

수차 발전 운용 데이터 분석을 통한 50 MW급 프란시스 러너 설계

유일수^{*†} · 최원철^{*} · 박무룡^{*} · 조 용^{**}

Design of a Francis Runner Based on the Operations Statistics of a 50 MW-Class Hydraulic Turbine

Il-su Yoo^{*†}, Wonchul Choi^{*}, Mooryong Park^{*}, Yong Cho^{**}

Key Words : Hydraulic turbine (수차), Francis runner (프란시스 러너), Design procedure (설계 절차), Flow analysis (유동 해석), Model test (모형 시험)

ABSTRACT

The hydraulic power is the eco-friendly power which has the long service life and low power cost. The power amount of the hydraulic turbine is influenced by the environmental conditions of the dam where it is installed. The operation data of the 50 MW class Francis turbine which was installed 30 years ago shows that the water level of its dam has been dropped for the last 5 years. This presents that 90% of its original power has been produced for the last 5 years. Therefore, for its efficient operation, its runner is decided to be redesigned for fitting to the changed operation condition. This study presents the whole design process from the preliminary design to its verification. The hydraulic performance test has been conducted by IEC 60193.

1. 서론

수력 발전은 내구 수명이 길고, 발전 단가가 낮은 환경 친화적인 발전 방식이다. 탄소배출권 거래가 활성화되면서 부가가치를 창출하는 유망사업으로 주목받고 있다. 국가별 저탄소 녹색성장 정책과 맞물려 수력 발전 시장은 지속적으로 성장할 것으로 예상된다.

수력발전은 전 세계 총 전력공급의 16.4%를 차지하고 있으며, 국내에서는 7.8% 정도를 차지하고 있다. 최근에는 댐 및 발전소 건설비용을 절감하기 위해 대수력 시장이 급속하게 확대되고 있는 추세이다.⁽¹⁾

하지만 한국은 아직까지 중·대수력 수차 발전 시스템에 대한 설계 기술 및 경험이 미비하여 외국의 선진 제작사에 의존하고 있다. 외국 업체들은 오랫동안 축적한 기술을 토대로 자체적인 설계 코드를 제작하여 활용하고 있는데, 설계 정확도가 높아 설계 기간을 단축시킬 수 있다. 따라서 국내에서도 중·대수력 시장 경쟁력을 확보하려면 자체 설계 기술 확보와 이를 위한 개발 기회 마련이 필요하다.

국내에서도 최근 중·대규모 수력 발전에 대한 신규 시장 및 기 설비의 현대화 사업에 대한 해외 경쟁력을 갖추기 위해 중규모 수차에 대한 기술 확보에 주력하고 있다. 국내에서는 중규모 수차로는 처음으로 15 MW급 수차발전기에 대한 개발 및 실증 연구가 수행된 바 있다.⁽²⁾ 현재는 50 MW급 프란시스 러너에 대한 현대화 개발이 진행되고 있다.⁽³⁾

수력 발전은 설치된 환경 조건의 영향을 많이 받는다. 수력 발전량은 댐 수위의 영향을 받으며, 댐 수위는 강수량이나 물 소비 추이에 따라 변화된다. 발전량이 달라졌다는 것은 수차가 운전되고 있는 조건이 변경되었다는 것을 의미한다. 수차의 운전점이 설계점과 상이하면 수차의 효율은 감소하게 된다. 따라서 효율적인 운용을 위해서는 변화된 환경에 맞는 설계 변경이 필요하다.

본 연구에서는 30년 동안 운용되고 있는 50 MW급 프란시스 수차에 대한 지난 5년간의 운용 실적을 분석하였다. 이를 통해 정격 출력을 변경하는 것이 효율적인 운용을 위해 필요함을 알 수 있었다. 러너를 제외한 수력품들은 기존의 것들을 그대로 사용하되, 변경된 운전 조건에 적합한 러너를 새

* 한국기계연구원 에너지기계연구본부(Energy Systems Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials)

** K-water 융합연구원(K water Institute)

† 교신저자, E-mail : isyoo@kimm.re.kr

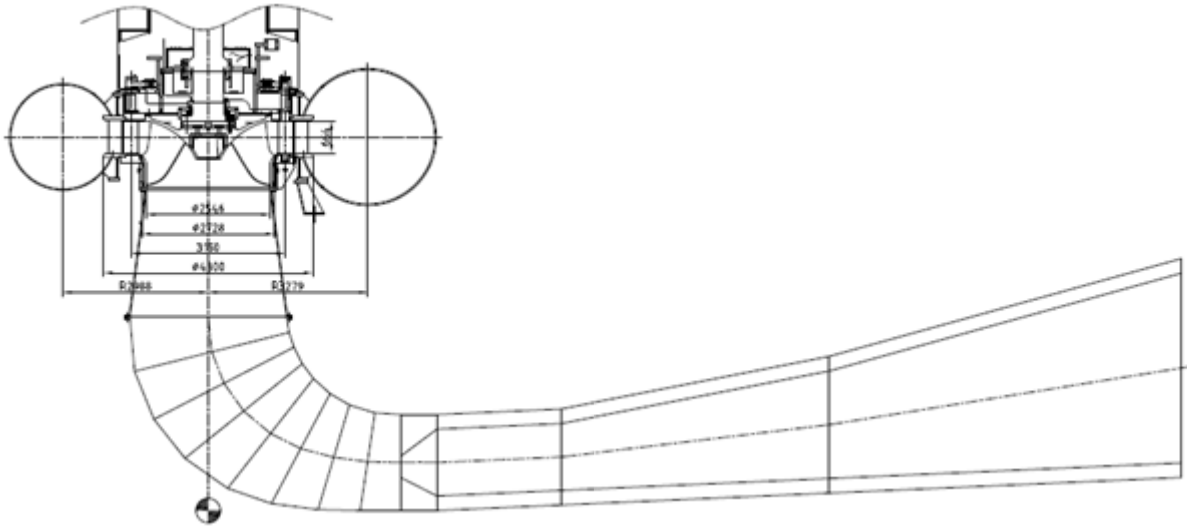


Fig. 1 Two-dimensional view of the Francis turbine

로 설계하였다. 본 논문에서는 러너를 설계하기 위해 수행한 전주기적 설계 과정을 소개하고자 한다.

2. 러너 설계점 결정

2.1 운용 데이터 분석

합천 제1수력발전소는 1988년 12월에 준공되었으며, 연평균 232.4백만 kWh의 전력을 생산하고 있다. 설비 용량은 100 MW로서, 50 MW급 프란시스 수차 2기가 설치되어 있다. 수차가 설치되어 있는 댐의 수위에 대해 지난 27년간의 기록을 검토하였다. 댐의 정격 수위는 164 m이지만 평균 저수위는 157.6 m로서 정격 수위보다 낮았다. 가장 빈번했던 저수위는 149~159 m로서 조사 기간의 43%를 차지하였다. 저수위가 정격 수위보다 낮았던 경우는 62%로 나타났다.

최근 5년간의 출력량을 조사하였다. 대상 수차의 정격 출력은 51.6 MW이지만, 조사 기간 중 69.5%는 정격 출력의 80~90% 수준인 42~48 MW의 출력 범위에서 운용되었다. 반면 50 MW이상에서의 운전 빈도는 0.2%에 불과하였다. 따라서 운용 효율 향상을 위해서는 정격 출력을 기존 정격 출력 대비 80~90% 수준으로 낮출 필요가 있다. 본 연구에서는 운용 데이터 분석을 토대로 정격 출력을 기존의 85% 수준인 43 MW로 결정하였다.

2.2 정격 유량 산출

Table 1은 대상 수차의 제원이다. 대상 수차는 스파이럴 케이싱, 고정익, 안내깃, 러너, 흡출관으로 구성되어 있다. 스파이럴 케이싱의 입구경은 3 m이다. 고정익은 23개의 날개로 구성되어 있으며, 안내깃의 날개 수는 24개이다. 러너의 날개 개수는 13개이며, 입구경 및 출구경은 각각 2,728

Table 1 The specifications of 50 MW class Francis turbine

1) Water turbine	Type	Francis (vertical)
	Rated output	51.6 MW
	Rated speed	257 rpm
	Rated head	95 m
	Rated flow	59.4 m ³ /s
	Specific speed	197 m-kW
2) Runner	Number of blade	13
	Inlet diameter	2,728 mm
	Outlet diameter	2,546 mm
3) Guide vane	Number of blade	24
	Pitch circle diameter	3,150 mm
	Width	476 mm
4) Stay vane	Number of blade	23
5) Spiral casing	Inlet diameter	3,000 mm
6) Draft tube	Inlet diameter	2,555 mm
	Outlet diameter	3,219 mm

mm, 2,546 mm이다. Fig. 1은 대상 수차의 자오면 형상을 보여준다.

본 연구에서 설계 대상은 러너에 국한된다. 러너를 제외한 나머지 부속 장치들은 기존 것들로 그대로 유지한 채로, 러너만을 교체하여 정격 출력을 변경하고자 한다. 정격 낙차는 95 m, 정격 회전수는 257 rpm으로 기존과 동일하다. 하지만 정격 출력이 변경됨에 따라 정격 유량과 효율이 변경되므로, 이를 재산정해야 한다. 본 연구에서는 손실계수를 이용한 다음과 같은 방법으로 산출하였다.

낙차로 인한 위치에너지는 러너를 통한 이론적 각운동량 변화량과 손실에너지의 합으로 나타낼 수 있다.

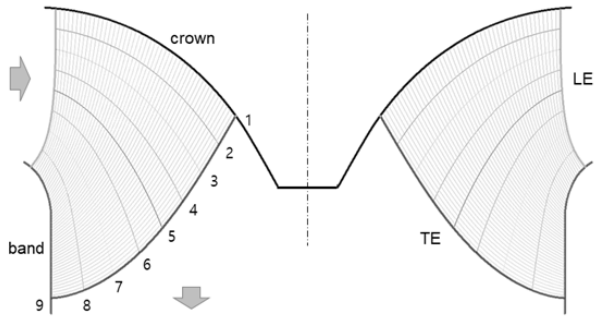


Fig. 2 Meridional view of runner

$$H_E = H_R + \frac{K}{2g} \left(\frac{Q}{A_2} \right)^2 \quad (1)$$

식(1)에서 H_E 는 정격 낙차를 나타내며, H_R 는 러너의 낙차를 나타낸다. 우변 두 번째 항은 수차를 통과하면서 발생하는 손실 수두의 총합을 나타낸다. 손실 수두는 스파이럴 케이싱과 안내깃, 러너, 흡출관을 통과하면서 발생되며, 유속의 제곱에 비례하는 형태로 표현하였다. 기준 유속은 유로 내에서 유속이 가장 빠른 러너 입구의 자오 속도로 하여, 유량(Q)을 러너 입구 유로 면적(A_2)로 나눈 값을 사용하였다. 손실 수두는 손실 계수(K)를 비례 상수로 하는 형태로 표현할 수 있다. 손실 계수는 관내 마찰 손실과 유로 면적 변화로 인한 돌연 확대 손실 등의 형태로 모사할 수 있다. 식(1)에서의 손실 계수는 설계점에서의 손실 계수로서, 입사 손실은 고려하지 않았다.

수차의 정격 출력은 식(2)와 같이 유량(Q)과 러너의 낙차(H_R)의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$P = \rho g Q H_R \quad (2)$$

식(2)에서 러너 낙차(H_R)을 식(1)을 이용하여 정격 낙차와 손실 수두의 형태로 치환하면 다음과 같다.

$$P = \rho g Q \left(H_E - \frac{K}{2g} \frac{Q^2}{A_2^2} \right) \quad (3)$$

식(3)으로부터 정격 유량은 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{Q}{A_2 \sqrt{2gH_E}} = \sqrt{\frac{4}{3K}} \cos \left[\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\frac{3P}{2\rho A_2 g^{1.5} H_E^{1.5}} \sqrt{\frac{3K}{2}} \right) + \frac{\pi}{3} \right] \quad (4)$$

정격 효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H_E} = 1 - \frac{K}{2gH_E} \left(\frac{Q}{A_2} \right)^2$$

$$= 1 - \frac{4}{3} \cos^2 \left[\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\frac{3P}{2\rho A_2 g^{1.5} H_E^{1.5}} \sqrt{\frac{3K}{2}} \right) + \frac{\pi}{3} \right] \quad (5)$$

원형 수차는 정격 회전수 257 rpm, 정격 낙차 95 m에서 51.6 MW의 정격 출력을 내려면 59.4 m³/s의 정격 유량이 필요하며, 이때의 정격 효율은 93.5%이다. 이 조건에 대한 손실 계수를 식(3)을 이용하여 산출하면 $K=0.94$ 가 된다. 정격 유량이 변하면 안내깃의 개도 역시 변경되므로, 손실 계수는 변할 수 있다. 하지만 안내깃의 개도가 크게 바뀌지 않는 범위에서는 손실 계수의 변화 역시 미비할 것이므로, 이 손실 계수를 그대로 활용하여 설계점을 산정하였다. 계산 결과, 정격 출력이 43 MW이면 정격 유량은 49.5 m³/s가 되며, 러너의 낙차는 90.7 m가 되어야 한다. 이때의 수차 효율은 95.5%로 2% 가량 상승할 것으로 예상된다.

3. 러너 설계

변경된 설계점을 바탕으로 러너를 새로 설계하였다. 기존 케이싱과의 결합성을 유지하기 위해 러너의 자오면 형상을 그대로 유지하였다. Fig. 2는 설계할 러너의 자오면 형상을 보여준다. 블레이드는 크라운에서 밴드까지 스펜 방향으로 8등분하여 총 9개의 블레이드를 설계하였다.

3.1 속도 선도 작성

러너 블레이드를 설계하려면 속도 선도를 통해 블레이드 각도를 산출해야 한다. 속도 선도를 작성하려면 자오면 속도 성분(V_m)과 선회 성분(V_u)을 알아야 한다. 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 각 스펜에서의 자오면을 동일한 자오 길이로 등분한 후에 각 지점에서의 속도 성분들을 구하였다.

자오면 속도는 유선의 곡률 반경의 영향을 받는다. 자오면을 지나는 유체 입자는 Fig. 3과 같이 회전에 의한 원심력과 곡률에 의한 원심력의 영향을 받는다. 블레이드가 스펜방향으로 기울어지지 않은 경우, 스펜 방향으로 작용하는 압력 구배는 힘 평형 관계식으로부터 식(6)과 같다.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dn} = \frac{V_u^2}{r} \cos \gamma - \frac{V_m^2}{R_n} \quad (6)$$

식(6)을 보면 스펜 방향(\vec{n})으로 작용하는 압력 구배는 우변 첫째 항인 회전에 의한 원심력과 두 번째 항인 곡률에 의한 원심력의 차에 의해 발생된다.

회전하는 블레이드를 지나는 유체의 정상 상태 에너지 방정식은 식(7)과 같다.

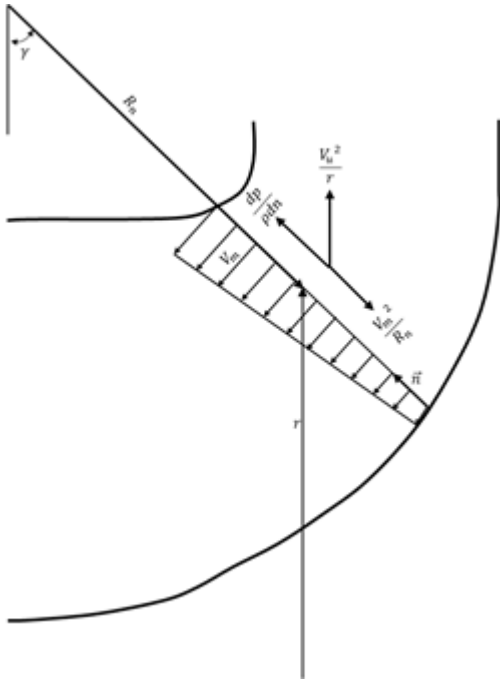


Fig. 3 Equilibrium of forces in the meridional plane

$$V_m \frac{\partial V_m}{\partial n} + V_u \frac{\partial V_u}{\partial n} + \frac{\partial UV_u}{\partial n} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dn} = 0 \quad (7)$$

식(6)의 힘 평형 방정식과 식(7)의 에너지 방정식을 모두 만족시켜야 하므로, 두 식을 연립하면 식(8)과 같은 형태로 정리할 수 있다.

$$V_m \frac{\partial V_m}{\partial n} + \frac{V_u + U}{r} \frac{\partial r V_u}{\partial n} - \frac{V_m^2}{R_n} = 0 \quad (8)$$

식(8)에서 스패 방향으로 각운동량($r V_u$)이 동일하다면, 스패 방향으로의 자오면 속도 구배는 식(9)와 같이 자오선의 곡률에 의해 결정된다.

$$\frac{\partial V_m}{\partial n} - \frac{V_m}{R_n} = 0 \quad (9)$$

식(9)를 적분하면 스패 방향으로의 자오면 속도 분포는 식(10)과 같다. 식(10)은 연속 방정식을 만족시켜야 하므로, 이 조건을 통해 적분 상수를 찾을 수 있다.

$$V_m = V_{ref} \exp\left(\int_0^n \frac{dn}{R_n}\right) \quad (10)$$

$$\text{여기서, } V_{ref} = \frac{Q}{2\pi \int_0^n r \exp\left(\int_0^n \frac{dn}{R_n}\right) dn}$$

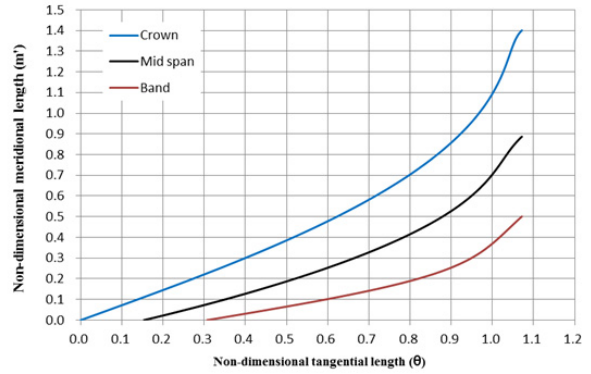


Fig. 4 Blade plane development

안내깃 출구와 러너 입구 사이의 공간에서는 각운동량이 보존된다고 가정할 수 있으므로, 러너 입구에서는 각운동량이 스패 방향으로 동일하게 분포된다고 간주할 수 있다. 따라서 러너 입구에서의 자오면 속도 분포는 식(10)을 적용하여 구할 수 있다. 또한 러너 출구에서도 모든 스패에 대해 $V_u = 0$ 이 되도록 설계하므로, 식(10)을 통해 자오면 속도를 구할 수 있다.

선회 속도는 각운동량으로부터 알 수 있다. 본 연구에서는 자오 방향에 따른 각운동량을 식(11)과 같은 형태로 분포시켰으며, 모든 스패에 대해 동일한 형태로 적용하였다.

$$r V_u = C_3 t^3 + C_2 t^2 + C_1 t + C_0 \quad (11)$$

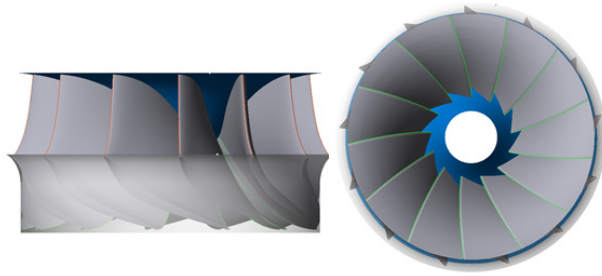
식(11)에서 t 는 무차원 자오 거리로서, 블레이드 앞전으로부터의 자오 방향 거리를 총 자오 길이에 대해 무차원화한 값이다. 따라서 블레이드 앞전은 $t=0$, 블레이드 뒷전은 $t=1$ 이 된다. 식(11)은 3차 다항식으로서 미지수를 산출하려면 4개의 구속 조건이 필요하다. $t=0$ 일 때는 $r V_u = r_2 V_{u,2}$ 가 되고, $t=1$ 일 때는 선회 속도가 없도록 $r V_u = 0$ 조건을 부여하였다. 나머지 2개의 조건은 블레이드 양끝에서 선회 속도가 일정하게 유지되도록 하였다.

3.2 블레이드 설계

블레이드를 지나는 유체의 속도 성분을 알면 속도 선도를 통해 블레이드 각도(β)를 산출할 수 있다. 블레이드 각도는 자오면 속도(V_m)와 원주 속도(U), 선회 속도(V_u)와 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\tan\beta = \frac{V_m}{U - V_u} \quad (12)$$

블레이드 각도를 알면 블레이드 평면에서 자오 길이와 접선 길이에 대한 블레이드 전개도를 그릴 수 있다. Fig. 4는



(a) view at the leading edge (b) view at the trailing edge
Fig. 5 3D shape of the designed runner

블레이드 평면에 전개한 설계된 블레이드 형상을 도시한 것이다. Fig. 5는 3차원 형상을 앞전과 뒷전에서 본 모습이다. 블레이드 두께는 대칭형으로 분포되었으며, 최대 두께는 시위 길이의 7.5% 수준이다.

4. 유동 해석

4.1 해석 방법

설계된 러너가 적용된 수차의 성능 시험에 앞서, 유동 해석을 통한 설계 검증은 수행하였다. 해석 범위는 수차의 입구인 스파이럴 케이싱으로부터 출구인 흡출관까지 전체 영역으로 설정하였다. 온도와 중력의 영향은 그리 크지 않기 때문에 해석 소요 시간과 수렴 안정도를 고려하여 열전달 및 부력 조건을 무시하였으며, 작동 유체는 25°C 물로 하였다.

계산 방법은 비압축성 3차원 정상 유동에 대한 연속방정식, 운동량방정식, 난류모델을 사용하였다. 난류모델로는 유동박리현상을 동반한 3차원 유동을 비교적 잘 예측하는 k- ω 기반의 전단응력전달모델(SST)을 사용하였다.

스파이럴 케이싱과 고정익, 안내깃, 흡출관은 고정 좌표계에서 해석하였다. 회전하는 러너는 MRF(Moving Reference Frame)기법을 적용하였다. MRF 기법은 격자를 회전시키지 않고 고정시킨 상태에서 격자 내부에 상대 속도를 더해 계산하는 방법으로, 수차와 같은 회전 기계를 해석하는데 있어 해석의 편의성을 도모할 수 있는 방법이다. 각 좌표계 사이의 경계면은 모두 프로즌 로터 기법을 이용하여 처리하였다.

유동 해석에는 범용 유한체적해석 소프트웨어인 ANSYS CFX가 사용되었다. Advection Scheme으로는 고해상도 기법을 사용하였으며, 난류항에 있어서는 First Order를 사용하였다. 수렴 판별은 RMS 잔류 값이 10^{-4} 에 도달하였을 때 해석 결과가 수렴되었다고 판단하였다.

4.2 격자 구성

격자는 스파이럴 케이싱, 고정익, 안내깃, 러너, 흡출관의 다섯 영역으로 나눠 구성하였으며, 모든 영역은 육면체의 정렬 격자계로 구성되었다. 격자 요소의 크기는 벽면 근처에서

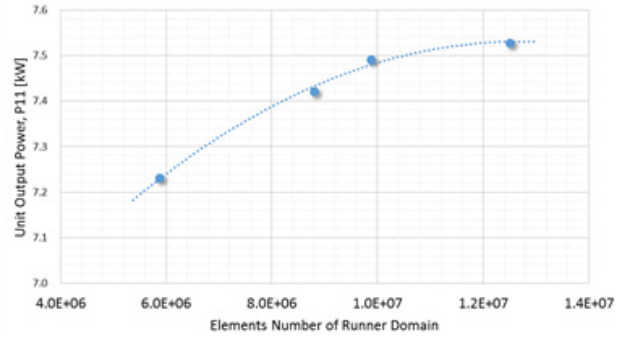


Fig. 6 Grid dependency test for runner

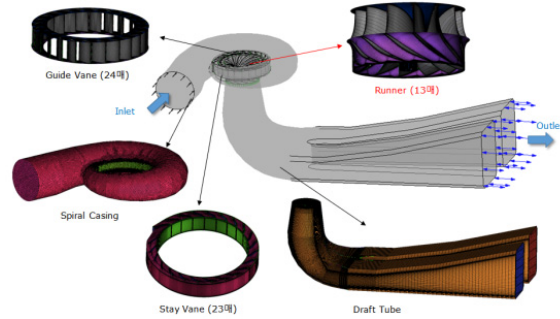


Fig. 7 Axial flow fan performance test duct (by KS B 6311)

$y^+ \leq 100$ 을 만족시킬 수 있도록 결정하였다. 사용한 격자수의 총합은 2,286만개(스파이럴 케이싱 2.5백만개, 고정익 1.1백만개, 안내깃 2.7백만개, 러너 12.5백만개, 흡출관 4백만개)이다. 러너의 격자수는 격자 의존도를 검토하여 결정하였다. Fig. 6은 러너의 격자 의존도를 조사한 결과이다. Fig. 7은 계산 영역 및 구성된 격자 모습을 나타낸 것이다.

4.3 경계 조건

Oh 등⁽⁴⁾는 경계조건으로 수차 입구 영역에는 질량유량을, 출구 영역에는 평균 정압으로 부여하였다. 반면, Lee 등⁽⁵⁾은 입구 영역에 일정 압력 조건을 부여하였고, 출구 영역에 유량 조건을 설정하였다.

Jeon 등⁽⁶⁾과 Kim 등⁽⁷⁾은 입구조건으로 낙차에 해당하는 정압조건을 사용하였으며, 출구조건에는 평균 정압 조건을 사용하여 상대 압력이 0이 되도록 설정하였다. 이러한 경계 조건은 흡출관 출구에서의 발생할 수 있는 역류 현상까지 관찰할 수 있기 때문에, 보다 정확한 해석이 가능하다. 본 연구에서도 이와 동일한 방법으로 경계 조건을 부여하였다. 벽면 조건으로는 no-slip 조건을 설정하였으며, 벽면의 조도는 매끄러운 벽면으로 가정하였다.

4.4 유동 해석 결과

정격 출력점에서의 러너 블레이드의 하중 분포를 스캔 방향에 따라 관찰하였다. Fig. 8은 정격 출력점에서의 블레이드의 하중 분포를 나타낸 것이다. 러너가 잘 설계되었다면

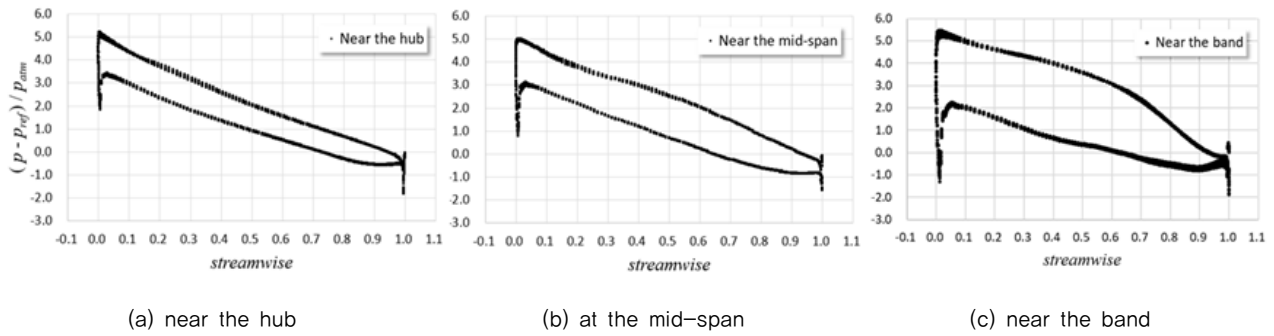


Fig. 8 Blade loading on the runner blade surfaces at rated power

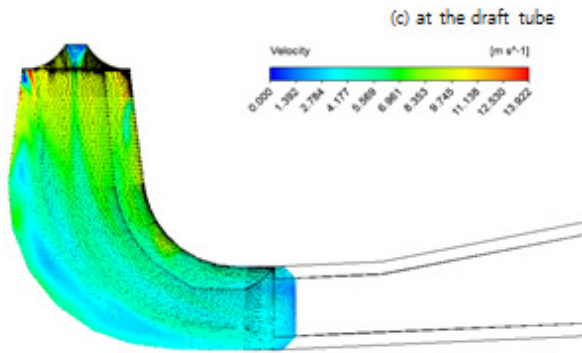
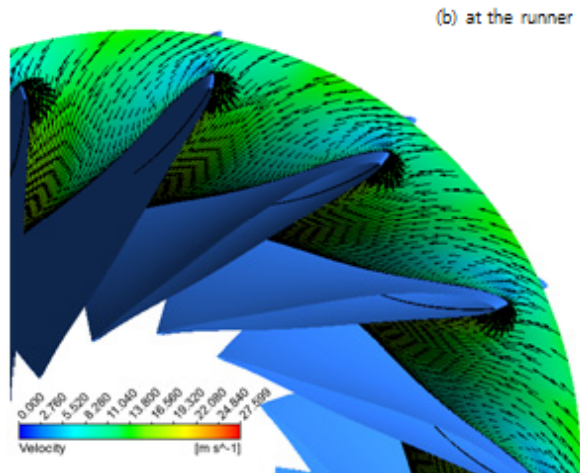
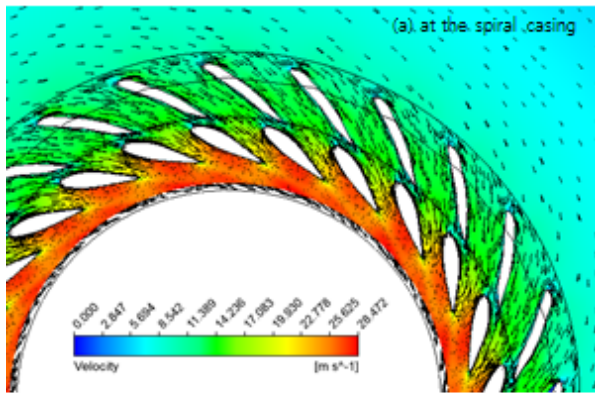


Fig. 9 Contours and vectors of velocity at rated power

일반적으로 블레이드 하중 분포가 교차되지 않아야 한다. 이런 형태가 아니라면 블레이드 사이의 유로에서 재순환 유동이 발생할 수 있으며, 러너 출구의 후류 상태가 좋지 않아 손실이 증가할 수 있다. Fig. 8을 보면 블레이드 표면 압력이 교차되지 않고 원활하게 분포되어 있음을 볼 수 있다. 또한 밴드 부근의 하중이 크게 발생되고 있음을 볼 수 있는데, 이는 자오면의 곡률로 인해 밴드에 가까울수록 유입 속도가 빨라지기 때문이다.

Fig. 9는 스파이럴 케이싱과 러너, 흡출관의 50% 스펠에서 관찰한 속도장이다. 흡출관은 러너 출구 유동의 동압을 정압으로 회복시키는 중요한 부분으로, 수차 손실의 상당량이 이곳에서 일어난다. 흡출관 입구 유동은 비교적 균일한 유속 분포를 보이고 있다. 흡출관을 지나면서 흡출관 안쪽에 비해 바깥쪽은 느린 유속을 보이고 있는데, 이는 곡률반경 차이로 인한 일반적인 유동 특성이다. 곡률부에서 발생한 불균일한 유동은 하류로 흐르면서 유동 박리 없이 안정화되었음을 확인할 수 있다. Fig. 10은 Fig. 9와 같은 조건에서 관찰한 유선 분포로서, 흡출관을 제외한 나머지 부분에서는 원활한 흐름을 보이고 있다.

5. 성능 시험

5.1 축소비 결정

설계된 러너가 적용된 프란시스 수차의 수력학적 성능을 알기 위해 축소 모델 시험을 수행하였다. 원형 수차와의 유사성을 유지하기 위하여 비속도가 동일하게 유지되도록 상사하였다. 축소 모델 설계는 모델 시험 관련 국제 규격인 IEC 60193⁽⁸⁾에 따라 축소비를 결정하였다. IEC 60193에서는 축소 모델이 갖춰야할 최소한의 기준 직경 및 레이놀즈수를 명시하고 있다. 프란시스 러너에서는 기준 직경을 러너의 토출경으로 한다. IEC 60193에서는 프란시스 러너의 기준 직경이 최소 250 mm 이상이어야 하고, 시험 낙차는 최소 10 m, 레이놀즈수는 최소 4×10^6 이상의 조건에서 시험할 것을 권고하고 있다. 원형 러너의 토출경은 2,546 mm이므로, 최소 기준 직경인 250 mm 조건을 만족시키려면 축소비는

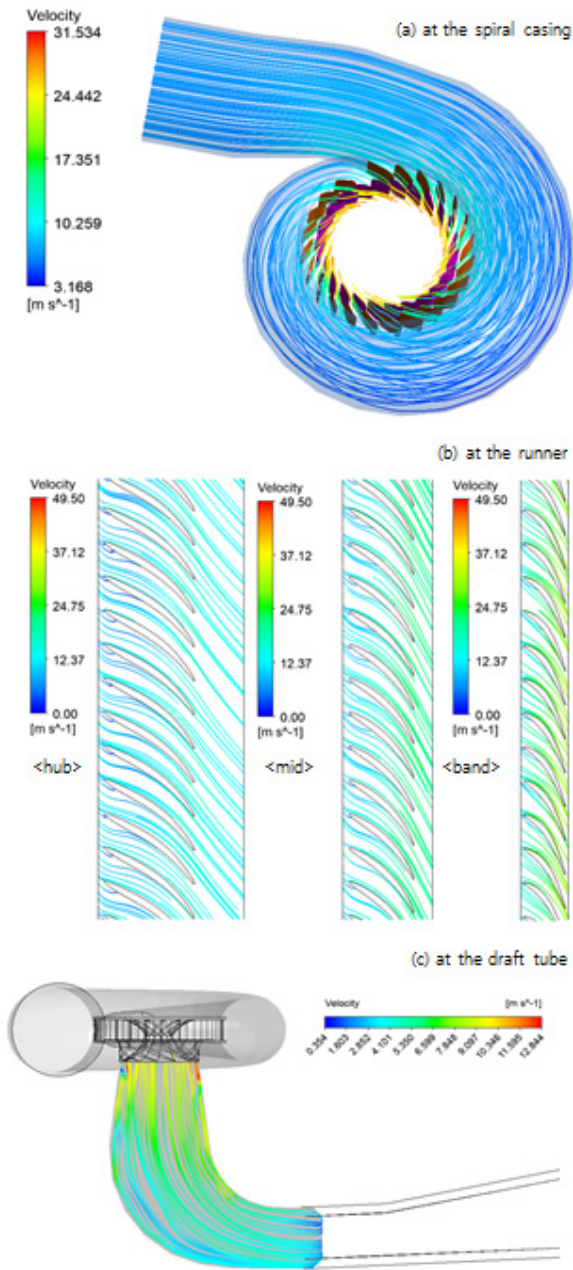


Fig. 10 Streamlines at rated power

1/10 이상이 되어야 한다. 본 연구에서는 기준 직경을 254 mm로 하여 1/10의 축소비로 제작하였다. Table 2는 축소 모델 수차의 제원 및 시험 조건을 나타낸 것이다.

Fig. 11은 축소 모델의 구성 도면이다. 24개의 안내깃을 동시에 조절할 수 있도록 링크시스템을 설계 제작하였다.

Fig. 12는 1/10 축소비로 제작된 부속품들이다.

5.2 측정 변수

수차의 효율을 알려면 낙차와 유량, 출력을 측정해야 한다. 낙차는 수차 입구와 출구 사이의 전압력 차이로 알 수 있다. 전압력은 정압력과 동압력을 합산하여 산출하였다. 정압

Table 2 The specifications of scale-downed model turbine

Term	Value	Remark
Scale ratio $\left(\frac{D_m}{D_p}\right)$	0.1	$D_m = 255 \text{ mm} (\geq 250 \text{ mm})$
Head ratio $\left(\frac{H_m}{H_p}\right)$	0.25	$H_m = 23.75 \text{ m}$
Rated power	64.5 kW	$P_m = P_p \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{3/2} \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^2$
Rated speed	1,285 rpm	$N_m = N_p \left(\frac{P_m}{P_p}\right)^{-1/2} \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{5/4}$
Specific speed	197 m-kW	$Ns = \frac{N_m \sqrt{P_m}}{H_m^{5/4}}$
Reynolds number	4.34×10^6	$Re_m = \frac{U_m D_m}{\nu} (\geq 4 \times 10^6)$
Specific hydraulic energy	233 J/kg	$E_m = gH_m (\geq 100 \text{ J/kg})$

력은 압력계를 이용하여 직접 측정하였고, 동압력은 측정된 유량을 유로 면적으로 나눈 평균 유속을 제공하여 산출하였다. 수차의 출력은 토크와 회전수의 곱으로 산출하였다.

측정 계측기들은 KOLAS 인증을 보유하고 있는 기관으로부터 검교정을 획득하였다. 정압력은 압력 트랜스미터로 측정하였으며, 불확실도(f_H)는 $\pm 0.1\%$ 이다. 유량은 벤츨리 유량계로 측정하였으며, 불확실도(f_Q)는 $\pm 0.2\%$ 이다. 토크와 회전수는 토크미터를 통해 측정하였으며, 토크의 불확실도(f_T)는 $\pm 0.1\%$, 회전수의 불확실도(f_n)는 $\pm 0.01\%$ 이다. 효율은 직접 측정되는 것이 아니라, 측정 변수들로부터 계산되는 값이기 때문에 조직적 불확실도를 구해야 한다. 산출된 효율의 불확실도(f_η)는 식(13)으로부터 $\pm 0.25\%$ 가 된다.

$$f_\eta = \pm \sqrt{(f_H^2 + f_Q^2 + f_T^2 + f_n^2)} = \pm 0.25\% \quad (13)$$

5.3 성능 시험

Fig. 13은 축소 모델이 장착된 시험 설비의 모습이다. 수차 상부에 250 kW급 펌프를 설치하여 낙차를 형성하였다. 발전기에서 생성된 전기는 부하기의 저항에 의해 열로 변환되도록 하였으며, 부하기의 저항을 조절하여 출력량을 제어하였다. 성능 시험은 플랜트 토마수인 0.1258에서 수행하였다.

시험 조건에서 측정된 표준 편차는 측정 환경의 유동 안정도를 나타낸다. IEC 60193에는 이에 대한 제한치를 두고 있다. 정격점에서 측정된 표준 편차는 회전수의 경우 $\pm 0.14\%$, 유량은 $\pm 0.44\%$, 토크는 $\pm 0.41\%$, 압력은 $\pm 0.25\%$ 로서, IEC 60193에서 허용하는 기준을 모두 만족하였다.

축소 모델에서 산출된 성능으로 원형 수차의 성능을 환산할 수 있는데, IEC 60193의 환산법에 따라 환산하였다.

Fig. 14는 환산된 원형 수차의 Hill 선도이다. Fig. 14의 가

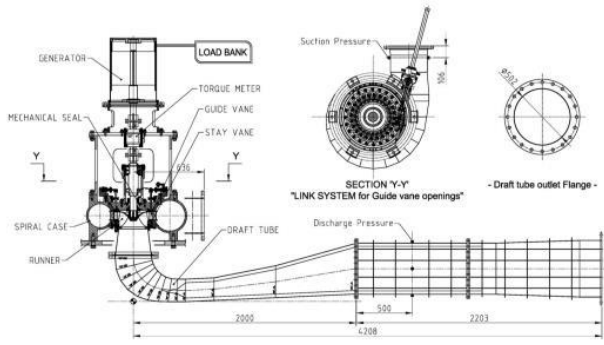
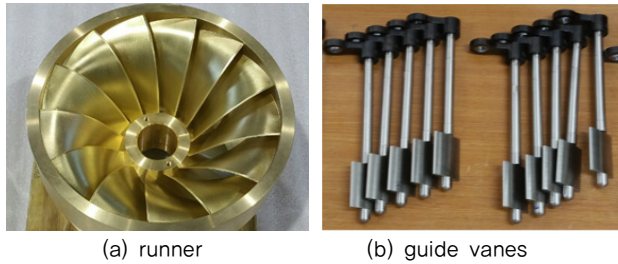


Fig. 11 Drawing of model turbine



(a) runner

(b) guide vanes



(c) spiral casing

(d) draft tube

Fig. 12 Components for model turbine

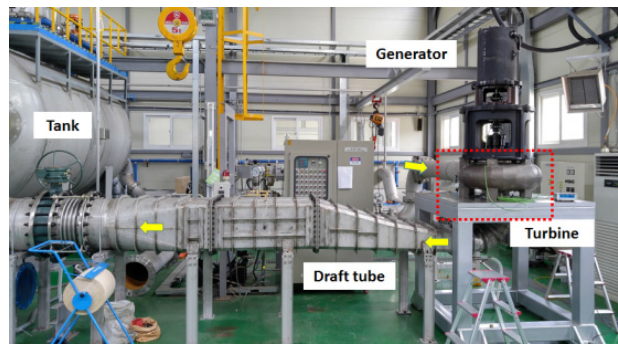


Fig. 13 Test rig for model turbine

로축은 원형 수차의 낙차이며, 세로축은 원형 수차의 유량이 다. Fig. 14에는 세 개의 등고선이 표시되어 있는데, 검은색은 효율이며, 파란색은 출력, 붉은색은 안내깃의 개도이다. 설계 목표는 식(5)로부터 정격 낙차 95 m에서 정격 출력은 43 MW, 효율은 95.5%이다. Fig. 14를 보면 낙차가 95 m에서 43 MW의 출력이 나올 때의 효율은 95.2%이다. 설계된 수차의 성능은 설계 목표 대비 0.3%의 효율 차이가 나타났다. 이는 효율의 측정 불확도 범위에 근접하는 결과이다. 식(5)에서 유량 변화

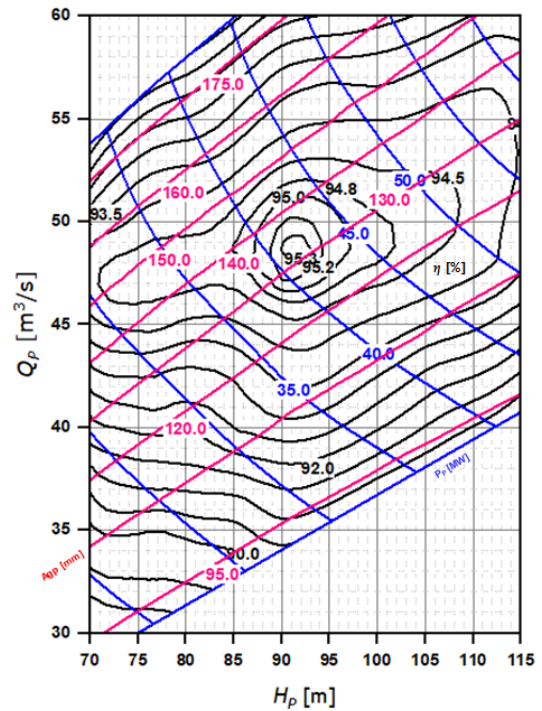


Fig. 14 Hill chart

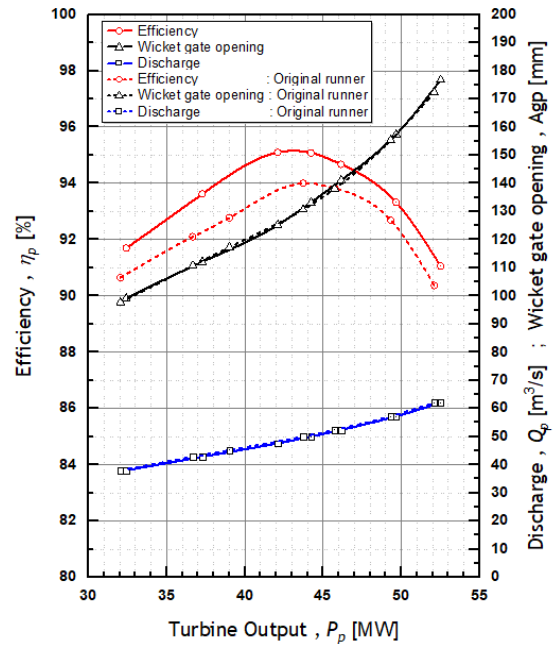


Fig. 15 Efficiency curve at rated head

에 따른 안내깃의 개도의 영향을 반영한 손실 계수를 사용한다면, 오차 범위를 더욱 감소시킬 수 있을 것으로 생각된다.

설계된 수차의 최대 효율은 95.3%로 나타났다. 기존 수차의 최대 효율은 94%로서, 최고 효율은 기존 대비 1.3% 향상되었다. Fig. 15는 정격 낙차 95 m일 때의 성능만을 간추린 곡선이다. 낙차가 95 m로 고정된 상태에서 출력에 따른 효율 및 안내깃의 개도, 유량의 변화 추이를 보여주고 있다.

6. 결 론

국내에서 설치 운용 중인 중규모 프란시스 수차의 효율적인 운용을 위해 과거의 운용 실적을 분석하여 정격 운전점을 재조정하였다. 조정된 운전점에 적합한 프란시스 러너를 설계하였으며, 이를 위해 적용한 설계 방법을 소개하였다.

본 연구에서 제안한 설계 방법을 검증하기 위해 축소 모형 시험을 수행하였다. 성능 시험을 통해 설계 목표와 설계 결과를 비교한 결과, 0.3%의 효율 편차 이내에서 잘 일치하였다. 이를 통해 본 연구를 통해 제안된 설계 방법의 타당성 및 정확성을 입증하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 에너지기술개발사업 “50MW급 프란시스 수차 러너 기술개발 및 실증” 과제의 연구비 지원에 의해 수행되었다.

Reference

- (1) 주원구, 우성우, 진형태, 전상규, 최재호, 양상호, 김경수, 이명희, 최범석, 최영석, 양훈철, 2011, 온실가스감축기술 전략로드맵 2011, 한국에너지기술평가원.
- (2) 전윤홍, 2016, “국내 최초 15 MW급 프란시스 수차 개발,” 전기의세계, 65권, 9호, pp. 27~32.
- (3) Kim, Y. J., Tak, S. H. and Choi, J. W., 2015, “50 MW급 프란시스 수차 러너 기술개발 및 실증,” Proceedings of the KFMA Annual Meeting, pp. 37.
- (4) Oh, H. W. and Yoon, E. S., 2007, “Application of computational fluid dynamics to performance analysis of a Francis hydraulic turbine,” Proc. IMechE, Vol. 221, Part A: J. Power and Energy, Vol. 221, pp. 583~590.
- (5) Lee, J. Y., Son, S. W. and Choi, Y. D., 2011, “CFD Analysis on the Internal Flow Instability of Hydro Turbine Draft Tube,” Proceedings of the KFMA Annual Meeting, pp. 679~680.
- (6) Jeon, Y., Kim, C., Park, S., Choi, Y. and Kim, Y., 2013, “Effect of Blade Thickness Variation of Francis Turbine Runners on the Hydraulic Performance,” Proceedings of the KIEE Annual Meeting, pp. 292~294.
- (7) Kim, S., Kim, Y., Choi, Y., Lee, K., Ahn, I., Cho, Y. and Kim, J., 2018, “Effect of a Leakage Wall on Hydraulic Performance of Spiral Casing Tongue in a Francis Hydro Turbine,” The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 21, No. 1, pp. 5~12.
- (8) IEC 60193 Ed. 2.0 b: 1999, “Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump Turbines – Model acceptance Tests,” American National Standards Institute (ANSI), New York.