

파력발전용 횡류형 수력터빈의 성능 및 내부유동

최영도* · 조영진** · 김유택*** · 이영호****

Performance and Internal Flow of a Cross-Flow Type Hydro Turbine for Wave Power Generation

Young-Do Choi*, Young-Jin Cho**, You-Taek Kim***, Young-Ho Lee****

Key Words : Performance(성능), Internal flow(내부유동), Cross-flow type hydro turbine(횡류형 수력터빈), Wave power generation(파력발전), CFD(전산유체역학)

ABSTRACT

Clean and renewable energy technologies using ocean energy give us non-polluting alternatives to fossil and nuclear-fueled power plants to meet establishment of countermeasures against the global warming and growing demand for electrical energy. Among the ocean energy resources, wave power takes a growing interest because of its enormous amount of potential energy in the world. Therefore, various types of wave power conversion system to capture the energy of ocean waves have been developed. However, suitable turbine type is not normalized yet because of relatively low efficiency of the turbine systems.

The purpose of this study is to investigate the internal flow and performance characteristics of a cross-flow type hydro turbine, which will be built in a caisson for wave power generation. Numerical simulation using a commercial CFD code is conducted to clarify the effects of the turbine rotation speed and flow rate variation on the turbine characteristics. The results show that the output power of the cross-flow type hydro turbine with symmetric nozzle shape is obtained mainly from Stage 2. Turbine inlet configuration should be designed to obtain large amount of flow rate because the static pressure and absolute tangential velocity are influenced considerably by inlet flow rate.

1. 서론

해양은 점차 직면하게 될 에너지자원의 부족에 대비하여 지구상의 마지막 보고로서 그 가치가 점차 높

아지고 있으며, 특히 해양에너지 자원개발은 점차 심화되고 있는 전 지구적인 환경오염 문제에 효과적으로 대응할 수 있는 방안의 하나로서 그 중요성이 크게 부각되고 있다. 해양에 존재하는 파랑은 모든 해역에 폭넓게 분포하므로 가용 에너지원이 풍부하고, 에너지를 회수하기 위한 장치를 설치할 수 있는 해역 또한 광범위하여 반도의 지형적 특성을 지닌 우리나라의 연안 해역에서도 대규모로 활용이 가능한 에너지 자원이다. 이와 같은 파랑에너지를 이용하여 전기로 변환하는 방식을 파력발전이라고 하며, 다양한 형태의 파력발전장

* 한국해양대학교 산학협력단

** 한국해양대학교 대학원

*** 한국해양대학교 기관시스템공학부

**** 한국해양대학교 기계정보공학부 (교신저자)

E-mail : ydchoi@pivlab.net

치가 제안되어 실용화를 위한 검토단계에 있다^(1~5).

본 연구에서는 이러한 파력발전시스템 중에서 케이슨 구조물에 설치하여 고성능으로 발전이 가능한 횡류형 수력터빈의 성능 및 내부유동에 대해서 상용 CFD 코드를 이용하여 상세하게 검토하였다.

2. 케이슨 내장형 파력발전시스템

2.1. 파력발전 원리

고정식 케이슨을 이용하는 파력발전시스템은 일반적으로 공기실 내부의 압축공기와 공기터빈을 이용한 진동수주(Oscillating Water Column) 방식의 파력발전장치⁽⁶⁾가 폭넓게 연구 개발되어 왔다. 그러나 압축공기의 유출입에 따른 소음의 발생과 낮은 터빈효율로 인하여 고성능의 터빈에 대한 기대가 높아지게 되었다.

따라서 본 연구에서 제안된 횡류형 수력터빈은 케이슨 내부의 진동수주에 직접 터빈을 설치하여 수류의 운동에너지와 압력에너지를 동시에 이용할 수 있는 케이슨 내장형 파력발전시스템에 적용하게 된다.

Fig. 1은 연안에 설치된 방파제의 일부를 파력발전용 케이슨 구조물을 삽입한 경우의 외관을 보이고 있으며, 케이슨의 형상은 파랑이 간섭 손실이 없이 최대한 터빈의 유입구로 인도될 수 있도록 안내하는 가이드 부분과 케이슨 내부의 수류에서 설치된 횡류형 수력터빈이 장착된 부분으로 나뉘어진다.

Fig. 2는 케이슨과 그 내부에 장착된 횡류형 수력터빈의 횡단면도 및 그 작동원리를 나타내고 있다. 케이슨 유입구에서 파랑의 상하운동에 따라서 해수면 아래에서는 유체가 좌우로 왕복운동을 하게 된다. 따라서 이러한 왕복류는 케이슨 내부의 수로에서도 왕복류를 형성하게 된다. 왕복류가 수로내부를 흘러가게 되면 수로에 설치된 러너를 통과하면서 수류는 터빈을 회전시키게 된다.

2.2. 횡류형 수력터빈 모델의 기본형상

케이슨 내장형 파력발전장치에 적용될 수력터빈 모델의 기본형상은 Fukutomi 등⁽⁷⁾이 진동수주형 파력발전용 수력터빈으로 제안한 Fig. 3과 같은 횡류형 수력터빈의 형상을 가지고 있으며, 가능한 한 가동부분을 없애고 대칭형 노즐로 설계되어 케이슨 내부수로의 왕복류에 대하여 러너가 동일한 방향으로 회전할 수 있

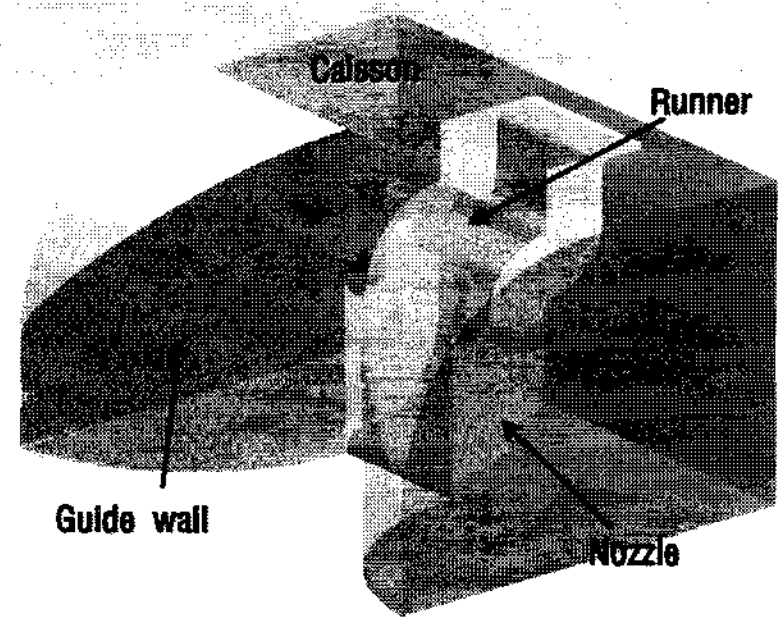


Fig. 1 Schematic view of caisson built-in type wave power generation system with a cross-flow type hydro turbine

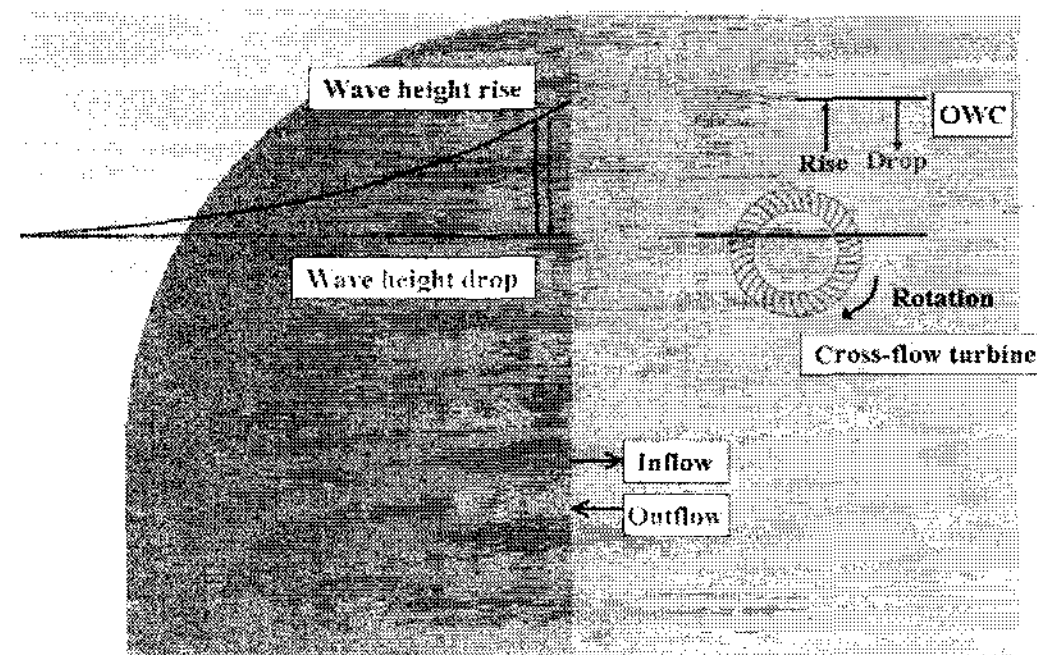


Fig. 2 Principle of cross-flow type hydro turbine operation in a caisson

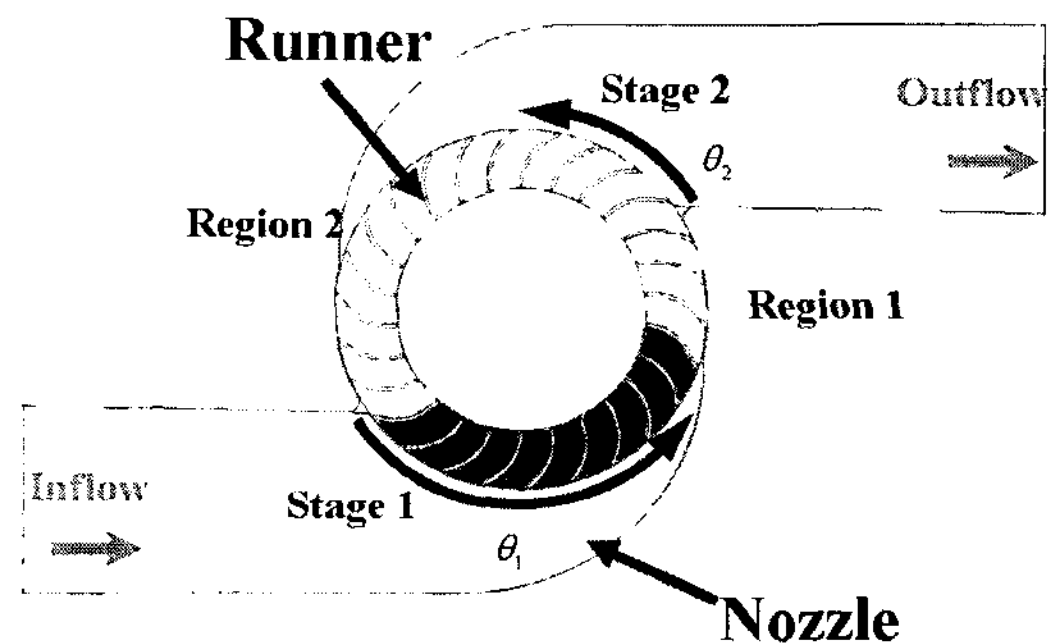


Fig. 3 Basic configuration of cross-flow type hydro turbine model

도록 고안되었다. Fukutomi 등⁽⁷⁾의 연구에 의하면 효율이 종래의 공기터빈에 비하여 상대적으로 높게 나타나는 것으로 확인되었다.

본 연구에 적용한 러너 블레이드의 입구각은 30°, 출구각은 90°이고, 블레이드 매수는 26 매이다. 또한, 러너의 외경은 315 mm, 노즐 입구와 출구 높이는 171 mm로 설정하였다. 러너 내부를 통과하는 흐름의 속도

와 압력은 러너의 폭 방향 각 위치에서 거의 동일하게 일정한 값을 유지하기 때문에 본 연구에서는 러너의 폭 방향 길이를 매우 작게 설정하여 2차원적인 형상의 유동장에 대해서 수치해석을 수행하였다.

유입유동에 의한 러너 블레이드에서의 속도와 압력 분포의 검토를 위해서 내부유동장의 특징적인 흐름을 고려하여 설계점 유량에서의 러너 유로의 유입 및 유출흐름 주류의 유로를 기준으로 Stage 1과 2의 범위를 정하였으며, Region 1과 2는 재순환흐름과 러너내부 통과흐름이 각각 존재하는 영역으로 구분하였다.

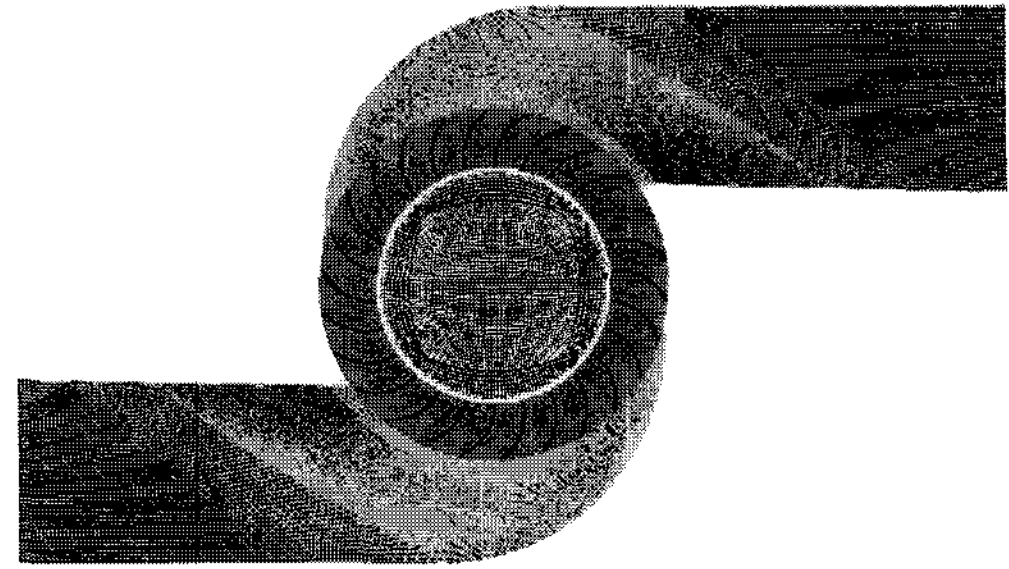


Fig. 4 Computational grid of calculation domain

3. 수치해석방법

3.1. 계산격자

Fig. 3의 횡류형 수력터빈 모델 기본형상에 대하여 계산격자를 Fig. 4와 같이 작성하였으며, 노즐과 러너로 나누어진 다중격자로 구성하였다. 러너 내부의 축은 횡류터빈의 기본형상에 대한 계산유동장의 간소화를 위하여 제외시키고 격자를 구성하였다. 격자의 형상은 계산결과의 수렴성과 신뢰도를 향상시키기 위하여 전체 격자에 대하여 Hexahedral 구조격자를 사용하였으며, 전체 계산격자수는 벽면으로부터의 무차원거리인 y^+ 와 계산기의 계산시간 및 용량을 고려하여 약 220만개로 구성하였다.

수치해석에 대한 계산격자의 의존성을 확인하기 위하여 벽면으로부터의 무차원 거리인 y^+ 값의 변화에 따른 터빈의 성능을 검토하였다. 터빈내부의 격자 영역을 노즐과 러너 부분으로 나누어서 각 영역에서의 y^+ 값을 변화시킴에 의해 그 조합으로부터 계산격자를 작성하여 계산을 수행하였으며, 노즐과 러너 영역의 y^+ 값에 따른 터빈의 성능은 Fig. 5와 같다. 횡축은 효율 η , 출력 P , 유효낙차 H 를 각각 나타낸다.

본 연구에서 작성 가능한 노즐과 러너 영역의 y^+ 최소값은 1이며, 터빈의 출력, 낙차 그리고 효율은 터빈 영역의 임의의 y^+ 값에 대하여 노즐 영역의 y^+ 값이 50 이하에서는 거의 일정한 값을 유지하는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 터빈 모델의 성능 및 내부유동의 검토를 위해서 노즐과 러너의 y^+ 값이 각각 1인 경우에 대해서 계산을 수행하였다.

3.2. 계산조건

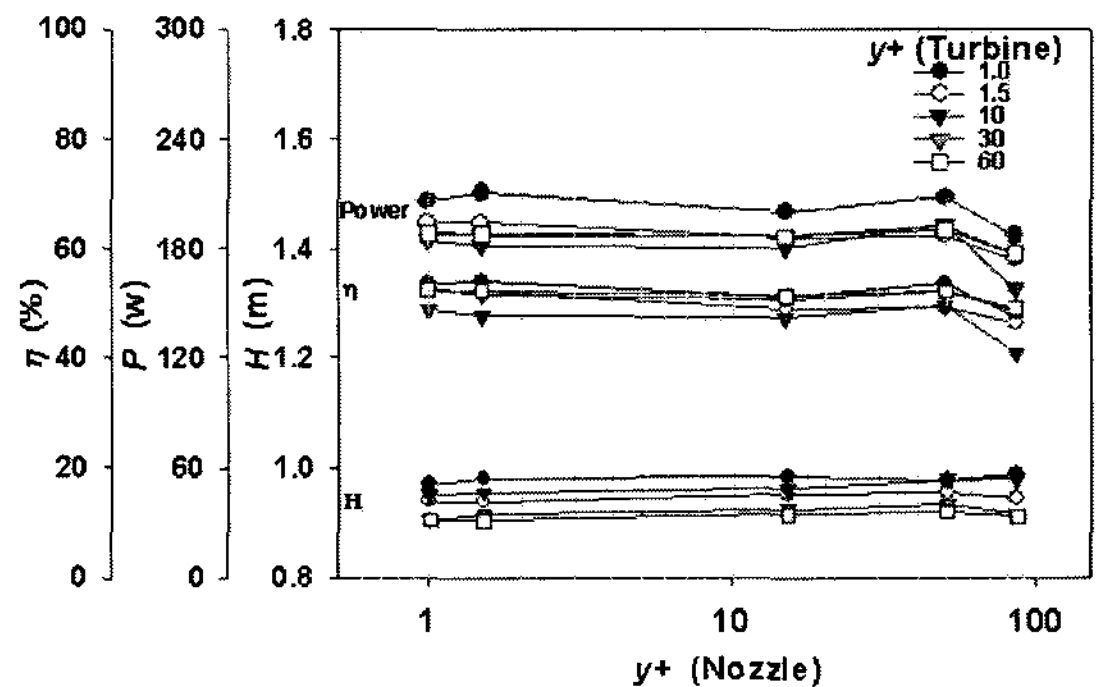


Fig. 5 Dependence of non-dimensional distance y^+ on the calculation result

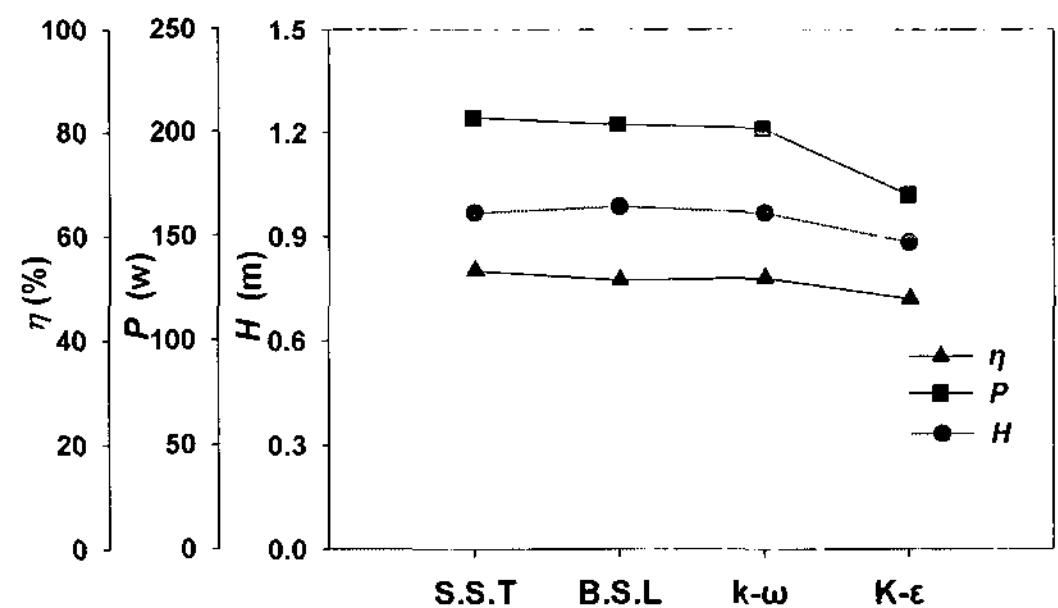


Fig. 6 Dependence of turbulence model on calculation result

횡류형 수력터빈의 성능 및 내부유동에 대한 수치해석을 위해서 본 연구에서는 solver로서 상용 CFD 코드인 ANSYS-CFX⁽⁸⁾를 사용하였다.

계산격자의 난류모델 의존성에 대해서 검토하였으며, Fig. 6에 그 결과를 보이고 있다. 전체 계산격자의 y^+ 값을 1로 설정한 경우에 대하여 SST, BSL $k-\omega$, standard $k-\omega$ 그리고 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하여 계산을 수행하였으며, 그 결과로서 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용한 경우를 제외하고 터빈의 성능에 대한 계산결과가 거의 동일한 값을 나타냄을 알 수 있다.

따라서 본 연구에서는 복잡한 구조의 내부유동장에 대해서 상대적으로 우수한 해석결과를 얻을 수 있는 것으로 알려진 SST 난류모델을 적용하여 터빈모델의 성능에 대해서 검토하였다.

계산유동장의 경계조건으로서, 입구에서는 압력 일정, 출구에서는 평균유량 일정의 조건을 설정하였으며, 파력발전시스템에 적용되는 횡류형 수력터빈의 경우 터빈의 유입구와 유출구에 왕복류가 존재하지만, 본 연구에서는 단일방향의 유동에 대해서만 정상상태의 계산을 수행하였다. 작동유체로서는 상온의 물을 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1. 성능곡선

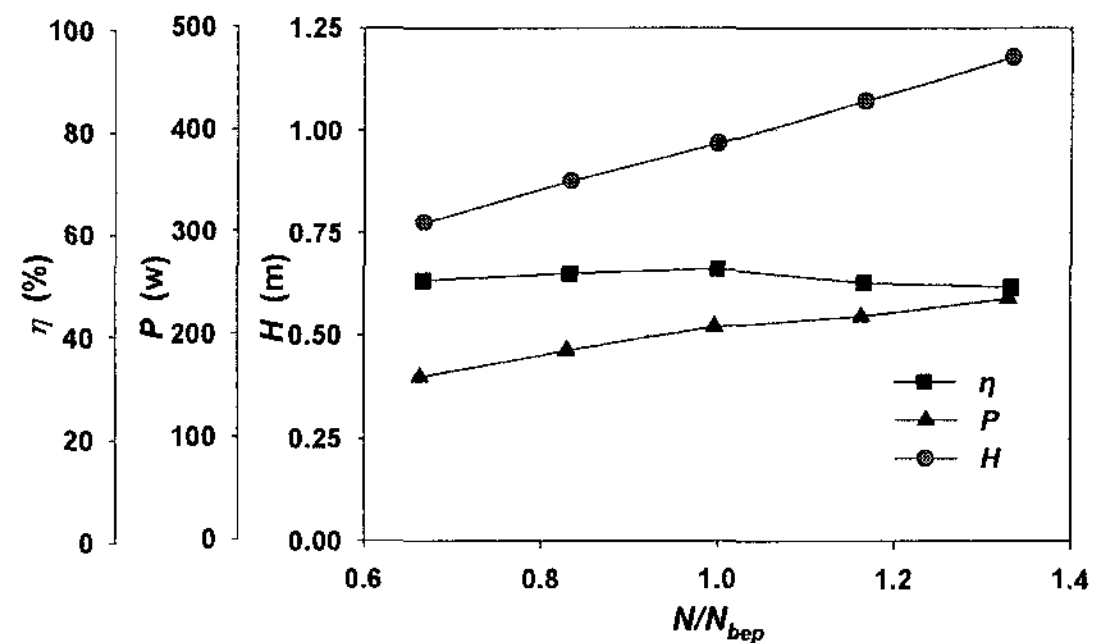
Fig. 7은 횡류형 수력터빈모델의 회전수와 유량 변화에 따른 성능곡선을 보이고 있다. 횡축의 N_{bep} 와 Q_{bep} 는 각각 최고효율점(설계점)의 회전수와 유입유량을 나타내며, 회전수 N 이 증가함에 따라서 출력 P 와 터빈 유입구 및 유출구 사이의 차압인 유효낙차 H 가 비례적으로 증가함을 알 수 있다. 그러나 효율 $\eta (= Tw/\rho gQH)$ 는 거의 일정한 값을 나타냄을 알 수 있다. 한편, T 는 토크, ω 는 러너 각속도, ρ 는 물의 밀도를 나타낸다.

또한, 유량이 변화할 경우, 유효낙차 H 와 출력 P 는 유량의 증가와 함께 크게 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 효율 η 는 회전수 변화의 경우와 마찬가지로 최고효율점을 기준으로 크게 변화하지 않음을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 횡류형 수력터빈이 해수면 이하의 수중에 설치될 경우 유효낙차 H 가 설치지점에 따라서 제한적일 수밖에 없기 때문에 높은 출력을 얻기 위해서는 수력터빈의 회전수와 유입유량을 증가시켜야 한다는 것을 암시하고 있다.

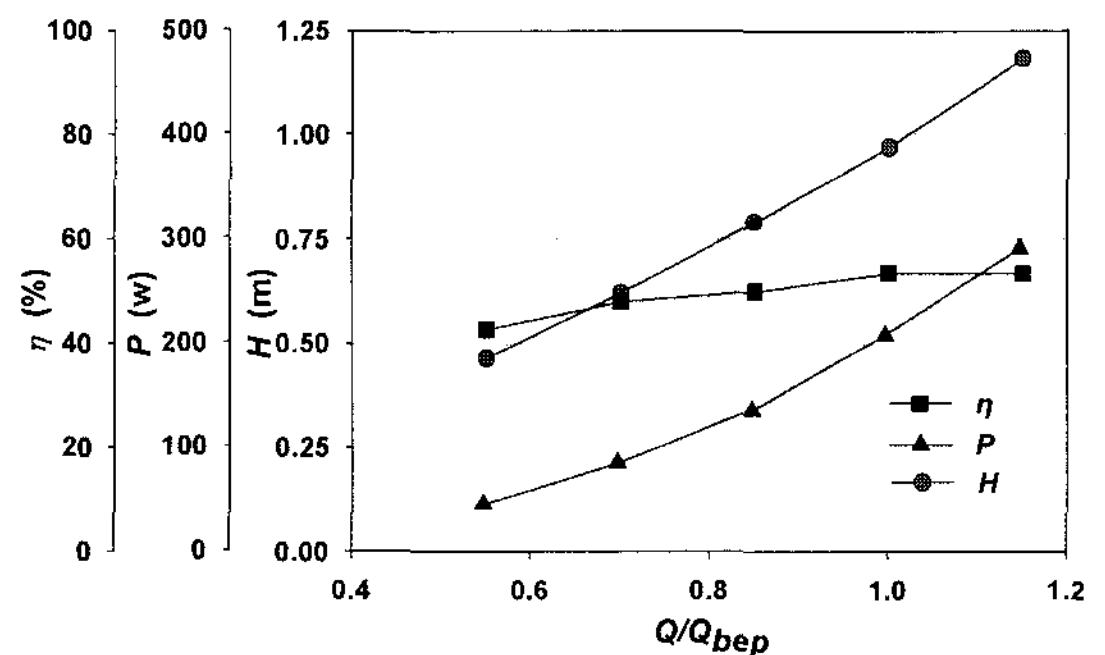
그러나 횡류형 수력터빈의 회전수는 구조상 높은 회전수로 설정할 수 없기 때문에 필요한 출력을 얻기 위해서는 유입유량을 충분히 받아들일 수 있는 유입구의 형상 설계가 중요함을 의미한다.

4.2. 출력 특성

횡류형 수력터빈은 Fig. 3에서 보이는 바와 같이 노즐의 출구를 지나서 러너 블레이드의 유로를 통하여



(a)



(b)

Fig. 7 Performance characteristic curves of cross-flow type hydro turbine model : by the (a)variation of rotational speed and (b)variation of flow rate

흐름이 유입하게 되는데, 이 영역을 Stage 1이라고 하고, 러너의 Stage 1과 러너 내부의 축을 통과하여 다시 러너 블레이드 유로로 흐름이 유입되는 영역을 Stage 2라고 한다. 또한, 흐름이 왕복류의 경우 터빈의 유입구와 유출구가 바뀔 경우에는 Stage 1과 2의 위치도 서로 바뀌게 된다. 이처럼 러너의 블레이드와 노즐의 상대적인 위치에 따라서 블레이드 유로의 영역이 변화하게 되는데, 본 연구에서는 러너의 블레이드 위치에 따라서 발생하는 출력에 대해서 검토를 하였으며, Fig. 8과 같은 계산결과를 얻었다.

러너 블레이드의 상대적인 위치에 따라서 발생된 출력은 최고효율점에서의 전체 출력을 100%로 할 경우 러너의 각 위치에서는 Stage 1에서 12.8%, Stage 2에서 76.3%, Region 1에서 18.3% 그리고 Region 2에서 -7.6%의 출력을 각각 발생시키게 된다.

일반적인 소수력용 횡류수차⁽⁹⁻¹⁰⁾의 경우 출력의 약 70%를 Stage 1에서 얻고, 나머지 약 30%는 Stage 2에서 얻게 된다. 그러나 본 연구에서 적용한 횡류형 수력터빈의 경우 소수력용 수차와는 전혀 다른 결과를

보이고 있다. 이러한 결과는 왕복류에 대해서 러너가 동일한 방향으로 회전하도록 터빈의 유로가 축대칭적인 구조로 되어 있기 때문으로 판단된다. 즉, 일반적인 소수력용 수차의 경우 러너를 통과한 흐름은 수면으로 자유낙하하거나 흡출관을 통하여 흘러내려오게 되어 있지만, 본 연구에 적용한 횡류형 수력터빈은 그 구조상 흐름이 러너를 통과하더라도 다시 노즐을 통해서 흘러나가게 되어 있기 때문에 유입구와 유출구 측의 대칭적인 노즐형상에 의하여 러너 블레이드를 통과하는 흐름도 영향을 받기 때문으로 판단된다.

한편, Region 2에서는 출력이 음의 값을 가지게 되는데 이것은 이 영역에서 손실이 있음을 나타내는 것이며, 후술의 Fig. 9에 보이는 바와 같이 러너 내부에 존재하는 와류에 의한 재순환흐름⁽¹¹⁾과 밀접한 관련이 있다.

4.3. 속도벡터 및 속도분포

Fig. 9는 횡류형 수력터빈모델 내부유동장의 속도벡터를 보이고 있다. 러너 블레이드간 유로에서는 상대속도벡터를, 그 이외의 유동장에서는 절대속도벡터를 나타낸다. 러너의 Stage 1을 통과한 흐름은 러너중심을 지나면서 가속되어 Stage 2를 통과하면서 더욱 유속이 증가하는 것을 알 수 있다.

한편, 상당히 큰 와가 러너 내부 유동장에서 주류의 좌측에 존재하며, 이 와는 러너 내부에서 재순환흐름을 형성하여 Fig. 8에서 지적된 바와 같이 출력에 큰 영향을 미쳐서 손실을 발생시킨다.

Fig. 10은 러너 블레이드의 Stage 1과 2에서 각 블레이드 간 유로 입구와 출구에서의 접선방향 속도비 v_{θ}/u 와 반경방향 속도비 v_r/u 를 각 Stage 별로 러너 블레이드 유로의 속도를 평균하여 종축에 나타낸 것이다. 여기서, v 는 유속, u 는 러너 외주의 접선속도를 나타낸다. 또한, 횡축의 θ_1^* 과 θ_2^* 는 Fig. 3의 Stage 1과 2의 각 러너 블레이드 유로 θ_1 과 θ_2 에서 접선방향 및 반경방향 속도를 1유로분으로 평균했을 때의 접선방향 위치를 나타낸다.

Stage 1에서 접선방향 속도비는 유로를 통과하면서 조금 낮아지다가 다시 러너 중심부의 유로를 통과하면서 속도가 증가하여 Stage 2의 입구에서는 다시 상승하지만, Stage 2를 통과하여 출구에서는 오히려 접선방향 속도는 반대방향(음의 값)으로 흘러나가는 것을 알 수 있다. 이러한 유동패턴의 변화는 유로의 노즐이

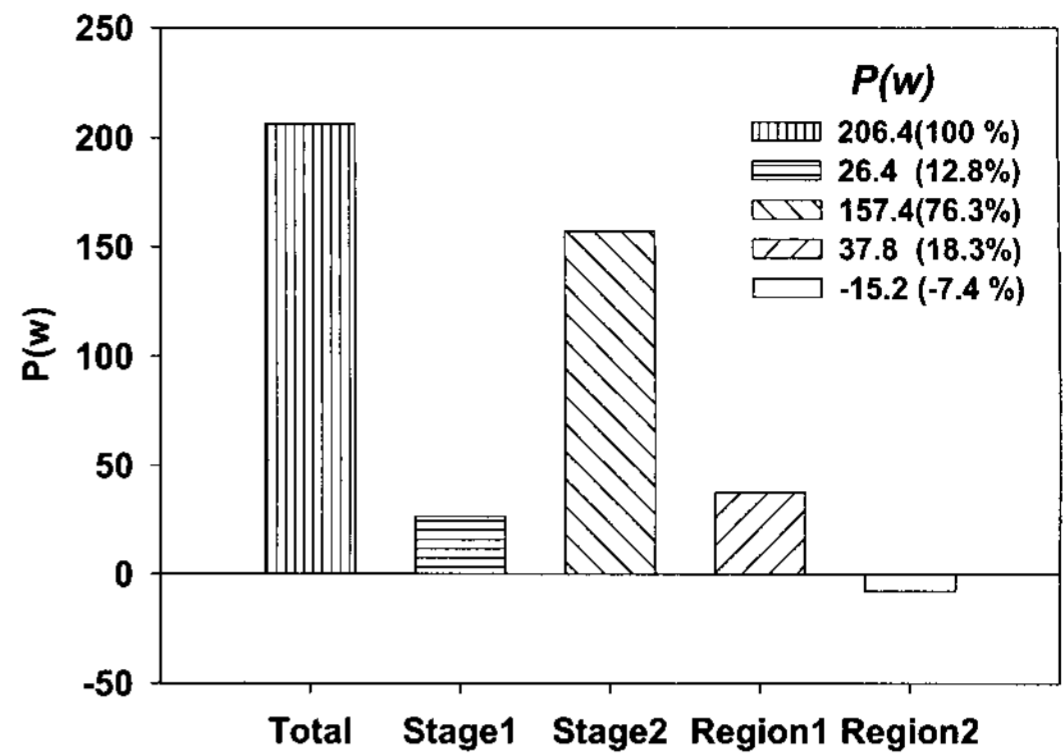


Fig. 8 Output power analysis for the divided regions of runner blade passage

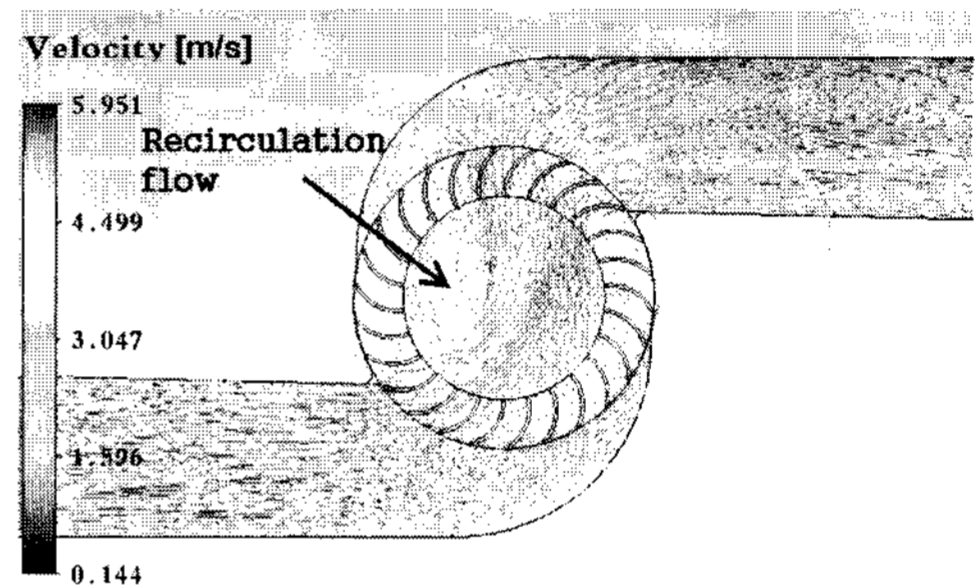


Fig. 9 Velocity vectors ($N/N_{bep}=1.0, Q/Q_{bep}=1.0$)

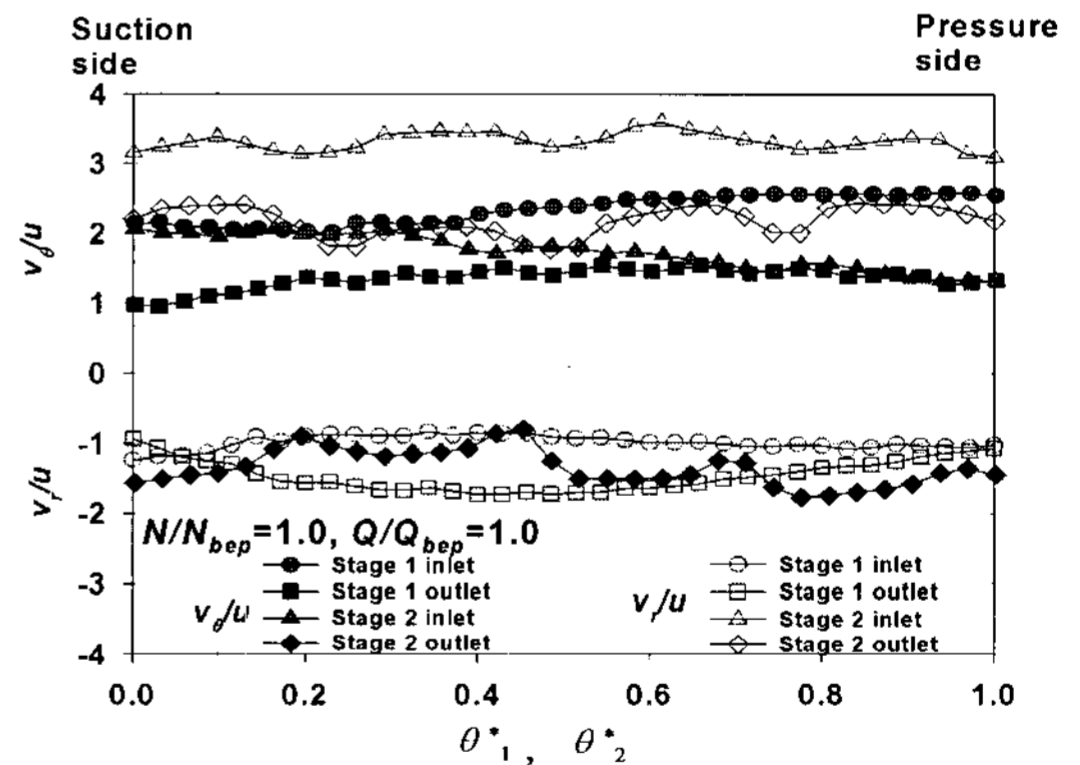


Fig. 10 Passage averaged velocity distributions at the inlet and outlet of each stag

축대칭 형상이기 때문에 흐름이 유로를 따라서 흘러가게 됨에 따라서 Stage 2의 출구에서는 반경방향의 속도가 음의 값을 가지게 된다. 또한, 반경방향 속도비 v_r/u 는 축 중심을 기준으로 반경방향의 흐름을 양의 값으로 정하였으며, Stage 2의 입구에서 가장 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다.

그리고 Fig. 8에서 확인된 바와 같이 전체출력 중에서 Stage 2에서 발생된 출력이 76.3%를 차지하는 이유로서는 Stage 2에서의 접선방향 속도비 v_{θ}/u 의 변화로서 설명될 수 있다. 즉, 출력에 직접적으로 영향을 미치는 토크는 회전중심으로부터 일정한 거리에 위치한 질량에 대하여 접선방향속도에 따라서 각운동량이 결정되어지며, 이와 같은 각운동량에 의해서 토크가 발생하게 된다. 따라서 Stage 1의 입구와 출구에서의 접선방향 속도 변화에 비하여 Stage 2의 입구와 출구에서의 접선방향 속도 변화가 3배 정도 크게 나타나는 것으로부터 Stage 2에서의 접선방향 속도비 v_{θ}/u 의 변화에 따른 각운동량의 증가에 의해 운동에너지가 증가하여 상대적으로 큰 비율로 출력이 발생하였음을 알 수 있다.

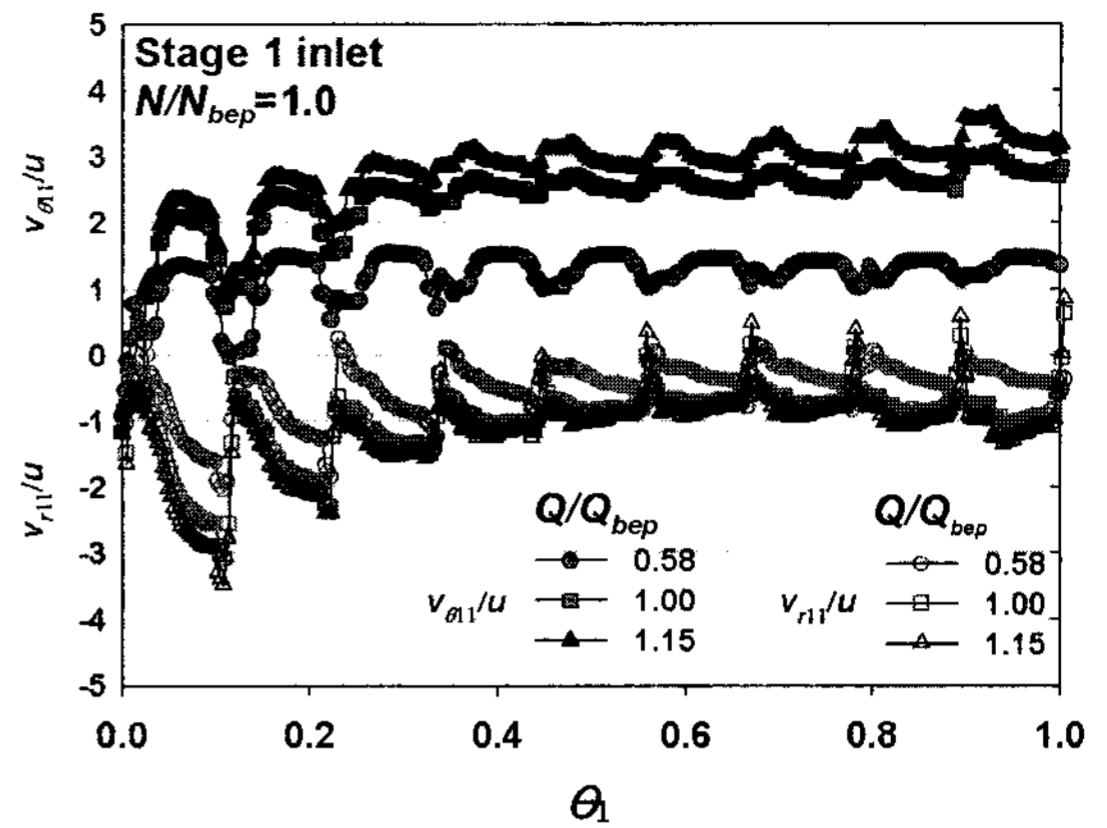
한편, Fig. 7에서 횡류형 수력터빈의 성능이 회전수에 의한 변화보다 유입 유량에 의해서 낙차와 출력이 더 크게 변화함에 따라서 유량의 변화에 따른 터빈 성능의 변화에 대해서 그 원인을 검토하였다.

Fig. 11은 일정한 회전수에서 유입 유량에 따른 Stage 1과 2의 러너 블레이드 유로 유입구에서 접선방향 및 반경방향 속도비를 나타내고 있다. 그림에서 v_{θ} 의 하첨자 11은 Stage 1의 입구를 나타내고, 하첨자 21은 Stage 2의 입구를 나타낸다. 그리고, 횡축의 θ_1 과 θ_2 는 Stage 1과 2의 러너 블레이드 유로 회전방향 상대위치를 나타낸다. 유량의 변화에 대해서 러너 블레이드를 통과하는 흐름은 반경방향 유속과 비례적으로 변화하게 되며, 각 Stage에서의 반경방향 속도비 v_r/u 는 유량과 거의 비례적으로 변화함을 확인할 수 있다. 특히, Stage 2의 반경방향 속도비는 유량에 따라서 전체 러너 블레이드간 유로에서 큰 차이를 보이고 있다.

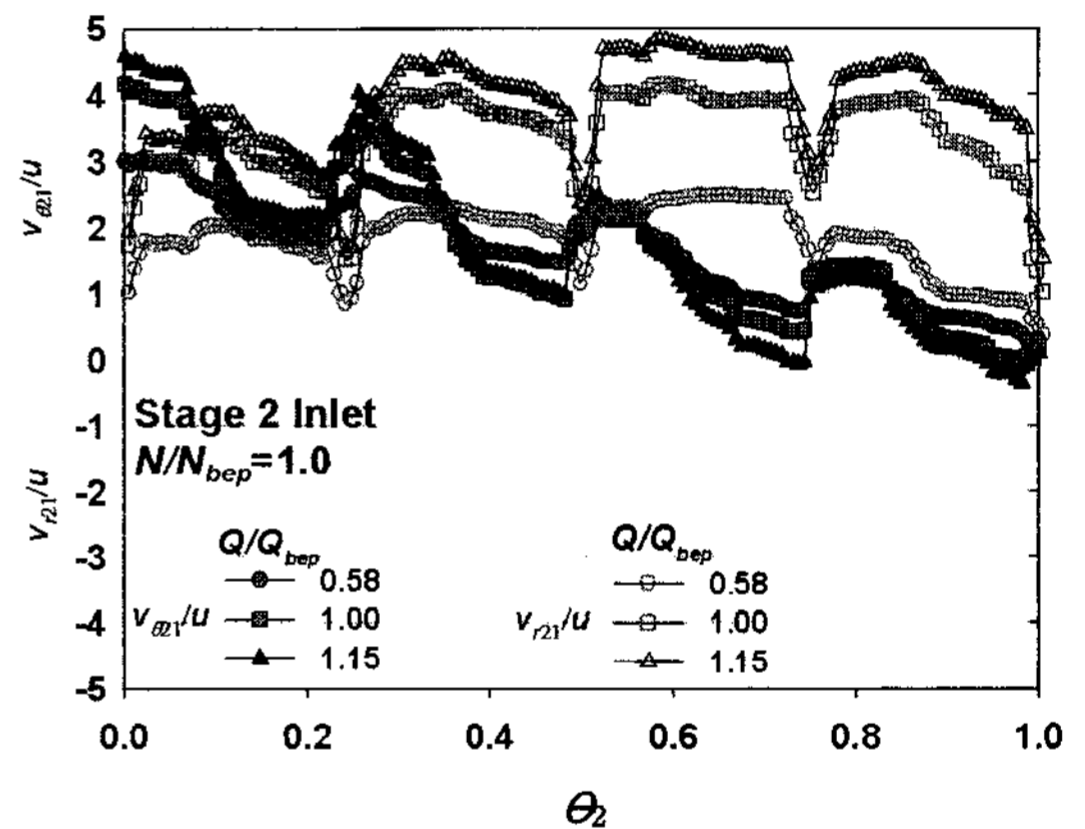
또한, 접선방향 속도비 v_{θ}/u 는 Stage 1에서 유량의 변화와 거의 비례적으로 차이를 나타내고 있다. 이와 같은 결과는 Fig. 7(b)에서 보이는 낙차와 출력의 변화와 유량이 밀접한 관련성을 가진다는 것을 의미하며, 유량의 증가와 함께 접선방향 속도 v_{θ} 도 함께 증가하여 각운동량이 커지게 됨에 따라서 수력터빈의 낙차와 출력이 증가하게 된다. 즉, 접선방향 속도가 증가함에 따라서 운동에너지가 증가하여 러너를 통과하는 흐름에 의한 낙차와 출력이 증가하게 됨을 의미한다.

4.4. 압력선도 및 압력분포

일반적으로 횡류형 수력터빈의 경우 그 원리상 중



(a)



(b)

Fig. 11 Velocity distributions at the inlet of (a)Stage 1 and (b) Stage 2 with the variation of flow rate ($N_{bep}/N=1.0$)

동형 및 반동형 수차의 성능을 나타낸다고 알려져 있다. 즉, 유입유량에 의한 운동에너지와 유효낙차에 의한 압력에너지에 의해서 출력을 발생시키게 된다.

따라서 수력터빈 내부의 압력변화와 러너 블레이드를 통과하는 흐름에 의한 블레이드 표면에서의 압력분포에 대해서 검토할 필요가 있다.

Fig. 12는 최고효율점에서의 회전수와 유량에서 수력터빈 내부의 압력을 보이고 있으며, 유입구의 상대적으로 높은 압력은 러너를 통과하면서 급격하게 낮아지고 있다. 특히, 러너 블레이드 Stage 1의 출구로부터 Stage 2의 입구 사이의 러너 중심에서 압력이 크게 저하되고 있으며, 이러한 결과는 Fig. 10에서도 알 수 있듯이 Stage 1의 출구와 Stage 2의 입구 사이에서 반경방향 속도가 크게 증가하는 것과 관련이 있다.

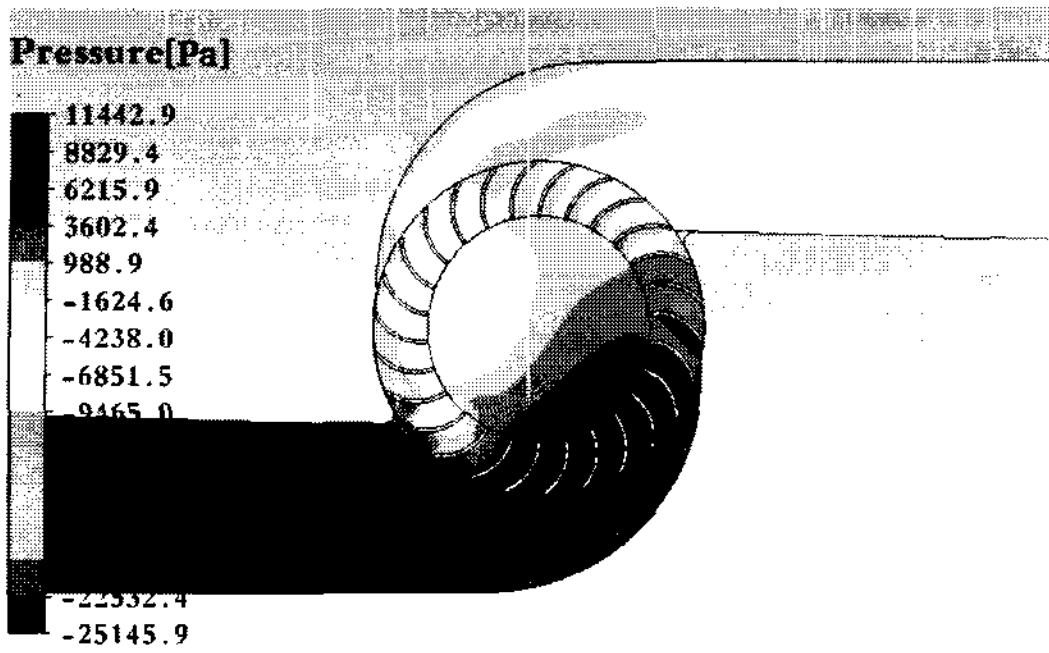


Fig. 12 Pressure contours within the flow field ($N_{bep}/N=1.0$, $Q/Q_{bep}=1.0$)

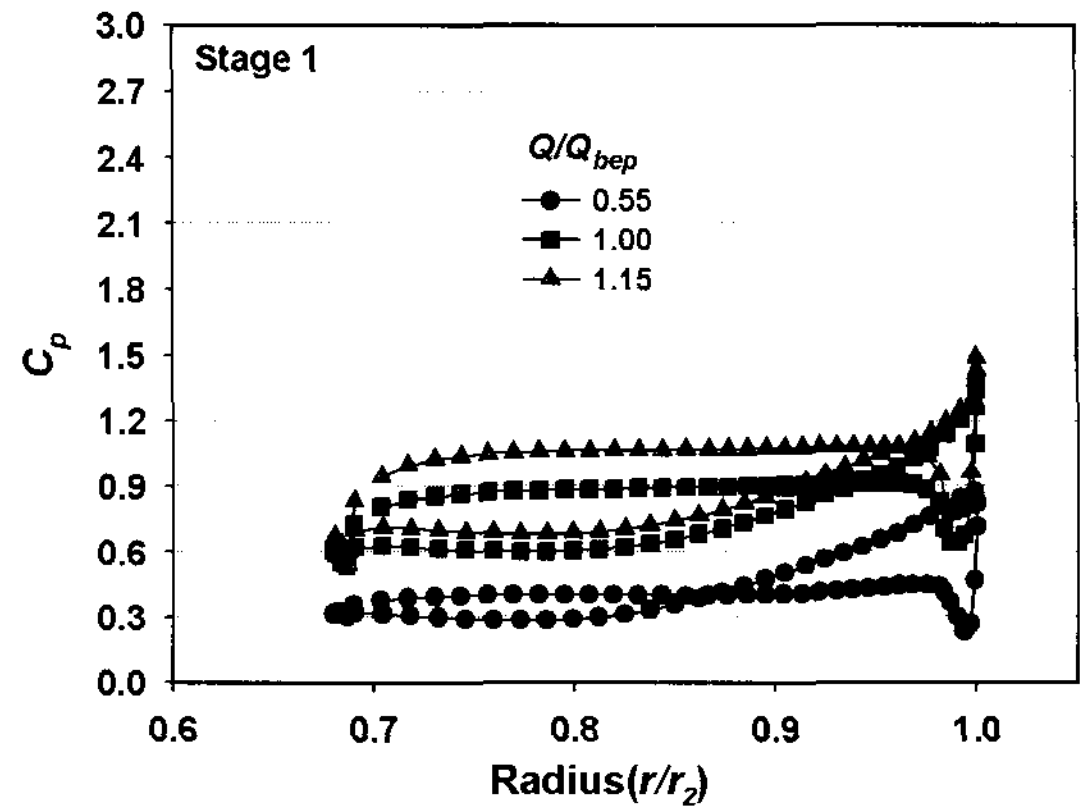
Fig. 13은 Stage 1과 2에서 각 블레이드 표면 압력 분포를 나타내고 있으며, 각 블레이드의 전연에서 후연까지의 표면압력을 평균하여 유량변화에 따라서 나타내었다. Stage 1에서는 유량변화에 따라서 블레이드 표면압력이 전체적으로 유량과 비례하여 증가한다. 이러한 결과는 Fig. 11(a)에서도 설명하였듯이 유속증가에 따른 운동에너지의 증가가 그 원인으로 판단된다. 또한, 압력분포의 압력면과 부압면 사이의 전체면적은 수력터빈의 출력에 직접적인 영향을 미치게 되므로 유량이 상대적으로 클 경우에 큰 출력을 나타내는 것을 알 수 있다. Stage 2에서도 Stage 1에서와 마찬가지로 유량이 증가할수록 압력면과 부압면사이의 면적이 비례하여 증가함을 알 수 있다.

한편, 유량이 일정할 경우 러너 블레이드의 압력면과 부압면사이의 표면압력 차이는 Stage 1보다 2가 약 3배 정도 크게 나타나고 있다. 이러한 결과는 결국 Stage 2에서 출력의 대부분을 발생시키게 되며, Fig. 8에서의 결과와 일치한다는 것을 알 수 있다.

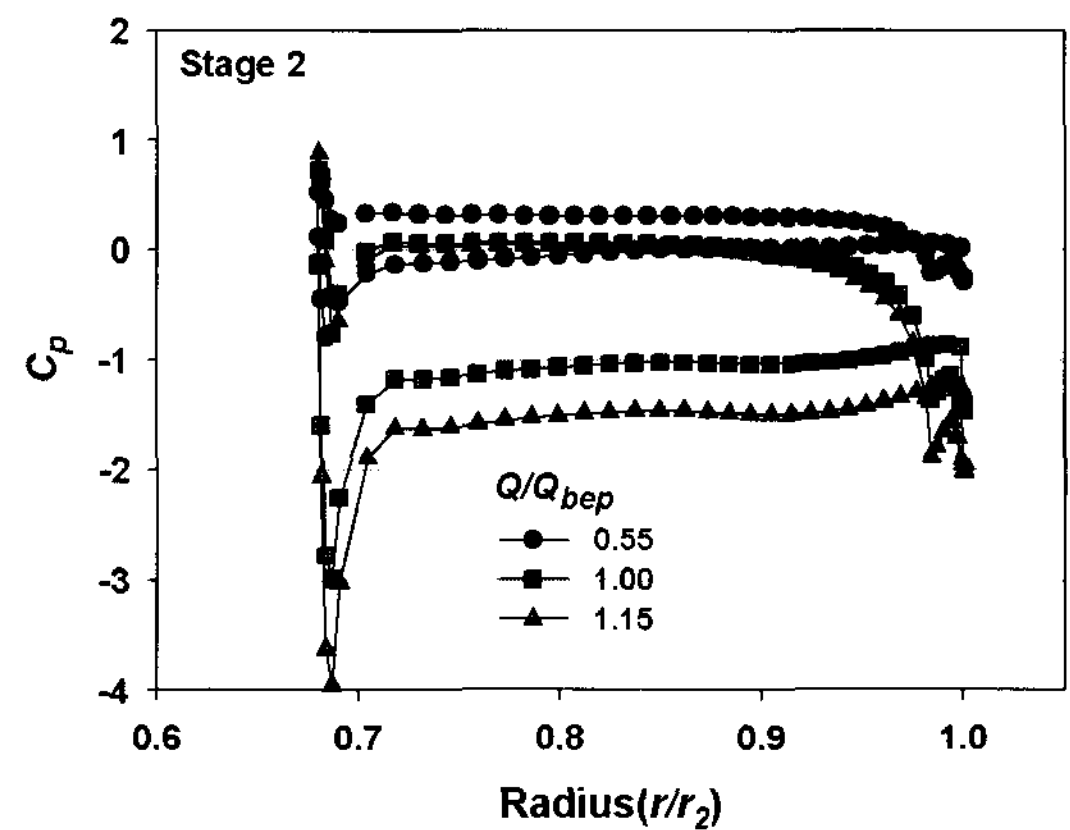
5. 결론

과력발전시스템에 적용하여 고성능으로 발전이 가능한 횡류형 수력터빈의 개발을 위하여 기본형상에 대한 성능 및 내부유동을 수치해석을 통하여 검토하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 대칭형 노즐을 가진 횡류형 수력터빈의 출력은 유입 유체의 운동에너지와 압력에너지가 러너에 함께 작용하여 출력을 발생시키며, Stage 2에서 전체 출력의 대부분을 발생시킨다.
- 2) 터빈의 성능에 영향을 미치는 인자로서 유입유량이 회전수에 비해서 상대적으로 밀접한 연관성을 가지



(a)



(b)

Fig. 13 Averaged pressure distributions on the surface around the runner blade by inlet flow rate : at (a) Stage 1 and (b) Stage 2

며, 터빈의 구조상 회전수는 비교적 낮게 설계되기 때문에 출력을 높이기 위해서는 유입구 노즐의 형상이 유입유량을 충분히 받아들일 수 있는 구조로 설계되어야 한다.

- 3) 러너의 내부에 큰 와가 존재하여 재순환흐름을 형성하기 때문에 손실이 발생한다. 따라서 효율을 높이기 위해서는 와의 발생을 억제할 수 있는 러너 블레이드 및 노즐의 최적형상으로 설계될 필요가 있다.

참고문헌

- (1) The International Society of Offshore and Polar Engineers, 2007, Proceedings of the

- 7th International Offshore and Polar Engineering Conference, Lisbon, Portugal
- (2) EWTEC2007, 2007, Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference, Porto, Portugal
- (3) (社)日本海洋開發建設協會, 2006, “21世紀の海洋エネルギー開発技術,” 山海堂
- (4) 茅陽一, 2002, “新エネルギー大事典,” (株)工業調査會
- (5) 전력기반조성사업센터, 2005, 해양에너지개발 기술 특허맵 보고서
- (6) Setoguchi, T., Kaneko, K., Maeda, H., Kim, W. and Inoue, M., 1990, “Impulse Turbine with Self-Pitch-Controlled Tandem Guide Vanes for Wave Power Conversion,” Proc. of the 4th AICFM, Vol. 1, pp. 171~176.
- (7) Fukutomi, J. and Nakase, Y., 1990, “A Study of turbine for wave power generation,” Proc. of the 1st Pacific Asia Offshore Mechanics Symposium, pp. 193~198.
- (8) ANSYS Inc., 2007, “ANSYS CFX Documentation,” Ver. 11, <http://www.ansys.com>
- (9) Mockmore, C.A. and Merryfield, F, 1949, “The Banki Water Turbine,” Engineering Experiment Station of Oregon State College, Bulletin Series No. 25.
- (10) Choi, Y. D., Lim, J. I., Kim, Y. T. and Lee, Y. H., 2007, “Internal Flow Characteristics of Cross-Flow Hydraulic Turbine with the Variation of Nozzle Shape,” Proceedings of FEDSM2007, 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, San Diego, USA, Paper No. : FEDSM2007-3754.
- (11) Choi, Y. D., Lim, J. I., Kim, C. G., Kim, Y. T. and Lee, Y. H., 2007, “CFD Analysis for the Internal Flow Characteristics of a Cross-Flow Hydraulic Turbine,” Proceedings of the 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, Jeju, Korea, Paper No. : AICFM9-140.