

가변열원에 대응하기 위한 ORC 사이클의 실험적인 연구

조수용*† · 조종현**

An Experimental Study on the Organic Rankine Cycle to Utilize Fluctuating Thermal Energy

Soo-Yong Cho*†, Chong-Hyun Cho**

Key Words : Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클), Fluctuating Thermal Energy(가변열원), Supersonic Nozzle(초음속노즐), Impulse Turbine(충동터빈), Refrigerant(냉매)

ABSTRACT

The system design of the Organic Rankine Cycle(ORC) is greatly influenced by the thermal properties such as the temperature or the thermal capacity of heat source. Typically waste heat, solar energy, geothermal energy, and so on are used as the heat source for the ORC. However, thermal energy supplying from these kinds of heat sources cannot be provided constantly. Hence, an experimental study was conducted to utilize fluctuating thermal energy efficiently. For this experiment, an impulse turbine and supersonic nozzles were applied and the supersonic nozzle was used to increase the velocity at the nozzle exit. In addition, these nozzles were used to adjust the mass flowrate depending on the amount of the supplied thermal energy. The experiment was conducted with maximum three nozzles due to the capacity of thermal energy. The experimented results were compared with the predicted results. The experiment showed that the useful output power could be produced from low-grade thermal energy as well as fluctuating thermal energy.

1. 서론

가용한 화석연료의 자원이 고갈되어 감에 따라 전 세계적으로 재생에너지의 활용도가 높아지고 있다. 여러 가지의 재생에너지 활용기술 중에서 유기랭킨 사이클(ORC)의 경우는 열원을 사용하여 전기적인 에너지나 기계적인 에너지를 얻는 것이다. 물론 높은 온도와 큰 양의 열에너지를 갖고 있는 지열과 같은 경우에 ORC는 아주 효과적인 재생에너지 활용장치가 된다. 또한 높은 온도는 아니지만 어느 정도 온도차가 있으면서 큰 양의 열에너지를 있는 경우에도 ORC의 적용이 가능하며, 해양온도차 발전이 이에 해당된다. 그 외에도 태양에너지를 반사경으로 집광하여 발전하는 대단위 단지에서도 ORC가 적용되고 있다. 이와 같이 대규모 단일 열원은 아니지만, 소규모 산업체에서 배출하는 폐열의 전체적인 열

량 규모는 적지 않다. 하지만 대부분 소규모 산업체에서 배출되는 폐열은 상대적으로 온도가 낮으며, 열량도 크지 않으므로 직접적으로 난방 등에 활용되지 않으면 버려지고 있다.

ORC를 가동하기 위한 열원의 종류는 앞서 언급한 것처럼 여러 가지가 있다. 만일 열원이 대규모이면서 높은 온도를 갖는 경우라면 기존의 발전장치로 어려움 없이 전기에너지를 생산하거나 다른 방식으로 열에너지를 활용 할 수 있다. 하지만 소규모의 열원은 기존의 방식으로 활용하기에는 어려운 점이 많다. 특히 이러한 소규모의 열원은 열량과 온도가 시간에 따라 변화 경우가 많기 때문이다. 태양열의 경우에도 시간이나 환경에 따라 열원의 양과 온도가 변하며, 산업체의 폐열도 작업공정이나 시간에 따라 가용한 열량과 온도가 변한다. 따라서 본 연구에서는 이러한 소규모의 열원에서 열량과 온도가 변하는 경우에도 지속적인 발전이 가능하

* 경상대학교 항공기부품기술연구센터(Gyeongsang National University, Research Center for Aircraft Parts Technology)

** 선테크(주) 기술연구소(SunTech Co, LTD, Technology R&D Center)

† 교신저자, E-mail : sycho@gnu.ac.kr

도록 하는 ORC의 효과적인 작동을 위한 실험적인 연구를 수행하고자 한다.

그 동안 ORC 연구의 많은 부분이 효율적인 작동유체의 선정에 관한 연구⁽¹⁻⁸⁾들이 수행되어 왔다. 특히 본 연구에서와 같이 낮은 열원을 사용하는 경우에는 적용하고자 하는 작동유체는 증발온도가 수증기에 비하여 낮고, 응축온도는 높은 것으로 선정하여야, 낮은 온도의 열원이 있는 경우라도 사이클 형성이 용이하게 된다. 하지만 우선적으로 ORC에 사용되는 작동유체는 기본적으로 오존층을 파괴하지 않아야 하며, 낮은 지구 온난화 지수, 낮은 가연성, 높은 효율, 무독성, 저비용의 특성들이 요구된다. 따라서 이산화탄소와 같은 자연 냉매를 사용하는 연구⁽⁹⁾도 수행되고 있지만, 이 경우에는 상온에서 높은 압력에 견딜 수 있는 장치를 구성하여야 하며 낮은 임계온도를 갖는 문제점 등이 있다. 현재에는 CFC/HFC 계열의 단점을 개선한 대체냉매를 주로 많이 사용하고 있다. 하지만 여러 연구결과들에서 추천한 최적의 작동유체들은 동일하지가 않다. 이러한 이유가 수행되었던 실험의 조건이 달랐기 때문이다. 따라서 선행 연구 결과들을 종합적으로 분석하여 본 연구와 같이 낮은 열원에 적용 가능한 작동유체를 선정하였을 때 효과적인 작동유체로 R134a, R245fa, R236ea, R245a 등이 선택되었다. 이 중에서 낮은 온도에서 작동하여도 효율이 높고, 터빈에서의 팽창특성이 좋은 dry 냉매로 분류되는 R245fa를 본 실험의 작동유체로 선정하였다.

ORC는 열에너지를 이용하여 수 MW 급에서 수 W 급까지 열원의 종류에 따라 다양한 출력을 얻고 있다. 사용하는 열원의 종류도 지열, 바이오매스, 산업체 폐열, 태양열 등 다양한 열원⁽¹⁰⁻¹³⁾을 이용하고 있다. 이러한 열원으로부터 전기에너지를 생산하기 위한 팽창기도 스크롤, 스크류, 왕복피스톤, 베인, 터보형 등 여러 종류⁽¹⁴⁻¹⁸⁾가 적용되고 있다. 출력이 큰 경우에는 터보형이 주로 많이 사용되고 있으며, 출력이 작은 경우에는 용적식의 팽창기가 많이 사용되고 있다. 하지만 일반적으로 재생하고자 하는 열에너지들은 일정하게 공급되지 않는다. 따라서 작동점이 수시로 바뀌게 된다. 이러한 경우에 터보형 팽창기는 탈설계점에서의 작동에 대하여서도 적절히 대응하는 장점이 있기 때문에 용적식 팽창기보다는 변동열원을 가진 장소에 사용할 수 있는 장점이 있다. 하지만 대용량의 경우에는 전분사에서 작동하게 되지만 열에너지의 용량이 적어서 탈설계 영역에서 작동하고자 하면 부분분사를 하여야 한다.

국내 산업단지를 기준으로 배출되는 폐열의 수준을 고려하면 30kW 이하의 출력을 얻을 수 있는 유기랭킨 사이클의 구성이 적절하다. 이러한 용량의 터보팽창기가 변동열원에서 작동하는 경우에 열원의 가용한 용량에 따라서 수십 와트에서 수십 킬로와트까지 출력을 얻을 수 있다. 아울러 적은 열에너지의 공급이 있는 경우에는 터빈은 부분분사에서

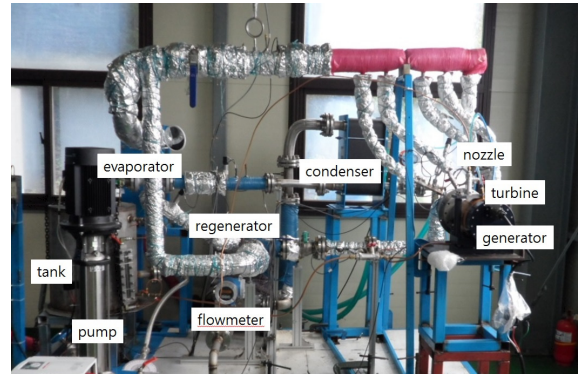


Fig. 1 Picture of the experimental facility for the regenerative organic Rankine cycle

작동할 수 밖에 없다. 터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에는 터빈은 충동형으로 되어야 하며, 충동형 터빈에서의 출력은 노즐에서 분사되는 속도가 중요하다. 따라서 터빈이 효율적으로 작동되도록 하는 분사속도를 얻기 위한 노즐이 사용되어야 한다. 따라서 노즐은 시스템 성능에 영향을 미치는 핵심 부품이 된다. 본 연구에서는 선행연구⁽¹⁹⁾에서 수행되었던 냉매를 작동유체로 하는 노즐 설계기법을 바탕으로 설계 제작된 초음속노즐을 적용하였다.

2. 실험장치

2.1 장치구성

본 실험의 장치를 Fig. 1에서 보여주고 있다. 핵심장치로 증발기, 재생기, 냉각기, 터빈, 노즐, 발전기, 탱크 등을 보여주고 있다. 작동유체를 가열하는 증발기에서는 열매체로 일인 Shell S2를 사용하여 작동유체를 액상상태에서 기상상태로 만든다. 증발기에서 고온고압으로 변한 작동유체는 노즐에서 팽창되어 터빈을 구동하게 되는데, 터빈에서 발생된 동력은 발전기에서 전기에너지로 변경되었다. 터빈의 축은 발전기와 직결식으로 연결하였다. 터빈을 지난 작동유체는 팽창의 정도에 따라서 열에너지를 가지고 있기 때문에 재생기에서 작동유체를 가열하는데 사용되었다. 이러한 방식의 채택은 전체적으로 열회수를 증가하게 되어 시스템 효율을 향상할 수 있기 때문이다.

재생기를 지난 작동유체는 냉각기에서 기상상태에서 다시 액상상태로 바뀌어 탱크로 들어가게 된다. 탱크에 있던 작동유체는 펌프에 의하여 다시 가압되어 사이클을 형성하게 된다. 본 연구에서 사용된 펌프는 원심단원펌프를 사용하였다. 초기에 용적형 펌프를 적용하였으며 유량조절을 위하여서 인버터를 사용하여 회전수를 조정하였다. 하지만, 작동되는 회전수에 따라서 용적형의 특징인 출구에서 유량이 맥동하는 현상이 발생되어 정확한 질량유량의 측정에 애로가 있었

다. 따라서 다단원심펌프로 변경하여 적용하였다. 이 경우 질량유량의 맥동은 상당히 줄어들었으나 회전수에 의한 질량유량의 조절에는 최소작동회전수의 제한이 있었으므로 바이패스 밸브를 설치하여 열원의 에너지와 증발기에서 흡수하는 열에너지와 일치되도록 하는 방식을 사용하였다.

2.2 노즐 및 터빈

본 연구에서 사용하는 R245fa 작동유체는 포화증기 상태에서의 음속은 공기의 약 1/3 정도의 수준이다. 따라서 축소형 노즐에서 터빈으로의 분사속도는 130 m/s 정도가 된다. 아울러 가변열원으로부터 출력을 얻기 위하여 부분분사를 하는 경우에 충동터빈에서 회전속도가 상당히 낮아지게 되고, 또한 효율도 낮아지므로 노즐출구에서의 분사속도를 증가시킬 필요가 있다. 이를 위하여 노즐출구에서 마하수 1.6에 도달하는 노즐을 설계하였다.

초음속 노즐의 설계는 노즐입구에 주어진 온도와 압력으로부터 노즐목까지 축소되는 영역을 설계하고, 여기서 얻어진 노즐목에서의 물성치로부터 확대 영역을 설계하여 출구에서 원하는 마하수를 얻는다. 우선 노즐목까지의 축소영역은 노즐설계기법⁽¹⁹⁾에서 유도된 압력구배의 식 (1)을 사용하여 노즐목에서의 압력과 온도를 구하였다. 또한 노즐의 형상과 일치하면서 노즐목에서의 체크된 질량유량이 얻어질 때까지 반복계산을 수행하였다. 본 계산상에서 작동유체인 R245fa의 물성치는 Refprop⁽²⁰⁾을 사용하여 설계프로그램과 연동되도록 하여 형상설계와 노즐목에서의 물성치를 얻었다. 보다 자세한 사항은 참고문헌⁽¹⁹⁾에 기술되어 있다.

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\rho V^2 \frac{dA}{dx} - [(\rho V)^2 \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p + \rho T] \frac{V^2}{2T} \frac{f}{D}}{(1 - M^2)} \quad (1)$$

이렇게 얻어진 노즐목에서의 물성치를 바탕으로 노즐출구에서 마하수가 1.6이 되도록 확산관을 설계하였다. 이를 위하여 특성곡선법^(21,22)이 적용되었다. 이는 R245fa의 경우건(dry)냉매로 분류되어 팽창 시에도 과열상태를 유지하므로 단상상태를 유지하기 때문이다. 노즐의 단면은 원형 형상을 가진 초음속 노즐을 설계하였으며, 설계된 형상에서 난류경계층의 두께⁽²³⁾를 추가하였다. 마찬가지로 계산상에서 작동유체의 물성치는 Refprop⁽²⁰⁾을 사용하였다.

Fig. 2(a)는 노즐입구에서의 전 온도가 100°C이고, 출구 마하수가 1.6인 경우에 난류경계층을 고려하여 얻어진 노즐의 형상을 보여주며, 노즐출구의 반경은 4 mm로 하였다. 아울러 노즐확대 영역에서의 특성곡선들을 보여주고 있다. Fig. 2(b)는 특성곡선법으로 얻어진 마하수의 분포를 보여주고 있는데 출구에서 요구하는 마하수에 도달하고 있음을 보

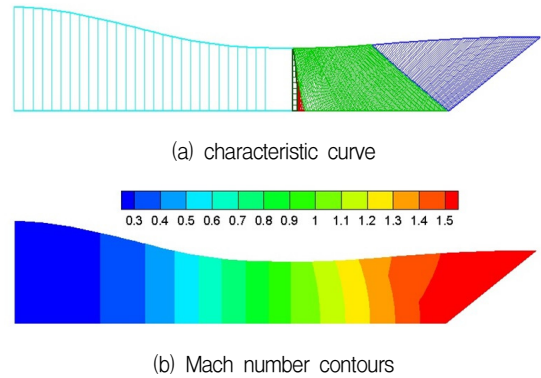


Fig. 2 Mach number contours within a nozzle shape designed by the method of characteristics

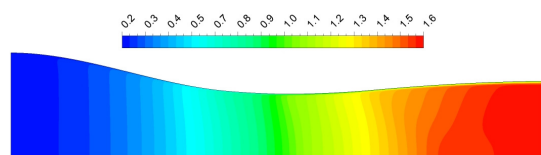


Fig. 3 Mach number contours computed by the CFD



Fig. 4 Picture of turbine rotor connect with the generator rotor

여주고 있다.

특성곡선법으로 얻어진 노즐의 설계결과를 보완하기 위하여 노즐 내부의 유동장을 전산유체기법(CFD)으로 해석하였다. 본 해석에는 상용코드인 Fluent⁽²⁶⁾를 적용하였으며 계산을 위한 경계조건은 동일하게 노즐입구에서의 전온도를 100°C로 하였다. 계산방식은 density-based solver를 사용하고, 난류모델은 k-ε을 적용하였다. 계산은 implicit Roe-FDS scheme을 적용하고, 2nd order의 정확도를 갖도록 공간을 이산화 하였다. 벽면에서의 격자는 y+ 값이 1 근처의 값을 갖도록 하였다. Fig. 3에서 보여주는 노즐내부에서의 마하수 분포로부터 출구에서 1.61의 질량평균 마하수가 얻어졌다. 또한 노즐 출구에서의 압력과 온도는 325.7 kPa 와 60.3°C의 값을 얻었다. 이 결과는 특성곡선법으로 얻어졌던 결과와 상당히 잘 일치하였으므로 노즐의 형상을 변경하지 않고 최종형상으로 선택하였다.

본 연구에 적용된 터빈은 충동형터빈으로 반경류형 터빈이다. 터빈에서 입구 전온도가 110°C이며 부분분사율(정의출

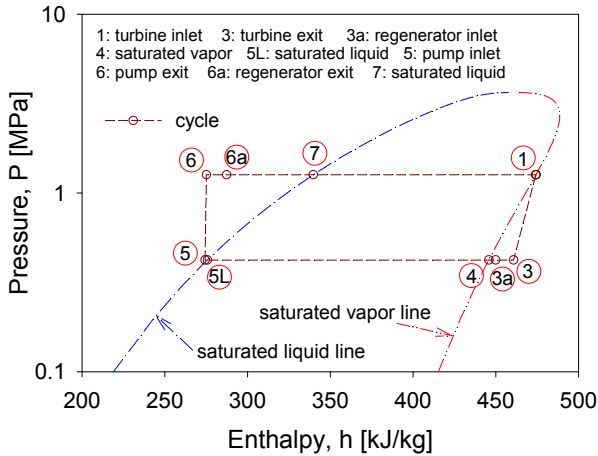


Fig. 5 Cycle of the ORC on the P-h curve with measuring locations

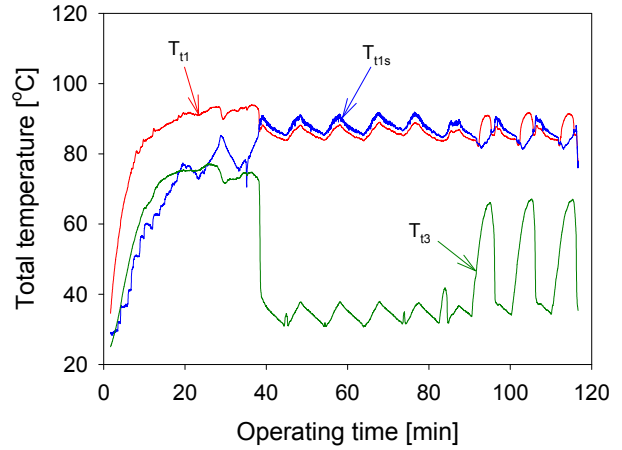


Fig. 6 Variation of total temperature with operating time

Table 1 Measuring instruments used in the experiment

Instrument	Maker	Model	Accuracy
Mass flowmeter	Endress+Hauser	80E15, Coriolis	±0.2%
Pressure sensor	Druck	PTX 7500	±0.05%
Thermometer	Dongyang	PT100	±0.2%
Powermeter	Yokogawa	WT1600	±0.1%
DAQ	Omron	ZR-RX45	±0.1%

구면적과 동익입구면적의 비)이 49.2%일 때 21,000 RPM의 회전수에서 29.6 kW의 출력이 얻어질 수 있도록 설계된 터빈이다. 설계점영역 근처에서 터빈의 성능은 참고문헌⁽²⁷⁾에 자세히 수록되어 있으며 터빈의 설계기법은 사이클해석⁽²⁸⁾에서 자세히 설명하여 놓았다. 터빈로터의 형상과 발전기의 로터를 Fig. 4에서 보여주고 있으며, 발전기는 4극의 영구자석형 발전기가 사용되었다.

2.3 측정장치

실험장치를 구성하는 주요장치들의 입출구에 압력센서와 온도센서를 설치하여 사이클 분석을 수행하였다. 측정의 위치에 대한 설명은 Fig. 5의 P-h 선도를 기준으로 표시하여 놓았다. 사이클에 사용된 유량계는 펌프에서 재생기를 들어가기 전에 설치하였으며, 터빈에서 얻어지는 출력은 파워미터를 사용하여 측정하였다. 측정의 결과는 DAQ를 사용하여 데이터를 PC에 취합하였다. Table 1은 본 실험 사용된 측정장치의 모델과 정확도를 보여주고 있다.

3. 결과 및 토의

3.1 작동점

실험에서 열원의 규모에 따라서 노즐은 3개까지만 사용하

였다. 이로 인하여 출력은 kW급이 얻어졌으며 설계된 터빈에서의 아주 많이 벗어난 탈설계점에서의 작동상태에 대한 결과를 얻을 수 있었다. 실험에서는 각각의 노즐에서 열량에 따라 터빈입구온도(T_{t1})를 변경하면서 성능시험을 수행하였다. 이러한 여러 실험을 수행한 것은 가용한 열원의 변동에 따라 최적 작동에 대한 연구를 수행하기 위하여서였다. 각각의 실험에서 열원을 조절하고 시스템이 안정되는 상태에서 물성치를 측정하였다. 시스템이 안정된 상태는 열원에서 공급하는 열에너지와 작동유체에서 흡수하는 열에너지가 일치하는 경우를 의미하며 아울러 ORC 장치의 어느 부품도 조정 없이 ORC 시스템 자체만이 운전되고 있는 상태를 의미한다.

Fig. 6은 여러 측정의 결과들 중에서 한 예로써 노즐을 2개를 사용하여 측정한 경우의 결과를 보여주고 있다. 터빈입구에서의 전온도(T_{t1})와 터빈출구에서의 전온도(T_{t3})을 보여주고 있으며, 또한 측정된 터빈입구에서의 압력을 기준으로 포화증기상태의 온도(T_{t1s})를 같이 보여주고 있다. 온도에서의 하첨자는 Fig. 5의 사이클 선도에서 보여주는 위치를 나타낸다. 실험에서 측정된 결과가 시스템이 안정된 상태임에도 불구하고 일정한 주기로 변동을 하고 있는 이유는 열원에서 작동유체에 전달하는 열량의 미소한 변동에 대하여, 터빈입구에서 온도변동이 발생되었고, 이 온도변동에 따라 압력변동이 발생되었다. 또한 이러한 변동은 노즐에서 분사할 수 있는 질량유량의 변동을 초래하여 측정된 결과가 진동하는 원인이 되었다. 노즐에서 비록 질량유량이 초크되어 변동이 없다고 하여도 만일 온도나 압력의 변동이 발생되면 초크되어 흐르는 질량유량도 변동하게 된다. 예를 들어 열원의 증대는 과열증기를 만들고 이로 인하여 압력의 감소를 초래하고, 노즐에서 분사할 수 있는 질량유량의 감소를 초래하게 된다. 하지만 어느 이하의 압력감소에서는 펌프에서의 더 많은 유량을 공급하게 되어 다시 포화증기상태가 되어 터빈입구에서의 압력은 증대하고 노즐에서 분사되는 질량유량은 증대하게 된다. 이 상태가 어느 정도 유지되었다가 터빈입구

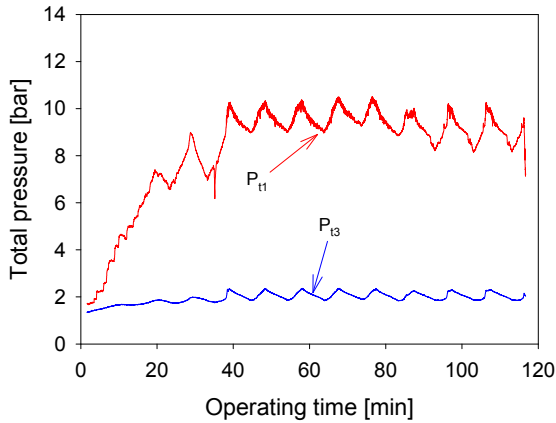


Fig. 7 Variation of total pressure with operating time

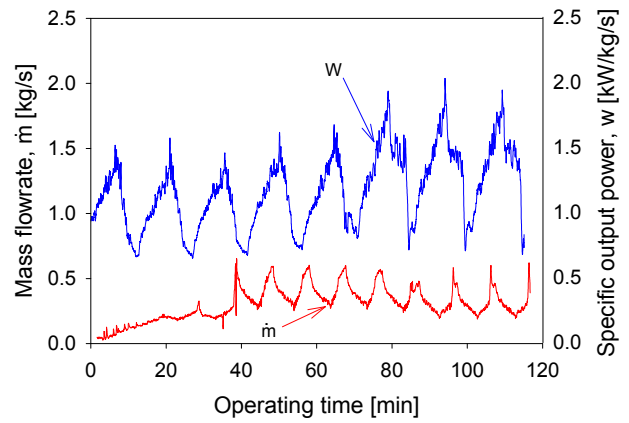


Fig. 8 Variation of mass flowrate and specific output power

의 상태는 공급되는 유량에 따라서 과포화상태가 되었다가 압력의 증대에 따라 공급유량이 감소하고, 감소된 공급유량으로 과열증기상태가 되었다가, 이러한 상태가 지속되면 압력이 감소하는 방향으로 변경되게 되므로 시스템은 다시 반복되는 현상을 보이게 된다. 이러한 과정에서 전혀 장치의 조정이나 조절을 인위적으로 하지 않았는데도 불구하고 시스템에서 자동적으로 발생하였다.

Fig. 6에서 시스템이 안정되기까지 38분의 시간이 요구되었다. 이후 설정된 바이패스의 양에 따라 82분의 시간에서 바이패스를 조정하기 까지 안정된 작동을 유지하는 것을 보여주고 있다. 82분까지는 터빈입구에서의 작동유체가 포화증기에서 일부 액적이 포함된 습증기 상태에서 분사하고 있음을 알 수 있으며 이러한 작동 상태에서 온도의 변화가 10분 정도의 주기로 변동하는 상태를 보여주고 있다. 두 번째로 바이패스 밸브를 조정하여 작동유체의 질량유량을 조금 줄여서 작동하였는데 작동시간이 87분이 되는 시간에서 다시 시스템이 안정화되어 습증기와 과열증기 상태로 이동하면서 작동하는 상태를 보여주고 있는데 앞서와 비슷하게 10분 정도의 주기로 작동하나 주기는 30초 정도 길어진 경우를 보여주고 있다.

2번째 작동의 경우에서 터빈출구에서의 전온도는 터빈입구가 과열증기가 되어 작동하는 경우에 온도의 상승을 보여주고 있다. 첫 번째의 작동에서는 터빈입구가 습증기의 상태에서 터빈으로 들어가 팽창을 하게 되면 습증기가 더욱 증가하게 되어 온도가 떨어지는 결과를 보여주고 있으나 터빈입구가 과열증기가 되면 R245fa는 dry한 작동유체이므로 터빈에서 팽창을 하여도 터빈출구에서 과열증기 상태를 유지하므로 과열증기의 온도를 유지하였다. 따라서 두 번째의 작동에서는 터빈 출구에서의 온도가 크게 증가하였음을 보여주고 있다.

터빈 입구에서의 압력 (Pt1)과 터빈 출구에서의 압력(Pt3)을 Fig. 7에서 보여주고 있다. 터빈 입구에서의 압력은 Fig. 6에서 보여준 전온도와 동일한 경향으로 변동하고 있음을 알

수 있다. 이러한 이유는 터빈 입구에서의 상태가 습증기인 경우라도 포화증기에 가까운 상태를 유지하고 있으므로 이러한 현상을 나타내고 있다. 터빈출구에서의 압력 변동도 터빈 입구의 상태가 습증기인 첫 번째의 경우에는 온도의 변동과 동일하게 변하는 특징을 보여주고 있다. 하지만 터빈 입구가 과열증기 상태인 두 번째의 경우에는 터빈 출구에서의 온도 증가에 대하여 압력은 미세하게 감소한 경우를 보여주고 있다. 이는 터빈 입구에서 낮은 압력으로 팽창하여 낮은 출구압력이 얻어졌기 때문이다.

Fig. 8은 질량유량의 변동(\dot{m})과 비출력(w)의 변동을 보여주고 있다. 비출력은 출력을 질량유량으로 나누었으므로 질량유량과는 반대되는 경향을 나타내게 되었다. 따라서 비출력은 단위 질량당 출력을 의미한다. 측정된 출력은 첫 번째의 경우나 두 번째의 경우에 차이가 없었으므로 비출력은 질량유량에 따라 좌우되었다. 두 번째 작동에서 질량유량이 미세하게 줄어들었으므로 비출력은 두 번째의 작동에서 약간 상승되었음을 알 수 있다. 따라서 터빈입구에서의 작동유체 상태는 포화증기에 가까운 습증기보다는, 포화증기의 상태이거나 약간 가열된 상태가 출력을 조금 더 효과적으로 얻을 수 있음을 알 수 있다.

포화증기에서의 비출력의 향상 효과는 터빈 효율(η_{tb})이나 시스템 효율(η_{sys})을 향상하는 결과를 Fig. 9에서 보여주고 있다. 본 연구에서 터빈의 효율은 식(2)를 사용하여 평가를 하였으며, 시스템 효율은 식 (3)을 사용하여 평가를 하였다. 시스템 효율의 평가에는 작동유체를 가압하는 펌프의 일을 추가하여 평가하였다. 본 실험의 결과에서 터빈의 효율은 터빈만의 효율 외에도 베어링 및 커플링 등에 의한 기계적인 손실이 포함되어 있으며, 또한 발전기에서의 손실도 포함되어 있으며, 일부 베어링의 윤활에 사용된 유량의 손실도 포함되어 있다.

$$\eta_{tb} = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{m}(h_{t1} - h_{t3is})} \quad (2)$$

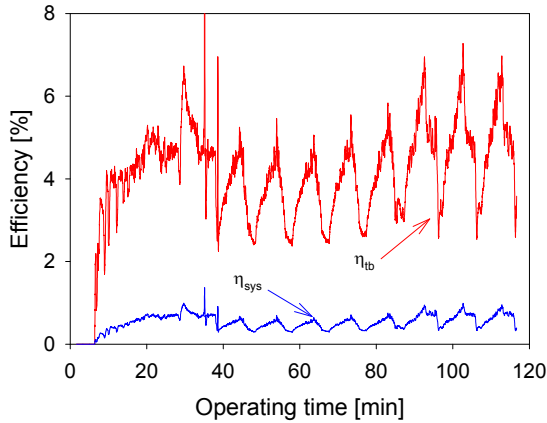


Fig. 9 Variation of turbine and system efficiency

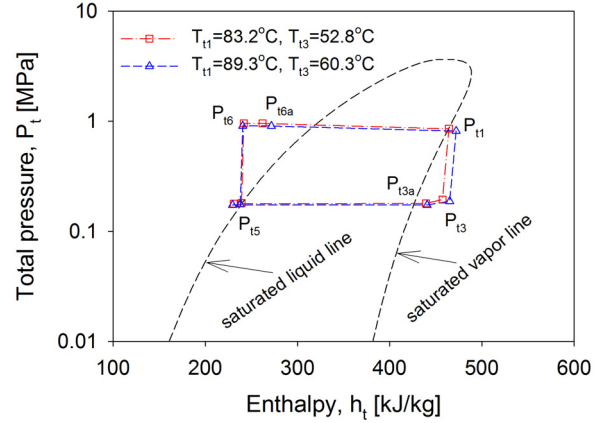


Fig. 10 Cycle in the saturated vapor state and in the superheated state at turbine inlet

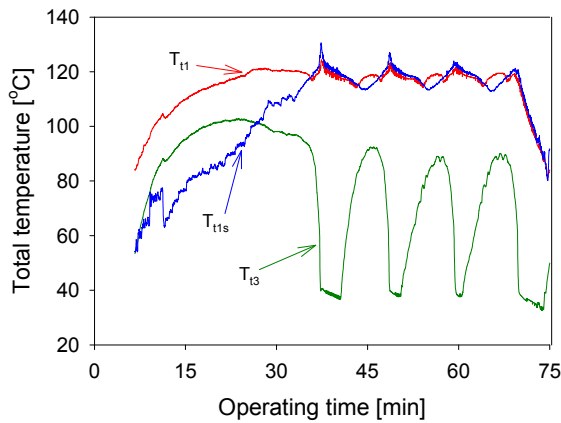


Fig. 11 Variation of total temperature with one nozzle

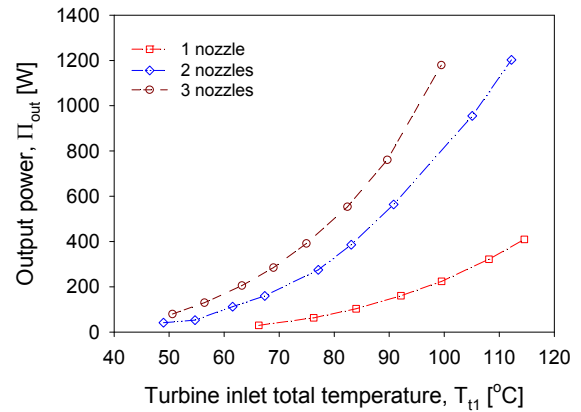


Fig. 12 Variation of output power with various input conditions

$$\eta_{sys} = \frac{\Pi_{out}}{m(h_{t11} - h_{t6a} + h_{t6} - h_{t5})} \quad (3)$$

Fig. 10에서 터빈입구에서 작동유체가 포화증기인 상태와 8도 정도 가열된 상태의 사이클을 보여주는 것과 같이 터빈 입구의 상태는 여러 가지로 가능하다. 터빈입구가 과열증기가 된 경우에는 터빈 출구에서의 온도도 높게 형성되었다. 하지만 높은 온도를 가진 열에너지는 팽창이 된 후에 재생기에서 작동유체(펌프에서 증발기로 가는 작동유체)를 가열하는데 소모되었으므로 손실로 발생되지는 않았다. 그렇다고 시스템의 효율이 상승하게 되는 것도 아니다. 이는 과열증기 상태를 만들기 위하여 더 많은 열에너지를 증발기에서 사용하였으므로 결국에는 시스템의 효율은 큰 차이를 보이지 않았다.

Fig. 11은 노즐을 하나를 사용한 경우에 대한 결과로 터빈 입구의 온도를 상승하여 측정된 결과로써 또 다른 작동상태의 예로써 보여주는 것이다. 시스템이 안정화되기 까지 소모된 시간은 대략 37분이 소요되었다. 온도의 변동주기는 약 10분 정도였으나, 이러한 주기는 장치 열원의 변동에 따라 약간씩 차이를 보였다.

3.2 노즐의 비교

ORC 사이클에 적용될 수 있는 가용한 열원의 상태는 다양하다. 즉 높은 온도를 가지지만 가용한 열량은 작을 수 있으며, 낮은 온도를 나타내지만 많은 열량을 가질 수도 있다. 따라서 이러한 가용한 열원의 상태에 맞는 사이클의 운전을 위하여 다양한 작동 조건에 따른 실험이 이루어졌다. 여러 사이클에 대한 비교를 위하여 동일한 조건에서 측정된 결과와 비교를 하여야 한다. 하지만 시스템이 안정화 되어도 터빈입구의 상태는 공급유량과 열원에 따라서 습증기, 포화증기, 과열증기 상태로 작동하였으므로 본 연구에서는 터빈 입구에서의 작동유체 상태가 포화증기인 상태를 기준으로 비교 평가를 하였다. 다양한 작동조건에 따라 노즐의 개수를 조절하여 질량유량을 변경하고 또한 터빈입구온도를 변경하여 실험을 수행하였다.

Fig. 12는 터빈입구에서의 전온도 변화에 대하여 노즐의 개수를 변경하면서 측정된 출력(Π_{out})의 결과를 보여주고 있다. 출력은 터빈입구의 전온도가 50°C에서 120°C의 온도 범위에서 노즐을 3개까지 사용하면서 측정된 결과를 보여주고

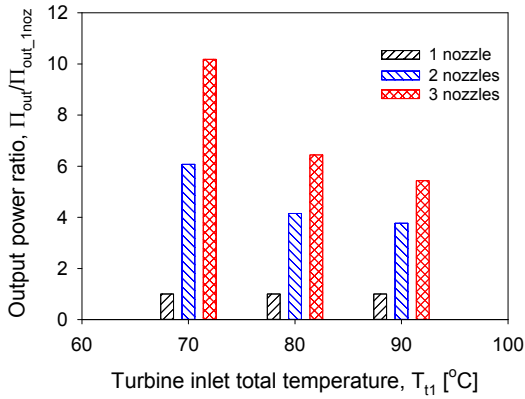


Fig. 13 Comparison of the output power ratio

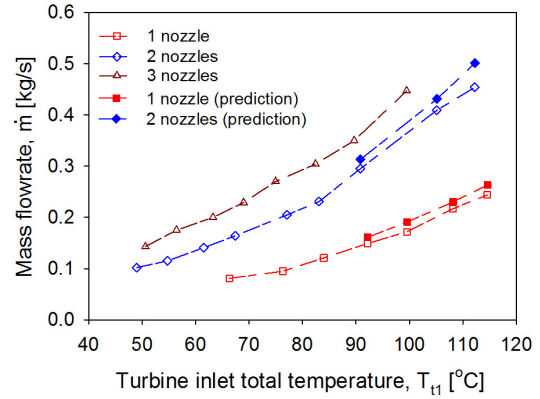


Fig. 14 Mass flowrate with various input conditions

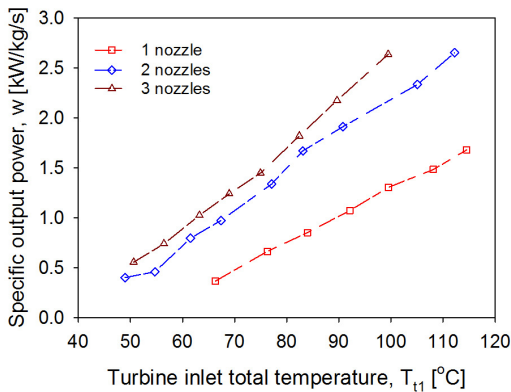


Fig. 15 Specific output power with various input conditions

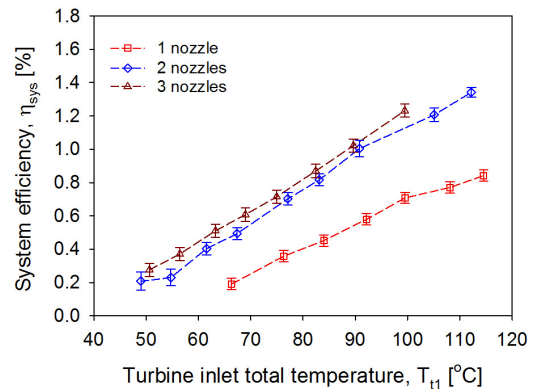


Fig. 16 System efficiency with uncertainty band

있다. 출력은 터빈입구에서의 전온도가 증가함에 따라 증가율이 확대됨을 보여주고 있다. 또한 노즐개수를 증가시켜 질량유량을 증대하는 경우에 출력의 증가율은 더욱 더 증가하는 특징을 보여주었다. 아울러 온도가 낮은 경우라도 출력을 얻을 수 있음을 보여주고 있다. 특히 입구 온도가 50°C 인 경우에는 고온과 저온의 차이가 25°C 이내이므로 해양온도차 발전과 같이 낮은 온도차를 가지고 있지만 열량이 풍부한 경우에 얼마든지 출력을 얻을 수 있음을 보여주고 있다. 비록 본 실험에서 얻은 출력은 미약한 정도 이지만 출력은 질량유량에 비례하므로 더욱 더 증대할 수 있다. 질량유량을 증대하게 되면 부분분사율이 증대하게 되어 터빈의 효율도 증대하게 되고 시스템효율도 증대하는 특징이 있다. 본 실험에서는 노즐을 하나 사용하는 경우에 부분분사율이 5.4%로 아주 낮았다.

Fig. 13에서는 노즐 하나를 사용하는 경우에 비하여 사용되는 노즐 개수를 증가시키기에 따라 출력이 얼마나 증가되는지를 보여주고 있다. 이 증가율은 터빈입구 전온도가 낮은 경우에 특히 큰 증가율을 보여주고 있으며, 노즐의 사용개수가 증대 할수록 노즐당의 증가율은 줄어드는 것으로 보여주고 있다. 즉 하나의 노즐에서 두 개를 적용할 때의 증가율은 2개의 노즐에서 3개의 노즐로 증가하였을 경우에 증가율보

다는 큰 결과를 보여주고 있다. 이러한 이유는 터빈의 효율이 낮은 부분분사영역에서 급격히 향상되는 반면에 부분분사율이 어느 정도 증대하고 나면 터빈효율의 향상은 다소 완만히 증가하기 때문이다. 따라서 노즐을 두 개에서 세 개로 증대할 때 부분분사율이 10.8%에서 16.2%로 증대하면서 터빈 효율의 향상이 다소 완만하여 졌기 때문이다.

Fig. 14는 터빈입구 전온도의 변화에 따른 질량유량의 변화를 보여주고 있다. 노즐에서 초크가 발생되어도 전온도의 증가에 따라 질량유량이 증대하는 것을 보여주고 있다. 작동유체가 포화증기 상태이므로 온도의 증가는 압력의 증가를 동반하므로 노즐개수의 변화가 없어도 압력의 증가는 밀도를 증가시켜 초크된 질량유량을 증가시킨다. 아울러 노즐에서 초크되는 상태를 기준으로 예측한 결과와 비교하여 보았는데 예측의 결과와 잘 일치되는 결과를 보여주고 있다. 초크되는 질량유량을 예측하기 위하여서 본 연구에 사용된 초음속노즐의 팽창비와 같거나 그 이상의 팽창비를 갖는 경우와 비교를 하였다. 따라서 터빈 입구의 전온도가 높은 영역에서만 비교가 가능하였다.

여러 작동점에서 얻어진 질량유량과 출력을 바탕으로 비출력의 결과를 Fig. 15에서 보여주고 있다. 비출력은 동일한 터빈입구 전온도를 기준으로 노즐개수의 증가에 따라 증가

하지만 노즐개수의 증가에 따라 증가율은 감소하게 된다. 이러한 이유는 질량유량은 노즐개수에 따라 비례관계로 증가하지만, 부분분사량의 증가에 따른 터빈효율의 증가율이 노즐개수의 증가에 대하여 완화되므로 출력 및 비출력의 증가율이 크지않았다.

시스템효율은 Fig. 16에서 보여주고 있다. 시스템효율은 작동영역이 낮은 출력의 탈설계 영역에서 작동하는 관계로 낮은 시스템 효율의 결과를 보여주고 있다. 이 시스템효율은 터빈입구 전온도의 증가에 비례하여 증가하는 특성을 보여주고 있으며, 노즐개수의 증가에 대하여서도 비출력의 경우와 마찬가지로 효율의 증가율은 다소 완화되는 특징을 보였다. 이는 출력이 시스템 효율에 직접적인 영향이 있기 때문이다. 아울러 낮은 열원을 바탕으로 아주 작은 질량유량을 사용하여 변동하는 열에너지에서의 출력을 얻는 실험이기 때문이기도 하다. 시스템효율의 불확도해석^(29,30)을위하여 효율과 관련 측정변수를 출력, 유량, 엔탈피(ht1, ht6a, ht6, ht5)로 총 6개의 측정변수를 선정하였다. 식 (4)를 사용하여 각각의 측정변수에 대한 불확도와 시스템효율의 식을 사용하여 불확도를 계산하였다. 불확도의 폭은 Fig. 16에서 보여주고 있다.

$$\frac{U_{\eta_{sp}}}{\eta_{sys}} = \pm \left[\sum_{i=1}^6 \left(\frac{x_i}{\eta_{sys}} \frac{\partial \eta_{sys}}{\partial x_i} \right)^2 \left(\frac{U_{x_i}}{x_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

4. 결 론

이상의 실험으로부터 30 kW의 출력을 얻기 위하여 제작된 ORC 터빈으로부터 낮은 열원과 낮은 온도를 갖는 열원으로부터 출력을 얻는 실험을 노즐의 개수를 변경하고 터빈입구의 전온도를 변경하여 출력을 획득하는 실험을 수행하였다. 터빈의 작동은 여러 작동상태를 비교하기 위하여 터빈입구에서 작동유체는 포화증기상태에서 측정하였다.

- 1) 출력은 노즐의 개수와 터빈입구 전온도의 증가에 따라 증가율이 증가하였다. 하지만 동일한 입구조건에서 노즐 개수의 증가에 따라 증가율은 부분분사율에 따른 터빈효율의 증가율에 따라 완화되는 특징을 보였다
- 2) 질량유량은 노즐에서 초크되므로 실험의 결과는 예측의 결과와 동일한 결과를 보여주었다. 아울러 비출력은 터빈입구온도의 증가에 따라 비례하는 관계를 보여주었으며, 노즐 개수의 증가에 대하여 비출력의 증가율은 완화되었다.
- 3) 시스템효율은 비록 낮은 출력에서 작동한 관계로 낮은 효율의 결과를 보여주었으나, 터빈입구의 온도의 증가에 비례하여 증가하였다. 따라서 본 실험을 통하여 가변열원에서도 터빈의 작동조건을 바꾸어 출력 획득에 대한 방안이 제시되었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부, 한국산업기술진흥원, 호남지역사업평가원의 광역경제권 선도산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다.

References

- (1) Maizza, V. and Maizza, A., 1996, "Working Fluids in Non-Steady Flows for Waste Energy Recovery Systems," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, No. 7, pp. 579~590.
- (2) Hung, T. C., Shai, T. Y. and Wang, S. K., 1997, "A Review of Organic Rankine Cycles for the Recovery of Low-Grade Waste Heat," *Energy*, Vol. 22, No. 7, pp. 661~667.
- (3) Liu, B. T., Chie, K. H. and Wang, C. H., 2004, "Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery," *Energy*, Vol. 29, pp. 1207~1217.
- (4) Tchanche, B. F., Papadakis, G. Lambrinos, G. and Frangoudakis, A., 2009, "Fluid Selection for a Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 2468~2476.
- (5) 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 Sources," Vol. 35, pp. 1403~1411.
- (6) Chen, H. Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K., 2010, "A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, pp. 3059~3067.
- (7) Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F. and Quijano, A., 2012, "A Technical, Economical and Market Review of Organic Rankine Cycles for the Conversion of Low-Grade Heat for Power Generation," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 4175~4189.
- (8) Bao, J. and Zhao, L., 2013, "A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325~342.
- (9) Yang, B., Peng, X., Hea, Z., Guo, B. and Xing, Z., 2009, "Experimental Investigation on the Internal Working Process of a CO₂ Rotary Vane Expander," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 2289~2296.
- (10) Hettiarachchi, H. D. M., Golubovic, M., Worek, W. M. and Ikegami, Y., 2007, "Optimum Design Criteria for an Organic Rankine Cycle Using Low-Temperature

- Geothermal Heat Sources,” *Energy*, Vol. 32, pp. 1698~1706.
- (11) Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H. and Riffat, S., 2012, “Experimental Investigation of a Biomass-Fired ORC-Based Micro-CHP for Domestic Applications,” *Fuel*, Vol. 96, pp. 374~382.
- (12) Navarro-Esbrí, J. Peris, B. Collado, R. and Molés, F., 2013, “Micro-Generation and Micro Combined Heat and Power Generation Using ‘Free’ Low Temperature Heat Sources Through Organic Rankine Cycles,” *ICREPPQ’13*, Bilbao, Spain.
- (13) Twomey, B., Jacobs, P. A. and Gurgenci, H., 2013, “Dynamic Performance Estimation of Small-Scale Solar Cogeneration with an Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, pp. 1307~1316.
- (14) Quoilin, S., Lemort, V. and Lebrun, J., 2010, “Experimental Study and Modeling of an Organic Rankine Cycle Using Scroll Expander,” *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1260~1268.
- (15) Wang, W., Wu, Y., Ma, C., Liu, L. and Yu, J., 2011, “Preliminary Experimental Study of Single Screw Expander Prototype,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3684~3688.
- (16) Zhang, B., Peng, X., He, Z., Xing, Z. and Shu, P., 2007, “Development of a Double Acting Free Piston Expander for Power Recovery in Transcritical CO₂ Cycle,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1629~1636.
- (17) Qiu, G., Liu, H. and Riffat, S., 2011, “Expanders for Micro-CHP Systems with Organic Rankine Cycle,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3301~3307.
- (18) Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, K., 2001, “Design and Testing of the Organic Rankine Cycle,” *Energy*, Vol. 26, pp. 239~251.
- (19) Cho, S. Y. and Cho, C. H., 2014, “A Study of Supersonic Nozzle Design for Partial Admitted Turbine Used on Organic Rankine Cycle,” *J. of Fluid Machinery*, Vol. 17, pp. 5~12.
- (20) NIST, 2010, “Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties,” Refprop version 9.0.
- (21) Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D. 1976, *Gas Dynamics*, Vol. 1,2, John Wiley & Sons Inc.
- (22) Hodge, B. K. and Koenig, K., 1995. “Compressible Fluid Dynamics,” Prentice hall.
- (23) Granville, P. S., 1959, “The Determination of the Local Skin Friction and the Thickness of Turbulent Boundary Layers from the Velocity Similarity Laws,” David W. Taylor Model Basin Rept., 1340.
- (26) Fluent, 2011, “Ansys Fluent Ver. 14,” ANSYS Inc.
- (27) Cho, S. Y., Cho, C. H. and Kim, J., 2013, “A Study on the Organic Rankine Cycle using R245fa,” *J. of Fluid Machinery*, Vol. 16, No. 3, pp. 10~17.
- (28) Cho, S. Y. and Cho, J. H., 2014, “A Study on the Organic Rankine Cycle for the Fluctuating Heat Source,” *J. of Fluid Machinery*, Vol. 17, No. 1, pp. 12~21.
- (29) Cho, S. Y. and Park C., 2004, “A study on the Propagation of Measurement Uncertainties into the Result on a Turbine Performance Test,” *KSME inter. J.*, Vol. 18, No. 4, 2004, pp. 689~698.
- (30) Coleman, H. W. and Steels, W. G., 1999, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, John Wiley & sons, INC. “Engineering application.