

파력발전용 직접구동터빈의 성능에 미치는 수심의 영향

최영도* · 김창구** · 조영진** · 김유택*** · 이영호****†

Effect of Water Depth on the Performance of a Direct Drive Turbine for Wave Energy Converter

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

Key Words : Wave energy converter(파력에너지 변환장치), Direct drive turbine(직접구동터빈), Performance(성능), Water depth(수심), Wave channel(조파수조)

ABSTRACT

Development of high efficiency turbine with good performance is one of the main topics in the field of developing wave energy converter. For the development and improvement of the turbine performance, the effect of wave condition on the turbine performance should be considered in detail. Also, water depth is an important factor because incident wave power to the turbine is considerably influenced by the wave particle amplitude of motion and the amplitude is closely related with the water depth. Therefore, in this study, the effect of water depth on the performance of a direct drive turbine(DDT) for wave energy converter is investigated using the DDT which is installed in two types of wave channel.

The experimental results show that the DDT captures more wave energy under the condition of relatively shallow water depth. When the water depth is shallow, the horizontal water particle amplitude of motion becomes wider and thus, the water power toward the turbine becomes larger.

1. 서론

지구상에 존재하는 바다는 지구총면적의 약 70%를 차지하고 있으며, 그 바다에 포함된 해양에너지는 조력, 조류, 파력, 해수온도차 등 여러 가지 형태로 해양에 존재하는 에너지원이다. 그 중에 파력은 우리나라의 경우 연안을 따라서 약 650MW의 파랑에너지 부존량을 갖는 것으로 추산되고 있고, 전 세계적으로는 약

* 한국해양대학교 산학협력단
** 한국해양대학교 대학원
*** 한국해양대학교 기관시스템공학부
**** 한국해양대학교 기계·정보공학부
† 교신저자, E-mail : lyh@hhu.ac.kr

2TW 정도의 에너지를 이용할 수 있는 것으로 추정된다⁽¹⁾.

이러한 파력에너지를 효율적으로 개발하기 위해서 현재까지 여러 종류의 파랑 변환장치가 제안되었으며, 실험역의 파랑조건을 고려한 다양한 파력발전장치가 개발되고 있다^{(1)~(14)}.

일반적으로 파랑에너지 변환장치의 에너지 흡수특성은 어느 특정 파랑조건 범위에 대해서 높은 값을 보이며, 그 범위를 벗어나면 급격히 저하된다⁽¹⁾. 따라서, 우수한 변환장치는 넓은 범위의 파랑조건에 대해서 높은 에너지 흡수효율을 보이는 것이라 할 수 있으며, 이를 위해서는 가능한 한 효율적으로 파랑에너지를 집중시켜서 에너지밀도를 높이는 등의 이용방법이 개발되어야 한다.

Fukutomi 등⁽¹⁴⁾은 기존의 진동수주형(Oscillating Water Column) 터빈에서 작동유체로서 공기를 사용하고 있는 공기식 터빈에 대하여, 진동수주로부터 공기실 사이의 에너지전달에 따른 손실을 없애고, 진동수주의 물을 작동유체로 직접 사용함에 의해 작동유체의 에너지밀도 증가에 따른 터빈성능의 개선을 도모할 수 있는 새로운 형식의 파력발전용 직접구동터빈을 제안하였으며, 최 등^{(15),(16)}은 진동수주에 직접 터빈을 설치하여 수류의 운동에너지와 압력에너지를 동시에 이용할 수 있는 터빈을 개발하였다.

또한, Lee 등⁽¹⁷⁾은 파랑조건에 따른 직접구동터빈(Direct Drive Turbine, DDT)의 성능을 검토하기 위해서 터빈모델을 2차원 조파수조에 설치하여 파고와 파주기에 따른 실험을 수행하여, 종래의 터빈성능 이상의 우수한 성능특성을 확인하였다.

본 연구에서는 실험역에서 직접구동터빈의 설치시 터빈성능에 미치는 수심의 영향을 검토할 필요가 있기 때문에, 두 종류의 상대적인 수심에 대해서 다양한 파고와 파주기에 대해서 실험을 통한 터빈성능을 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1. 실험장치

Fukutomi 등⁽¹⁴⁾은 직접구동터빈의 성능시험을 위해서 순환형 밀폐관로에서 터빈에 적용할 낙차와 유량을 펌프를 이용하여 공급하였으며, 실험역에서 파랑에 의해 발생하는 왕복류의 영향을 고려하기 위하여 밸브제

어장치를 적용하여 일정한 왕복류를 생성시킬 수 있었다. 그러나, 실험역에 터빈을 설치할 경우 파랑에 의해 발생한 흐름은 대기중에 개방된 흐름이기 때문에 그 흐름은 밀폐관로에서의 흐름과는 큰 차이를 보일 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 파랑의 영향을 최대한 고려하여 터빈의 성능시험을 수행하기 위하여 2차원 조파수조에서 발생시킨 파랑에 의한 흐름을 터빈에 유입시켜서 그 흐름에 의해서 터빈이 구동할 수 있도록 실험장치를 구성하였다.

Fig. 1과 2는 본 연구에서 채용한 실험장치를 보이고 있으며, Table 1에서 조파수조에 의한 파랑조건을 나타내고 있다. 조파수조 I과 II는 피스톤식 조파장치를 내장하고 있으며, 제어장치를 이용하여 파고, 파주기를 조절할 수 있도록 설계되어 있다. 터빈 성능에 대한 수심의 영향을 검토하기 위하여 조파수조 I에서는 수심을 75cm로 설정하였고, 조파수조 II에서는 수심을 약 2배인 140cm로 정하였다. 본 연구의 목적이 수심에 따른 터빈성능을 검토하는 것이므로, 두 종류의 수조에서 수조 폭은 동일하게 1m로 설정하였으며, 높이만 1m와 2m로 차이를 두었다. 수면에서 터빈 러너중심까지의 수직거리는 두 조파수조에서 동일하게 30cm로 설정하였다.

수심의 변화에 따른 직접구동터빈의 성능을 확인하기 위해서는 다양한 종류의 수심에 대해서 검토할 필요가 있지만, 각 수심에 해당하는 조파수조를 본 실험을 위해서 제작하거나, 일정한 수심의 조파수조에 대해서 다양한 크기의 터빈을 제작하는 것은 막대한 연구비용이 필요로 하기 때문에, 본 연구에서는 실험장치 구성상의 현실성을 고려하여, 채용된 터빈 모델에 대해서 수심이 2배의 차이를 보이는 경우(조파수조 I과 II를 적용)에 대해서만 실험을 수행하고, 다양한 종류의 수심에 따른 터빈 성능에 대해서는 CFD해석을

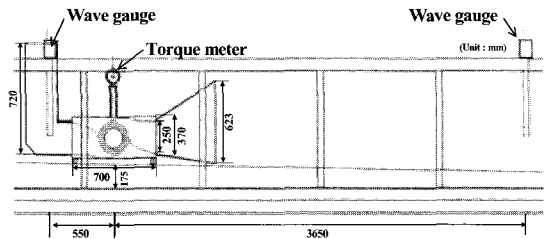


Fig. 1 Schematic view of test facility in 2-D wave channel I

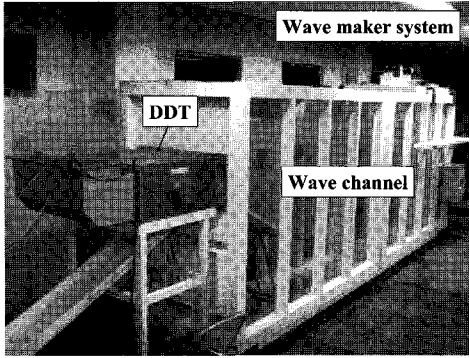


Fig. 2 Image of test turbine model and 2-D wave channel II

Table 1 Dimensions of wave channel and wave condition

Wave channel		I	II
Total length	(m)	30	5
Width	(m)	1	1
Height	(m)	1	2
Turbine location from wave maker	(m)	15	4
Water depth	h (cm)	75	140
Wave height	H_w (cm)	10~20	20~35
Wave period	T_p (sec.)	1.5~2.0	1.5~2.5
Wave type		Monochromatic	

적용한 후속연구에서 상세하게 검토될 것이다.

한편, 조파수조 I에서는 Fig. 1에 보이는 바와 같이 터빈을 수조내부에 설치하였으나, 조파수조 II에서는 Fig. 2와 같이 조파장치 반대편 외부 벽면에 터빈을 설치하였다. 터빈의 설치 위치와 조건에서 두 수조에서 차이가 있지만, 터빈 유입구로 들어가는 유입흐름

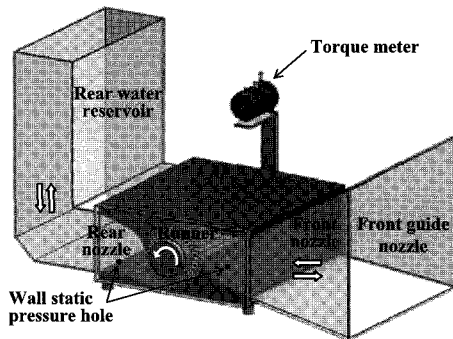


Fig. 3 Schematic view of test DDT model and its operational mechanism

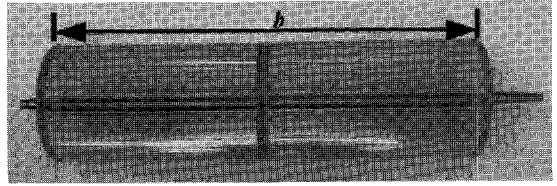


Fig. 4 Image of test runner

Table 2 Dimensions of test turbine model

Turbine length		700 mm
Turbine width	b_T	700 mm
Turbine height		370 mm
Front nozzle inlet width	b_n	700 mm
Front nozzle inlet height		250 mm
Guide nozzle inlet width	b_{gn}	0.9 m
Guide nozzle inlet height		623 mm
Runner outer diameter	D_2	260 mm
Runner inner diameter	D_1	165 mm
Runner width	b	700 mm
Runner outer blade angle	a	30 deg.
Runner inner blade angle	β	90 deg.
Runner blade number	Z	30

Table 3 Designed values of test turbine model

Designed inflow velocity	v_{in}	0.43 m/s
Designed effective head	H	0.05 m
Designed rotational speed	N	45 min ⁻¹
Designed output power	P_T	22 W

에서는 차이가 없도록 실험장치를 설계하여, 터빈 설치 조건이 터빈 성능에 미치는 영향은 없도록 하였다.

Fig. 1에서 보이는 바와 같이 유입흐름의 파고와 파주기에 대해서 조파수조 I에서는 터빈 러너중심에서 3.65m 상류측에 설치한 용량식 파고계를 이용하여 터빈에 유입되는 파고와 파주기를 측정하였으며, 조파수조 II에서는 수조벽면에 눈금자를 설치하여 수면의 변화에 따른 파고와 주기를 각 파랑조건에서 10회 이상 측정하여 그 평균값을 사용하였다.

2.2. 직접구동터빈 모델

Fig. 3과 4는 본 연구에 적용한 직접구동터빈(DDT) 모델과 러너를 보이고 있으며, Table 2에서 상세치수

를 나타내고 있다. 터빈의 작동원리는 파랑에 의한 상하 및 전후방 흐름을 터빈 전방가이드노즐에서 전후방 왕복류로 변환시키는 작용을 하게 된다. 따라서, 전방 가이드노즐에서 후방 저수조 사이의 유로에서는 전방 가이드노즐에서 유입된 흐름이 터빈 내부유로에서 단체로 왕복유동을 형성하게 되고, 유로내의 유체는 단체로 진동수주(oscillating water column)와 같은 유동 현상을 나타내게 된다.

한편, 터빈 내부의 흐름은 왕복류이지만, 터빈 러너의 회전방향은 터빈 전후방노즐의 형상적인 특성에 의하여 단일방향으로 회전하게 된다.

터빈의 성능계측은 터빈 러너축에 풀리를 설치하고, 타이밍벨트를 이용하여 터빈 외부에 설치된 토크미터와 연결하여 토크를 계측하였고, 토크미터에 내장된 회전계를 이용하여 러너 회전수를 측정하였다. 회전수에 따른 성능변화를 검토하기 위하여 토크미터의 회전축에 에어브레이크를 설치하여 유입흐름에 의해 구동되는 러너의 회전수를 조절 가능하도록 하였다.

유입흐름에 의한 유량에 대해서는 터빈 후방에 설치된 저수조에 용량식 파고계를 설치하여 왕복류에 따른 저수조내의 수주 높이가 변화를 측정하여 평균유량으로 사용하였으며, 터빈의 유효낙차는 터빈 전방노즐과 후방노즐의 벽면정압을 각각 측정하여 그 차압을 이용하여 유효낙차로 사용하였다.

Table 3은 본 연구에서 채용한 직접구동터빈 모델의 성능에 대한 설계값을 나타내고 있으며, 터빈의 크기 및 터빈에 유입하는 흐름의 유량과 낙차를 고려하여 설계하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 시계열 계측 데이터

Fig. 5는 본 연구에서 계측한 시계열 데이터를 보이고 있다. 횡축에는 시간변화를 나타내고, 종축에는 순간 유효낙차 $H_{instant}$, 순간 축동력 $P_{T instant}$, 순간 토크 $T_{instant}$, 순간회전수 $N_{instant}$ 를 그리고, 순간 유량 $Q_{instant}$ 를 각각 나타내고 있다.

파랑의 영향에 의한 물입자의 운동은 수면 아래에서 원의 중심으로부터 일정한 거리에서 원의 궤적을 따라서 반복적으로 움직이며, 수심이 깊어질수록 그 원의 중심에서 궤적까지의 거리가 기하급수적으로 작아져서 일정한 수심이하에서는 물입자의 원운동이 사라지게 된다⁽¹⁸⁾. 따라서, 파랑에 의한 유체의 운동은 수면 아래에서 상하 및 전후 방향으로 반복적으로 발생하게 되며, 직접구동터빈은 이러한 운동 중에서 전후 방향의 왕복유동을 이용하여 터빈 러너를 구동시키게 된다.

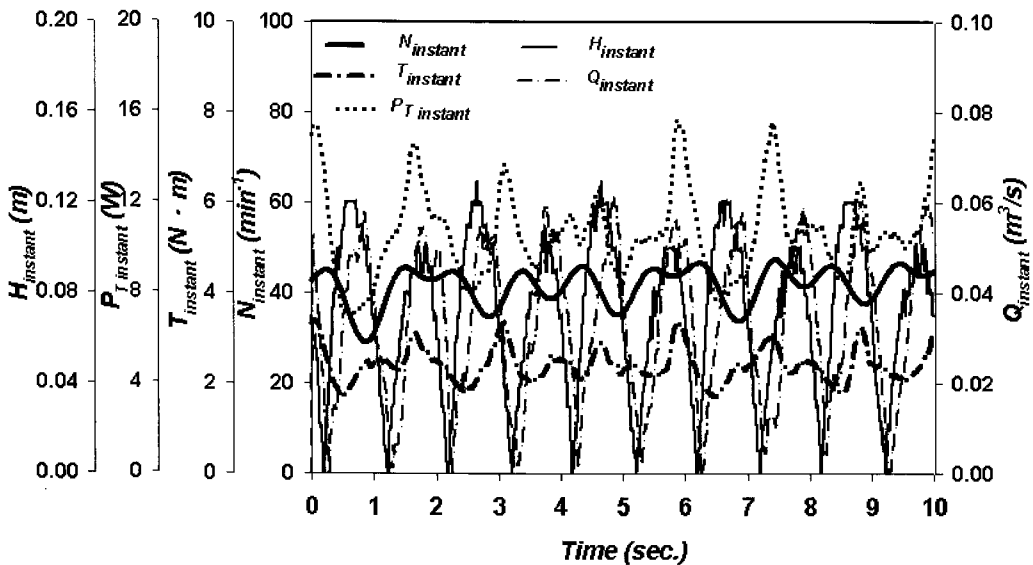


Fig. 5 Time serial output data by test turbine model ($T_p=2sec.$, $H_w=20cm$, $h=75cm$, loaded condition)

터빈의 전방가이드노즐 입구에서 유체의 전후 방향 유동이 터빈으로 유입되면 러너가 회전을 하게 되며, 러너의 블레이드에서는 유입흐름이 가지는 유량과 압력을 흡수하여 회전력을 발생시키게 되며, 따라서, 러너 전후의 터빈노즐 사이에서는 차압 Δp (유효낙차 H)가 발생하게 된다. 또한, 터빈 내부유로의 흐름은 왕복류이기 때문에 유효낙차와 유량은 Fig. 4에서와 같이 일정한 주기를 가지고 변동하며, 토크와 출력에서도 마찬가지로 주기적인 변동을 보이게 된다.

한편, 회전수 N_{intra} 의 경우, 일정한 부하에 의해 평균회전수가 약 40min^{-1} 정도로 유지되고 있으며, 평균회전수에 대한 순간회전수의 변동값이 일반적인 파력발전용 공기터빈⁽²⁾에 비하여 상대적으로 작기 때문에 발전기와와의 연계시 발전성능이 크게 개선될 것으로 예상된다.

3.2. 수심과 파랑조건에 따른 터빈 성능

Fig. 6과 7은 두 종류의 상대적인 수심에 대해서 파고와 파주기가 변화할 경우에 대한 터빈성능을 검토한 결과이며, Fig. 5의 순간 계측값을 시간평균하여 각 계측요소의 평균값으로 사용하였다.

Fig. 6에서 종축의 파고 H_w 가 높아짐에 따라서 수심에 상관없이 유량 Q , 터빈 전방노즐 벽면정압 p_f , 회전수 N 이 거의 직선적으로 증가함을 알 수 있다. 또한, Fig. 7에서 주기가 증가함에 따라서 일정 주기 이상에서부터 계측값이 직선적으로 증가함을 알 수 있다. 이러한 결과에 대한 원인으로서 파력에너지에서 차지하는 파고와 파주기의 영향을 고려해볼 필요가 있다.

일반적으로, 실험역에서 발생하는 불규칙파랑에 의한 파력에너지 E_w 는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다⁽¹⁹⁾.

$$E_w = a(H_{w1/3})^2 \cdot (T_{p1/3}) \quad (1)$$

여기서, a 는 상수로서 약 0.49로 정해지며, $H_{w1/3}$ 는 유의파고(m), $T_{p1/3}$ 는 유의파주기(sec.)를 나타낸다.

식(1)에서 알 수 있는 바와 같이 파력에너지는 유의파고의 자승과 유의파주기에 비례관계이기 때문에 Fig. 6과 7에서 파고와 파주기가 증가할수록 터빈 성능값이 증가하는 것은 타당한 결과라고 판단된다. 또한, Fig. 7(a)에서 주기가 $T_p=1.9\text{sec}$. 이하에서는 터빈 성능값이 거의 변화가 없는데, 이것은 터빈 러너가 가지는 관성력의 영향으로 인하여 어느 특정한 값 이상

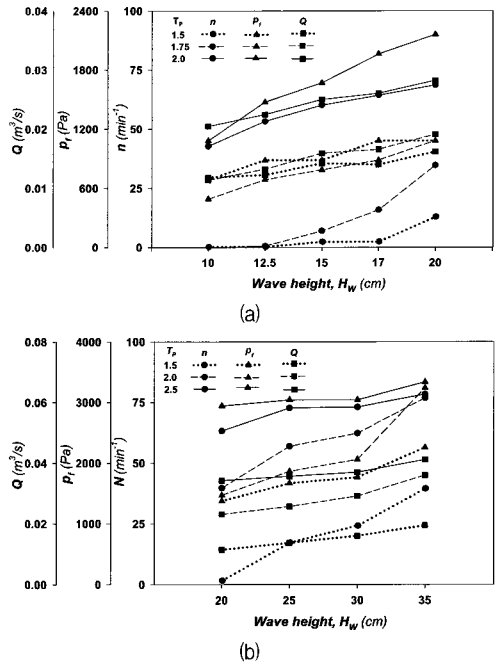


Fig. 6 Turbine performance by wave height in the cases of (a) shallow water $h=75\text{cm}$ and (b) deep water $h=140\text{cm}$

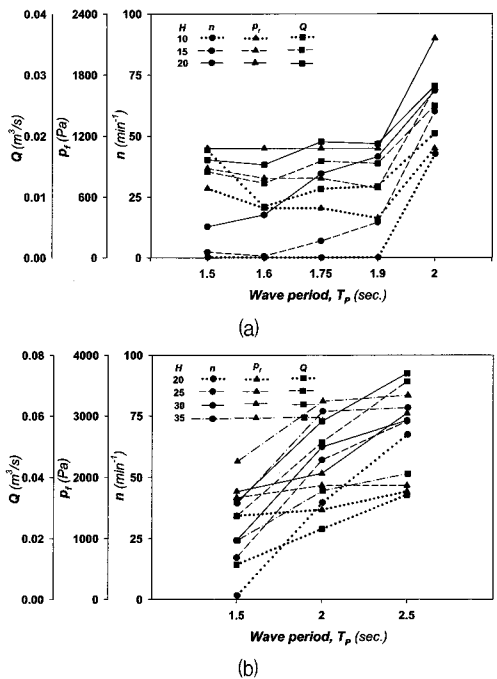


Fig. 7 Turbine performance by wave period in the cases of (a) shallow water $h=75\text{cm}$ and (b) deep water $h=140\text{cm}$

Table 4 Comparison of test turbine performance by water depth

Wave channel		I	II
Water depth	h (cm)	75	140
Wave height	H_w (cm)	20	20
Wave period	T_p (sec.)	2.0	2.0
Flow rate	Q (m^3/s)	0.028	0.023
Rotational speed	N (min^{-1})	68.5	39.7
Static pressure at front nozzle	P_f (Pa)	2158	1471

의 파고와 파주기에 의한 파력에너지가 유입되어야 비로소 정상적으로 터빈의 운전이 시작됨을 나타낸다.

한편, Fig. 6에서 파고가 $H_w=20cm$ 이고, 주기가 $T_p=2.0sec$.인 동일한 파랑조건에서 각 수심에 따른 터빈 성능 변화에 대하여 터빈출력을 무부하조건으로 설정하여 실험한 결과 Table 4와 같은 차이를 보이게 된다. 상대적으로 얇은 수심 75cm에서는 유량 $Q=0.028m^3/s$, 회전수 $N=68.5min^{-1}$, 전방노즐정압 $p_f=2158Pa$ 을 나타내지만 (Fig. 6(a)), 수심이 140cm인 경우에는 그보다 훨씬 낮은 값인 유량 $Q=0.023m^3/s$, 회전수 $N=39.7min^{-1}$, 전방노즐 정압 $p_f=1471Pa$ 을 각각 보이고 있다 (Fig. 6(b)). 또한, Fig. 7의 결과에서도 동일한 경향의 결과를 나타내고 있음을 알 수 있다. 즉, 수심이 상대적으로 얇은 곳에 설치한 터빈에서 더 높은 값의 터빈 성능값을 나타내고 있음을 확인할 수 있다.

이와 같은 결과는 Folley 등⁽¹³⁾이 수행한 연구 결과로부터 그 원인을 추론할 수 있다. 파랑에 의한 유입 유동이 터빈에 입사할 경우 터빈에서 흡수할 수 있는 파력(surge wave force) F 는 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F=(M_v+M_a) \cdot (f^2 \xi) \tag{2}$$

그리고, ξ 는 식(3)으로 다시 나타낼 수 있다.

$$\frac{\xi}{\xi_{aw}} = \frac{1}{\sqrt{(1 + \frac{2kh}{\sinh(2kh)}) \tanh(kh) \cdot \tanh(kh)}} \tag{3}$$

여기서, M_v , M_a , $f^2 \xi$ 는 각각 변위된 물체의 질량, 물체의 부가질량, 사인파형의 파도에 대한 물입자의 가속도를 의미한다. 또한, f 와 ξ 는 각각 파랑의 주파수와 물입자의 수평방향 운동체의 크기를 나타낸다. 그리고,

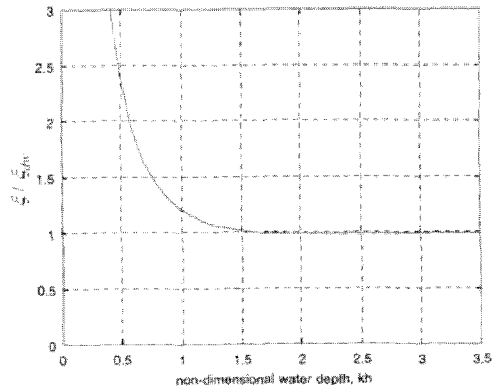


Fig. 8 Change in horizontal water particle amplitude with water depth⁽¹³⁾

ξ_{aw} 는 심해에서의 수평방향 물입자 운동 크기, k 는 파수(wave number), h 는 수심을 각각 나타낸다.

식(3)을 수평방향 물입자 운동 크기와 무차원수심 kh 에 대해서 나타내면 Fig. 8과 같이 나타낼 수 있다.

Fig. 8의 결과에서 알 수 있듯이, 상대적으로 얇은 수심에서 매우 큰 수평방향 물입자 운동이 발생하고, 수심이 깊어질수록 급격하게 물입자 운동이 작아짐을 알 수 있다. 다시 말하면, 수심이 비교적 얇은 해역에서 수평방향 물입자 운동이 매우 크게 발생하고, 따라서, 식(2)의 관계로부터 터빈이 흡수할 수 있는 입사파랑에 의한 파력이 상대적으로 크다는 것을 알 수 있다.

그러므로, Fig. 6과 7에서 확인된 바와 같이 수심이 비교적 얇은 곳에 설치된 터빈에서 상대적으로 큰 터빈 성능값을 나타낸다고 판단된다.

3.4. 성능특성곡선

전절에서는 수심에 따라서 터빈의 성능이 크게 영향을 받는다는 것을 확인하였으며, 본 절에서는 수심에 따른 터빈 성능에 대하여 터빈의 출력, 효율 그리고 운전 가능한 회전수 범위에 대해서 검토한다.

Fig. 9는 직접구동터빈 모델에 대하여 수심이 상대적으로 얇은 경우(Fig. 9(a))와 깊은 경우(Fig. 9(b))에 대해서 횡축의 터빈 회전수변화 N 에 대한 종축의 유효낙차 H , 출력 P_T , 토크 T , 터빈효율 η_T 그리고 유량 Q 의 성능특성곡선을 보이고 있다.

터빈효율 η_T 는 식(4)에 의해 정의된다.

$$\eta_T = (T\omega) / (\rho g Q H) \tag{4}$$

여기서, ω 는 러너의 회전각속도, ρ 는 밀도, g 는 중력가속도를 각각 나타내고 있으며, 본 성능특성곡선에서의 효율은 유입된 파랑에너지에 의한 터빈 본체의 효율만을 나타내고 있으며, 전방가이드노즐에 의한 1차 변환 효율은 포함시키지 않았다.

수심이 상대적으로 얇을 경우에는 Fig. 9(a)에서 보이는 바와 같이 회전수가 43.0min^{-1} 에서 최고효율점을 나타내고 있다. 유입된 파랑에너지에 대해서 최고효율이 $\eta_r=48.6\%$ 를 보이고 있으며, 종래의 파력발전용 공기터빈^(6,7)에 비해서 비교적 양호한 효율을 보이고 있다. 그러나, 수심이 상대적으로 깊은 경우에는 Fig. 9(b)에서와 같이 운전 가능한 회전수 범위가 상당히 좁아졌고, 회전수 35.0min^{-1} 에서 터빈 최고효율도 $\eta_r=32.9\%$ 로 매우 감소되었음을 알 수 있다.

이러한 결과는 식(3)과 Fig. 8의 이론해석 결과와 밀접한 상관성이 있으며, Fig. 9(a)에서 상대적으로 양호한 출력 및 효율 특성을 보이는 것은 천해에서 상대적으로 큰 물입자의 운동 크기에 의해 수평방향의 비교적 큰 파력이 터빈에 유입되어 터빈의 토크와 출력이 크게 상승하였다고 판단된다.

4. 결론

파력발전용 직접구동터빈을 개발하여 수심이 터빈의 성능특성에 미치는 영향을 검토하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 수심에 따른 직접구동터빈의 성능은 상대적으로 얇은 수심에서 보다 더 양호한 성능특성을 나타냄을 확인할 수 있었고, 그 원인으로는 파랑에 의한 천해역에서의 수평방향 물입자 운동 크기가 심해역에서보다 훨씬 크기 때문에 터빈에 유입되는 파력 에너지 밀도가 천해역에서 더욱 커지게 된다.
- 2) 터빈의 성능은 입사 파랑의 일정한 파고와 파주기 이상에서 비례하는 경향을 나타내며, 수심이 상대적으로 얇을수록 유량, 압력, 회전수가 더욱 크게 증가한다.
- 3) 본 연구에서 적용한 파랑조건 및 수심에 의하면, 비교적 얇은 $h=75\text{cm}$ 의 수심에서 효율이 $\eta_r=48.6\%$ 로 양호한 결과를 나타내고 있으나, 비교적 깊은 수심인 $h=140\text{cm}$ 에서는 최고효율이 $\eta_r=32.9\%$ 이고, 운전가능한 회전수 범위도 수심이 얇은 경우에 비해서 매우 좁아지게 된다.

참고문헌

- (1) (社)日本海洋開發建設協會, 2006, 21世紀の海洋エネルギー開發技術, 山海堂.
- (2) T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao and K. Kaneko, 2001, "A Review of Impulse Turbines for Wave Energy Conversion," Renewable Energy, Vol. 23, pp. 261~292.
- (3) T. Setoguchi, S. Santhakumar, M. Takao, T. H. Kim and K. Kaneko, 2002, "A Performance study of a radial turbine for wave energy conversion," Proc. Instn Mech Engrs Part A : Power and Energy, Vol. 216, No. 1, pp. 15~22.
- (4) R. Curran, 2002, "Productivity of Ocean-Wave Energy Converters : Turbine Design," J. Energy Engineering, Vol. 128, No. 2, pp. 13~31.
- (5) D. G. Dorrell, M-F. Hsieh and W. Fillet, 2007, "Segmented Small Oscillating Water Columns using In-Line Savonius Rotors," Proc. the 7th International Offshore and Polar Engineering Conference, Lisbon, Portugal.

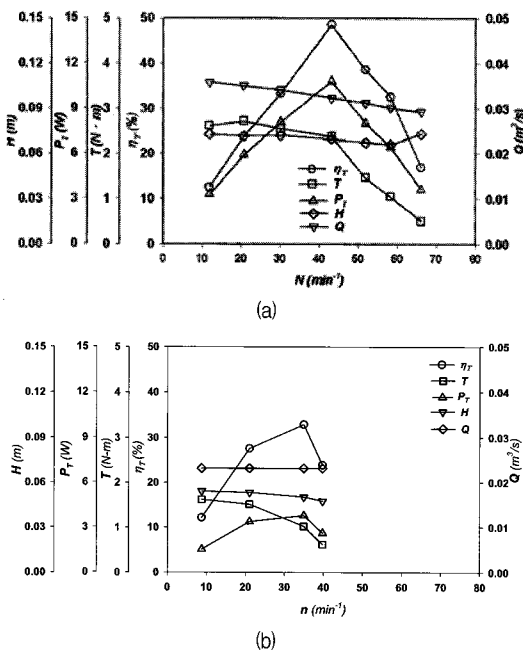


Fig. 9 Performance curves of test DDT model in the cases of (a) shallow water $h=75\text{cm}$ and (b) deep water $h=140\text{cm}$

- (6) Wavegen, 2003, "Research Into the Further Development of the LIMPET Shoreline Wave Energy Plant," Supplement to the Final Report to DTI Sustainable Energy Programme, U. K.
- (7) JAMSTEC, 2004, "Research and Development of Wave Energy Utilization Technology - Development of Offshore Floating Type Wave Energy Converter 「Mighty Whale」 (in Japanese)," Japan.
- (8) S. Takahashi, T. Adachi, H. nakada, H. Ohneda, H. Katou and M. Shikamori, 1992, "Field Experiment of A Wave Power Extracting Caisson Breakwater - Data Analysis of Wave Forces and Wave Power Conversion," Report of the Port and Harbour Research Institute, Vol. 31, No. 2, pp. 21~54.
- (9) J-S. Moon, K-Y. Hong, S-H. Shin, B-S Hyun, H-J Ryu and S-J Park, 2007, "Oscillating flow Field Analysis as Shape of Air Chamber in OWC-type Wave Energy Conversion," J. of Korean Navigation and Port Research, Vol. 31, No. 1, pp. 29~33.
- (10) J. Tedd, J. P. Kofoed, M. Jasinski, A. Morris, E. Friis-Madsen, R. Wisniewski and J. D. Bendtsen, 2007, "Advanced Control Techniques for WEC Wave Dragon," Proc. the 7th European Wave and Tidal Energy Conference, Porto, Portugal.
- (11) S. J. Beatty, B. J. Buckham and P. Wild, Modeling, 2007, "Design and Testing of a Two-Body Heaving Wave Energy Converter," Proc. the 7th International Offshore and Polar Engineering Conference, Lisbon, Portugal.
- (12) Pelamis Wave Power Ltd., 2008, "Brochure of Pelamis P-750 Wave Energy Converter," U. K.
- (13) M. Folley, T. J. T. Whittaker and A. Henry, 2007, "The Effect of Water Depth on the Performance of a Small Surging Wave Energy Converter," Ocean Engineering, Vol. 34, pp. 1265~1274.
- (14) J. Fukutomi and Y. Nakase, 1990, "A Study of turbine for wave power generation," Proc. of the 1st Pacific / Asia Offshore Mechanics Symposium, Seoul, Korea, pp. 193~198.
- (15) 최영도, 조영진, 김유탉, 이영호, 2008, "파력발전용 횡류형 수력터빈의 성능 및 내부유동," 유체기계저널, 제11권, 제3호, pp. 22~29.
- (16) 최영도, 김창구, 김유탉, 이영호, 2008, "파력발전용 횡류형 수력터빈의 노즐형상에 관한 연구," 유체기계저널, 제11권, 제3호, pp. 30~35.
- (17) Y-H. Lee, Y-D. Choi, C-G. Kim, Y-J. Cho, Y-T. Kim and Y-H. Hwang, 2008, "Performance Analysis of a Direct Drive Turbine with Consideratin for Wave Conditions," Proc. of Renewable Energy 2008, International Conference and Exhibition, Busan, Korea, CD-ROM Paper No. : O-OE-006.
- (18) Dean, R. G. and Dalrymple, R. A. D, 1991, "Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists," World Scientific Publishing, pp. 78~124.
- (19) 류황진, 홍기용, 신승호, 김도영, 2007, "파력발전기 최적설계를 위한 파랑조건과 설계파랑 산출에 대한 연구," 2007년도 한국해양과학기술협의회 공동 학술대회 논문집, pp. 1800~1807.