

프란시스 터빈의 설계조건 변동에 따른 수력학적 특성해석 Analysis of Hydraulics Power Characteristics According to Changable Design Conditions for Francis Turbines

김옥삼 · 최주석 · 김일수

O. S. Kim, J. S. Choi and I. S. Kim

Key Words : Francis Turbine(프란시스 터빈), Changable Design Conditions(설계조건 변동), Hydrodynamics (수력학) Characteristics analysis(특성해석)

Abstract : Among many other alternative energy resources, small scale hydropower has been brought into attention as a reliable source of energy today, which had been relatively neglected since 1960s. Present low head of Francis turbines and small scale hydroturbines, however, have limitations in the minimum required head and flow rate for efficient operation.

This study attempts to develop the Francis turbine which is expected to run efficiently even in very low head and small flow rate, so that the limitations on the conventional small scale hydropower could be alleviated and competition with other alternative energy sources in the changable design conditions could be attained. The Francis turbine of a new concept was designed based on changable design conditions, hydrodynamics and theory of power transmission. The result of the study shows that two stages runner is more efficient, cheaper in construction, faster responding, and easier maintaining than single stage runner of Francis turbine

1. 서 론

선진국에서는 풍부한 화석에너지를 보유, 생산하고 있음에도 일찍부터 대체에너지 개발에 관심과 투자를 계속하였다. 일본의 경우 유가가 한창 떨어져 있던 2000년도에 이미 대체에너지의 비중이 전체에너지 이용의 6%를 넘었으며, 자원부국인 미국도 12%가량을 유지하였다. 우리나라의 경우 과학기술계의 추산에 따르면 태양열 풍력 등의 대체에너지 활용도는 극히 미약한 실정으로, 전체 에너지 소비량 가운데 대체 에너지원 비중이 0.3%에 불과한 사실이 이를 단적으로 증명해준다. 대체 에너지원으로 수력발전은 화석에너지원의 이용기술에 비해 단순성, 신뢰성, 경제성 등이 탁월하고 공해 없는 청정 에너지원인 장점이 있다. 최근 세계적으로 터빈 설계기술의 향상 및 성능 향상, 그리고 높아가는

석유 가격으로 인해 수력발전이 충분한 경쟁력¹⁾을 갖게 되었다. 그 가운데 프란시스 터빈의 장점²⁾은 재생 에너지를 이용한다는 점과 환경오염이 없고, 단기간 내에 계획수립 및 플랜트 설비가 가능하다는 점이다. 더불어 다각적인 수자원의 이용(농업용수, 어류보호 등)이 가능하고, 수해예방에도 도움이 되며, 열기관이 아니므로 수명이 길고, 고장이 적다는 유리한 점도 있다.

통상, 프란시스 터빈 성능평가³⁾는 실험을 통하여 이루어지지만, 성능개선을 위한 설계조건 변동을 제작과정에서 수행하는 것은 현실적으로 불가능하다. 이러한 측면에서 수치해석용 프로그램을 통한 터빈의 성능 및 개선사항을 검토^{4), 5)}해보는 것도 경제적 측면에서 좋은 방안이라 하겠다.

여기에서는 소수력 발전용 프란시스 터빈에 대해 안내깃 유출각, 안내깃 수량, 낙차(유입속도), 러너의 휨 정도에 따른 수력학적 특성 등을 분석하여, 향후 효율적인 프란시스 터빈 개발에 기여하는 모델의 유동학적 특성에 대한 정량적인 기초 설계 데이터를 마련하고자 한다.

접수일 : 2005년 5월 7일
김옥삼(책임저자) : 여수대학교 기계공학전공
E-mail : kos@yosu.ac.kr, Tel : 061)659-3284
최주석 : 목포대학교 대학원
김일수 : 목포대학교 기계공학전공

2. 설계조건의 수치해석

프란시스 터빈의 설계조건 변동에 따른 수력학적 특성을 해석⁶⁾하기 위해 다음과 같이 비압축성 3차원 정상 유동에 대한 연속방정식, 운동량 방정식, $k-\epsilon$ 난류 모델 및 MRF(moving reference frame) 방정식을 사용하였다. \tilde{u} 는 변위벡터, \tilde{v} 는 속도벡터, \tilde{w} 는 각속도 벡터 그리고 $\bar{\rho}$ 를 밀도라고 할 때 연속방정식은

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{u}_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{w})}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

식과 같으며 운동량 방정식은

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \right. \\ &\quad \left. - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} - \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i \right] + \rho b_i \end{aligned} \quad (3)$$

이다. 표준 k- ϵ 난류모델 중 k -방정식은

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{u}_j k) &= \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] &+ G_k - C_D \rho \epsilon \end{aligned} \quad (4)$$

식이며 ϵ -방정식은 아래와 같이

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \tilde{u}_j \epsilon) &= \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right] &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right] + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right] &+ \frac{\epsilon}{k} (C_1 G_k - C_2 \rho \epsilon) \end{aligned} \quad (5)$$

식으로 구성된다. 이때 C_1, C_2, C_μ, C_D 의 값들과 사용된 난류 모델상수는 Table 1이다.

Table 1 Turbulent constant

C_1	C_2	C_3	C_μ	C_D	σ_k	σ_ϵ
1.44	1.92	1.0	0.09	1.0	1.3	1.0

와류 점성계수(eddy viscosity coefficient)는 Prandtl-Komogrov 관계식을 사용하였고, k, ϵ 은 각각 단위 질량당의 난류 운동 에너지와 난류 운동 에너지 소멸율을 나타낸다. 윗 식에서 $G_k, \mu_t, \mu_{eff}, \theta$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} G_k &= \mu_t \left[2 \left\{ \left(\frac{\partial \tilde{u}}{\partial x} \right)^2 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \tilde{w}}{\partial z} \right)^2 \right\} + \left(\frac{\partial \tilde{u}}{\partial y} + \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial z} + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \tilde{w}}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{u}}{\partial z} \right)^2 \right] \\ &\quad - \frac{2}{3} \theta (\mu_t \theta + \rho k) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\mu_t = \frac{C_\mu \bar{\rho} k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (8)$$

$$\theta = \frac{\partial \tilde{u}}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{v}}{\partial y} + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial z} \quad (9)$$

MRF방정식(moving reference frame equation)은

$$\vec{v}_r = \vec{v} - (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (10)$$

식과 같다.

3. 해석모델 시뮬레이션 결과고찰

3.1 해석모델 시뮬레이션 방법

소형 프란시스 터빈의 시뮬레이션 수치해석을 위해 Fig. 1과 같이 모델을 준비하였다. 케이싱, 안내깃, 회전차, 흡출관으로 단순화하여, 해석코드인 FLUENT에서 비균일 격자법으로 대략 800,000개의 격자(grid)로 구성하였다.

먼저 수력학적 특성을 파악하기 위해 유입속도와 안내깃의 유출각이 일정할 때 회전차의 휨 정도가 회전차의 모멘트에 미치는 영향을 분석하였다. 회전차가 회전하는 상황에서 유동상태를 분석하기 위해 케이싱, 회전차, 흡출관 3개의 영역으로 나누어 각각 메쉬 제너레이션을 한 후 미끄럼 격자 기법을 사용하여 하나의 모델로 만들었다. 이는 회전차의 회전에 따른 유동을 분석하기 위해 회전차는 고정되고 물이 회전차 반대 방향으로 회전하는 상대속도 개념을 도입하여 해석하였기 때문이다. 이러한 상대속도 개념을 도입하여, 설계조건에서의 유동 상태와 설계조건이 개선된 상황에서의 유동 상태를 검토하였다.

3.2 회전차 날개의 힘에 따른 수력학적 특성

회전차 날개 런너의 비틀림 각도는 Fig. 2처럼 단 순화하게 형상화하였다. 대형 터어빈의 경우 회전차 의 날개가 아래방향으로 내려갈수록 휘어진다.

이러한 소형 프란시스 터어빈에 대해 날개의 휨 정도에 따른 수력학적 특성을 Table 2과 같은 조건 에서 검토하였으며 터어빈 블래드의 휨 형상은 Fig. 3과 같다.



Fig. 1 Three part of Francis turbine and grid system

Table 2 Conditions for twist angle of runner

No. of blade	Blade angle	Inlet velocity	Runner twist angle
16	50	4.69 (0.36)	0 to 30(step 5)

회전차 날개의 휨 각도에 따라 유효 낙차와 이론 출력의 변화는 Fig. 4와 같이 큰 차이를 보이지 않았다. 유량이 일정하게 유지되기 위한 유효 낙차의 차이는 휨 각이 30도인 경우가 0도인 경우보다 대략 14cm 정도 높았고, 이론 출력은 30도인 경우가 1.43kw, 0도인 경우가 1.38kw로 회전차 날개를 30도로 휨 경우가 휘지 않은 경우에 비해 출력이 약 3%정도 향상되었다. 그러나 회전차에 전달되는 회전력의 영향은 30도인 경우 125kgf-m, 0도인 경우가 110kgf-m로 회전차 의 날개가 휘어진 경우 12%의 성능향상을 나타내었다. 회전차에 작용하는 회전력이 향상되었다는 것은 프란시스 터어빈의 수력학적 손실을 줄여서 효율을 향상시킬 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 2 Principle of twist angle

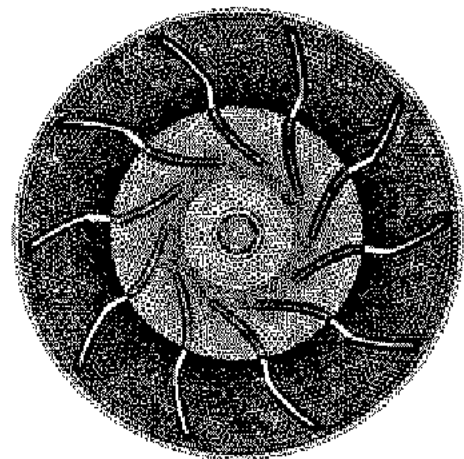


Fig. 3 Twist shape(angle : 0 to 30) of runner

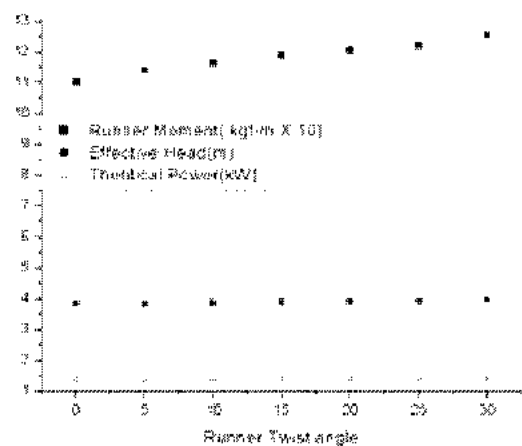


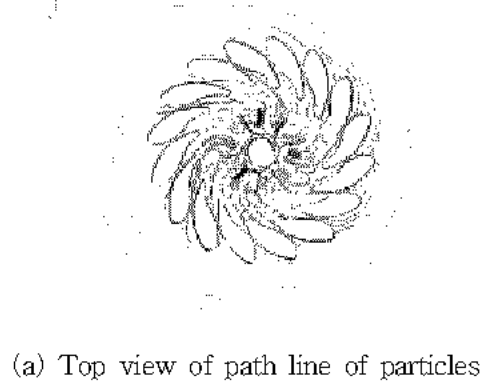
Fig. 4 Hydraulic characteristics for twist angle of runner

3.3 설계조건 변동에 따른 유동 상태

회전차의 회전상태에서 터어빈의 유동을 분석하

기 위해 프란시스 터빈을 케이싱과 런너의 2개 부분으로 분할하여 각각 모델링 하였다. 이를 해석 코드인 FLUENT에서 다시 하나의 모델로 결합하여 계산을 수행하였다. 이는 회전차 모델 부분에서 물의 유동에 따른 회전차 날개의 회전 현상을 상대속도 개념을 도입하여 회전차의 날개가 회전하는 반대방향으로 회전차 날개부의 물이 유동하는 것으로 설정해 줌으로서 다른 부분의 물에는 영향을 주지 않으면서 회전차 부에 회전현상을 구현할 수 있는 방법이다. 설계조건에서의 회전차 날개의 회전을 포함한 유동현상을 파악한 그림이 Fig. 5이다. (a)그림은 물의 입자 유동의 궤적을 추적한 그림으로서 큰 와류가 발생하지 않으며, 흡출관 하부로 내려갈수록 물이 수직으로 잘 배출되고 있음을 보여준다 (b) 그림은 정적압력과 비속도 벡터분포도로서 안내깃의 후류에서 발생한 와류는 회전차의 날개부에 유동속도의 저하를 가져온다는 것을 나타낸다. 이러한 현상은 설계공정을 안내깃의 후미 처리를 날카로운 형상을 취하지 않은 결과이다. 이런 문제점을 제품의 운용 측면에서 해결하는 방안으로 안내깃의 유출각을 회전차 유입부의 원주방향이 되도록 조절하는 방법이 있을 수 있을 것이다.

Fig. 6은 현재의 설계조건을 변동시켜 수행한 해석결과 모델의 유동상태를 분석한 그림이다. 안내깃의 수를 12개로 줄이고 유출각을 62도로 회전시켜 유출 유동이 회전차의 원주 방향에 유사하게 형성되도록 구현하였으며, 회전차의 날개를 상부에서 하부로 30도의 휨 각을 가지고 있는 모델이다. (a)그림에서 물의 궤적을 파악하면 안내깃 수가 16개, 유출각이 50도인 Fig. 5보다 회전차의 날개부에 물의 유입이 강하지만, 회전차 날개의 휨 각 영향으로 회전차 출구부에서 설계조건에 비해 큰 와류가 발생하지만 흡출관을 빠져나오며 수직으로 배출되고 있음을 보여준다. (b)그림은 개선된 설계조건들을 적용하여 보다 효율적인 프란시스 터빈의 정적압력과 비속도 벡터분포를 나타내고 있다. Two stage runner 안내깃의 유출각이 원주방향을 향하고 있으므로 후미 모서리에 의해 발생하는 와류가 곧 소멸되어 single stage runner 회전차 날개에 미치는 영향이 작음을 알 수 있다. 따라서 회전차 날개에 유입되는 유속의 흐름이 빠르고 또한 물의 회전차 날개로의 유입방향이 single stage runner에 비하여 two stage runner가 수직에 가까우므로 회전력과 터빈 효율이 증가할 것으로 예측된다.

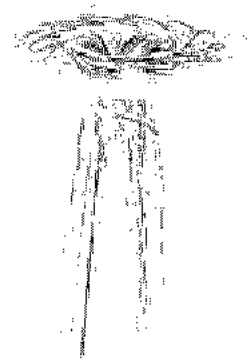


(a) Top view of path line of particles



(b) Overlay of static pressure & relative velocity vector

Fig. 5 Flow profiles with design conditions



(a) Front view of path line of particles



Fig. 6 Flow profiles with improvement of changable design conditions

4. 결 론

케이싱의 유입직경이 100mm로 설계된 소형 프란시스 터빈의 수치 해석적 방법으로 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

회전차 날개의 휨 각도에 따라 유효 낙차와 이론 출력의 변화는 큰 차이를 보이지 않았다. 이론 출력은 회전차 날개를 30도로 휨 경우가 휘지 않은 경우에 비해 출력이 약 3%정도 향상되었다. 프란시스 터빈의 안정적 효율증가 방안은 안내깃의 수와 유출각을 조절하여 물의 흐름 방향이 회전차의 원주방향으로 형성될 때 가장 효율적으로 파악되었다. Two stage runner 후미 모서리에 의해 발생하는 와류가 곧 소멸되어 single stage runner 회전차 날개에 미치는 영향이 작음을 알 수 있었고 회전차 날개에 유입되는 유속의 흐름이 빠르고 또한 물의 회전차 날개로의 유입방향이 수직에 가까우므로 회전력과 터빈 효율이 증가할 것으로 예측된다. 또한 회전차의 상부와 하부의 휨 각을 주어 물과의 접촉 면적을 늘려줌으로서 회전력 향상에 의한 터빈 효율의 증가를 기대할 수 있다.

후 기

이 논문은 산업자원부에서 시행하는 대학전력연구센터육성사업에 의해 작성되었습니다.

참고문헌

1. C. H. Lee and W. S Park, 1997, "Methodology of Feasibility Assessment for Small Hydro Power Sites and its Application", ISES 1997 Solar World Congress. pp. 154-159
2. Giorgio Bagliani, 1984, "Small Turbine Model Testing", 1st Int'l Conference on Small Hydro, Singapore, session III, pp 136-146
3. C. Ozgui, G. K. Nathan, 1971, "A study of Contra rotating Turbines Based on Design Efficiency", J. of Basic Engineering, pp 20-23
4. L. C. Wang, R. Hethering, A. Gouals, 1983, "The Calculation of Deviation Angle in Axial Flow compressor Cascades", J. of Engineering for Power, Trans. ASME, Vol 105, pp 136-145
5. Marcus E. M. G. Oledal, 1997, "Interaction between Vortex Breakdown and Vortex Core Cavitation around a Hydraulic Delta Vortex Generator", FEDSM97-3263,
6. M. Rubin, R. W. Miller, W. G. Fox, 1965, "Driving Torques in a Theoretical Model of Turbine Meter", J. of Basic Engineering, pp. 1643-1653