

Original Articles

## 피치각 제어형 수평축 조류 터빈의 형상설계 및 출력계수 비교

박훈철<sup>1</sup> · 트롱 콕 트리<sup>2</sup> · 판 레 콕<sup>1</sup> · 고진환<sup>3,†</sup> · 이광수<sup>3</sup> · 레 콕 투엔<sup>4</sup> · 강대삼<sup>5</sup>

<sup>1</sup>건국대학교 신기술융합학과  
<sup>2</sup>호치민시 공과대학교 응용과학부  
<sup>3</sup>한국해양과학기술원  
<sup>4</sup>싱가포르 고성능 계산 연구소  
<sup>5</sup>건국대학교 항공우주정보시스템공학과

## Geometry Design of a Pitch Controlling Type Horizontal Axis Turbine and Comparison of Power Coefficients

Hoon Cheol Park<sup>1</sup>, Quang-Tri Truong<sup>2</sup>, Le-Quang Phan<sup>1</sup>, Jin Hwan Ko<sup>3,†</sup>, Kwang-Soo Lee<sup>3</sup>,  
Tuyen Quang Le<sup>4</sup> and Taesam Kang<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Department of Advanced Technology Fusion, Konkuk University, Seoul 143-701, Korea  
<sup>2</sup>Faculty of Applied Science, HoChiMihn City University of Technology, Vietnam  
<sup>3</sup>Korea Institute of Ocean Science & Technology, Ansan-si, Gyeonggi-do, Korea  
<sup>4</sup>Institute of High Performance Computing, Singapore  
<sup>5</sup>Department of Aerospace Information Engineering, Konkuk University, Seoul 143-701, Korea

### 요 약

본 연구에서는, 블레이드 요소-모멘텀 이론을 바탕으로, 최대 출력계수를 갖는 직경 80 cm의 실험실용 수평축 조류 터빈의 형상을 제시하고, 블레이드 피치각이 변할 때 출력계수의 변화 경향을 조사하였다. 또한 ANSYS-Fluent를 이용한 전산유체해석을 실시하여, 주어진 블레이드 피치각에 대하여 블레이드 요소-모멘텀 이론으로 계산한 출력계수를 검증하였다. 전산유체해석에는 계산 영역의 직경과 길이를 조류 터빈 반경의 15배로 하였고, 계산 영역의 경계에는 열린 경계조건을 인가하였다. 블레이드 요소-모멘텀 이론과 전산유체해석으로 계산한 조류 터빈의 최대 출력계수 약 48%로 서로 잘 일치하였다. 블레이드 피치각을 증가한 경우에는 두 방법으로 산출한 출력계수가 모두 감소하는 경향을 보였고, 그 값들도 서로 유사하였다. 이로부터, 블레이드 요소-모멘텀 이론을 기반으로 설계한 조류 터빈 형상 및 다양한 조건에서 대한 출력계수의 신뢰성을 확인하였다.

**Abstract** – In this work, based on the blade element-momentum theory (BEMT), we proposed the geometry of a lab-scale horizontal axis tidal turbine with a diameter of 80cm, which can demonstrate the maximum power coefficient, and investigated the effect of blade pitch angle increase on the power coefficient. For validation of the computed power coefficients by the BEMT, we also computed the power coefficient using the computational fluid dynamics (CFD) for each case. For the CFD, 15 times of the turbine radius was used for the length and diameter of the computational domain, and the open boundary condition was prescribed at the boundary of the computational domain. The maximum power coefficients of the turbine acquired by the BEMT and CFD were about 48%, showing a good agreement. Both of the power coefficients computed by the BEMT and CFD tended to decrease when the blade pitch angle increases. The two power coefficients for a given tip-speed ratio were in good agreement. Through the present study, we have confirmed that we can trust the proposed geometry and the computed power coefficients based on the BEMT.

**Keywords:** Blade Element Momentum Theory, BEMT(블레이드 요소-모멘텀 이론), Horizontal Tidal Turbine(수평축 조류 터빈), Turbine Blade(터빈 블레이드), Pitch Angle(피치각)

<sup>†</sup>Corresponding author: jhko@kiost.ac

### 1. 서 론

화석연료의 고갈과 기후변화에 대처하기 위한 일환으로 다양한 형태의 재생 가능한 에너지에 대한 연구가 국내외에서 활발히 진행 중이다. 특히 영국은 2020년까지 전체 에너지 생산량 중 20%를 재생 에너지로 생산한다는 계획을 세우고 있다(Batten *et al.*[2008]). 재생 에너지의 원천으로는 바람, 태양광, 지열, 조류, 파도 등 매우 다양하다. 그 중에서도 지구와 달 사이의 인력 변화로 발생하는 바다의 조류는 예측이 가능한 에너지 원천이므로(Rourk *et al.*[2010]), 조류 에너지는 재생 에너지의 원천 활용될 가능성이 크다. 그럼에도 불구하고, 여전히 조류를 이용한 에너지 생산은 전체 재생 에너지 생산의 0.06%만을 차지하고 있는 실정이다(Boyle[2001]). 현재까지 개발되고 있는 조류 발전 형태는 크게 수평축 터빈(horizontal axis turbine, HAT) (Batten *et al.*[2008]), 수직축 터빈(vertical axis turbine, VAT) (Han *et al.*[2011]), 그리고 진동식 터빈(oscillating hydroplane turbine) (Platzer *et al.*[2010]) 등이 있는데, 가장 활발히 연구되고 있는 터빈은 수평축 터빈이다.

수평축 조류 터빈은 풍력발전에서 주로 사용되고 있는 풍력 터빈과 유사한 형태로서, 수평축 조류 터빈 블레이드의 형상 설계에 풍력 터빈 블레이드에서 적용하고 있는 방법을 사용할 수 있다. 터빈 블레이드의 형상 설계에는 주로 블레이드 요소 이론(blade element theory)과 운동량 이론(momentum theory)을 결합한 블레이드 요소-운동량 이론(blade element-momentum theory, 이하 BEMT)을 사용한다. BEMT는 전산유체해석(computational fluid dynamics, 이하 CFD) 보다 간편하고 계산 시간이 적게 소요되는 반면, 어느 정도 타당한 계산 결과를 제공해주므로, 헬리콥터 블레이드 및 풍력 터빈 블레이드의 형상 설계에 자주 활용되고 있다. 이 BEMT는 최근 조류 터빈의 형상 설계에도 활용되고 있다(Yang[2011], Lee *et al.*[2012]). Yang[2011]에서는 끝단 손실을 고려한 경우와 끝단 손실을 고려하지 않은 경우에 BEMT가 예측하는 출력계수를 비교하였다. Lee *et al.*[2012]에서는 BEMT와 CFD로 얻은 출력계수를 측정치와

비교하였다. Kim *et al.* [2010]; Shin *et al.*[2010], Kim *et al.*[2012]에서는 CFD를 이용하여 수평축 조류 터빈의 출력계수를 산출하였는데, Kim *et al.*[2010]에서는 서로 다른 세 익형의 출력계수를 비교하였고, Shin *et al.*[2010]에서는 블레이드 끝단에 다양한 레이크가 있는 경우의 출력계수를 계산하여 비교하였으며, Kim *et al.*[2012]에서는 CFD 계산으로 100 kW급 조류터빈의 출력계수를 산출하였다. Do *et al.*[2011]에서는 BEMT를 이용하여 설계된 수평축 터빈에 대해 예인수조에서 측정하고 계산한 출력계수를 제시하였다.

본 연구에서는 우선 BEMT를 적용하여 수평축 조류 터빈의 출력계수를 최대화 할 수 있는 반경 40 cm 블레이드의 설계 형상을 제시하고, 설계된 3개의 블레이드를 갖는 직경 80 cm인 수평축 조류 터빈의 출력계수를 계산하였다. 또한 이 블레이드의 피치각이 변화 되었을 때 출력계수의 변화 특성을 살펴보았다. 이와 같이 BEMT로 계산된 출력계수는 CFD로 한 출력계수와 비교하여 검증하였다. CFD 계산에는 ANSYS-Fluent를 사용하였다.

### 2. 조류 터빈 블레이드의 설계

#### 2.1 블레이드 요소-운동량 이론(BEMT)

BEMT은 운동량 이론(momentum theory)과 블레이드 요소 이론(blade element theory)을 결합한 이론으로서, 모멘텀 이론에서는 터빈으로 유입되는 유동의 유도 인자(induction factor)에 대한 수식을 얻는다. 블레이드 요소 이론에서는, 블레이드를 길이 방향으로 여러 개의 블레이드 요소(blade element)로 분할하고, 각 블레이드 요소가 발생하는 양력과 항력으로부터 추력, 토크, 출력을 계산하고, 이들을 합하여 전체 터빈이 발생하는 추력, 토크, 출력을 산출하는 이론이다. BEMT에 사용되는 수식은 Ingram[2005]에서도 상세히 유도되어 있으므로, 여기서는 가급적 각 과정에서의 결과 수식만을 설명하기로 한다.

Fig. 1에서와 같이, 회전 중심축으로부터  $r$ 만큼 떨어진 곳에 위치한 블레이드 요소가 속도  $\Omega$ 로 회전하는 터빈의 회전면에 대하여  $\beta$

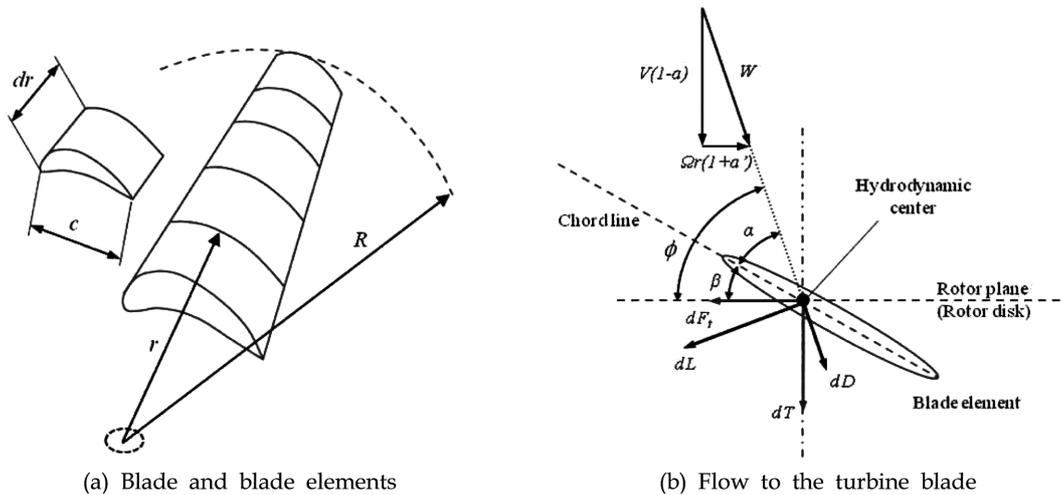


Fig. 1. The blade element and flow onto the blade (Kim[2010]).

만큼 기울어져 있다고 하자. 이 경우, 이 블레이드 요소에 유입하는 유속  $W$ 는 식 (1)로 표현된다(Kim *et al.*[2010]).

$$W = \sqrt{[V(1-a)]^2 + [\Omega r(1+a')]^2}, \quad (1)$$

여기서,  $V$ 는 터빈에서 멀리 떨어진 조류의 유속이고,  $a$ 와  $a'$ 는 각각 유입류의 축방향 및 수직방향 유도 인자(axial and tangential induction factors)이다. 이 경우 블레이드 요소가 발생하는 양력  $dL$  과 항력  $dD$ 는 각각 아래 수식으로 결정된다.

$$dL = \frac{1}{2}\rho C_L W^2 c dr, \quad (2)$$

$$dD = \frac{1}{2}\rho C_D W^2 c dr, \quad (3)$$

여기서,  $\rho$ 는 물의 밀도이고,  $C_L$ ,  $C_D$ ,  $c$ ,  $dr$ 는 각각 양력계수, 항력계수, 블레이드 요소의 시위길이 및 블레이드 요소의 폭이다.

이로부터 Fig. 1(a)에서와 같이 회전 중심으로부터 거리  $r$  만큼 떨어진 곳에 위치한 블레이드 요소가 발생하는 추력  $dT$ 와 토크  $dQ$ 는 다음의 수식으로 각각 표현된다.

$$dT = B(dL \cos\phi + dD \sin\phi) \quad (4)$$

$$dQ = B(dL \sin\phi - dD \cos\phi)r, \quad (5)$$

여기서,  $B$ 는 터빈 블레이드의 개수이다.

한편, 모멘텀 이론으로부터, 회전 중심으로부터 거리  $r$  만큼 떨어진 곳에 위치한 블레이드 요소가 회전하면서 발생하는 추력과 토크는 아래 수식으로 각각 표현된다(Kim *et al.*[2010]).

$$dT = 4\pi\rho r [U^2 af(1-af) + (a\Omega r f)^2] dr \quad (6)$$

$$dQ = 4\pi\rho r^3 U\Omega a' f(1-af) dr \quad (7)$$

여기서  $f$ 는 끝단 손실 인자(tip loss factor)로서 아래와 같이 표현된다(Lee *et al.*[2012]).

$$f = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[ \exp \left( -\frac{BR-r}{2r} \sqrt{1 + \left( \frac{TSR \cdot r/R}{1-a} \right)^2} \right) \right], \quad (8)$$

여기서  $R$ 은 터빈의 반경이고,  $TSR$ 은 끝단 속도 비(tip-speed ratio)로서 다음과 같다.

$$TSR = \frac{R\Omega}{V}. \quad (9)$$

식 (4)와 (6), 식 (5)와 (7)이 서로 같아야 하므로, 이 관계로부터 다음의 수식과 같이 축방향 유도 인자  $a$ 와 수직방향의 유도인자  $a'$ 을 표현할 수 있다.

$$\frac{af}{1-a} = \frac{\sigma_r}{4\sin^2\phi} \left[ C_x \frac{\sigma_r C_y^2 (1-a)^2}{4\sin^2\phi (1-af)^2} \right] \frac{1-a}{1-af}, \quad (10)$$

$$\frac{a'f}{1+a'} = \frac{\sigma_r C_y}{4\sin^2\phi \cos\phi} \frac{1-a}{1-af}, \quad (11)$$

여기서,  $C_x = C_L \cos\phi + C_D \sin\phi$ 이고  $C_y = C_L \sin\phi - C_D \cos\phi$ 이며,  $\sigma_r = Bc/(2\pi r)$ 이다. 식 (10) 및 (11)은 반복 계산(iteration)을 통하여 풀 수 있으므로, 블레이드 요소의 축방향 및 수직방향의 유도 인자를 구할 수 있다. 일단 각 블레이드 요소에 대한 축방향 유도 인자  $a$ 를 구하면, 출력계수의 기울기는 아래로 계산할 수 있다.

$$\frac{dC_p}{dr} = \frac{2\sigma_r(1-a)^2 C_y TSR \left(\frac{r}{R}\right)^2}{R \sin^2\phi}, \quad (12)$$

최종적으로는 모든 블레이드 요소가 기여하는 출력계수를 합하면 조류 터빈의 출력계수  $C_p$ 를 다음 수식과 같이 얻을 수 있다(Kim *et al.*[2010]).

$$C_p = \left( \int_{r_i}^R \frac{2\sigma_r(1-a)^2 C_y TSR}{R \sin^2\phi} \right) \left(\frac{r}{R}\right)^2 dr \quad (13)$$

여기서  $r_i$ 는 로터 중심에 위치한 허브의 반경이다.

### 2.2 BEMT의 검증

위에서 서술한 수식을 바탕으로 BEMT 프로그램을 작성하였으며, 이 프로그램을 검증하기 위하여 Batten 등이 Batten[2008]에서 제시한 3개의 블레이드를 갖는 터빈에 대해서 출력계수를 구하였다. 계산에 사용한 터빈의 반경은 Batten *et al.*[2008]에서 사용한대로, 0.4 m이고, 블레이드의 길이방향 위치( $r/R$ )에서의 시위 비( $c/R$ ), 비틀림각(twist angle,  $\beta$ ) 및 두께 비( $t/c$ )는 Table 1에 정리하였다. 익형의 양력 및 항력 계수는 Batten *et al.*[2008]에서 제시한 도표로부터 얻었다.

BEMT 프로그램으로 계산한 이 터빈의 출력계수( $C_p$ )를 각 TSR에 대하여 계산하고, 그 결과를 Batten *et al.*[2008]에서 저자들이 제시한 BEMT 계산 결과와 측정결과를 함께 Fig. 2에 도시하였다. 본 연구에서 계산한 BEMT로 계산한 출력계수와 Batten[2008]에서 제시한 BEMT 계산 결과와 잘 일치하고, 동일한 참고문헌에서 제시한 유속 1.73 m/s일 때의 측정치와도 잘 일치함을 알 수 있다. 이로써 본 연구에 사용한 BEMT 프로그램의 정확성을 검증하였다.

### 2.2 터빈 블레이드의 형상 설계

위에서와 같이 검증한 BEMT 프로그램을 이용하여, 향후 수조 실험을 위한 축속형 터빈 블레이드의 형상을 설계하고, 조류 터빈의

**Table 1.** Geometry of a blade used for the validation

$r/R$	$c/R$	Twist angle (degree)	$t/c$ (%)
0.2	0.1250	20.0	24.0
0.3	0.1156	14.5	20.7
0.4	0.1063	11.1	18.7
0.5	0.0969	8.9	17.6
0.6	0.0875	7.4	16.6
0.7	0.0781	6.5	15.6
0.8	0.0688	5.9	14.6
0.9	0.0594	5.4	13.6
1.0	0.0500	5.0	12.6

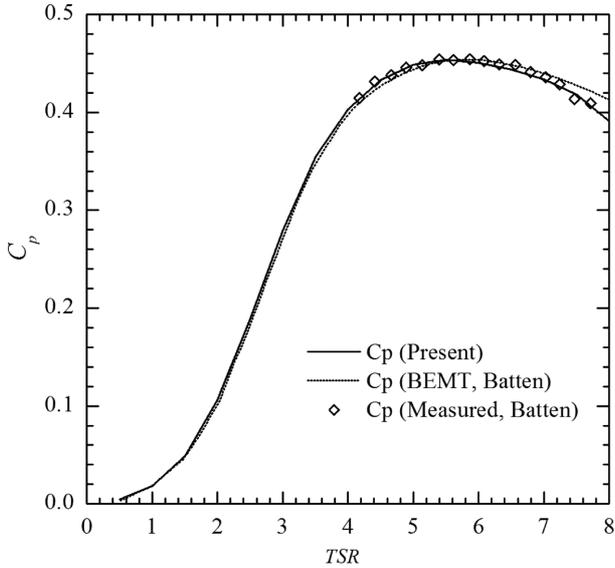


Fig. 2.  $C_p$  of the turbine presented in Batten[2008] at various  $TSR$ .

출력계수를 산출하였다. 조류 터빈은 길이 40 cm인 3개의 블레이드를 가지는 것으로 하고, 허브 반경은 조류 터빈 반경의 20%로 하였다. 익형은 Batten *et al.*[2008]에서 사용한 NACA 63-8xx를 채택하였는데, 블레이드 각 위치의 익형은 Table 2에 정리하였다. 양력 계수 및 항력 계수는 앞서 설명한 것과 같이, 레이놀즈 수가  $10^5$ 인 경우의 계수를 제시한 Batten *et al.*[2008]에서 얻었다.

설계하는 조류 터빈이 최대의 출력계수를 갖게 하기 위하여, 블레이드를 20개의 블레이드 요소로 나누고, 각각의 블레이드 요소가 최대의 출력계수를 발생하도록 시위 길이와 비틀림각을 결정하였다.

Table 2. Geometry of the blade

Station #	Airfoil	Location (m)	$r/R$ (%)	Chord (m)	Twist angle (degree)
1	NACA63-824	0.0500	12.50	0.0611	27.4
2	NACA63-823	0.0675	16.88	0.0591	24.5
3	NACA63-822	0.0850	21.25	0.0569	21.5
4	NACA63-821	0.1025	25.63	0.0546	18.6
5	NACA63-820	0.1200	30.00	0.0524	15.9
6	NACA63-819	0.1375	34.38	0.0503	13.7
7	NACA63-819	0.1550	38.75	0.0481	11.8
8	NACA63-818	0.1725	43.13	0.0460	10.4
9	NACA63-818	0.1900	47.50	0.0438	9.2
10	NACA63-817	0.2075	51.88	0.0416	8.2
11	NACA63-817	0.2250	56.25	0.0394	7.4
12	NACA63-817	0.2425	60.63	0.0372	6.6
13	NACA63-816	0.2600	65.00	0.0350	5.8
14	NACA63-816	0.2775	69.38	0.0328	5.0
15	NACA63-816	0.2950	73.75	0.0305	4.2
16	NACA63-815	0.3125	78.13	0.0282	3.5
17	NACA63-815	0.3300	82.50	0.0259	2.8
18	NACA63-814	0.3475	86.88	0.0236	2.2
19	NACA63-814	0.3650	91.25	0.0212	1.7
20	NACA63-813	0.3825	95.63	0.0189	1.2
21	NACA63-813	0.4000	100.00	0.0165	0.7

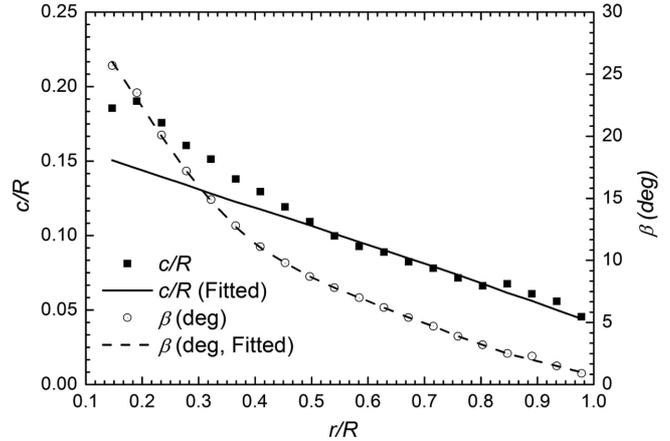


Fig. 3. Distributions of chord and blade twist angle.

Fig. 3의 검정 사각형(■)은 이와 같이 결정한 각 스펠 위치에서의 시위 비를 표시한 것이며, 비어 있는 원(○)은 비틀림 각도를 의미한다. 즉, 최대 출력계수를 제공하는 터빈 블레이드의 시위는 블레이드 스펠 방향으로 비선형적으로 분포되나, 이 경우 실제 블레이드의 제작 측면에서는 불리한 측면이 있다. 따라서 시위 데이터에 대한 회귀선(regression line)을 최소자승법을 이용하여 얻고, 이 선형 시위 분포를 최종적인 블레이드의 시위로 결정하였다. 이와 같은 선형 시위 설계 방식은 Yang[2011]에서도 사용한 바가 있는데, 선형 시위 분포의 결정 방법에는 차이가 있다. 비틀림 각도 분포는 이 시위를 갖는 블레이드가  $TSR=5$ 에서 최대 출력계수를 발생하도록 결정하였다.

Fig. 4와 5는 이러한 방식으로 최적화된 블레이드의 형상과 Batten *et al.*[2008]에서 제시한 동일한 길이의 블레이드 형상을 비교한 자

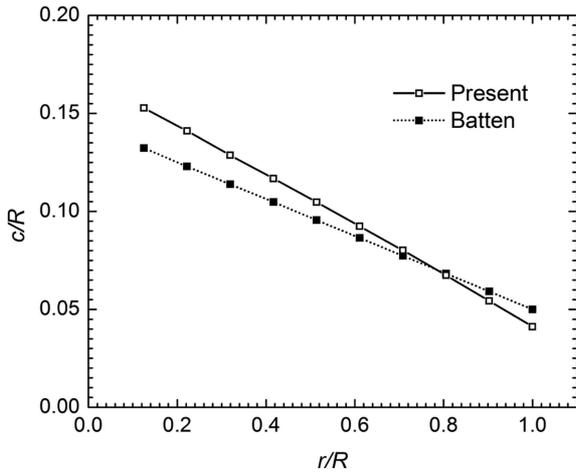


Fig. 4. Comparison of chord lengths.

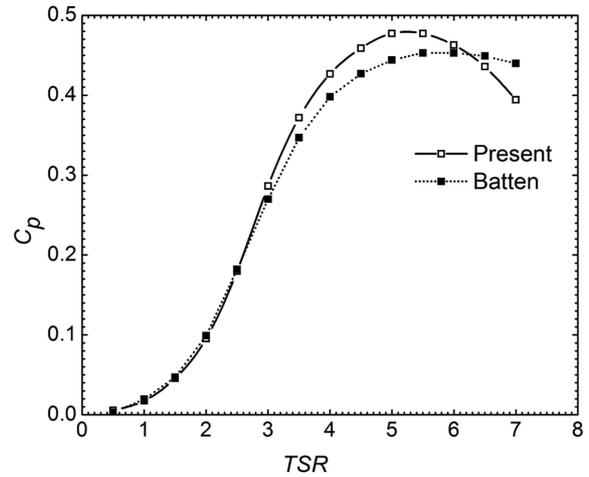


Fig. 6. Comparison of power coefficients.

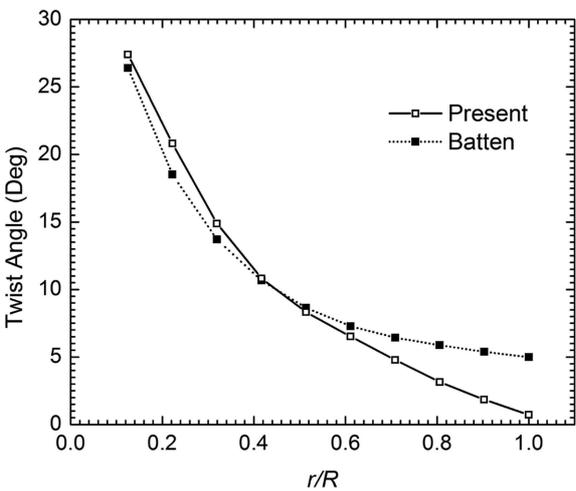


Fig. 5. Comparison of blade twist angles.

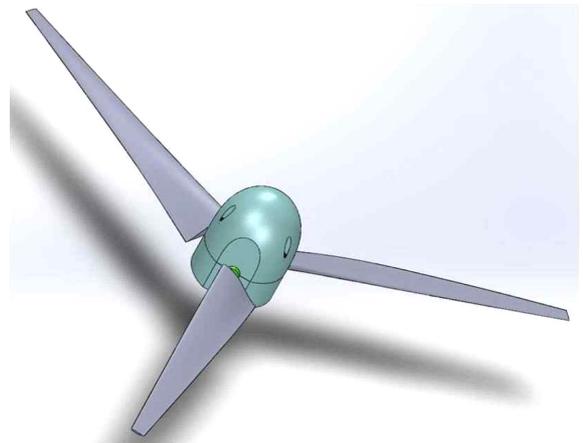


Fig. 7. Geometry of the turbine presented by CAD.

료이다. Fig. 4에서는 블레이드의 시위 길이의 변화를 보여주는 것으로서, Batten 등이 Batten *et al.*[2008]에서 제시한 블레이드의 시위에 비해서, 본 연구에서 얻은 시위는 블레이드 안쪽(허브 부근)에서 더 길고, 끝단 쪽에서 더 짧으며, 약  $r/R=0.8$  부근에서 동일함을 알 수 있다. Fig. 5는 블레이드의 비틀림 각도의 분포를 비교하고 있는데, 본 연구에서 얻은 블레이드의 비틀림 각도가 블레이드 안쪽에서는 Batten 등의 블레이드 비틀림 각도와 유사한 분포를 보이나, 끝단 쪽에서는 비틀림 각도가 더 작음을 알 수 있다. Fig. 6에서는 본 연구에서 얻은 블레이드가 3개 부착된 수평축 터빈의 출력계수와, Batten 등이 제시한 블레이드가 3개 부착된 수평축 조류 터빈의 출력계수(Batten *et al.*[2008])를 비교하였다. 본 연구에서 설계한 조류 터빈의 출력계수는  $TSR=5\sim6$  구간에서 최대 0.48정도의 값을 가져서, Batten 등의 조류 터빈에 비해서 출력계수가 약 10% 향상됨을 알 수 있고,  $TSR=3.0\sim6.5$  사이에서 출력계수가 Batten의 터빈 출력계수보다 높음을 알 수 있다. Fig. 7은 위에서 기술한 방법으로 형상 설계한 블레이드의 자료를 이용하여, 조류 터빈을 CAD로 형상화한 그림을 보여주고 있다.

### 3. 전산유체해석을 이용한 출력계수의 계산

앞의 BEMT를 이용하여 형상 설계한 조류 터빈에 대하여 ANSYS-Fluent를 적용한 전산유체해석(computational fluid dynamics, 이하 CFD)을 실시하여, 다양한  $TSR$ 에서의 출력계수를 계산하고, 이를 BEMT로 산출한 출력계수와 비교하였다. 조류 터빈을 포함한 계산 영역에 대한 모델링에는 비정렬 격자(unstructured mesh)를 적용하였고, 총 격자점 수는 1,554,035, 총 격자 수는 6,413,155개 이다. 터빈 블레이드 주변과 같은 경계면에는 미끌림 격자(sliding mesh)를 사용하여 접촉면 경계조건(interface boundary condition)을 적용하였다. ANSYS-Fluent는 유한체적법(Finite volume method)을 이용하여, Reynolds-Averaged Navier Stokes(RANS) equation을 푸는 상용 소프트웨어이다. ANSYS-Fluent를 이용한 유동해석에서 이방성 난류(anisotropic turbulence)와 소용돌이(swirl)가 고려되는 경우에는 Reynolds Stress Model(RSM)이 난류 모델로 적합하나, 계산량이 많은 관계로 수평축 터빈 해석에서 다른 난류 모델들이 고려되었고 이중 Realizable  $k-\epsilon$ 이 RSM과 가장 유사한 특성을 보였다(O'Doherty *et al.*[2009]). 따라서 난류 모델로는 Realizable  $k-\epsilon$

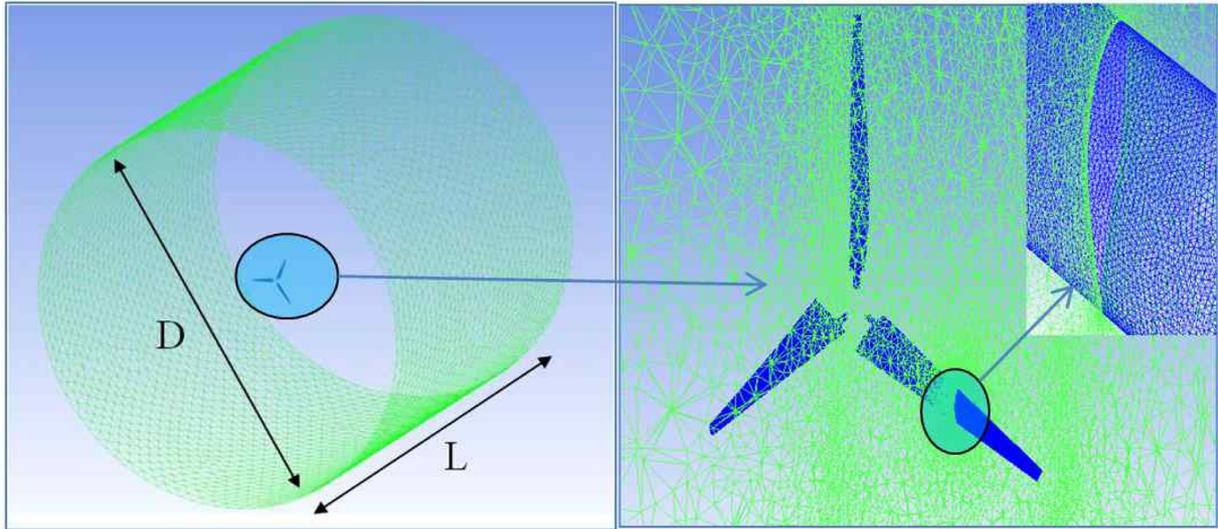


Fig. 8. Computational domain: D=L=15R.

second order upwind scheme을 사용하였고, residual은 0.0001를 적용하였다. 경계조건으로는 열린 경계조건(open boundary condition)을 적용하였다. Fig. 8는 이 경계조건을 부여한 계산 영역을 도시하고 있다. 계산 영역의 직경(D)과 길이(L)은 각각 블레이드 반径의 15배이다.

BEMT에서 사용한 출력계수는 식 (13)을 이용하였다. 이 수식에서는 출력계수가 유속과 관계가 없고, TSR만의 함수이다. CFD로 계산한 결과를 이용하여 출력계수를 산출하기 위해서, 출력계수를 식 (14)와 같이 정의하는데, 각 TSR에서 발생하는 토크 Q를 계산하고, 여기에 회전속도 Ω를 곱하여 각 조건에서의 출력 P를 계산하고, 이를 유입류의 출력으로 나누어 출력계수를 계산하였다.

$$C_p = \frac{P}{P_a} = \frac{Q\Omega}{\frac{1}{2}\rho V^3 \pi R^2} \quad (14)$$

일반적으로 회전기계의 경우, Reynolds number가 충분히 크게 되면, 이 Reynolds number에 대한 의존성이 약해진다고 가정할 수 있다 (Wright[1999]). 따라서 규격과 유체가 결정되어 있는 본 연구의 경우, 유속을 증가시켜 해의 의존성을 확인해 보았고 1.75 m/s에서는 그 의존성이 크지 않았기에 본 계산에서 이 유속을 사용하였다. 이 유속에 대해 다음의 식에서 Reynolds number를 계산하면  $2.26 \times 10^6$ 이 된다.

$$Re = \frac{c_{0.7R} V_R}{\nu} \quad (15)$$

여기서,  $c_{0.7R}$ 은 0.7R에서의 시위길이,  $V_R (= \sqrt{V^2 + (0.7R\Omega_{TSR=5})^2})$ 는 TSR이 5에서의 상대적 유입류 속도(relative inflow velocity), 그리고 ν는 동적 점성도(kinematic viscosity)이다.

#### 4. 출력계수의 비교 및 분석

우선 최대 출력계수를 갖는 조류 터빈에 대하여, BEMT와 CFD로 계산한 출력계수를 Fig. 9에 함께 도시하여 비교하였다. 이와 함께,

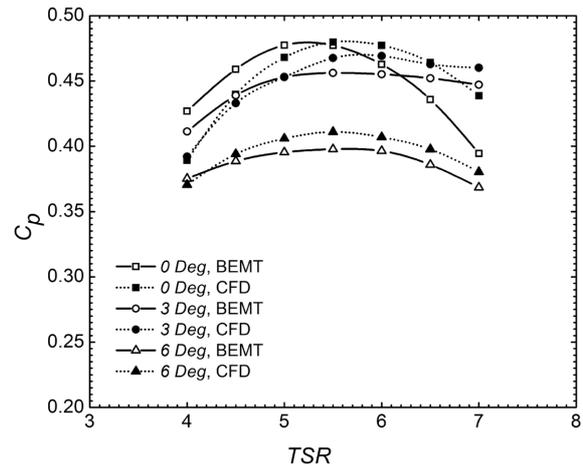


Fig. 9. Comparison of the power coefficients.

처음의 설계 형상으로부터 각 블레이드를 특정한 각도로 돌린 경우에 대하여 BEMT와 CFD를 이용하여 출력계수를 계산하여 비교하였다. 조류 터빈에 유입되는 유속은 조류 주기 중에서 변화되며, 정격유속을 크게 상회하는 경우 구조 안전성과 터빈 시스템의 내구성 측면을 고려하여 발전을 중지하게 된다. 이 유속을 cut-out 유속이라 하며, 이를 크게 하여 발전 가능 유속 범위를 증가하기 위해 블레이드의 각도를 변경할 필요가 발생한다. 이 계산은 이와 같이 블레이드 각도를 변경하는 경우의 출력계수 변화를 살펴보기 위함이다. 여기서 이 각도를 블레이드 피치각으로 부르기로 한다. 블레이드 피치각이 증가하는 경우, Fig. 7의 조류 터빈을 정면에서 보았을 때, 블레이드의 면적이 더 작게 되고, 이때 출력계수는 최대 출력계수보다 낮아지게 된다.

Fig. 9는 블레이드 피치각이 0도(최대 출력계수를 발생하는 형상), 3도 6도 변할 때, 세 개의 블레이드를 갖는 조류 터빈의 출력계수가 변화하는 경향을 보여준다. 동시에 각 경우에, BEMT와 CFD의 결과가 어느 정도 일치하는지도 분석할 수 있다. 우선 블레이드 피치

각이 0도인 경우, 즉, 최대 출력계수를 발생하는 경우, BEMT로 계산한 출력계수(□로 표시)와 CFD로 계산한 출력계수(■로 표시)를 비교해보면, 전체적으로 CFD로 얻은 출력계수 그래프가 BEMT로 얻은 그래프에 비하여 오른쪽으로 이동한 경향이 있으나,  $TSR=5\sim 6$  사이에서는 대체로 일치하고, 각각의 방법으로 얻은 최대 출력계수도 0.48로서 잘 일치함을 알 수 있다. 하지만, 그 외 구간에서는 다소의 차이를 보인다. 블레이드 피치각이 증가하는 경우, BEMT와 CFD로 계산한 출력계수 모두 감소하는 경향을 보인다. 블레이드 피치각이 3도로 변화하는 경우, 블레이드 피치각이 0도인 경우에 비하여 출력계수가 5%(BEMT, ○로 표시), 또는 3%(CFD, ●로 표시) 낮아진다. 블레이드 피치각이 6도인 경우에는 최대 출력계수가 각각 약 18%(BEMT, △로 표시), 약 14%(CFD, ▲로 표시) 감소한다. 이러한 비교를 통하여, BEMT가 CFD에 비하여 계산이 비교적 간단함에도 불구하고, 비교적 정확한 최대 출력계수를 예측함을 알 수 있고, 따라서 BEMT가 피치각 제어형 조류 터빈의 형상 설계에 유용하게 사용될 수 있음 확인할 수 있다. 또한 상기 18% 출력계수 감소의 경우, 식 (14)에 근거하여 약 7% 증가된 유속에서 감소 전의 출력  $P$ 를 얻을 수 있으며, 이를 통해 작동 유속범위를 예측할 수 있다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 기존의 BEMT 이론을 바탕으로 조류 터빈의 형상 설계를 위한 프로그램을 개발하고 검증하였다. 이 프로그램을 이용하여, 참고문헌에 비하여 다소 높은 최대 출력계수를 제공하는 직경 80 cm의 조류 터빈을 설계하였다. 설계한 조류 터빈의  $TSR$ 에 대한 출력계수의 변화를 BEMT로 계산하고, CFD로 계산한 결과와 비교하였다. BEMT로 계산한 최대 출력계수는  $TSR$ 이 5와 6 사이에서 0.48로서 CFD로 예측한 값과 잘 일치하였다. 하지만,  $TSR$ 이 낮거나 (5이하) 큰 경우 (6 이상)에서는 다소의 차이를 보였다. 블레이드 피치각이 3도 증가하면 최대 출력계수가 3%~5% 소폭 감소할 것으로 예상되었고, 블레이드 피치각이 6도로 커지면, 출력계수가 약 14~18% 낮아 질 것으로 예측되었다. 본 연구에서 피치각 변경에 따라 BEMT로 예측한 출력계수는 대체로 CFD로 계산한 출력계수와 잘 일치하므로, 개발한 BEMT 프로그램이 피치각 제어형 조류 터빈의 형상 설계 및 출력계수 예측에 유용하게 사용될 수 있음을 확인하였다.

### 후 기

본 연구는 해양수산부 소관 연구개발사업인 “능동제어형 조류발전 기술개발(20110171)”의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

### References

[1] Batten, W.M.J, Bahaj, A.S., Molland, A.F. and Chaplin, J.R., 2008, “The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines”, *Renewable Energy*, Vol. 33, pp. 1085-

1096.  
 [2] Rourke, F.O., Boyle, F. and Reynolds, A, 2010, “Tidal energy update 2009”, *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 398-409.  
 [3] Boyle, F., 2001, *Renewable Energy*, Oxford University Press.  
 [4] Han, J. S., Choi, D.-H., Hyun, B.-S., Kim, M.-C., Rhee, S.-H. and Song, M., 2011, “Parametric Numerical Study on the Performance of Helical Tidal Stream Turbines”, *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp.114-120.  
 [5] Platzer, M.F., Asshraf, M.A., Young, J., and Lai, J.C.S., 2010, “Extracting power in jet streams: pushing the performance of flapping wing technology”, *Proceedings of the 27th International Congress of the Aeronautical Sciences*.  
 [6] Yang, C.-J., 2011, “Optimal Rotor Blade Design for Tidal In-stream Energy”, *Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety*, Vol. 17, No. 1 pp. 75-82.  
 [7] Lee, J.H., Park, S., Kim, D.H., Rhee, S.H., Kim, M.C., 2012, “Computational methods for performance analysis of horizontal axis tidal stream turbines”, *Applied Energy*, Vol. 98, pp. 512-523.  
 [8] Kim, M.-C., Shin, B.-C., Lee, J.-H., Rhee, S.-H., Hyun, B.-S. and Namm J.-H., 2010, “Comparative Study on Horizontal Axis Turbine (HAT) Impeller Design”, *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Engineering*, Vol. 13, No. 2, pp.105-111.  
 [9] Shin, B.-C., Kim, M.-C., Do, I.-R., Rhee, S.-H., Hyun, B.-S. and Song, M.-S., 2010, “A Numerical Study on Tip Rake HAT Impeller Performance for Tidal Stream Power”, *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Engineering*, Vol. 13, No. 2, pp.263-269.  
 [10] Kim B.-G., Yang, C.-H., Choi, M.-S., 2012, “A Study on the Performance of an 100 kW Class Tidal Current Turbine”, *Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety*, Vol. 18, No. 2, pp.145-152.  
 [11] Do, I.-R., Kim, M.-C., Lee, S.-K. and Hyun, B.-S., 2011, “Study on Power Measurement and Comparison of Marine Current Turbine in a Towing Tank”, *Journal of the Korean Society for Marine Environmental Engineering*, Vol. 14, No. 4, pp.230-238.  
 [12] Ingram, G., 2005, “Wind turbine blade analysis using the blade element momentum theory method. Version 1.1”, *Durham University*.  
 [13] O’Doherty, T., Mason-Jones, A., O’Doherty, D.M., Byrne, C.B., Owen, I. and Wang, Y.X., 2009, “Experimental and computational analysis of a model horizontal axis tidal turbine”, *Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference*, Uppsala, Sweden.  
 [14] Wright, T., 1999, *Fluid Machinery: Performance, Analysis and Design*, Florida: CRC Press.

Received 1 April 2014

Revised 13 May 2014

Accepted 11 June 2014