수평축 조류발전 터빈 설계 및 후류 특성 분석

조철희*, 김도엽, 이강희, 노유호, 김국현

Design of Horizontal Axis Tidal Current Power Turbine with Wake Analysis

Chulhee Jo*, Doyoub Kim, Kanghee Lee, Yuho Rho and Kookhyun Kim

Abstract

With the increased demand of clean energy and global warming measures, the renewable energy development has been increased recently. The TCP (Tidal Current Power) is one of the ocean renewable energy sources. Having the high tidal energy source in Korea, there are many potential TCP sites with strong current speed. The rotor, which initially converts the energy, is a very important component because it affects the efficiency of the entire system. The rotor performance is determined by various design parameters including number of blades, shape, sectional size, diameters and etc. However, the interactions between devices also contribute significantly to the energy production. The rotor performance considering the interaction needs to be investigated to predict the exact power in the farm. This paper introduces the optimum design of TCP turbine and the performance of devices considering the interference between rotors.

Key words

TCP: Tidal current power(조류발전), Renewable energy(신재생에너지), HAT: Horizontal axis turbine(수평축 터빈), VAT: Vertical axis turbine(수직축 터빈), CFD: Computational fluid dynamics(전산유체역학), CWC: Circulation Water Channel(회류수조)

(접수일 2011. 8. 9, 수정일 2011. 9. 19, 게재확정일 2011. 9. 19)

* 인하대학교 조선해양공학과

■ E-mail : chjo@inha.ac.kr ■ Tel : (032)860-7342 ■ Fax : (032)864-5850

1. 서론

조류발전 시스템은 조류의 운동에너지를 회전에너지로 변환시켜 전기를 얻는 방식이다. 터빈은 유향과 회전축 방향에 따라 크게 HAT과 VAT로 구분되며 세계적으로 HAT 방식의 로터 실용화 연구가 주를 이루고 있다.

국내에서는 조류발전 관련연구가 아직 초기 단계지만, 이

미 외국에서는 조류발전의 요구조건과 현실적으로 고려되어야 할 기본적인 사항 및 형태에 대한 연구가 많이 진행되었다(Garbuglia et al., 1993; Young, 1995; Bernshtein, 1995)⁽¹⁾⁻⁽³⁾. 일본에서는 유향과 회전축이 수직한 다리우스 방식이 연구되었다(Shiono et al., 1999)⁽⁴⁾. 국내에서는 3가지 로터들의 특성을 실험을 통해 비교하였으며(Jo et al., 2002)⁽⁵⁾, 다중모듈에 설치된 간섭효과를 연구하였다(Jo et

al., 2007)⁽⁶⁾.

조류발전의 상용화를 위해서는 단지화가 요구되며 발전장치를 다배열로 설치해야 한다. 제한된 공간 내에서 최대의 발전량을 얻기 위해 간섭을 고려하여 조류발전장치를 배치해야 하므로 이에 대한 연구가 매우 중요하며, 특히 회전체인 로터에서 대부분의 간섭영향이 발생한다(Jo et al., 2009)⁽⁷⁾.

본 연구에서는 블레이드 요소 운동량 이론을 바탕으로 터빈을 설계하고 CFD 해석을 통해 설계 방법의 타당성을 검토하였다. 또한 회류수조를 이용한 터빈 성능실험 결과를 수치해석 결과와 비교하였다. 본 연구에서 설계한 터빈을 회류수조에 다배열로 설치하여 터빈 간격별 후류영향을 실험스케일로 검토하였다.

2. 터빈 최적화 설계

2.1 터빈 블레이드 설계

2.1.1 설계 유속 및 터빈 크기 결정

설계 유속(design current speed, U_D)의 결정에 앞서 조류발전기를 설치하고자 하는 지역의 조류 특성에 대한 해양조사가 선행 되어야 한다. 대용량 터빈의 경우 수심에 따른 조류의 분포를 무시할 수 없으며 조류가 흐르는 각도에 의한 능동유향장치 등의 제어 시스템이 고려되어야 하기 때문이다. 또한 해양에 설치하는 조류발전기는 풍력발전과는 달리 설치 해역의 수심에 따른 터빈 크기의 제약이 있다.

본 연구에서는 CFD 해석으로부터 예측된 터빈 성능과 회류수조 실험에서 측정된 터빈 성능을 비교 검증한다. 터빈의 설계유속은 1.0m/s, 터빈 직경은 0.5m로 선정하였다.

2.1.2 출력 및 정격 회전수 결정

시험용 블레이드의 출력을 추정하기 위해서는 추정 출력계수(C_p), 동력 전달 장치 및 수밀 장치 효율계수 등을 식(1)에 대입한다. 시험용 블레이드의 예상 출력은 36.23[W]이다.

$$P_{\text{expect}} = \eta C_p \left(\frac{\rho \pi D^2 U_D^3}{8} \right) \quad (1)$$

설계 주속비(TSR, λ_D)는 5이며, 식 (2)로부터 정격 회전수

는 191rpm이다.

$$N_{rpm} = 60 \left(\frac{U_D}{\pi D} \right) \lambda \quad (2)$$

2.1.3 날개 끝 손실계수 보정

블레이드 날개 끝 와류의 발생으로 인한 순환분포의 감소는 날개 끝 손실을 발생시키고 이를 예측하기 위한 방법으로 1919년 Ludwig Prandtl이 제안한 식 (3)을 날개 끝 손실 예측모델로 적용하였다.

$$f_{tip}(\mu) = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[e^{((N/2)(1-\mu)/\mu) \sqrt{1+(\lambda\mu)^2/(1-a)^2}} \right] \quad (3)$$

여기서 μ 는 허브로부터 팁까지 반경방향 비로 r/R 이 된다. R 은 블레이드 전체 회전자 반지름이며, r 은 해당 익형의 블레이드 반지름이다.

Actuator disk에 의해 유도되는 흐름의 축방향 속도 성분을 aU_∞ 라 하고 a 를 축 흐름 유도계수(axial flow induction factor)라 하며 식 (4)와 같이 표현된다.

$$U_{disk} = U_\infty - aU_\infty \quad (4)$$

축 흐름 유도계수 a 는 초기 설계 단계에서부터 반복계산을 통하여 결정할 수 없으므로 Betz 한계로부터 유도되는 이상적인 값 1/3을 적용하며, N 은 블레이드 날개 매수로 앞의 로터 간섭실험에서 고찰한 바와 같이 3매를 적용하였다.

2.1.4 코드(Chord) 길이 분포 결정

익형의 코드길이를 결정하는 방법은 일반적으로 슈미츠(Schmitz)가 제안한 식 (5)에 의하여 결정하며 다음과 같다.

$$C_{Schmitz} = \frac{16\pi r}{C_L B} \sin^2 \left(\frac{1}{3} \tan^{-1} \left(\frac{R}{\lambda_{opt} \times r} \right) \right) \quad (5)$$

$C_{Schmitz}$: 코드 길이

B : 블레이드 매수

λ_{opt} : C_{pmax} 일 때의 주속비

R : 블레이드 전체 회전자 반지름

r : 해당 익형의 블레이드 반지름

Fig. 1은 Schmitz 수식에 의하여 구한 블레이드 코드길이

이다. Schmitz 수식을 그대로 이용할 경우 루트부분으로 가면서 코드길이가 급격히 커지게 되며, 루트부분에서 구조적 결함이 발생하게 된다. 따라서 구조적 결함 해소 및 제작 용이성, 경제성을 감안하여 블레이드 팁에서부터 30%를 기준으로 선형 근사를 시켜 Fig. 1과 같이 코드길이를 결정한다.

2.1.5 비틀림 분포 결정

익형의 요소 각에 대한 정의는 Fig. 2와 같다. α 는 익형의 받음각이며, ϕ 는 유입각으로 유체 유입방향($U_{\infty}(1-a)$)과 블레이드의 회전에 의한 유체의 상대 접선속도 $\Omega r(1+a')$ 에 의해 정의된다.

비틀림각 β 는 블레이드의 섹션별 익형이 회전자의 반지름에 따라서 최적의 양력계수를 가질 수 있도록 정의하며 다음의 식 (6)을 따른다.

$$\beta = \frac{2}{3} \tan^{-1} \left(\frac{R}{r \times \lambda_{opt}} \right) - \alpha \quad (6)$$

Fig. 1 Distributions of chord length

Fig. 2 Inflow & twist angle

- β : 비틀림 각
- λ_{opt} : $C_{p_{max}}$ 에서의 주속비
- α : 해당 익형 양력계수에서의 받음각

이러한 비틀림각은 회전자의 반지름에 따라서 비선형적인 값으로 나타나며 계산 결과는 Fig. 3과 같다.

2.1.6 조류터빈 블레이드 설계 결과

Table 1의 설계 파라미터를 바탕으로 블레이드를 설계하였다.

2.2 CFD를 이용한 터빈 블레이드 성능 해석

2.2.1 계산 조건

본 연구에서 3차원 정상상태 유동장의 해석을 위하여 범용 CFD 해석 프로그램인 ANSYS CFX v11 SP1을 이용하였으며, 로터 자체의 성능 평가를 위하여 로터 이외의 발전기, 지지

Fig. 3 Distribution of twist angle

Table 1. TCP turbine blade design parameters

Design parameters		Values
P_{rated}	Rated power [W]	36,23
C_p	Estimated power coefficient	0.4
η	Estimated power train and sealing coefficient	0.9
U_{rated}	Rated current velocity [m/s]	1.0
ρ	Sea water density [kg/m ³]	1025
λ	Tip speed ratio	5
D	Turbine diameter [m]	0.5
N	Blade number [EA]	3
ω	Angular speed [rpm]	191

Fig. 4 Framework of 3-D TCP turbine blade model

Fig. 5 Solid model of 3-D TCP turbine blade model

Fig. 6 Computational domain of turbine

구조물 등의 추가적인 요소는 제외하였다.

회류수조 실험과의 비교를 위하여 외부영역은 회류수조 관측영역과 동일한 직육면체 형상으로 모델링하였다. 외부영역은 폭 1m, 길이 4.75m, 높이 0.8m의 직육면체이며, 내부 회전영역은 직경 0.5m, 높이 0.11m의 원기둥이다.

2.2.2 계산격자 및 난류모델

블레이드에서 발생하는 토크의 예측을 위해 블레이드 주변에 조밀한 prism-Layer를 구성하였고, 나머지 영역은 tetra-

Table 2. Information Mesh statistics

Mesh types	Units
Total number of nodes	735,259
Total number of tetrahedra	3,388,714
Total number of pyramids	649
Total number of prisms	230,045
Total number of elements	3,619,408

Fig. 7 Grid system of rotor

prism 격자계로 구성하였다.

난류 모델은 박리를 수반하는 익형 주위의 비정상 유동장을 고려하여 $k-w$ SST 모델을 사용하여 해석을 수행하였다. $k-w$ SST 모델은 난류전단응력의 수송을 계산하여 역 압력 구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있으며, 쉽게 자동 벽 처리법(Automatic wall treatment)으로 확장이 가능하여 격자의 y^+ 에 무관하게 해석의 정확성을 확보할 수 있다.

2.2.3 CFD 해석 결과

주속비(TSR) 2~7까지 6개의 해석결과에서 토크 값을 계산하여 설계유속 1.0m/s에 대한 조류터빈의 성능곡선을 Fig. 8에 나타내었다. 주속비 3~7까지 비교적 넓은 구간에 걸쳐 출력계수(C_p)가 0.4 이상으로 나타났으며, 출력계수의 최대 값은 주속비가 5인 구간에서 약 0.51로 계산되었다. 설계유속에서의 정격 RPM은 약 191RPM이다.

성능곡선뿐만 아니라 동력계통과 발전기의 설계 및 제어를 위해 토크곡선 또한 매우 중요하며 Fig. 9에 나타내었다. 최대토크는 주속비 3.2인 구간에서 약 $3.65 N \cdot m$ 가 발생하였으며 이는 로터 회전축(발전기 회전축) 설계에 있어 중요한 값이다.

Fig. 8 C_p curve

Fig. 9 Torque curve

Fig. 10 Blade streamline & velocity [$\lambda=2$]

Fig. 11 Blade streamline & velocity [$\lambda=5$]

익형 주위의 유동은 박리가 발생되지 않는 표면 부착류를 형성해야 하나, 주속비 2와 같이 낮은 회전속도에서는 받음각이 매우 큼으로써 Fig. 10과 같이 익형 전연부터 박리가 발생하고 있다. 익형 전체에 걸쳐 실속이 발생하게 되면 양력 감소뿐만 아니라 박리에 의한 압력강화로 항력이 발생하므로 블레이드의 고 성능을 기대할 수 없다.

Fig. 11의 최적 주속비인 5에서 후연에서의 박리가 거의 발생되지 않으며, 흡입면에 부착류를 형성하여 유동이 빠른 속도로 익형을 통과하고 있어 압력차가 효율적으로 발생함을 확인 할 수 있다.

주속비가 5보다 낮을 경우 최대양향비의 받음각보다 큰 받음각으로 블레이드가 놓이게 되며 받음각이 클수록 실속이 발생하여 토크가 감소하게 된다. 주속비가 5보다 커질 경우 최대양향비의 받음각보다 받음각이 작아 양력이 감소하여 토크가 줄어들게 된다. 주속비에 따른 유선분포를 통해 유동각,

받음각, 주속비 사이의 유동 메커니즘을 확인 할 수 있고 비틀림각 및 블레이드 전체 설계의 적합성을 판단할 수 있다.

2.3 회류수조를 이용한 터빈 성능실험

2.3.1 회류수조 실험 설정

회류수조에서 터빈의 성능실험이 수행되었으며 Table 3에 제원을 나타냈다. 토크미터, 타코미터, 발전기가 포함된 실험장비를 구비하였다. 발전기 후단에 가변저항을 설치하여 일정 유속에서 터빈의 회전속도를 조정 가능하도록 하였으며, 각 회전속도에서의 토크를 측정하여 터빈의 효율을 계산하였다.

유속 1m/s에서 부하를 증가하여 주속비를 변화시켰으며, Fig. 12와 같이 실험 장치를 회류수조에 설치하였다.

Fig. 12 Experiment arrangement

Table 3. Specification of CWC

	Main Particular	Measuring Section
Length(m)	6.0	2.3
Breadth(m)	1.0	1.0
Height(m)	3.0	0.9
Max. velocity(m/s)	1.2	—

2.3.2 회류수조 실험 결과 및 CFD 결과

주속비(TSR) 2.0~7.6의 실험결과 중 각각의 토크 값을 측정하여 유입유속 1.0m/s에 대한 조류터빈의 성능곡선은 Fig. 13과 같고, 출력계수 최대값은 CFD 성능해석 결과와 같은 주속비 5에서 약 0.46으로 측정되었다.

회류수조 실험에서의 최대토크는 주속비 3.2 구간에서 약 $2.83N \cdot m$ 로 CFD 성능 해석에서의 최대토크 $3.65N \cdot m$ 보다 약 $0.82N \cdot m$ 가 작게 측정되었다. 수밀장치의 저항토크에 의해 약 6%의 오차가 발생하였다.

3. 후류 영향 연구

3.1 회류수조를 이용한 터빈 후류 영향 실험

터빈의 다배열로 인한 후류 영향 실험을 터빈 간격별로 수행하였다. 터빈은 2절에서 설계한 3 블레이드 모델을 적용하였으며 Fig. 15와 같이 1기에서 3기까지 일렬 배치하였다. 터빈 간격은 1D와 1.5D로 나누어 rpm을 측정하였다.

Fig. 13 C_p curve

Fig. 14 Torque curve

Fig. 15 Arrangement of rotors

3.2 후류 영향 RPM 감소율

후류 영향에 의한 두 번째 및 세 번째에 위치한 터빈의 rpm 감소율은 Fig. 16과 Fig. 17과 같으며 유속이 증가할수

Table 4. RPMs and reduction rates between rotors at 1D

Rotor interval (1D)				RPM reduction rates	
Water velocity (m/s)	1 st rotor (RPM)	2 nd rotor (RPM)	3 rd rotor (RPM)	1 st ~2 nd rotor (%)	2 nd ~3 rd rotor (%)
0.2	46	30	0	34.8	N/A
0.4	102	80	63	21.6	21.3
0.6	152	126	107	17.1	15.1
0.8	208	178	150	14.4	15.7
1.0	271	226	196	16.6	13.3
1.2	330	283	253	14.2	10.6

Table 5. RPMs and reduction rates between rotors at 1.5D

Rotor interval (1.5D)				RPM reduction rates	
Water velocity (m/s)	1 st rotor (RPM)	2 nd rotor (RPM)	3 rd rotor (RPM)	1 st ~2 nd rotor (%)	2 nd ~3 rd rotor (%)
0.2	47	33	0	29.8	N/A
0.4	103	83	65	19.4	21.7
0.6	157	131	112	16.6	14.5
0.8	212	180	158	15.1	12.2
1.0	270	231	206	14.4	10.8
1.2	330	289	258	12.4	10.7

록 rpm 감소율이 적어짐을 확인하였다. 후류 터빈의 rpm은 상류 터빈의 rpm보다 낮게 측정되었고, 터빈의 수가 증가함에 따라 후류 터빈에서의 rpm 감소율은 감소하였다.

Fig. 18에서와 같이 1D 간격에 비해 1.5D 간격에서의 감소율이 적은 것을 실험을 통해 확인하였고, 이를 통해 터빈 간격이 증가할수록 감소율이 줄어드는 것이라 예상할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 날개요소이론을 이용한 조류발전 터빈의 최적화 설계를 수행하고 CFD 및 회류수조에서 성능을 검증하였다. 또한 후류 영향 연구를 실험을 통해 수행하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

블레이드 요소 운동량 이론을 바탕으로 3블레이드 터빈을 설계하고, CFD 해석으로부터 예측된 성능과 회류수조 실험에서 측정된 성능을 비교 검증하였다. 주속비(TSR) 5.2에서 최대 효율(45%)이 발생하였으며 에너지 변환의 전 과정을 실

Fig. 16 RPM reduction rates between rotors at 1D

Fig. 17 RPM reduction rates between rotors at 1.5D

Fig. 18 RPM reduction rates at 1D and 1.5D

험스케일로 실증하였다.

회류수조를 이용한 후류 영향 실험에서 터빈의 배열이 증가함에 따라 후류 터빈에서의 rpm 감소율이 감소함을 확인했다. 또한 터빈 간격이 증가할수록 감소율이 줄어드는 현상을 검증하였다.

조류발전 시스템의 실용화는 단지화가 요구되며 조류발전 단지 개발 시 간섭영향이 매우 중요여 간섭을 고려한 발전량

예측이 요구된다. 또한 후류에 배치된 터빈의 출력이 저하되므로 이격거리에 대한 가이드라인이 요구된다.

후 기

본 논문은 한국신·재생에너지학회 2011년도 춘계학술대회에 발표된 포스터를 바탕으로 작성되었습니다. 본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP) 지원(No.20094020100070) 및 국토해양부의 지원으로 수행한 해양에너지 전문인력 양성사업의 연구결과입니다.

References

- [1] Garbuglia, E., Rosa, A.D. and Berti, D., 1993, "Exploitation of Marine Current Energy", Offshore Technology Conference, pp. 509-519.
- [2] Young, R.M., 1995, "Requirements for a Tidal Power Demonstration Scheme", Journal of Power and Energy, Vol. 209, pp. 215-220.
- [3] Bernshtein, Lev B., 1995, "Tidal Power Development - A Realistic, Justifiable and Topical Problem of Today", IEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 10, pp. 591-599.
- [4] Shiono, M., Suzuki, K. and Kiho, S., 1999, "Experiments on the Characteristics of Darrious Turbine for the Tidal Power Generation", Proceeding of the ninth International Offshore and Polar Engineering Conference, Vol. 1, pp. 123-128.
- [5] Jo, C.H., Kim, K.S., Min, K.H., Yang, T.Y. and Lee, H.S., 2002, "Study on HAT Current Generation Rotor", Journal of Ocean Engineering and Technology, The Korean society of Ocean Engineers, Vol. 16-1, pp. 78-82.
- [6] Jo, C.H., Par, K.K. and Im, S.W., 2007, "Interation of Multi Arrayed Current Power Generations", International Offshore and Polar Engineering Conference, Lisbon, pp. 302-306.
- [7] Jo, C.H., Lee, K.H., Song, S.H. and Yim, J.Y., 2009, "Interference Effects for Various HAT Tidal Current Rotors by Experiment", The Korean Association of Ocean Science and Technology Societies Conference, pp. 1791-1794.

조 철 희

1984년 인하대학교 조선공학과 공학사
1985년 미국 Steven Institute of Technology
해양공학과 공학석사
1991년 미국 Texas A&M University 해양공학과
공학박사

현재 인하대학교 조선해양공학과 교수
(E-mail : chjo@inha.ac.kr)

김 도 엽

현재 인하대학교 조선해양공학과 학사과정
(E-mail : doyoubkim815@inha.edu)

이 강 희

2009년 인하대학교 선박해양공학과 공학사
2011년 인하대학교 조선해양공학과 공학석사

현재 인하대학교 조선해양공학과 박사과정
(E-mail : kanghee@inha.edu)

노 유 호

2009년 인하대학교 선박해양공학과 공학사
2011년 인하대학교 조선해양공학과 공학석사

현재 인하대학교 조선해양공학과 박사과정
(E-mail : aes102@hanmail.net)

김 국 현

1994년 인하대학교 선박해양공학과 공학사
1996년 인하대학교 선박공학과 공학석사
2007년 부산대학교 조선해양공학과 공학박사

현재 동명대학교 조선공학과 교수
(E-mail : kimk@tu.ac.kr)