

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2014.38.12.1057>ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)200kW ORC 터빈 개발 및 구성[§]한 상 조^{*†} · 서 종 범^{*}

* 서울과학기술대학교 기계자동차공학과

Design and Configuration of 200kW Organic Rankine Cycle Turbine

Sangjo Han^{*†}, JongBeom Seo^{*}

* Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

(Received July 9, 2014 ; Revised September 18, 2014 ; Accepted September 20, 2014)

Key Words: ORC(유기랭킨사이클), Turbine(터빈), Renewable Energy(재생에너지)

초록: 최근 전세계적으로 재생에너지의 관심이 증가하고 있다. 그 중 많은 관심을 받고 있는 것이 상대적으로 낮은 온도의 폐열을 사용하는 유기랭킨사이클(ORC)이다. 유기랭킨사이클은 기존의 증기터빈사이클과 유사한 기술을 사용하지만 낮은 온도의 폐열을 사용하기 위해서 증기대신 냉매를 작동유체로 사용한다. 작동유체를 냉매로 사용함으로써 이상기체 가정을 사용할 수 없고, 이는 ORC 시스템에 이용되는 터빈의 설계를 좀 더 복잡하게 만든다. 또, 냉매의 큰 분자량과 복잡한 분자구조로 인하여 낮은 음속을 가지게 되고 이로 인해서 쉽게 초음속 조건에 접근하게 된다. 본 연구에서 R245fa 를 작동유체로 하여 입구온도 124°C에 팽창비 9 의 조건에서 터빈의 효율을 증가시키기 위해 다단으로 설계된 아음속 ORC 터빈을 설계하는 과정과 터빈의 성능에 대하여 설명하고자 한다. 설계된 터빈은 200kW 급의 ORC 발전 시스템에 사용될 예정이다.

Abstract: Recently, there has been a growing interest in sustainable energy. One method that has been used is an organic Rankine cycle using conventional turbine technology with a low-temperature waste heat source. A 200-kW organic Rankine cycle (ORC) system was designed for a waste heat recovery application using R245fa as the working fluid. A radial turbine running at 15,000 rpm was employed to generate more than 200 kW with an expansion ratio of nine. Because an ORC turbine uses a refrigerant as the working fluid, the ideal gas law was not employed to design the turbine. In addition, the complexity of the molecular structure of R245fa made it difficult to design the turbine. Because R245fa has a Ma value of one at a low velocity for the working fluid (about 1/3 of the speed of sound in air) at about 100°C, it easily reaches a supersonic flow condition with a small pressure expansion. To increase the efficiency of the turbine, a dual stage radial-type turbine with a subsonic speed was suggested. This paper will describe the design procedure and performance evaluation of the ORC turbine using R245fa.

- 기호설명 -

TT : 전압대 전압
y+ : 경계층에서 무차원 y
in : 입구
out : 출구
h : 엔탈피

Pr : 팽창비
Turb : 터빈
Isen : 등엔트로피의

1. 서 론

최근 친환경 재생에너지는 대기 중 CO₂ 농도 감축과 에너지 효율을 증가시키기 위한 노력으로 인해 관심이 높아지고 있다. 그러나, 재생에너지는 종종 지리적 위치나 날씨 등의 요인에 의해서 사용이 제한되고 현대 사회가 요구하는 전력량을 공

§ 이 논문은 2014년도 대한기계학회 유체공학부문 춘계학술대회(2014. 5. 15.-16., 부산 해운대 한화콘도) 발표논문임.

† Corresponding Author, sjhan@snut.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

급하기에는 충분하지 않다. 근래에 많은 관심을 받고 있는 재생에너지에는 버려지는 폐열 같은 낮은 열원을 사용하는 유기 랭킨사이클(ORC)이 있다. 유기 랭킨사이클은 버려지는 폐열을 이용하기 때문에 지리적 위치나 날씨의 영향을 적게 받고, 기존의 개발된 증기터빈 시스템의 기술을 응용할 수 있어서 최근 들어 연구가 많이 진행되고 있다. 사용할 수 있는 열원으로는 태양열,⁽¹⁾ fuel cell,⁽²⁾ 공장 폐열과 같은 상대적으로 낮은 온도의 열원을 이용한다. 현재까지 전세계적으로 ORC system 은 약 1000MWe⁽³⁾ 정도가 전세계적으로 운영되고 있다. 이렇게 ORC system 은 다양한 재생에너지원 중 상대적으로 온도가 낮은 열원을 이용하여 전력을 생산하는 것이 가능하며, 낮은 온도에서 높은 증기압을 얻기 위해서 냉매를 작동유체로 사용한다. 그러므로 작동유체의 열, 유체역학적 특성은 system 의 성능에 영향을 끼친다. Hung T.C 등⁽⁴⁾은 organic fluid 를 이용한 저열원 ORC system 의 효율에 대해 연구하였다. Harinck 등⁽⁵⁾은 높은 압축비를 갖는 원심 ORC 터빈 stator 에 대해 수치해석을 수행하였다. 이 연구를 통하여 수치해석을 초음속 ORC 터빈을 효율을 계산하는데, 정확한 열역학 모델의 사용이 중요함을 보였다.

본 연구에서는 R245fa 를 작동유체로 이용하는 ORC 터빈을 설계하였다. 터빈의 효율을 높이기 위해서 초음속 대신 아음속 터빈을 설계하였고, 200kW 폐열회수 ORC system 의 터빈을 설계 과정 및 성능 분석을 상세히 수록하였다.

2. 작동유체 선정 및 Cycle 분석

2.1 ORC system 의 작동 유체

본 연구에서 개발중인 터빈은 폐열을 가지고 발전을 하는 200kW ORC system 에 사용하기 위해 개발되었다. 따라서, ORC 용 turbine 을 설계하기 전에 200kW ORC system 의 작동 요구 조건을 결정해야 하고, 이를 위해서는 작동 유체를 가장 먼저 선정하였다. 일반적으로는 터빈의 운전 조건을 바탕으로 터빈의 작동유체를 결정한다. 그러나, 본 연구에서는 최초 설계 시에 예상 출력(200kW)만 결정되어 있고, 작동 온도와 작동 유체 모두 결정되어 있지 않았다. 200kW 를 만들어 내는 터빈의 운전 조건을 결정하기 위하여 thermal cycle 해석을 수행하여야 하는데, 이 해석을 수행하기 위해서는 우선적으로 작동유체를 결정하고 운전 조건을 변화시켜서 200kW 가 확보되는 지를 파악하는 방식으로 연구가 진행되었다. 최초 고려된 작동유체는

Table 1 Thermodynamic properties of ORC working fluids

Properties	Unit	Novec 649	R245fa	R32	Ammonia
Boiling Point	°C	49	15	-52	-33
Pour Point	°C	-108	-102	-137	-78
Molecular Weight	kg/kmol	316	134	52	17
Critical Temperature	°C	169	154	78	132
Critical Pressure	bar	18.6	36.5	58	113
Heat of Vaporization	kJ/kg	88	196	360	1370

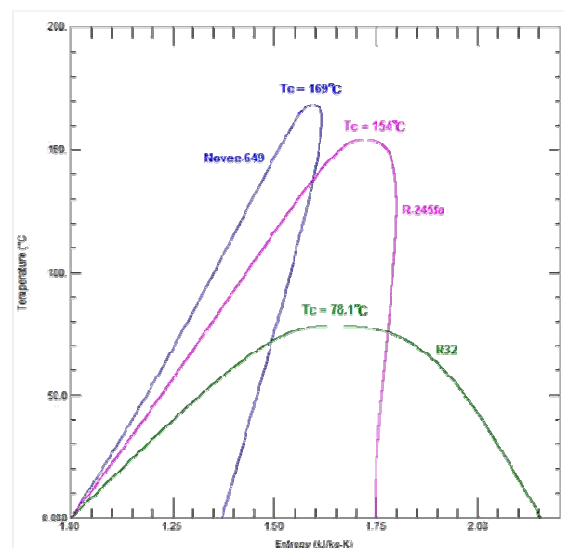
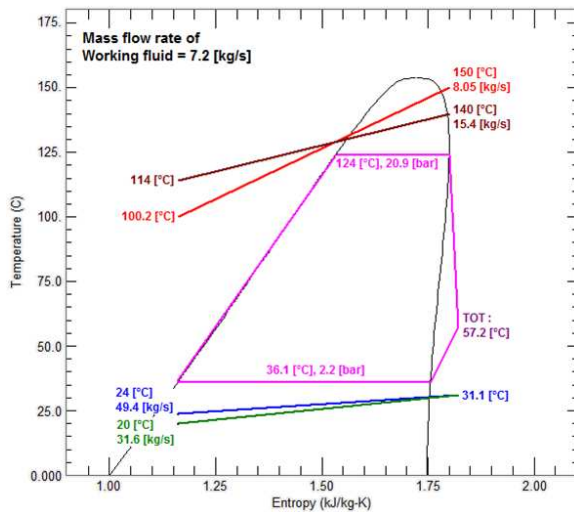


Fig. 1 T-s Plots of Novec 649, R245fa, R32

Ammonia, R32, R245fa, NovecTM 649 등이 있는데, Ammonia 는 독성으로 인한 안전 문제 때문에 초기에 제외하였다. 또 열교환기를 사용하기 때문에 ORC system 의 설치 공간이 문제가 되는데, 포화 증기압이 높은 R32 가 R245fa 보다 더 적은 공간이 요구된다. 그러나 작동유체의 유체역학적, 열역학적 성능이 작동유체 선정에 있어서 더 중요하다. Fig. 1 의 T-s 선도에서 알 수 있듯 터빈 입구가 건조도 100%의 증기포화상태에서 팽창 시 R245fa 와 NovecTM 은 터빈 출구가 과포화상태를 유지하고, R32 는 포화상태가 되는데, 포화상태의 유체는 낮은 건조도로 인하여 효율을 떨어뜨리고 터빈에 손상을 입힐 수 있다. 따라서, R32 보다 R245fa 와 NovecTM 가 ORC system 의 작동유체로 적합하고, 열역학적 성질이 뛰어나다.(Table 1) 이 두 유체 중 비용이 더 저렴한 하고 쉽게 구할 수 있는 R245fa 을 작동유체로 선정하였다.

Table 2 Thermal cycle analysis of the ORC system

Pinch point[°C]	5	Electric Power[kW]	224.7
Mass flow rate [kg/s]	7.2	η (electric)[%]	12.5
Turbine Efficiency	0.798	Qin [kW]	1705.9
Electric Efficiency	0.759	Qout[kW]	1471.7
Wpump[kW]	12.1	Inlet total P[kPa]	2069
Wturbin[kW]	246.4	Outlet total P[kPa]	223
Shaft Power[kW]	236.5	Inlet total T[°C]	124

**Fig. 2** thermal cycle analysis of ORC system

2.2 ORC system Cycle 분석

작동유체 선택 후 열원온도, 터빈의 질량유량, 팽창비, 입구 압력, 입구 온도 선정을 위해 열역학적 사이클 해석을 수행한다. 열원의 온도는 150°C가 사용될 것이지만 열원이 변경될 가능성과 탈설계 조건을 고려하여 140°C 열원과 24°C 냉각수 조건, 그리고 150°C 열원과 20°C 냉각수 두 가지 조건으로 열역학적 사이클 분석을 수행했다. 터빈의 설계를 위해서는 요구되는 시스템의 운전 조건을 알아야 한다. 그러나, 시스템의 운전 조건을 결정하는데, 터빈의 효율이 요구되므로, 소형 터빈이 큰 무리 없이 얻을 수 있는 효율 80%를 가정하여 Table 2의 결과를 얻었다. 본 연구에서 고려되고 있는 ORC system의 출력 요구 사항이 200kW 이상 이므로, 기계적 손실, 발전기 효율 등 여러 가지 변수를 고려해 축 출력 236kW로 설계하였다. 이때 필요로 하는 유량은 7.2kg/s, 그리고 최종 시스템 열효율은 12.5%이고, 압력은 20.0bar에서 2.2bar로 팽창하여 팽창비는 약 9 정도를 요

Table 3 The design specification of the first stage

Working fluid	R245fa
Expansion ratio(TT)	2.8
Mass flow rate(kg/s)	7.2
Inlet total pressure (kPa)	2069
Inlet total temperature (°C)	124
Outlet total pressure (kPa)	735
Rotating speed (rpm)	15,000
Specific speed	0.4
Expected Turbine Power(kW)	111.6
Efficiency (%)	85

Table 4 The design specification of the second stage

Working fluid	R245fa
Expansion ratio(TT)	3.17
Mass flow rate(kg/s)	7.2
Inlet total pressure (kPa)	706
Inlet total temperature (°C)	85.7
Outlet total pressure (kPa)	223
Rotating speed (rpm)	15,000
Specific speed	0.7
Expected Turbine Power(kW)	135.1
Efficiency (%)	85

구 조건으로 가지고 있다.

3. 터빈 설계 및 CFD 해석

본 연구의 터빈 설계는 자오면 설계, CFD 해석 진행된다. 본 연구의 터빈은 비속도를 고려해 원심형으로 설계되었다. 팽창비는 대략 9.3(입구압력 2069kPa, 출구압력 236kPa)이며, R245fa의 음속이 124°C, 2069kPa에서 약 110m/s로 매우 낮아 작은 팽창비에서도 작동유체가 초음속 상태에 돌입해 choking 현상이 일어날 수 있다. 유체역학적 해석 편의성과 높은 효율을 위해 다단(각 단별 2.8, 3.2의 팽창비를 갖는 2단)의 아음속 터빈으로 설계했다. 2단의 터빈을 구성하는 형태는 로터를 배열하는 방법에 따라, return channel type과 back-to-back type 두 가지가 고려되었다. 최적의 성능을

찾기 위해서 두 가지 방식 모두 설계 및 해석이 수행되었고, 제작의 편의성과 축 방향 힘의 최소화를 위해 back-to-back 타입이 선정되어 제작되었다. 터빈이 설계된 과정을 좀 더 설명하면, return channel type 과 back-to-back type 이 동일한 노즐과 로터를 1, 2 단에서 사용하므로 1 단과 2 단을 설계하여 각각 성능해석과 최적화 수행한 후 return channel type 과 back-to-back type 으로 1, 2 단을 연결하여 전체 유동 해석을 수행하여 최종 성능을 평가하였다.

3.1 터빈 설계 - 자오면 설계

앞에서 설명한 것과 같이 공기가 아닌 R245fa 를 사용하는 관계로 공기보다 낮은 음속을 가지게 되고 이는 작은 팽창비에서도 쉽게 초킹 조건에 이르게 된다. 따라서, 효율을 높이기 위하여 아음속 조건을 유지하기 위해서 전체 팽창비를 1, 2 단에 나누어서 팽창되도록 터빈 시스템이 설계되었다. Table 2에 명시되어 있는 팽창비(9)를 1 단과 2 단으로 터빈을 나누기 위하여 터빈 작동 조건을 1 단과 2 단에 맞추어 다시 계산하였다(Table 3, Table 4). 1 단 출구의 전압과 2 단 입구의 전압의 차이는 1 단 출구를 나온 유체를 2 단 입구로 연결해 주는 collector 를 통과하면서 생기는 손실을 반영한 조건이다.

다단으로 설계된 터빈에서 1 단의 팽창비가 약 2.8, 2 단의 팽창비가 3.2 정도로 나누어져서 초킹이 일어나는 것을 피하도록 하였다. 1 단의 입구 조건에서 작동유체의 음속은 약 110m/s 이고, 2 단의 입구 조건에서 작동유체의 음속은 약 135m/s 이다. 2 단이 1 단 보다 음속이 크므로 좀더 높은 팽창비로 작동이 가능하다. 작동 유체의 음속에 근거하여 1, 2 단으로 터빈의 로터를 나누면서 2 단의 팽창비를 1 단 보다 높게 설정하였다. 터빈의 기본 자오면 설계는 우선 비속도 분석을 통하여 터빈의 회전속도를 먼저 결정한 후 자오면 설계 프로그램을 이용하여 기본설계를 수행하였다. 1 단으로 구성된 구심 터빈의 경우 일반적으로 최고의 효율을 얻을 수 있는 비속도가 약 0.6 이다. 그러나, 설계된 다단 터빈의 경우 단별 회전수가 동일하므로 두 단 모두 비속도 0.6 을 가지도록 설계하는 것이 불가능하다. 회전축 속도를 동일하게 하면서 효율을 최적화 하기 위하여 1 단은 비속도 0.4, 2 단은 비속도 0.7, 회전속도는 15,000rpm 을 갖도록 설계되었다. 비속도가 결정된 경우 비직경도 함께 결정되므로 대략적인 터빈 로터의 지름을 결정할 수 있다. 이 값을 가지고 자오면 설계 프로그램을 이

Table 5 The design parameters of the first stage

nozzle		rotor	
Radius inlet(2), mm	108	Radius inlet(4), mm	79.5
Thickness, mm	5.5	Radius exit shroud(5), mm	42.5
Radius exit(3), mm	83.5	Radius exit hub, mm	29
Inlet angle, degree	71	Axial length, mm	42.5
Exit angle, degree	74	Exit angle, degree	-45
Number of blades	15	Number of blades	10

Table 6 The design parameters of the second stage

nozzle		Rotor	
Radius inlet(2), mm	117	Radius inlet(4), mm	89
Thickness, mm	17	Radius exit shroud(5), mm	66
Radius exit(3), mm	94	Radius exit hub, mm	40.5
Inlet angle, degree	63	Axial length, mm	53.5
Exit angle, degree	77.6	Exit angle, degree	-45
Number of blades	15	Number of blades	10

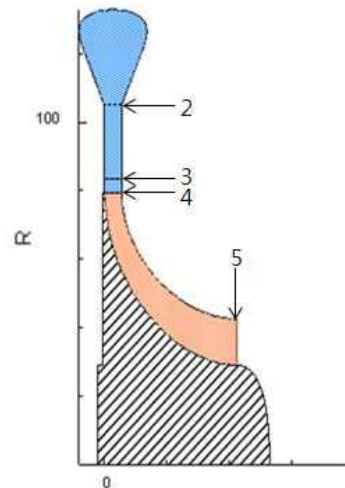


Fig. 3 The first stage meridional shape

용하여 1 단 노즐/로터에 대하여 상세한 설계 값을 결정하였다. 1 단 터빈의 경우 높은 압력으로 부피 유량이 적은 관계로 유로의 높이가 5.5mm 정도이다. 노즐의 출구각도는 약 74 도 정도를 가지도록 설계되었다. 결정된 설계 값은 Table 5에 정리되어 있고, 자오면 형상은 Fig. 3에 보여진다. Fig. 3의 노즐/로터 관련 위치들이 숫자로 표기되어 있고 Table 5에 그 값이 표시되어 있다.

동일한 방식으로 2 단 노즐/로터에 대한 설계 값

과형상이 Fig. 4와 Table 6에 정리되어 있다. 비속도가 1 단보다 조금 커서 로터의 지름은 1 단 보다 작게 설계되었다. 2 단 노즐 입구의 압력이 1 단 노즐 입구의 압력의 1/4 정도이기 때문에 부피유량이 증가하고 이에 맞추어서 노즐의 높이가 17mm로 결정되었다. 1 단과 마찬가지로 Fig. 4의 노즐/로터 관련 위치들이 숫자로 표기되어 있고 Table 6에 그 값이 표시되어 있다.

3.2 터빈 설계 – return channel type

1, 2 단 로터를 동일 축으로 연결하는 방법으로 return channel type 이 검토되었다. 1 단과 2 단 터빈의 배열은 Fig. 5에 상세히 나타나 있다. Fig. 5에서 유동은 왼쪽 1 단 노즐 위쪽의 volute 를 통하여 들어와서 return channel 을 통과하여 2 단 노즐로 들어간 후 오른쪽으로 나가는 구조를 가지고 있다. Return channel type 의 구성은 1 단 로터와 2 단 로터로 연결되는 유로가 연속적으로 배열되어 있어, 유동의 손실을 최소화 할 수 있는 구조를 가지고 있다. 그러나, 유로의 제작 과정이 복잡하고, thrust force 가 한쪽으로 작용하여 상대적으로 큰 용량의 thrust bearing 을 사용해야 하는 단점을 가지고 있다. 좀 더 제작과정을 쉽게 하고 베어링 구성부의 신뢰성을 높이기 위해서 다른 터빈 구성 방법으로 back-to-back type 이 고려되었다.

3.3 터빈 설계 – back-to-back type

Return channel 구성이 1 개의 volute 와 return channel 을 이용하는 것과는 달리 back-to-back 구성은 2 개의 volute 를 사용하고 1 단 터빈의 디퓨저 부분에 유동을 모아 다시 2 단 터빈의 volute 로 연결해 주는 collector 로 구성되어 있다. back-to-back type 의 구성은 1 단과 2 단의 로터가 서로 마주보고 회전하는 구조를 가지고 있다. 또, 1 단과 2 단의 출력이 각각 100kW 정도로 나누어져 있어서 thrust force 의 상쇄효과로 용량이 적은 thrust bearing 을 사용할 수 있는 장점이 있다. 그러나, 유동의 흐름이 Fig. 6과 같이 왼쪽 방향으로 나가서 오른쪽 상부에서 2 단으로 다시 들어가는 구조를 가지고 있어서 유동관의 구조가 복잡한 단점을 가지고 있다. 복잡한 유동관 구조로 인하여 1 단과 2 단 사이의 손실이 발생하여 터빈 전체 효율의 저하가 발생할 가능성이 있다. 3.2 와 3.3 에서 다룬 이 용이한 축류터빈이 아니라 반경류 터빈을 사용한 이유는 유량이 축류 터빈을 사용하기에 적고, 비속도가 작아 축류 터빈의 효율이 떨어지기 때문이다. 그리고, 반경류 터빈을 back to back 으로 구

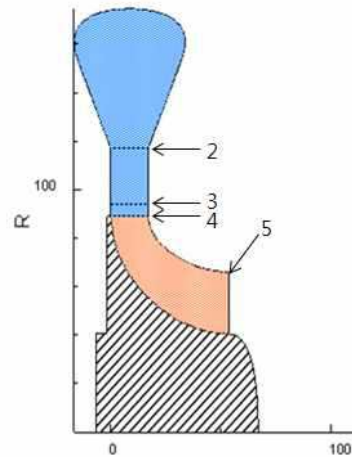


Fig. 4 The second stage meridional shape

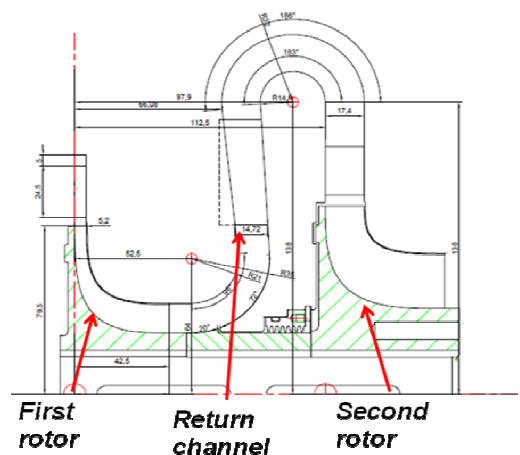


Fig. 5 Return channel type configuration

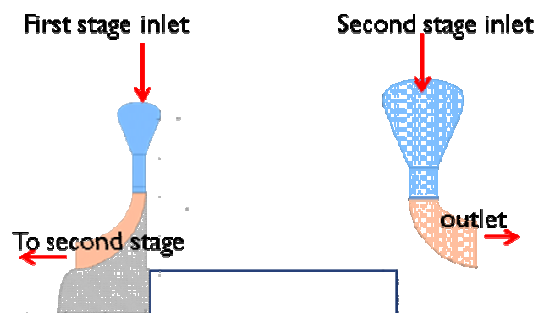


Fig. 6 Back-to-back type configuration

성할 때 thrust force 의 상쇄 효과로 bearing 의 구성이 용이해 진다.

3.4 CFD 해석

자오면 설계를 통하여 기본적인 터빈의 형상을 각 단별로 결정한 후, 각 단을 CFD 해석을 수행하여 각각 최적화를 실시했다. 최종적으로 각 단의

volute 와 collector 를 포함해 전체 터빈 시스템을 해석했다. 해석에 사용된 CFD 프로그램은 ANSYS CFX 를 사용하였다. 각 단의 nozzle 은 15 개, rotor 는 10 개의 blade 로 BladeGen 을 이용해 설계 되었고, TurboGrid 를 이용해 hexa mesh 로 해석을 수행했다. Volute 는 inhouse code 와 design modeler 로 설계하였다. Return channel 은 blademodeler 를 이용하여 만들었고, back-to-back type 에 사용되는 collector 는 design modeler 를 이용하여 제작되었다.

해석을 위한 경계조건은 1 단은 Table 3, 2 단은 Table 4에 정리되어 있는 온도와 압력을 사용하였다. 입구 조건으로는 전압, 전온도 조건을 사용하였고, 출구 조건으로 정압 조건을 사용하였다. 노즐과 로터의 조건은 stage 조건을 이용하여 경계면 처리를 수행하였다. 해석에 사용한 작동유체는 REFPROP 과 zero pressure 모델을 이용하여 물성을 설정하였다. 터빈에 대한 해석을 위해서 난류 모델은 SST 을 사용하였다. SST 모델을 효과적으로 사용하기 위하여 터빈 하류 부분을 제외하고 boundary layer 의 y^+ 값을 1 에 가깝게 유지하려고 하였으나, 공기가 아닌 R245fa 를 사용하는 경우 해석 결과가 발산하였다. 따라서 격자를 rotor 와 nozzle 의 y^+ 를 각각 변화 시켜가면서 total to total 효율의 변화를 확인하여 보았다. Fig. 7에서 보면 가장 효율이 낮은 경우가 rotor($y^+=5$), nozzle($y^+=2$), 가장 높은 경우가 rotor($y^+=71$), nozzle($y^+=69$)이다. 그 차이는 0.14% 정도로 매우 작다. 이 결과를 바탕으로 y^+ 의 변화가 효율 예측에 미치는 영향이 R245fa 를 사용하는 본 터빈의 해석에는 크지 않다고 판단하여, 실제 해석에서는 전체적으로 y^+ 는 약 10 이하로 맞추어졌다. R245fa 의 열역학적 물성 값은 REFPROP 을 이용하여 온도와 압력의 함수로 설정하였다. CFD 해석은 회전 속도를 15,000rpm 기준 50%부터 110%, 팽창비는 1.2~3 에 걸쳐 stage1 과 stage2 에 대하여 수행하였다.

1 단과 2 단 모두 설계점 15,000rpm 과 팽창비 2.8, 3.2 에서 높은 효율을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 출력은 팽창비가 높은 2 단이 1 단 보다 약간 더 높은 출력을 내는 것을 확인할 수 있다. 각 단은 회전 속도가 낮아 질수록 최고의 효율이 낮은 팽창비에서 나타나고 있다. 회전수가 15,000rpm 에 가까워 질수록 넓은 팽창비에서 일정하게 높은 효율을 유지하고 있다.

1 단과 2 단 터빈을 각각 설계 후 해석을 통하여 원하는 출력이 나오게 설계를 수정한 후 1 단과 2 단을 연결하여 전체 터빈 시스템에 대한 해석을

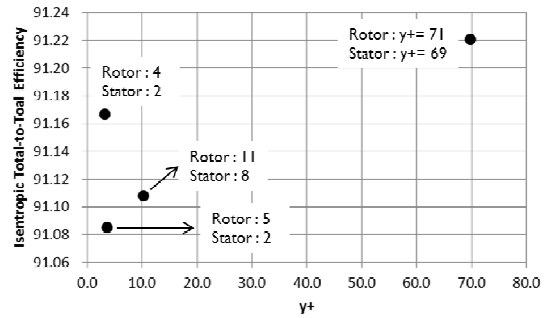


Fig. 7 grid dependency test with y^+

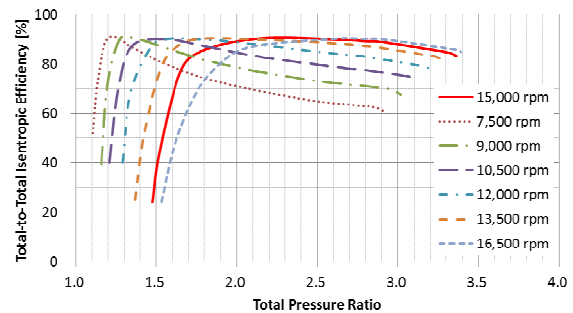


Fig. 8 First stage turbine efficiency

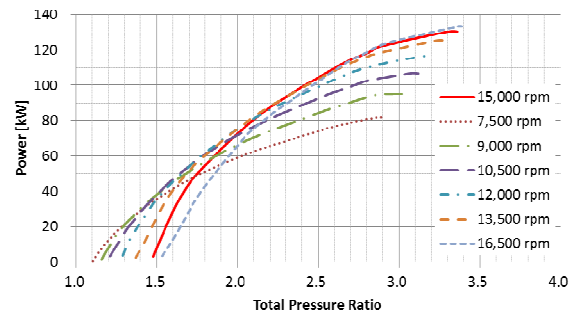


Fig. 9 First stage turbine output

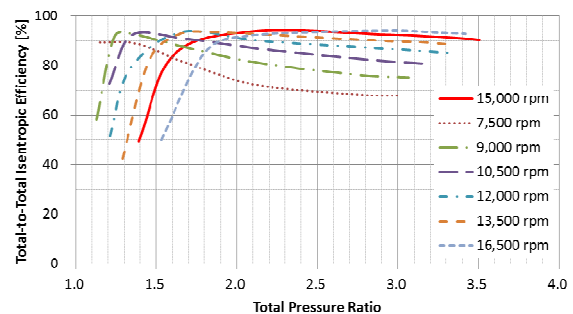


Fig. 10 Second stage turbine efficiency

수행하였다. 해석을 위한 return channel type 터빈의 형상은 Fig. 12에 back-to-back type 터빈의 형상은 Fig. 13에 나타내어져 있다. 전체 다단 터빈해석을 위한 경계조건은 Table 2에 정리되어 있는 온도와 압력을 사용하였다. 제작의 편의성을 고려하여

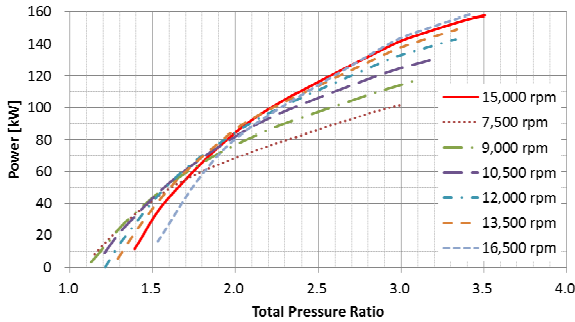


Fig. 11 Second stage turbine output

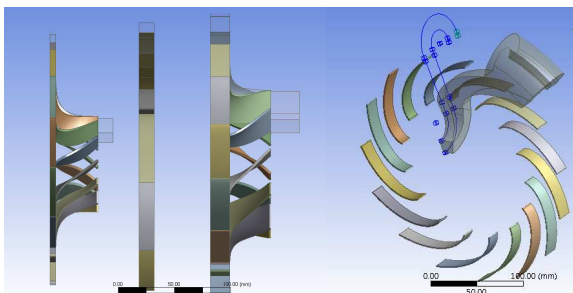


Fig. 12 return channel type configuration of the dual stage turbine

back-to-back type 이 선정된 관계로 본 논문에는 back-to-back type 의 해석결과만이 보여지고 있다. 1 단과 2 단 해석에 사용된 rotor/nozzel 격자를 그대로 사용하였고, 전체 해석을 위해서 volute 와 collector 가 추가되었다. CFD 해석은 회전 속도를 15,000rpm 기준 50%부터 110%, 팽창비는 3~9 에 대하여 수행하였다.

1, 2 단 volute 와 collector 를 포함한 전체 ORC 터빈의 정격 회전수 15,000rpm 의 50%에서 110%에 걸친 효율은 Fig. 14, 출력은 Fig. 15 에서 확인 할 수 있다. 회전수가 9,000rpm 이상 일 때 넓은 팽창비에서 일정한 효율이 얻어짐을 확인했고, 팽창비 6 이상부터 큰 효율의 변화가 없는 것을 알 수 있다. 1 단과 2 단의 효율과 전체효율을 비교할 때 전체 효율이 많이 떨어지는 것을 알 수 있는데, 이는 back-to-back type 설계에서 1 단과 2 단을 연결하는 collector 에서 발생하는 압력 손실에 의한 효율 저하가 주 원인이다. Fig. 14 와 Fig. 15에서 처럼 1 단과 2 단을 탈설계점에서 함께 운영하는 경우 1 단과 2 단의 상호작용은 2 단의 출력이 먼저 떨어지고 어느 정도 압력이 떨어진 이후에 1 단의 출력에 영향을 미치는 형태로 나타난다.

Fig. 15 에서 팽창비가 증가할수록 출력은 꾸준히 증가하며, 유동 조건은 choking 조건에 가깝지만 design point 에서의 출력은 초기설계 목표 (200kW 이상)를 충족시켰다.

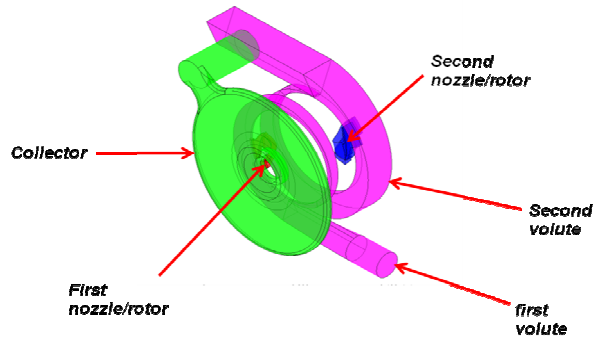


Fig. 13 Back-to-back type configuration of the dual stage turbine

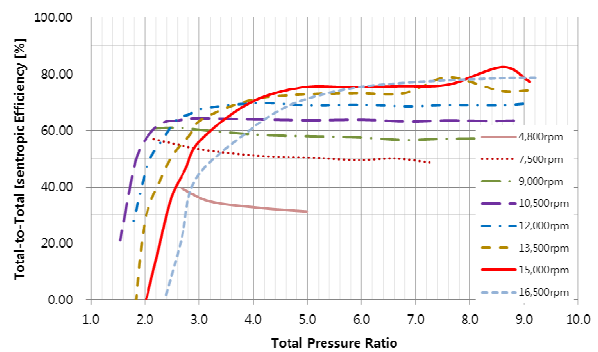


Fig. 14 Expansion ratio vs efficiency in the dual stage turbine

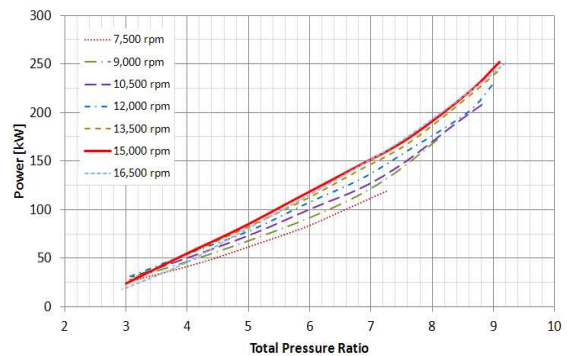


Fig. 15 Expansion ratio vs power in the dual stage turbine

4. 결 론

본 연구에서 폐열 회수를 위해서 제작하는 200kW ORC system 을 위한 터빈을 설계하였다. 터빈을 설계함에 있어서 작동 유체(R245fa)는 높은 포화 압력 때문에 높은 팽창비 갖게 되고, 또 작동유체가 낮은 음속을 가지는 관계로 낮은 팽창비에서도 초음속 상태로 돌입해 choking 현상이 발생할 수 있다. 폐열을 이용한 에너지 회수의 특성상 효율을 높이기 위하여 초음속 조건을 회피하기 위하여 낮은 팽창비를 갖는 다단의 아음속 터빈으로 설계하였다. 그리고, 제작상의 편의를 위하여 다단의 터빈의 구성은 축방향 힘을 감소시키기 위해 back-to-back type 의 구성으로 선

정하였다. 이상기체 가정을 이용하는 공기를 사용하는 터빈의 설계와는 달리, real gas 의 물성을 REFPROP 를 이용하여 직접 수치적으로 얻어서 터빈 성능 해석에 사용되었다. 각 단의 노즐/로터 설계는 수치해석을 통해 최적화하였고, 이후 volute 등을 포함한 전체 터빈 시스템을 수치해석 및 성능 분석을 시행하였다. 이 과정을 통하여 R245fa 를 사용하는 200kW 급 ORC 터빈 설계에 성공하였다. 현재 200kW ORC system 은 개발 중이므로, 후속 연구를 통해 성능 시험을 한 결과와 수치해석의 off-design 성능 결과를 비교할 예정이다.

후 기

이 논문은 2014 년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업 지원을 받아 수행된 것입니다. (2013R1A1A1061156)

참고문헌 (References)

- (1) Yamaguchi, H., Zhang, X. R., Fujima, K., Enomoto, M., and Sawada, N., 2006, "Solar Energy Powered Rankine Cycle Using Supercritical CO₂," *Appl. Therm. Eng.*, 26 17–18, pp. 2345~2354.
 - (2) Angelino, G. and Colonna, P., 2000, "Organic Rankine Cycles for Energy Recovery From Molten Carbonate Fuel Cells," *Proceedings of the 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC)*, AIAA Paper No. 2000-3052, pp. 1~11.
 - (3) Bronicki, L., 2007, "Organic Rankine Cycles in Geothermal Power Plants—25 Years of Ormat Experience," *Proceedings of the GRC 2007 Annual Meeting*, Reno, NV.
 - (4) Hung, T.C., Wang, S.K., Kuo, C.H., Pei, B.S. and Tsai, K.F., 2010, "A Study of Organic Working Fluids on System Efficiency of an ORC Using Low-Grade Energy Source," *Energy*, Vol. 35, pp. 1403~1411.
 - (5) Harinck, J., Turunen-Saaresti, T., Colonna, P., Rebay, S. and Buijtenen, J.V., 2010, "Computational Study of a High-Expansion Ratio Radial Organic Rankine Cycle Turbine Stator", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 132, pp. 054501-1~6.
- (1) Yamaguchi, H., Zhang, X. R., Fujima, K., Enomoto,