공학석사 학위논문

CFD 및 실험에 의한 마이크로 횡류수차의 성능해석에 관한 연구

A Study on the Performance Analysis of the Micro Cross-flow Hydro Turbine by CFD and Experiment

2008년 2월

한국해양대학교 대학원

- 기계공학과
- 임 재 익

本 論文을 林宰熤의 工學碩士 學位論文으로 認准함



2007년 12월 21일

한국해양대학교 대학원

- 기계공학과
- 임 재 익

Abstract

Nomenclature

제 1 장 서 론 1
1.1 연구배경1
1.2 연구동향
1.3 연구목적
제 2 장 횡류수차의 이론4
2.1 Banki turbine 이론 4
2.1.1 터빈을 통과하는 제트의 경로4
2.1.2 효율·······6
2.1.3 설계 구성 요소9
2.1.3.1 블레이드 각도9
2.1.3.2 반경방향 테두리 폭9
2.1.3.3 축방향 터빈 폭11
2.1.3.4 블레이드 곡률
2.1.3.5 중심각
2.1.4 Banki 수차 계산 예13
제 3 장 수치해석
3.1 수치해석 기법
3.1.1 지배방정식
3.1.2 이산화 방법
3.2 계산격자 및 경계조건
3.2.1 1kW급 수차 ···································
3.2.2 5kW급 수차 ···································
3.2.3 80kW급 수차 ···································

제 4 장 1kW급 수차의 내부유동 및 성능해석	· 31
4.1 노즐형상변화에 따른 성능 및 출력변화	· 31
4.1.1 속도 및 압력분포	· 31
4.1.2 효율 및 출력특성	· 37
4.2 러너 블레이드 각도변화에 따른 성능 및 출력변화	· 38
4.2.1 속도 및 압력분포	· 38
4.2.2 효율 및 출력특성	· 47
4.3 러너 블레이드 수 변화에 따른 성능 및 출력변화	· 49
4.3.1 속도 및 압력분포	· 49
4.3.2 효율 및 출력특성	· 56
4.4 러너 블레이드 수 변화에 따른 성능 및 출력변화	· 58
4.4.1 속도 및 압력분포	· 58
4.4.2 각단의 출력 및 체적 분율	· 59
제 5 장 5kW급 수차의 내부유동 및 성능해석	· 61
5.1 속도 및 압력분포	· 61
5.2 효율 및 출력특성	· 64
제 6 장 80kW급 수차의 내부유동 및 성능해석	· 66
6.1 속도 및 압력분포	· 66
6.2 효율 및 출력특성	· 69
제 7 장 결론	· 71
	_
잠고둔헌	· 72
감사의 글	· 15

A Study on the Performance Analysis of the Micro Cross-flow Hydro Turbines by CFD and Experiment

Jaelk, LIM

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Recently, small hydropower attracts attention because of its clean, renewable and abundant energy resources to develop. However, suitable turbine type is not determined yet in the range of small hydropower and it is necessary to study for the effective turbine type. Moreover, relatively high manufacturing cost by the complex structure of the turbine is the highest barrier for developing the small hydropower turbine. Therefore, a cross-flow turbine is adopted because of its simple structure and high possibility of applying to small hydropower.

The result are summarized as follows;

1) Air layer in the runner is very important factor to improve the turbine performance. Because of air layer, recirculation flow loss decreases from 14% to 1% in occasion of 1kW class hydro turbine.

2) In 80kW class hydro turbine, the region of Stage 1 produces almost 70% of output power from total output power.

3) Pressure and velocity at the runner blade around gives considerable effects on the performance of cross-flow hydraulic turbine simultaneously. Therefore, cross-flow turbine has the characteristics of both impulse turbine and reaction turbine.

Nomenclature

b : width of nozzle, runner and runner chamber	[m]
C: coefficient dependent upon the nozzle	[-]
C_p : pressure coefficient(= $p - p_{ref}/2\rho gH$)	[-]
d : diameter of runner	[m]
H : effective head	[m]
N : unit rotational speed (= nd/\sqrt{H})	$[m^{1/2}/s]$
N_{bep} : unit rotational speed at the B.E.P.	$[m^{1/2}/s]$
n: rotational speed	[s ⁻¹]
P : output power	[W]
p : static pressure	[Pa]
$p_{\rm ref}$: reference static pressure at draft tube outlet	[Pa]
Q : volume flow rate	$[m^3/s]$
<i>u</i> : absolute velocity	[m/s]
v : fluid velocity	[m/s]
η : efficiency	[-]

θ^{1*} : normalized peripheral blade position at Stage 1	[-]
θ^{2^*} : normalized peripheral blade position at Stage 2	[-]
ρ : density of working fluid	[kg/m ³]
ω : angular velocity	$[s^{-1}]$
Subscripts	
0 : optimum value	[-]
11 : inlet of runner Stage 1	[-]
12 : outlet of runner Stage 1	[-]
21 : inlet of runner Stage 2	[-]
22 : outlet of runner Stage 2	[-]
r : radial component of velocity	[-]
θ : tangential component of velocity	[-]

제1장 서론

1.1 연구 배경

전 세계적으로 석유자원의 고갈과 환경문제가 심각하게 대두되면서 신·재생에너지에 대한 수요가 크게 늘어나고, 이에 따라 신·재생에너지의 기술개발과 산업화의 요구는 더욱 증가하고 있다. 특히, 보유자원이 부족한 국내 상황을 비추어볼 때 적극적인 신·재생에너지 자원의 개발과 활용이 필요하고 현재 이러한 국제적인 상황에 대처하기 위하여 다양한 정책이 추진되고 있다.

우리나라는 에너지 수입 비중은 96.4%(2005년 1~9월)로 세계최고 수준의 에너지 소비국가 이다.^[1] 국내의 2002년 온실가스 배출량은 1990년 대비하여 연평균 5.1% 이상 증가하였으며, 이 중 온실가스의 85%가 에너지 부문에 의한 것이다.^[2] 현재 에너지 비용은 국가 총 수입액의 1/5 이상에 이르면서 국가 경제에 큰 영향을 미치고 있으며 차후 교토의정서 발효에 의한 온실 가스 배출 감축 의무부담이 가시화될 전망이고, 이렇게 되면 국내의 산업 경제활동은 장기적으로 심각한 침체기를 맞이할 것이라 예상된다. 이에 대응하여 정부는 종합적인 국가 에너지 장기 전략을 수립하고 있으며 신·재생에너지 분야에 대한 연구개발 및 보급정책을 추진하고 있다.

현재 신·재생에너지원은 소수력, 풍력, 태양광, 지열, 파력 등이 있다. 그 중에서도 소수력 발전은 높은 에너지 밀도를 가지고 있으며, 우리나라는 연평균강수량이 1,245mm로써, 강수량이 풍부하고 전국도의 2/3이 산지로 구성되어 있어 지형과 수문학적으로 각 지역에 산재한 미활용 소규모 수력자원이 많이 부존하고 있다.^[3] 그러나 종래의 발전시설 및 수력발전과 비교해서 설비용량에 대한 건설비의 비율이 높다는 점이 보급의 걸림돌이 되고 있다. 소수력용으로 여러 형태의 수차가 사용되고 있으며 그중 횡류수차는 구조가 간단하고 표준화 및 계열화가 용이한 점, 저낙차에서도 적용이 가능하고, 다른 소수력용 수차에 비해 상대적으로 제작단가가 낮은 것이 장점이다.

1.2 연구동향

이전의 연구에서는 실험과 수치해석법을 통하여 최적형상을 결정하고자 하였다. Mockmore^[4]의 연구에서는 물의 유동을 2차원으로 하고, 러너 블레이드의 두께를 무시하여 러너에서 발생하는 입·출구 손실을 무시한 이론 분석과 실험을 통해서 연구를 하였고, Fukutomi 등 ^{[5][6][7][8]} 의 연구에서는 수치해석법과 실험을 통해서 노즐의 형상에 따른 제트의 유동, 러너 내부유동 등이 성능에 미치는 영향에 대해서 검토하였다.

최근 전산해석기술의 발전에 힘입어 선진 연구기관을 중심으로 소수력 분야에 CFD에 의한 2차원 및 3차원 수치해석 연구가 활발히 진행되고 있다. 임재익 등^{[9][10][11][12][13][14]}은 CFD해석에 의하여 연구를 진행중에 있다.

1.3 연구목적

소수력 발전은 이산화탄소를 배출하지 않는 깨끗하고 재생 가능한 에너지이며, 안정적인 전력공급의 확보, 지구환경보전 등의 관점에서도, 앞으로 더욱 더 계획적으로 개발·촉진되어야만 하는 중요한 자연 에너지이다. 소수력 발전의 적용에 있어 문제가 되는 부분 중에 하나인 발전단가의 경우 연간 가동률이 낮은 것과 규모에 비해서 유지관리의 비용이 많이 것 그리고 수차의 표준화가 되지 않아 설치장소에 따라 새로운 설계를 하기 때문에 사용되는 비용 등으로 인한 가격의 상승이 문제가 되고 있다. 그래서 간단한 구조로 인한 유지보수의 편리함과 가격의 절감, 표준화가 쉬운 횡류수차가 소수력발전 보급에 유리할 것으로 생각된다.

횡류수차는 물의 운동에너지를 이용하여 전력을 발생시키는 충동수차 이다. 수차의 성능을 좌우하는 큰 변수로 러너의 입·출구각도, 블레이드 의 수, 노즐의 형상 과 공기의 유입량 등이 있다. 그러나 이론적 최적 설계에 관한 참고문헌의 부재와 선진국에서 핵심 설계기술의 공개를 회피하는 실정으로 기술의 개발에 상당한 어려움이 있다.

본 연구의 목적은 '팩키지형 50kW급 횡류수차 개발'에서 수차설계의

기초자료로의 활용을 위해 횡류수차의 주요 변수인 수차의 노즐형상변화, 러너 블레이드의 입·출구 각도 변화, 블레이드 수 변화 등을 CFD를 통하여 분석하고 실험과 비교하여 신뢰성을 확보하는데 있다.

제 2 장 횡류수차의 이론

2.1 Banki turbine 이론

Banki터빈은 노즐과 터빈 러너의 두 파트로 구성되어 있다. 러너는 두개의 트인 원판디스크로 구성되어 있으며 여기에는 일련의 구부러진 블레이드를 갖는 테두리로 연결되어있다. 노즐은 그 단면적이 직사각형으로서 터빈의 전 폭에 대하여 제트를 방출하고 터빈의 원주 접선방향에 대하여 16°의 각도로 들어간다. 제트의 형태는 직사각형이며 넓으나 그렇게 깊지는 않다. 물은 터빈의 가장자리에 붙어있는 날개에 충돌을 한다. Fig 2.1에서 보는 것과 같이 블레이드를 거쳐서 흘러간 다음 블레이드를 따라서 내부의 테두리 사이의 빈 공간을 통과한 테두리의 안쪽에 있는 블레이드로 들어가서 바깥쪽 테두리로 방출된다. 따라서 터빈은 내부 제트터빈이며 흐름은 기본적으로 반경방향이기 때문에 터빈의 직경은 물의 충격량과는 관련이 없으며 요구되는 터빈의 폭은 물 수량과는 관계없이 결정될 수 있다.

2.1.1 터빈을 통과하는 제트의 경로

제트의 중심이 Fig.2.1에서와 같이 러너의 A점에 대하여 원주에 대한 접선방향으로 α₁의 각도로 들어간다고 가정하면 터빈으로 들어가기 전의 물의 속도는 다음과 같이 된다.

$$V_1 = C(2gH)^{\frac{1}{2}}$$
(2.1)

입구에서의 물의 상대속도 V₁은 만일 이점에서 터빈의 원주 속도인 u₁을 알 수 있으면 구할 수 있다. β₁은 상대속도 V₁과 원주 속도 u₁과의 방향에 대한 각도가 된다. 최대효율을 위해서 블레이드의 각도는 β₁과 같아야 된다. 만일 AB가 블레이드를 나다낸다면 출구에서의 상대속도 V₂'은 이점에서의 터빈의 원주 속도와 함께 β₂'을 형성한다. 블레이드에 대하여 출구에서의 물의 절대 속도인 V₂'은 v₂', β₂'과 u₂에 의해서 결정될 수 있다. 이와 같은 절대속도와 터빈의 속도 사이의 각도는 이점에서 α₂'이 된다. 블레이드 AB를 따라 흐르는 동안의 물의 궤적이 결정될 수 있으며 또한 물이 블레이드를 떠나는 실제의 장소도 결정된다. 절대속도 V₂'에 변화가 없다고 가정하면 테두리로 다시 물이 들어가는 점인 C점도 결정될 수 있다. 이점에서의 V₂'은 V₁'이 되고 C점으로부터 D점까지의 블레이드 CD를 흐르는 물의 절대궤적은 확인될 수 있다.

따라서 $\alpha_1' = \alpha_2', \beta_1' = \beta_2', \beta_1 = \beta_2$ 이다.

그리고 이들은 같은 블레이드의 대응하는 값이다.

모든 제트가 이와 같은 경로를 따를 수 없으며, 그 이유는 물의 일부입자의 경로는 터빈의 안을 교차하기 때문이다.



Fig.2.1 Path of water through turbine

2.1.2 효율

제동마력은 식(2.2)와 같은 방정식이 사용된다.

$$HP = (\omega Q/g)(V_1 \cos \alpha_1 + V_2 \cos \alpha_2)u_1 \tag{2.2}$$

식(2.3) 부분은 Fig.2.2와 같은 모든 속도삼각형을 그려서 얻을 수 있다.

$$V_2 \cos \alpha_2 = v_2 \cos \beta_2 - u_1 \tag{2.3}$$

Fig.2.1에서 낙차 h₂에 의한 물의 속도증가를 무시하면 이것들은 대개 값이 매우 작아서 식(2.4)와 같다.

$$v_2 = \psi v_1 \tag{2.4}$$

이때에 ψ 는 단위 값보다 작은 경험계수이며 약 0.98이다. Fig.2.2의 속도선도로부터 식(2.5)를 얻을 수 있다.

$$v_1 = (V_1 \cos \alpha_1 - u_2)(\cos \beta_1)$$
(2.5)

식(2.3), (2.4), (2.5)를 동력식인 식(2.2)에 대입하면 식(2.6)과 같다.

$$HPoutput = (WQu_1/g)(V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \times (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1).$$

$$(2.6)$$

수두H₁에 의하여 입력되는 이론동력은 식(2.7)과 같다.

$$HP = \omega QH = \omega QV_1^2 / C^2 2g \tag{2.7}$$

효율 e는 입력동력과 출력동력의 비로 식(2.8)과 같이 구해진다.

$$e = (2C^2 u_1/V_1)(1 + \psi \cos\beta_2/\cos\beta_1) \times (\cos\alpha_1 - u_2/V_2)$$
(2.8)

이때에 $\beta_2 = \beta_1$ 그러면 효율 e는 식(2.9)와 같다.

$$e = (2C^2 u_1 / V_1)(1 + \psi) \times (\cos \alpha_1 - u_2 / V_2).$$
(2.9)

효율과 u₁/V₁을 제외하고 모든 변수가 일정하다고 하면 이식을 미분하여 0의 값을 가지게 하면 식(2.10)과 같은 결과를 구할 수 있다.

$$u_1 V_1 = \cos \alpha_1 / 2 \tag{2.10}$$

그리고 최대효율은 식(2.11)과 같다.

$$e_{\max} = \frac{1}{2} C^2 (1+\psi) \cos^2 \alpha_1 \tag{2.11}$$

Fig.2.2를 보면 $u_1 = \frac{1}{2} V_1 \cos \alpha_1$ 일 때 V₂의 방향이 반경방향이 되지 않는 것을 알 수 있다. 이 흐름이 반경방향이 되기 위해서는 식(2.12)와 같다.

$$u_1 = [C/(1+\psi)](V_1 \cos \alpha_1). \tag{2.12}$$

이때에 ψ와 C는 상수이며, 노즐에서의 마찰이나 블레이드에서 마찰에 의한 수두손실이 없다고 가정할 때이다. 최대기계효율을 얻기 위하여 입구각도 α₁은 가능한 작아야 하며 α₁에 대하여 16°의 각도를 얻을 수 있다.이 값에 대하여 cosα₁=0.96, cos²α₁=0.92 의 값을 얻을 수 있다.

식(2.11)에 C=0.98 그리고 ψ=0.98을 대입하면 최대효율은 87.8%가 된다. 노즐의 효율은 계수의 제곱에 비례하여 바뀌기 때문에 여기에서의 손실을 피하기 위하여 큰 주의가 필요하다.

원주의 바깥쪽과 안쪽을 치는 물 때문에 수력손실이 발생한다. 안쪽원주에서의 손실은 작다. Fig.2.3에서 원래의 제트두께 s₀는 1.90으로 증가하고, 이것은 모든 에너지의 약 72%가 바깥으로 부터의 블레이드를 치는 물에 의해서 주어지고 28%가 안쪽의 원주를 치기 전에 물에 남게 된다. 블레이드 수가 정확하고, 이것들이 아주 얇고 가능하면 부드럽게 곡선으로 되어있으면 계수ψ=0.98의 높은 값을 갖게 된다.



Fig. 2.2 Velocity diagram



Fig.2.3 Blade spacing

- 8 -

2.1.3 설계 구성 요소

2.1.3.1 블레이드 각도

블레이드 각도 β₁은 Fig.2.1과 Fig.2.2에서의 α₁, V₁과 u₁로부터 결정 될 수 있다.

만약 $u_1 = \frac{1}{2} V_2 \cos \alpha_1$ 라면 $\beta_1 = 2 \tan \alpha_1$ 이다. $\alpha_1 = 16°$ 로 가정하면 $\beta_1 = 29°50'$ or 30°이다.

안쪽의 원주상의 블레이드와 안쪽의 원주의 점선방향과의 각도인 β_2 는 Fig.2.6과 같이 아래와 같은 방법으로 결정된다. 두개의 내부속도 선도를 그리고 두 날개를 합치도록 이동을 해서 C점이 B점에 일치하도록 하면 접선방향이 일치한다. 안쪽의 절대 출구속도와 출구속도가 동일하다고 가정한다. 그러면 $\alpha_2' = \alpha_1'$ 이기 때문에 속도선도가 일치하고 v_2' 과 v_1' 이 같은 방향으로 된다.

C점에서의 입구에서의 충격손실이 없다고 가정하면 β₂'=90°가된다. 즉, 블레이드의 안쪽 선단은 반경방향이 되어야한다. B점과 C점 사이 즉, 내부원주의 출구와 입구에서의 표고차이 때문에 V₁'은 만일 이두지점간의 손실이 없다고 한다면 V₂'과는 약간 다르게 되고 식(2.14)와 같다.

$$V_1' = \left[2gh + (V_2')^2\right]^{\frac{1}{2}}$$
(2.14)

Fig.2.7(a)에서 $\beta_2' = 90°$ 로 가정하면 v_1' 은 블레이드 각도와 일치하지 않을 것 이다. 그렇기 때문에 충격손실이 일어날 수 있다. 이것을 피하기 위하여 β_2 는 90°보다 커져야한다. 그러나 v_2' 과 v_1' 의 차이는 보통 h_2 가 작기 때문에 이 값도 작게 되고 β_2 는 모든 경우에서 90°가 될 수 있다.

2.1.3.2 반경방향 테두리 폭

Fig.2.3에서 블레이드의 두께를 무시하면 들어가는 제트의 두께(s₁)는 상대속도에 대하여 직각방향으로 계측되며 블레이드 간격(t)으로 주어지고 식(2.15)와 같다.

$$s_1 = t \sin\beta_1 \tag{2.15}$$

 $β_2'=90°$ 로 가정하면 안쪽의 출구 블레이드 간격은 식(2.16)과 같이 구해진다.

$$s_2 = t(r_2/r_1) \tag{2.16}$$

테두리 폭(a)이 작아지면 블레이드간의 간격은 제트로 채워지지 않을 것이다. 테두리 폭이 증가하면 s₂가 감소하고 따라서 s₂는 식(2.17)과 같다.

$$s_2 = v_1 s_1 / v_2' \tag{2.17}$$

테두리 폭은 이 한계를 넘기지 않는 것이 좋다. 왜냐하면 여기에 충돌하는 물의 양은 매우 작아서 잘 흐를 수 없으며 역 압력이 발생할 수도 있기 때문이다. 테두리 폭이 이 한계점보다 낮아지면 제트가 블레이드 사이의 간격으로부터 흘러나올 수 있기 때문에 효율이 떨어진다.

Fig.2.3에서 테두리 폭을 결정하기위하여 원심력에 결정 받는 속도성분 v_2' 를 알 필요가 있고, 식(2.18)과 식(2.19)와 같다.

$$(v_1)^2 - (v_2')^2 = (u_1)^2 - (u_2')^2$$
(2.18)

$$v_{2}' = v_{1}(s_{1}/s_{2}) = v_{1}(r_{1}/r_{2})\sin\beta_{1}$$

$$u_{2}' = u_{1}(r_{2}/r_{1})$$
(2.19)

x = (r₂/r₁)²라고 가정하여 식(2.18)에 식(2.19)를 대입하면 정리하면 식(2.20) 과 같다.

$$x^{2} - [1 - (v_{1}/u_{1})^{2}]x - (v_{1}/u_{1})^{2} \sin^{2}\beta_{1} = 0$$
(2.20)

터빈의 이상속도 $u_1 = \frac{1}{2} V_1 \cos \alpha_1$ 이라고 한다면 식(2.21)과 같다.

$$v_1/u_2 = 1/\cos\beta_1 \tag{2.21}$$

α₁=16°, β₁=30°로 가정하면 Fig.2.6에서의 중심각 bOC는
 식(2.18)로부터 결정되어 식(2.22)와 같은 결과를 가진다.

$$bOC = 106^{\circ}$$
 (2.22)

Fig.2.6에서 터빈의 안쪽에 대해서의 제트의 두께(y)는 식(2.23)과 같이 계산된다.

$$y = 2\cos\alpha_2' s_0 / (r_2/r_1) \cos\alpha_1$$

= 1.89s₀ (2.23)

Fig.2.6에서 안쪽 제트가 터빈을 관통하여 흐를 때의 안쪽 모서리와 터빈 축과의 거리(y₁)는 식(2.24)와 같고, s₁ = kD₁일 때 식(2.25)와 같다.

$$y_1 = r_2 \sin(90 - \alpha_2') - 1.89s_0/2 - d_o/2 \tag{2.24}$$

$$y_1 = (0.1986 - 0.945k)D_1 - d_0/2 \tag{2.25}$$

같은 방법으로 내부 원주가 제트의 바깥쪽 모서리사이의 거리인 y_2 는 식(2.26)과 같다.

$$y_2 = (0.1314 - 0.945k)D_1 \tag{2.26}$$

축이 터빈을 관통하여 연장되지 않는 경우에 대하여 유일한 제한점은 y_2 가 된다.

대게의 경우 k=0.075 에서 0.10 이다. 그러면 $y_1 = 0.0606D_1$ or $0.0369D_1$ 이다.

2.1.3.3 축방향 터빈 폭

터빈 직경은 식(2.27)과 같다.

$$D_1 = 30 C (2gH)^{\frac{1}{2}} \cos \alpha_1 / \pi N \tag{2.27}$$

여기에서 D₁은 터빈의 직경이고 블레이드 각도는 16°, C=0.98일 때 식(2.28)와 같다.

$$D_1 = 125.181 H^{\frac{1}{2}} / N \tag{2.28}$$

노즐에서의 제트의 두께(s_0)는 두 가지 조건의 절충에 의해서 결정된다. 터빈의 물이 들어가고 빠지는 것에 의한 손실이 작아질 수 있기 때문에 s_0 의 값은 큰 것이 유리하다. 제트의 바깥쪽 궤적의 각도가 $a_1=16^\circ$ 와 크게 달라짐으로서 이 s_0 가 커지게 되면 손실도 증가하게 되기 때문에 큰 값이 만족스럽지 않을 수도 있다.

터빈 폭 L은 식(2.29)와 같다.

$$L = QN/125.181H^{\frac{1}{2}}Ck(2gH)^{\frac{1}{2}}$$
(2.29)

k는 각각 0.075 와 0.10 일때 L은 0.025 QN/H, 0.018 QN/H이다.

2.1.3.4 블레이드 곡률

Fig.2.7에서 블레이드의 커브는 두 개의 수직선이 교차하는 점에 놓여있는 중심점으로부터의 원호로 그려질 수 있으며, 하나의 수직선은 A에서의 상대속도 v1의 방향으로 나머지 하나는 B에서의 교차점인 안쪽 원주로부터 접선 방향이다.

삼각형 AOC와 BOC로부터, \overline{CO} 는 공통이다. 그래서 식(2.30)과 같이 나타낼 수 있고, 식(2.30)에 식(2.31)을 대입하여 식(2.32)를 구할 수 있다.

$$(\overline{OB})^2 + (\overline{BC})^2 = (\overline{AO})^2 + (\overline{AC})^2 - 2\overline{AO}\overline{AC}\cos\beta_1$$
(2.30)

$$\overline{AO} = r_1, \ \overline{OB} = r_2, \ \overline{AC} = \overline{BC} = \rho \tag{2.31}$$

-12 -

$$\rho = [(r_1)^2 - (r_2)^2]/2r_1 \cos \beta_1 \tag{2.32}$$

 $r_2 = 0.66r_1$, $\beta_1 = 30$ °라 가정하면 $\rho = 0.326r_1$ 이라는 결과를 얻을 수 있다.

2.1.3.5 중심각

Fig.2.7의 AOB삼각형에서 삼각함수 공식을 이용하여 식(2.34)와 같이 나타낼 수 있고, 정리하면 식(2.35)와 같다.

$$r_{1}/r_{2} = \sin\left(180^{\circ} - \frac{1}{2}\delta\right)/\sin\left(\frac{1}{2}\delta + B_{1}\right)$$

$$= \sin\frac{1}{2}\delta/\cos\left(\frac{1}{2}\delta + B_{1}\right)$$

$$\tan\frac{1}{2}\delta = \cos B_{1}/(\sin B_{1} + r_{2}/r_{1})$$
(2.34)
$$(2.35)$$

 $r_2 = 0.66r_1$, $\beta_1 = 30$ °라 가정하면 $\delta = 73°28'$ 이라는 결과를 얻을 수 있다.

2.1.4 Banki 수차 계산 예

Fig.2.8에서 Banki 수차이론의 식을 이용하여 엑셀로 계산 한 예를 나타냈다. 낙차, 유량, 노즐·러너 각도와 기타의 계수 등을 지정하여 예상 출력, 회전수, 러너의 직경과 폭 등의 설계 값을 구할 수 있다. (a)와 (b)는 유량과 낙차를 변화시켜서 출력 등의 변화를 나타냈다.



Fig.2.4 Composite velocity diagram







Fig.2.6 Path of jet inside wheel



Fig.2.7 Curvature of blades

🖬 Microsoft Excel - banki.xls					
:	[3] 파일(F) 편집(E) 보기(Y) 삽입(I) 서식(Q) 도구(I) 데이터(D) 형(W) 도움말(H) Adobe PDF(B) 질문을 입력하십시오.				
1					
	🏞 🐮 🖕				
	C65 🕶 🏞				
	В	С	D	E	F
1	낙차 [m]	유량[m^3/s]	노즐각도 [°]	러너입구각도 [°]	효율(e)
2	20	0,5	16	30	0,740974884
3					
4	중력가속도 [m/s^2]	노즐형상계수(C)	Ψ	k	출력 [kW]
5	9,81	0,9	0,98	0,165	72,68963614
6					0
7	러너직경×러너폭 [mm^2]	러너직경 [mm]	러너 폭 [mm]	회전수 [rpm]	블레이드간격 [mm]
8	169972,6523	424,9316308	400	385,1243403	70,11371908
9		400	424,9316308	409,1287849	66
10	반경방향 테두리폭 [mm]	블레이드 반경[mm]	축중심에서 제트까지 거리[mm]		
11	72,23837723	69,26385581	18,13395734		
12	68	65,2	17,07		
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					

(a) H = 20m , Q = $0.5m^3/s$

🖬 Microsoft Excel - banki.xls					
:2)	[편] 파일(E) 편집(E) 보기(V) 삽입(I) 서식(Q) 도구(I) 데이터(D) 청(W) 도움말(H) Adobe PDF(B) 질문을 입력하십시오.				
: D	🖻 🖬 🖪 🖨 🖪 🖪 🏹 🛍 👗 🖣	🗎 🔁 τ 🖻 τ (° τ) 🧶 Σ τ 🛃 획	🏨 🕢 🍟 돋움	 11 가 가 가 길 트 三 三 强(M)₩%,\$%;#≢≢
:					
• 💌	F72 * %				
	B	С	D	E	F
1		유량[m^3/s]	노즐각도 [°]	러너입구각도 [*]	효율 (e)
2	10	0,1	16	30	0,740974884
3					
4	중력가속도 [m/s^2]	노즐형상계수(C)	Ψ	k	출력 [kW]
5	9,81	0,9	0,98	0,168	7,268963614
6					0
7	러너직경X러너폭 [mm^2]	러너직경 [mm]	러너 폭 [mm]	회전수 [rpm]	블레이드간격 [mm]
8	47217,03449	224,8430214	210	514,6661639	37,77362759
9		200	236,0851724	578,5954764	33,6
10	반경방향 테두리폭 [mm]	블레이드 반경[mm]	축중심에서 제트까지 거리[mm]		
11	38,22331363	36,64941248	8,957745972		
12	34	32,6	7,968		
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					

(b) H = 10m , Q = 0.1 m³/s Fig.2.8 Calculation of Banki turbine's design parameters

제 3 장 수치해석

3.1 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 우수한 성능을 보이는 상용 CFD코드로인 CFX-11을 사용하였다.

일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이들 압력에 기초한 코드들은 일반적으로 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제공하고 다른 CAE 도구들과 연동을 포함하는 복잡한 Multi-physics 문제 등에 적용될 수 있다.

유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성저층(viscous sublayer) 영역을 안정적으로 처리 할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다. 현재 상용코드에서 오랫동안 적용되어온 k-c 모델과 벽 함수의 조합은 유체기계에서 요구 되는 높은 해의 정밀도를 만족시킬 수 없다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비 (aspect-ratio)가 매우 큰, 높은 격자 밀집도의 확보가 요구된다. 이러한 요구 조건을 만족하는 CFX-11의 수치기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화(coupled formation)이다. CFX-11은 압력기반 유한 체적법(finite volume method)을 fully implicit 이산화하여 얻어지는 방정식을 algebric multigrid coupled solver를 이용하여 해석한다. SIMPLE 등 고전적인 segregated 접근방법에 비해 implicit coupling 방법은 수렴을 가속시키고, 압축성 유동에 있어서 수렴성의 난점을 피할 수 있고, 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있는 장점을 갖는다.

유체기계에서 난류모델의 적용에 있어 아주 간단한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는 가장 최신의 난류모델과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다.

이러한 견해의 차이는 엔지니어가 해석하는 유체기계가 서로 다르고 요구되는 정밀도에 대한 만족범위가 다르기 때문이다.

많은 경우, 특히 유체기계의 설계점 영역에서는 점성과 난류효과는

단지 전체 손실에 미소한 추가적인 기여를 하며, 이러한 유동장에서는 난류모델이나 천이모델의 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나, 1-방정식 모델이나, 2-방정식 모델은 계산시간을 크게 증가시키지 않으므로, 해석의 일관성을 위해 적절히 사용하는 것이 좋다.

3.1.1 지배방정식

일반적인 유동에서 다루는 방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이고, 각각 식(3.1), 식(3.2), 식(3.3)과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \rho u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + S_{u_i}$$
(3.2)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j}(k\frac{\partial T}{\partial x_j}) - \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j\tau_{ij}) + S_T$$
(3.3)

상태방정식 $\rho = \rho(P,T)$, 점성계수와 변형률의 함수로서 응력텐서의 응력-변형률 관계, 그리고, h = h(P,T) 가 이들 방정식에 추가된다. 난 류유동은 와점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물 리량에 대해 푼다. 방정식의 일반적인 형태는 동일하다.

3.1.2 이산화 방법

CFX-11은 implicit pressure based 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주 요 독립변수들은 (*P*,*u_i*,*H*)이다. 일반적으로, 범용 상용코드는 위의 변 수에 대해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축 성 유동의 해석이 용이하기 때문이다.

Fig.3.1에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려져 있는 격자 즉,

cell 이다. 실선으로 나타낸 cell, 즉 element를 다시 나누어 점선으로 표현 된 sub-element를 구성하며 제어체적은 음영으로 나타낸 부분과 같이 node를 둘러싼 sub-element 들로 구성되며 hex, tetra, wedge, pyramid 등 모든 element 형태에 대해 동일하게 적용된다. 모든 변수 값과 유체의 물 성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노드 값으로 표현되는 적분점(IP)들에서의 표면적 분(fluxes) 값들의 정확도에 의해 결정된다. 계산을 통해 얻어진 해는 격 자 노드에 저장되지만, 방정식의 대류항, 확산항, 압력구배항 등의 다양 한 항들은 적분점에서의 해나 해의 구배 값을 필요로 하며 따라서, element 내부에서의 해의 변화를 계산하기 위해 finite element shape function이 사용된다. 이러한 방식을 FEM based FVM 혹은 element based FVM이라 한다. Fig.3.1과 같이 제어 체적면에서의 적분점의 개수가 2차 원인 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다. 3D 육면체 격자의 경우 6개에서 24개로, 사면체의 경우 4개에서 평균 60개로 적분 점이 많아지므로 비교적 성긴 격자에 대해서도 해의 정확도가 뛰어난 장점이 있다.

식(3.1), (3.2), (3.3)의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분 함으로써 질량, 운동량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식은 각각 식(3.4), 식 (3.5), 식(3.6)과 같다.

$$\rho V(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t}) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0$$
(3.4)

$$\rho V(\frac{U_i - U_i^0}{\Delta t}) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P\Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} (\mu_{eff} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) \Delta n_j)_{ip} + \overline{S_{ui}} V$$
(3.5)

$$\rho V(\frac{(H-P/\rho)-(H^0-P^0/\rho)}{\Delta t}) + \sum_{ip} m_{ip} H_{ip} = \sum_{ip} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \Delta n_j)_{ip} + \overline{S_{\phi}} V$$
(3.6)

여기서, ^{(Δn_j)_{ip}} 는 적분점 위치에서 국부 표면 벡터이다. 그리고, 제한 체적의 적분점 표면을 통과하는 m_p 는 질량유동이다. 모든 방정식들은 시간간격의 제한을 피하기 위하여 implicit하게 다루어지며, 비정상 항에 는 1차와 2차 backward Euler 방정식이 사용된다. 확산항은 element shape function의 미분형태로 각 적분점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류항은 Upwind, Quick 등 몇몇 기법에 의해 평가될 수 있으 나, 기본 설정된 기법인 high-resolution 기법을 사용한다. High-resolution 기법은 대류항에 대한 2차 정확도의 upwind biased approach에 기초한 기 법이며 Barth와 Jesperson에 의해 기술된 방법과 유사하고, 식(3.7)과 같다.

$$\phi_{ip} = \phi_P + \beta (\nabla \phi)_{ip} \Delta \overline{r_{ip}}$$
(3.7)

식(3.8)과 같이 divergence 형태에서 모든 항들에 대해 질량 divergence 항은 표면적분의 형태로 변환된다.

$$m_{ip} = \rho_{ip} u_{j,ip} \Delta n_{j,ip} \tag{3.8}$$

밀도는 다른 대류 항처럼 표준 high resolution 스킴을 적용하여 계산되고, 식(3.9)와 같다.

$$\rho_{ip} = \rho_P + \beta (\nabla \rho)_{ip} \Delta \overline{r_{ip}}$$
(3.9)

이 upwind biased 평가는 운동량과 에너지 방정식의 다른 대류량과 마 찬가지로 유동이 상당히 압축성이어도 안정적이며, 2차의 정확도를 가진 다.

Implicit 방법에서 중요한 것은 *ρu*의 선형화이다. 먼저 *ρu*는 Newton-Raphson 선형화에 의해 확정되어 식(3.10)과 같다.

$$(\rho u) \approx \rho^{n} u^{0} + \rho^{0} u^{n} - \rho^{0} u^{0}$$
(3.10)

여기서 위첨자 n은 새로운 값 (implicit)을 의미하고 0는 예전 (지연된 값) 시간레벨이다. 이러한 선형화는 전 영역에 걸친 마하수의 신뢰성 있 는 수렴을 보장한다.

마지막으로, 식(3.11)과 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 항으로 구성된 ρ^{n} 의 implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서 제공된 상태 <u> $\partial \rho$ </u> 방정식에서 미분항 $\frac{\partial \rho}{\partial P}$ 를 계산한다.

$$\rho^{n} = \rho^{0} + \frac{\partial \rho}{\partial P} (P^{n} - P^{0})$$
(3.11)



Fig.3.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh

3.2 계산격자 및 경계 조건

계산격자의 생성은 적용 난류모델의 특성에 따라 원활한 수렴 및 신뢰성 있는 결과를 확보하기 위해 y+, 경계층 격자 밀집도, 격자 형태, aspect ratio 등을 신중히 고려해야만 한다. 따라서, 우수한 품질의 계산격자의 확보가 CFD에서 첫 번째 필수적인 요소라 할 수 있다.

본 연구에서는 러너 블레이드를 포함하는 회전 영역과 챔버를 포함하는 비회전 영역으로 격자계를 분할하였다.

3.2.1 1kW급 수차

출력에 많은 영향이 있을 것이라 판단되는 러너에서의 y⁺값은 20이하로 제한하였다.

러너에서 발생하는 토크의 정확한 예측을 위해 블레이드 주변 영역을 multi-block unstructured hexa 격자계로 구성하였고, 챔버 영역은 tetra-prism 격자계로 구성하였다.

전체 계산격자는 hexa-tetra-prism 형태의 다양한 격자를 사용해 이루어진 hybrid type 격자계로 구성되었다.

좌우 대칭인 형상이라서 절반만 계산하였다. 러너를 포함하는 도메인의 전체 격자수는 약 1,6000,000 노드이며, 챔버 부분의 격자수는 약 400,000 노드이다. 전체 계산 격자수는 약 2,000,000 노드를 사용하였으며, ICEM-CFD 10.0을 이용하여 생성하였다.

경계조건으로 입구영역에 압력조건을 부여하였고, 러너로부터 입구까지의 거리는 러너 직경의 4배, 후방으로 6배를 확보하였으며, 벽면은 no-slip 조건으로 처리하였다.

일반적으로 k-ɛ 모델은 유동박리 현상이 지배적인 유동장의 예측에 있어 해석결과의 정도가 낮다고 평가되고 있으므로, lkW급 모델의 물만을 작동유체로 한 계산에서는 k-ω SST 난류모델을 적용하였다.

Fig.3.2에서 계산에 사용된 모델의 형상을 보인다. 기본형상은 Zhao^[15]의 형상을 기준으로 하였다.

Fig.3.3에서 격자를 나타냈다. 그리고Fig.3.4과Fig.3.5, Table.3.1,Table.3.2에서 노즐을 통과하여 물이 들어오는 부분을Stage 1, 러너로

들어온 물이 나가는 부분을 Stage 2로 구분하고, CFD 계산에 사용된 노즐형상 과 러너 블레이드 입·출구 각도, 블레이드 수에 대하여 나타내었다.

실험과의 비교를 위해 최고효율점에서 기액이상류 계산을 실행하였고 기액이상류 계산에 한하여 수렴성이 비교적 좋은 krs모델을 적용하였다. 모델의 형상은 내부의 유동이 2차원적이라고 가정하여 계산 형상을 정하였고, 전체 격자는 multi-block unstructured hexa 격자계로 구성하였고, 총 노드수는 약 270,000 노드이다.

Fig.3.6에서 기액이상류 계산에 사용된 격자를 나타내었다.



Fig.3.2 Schematic view of 1kW-class cross-flow turbine model



Fig.3.3 Three-dimensional numerical grids for 1kW-class cross-flow turbine model geometry



Fig.3.4 Nozzle shapes along peripheral position of θ_1^* and Stages 1 and 2 divided by θ_1^* and θ_2^*



Fig.3.5 Nozzle passage change by S/S_0

Case	Inlet angle [°] (α)	Outlet angle [°] (β)
A	25	87
В	30	87
С	35	87
D	30	80
E 30		100

Table.3.1 Runner Inlet and Outlet Angle

Table.3.2 The number of runner blade by case

Case	Runner blade number
Ι	15
П	26
Ш	30



Fig.3.6 Three-dimensional numerical grids for 1kW-class cross-flow turbine model geometry

3.2.2 5kW급 수차

전체 격자를 multi-block unstructured hexa 격자계로 구성하였고, 러너를 포함하는 도메인의 전체 격자수는 약 2,100,000 노드이며, 챔버 부분의 격자수는 약 900,000 노드이다. 전체 계산 격자수는 약 3,000,000 노드를 사용하였으며, ICEM-CFD 10.0을 이용하여 생성하였다.

경계조건으로 입구영역에 압력조건을 부여하였고, 러너로부터 입구까지의 거리는 러너 직경의 4배, 후방으로 4배를 확보하였으며, 벽면은 no-slip 조건으로 처리하였다.

일반적으로 k-ε 모델은 유동박리 현상이 지배적인 유동장의 예측에 있어 해석결과의 정도가 낮다고 평가되고 있으므로, 물만을 작동유체로 한 계산에서는 k-ω SST 난류모델을 적용하였다.

모델의 형상과 격자를 Fig.3.7 과 Fig.3.8에 나타내고 있다.



Fig.3.7 Schematic view of 5kW-class cross-flow turbine model


Fig.3.8 Three-dimensional numerical grids for 5kW-class cross-flow turbine model geometry

3.2.3 80kW급 수차

전체 격자를 multi-block unstructured hexa 격자계로 구성하였고, 러너를 포함하는 도메인의 전체 격자수는 약 260,000 노드이며, 챔버 부분의 격자수는 약 130,000 노드이다. 전체 계산 격자 수는 약 390,000 노드를 사용하였으며, ICEM-CFD 10.0을 이용하여 생성하였다.

경계조건으로 입구영역에 압력조건을 부여하였고, 러너로부터 입구까지의 거리는 러너 직경의 3배, 후방으로 3배를 확보하였으며, 벽면은 no-slip 조건으로 처리하였다.

실험 조건과 같은 기액이상류 계산을 진행하였고, k-ɛ 난류모델을 적용하였다.

계산에 사용된 격자를 Fig.3.9에 나타냈다.



Fig.3.9 Three-dimensional numerical grids for 80kW-class cross-flow turbine model geometry

제 4 장 1kW급 수차의 내부유동 및 성능해석

4.1 노즐형상변화에 따른 성능 및 출력변화

4.1.1 속도 및 압력 분포

Fig.4.1, Fig.4.2, Fig.4.3은 각 Case의 최고효율점에서의 속도분포를 나타낸다. 노즐의 형상에 따라 러너 내부유로가 변화하는 것을 알 수 있다. 러너의 내부와 노즐에서의 속도는 노즐의 형상에 의하여 명백한 변화를 보인다. Case 3의 노즐 형상의 경우에 노즐 유로내의 속도는 Case 1의 속도보다 높게 된다. 일반적으로 유속은 입구측의 노즐형상이 좁아짐에 따라 가속된다. 1단의 러너사이의 유로를 지난 후 횡류수차 러너 안에서 다시 가속을 하여 2단의 입구로 들어가게 된다.

Fig.4.4에서 1단 입구에서 노즐형상의 영향으로 인한 접선과 반경방향의 속도 변화를 보인다. Case 1에서 Case 3으로 노즐형상이 변화할 때 1단 입구의 접선속도는 점점 증가한다. 하지만 반경방향의 속도는 노즐형상에 영향을 받지 않는다. 노즐형상이 횡류수차의 내부유동에 많은 영향을 주는 것은 노즐형상이 수차의 성능에 많은 영향을 미친다는 것을 의미한다.

Fig.4.5, Fig.4.6, Fig.4.7은 각 Case의 최고효율점에서의 러너 내부유로의 정압을 보인다. 입구의 압력은 노즐유로를 지날수록 감소하지만, 노즐의 출구 압력은 거의 동일하다. 1단에서 러너유로를 흘러가는 유체의 압력은 급속하게 떨어진다. 이러한 결과로부터 러너 유로를 흘러가는 유체의 압력이 러너에 흡수되어 출력으로 바뀌는 것으로 추측된다. 그리고 노즐의 폭이 좁아질수록 러너 내부에 부압이 발생하는 부분의 압력이 낮아짐을 확인할 수 있다.

Fig.4.8는 노즐형상에 따른 1단의 러너표면의 압력분포를 평균한 값을 나타냈다. 블레이드 1개의 러너의 압력면에서 압력값이 노즐형상에 따라 크게 변하는 것은 러너표면의 압력이 노즐형상에 종속적이라는 것을 의미한다. 노즐형상에 의한 압력 차이는 수차 모델의 효율과 출력의 차이에 비례하고, 유로 내의 압력은 수차효율에 큰 영향을 준다고 생각된다. Fig.4.9는 노즐형상에 따른 2단의 러너표면의 평균압력분포를 나타냈다. 2단에서는 노즐형상에 관계없이 거의 동일한 값을 보인다.



Fig.4.1 Velocity vectors within the internal flow field (Case 1, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.2 Velocity vectors within the internal flow field (Case 2, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.3 Velocity vectors within the internal flow field (Case 3, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.4 Velocity distribution at the inlet of Stage 1



Fig.4.6 Pressure contours within the flow field (Case 2, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.7 Pressure contours within the flow field (Case 3, $N/N_{bep}=1.0$)







Fig.4.9 Pressure distribution at the Stage 2

4.1.2 효율 및 출력특성

Fig.4.10에서 실험과 각 Case별 성능곡선을 보인다. 실험에서는 물의 낙차를 일정하다고 하여 단위 동력과 효율을 나타냈다. 하지만 CFD계산에서는 입·출구의 차압을 측정하여 그것을 낙차로 하여 나타냈다. 실험값과 Case 2의 계산결과의 차이의 원인으로서 실험에서는 물과 공기의 이상류인데 비하여 Case 2의 계산결과는 물만을 작동유체로하여 재순환으로 인한 손실이 발생하였기 때문으로 보인다. 효율은 노즐형태의 변화를 따라 많은 변화를 보인다. 노즐형상이 Case 3 에서 Case 1로 넓어지게 되는 경우 효율은 증가한다.



Fig.4.10 Performance curves of model turbine with nozzle shape variation

4.2 러너 블레이드 각도변화에 따른 성능 및 출력변화

4.2.1 속도 및 압력 분포

Fig.4.11~Fig.4.15은 각 Case의 최고효율점에서의 속도분포를 나타낸다. 축과 충돌하는 물의 양이 출구각도의 각도가 Case D, B, E의 순서로 커짐에 따라 많아 그로인해 손실이 발생함을 알 수 있다.

Fig.4.16, Fig.4.17는 각각 1단과 2단의 입·출구 속도분포를 나타낸다. 접선속도 *v*_θ는 러너의 각운동량으로 변환되어 출력으로 나타나게 된다. 1단의 입구와 출구에서 *v*_θ의 차이가 2단에서의 차이와 비슷함을 볼 수 있다. 1단의 입구 부분에서는 거의 비슷한 값을 가지지만 블레이드 입구각도(α)가 변화하는 조건들 중에서는 출구부분에서 Case C, B, A의 순서로 *v*_θ가 커져 블레이드에서 에너지로의 변환이 원활하지 못함을 확인 할 수 있다.

Fig.4.18~Fig.4.22는 Case의 최고효율점에서의 정압분포를 나타낸다. 압력 분포는 입구각도로 인한 변화 보다 출구 각도로 인한 변화가 더 많음을 확인 할 수 있다.

Fig.4.23, Fig.4.24는 러너 블레이드 각도의 변화에 의하여 1단과 2단의 러너 블레이드 표면에 평균 압력분포를 나타낸다. 1단에서의 블레이드 압력분포는 블레이드의 입구각도의 변화로 인한 차이보다 출구각도의 변화로 인한 차이가 큼을 볼 수 있다. 2단에서는 출구각도(β)가 작은 Case D가 충돌로 인해 많은 손실이 발생함을 알 수 있다.



Fig.4.11 Velocity vectors within the internal flow field (Case A, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.12 Velocity vectors within the internal flow field (Case B, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.13 Velocity vectors within the internal flow field (Case C, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.14 Velocity vectors within the internal flow field (Case D, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.15 Velocity vectors within the internal flow field (Case E, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.16 Velocity distribution at thr Stage 1



Fig.4.17 Velocity distribution at the Stage 2



Fig.4.18 Pressure contours within the flow field (Case A, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.19 Pressure contours within the flow field (Case B, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.20 Pressure contours within the flow field (Case C, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.21 Pressure contours within the flow field (Case D, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.22 Pressure contours within the flow field (Case E, $N/N_{bep}=1.0$)







Fig.4.24 Pressure distribution at the Stage 2

4.2.2 효율 및 출력특성

Fig.4.25은 각 Case별 성능곡선을 보이고 있으며, Table4.1은 1, 2단과 재순환영역에서의 출력을 나타낸다. Table2에서 Case B의 재순환으로 인한 손실이 전체효율을 기준으로 약 10%가 됨을 볼 수 있다. Fig.4.25에서 보면 Case C에서 Case A로 갈수록 효율이 높아 것을 볼 수 있다. 하지만 Table2에서 Case A와 Case B의 재순환영역에서의 출력의 차이가 전체 출력의 차이보다 큰 것을 알 수 있다.



Fig.4.25 Performance curves of model turbine with blade inlet and outlet angle variation

Case	Output power P(kW)			
	Stage 1	Stage 2	Recirculation area	Tatal
Α	0.379	0.166	-0.040	0.505
В	0.374	0.187	-0.071	0.490
С	0.382	0.133	-0.050	0.465
D	0.358	0.177	-0.047	0.489
Е	0.433	0.124	-0.086	0.470

Table4.1 Output power by the change of blade angle

4.3 러너 블레이드 수 변화에 따른 성능 및 출력변화

4.3.1 속도 및 압력 분포

Fig.4.26, Fig.4.27, Fig.4.28은 각 Case의 최고효율점에서의 속도분포를 나타 낸 것이다.

Fig.4.29는 1단 출구에서의 속도 분포를 나타낸 것이다. 접선방향의 속도에서 Case Ⅱ와 Ⅲ는 거의 비슷한 값을 보이는 반면 Case I 의 경우 조금 큰 값을 가져서 접선속도의 각운동량이 러너에 효율적으로 흡수되지 못함을 알 수 있다.

Fig.4.30은 2단 출구에서의 속도 분포를 나타낸 것이다. Case I는 반경방향의 속도가 한 쪽으로 치우쳐진 속도 분포를 보이고 있다. 블레이드 사이로 흐르는 반경방향의 유속이 균일한 값을 가질 때 높은 출력이 나오게 된다.

Fig.4.31, Fig.4.32, Fig.4.33은 각 Case의 최고효율점에서의 러너 내부유로의 정압을 보인다. Case Ⅱ와 Ⅲ는 비슷한 분포를 보이는 반면 Case I 은 부압이 발생하는 영역이 상대적으로 큰 것을 확인 할 수 있다.

Fig.4.34는 최고효율점에서의 각 Case별 1단의 러너 블레이드 표면에서의 압력분포를 평균한 값이다. 블레이드의 수에 따라 러너 표면의 압력이 확연한 차이를 보임을 알 수 있다. 블레이드의 수가 적은 Case I에서 블레이드 한 개당 흡수하는 에너지가 많음을 알 수 있다.

Fig.4.35는 최고효율점에서 각 Case별 2단의 러너 블레이드 표면에서의 압력분포를 평균한 값이다. 블레이드의 수가 많아질수록 한 개의 블레이드가 받는 에너지는 줄어들지만 1단과 비교할 경우 작은 차이가 있음을 알 수 있다. Case I, Ⅲ에서 2단 출구에서의 손실이 Case Ⅱ보다 많은 것을 알 수 있다.



Fig.4.27 Velocity vectors within the internal flow field (Case II, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.28 Velocity vectors within the internal flow field (Case III, $N/N_{bep}=1.0$)





Fig.4.30 Velocity distribution at the outlet of Stage 2



Fig.4.31 Pressure contours within the flow field (Case I, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.32 Pressure contours within the flow field (Case II, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.33 Pressure contours within the flow field (Case III, $N/N_{bep}=1.0$)



Fig.4.34 Pressure distribution at the Stage 1



Fig.4.35 Pressure distribution at the Stage 2

4.3.2 효율 및 출력특성

Fig.4.36에서 단위회전수 따른 CFD계산의 성능특성을 보인다. 실험과 계산결과의 최고효율점은 동일한 단위회전속도(N/N_{bep}=1.0)에 위치하는 것을 알 수 있다.

Fig.4.37은 최고효율점의 단위회전속도(N/N_{bep}=1.0) 에서 각 Case별 1, 2단과 재순환영역에서의 출력의 비교이다. 재순환 영역을 제외한 1단과 2단의출력만을 비교할 경우 Case Ⅱ보다 Ⅲ가 조금 큰 값을 가진다.

1단에서의 출력은 1, 2단 출력의 합의 69%이다. 그런데, 재순환영역은 1, 2단 출력의 합에 약 16%를 소모하고, 재순환영역에 의하여 소모된 출력은 효율감소 14%와 동일하다. 따라서 CFD결과에서 효율이 낮은 이유는 유체의 재순환에 의한 손실이라고 할 수 있다.



Fig.4.36 Performance curves of model turbine with number of blade variation



Fig.4.37 Output power analysis

4.4 기액이상류 계산의 각단 출력

4.4.1 속도 및 압력 분포

Fig.4.38은 속도벡터를 나타 낸 것이다. 러너주위와 러너를 통과하는 흐름을 제외한 영역에서는 속도가 적은 것을 확인할 수 있다.

Fig.4.39는 압력분포를 나타 낸 것이다. 공기층이 형성되는 부분에서의 압력이 낮음을 확인할 수 있다.



Fig.4.38 Water velocity vectors within the internal flow field



Fig.4.39 Pressure contours within the flow field

4.4.2 각단의 출력 및 체적 분율

Fig.4.40은 각단에서의 순간출력을 전체 출력을 기준으로 하여 나타냈다. 1단과 2단을 제외한 공기가 차지하는 부분에서 약 1% 정도의 손실이 발생함을 확인할 수 있었다. 그러나 전체 유동장이 안정화 되지 않아서 전체 출력과 공기층영역에서의 손실은 많은 변화를 보였다.

Fig.4.41은 물의 체적분율을 나타냈다.



Fig.4.40 Output power analysis



Fig.4.41 Water volume fraction

제 5 장 5kW급 수차의 내부유동 및 성능

5.1 속도 및 압력 분포

Fig.5.1은 최고효율점에서의 물의 속도 분포를 보인다. 축과 충돌로 인 한 손실과 물이 재순환하여 그로인한 손실이 발생함을 알 수 있다. 그리 고 노즐이 끝나는 우측 상부에서 속도가 낮은 지역이 발생한다.

Fig.5.2는 최고효율점에서의 각 단의 입·출구에서의 접선방향속도 성분 과 반경방향속도 성분을 나타냈다. 접선속도 V_θ는 러너의 각운동량으로 변환되어 출력으로 나타나게 된다. 1단 입구에서의 속도 보다 2단 입구 에서의 속도가 큰 것을 확인 할 수 있다.

Fig.5.3은 최고효율점에서의 압력분포이다. 러너내부에 재순환이 발생 하는 부분에서 부압이 발생함을 확인할 수 있다. 그리고 Fig.5.1의 속도 가 낮은 지역에 높은 압력이 발생한다. Fig.5.4는 1단의 블레이드표면에 서의 압력 분포를 보인다. 1단 입구부분에서 압력 구배가 역으로 작용하 여 많은 손실이 발생함을 알 수 있다.



Fig.5.1 Velocity vectors within the internal flow field $(N/N_{\text{bep}}=1.0)$



Fig.5.2 Velocity distribution at the inlet and outlet of each stage



Fig.5.3 Pressure contours within the flow field $(N/N_{bep}=1.0)$



Fig.5.4 Pressure distribution at the Stage 1

5.1. 효율 및 출력특성

러너의 회전수 변화에 따른 효율의 변화를 Fig.5.5에서 볼 수 있다. 전 체의 효율이 50%정도로 상당히 낮은 것을 확인할 수 있다. 그리고 최고 효율이 나올 것이라고 예상을 했던 설계점에서 보다 낮은 회전수 (N_{bep}/N=0.8)에서의 효율이 설계점보다 1.4% 높게 나왔다.

Fig.5.6에서는 각단에서의 출력을 나타냈다. 1단과 2단의 출력비가 약 3:2 정도로 기존의 계산에서 나왔던 7:3비율과는 많이 차이를 보인다. 그 원인이 1단 입구부분에서의 역 압력구배가 발생해서 많은 손실이 생겨 1 단의 출력이 감소한 것으로 판단된다. 재순환으로 인한 손실은 전체출력 의 약 10% 정도 발생한다.



Fig.5.5 Performance curves of model turbine


Fig.5.6 Output power analysis

제 6 장 80kW급 수차의 내부유동 및 성능

1.1 속도 및 압력 분포

Fig.6.1은 최고효율점에서의 물의 속도 분포를 보인다. 5kW급 수차 모 델 보다 축에 충돌 하는 물의 양이 적어짐을 확인할 수 있다. 노즐에서 물이 정체되는 부분 없어 Fig.5.1에서보다 개선된 것을 알 수 있다.

Fig.6.2는 최고효율점에서의 각 단의 입·출구에서의 접선방향속도 성분 을 나타냈다. 접선속도 V₆는 러너의 각운동량으로 변환되어 출력으로 나 타나게 된다. 1단 입구에서의 속도 보다 2단 입구에서의 속도가 큰 것을 확인 할 수 있다. Fig.4에서 2단 출구의 시작부분에서는 접선속도는 0의 가깝게 되지만 끝나는 부분에서는 V₆의 값이 많이 남음을 알 수 있다.

Fig.6.3은 최고효율점에서의 압력분포이다. 러너내부에 공기층이 형성 되는 부분에서 부압이 발생함을 확인할 수 있다. 노즐의 끝부분에 압력 이 높은 곳이 생겨 노즐 형상의 개선이 필요할 것이라 판단된다. Fig.6.4 는 최고효율점에서의 각 단의 블레이드표면에서의 압력 분포를 보인다. 1단 입구부분에서보다 2단 입구부분에서의 압력차이가 큰 것을 알 수 있 다. 그러나 1단의 면적이 2단 보다 약 1.6배 정도 커서 1단에서 얻을 수 있는 동력 많음을 알 수 있다.



Fig.6.2 Velocity distribution at the inlet and outlet of each stage



Fig.6.3 Pressure contours within the flow field $(N/N_{bep}=1.0)$



Fig.6.4 Pressure distribution at the Stage 1 and 2

6.1. 효율 및 출력특성

Fig.6.5에서는 물의 체적분율을 보인다. 붉은 색이 물이 차하는 부분이 다. 러너의 좌측 아래쪽의 공기유입이 원활하지 못해서 러너내부로 재순 환 되는 물이 발생함을 알 수 있다.

유량 변화에 따른 효율의 변화를 Fig.6.6에서 볼 수 있다. 실험과 약 4%이내의 오차를 가지고 거의 비슷한 결과를 보인다. 비정상 계산을 하 였기 때문에 블레이드에서 발생하는 토크 값이 계산이 진행됨에 따라 변 하게 된다. 그래서 토크 값을 평균하여 그 값으로 효율을 나타내었다.

Fig.6.7에서는 각단에서의 출력을 나타냈다. 1단과 2단의 출력비가 약 2:1 정도의 비율을 보인다. 횡류수차에서 물만을 작동 유체로 하여 계산 하였던 5kW급 수차의 결과와 비교하여 1단과 2단을 제외한 나머지 영역 에서의 손실이 많이 줄어들었음을 알 수 있다.



Fig.6.5 Water volume fraction $(N/N_{bep}=1.0)$



Fig.6.6 Performance curves of model turbine



Fig.6.7 Output power analysis

제7장 결론

본 연구는 소수력 발전용 횡류수차의 설계 이론의 정리, 최적 형상 설계를 위한 기초자료 획득, CFD를 적용한 3차원 유동 특성 해석 및 성능평가를 목적으로 수행되었으며 다음과 같이 결론을 요약정리 할 수 있다.

- 러너 내부의 공기층은 수차의 효율을 높이는 아주 중요한 요인이다. 공기층이 존재함에 따라 축과의 충돌손실을 방지하고 러너내부의 재순환흐름에 의한 손실이 1kW 수차의 경우 14%에서 1%로 감소하여 수차의 출력이 높아진다.
- 2) 러너 표면에 압력은 1단과 2단에 모두 러너 입출구각의 변화에 따라 많이 변화한다. 블레이드의 입구각도가 작아질수록 효율이 좋아지지만 25°의 경우 재순환영역의 손실감소로 인한 효율의 증가이다. 실제조건과 같이 공기가 들어와 재순환흐름이 없어지게 되면 30°의 출력이 가장 높다.
- 3) 블레이드의 수가 많아지면 1, 2단의 출력의 합은 올라가지만 일정한 수 이상이 되면 그 차이가 줄어든다. 모델 수차와 같은 형태에서는 성능 특성과 제작비용등을 생각해 봤을 때 1kW 모델 수차의 형상에서는 최적의 러너 블레이드의 수는 26개가 적당하다.
- 4) 5kW급 모델수차에서 설계점보다 낮은 회전수(N/N_{bep}=0.8) 에서 설계점보다 1.4%높은 효율을 보인다.
- 5) 80kW급 모델수차에서 1단과 2단의 출력비가 설계점에서 약 7: 3의 비율을 보인다.
- 6) 횡류수차는 충동 수차로 분류되지만 러너 블레이드 주위의 압력과 속도는 횡류수차의 성능에 상당한 영향을 미친다. 그러므로 횡류수차는 충동터빈과 반동터빈의 특성을 동시에 가지고 있다.

참고문헌

- [1] http://www.e2news.com/board/board.php?mode=READ&ba_no=99&b_no=14 10&reqPage=2&s_word=%BF%A1%B3%CA%C1%F6+%C5%EB%B0%E8+ 35%B3%E2%BB%E7+
- [2] 강용혁, 2006, "신·재생에너지 자원조사·종합관리시스템 구축사업 최종보고서" 산업자원부
- [3] 이경배, 2006, "소수력발전 기술개발 현황과 전망" 소수력기술연구회 세미나, pp.28~40.
- [4] Mockmore, C. A. and Merryfield, F., 1949, "The Banki Water Turbine," No. 25, Engineering Experiment Station, Oregon State Colleg, Corvallis, Oregon.
- [5] Nakase, Y., Fukutomi, J., Watanabe, T., Suetsugu, T. Kubota, T. and Kushimoto, S., 1982, "A Study of Cross-Flow Turbine (Effects of Nozzle Shape on Its Performance)," ASME Small Hydro Power Fluid Machinery, pp.13-18.
- [6] Fukutomi, J., Senoo, Y. and Nakase, Y., 1991, "A Numerical Method of Flow through a Cross-Flow Runner," JSME International Journal, Series II, Vol. 34, No. 1, pp.44-51.
- [7] Fukutomi, J., Nakase, Y. and Watanabe, T., 1985, "A Numerical Method of Free Jet from a Cross-Flow Turbine Nozzle" Bulletin of JSME, Vol. 28, No. 241, pp.1436-1440.
- [8] Fukutomi, J., Nakase, Y., Ichimiya M. and Ebisu H., 1995, "Unsteady Fluid Forces on a Blade in a Cross-Flow Turbine" JSME International Journal, Series B, Vol. 38, No. 3, pp.404-410.

- [9] 임재익, 최영도, 임우섭, 김유택, 이영호, 2007, "노즐형상에 대한 횡 류수차 내부유동장의 압력과 속도분포", 대한기계학회 2007년 춘계학 술대회 논문초록집, pp.236-236.
- [10] 임재익, 최영도, 김유택, 이영호, 2007, "횡류수차의 러너 각도변화에 따른 압력과 속도분포", 한국마린엔지니어링학회 2007 전기학술대회논 문집, pp.38-43.
- [11] Y.D.Choi, J.I.Lim, C.G.Kim, Y.T.Kim, Y.H.Lee, 2007, "CFD Anaysis for the Performance of Cros-Flow Hydraulic Turbine with the Variation of Blade Angle", Proc. of 5th International Conference on Fluid Mechanics, pp.428-431.
- [12] Y.D.Choi, J.I,Lim, C.G.Kim, Y.T.Kim, Y.H.Lee, 2007, "CFD Analysis for the Internal Flow Characteristics of a Cros-Flow Hydraulic Turbine", Proc. of 9th Asian International Conference on Fluid Machinery.
- [13] 임재익, 최영도, 김유택, 김정환, 이영호, 2007, "80kW급 횡류수차의 성능 및 내부유동 해석", 2007 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회 논문집, pp.73-74.
- [14] 임재익, 최영도, 최민선, 김유택, 이영호, 2007, "CFD해석에 의한 마이크로 횡류수차의 속도와 압력분포", 2007유체기계연구개발발표회논문집, pp.387-390.
- [15] Zhao L. 2002, "A study on the proposal of ecologically practical micro hydropower system and performance improvement" Doctoral Dissertation of Yokohama National University, Yokohama, Japan.

본 연구는 산업자원부 에너지관리공단 신재생에너지기술 연구개발과제 (과제명: 팩키지형 50kW급 소형수차 발전 시스템 개발, 과제번호: 2006-N-SH02-P-01-0, 개발기간: 2006. 8. 1 ~ 2009. 7. 31)의 일환으로 수 행되었습니다.

주관기관: 효성 에바라(주) 위탁기관: 한국해양대학교 참여기관: 한국수자원공사

감사의 글

본 논문이 완성되기까지 세심한 지도와 조언을 아끼지 않으시고 학문 의 길을 열어주신 이영호 지도 교수님께 진심으로 감사드립니다. 아울러 바쁘신 와중에서도 심사를 맡아주시고, 부족한 논문을 세심하게 다듬어 빛내주신 정형호 교수님과 최영도 박사님께도 감사를 드립니다. 그리고 학문적 가르침의 깊이를 더해주신 기계정보공학부의 은사님들과 김유택 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

2년의 석사과정동안 CFD에 모르는 것이 있을 때 많은 조언과 도움을 주셨던 김범석 박사님, 최종웅 선배님, 아낌없이 지원해주신 태성 ANST 의 강만호 사장님께 감사드립니다. 그리고 같이 고생하면서 도움을 준 유동정보연구실의 실장이 된 창구형과 상현이, 영진이, 같이 석사과정을 진학한 상우와 정택이, 그리고 이제 석사과정을 시작하게 되는 이승엽, 전현태 후배님들께 감사를 표하며 앞날에 영광이 가득하시고 고맙다는 말을 하고 싶습니다.

끝으로 항상 무조건적인 사랑과 헌신으로 노심초사 아들을 바라보시고 격려해주신 아버님, 어머님께 이 논문을 바칩니다.

2008년 2월

임재익 배상