

Turbine Impeller 형상이 유동특성에 미치는 영향에 관한 연구

전언찬*, 윤기호#, 강창훈**

(#, * 동아대학교 기계공학과, ** 세화엠피(주))

A Study on Effect of Flow Characteristics for Turbine Impeller Shape

Eon-chan Jeon*, Gi-Ho Youn#, Chang-Hun Kang**

(Received 22 January 2014; received in revised form 17 February 2014; accepted 18 August 2014)

ABSTRACT

Recently, research has been conducted to develop the ORC (organic Rankine cycle), to recover waste heat from facilities such as industrial plants ultimately to create mechanical or electrical energy. The ORC system consists of a heat exchange, a condenser, a pump and a boiler. In this paper, 84 flow analyses were conducted with 21 cases and three variables, i.e., a number of large wings, a number of small wings, and RPMs. R245fa was used as a refrigerant. The flow cavitation phenomenon was investigated through a flow analysis, and a flow stream analysis was conducted

Key Words : ORC (Organic Rankine Cycle)(유기랭킨사이클), Turbine blade(터빈 블레이드), Flow characteristics(유동특성), Fluid separation(유동박리), CFD(유동해석)

1. 서 론

최근 각종 플랜트 산업 등에서 배출되는 폐열원을 이용하여 기계적 또는 전기적 에너지로 회수하기 위한 폐열 회수 시스템을 개발하기 위한

연구로 외국의 경우 60년대부터 지열^[1], 저온태양열^[2], 산업용 폐열^[3] 및 배기 가스열^[4] 등 신재

생에너지를 이용한 발전 효율 증가 방법에 대한 관심이 증가함에 따라 선진국에서는 MW급 ORC(유기랭킨사이클) 발전 시스템 뿐만 아니라 소형 kW급 소규모 ORC 발전 시스템 개발도 활발하게 진행되고 있다.^[5]

ORC 시스템 구성은 열교환기, 터빈, 응축기, 펌프 및 보일러로 구성되어 있다.

본 논문에서는 10kW급 소형 유기랭킨 사이클 시스템의 구성 요소 중 터빈 블레이드 형상 변수에 따른 유동해석을 실행하여 터빈 블레이드의 유동 흐름 분석 및 유동박리 현상에 대하여 연구하였다.

* Department of Mechanical Engineering, Dong A Univ.

Corresponding Author :

Graduate School of Mechanical Engineering, Dong A Univ.

E-mail : tortoisking@nate.com

** Green Energy Laboratory , SEHWA MP Co.

2. 이론적 배경

2.1 난류 모델

난류는 유동 영역 내에서 속도나 압력 교란으로 인하여 발생된다. 난류는 3차원, 비정상 유동현상이며 변동량이 크다. 이러한 난류는 유체의 특성이 아닌 유동특성이다. 난류는 레이놀즈 수가 큰 경우, 즉 관성력이 점성력에 비해서 두드러지게 클 때 발생할 수 있다.

Navier-stokes 방정식은 부가적인 정보를 필요로 하지 않고, 난류와 층류를 모두 기술한다. 그러나 실제로 난류의 특성길이와 특성시간은 매우 다양하며, 일반적으로 수치해석에서 사용할 수 있는 가장 작은 검사체적보다 작은 특성길이를 포함하고 있다. 이러한 난류 유동을 방정식 본 형태 그대로 사용하여 DNS (Direct Numerical Simulation) 하기 위해서는 상당한 컴퓨터 자원이 필요하므로 복잡한 3차원 형상에 대한 해석 방법으로 적합하지 않고 연구 목적으로 단순화된 2차원 형상에서만 국한적으로 사용되고 있다.^[6]

본 연구에서 사용된 k- ω 모델에 기초한 SST(Shear Stress Transport) 모델의 시작점은 Wilcox^[7]에 의해 제안된 모델로서, 난류 운동 에너지 k, 난류파장 ω 방정식을 이용한다. 응력텐서는 와점성 개념으로부터 시작된다.

k-방정식

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (1)$$

ω -방정식

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta' \rho \omega^2 \quad (2)$$

계산에 사용되는 모델 상수는 다음과 같다.

$$\beta' = 0.009, \alpha = \frac{5}{9}, \beta = 0.075, \sigma_k = 2, \sigma_\omega = 2 \quad (3)$$

정체영역에서 난류 운동에너지가 형성되는 것을 피하기 위해 Menter^[7]는 난류 운동에너지 생성항에 다음과 같이 제한자를 사용하였다.

$$\bar{P}_k = \min(P_k, q_{lim} \epsilon) \quad (4)$$

여기서 제한자 $q_{lim} = 10$ 이며, 모델의 전단층 계산 성능에 영향을 미치지 않지만, 공력 시뮬레이션에서 정체점의 형성을 막아줄 수 있다. k- ω 모델에 기초한 SST 모델은 난류 전단 응력의 수송을 고려함으로써, 역압력 구배에서의 유동박리의 시작과 크기를 정확히 예측할 수 있다.

3. 해석 방법

3.1 해석모델 선정

본 논문의 기초 터빈 블레이드 모델은 Infinity Turbine사의 ITmini Turbine Generator를 3D 스캐너를 이용하여 역설계하여 해석 모델을 생성하였고, 터빈 블레이드의 실제형상에 대한 것은 Fig. 1에 나타내었으며, 그 사양은 Table 1에 나타내었다.



Fig. 1 Shape of turbine blade

Table 1 Specifications of ITxr turbine generator

Output	10kw/hr net - DC power
Inlet Ports	1 inch I.D.
Outlet Ports	4 inch I.D.
Working Fluid	Refrigerant
ORC Working Fluid	R134a (<90°C) and R245fa (90°C~120°C)
Solurces	Compressed air, Steam, water, etc.
RPM Range	2,000~ 20,000 rpm

3.2 터빈 블레이드의 생성

기존의 터빈 블레이드 모델을 3D 스캐너의 프로젝터를 이용해 특정 패턴을 측정물에 입사시키고 측정물 위에 투영된 패턴을 두 대의 카메라를 이용해 촬영 후 두 개의 이미지를 삼각도법을 사용해 비교 분석하여 물체의 형상을 3차원 좌표 정보를 가지는 점군 데이터화시키고, 만들어진 점군 데이터를 Rapidform XOR 프로그램을 사용해 좌표계와 선, 면, solid로 이루어진 캐드 데이터로 만들어 모델링 프로그램인 CATIA V5를 활용하여 생성하고자 하는 모델을 완성시켰다.^[8-9] 터빈 블레이드의 생성과정은 Fig. 2에 나타내었다.

Fig. 2 (a)는 각 조건별 해석 모델의 기본 형상이 되는 기초 모델이고, (b)는 3D 스캐너 촬영을 이용하여 점군데이터를 형성하는 그림이며, (c)는 완성된 점군데이터를 Rapidform XOR 프로그램을 이용하여 캐드 데이터로 만들어진 것이다. 터빈 블레이드의 측정에 사용된 측정 장비는 Fig. 3에 나타내었고, 장비의 사양은 Table 2에서 나타냈었다.

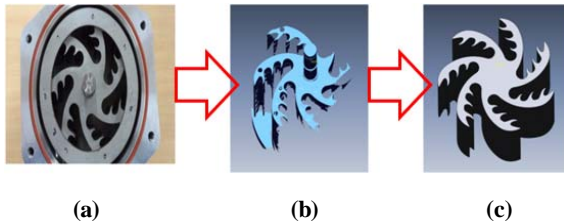


Fig. 2 Generation process of turbine blade

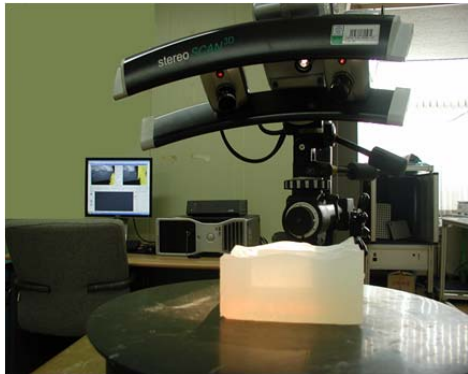


Fig. 3 Photo. of 3D scanner (Breuckman Co.)

Table 2 Specifications of 3D cammer

Item	Specifications
Image interface	IEEE1394(FireWire)
Control software	OPTOCAT
Output file	BRE, ASCII, STL, PLY, VRML
Working principle	MPT method
Source of illumination	100W halogen
Sensor weight	6 kg
Camera	high-resolution digital cameras
Resolution	3,000 × 2,208 pixel

3D 스캐너를 활용하여 CATIA V5에서 각 해석 조건별 변수 (큰 날개 개수, 작은 날개 개수, 회전수) 3가지를 가지고 총 21개의 해석조건을 설정하였다.

3.3 해석조건

본 연구에서 사용되는 해석 프로그램은 상용 소프트웨어인 ANSYS 14.0 CFX를 사용하였다. 냉매는 R245fa로^[10] 냉매는 끓는 온도가 30℃이고, 안전성이 뛰어나기 때문에 사용 냉매로 선정하였다. R245fa의 물리적 특성을 Table 3에 나타내었다.

터빈 블레이드 형상은 각 변수 즉, 큰 날개 개수 6개, 7개, 8개, 작은 날개 개수 0개, 2개, 3개, 4개, 그리고 회전수 2,000, 2,500, 3,000, 3,500, 4,000, 4,500, 5,000rpm의 조건, 즉 21개 해석조건을 선정하고 총 84개의 유동해석을 수행하였다.

본 논문에서는 21개의 case를 전부 나타낼 수 없으므로 참고 할 수 있는 case1, case9 및 case18 등 세가지의 해석 조건을 Table 4에 나타내었다.

Table 3 Physical properties of R245fa material

Molar Mass	134.05 [kg kmol ⁻¹]
Specific Heat Capacity	1037[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Temperature	30℃
Dynamic Viscosity	1.037e-5 [kg m ⁻¹ s ⁻¹]
Thermal Conductivity	0.073[Wm ⁻¹ K ⁻¹]

Table 4 Conditions of fluid analysis for each case

	Large blade	Small blade	RPM
Case1	6	0	2000
	6	2	2000
	6	3	2000
	6	4	2000
Case9	7	0	3000
	7	2	3000
	7	3	3000
	7	4	3000
Case18	8	0	4000
	8	2	4000
	8	3	4000
	8	4	4000

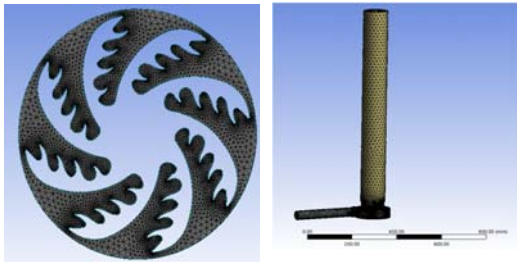


Fig. 4 Generated mesh for turbine blade

Table 4와 같은 조건으로 CATIA V5를 이용하여 터빈 블레이드 형상을 설계한 후 유동해석을 수행하기 위해서 Fig. 4와 같이 215,446개의 Nodes와 1,118,096개의 Elements로 구성되어 있는 Mesh를 생성하였고 Mesh는 전체적으로 Tetra 형태를 설정하였다. 그리고 블레이드 날끝 부분에는 조밀한 Mesh를 생성하였다.

유동현상 및 유동 박리 현상을 알아보기 위해 Fig. 4에서와 같은 형태의 유동장을 생성하였고, 터빈 블레이드 입출구 부분의 통로는 기존의 길이보다 7~10배 정도 길게 생성하였다. 입구의 길이를 실제 길이와 같게 설정한다면 실질적인 유동현상을 판단하기 힘들기 때문에 실제 길이보다 길게 형성하였다.

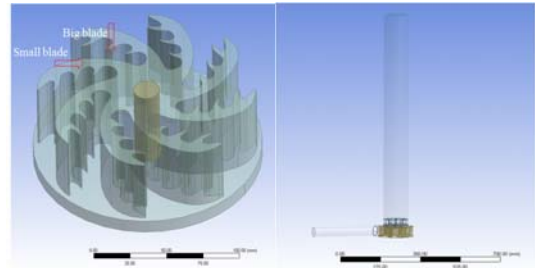


Fig. 5 Fluid field of turbine blade

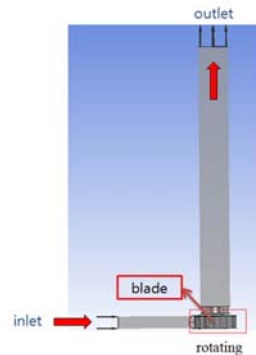


Fig. 6 Regions of boundary condition

Table 5 Boundary conditions of turbine blade

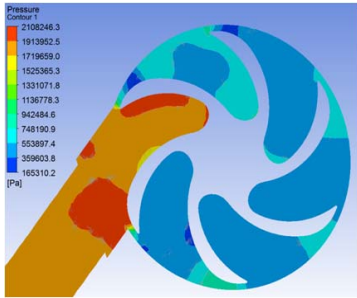
Parameter	Description
Inlet	21bar
Outlet	3.5bar
Working Fluid	R245fa
RPM	2000 ~ 5000

Fig. 6에서 CFX 경계조건을 Table 5에 나타내고 Fig. 6에서 rotating 부분은 블레이드가 들어가서 해석 수행시 회전이 되도록 설정하고 입구 압력은 21 bar, 출구 압력은 3.5 bar로 설정하였다.

4. 해석 결과

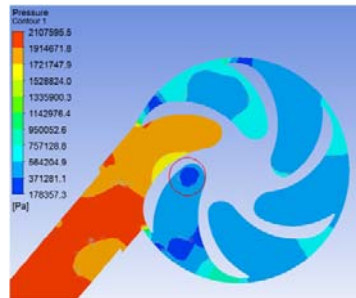
4.1 터빈 블레이드 유동해석 결과

유동박리 현상이 생길 경우 날개 끝부분에서 생기는 유동박리 현상은 블레이드가 돌아갈 때 날



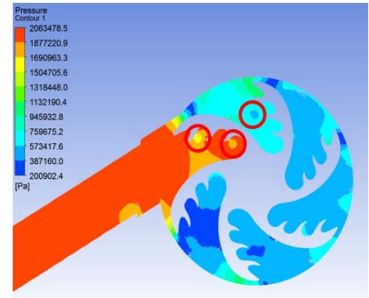
(a)

CFX analysis of turbine blade on each conditions (Large blade 6, Small blade 0, 2,500rpm)



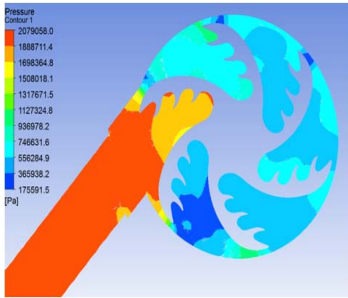
(b)

CFX analysis of turbine blade on each conditions (Large blade 6, Small blade 0, 3,500rpm)



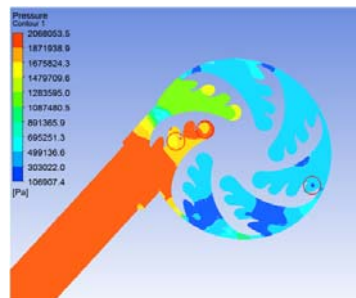
(c)

CFX analysis of turbine blade on each conditions (Large blade 6, Small blade 3, 2,000rpm)



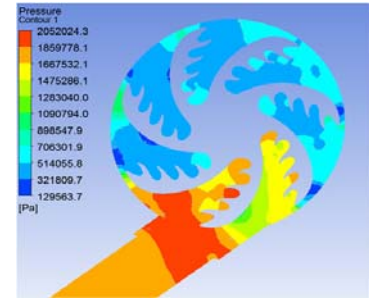
(d)

CFX analysis of turbine blade on each conditions (Large blade 6, Small blade 3, 5,000rpm)



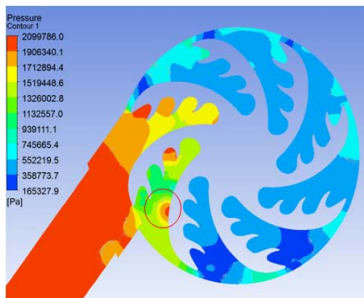
(e)

CFX analysis of turbine blade on each conditions (Large blade 7, Small blade 3, 3,000rpm)



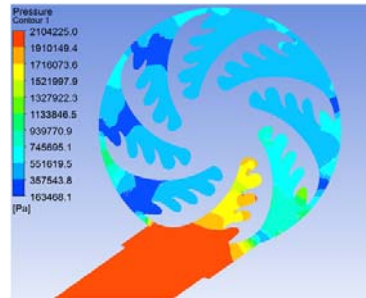
(f)

CFX analysis of turbine blade on each conditions (Large blade 7, Small blade 3, 4,500rpm)



(g)

CFX analysis of turbine blade on each conditions (Large blade 8, Small blade 3, 5,000rpm)



(h)

CFX analysis of turbine blade on each conditions (Large blade 7, Small blade 3, 4,000rpm)

Fig. 7 CFX analysis of Turbine blade

개 끝부분에서 힘이 뭉쳐지는 현상으로 유동박리 현상이 심할 경우 블레이드 파손 가능성이 있기 때문에 유동박리 현상에 대하여 집중적으로 분석하였다.

Fig. 7(a)과 Fig. 7(b)은 큰 날개 개수가 6개 이고 작은 날개는 0개 일 때 회전수 별 해석 결과이다.

Fig. 7(a)에서 유동박리현상이 생기지만 제일 낮은 압력값이고 날개의 끝부분이 아니기 때문에 이것이 문제될 것은 아니라고 판단되며, 높은 회전수 보다 낮은 회전수에서 유동박리 현상이 생기는 것을 알 수 있다.

Fig. 7(c)와 Fig. 7(d)은 큰 날개 개수 6개, 작은 날개 개수 3개 일 때의 해석 결과이다. 작은 날개가 생기면서 오히려 높은 회전수에서는 유동박리 현상이 날개 끝부분에 생기는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7(c)에서 유동박리 현상이 크게 3개의 포인트에서 발생되는데, 이곳이 날개의 끝부분이고 압력이 높기 때문에 블레이드의 안전성 문제가 있다고 생각된다.

Fig. 7(e)과 Fig. 7(f)는 큰 날개 개수 7개, 작은 날개 개수 3개, 일 때 해석 결과이다.

Fig. 7(a) 및 Fig. 7(b)과 같이 낮은 회전수일 때 유동박리 현상이 생성되는 것을 알 수 있다. 반대로 높은 회전력으로 올라갈수록 유동박리 현상이 점차적으로 사라지며 안정적인 압력 구배 현상을 볼 수 있다.

Fig. 7(g)과 Fig. 7(h)는 큰 날개 개수 8개, 작은 날개 개수 3개 일 때 해석 결과이다.

위의 조건에서는 회전수 변화에 따라 특별한 유동박리 현상을 찾아볼 수 없었지만 5,000rpm 일 때 블레이드 뒷부분에서 응력이 집중되는 것을 볼 수 있었다. 응력집중이 최대치이기 때문에 이러한 조건은 날개의 안전성에 문제가 있어 보인다. 하지만 4,000rpm 일 때 압력 구배 및 유동박리 현상을 찾아볼 수 없기 때문에 이것이 가장 이상적인 터빈 블레이드 형상이라고 판단된다.

4.2 터빈 형상에 따른 압력변화

Fig. 15는 터빈 블레이드 해석결과 최대 압력 값이다. 그래프 상에서 보면 차이가 커보이지만

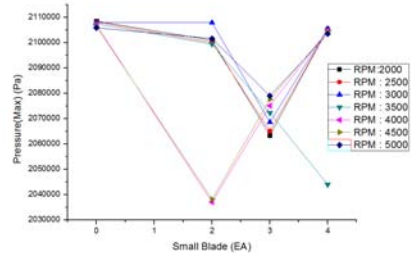


Fig. 15 Maximum pressure of the case with 6 large blades at different RPMs

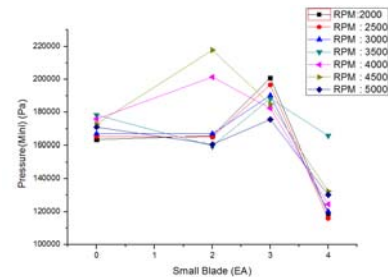


Fig. 16 Minimum pressure of the case with 6 large blades at different RPMs

실질적으로 터빈 입구에서 21 bar로 들어오는 유체가 블레이드 날개까지 바로 전달되기 때문에 날개 개수와 상관없이 최대 압력값은 20~21 bar로 동일하다. 최대 압력 그래프는 큰 날개 개수 6개 일 때 값만 나타내었다.

Fig. 16과 Fig. 17 및 Fig. 18은 큰 날개 개수가 6개, 7개, 8개일 때 최소 압력값을 나타낸 그림이다.

Fig. 16 에서 2,500rpm에서 가장 낮은 압력 값을 볼 수 있고 3,500rpm 일 때를 제외하고는 큰 차를 볼 수 없었다.

Fig. 17 은 회전수에 따라 작은 날개 개수에 따라 거의 비슷한 경향으로 압력값을 나타내는 것을 알 수 있다.

Fig. 18은 큰 날개 개수 8개일 때 최대 압력값을 나타내었다. 작은 날개 개수 3개, 5,000rpm일 때 최소 압력값을 나타내고 있지만 다른 압력값들

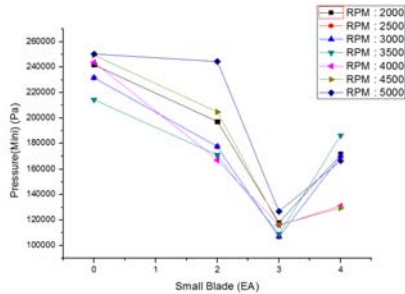


Fig. 17 Minimum pressure of the case with 7 large blades at different RPMs

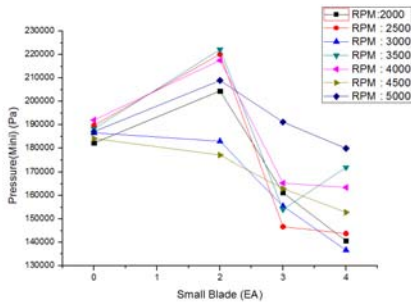


Fig. 18 Minimum pressure of the case with 8 large blades at different RPMs

과 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

5. 결론

1. 터빈 입구에서 21 bar로 들어오는 유체가 블레이드 날개까지 바로 전달되기 때문에 최대 압력 값은 20~21bar로 거의 동일하다.
2. 날 끝 부분에서 압력이 뭉쳐져 생성되는 유동박리 현상을 볼 수 있는데 실제 블레이드 제작 및 구동 시에는 유동박리 현상이 생성되는 형상 및 조건을 제외하고 선정하여야 한다.
3. 큰 날개 개수 8개, 작은 날개 개수 3개 인 조건에서 유동박리 현상을 찾아보기 힘들기 때문에 이것이 가장 이상적인 형상 및 해석 조건이라 판단되었다.

4. 큰 날개 개수 8개, 작은 날개 개수 3개인 조건에서 회전수의 최대값은 4,500rpm 이다.

4500rpm 보다 큰 회전수가 발생되면 날개 뒷부분에서 응력 집중이 생겨 불안정한 양상을 나타내었다.

5. 큰 날개 개수 8개, 작은 날개 개수 3개일 때 압력 구배 및 경계층이 가장 일정하기 때문에 해석결과 중 가장 이상적인 형상이라고 판단 되었다.

6. 후기

본 논문은 교육부와 한국연구재단의 지역혁신인력 양성사업으로 수행된 연구결과임 (No. NRF-2013H1B8A2032275)

7. 참고문헌

- 1) Mehmet, K., 2002, Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant. Geothermics, Vol. 31, pp. 709-724.
- 2) Kane, E. H., 2002, Integration et optimisation thermoeconomique and environomique de cen-trales thermiques solaires hybrides, PhD The-sis, Laboratoried' Energetique Industrielle, Ecole polytechnique Federale de Lausanne, France.
- 3) Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., and Spliethoff, H., 2009, Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle appli-cations, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1809-1817.
- 4) Patel, P. S. and Doyle, E. F., 1976, Compoun-ding the truck diesel engine with and Organic Rankine Cycle system, SAE publication. 760343.
- 5) Cho, S. and Cho, C. and Kim, J., 2013, A Study on the Organic Rankine Cycle Using R245fa, Korean Journal of Fluid Machinery Association, Vol. 16 No. 3, pp. 10-17.

- 6) 조우석. 2013, 자이로밀형 수직축 풍력터빈의 로터 블레이드 설계 및 유동-구조 연성해석에 관한 연구, 동아대학교 학위논문(박사)
- 7) H. K. Versteeg and W. Malalasekera 2007. "An Introduction to Computational Fluid Dynamics," Second Edition, Pearson Education Limited, England, pp. 90-92.
- 8) Do, D. and Jo, G. and Jo, Y., 2012, Measurements of 3D Model Shapes for Reverse Designs, The Korean Society of Visualization ,Vol. 10 No.1, pp. 55-59.
- 9) Oh, H., 2013. A Study on the Utilization of Reverse Engineering for the Modeling Process of Product Design, Journal of Korea Design Knowledge, Vol 27 pp. 13-20.
- 10) Shim, Y. and park, K. and Jung, D. and Kim, J., 2007, Condensation Heat Transfer Coefficients of R245fa on a Plain Tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19 No.8.