creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

공학석사학위논문

카플란수차의 수치해석적 성능평가

Numerical Study on Performance Evaluation of a Kaplan Hydraulic Turbine

2012년 8월

서울대학교 대학원
기계항공공학부
오 용 환

카플란수차의 수치해석적 성능평가

서울대학교 대학원
기계항공공학부
오 용 환

요 약

소수력 개발 보급은 여러 가지 사정으로 인해 매년 꾸준하게 증가하지 못하고 일정한 비율로 현상 유지되기 때문에 소수력에 필요한 수차 및 발전기의 효율향상을 위한 기술개발 여건이 조성되지 못하고 있으며, 주문 제작으로만 이루어지고 있어 설비용량에 따른 표준화가 정립되지 않아 제작단가의 상승 및 제작기간의 과다 소요는 물론 제품의 가격 경쟁력도 다른 에너지원에 비해 상대적으로 낮은 편이다.

카플란수차는 낙차와 유량의 변화가 심한 소수력발전입지에 적합하여, 이러한 목적을 충분히 만족시켜줄 수 있는 수차로써, 저낙차의 경우 다른 종류의 수차보다 효율, 설치 및 운영 면에서 많은 장점을 갖고 있다. 또한 표준화를 통하여 가격을 크게 낮출 수 있기 때문에 우리 나라의 소수력발전소에 적용하기가 매우 좋은 수차라고 할 수 있다. 특히 카플란수차는 농업용 저수지를 이용하는 소수력발전소와 같이 사용유량과 낙차가 수시로 변하는 입지에 적합하다.

본 연구의 대상이 되는 운문소수력은 수차 국산화 모델의 초기제품으로서 2007년도에 한국수자원공사 자체 성능진단팀에 의해 실시된 효율측정결과에 따르면 국내 타 수차에 비해 최대 15%이상 효율이 낮게 운영

되고 있어 문제가 되고 있다.

따라서 카플란수차에 있어서 일반적인 일차원 성능평가 방법으로 수차의 효율을 중심으로 성능을 예측해보고 이를 성능진단 실험결과와 수치해석의 결과와 비교하여 효율에 영향을 미치는 주요부분의 손실과 비교해 보았다.

또한 수차의 성능에 있어서 중요한 부분인 날개부분의 속도, 손실, 전압력 분포를 살펴보고 손실이 발생하는 부분을 확인하였다.

주요어 : 카플란, 수차, 수치해석, 날개, 효율, 유동해석
학 번 : 2009-23069

목 차

요 약 i
목 차 iii
List of Tables v
List of Figures vi
Nomenclature viii

1. 서 론 1
1.1 연구배경 1
1.2 연구목적 2

2. 수차발전기 현황 3
2.1 설비개요 3
2.2 날개형상 4

3. 1차원 이론 및 적용방법 5
3.1 기본이론식 5
3.2.1 수차효율 5
3.2.2 손실계수 및 편향각 6
3.2 해석영역 및 조건 9
3.3 적용방법 10
3.4 적용결과 11

4. 실험 및 수치해석적 성능평가 12

4.1 실험적 성능평가 방법 ····· 12
4.2 수치해석적 성능평가 방법 ····· 13
4.3 각 영역에 대한 성능결과 비교 ····· 14
4.3.1 수차효율 ····· 14
4.3.2 수차손실 ····· 15

5. 날개영역 성능평가 16
5.1 날개입구영역 ····· 16
5.2 날개영역 ····· 17
5.2.1 날개 영역 20%지점 ····· 17
5.2.2 날개 영역 50%지점 ····· 18
5.2.3 날개 영역 80%지점 ····· 18
5.3 날개출구영역 ····· 19

6. 결 론 20

참고문헌 ····· 21
Abstract ····· 41

List of Tables

Table 2.1 Unmoon dam ····· 23
Table 2.2 Unmoon Hydraulic Turbine Data ····· 23
Table 2.3 Blade Information ····· 24
Table 3.1 Head loss and Head loss coefficient of Region (measured) 42
Table 4.1 Experimental equipments ····· 53
Table 4.2 Operation and physical data of experiments ····· 52
Table 4.3 CFD Mesh (blade region) ····· 60
Table 4.4 Head loss and Head loss coefficient of 1D and CFD ····· 62

List of Figures

Fig. 2.1 Un moon Hydraulic Turbine Side View ····· 27
Fig. 2.2 Blade Geometry : Inlet (left), Oulet (center), Side (right) 7 2
Fig. 2.3 Blade passage geometry ····· 28
Fig. 2.4 Blade airfoil : Hub (top), Mid (center), Tip (bottom) ····· 8 2
Fig. 3.1 Turbine regions ····· 29
Fig. 3.2 1D performance evaluation flow chart ····· 0
Fig. 3.3 Turbine Velocity Triangle ····· 31
Fig. 4.1 Turbine efficiency curve (measured) ····· 13
Fig. 4.2 CFD mesh (blade region) ····· 2
Fig. 4.3 Turbine efficiency curve (measured, 1D, CFD) (a) flow rate coefficient and pressure coefficient, (b) flow rate coefficient and efficiency ····· 33
Fig. 5.1 Blade region (meridional view) (a) Blade inlet, (b) Blade 20%, (c) Blade 50%, (d) Blade 80%, (e) Blade outlet, (f) Blade span 10% ····· 34
Fig. 5.2 (a) Velocity – span curve (blade inlet) (b) Relative total pressure contour (blade inlet) ····· 5
Fig. 5.3 (a) Head loss coefficient curve (20%) (b) Relative total pressure contour (20%) ····· 6
Fig. 5.4 Flow and blade angle (20%) ····· 7
Fig. 5.5 Relative flow angle contour at span 10% ····· 7

Fig. 5.6 (a) Head loss coefficient curve (50%) (b) Relative tota pressure contour (50%) ····· 83
Fig. 5.7 (a) Head loss coefficient curve (80%) (b) Relative total pressure contour (80%) ····· 93
Fig. 5.8 (a) Head loss coefficient curve (outlet) (b) Relative total pressure contour (outlet) ····· 04

Nomenclature

Roman Symbols

H_e	Effective Head
H_g	Net Head
h_{loss}	Head loss
v_4	Outlet velocity
P_{th}	Theoretical Power
Q	Flow rate
P_{sh}	Shaft power
g	Gravity acceleration
K	Pressure loss coefficient
p_{0i}	Inlet total pressure
p_{0out}	Outlet total pressure
p_{out}	Outlet static pressure
K_s	Spiral casing pressure loss coefficient
p_{00}	Spiral casing inlet total pressure
p_{01}	Spiral casing outlet total pressure
p_1	Spiral casing outlet static pressure
K_g	Guide vane pressure loss coefficient
p_{01}	Guide vane inlet total pressure
$p_{01'}$	Guide vane outlet total pressure

$p_{1'}$	Guide vane outlet static pressure
K_i	Blade inlet region pressure loss coefficient
p_{02}	Blade inlet total pressure
$v_{1'}$	Guide vane outlet velocity
v_2	Blade inlet velocity
p_{02r}	Blade inlet relative total pressure
p_{03r}	Blade outlet relative total pressure
p_{3r}	Blade outlet relative static pressure
b	Chord length
H	Blade height
Re	Reynolds number
D_h	Hydraelic diameter at the blade throat section
p_{03}	Draft tube inlet total pressure
p_{04}	Draft tube outlet total pressure
p_3	Draft tube inlet static pressure
o	Blade Throat opening
s	Vane spacing

Greek Symbols

σ	Solidity
ξ	Stagger angle
β_{b2}	Blade inlet angle
β_{b3}	Blade outlet cangle
ρ	Density
η_m	Mechanical Efficiency
η_g	Generator Efficiency
ζ^*	Nomal blade pressure loss coefficient
ϵ	Deflection angle
β_2	Blade inlet relative flow angle
β_3	Blade outlet relative flow angle
ρ	Density
ζ_1	Aspect ratio blade pressure loss coefficient
μ	Specific volume
Φ	Flow coefficient
Ψ	Head coefficient
u	Tangential velocity of blade
c	Absolute velocity
c_θ	Absolute tangential velocity
c_m	Absolute meridian velocity
w	Relative velocity
w_θ	Relative tangential velocity

w_m	Relative meridian velocity
p_l	Pressure loss

Subscript

0	Inlet
1	Guide vane inlet
$1'$	Guide vane outlet
2	Blade Inlet
3	Blade outlet
4	Outlet

제 1 장 서론

1.1 연구배경

1987년부터 대체에너지개발촉진법에 의거 정부주도로 소수력 기술개발에 관한 연구를 지원하여 주로 자원조사, 수차개발, 운용기술을 확보하고 국산화 기술개발을 추진하였다.

수력분야에서 가장 핵심이 되는 것은 수차이며, 현재까지의 국산화 및 표준화 기술은 2006년 에너지관리공단 신재생에너지센터 발표 자료에 의하면 73% 수준에 머물러 있다.

소수력 개발 보급은 여러 가지 사정으로 인해 매년 꾸준하게 증가하지 못하고 일정한 비율로 현상 유지되기 때문에 소수력에 필요한 수차 및 발전기의 효율향상을 위한 기술개발 여건이 조성되지 못하고 있으며, 주문 제작으로만 이루어지고 있어 설비용량에 따른 표준화가 정립되지 않아 제작단가의 상승 및 제작기간의 과다 소요는 물론 제품의 가격 경쟁력도 다른 에너지원에 비해 상대적으로 낮은 편이다.

국내의 수차 기술현황은 3,000 kW 초과인 경우 한국수자원공사와 한전 모두 대부분 외산인 반면, 3,000 kW 이하는 초기에는 외국제품이 주류를 이루었으나, 1986년에 가동된 임기소수력부터 국산 수차가 채용되어 덕송, 대아, 경천, 포천, 성주, 한여울, 아산, 천안소수력이 가동 운영중에 있다. 한국수자원공사 관할의 광천, 반변, 부안, 보령소수력은 해외의 수차를 도입하였으나, 1997년 이후 운문, 횡성, 영천, 밀양소수력은 국내에서 제작한 수차를 채용하여 운영중에 있다.

카플란수차는 낙차와 유량의 변화가 심한 소수력발전입지에 적합하며, 이러한 목적을 충분히 만족시켜줄 수 있는 수차로써, 저낙차의 경우 다른 종류의 수차보다 효율, 설치 및 운영 면에서 많은 장점을 갖고 있으

며 표준화를 통하여 가격을 크게 낮출 수 있기 때문에 우리나라의 소수력발전소에 적용하기가 매우 좋은 수차라고 할 수 있다. 특히 카플란수차는 농업용 저수지를 이용하는 소수력발전소와 같이 사용유량과 낙차가 수시로 변하는 입지에 적합하다.

따라서 우리나라의 경우 소수력개발을 활성화하고 향후 개발될 소수력발전소에 적용하기 위해서는 카플란수차에 대한 연구가 필요하다.

1.2 연구목적

본 연구의 대상이 되는 운문소수력은 수차 국산화 모델의 초기제품으로서 2007년도에 한국수자원공사 자체 성능진단팀에 의해 실시된 효율측정결과에 따르면 국내 타 수차에 비해 최대 15%이상 효율이 낮게 운영되고 있어 문제가 되고 있다.

따라서 카플란수차에 있어서 일반적인 일차원 성능평가 방법으로 수차의 효율을 중심으로 성능을 예측해보고 이를 성능진단 실험결과와 수치해석의 결과와 비교하여 효율에 영향을 미치는 주요부분의 손실을 비교해 보았다.

또한 수차의 성능에 있어서 중요한 부분인 날개부분의 속도, 손실, 전압력 분포를 살펴보고 손실이 과다하게 발생하는 부분을 확인하였다.

제 2 장 수차발전기 현황

2.1 설비개요

운문댐은 경상북도 청도군 방지리 지내에 위치하며, 1994년 완공되어 영천시, 경산시 등 금호강 유역 내의 주변도시들과 대구광역시 시민에게 연간 168,266×10^3 m^3 생·공용수 및 농업용수를 공급하고 있는 용수 전용 댐이다. 주요 댐 규격은 Table 2.1과 같다.

운문소수력발전소는 국내 부존자원 개발 및 무공해 탈석유 에너지 생산을 장려하는 시책에 부응하기 위해, 1997년도에 운문댐 직하류 동장천에 하천유지용수로 무효방류되는 용수방류구에 수차발전기(330 kW × 1대 : 입축 농형 유도형발전기, 입축 카플란 수차)를 설치하여 연간 1,648 MW 의 발전된 전력을 인근 한국전력공사 22.9 kV 배전망에 연결되어 22.9kV 배전선로를 통하여 청도변전소로 송전하게 된다. 수차 및 발전기 현황은 Table 2.2 와 같이 발전기 용량은 330 kW 이고 정격 유량은 1 m^3/s, 낙차는 34 m 이다. 수차설치 단면도는 Fig. 2.1 과 같으며 댐과 연결된 800 mm 주철관을 통하여 유입된 물이 스파이럴 케이싱을 통하여 가이드베인을 통과한 후 수차날개에 에너지를 전달하고 드래프트 튜브를 통하여 하천에 유출되는 구조로 일반적인 카플란 수차의 배치 형태로 되어 있다.

2.2 날개형상

날개의 형상은 Fig. 2.2 와 같이 총 6개의 날개로 이루어져 있으며 설치당시 도면상에는 수차날개에 대한 자세한 사항이 나와있지 않아 2009년도에 수차분해점검시 실형상을 3차원 스캔한 데이터를 이용하였다. 스캔한 데이터를 이용하여 각 날개의 단면을 커팅하여 솔리디티와 중심선의 입구각, 출구각 및 스태거 앵글에 대한 주요 수치는 정리한 결과 Table 2.2와 Fig. 2.3과 같다.

Fig. 2.4 와 같이 날개의 허브, 중간면, 끝면에 대한 단면은 평균 솔리디티가 1.11이다. 날개 중심각은 출구으로 갈수록 커지고 있으나 입구부분의 허브부분에서 팁까지의 각도변화가 출구(약 10 °)에 비해 큰 23 °의 차이가 나는 특징을 가지고 있어 입구유동각도의 변화와 일치하지 않는 경우 인시던스의 값이 커질 우려가 있다. 또한 날개 출구각도는 캠버라인에 비하여 약 20 ° 정도로 큰 형태를 보이고 있다.

제 3 장 1차원 이론 및 적용방법

3.1 기본이론식

3.1.1 수차효율

댐의 수면과 방수로의 수면의 고도차를 총낙차라고 한다. 수력발전소에서 실제 이용가능한 것은 총낙차에서 관로에서의 마찰손실, 수차출력에서 속도수두 등을 공제한 값으로 이것을 유효낙차라고 한다. 유효하게 이용할 수 있는 전에너지를 수두로 표현한 것이고, 이것은 다음과 같은 식에 의해서 나타내어진다.

$$H_e = H_g - h_{loss} - \frac{v_4^2}{2g}$$

(3.1)

수차가 낼 수 있는 이론출력은 유효낙차, 수량, 물의 밀도를 이용하여 다음과 같이 표현된다.

$$P_{th} = \frac{\rho g Q H_e}{1000}$$

(3.2)

여기서 카플란 수차의 경우 유체에 의해 회전축에 전달된 동력인 축동력은 오일러식을 이용하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$P_{sh} = \frac{\rho g Q(u_1 c_{\theta 1} - u_2 c_{\theta 2})}{1000}$$

(3.3)

따라서 수차의 효율은 수차가 낼 수 있는 이론출력에 대한 축에 전달된 출력인 축동력의 비율로서 다음과 같다.

$$\eta_t = \frac{P_{sh}}{P_{th}} = \frac{1000 \times P_{sh}}{\rho g Q H_e}$$

(3.4)

수차에 전달된 에너지의 종합효율은 수차효율을 베어링 마찰 등에 의한 기계적 효율과 발전기의 효율을 곱한 다음 식과 같다.

$$\eta = \eta_t \times \eta_m \times \eta_g$$

(3.5)

기계적 효율은 일반적으로 크지 않아서 98%로, 발전기 효율은 최근 한국수자원공사 발전기 평균 시방점인 95%를 적용하였다.

3.1.2 손실계수 및 편향각

일반적으로 수차의 압력 손실계수는 출구상태에 대한 입출구 전압력차이의 비율로서 다음과 같다.

$$K = \frac{(p_{0i} - p_{0out})}{(p_{0out} - p_{out})}$$

(3.6)

수차의 입구에 해당되는 스파이럴 케이싱의 압력손실계수에 대한 정의는 다음과 같다.

$$K_s = \frac{(p_{00} - p_{01})}{(p_{00} - p_1)}$$

(3.7)

스파이럴 케이싱 출구에 해당되는 가이드베인 입구에서 가이드베인 출구의 가이드베인 압력손실계수에 대한 정의는 다음과 같다

$$K_g = \frac{(p_{01} - p_{01'})}{(p_{01} - p_{1'})} \tag{3.8}$$

가이드베인 출구에서 날개입구까지의 영역인 날개 입구영역 압력손실계수 정의는 원형단면축소시 손실계수를 이용하여 다음과 같다.

$$K_i = \frac{2g(p_{01'} - p_{02})}{((v_{1'} + v_2)/2)^2} \tag{3.9}$$

수차날개 손실계수는 Soderberg's correlation을 이용하였으며 이에 대한 정의는 다음과 같다.

$$\zeta = \frac{(p_{02r} - p_{03r})}{(p_{03r} - p_{3r})}$$

(3.10)

여기서 날개손실계수는 먼저 날개의 꺽임각을 이용하여 다음과 같이 일반적인 날개손실계수식으로 나타낸다. 꺽임각이 120 ° 이하일 경우 상대적으로 잘 적용되므로 본 연구의 대상이 되는 유동의 경우 적용점에서 꺽임각이 120 °로서 이 식을 적용한다.[8]

$$\zeta^* = 0.04 + 0.06(\frac{\epsilon}{100})^2$$

(3.11)

$$\epsilon = \beta_2 + \beta_3 \qquad [\qquad ^\circ \qquad]$$

(3.12)

날개의 종횡비가 3이상일 경우 다음과 같은 보정식을 이용한다.[8]

$$1 + \zeta_1 = (1 + \zeta^*)(0.975 + 0.075\frac{b}{H})$$

(3.13)

날개를 통과하는 유체의 레이놀즈수가 10^5 와 다를 경우 레이놀즈수 보정 날개손실계수는 다음과 같다.[8]

$$Re = \rho_3 v_3 D_h / \mu \qquad (3.14)$$

$$\zeta = \zeta_1 (\frac{10^5}{Re})^{0.25}$$

(3.15)

최종적으로 트래프트튜브의 손실계수는 다음과 같이 정의 된다.

$$K_d = \frac{(p_{03} - p_{04})}{(p_{03} - p_3)}$$

(3.16)

가이드베인 출구의 유체출구 속도각을 구하기 위하여 직선형 노즐의 경우 사용되는 다음의 편향각 관계식을 사용하였다.[9]

$$\beta_3 = 7.2 + 0.92\cos^{-1}(o/s)$$

(3.17)

날개 출구의 유체출구 속도각을 구하기 위하여 직선형 노즐의 경우에 사용하는 Ainley and Mathieson's exit angle correlation 그래프[9]를 사용하였다.

기타 무차원화된 성능해석을 위하여 사용된 유량계수와 낙차계수는 다음과 같다.

$$\Phi = \frac{c_m}{u}$$

(3.18)

$$\Psi = \frac{\Delta H_e}{u^2}$$

(3.19)

3.2 해석영역 및 조건

수차의 1차원 이론에 의한 성능평가는 Fig. 3.1 과 같이 실험에서 사용된 압력계의 위치지점인 수차입구(0)에서 부터, 가이드베인 입구(1), 가이드베인 출구(1'), 날개입구(2), 날개출구(3), 트래프트튜브 출구(4) 영역으로 구분하였다.

또한 유량과 압력은 정격설계점인 유량 1 m^3/s, 낙차 34 m 지점을 기준으로 계산하였고 수차의 회전속도는 1200 rpm 최종적인 수차출구인 방류구의 정압이 0 Mpa이 되도록 가이드베인의 각도를 조절한다.

3.3 적용방법

1차원 이론을 이용한 카플란 수차의 성능계산 흐름도는 Fig. 3.2 와 같다. 우선 입구에서의 유량과 정압력을 결정하고 입구단면에서의 속도성분을 구한다음 동압과 정압의 합이 입구 전압력이 된다.

다음으로 스파이럴 케이싱 출구의 속도성분과 압력성분을 구한다. 먼저 스파이럴 케이싱 출구 속도 중 법선방향 속도성분은 유량에 대한 단면적을 나누어 수차입구와 스파이럴 케이싱 출구와의 연속방정식을 이용하여 구하고, 반경방향 속도성분은 각속도 보존법칙을 이용하여 수차입구의 회전속도와 스파이럴 케이싱 출구와의 관계를 이용하여 구한다.

각 법선방향속도와 반경방향속도를 합산하면 스파이럴 케이싱의 출구속도를 구할 수 있다.

스파이럴케이싱의 출구압력을 구하기 위하여 압력손실을 먼저 계산한다. 압력손실은 스파이럴 케이싱 출구속도성분을 스파이럴 케이싱의 손실계수에 환산하여 구한다. 이를 수차입구의 전압력에 대하여 스카이럴 케이싱 출구 동압력과 압력손실을 감소시킨 값이 스파이럴 케이싱의 출구 정압력이 된다.

가이드베인 출구의 속도성분의 경우 스파이럴케이싱의 속도성분 구하는 방법을 이용하나, 출구속도각도는 가이드베인 편향각 식(3.17)을 이용하여 구하고 스파이럴 케이싱과 마찬가지로 속도성분과 압력손실계수를 이용하여 출구속도와 압력값을 구한다. 이 때 가이드베인 각도는 임의의 값을 먼저 입력한 후 드래프트 튜브 출구 계산시 출구 정압력이 대기압이 되도록 가이드베인의 각도는 적절히 다시 조절하여야 한다.

마찬가지로 날개입구지점과 드래프트 튜브의 속도와 압력값은 스파이럴 케이싱과 같이 속도성분을 각각 먼저 구한다음, 각 해당부분의 속도값에 압력손실계수를 이용하여 압력손실을 구하는 방법으로 압력값을 알

수 있다.

날개영역의 경우 회전좌표계에서의 상대속도분포를 먼저 구하여야 한다. Fig. 3.3 과 같이 날개입구속도를 이용하여 날개입구의 속도삼각형을 그릴 수 있으며, 날개의 편향각 관계를 이용하여 유체출구각도를 구한 후 날개 출구에서의 속도삼각형을 그릴 수 있다. 이때 입출구에서의 축 방향 유체속도는 단면적에 대하여 일정한 것으로 가정한다.

날개영역의 압력성분의 경우 상기에서 구한 상대속도성분을 이용하여 날개 손실계수를 환산하여 압력손실을 구한다. 구해진 압력손실을 날개입구 상대전압력에서 날개출구의 상대동압력 및 압력손실을 감소시키면 날개출구의 상대정압력을 구할 수 있다.

3.4 적용결과

1차원 이론에 의한 카플란 수차의 성능적용 결과 각 수차 영역에 대한 압력손실은 Table 3.1과 같다. 각 유량계수 0.321, 낙차계수 0.052에서 수차효율은 83.8%로 나타났으며, 각각 기계적 효율 98%, 발전기 효율 95%를 반영하면 수차 종합효율은 78%인 것으로 나타났다.

여기서 확인된 수차의 효율을 중심으로 유사한 유량계수 및 압력계수 범위에서 수차효율을 기 실시한 실험값과 수치해석값을 비교하여 차이나는 성능평가결과를 확인하기로 한다.

또한 수차의 효율값이 차이나는 성능평가결과에 대하여 수차의 스파이럴케이싱, 가이드베인, 날개입구영역, 날개영역, 드래프트튜브에서 압력손실과 압력손실계수를 비교하여 예상보다 과다하게 손실이 발생되는 부분을 확인하기로 한다. 마지막으로 과다하게 손실이 발생되는 영역에 대하여 각 단면에서 전압력, 속도, 압력손실계수 분포를 확인하여 손실이 발생되는 원인을 알아보기로 한다.

제 4 장 실험 및 수치해석적 성능평가

4.1 실험적 성능평가 방법

수차의 실험적 성능 평가를 위한 데이터는 2007년도에 실시된 한국수자원공사 수차 성능진단 보고서를 이용하였다.[6] 실험방법은 초음파 유량계법을 이용하여 측정하였으며, 수차효율 산식은 JEC-4002의 방법으로 이용하였다.

실험에서 사용한 주요 장비는 Table 4.1 과 같다. 전력출력 측정기, 압력계, 유량계는 모두 99%이상의 신뢰성을 가지고 있다.

수차효율시험 과정에서 수차발전기 단자와 차단기 사이의 케이블손실은 무시하였다. 측정오차 산식에는 전기식 압력변환기(0.3%) 적용하였다. 유량 측정오차는 유량계 교정성적서에 언급된 불확도(Uncertainty)를 적용 [오차=상대확장불확도/2] 하였다.

따라서 수차효율 측정의 불확도는 각 데이터 취득장비를 고려할 경우 ±2.233%으로 계산되었다.

▪ 효율측정 오차

$$f_\eta = \pm\sqrt{f_P^2+f_H^2+f_Q^2} = \pm\sqrt{0.8^2+0.284^2+2.0655^2} = \pm 2.233\%$$

▫ 출력 측정오차(f_P) = $\pm 0.8\%$

▫ 유효낙차 측정오차(f_H)

$$f_H = \pm \frac{f_{p0}\frac{p_0}{\rho g} + f_{p4}\frac{p_4}{\rho g}}{H_e} = \pm \frac{0.3 \times 32.14 + 0.1 \times 0}{33.90} = \pm 0.284\%$$

▫ 유량 측정오차(f_Q) = $\pm 2.0655\%$

실험조건 및 주요 물성치는 Table 4.2 와 같다.

수차 사용수량은 수압철관에 설치된 유량계로 측정(사용수량 = 총방류량 − 관개용수)하였으며, 방류밸브 누설량(0.005 m^3/s)을 감안한 수치이다.

발전기 효율에 관한 자료가 없어 수차 발전기 각각의 효율을 합산한 수차발전기의 종합효율로 산출하였다.

시험절차는 수차의 회전수는 정격인 1200 rpm 인근에서 운전하였다. 수차유량은 수차의 가이드베인의 각도를 조정하여 변화시켰으며, 댐수위가 일정한 상태에서 수차압력은 수차유입관내 유속변화에 따른 압력손실 차이로 변화시켰다. 가이드베인 각도는 각도측정 계측기의 정밀성이 확보되지 않아 실험결과에서 참고용으로 사용하였다.

초음파 유량계법을 이용하여 측정된 유량계수 및 압력계수에 대한 수차효율은 Fig. 4.1과 같다. 유효낙차 33.04 ~ 33.95 m(정격 : 34 m)에서 수차발전기의 종합효율을 측정한 결과, 54.2~70.1%로 측정되었다.

4.2 수치해석적 성능평가 방법

수치 계산은 유체해석에서 널리 사용하는 CFX 12.0을 사용 했으며 정상상태 계산을 수행하였다. 지배방정식은 Navier-Stokes 방정식이고, 난류 모델은 $k-\varepsilon$ 난류모델을 사용하였다. 계산 대상은 6개의 날개를 갖는 모델로 설계되었는데, 그 중에서 1개의 날개에 해당하는 형상으로 구

성하였다. 즉 정상 유동 해석이기 때문에 한 개의 통로만을 계산에 포함하여 계산시간을 단축시켰다.

계산 조건을 살펴보면 작동 유체는 물를 사용했고 상온 조건을 사용하였다. 운전속도 1200 rpm, 유량은 1.07 m^3/s, 낙차는 32.8 m 이다.

경계조건으로는 수차입구에는 전압력조건, 수차출구에는 정압력조건을 적용하였다. 유량은 가이드베인의 각도 조절을 통하여 설계유량점 조건으로 접근시켰다. 날개면과 허브면, 케이싱면에는 논슬립 및 단열조건을 적용하였다.

격자수는 전체 1,500,000개를 이용하였으며 각 부분에 대한 격자수는 Table 4.3 과 같다.

해석영역은 0~1'(스파이럴 케이싱, 가이드 베인), 1'~3(날개), 3~4(드래프트 튜브) 3가지 영역을 나누어 해석하였고 날개영역에 대한 모델형상은 Fig. 4.2 와 같은 헥사메시를 이용하였다.

4.3 각 영역에 대한 성능평가 비교

4.3.1 수차효율

유량계수과 압력계수에 대한 수차종합 효율값의 데이터는 Fig. 4.3 에 나타내었다. 수차에 대한 1차원 계산, 실험, 수치해석의 효율값을 비교한 결과 실험값과 수치해석값은 69%, 68.8%로서 실험에서 효율오차범위내에 포함되므로 유사하게 나타났다. 하지만 1차원 계산값은 78%로서 실험 및 수치해석 결과와 약 10%정도 효율차이가 있는 것으로 확인되었다. 이는 수치해석의 조건이 실험의 조건과 유사하나 1차원에서 계산시 예상한 현상이 실험 및 수치해석의 현상과 다른 부분이 있을 것으로 볼

수 있다. 따라서 수차의 각 부분에 대한 손실계수와 손실값을 실험과 유사한 조건으로 판단되는 수치해석에서 나타나는 값을 비교하여 예상한 손실과 차이나는 부분에 대한 확인을 해 보았다.

4.3.2 수차손실

수치해석의 각 부분에 대한 수차 손실수두 및 손실계수를 1차원 계산값과 Table 4.4 와 같이 비교해 보았다.

먼저 스파이럴케이싱과 가이드베인부분의 손실계수는 거의 차이가 나지 않았으며, 날개입구영역의 경우 50%, 드래프트 튜브의 경우 48.5%정도 손실계수가 예상값보다 높게 나왔다.

손실수두 및 손실계수에서 1차원계산에서 예상한 수치와 크게 차이나는 부분은 날개영역으로서 예상값보다 약 150% 정도 높게 나타남을 알 수 있다. 이는 날개영역이 성능예상보다 효율이 저조하게 나오는 원인으로 보여지므로 날개영역에 대한 속도 및 압력 분포 등의 분석을 위하여 영역내 유동현상을 자세히 살펴보기로 한다.

제 5 장 날개영역 성능평가

날개영역은 Fig. 5.1과 같이 날개입구영역(a), 날개영역 20%(b), 날개영역 50%(c), 날개영역 80%(d), 날개출구영역(e), 날개스팬 10%(f)지점으로 나누어 확인하기로 한다.

5.1 날개입구영역

날개영역에서 유동이 날개에 도달하지전의 유동에 의하여 날개영역의 성능에 영향을 미치는지 확인하기 위하여 입구영역에서의 속도분포와 압력분포를 확인하였다.

속도분포는 반경방향과 축방향 속도성분으로 나누어보면 날개 입구에서의 반경방향 속도분포는 Fig. 5.2 과 같이 스팬값이 큰 외부에서는 반지름이 크므로 반경방향속도 값은 상대적으로 작은데 비하여 스팬값이 작아 질수록 반지름이 작아지므로 반경방향속도 값은 커지는 분포를 보이고 있다. 또한 벽면근처에서는 내외부 각 벽면에 대하여 반경방향 속도가 감소하고 있다. 이는 스팬방향에서는 각속도 보존과 벽마찰에 의한 경계층의 형성으로 양호한 속도형태를 보이고 있다.

또한 축방향 속도분포는 반경방향 속도분포와 상대적으로 반대 형상을 보이고 있으나 이는 결과적으로 압력분포가 벽면을 제외하고는 전체적으로 균일하게 형성되게 하여 입구유동과 압력분포가 양호한 유동상태를 나타남을 알 수 있다.

따라서 단면의 속도 및 압력는 벽면의 경계층을 과 함께 균일하게 분포하여 날개입구에서의 유동은 안정적임을 알 수 있다. 이는 날개입구로 유입되는 유동현상이 날개내부의 성능에 주는 영향을 크지 않는 것으로 보여진다.

5.2 날개 영역

날개입구영역에서 속도분포와 압력분포로 확인한 결과 날개에 유입되는 유체의 유동현상에서 날개의 성능에 영향을 주는 것이 크지 않는 것으로 보여지므로 날개내부의 유체흐름방향의 각 단면에서 손실계수와 상대 전압력 분포를 통하여 날개 내부유동의 현상에 대하여 확인해 보기로 한다.

5.2.1 날개 영역 20% 지점

날개입구에서부터 유동흐름방향으로 20%지점(Fig. 5.1 (b))에서의 손실계수 및 상대전압력 분포는 Fig. 5.3 와 같다.

Fig. 5.3 (a)에서와 같이 손실계수의 스팬방향의 분포를 살펴보면 날개허브에서 팁까지 스팬방향으로 5~15%지점과 70~80%지점에서 손실이 다소 증가하고 있다. 이 부분의 유동상태를 확인하기 위하여 날개 스팬 10%인 지점(Fig. 5.1 (f))에서의 상대속도각도의 분포를 Fig. 5.4 에서 확인한 결과 날개입구 후면에서 유동 흐름과 반대방향의 유동을 확인할 수 있었다. 이는 Fig. 5.5에서 날개입구에서 유동방향으로 20%지점(Fig. 5.1 (b))에서의 날개중심선각도와 유동각도를 비교해 보면 스팬 10%지점에서 날개중심선각과 유입 유동상대속도각 차이가 커서 날개 전단 후면에서 와류가 발생하며 이는 손실이 증가로 나타난다.

또한 스팬 70%지점의 손실이 다소 증가하는 부분은 상대전압력의 분포로 보아 날개전면에서 팁 누설 유동에 의해 와류가 형성되고 있는 것으로 보여지며 이는 후술할 유동 분석결과 이후 지속적으로 날개의 유동에 영향을 미치고 있다.

5.2.2 날개 영역 50% 지점

날개입구에서 출구까지의 50%영역(Fig. 5.1 (c))에서의 손실계수와 압력분포는 Fig. 5.6와 같다.

Fig. 5.6 (a)에서와 같이 날개 50% 지점에서는 일차원 계산값보다 스팬 70% 지점부터 급격히 손실이 증가하고 있음을 볼 수 있다. 이는 Fig. 5.6 (b)의 압력 분포에서 보이는 것처럼 입구에서부터 날개와 케이싱사이 간극에 의해 발생된 누설량이 증가하여 손실에 영향을 주고 있는것으로 보여진다.

그러나 날개 20%지점에서 발생한 와류로 인한 손실은 50%지점에서 감소하여 날개입구측 허브에서 유동각과 날개각 차이로 인하여 발생한 와류는 손실에의 영향이 크지 않은 것으로 확인된다.

5.2.3 날개 영역 80% 지점

날개 80%영역(Fig. 5.1 (d))에서의 손실계수와 압력분포는 Fig. 5.7과 같다.

Fig. 5.7 (a)에서와 같이 손실계수의 분포상으로 날개 80% 지점에서는 일차원 계산값보다 전체적으로 손실량이 증가하고 특히 스팬 70% 지점부터 발생된 팁누설에 의한 손실이 50~80%지점까지 확대되고 있음을 알 수 있다. 이는 Fig. 5.7 (b)의 압력 분포에서 보이는 것처럼 날개와 케이싱사이 간극에 의해 발생된 누설량이 점차 증가하여 손실에 증가하고 있는 것으로 확인된다. 또한 80%지점부터는 날개 전체단면에 대하여 손실계수가 1차원계산 값 보다 증가하고 있다.

5.3 날개 출구영역

날개 출구영역에서의 손실계수와 압력분포는 Fig. 5.8과 같다.

Fig. 5.8 (a)과 같이 날개 영역에서 발생된 날개와 케이싱 사이의 누설에 의한 손실이 유지되고 있고 특히 날개 출구측에서는 스팬 약 40% 지점에서도 손실이 다소간 증가하였는데 이는 2차류의 발생으로 인한 것으로 볼 수 있다.

최종적인 날개출구에서 수치해석상의 날개 손실계수 평균값은 0.17로서 일차원계산 값인 0.07보다 크게 나타나 날개 영역에서의 손실이 수차 손실의 주된 원인중의 하나임을 확인할 수 있었다.

제 6 장 결 론

운문소수력 카플란 수차에 대하여 국내 타 수차에 비해 평균 약 15% 이상 효율이 낮게 측정됨에 따라 1차원계산, 성능측정, 수치해석적 방법으로 효율을 비교하였다. 수차종합효율에서 실험 및 수치해석값이 유사하게 나타난 반면 1차원 계산값은 약 10% 높은 효율이 나타났다. 따라서 실험조건과 수치해석조건이 유사한 것으로 판단되어 1차원계산 및 수치해석을 중심으로 비교하였다.

(1) 1차원계산과 수치해석의 결과를 주요부분별로 비교한 결과 예상보다 손실이 높게 나타난 부분은 날개 영역임을 알 수 있었다.

(2) 날개영역에 대하여 우선 날개로 유입되는 입구단면의 유동 속도붙포와 잔압력분포를 확인한 결과 양호한 상태로서 날개유입 유동에 의한 영향은 상대적으로 많지 않은 것으로 보여진다

(3) 날개내부영역을 유동흐름 방향으로 각 단면의 손실계수와 상대전압력 분포를 확인한 결과 날개 입구에서 10~20%지점 및 동일위치에서의 스팬 10%지점에서 유입 유동각과 날개각의 차이가 큼으로 인한 와류가 발생하고 있으나 이후 손실의 분포를 보았을 때 이때 발생된 오류는 전체 손실에 주는 영향은 크지 않음을 확인하였다.

(4) 날개입구에서 부터 발생한 팁누설에 의한 와류는 스팬 70%지점을 중심으로 손실이 점차 증가하여 최종적인 날개 출구에서의 손실분포가 스팬 70%지점을 중심으로 크게 나타남을 확인하였다.

참고 문헌

[1] 황영호, "수도관 차압을 이용한 마이크로 소수력 발전실용화 기술개발", 지식경제부, 신한정공, 2010, pp. 1~5

[2] 이철형, 박완순, 김은일, 김건훈, 이원용, 주영철, "수도관 차압을 이용한 마이크로 소수력 발전실용화 기술개발", 산업자원부, 한국에너지기술연구소, 1999, pp. 12~14

[3] 이영호, 이연원, 윤정인, "유체기계", 태훈출판사, 1999, pp 209~211

[4] 이승배, "유체기계", 야스미디어, 2011, pp 26

[5] 댐유역관리처, "한국수자원공사 수력발전소 설비제원 편람집", 한국수자원공사, 2008, pp. 78

[6] 댐유역관리처 "운문소수력 효율시험 보고서", 한국수자원공사, 2007

[7] Miroslav Nechleba, “Hydraulic Turbines: Their design and Equipment”, Atria-Prague, 1957, pp. 155, pp. 51

[8] S. L. Dixon, B. Eng.,C. A. Hall, "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", Elsevier Inc, 2010, pp. 61, pp. 84~85

[9] David Japikse, Nicholas C. Baines, "Introduction to

Turbomachinery", Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press, 1997, pp. 7-23~26, pp. 6-17,

[10] Grigori Krivchenko, 2000, "Hydraulic Machines: Turbines and Pumps", Lewis Publishers, 2000.

[11] Frank Yeaple, 1990, "Fluid Power Design Handbook", Marcel Dekker Inc, 2000, pp220.

Table 2.1 Unmoon dam

Height/Length [m]	55 /407
Area [km^2]	301.3
Total storage [m^3]	135.3 $\times 10^6$

Table 2.2 Unmoon Hydraulic Turbine Data

Capacity [kW]	330
Turbine type	Kaplan (Fixed angle)
Generator	Induction generator
Flow rate [m^3/s],	1
Net head [m]	34
Blade length/Tip	100
Tip clearance [mm]	5
Hub / Tip Radii [mm]	145 / 245
Blade number	6

Table 2.3 Blade Information

Position	σ	β_{b_2}	β_{b_3}	ξ
Hub	1.15	37.2	74.4	56.7
30%	1.13	37.8	79.3	59.4
Mid	1.11	40.9	80.2	61.8
75%	1.02	43.6	82.9	64.0
Tip	0.86	60.2	85.2	65.8

Table 3.1 Head loss and Head loss coefficient of Region (1D)

Region	Head loss [m]	Head loss Coefficient, K	Ref
0 ~ 1	0.18	0.25	[9]
1 ~ 1'	0.27	0.05	[9]
1' ~ 2	1.28	0.12	[11]
2 ~ 3	1.09	0.07	[8]
3 ~ 4	2.44	0.35	[7]

Table 4.1 Experimental equipments

Contents	Equipments	Reliability
Output	Digital AC Power Meter	99.7%
Pressure	Pressure Transducer (5 [kg_f/cm^2])	99.85%
Discharge	Ultrasonic flow rate meter	99%

Table 4.2 Operation and physical data of experimants

EL [m]	107.76	Water Temp [℃]	8.4
Altitude [°]	35.49	Gravity Acc. [m/s^2]	9.797

Table 4.3 CFD Mesh data

Region	Nodes
Spiral casing, Guide vane	200,000
Blade	1,000,000
Draft tube	300,000

Table 4.4 Head loss and Head loss coefficient of 1D and CFD

Region	Head loss [m]		Head loss Coefficient, K	
	1D	CFD	1D	CFD
0 ~ 1	0.18	0.21	0.25	0.25
1 ~ 1'	0.27	0.21	0.05	0.04
1' ~ 2	1.28	1.81	0.12	0.179
2 ~ 3	1.09	4.07	0.07	0.174
3 ~ 4	2.44	2.93	0.35	0.52

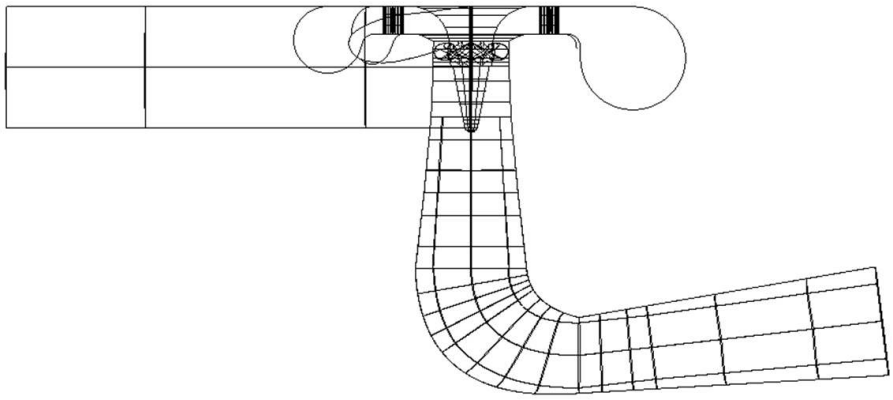


Fig. 2.1 Un moon Hydraulic Turbine Side View

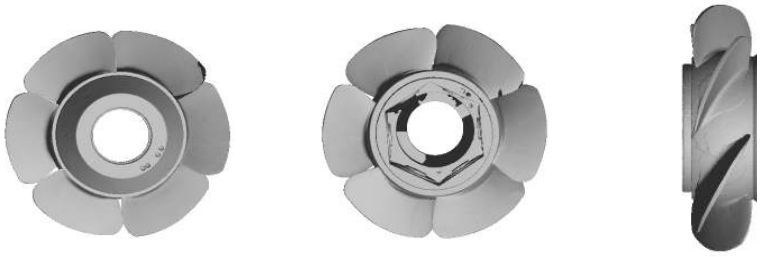


Fig. 2.2 Blade Geometry : Inlet (left), Oulet (center), Side (right)

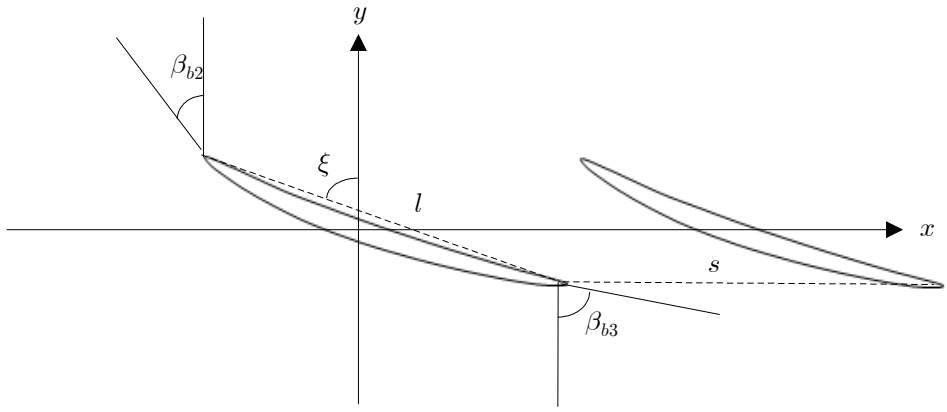


Fig. 2.3 Blade passage geometry.

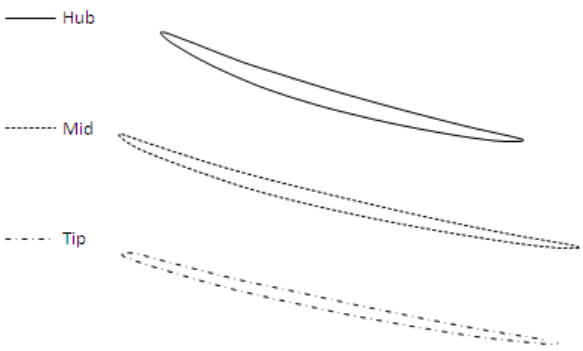


Fig. 2.4 Blade airfoil : Hub (top), Mid (center), Tip (bottom)

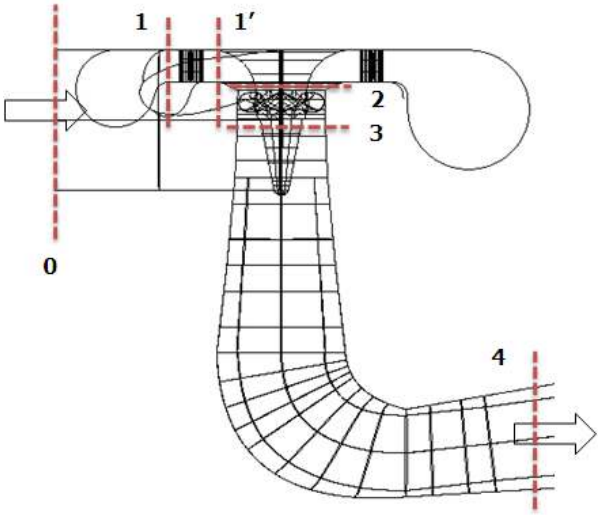


Fig. 3.1 Turbine regions.

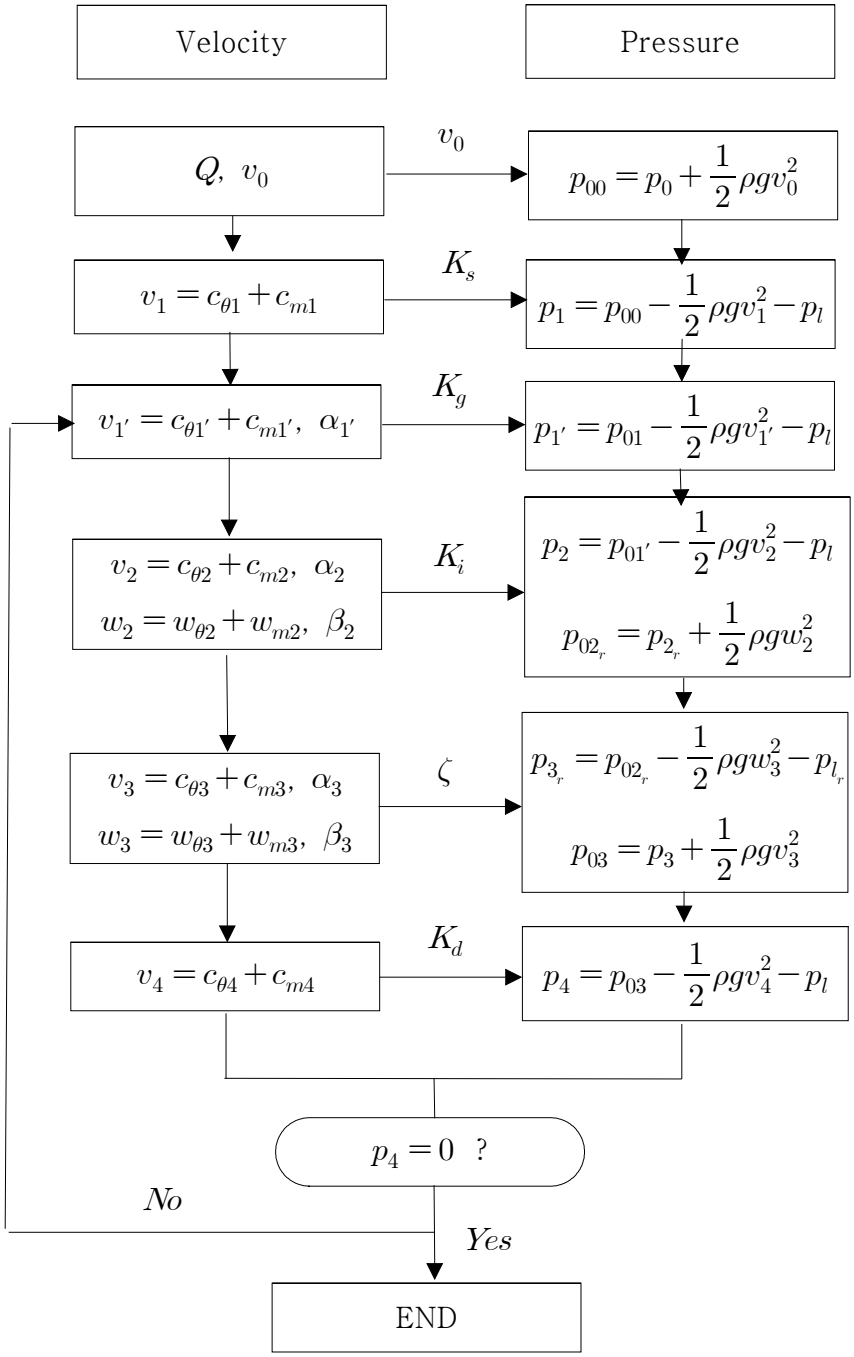


Fig. 3.2 1D Performance Evaluation Flow Chart

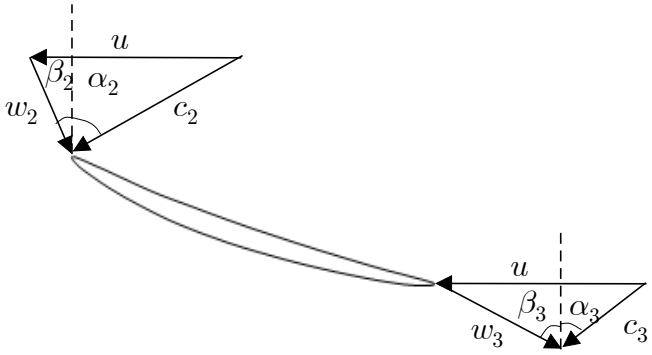


Fig. 3.3 Turbine Velocity Triangle

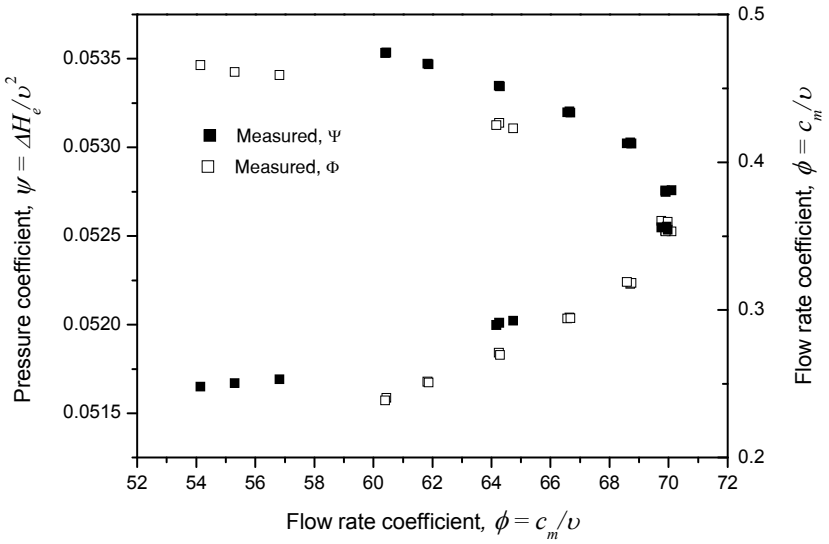


Fig. 4.1 Turbine efficiency curve (measured)

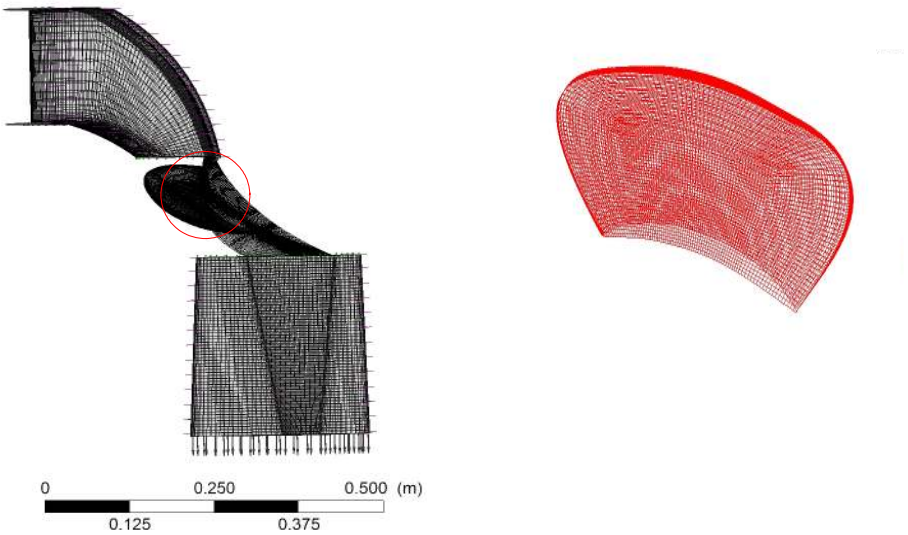
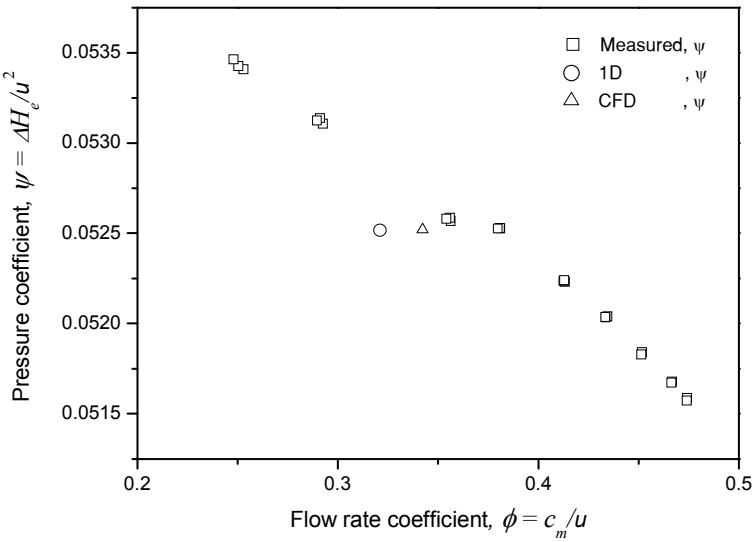
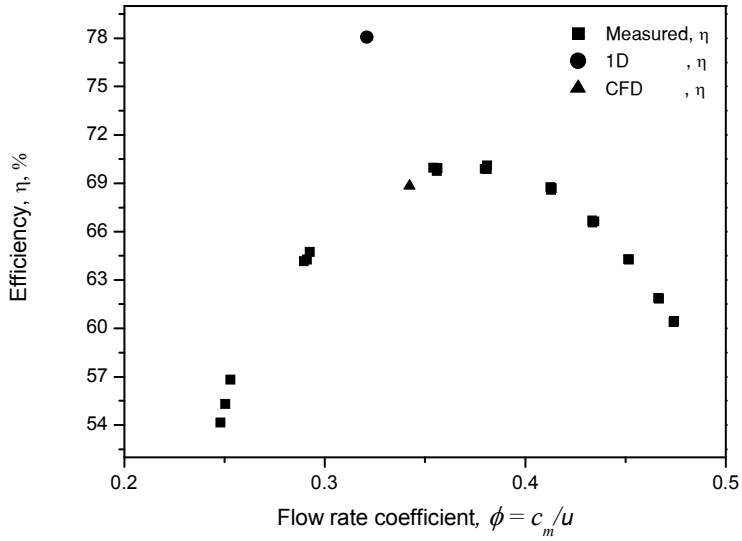


Fig. 4.2 CFD model (Blade region)



(a)



(b)

Fig. 4.3 Turbine efficiency curve (measured, 1D, CFD) (a) flow rate coefficient and pressure coefficient, (b) flow rate coefficient and efficiency

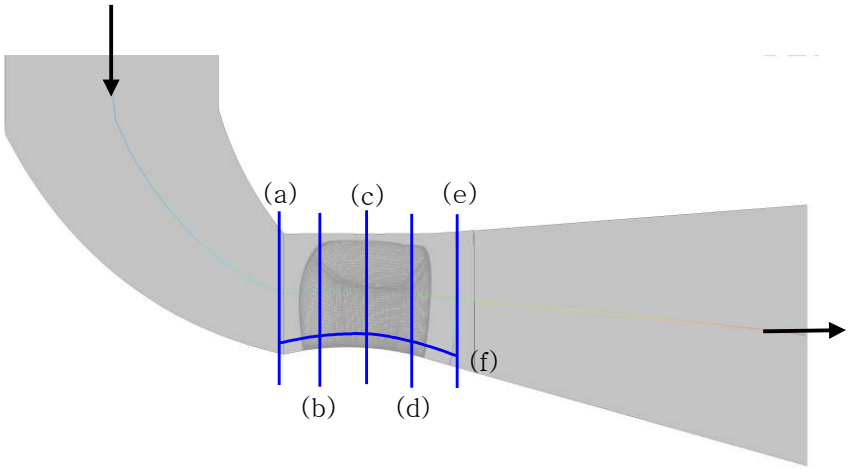
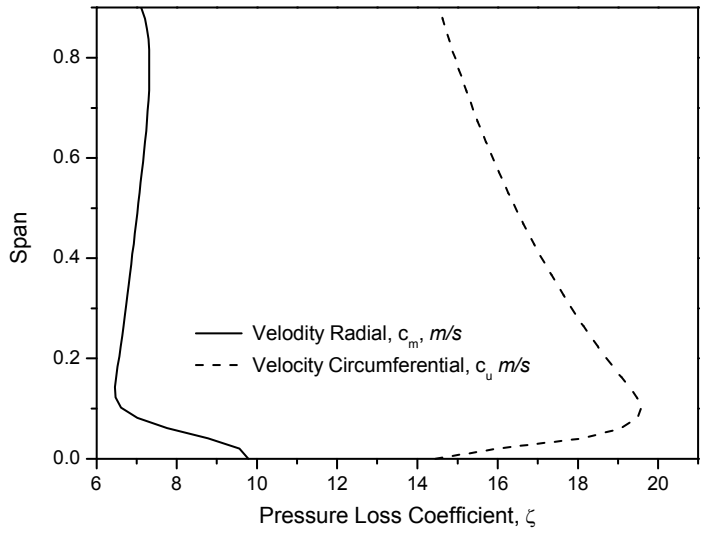
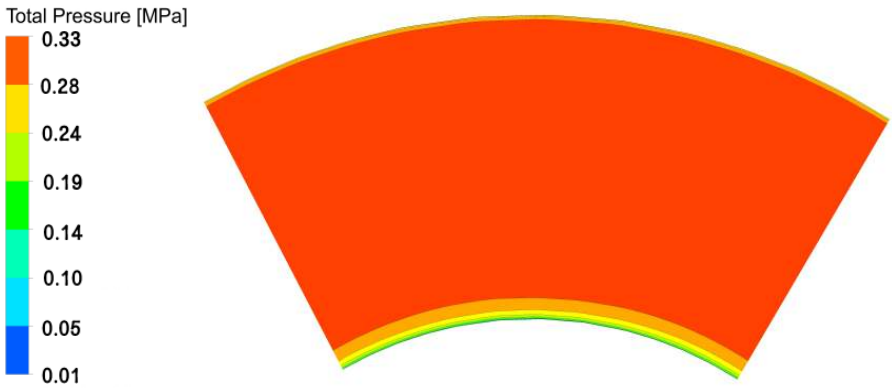


Fig. 5.1 Blade region(meridional view) (a) Blade inlet, (b) Blade 20%, (c) Blade 50%, (d) Blade 80%, (e) Blade outlet, (f) Blade span 10%

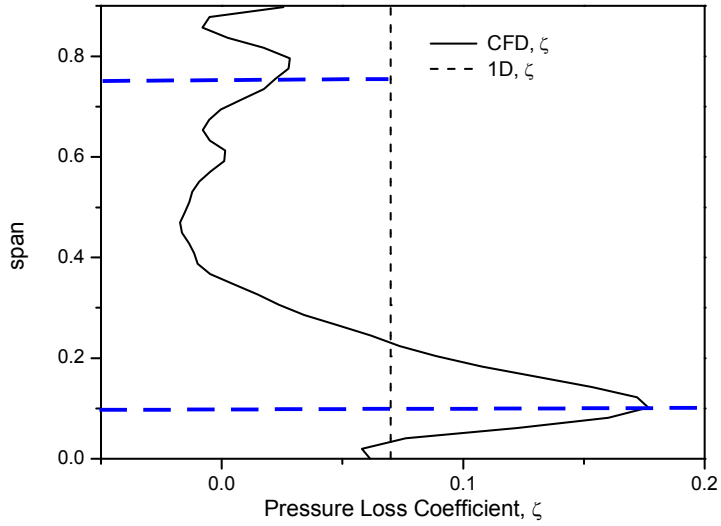


(a)

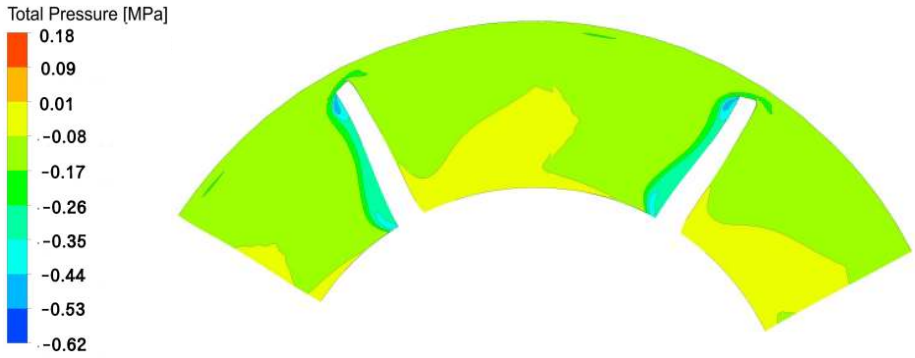


(b)

Fig. 5.2 (a) Velocity. span curve (Blade inlet) (b) Relative total pressure contour (Blade inlet)



(a)



(b)

Fig. 5.3 (a) Head loss coefficient curve (20%) (b) Relative total pressure contour (20%)

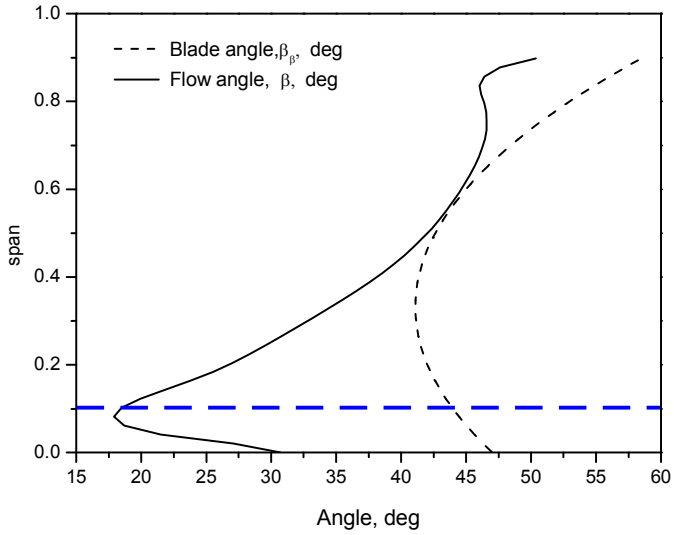


Fig. 5.4 Flow and blade angle (20%)

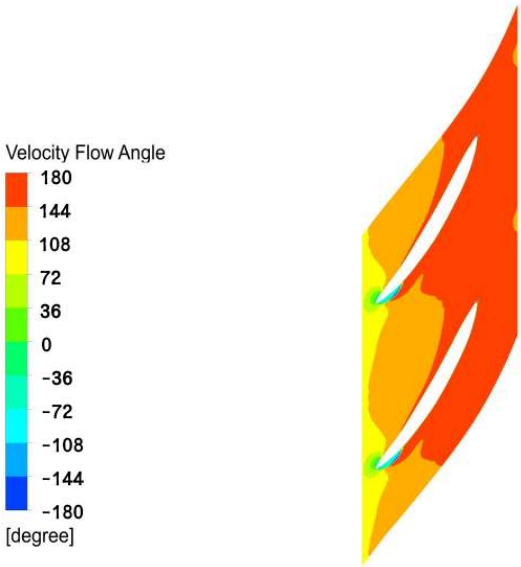
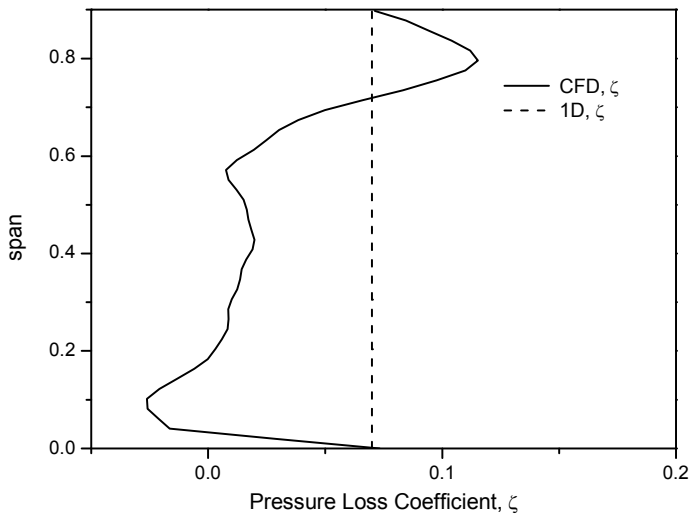
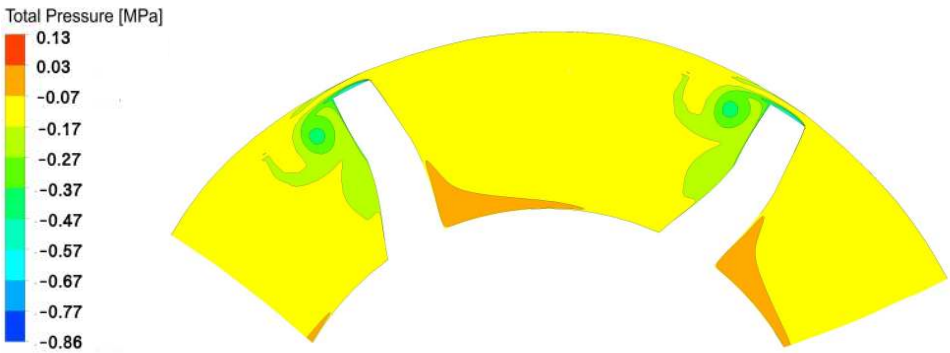


Fig. 5.5 Relative flow angle contour at span 10%

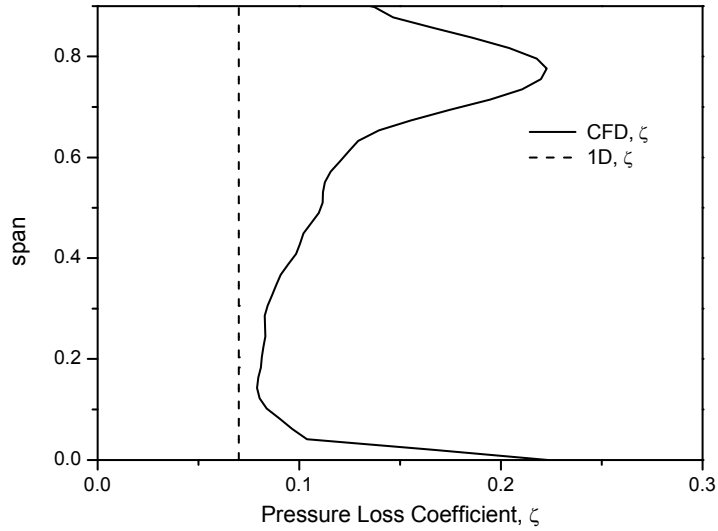


(a)

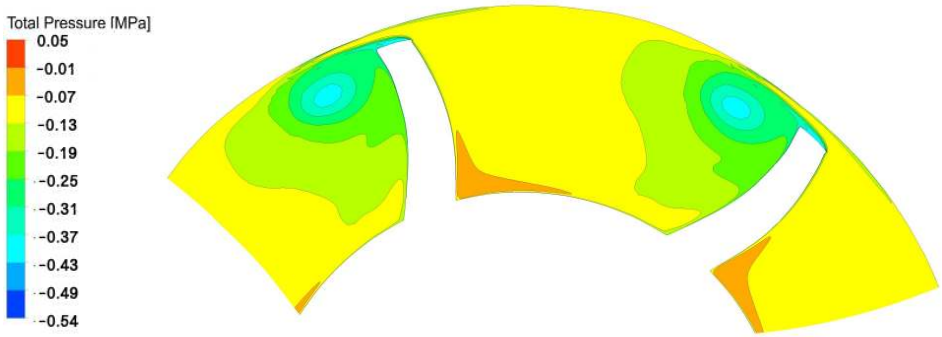


(b)

Fig. 5.6 (a) Head loss coefficient curve (50%) (b) Relative total pressure contour (50%)

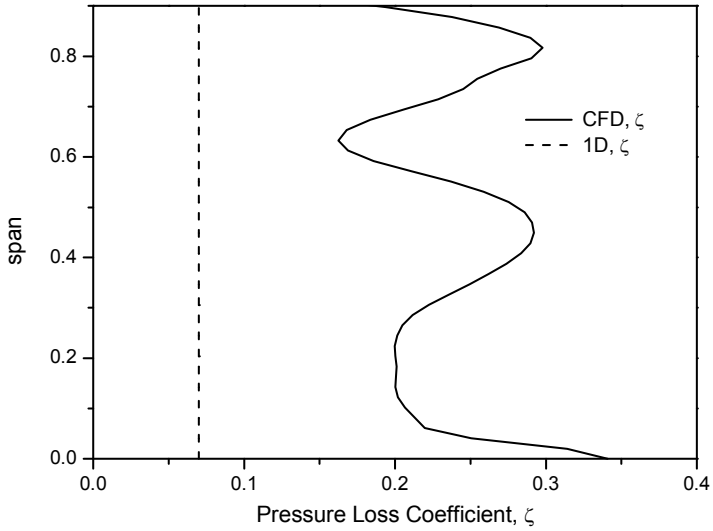


(a)

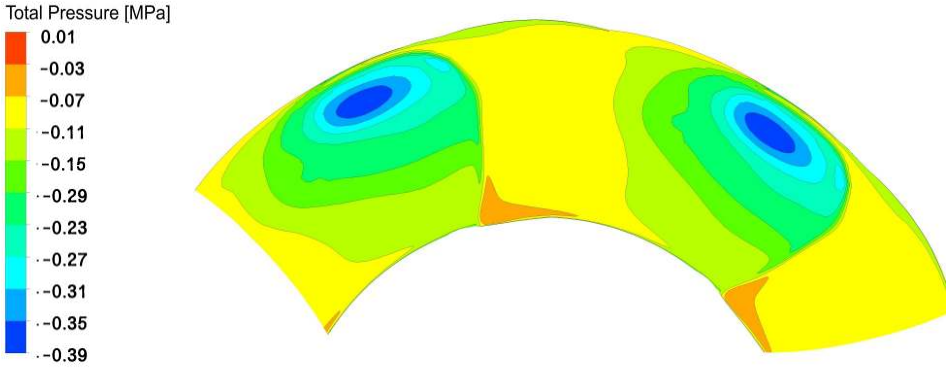


(b)

Fig. 5.7 (a) Head loss coefficient curve (80%) (b) Relative total pressure contour (80%)



(a)



(b)

Fig. 5.8 (a) Head loss coefficient curve (outlet) (b) Relative total pressure contour (outlet)

Numerical Study on Performance Evaluation of a Kaplan Hydraulic Turbine

Seoul National University
School of Mechanical and Aerospace Engineering
Oh Yongwhan

Abstract

It has been hard to develop small hydraulic turbine technology due to low rate of hydraulic turbine building increase. In addition, processes of manufactures are not standardized well and a price is not competitive compared with other power plants, because a process of manufacturing hydraulic turbines is custom built. But recently the Government is encouraged to propagate the small hydraulic power plant in renewable energy development policy as the「Low CO2 Green Growth」 policy. So it becomes important to research and develop the technology of small hydraulic turbine.

Kaplan hydraulic turbine is advantageous to be built for the hydraulic power plant at various head and flow-rate place. It has good efficiency, operation, building in low head compared with other

small hydraulic turbines. These make it advantageous to built Kaplan hydraulic turbine at small dams in Republic of Korea.

Unmoon small hydraulic power plant(Kaplan turbine) was built at the beginning of domestically produced plants. It has a problem of the low efficiency(less than 15% compared with recent built small hydraulic turbines) at the operation point, according to the result of performance tests by K-water.

At first the performance of turbine is calculated by 1-dimentional analysis of Kaplan hydraulic turbine for the efficiency. After that The differences among 1-dimentional, experimental and computational results are considered.

Total pressure and pressure loss coefficient of 1-dimentional results are compared with those of computational results at each parts of turbine such as spiral casing, guide vain, inlet region of blade, blade region, draft tube.

Finally the velocity, pressure loss coefficient and total pressure of 1-dimentional results are considered at the each section of the blade region as the important part for the performance.

Keywords : kaplan, Hydraulic turbine, computational, blade, efficiency, flow analysis

Student Number : 2009-23069