

# 부분분사 축류형 터빈을 이용한 소규모 유기랭킨 사이클의 실험 및 예측에 관한 연구

조수용\*† · 조종현\*\*

## Cycle Analysis and Experiment for a Small-Scale Organic Rankine Cycle Using a Partially Admitted Axial Turbine

Soo-Yong Cho\*†, Chong-Hyun Cho\*\*

*Key Words* : Organic Rankine Cycle(유기랭킨 사이클), Cycle Analysis(사이클해석), Axial Turbine(축류터빈), Partial Admission(부분분사), Supersonic Nozzle(초음속노즐)

### ABSTRACT

Organic Rankine cycle (ORC) has been used to generate electrical or mechanical power from low-grade thermal energy. Usually, this thermal energy is not supplied continuously at the constant thermal energy level. In order to optimally utilize fluctuating thermal energy, an axial-type turbine was applied to the expander of ORC and two supersonic nozzle were used to control the mass flow rate. Experiment was conducted with various turbine inlet temperatures (TIT) with the partial admission rate of 16.7%. The tip diameter of rotor was to be 80 mm. In the cycle analysis, the output power of ORC was predicted with considering the load dissipating the output power produced from the ORC as well as the turbine efficiency. The predicted results showed the same trend as the experimental results, and the experimental results showed that the system efficiency of 2% was obtained at the TIT of 100°C.

### 1. 서론

자원이 고갈되어 감에 따라 전 세계적으로 재생에너지에 관한 많은 연구가 수행되고 있다. 이러한 재생에너지의 연구에는 풍력, 태양열, 파력, 조력, 바이오매스 에너지, 지열 등으로부터 유용한 에너지를 얻는 것에 관한 것이 대부분이다. 본 연구에서의 유기랭킨 사이클의 경우에는 산업체에서 버려지는 폐열이나, 태양열, 지열 등의 열원을 이용하여 기계적인 에너지나 전기적 에너지를 생산한다.

유기랭킨 사이클의 장점은 사이클에 사용되는 작동유체의 증발온도가 수증기에 비하여 낮고, 응축온도가 높기 때문에 비교적 낮은 온도의 열원이 있는 경우라도 사이클 형성이 용이하므로, 저온 열원이 있더라도 전기에너지로 변환이 가능

한 장점이 있다. 하지만 이러한 용도로 사용되는 작동유체는 기본적으로 오존을 파괴하지 않아야 하며, 지구 온난화 지수가 낮으며, 가연성이 낮고, 효율이 높으며, 인체에 무해하고, 저비용이며, 사용하기에 안전하고, 오존층의 파괴가 낮거나 없는 특성이 요구되는 작동유체를 사용하여야 한다. 이러한 용도로 CO<sub>2</sub>와 같은 자연냉매를 사용하기도 하나 고압의 작동특성으로 비용적 측면에서 불리하므로, CFC/HFC 계열의 단점을 개선한 대체냉매를 많이 사용한다.

유기랭킨 사이클에 사용될 수 있는 적절한 작동유체에 대한 연구<sup>(1-8)</sup>들이 많이 수행되었다. 이들의 연구는 여러 작동유체들로부터 앞서 언급한 작동유체의 요구조건을 만족하면서 높은 작동 효율을 얻을 수 있는지를 사이클 해석을 통하여 분석하였다. 작동유체의 온도-엔트로피선도에서 포화증기선도가  $dT/ds=0$ ,  $dT/ds<0$ ,  $dT/ds>0$  이냐에 따라서

\* 경상대학교 항공기부품기술연구센터(Gyeongsang National University, Research center of Aircraft Parts Technology)

\*\* 선테크(주) 기술연구소(SunTech Ltd, R&D Center)

† 교신저자, E-mail : sycho@gnu.ac.kr

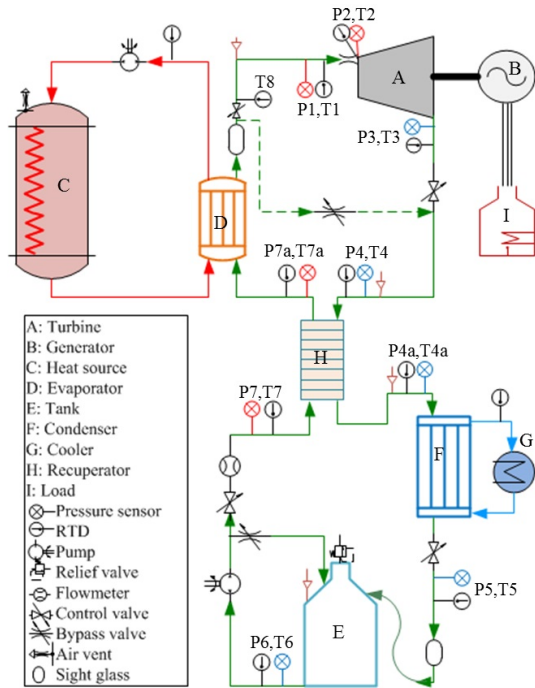


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental facility

isentropic, wetted, dry로 분류되는데, 여러 연구결과에서 dry 작동유체의 경우는 팽창기의 입구에서 과열과정이 없어도 팽창되었을 때, 액적이 형성되지 않으므로 팽창기의 작동에도 유리하며, 사이클의 효율 측면에서도 유리하다고 추천되어왔다.

저온의 열원을 이용하여 유기랭킨 사이클을 구동하여 수 MW 급에서 수 W 급까지 열원의 종류에 따라 다양한 출력을 얻고 있으며, 열원도 지열<sup>(9)</sup>, 바이오매스<sup>(10)</sup>, 산업체 폐열<sup>(11)</sup>, 태양열<sup>(12)</sup> 등 다양한 열원을 이용하고 있다. 이러한 열원으로부터 전기에너지를 생산하기 위한 팽창기도 스크롤<sup>(13)</sup>, 스크류<sup>(14)</sup>, 왕복피스톤<sup>(15)</sup>, 베인<sup>(16)</sup>, 터보형<sup>(17)</sup> 등 여러 종류가 적용되고 있다. 출력이 큰 경우에는 터보형이 주로 많이 사용되고 있으므로 출력이 적어지는 경우에는 용적식의 팽창기가 많이 사용되고 있다.

유기랭킨 사이클을 이용하여 재생에너지를 회수하는 경우에 충분한 열원이 있는 경우에는 대형으로 설치하여 일정한 출력을 얻을 수 있겠지만, 대부분의 재생하고자 하는 열원들은 일정하게 공급되지 않는다. 현재까지 열원이 변동하는 경우에 적절히 작동하는 유기랭킨사이클에 대한 연구 자료는 충분하지 않다. 이를 위하여 용적식의 팽창기대신에 터보형의 팽창기를 본 연구에서 선택하였다. 터보형의 경우에는 작동점의 변동에도 적절히 대응하는 장점이 있기 때문이다

본 연구에서는 낮은 온도의 열원이 가변하는 경우를 고려하여 에너지를 회수하기 위한 방안으로 축류형 팽창기가 선택되었으며, 또한 가변 열원에 대응하여 질량유량의 변경이 필요한 경우에, 노즐의 개수를 조정하여 질량유량을 조절하

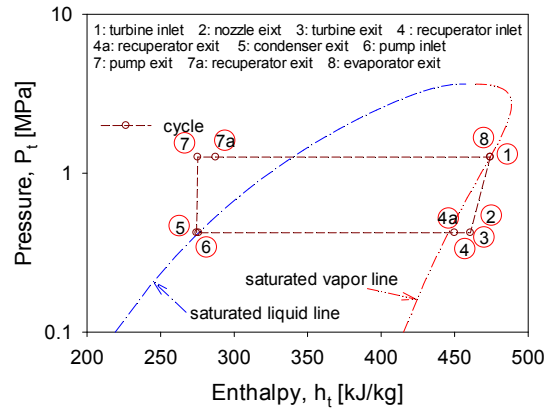


Fig. 2 Measurement locations in the pressure-enthalpy diagram

고자 하였다. 또한 팽창기에서 얻게 되는 출력의 예측에 대한 유기랭킨 사이클 해석도 수행하였다. 여러 작동유체 중에서 효율이 높은 R245fa 를 본 연구에서 사용하였다. 따라서 실험과 사이클 해석을 통하여 소규모의 출력을 얻을 수 있는 유기랭킨 사이클의 연구를 수행하였다.

## 2. 실험장치

### 2.1 장치구성

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 탱크(E)에 있는 작동유체는 펌프에 의하여 가압되고, 가압된 작동유체는 증발기를 가기 전에 터빈에 남아있는 열의 일부를 열회수기(H)를 통하여 회수한다. 다음으로 증발기(D)에서 가열되어 고온고압의 증기상태로 터빈(A)을 구동한다. 터빈(A)에서 발생된 동력으로 발전기(B)를 가동하고, 발전된 전기는 부하장치(I)에서 열로 소모된다. 작동유체의 가열은 산업체에서 발생하는 폐열, 태양열, 지열 등을 활용할 수 있으나, 본 연구에서는 정확한 온도 제어를 위하여 열매체오일(Shell S2)을 전기히터로 가열하여 증발기에서 작동유체를 가열하도록 하였다.

터빈(A)을 구동하고 팽창된 작동유체는 터빈의 출구에서 저온저압의 증기상태이나 온도가 탱크에서 증발기로 가는 작동유체의 온도보다 높으므로 열회수기에서 열전달을 한 후에 열교환기(F:응축기)에서 응축된다. 응축된 작동유체는 탱크를 지나서 펌프에 의하여 가압되어지는 사이클의 과정이 이루어진다.

실험에서 터빈의 출력은 동력계에 의하여 측정하였으며, 펌프를 지난 액체상태의 작동유체에서 질량유량을 측정하였으며, 온도와 압력은 각 장치의 앞뒤에서 10개소와 9개소에서 측정이 이루어졌다. 측정의 위치를 Fig. 1에 표시하였다. 또한 Fig. 2에서는 이들 측정의 위치를 P-h선도의 사이클을 기준으로 숫자로 나타내었다. Fig. 3은 본 실험장치의 사진

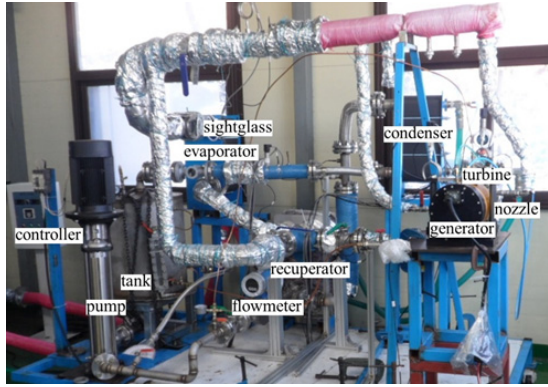


Fig. 3 A picture of experimental facility

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 %

을 보여주고 있다. Table 1은 측정에 사용된 계측기의 모델과 정확도를 보여주고 있다.

## 2.2 초음속노즐

실험에서의 팽창기는 축류형의 터빈과 노즐을 사용하였다. 이는 가용한 열원이 일반적으로 일정하게 공급되지 못하므로 이에 대응하여 터빈을 운전하기 위하여 열원의 용량에 따라 작동유체의 질량유량을 조절하기 위함이다. 따라서 노즐의 사용개수에 따라 변동하는 열원에 대응하여 터빈을 연속적으로 가동할 수 있다. 따라서 적은 열원에 대하여 터빈의 출력을 얻기 위하여서는 부분분사에서 작동하게 된다. 부분분사로 작동하는 터빈은 충동터빈으로 설계하여야 하는데, 로터에서 얻어지는 출력은 분사속도의 증가에 따라서 증가하게 되므로 가능한 분사속도를 증가시키는 것이 필요하다. 하지만 작동유체로 선정된 R245fa의 음속은 대략 공기의 1/3 수준<sup>(18)</sup> 정도이므로 출력의 증가를 위하여 작동유체가 노즐에서 초음속으로 분사되도록 하여야 한다.

열용량을 기준으로 선정된 출력과 작동유체의 운전조건을 기준으로 로터의 직경, 회전수, 질량유량이 결정되므로, 노즐과 로터는 동시에 설계되어진다. 노즐의 설계 시에 노즐출구에서 요구되는 작동유체의 속도( $C_2$ )를 얻을 수 있도록 노즐의 형상을 설계하여야 한다. 노즐은 단면이 원형인 형상을 사용하였으며, 로터 익형의 높이( $h_2$ )를 고려하여 노즐의 출구직경( $D_2$ )을 설정하게 된다.

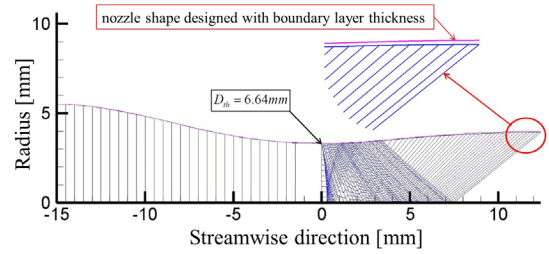


Fig. 4 Configuration of axisymmetric supersonic nozzle

초음속 노즐의 설계는 단상(single-phase)인 경우에는 특성곡선법을 이용하여 설계하는 방법<sup>(19,20)</sup>이 많이 이용되고 있다. 따라서 작동유체의 물성치와 함께 특성곡선법으로 초음속 노즐의 형상설계가 가능하다. 팽창과정에서 작동유체가 이상(two-phase)유체로 되는 경우에는 일차원적인 해석법을 사용하여 설계<sup>(21,22)</sup>를 할 수 있다. 하지만, 본 연구 사용되는 R245fa의 경우는 포화증기 선도의 변화가  $dT/ds > 0$ 의 특성을 가지므로 건(dry)냉매로 분류된다. 따라서 팽창시에 과열(superheated) 상태를 유지하므로 작동유체는 노즐 출구까지 단상을 유지하게 된다. 따라서 노즐의 기본 형상을 특성곡선법으로 원형의 형상을 가진 초음속 노즐을 설계하였다.

본 연구에서는 노즐 입구에서의 마하수는 0.2로 설정하였으며, 노즐 출구의 직경은 로터의 익형 높이를 고려하여 8 mm로 설정하였다. 노즐 출구에서 마하수 1.6을 얻기 위하여 특성곡선법으로 단면이 원형인 초음속 노즐형상을 Fig. 4에서 보여주고 있으며 최종적으로 설계된 형상에서 난류경계층<sup>(23)</sup>의 두께를 추가하였다. 계산상에서 작동유체의 물성치는 Refprop<sup>(18)</sup>을 사용하였다.

## 2.3 로터설계

초음속에서 작동하는 로터 설계에서는 노즐 출구에서 얻어진 마하수를 기준으로 로터의 입출구 유동각을 설정하고, 익형의 형상을 설계한다. 터빈 유로에서의 초음속 유동에 따른 익형 설계를 위하여 특성곡선법을 적용한다. 유동장은 유로면적에 따라 마하수가 변하게 되는 천이영역과 일정면적에 의한 자유와류영역으로 분류한 계산한 방식<sup>(24)</sup>을 적용한다. 따라서 익형은 천이영역에서는 직선과 곡선으로 구성되어지고 자유와류영역에서는 원호로 구성되어진다.

터빈의 입구영역에서 자유와류 이론이 적용되어지는 영역에 도달하기까지의 천이영역에서는 익형의 압력면에서는 압축파가 형성되어지고 흡입면에서는 팽창파가 형성되어지게 된다. 반면에 터빈의 출구 영역에서는 반대로 압력면에서는 팽창파가 형성되어지고 흡입면에서는 압축파가 형성되어지도록 로터 익형을 설계하였다. 본 연구에서 익형의 입출구 익형각은 65도 설계되었으며, 노즐에서 분사되는 작동유체

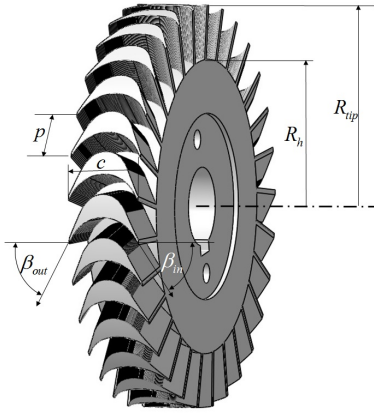


Fig. 5 Configuration of axial-type rotor

Table 2 Geometric parameters of the rotor

Parameters	Dimension
Tip radius (Rtip: mm)	41
Hub radius (Rh: mm)	30
Partial admission rate (ε)	16.7%
Number of blades	29
Pitch at mean diameter (p: mm)	7.78
Chord (c: mm)	15.0
Blade inlet angle (βin)	65.0°
Blade outlet angle (βout)	65.0°

는 70도의 각도를 갖는다. Fig. 5는 설계된 로터의 형상을 보여주고 있으며, Table 2는 로터의 설계변수들을 나타내고 있다.

### 3. 터빈출력 예측

설계된 노즐의 형상과 작동점에서 노즐출구에서의 유동속도를 얻기 위하여서는 우선 노즐목에서의 물성치를 얻어야 한다. 초음속 노즐에서 질량유량은 출구에서의 압력이 낮아져도 초크되면 질량유량은 증가하지 않는다. 따라서 노즐 하나에서의 질량유량은 노즐목의 면적( $A_{th}$ )을 기준으로 초크될 때의 상태에서부터 얻게 된다.

$$\dot{m}_n = \rho_{th} A_{th} a \quad (1)$$

초크될 때의 온도( $T_{th}$ )와 압력( $P_{th}$ ) 값은 계산과정에서 최종적으로 노즐출구에서의 질량유량과 동일한 질량유량이 얻어질 수 있도록 반복 계산되어진다.

노즐 확산관에서는 유동으로 인한 압력손실을 식(2)로부터 구할 수 있는데, A는 사용되는 노즐의 형상으로부터 구하여지며, 마찰계수(f)는 Fang et.al<sup>(25)</sup>이 제안한 식을 사용하였으며, 표면거칠기는 30 μm 로 설정하였다.

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

노즐에서의 초크되는 위치는 식(2)의 분자로부터 마하수(M)가 1일 때의 값으로부터 구하게 되며, 초크 위치에서의 압력 구배는 식(2)의 분자를 미분하여 (L'hospital의 정리로부터) 구하게 된다. 여기서 구한 압력구배를 초기조건으로 하여 식(2)로부터 유동방향을 따라서 압력을 얻게 되고, 전엔탈피의 조건과 함께 노즐 내부에서의 물성치를 얻게 되며, 출구에서의 분사속도( $C_2$ )도 얻게 된다.

반동도가 0에 가까운 터빈이 전분사에서 작동하는 경우 효율( $\eta_{t-s}$ )은 식(3)과 같이 오일러 방정식으로 얻어지는 출력과 등엔트로피 팽창으로 인한 분사에너지의 비로 얻을 수 있다. 이 때의 분사속도( $C_j$ )는 식(4)와 같이 얻을 수 있다. 식(3)에서 U는 원주속도를 의미하며, α와 β는 절대유동각과 상대유동각을 의미한다. 하첨자 2와 3은 노즐의 출구와 동익의 출구에서의 위치를 나타낸다.

$$\eta_{t-s} = 2 \frac{U}{C_j} (K_N \sin \alpha_2 - \frac{U}{C_j}) (1 + K_R \frac{\sin \beta_3}{\sin \beta_2}) \quad (3)$$

$$C_j = \sqrt{2(h_{t1} - h_{2,s})} \quad (4)$$

식(3)에서의  $K_N$ 과  $K_R$ 은 노즐과 로터에서의 속도 비를 나타낸다.

$$K_N = \frac{C_2}{C_j} \quad (5)$$

$$K_R = \frac{W_3}{W_2} \quad (6)$$

터빈이 출력의 조정이나 가용에너지의 제한으로 부분분사에서 작동하게 되면 windage 손실, expansion 손실, mixing 손실 등이 발생<sup>(26-29)</sup>된다. 원형노즐을 사용하는 경우의 손실모델을 적용하여 터빈에서의 효율은 식(7)과 같이 구하여진다(30). 식(7)에서의 ε와 c는 부분분사율과 로터의 코드를 의미하며, R은 로터의 반경을 의미한다. 또한 N과 p는 블레이드의 개수와 피치를 나타낸다.

$$\eta_{aero} = \eta_{t-s} - C_w \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon K_N \cos \alpha_2} (\frac{U}{C_j})^3 - C_{exp} N \frac{K_R}{1+K_R} (\frac{p}{R})^{1.492} \eta_{t-s} - C_{mix} N (\frac{c}{K_N R})^{1.38} (\frac{U}{C_j})^{3.38} \quad (7)$$

식(7)에서 각각의 계수는  $C_w=0.1205$ ,  $C_{exp}=0.154$ ,  $C_{mix}$

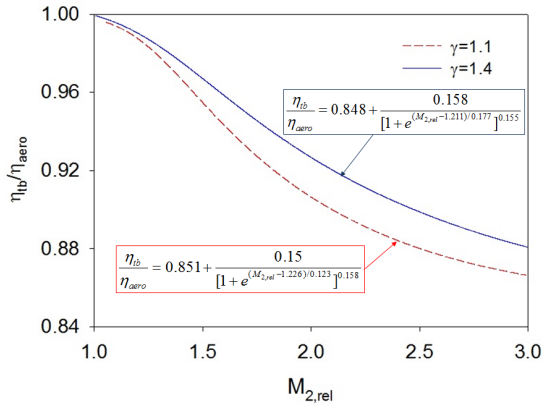


Fig. 6 De-rating factor of efficiency for impulse rotors operating supersonically<sup>(31)</sup>

=0.709를 적용한다. 터빈이 초음속에서 작동하는 경우에 초음속에 의한 손실이 효율의 감소<sup>(31)</sup>를 초래하는데, R245fa 작동유체에서 초음속에 의한 효율 감소의 선도 Fig. 6을 기준으로 로터 입구에서의 상대 마하수와 비열계수의 비를 기준으로 추가적인 효율감소를 고려하여 터빈에서의 효율을 얻게 된다.

터빈과 발전기에서의 베어링과 실에 의한 손실을 회전수 ( $\Omega$ )에 따라 측정하여 손실동력을 얻은 결과는 식 (8)과 같다. 따라서 최종적으로 시스템에서 얻을 수 있는 출력( $\Pi_{out}$ )은 기계적인 손실을 제외한 것이 된다. 따라서 이렇게 얻어진 출력으로부터 시스템의 효율을 얻을 수 있다.

$$\Pi_{me} [W] = 4.1 \times 10^{-3} \Omega^{\frac{4}{3}} \quad (8)$$

$$\Pi_{out} = \Pi_{tb} - \Pi_{me} \quad (9)$$

$$\eta_{net} = \frac{\Pi_{out}}{\frac{1}{2} \dot{m} C_j^2} \quad (10)$$

#### 4. 터빈의 작동점 예측

유기랭킨 사이클 시스템에 사용되어지는 터빈은 발전기를 가동하므로 출력은 부하와 발전기의 운전조건에 따라 결정되어진다. 부하에 따른 발전기의 운전에서 결정된 토크 보다 큰 터빈출력이 있으면 발전기의 회전속도는 증가할 것이고 시스템출력도 증가하게 된다. 하지만 부하의 조정에 따라서 최소가동 토크도 변하게 된다.

발전기에서의 토크는 자속밀도가 일정할 경우 전류에 비례하게 되는데, 이 전류는 부하에 사용되는 임피던스에 반비례한다. 일정한 회전수에서 임피던스를 낮추면 전류가 증가하게 되고 토크는 증가한다. 이로 인하여 회전수는 감소하며, 전압도 감소하게 되면서 새로운 작동점을 찾게 된다. 이 토크보다 작은 토크를 터빈이 생산하게 되면 발전기는 가동

을 못하게 되고, 이 토크보다 더 큰 토크를 생산하게 되면 발전기의 회전수는 증가하게 된다. 따라서 작동점에서의 발전기 토크와 터빈의 토크는 동일한 상태가 된다.

터빈의 토크와 발전기의 토크는 직접적인 관련이 있으므로 터빈에서의 출력은 부하에 따라 변할 수 있을 뿐만 아니라 터빈의 토크와 회전수도 변하게 됨을 알 수 있다. 따라서 단순히 터빈의 공력효율을 기준으로 시스템에서의 출력을 예측하는 것은 정확한 방법이 아니다.

작동점에서 발전기의 토크와 터빈의 토크가 같으므로 우선 시스템에 적용할 발전기의 성능특성을 파악하여야 한다. 본 실험에 사용한 발전기는 3상 발전기로서 11,500 RPM에서 380 V를 얻도록 설계된 발전기로서 회전수에 따른 전압 특성은 식(11)과 같이 얻어졌다.

$$U_{rms} = 0.0331 \times \Omega \quad (11)$$

부하에 사용되는 임피던스는 82.2, 61.5, 49.1, 40.9, 35.1옴의 다섯 종류를 사용하였다. 발전기에서의 토크는 식 (12)과 같이 얻어진다.

$$\tau_g = \frac{60 \times \sqrt{3} U_{rms}^2}{2\pi\Omega Z} \quad (12)$$

터빈에서 토크는 터빈에서의 예상 출력으로부터 (13)과 같이 얻어진다.

$$\tau_{out} = \frac{60 \times \Pi_{out}}{2\pi\Omega} \quad (13)$$

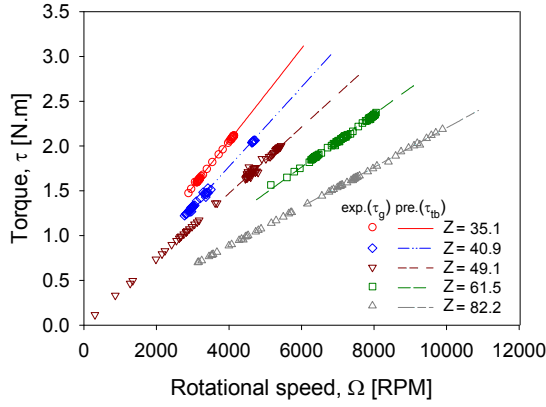
터빈과 발전기가 동일한 토크와 동일한 회전수에서 작동하여야 하므로 터빈의 출력에 부합되는 회전수를 얻을 수 있다. 하지만 기계적인 손실을 고려하면 동일한 회전수에 있어서 터빈에서의 토크나 출력은 발전기에서의 토크나 출력보다는 크다.

$$\tau_{tb} = \frac{60 \times \Pi_{tb}}{2\pi\Omega} \quad (14)$$

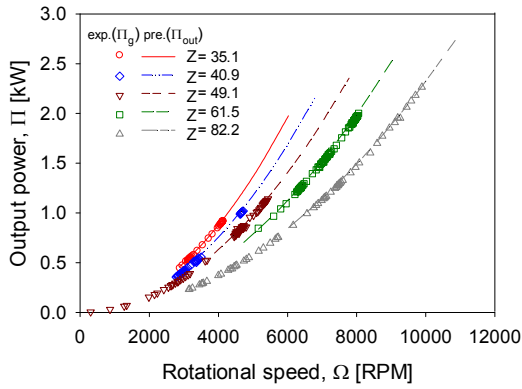
Fig. 7에서 보여주는 출력과 토크 비교 선도에서 예측의 결과와 실험에서 얻어진 결과와는 일치한다. 이는 회전수를 기준으로 나타내었기에 정확히 일치하는 특성을 보여주고 있다.

#### 5. 사이클해석

사이클 해석에서는 주요부품을 지나면서 입출구에서 물성



(a) torque



(b) output power

Fig. 7 Comparisons of the output powers and the torques for different impedances

치를 얻는 부분을 기준으로 설명을 하였다. 터빈에서는 터빈 입구에서의 전온도( $T_{t1}$ )에 따라 예측된 출력과 효율에 따라 터빈 출구에서의 전압력( $P_{t3}$ )은 등엔트로피 팽창에 따라 얻어지며, 출구에서의 전온도( $T_{t3}$ )는 출력에 의하여 식(15)와 같이 결정된다. 식에서의 하첨자 s는 등엔트로피 과정을 의미한다. 터빈에서 발생하는 팽창 선도를 h-s 선도에 Fig. 8에서 나타내었다.

$$\begin{aligned} h_{t3,s} &= h_{t1} - \frac{\Pi_{tb}}{\eta_{tb}} \dot{m} \\ P_{t3,s} (= P_{t3}) &= f(h_{t3,s}, s_{t3,s} = s_{t1}) \\ h_{t3} &= h_{t1} - \frac{\Pi_{tb}}{\dot{m}} \\ T_{t3} &= f(h_{t3}, P_{t3}) \end{aligned} \quad (15)$$

터빈 출구에서의 작동유체가 과열상태이므로 펌프를 지난 작동유체의 가열에 열회수기를 이용하여 시스템의 효율을 올릴 수 있다. 열회수기의 효율은 열회수기의 크기에 따라 달라질 수 있으므로 본 연구에서는 60%로 가정하였다.

$$\eta_{hx} = \frac{h_{t7a} - h_{t7}}{h_{t4} - h_{t7}} \quad (16)$$

펌프에 의하여 압력이 상승하는데 증가된 압력은 터빈 입

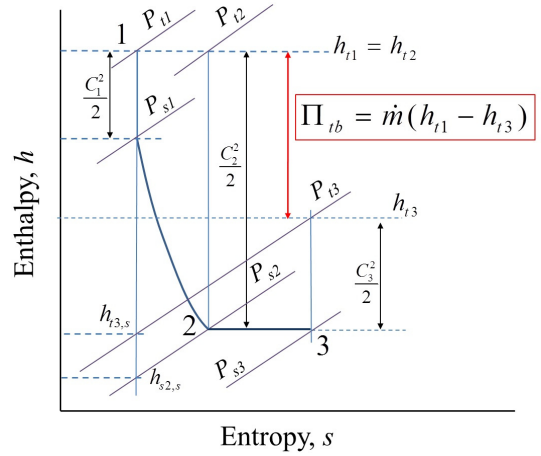


Fig. 8 Enthalpy-entropy curve for the expansion process on the turbine

구의 압력과 같아야 한다. 펌프의 효율( $\eta_{pump}$ )을 85%로 가정하였을 때 얻어지는 펌프의 입력( $\Pi_{pump}$ )은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} h_{t7s} &= f(P_{t7}, s_6) \\ \Pi_{pump} &= \frac{\dot{m}(h_{t7s} - h_{t6})}{\eta_{pump}} \end{aligned} \quad (17)$$

시스템 효율은 작동유체의 가열에 사용된 입력과 출력의 비로써 나타낼 수 있다.

$$\eta_{sys-s} = \frac{\Pi_{out} - \Pi_{pump}}{\dot{m} \times (h_{t1} - h_{t7})} \quad (18)$$

열회수기를 사용하는 경우에 펌프를 지난 작동유체는 포화액체온도보다 상승된 온도( $T_{t7a}$ )를 얻게 된다. 따라서 열회수기를 사용하는 경우에 시스템 효율은 식(19)와 같다.

$$\eta_{sys-r} = \frac{\Pi_{out} - \Pi_{pump}}{\dot{m} \times (h_{t1} - h_{t7a})} \quad (19)$$

Fig. 9는 사이클 해석에서 얻어진 시스템의 효율을 보여주고 있다. 시스템의 효율은 사용하는 부하의 임피던스에 따라 변할 수 있음을 보여주고 있다. 본 결과는 실험의 결과와 6 절에 비교되어 있지만, 시스템의 출력 예측은 단순히 터빈의 출력만으로 결정할 문제는 아님을 보여준다. 따라서 사용될 터빈의 로터 형상에서 생산할 수 있는 토크와 시스템에 사용될 부하의 특성을 고려하여야 함을 알 수 있다.

## 6. 실험결과와 비교

Fig. 10은 시스템이 정상화 되어 터빈 입구온도에서의 온

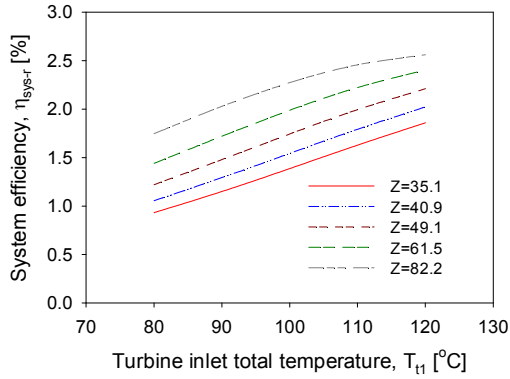


Fig. 9 Predicted system efficiencies for the various impedances

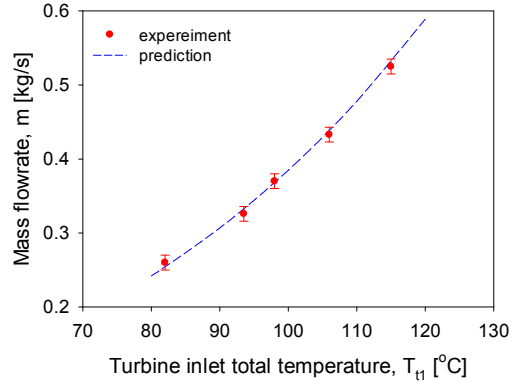
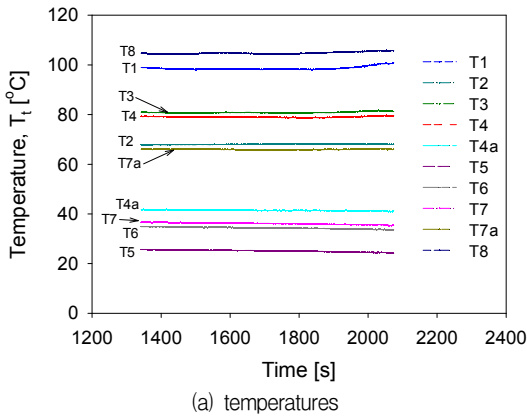
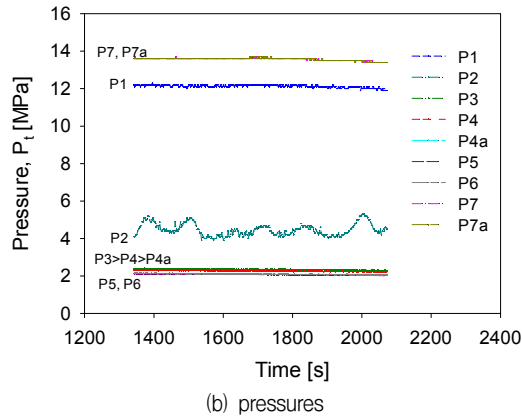


Fig. 11 Comparisons of the mass flowrates



(a) temperatures



(b) pressures

Fig. 10 Temperature and pressure data measured at the TIT of 98°C

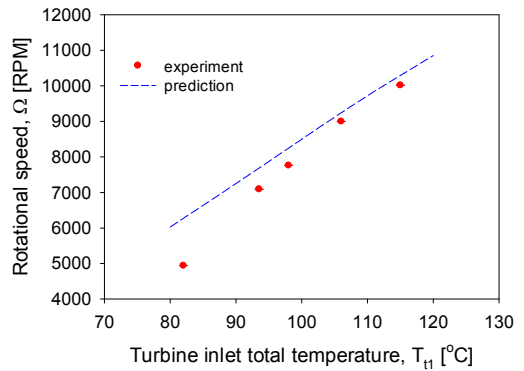


Fig. 12 Comparisons of the rotational speeds

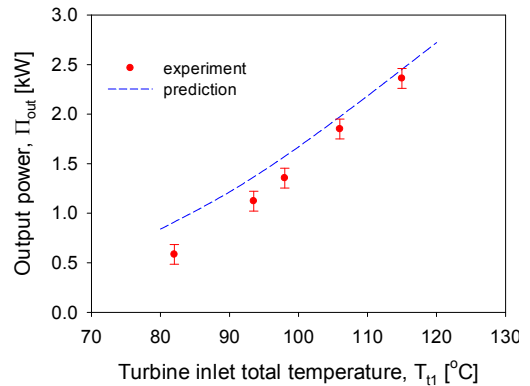


Fig. 13 Comparisons of the output powers

도가 98°C로 유지되었을 때 Fig. 2에서 보여주는 압력과 온도센서 위치에서 측정된 압력과 온도의 결과를 보여주고 있다. 동일한 방법으로 입력열량을 변경하여 터빈 입구온도를 82, 93.5, 106, 115 °C 로변경하면서 질량유량과 출력을 측정하였다. 이 때 부하의 임피던스는 82.2 옴으로 하였다.

Fig. 11은 터빈 입구온도 변화에 따른 질량유량의 변화를 측정된 것이다. 실험의 결과는 기호로 나타내고, 예측의 결과는 점선으로 표시하였다. 실험에서 측정된 질량유량과 예측의 결과가 상당히 잘 일치하는 것은 본 연구에서는 초음속 노즐을 사용하였으므로 노즐에서 쇼크가 발생되어 노즐 출

구에서의 물성치 변화에 따른 영향이 없었기 때문이다.

발전기와 터빈은 직결식으로 연결되어 있으므로 동일한 회전수에서 작동한다. Fig. 12는 터빈입구온도에 따른 회전수 변화를 보여주는데 터빈입구 온도가 낮은 경우에 예측결과와의 차이가 많이 발생되었는데 이는 터빈의 설계점이 100 °C 였는데 탈설계점에서 작동하면서 터빈의 효율예측에서 발생한 차이가 회전수의 차이로 나타났다.

Fig. 13은 터빈입구 온도의 변화에 따른 발전기의 출력변화를 측정된 것과 사이클 해석에서 얻어진 출력과의 비교를 보여주고 있다. 입구온도의 증가에 따라 출력의 증가는 터

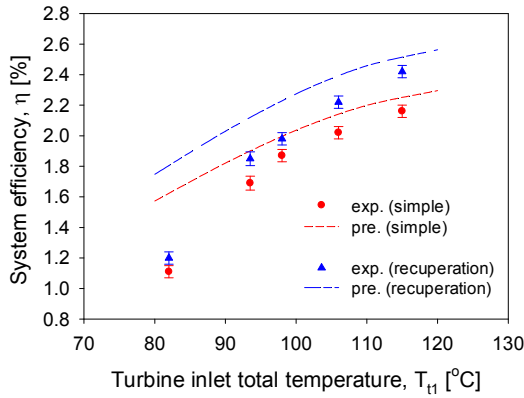


Fig. 14 Comparisons of the system efficiencies

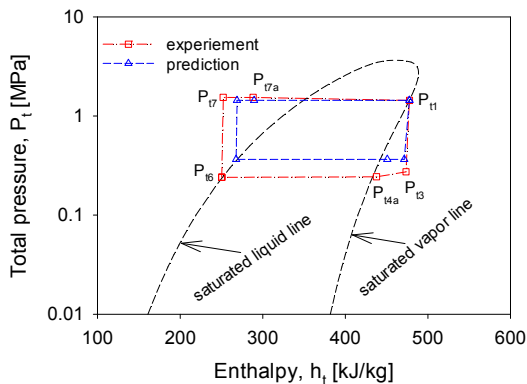


Fig. 15 Comparison of cycles obtained at TIT of 106°C

큰 폭으로 증가함을 보여주고 있다. 앞서 회전수의 경우에서와 같이 터빈입구의 온도가 낮은 경우에는 터빈의 탈설계 영역에서의 작동시 효율예측의 결과가 높았으므로 예측되는 출력이 다소 높게 나타났다.

Fig. 14는 시스템의 효율을 비교한 것으로 단순사이클과 열회수기를 적용한 경우와의 비교를 수행하였다. 시스템의 효율은 터빈입구의 온도가 낮은 경우에는 열회수기의 효과가 적음을 보여주고 있으며, 터빈입구의 온도가 증가하면 열회수기의 효과가 증대함을 보여주고 있다. 아울러 시스템의 효율도 터빈입구의 온도에 따라 상승하게 되며 설계점에서 0.2% 정도의 차이가 있음을 보여주고 있다. 예측한 결과와 실험의 결과는 입구 전온도 변화에 따라 비슷한 경향을 나타내지만 전온도가 낮은 경우에는 효율에 차이를 보였다. 이는 예측의 경우에 낮은 전온도의 경우에도 출력이 크게 예측되었기 때문이다.

Fig. 15는 터빈입구 온도가 106°C인 경우에 사이클의 결과를 보여주고 있다. 시스템 효율 예측결과와 실험에서 얻어진 효율과의 차이에서 가장 큰 원인은 실험에서 응축기에서의 응축 온도가 낮아져 낮은 압력을 형성하였으므로 필요 이상의 입력열량을 필요하게 되었다. 사이클 해석에서는 터빈 출구의 압력을 기준으로 응축기의 압력을 설정하였으므로

상대적으로 적은 입력 열량을 필요로 한다. 이러한 입력 열량의 차이가 시스템 효율의 차이를 만들었다.

## 7. 결론

본 연구에서는 열원의 변동이 있는 경우에 대하여 효과적인 에너지 변환을 위한 유기랭킨 사이클의 연구를 수행하였다. 작동유체로는 R245fa 를 사용하였다.

- (1) 팽창기로는 초음속 노즐과 축류형 터빈을 사용하였으며, 열원 용량의 변화를 고려하여 터빈입구의 온도를 변경하였을 경우에 대하여 실험을 수행하고 사이클 해석의 결과와 비교분석을 수행하였으며, 입구전온도가 증가할수록 예측결과와 실험결과가 잘 일치되었다.
- (2) 터빈에서 16.7%의 부분분사를 하여 터빈입구온도가 100°C 인 경우에 2% 정도의 시스템 효율을 얻었다.
- (3) 시스템의 효율은 부분분사율의 증가 및 터빈입구온도의 증가에 따라 상승하겠지만 초음속노즐의 사용으로 가용 열용량의 변화가 발생되어도 노즐의 개수를 조절하여 지속적으로 안정된 출력을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

## 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,” *Energy*, 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) 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.
- (10) 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.
- (11) 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,” *ICREPQ’13*, Bilbao, Spain.
- (12) 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.
- (13) 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.
- (14) 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.
- (15) 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 CO<sub>2</sub> Cycle,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1629~1636.
- (16) 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.
- (17) Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, K., 2001, “Design and Testing of the Organic Rankine Cycle,” *Energy*, Vol. 26, pp. 239~251.
- (18) NIST, 2010, “Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties,” Refprop version 9.0.
- (19) Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D. 1976, *Gas Dynamics*, Vol. 1, 2, John Wiley & Sons Inc.
- (20) Hodge, B. K. and Koenig, K., 1995. “Compressible Fluid Dynamics,” Prentice hall.
- (21) Elliott, D. G. and Weinberg, E., 1968, “Acceleration of Liquids in Two-Phase Nozzles,” *Jet 666 Propulsion Laboratory, Technical Report 32-987*.
- (22) Elliott, D. G., 1982, “Theory and Tests of Two-Phase Turbines,” *Jet Propulsion 668 Laboratory, DOE/ER-10614-1, JPL Pub B1-105*.
- (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.
- (24) Goldman, L. J. and Scullin, V. J., 1968, “Analytical Investigation of Supersonic Turbomachinery Blading I-Computer Program for Blading Design,” *NASA TN D-4421, II-Analysis of Impulse Turbine-Blade Sections, NASA TN D-4422*.
- (25) Fang, X., Xua, Y. and Zhou, Z., 2011, “New Correlations of Single-Phase Friction Factor for Turbulent Pipe Flow and Evaluation of Existing Single-Phase Friction Factor Correlations,” *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 241, No. 3, pp. 897~902.
- (26) Cho, S. Y., Cho, C. H. and Kim, C. 2008, “Effect of Solidities and Nozzle Flow Angles on a Partially Admitted Small Axial-Type Turbine,” *Int. J. of Turbo and Jet Engines*, Vol. 25, No. 2, pp. 111~120.
- (27) Yahya, S. M. 1969, “Some Tests on Partial Admission Turbine Cascades,” *Int. J. Mech. Sci.* 11, pp. 853~866.
- (28) Balje, O. E. and Binsley, R. L. 1968, “Axial Turbine Performance Evaluation Part A-Loss Geometry Relationships,” *J. of Eng. for Power*, Vol. 90, pp. 341~348.
- (29) Yahya, S. M. 1970, “Partial Admission Turbines and Their Problems,” *Bull. Mech. Engineering Education*, Vol. 9, pp. 263~273.
- (30) Cho, S. Y., Cho, C. H. and Kim, C., 2006, “Performance Prediction on a Partially Admitted Small Axial-Type Turbine,” *JSME int. J. Series B*, Vol. 49, No. 4, pp. 1290~1297.
- (31) Balje, O. E., 1981, *Turbomachines: a Guide to Design, Selection and Theory*, John Wiley & Sons, NY.