

양수발전용 펌프터빈 해석기법 정립에 관한 연구

서준원^{**}, 김승준^{****}, 김진혁^{****}, 양현모^{*}, 주원구^{**}, 황태규^{****}, 이강희^{****}
쉬레스트 우즈왈^{*****}, 천쯔무^{*****}, 조현규^{*****}, 최영도^{*****}, 박준관^{*****}, 최영석^{*,***†}

Establishment of Numerical Analysis Method of Pump-Turbine for Pumped Storage

Jun-Won Suh^{**}, Seung-Jun Kim^{****}, Jin-Hyuk Kim^{****}, Hyeon-Mo Yang^{*}, Won-Gu Joo^{**},
Tae-Gyu Hwang^{****}, Kang-Hee Lee^{****}, Ujjwal Shrestha^{*****}, Zhenmu Chen^{*****}, Hyunkyoo Cho^{*****},
Young-Do Choi^{*****}, Jungwan Park^{*****}, Young-Seok Choi^{*,***†}

Key Words : Pumped-Storage Hydro Power Plants(양수발전소), Hydraulic Performance(수력학적 성능), Numerical Analysis(수치해석),
Grid system(격자계), Turbulence model(난류모델), Interface condition(경계면조건), Performance Validation(성능검증)

ABSTRACT

This research aimed to establish a numerical analysis method for use in commercial CFD packages to evaluate a pump-turbine with different guide vane openings. Additionally, this study proposed an appropriate numerical method to investigate flow characteristics. A three-dimensional steady-state Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equation was solved to evaluate the internal flow characteristics in the turbine mode. A combination of a grid system, turbulence model, interface position, and interface condition is crucial for the effective prediction of the hydraulic performance of the pump-turbine. The reliability of the numerical analysis method was demonstrated by comparing numerical and experimental results. The error range of the reliability verification of the frozen rotor and stage average was approximately 1.5% -2.5% at the design flow rate. Overall, the numerical results indicated a high predictive power with high reliability within the operating range.

1. 서 론

양수발전시스템은 전력수요가 낮은 경부하 시간대에 계통 전력을 이용하여 하부 댐의 물을 펌프를 가동하여 상부 댐으로 이송시킴으로서 계통의 여유에너지를 저장한 후, 전력수요가 높은 첨두부하 시간대에 방수하여 터빈으로 발전하는 시스템이다.^(1~3) 양수발전용 펌프터빈은 관내 유수를 이용하여 작동하는 유체기계로서 국부적인 압력강하에 의한 캐비테이션 현상이 수반되며, 기동/정지(start-up/stop), 무구

속 속도(speed no load), 계통 탈락(load rejection), 가변 출력(variable output)와 같은 다양한 천이현상들이 발생한다. 그러므로 성능 및 신뢰성 향상을 위한 천이현상 운전상태 파악 및 설비 문제발생시 체계적인 기술지원을 위한 대책을 수립하는 것이 중요하다.^(4~5)

국내 양수발전은 1980년에 청평 양수발전소가 준공된 이래로 총 7개의 양수발전소에서 4.7GW의 설비용량으로 운용되고 있다. 최근 들어서는 정부정책에 의해 신재생에너지 비중의 증가로 전력계통의 출력변동성이 지속적으로 증가될

* 한국생산기술연구원 열유체시스템그룹(Thermal & Fluid System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology)
** 연세대학교 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Yonsei University)
*** 과학기술연합대학원대학교 청정공정 및 에너지시스템공학 전공(Industrial Technology (Green Processes and Energy System Engineering), Korea University of Science and Technology)
**** 한국조선해양기자재연구원(Fusion Energy Team, Korea Marine Equipment Research Institute)
***** 목포대학교 대학원 기계공학과(Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Mokpo National University)
***** 목포대학교 기계·신소재공학과(Department of Mechanical and Materials Engineering, Mokpo National University)
***** 한국수력원자력(주) 중앙연구원(Hydropower Design & Technology Group, Korea Hydro & Nuclear Power Co. Ltd)
† 교신저자, E-mail : yschoi@kitech.re.kr

것으로 예상되며 이를 보완하기 위한 3개소의 양수발전소가 추가될 예정이어서 양수발전시스템의 중요도가 지속적으로 증가하고 있다.

하지만, 현재 국내 양수발전용 펌프터빈은 설계기술 부족으로 양수발전 주기설비 전량을 외산에 의존하고 있으며, 이로 인해 터빈의 동적성능에 큰 영향을 주는 천이구간에서의 운전상태파악 및 설비 문제발생시 체계적인 기술지원이 부족한 실정이다.

본 연구는 이를 해소하고자 양수발전용 펌프터빈 이상 및 천이현상 대응 유동특성 예측기술개발 연구의 일환으로 수행되었다. 범용의 비속도를 갖는 양수발전용 펌프터빈을 설계하여 유동장을 확보하고 수치해석 수행시 발생할 수 있는 변수조건이 출력 값에 미치는 영향분석을 통해 해석기법을 합리적으로 결정하고 일관성 있게 표준화하고자 한다.

2. 양수발전시스템 사양

양수발전시스템은 잉여전력을 이용하여 상부댐에 양수하였다가 필요시 공급가능한 대용량 전력저장의 역할을 수행한다. 뿐만 아니라, 기동정지시간이 짧고 부하변동에 대한 신속대응이 가능하다.

본 연구에 사용된 양수발전용 펌프터빈의 주요 구성품에 대한 삼차원 유동영역은 Fig. 1에 도시하였으며, 주요제원은 Table 1에 나타내었다. 정격 운전 점에서 IEC60193 규격에 따라 식 (1)~(4)을 사용하여 무차원수(비속도, 속도계수, 유량계수 및 동력계수)를 계산하였다.⁽⁶⁾

$$n_{pump} = \frac{n\sqrt{60Q}}{H^{0.75}} \quad n_{turbine} = \frac{n\sqrt{P}}{H^{1.25}} \quad (1)$$

$$n_{11} = \frac{nD}{60\sqrt{gH}} \quad (2)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\sqrt{gH}} \quad (3)$$

$$P_{11} = \frac{1000P}{\rho D^2(gH)^{1.5}} \quad (4)$$

여기서, n , P , H , g , D 및 Q 는 각각 회전속도, 출력, 낙차, 중력가속도, 수차의 대표직경 및 유량을 나타낸다.

3. 수치해석방법

상용 유동해석 프로그램인 ANSYS CFX-18.1을 이용하여 양수발전용 펌프터빈의 해석을 수행하였다.⁽⁷⁾ 내부유동영역은 삼차원 비압축성 정상상태 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 방정식에 의해 유동해석이 수행되었고, 지배방정식은 오일러 기술법 기반의 근사해석 기법인 유한체적

Table 1 Design specifications of pump-turbine

Specific speed [rpm, m ³ /sec, m]	250(pump) / 120(turbine)
Speed Factor	2.91
Discharge Factor	0.065
Power Factor	0.058
Runner Outlet Diameter, m	4.98
Number of Runner Vane	7
Number of Guide and Stay Vane	20

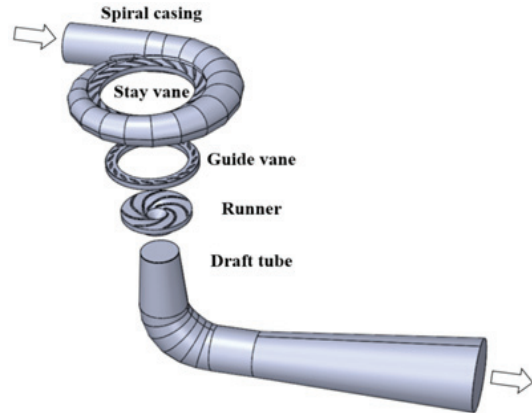
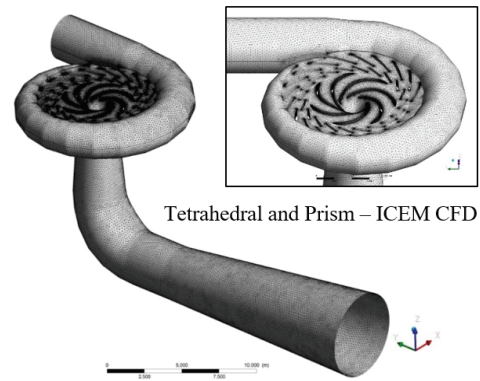
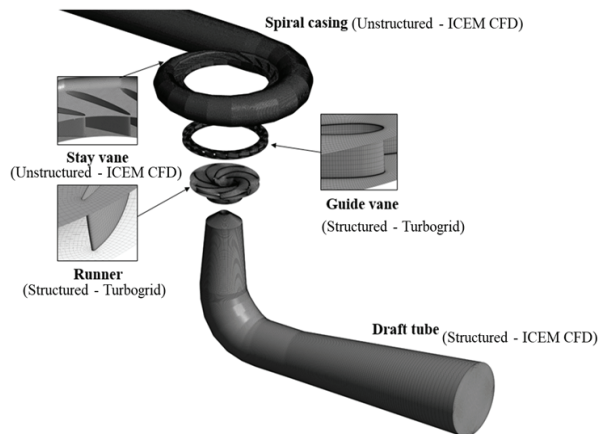


Fig. 1 3D modeling view of a reversible pump-turbine



(a) Unstructured grid system



(b) Hybrid(Unstructured and structured) grid system

Fig. 2 Numerical grids of a reversible pump-turbine

법(Finite Volume Method)으로 이산화 되었다. 일반적으로 성능 예측에 주요한 영향을 미치는 격자는 형상에 따른 생성의 용이성 및 해석의 경제성을 고려하여 비정렬 격자계 혹은 정렬 격자계로 생성한다. 또한, 유동해석을 위한 난류모델은 벽함수를 사용하는 k-ε모델과 벽 근처에서의 해석이 용이한 k-ω모델, 그리고 두 모델의 단점을 보완하여 장점을 살린 k-ω 기반의 SST(Shear Stress Transport)을 유체기계해석에 사용한다.⁽⁸⁾

본 연구에서는 첫째로 격자생성의 용이성을 고려한 비정렬 격자계와 해석의 경제성 및 수렴성까지 고려한 혼합 격자계(비정렬 격자계 및 정렬 격자계)를 난류모델별로 적용하여 해석결과에의 영향성을 파악해보고자 한다. 고 레이놀즈수($Re > 10^6$)를 갖는 유동의 경우 점성 저층(Viscous sublayer)의 직접해석을 통해 얻는 해석의 정확성보다 노드수의 증가에 따른 해석의 비효율적인 측면이 더 크다고 할 수 있다. 그러므로 로그 형태를 기반으로 한 벽함수의 접근법이 유효하려면 벽면 근처에서 격자들의 중심은 로그 법칙층(logarithmic law layer)안에 위치하도록 $y^+ \approx 30-300$ 사이 값을 가져야 한다. 양수발전용 펌프터빈의 성능에 중요한 요소인 러너(Runner)와 가이드 베인(Guide vane)의 경우 $y^+ \approx 100$ 으로 유지하도록 하였으며, 그 외 스테이 베인(Stay vane), 스파이럴 케이싱(Spiral casing) 및 드래프트 튜브(Draft tube)는 $y^+ \approx 150-200$ 사이 값을 가지도록 하였다. Fig. 2는 양수발전용 펌프터빈 모델의 비정렬 격자계 및 혼합 격자계를 도시하였다. 격자의존성 테스트를 위해 비정렬 격자계의 경우 500만, 900만, 1400만 및 1900만개 격자수를 생성하여 성능평가를 수행하였으며, 혼합 격자계의 경우 260만, 390만, 740만 및 980만개 격자수를 생성하여 성능평가를 수행하였다. 측정된 압력강하 값의 변화가 5%이내를 나타내고 해석의 경제성을 고려하였을 때 비정렬 격자계는 1400만, 혼합 격자계는 740만개 격자수를 최종 격자수로 선정해주었다.

해석을 위한 작동유체는 25°C의 물을 설정하여 입구에는 정격수두에 해당하는 전압력(Total pressure) 조건, 출구에는 정압력(Atmospheric pressure) 조건을 부여하였다. 러너에는 정격 회전수 조건을 입력해주었다. 해석 범위는 입구에서 동일한 낙차 조건 일 때, 유량을 조절하는 주요 구성품인 가이드 베인의 개폐도(Guide vane opening)을 조절하여 정격 유량조건 및 탈설계 조건에 대한 해석을 수행하였다. Fig. 3은 가이드 베인 개폐도에 따른 가이드 베인의 형상 및 유동장을 도시화 하였다.

앞선 해석결과를 통해 정립된 격자계와 난류모델을 토대로 러너와 가이드 베인 사이의 길이 및 경계면 조건이 출력값에 미치는 영향을 분석하고자 한다. Fig. 4은 러너와 가이드 베인 사이 경계면의 위치를 정의하는 방법 및 매개변수연구를 위한 위치 조건을 도시하고 있다. 경계면의 위치에 따라서 수력학적 효율을 계산할 때 회전하는 도메인의 면적 변

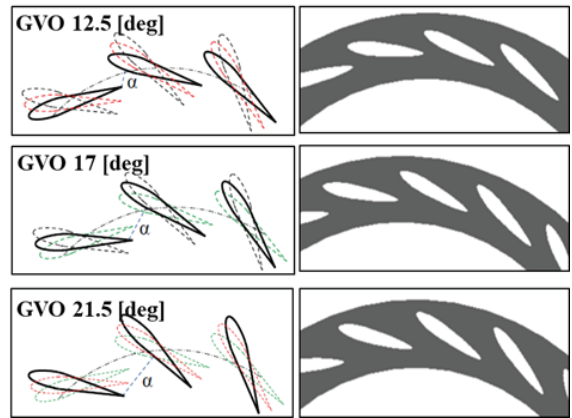


Fig. 3 Various guide vane opening of a reversible pump-turbine

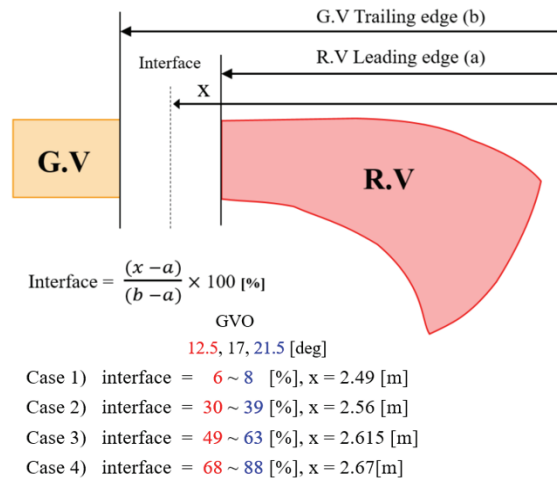


Fig. 4 Position of interface between runner and guide vane

Table 2 Boundary conditions and parametric studies

Boundary conditions	
Inlet	Total pressure (Energy coefficient : 0.117)
Outlet	Static pressure
Guide vane opening	12.5°, 17°, 21.5°
Speed factor	2.91
Wall condition	No-slip, smooth wall
Calculation type	Steady state calculation
Working fluid	Water at 25°C
Parameters of first study	
Turbulence model	k-ε model, k-ω model and k-ω based SST model
Grid system	Unstructured grid system and Hybrid(Unstructured and structured grid system)
Parameters of second study	
Interface condition	Frozen rotor, Stage average
Position of interface between R.V and G.V	Case 1, Case 2, Case 3, Case 4

화에 따라 토크(Torque) 값의 영향을 받을 것이며, 회전하는 도메인과 정지하는 도메인의 사이의 정보를 전달하는 경계면 조건에 따라서도 영향을 미칠 것이다. 경계면 조건으로는 회전하는 러너와 정지상태의 가이드 베인 사이 격자면의 계산 값을 그대로 정지좌표계에 입력 값으로 사용하는 방식인 Frozen rotor 방식과 경계면의 밴드를 통해 플럭스를 원주 방향으로 평균화하여 정상 상태 솔루션을 얻는 Stage average 방식을 적용하여 출력 값에 미치는 영향을 파악하였다. 해석을 위한 전반적인 경계조건 및 매개변수는 Table 2에 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

4.1 격자계 및 난류모델에 따른 영향력 분석

본 연구에서는 수치해석 수행시 발생할 수 있는 변수조건이 출력 값에 미치는 영향을 분석하기에 앞서 펌프터빈의 수력학적 성능을 정량적으로 나타낼 수 있도록 효율을 식 (5) 과 같이 정의하였다.⁽⁶⁾

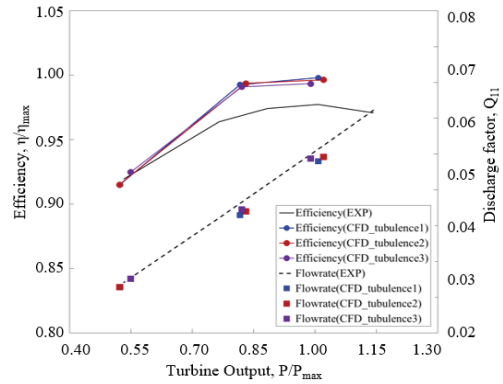
$$\eta = \frac{T\omega}{\rho g QH} \quad (5)$$

여기서, ρ , T 및 ω 는 각각 물의 밀도, 러너의 토크 및 각속도를 나타낸다.

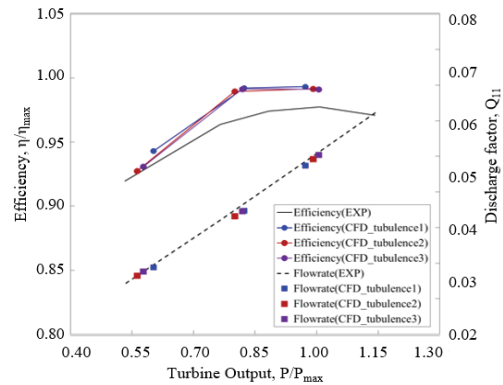
Fig. 5는 비정렬 격자계와 혼합 격자계를 난류모델별로 적용하여 수치해석된 결과와 성능시험의 결과를 비교하고 있다. 비정렬 격자계와 혼합 격자계의 구성이 출력 값에 미치는 영향을 비교한 결과 큰 차이가 없음을 확인 할 수 있었다. 비정렬 격자계의 경우 상대적으로 오차가 크게 발생한 가이드 베인의 개폐도가 12.5° 일 경우 k-ε모델 일 때 0.91의 효율을 나타냈으며, k-ω 기반의 SST모델 일 때 0.92로 0.01 내의 오차를 보였다. 그 외 조건의 경우 0.005 내의 오차를 보였으므로 비정렬 격자계에서 난류모델에 따른 수력학적 성능의 차이는 미비함을 확인하였다.⁽⁹⁾ 추가적으로, Fig. 6(a)를 통해 내부 유동장을 비교한 결과 난류모델별 주요 구성품에서 발생하는 유동의 형태 또한 동일함을 확인하였다. 혼합 격자계의 경우도 비정렬 격자계의 결과와 유사한 경향을 나타내는 것을 확인하였으며, 가이드 베인의 개폐도가 12.5° 일 경우 상대적으로 오차가 크게 발생하였다. k-ε 모델 일 때 0.94의 효율을 나타냈으며, k-ω모델 일 때 일 때 0.924로 약 0.015의 오차를 보였다. 그 외 조건의 경우 0.005 내의 오차를 보였으므로 혼합 격자계에서도 난류모델에 따른 수력학적 성능의 차이는 미비함을 확인하였다. Fig. 6(b)를 통해 내부 유동장을 비교한 결과 앞선 결과와 동일함

Table 3 Number of nodes for main components

Mesh type	Spiral casing Stay vane	Guide vane	Runner	Draft tube	Total nodes
Hybrid	2.3 × 10 ⁶ (Unstructured)	2.1 × 10 ⁶ (Structured)	1.4 × 10 ⁶ (Structured)	1.6 × 10 ⁶ (Structured)	7.4 × 10 ⁶
Unstructured	2.3 × 10 ⁶	2.7 × 10 ⁶	6.5 × 10 ⁶	2.5 × 10 ⁶	1.4 × 10 ⁷

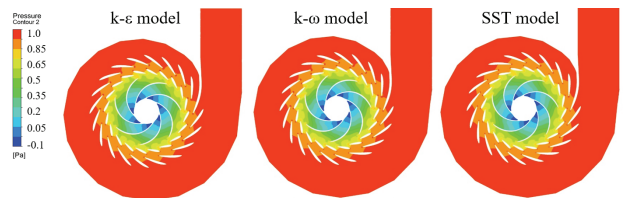


(a) Unstructured grid system

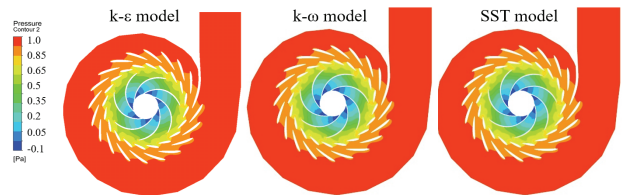


(b) Hybrid(Unstructured and structured) grid system

Fig. 5 Comparison of performance evaluation between grid systems and turbulence models



(a) Unstructured grid system



(b) Hybrid(Unstructured and structured) grid system

Fig. 6 Comparison of pressure distribution on mid-span of grid systems with various guide vane opening

을 확인하였다. 다만, Fig. 6(a)와 (b)의 결과를 비교해보면, 비정렬 격자계의 경우 스테이 베인 후단과 가이드 베인 전단에서 폐색효과에 의해 압력이 급격하게 증가하는 유동 영역이 발달함을 확인하였다. 수차모드일 경우 스파이럴 케이싱을 따라서 스테이 베인, 가이드 베인, 러너 및 드래프트 튜브 순으로 작동유체가 흐르게 된다. 일반적인 유체기계의 유동특성상 비정렬 격자계의 경우 압력이 과하게 예측되었다고 판단되며 이로 인해 하루에 해당하는 가이드 베인 전단에 영향을 미친 것으로 사료된다.

두 격자계에서 난류모델의 영향은 큰 차이가 없음을 확인하였으므로, 이방정식 난류모델(two-equation turbulence model) 모델 중 날개 근처 유동박리 현상 예측에 가장 적절하며 유체기계의 정상상태해석에 통상적으로 사용되는 k- ω 기반의 SST모델을 본 연구에 가장 적합한 난류모델로 선정하였다. 다음으로 해석의 경제성의 측면을 검토하기 위해 주요 구성품별 격자의 노드수를 Table 3에 나타내었다. 비정렬 격자계의 경우 총 1400만 노드수를 가짐을 확인하였으며, 혼합 격자계의 경우 총 740만 노드수를 가진 격자계로 구성되었다. 일반적으로, 자유 흐름영역은 사면체(Tetrahedral) 격자, 경계층 근처에는 삼각주(Prism) 격자로 구성하는 비정렬 격자계는 육면체(Hexahedron) 격자로 구성된 정렬 격자계보다 많은 노드수를 필요로 한다. 두 격자계의 해석결과는 전체 해석 영역에서 0.5% 이내의 오차를 보였으며, 내부 유동장 또한 유사하게 예측하고 있으므로 상대적으로 적은 노드수를 가진 혼합 격자계를 본 연구에 적합한 격자계로 선정하였다.

4.2 경계면 위치 및 조건에 따른 성능 특성 분석

앞서 분석한 격자계 및 난류모델에 대한 결과를 토대로 경계면 위치 및 조건에 따른 영향력을 분석하였다. Fig. 7~9은 경계면 위치 및 조건에 따라 수치 해석된 결과와 성능시험의 결과를 비교하고 있다. 러너와 가장 밀접한 Case 1의 경우에서 부터 점차 회전영역이 증가하여 가이드 베인과 가장 밀접한 Case 4까지 다른 위치를 갖는 경계면들을 Frozen rotor 방법과 Stage average 방법에 따라 총 8가지 조건에 대해 해석을 수행하였다.

Frozen rotor 방법은 조건에 따라서 결과 값의 편차가 가시적으로 크게 발생함을 확인하였으며, Case에 따라 이를 정량적으로 확인해보았다. 가이드 베인의 개폐도가 12.5° 일 경우 Case 1에서 Case 4까지의 효율은 0.927, 0.920, 0.905 및 0.862를 나타냈으며, 약 0.06의 차이를 보임을 확인하였다. 가이드 베인의 개폐도가 17° 일 경우 Case 1에서 Case 4까지의 효율은 0.991, 0.982, 0.9770 및 0.954를 나타냈으며, 약 0.035로 상대적으로 편차가 작게 나타남을 확인하였다. 가이드 베인의 개폐도가 21.5° 일 경우 Case 1에서 Case

4까지의 효율은 0.991, 0.976, 0.951 및 0.868를 나타냈으며, 약 0.11로 상대적으로 편차가 크게 나타남을 확인하였다.

Stage average 방법은 조건에 따라서 결과 값의 편차가 그리 크지 않음을 확인하였으며, Case에 따라 이를 정량적으로 확인해보았다. 가이드 베인의 개폐도가 12.5° 일 경우 Case 1에서 Case 4까지의 효율은 0.956, 0.964, 0.965 및 0.947를 나타냈다. 가이드 베인의 개폐도가 17° 일 경우

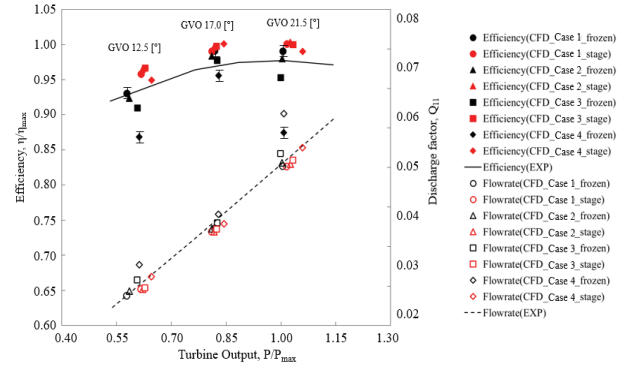


Fig. 7 Comparison of performance evaluation with various conditions

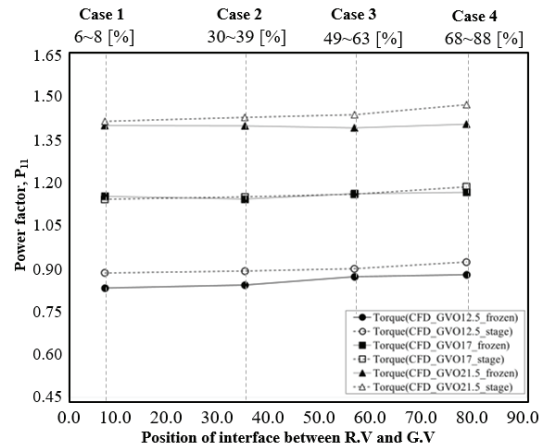


Fig. 8 Torque vs. Position of interface between R.V and G.V

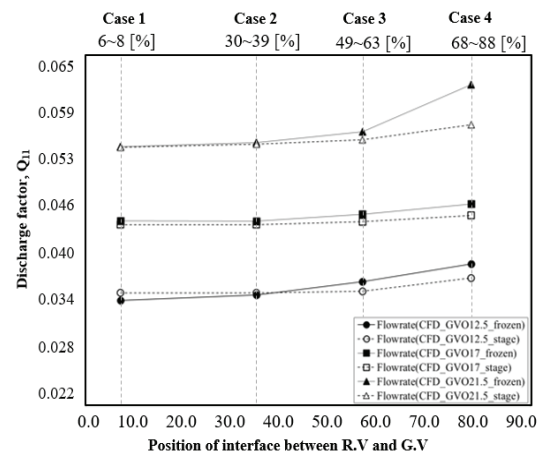


Fig. 9 Flow rate vs. Position of interface between R.V and G.V

Case 1에서 Case 4까지의 효율은 0.991, 0.996, 0.998 및 0.999를 나타냈다. 가이드 베인의 개폐도가 21.5° 일 경우 Case 1에서 Case 4까지의 효율은 0.999, 1.00, 0.998 및 0.99를 나타냈다. 전반적인 가이드 베인의 개폐도에서 Case 1과 Case 4의 차이가 약 0.002로 매우 작은 편차를 보임을 확인하였다.

수력학적 효율의 경우 러너의 토크, 각속도, 작동유체의 밀도, 중력 가속도, 유량 및 수두의 함수로 이루어져 있다. 각속도, 작동유체의 밀도, 중력 가속도 및 수두의 경우 해석 조건에서 일정한 값으로 부여하였기 때문에 러너의 토크와 유량 값이 효율에 영향을 미치는 주요 인자라고 판단할 수 있다. 전반적으로 Case 1에서 Case 4까지 러너의 토크와 유량은 점차 증가하는 경향을 보였으며 특정 조건에서 값의 변화가 크게 나타나는 것으로 파악되었다.

정성적인 분석을 위해 경계면 위치 및 조건에 따른 내부 유동장 분석을 수행하였다. Fig. 10(a)는 Frozen rotor 조건에서 가장 성능의 차이가 크게 나타난 Case 1과 Case 4를 비교한 한 결과를 나타내었다. Frozen rotor 모델은 초기 격자의 위치에 따라 회전좌표계를 정지좌표계로 변형되어 모든 회전좌표계에 적절하게 고려하는 특징을 지니고 있다. Frozen rotor 모델은 회전하는 후류나 러너 전단의 압력 상승과 같은 회전 현상이 동일한 위치에 머무르기 때문에 러너와 가이드 베인 사이의 경계면의 위치에 따른 내부 유동장의 변화 및 경계면 상류와 하류에 영향을 미친다. 러너와 가장 밀접한 Case 1의 경우 스파이럴 케이싱을 따라 가이드 베인까지 발달된 유동이 경계면에 해당하는 위치에서 주속도의 영향을 받아 압력 수준이 바뀌는 것을 확인 할 수 있으며, 경계면의 전·후로 가이드 베인의 개폐에 따라 유동형태의 변화가 생김을 확인할 수 있다. 가이드 베인과 가장 밀접한 Case 4의 경우 스파이럴 케이싱을 따라 가이드 베인까지 발달된 유동이 후단을 지나자마자 주속도의 영향 및 러너의 구조적인 형상에 의해 불균일한 유동이 러너와 가이드 베인 경계면 사이에 생기는 것을 확인 할 수 있다. Case 1과 Case 4는 계산을 통해 도출된 효율의 차이만큼이나 상이한 내부 유동장을 예측하고 있다. 이는, 일반적으로 터빈의 스파이럴 케이싱 및 드래프트 튜브와 같은 비대칭구조의 흐름영역에 사용하는 Frozen rotor 조건은 러너와 가이드 베인의 상대적 위치에 대한 결과의 국부적인 흐름 값 및 민감도에 대한 물리적으로 부적절한 예측 값을 포함한다는 단점에 의해 발생한 것으로 사료된다. Fig. 10(b)는 Stage average 조건에서 가장 성능의 차이가 크게 나타난 Case 1과 Case 4를 비교한 한 결과를 나타내었다. Stage average 모델은 밴드 내의 플릭스를 원주 방향으로 속도를 평균화하고, 플릭스를 하류의 구성 요소로 전송한다. Fig. 10(a)과는 전반적으로 다른 양상의 내부 유동장이 형성된 것을 확인 할 수 있다. Frozen rotor 방식보다 안정된 압력장과 높은 효율을 예측하였으며,

경계면의 위치에 대한 영향은 미비하게 나타나는 것으로 확인되었다. 그러므로 해당 경계면 조건은 러너와 가이드 베인과 같은 주요 구성 요소의 긴밀한 커플링 및 후류 상호 작용 효과가 있는 경우에는 적합하지 않을 수 있으며, 부하를 정확하게 예측하지 못할 수 있기 때문에 최고효율을 나타내는 설계 유량점을 해석하거나 수치최적화를 수행하는데 적합한

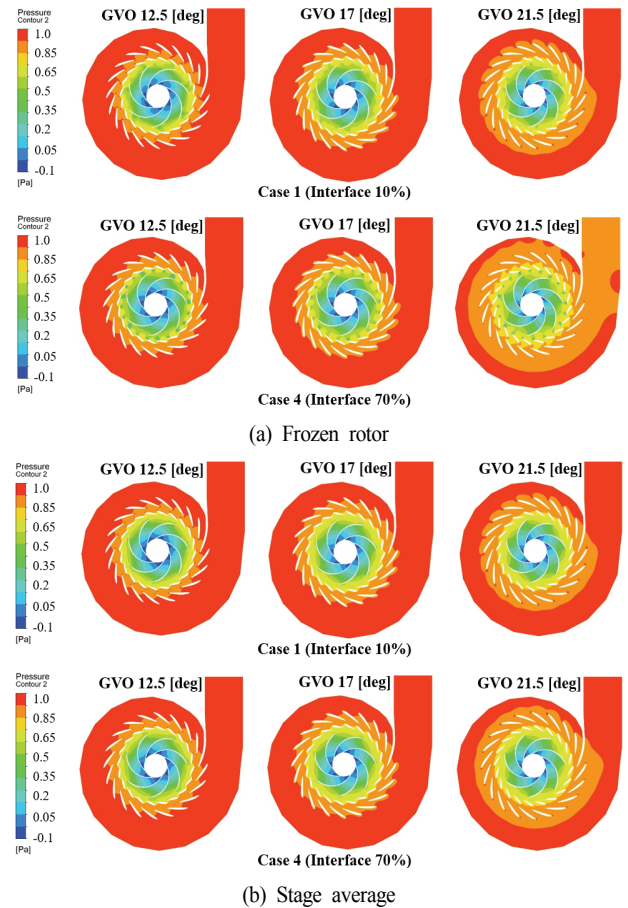


Fig. 10 Comparison of pressure distribution on mid-span of grid systems with various guide vane opening

Meridional direction		U [m/s]	Cm [m/s]	Cu [m/s]	C [m/s]	Wu [m/s]	W [m/s]	Alpha [degree]	
Case 1	Frozen rotor	LE Cut	92.831	11.5992	48.437	50.1331	-44.3941	45.9821	73.7098
	TE Cut	39.9997	13.7496	8.5347	17.1154	-31.4653	34.4782	32.2008	
Stage average	LE Cut	92.831	11.5234	45.5412	47.0462	-47.2899	48.6899	73.0048	
	TE Cut	39.9997	13.5473	6.878	15.8108	-33.1221	35.9831	27.362	

Meridional direction		U [m/s]	Cm [m/s]	Cu [m/s]	C [m/s]	Wu [m/s]	W [m/s]	Alpha [degree]	
Case 4	Frozen rotor	LE Cut	92.8325	12.0648	44.5297	46.3131	-48.3032	49.8403	71.7179
	TE Cut	39.9991	14.3254	5.7662	16.0646	-34.2333	37.2349	21.6055	
Stage average	LE Cut	92.8325	11.7744	45.8715	47.4032	-46.9615	48.4369	73.5117	
	TE Cut	39.9991	13.8383	6.3876	15.7529	-33.6119	36.5581	24.2417	

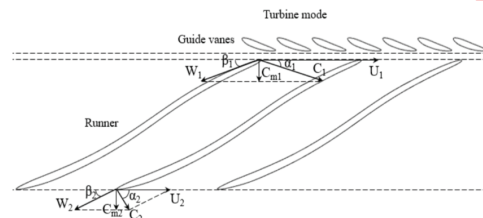


Fig. 11 Velocity triangles at the runner inlet and outlet in generating modes

방법으로 판단된다.

앞서 경계면 위치 및 조건에 따라 분석된 내부 유동장의 결과를 2차원적으로 분석하기 위해 속도삼각형을 Fig. 11에 도시화하였다. 가이드 베인을 지나 러너의 입구와 출구부에서의 속도삼각형은 다음과 같으며, 경계면의 위치 및 조건에 따른 속도성분의 비교를 통해 그 차이를 확인하고자 하였다. 해당 그림은 가이드 베인 개폐도가 17° 일 때 Case 1과 Case 4에서의 Frozen rotor와 Stage average 조건에서 러너의 입구와 출구부의 속도성분을 나타낸다. 내부 유동장 분석을 통해 예측했던 결과와 마찬가지로 Frozen rotor 조건의 경우는 경계면의 위치에 따라서 러너의 입구부로 유입되는 유동각이 약 2° 가량 차이 나는 걸 확인 할 수가 있었으며, 러너를 통과하기 직전 출구부의 속도 성분 또한 약 11° 의 차이가 발생하여 수력학적 성능에 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다. 다만, Stage average 조건의 경우는 러너의 입구부에서 유동각의 차이가 약 0.5° 밖에 발생하지 않았기 때문에 경계면의 위치에 대한 영향이 미비함을 확인하였으며, 출구부의 유동각 또한 약 3° 정도의 영향을 보이기 때문에 상대적으로 Frozen rotor 조건에 비하여 결과 값의 변화가 없는 것으로 분석되었다.

4.3 정립된 해석기법을 통한 추가 해석

앞서 분석된 결과를 토대로 양수발전용 펌프터빈 성능 예측을 위한 해석기법을 Table 4에 나타내었으며, 추가적으로 가이드 베인 개폐도의 영역을 26° 및 30.5°로 확장하여 해석을 수행한 결과를 성능시험결과와 비교하여 Fig. 12에 나타내었다.

5. 결 론

본 연구는 양수발전용 펌프터빈 이상 및 천이현상 대응 유동특성 예측기술개발 연구의 기초연구로 수치해석 수행 시 발생할 수 있는 격자계(Grid system), 난류모델(Turbulence model), 경계면 조건(Interface condition) 및 경계면의 위치(Position of interface) 등의 해석조건이 수력학적 성능에 미치는 영향을 파악하고자 삼차원 정상상태 RANS 해석을 수행하였다.

비정렬격자계와 정렬격자계 구성에 따른 난류모델 선정이 성능에 미치는 영향이 크지 않음을 확인하였으며, 동일한 격자계의 질 대비 격자의 수와 계산시간을 고려하여 비정렬격자계와 정렬격자계의 조합이 해석에 적절하다고 판단하였다.

회전하는 러너와 정지상태의 가이드 베인 사이 경계면의 위치 및 계산 값을 정지좌표계에 입력하는 Frozen rotor 조건과 경계면의 플렉스를 원주 방향으로 평균화하여 솔루션을 얻는 Stage average 조건에 따라 성능에 미치는 영향을 파악하였

Table 4 Summary of the numerical setup

Boundary conditions	
Inlet	Total pressure (Energy coefficient : 0.117)
Outlet	Static pressure
Guide vane opening	12.5°, 17°, 21.5°, 26°, 30.5°
Speed factor	2.91
Wall condition	No-slip, smooth wall
Calculation type	Steady state calculation
Working fluid	Water at 25°C
Turbulence model	k- ω based SST model
Grid system	Hybrid(Unstructured and structured grid system)
Interface condition	Frozen rotor / Stage average
Position of interface between R.V and G.V	Position of interface \leq 10 [%]

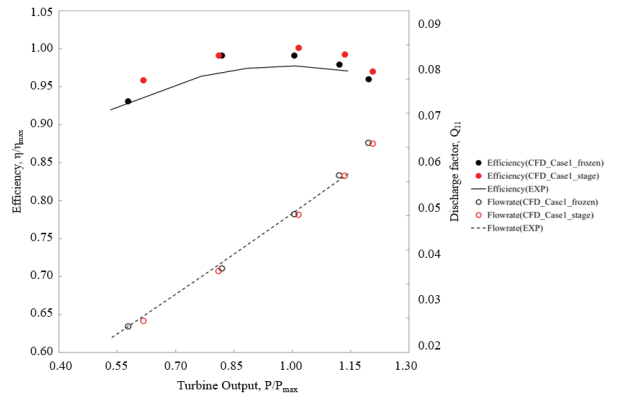


Fig. 12 Performance analysis for generating mode along the different guide vane openings

다. 러너와 가이드 베인의 경계면 위치변화가 Frozen rotor 조건일 경우 가이드 베인의 개폐각도에 따라 성능에 미치는 영향이 크게 나타남을 확인하였으며, Stage average 조건의 경우 그 영향이 미비함을 확인하였다. 그러므로 성능시험결과를 기준으로 Frozen rotor 조건을 선정할 경우에는 격자계의 질을 고려하여 러너와 인접한 경계면의 위치를 선정하도록 제안하는 바이다. 또한, Frozen rotor 조건을 사용 시 러너와 가이드 베인의 상대적 위치에 대한 결과의 국부적인 흐름 값 및 민감도에 대한 물리적으로 부적절한 예측 값을 포함한다는 것을 고려해야하며, Stage average조건을 사용 시 러너와 가이드 베인과 같은 주요 구성 요소의 긴밀한 커플링 및 후류상호 효과가 있는 경우에는 부하를 정확하게 예측하지 못할 수 있다는 점을 고려하여 사용해야 한다.

해당연구를 통해 양수발전용 펌프터빈의 수치해석 수행 시 격자 및 난류모델, 경계면 조건 등의 변수조건이 수력학적 성능에 미치는 영향을 분석하고 성능검증을 통해 해석기법을 합리적으로 결정하고 일관성 있게 표준화하였다. 따라

서 향후 본 연구결과를 적용하여 비정상상태 이상 및 천이현상 연구를 수행하고자 한다.

후 기

본 연구는 한국수력원자력(주)에서 재원을 부담하여 한국생산기술연구원, 연세대학교, 한국조선기자재연구원, 목포대학교에서 수행한 연구결과입니다(No. 2017-기술-16).

References

- (1) Wirschal, H. H., 1971, "Reversible Pump/Turbines for Raccoon Mountain", International Pumped Storage Conference, Wisconsin Univ.
- (2) Von Nessen-Lapp, W. and Nowicki, P., 2004, "Goldisthal-4x265 MW Pump turbines in Germany: Special Mechanical Design Features and Comparison Between Stationary and Variable Speed Operation", Proceedings of the 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Stockholm, Sweden, Paper No. A15-4.
- (3) Houdeline, J. B., Bouvet, Y., Bazin, D., Couston, M., Francois, M., and Verzeroli, J. M., 2006, "Double Stage Regulated and Reversible Pump Turbines of Yangyang Power Station in Korea", Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Yokohama, Japan, Paper No. F260.
- (4) Zuo, Z., Fan, H., Liu, S., and Wu, Y., 2016, "S-shaped characteristics on the performance curves of pump-turbines in turbine mode – A review", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 60, pp. 836~851.
- (5) Suh, J. W., Kim, J. H., Kim, S. J., Yang H. M., Choi, Y. S., Joo, W. G., Hwang T. G., Lee, K. H., Shrestah, U., Chen, Z., Cho, H. K., Choi, Y. D., and Park, J. G., 2018, "A Study on the Establishment of Numerical analysis method of Pump-turbine for Pumped Storage," The KSFM 2018 Summer Annual Conference, Mokpo, Korea, pp. 179~180.
- (6) IEC 60193 Ed. 2.0 b: 1999, "Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines Model Acceptance Tests," American National Standards Institute (ANSI), New York.
- (7) ANSYS CFX-18.1, 2017, ANSYS CFX Manager User's Guide, Ansys Inc.
- (8) Kim, J. W., Suh, J. W., Kim, J. H., Choi, Y. S., Lee, K. Y., and Kim, J. H., 2017, "Effect on the Efficiency of a Counter-Rotating Pump-Turbine with the Variation of Blade Angle Using Design of Experiment (2k Factorial Design)," New & Renewable Energy, Vol. 13, No. 1.
- (9) Lee, Y. G., Yuk, J. H., and Kang, M. H., 2004, "Flow analysis of fluid machinery using CFX pressure-based coupled and various turbulence model", The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 7, No. 5, pp. 82~90.