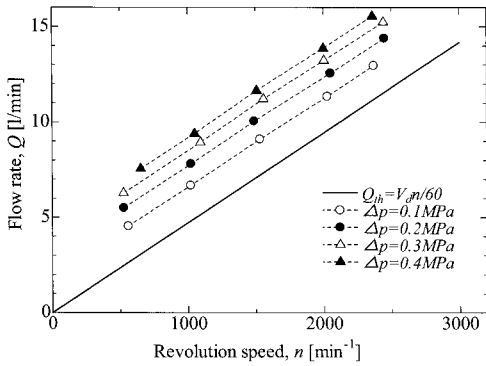


Fig. 4 Leakage as a function of rotational speed

Fig. 3에 의하면 누설유량은 $Q_l = \alpha A \sqrt{2\Delta p / \rho}$ 로 거의 근사할 수 있음을 알 수 있다. 유량계수 α 는 일반적으로 틈새 누설유량에 대한 레이놀즈수의 함수가 되기 때문에, 회전속도를 변화시켰을 때의 유량 Q 의 변화를 나타내면 Fig. 4와 같이 된다. 그림 중에는 이론유량 Q_{th} 도 병기 했지만, 유량곡선이 이론유량과 거의 평행하기 때문에 누설유량 Q_l 에 미치는 회전속도 (레이놀즈수)의 영향은 작고, 거의 압력차에만 의존한다는 것을 알 수 있다. 따라서, 틈새 흐름의 입구 및 출구 손실만을 고려하여 유량계수 α 를 이론적으로 구하면 $\alpha = 1/\sqrt{6} \approx 0.408$ 을 얻는다. 한편, Fig. 3에서 누설유량의 적합식(점선)으로부터 α 를 구하면, $\alpha = 0.315$ 가 되어 이론값과 거의 근사적으로 구해짐에 따라서 타당한 결과임을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 용적형 수차의 성능개선을 위해서는 누설유량이 감소되어야 한다고 판단된다.

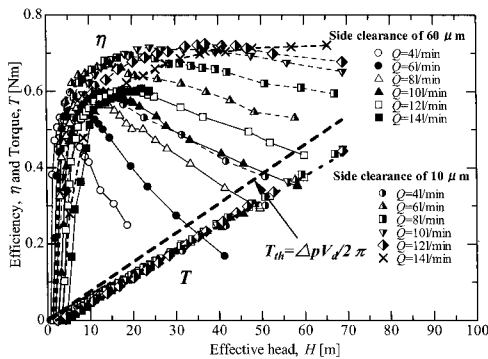


Fig. 5 Variation of efficiency and torque with effective head

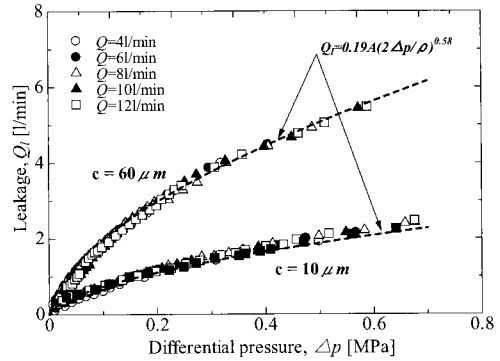


Fig. 6 Comparison of leakage characteristics for two gap cases

로터의 외주 틈새를 조정하는 것은 용이하지 않지만, 상하부 측면 틈새는 로터의 측면 끝단에 박막을 코팅처리함에 의해 비교적 용이하게 조정이 가능하다. 따라서, 측면 틈새를 60 μm에서 10 μm로 감소시켰을 때의 수차성능을 Fig. 5에서 나타낸다. Fig. 5는 유효낙차 H 에 대한 효율 η 를 나타낸 것이며, 측면 틈새를 좁힘에 따라서 고효율을 달성할 수 있는 유효낙차의 범위가 현저하게 확대되는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 5에서 측면 틈새가 10 μm의 경우에 달성할 수 있는 최고효율은 유량 12 l/min, 유효낙차 37 m, 회전속도 2240 min^{-1} 의 운전조건에서 $\eta = 72\%$ 이다.

틈새의 감소에 의한 효율의 향상은 누설유량의 현저한 감소에 의한 것이며 그 비교를 Fig. 6에 나타내고 있다. 측면 틈새가 60 μm와 10 μm의 경우에 틈새의 총면적비는 2.7:1이지만 누설유량비는 2.5:1로 되는데, 이 차이는 로브 끝단 틈새에서 평균적으로 2개의 틈니가 2개의 틈새를 형성하는 것이 원인이라고 생각할 수 있다. 용적형 수차의 성능을 높은 정확도로 예측하기 위해서는 누설유량을 정확하게 구하는 것이 중요하며, Fig. 6에서 넓은 범위의 Δp 에 대해서 누설유량의 실험값에 대하여 매우 근사적으로 표현할 수 있는 정확성이 높은 적합식(점선)을 구하면 식(1)과 같다.

$$Q_l = \beta A (2\Delta p / \rho)^{0.58} \text{ (m}^3/\text{s)}, \quad \beta = 0.190 \quad (1)$$

또한, 틈새의 총단면적 A 는 로터의 측면 1면당의 틈새를 A_{side} , 로터 끝단 1개당의 틈새를 A_{tip}

라고 하고, 2개의 틱니에 의한 저항계수의 증가를 고려하여 다음의 식(2)와 같이 정의할 수 있다.

$$A = 2(A_{tip} + \sqrt{2}A_{side}) \quad (2)$$

따라서, 본 용적형수차의 체적효율은 상온의 물에 대해서 식(3)과 같이 된다.

$$\eta_v = Q_{th} / (Q_{th} + Q_l) = 1 / (1 + 0.310A\Delta p^{0.58} / V_d n) \quad (3)$$

또한, 최 등⁽⁷⁾의 선행연구에 의하면 수차효율은 회전속도에 대해서 매우 민감하게 변화하였기 때문에, 최고효율을 나타내는 회전속도를 최적회전속도 n_{opt} 라 하고 n_{opt} 의 유량에 대한 변화를 나타내면 Fig. 7과 같다. 그림 중에는 무부하일 때의 회전속도(무구속회전속도) n_0 도 함께 나타내고 있으며, n_{opt} 및 n_0 가 모두 유량 Q 에 정비례해서 변화함을 알 수 있다. 또한, 측면 틱수에 의한 영향은 적고, $n_0 \approx 1.1n_{opt}$ 로 근사할 수 있음을 확인하였다.

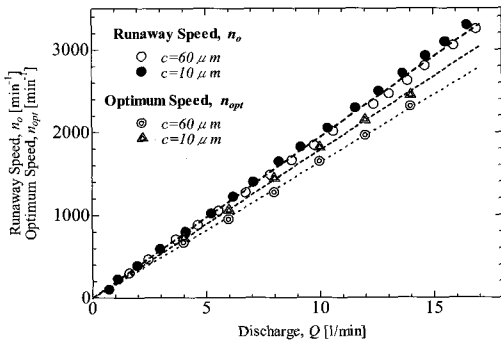


Fig. 7 Optimum rotation speed and run away speed

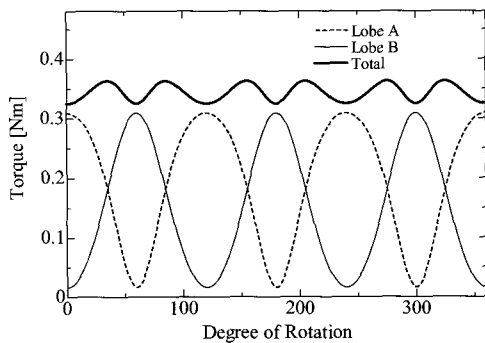


Fig. 8 Variation of torque with rotational angle ($\Delta p = 0.50$ MPa)

3.3 토크 및 출력 특성

수차에 작용하는 유효낙차 H 는 로브에 회전 토크 T 를 가하므로, H 를 변화시켰을 때의 토크 변화를 Fig. 5에 함께 나타내었다. 일반적으로 토크 T 는 이론토크 T_{th} 와 손실토크 T_l 의 차이이고, $T = T_{th} - T_l$ 로 나타낸다. 용적형 기계에서 이론토크는 수차 전후의 차압 Δp 와 체적변위 V_d 를 이용하여 $T_{th} = \Delta p V_d / 2\pi$ 로 계산할 수 있다⁽¹⁰⁾. 실제로 로브에 작용하는 토크는 로브의 회전에 따라서 주기적으로 변동하고, 로브의 기하학적 치수와 위치로부터 이론적으로 계산되는 토크는 회전각도에 대해서 $\Delta p = 0.5$ MPa일 때 Fig. 8과 같이 변화하고, 이것을 회전평균한 것이 Fig. 5에 파선으로 나타나는 이론토크와 동일하게 된다.

Fig. 5에 의하면 토크 곡선은 원점을 지나지 않고, 어느 정도의 유효낙차까지 거의 토크가 발생하지 않는다. 이러한 경우 로브는 무구속 속도 부근에서 회전하고 있으므로, 유효낙차에 의한 토크는 주로 좁은 틱새의 상대운동이나 씰, 베어링, 로터 표면에서의 마찰토크로 소비된다. 유효낙차가 커질수록 거의 비례적으로 이론토크 T_{th} 및 손실토크 T_l 이 모두 증가하지만, 유량이나 측면 틱새에 대한 의존성은 작다. 따라서, 손실토크 T_l 은 유효낙차에 의존하는 부분 $T_{\Delta p}$ 와 회전속도에 의존하는 부분 T_n 그리고 그 외 T_C 로 구성된다고 판단되기 때문에 각각을 다음의 식(4)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_l = T_n + T_{\Delta p} + T_C = C_f \mu n V_d / 60 + C_{\Delta p} V_d \Delta p / 2\pi + T_C \quad (4)$$

여기서, C_f 와 μ 는 각각 마찰토크계수 및 유체의 점성계수(kg/sm)을 나타내고, $C_{\Delta p}$ 는 차압손실 토크계수이다. 차압손실 토크는 로브 반경방향 끝단의 누설이 틱새에 가속 유입할 때의 압력강하에 의해 일어나는 이론토크의 감소량이라고 판단된다. 실험적으로 이 값들을 구하면, $T_C \approx 0$ 이고,

$$C_f = 8.28 \times 10^{-4} (c = 60 \mu m), 9.62 \times 10^{-4} (c = 10 \mu m),$$

$$C_{\Delta p} = 0.122 \quad (5)$$

로 된다. 따라서, 본 용적형수차의 토크효율 $\eta_t (= T/T_{th})$ 를 구하면, 상온의 물에 대해서

$$\eta_t = (T_{th} - T_l) / T_{th} = 1 - C_{\Delta p} - C_f (2\pi\mu n / 60\Delta p) \quad (6)$$

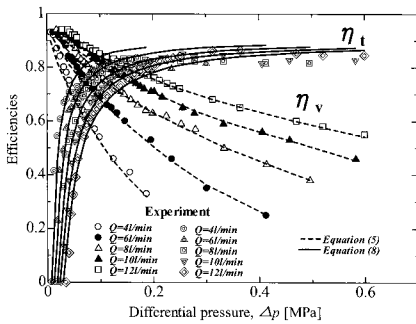
$$= 0.878 - (8.7 \sim 10.1)n / \Delta p$$

로 된다. 우변 제 2항의 수치는 각각 로브의 상하부 측면 틈새 $c=60\mu\text{m}$ 와 $10\mu\text{m}$ 에 대응한다. 용적형수차의 효율은 수차내의 수력손실을 무시하면 $T_{th}\omega = \rho g Q_{th} H$ 가 성립하기 때문에,

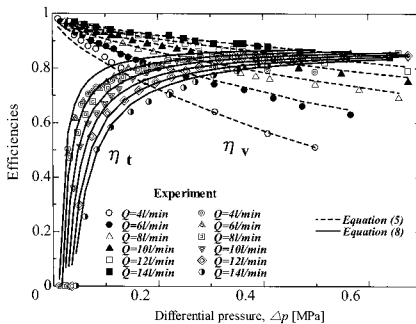
$$\eta = P_0 / P = T\omega / \rho g QH \quad (7)$$

$$= (T_{th} - T_l) / \rho g (Q_{th} + Q_l) H = \eta_t \eta_v$$

로 된다. 이상의 관계를 2종류의 측면 틈새 $c=60\mu\text{m}$ 와 $10\mu\text{m}$ 의 경우에 대해서 Fig. 9에 보이고 있으며, 식(3) 및 (6)의 결과도 함께 비교하여 나타내었다.



(a) Variation of efficiency with effective head ($c=60 \mu\text{m}$)



(b) Variation of efficiency with effective head ($c=10 \mu\text{m}$)

Fig. 9 Volumetric efficiency and torque efficiency vs. differential pressure

Δp 의 값이 비교적 큰 범위에서는 식(6)의 우변 제 2항의 값에 의한 토크효율의 차이가 3~5% 정도인 것을 알 수 있다. 식(7)에 식(3) 및 (6)을 대입하면 효율은 Δp 와 n 의 다항식으로 나타낼 수 있고, 회전수와 함께 체적효율 η_v 는 상승하고, 토크 효율 η_t 는 감소하므로 최대효율을 가지는 최적회전수가 존재한다.

3.4 용적형수차의 최적설계법

용적형수차에 대한 성능해석을 통하여 얻어진 결과로부터 일반적인 성능예측식을 다음과 같이 정리하였으며, 용적형수차의 성능개선을 위한 최적설계법을 검토한다.

$$\text{유량 } Q = Q_{th} + Q_l \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$$= nV_d / 60 + 0.190A(2\Delta p / \rho)^{0.58}$$

$$\text{출력 } P_0 = T\omega = (T_{th} - T_l)\omega \quad (\text{W})$$

$$= 0.0146\Delta P - (0.145 \sim 0.168)nV_d n$$

$$\text{효율 } \eta = P_0 / P = T\omega / \rho g QH = \eta_t \eta_v$$

$$= (0.878 - (8.7 \sim 10.1)n / \Delta p) / (1 + 0.310A\Delta p^{0.58} / V_d n)$$

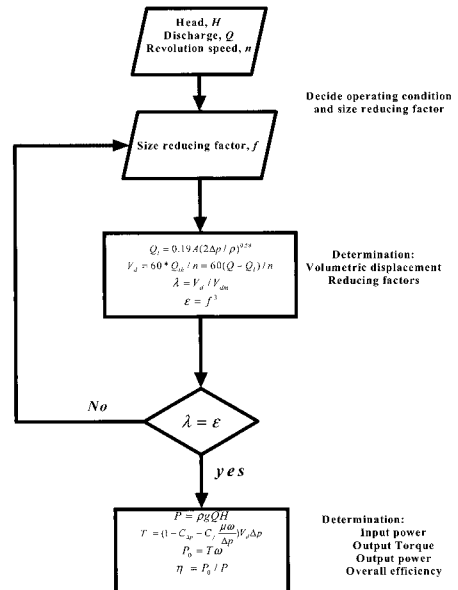


Fig. 10 Design procedure of positive displacement turbine

Fig. 10은 본 연구의 결과를 토대로 작성된 수차의 최적설계를 위한 절차를 나타내고 있다. 수차의 사양(Q , H)이 주어졌을 때, 먼저 회전속도 n 을 로터의 재료강도를 고려하여 가능한 한 높게 결정한다. 그 다음으로 누설유량 Q_l 을 상식으로부터 계산하여 이론유량 $Q_{th}=Q-Q_l$ 를 구한다. 따라서, 로터의 체적변위는 $V_d=2\pi Q_{th}/\omega(=60\times Q_{th}/n)$ 로 계산하여 로터의 치수를 정한다.

한편, 일례로서 본 연구에서 채용한 로터를 가정용 상수도의 수도꼭지에 적용되는 일반적인 사용유량 (4~10 l/min) 범위에서 적용할 경우에는 Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이 수차의 회전속도가 500 min^{-1} 이고, 설계점이 $H=30 \text{ m}$, $Q=6 \text{ l/min}$ ($c=60 \mu\text{m}$)일 때 수차효율이 $\eta=0.28$ 로 되어 매우 낮은 것을 알 수 있다. 즉, 로터의 치수가 수도꼭지의 일반적인 사용유량을 흘려보내기에는 너무 커서 회전속도가 상대적으로 너무 낮게 되는 것이 저효율의 원인이다. 따라서, 동일 설계점에서 회전속도를 $n=2,000 \text{ min}^{-1}$ 로 다시 선정해서 상기 최적설계법을 적용하여 최적 로터 치수를 구하면 최적변위가 $V_d=1.68\times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$ 로 되어 36%로 축소할 수 있음을 알 수 있다. 즉, 틈새를 동일하게 유지하면서, 각부 치수를 $\sqrt[3]{0.36}\div 0.71$ 배로 소형화할 수 있다. 이 때 입력 $P=29 \text{ W}$ 에 대해서 출력은 $P_0=13 \text{ W}$ 이고, 효율은 $\eta=0.45$ 로 되어 최적설계에 의해 효율을 약 2배로 증가시킬 수 있음을 알 수 있다. 로터의 측면 틈새를 $c=10 \mu\text{m}$ 로 선정할 경우에는 최적로터치수를 51%로 축소할 수 있기 때문에 효율은 더욱 증가하게 된다. 한편, 회전속도를 한층 더 높게 선정할 수 있다면 수차를 더욱 소형화할 수 있을 뿐만 아니라 효율의 향상을 기대할 수 있지만, 재료강도 및 용적형 유체기계 특유의 압력맥동으로부터 한계가 있다.

4. 결 론

극저비속도 영역에서 적용할 수 있는 소수력용 용적형수차의 성능해석 및 최적설계법에 대해서 검토하였으며, 용적형수차의 누설유량 및 손실토크를 해석하여 실용적인 성능계산식 및 최적설계법을 제

안하였다. 이것을 이용하여 최적로터치수를 구한 결과 치수를 상당히 큰 비율로 축소 가능하고, 그때의 효율은 약 2배로 증가함을 확인하였다. 또한, 최대효율을 나타내는 최적회전속도가 존재함을 확인하였으며, 무구속속도 및 최적회전속도는 유량에 거의 정비례하여 증가하고 전자는 후자의 약 1.1배가 된다.

따라서, 본 연구에 의해 용적형수차는 종래로부터 이용되어 온 충동형수차 보다 더 낮은 비속도 영역에서 소수력발전에 적합하다는 것이 명확해졌으며, 본 수차를 대용량의 상수도관로에 적용한다면 각종 밸브에서 폐기되었던 많은 소수력자원을 효율적으로 회수할 수 있을 것이다.

참고문헌

- [1] N. Kassai, S. Miyauchi, A. Takahashi, "Development of Hydraulic Turbines to be Installed in Pipelines." Proc. 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, CD-ROM Paper No. : F312, 2006.
- [2]塚本直史, "マイクロチューブラ水車の廣帯域化に關する開發研究,"九州工業大學 大學院 博士學位論文, 2004.
- [3] 최영도, Junichi Kurokawa, "마이크로 관류수차의 상수도 관로시스템 적용에 관한 연구," 유체기계저널, 제 9권, 제 3호, pp. 36-43, 2006.
- [4] D. Scott, Microhydro : Clean Power from Water, New Society Publishers, Canada, pp. 57-66, 2003.
- [5] J. Thake, The Micro-Pelton Turbine Manual, ITDG Publishing, London, 2000.
- [6] 최영도, 이영호, "마이크로 용적형수차의 개발에 관한 연구," 한국마린엔지니어링학회지, 제 30권, 제 2호, pp. 284-290, 2006.
- [7] 최영도, "마이크로 용적형 수차의 측면누설손실이 성능에 미치는 영향," 한국마린엔지니어

링학회지, 제 30권, 제 2호, pp. 291-295, 2006.

- [8] P. K. Nag, Power Plant Engineering, 2nd ed., McGrawHill, Singapore, pp. 652-726, 2002.
- [9] I. Ilyinykh, Hydroelectric Stations, MIR Publishers, Moscow, 1985.
- [10] H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1967.

저 자 소 개



최영도(崔永都)

1970년 6월생, 1996년 한국해양대학교 기계공학과 졸업, 2003년 요코하마국립 대학 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