

유동해석을 이용한 고압증기터빈 단효율 변화 예측

강수영* · 장혁준* · 이정진* · 김동섭**† · 박성진*** · 홍기원***

Prediction of Stage Efficiency Variation of a USC High Pressure Steam Turbine by Computational Fluid Dynamics

Soo Young Kang*, Hyuck Jun Jang*, Jeong Jin Lee*, Tong Seop Kim**†, Seong Jin Park***, Gi Won Hong***

Key Words : Steam Turbine(증기터빈), Ultra-supercritical(초초임계압), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Performance Analysis(성능분석), Efficiency Correlation Equation(효율 상관식), Over Load Valve(과부하 밸브)

ABSTRACT

Prediction of performance and operating characteristics of a state-of-the-art ultra-supercritical (USC) steam turbine is an important issue in many ways. Theoretical and empirical correlation equations, developed a few decades ago, have been widely used in commercial programs for a prediction of performance. To improve of these correlation equations and apply them to the high pressure turbine of a USC steam turbine, computational fluid dynamic analysis was carried out and correlation equations to calculate efficiency variation of each stage were made. Both fluid dynamic characteristic and thermodynamic performance was analyzed for the development of the correlation equations. In particular, the impact of flow addition through an overload valve (OLV) between stages was examined thoroughly. The trend of pressure drop due to the flow mixing by the OLV flow addition was analyzed and an efficiency correlation equation considering the OLV flow was also made.

1. 서 론

지난 수십 년간 증기터빈의 성능 향상을 위해 증기의 온도, 압력이 증가하고 있다. 이에 따라 최근 약 27 MPa, 610°C의 증기로 구동하는 초초임계압(ultra-supercritical, USC) 증기터빈이 개발되어 설치되고 있다. USC 증기터빈은 약 600~1000 MW의 출력과 약 45~49%의 효율을 가지며, 향후 advanced USC (A-USC) 증기터빈을 통해 증기의 온도, 압력을 더 증가시켜 50%의 효율을 달성함과 동시에 이산화탄소 및 기타 유해물질 배출을 25% 줄이는 것을 목표로 연구가 진행되고 있다.^(1,2) 국내에도 USC 증기터빈 발전소가 이미 건설되었으며, 상용 운전이 예정 중이다.⁽³⁾

증기터빈은 복잡한 시스템이고, 성능예측 및 구동특성 분석은 중요한 연구 분야이다. 이러한 증기터빈의 성능예측 및

분석을 위한 상용 프로그램들이 존재하나, 대개 프로그램 주요 부분의 성능 분석 함수가 블랙박스 형태로 존재한다. 따라서 임의의 다른 발전 플랜트에 적용하려면 추가적인 비용이 발생하는 것이 일반적이다. 이러한 프로그램들은 증기터빈 발전 플랜트에서 보수유지 및, 안정적인 운전 등에 중요한 역할을 하기 때문에 자체적인 증기터빈 시뮬레이션 프로그램을 개발하는 것은 발전소의 운영 등의 측면에서 중요한 의미를 가진다.

Chaibakhsh 등은 440 MW 출력의 증기터빈을 시뮬레이션 할 수 있는 모델을 개발하였고,⁽⁴⁾ Medina-Flores 등은 추기가 있는 back pressure 증기터빈의 성능 예측 모델을 개발하였다.⁽⁵⁾ Luo 등은 다수 추기가 포함된 증기터빈의 모델링 및 최적화 등을 연구하였으며,⁽⁶⁾ Bahadori 등은 증기터빈 성능 예측 툴을 개발하였다.⁽⁷⁾

* 인하대학교 대학원(Graduate School, Inha University)

** 인하대학교 기계공학과(Dept. of Mechanical Engineering, Inha University)

*** (주)두산중공업(Doosan Heavy Industries & Construction)

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

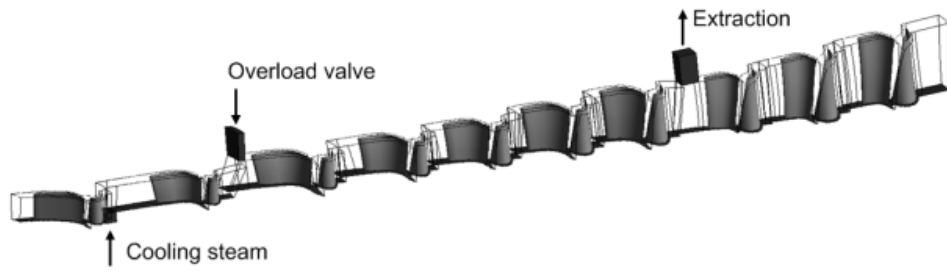


Fig. 1 Configuration of HP turbine in USC ST

이러한 증기터빈 시뮬레이션 모델 및 상용 증기터빈 성능 분석 프로그램들은 터빈의 효율을 상수로 가정하거나 이론에 근거하고 실험자료를 이용하여 얻어진 Spencer-Cotton-Cannon (SCC) 상관식 등을 사용하여 보정한다.⁽⁸⁾ 일반적으로 증기터빈의 성능분석에서, 탈설계 상태의 압력비와 유량과의 관계를 모사하기 위해 Stodola's ellipse 관계식을 사용한다.⁽⁹⁾ 또한 탈설계 상태의 효율을 예측하기 위하여 SCC 보정방법을 사용한다.^(10,11) 이러한 관계식들은 약 수십 년 전부터 널리 사용되는 관계식들이며 특히, 상용 성능 분석 프로그램에서 현재까지 사용되고 있다. 그러나 USC 조건의 증기터빈에 효율 상관식을 적용하였을 경우, 오차가 발생할 수 있다는 것이 선행연구를 통해 확인되었다.⁽¹²⁾ 이와 더불어 증기터빈의 경우, 실험용 증기터빈을 실제 크기로 제작하기 경제적으로 어렵고 기 건설된 증기터빈을 통한 실험 시 각 터빈에서 세부 단별 입, 출구의 물성치들을 자세하게 측정하기 어려운 것이 현실이다.

이에 더하여 최근 들어 증기터빈 시스템의 설계가 진보되면서 시스템 구조가 더욱 복잡해지고 이에 따라서 성능분석이 더욱 중요해 지고 있다. 본 연구에서 분석한 USC 증기터빈 고압단에는 과부하 밸브(Overload valve, OLV)가 설치되어 있다. 과부하 밸브는 보일러로부터 공급되는 유량의 일부를 제어 밸브(Control valve, CV)에서 우회하여 중간 단으로 공급하는 방식의 운전을 할 수 있는 밸브로써 과부하 밸브 개방 시 효율은 감소하나 단시간 내에 정격출력보다 높은 출력을 얻을 수 있는 것으로 알려져 있다.⁽¹²⁻¹⁴⁾ 이 과부하 밸브를 사용하게 되는 경우, 밸브를 통해 공급되는 유량의 압력이 공급되는 중간 단의 압력까지 낮아지는 압력손실로 효율이 큰 폭으로 감소한다. 그러나 과부하 밸브 유량과 중간 단을 흐르는 주 증기 유량이 혼합될 때, 와류(swirl)와 같은 유동에 간섭 현상이 발생하고 이에 의해 추가적인 압력손실이 발생할 것으로 예상된다.

따라서 본 연구에서는 과부하 밸브 유량이 공급되는 USC 고압터빈에 대한 유동해석을 단별로 수행하고 결과를 분석하여 기존 효율 상관식의 오차를 보완하는 효율 상관식을 도출하였으며, 추가로 과부하 밸브 유량과 주 증기 유량이 혼합되는 부분의 유동해석을 진행하여 많은 양의 유량이 증기터빈 중간 단으로 공급될 때의 변화 및 성능에 미치는 영향

Table 1 Design specifications of USC HP turbine

Flow rate (kg/s)	721.0	rotational speed (rpm)	3,600
Pressure (MPa)	25.4	Admission stage	2
Temperature (oC)	608.0	Extraction stage	7
Number of stages	10	Overload valve stage	3

을 정량적, 정성적으로 분석하였다. 본 연구의 대상인 USC 고압터빈은 선행연구를 통해 고압터빈 전체 단을 유동해석 하였으며, 이를 통해 USC 고압터빈의 구동 및 과부하 밸브 유량 공급에 따른 성능변화가 연구되었다.⁽¹³⁾ 또한 USC 조건의 증기터빈 시스템 전체에 대한 성능시뮬레이션 프로그램이 개발되었다.⁽¹²⁾ 그러나 이 프로그램 개발에 사용된 효율 상관식이 수십 년 전에 작성되었으며, USC 조건에서는 오차가 발생할 수 있다고 판단되었다. 따라서 구동특성, 특히 효율의 변화를 보다 현실적이고 정확하게 모사할 수 있도록 단별 효율 상관식을 만드는 것이 본 연구의 주 목적이다.

2. 시스템 모델링

2.1. 고압터빈 모델링

본 연구에서 분석한 고압터빈은 총 10개의 단으로 구성되어 있으며, 설계 상태에서 유량 721 kg/s, 압력 25.4 MPa, 온도 608°C의 입구 조건을 가진다. Fig. 1에 고압 터빈의 전체 형상을 도시하였으며, Table 1에 설계 조건을 정리하였다. 1단과 2단 사이에 냉각 증기가 공급되며, 2단과 3단 사이에 과부하 밸브 유량이 공급된다. 냉각유량은 고압터빈 입구유량의 약 2.0%가 공급된다. 7단과 8단 사이에서 주 증기 유량의 약 9%가 추기를 통해 하부 사이클로 공급된다. 전체 출력은 약 1000 MW이다.

과부하 밸브의 경우, 단시간 내에 추가 출력이 필요한 상황에서 사용하는 밸브로 개방하게 되면 제어 밸브로 공급되는 유량의 일부가 과부하 밸브로 공급되며, 이 유량은 고압터빈 2단과 3단 사이로 공급된다. 따라서 제어 밸브를 통해 고압터빈의 입구로 공급되는 유량이 감소하며, 과부하 밸브로 공급된 유량의 압력 손실이 발생한다. 이러한 변화는 터

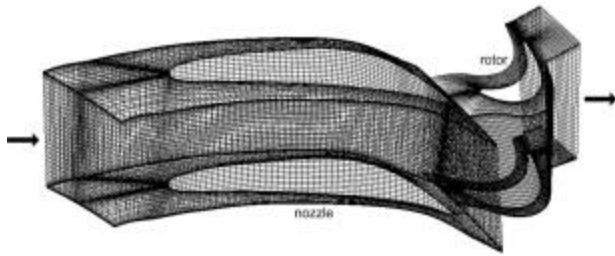


Fig. 2 Example of computational grid (first stage)

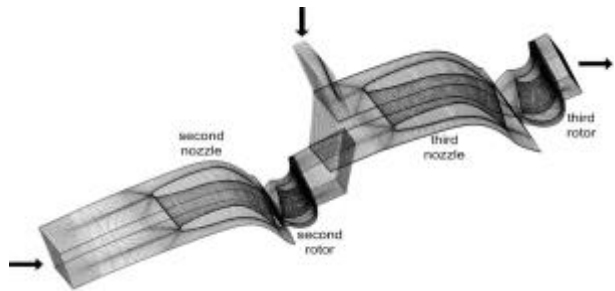


Fig. 3 Example of computational grid (second stage, OLV flow passage and third stage)

빈 전체의 압력비를 감소시키며, 이로 인해 보일러로부터 공급되는 유량이 증가한다. 따라서 이에 따라 출력이 증가하게 된다. 대계의 경우, 정격출력의 105% 정도까지 과부하 밸브를 개방하며, 본 연구에서는 선행 연구⁽¹²⁾에서 제시된 운전 범위를 고려하여 과부하 밸브로 공급되는 최대 유량을 제어 밸브 공급유량의 20%로 가정하였다.

2.2. 유동해석 모델링

본 연구에서는 USC 고압터빈의 유동해석을 위해 상용 전산유체역학 프로그램인 ANSYS CFX 14.0을 사용하였다.⁽¹⁵⁾ ANSYS CFX는 범용 전산유체역학 프로그램으로서 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 방정식들을 유한 체적법으로 연산한다. 난류 모델은 Shear Stress Transport (SST) 모델이 사용되었다.⁽¹⁶⁾ 터빈 블레이드의 O/H/J/C/L 격자 생성을 위해 ANSYS TurboGrid 14.0이 사용되었다. 생성된 격자의 예시를 Fig. 2와 3에 도시하였다. 터빈의 경우, 회전체이며, 복잡한 구조의 형상을 갖고 있기 때문에 계산시간 절약을 위해 벽 함수를 적용하기 위해 y+값을 30~100 범위로 설정하였으며, 선행 연구에서도 해당 모델을 사용하여 유동해석을 무리 없이 진행하였다.⁽¹³⁾ 추가로 벽의 경계조건으로 단열 및 점착 조건을 사용하였다. 입구의 전압력, 전온도, 출구의 정압력을 경계조건으로 설정하였으며, 난류 강도를 5%로 설정하였다.

회전체인 터빈 단의 유동해석을 위해 노즐 및 로터, 유로 등에 도메인 설정을 한다. 노즐, 유로 등의 움직이지 않는 부분은 고정부(stationary part)로 설정하며, 로터의 경우, 회

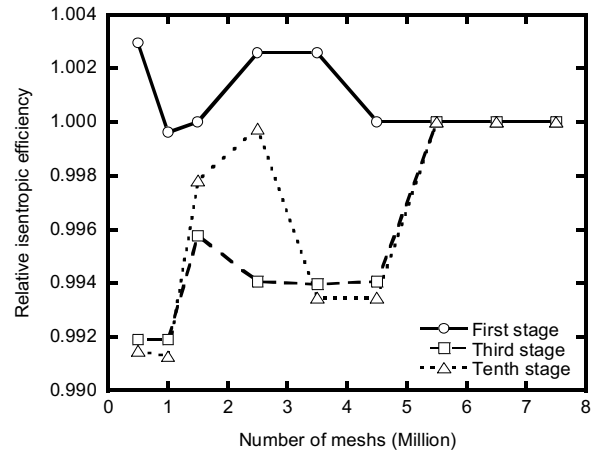


Fig. 4 Example of grid test for stage efficiency

전부(rotating part)로 설정한다. 이 두 계산영역 간의 원활한 계산을 위해 두 계산영역 사이의 데이터 전달 방식을 일반적으로 frozen rotor model과 mixing plane model로 설정한다.⁽¹⁷⁻¹⁹⁾ 후자는 동일 면적비의 평균값을 전달하는 방식으로 값을 직접 전달하는 전자와 달리 적용 시 유로의 입출구를 일치시키지 않아도 되며, 계산 리소스가 비교적 감소하고, 결과의 오차 또한 감소한다. 따라서 본 연구에서는 mixing plane model을 적용하여 유동해석을 진행하였다. 수렴성 향상과 계산시간 단축을 위해 단일 노즐과 단일 로터에 주기 조건 (periodic)을 설정하여 계산하였다. 작동 유체인 증기의 물성치를 위해 IAPWS-IF97 중 steam5를 사용하였다.⁽²⁰⁾ steam5의 경우, 높은 온도의 증기를 사용할 때 증기의 물성치를 잘 예측하는 것으로 알려져 있다.

유동해석의 수렴 여부를 판단하기 위하여 모든 유동 변수들의 상대 오차값(residual value)을 $1.0E-4$ 이하로 설정하였다. 격자 타당성 평가를 진행하여 단 별로 300만~1,100만 개의 격자들을 테스트하여 Fig. 4와 같이 수렴성이 확보되는 약 550만개 내외를 선정하여 연구를 진행하였다. 선정된 격자를 통해 각 단의 설계조건과 유동해석 결과를 Fig. 5와 같이 비교하였다. 경계조건의 경우, 입구의 전압력, 전온도, 출구의 질량 유량을 각 도메인에 따라 균일한 조건으로 설정하였다. 출구 압력, 온도에 대한 유동해석 결과와 설계조건을 유량 평균값으로 비교하였으며, 전체적으로 1% 미만의 오차를 나타내어 유동해석 결과의 타당성을 검증하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 단별 유동해석 및 효율 상관식 도출

증기터빈 성능분석을 위한 상용 프로그램에서 일반적으로 사용되는 효율 상관식인 SCC 상관식의 경우, 고압, 중압, 저압 혹은 재열터빈 등으로 나뉜 섹션(section) 효율을 보정하

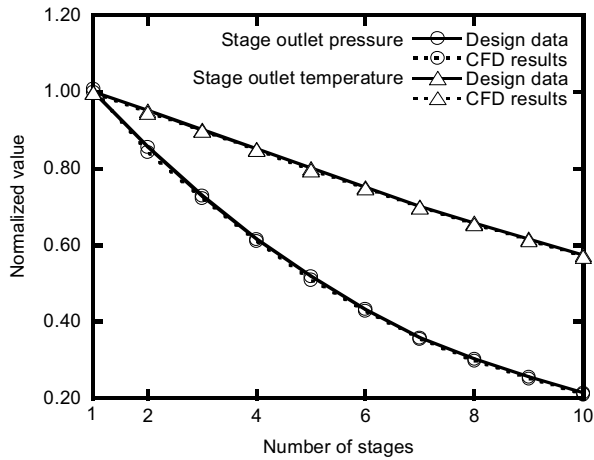


Fig. 5 Validation of CFD results

게 되며, 입·출구의 물성치 및 설계조건 등의 정보를 통해 기본 효율을 보정하는 방식이다. 본 연구에서 선정된 고압 터빈의 경우, 3600 rpm의 회전수에 1개의 제어단을 가진 고압 터빈으로 SCC 보정방법에서는 87%의 기본 효율(base efficiency)를 기준으로 하여 식 (1)~(5)의 여러 가지 보정을 하여 최종적으로 식 (6)으로 보정된 터빈섹션 효율을 구한다.^(10,11)

$$\% \Delta \eta_1 = \frac{1,005,200}{Q_v} N \quad (1)$$

$$\% \Delta \eta_2 = -0.115PD + 4.37 \quad (2)$$

$$\% \Delta \eta_3 = 2.830P_{exh,d}P_{th} - 63.0P_{exh,d} - 0.501P_{exh,d} + 11.151 \quad (3)$$

$$\% \Delta \eta_4 = -0.574TFR \cdot PD + 21.809TFR + 0.573908PD - 21.809 \quad (4)$$

$$\% \Delta \eta_5 = 3.045TFR^3 \ln \frac{P_{th}}{P_{exh,d}} - 0.525TFR^2 \ln \frac{P_{th}}{P_{exh,d}} - 20.02TFR \ln \frac{P_{th}}{P_{exh,d}} + 17.50 \ln \frac{P_{th}}{P_{exh,d}} - 35.85TFR^3 + 29.75TFR^2 + 66.85TFR - 60.75 \quad (5)$$

$$\eta_{corrected} = \sum_{n=1}^5 (\eta_{n-1} - \eta_{n-1} \times \% \Delta \eta_n) \quad (6)$$

where η_0 = base efficiency

기본 효율의 경우, 설계조건에 맞는 값으로 수정하여 사용하였다. 다양한 실험 결과를 통해 얻어진 위 식들을 통해 임의의 운전조건에서의 효율을 보정하게 된다. 식 (1)의 경우, 입구 체적 유량(Q_v), 유동 경로 개수(N) 등에 따른 보정이 이루어지고, 식 (2)를 통해 제어단의 피치 직경(PD)에 따른 보

정이 가능하다. 식 (3)~(5)를 통해 스톨 압력(P_{th})과 설계 조건(출구압력, P_{exh})에 따른 보정, 스톨 유량비(TFR)에 따른 보정 등이 가능하다. 선행연구에서는 SCC 법칙을 1-D 프로그램에 적용하여 섹션 효율 혹은 단 효율을 보정하였다.⁽¹²⁾ 해당 프로그램도 상용 프로그램에 대비하여 작은 오차로 터빈 전체적인 성능분석을 진행할 수 있었으나, 본 연구에서는 USC 조건 및 최신 설계 조건에서의 발생하는 오차를 보완할 수 있는 새로운 효율 상관식을 도출하기 위해 유동해석을 진행하였다.

USC 고압터빈의 효율 변화를 분석하기 위하여 각 단 별로 경계조건을 설계상태의 경계조건으로 고정하고 유량을 50~120% 범위로 변화하여 파라메트릭 연구를 진행하였다. 파라메트릭 연구의 결과를 통해 각 단의 효율 변화를 단의 압력비와, 입구 체적유량으로 정리한 뒤 효율 상관식을 도출하였다. 1단의 유동해석 결과에 대한 단 효율 상관식(Correlation equation)을 식 (7)~(9)에 예시하였다.

$$f(PR) = \frac{-1128x^2 + 2557x - 1449}{x^2 + 3700x - 3747} \quad (7)$$

$$f(VF) = \frac{-10.82x^2 + 217x - 1089}{x^2 + 623.3x - 2731} \quad (8)$$

$$\eta_{corrected} = \eta_{design} + 0.5 \times f(PR) + 0.5 \times f(VF) \quad (9)$$

압력비(pressure ratio, PR)에 따른 효율 변화를 보정하는 1단 압력비-효율 상관식인 식 (7)과 체적유량(volume flow, VF)에 따른 효율 변화를 보정하는 1단 체적유량-효율 상관식인 식 (8)의 보정치들로 1단 효율 상관식인 식 (9)과 같이 설계 효율을 보정하여 탈설계 효율을 예측한다. 추후 연구 결과에 따라 각 변수에 따른 효율 보정에 가중치가 필요할 경우를 대비하여 보정치에 계수를 설정하였으며, 현재는 0.5로 설정하였다. 이 계수를 통해 해당 상관식을 형상이 다른 USC 조건의 증기터빈에서도 성능 시험 데이터 등을 통해 계수의 가중치를 변경하여 사용할 수 있도록 하였다. 각각의 상관식의 경우, MATLAB 프로그램내의 곡선 적합법(curve fitting method) 중 분수함수와 다항함수를 합친 유리 다항식(Rational polynomial) 모델로 도출하였으며,⁽²¹⁾ 분자, 분모를 2차함수로 설정하였으며, 함수값과 계수의 종료 오차(Termination tolerance)를 1e-9로 설정하여 상관식의 오차(R-square)를 1%이하로 수렴시켰다.

Fig. 6과 7에 1단의 유동해석 결과, 압력비에 따른 효율 상관식, 체적유량에 따른 효율 상관식 그리고 SCC 법칙을 통한 단효율 변화를 도시하였다. SCC 법칙을 통한 단 효율 변화는 유동해석 때 사용한 경계조건과 선행연구에서 소개된 방식을 통해 계산한 결과를 도시하였다.⁽¹²⁾ 효율 변화를 설계 조건 대비 탈설계 상태의 효율 차이로 표현했으며, 압

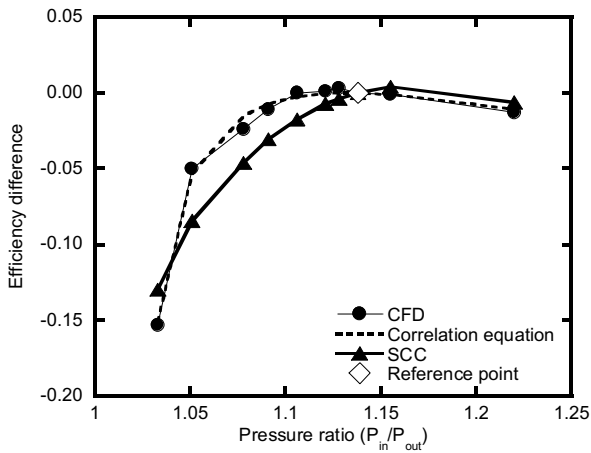


Fig. 6 Comparison of predicted efficiency changes with pressure ratio in the first stage among CFD, correlation and SCC method

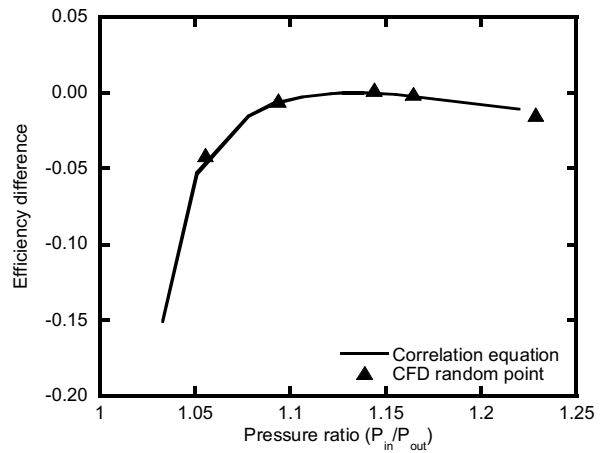


Fig. 8 Verification of the correlation for random data in the first stage (efficiency variation in terms of pressure ratio)

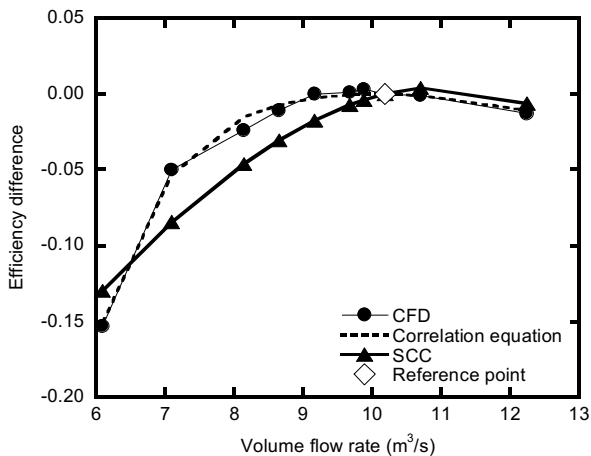


Fig. 7 Comparison of predicted efficiency changes with volume flow in the first stage among CFD, correlation and SCC method

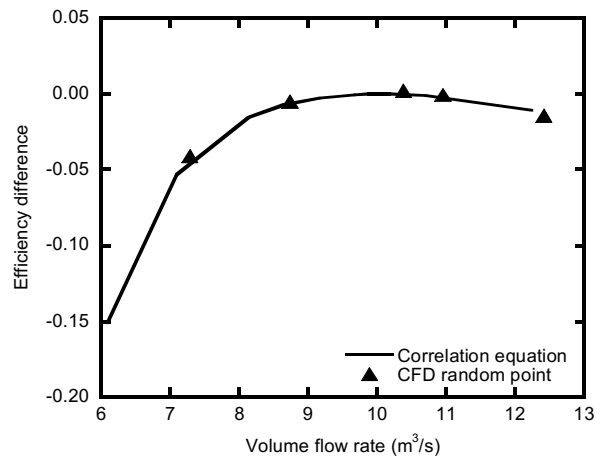


Fig. 9 Verification of the correlation for random data in the first stage (efficiency in terms of volume flow)

력비, 체적 유량의 변화에 따라 분석하였다. 압력비, 체적 유량의 변화에 따라 설계 조건 부근에서 최고 효율을 나타내며 설계점과 멀어질수록 효율이 감소하는 것으로 나타났다. 압력비에 증가에 따라 단으로 공급되는 유량이 증가하며, 체적 유량의 증가에 따라 단으로 공급되는 유체의 엔탈피가 증가하게 되므로 이에 따라 효율이 증가한다. SCC 법칙의 경우, 유동해석 결과에 비해 가파르게 변하는 경향을 나타냈으며, 전체적으로 유동해석 결과와 SCC 법칙에서 효율의 오차가 최대 약 4% 정도로 분석되었다. 따라서 최근 개발된 USC 증기터빈의 경우, 넓은 범위에서 높은 효율을 유지하는 경향을 나타내는 것으로 분석되었다.

1단 효율 상관식인 식 (9)의 결과와 유동해석 결과, 그리고 무작위 경계조건에 대한 유동해석 및 상관식 결과를 Fig. 8과 9에 도시하였다. 비정상적인 운전 범위를 제외하고 파라메트릭 연구의 경계조건에서 압력비와 체적유량을 변화하여 경계조건을 설정함으로써 도출된 상관식을 만들기 위해 사

용한 데이터만이 아닌 임의의 경계조건에서 유동해석 결과를 잘 재현할 수 있는지에 대해 검증하는 것이 목적이다. 무작위 경계조건에서의 유동해석 결과가 1단 효율 상관식과 1% 미만의 오차로 잘 수렴하였으며, 무작위 경계조건에서의 효율 보정값 또한 적은 오차로 수렴하였다. 따라서 효율 상관식이 탈설계 상태의 효율을 적은 오차로 예측하였다.

나머지 2~10단 또한 같은 방식으로 효율 상관식을 도출하였다. 다만, 지면 관계상 그리고 기밀유지 문제로 본 논문에서 모두 공개하지 못하는 점에 대해서 독자들의 이해를 구한다.

3.2. 과부하 밸브에 의한 성능 변화 분석

과부하 밸브를 이용한 운전은 정격 출력 운전 시 내는 출력보다 추가적인 출력이 단시간 내에 필요한 경우, 효율은 다소 감소하나 추가적인 출력을 얻을 수 있는 운전이라고 알려져 있다. 선행연구를 통해 과부하 밸브 운전 시 과부하 밸

브로 공급되는 유량에 의한 제어밸브 유량의 감소를 확인하였으며, 감소한 제어밸브 유량으로 인해 고압터빈 1, 2단의 압력비가 감소, 3단으로 공급되는 유량의 입구압력이 과부하 밸브를 사용하지 않을 때에 비해 상승한다. 이 영향으로 고압, 중압, 저압터빈을 포함한 전체 압력비가 증가하여 정지밸브(Stop valve, SV)로 공급되는 보일러 유량이 증가하며 이로 인해 출력이 증가하는 것으로 분석되었다.⁽¹²⁾ 따라서 3단으로 공급되는 유량의 비약적인 상승이 발생하며, 이에 따른 3단의 구동특성을 분석하기 위한 추가적인 효율 상관식이 필요하다고 판단하였다.

$$OLV\ ratio = \frac{\dot{m}_{OLV}}{\dot{m}_{CV}} \quad (10)$$

이를 위해 본 연구에서는 2~3단에 과부하 밸브 유로를 포함하여 유동해석 후 그 결과를 분석하고 상관식을 도출하였다. 파라메트릭 연구 방식은 동일하게 설정하였으며, 식 (10)와 같이 과부하 밸브 유량과 제어 밸브 유량의 비율(과부하 밸브 유량비, OLV ratio)이 20%인 구간의 결과를 종합하여 과부하 밸브 운전 시 3단의 효율 상관식을 추가로 도출하였다. 3단의 경우, 식 (11)~(13)과 같이 1차적으로 압력비와 체적유량에 따라 과부하 밸브 유량비 0%와 20%에서의 효율 보정치를 정한 뒤 이후 두 효율 보정치를 과부하 밸브 유량비로 보간하는 방식으로 탈설계 상태의 효율을 예측한다.

$$\eta_{OLV\ ratio} = 0.5 \times f(PR) + 0.5 \times f(VF) \quad (11)$$

$$\Delta\eta_{corrected} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} (\Delta\eta_{OLV\ ratio\ 20\%} - \Delta\eta_{OLV\ ratio\ 0\%}) + \Delta\eta_{OLV\ ratio\ 0\%} \quad (12)$$

$$\eta_{corrected} = \eta_{design} + \Delta\eta_{corrected} \quad (13)$$

3단의 효율 보정 방식은 효율 상관식에 의해 예측된 보정치를 다시 보간하는 방식이기 때문에 순수 유동해석 결과를 보간하는 방식이 효율 상관식을 통해 보간하는 방식보다 정확할 수 있으며, 현재 본 논문에서의 결과는 변하지 않으나 추후 유동해석 결과를 효율 상관식이 아닌 효율 보정 곡선의 형태로 활용이 가능하다.

Fig. 10, 11에 과부하 밸브 유무에 따른 유동해석 결과 및 효율 상관식, SCC 법칙에 의한 3단의 효율 변화를 도시하였다. Fig. 10, 11의 과부하 밸브 라인(with OLV)은 전 구간에서 과부하 밸브 유량비가 20%로 일정하도록 경계조건을 설정한 계산이며, SCC 법칙의 경우, 일반운전의 경계조건으로 계산하였다. 과부하 유량이 공급됨에 따라 3단의 압력비와 체적유량이 감소할수록 3단의 효율은 일반운전 시의 효율 감소폭보다 크게 감소하였다. 반면에 높은 압력비와 체적유량

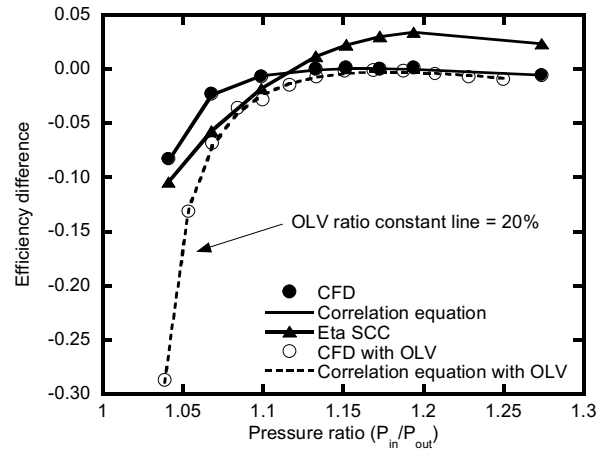


Fig. 10 Comparison of efficiency difference between CFD results, correlation equation and SCC method with pressure ratio in third stage

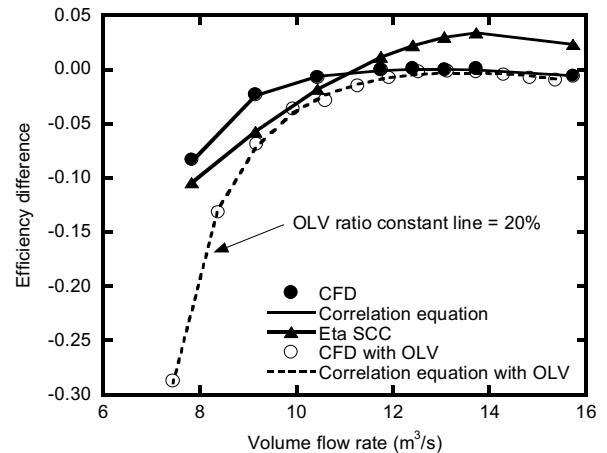


Fig. 11 Comparison of efficiency difference between CFD results, correlation equation and SCC method with volume flow in third stage

을 갖는 구간에서는 거의 유사한 효율 변화를 나타내었다. 1단의 효율 변화와 유사하게 유동해석 결과와 SCC 법칙의 효율 변화는 기울기에 차이가 나타났으며, 유동해석 결과와 SCC 법칙의 결과는 최대 약 7%의 오차를 갖는 것으로 분석되었다. 3단 및 과부하 밸브 운전 시 3단의 효율 상관식의 경우, 유동해석 결과와 1% 미만의 오차로 유동해석 결과를 잘 반영된 것을 확인하였다.

3.3. 과부하 밸브에 의한 압력손실

현재 과부하 밸브 유량의 경우, Fig. 3과 같이 블레이드 팁(tip) 쪽에서 공급되고 있다. 따라서 2단 출구 유량과 혼합 시 유동에 와류(swirl) 등을 발생시키기 때문에 이에 따른 압력손실이 발생할 것으로 예상되었고 3.3절에서 유동해석 결

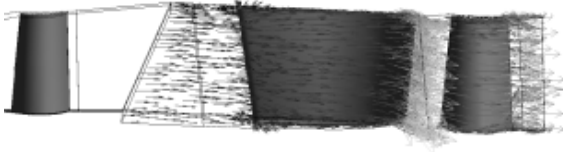


Fig. 12 Vector on second rotor and third stage without OLV flow

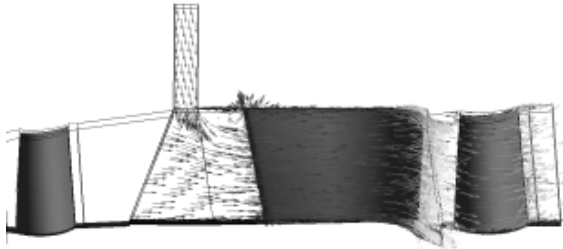


Fig. 13 Vector on second rotor and third stage with OLV flow

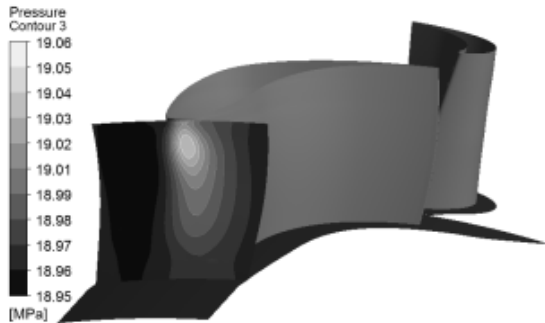


Fig. 14 Pressure distribution at third stage inlet without OLV flow

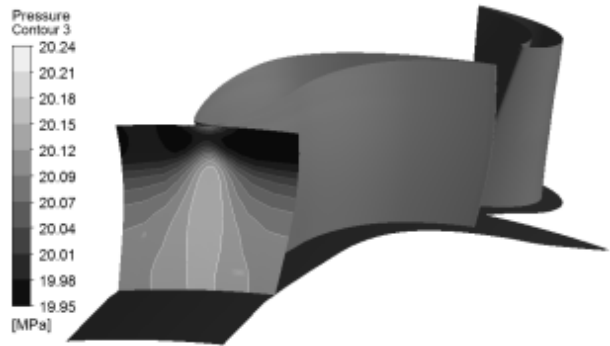


Fig. 15 Pressure distribution at third stage inlet with OLV flow

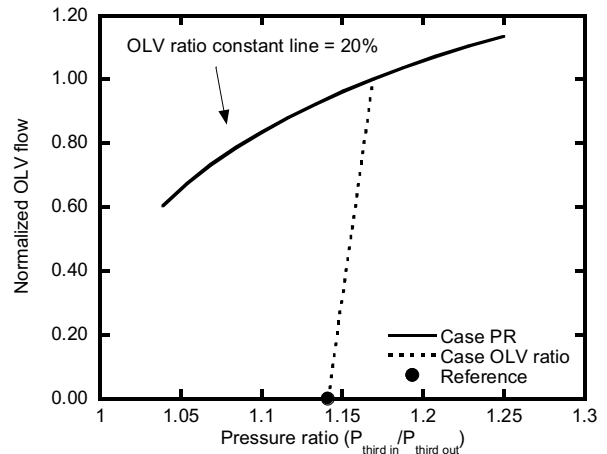


Fig. 16 Comparison of OLV flow with parametric cases

과를 분석한 바와 같이 실제로 손실이 발생하고 있다. Fig. 12와 13에 2단과 3단 사이의 유량에 대한 속도벡터를 도시하였다. 과부하 밸브 유량이 공급되지 않는 Fig. 12의 경우, 블레이드 팁과 루트(root) 쪽에서 2단 출구 유량과 과부하 밸브 유량이 만날 때 소규모의 유량 간섭이 발생하고 대부분의 유량이 원활하게 공급되는 것을 확인할 수 있다. 반면 과부하 밸브 유량이 공급되는 Fig. 13의 경우, 2단으로부터 공급되는 유량과 과부하 밸브 유량이 혼합되는 곳에서부터 유량에 간섭이 발생하며, 블레이드 팁 근처에서 와류가 발생한다. 이로 인해 2단 출구와 3단 입구 사이에서 추가적인 압력 손실이 발생하며, 3.3절에서 확인한 과부하 밸브 운전 시 효율 감소의 원인으로 분석되었다. Fig. 14, 15에 하나의 블레이드 유로(passage)를 대상으로 3단 입구 압력 분포를 도시하였다. 과부하 밸브 유량이 없는 Fig. 14의 경우, 블레이드의 형상에 따라 유량이 블레이드 팁에 먼저 도달하기 때문에 블레이드 팁을 기준으로 점차적으로 낮아지는 압력분포를 나타내었다. 반면에 과부하 밸브 유량이 공급되는 Fig. 15의 경우, 블레이드 팁 부근의 하단 부분에서 높은 압력으로 원활하게 공급되고, 블레이드 팁 부분에서는 와류 등의 원인으로 비교적 낮은 압력을 갖는 것으로 나타났다. 또한 압력 분

포의 최대 편차가 과부하 밸브 유량이 없는 경우는 0.6%, 과부하 밸브 유량이 공급되는 경우는 1.4%로 나타났다. 따라서 과부하 밸브 유량이 공급됨에 따라 주 유동인 2단 출구 유량의 속도벡터에 영향을 주며, 와류를 발생시켜 압력손실을 증가시키는 것으로 분석되었다.

이에 따라 2단 및 3단의 압력비로 파라메트릭 연구를 진행한 결과 (Case PR)와 과부하 밸브 유량비로 파라메트릭 연구를 진행한 결과 (Case OLV ratio)에 대한 압력손실을 분석하였다. 압력손실은 식 (14)과 같이 정의하였다.

$$\text{Pressure loss(\%)} = \frac{P_{second, outlet} - P_{third, inlet}}{P_{second, outlet}} \times 100 \quad (14)$$

Fig. 16, 17에 3단의 압력비에 따른 과부하 밸브 유량과 압력손실을 도시하였다. Case PR의 경우, 2단 및 3단의 압력비로 과부하 밸브 유량 공급이 변하는 계산이며, 전 구간에서 과부하 밸브 유량비가 20%로 유지되는 계산이다. Case OLV ratio의 경우, 과부하 밸브 유량비를 0%부터 20%까지 변화시키는 계산이다. 즉, Case PR의 경우, 2단 및 3단의 압력비가 증가할수록 2단, 과부하 밸브, 3단의 유량이 전체적

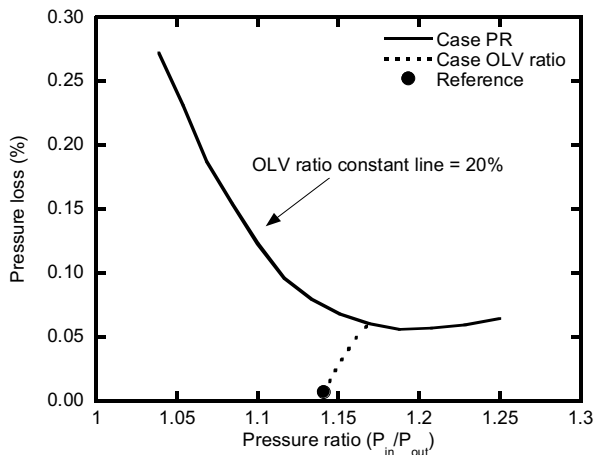


Fig. 17 Comparison of pressure loss with parametric cases

으로 증가한다. 반면, Case OLV ratio의 경우, 2단 및 3단의 압력비가 고정된 상태에서 과부하 밸브 유량이 증가하는 상황이므로 과부하 밸브 유량비가 증가할수록 2단의 유량이 감소하나 과부하 밸브 유량의 증가로 3단의 유량은 증가하는 경향을 나타낸다. Fig. 16과 같이 두 case 모두, 위에서 설명한 것과 같이 압력비의 증가에 따라 과부하 밸브 유량이 증가하였다. Case OLV ratio의 경우, 과부하 밸브 유량의 증가에 따라 Fig. 17과 같이 압력손실 또한 증가하였다. 과부하 밸브 유량비 0%인 경우 약 0.006%의 압력손실이 발생하며, 과부하 밸브 유량비 20%인 경우, 약 0.05% 이상의 압력손실이 발생한다. 2단 및 3단의 압력비가 고정되어 있기 때문에 2단의 유량이 감소할 때, 과부하 밸브 유량은 증가하기 때문에 두 유동이 혼합될 때 발생하는 유동간섭 현상이 증가하는 경향을 나타내는 것으로 분석되었다. 이때의 압력손실은 다른 경향을 나타내었다. 반면 Case PR의 경우, 과부하 밸브 유량이 증가함에 따라 압력손실이 최저점을 갖는 경향이 나타나는 것으로 분석되었다. 압력비 약 1.05에서 약 0.25%의 압력손실을 나타내었으며, 압력비 약 1.17에서 약 0.05%의 압력손실을 나타내었다. Case PR의 경우, 과부하 밸브 유량비가 20%로 유지되기 때문에 압력비가 증가하면서 2단, 과부하 밸브 및 3단의 유량이 함께 증가한다. 따라서 유량이 증가함에 따라 과부하 밸브 유량이 혼합되면서 발생하는 유동 간섭현상의 영향을 덜 받아 압력손실이 최저점을 나타내는 것으로 분석되었다. 또한 3단의 과부하 밸브 운전 시 효율 변화와 비교하여 분석할 수 있다. 압력비 약 1.15까지 3단 효율이 증가하며(Fig. 10), 압력손실의 경우, 같은 압력비까지 압력손실이 감소한다. 압력비 1.15 이후 3단 효율이 근소한 차이로 감소하는 경향을 나타내며 압력손실의 경우, 근소한 차이로 증가하는 경향을 나타낸다.

실제 과부하 밸브 유량의 경우, 2개의 유로를 통해 공급되는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 과부하 밸브 유로를 주기조건(periodic)으로 설정하여 유동해석을 수행했기 때문

에 물리현상을 충분히 이해하기에 다소 부족함이 있다고 판단된다. 따라서 과부하 밸브 운전에 대한 정밀한 분석을 위해서는 단일 유로로 모델링한 2~3단 및 과부하 밸브 유로를 전체 유로(full passage)로 모델링하여 유동해석을 진행해야 할 것으로 보인다. 추후 이에 대한 연구를 진행하여 과부하 밸브 유량에 따른 유동특성을 분석할 예정이다.

4. 결 론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 최근 개발되고 있는 USC 증기터빈의 경우, 기존의 증기터빈 성능 분석이 가능한 상용 프로그램에서 사용 중인 이론적, 실험적인 증기터빈 효율 보정 방식에서 오차가 발생할 수 있으며, 이를 보완하기 위한 방법으로 전산유동해석을 선정하여 증기터빈 효율 상관식을 도출하였다. 효율 상관식은 단의 압력비와 체적유량을 변수로 유리 다항함수 모델을 사용하여 제작하였고 유동 해석 결과를 잘 반영하는 것을 확인하였다.
- 2) 과부하 밸브 유량 공급이 포함된 2~3단의 유동해석을 진행하여 과부하 밸브 운전 시 효율 변화를 예측할 수 있는 효율 상관식을 추가로 도출하였다. 과부하 밸브 유량이 공급됨에 따라 주 유동과 만나는 3단 입구에서 와류 등을 발생시켜, 과부하 밸브 유량이 공급되지 않는 경우, 약 0.006%의 압력손실이 발생하지만 과부하 밸브 유량이 공급되는 경우, 약 0.05% 이상의 압력 손실이 발생하는 것으로 분석되었다. 반면 과부하 밸브 유량비가 일정하면서 압력비가 변화할 때, 압력손실의 경향이 최저점을 갖는 경향을 나타내는 것으로 분석되었으며, 이에 대한 정밀한 분석이 필요한 것으로 판단되었다.
- 3) 본 연구의 의의는 선행연구에서 개발된 USC 증기터빈의 1-D 성능분석 프로그램의 넓은 운전 범위에서의 효율 예측 정확도를 향상하기 위해서 CFD를 유동해석을 통해 효율 상관식을 도출한 것이다. 도출된 효율 상관식의 경우, 성능 시험 데이터 등을 통한 계수의 수정 등으로 형상이 다른 USC 조건의 증기터빈의 탈설계 효율 예측에 사용될 수 있을 것으로 기대된다. 추후 기존의 1-D 프로그램에 본 연구의 결과가 적용될 것이며, 나아가 과부하 밸브를 통한 유동 유입의 효율에 미치는 영향을 3차원 CFD 등 더욱 정밀한 방법으로 분석하여 물리적 현상의 이해를 높임과 동시에 1-D 프로그램을 추가적으로 보완할 예정이다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부와 두산중공업(주)의 지원을 받

아 수행한 1000 MW급 USC 발전시스템 개발 과제의 결과입니다. 과제 수행을 위해 아낌없는 지원을 해주신 관계자분들께 깊은 감사의 마음을 전합니다.

References

- (1) Deidewig, F. and Wechsung, M., 2006, "Thermodynamic Aspects of Designing the New Siemens High Pressure Steam Turbine with Overload Valve for Supercritical Applications," ASME Paper. POWER2006-88020.
- (2) Wechsung, M., Feldmüller, A. and Lemmen, H., 2012, "Steam Turbines for Flexible Load Operation in the Future Market of Power Generation," ASME Paper. GT2012-69312.
- (3) Hwang, S. H., 2014, "중부발전 신보령 1,000 MW USC Plant 건설 현황 및 전망," Journal of Electrical World, pp. 45~51.
- (4) Chaibakhsh, A. and Ghaffari, A., 2008, "Steam Turbine Model," Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 16, No. 9, pp. 1145~1162.
- (5) Medina-Flores, J. M. and Picón-Núñez, M., 2010, "Modelling the Power Production of Single and Multiple Extraction Steam Turbines," Chemical Engineering Science, Vol. 65, No. 9, pp. 2811~2820.
- (6) Luo, X., Zhang, B., Chen, Y. and Mo, S., 2011, "Modeling and Optimization of a Utility System Containing Multiple Extractions Steam Turbines," Energy, Vol. 36, No. 5, pp. 3501~3512.
- (7) Bahadori, A. and Vuthaluru, H. B., 2010, "Estimation of Performance of Steam Turbines Using a Simple Predictive Tool," Applied Thermal Engineering, Vol. 30, No. 13, pp. 1832~1838.
- (8) Enter Software, GateCycle ver 6.0, 2006.
- (9) Cooke, D. H., 1983, "Modeling of Off-Design Multistage Turbine Pressures by Stodola's Ellipse," In Energy Incorporated PEPSE User's Group Meeting, Richmond, VA, Nov., pp. 2~3.
- (10) Spencer, R. C., Cotton, K. C. and Cannon, C. N. (1963). A method for predicting the performance of steam turbine-generators...: 16,500 kw and larger. Journal of Engineering for Power, Vol. 85, No. 4, pp. 249~298.
- (11) Cotton, K. C., 1998, Evaluating and improving steam turbine performance, Cotton Fact.
- (12) Kang, S. Y., Lee, J. J., Kim, T. S., Park, S. J., Hong, G. W. and Ahn, J. H., 2016, "Program development for performance analysis of a steam turbine system with the use of overload valve," Journal of Mechanical Science and Technology (accepted).
- (13) Jang, H. J., Kang, S. Y., Lee, J. J., Kim, T. S., & Park, S. J., 2015, "Performance analysis of a multi-stage ultra-supercritical steam turbine using computational fluid dynamics," Applied Thermal Engineering, 87, pp. 352~361.
- (14) Wechsung, M., Feldmüller, A., and Lemmen, H., 2012, Steam turbines for flexible load operation in the future market of power generation. ASME paper GT2012-69312.
- (15) ANSYS Inc, ANSYS CFX 14.0, 2011.
- (16) Abdelfattah, S. A. and Schobeiri, M. T., 2010, "Experimental and numerical investigations of aerodynamic behavior of a three-stage HP-turbine at different operating conditions," ASME paper. GT2010-23564.
- (17) Murari, S., Sathish, S., Shraman, G. and Liu, J. S., 2011, "CFD aerodynamic performance validation of a two-stage high pressure turbine," ASME Paper. GT2011-45569.
- (18) Bohn, D., Ausmeier, S. and Ren, J., 2005, "Investigation of optimum clocking position in a two-stage axial turbine," Int. J. Rotating Mach. 3. pp. 202~210.
- (19) Burton, Z., Hogg, S. and Ingram, G. L., 2014, "The influence of inlet asymmetry on steam turbine exhaust hood flows," J. Eng. Gas Turbines Power 136 042602.
- (20) The International Association for the Properties of Water and Steam, Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, 1997.
- (21) The Mathworks, Inc, MATLAB 2016a (2016).