

평균반경해석에 의한 7 MW급 증기터빈의 탈설계 성능해석 Off-Design Performance Analysis of a 7 MW Class Steam Turbine by Meanline Analysis

조수용*† · 최범석** · 임형수**
Soo-Yong, Cho*† , Bum-Seog Choi** and Hyung-Soo Lim**

(Received 08 January 2020, Revision received 22 April 2020, Accepted 23 April 2020)

Abstract : Steam turbines have been used for various applications. The published data for the performance analysis of steam turbine are very limited due to the exclusive policy between leading manufactures even though it has been used since the nineteenth century. Therefore, a study was conducted to predict the performance of steam turbine at off-design points. A meanline analysis method was developed, which was validated on a used steam turbine. The compared results showed that they were quite well agreed. In addition, it was applied to a designed 7 MW class steam turbine of ten stages for obtaining the performance at off-design points. The comparable result at design point was well agreed, and the performance at off-design points showed that the output power of the turbine was quite sensitive for the varied mass flow rate and temperature at turbine inlet. The output power was decreased by 12.7% for a 10% decrease of mass flow rate, and it was also decreased by 8% for a 10% decrease of temperature at inlet.

Key Words : Off-Design, Meanline analysis, Performance prediction, Steam turbine design

— 기 호 설 명 —

c_p : 등압비열 [J/(kg.K)]
 h : 엔탈피 [J/kg]
 N : 단수
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 s : 엔트로피 [J/(kg.K)]

T : 온도 [K]
 U : 원주속도 [m/s]
 C : 절대속도 [m/s]
 Y : 손실계수

그리스 문자

α : 절대유동각 [radian]

*† 조수용(ORCID:http://orcid.org/0000-0003-3563-8293) : 교수, 경상대학교 공과대학 항공기부품기술연구소
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586
**최범석(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-0591-2848) : 책임연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실
***임형수(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-0238-6352) : 선임연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실

*† Soo-Yong Cho(ORCID:http://orcid.org/0000-0003-3563-8293) : Professor, ReCAPT, Gyeongsang National University.
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586
**Bum-Seog Choi(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-0591-2848) : Principal Researcher, Department of Energy Conversion, KIMM.
***Hyung-Soo Lim(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-0238-6352) : Senior Researcher, Department of Energy Conversion, KIMM.

β	: 상대유동각 [radian]
γ	: 비열계수비
ϵ	: 부분분사율
η	: 효율 [%]
Π	: 출력 [kW]
μ	: 계수점성 [Pa.s]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]
ψ	: 블레이드 부하계수
Ω	: 회전수 [RPM]

하첨자

0,1,2	: 터빈입구, 노즐출구, 로터출구
<i>is</i>	: 등엔트로피
<i>id</i>	: 등엔트로피, 이상적과정
<i>r</i>	: 반경방향, 상대적
<i>u</i>	: 원주방향
<i>t</i>	: 전상태 (total state)
<i>t-t</i>	: total-to-total

1. 서 론

고온고압의 증기를 작동유체로 사용하는 증기터빈은 19세기 말부터 사용되어 온 기계장치이며, 다양한 용도로 사용되고 있다. 특히, 화력 및 원자력 발전소에서 발전을 위한 핵심장치로 사용될 뿐만 아니라, 대형선박 등의 동력원으로도 널리 사용되고 있다. 출력 또한 용도에 맞도록 수킬로와트의 소형 출력에서부터 수백메가와트의 출력을 내는 장치까지 다양하다. 국내에서는 30년 전부터 대형발전장치의 원동기로 생산하고 있으며, 터빈의 효율을 향상하기 위한 익형의 형상개선이나 작동조건의 최적화에 관한 연구^{1,2)} 등이 수행되었다. 또한 터빈의 한 단(stage)에서 성능실험의 연구도 수행하였다.³⁾ 최근에 산업용 폐열의 활용이나 에너지변환을 위한 용도로 소형 증기터빈을 국내에서 개발하였었다.⁴⁾

증기터빈의 작동조건은 출력에 따라 아주 다양하게 결정된다. 이로 인하여 초고압에서부터 고

압, 중압, 저압 터빈으로도 분류되기도 하는데, 작동조건에 맞추어 높은 효율에서 작동하도록 증동터빈이나 반동터빈으로 설계되어진다.^{5,6)} 따라서 운전조건에 맞도록 재료의 선정이나 작동온도 조건이 최적화되어야 한다.⁷⁾ 뿐만 아니라 증기터빈의 다양한 활용을 위하여서는 최적의 시스템을 구성하여 고효율에서 작동하도록 하는 것이 아주 중요하다.^{8,9)} 이를 위하여 국내에서도 발전용 대형 터빈의 운전을 위한 최적시스템의 연구를 수행하기도 하였다.¹⁰⁾

증기터빈은 19세기말부터 사용된 기계장치이므로, 초기의 제작사마다 업체 고유의 설계방식으로 개발하게 되었다. 또한 업체마다 기술에 관하여 배타적인 관계를 유지하였으므로, 사용되었던 기간에 비하면 증기터빈의 공력설계 기술이나 성능해석에 관한 자료는 기본적인 설명자료이거나 혹은 아주 세부적인 부분품에 관한 것으로 제한되어 있다.^{11,12)} 따라서 공력설계 기술을 바탕으로 증기터빈의 성능예측이나 형상설계를 진행하기 위하여서는 상용설계 프로그램^{13,14)}에 의존하여야 한다. 물론 이들 프로그램의 세부적인 효율 모델이나 설계방식에 관한 내용은 알 수가 없으며, 또한 그 결과를 검증하기 위한 기술적인 성능결과도 확인하기가 어렵다. 이러한 이유는 제작사마다 터빈의 성능에 대한 성능실험의 결과를 제공하지 않기 때문이다. 더구나 기존에 형상화된 터빈을 기준으로 성능해석을 통한 개선작업을 수행하기는 상용프로그램의 사용으로도 어려운 실정이다.

본 연구에서는 형상화되어 있는 증기터빈을 기준으로 터빈의 성능을 예측하는 연구를 수행하고자 한다. 이를 위하여 평균반경법^{15,16)}을 활용하고자 한다. 아울러 설계프로그램으로 얻어진 설계점에서의 결과¹³⁾와 비교 검증하는 과정을 수행하고, 탈설계점에서의 성능해석을 수행하고자 한다. 따라서 본 연구의 수행으로 기존의 증기터빈에서도 설계점 및 탈설계점에서의 성능해석이 가능하도록 하여 증기터빈의 개발이나 성능향상에 일조하고자 한다.

2. 평균반경해석

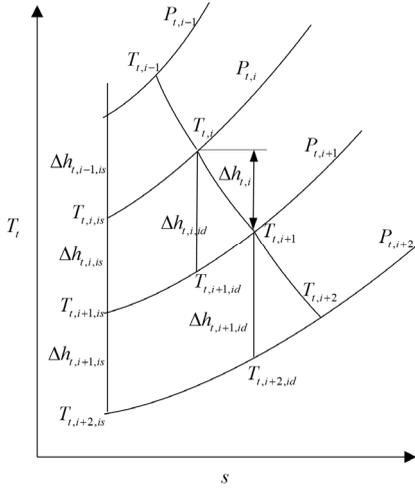


Fig. 1 T-s curve

다단터빈의 성능해석을 위하여 3차원 모멘텀방정식을 사용하여 수치해석 방법을 사용하게 되면 세부적인 유동장까지 확인할 수 있는 장점이 있으나, 상당히 많은 컴퓨터의 자원(resource)이 필요할 뿐만 아니라 그 결과를 얻기까지 너무나 많은 시간이 소요된다. 따라서 이에 대한 대안으로 성능예측이나 기본설계를 위하여, 터빈의 내부 유로의 환상(annular)형 단면에서 평균반경을 기준으로 해석을 진행한다. 허브나 케이싱에서의 결과는 평균반경에서 얻어진 결과를 기준으로 반경방향으로는 자유와류법이나 강제와류법을 적용하거나 유선곡률법¹⁷⁾을 적용할 수 있다.

Fig. 1은 터빈에서의 $T-s$ 선도를 보여 주고 있으며, 각 단에서의 압력과 온도 및 엔탈피의 변화를 보여 주고 있다. 하첨자(is)는 터빈 입구조건을 기준으로 등엔트로피 팽창하는 경우를 나타내고, 하첨자(id)는 터빈 단의 입구조건을 기준으로 등엔트로피 팽창하는 것을 나타내고 있다. 터빈에서의 출력(Π)은 터빈 단에서 발생하는 엔탈피의 합으로부터 식 (1)과 같이 얻을 수 있다.

$$\Pi = m \sum_{i=1}^N \Delta h_{t,i} \quad (1)$$

단에서의 엔탈피변화(비출력)은 블레이드 부하계수(blade loading coefficient: Ψ)를 사용하여 나타낼 수가 있으며, Harlock¹⁸⁾ 정의를 사용하면 식 (2)와 같이 표현된다.

$$\Delta h_{t,i} = \Psi_i U_i^2 \quad (2)$$

터빈에서의 전효율(η_{t-t})은 Fig. 1에서 보여 주는 것처럼 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_{t-t} = \frac{\sum_{i=1}^N h_{t,i}}{\sum_{i=1}^N h_{t,i,is}} \quad (3)$$

유동의 속도삼각형을 동일하게 설정하면, 블레이드 부하계수가 동일해진다. 각 단에서 전효율($\eta_{t-t,i} = h_{t,i}/h_{t,i,id}$)과 블레이드 부하계수를 사용하여, 또한 등엔트로피 팽창에서의 온도와 압력의 관계식을 적용하면 터빈에서의 전효율은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_{t-t} = \frac{\sum_{i=1}^N U_i^2}{U_i^2} = \frac{\sum_{i=1}^N \left(\frac{T_{t,i,is}}{T_{t,i}} \right) \eta_{t-t,i}}{1} \quad (4)$$

식 (4)에서의 전온도는 엔탈피 변화의 관계에 의하여 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{t,i} = T_{t,i-1} - \frac{\Psi U_{i-1}^2}{c_p} \quad (5a)$$

$$T_{t,i,is} = T_{t,i-1,is} - \frac{T_{t,i-1,is}}{T_{t,i-1}} \frac{U_{i-1}^2 \Psi}{\eta_{t-t,i-1} c_p} \quad (5b)$$

터빈의 출력을 결정하는데 있어서 터빈효율이 가장 중요한 변수이다. 따라서 효율에 대하여 터

빈의 틱간극, 2차유동 손실, 익형의 형상, 풍손손실, 디스크 마찰손실 등을 고려한 다양한 손실모델이 있다. 하지만 이러한 손실모델들은 터빈 내부의 유동과 각각의 손실이 상호 연계되어 있거나 중복되어 있다. 따라서 각각의 다른 모델들을 조합하여 사용하면, 터빈에서의 손실을 과하게 평가하는 오류를 범할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 검증되어 사용되는 Stewart¹⁹⁾모델인 식 (6)을 적용하였다.

$$\eta_{t-t} = \frac{1}{1 + \frac{KRe^{-0.2}L_{loss}\Psi}{2\cot\alpha_1}} \quad (6)$$

$$L_{loss} = F_{st} L_{st} + F_{ro} L_{ro} + L_{ev}$$

식 (6)에서의 F_{st} 는 노즐(정익)의 영향에 대한 손실 가중치이며 L_{st} 는 정익의 영향에 의한 손실 변수를 의미한다. 반면 F_{ro} 는 동익에서 손실 가중치이며 L_{ro} 는 동익에서의 손실변수이다. L_{ev} 는 출구 베인이 있을 경우에 고려되어지는 손실변수이다. 비례상수 K 는 터빈의 손실계수로서 여러 실험의 결과들로부터 가장 최적의 값인 0.35 를 사용하였다. 또한 Re 는 레이놀드수로서 식 (7)과 같이 적용되었다.

$$Re = \frac{2\dot{m}}{\mu D_m} \quad (7)$$

정익의 영향에 의한 손실변수(L_{st})은 식 (8)과 같이 표현되어졌다.

$$L_{st} = [1 + \cot^2\alpha_1(2 + \tan^2\alpha_0)]\left(\frac{C_{u,1}}{\Delta C_u}\right)^2, N=1 \quad (8)$$

$$L_{st} = [1 + 2\cot^2\alpha_1\left(\frac{C_{u,1}}{\Delta C_u}\right)^2 + \left(\frac{C_{u,2}}{\Delta C_u}\right)^2], N \geq 2$$

$$\Delta C_u = C_{u,1} - C_{u,2}$$

정익의 영향에 의한 손실에 대한 가중치(F_{st})는 식 (9)와 같이 얻어진다.

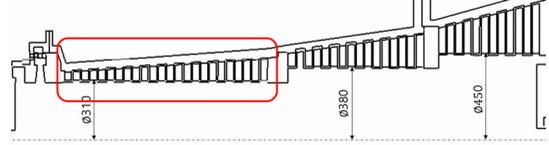


Fig. 2 High pressure turbine of 12 stages

$$F_{st} = \frac{1 - (3\tan\alpha_0/\tan\alpha_1)}{1 - (\tan\alpha_0/\tan\alpha_1)}, N=1 \quad (9)$$

$$F_{st} = \frac{1 - [3C_{u,2}/\Delta C_u]/(C_{u,1}/\Delta C_u)}{1 - [(C_{u,2}/\Delta C_u)/(C_{u,1}/\Delta C_u)]}, N \geq 2$$

동익에서의 손실변수는 식 (10)과 같이 표현되어지며, 동익의 손실 가중치(F_{ro})는 2.0으로 설정되었다.

$$L_{ro} = 2\cot^2\alpha_1\left(\frac{C_{u,1}}{\Delta C_u}\right)^2 + \left(\frac{C_{u,1}}{\Delta C_u} - \frac{1}{\Psi}\right)^2 \quad (10)$$

$$+ \left(\frac{C_{u,2}}{\Delta C_u} - \frac{1}{\Psi}\right)^2$$

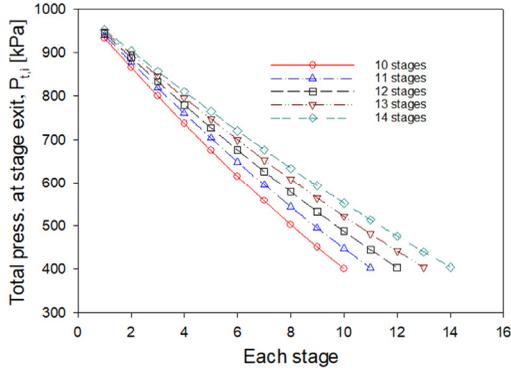
마지막 단의 출구베인에 의한 손실변수(L_{ev})는 식 (11)과 같다.

$$L_{ev} = 2\cot^2\alpha_1\left(\frac{C_{u,1}}{\Delta C_u}\right)^2 + \left(\frac{C_{u,2}}{\Delta C_u}\right)^2 \quad (11)$$

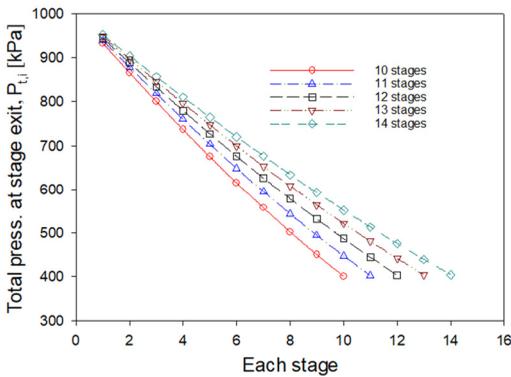
이상으로 터빈의 효율모델과 함께, 노즐과 동익의 형상으로부터 설정되는 부하계수로부터 터빈의 출력과 효율을 계산할 수 있다. 본 연구에서는 7 MW급의 증기터빈^{20,21)}에서 Fig. 2에서 보여주는 12단으로 구성된 고압 다단터빈에 평균반경해석을 적용하여 보았다.

12단 다단터빈의 출력은 2 MW가 얻어졌으며, 입구에서의 압력과 온도는 각각 10 bar, 189.4°C 이다. 터빈의 입출구의 작동조건은 동일하게 유지하면서 터빈의 단수를 10단에서 14단까지 변경하면서 동일 출력이 얻어지는 연구를 수행하였다.

Fig. 3은 터빈의 단수에 따른 전압력과 전온도의 변화를 보여 주고 있다. 단수와 무관하게 입구와 출구에서의 압력과 온도는 동일하게 유지되었음을 알 수 있다. 따라서 단수가 줄어들수록 팽창



(a) Total pressure



(b) Total temperature

Fig. 3 Variation of total pressure and temperature drop at each stage

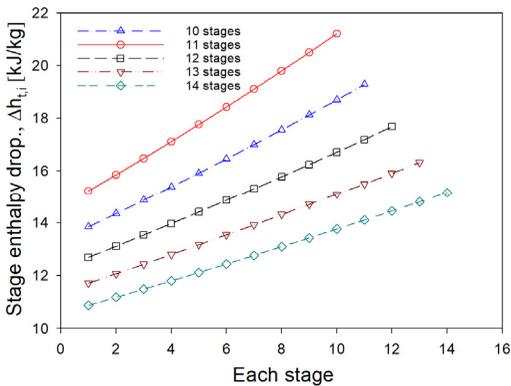
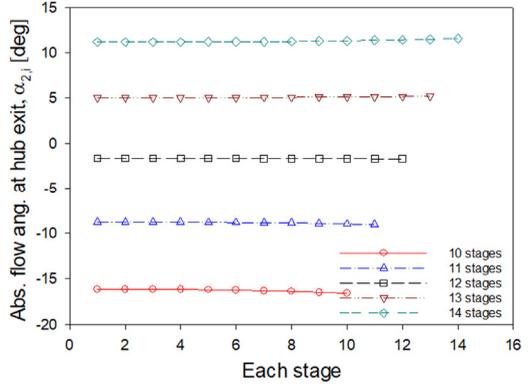


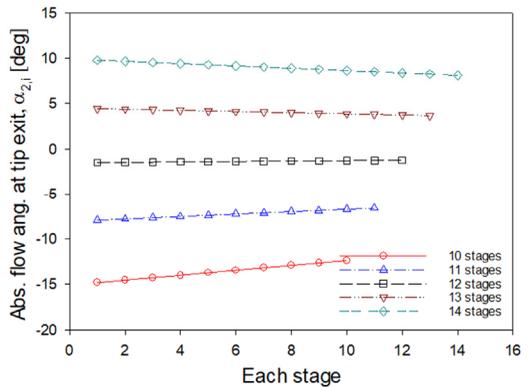
Fig. 4 Enthalpy drop at each stage

비가 증가하며, 전 온도의 감소폭도 증가함을 알 수 있다.

Fig. 4는 단수의 변화에 따른 엔탈피의 감소를



(a) at hub



(a) at tip

Fig. 5 Absolute flow angles at each stage

각 단별로 보여 주고 있다. 동일하게 2 MW의 출력을 얻었으므로, 단수를 증가하게 되면 각단에서의 엔탈피 감소폭은 적어져도 됨을 알 수 있다.

따라서 단수를 증가하면 엔탈피의 감소폭이 줄어들게 되므로 내부 유동에 급격한 변화를 초래하지 않아도 된다. 따라서 단수의 증가는 공력적으로는 좋은 효과를 얻을 수 있으며, 14단의 경우에 10단으로 하는 것보다 효율이 1.3% 정도 증가하는 결과를 보였다.

Fig. 5는 각 단의 출구에서의 절대속도의 유동각을 보여주고 있다. 평균반경해석에서 허브와 케이싱에서의 물성치를 얻기 위하여 자유와류법을 적용하여 얻어진 결과이다. 동익 출구에서의 절대 유동속도의 각도가 음으로 된 것은 출력의 상승에 기여하는 것이므로 높은 비출력을 얻어야 하

였음을 보여 주고 있다. 따라서 적은 단수의 동익은 더 많이 비틀어져야 함을 알 수 있다. 따라서 많이 비틀어진 익형의 형상으로 인하여 블레이드 부하계수도 단수가 10단인 경우에는 14단에서 얻어지는 블레이드 부하계수보다 42% 증가한 블레이드 부하계수를 나타내었다.

3. 탈설계성능해석

탈설계성능해석은 설계된 터빈이 탈설계점에서 작동하는 경우에 얻을 수 있는 성능을 예측하는 것이다. 따라서 터빈에서 변경이 불가한 익형각이나 크기와 관련된 형상 등은 원래상태로 적용하여야 한다. 단지 작동조건을 변경하는데 회전수, 질량유량, 입구전온도, 입구전압력이 변경되어질 수 있다. 설계 시에는 단에서의 비출력을 조절하여 터빈의 형상을 설계하지만 탈설계의 작동에서 단에서의 비출력을 알 수가 없으므로 이를 설정할 수가 없다. 따라서 설계 시와는 다른 작동메카니즘을 설정하여야 한다.

본 연구에서는 평균반경해석을 이용한 탈설계 성능해석을 위하여 노즐에서의 전압력손실(Y_N)은 Glassmann²²⁾에 의하여 제시된 모델을 식 (12)와 같이 적용하였다.

$$Y_N = 0.057 \frac{|\tan\alpha_1 - \tan\alpha_0|}{1 + 1.5\cos\alpha_1} \left(\frac{\dot{m}}{2 \times 10^6 \mu r} \right)^{-0.2} \quad (12)$$

식 (12)에서의 전압력손실은 식 (13)과 같이 표현된다.

$$Y_N = \frac{P_{t,0} - P_{t,1}}{P_{t,1} - P_1} \quad (13)$$

식 (13)으로부터 노즐입구에서의 전압력($P_{t,0}$)을 기준으로 노즐출구에서의 전압력($P_{t,1}$)으로 나타내어야 한다. 이를 위하여 등엔트로피 팽창에서의 온도와 압력의 관계식과 함께 노즐 출구에서의 전압력을 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{t,1} = \frac{P_{t,0}}{1 + Y_N \left[1 - \left(1 - \frac{C_1^2}{2c_p T_{t,1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]} \quad (14)$$

터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에는 부분분사에 따른 효율감소를 고려하여야 한다. 따라서 부분분사에 대한 효율의 변화는 부분분사율(ϵ)에 대한 Ohlsson²³⁾과 Verneau²⁴⁾의 부분분사효율의 결과를 참조하여 효율감소율(η_{par})을 식 (15)와 같이 얻었다.

$$\eta_{par} = [3.191 + 95.347(1 - e^{(1-4.1\epsilon)})] \quad (15)$$

따라서 식 (15)는 식 (6)의 전분사에서 얻어진 효율(η_{t-t})과 곱으로 적용되어진다.

터빈에 주어진 압력에서, 노즐 전후의 압력차나, 동익 전후의 압력차가 임계압력에 의한 압력차보다 크면 작동유체는 음속으로 팽창한다. 하지만 질량유량이 제한되어 있으면 질량보존의 관계를 만족하기 위하여 분사되어지는 속도는 조정되어진다. 또한 터빈이 부분분사에서 작동하면 분사되지 않은 빈 공간의 측면으로 팽창하게 되고, 부분분사율은 하단으로 가면서 증가하게 된다. 이를 고려하여 노즐출구에서 동익으로 진입하기 전, 회전방향으로 각운동량이 보존되고 축방향으로도 운동량이 보존되도록 하였다. 따라서 각운동량의 보존에 따라 부분분사율은 자연스럽게 증가하게 된다. 동일하게 동익 출구에서도 각운동량과 축방향 운동량이 보존되도록 하여야 하므로, 부분분사율의 증가에 따라 축방향 속도의 감소는 점차적으로 줄어들게 된다.

유동각은 노즐이나 동익에 주어진 익형각을 기준으로 얻어지게 되며, 원주방향속도와 축방향속도를 기준으로 계산되어진다. 하지만 각 단 출구에서의 질량유량이 터빈입구에서 분사된 질량유량이 만족하지 않으면 반복 계산되어진다. 아울러 팽창의 정도를 올려도 질량이 증가하지 못하면 유동은 익형각을 따라가지 못하고 익형의 흡입면에서 편이각(deviation angle)을 갖는 속도방향으로

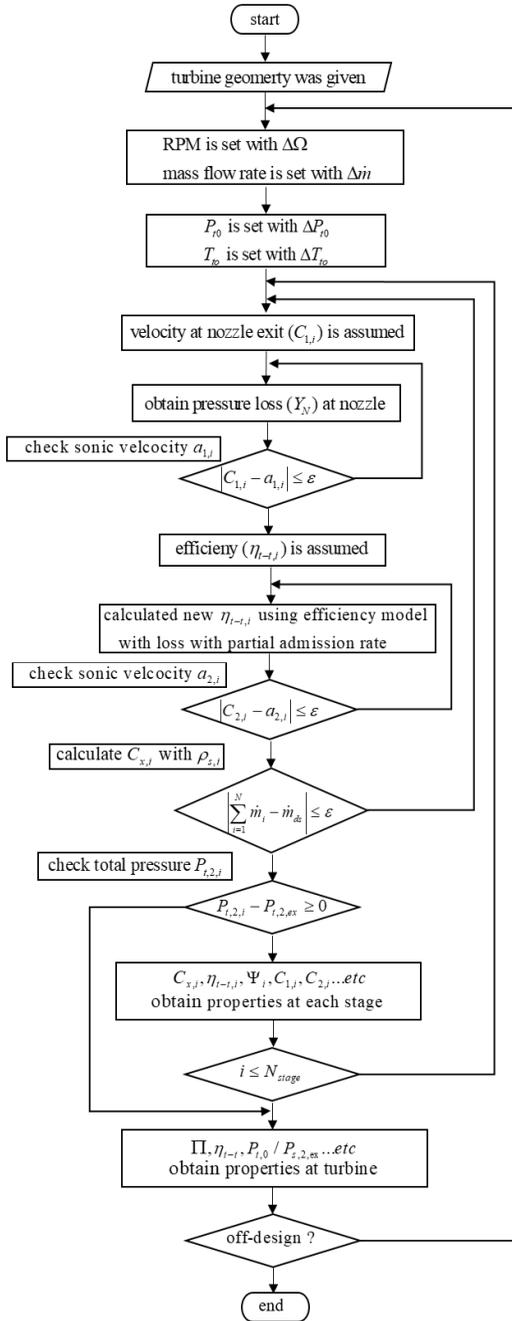


Fig. 6 Diagram of analysis process

진행되면서 질량유량을 만족하도록 한다. 아울러 주어진 증기터빈의 출구에서의 압력이 제한되어 있으므로 이 이하로 낮은 압력이 발생되면 하

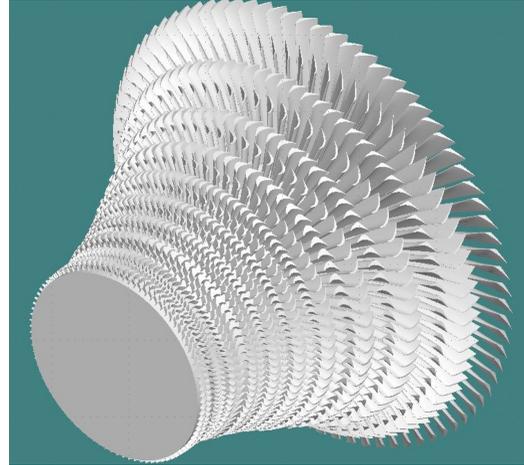


Fig. 7 Steam turbine of 10 stages

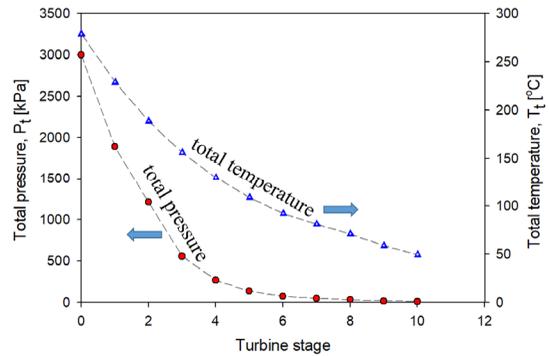


Fig. 8 Variation of operating state

단의 터빈에서는 출력을 얻을 수 없게 된다. Fig. 6은 이러한 전체적인 탈설계성능해석의 과정을 보여 주고 있으며, 계산과정에서 증기의 물성치는 IFC-67²⁵⁾을 프로그램에 연계하여 얻었다.

Fig. 7은 10단 증기터빈의 형상을 보여 주고 있다. 입구조건은 30 bar, 275.8 °C이며, 터빈입구에서의 부분분사율이 50%이다. 질량유량은 10.3 kg/s이며, 출구에서의 압력은 12 kPa이다. 설계점에서의 회전수는 6,000 RPM이며, 설계점에서의 출력은 6.7 MW가 얻어졌다. 익형각이나 터빈의 기하학적 인 치수는 주어졌으므로 이를 기준으로 탈설계 성능해석을 평균반경해석법으로 진행하였으며, 아울러 설계점에서의 결과도 해석과정에서 자연스럽게 얻어진다.

평균반경해석에 의한 7 MW급 증기터빈의 탈설계 성능해석

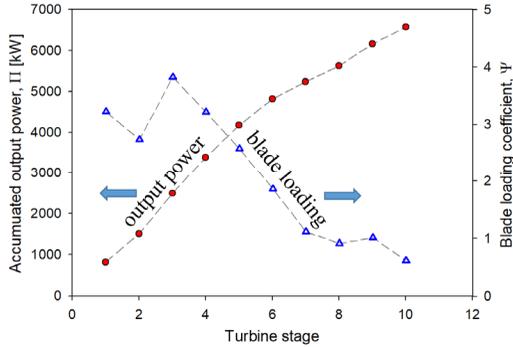


Fig. 9 Output power and blade loading

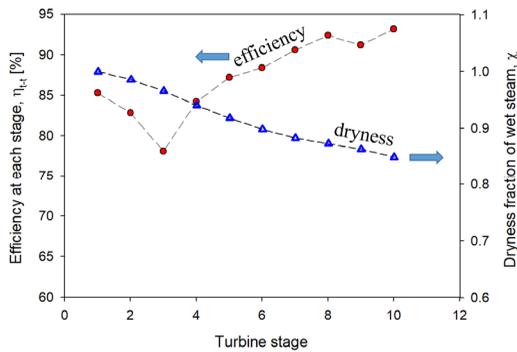
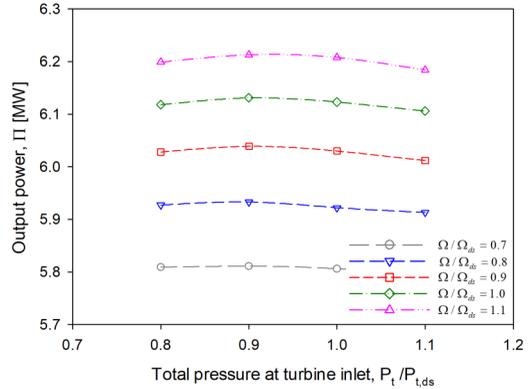


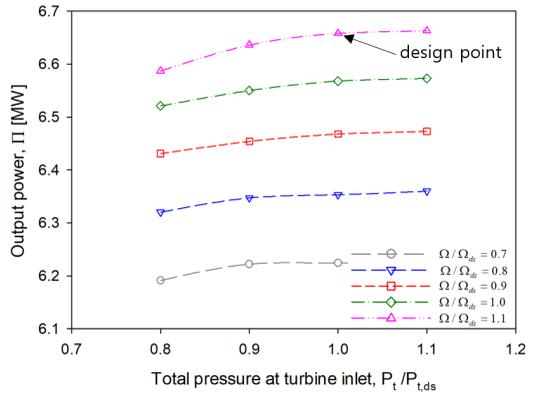
Fig. 10 Variation of efficiency and dryness

우선 설계점에서 작동상태를 Fig. 8에서 보여 주고 있다. 전압력과 전온도의 변화를 단의 진행에 따라 보여 주고 있다. 앞단에서 높은 팽창비를 보이고 있으며, 기울기가 뒷단에 비하여 전압력이나 전온도가 가파르게 형성되고 있음을 알 수 있다. 출구에서의 결과는 설계된 터빈이 작동하는 조건과 일치된 결과를 나타내었다.

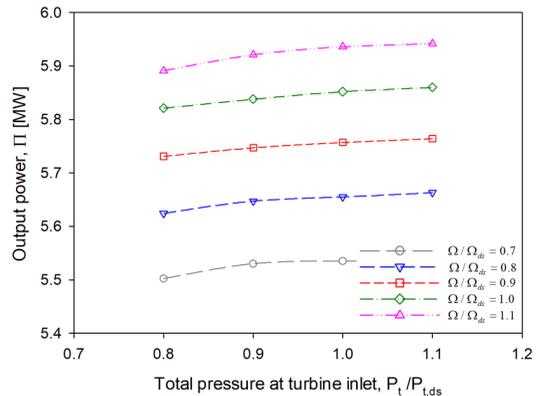
Fig. 9는 터빈의 출력과 블레이드 부하계수를 나타내고 있는데, 각 단에서의 출력이 합하여져 최종적으로 얻어진 출력은 6.6 MW가 얻어졌으며, 이 결과는 설계되어진 터빈의 출력과 잘 일치하고 있다. 또한 블레이드 부하계수는 앞 단에서 높은 값을 갖고 뒷단으로 갈수록 줄어드는 특성을 보이고 있다. 터빈의 전압력선도를 보여 주었던 Fig. 8의 결과처럼, 높은 팽창비로 분사된 증기를 이용하여 앞단에서 큰 출력을 얻고 하단으로 갈수록 단에서의 출력이 점차적으로 줄어들도록 설계되어진 터빈임을 알 수 있다.



(a) $T_{t,0}/T_{t,0,ds}=0.9, \dot{m}/\dot{m}_{ds}=1.0$



(b) $T_{t,0}/T_{t,0,ds}=1.0, \dot{m}/\dot{m}_{ds}=1.0$



(c) $T_{t,0}/T_{t,0,ds}=1.0, \dot{m}/\dot{m}_{ds}=0.9$

Fig. 11 Variation of the output power for the different operating conditions

Fig. 10은 효율과 증기의 건도(dryness)를 보여

주고 있다. 터빈 각 단에서의 효율은 뒷단으로 갈수록 높은 효율을 나타내고 있는데, 이러한 원인은 터빈에서 팽창비가 줄어들게 되면서 등엔트로피 팽창에 따른 엔탈피변화폭과 비출력이 비슷해지기 때문이다. 따라서 높은 팽창비를 갖는 단에서는 상대적으로 낮은 효율의 결과를 보이고 있다. 아울러 1단 터빈의 경우는 가열증기 상태에서 작동하고 있으나, 그 이후의 단부터는 높은 팽창비로 인하여 습증기 상태에서 작동하고 있음을 알 수 있다.

터빈이 설계점이 아닌 운전점에서 작동하기 위하여서는 입구에서의 압력, 온도, 질량유량과 회전수가 변동되어야 한다. 따라서 이들을 얼마나 변동하느냐에 따라 상당히 많은 양의 결과가 나오지만, 지면의 제한으로 대표적인 결과만을 제시하고자 한다. 탈설계 성능해석에서 가장 중요하게 보자고 하는 부분은 입력 조건의 변동에 따른 출력의 변화가 될 것이다. Fig. 11은 설계점에서의 터빈입구 전압력($P_{t,ds}$) 대비 입구 전압력의 변동에 따른 입구 온도의 변화와 회전수의 변화에 대한 결과를 보여 주고 있다.

Fig. 11(a)와 (b)의 주요한 차이는 입구온도를 변경한 경우이다. 질량유량은 설계점의 유량으로 동일하다. 설계점의 압력과 회전수에서 입구전온도만 10% 감소하게 되면 출력은 8%만큼의 감소가 발생되었다. 반면에 동일한 설계점의 작동에서 질량유량만 10% 감소하면 Fig. 11(c)에서 보여 주는 것과 같이 출력은 5.8 MW가 얻어졌으며, 이에 따라 12.7%의 출력감소가 발생하였다. 따라서 출력의 변동에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 질량유량이며, 그 다음으로 입구온도의 변화가 된다. Fig. 11(a)에서 입구압력을 설계점의 압력보다 줄이는 경우에 출력이 증가하는 특성을 보이고 있는데, 이는 가열증기 상태인 증기가 설계점 부근의 작동점에서 압력의 감소가 오히려 엔탈피가 증가하는 특징을 갖고 있기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에서는 평균반경해석법을 사용하여 다단 증기터빈의 탈설계점 성능해석을 수행할 수

있는 연구를 수행하였으며, 성능해석의 기법을 검증하기 위하여 12단 다단터빈에서의 검정을 수행하였으며, 터빈의 단수를 10단에서 14단으로 증가하게 되면 효율이 1.3% 증가하였다. 이를 바탕으로 설계점에서의 입구조건이 30 bar, 275.8 °C이고, 부분분사율이 50%이며, 질량유량이 10.3 kg/s인 6.7 MW 출력의 10단 터빈에 대하여서도 탈설계 성능해석을 수행하였다. 그 결과, 터빈의 출력은 질량유량에 가장 큰 영향을 받으며, 질량유량이 10% 감소하면 출력은 12.7% 감소하였으며, 입구온도가 10% 감소하면 8%의 출력감소가 발생되었다.

차후 보다 많은 기하학적인 형상을 고려할 수 있는 손실모델을 사용하여 비교하는 연구가 필요할 것으로 사료되며, 본 연구를 통하여 발전이나, 수송용 장치의 동력원으로 활용성이 높은 증기터빈의 성능개선이나 개발에 도움이 될 것으로 사료된다.

Author contributions

S. Y. Cho; Conceptualization, Funding acquisition, Writing-review & editing. B. S. Choi; Data curation, Formal analysis, Methodology, Project administration. H. S. Lim; Investigation, Resources, Software. Supervision, Validation, Visualization.

References

1. U. H. Nah, S. I. Cho, H. Shin, Y. S. Kim and S. H. Yang, 2003, "Steam Turbine Technology for Advanced Steam Condition", Proceeding of KSME, pp. 2174-2179.
2. G. B. Kwon, Y. S. Kim, S. H. Cho, H. S. Im, U. H. Nah and H. M. Kim, 2000, "Steam Turbine Design Using 3-Dimensional Flow Analysis", Proceeding of Fluidmachinery, pp. 312-317.
3. B. Lim, E. S. Lee, S. Yang, I. Lee, Y. Kim and G. B. Kwon, 2004, "Air Similarity Test for the Evaluation of Aerodynamic Performance of Steam Turbine", J. of Fluidmachinery, Vol. 7, No. 5,

- pp. 29-35.
4. Y. C. Kim, K. Y. Ahn, C. H. Cho and S. Y. Cho, 2009, "A Study of the Design Technology for Developing a 100 kW Class Steam turbine", *Journal of Fluidmachinery*, Vol. 12, No. 3, pp. 44-52.
 5. H. P. Bloch, 1995, A "Practical Guide to Steam Turbine Technology", McGraw-Hill Education, pp. 67-93.
 6. W. P. Sanders, 2002, "Turbine Steam Path : Maintenance and Repair", Pennwell Publishing, pp. 711-813.
 7. J. H. Shin and G. S. Lee, 2011, "Design and Performance Analysis of Steam Turbine for Variations of Degree of Reaction", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers -B*, Vol. 35, No. 12, pp. 1391-1398.
 8. S. Ishigai, 2011, "Steam Power Engineering Thermal and Hydraulic Design Principles", Cambridge University Press, pp. 42-112.
 9. C. Carcasci, L. Cosi, R. Ferraro and B. Pacifici, 2017, "Effect of a Real Steam Turbine on Thermo-economic Analysis of Combined Cycle Power Plants", *Energy*, Vol. 138, pp. 32-47.
 10. I. G. Jung, 2000, A Study on the Effects of Superheated and Reheated Steam upon the Turbine Efficiency in the Controlled Circulations Boiler, MS thesis, Gyeongsang National University, Jinju, Korea.
 11. J. I. Cofer IV, J. K. Reinker and W. J. Sumner, 1996, "Advances in Steam Path Technology", GE Power Systems, GER-3713E, pp. 1-40.
 12. E. Saito, N. Matsuno, K. Tanaka, S. Nishimoto, R. Yamamoto and S. Imano, 2015, "Latest Technologies and Future Prospects for a New Steam Turbine", *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, Vol. 52, No. 2, pp. 39-46.
 13. Axial, 2018, "CAE Software for Axial Compressors and Turbines", Concepts NREC.
 14. AxSTREAM, 2018, "Axial Turbine Design", SoftInWay Inc.
 15. J. P. Veres, 1992, "Axial and Centrifugal Compressor Mean Line Flow Analysis Method 2", NASA TM-2009-215585.
 16. R. Agromayor and L. O. Nord, 2019, "Preliminary Design and Optimization of Axial Turbines Accounting for Diffuser Performance", *Int. J. Turbomachinery Propulsions Power*, 2019, Vol. 4, 32, pp. 1-29.
(<https://doi.org/10.3390/ijtp4030032>)
 17. M. Casey and C. Robinson, 2010 "A New Streamline Curvature Throughflow Method For Radial Turbomachinery", *J. Turbomachinery*. Vol. 132, No. 3, 031021.
 18. J. H. Horlock, 1973, "Axial Flow Turbines", Butterworths.
 19. W. L. Stewart, 1961, "A Study of Axial-Flow Turbine Efficiency Characteristics in Term of Velocity Diagram Parameters", ASME-61-WA- 37.
 20. P. Shlyakhin, 2005, "Steam Turbines: Theory and Design, translated from the Russian by A. Jaganmohan", University Press of the Pacific, pp. 45-97.
 21. S. Y. Cho, B. S. Choi and H. S. Lim, 2019, "A Study of Basic Configuration Design Technology of 7 MW Class Steam Turbine", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 23, No. 2, pp. 37-46.
(<https://doi.org/10.9726/kspse.2019.23.2.037>)
 22. A. J. Glassman, 1992, "Users manual and Modeling Improvements for Axial Turbine Design ad Performance Computer Code TD2-2", NASA-CR-189118.
 23. G. O. Ohlsson, 1962, "Partial-Admission Turbines", *J. of Aerospace Science*, Vol. 29, No. 9, pp. 1017-1028.
 24. A. Verneau, 1987, "Supersonic Turbines for Organic Fluid Rankine Cycles from 3kW to 1300kW", VKI Lecture Series 1987-09.
 25. IFC-67, 1993, "Thermodynamic and Transport Properties of Steam", ASME.