

마이크로 관류수차의 상수도 관로시스템 적용에 관한 연구

최영도* · 쿠로카와준이치*

Application of Micro Cross-Flow Turbine to Water Supply System

Young-Do Choi*, Junichi Kurokawa*

Key Words: Micro cross-flow hydraulic turbine(마이크로 관류수차), Water supply system(상수도관로시스템), Pressure reducing valve(감압밸브), Air suction hole(공기흡입구), Loss coefficient(손실계수)

ABSTRACT

Recently, micro hydropower and it's useful utilization are taking a growing interest as a countermeasure of global warming by carbon dioxide and exhaustion of fossil fuel. The purpose of this study is to investigate the possibility of extracting micro hydropower wasted by a valve in water supply system using micro cross-flow hydraulic turbine. In order to fulfill the functions of controlling flow rate and pressure in substitute for the valve, air and water are supplied into an air suction hole which is installed on the side wall of micro cross-flow hydraulic turbine. The results show that in case of supplying a lot of air into the air suction hole, about 50% of flow rate and relatively high value of loss coefficient are controlled by the turbine. Moreover, including high possibility of applying the micro cross-flow turbine to water supply system, extended application of the turbine to the water discharge system of drainage and irrigation canal.

1. 서론

석유나 석탄 등의 화석연료의 대량 소비는 지구온난화와 산성비 등의 환경문제를 발생시키고 있고, 한정된 자원으로 인하여 화석연료의 고갈이라는 문제에 직면해있다^{(1),(2)}. 이러한 문제점들에 대한 대책의 일환으로서 현재 주목받고 있는 것이 재생 가능한 자연 에너지이다. 그 중에서 수력발전은 물의 자연순환을 이용하는 것으로서 이산화탄소 등의 가스배출이 없기 때문에 온실효과 등에 의한 지구환경에 대한 부하가 거의 없는 에너지원이다^{(3),(4)}.

그러나, 현재까지의 수력발전은 경제성 추구의 관점으로부터 출력이 수만 kW이상의 대규모인 것이 대

부분이었지만, 개발 가능한 대용량의 수력발전 지점은 개발이 거의 완료된 상태이고, 환경문제 등으로 인하여 새로운 지점의 개발도 어려운 실정이다⁽⁵⁾. 이와 같은 대규모의 수력발전과는 달리 출력이 100 kW이하의 마이크로 수력발전은 아직 개발이 가능한 수력 자원이 많이 남아 있고, 마이크로 수력자원의 효율적인 이용에 대한 사회적인 관심이 높아가고 있다. 특히, 상수도관로시스템에서는 하천수나 농업용수와 비교해서 연중 유량변화가 적고, 유수 중의 쓰레기나 토사의 문제점 등에 대해서 고려할 필요가 거의 없다. 또한, 기존의 댐식과 비교해서 관로 중에 발전설비를 설치하기 때문에 토목공사비가 차지하는 비율이 매우 낮고 설치비용이 적게 소요되어 실용화에 대한 이점이 많다⁽⁴⁾.

그러나, 현재까지 상수도에 대한 발전설비의 개발과

* 요코하마국립대학 대학원 공학연구원
책임저자 E-mail : ydchoi@mach.me.ynu.ac.jp

보급이 진행되고 있는 지점은 주로 상수원이 존재하는 댐으로부터 배수지까지의 사이에 한정되었으며, 배수지에서 각 가정까지의 관로에서는 각 가정까지 적절한 압력의 물을 공급하기 위해서 항상 관로말단의 하류측에 대한 수압 및 유량의 조절이 요구되기 때문에 발전 설비의 도입에 어려움이 있었다. 따라서, 배수지에서 각 가정의 급수관까지의 사이에 설치된 많은 유량조절용 밸브와 감압밸브를 대신하여 관로말단의 하류측 유량 및 수압조절 기능을 가진 수차를 도입할 수 있다면 지금까지 밸브의 설치에 의해 폐기되어온 마이크로 수력자원을 효율적으로 이용할 수 있을 것이다.

한편, 마이크로 관류수차는 구조가 간단하고 표준화 및 계열화가 용이하기 때문에 저낙차의 마이크로 수력 자원에 적용하기가 쉽고, 제작단가가 다른 형식의 수차에 비하여 상대적으로 낮기 때문에 실용화에 적합하다고 할 수 있다. 또한, 마이크로 관류수차는 러너실 내에 공기공급을 위한 흡입구가 있기 때문에 다른 형식의 수차에 비하여 유량과 압력 조절에 유효한 파라미터를 한가지 더 가지고 있다고 할 수 있으며, 관로 중의 밸브의 기능을 대체할 수 있는 가능성이 크다고 생각된다.

본 연구에서는 상수도관로시스템의 말단에 설치된 유량조절용 밸브 및 감압밸브에 의해 폐기되었던 마이크로 수력자원의 효율적인 이용을 위하여 감압밸브를 대체하여 관로에 수차를 설치하는 것을 고려하였으며, 유량과 압력 조절이 용이한 마이크로 관류수차의 적용 가능성에 대하여 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1. 실험장치

Figure 1은 본 연구에 적용된 마이크로 관류수차 실험장치의 전체도를 보이고 있으며, 실험장치의 도수관은 내경 200 mm의 염화비닐관을 이용하였다. 작동유체로서는 수도물을 사용하였으며, 사류펌프 (설계점 양정 $H_p=9$ m, 유량 $Q_p=9$ m³/min)에 의해 방수조로부터 끌어올려진 물은 도수관을 통해서 수차로 보내지고, 수차의 흡출관을 통해서 흘러나온 물은 다시 방수조로 되돌아가는 순환식 구조로 되어있다. 펌프구동용 모터는 인버터에 의해 가변속운전이 가능하며, 펌프의 출구에 밸브를 설치하여 수차에 유입되는 물의 유효낙차와 유량을 밸브의 개방도와 펌프의 회전수에 의하여 조절하였다. 실험은 펌프의 운전이 안정상태에 도달하여 유효낙차의 시간변동이 없음을 확인한 후에 실시하였다. 도수관의 도중에는 유량측정용 오리피스를 설치하였으며, 오리피스의 상류에는 관로 내경의 12배, 하류에는 5.5배의 직관부를 설치하였다. 또한, 오리피스 상류의 곡관부 직후와 수차의 노즐 상류에 방사상의 정류격자 (관수 6매, 두께 1 mm, 길이 200 mm)를 설치하였다. 도수관과 노즐입구 사이에는 유로가 원형 단면에서 장방형 단면으로 원활하게 변화될 수 있도록 설계한 덕트를 삽입하였다.

수차 케이싱 내부로 공급하는 공기는 러너실(runner chamber) 내의 부압과 외부의 대기압의

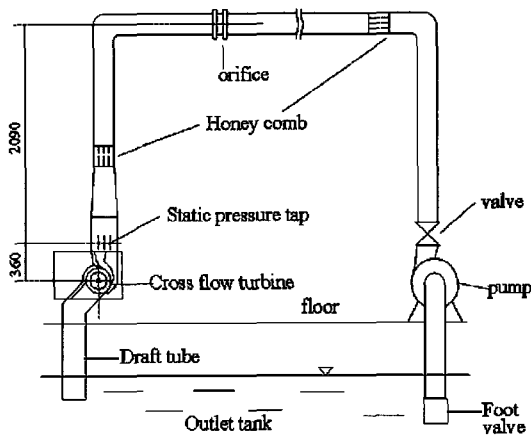


Fig. 1 Experimental apparatus of micro cross-flow hydraulic turbine system

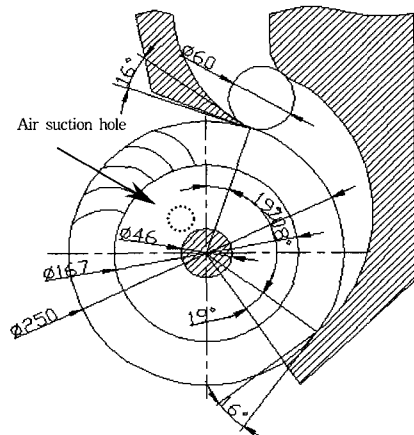


Fig. 2 Configuration of nozzle and runner of test turbine

차이에 의해 자연흡기되며, 공기유량 조절밸브에 의해서 흡입공기량을 조절한다. 공기공급량은 밸브 상류에 설치된 총류형 공기유량계에 의해서 측정한다. 또한, 수차의 러너 출구에 흡출관을 설치하여 유효낙차의 기준면을 방수조 수면으로 하였다. 흡출관을 흘러나온 기액혼상류는 방수조로 되돌아 가지만 방수조는 충분히 깊게 설계되어 흡출관 유출구 흐름에 영향을 미치지 않는다. 수차 출력측에는 회전계가 부착된 토크미터를 설치하였다. 출력은 직경비 1:3의 풀리(pulley)를 삽입하여 증속시켜서 3상유도발전기에 전해진다. 발전기의 1차여자자파수를 변화시켜서 수차의 회전수를 조절한다.

Figure 2에는 마이크로 관류수차의 노즐 및 러너 형상을 보이고 있다. 수차의 형상은 Kurokawa 등⁽⁶⁾의 관련연구에 의하여 마이크로 수력발전에 적용 가능하도록 구조가 간단하고 높은 성능을 낼 수 있도록 설계된 수차를 실험에 적용하였다. 수차의 전체형상은 축방향으로 2차원 구조이며, 노즐은 가이드베인을 생략한 최적의 유로형상을 채용하였기 때문에 효율의 저하 없이 유지 및 관리가 편리한 구조로 설계되었다.

러너의 날개는 26매이고, 날개의 폭방향 길이가 150 mm이며, 원주 방향으로부터 측정된 날개의 입구각은 30°, 출구각은 87°이다. 실제 관류수차의 축은 러너를 관통하여 러너실 양쪽 측벽에 설치된 베어링에 의해 양단으로 지지되는 구조이지만, 본 실험 장치에서는 발전기측 관류수차의 측벽에서만 베어링으로 축을 지지하도록 하였고, 그 반대쪽 측벽(수차의 전면)은 투명한 아크릴수지로 제작하여 내부를 관찰할 수 있는 구조로 되어 있다. 마이크로 관류수차의 공기공급 방법은 Kurokawa 등⁽⁶⁾의 연구에 의하여 러너실의 구조 간소화 및 수차의 성능 향상이 가능한 러너실 측벽을 통한 러너내부로의 직접 공급법을 채용하였으며, 수차 전면의 측벽에 설치된 공기흡입구의 직경은 러너실 내의 압력조절을 위한 공기 및 물의 주입이 용이하도록 30 mm로 설계하였다.

2.2. 실험방법

관류수차는 압력과 유량조절을 위한 공기흡입구가 있기 때문에 다른 형식의 수차에 비하여 수차의 형상을 크게 변화시키지 않고도 상수도 관로에 설치된 밸브의 기능을 원활하게 대체할 수 있는 가능성이 높다.

일반적으로 관류수차는 효율이 최고점에 달하는 최

적 러너 중심 압력이 존재하며, 이 조건에서 운전을 하지만, 본 연구에서는 하류측의 압력과 유량을 조절하기 위하여 다양한 압력과 유량의 공기, 또는 물을 러너 중심으로 주입시켜서 러너 중심 압력을 변화시켰다.

실험은 수차의 공기흡입구를 통하여 일정한 공기량을 자연흡입하는 경우, 펌프로 물을 주입하는 경우 그리고, 송풍기로 공기를 주입하는 경우 등 3종류로 나누어 실시하였다. 이 때 유효낙차 H 를 1.5~3.5 m, 무차원 회전속도 $nd/H^{1/2}$ 를 35~55의 사이로 변화시켰다. 러너 중심으로 공기를 주입하는 경우 공기량 (Q_a)과 수차에 유입되는 물의 유량 (Q)의 비 Q_a/Q 를 0~2.7, 물을 주입하는 경우 흡입구에 주입하는 물의 유량 (Q_w)과 수차에 유입되는 물의 유량 (Q)의 비 Q_w/Q 를 0~0.15 사이에서 변화시켰다.

수차의 성능변화를 확인하기 위하여 실험의 결과로부터 마이크로 관류수차의 회전속도 n , 축출력 P , 유량 Q 그리고, 정압 p 에 대해서 단위 낙차, 단위 러너 폭, 단위 러너 직경을 기준으로 하여 각각 $nd/H^{1/2}$, $P/dbH^{3/2}$, $Q/dbH^{1/2}$, $p/\rho gH$ 로 표준화하여 나타내었다. 여기서, b 는 러너폭, d 는 러너 직경을 각각 의미한다. 또한, 관로 중에 설치된 마이크로 관류수차를 저항체로 가정하여 밸브의 손실계수와 같은 방법으로 정의한 손실계수 $\zeta_{runner} (=H/(V^2/2g))$, 여기서, V 는 노즐입구의 평균유속, g 는 중력가속도)를 사용하여 밸브로서의 기능을 확인하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 마이크로 관류수차의 성능특성

본 연구에 적용한 마이크로 관류수차의 일반적인 성능특성을 확인하기 위하여 수차의 유효낙차와 공기공급량을 일정하게 유지하고 회전수를 변화시켰을 때의 성능특성을 검토하였으며, Fig. 3에 그 결과를 보이고 있다. 속도변화에 의한 수차의 성능특성을 파악하기 위하여 수차의 최고효율점이 존재하는 회전수 영역인 $nd/H^{1/2}=35\sim55$ 사이에서 실험을 실시하였고, 유효낙차는 2.0 m, 2.5 m, 3.0 m의 3종류로 설정하였다. 공기공급량은 러너 중심 압력이 Kurokawa 등⁽⁶⁾의 관련연구에서 최고효율을 달성할 수 있었던 압력값 ($p/\rho gH = -0.50$)이 되도록 공기량을 조절하였다.

Figure 3(a)는 효율 ($\eta = P/\rho gQH$)과 축출력

($P=2\pi nT/60$ [W], T 는 토크)의 속도특성을 보이고 있다. 효율에 대한 유효낙차의 상사칙이 성립하고 최고효율은 회전수 $nd/H^{1/2}=47$ 에서 82% 정도를 나타내고 있다. 그러나, 축출력의 최대값은 회전수가 $nd/H^{1/2}=40$ 부근에서 존재하고 있으며, 효율과 축출력의 최고치가 위치하는 회전수에서 차이를 보이고 있다. 그 이유로서는 축출력 P 는 일정한 회전수에서 유량이 많을수록 큰 값을 나타내지만, Fig. 3(b)에 보이는 바와 같이 수차의 회전수가 증가하더라도 유량은 오히려 조금씩 감소하기 때문에 유량의 영향을 받아서 최고효율점의 회전수보다 낮은 회전수에서 최대값을 나타내게 된다.

그리고, Fig. 3(b)에서 유량 및 수차의 손실계수에 대한 속도특성을 나타내고 있다. 회전수의 증가와 함께 유량이 감소하는 경향을 보이고 있는데, 이것은 수차의 회전수가 증가함에 따라 러너의 원심력에 의해서 러너 입구의 압력이 높아지게 되며, 노즐 출구와 러너 입구 사이의 압력차가 작아지게 되어 러너 내부로 유입되는 유량이 감소하게 된다. 회전수가 $nd/H^{1/2}=35\sim 55$ 사이로 변화할 때 유량은 약 6% 정도 감소하고 있으며, 수차의 손실계수 ζ_{runner} 는 수차의 회전수가 증가함에 따라 유량이 감소하기 때문에 거의 직선적으로 증가하고 있다.

Figure 3(c)는 러너 중심 압력과 출구 압력의 속도특성을 보이고 있으며, 회전수의 증가와 함께 러너 중심 압력은 조금씩 감소하는데 비하여 러너 출구 압력은 상대적으로 크게 감소하고 있다. 이것은 수차의 회전수가 증가함에 따라 러너 내부 및 출구에서의 유속이 증가하기 때문이며, 러너 출구에서는 유속이 더욱 빨라지게 되어 압력의 감소량도 커지게 된다. 또한, 유효낙차가 커짐에 따라 러너 내부와 출구에서의

압력도 함께 높아짐을 알 수 있다.

3.2. 자연공기 공급법에 의한 성능특성

관류수차에서는 러너 중심 압력이 수차의 성능특성에 큰 영향을 미치게 된다. 또한, 본 연구에서 주로 검토하려고 하는 내용인 관로의 유량과 압력의 조절 가능성을 고려할 경우 러너 중심 압력은 매우 중요한 파라미터이다. 러너 중심 압력은 Fig. 3(c)에서 보인 바와 같이 유효낙차에 따라서 크게 변화하며, 공기흡입구를 통해서 러너 중심으로 보내는 공기의 양에 의해서도 조절이 가능하다. 본 연구에서는 상수도 관로와 같이 유효낙차가 일정할 경우에 다른 형식의 수차와 달리 관류수차는 러너 중심 압력을 조절함에 의하여 유량과 압력을 조절할 수 있는 특성이 있기 때문에 자연공기 공급법에 의한 방법과 펌프를 사용하여 물을 공기흡입구에 주입하는 방법 그리고 송풍기를 사용하여 대량의 공기를 공기흡입구로 주입하는 방법을 마이크로 관류수차에 적용하여 수차의 유량과 압력 조절 가능성 및 범위에 대해서 검토하였다.

Figure 4는 마이크로 관류수차의 러너 중심 압력과 대기압의 차압을 이용한 자연공기 공급법에 의한 수차의 성능특성을 보이고 있다. 유효낙차를 $H=2.0$ m로 고정하여 3종류의 회전수 $nd/H^{1/2}=41, 47, 53$ 에서 실험을 실시하였다. 공기공급량은 러너 중심의 공기흡입구에 밸브를 설치하여 조절하였다.

Figure 4(a)에 공기공급량 변화에 따른 효율과 유량을 보이고 있다. 자연공기공급법에 의한 공기공급량 (Q_a)의 범위는 노즐에 유입하는 유량 (Q)에 대하여 $Q_a/Q=0\sim 0.6$ 사이이다. 유량 Q 의 변화에 대해서는 회전수가 $nd/H^{1/2}=41$ 일 때의 최대유량

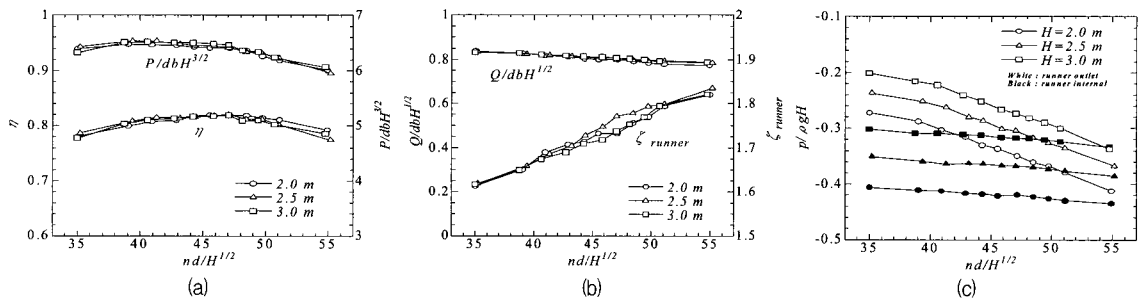


Fig. 3 Performance characteristics of test turbine; (a) efficiency and power, (b) flow rate and loss coefficient and (c) pressure vs. unit rotational speed

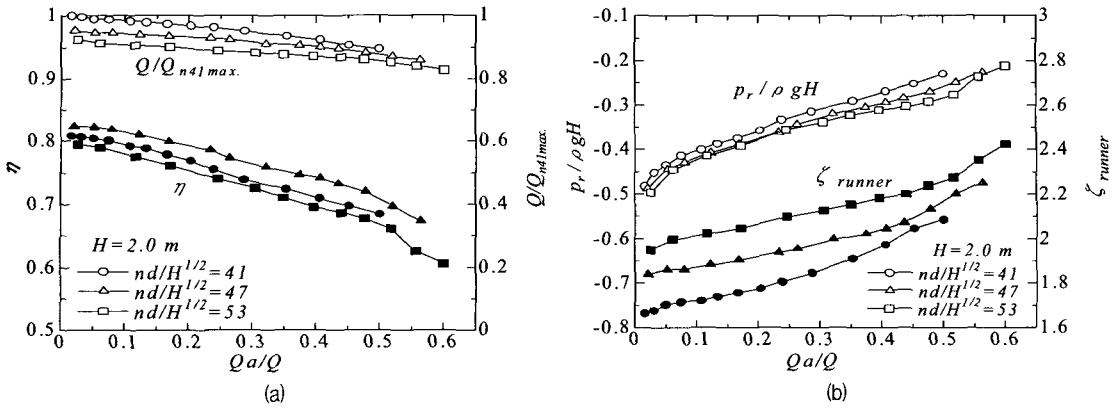


Fig. 4 Performance characteristics of test turbine by air supply into air suction hole; (a) efficiency and flow rate, (b) runner internal pressure and loss coefficient vs. air flow rate ratio

(Q_{n41max})을 기준으로 하여 각 회전수에서의 유량비 Q/Q_{n41max} 로서 나타내고 있다. 공기공급량이 증가함에 따라 효율과 유량이 함께 감소하게 되는데, 이것은 러너 내부의 흐름에 기포가 많아져서 러너를 통과하는 흐름이 감소하기 때문에 효율이 저하하게 된다. 또한, 회전수가 $nd/H^{1/2}=41$ 에서 공기공급량이 상대적으로 적을 경우에 유량이 많은 것을 알 수 있는데, 이것은 흐름에 포함된 물의 비율이 많고, 수차의 회전수가 상대적으로 낮기 때문에 러너 출구의 압력이 낮아서 노즐입구와 러너 출구 사이의 압력차가 커지게 되어 유량이 많아지게 된다. 자연공기 흡입에 따른 유량의 변화는 각 회전수에서 거의 동일하게 약 10% 정도임을 알 수 있다.

Figure 4(b)에서는 공기공급량 변화에 따른 러너 중심 압력 $p_r/\rho gH$ 및 손실계수 ζ_{runner} 의 비교를 보이고 있다. 러너 중심 압력은 공기공급량이 증가함에 따라서 증가하고 있다. 특히, 공기공급량이 적은 영역에서의 러너 중심 압력의 변화가 현저하다. 이러한 현상은 공기가 자연흡기되기 때문에 대기압 이상으로 러너 중심 압력이 커질 수가 없기 때문에 대기압에 가까운 영역일수록 압력의 상승이 완만하게 된다.

수차의 손실계수는 각 회전수에서 공기공급량이 증가함에 따라서 증가하고 있지만, 그 변동의 폭은 $\zeta_{runner}=1.6\sim 2.4$ 사이에 있으며, 밸브와 같이 흐름을 제어하기에는 그 값이 작다는 것을 알 수 있다. 그러나, 공기 공급량이 증가할수록 손실계수가 증가하는 결과로부터 공기공급량을 더욱 증가시키면 손실계수도 증가할 가능성이 크다고 판단된다.

3.3. 물을 공기흡입구에 공급한 경우의 수차 성능특성

관류수차는 구조상 러너 중심에 공기나 물을 공급하기가 용이하다. 본래, 러너 중심에 공기를 공급하는 목적은 러너 중심을 관통하는 흐름이 수차의 축에 부딪히지 않도록 러너 중심에 공기층을 만드는 것을 목적으로 하였다. 그러나, 본 연구에서는 유량과 압력을 조절하기 위하여 공기흡입구를 통하여 공기 대신에 물을 러너 중심으로 주입하여 그 가능성을 검토하였다. 실험에서는 러너 중심에 물을 공급하기 위하여 별도로 준비한 펌프를 사용하였지만, 실제로 마이크로 관류수차의 발전설비에 적용할 경우에는 상수로 주관로로부터 보조관로 (bypass)를 설치하여 러너 중심으로 물을 공급할 수 있을 것이다.

Figure 5의 결과는 마이크로 관류수차의 공기흡입구로 물을 주입하였을 경우의 성능특성을 보이고 있다. 수차의 운전조건은 물 공급량 Q_w 에 대한 유량 Q 의 범위가 $Q_w/Q=0\sim 0.15$ 사이인 것을 제외하고는 자연공기공급법을 적용한 경우와 동일하다.

Figure 5(a)는 공기흡입구를 통한 물의 공급량 변화에 따른 효율과 유량을 보이고 있다.

물의 공급량 Q_w 가 증가할수록 효율과 유량 Q 가 감소하게 되며, 물의 공급량비가 $Q_w/Q=0.06$ 까지 비교적 현저하게 저하하고 있다. 이러한 결과는 물의 공급량 (Q_w)이 적을 경우, 물 (Q_w)을 공급하지 않는 운전조건에서 유량 (Q)이 비교적 적을 경우⁽⁶⁾와 마찬가지로 러너 중심에 공기층이 남아 있기 때문에 효율이 비교적 높게 나타나지만, 물의 공급량 Q_w 을 증가

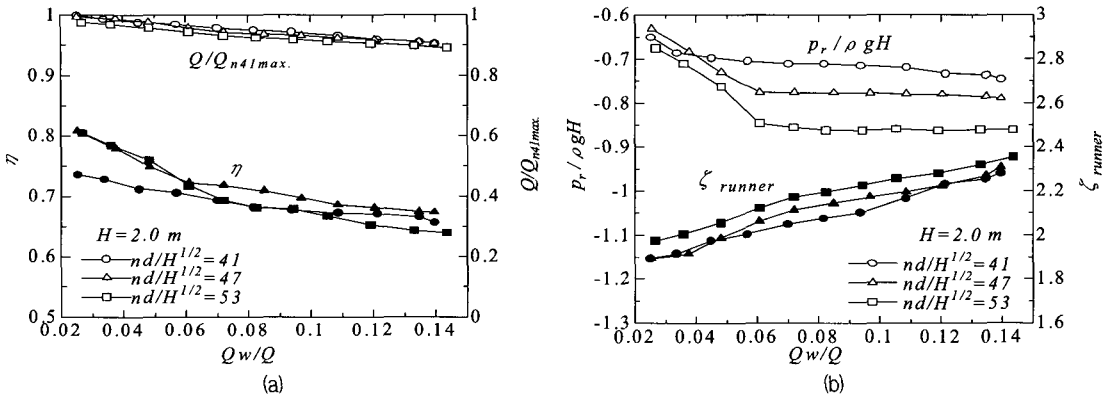


Fig. 5 Performance characteristics of test turbine by water supply into air suction hole; (a) efficiency and flow rate, (b) runner internal pressure and loss coefficient vs. water flow rate ratio

시키면 차츰 축으로 부딪치는 관류의 비율이 커지게 되어 물의 공급량비가 $Q_w/Q=0.06$ 을 지나면서 마침내 러너 중심의 공기층은 없어지게 된다. 따라서, $Q_w/Q=0.06$ 을 기준으로 물 공급량 Q_w 가 증가할수록 러너를 관통하는 흐름이 축에 부딪히는 손실이 더욱 커지게 되어 효율이 급격히 저하하지만, 공기층이 완전히 없어진 $Q_w/Q=0.06$ 이상에서는 물 공급량 Q_w 가 더욱 증가하더라도 손실이 일정하기 때문에 효율의 저하가 완만하게 된다.

한편, 물의 공급량비 Q_w/Q 의 증가에 따른 유량 Q 의 변화는 전체적으로 약 10 % 정도 감소하는데, 이것은 러너 중심으로 공급하는 물의 양 Q_w 가 증가할수록 수차의 노즐에 유입하는 주류의 유량 Q 가 감소하기 때문이다.

Figure 5(b)에서는 물의 공급량 Q_w 의 증가에 따른 러너 중심 압력과 수차의 손실계수를 보이고 있다. 러너 중심 압력 $p_r/\rho gH$ 는 물의 공급량비가 $Q_w/Q=0\sim 0.06$ 사이에서는 계속 저하하지만, 그 이상에서는 거의 일정한 수준으로 유지되고 있음을 알 수 있다. 이것은 러너 중심으로부터 공기층이 없어지고 물로 충만해진 시점 ($Q_w/Q=0.06$)과 거의 일치하고 있다. 따라서, 러너 중심 압력이 일정해지기 시작한 때의 값은 러너의 회전과 흡출관에 의한 흡출효과의 2가지 작용에 의해 결정되는 부압의 한계치라고 할 수 있다.

손실계수 ζ_{runner} 는 물의 공급량 Q_w 가 많아질수록 증가하여 전체적으로 $\zeta_{runner}=1.9\sim 2.4$ 사이의 값을 가지지만, 밸브를 대체할 수 있을 만큼의 큰 값의 범

위에는 미치지 못함을 알 수 있다. 또한, 수차의 회전수가 증가할수록 손실계수도 커짐을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 수차의 회전수가 증가함에 따라서 러너 출구의 압력이 높아지고 노즐입구의 압력과 압력차가 작아졌기 때문에 결국 유량이 저하하여 손실계수가 증가하였다고 판단된다.

3.4. 대량의 공기를 공급한 경우의 수차 성능특성

공기흡입구에 대한 자연공기 공급법 및 물의 공급에 의하여 유량과 러너 중심 압력 그리고 손실계수의 변화를 확인할 수 있었지만, 실제 상수도 관로에 마이크로 관류수차를 적용하여 밸브의 기능을 대체하기에는 유량과 압력의 변화량이 아직 충분하지 못하다.

따라서, Fig. 4의 실험결과로부터 공기공급량을 증가시키는 것이 수차의 유량, 러너 중심 압력 그리고 손실계수의 변화량을 증가시키는 유효한 방법임을 알 수 있었기 때문에, 본 연구에서는 송풍기를 이용하여 공기공급량을 더욱 크게 증가시켰을 경우 ($Q_a/Q=0\sim 2.7$)의 공기공급량과 수차의 성능특성에 대해서 검토하였으며, Fig. 6에서 그 결과를 보이고 있다.

Figure 6(a)는 공기공급량이 상대적으로 크게 변화하였을 경우의 마이크로 관류수차의 효율과 유량의 변화를 보이고 있다. 효율과 유량은 공기공급량이 증가함에 따라 매우 큰 폭으로 저하하였다. 이러한 결과는 공기공급량이 큰 폭으로 증가함과 동시에 러너 중심 압력이 상승하여 러너실 내부의 공기층이 커지게 되었으며, 러너를 통과하는 유량이 줄어들었기 때문에

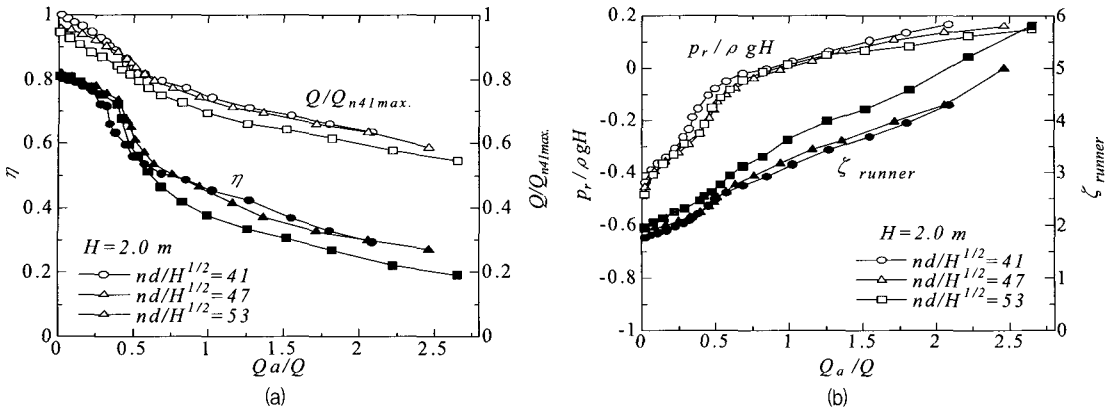


Fig. 6 Performance characteristics of test turbine by sufficient air supply into air suction hole: (a) efficiency and flow rate, (b) runner internal pressure and loss coefficient vs. air flow rate ratio

출력이 감소하여 효율도 저하하였다. 공기공급량이 크게 증가함에 따라 효율도 상당히 저하하였지만, 본 연구의 목적인 유량의 변화량을 거의 50% 정도까지 크게 변화시킬 수 있다는 것을 확인할 수 있었다.

Figure 6(b)에서는 러너 중심 압력과 손실계수에 대해서 보이고 있다. 러너 중심 압력은 대기압에 가까워질 때까지는 기울기가 크지만 대기압보다 높아지게 되면 공기공급량을 더욱 증가 시키더라도 기울기가 완만하게 변화한다. 즉, 러너 중심 압력이 대기압 이상이 되면 공기공급량의 증가에 따른 손실계수의 직선적인 증가는 러너 중심 압력의 영향이기보다는 공기공급량의 증가에 따른 흐름의 감소에 의해 유량이 감소한 것이 그 원인이라고 판단된다. 이 때 손실계수는 최대로 $\zeta_{runner}=1.6\sim 6$ 정도까지 변화하였다.

이러한 결과로부터 러너 중심에 공기를 대량으로 주입하는 것이 유량과 압력을 조절할 수 있는 가장 효과적인 방법이라는 것을 확인할 수 있었다. 또한, 본 실험에서 사용된 송풍기의 최대용량 범위에서 손실계수를 $\zeta_{runner}=6.0$ 까지 변화시킬 수 있었지만, 보다 대량의 공기를 주입시킬 수 있다면 유량과 손실계수의 변화량이 더욱 커질 것으로 기대된다.

4. 결론

본 연구에서는 상수도 관로에 설치되어 압력 및 유량을 조절하기 위해 사용되고 있는 밸브에서 폐기되어 온 마이크로 수력자원을 효율적으로 이용하기 위하여 마이크로 관류수차를 설치하여 그 적용 가능성을 검토

하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 마이크로 관류수차의 유효낙차를 일정하게 고정하고 공기공급량을 러너 중심 압력이 최적치가 되도록 조절하여 회전수만을 변화시켰을 경우에 폭넓은 유효낙차에 대해서 상사칙이 성립하고, 최고효율은 82%에 달한다.
- 2) 마이크로 관류수차의 공기흡입구를 통하여 자연공기 공급법 및 물을 공급하는 방법으로 러너 중심 압력을 조절하여 수차의 유량과 압력을 변화시킬 수 있었다. 자연공기 공급법에 의하여 유량은 6%, 손실계수는 1.6~2.4 사이에서 조절이 가능하고, 물을 공급하는 방법에 의하여 유량은 10%, 손실계수는 1.9~2.9 사이에서 조절이 가능하다.
- 3) 송풍기를 이용하여 공기공급량을 크게 증가시킬 경우에 유량은 50% 정도까지 변화가 가능하고, 손실계수는 1.6~6.0 사이에서 변화시킬 수 있다.

이상의 결과로부터 상수도 관로에 마이크로 관류수차를 설치함에 따라 마이크로 수력자원의 효율적인 이용 및 밸브를 대체하여 유량과 압력도 조절이 가능함을 확인하였다. 실제로 마이크로 관류수차를 상수도 관로에 설치할 경우에는 러너 중심에 대량의 공기를 공급할 수 있는 장치를 수차에 설치하고, 수차의 하류에 공기분리장치를 설치하여 수차에서 유입된 공기를 분리시킬 필요가 있다. 그리고, 유량을 50% 이상 조절할 필요가 있는 지점에서는 수차의 상류나 하류에 밸브를 함께 설치하여 유량을 조절할 수 있다. 또한,

농업용수로 및 하수관로의 방류배수 등 공기가 들어가더라도 상관없는 지점에서는 마이크로 관류수차 이외의 부가적인 장치를 설치하지 않고도 효율적인 마이크로 수력자원의 이용이 기대된다.

참고문헌

- (1) Meadows, D. H., Meadows, D. L., Randers, J. and Behrens III, W. W., 1972, "The Limits to Growth A Report for The CLUB OF ROME'S Project on the Predicament of mankind," Universe Books, New York. U.S.A.
- (2) Meadows, D. H., Meadows, D. L. and Randers, J., 1992, "Beyond the Limits Confronting Global Collapse, Envisioning a Sustainable Future," Chelsea Green Publishing Company, Vermont, U.S.A.
- (3) 黒川淳一, 2004, "循環型社會에 있어서의 水의 問題 (機械分野로부터의 貢獻)," 유체기계저널, 제7권, 제1호. pp. 119~124.
- (4) New Energy and Industrial Technology Development Organization, 2003, "Guide-book of Introducing Micro Hydropower System," Tokyo, Japan.
- (5) 이경배, 이은용, 2005, "국내 소수력발전 기술 개발 현황과 전망," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 735~741.
- (6) Kurokawa, J., 최영도, Zhao, L., 2005, "마이크로 관류수차의 구조 간소화 및 성능향상," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 819~824.