

유기랭킨사이클용 반경류 터빈의 성능 및 구조 해석

김도엽¹ · 김유택[†]

(Received April 22, 2016 ; Revised May 30, 2016 ; Accepted July 4, 2016)

Performance and structural analysis of a radial inflow turbine for the organic Rankine cycle

Do-Yeop Kim¹ · You-Taek Kim[†]

요약: 유기랭킨사이클의 열역학적 효율에 지대한 영향을 미치는 구성요소는 터빈이며, 성능이 우수한 터빈의 원활한 개발을 위해서는 정밀한 예비설계 뿐만 아니라 성능 예측을 위한 유동해석과 구조적인 안전성을 평가하기 위한 구조해석이 필수적이다. 그러나 현재 이러한 포괄적인 유기랭킨사이클용 반경류 터빈에 대한 개발 내용을 포함한 연구사례를 찾아보기 힘들다. 본 연구에서는 유기랭킨사이클용 반경류 터빈에 대한 예비설계를 수행하고 유동해석 뿐만 아니라 구조해석을 수행하였다. 예비설계에는 인하우스 코드 형태로 개발된 RTDM이 사용되었으며 그 결과는 유동해석 결과로부터 설계목표를 충족하는 것으로 나타났다. 예비 설계한 터빈에 대한 구조해석은 선정된 터빈의 재료가 예비 설계한 터빈의 유동조건에 적합한지 여부를 판단하기 위하여 수행되어야 하며, 구조해석 결과로부터 본 연구에서 선정된 알루미늄 합금은 예비 설계한 터빈의 유동조건에 적합한 것으로 판단되었다. 그러나 예비설계 알고리즘 및 수치해석 기법에 대한 신뢰성은 실증실험을 통하여 엄밀히 검증되어야 할 것으로 판단된다.

주제어: 구조해석, 반경류터빈, 예비설계, 유동해석

Abstract: The turbine is an important component and has a significant impact on the thermodynamic efficiency of the organic Rankine cycle. A precise preliminary design is essential to developing efficient turbines. In addition, performance analysis and structural analysis are needed to evaluate the performance and structural safety. However, there are only a few exclusive studies on the development process of the radial inflow turbines for the organic Rankine cycle (ORC). In this study, a preliminary design of the ORC radial inflow turbine was performed. Subsequently, the performance and structural analysis were also carried out. The RTDM, which was developed as an in-house code, was used in the preliminary design process. The results of the performance analysis were found to be in good agreement with target performances. Structural analysis of the designed turbine was also carried out in order to determine whether the material selection for this study is suitable for the flow conditions of the designed turbine, and it was found that the selected aluminum alloy is suitable for the designed turbine. However, the reliability of the preliminary design algorithms and numerical methods should be strictly verified by an actual experimental test.

Keywords: Structural analysis, Radial inflow turbine, Preliminary design, Computational fluid dynamics

Nomenclature

A	: Area	U	: Circumferential velocity
C	: Absolute velocity	W	: relative velocity
M	: Molar mass	Z	: Overall Height
N	: Blade number	h	: Enthalpy
NBP	: Normal boiling point	\dot{m}	: Mass flow rate
P	: Pressure	t	: Blade thickness
R	: Radius	Π	: Pressure ratio
T	: Temperature	α	: Absolute flow angle
TR	: Temperature ratio	β	: Relative flow angle
		η	: Efficiency

[†] Corresponding Author (ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9662-2175>): Division of Marine System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, 727, Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan 49112, Korea, E-mail: kimyt@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4258

¹ Nuclear Power Equipment Research Center, Korea Maritime and Ocean University, E-mail: doyeop@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4862

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

- ν : Velocity ratio
- ξ : Meridional velocity ratio
- ρ : Density
- τ : Torque
- ϕ : Flow coefficient
- ψ : Loading coefficient

Subscript

- 0 : Stagnation state
- 00 : Stagnation state at position 0
- 1 : Position of the volute inlet
- 2 : Position of the volute exit and nozzle inlet
- 3 : Position of the nozzle exit and interspace exit
- 4 : Position of the interspace exit and rotor inlet
- 5 : Position of the rotor exit and diffuser inlet
- 6 : Position of the diffuser exit
- azi : Azimuth angle
- c : Critical state
- m : Meridional component
- n : Nozzle
- r : Rotor
- s : Isentropic or shroud
- ts : Total to static
- tt : Total to total
- v : Volute
- θ : Tangential component

1. 서론

발전분야에서 증기랭킨사이클은 열에너지를 전기에너지로 전환하는 중요한 수단으로 이용되어 왔다. 그러나 370 °C 이하의 열원에 증기랭킨사이클을 적용하는 것은 경제적이기 못하며, 이러한 이유로 회수하지 않았던 저온의 열에너지는 전 세계 산업분야에서 발생한 열에너지의 50% 이상일 것으로 추정되고 있다[1].

최근 강화되고 있는 환경규제와 화석연료의 고갈 문제로 인하여 그 동안 회수하지 못하였거나 경제성의 이유로 회수하지 않았던 저온 열에너지를 회수하고자 많은 연구가 진행되고 있으며, 그 중 유기랭킨사이클(ORC; Organic Rankine Cycle)에 대한 연구는 주요한 주제로 다루어지고 있다.

유기랭킨사이클의 구성요소는 증발기, 터빈, 응축기, 펌프이며 이러한 구성은 고전적인 증기랭킨사이클과 다르지 않으나, 유기랭킨사이클은 비등점이 낮은 유기냉매 또는 탄화수소 화합물을 작동 유체로 사용하므로 태양열, 해양 온도차, 지열, 공장 및 발전소의 폐열 등과 같이 열원의 온도가 비교적 낮을지라도 터빈 및 팽창기의 구동에 필요한 고압의 기체를 확보할 수 있다[2][3].

유기랭킨사이클의 열역학적 효율에 큰 영향을 미치는 구성 요소는 터빈이다. A. Whitfield *et al.* [4]과 R. H. Aungier

[5]는 성능이 우수한 반경류 터빈의 개발을 위하여 예비설계의 중요성을 강조하며 예비설계 기법을 정립하였다. 그러나 이러한 설계기법은 작동유체가 이상기체로 간주할 수 있을 경우에 유효하므로 실제기체를 다루며 팽창 과정에서 극심한 상태량의 변화를 수반하는 유기랭킨사이클용 터빈에 적합하지 않다.

유기랭킨사이클용 터빈의 내부유동에서 발생하는 극심한 상태량의 변화는 반경류 터빈의 설계에 큰 어려움을 야기시키며, 이에 따라 Han *et al.* [6] 그리고 E. Sauret *et al.* [7]은 유기랭킨사이클용 반경류 터빈의 예비설계에 공신력 있는 상용 예비설계 프로그램인 RITAL을 이용하였다. 그러나 RITAL은 입력 변수 선정에 어려움이 많으며 실제기체를 작동유체로 선정할 경우 응답 속도가 늦고 매우 고가이다. 이에 따라 Kim [8]은 H. Moustapha *et al.* [9]이 정립한 설계기법을 응용하여 빠르고 사용하기 쉬운 유기랭킨사이클용 반경류 터빈의 예비설계 프로그램인 RTDM (Radial Turbine Design Modeler)을 개발하였으며, 수치해석으로부터 상용예비설계 프로그램인 RITAL과 비교하여 RTDM의 정확성은 만족스러운 것으로 나타났다[10]-[12].

그러나 E. Sauret *et al.* [7]이 강조한 바와 같이 현재 상용 수치해석 프로그램은 유기랭킨사이클용 터빈이 수반하는 극심한 상태량 변화를 엄밀하게 예측하는 것이 불가능하므로 실증실험을 통하여 예비 설계한 터빈의 성능 및 정확성을 검증할 필요가 있다. 또한 일반적으로 터빈의 제작 및 실증 실험에 앞서 터빈의 안전성을 평가하기 위한 구조해석이 필수적이므로, 구조해석을 통하여 예비 설계한 터빈을 평가할 필요도 있다. 그러나, 국내·외 연구 중 유기랭킨사이클용 반경류 터빈에 대한 예비설계 뿐만 아니라 성능 및 구조 해석까지 수행한 포괄적인 연구사례를 찾아보기 힘든 실정이다.

본 연구에서는 예비 설계한 유기랭킨사이클용 반경류 터빈의 실증실험에 앞서 예비설계 뿐만 아니라 성능 및 구조해석을 수행하였다. 예비설계에는 RTDM을 활용하였으며, 유기랭킨사이클용 터빈의 개발과정에서 점성력을 고려한 3차원 유동해석의 중요성을 강조한 J. Harinck *et al.* [13]에 따라 상용 수치해석프로그램을 이용하여 3차원 유동해석을 수행하였다. 그 결과로부터 예비 설계한 터빈에 대한 성능을 예측하였으며 최종으로 예비설계한 반경류 터빈의 구조해석을 수행하여 예비설계한 반경류 터빈의 구조적인 안전성을 평가하였다.

2. 예비설계

2.1 작동유체 및 열역학적 사이클

본 연구에서 적용한 열역학적 사이클은 Figure 1과 2에서 묘사한 기본 밀폐 사이클이다. 열원 및 열침의 온도범위는 Table 1에서 나타낸 바와 같고, F. Tchanche *et al.* [3]의 연구에 따라, 150 °C 이하의 저온열원에 적합한 R245fa를 작동 유체로 선정하였다. R245fa의 기초적인 물성치는 Nist Refprop V9.1으로부터 Table 2와 같다.

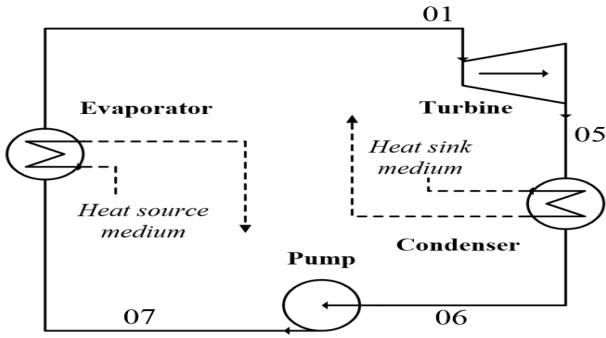


Figure 1: Schematic of basic closed organic Rankine cycle

Table 1: Temperature ranges of the heat source and sink

	Inlet Temp. [°C]	Outlet Temp. [°C]
Heat source	74	60
Heat sink	25	30

Table 2: Main properties of R245fa

Properties	Values
M [kg/kmol]	134.05
NBP [°C]	14.14
T _c [°C]	154.01
P _c [kPa]	3651
ρ _c [kg/m ³]	516.08
Acentric factor [-]	0.3776

실험계획으로부터 증발기의 온도범위 및 전열용량을 기준으로 열역학적 사이클을 구성하고 이를 토대로 터빈의 설계조건을 Table 3과 같이 결정하였다. 이러한 조건으로부터 열역학적 사이클 설계프로그램인 HYSYS V8.7.1을 이용하여 Figure 2에 묘사한 증발기와 응축기의 협소구간온도차 (PPTD: Pinch Point Temperature Difference)를 산출하면, 각각 5.77 °C 그리고 6.74 °C로서 유기랭킨사이클의 작동조건과 열원 및 열침의 온도 프로파일은 온도교차가 발생하지 않음을 확인하였다.

Table 3: Design parameter of a R245fa radial inflow turbine

P ₀₁ [kPa]	P ₅ [kPa]	T ₀₁ [°C]	\dot{m} [kg/s]	Power [kW]
390	212	55	5.655	49.4

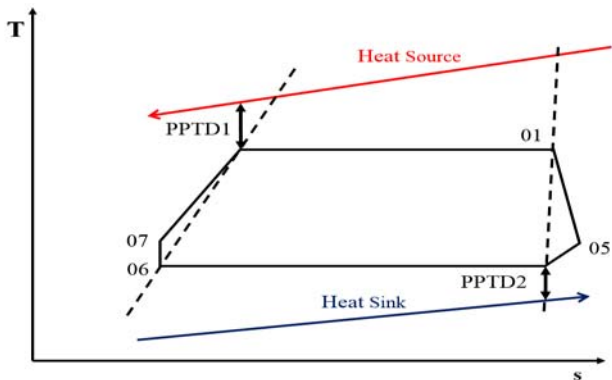


Figure 2: Temperature-Entropy diagram

2.2 예비설계조건과 목표성능

R245fa용 반경류 터빈의 설계에는 H. Moustapha et al. [9]의 예비설계기법을 응용하여 개발된 RTDM을 이용하였으며, RTDM의 알고리즘에 대한 순서도는 Figure 3과 같다. 반경류 터빈의 상용예비설계프로그램인 RITAL의 경우 터빈의 효율에 지대한 영향을 미치는 부하계수(ψ) 및 유량계수(ϕ)를 입력변수로 사용한다. 즉, 부하계수 및 유량계수를 적합하게 선정하지 않았을 경우 E. Sauret et al. [7]의 연구와 같이 목표효율을 충족하는 터빈을 예비 설계할 수 없다. 반면, RTDM는 Figure 3에서 보인 바와 같이 엔탈피 강하량과 로터 깃의 개수로부터 부하계수와 유량계수를 합리적으로 결정하며, 이를 통해 목표효율에 적합한 터빈을 능동적으로 설계할 수 있다[12].

Table 3의 열역학적 필요조건으로부터 Nist Refprop V9.1을 이용하여 Figure 4에 나타낸 $h_{01} - h_{5s}$ 을 산정하면 10,980 [J/kg]이다. 로터 깃의 개수(N_r)는 로터 입·출구 측 속도삼각형, 부하 및 유량계수 뿐만 아니라 식 (1) ~ (2)의 터빈효율과 밀접한 관계가 있다 [4][9]. 본 연구에서는 Kim et al. [8][12]의 연구에 따라 로터 깃의 개수를 20개로 결정하였으며, 이 경우 total to static 효율(η_{ts})과 total to total 효율(η_{tt})에 대한 목표치는 각각 80 [%] 그리고 86 [%]이다.

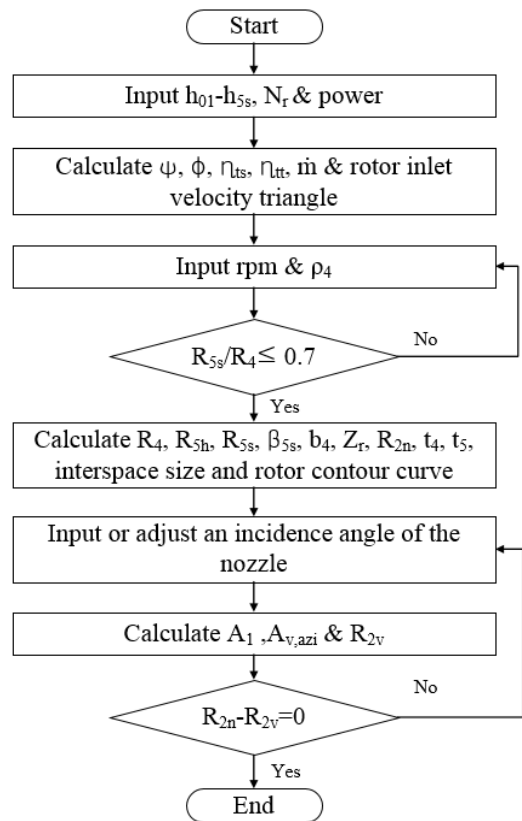


Figure 3: Flow chart of the RTDM

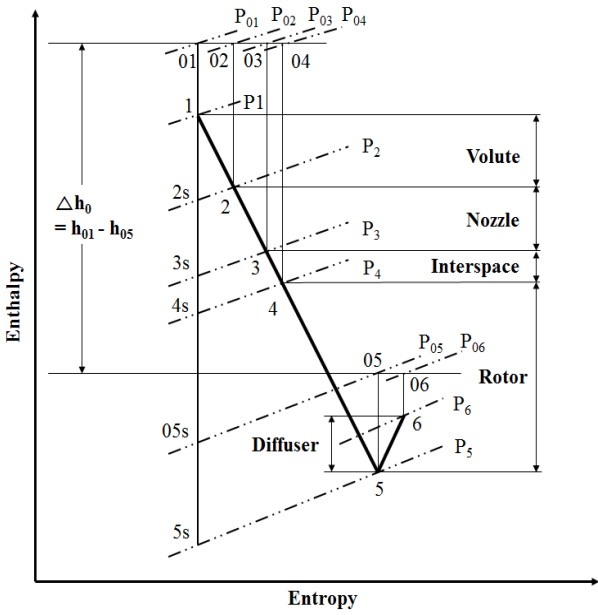


Figure 4: Temperature-entropy diagram for a radial inflow turbine

$$\eta_{tt} = \frac{\Delta h_0}{h_{01} - h_{05s}} \quad (1)$$

$$\eta_{ts} = \frac{\Delta h_0}{h_{01} - h_{5s}} \approx 2\psi v^2 \quad (2)$$

$$v = U_4 / C_s \quad (3)$$

where,

$$C_s = \sqrt{2(h_{01} - h_{5s})}$$

목표출력은 Table 3에 나타낸 바와 같이 49.4 [kW]이고, 적합한 반경류 터빈의 구조를 갖기 위해($R_{5s}/R_4 \leq 0.7$) 결정된 반경류 터빈의 회전수는 9800 [rev/min]이다. 해당 터빈의 예비설계 조건과 목표 성능을 정리하면 각각 Table 4와 Table 5와 같다.

Table 4: Input parameters of RTDM

h_{01} - h_{5s} [J/kg]	RPM [rev/min]	N_r [-]
10,980	9800	20

Table 5: Target performance of a R245fa radial inflow turbine

Power [kW]	η_{ts} [-]	η_{tt} [-]
49.4	0.80	0.86

2.3. 예비설계결과

RITAL과 RTDM의 예비설계결과를 비교한 연구에서 RITAL과 비교하여 RTDM은 축 방향으로 로터의 길이가 비교적 짧으며 노즐의 코드길이는 비교적 긴 특성을 보였

다. 또한 RITAL은 단면이 등변사다리꼴인 볼류트를 기본적으로 설계하나, RTDM은 원형 단면을 가지는 볼류트를 설계한다. 이러한 차이점을 제외한다면 예비 설계한 터빈 형상에 있어서 두 프로그램을 이용하여 예비 설계한 두 터빈의 형상은 대동소이한 것으로 나타났다[8][12]. 본 연구에서 RTDM을 이용하여 예비 설계한 터빈의 제원은 Table 6과 같으며(로터 용어: Figure 5 참고) 볼류트의 입구 배관규격은 Sch40 125A이다.

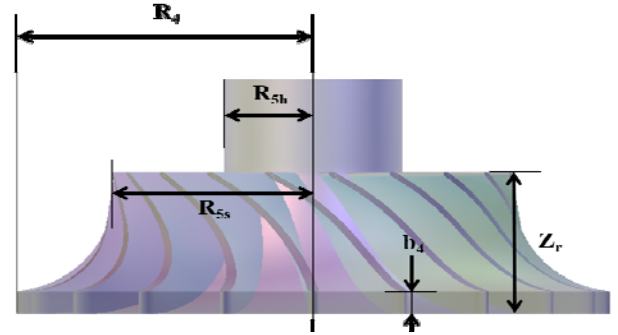


Figure 5: Nomenclature of rotor stage

Table 6: Dimensions of the R245fa radial inflow turbine

Components	Parameters	Value
Rotor	R_4 [mm]	101.1
	b_4 [mm]	13.0
	Z_r [mm]	57.3
	R_{5h} [mm]	30.3
	R_{5s} [mm]	68.5
	β_4 [degree]	0
	β_{5h} [degree]	37.49
	β_{5s} [degree]	60.03
	t_4 [mm]	4.0
	t_5 [mm]	2.0
Nozzle	R_{2n} [mm]	157.4
	R_{3n} [mm]	112.4
	β_{2n} [degree]	57.12
	β_{3n} [degree]	64.30
	$t_{n,max}$ [mm]	4.6

3. 유동해석

E. Sauret *et al.* [7]이 강조한 바와 같이 현재 상용수치해석 프로그램은 유기랭킨사이클용 반경류 터빈에 대한 성능평가를 엄밀하게 수행하지 못한다. 그러나 터빈의 실증실험에는 많은 시간과 비용이 필요하므로 설계한 터빈의 성능예측을 위하여 점성력을 고려한 3차원 유동해석은 필수적이다 [13]. 본 연구에서는 상용수치해석프로그램인 CFX V13.0을 이용하여 예비설계조건에 대한 터빈의 성능을 확인하였다.

3.1 3차원 형상

Table 6에 간략하게 나타낸 RTDM의 결과를 토대로 3차

원형상 모델링을 시행하였다. 볼류트 도메인 생성에는 CATIA V5R19를 이용하였으며, 노즐과 로터 도메인 생성에는 BladeGen V13.0을 이용하였다. 단, Kim [8][12]의 연구와 같이 수치해석상 수렴성 개선을 위하여 회전도메인인 로터를 최종도메인으로 설정하지 않고 로터 후단에 가상의 비회전 환형 도메인을 추가 적용하였다. 설계한 터빈의 전체형상은 Figure 6과 같다.



Figure 6: 3D view of the overall geometry

3.2 격자 및 난류모델

난류모델과 벽 처리방법에 따라 격자에 대한 y^+ 값이 적합하게 선정되어야 한다. SST 난류모델을 이용하여 유기랭킨사이클용 반경류 터빈에 대한 수치해석을 수행한 연구결과가 $k-\epsilon$ 난류모델을 이용한 결과보다 만족스러운 것으로 나타났으므로 [12], 본 연구에서는 SST 난류모델을 사용하였다. 또한 볼류트 입구조건으로 레이놀즈수를 산출하면 $4.9e+6$ 으로 고 레이놀즈 유동에 속하므로 벽처리 방법으로 벽함수 모델을 사용하였다. 이러한 경우 y^+ 값은 300 이하가 적당하며, 이에 따라 Table 7과 Figure 7과 같이 격자를 생성하였다.

Table 7: Mesh information

Domains	Mesh type	Element number	Max. Y^+
Volute	Tetra & Prism	731,585	89.37
Nozzle	Hex.	2,991,600	91.42
Rotor	Hex.	2,044,400	139.48

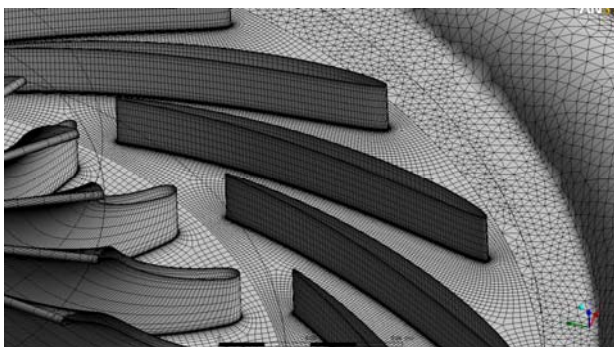


Figure 7: 3D view of the overall mesh

여기서 Table 7의 격자수는 격자의존성을 검증하여 최종적으로 결정하였던 격자수이다. 볼류트 도메인에 대한 격자생성은 AnsysMeshing V13.0을 이용하였으며 노즐과 로터 도메인에 대한 격자는 TurboGrid V13.0를 이용하여 생성하였다. 그 밖에 로터 후단에 수치해석의 수렴성을 개선하기 위해 추가 적용한 비회전 환형 도메인에 대한 격자 생성은 ICEM CFD V13.0을 사용하였고 39,000개의 정렬격자를 생성하였다.

3.3 수치해석모델과 경계조건

Aungier Redlich Kwong 방정식은 임계점 근방의 상태량에 대한 정확성을 향상시킨 모델이며 유기랭킨사이클용 반경류 터빈에 대한 수치해석에서 Peng Robinson 방정식과 비교하여 보다 높은 정확성을 보이는 것으로 나타났다 [12]. 이에 따라 본 연구의 수치해석에는 Aungier Redlich Kwong 방정식을 적용하였다.

CFX V13.0은 다양한 유기냉매의 라이브러리를 제공하고 있으나, R245fa에 대한 라이브러리는 해당 버전에는 포함되어 있지 않으므로 라이브러리를 생성하여야 한다. 이때 엔탈피와 엔트로피를 계산하기 위해 식 (4)의 Zero Pressure Polynomial 모델 [15]을 적용하였다.

$$\frac{C_{p0}}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (4)$$

Nist Refprop V9.1에 의하면, 온도에 따른 R245fa의 이상기체 정압비열(C_{p0})는 Table 8과 같으며, 이를 토대로 Matlab R2013b의 polyfit 함수를 사용하여 식 (4)의 미정계수($a_1 \sim a_5$)를 계산하면 Table 9와 같다.

Table 8: Ideal gas specific heat capacity for various temperatures (R245fa)

T [K]	C_{p0} [J/kg-K]
283.15	831.87
298.15	859.98
313.15	887.54
328.15	914.58
343.15	941.13

Table 9: Coefficients of the zero pressure polynomial model in this study

Coefficients	Values
a_1 [-]	2.562e+0
a_2 [K^{-1}]	4.803e-2
a_3 [K^{-2}]	-4.106e-5
a_4 [K^{-3}]	2.387e-8
a_5 [K^{-4}]	8.230e-15

경계조건으로는 예비설계 조건에 따라 볼류트 입구에는 전압과 전온도 조건을 설정하였으며, 출구에는 질량유량

조건을 설정하였다. 로터 회전수는 예비설계조건인 9800 [rev/min] 이다. 로터 후단의 가상영역을 제외한 모든 벽면 조건에는 점착(no-slip) 조건을 설정하였으며, 회전영역과 비회전 영역 사이의 인터페이스에는 frozen rotor 인터페이스 모델을 설정하였다.

3.4 유동해석결과

예비설계조건과 유동해석결과를 비교하면 Table 10과 같다. 예비 설계한 터빈 형상에 대한 어떠한 최적화를 수행하지 않았음에도 불구하고 본 연구에서 예비 설계한 터빈의 성능은 수치해석결과로부터 예비설계조건 즉, 목표출력과 목표효율(η_{ts} , η_{tt})을 충족하는 것으로 나타났다.

Table 10: Comparison between preliminary design conditions and CFD results

Variables	Preliminary design	CFD
Π_{ts} [-]	1.84	1.77
Π_{tt} [-]	1.76	1.69
\dot{m} [kg/s]	5.65	5.65
TR_{ts} [-]	1.37	1.33
TR_{tt} [-]	1.33	1.30
$h_{01} - h_{05}$ [kJ/kg]	8.74	8.95
$h_{01} - h_5$ [kJ/kg]	9.56	9.81
Power [kW]	49.40	50.64
η_{ts} [-]	0.80	0.86
η_{tt} [-]	0.86	0.93

보다 면밀히 유동해석결과를 살펴보면 터빈 입·출구에 대한 압력비와 온도비는 예비설계조건과 큰 차이를 보이지 않는 반면, 수치해석결과 상의 터빈 효율은 예비설계조건과 비교적 큰 차이를 보인다. 이와 같이 상용수치해석프로그램은 터빈의 효율을 비교적 과도하게 예측하는 경향이 있으며, 이러한 경향에 대해 E. Sauret *et al.* [7]은 온도에 따라 민감하게 반응하는 터빈효율이 원인이라고 설명하며, 보다 정확한 온도 및 효율을 계산하기 위해 엄밀한 기체방정식의 도입이 필요하다고 주장한 바 있다.

그러나 본 연구의 수치해석 결과에서 예비설계조건과 큰 차이를 보이지 않는 터빈 입·출구 압력과 온도조건을 기준으로 신뢰성 높은 NIST Refprop V9.1을 이용하여 $h_{01} - h_{05}$ 와 $h_{01} - h_5$ 를 산출하면 각각 8.06 그리고 8.86 [kJ/kg] 이며, 이를 토대로 식 (5)을 이용하여 출력을 다시 산출하면 45.58 [kW] 으로 수치해석상의 출력과는 다소 차이를 보인다. 이것은 수치해석프로그램이 터빈효율을 과도하게 예측하는 경향이 단순히 본질적인 오차를 내재하고 있는 실제기체방정식의 문제만이 아니라, 엔탈피 및 엔트로피의 산출모델인 식 (4)의 Zero Pressure Polynomial 모델의 개선 혹은 보다 엄밀한 모델의 도입 역시 필요하다는 것을 의미한다.

$$Power = \dot{m}(h_{01} - h_{05}) \quad (5)$$

Figure 8과 9는 각각 볼류트와 노즐 영역의 마하수 분포, 그리고 로터영역의 압력분포를 나타낸 것이다. Figure 8에 나타난 바와 같이 볼류트와 노즐의 영역에서 작동유체의 속력은 전방위각에서 걸쳐 거의 균일하게 나타났다. Figure 9는 로터 영역의 압력분포이며 로터 영역 또한 전방위각에서 걸쳐 거의 일정한 유동특성을 보이고 있다. 이러한 조건에서 터빈의 로터는 일정한 회전력을 얻을 수 있다.

로터영역에서 유로에 따라 급격한 압력차가 발생하거나 로터 깃의 압력면과 흡입면의 과도한 압력차는 로터 깃에 구조적인 문제를 야기 시키기도 한다. Figure 10은 로터 깃에 대한 부하 차트이며, 특이사항이 발견되지 않았다. 그러나 이러한 구조적인 문제는 구조해석에서 엄밀히 다루어야 할 사항이다.

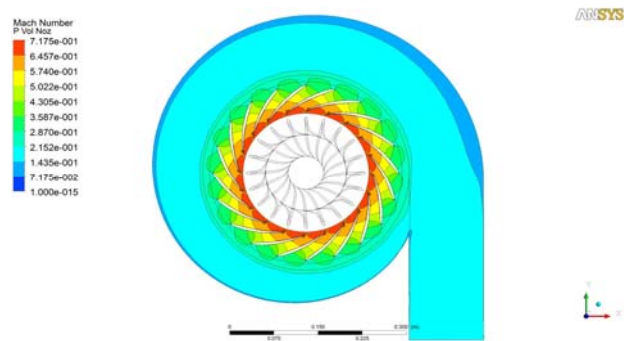


Figure 8: Mach No. distribution of the volute and nozzle

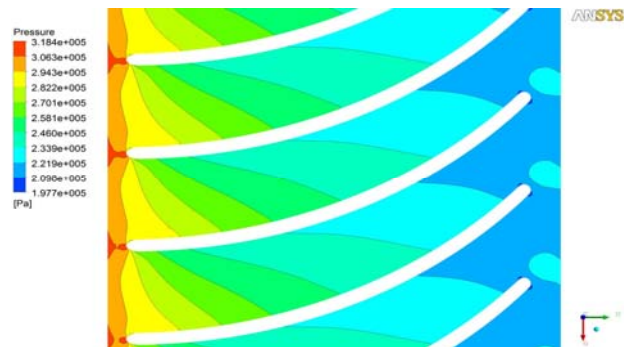


Figure 9: Mach No. distribution of the rotor

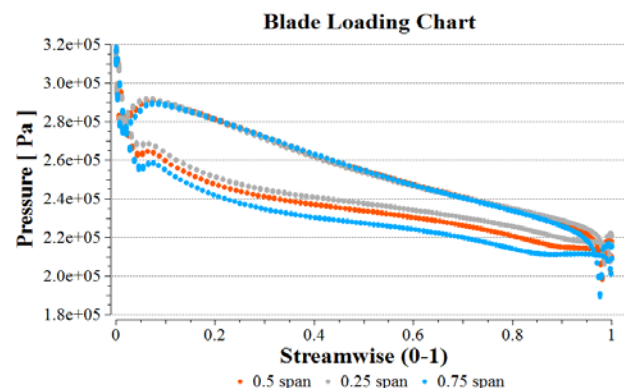


Figure 10: Blade loading chart of the rotor blade

4. 구조해석

전술한 바와 같이 구조해석을 통하여 개발대상인 터빈의 안전성을 평가할 필요가 있다. 반경류 터빈의 구성 중에 구조적으로 가장 취약한 부분은 압력면과 흡입면의 압력차이 뿐만 아니라 원심력을 견뎌야 하는 로터 깃이다[9]. 본 연구에서는 ANSYS V13.0을 이용하여 로터 깃에 대한 FSI (Fluid-Structure Interaction) 구조해석을 수행하였다.

4.1 로터깃의 형상 및 격자

Figure 11과 같이 형상과 격자를 생성하였다. 유동해석에서 유로를 BladeGen V13.0을 이용하여 생성하였으므로 ANSYS Design Modeler V13.0을 이용하여 간편하게 로터 깃에 대한 솔리드 작업을 수행할 수 있으며, ANSYS Meshing V13.0을 이용하여 비정렬격자 63,586개를 생성하였다.

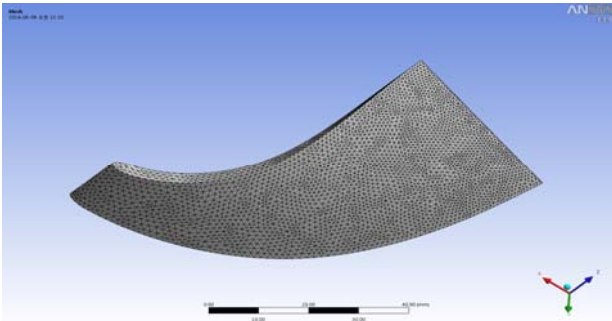


Figure 11: Geometry and Mesh of the rotor blade

4.2 로터 깃의 재료와 구조해석

터빈의 경우 구조적인 문제가 발생하지 않는 한, 비교적 가벼운 재료를 로터의 재료로 선정할 필요가 있다. 본 연구에서는 알루미늄 합금을 로터의 재료로 선정하였다. ANSYS Mechanical V13.0은 다양한 재료의 물성치에 대한 라이브러리를 제공하며, 알루미늄 합금의 물성치는 Table 11과 같다. KS규격에 의거하여 Table 10에 해당하는 재료의 규격명칭은 A6061-T6 혹은 T651이다.

Table 11: Properties of the aluminium alloy

Variables	Values
Density [kg/m^3]	2770
Poisson's ratio [-]	0.33
Yield strength [Pa]	2.8×10^8
Thermal conductivity [$\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$] (-100~200 $^\circ\text{C}$)	114~175

유동해석에 사용한 CFX V13.0의 경우 유체와 구조물 사이의 대류열전달계수를 계산한다. 유동해석에 구조물을 고려하지 않았으므로 우선 유동해석 결과의 대류 열전달 계수를 이용하여 로터 깃에 대한 온도(body temperature)를 계산하여야 하며, 계산된 로터 깃의 온도와 유동해석 결과에서 로터 깃의 압력면과 흡입면에 작용하는 압력, 회전속도 및 고정부인 로터 깃의 허브 부분을 경계조건으로 설정하여 로터 깃의 변이량과 응력을 분석하였다.

4.3 구조해석결과

Figure 12 ~ 14는 구조해석결과로 나타낸 것이다. 로터 깃의 온도를 계산한 결과, 최고온도는 $47.09 [^\circ\text{C}]$ 으로 로터 깃의 앞날 측에서 그리고 최저온도는 $41.60 [^\circ\text{C}]$ 로서 뒷날 측에 형성되었다. 변이량은 로터의 높이가 가장 높은 뒷날의 슈라우드 부분에서 형성되며 최고 변이량은 $0.05 [\text{mm}]$ 이다. Figure 14에서 응력분포와 최고응력이 나타나는 지점을 표시하였다. 최고응력은 $2.11 \times 10^8 [\text{Pa}]$ 이며 로터 깃의 앞날과 뒷날이 허브와 접하는 부분에서 국부적으로 발생한다. 이러한 최고응력은 Table 10에서 보인 항복응력의 75%에 불과하므로 알루미늄 합금을 로터의 재료로 선정하여도 무방하다는 결론을 얻을 수 있었다.

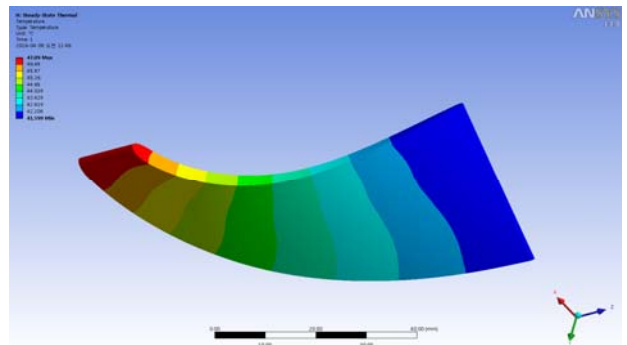


Figure 12: Body temperature of the rotor blade

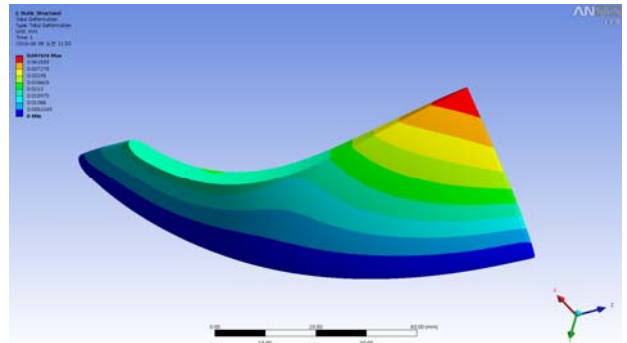


Figure 13: Displacement of the rotor blade

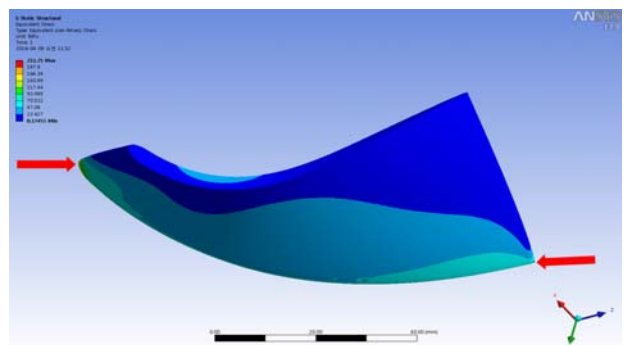


Figure 14: Stress of the rotor blade

5. 결 론

유기랭킨사이클의 열역학적 효율에 지대한 영향을 미치는 구성요소는 터빈이며, 우수한 성능의 터빈은 정밀한 예비설계가 선행되어야 하며, 일반적으로 예비 설계한 터빈에 대한 유동해석과 구조해석은 개발 터빈의 실증실험 전에 필수적으로 수행되어야 한다. 그러나 현재 이러한 포괄적인 유기랭킨사이클용 반경류 터빈에 대한 개발내용을 포함한 연구사례를 찾아보기 힘들다.

본 연구는 유기랭킨사이클용 반경류 터빈에 대한 예비설계를 수행하고 성능을 검증하기 위한 유동해석과 구조적인 안전성을 평가하기 위한 구조해석을 수행하였다. 그 결과, 예비설계한 반경류 터빈에 대한 유동해석결과는 목표성능을 충족하는 것으로 나타났으며, 이것은 본 연구에서 적용한 예비설계 알고리즘을 통하여 정밀한 터빈의 개발이 가능함을 의미한다. 또한 구조적인 안전성을 평가하기 위해 구조해석을 수행하였으며, 구조해석의 목적은 선정된 재료가 예비 설계한 터빈의 유동조건에 적합한지 여부를 판단하는 것이다. 본 연구에서 선정된 재료는 비교적 가벼운 알루미늄 합금이며, 구조해석결과로부터 알루미늄 합금은 본 연구에서 예비 설계한 터빈의 재료로서 적합하였다.

그러나 유동해석결과로부터 현재 수치해석프로그램은 압력비와 온도비와 같은 유동특성과 비교하여 출력과 효율을 다소 과도하게 예측하는 경향이 확인되었다. 수치해석 결과를 살펴보면, 수치해석 상의 터빈 출력은 NIST Refprop을 이용하여 계산출한 출력과 약 11%의 오차를 보인다. 이러한 경향은 본질적인 오차를 내재하고 있는 실제기체방정식과 엔탈피 그리고 엔트로피 관련 모델로부터 기인한 것으로 보인다. 이와 같이 수치해석 결과를 절대적으로 신뢰할 수 없는 실정이므로 본 연구에서 적용한 예비설계 알고리즘과 수치해석에 사용된 모델 및 수치해석기법 등을 평가하기 위한 실증실험이 필요할 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20133030000110)

References

- [1] T. C Hung, T. Y Shai, and W. K Wang, "A review of organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat," *Journal of the Energy*, vol. 22, no. 7, pp. 661-667, 1997.
- [2] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, and L. L. Tao, "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation," *Journal of Energy*, vol. 50, pp. 343-352, 2013.
- [3] B. F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles-A review of various applications," *Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8, pp. 3963-3979, 2011.
- [4] A. Whitfield and N. C. Baines, *Design of Radial Turbomachines*, NY, USA: John Wiley and Sons Inc., 2006.
- [5] R. H. Aungier, *Turbine Aerodynamics*, NY, USA: ASME Press, 2006.
- [6] S. J. Han and J. B. Seo, "20kW turbine development for OTEC system," *Journal of the Korea Society for Fluid Machinery*, vol. 17, no. 6, pp. 38-43, 2014 (in Korean).
- [7] E. Sauret and Y. Gu, "Three-dimensional off-design numerical analysis of an organic Rankine cycle radial-inflow turbine," *Journal of the Applied Energy*, vol. 135, pp. 202-211, 2014.
- [8] D. Y. Kim, *A Study of the Development of a Preliminary Design Program for Organic Rankine Cycle Radial Inflow Turbines*, Ph.D. Dissertation, Department of Marine System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Korea, 2015 (in Korean).
- [9] H. Moustapha, M. F. Zelesky, N. C. Baines, and D. Japikse, *Axial and Radial Turbines*, Vermont, USA: Concepts NREC, 2003.
- [10] D. Y. Kim, H. K. Kang, and Y. T. Kim, "The development of a preliminary designing program for ORC radial inflow turbines and the design of the radial inflow turbine for the OTEC," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 38, no. 3, pp. 276-284, 2014 (in Korean).
- [11] D. Y. Kim and Y. T. Kim, "Design of a 100kW-class radial turbine for ocean thermal energy conversion using R32," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 38, no. 9, pp. 1101-1105, 2014 (in Korean).
- [12] D. Y. Kim, H. K. Kang, and Y. T. Kim, "Preliminary design and performance analysis of a radial inflow turbine," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, vol. 39, no. 7, pp. 735-743, 2015 (in Korean).
- [13] J. Harinck, D. Pasquale, R. Pecnik, J. van Buijtenen, and P. Colonna, "Performance improvement of a radial organic Rankine cycle turbine by means of automated computational fluid dynamic design," *Proceedings of the Institution of Mechanical*

Engineers, Part A: Journal of the Power and Energy,
vol. 227, no. 6, pp. 637-645, 2013.

- [14] J. S. Kim, D. Y. Kim, Y. T. Kim, and H. K. Kang,
“Performance analysis of an organic Rankine cycle
for ocean thermal energy conversion system,” Journal
of the Korean Society of Marine Engineering, vol.
39, no. 9, pp. 881-889, 2015 (in Korean).
- [15] ANSYS CFX 13.0 Modeling Guide.