

폐열회수 발전용 초임계 ORC 터빈 개발

임형수*† · 최범석* · 박무룡* · 황순찬* · 박준영* · 서정민* · 방제성* ·
김수원* · 임영철* · 박세진* · 정희찬* · 이동현** · 김병옥**

Development of Supercritical Organic Rankine Cycle Turbine for Waste Heat Power Generation

Hyungsoo Lim*†, Bumseog Choi*, Mooryong Park*, Soonchan Hwang*, Junyoung Park*,
Jeongmin Seo*, Jesung Bang*, Soowon Kim*, Youngchul Lim*, Sehjin Park*, Heechan Jeong*,
Donghyun Lee**, Byungock Kim**

Key Words : Supercritical(초임계); Organic rankine cycle(유기 랭킨 사이클); Turbine(터빈); Multistage(다단); Power generation(발전); Performance(성능)

ABSTRACT

In this study, a turbine applicable to a supercritical ORC power generation system with higher power generation efficiency than the typical ORC power generation system was developed. This paper describes the turbine design, fabrication and performance tests for developing a 100kW class power generation turbine. R-1234ze(E) was selected as the working fluid in consideration of Global Warming Potential. The overall turbine expansion ratio was 9, and the turbine consisted of a two-stage centrifugal turbine. The magnetic bearings were installed, and the turbine and generator were assembled into a single casing. The rotation speed was selected as 36,000rpm through the specific speed and the specific diameter analysis. Based on these analysis results, one-dimensional design, three-dimensional shape design, and three-dimensional performance analysis were conducted. Turbine components were fabricated based on CAD drawings and three-dimensional modeling. The assembled turbine was installed in a supercritical ORC power generation system. The cooling tubes were additionally installed to maintain a stable temperature inside the turbine. Through the performance test, it was confirmed that the developed turbine generated electric power of 100kW. In this paper, important matters to be considered when developing turbines for supercritical ORC power generation system were specifically mentioned.

1. 서 론

전 세계적으로 지구 온난화에 따른 이상 기후 현상이 빈번히 발생하고 있으며, 그 피해 정도가 매년 커지고 있어 심각한 문제가 되고 있다. 지구 온난화에 따른 피해를 줄이고자 2015년 12월 프랑스 파리에서 세계 온실가스 배출량의 90% 이상을 차지하는 195개국 이 모여 ‘파리기후변화협약’을 맺어 온실가스 배출량을 단계적으로 감축하기 위한 목표를 정하였다. 이 협정은 전 세계가 2020년 이후 기후변화에 대응하도록 하기 위한 것이다. 이와 관련하여 세계 각국에서는 온

실가스 감축 목표를 자발적으로 정하여 제출하였고 우리나라도 지구 온난화 방지를 위한 탄소중립 계획을 마련하였다. 탄소중립 실현을 위해 다양한 분야에서 연구가 이루어지고 있다. 그 중, 에너지 분야에서는 재생에너지(태양열, 풍력, 수력, 지열 등), 무탄소 에너지(수소, 공기 등), 미활용 에너지(폐열 등) 활용에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다.

미활용 에너지 중 버려지는 폐열을 이용한 발전 시스템으로 대표적으로 유기 랭킨 사이클(Organic Rankine Cycle, ORC)을 이용한 발전 시스템이 있다. ORC 발전 시스템은 230℃이하의 중·저온 폐열을 이용하여 발전 한다는 특징이

* 한국기계연구원 극한열유체기계연구실(Department of Thermal-Fluid Machinery, Korea Institute of Machinery & Materials)

** 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실(Department of System Dynamics, Korea Institute of Machinery & Materials)

† 교신저자, E-mail : limbo999@kimm.re.kr

있다. 전 세계적으로 ORC 발전에 관한 많은 연구가 수행되었고, Ormat(미), Turboden(이), GMK(독), Tri-O-GEN(네)과 같은 업체에서 다양한 용량의 ORC 발전 시스템을 판매하고 있다. 일반적으로 ORC 발전시스템은 시스템 발전 효율이 10% 정도이지만, 버려지는 열 에너지에서 전기를 얻기 때문에 대표적인 친환경 발전 시스템으로 여겨지고 있다.

본 논문에서 소개하고자 하는 초임계(Supercritical) ORC 발전은 기존의 ORC 발전과 같이 230°C 이하의 중·저온 폐열과 유기 냉매를 이용하지만, 작동 유체가 초임계 조건으로 터빈에 유입되어 팽창 되는 특징이 있다. 그리고 열원과 증발기 사이의 온도 관계가 기존 ORC 발전 시스템의 경우 보다 좋기 때문에 열원과 증발기 사이에서의 엑서지(Exergy) 손실이 작고 핀치 포인트(Pinch point) 제약이 적어 폐열회수 발전 시스템의 효율을 극대화 할 수 있다.

초임계 ORC 발전 시스템에 대한 성능해석으로 A. Schuster et al.^[1]은 ORC 발전시스템과 초임계 ORC 발전시스템의 성능을 해석적으로 비교하였고, 초임계 ORC 발전시스템에서 엑서지 손실의 감소 원인에 대해 분석하였다. 그리고 Vetter et al.^[2]는 150°C 수준의 지열을 이용한 ORC 발전 시스템과 초임계 ORC 발전 시스템의 성능을 비교하였다. 10 개 이상의 냉매에 대한 작동 특성을 분석하였고, 초임계 ORC 발전 시스템에서 열원 변화에 따른 출력 최적화를 수행하였다.

초임계 ORC 발전 시스템의 구성품 관련 연구로써 Karellasa et al.^[3]은 초임계 ORC 발전시스템에서 작동 유체 임계점 특성이 반영된 고온용 열교환기의 설계 파라미터에 관한 연구를 수행하였다. Gao et al.^[4]는 초임계 ORC 발전 시스템에서 18가지의 유기 냉매를 적용시켰을 때의 성능 특성을 분석하였으며, 높은 출력을 낼 수 있는 냉매를 제시하였다.

초임계 ORC 발전 시스템에 대한 개발 사례는 ORC 발전 시스템과 비교할 때 현저히 적지만, Kosmadakis et al.^[5]은 수 kW급 소용량 초임계 ORC 발전 시스템을 구성하였고, 이 시험 장치를 이용하여 3kW 발전 출력과 70%의 터빈 효율을 실험적으로 확인하였다. Rossi^[6]는 Enel社(이)에서 지열을 이용한 500kW급 초임계 ORC 발전 시스템을 제작하고 성능 시험한 결과를 소개하였다.

ORC 발전 시스템 보다 고온, 고압 조건에서 작동 되는 초임계 ORC 발전 시스템에 관한 개발 사례는 많지 않으며, 특히 초임계 ORC 발전 시스템용 터빈 개발에 관한 연구 결과는 드물다.

초임계 ORC 발전시스템은 작동유체가 임계점 이상의 조건에서 운전되기 때문에 기존 ORC 발전시스템^[7]보다 터빈 입구의 온도와 압력이 높다. 따라서 초임계 ORC 발전 시스템이 ORC 발전 시스템보다 성능이 우수함에도 불구하고, 터빈이나 고온용 열교환기와 같은 핵심 구성품 개발에 어려움이 있어 상용화 사례가 드물다.

본 논문에서는 초임계 ORC 발전 시스템용 터빈 개발에 관한 설계, 제작, 시험 결과가 제시되었다. R-1234ze(E)를 작동유체로 하는 100kW급 초임계 ORC 발전 시스템을 개발하였고, 이 발전시스템에 적용된 초임계 ORC 발전 터빈의 개발 과정을 소개하였다. 터빈 사양 선정에서부터 성능 시험에 이르기까지의 주요 사항을 설명하였다. 그리고 터빈이 안정적으로 작동하기 위해 내부 온도 관리가 필요하다는 점을 언급함으로써, 상용 초임계 ORC 발전 시스템을 위한 터빈 개발에 참고가 될 수 있도록 하였다.

2. 초임계 ORC 터빈 작동 조건

본 연구에서는 R-1234ze(E)를 작동유체로 하는 100kW급 초임계 ORC 발전 시스템을 개발하였다. Fig. 1은 초임계 ORC 발전 시스템의 구성도를 나타낸다. 시스템은 세 가지 루프로 이루어진다. 첫째는 폐열을 모사한 열원 루프이다. 초임계 ORC 발전 시스템을 개발하는데 전기 히터로 오일을 가열하여 폐열을 모사하였고, 열교환기를 통해 고온의 열에너지가 작동유체로 전달되도록 하였다. 둘째는 냉매 루프이다. 본 연구에서 선정한 R-1234ze(E)는 R-134a의 대체 냉매로써 GWP(Global Warming Potential, 지구온난화 지수)가 7에 불과한 친환경 냉매이다. 냉매 루프는 초임계 ORC 발전 시스템이 구성될 수 있도록 펌프, 고온용 열교환기, 터빈, 응축기로 구성되었다. 여기서 고온용 열교환기는 작동 유체를 액체 상태에서부터 기체 상태를 거쳐 초임계 상태로 가열 시키는 역할을 한다. 셋째는 냉각수 루프이다. 터빈에서 팽창된 작동유체를 응축시키기 위한 응축기와 냉각탑으로 구성된다.

Fig. 2는 초임계 ORC 발전 시스템이 작동되는 열역학적 특성을 보기 위한 T-s 선도를 나타낸 것이다. Table 1은 Fig. 2에서 냉매 루프의 위치별 구성품을 표기한 것이다. Fig. 2에 도시된 바와 같이 작동유체는 고온용 열교환기를 거치면서 임계점 이상까지 가열되고 팽창기를 지나면서 출력을 발생시킨다. 응축기를 통해 액화된 작동 유체는 펌프를 통해 고온용 열교환기로 흐르면서 사이클이 형성된다. 초임

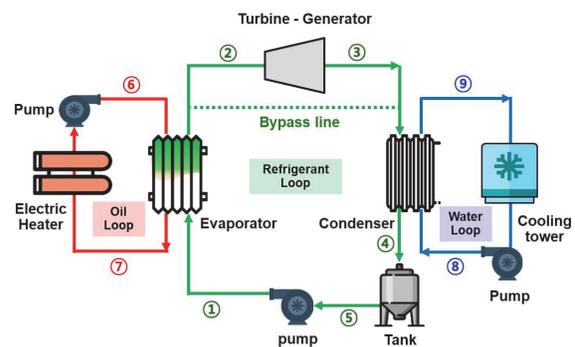


Fig. 1 초임계 ORC 발전 시스템 구성도

계 ORC 발전 사이클은 ORC 발전 사이클과 유사하지만, 고온용 열교환기에서 작동유체가 초임계 조건으로 가열된다는 점이 ORC 발전 사이클과 차이가 있다.

작동유체가 임계점을 넘어 초임계 조건으로 가열되는 과정에서 폐열원(⑥-⑦)의 에너지를 엑서지(Exergy) 손실이 적은 조건에서 흡수할 수 있기 때문에, 공급 폐열원에 대해 높은 발전 효율을 기대할 수 있다.

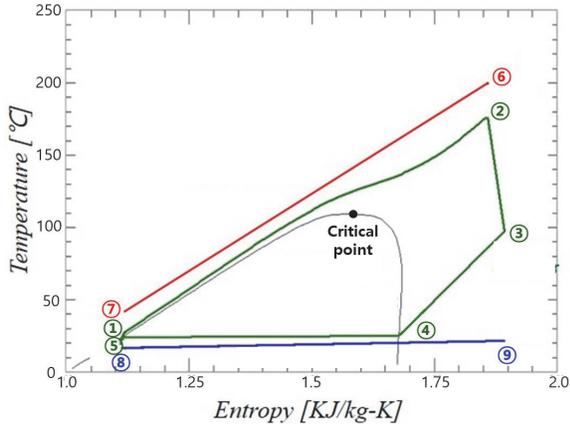


Fig. 2 초임계 ORC 발전 시스템 T-s 선도

Table 1 T-s 선도상 냉매 루프의 구성 요소

T-s 선도	구성 요소
①-②	고온용 열교환기
②-③	터빈
③-⑤	응축기
⑤-①	펌프

Table 2 초임계 ORC 터빈 작동 조건

	단위	터빈 1단	터빈 2단
P _{in}	bar	52	18
T _{in}	°C	176	133.3
P _{out}	bar	18.5	5.78
T _{out}	°C	134.3	101.2
Pr	-	2.8	3.1
mass	kg/s	3.3	3.3

Table 3 터빈 1단 비속도, 비직경 분석 결과

Ns	Unit	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	0.407
η	-	0.76	0.81	0.85	0.87	0.87	0.84	0.80	0.72	0.61	0.85
RPM	-	17,655	26,483	35,311	44,138	52,966	61,793	70,621	79,449	88,276	36,000
Power*	kW	61.1	65.2	68.2	69.7	69.7	67.9	63.9	57.7	48.9	68.3
D _s	-	10.00	6.67	5.00	4.00	3.33	2.86	2.50	2.22	2.00	4.9
D _{tip}	mm	168.8	112.5	84.43	67.54	56.28	48.24	42.21	37.52	33.77	82.81
U _{tip}	m/s	156	156	156	156	156	156	156	156	156	156

※ 이론적 출력값

Table 2에는 사이클 설계를 통해 도출된, 초임계 ORC 터빈 1단과 터빈 2단의 작동 조건을 도시하였다. 전체 팽창비가 9이기 때문에 직렬로 구성된 2단 터빈을 통해 팽창이 이루어 질 수 있도록 하였다. 터빈 1단의 팽창비는 2.8이며, 터빈 2단의 팽창비는 3.1로 선정하였다. 일반적으로 터빈 한개 단의 팽창비는 3~4 수준이다.

초임계 ORC 발전 시스템에서 1단 터빈의 입구 온도와 압력은 각각 176°C, 52bar로써 기존 ORC 발전 시스템 대비 온도와 압력이 상대적으로 높다. (Appendix참조)

초임계 ORC용 터빈은 고온, 고압, 고속 조건에서 성능을 낼 수 있도록 개발되어야 한다. 이를 위해 소재 선정, 열응력 해석, 냉각 장치, 축계 밸런싱, 제작 및 조립 등의 측면에서 까다로운 기준이 필요하다.

3. 초임계 ORC 터빈 설계

3.1 비속도, 비직경 분석

Table 2에 도시된 초임계 ORC 터빈의 작동 조건을 바탕으로 비속도, 비직경 분석을 하였다. 비속도(N_s)와 비직경(D_s)은 아래 식 (1), (2)와 같이 정의된다.

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q_6}}{\Delta h_{isen}^{0.75}} \quad (1)$$

$$D_s = \frac{d \Delta h_{isen}^{0.25}}{\sqrt{Q_6}} \quad (2)$$

비속도 분석을 통해 개발하고자 하는 터빈의 회전수를 선정할 수 있으며, 상대적인 출력의 크기를 예상할 수 있다. 일반적으로 비속도 0.5~0.6가 최적의 효율을 예상할 수 있는 비속도 범위이지만, 이때의 회전수가 실현 가능한 수준인지 판단해야 한다.

분석을 통해 선정된 비속도와 비직경으로 터빈 로터 직경을 예상할 수 있다. 그리고 회전수와 로터 직경을 이용하여 로터 팁 속도도 구할 수 있다. 일반적으로 로터 소재의 강도

Table 4 터빈 2단 비속도, 비직경 분석 결과

Ns	Unit	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	0.653
η	-	0.76	0.81	0.85	0.87	0.87	0.84	0.80	0.72	0.61	0.86
RPM	-	11,025	16,538	22,050	27,563	33,075	38,588	44,101	49,613	55,126	36,000
Power*	kW	72.0	76.8	80.3	82.2	82.1	80.0	75.3	68.0	57.6	81.3
Ds	-	10.00	6.67	5.00	4.00	3.33	2.86	2.50	2.22	2.00	3.06
D_tip	mm	293.48	195.65	146.74	117.39	97.83	83.85	73.37	65.22	58.70	89.88
U_tip	m/s	169.4	169.4	169.4	169.4	169.4	169.4	169.4	169.4	169.4	169.4

※ 이론적 출력값

를 고려하여 로터 팁 속도는 250m/s 이하가 되도록 한다.

Table 3과 Table 4에 터빈 1단과 2단의 비속도, 비직경 분석 결과를 도시하였다. 표의 맨 우측에 기울임꼴로 표시된 값이 선정된 값이다. 본 개발에서는 터빈 1단과 터빈 2단의 로터가 한 개의 축에 back to back으로 조립되도록 하였다. 따라서 임의의 회전수에서 터빈 1단과 터빈 2단의 성능이 균형 있게 발생되어야 한다. 즉, 1단 터빈과 2단 터빈이 같은 회전수로 작동되며, 1단을 통과한 유체가 2단을 연이어 통과 하기 때문에, 1단과 2단의 출력 균형과 축 추력 균형이 맞아야 하고 운전 영역이 유사해야 한다. 이 점을 고려하여, 본 연구에서는 2단 터빈의 설계 회전수를 36,000rpm으로 선정하였다.

3.2 터빈 1차원 설계

비속도, 비직경 분석을 통해 선정된 회전수를 이용하여 터빈 1차원 설계를 수행하였다. 1차원 설계는 터빈 내부 유로인 자오면 형상에 대한 설계로 블레이드 입구 및 출구 유동각, 블레이드 높이 및 개수, 반경 크기 등을 결정한다. 본 연구에서는 ConceptsNREC社의 RITAL 프로그램을 이용하여 1차원 설계를 수행하였다.

터빈은 볼류트, 노즐, 로터로 구성된다. Fig. 3은 1단과 2단 터빈의 자오면 형상을 나타낸 것이다. 1단에 비해 상대적으로 2단이 원심방향과 축방향으로 다소 큰 형상이다. Table 5는 터빈 1차원 설계로 얻은 주요 결과를 표로 정리한 것이

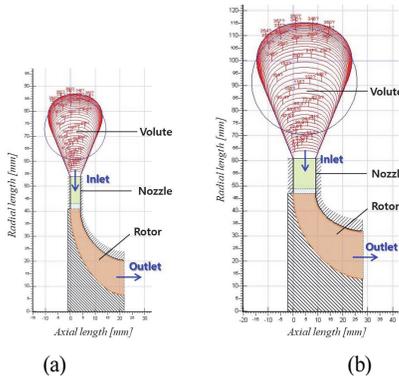


Fig. 3 터빈 자오면 형상: (a) 터빈 1단, (b) 터빈 2단

다. 로터와 쉬라우드 사이의 간극은 0.4mm로 하였다.

Fig. 4는 터빈 1단 로터 입구와 출구에서의 속도삼각형을 나타낸 것이다. 로터 입구에서 유체 유동각은 블레이드 흡입면에서 발생할 수 있는 박리현상을 방지하기 위해 마이너스 유동각을 준다. 일반적으로 고효율 구심형 터빈 설계를 위해 $-20 \sim -30^\circ$ 의 입사각이 되도록 설계^[8]를 하며, 본 연구에서도 로터 입구로 유입되는 입사각이 이 범위에 들어오도록 하였다.

Table 5 터빈 1차원 설계 결과

	단위	터빈 1단	터빈 2단
Ns	-	0.407	0.653
RPM	-	36,000	36,000
Number of nozzles	-	23	23
Nozzle inlet radius	mm	53.9	61.0
Nozzle outlet radius	mm	43.1	49
Nozzle height	mm	4	9
Nozzle Alpha outlet angle	$^\circ$	74.5	73.6
Number of rotors	-	14	14
Rotor inlet radius	mm	41	47
Rotor meridional outlet radius	mm	15.2	24.4
Rotor outlet blade angle	$^\circ$	-45	-45

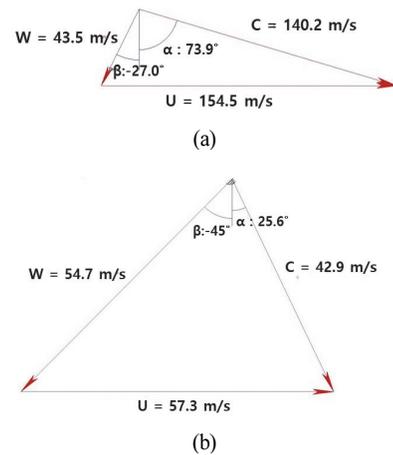


Fig. 4 터빈 1단 로터 입구와 출구의 속도삼각형: (a) 로터 입구, (b) 로터 출구

로터 출구 유동각은 로터 후류에서 스윙(swirl)에 의한 손실을 줄이기 위해 가능한 축방향으로 흐를 수 있도록 한다. 일반적으로 현실성을 반영하여 로터 출구에서 절대 유동각이 30° 이하가 될 수 있도록 설계를 하는데, 본 설계에서도 이러한 조건이 만족 되도록 하였다.

Fig. 5는 터빈 1단의 설계점과 탈설계점에 대한 1차원 성능곡선을 나타낸다. 정격 회전속도의 60%, 80%, 100%에 대해 해석하였다. Fig. 5(a)는 팽창비 대비 유량을 나타낸 그림인데, 설계점(Design Point, DP)이 초킹 유량 근처에 위치함을 알 수 있다. Fig. 5(b), Fig. 5(c)는 팽창비에 대한 터빈

1단의 출력과 효율을 각각 나타낸 것이다. 자오면 설계에서 고려되지 못한 볼류트 입구 손실과 로터 후면 손실을 반영하여 값이 산정되었다.

본 논문에는 지면 관계상 터빈 1단에 대한 설계 결과만 도시하였지만, 터빈 2단도 성능 요구 조건을 만족시켰다.

3.3 터빈 3차원 설계

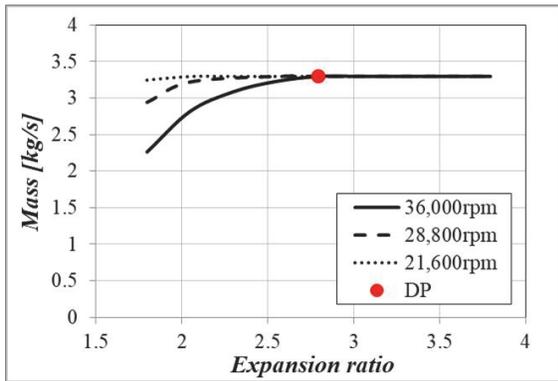
터빈 1차원 설계 결과를 바탕으로 노즐과 로터에 대한 3차원 형상을 만들었으며, 수치해석을 수행하였다. 본 연구에서는 Numeca社의 FINE/Turbo 프로그램을 이용하였다. 작동 유체인 R-1234ze(E)의 물성은 NIST의 REFPROP 프로그램을 기초로 테이블화 하였으며, 수치해석시 물성 데이터베이스가 연동되어 계산되었다.

수치해석에서는 One-equation model인 Spalart-Allmaras 난류 모델을 적용하였다. 노즐과 로터로 구성된 한 개 유로에 대한 정상 상태(steady state) 해석을 수행하였다. 계산에 사용된 격자수는 터빈 1단인 경우 1,569,519개, 터빈 2단인 경우 1,653,507개이다. 수치해석을 위한 경계 조건은 입구 전압력, 입구 온도, 출구 정압력을 반영하였으며, 정격 회전속도의 60%, 80%, 100%에 대해 성능 해석을 수행하였다.

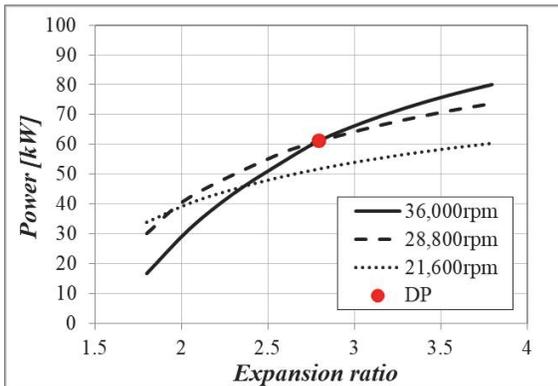
Fig. 6은 설계 회전수인 36,000rpm에서 터빈 1단의 수치해석 결과와 일차원 설계 결과를 비교한 것이다. 설계점과 탈설계점에 대한 전체 운전 영역에 대하여 비교하였다. 설계점을 포함한 그 이상의 팽창비 구간에서는 1차원 설계 결과와 3차원 설계 결과가 잘 일치하였다. 다만 설계점 이하의 팽창비에서는 차이가 발생하였다. 3차원 설계 결과를 기준으로 볼 때 1차원 설계 시 적용된 손실 모델이 R-1234ze(E)를 적용할 경우 계수 보정이 필요함을 알 수 있다. 하지만 전체적으로 두 설계 경향이 잘 일치하였으며, 추후 일차원 설계 시 정밀한 손실 계수 보정을 한다면 보다 정확도 높은 탈설계점 성능 예측을 할 수 있을 것이다.

Fig. 6(a)는 팽창비에 대한 유량을 나타낸 것으로 두 설계 결과가 유사하게 설계점이 초킹점 근처에 위치하였다. Fig. 6(b)는 팽창비에 대한 터빈 출력을 나타낸 것이다. 출력은 1차원 설계와 마찬가지로 3차원 설계도 도출된 출력값에 볼류트와 로터 후면에서 발생할 수 있는 손실을 추가로 반영하여 나타냈다. 그림에 도시된 바와 같이 설계 팽창비에서 목표값을 만족시키는 것을 알 수 있다. Fig. 6(c)는 팽창비에 대한 효율을 나타낸 것이다.

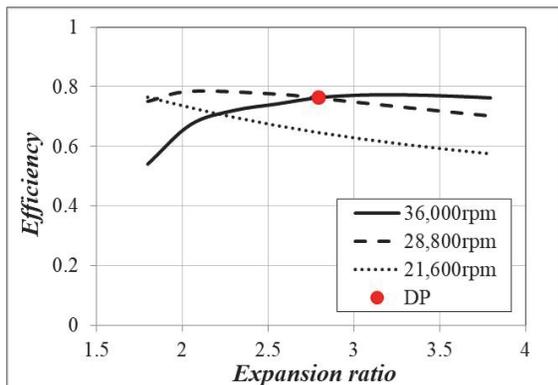
터빈 1단과 같은 방식으로 터빈 2단의 수치해석이 이루어졌으며 목표 조건이 만족됨을 확인할 수 있었다. 터빈 각 단의 추력을 계산하였고, 전체 추력이 1단에서 2단 방향으로 500N 크기로 발생함을 알 수 있었다. 해석 결과를 바탕으로 자기 베어링과 고속 발전기 설계가 수행되었다.



(a)

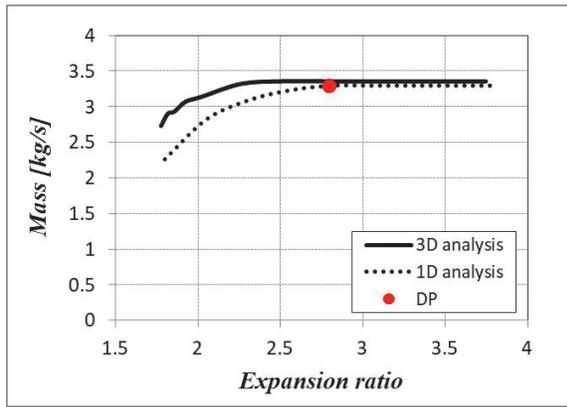


(b)

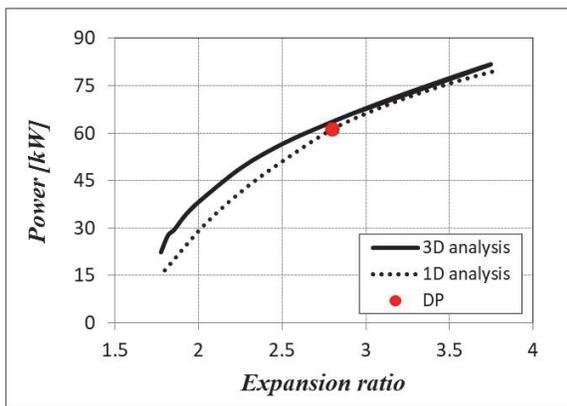


(c)

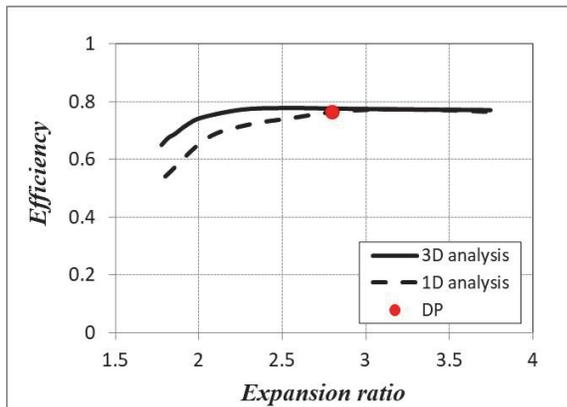
Fig. 5 터빈 1단 자오면 설계 결과



(a)



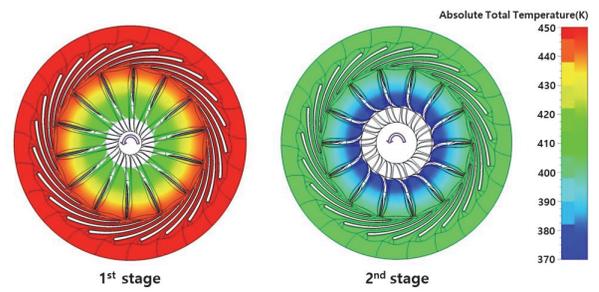
(b)



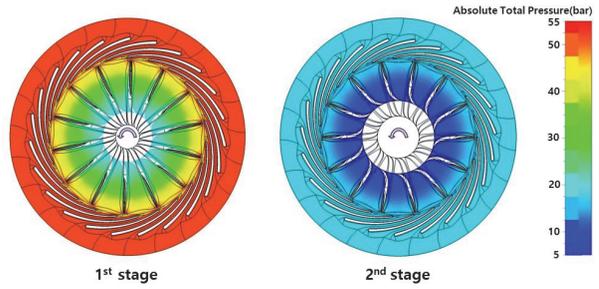
(c)

Fig. 6 터빈 1단 1차원, 3차원 해석 결과 비교: (a) Pr vs mass, (b) Pr vs Power, (c) Pr vs Efficiency

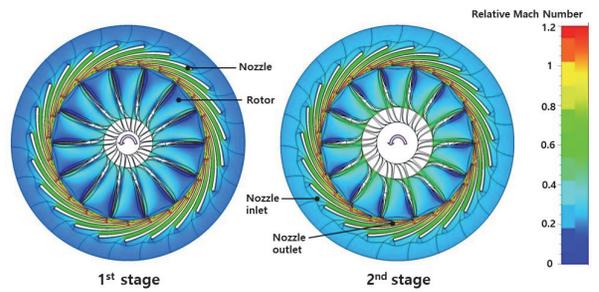
Fig. 7은 수치해석 결과를 축 방향에서 바라보았을 때의 유동장을 나타낸 것이다. Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)는 각각 터빈 1단과 2단의 전온도와 전압력 분포를 나타낸 것이다. 유동값이 터빈 노즐에서 로터 출구로 갈수록 낮아짐을 확인할 수 있다. 1단과 2단이 동일한 경향이였다. Fig. 7(c)는 터빈 1단과 2단의 상대 마하수 분포를 나타낸 것이다. 노즐 출구에서 마하수가 높어짐을 확인할 수 있으며, 국부적으로 초킹 수준의 마하수가 발생한 것으로 판단된다. Fig. 7(d)는 로터 내



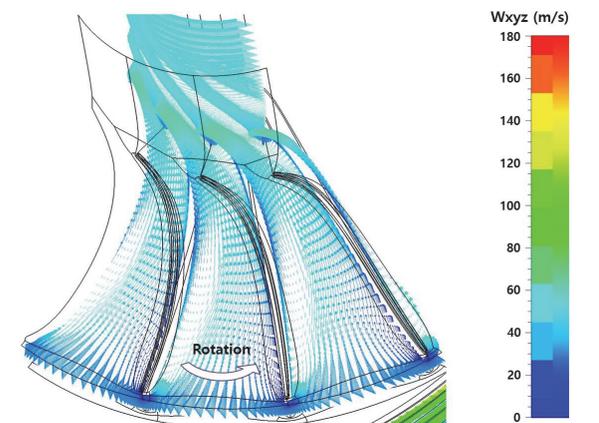
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 7 초임계 ORC 터빈 mid-span 에서의 3차원 해석 결과; (a) 전온도 분포, (b) 전압력 분포, (c) 상대 마하수 분포, (d) 터빈 1단 로터의 상대 속도 벡터 분포

부 유로에서 형성된 설계점에서의 유동장을 상대속도 벡터로 표현한 것이다. 블레이드 사이의 유로에서 원활한 유선을 나타내었다.

3.4 3차원 모델링 및 로터다이내믹 해석

노즐, 로터, 축, 자기베어링, 발전기, 케이싱으로 구성된 초임계 ORC 터빈에 대한 도면화 작업이 수행되었다. 구성품 사이의 조립 특성을 검토하기 위해 3차원 모델링을 수행하였다. Fig. 8은 자기베어링이 적용된 100kW급 초임계 ORC용 터빈-발전기 모델링이며, 그 내부 구성을 볼 수 있도록 하였다.

축은 세로로 설치가 되고, 터빈 1단이 상부에 위치하고 터빈 2단이 하부에 위치하는 구조이다. 중심부에는 고속 발전기가 설치되었는데, 고정자인 코일과 회전자인 자석으로 구성되었다. 발전기용 자석은 축의 중앙부에 위치하며, 열박음 등의 방법으로 다른 소재와 일체형으로 조립되었다. 고온, 고압, 고속 조건에서 안정적인 발전을 위해 여러 번의 설계 변경이 있었고, 최적의 축 제작 방법을 얻을 수 있었다.

본 연구에서 개발한 초임계 ORC 터빈은 자기베어링이 적용된 터빈-발전기로서 발전기가 터빈의 중심부에 위치하기 때문에 축의 길이가 길다. 그리고 회전속도가 36,000rpm으

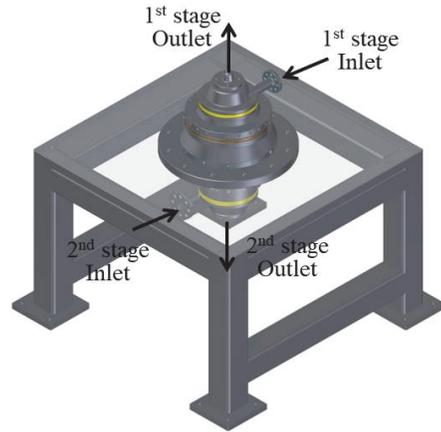


Fig. 10 Test bed에 설치된 초임계 ORC 터빈

로 2,448,000DN에 해당이 된다.

Fig. 9는 축 계에 대한 로터다이내믹 해석 결과를 도시한 것이다. 1차 critical speed가 59,700rpm으로 정격 속도 36,000rpm과 66%의 충분한 분리 여유를 확보하였다.

Fig. 10은 테스트 베드에 설치된 초임계 ORC 터빈-발전기 모델링을 나타낸다. 터빈 2단이 하부에 위치하기 때문에 그림으로 나타내기 위해 테스트 베드의 플레이트를 투명하게 표현하였다. 터빈 1단을 통과한 작동유체는 하부에 설치된 터빈 2단 입구로 배관을 통해 흐를 수 있도록 하였다.

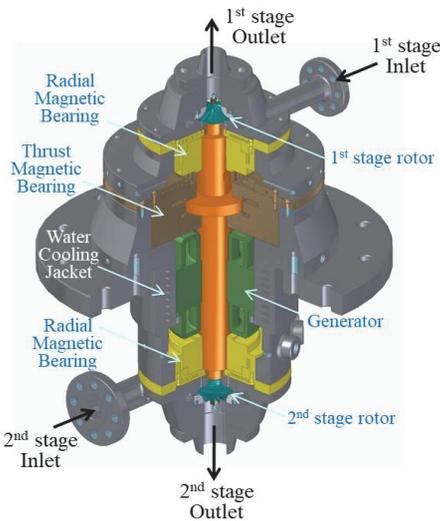


Fig. 8 초임계 ORC 터빈-발전기 3차원 모델링

4. 초임계 ORC 터빈 제작

4.1 구성품 제작 및 조립

초임계 ORC 터빈 구성품을 제작하였다. Fig. 11(a)는 제작된 초임계 ORC 터빈의 주요 구성품이며, Fig. 11(b)는 터빈 조립 후 테스트 베드에 장착된 모습이다. 제작된 부품 치수가 허용 오차 이내인지, 부품 조립 간극이 설계 간극을 유지하는지, 조립 및 분해시 부품 간섭이 없는지 등을 확인하였다.

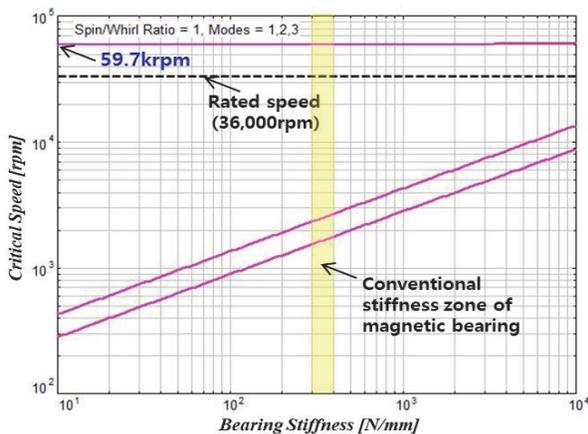


Fig. 9 초임계 ORC 터빈-발전기 축계 로터다이내믹 해석 결과

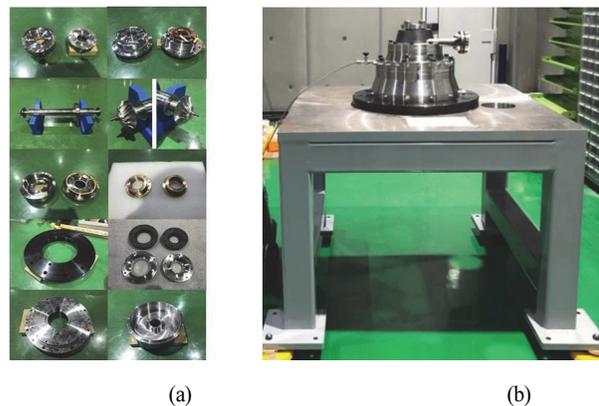


Fig. 11 초임계 ORC 터빈 구성품 제작 및 조립: (a) 제작된 터빈 구성품, (b) 터빈 조립 후 테스트 베드에 고정

4.2 초임계 ORC 발전시스템 설치

초임계 ORC 터빈은 초임계 ORC용 발전 루프에 장착 되었다. Fig. 12는 초임계 ORC 발전 시스템을 3차원 모델링 한 것이다. 열원 루프는 폐열을 모사하기 위해 500kW급 전기 히터 3대를 직렬로 구성하였으며 열매체유(Thermal Oil)가 흐를 수 있도록 하였다. 냉매 루프는 고온, 고압의 열에너지를 전달 받기 위해 고압용 열교환기를 설치하였다. 고압용 열교환기는 관형 열교환기를 여러대 연결하여 구성하였다. 초임계 조건의 높은 압력을 형성하기 위해 다단 원심 펌프 2대를 직렬로 연결하였다. 냉각수 루프에는 대용량 냉각탑이 설치되었다.

Fig. 13은 구축된 100kW급 초임계 ORC 발전시스템이다. 초임계 ORC 발전 시스템에서 발생된 전력은 로드뱅크를 통하여 열 에너지로 소진되도록 하였다. Fig. 14는 발전 시스템에 설치된 터빈이다. 터빈 1단을 통과한 작동 유체는 그림에 도시된 바와 같이 연결 배관을 통해 하부에 있는 2단 입구로 연결된다. 초임계 ORC 터빈의 성능 시험을 위해 배관을 단일 하였다. 정확한 성능 측정을 위해 터빈 뿐만이 아닌 케이싱 전체의 단열이 필요하다.

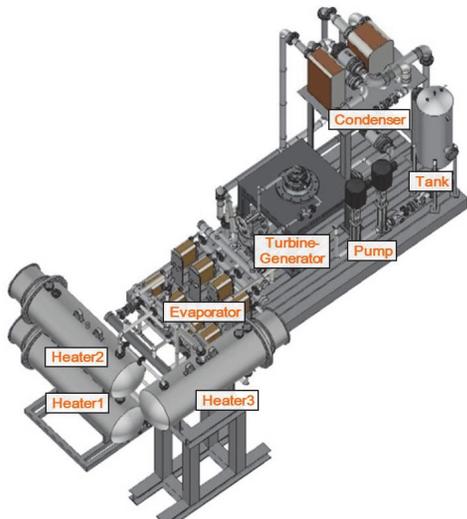


Fig. 12 초임계 ORC 발전 시스템 3D 모델링

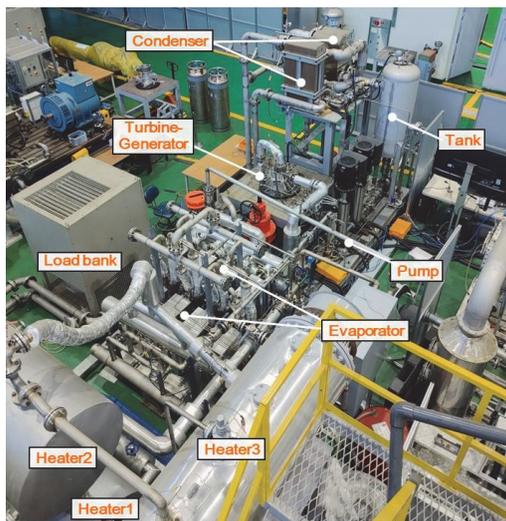


Fig. 13 개발된 초임계 ORC 발전 시스템

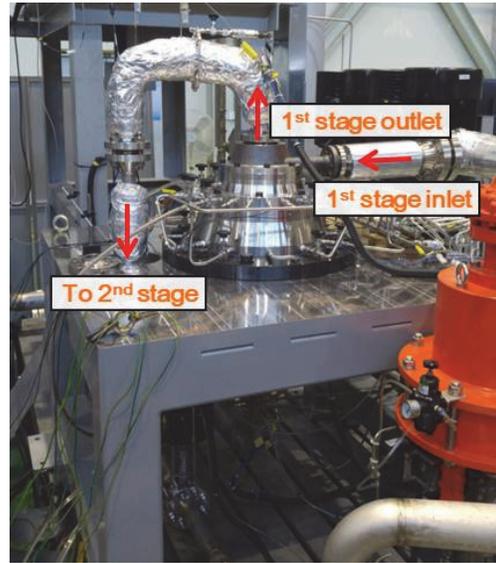


Fig. 14 100kW급 초임계 ORC 발전용 터빈

터빈 1단을 통과한 작동 유체는 그림에 도시된 바와 같이 연결 배관을 통해 하부에 있는 2단 입구로 연결된다. 초임계 ORC 터빈의 성능 시험을 위해 배관을 단일 하였다. 정확한 성능 측정을 위해 터빈 뿐만이 아닌 케이싱 전체의 단열이 필요하다.

초임계 ORC 발전시스템이 구축된 후, 충분한 예비 시험을 통해 터빈의 안정적 작동을 확인하였다. 무부하 회전 시험에서 터빈을 정격회전수까지 작동시켰고 진동과 추력 특성을 분석하였다. 무부하 운전에서 안정적 작동이 확인된 후, 로드뱅크를 이용한 부하 시험을 수행하여 터빈 운전 특성을 분석하였다.

초임계 ORC 발전 시스템에 설치된 바이패스 배관을 흐르는 작동 유체의 유량, 압력, 온도가 요구 조건을 만족시키면 터빈 입구에 설치한 밸브를 열어 터빈을 작동시켰다. 터빈 입구 밸브를 개방 시킨 후, 바이패스 배관의 밸브를 닫아 고온 열교환기를 거친 작동 유체가 모두 터빈 입구로 흐를 수 있도록 하였다. 터빈이 적정 회전수에 도달하였을 때 로드뱅크의 부하를 걸어 발전 운전을 하였다.

Fig. 15는 터빈 기동 후 터빈 내부에 설치된 발전기 고정자 코일 온도(Inside Temp.) 변화를 나타낸 것이다. 온도 측정을 위해 열전대를 고정자 코일 표면에 부착시켰고, 그 위치의 온도를 측정하였다. 발전 도중 노이즈로 인하여 1,500 sec 이후 다소 분산된 온도 데이터가 기록되었지만, 온도 경향은 파악할 수 있다.

그림에 도시된 바와 같이 발전기 고정자 코일온도인 Inside Temp.인 경우, 기동에서부터 정지까지 대체적으로 상승하는 경향을 나타낸다. 이 원인으로서는 터빈으로 유입되는 작동 유체의 온도 상승, 회전수 상승에 따른 풍손(windage loss) 증가, 발전기 출력 증가 시 전자기력 변동 등 그 원인이 다양하다. Fig. 15는 이러한 복합적인 원인의

로 상승되는 발전기 고정자 코일 온도를 나타내는데, 이 온도의 상승은 자기베어링 성능과 제어에 좋지 않은 영향을 주고 축계 열팽창을 발생시켜 회전체와 고정체 사이의 간극에 변화를 유발 시킬 수 있기 때문에 반드시 안정적 수준으로 관리 되어야 한다.

개발된 초임계 ORC 터빈은 발전기 발열을 해소시키기 위해 발전기 고정자 외부에 냉각수 유로(Water Jacket)를 설치하여 냉각을 시킬 수 있도록 하였다.(Fig. 8 참조) 하지만 앞에서 언급한 바와 같이 복합적 원인으로 인한 Inside Temp.의 상승을 안정적으로 관리하는데 냉각수 유로만으로는 한계가 있었다. Fig. 15에서 4,000sec 이상에서 Inside Temp.의 온도가 120℃ 수준으로 급격히 상승하는 것을 확인할 수 있다.

본 연구에서는 발전기 고정자 코일 온도를 120℃이하로 유지시키기 위해 추가적인 냉각 방안을 마련하였다. Fig. 16은 발전기 고정자 코일의 온도를 냉각시키기 위해 설치한 튜브(Cooling fluid supply tube)를 터빈 1단 상부에서 찍은 사진이다. 냉각 튜브는 시스템 메인 펌프 출구에서 분지 시켰고, 터빈 1단과 2단의 레디얼 베어링 부분에 공급 될 수 있

도록 하였다. 각 단의 원주방향으로 4개 위치에서 냉각 유체가 공급되도록 튜브를 구성 하였다. 설치 초반에는 펌프 출구에서 고압의 액상 유체를 공급하여 터빈 내부의 열을 냉각 유체가 흡수할 수 있도록 하였는데, 극소량의 냉각 유체로 터빈 내부 온도가 급격히 냉각되었다. 그러나 터빈 내부에서 과도한 온도구배가 발생하지 않도록 하기 위해, 터빈 내부로 유입되기 전에 외부에서 열을 흡수하여 기상의 유체가 공급 될 수 있도록 하였다.

본 연구에서는 열선을 이용하였지만, 그 용량이 매우 적었기 때문에 터빈 연결 배관 또는 케이싱 주변의 폐열로 열선을 대체할 수 있을 것으로 판단된다. 이러한 방식으로 부하 운전 중에서 발전기 고정자 코일 온도가 120℃이하로 관리 될 수 있었다.

터빈 내부 냉각을 위해 주입된 유체는 터빈 내부를 지나 응축기 전단의 주 배관과 합류가 될 수 있도록 하였다.

5. 초임계 ORC 터빈 성능 시험

초임계 ORC 터빈에 대한 무부하 회전 시험과 부분 부하 시험을 통해 터빈의 작동 특성을 파악한 후, 100kW 출력 달성을 위한 부하 시험을 수행하였다.

부하 시험시 터빈은 크게 두 가지 방법으로 운전될 수 있다. 첫째는 터빈 회전수를 정격 회전수까지 도달 시킨 상태에서 부하를 단계적으로 올리는 방식이다. 회전수를 설계값에 고정시키고 운전하기 때문에 운전자는 부하의 크기와 순환 유체의 유량에 초점을 맞추어 제어 하면 된다.

둘째는 터빈 회전수와 부하를 여러 단계에 걸쳐 번갈아 증가시키면서 목표값에 도달시키는 방법이다. 터빈, 발전기, 베어링의 운전 상태를 종합적으로 판단하면서, 단계적으로 출력을 올릴 수 있다.

본 연구에서는 앞서 설명한 두 가지 방식을 병합하여 초임계 ORC 터빈 성능 시험을 수행하였다. 즉, 터빈 회전수를 1차 critical speed 이상의 안정적인 회전수 구간에 무부하 또는 저부하 조건으로 도달 시킨 후, 회전수와 부하량을 번갈아 단계적으로 상승시키면서 목표 출력값에 도달시키는 방법이다.

Fig. 17(a)는 시간에 따른 발전기 출력을 나타낸다. 로드뱅크를 이용하여 발전 부하를 증가시켰고, 2,250sec 이후 100kW 이상의 발전 출력이 달성되었다. 본 연구에서 발전기 출력은 발전기와 로드뱅크 사이에 파워미터를 설치하여 발전기에서 발생된 전압과 전류를 직접 측정하였다.

Fig. 17(b)는 시간에 따른 터빈 회전수와 터빈으로 유입되는 질량 유량을 나타낸다. 30,000rpm 이상의 속도를 유지하면서, 부하를 단계적으로 늘렸고 최종적으로는 설계회전수 36,000rpm의 90%이상에서 운전되었다. 그림에서 적색 점선은 작동유체인 R-1234ze(E)의 질량 유량이며, 출력

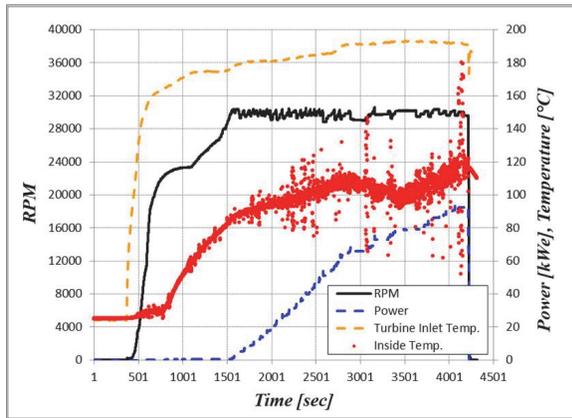


Fig. 15 시간에 따른 터빈 회전, 터빈 입구 온도, 발전 출력에 대한 발전기 고정자 코일 온도 변화

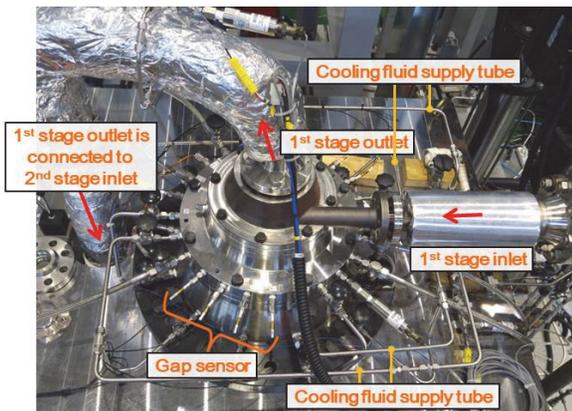


Fig. 16 터빈 내부 냉각을 위한 튜브

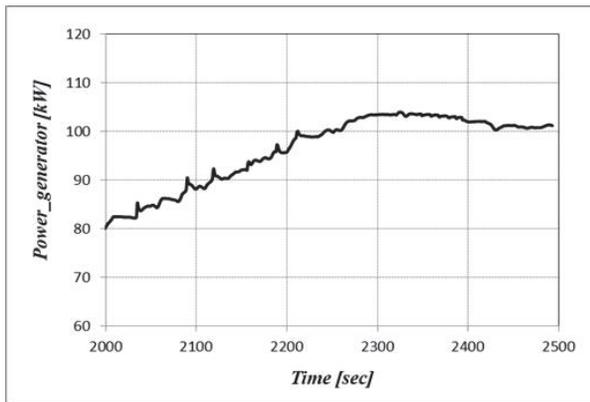
100kW 이상을 유지하였을 때, 설계 유량의 90%이상에서 운전 되었다. 시스템 메인 펌프의 인버터 주파수를 상승시켰다면 유량과 터빈 회전수를 보다 더 증가시켜 터빈 출력과 효율을 높일 수 있었을 것이다.

Fig. 17(c)는 터빈 효율을 나타낸다. 터빈 효율은 터빈 1단 입구와 2단 출구의 엔탈피 차이와 등엔트로피 조건의 엔탈피 차이의 비율로 정의 하였다.

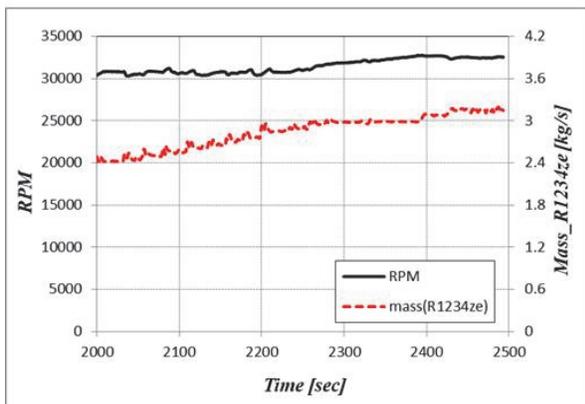
$$\eta = \frac{\Delta h}{\Delta h_{isen}} \times 100 \quad (3)$$

그래프에 도시된 바와 같이 전체적으로 터빈 효율은 75% 수준을 유지하였다. 2,200sec 이후 pick to pick 2% 수준으로 웨이브(Wave) 모양의 효율이 나타나는데, 이것은 히터를 통과한 오일 온도의 작은 변화에 의한 것이다.

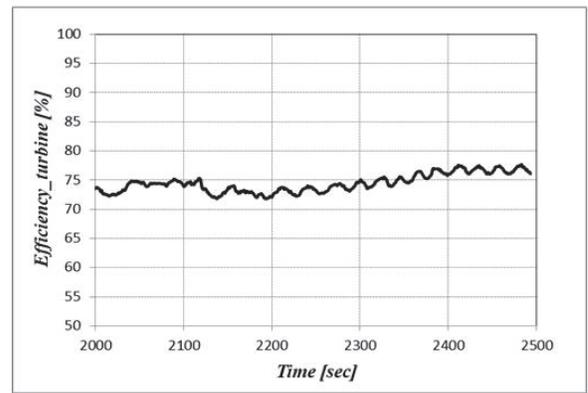
Fig. 17(d)는 시간에 대한 터빈 팽창비를 나타낸 것이다. 터빈 1단과 터빈 2단 그리고 전체 팽창비를 표시하였다. 전체 팽창비는 8.5~9수준에서 운전이 되었다. 터빈의 팽창비는 펌프의 토출 압력과 응축수 온도의 영향을 받는다. 본 시험에서는 터빈 팽창비를 설계값인 9에 맞출 수 있도록 펌프 토출압을 제어하였다.



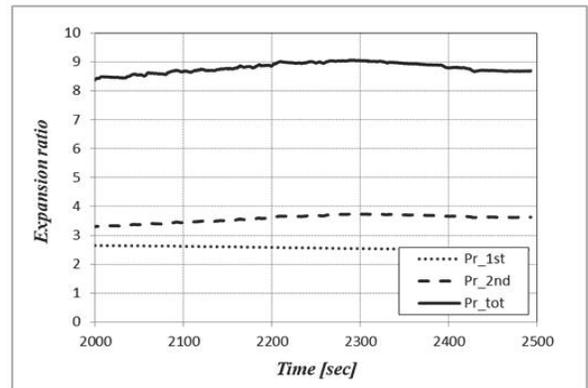
(a)



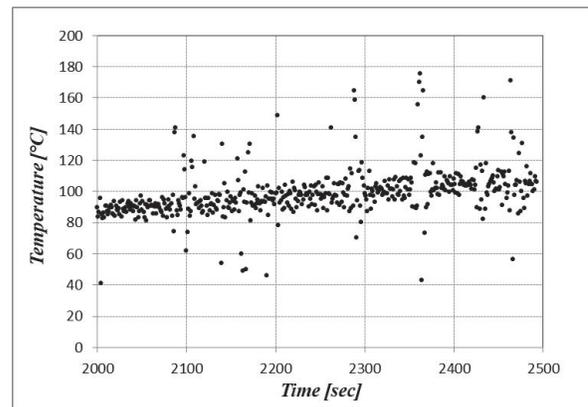
(b)



(c)



(d)



(e)

Fig. 17 초임계 ORC 터빈 성능 시험 결과; (a) Time vs 발전기 출력, (b) Time vs 터빈 회전수 & 작동유체 질량유량, (c) Time vs 터빈 효율, (d) Time vs 터빈 팽창비, (e) Time vs 발전기 고정자 코일 표면 온도

Fig. 17(e)는 시간에 대한 발전기 고정자 코일 온도를 나타낸 것이다. 앞 장에서 설명한 바와 같이 고정자 코일 온도를 120°C 이하로 유지시키기 위해 냉각 튜브를 설치하였고, 극히 적은 냉각 유체 공급만으로 고정자 코일 온도를 관리할 수 있었다. 온도 측정 위치가 발전기 고정자 코일의 표면이었는데, 발전 도중 노이즈로 인하여 일부 평균에서 분산된

값이 측정 되었지만 노이즈 신호를 제외하고 볼 때 안정적인 온도 유지됨을 확인할 수 있었다.

부분 부하 시험을 통해 얻은 터빈 전/후단의 데이터를 이용하여 수치해석을 수행하였고, 터빈 출력을 시험값과 비교하였다. 터빈 전/후단의 데이터는 배관에서 측정된 값이기 때문에, 수치해석 영역과 차이가 있어 직접 적용하는데 무리가 있지만 시험값과 계산값이 어느 정도의 경향성이 있는지 확인하기 위해 비교해 보았다. 본 논문에서는 Fig. 17(a)의 2,370sec에서 100kWe 이상의 발전 출력을 내고 있는 시점의 시험 데이터를 적용한 터빈 출력과 동일 조건을 적용하였을 때 수치해석으로 도출된 터빈의 출력을 비교하였고, 약 8%의 오차가 있음을 확인하였다. 다양한 오차 원인이 있겠지만 주된 요인은 첫째, 수치해석 시 경계 조건에 대한 정확한 물성값 반영의 어려움, 둘째, 수치해석으로 도출된 출력에 시험값과 비교하기 위해 추가 반영한 손실 크기의 오차, 셋째, 운전 도중 열변형으로 인한 미세 유로 면적과 간극 변화 등을 들 수 있다. 이러한 부분은 추후 보완 연구를 통해 개선해 나갈 것이다.

6. 결론

본 논문에서는 초임계 ORC 발전 시스템용 터빈 개발을 위해 수행되었던 주요 사항과 성능 시험 결과를 소개하였고, 안정적인 터빈 작동을 위해 반드시 고려하여야 할 사항을 언급하였다. 주요 사항을 요약하면 다음과 같다.

- (1) ORC 발전 시스템용 터빈에 비하여 초임계 ORC 발전 시스템용 터빈은 작동 조건이 고온, 고압이기 때문에 구성품의 신뢰성이 높아야 한다. 즉, 구성품 설계, 소재 선정, 구성품 제작시 이러한 특성을 충분히 고려하여 개발되어야 한다.
- (2) 초임계 ORC 발전용 터빈 개발을 위해 사이클 해석이 수행되었고, 설계 요구 사양을 만족시키기 위해 기본 설계, 1차원 설계, 3차원 설계를 수행하였다.
- (3) 개발된 초임계 ORC 터빈은 2단 직렬 구성이며, 자기 베어링이 적용되었고 중심부에 발전기가 배치되었다. 터빈과 발전기가 일체형이라 작동유체의 누설을 원천 차단 하였다.
- (4) 터빈 설계 결과를 바탕으로 구성품 제작과 조립이 되었고, 회전시험과 부하시험이 수행되었다. 부하 시험 중 발전기 고정자 코일 온도 관리가 필요하다는 것을 확인하였고 내부 냉각을 위한 튜브를 설치하였다.
- (5) 초임계 ORC 발전용 터빈 부하 시험 중 내부 냉각 튜브를 통해 발전기 고정자 코일의 온도를 적정 수준으로 관리하였으며, 목표 출력 100kW를 달성할 수 있었다. 이때 터빈 효율은 75% 수준을 유지하였다.

본 연구를 통해 폐열을 활용한 고효율 발전용 터빈 개발 기술을 구축할 수 있었으며, 논문에 소개된 내용은 관련 구성품의 상용화와 모듈화 연구에 참고가 될 수 있을 것이다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부(MOTIE) 및 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원(No. 20172010105960)과 한국기계연구원 기본사업(NK243D, NK243F)의 지원을 받아 수행되었습니다. 지원에 깊은 감사드립니다.

기호설명

C	: 절대 유동 속도 [m/s]
d	: 로터 팁 직경 [m]
DP	: 설계점
D_s	: 비직경
Δh	: 터빈 전후 엔탈피 차 [kJ/kg]
Δh_{isen}	: 터빈 전후 등엔트로피 엔탈피 차 [kJ/kg]
N_s	: 비속도
Pr	: 팽창비
Q_6	: 터빈 출구 유량 [m ³ /sec]
U	: 로터 휠 팁 속도 [m/s]
W	: 상대 유동 속도 [m/s]
α	: 절대 유동각 [°]
β	: 상대 유동각 [°]
η	: 효율 [%]
ω	: 각속도 [rad/sec]

References

- (1) A. Schuster, S. Karellas and R. Aumann, 2010, "Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles," *Journal of Energy* 35, pp. 1033-1039.
- (2) Christian Vetter, Hans-Joachim Wiemer and Dietmar Kuhn, 2013, "Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature/low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency," *Energy*, 35, pp. 1033-1039.
- (3) Sotirios Karellasa, Andreas Schusterb, Aris-Dimitrios Leontaritisa, 2012, "Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design," *Journal of Applied Thermal Engineering*, 33-34, pp. 70-76.
- (4) Hong Gao, Chao Liu, Chao He, Xiaoxiao Xu, Shuangying Wu and Yourong Li, 2012, "Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for

Low Grade Waste Heat Recovery,” Journal of Energies, 5, pp. 3233–3247.

- (5) George Kosmadakis, Dimitris Manolakos, and George Papadakis, 2015, “Experimental testing of a small-scale supercritical ORC at low-temperature and variable conditions,” ASME ORC Conference, Brussels.
- (6) Nicola Rossi, 2013, “Testing of a new supercritical ORC technology for efficient power generation from geothermal low temperature resources,” 2013, ASME ORC Conference, Rotterdam.
- (7) Hyung-Soo, Bum-Seog Choi, Moo-Ryong Park, Soon-Chan Hwang, Jun-Young Park, Jeongmin Seo, Je-Sung Bang and Byung Ok Kim, 2017, “Performance evaluation of two-stage turbine for the organic rankine cycle system,” Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 31, No. 12, pp. 5849–5855.
- (8) Hary Moustapha, Mark F. Zelesky, Nicholas C. Baines, David Japikse, 2003, “Axial and Radial Turbines,” Concepts NREC.
- (9) Gang Pei, Jing Li, Yunzhu Li, Dongyue Wang, Jie Ji, 2011, “Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle,” Energy, 36, pp. 3215–3223.

Appendix

한국기계연구원에서는 100kW급 초임계 ORC 발전 시스템용 터빈과 200kW급 ORC 발전 시스템용 터빈[7]을 개발하였다. 열원인 폐열 조건에 따라 작동 유체나 터빈 운전 조건이 결정되지만, 터빈 관점에서 사양을 비교하면 다음 표와 같다.

Table 6 초임계 ORC 발전 시스템용 터빈과 ORC 발전 시스템용 터빈[7] 비교

	단위	초임계 ORC 터빈	ORC 터빈
냉매	-	R-1234ze(E)	R-245fa
P _{in}	bar	52	20.9
T _{in}	℃	176	124
Pr _{total}	-	9	9.5
mass	kg/s	3.3	7.2
Power	kW	100	200
Speed	rpm	36,000	15,000
# of stage	-	2	2
Bearing type	-	magnetic	ball