



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

공기식 태양광/열 집열기 내 공기  
유동 조건과 반원 저항체 형상조건에  
따른 열전달 성능 평가



2023년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

김 준 엽

공학석사 학위논문

공기식 태양광/열 집열기 내 공기  
유동 조건과 반원 저항체 형상조건에  
따른 열전달 성능 평가

지도교수 최 광 환

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2023년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

김 준 엽

이 논문을 김준엽의 공학석사  
학위논문으로 인준함

2023년 02월 17일



주 심 공학박사 정석권 (인)

위 원 공학박사 이세현 (인)

위 원 공학박사 최광환 (인)

# Contents

<b>LIST OF FIGURES</b> .....	<b>III</b>
<b>LIST OF TABLES</b> .....	<b>IV</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>V</b>
<b>NOMENCLATURES</b> .....	<b>VII</b>
<b>제1장 서론</b> .....	<b>1</b>
1.1 종래 연구 .....	1
1.2 연구 배경 .....	5
1.3 연구 목적 .....	10
<b>제2장 시뮬레이션 모델 및 방법</b> .....	<b>11</b>
2.1 시뮬레이션 모델 .....	11
2.2 시뮬레이션 경계조건 .....	13
2.3 지배방정식 .....	15
2.4 난류 모델선정 및 타당성 검증 .....	15
2.5 저항체 형상조건 및 MESH 선정 .....	15
<b>제3장 결과 및 고찰</b> .....	<b>22</b>
3.1 열전달 성능 .....	22
3.2 압력강하 .....	29
3.3 열전달 성능계수 .....	37

제4장 결론..... 43  
참고문헌..... 45



# List of Figures

Fig. 1 Side view of Air-type PV/T for turbulent promoter condition .....	6
Fig. 2 THPP according to shape conditions of turbulent promoters and flow conditions .....	8
Fig. 3 Schematic view and simulation model of air-type PV/T.....	12
Fig. 4 Comparison of Nu predicted by five different turbulence models with Dittus-Boelter equation .....	17
Fig. 5 Side and schematic view of turbulence promoters( $e/H=8$ , $P/e=10$ , $\alpha=1.2$ )·	19
Fig. 6 Mesh generation of PV/T simulation model with turbulence promoters.....	21
Fig. 7 Heat transfer performance depending on flow conditions and shape conditions of turbulence promoters .....	26
Fig. 8 Temperature contour of turbulence promoters with $Re=8000$ , $P/e=15$ , $\alpha=1.1$ .....	27
Fig. 9 Temperature contour of turbulence promoters with $Re=8000$ , $P/e=15$ , $e/H=0.04$ .....	28
Fig. 10 Pressure drop depending on flow conditions and shape conditions of turbulence promoters .....	33
Fig. 11 Pressure contour of turbulence promoters with $Re=8000$ , $P/e=15$ , $\alpha=1.1$ ·	35
Fig. 12 Pressure contour of turbulence promoters with $Re=8000$ , $P/e=15$ , $e/H=0.04$ .....	36
Fig. 13 THPP depending on flow conditions and shape conditions of turbulence promoters.....	40
Fig. 14 Velocity contour of turbulence promoters with $Re=8000$ , $e/H=0.04$ , $\alpha=1.1$ .....	41
Fig. 15 Pressure contour of turbulence promoter with $Re=8000$ , $e/H=0.04$ , $\alpha=1.1$ 42	

## List of Tables

Table. 1 Side view of Air-type PV/T for turbulent promoter condition	13
Table. 2 Simulation boundary conditions	14
Table. 3 Turbulence promoter shape conditions	19
Table. 4 Changes in the number of cells and Nusselt number using Adaptation Growth	21



**Evaluation of Heat Transfer Performance Depending on  
Air Flow Conditions and Semicircular Turbulence Promoter  
Shape Conditions in the Air-Type PV/T Collector**

Jun Yeop Kim

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering

The Graduate School, Pukyong National University

**Abstract**

Today, our convenient lives are based on the abundant energy produced by various machines and fossil fuels. However, the exhaustion of fossil fuels is just around the corner, and the transition to renewable energy is taking place. Among them, photovoltaic(PV) power generation has improved costs from hundreds to thousands of times since 1970, compared with the underlying energy industry of all other resources. PV power generation emerges as a representative player for new and renewable energy, and its demand also tends to increase. However, in the existing PV modules, natural heat generated during the power generation process causes a rise in module temperature, which also lowers power generation efficiency. Research was conducted on photovoltaic/thermal(PV/T) collectors that use waste heat by

using heat generated during power generation as heating and hot water while increasing power generation efficiency. The PV/T collector is divided into an air-type PV/T and a liquid-type PV/T collector depending on the type of heat fluid. Air-type PV/T collectors have a lower heat recovery rate than liquid-type collectors. Therefore, in this study, semicircular turbulence promoters were attached to the back of the PV cell to improve the heat recovery rate. Based on computational fluid dynamics, the heat-transfer performance and pressure drop were evaluated by changing the Reynolds number ( $Re$ ) and semicircular turbulence promoter shape conditions. The turbulence promoter shape conditions include the relative height and relative pitch of the turbulence promoter. In addition, the increasing ratio, which means an increase in height of the turbulence promoter in the direction of flowing air, the length of the turbulence promoter, and the distance between the turbulence promoters were considered as design parameters. Consequently, the heat transfer performance increased with a decrease in relative height of turbulence promoter, while the pressure drop increased with an increase in relative height of turbulence promoter. Also, both the heat transfer performance and pressure drop show better performance as the increasing ratio of turbulence promoter decreased. The thermos-hydraulic performance parameter considering both the heat transfer performance and pressure drop presented the maximum value of 1.92 for the relative height of 0.02, increasing ratio of 1.

# NOMENCLATURES

## SYMBOLS

W : Duct Width [mm]

H : Duct Height [mm]

L : Duct Length [mm]

e : Height of Turbulence Promoter [mm]

P : Pitch of Turbulence Promoter [mm]

l : Length of Turbulence Promoter [mm]

$D_h$  : Hydraulic Diameter [m]

$V_a$  : Air Velocity [m/s]

I : Turbulence Intensity [%]

Nu : Nusselt Number [-]

Pr : Prandtl Number [-]

Re : Reynolds Number [-]

n : Number of Times [-]

f : Friction Factor [-]

h : Heat Transfer Coefficient [ $W/m^2 \cdot K$ ]

k : Thermal Conductivity [ $W/m \cdot K$ ]

$\Delta P$  : Pressure Drop [Pa]

$C_p$  : Specific Heat [ $J/kg \cdot K$ ]

T : Temperature [ $^{\circ}C$ ]

## GREEK SYMBOLS

$\alpha$  : Increase Ratio [-]

$\beta$  : Decrease Ratio [-]

$\rho$  : Density [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

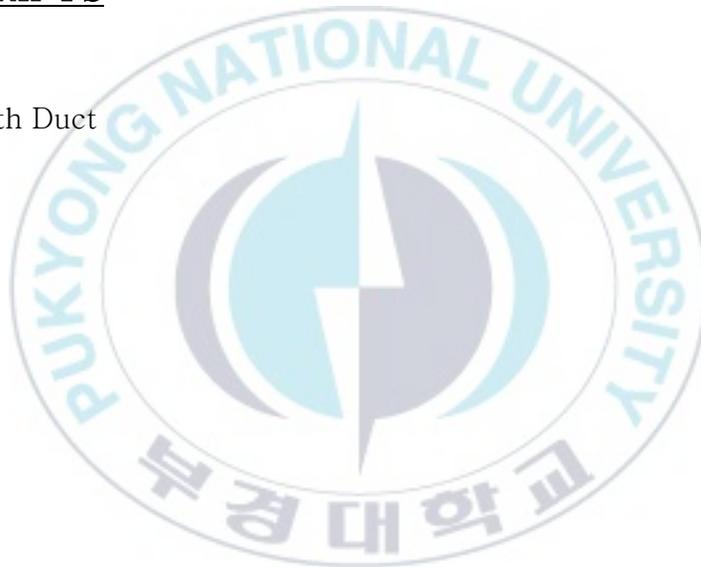
$\nu$  : Kinetic Viscosity [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$\mu$  : Dynamic Viscosity [ $\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$ ]

## SUBSCRIPTS

a : Air

s : Smooth Duct



# 제1장 서론

## 1.1 종래 연구

화석연료 사용의 증가는 대기 오염과 지구 온난화 등 환경문제를 불러왔다. 이에 전 세계적으로 녹색 성장과 탄소 중립이 대두되면서 신재생에너지가 환경문제에 대한 해결책으로 부상했다. 신재생에너지 기술 중에서 가장 주목받고 있는 에너지는 태양으로부터 직접 전기를 생산하는 태양광 발전이다. 태양광 발전은 진동 및 소음 발생이 없고, 오염 물질을 배출하지 않는 장점을 바탕으로 현재 빠르게 성장하고 있다. 그러나 기존 태양광 발전의 경우 PV 모듈 온도 상승으로 발전효율이 감소하게 된다. 따라서 이를 해결하기 위해 PV 모듈로 공기를 보내 발생 열을 회수하고 나아가 회수된 열을 여름철 재생 열원 및 겨울철 난방 열원으로 활용할 수 있는 공기식 태양광/열(PV/T) 발전에 관한 연구가 진행되었다. 이러한 공기식 PV/T는 저렴한 비용, 낮은 유지 보수, 단순한 디자인 등의 강점으로 액체식 PV/T보다 많이 사용되지만, 유동 공기와 PV 모듈 간 대류 열전달 속도가 느리고 공기의 열용량 또한 작아 열효율이 낮다는 단점이 있다. 이는 완전 난류 유동을 만들고 적절한 압력강하를 통해 열 손실을 최소화하면 개선될 수 있다. 공기식 PV/T의 열효율을 높이기 위해 PV 모듈 뒷면에 유동 공기 방향으로 거칠기를 주거나 저항체를 설치하는 등의 상당수 연구 논문이 발표되었다.

Kim et al.<sup>1)</sup> 공기식 PV/T 내 저항체가 설치되었을 때 저항체 유동 조건과 형상조건을 변형하면서 열전달 및 압력강하 성능을 평가하였다. 그 결과 유동 속도가 감소할수록, 증감비는 1.1, 1.2, 1.3 순으로 형상은 반원형, 삼각형, 사각형 순으로 높은 성능을 가졌다. Choi<sup>2)</sup>의 경우 삼각형 저항체가 공기 채널 하단에 설치된 모델에 대해 시뮬레이션을 하였고, 삼각형 저항체의 높이와 길이가 길수록, 공기 유동이 느릴수록 성능이 높았다. 또한, 저항체 사이의 간격은 150mm일 때 최고 성능을 보였다. Kim et al.<sup>3)</sup>은 색다른 형태의 공기식 PV/T를 제작하였으며, 실험을 통해 열효율 및 전기효율을 분석하였다. 제작된 공기식 PV/T의 열효율 및 전기효율은 각각 37.99%, 16.21%로 입구 유량이 100m<sup>3</sup>/h일 때 최대 성능임을 확인하였다. Yu et al.<sup>4)</sup>은 타공 베플판이 적용된 색다른 형태의 공기식 PV/T를 제작하여 열효율 및 전기효율을 분석하였다. 입구 유량이 100m<sup>3</sup>/h일 때, 열효율 및 전기효율은 각각 34.7%, 16.1%, 입구 유량이 200m<sup>3</sup>/h일 때, 열효율 및 전기효율은 각각 49.9%, 16.39%의 결과를 보였다. Choi et al.<sup>5)</sup>은 사각형 저항체가 공기 채널 내 설치되었을 때 저항체 설치 조건에 따른 압력강하 및 열전달 성능을 확인하였다. 그 결과 열전달 성능의 경우 저항체를 설치하지 않은 모델에 비해 최소 1.2배에서 최대 3.32배까지 향상되었으나, 압력강하도 또한 최소 2.8배에서 최대 180배까지 그 값이 증가하였다. Moon et al.<sup>6)</sup>은 공기식 PV/T 내 공기 유동층에서 비균일한 단면을 갖는 저항체 형상 조건에 따른 전

열 성능을 분석하였다. 그 결과 저항체가 없는 덕트보다 최소 1.4배에서 최대 1.8배까지 좋아질 수 있음을 알게 되었고, 열전달 성능과 압력강하를 동시에 고려한 성능계수도 저항체 설치 조건에 따라서 최소 1.0배에서 최대 1.2배의 값을 보였다. 저항체 높이가 높을수록, 저항체 너비가 클수록, 저항체 설치 간격이 조밀할수록 성능계수 값은 증가하였다. Kumar et al.<sup>7)</sup>은 공기식 PV/T 내 핀이 설치되었을 때와 핀이 설치되지 않았을 때의 열 및 전기 성능을 전산 열유체 해석을 통해 분석하였으며 핀이 설치되었을 때 열효율 및 전기효율이 높음을 확인하였다. M.T. Baissi et al.<sup>8)</sup>은 휘어진 델타 모양의 베플과 다른 모양의 베플이 공기 채널 내 설치되었을 때 전열 성능을 비교하였고, 휘어진 델타 모양의 베플이 설치되었을 때 열적 성능이 높음을 보였다. A.D Gupta et al.<sup>9)</sup>은 점점 가늘어지는 직사각형 저항체를 공기식 PV/T 내에 설치해 CFD를 사용하여 열전달 및 압력강하 성능을 평가하였다. 그 결과  $Re=12000$ ,  $P/e=1.6$ 과  $1.7$ 일 때 가장 높은 성능을 확인하였다. Singh et al.<sup>10)</sup>은 공기식 PV/T 내 여러 형상의 저항체를 부착하여 CFD를 이용해 전열 성능을 평가하였다. Heo et al.<sup>11)</sup>은 공기식 PV/T 내 다양한 저항체 및 베플, 흡의 설치 각도에 따른 열전달 성능 및 압력강하를 분석하였고, 흡이  $60^\circ$ 로 설치되었을 때 가장 높은 성능을 보였다. Jha et al.<sup>12)</sup>은 물결형태의 특수한 흡열판이 설치된 공기식 PV/T와 매끈한 형태의 특수한 흡열판이 설치된 PV/T의 성능과 비교 실험을 진행하였다. 그 결과 물결형

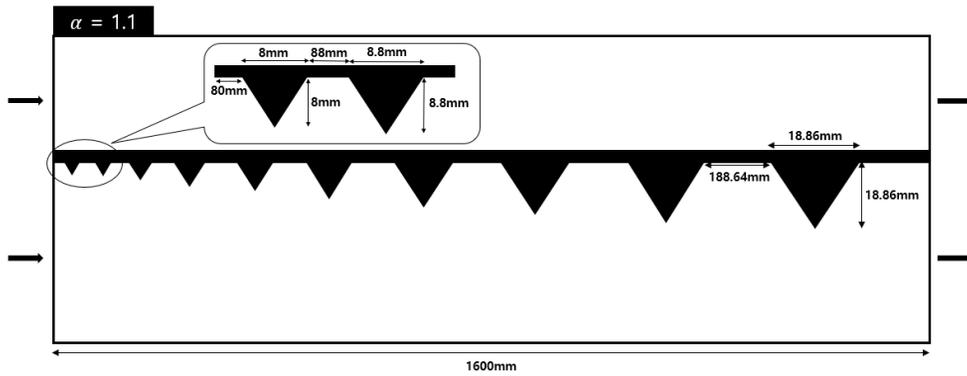
태의 특수한 흡열판이 설치된 공기식 PV/T에서 전체 연간 엑서지 및 에너지 획득이 매끈한 형태의 특수한 흡열판이 설치된 PV/T보다 각각 8.2%, 2.3% 높았다. Othman et al.<sup>13)</sup>은 공기식 PV/T내 공기 덕트 채널에 설치된 저항체의 여부에 따른 열 및 전기 성능을 분석하였고, 저항체의 열 및 전기 성능 증진 효과를 입증했다.



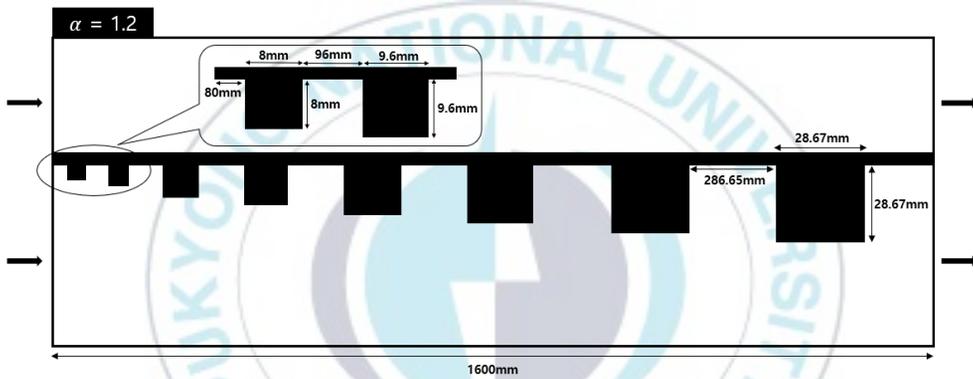
## 1.2 연구 배경

종래 연구 이외에도 저항체 형상에 대한 많은 연구가 진행되었으나<sup>14)</sup> 이미 거의 모든 저항체 형상에 관한 연구가 수행되었다. 따라서 사전 연구에서는 기존 연구와는 차별된 저항체 형상 증감비와 레이놀즈수(Re)를 변형하면서 시뮬레이션을 진행하였다. 저항체 형상은 공기식 PV/T 내에 적용될 수 있는 형상 중 효율이 좋고 구조가 단순한 삼각형, 사각형, 반원형으로<sup>15)</sup> 설정하였다. 따라서 공기식 PV/T 내 유동조건과 저항체 형상조건에 따른 열전달 성능 및 압력강하 성능을 열유체 해석에 근거해 평가해보고자 하였다. 여기서 저항체 형상조건은 저항체 형상과 저항체 형상 증감비를 모두 포함한 개념이다.

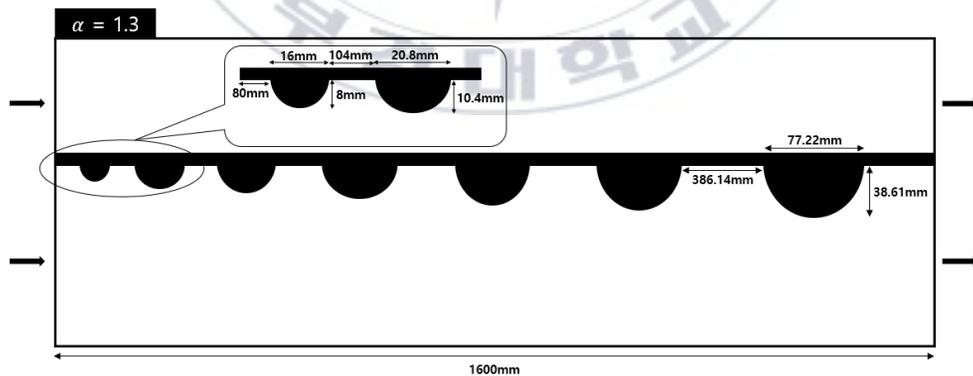
사전 연구에서는 저항체에 증감비를 변형하면서 압력강하 및 열전달 성능을 평가하고자 했다. 증감비란 증가비( $\alpha$ )와 감소비( $\beta$ )를 모두 포함한 것으로 저항체 1열에서부터 끝 열까지 저항체의 길이 'l'와 저항체의 높이 'e'를 'n'배 증가 또는 감소시켜 출구 측 덕트 공기 온도를 최고로 높게 만드는 것을 목표로 하는 개념이다. 저항체 사이의 거리 'P'에도 마찬가지로 증감비가 적용되어 저항체 1열에서부터 끝 열까지 'n'배 증가 또는 감소하게 된다. 이때 기준은 바로 이전 열로 한다. 예를 들어 6번째 열에 있는 저항체에 증감비 1.2을 적용한다고 할 때 5번째 열에 있는 저항체의 e, l과 P에 1.2배 증가 또는 감소시키는 것이다.



(a) Triangular turbulent promoter



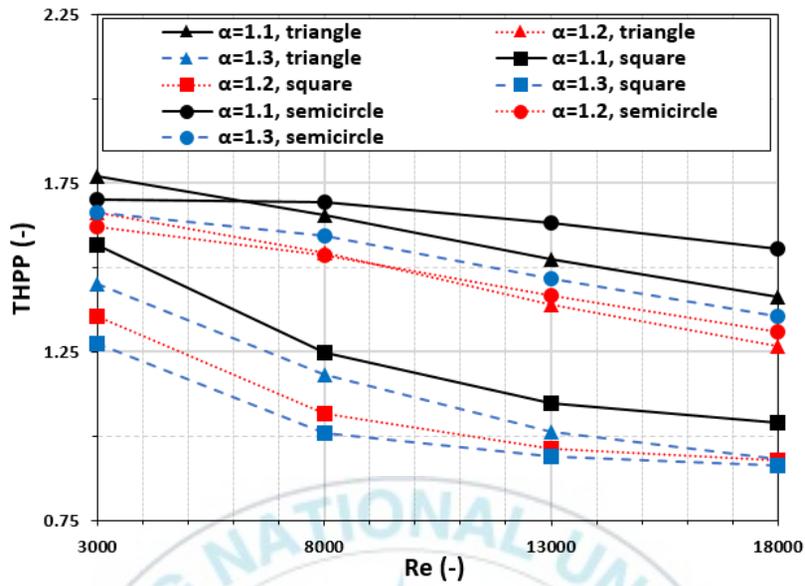
(b) Square turbulent promoter



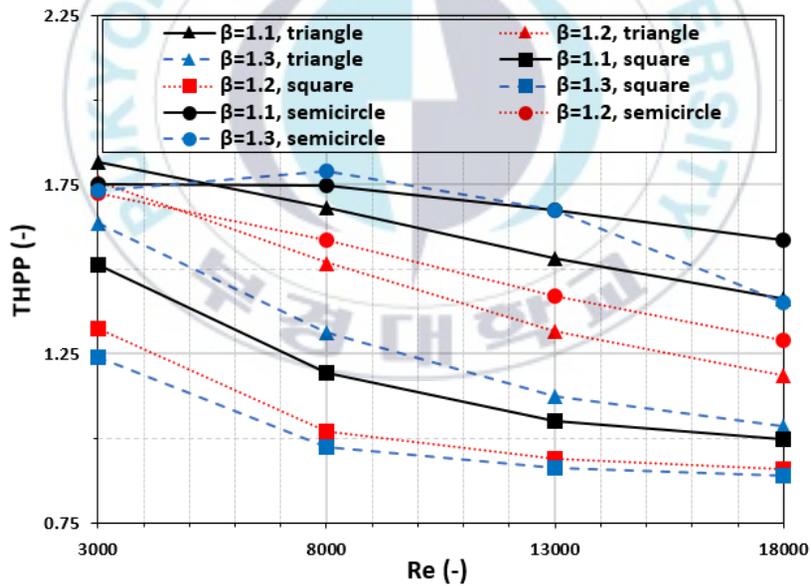
(c) Semicircular turbulent promoter

Fig. 1 Side view of Air-type PV/T for turbulent promoter condition

저항체 설치 조건은 상대 저항체 설치 높이( $e/H$ ) 0.08, 상대 저항체 설치 간격( $P/e$ ) 10으로<sup>16)</sup> 고정하였다. 형상은 효율이 좋고 가장 구조가 단순한 삼각형, 사각형, 반원형으로 진행하였으며 증감비( $\alpha$ ) 1.1, 1.2, 1.3과 감소비( $\beta$ ) 1.1, 1.2, 1.3을 설정하여 총 18개의 모델을 만들었다. 저항체의 길이는 저항체 형상과 관계없이 1000mm(W)로 일정하며 저항체의 개수(Line 수)는 증감비에 따라 달라진다. Fig. 1과 같이 저항체 개수는 증감비에 영향을 받으며  $\alpha=1.3$ 일 때 7개,  $\alpha=1.2$ 일 때 8개,  $\alpha=1.1$ 일 때 10개이고  $\beta$ 에 따라서도  $\alpha$ 와 같은 저항체 개수를 갖는다. Fig. 1은 18가지 모델 중 각각  $\alpha=1.3$ 일 때 반원형,  $\alpha=1.2$ 일 때 사각형,  $\alpha=1.1$ 일 때 삼각형의 저항체를 가진 각각 3가지 모델을 선정해 저항체 형상조건을 가시화하였다.  $\alpha$ 를 기준으로 저항체 1열의  $e$ 는 8mm,  $P$ 는 80mm,  $l$ 은 삼각형과 사각형 저항체일 때는 8mm, 반원형 저항체일 때는  $l=2e$ 이므로 16mm로 고정하였다. 증감비가 1.1일 때 저항체의  $P$ 는 최대 188.64mm,  $e$ 는 최대 18.86mm를 가졌고 증감비가 1.2일 때 저항체의  $P$ 는 최대 286.65mm,  $e$ 는 최대 28.67mm를, 증감비가 1.3일 때 저항체의  $P$ 는 최대 386.14mm,  $e$ 는 최대 38.61mm의 값을 보였다.



(a) THPP by  $\alpha$



(b) THPP by  $\beta$

Fig. 2 THPP according to shape conditions of turbulent promoters and flow conditions

Fig. 2(a)은  $\alpha$ 에 따른 THPP를, Fig. 2(b)은  $\beta$ 에 따른 THPP를 나타낸 그래프이다. 그래프를 분석한 결과 Re가 커짐에 따라 THPP가 줄어드는 경향을 보였는데, 이는 유속의 증가에 따른 열전달 성능 향상보다 훨씬 더 큰 압력강하가 수반되기 때문이다. Re=18000,  $\beta=1.3$ , 형상은 사각형일 때 최소 THPP=0.8902에서 Re=3000,  $\beta=1.1$ , 형상은 삼각형일 때 최대 THPP=1.8141의 값을 보였다. Re와 증감비가 같은 조건에서 형상은 반원형, 삼각형, 사각형 순서대로 THPP가 높았다. 공기의 유동 속도가 적을 때는 압력강하가 상대적으로 작으므로 압력강하와 열전달 성능이 가장 높은 삼각형이 반원형보다 THPP가 높은 것으로 사료되고, 공기의 유동 속도가 증가함에 따라 열전달 성능보다 압력강하가 THPP에 훨씬 더 큰 영향을 미쳐 반원형이 삼각형보다 THPP 값이 커진 것으로 판단된다. Re와 형상이 동일할 때 증감비에 따른 THPP는 1.1, 1.2, 1.3 순으로 증가하는 경향을 보였다. 이는 증감비에 따른 열전달 성능의 차이는 없으나 저항체 면적 증가와 설치 높이에 따른 유동하는 공기에 대한 저항으로 압력강하가 1.3, 1.2, 1.1 순으로 높기 때문으로 사료된다. 최종적으로 증감비는 1.1, 1.2, 1.3, 형상은 반원형, 삼각형, 사각형 순으로 유동 속도가 감소할수록 순으로 THPP가 높음을 알 수 있었다.

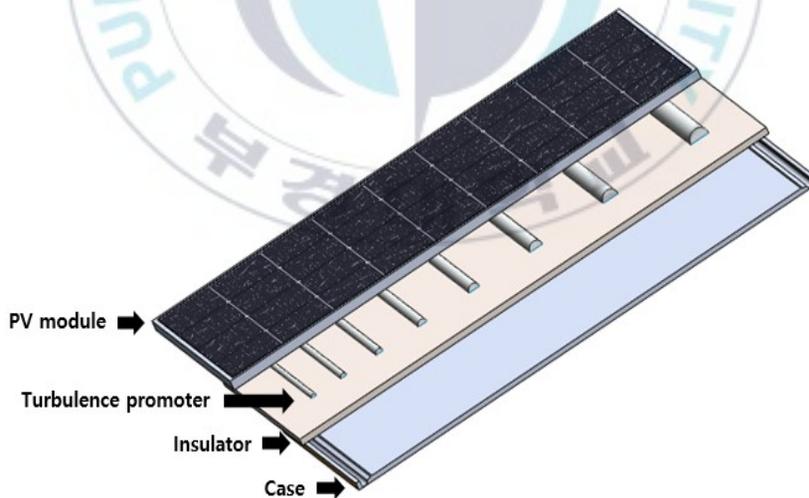
### 1.3 연구 목적

위와 같은 선행 연구들을 통해 공기식 PV/T에 저항체 등을 적용하면 열전달 성능이 향상됨을 확인할 수 있다. 이는 저항체가 경계층을 파괴하면서 발생한 주유동부와 경계층부 유동 유체 혼합이 유동 공기와 PV 모듈 사이의 열전달 계수 값을 증가시키기 때문이다. 그러나 동시에 압력강하가 발생할 수 있으므로 이를 방지하기 위해 공기식 PV/T 내부의 공기 유동이 원활하도록 저항체를 부착할 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 사전연구에서 삼각형, 사각형 저항체보다 열전달 성능 향상과 압력강하 증가를 동시에 고려한 성능계수(THPP)가 좀 더 우수하게 나타난 반원 저항체 대상으로 해석을 수행하였다.<sup>1)</sup> 해석은 전산 해석 기법을 통해 수행되었고, 공기 채널 내 유동 조건 및 반원 저항체 형상조건에 따른 열전달 및 압력강하 성능을 평가하였으며, 가장 높은 성능을 가지는 반원 저항체 형상을 찾는 데 그 목적을 두었다.

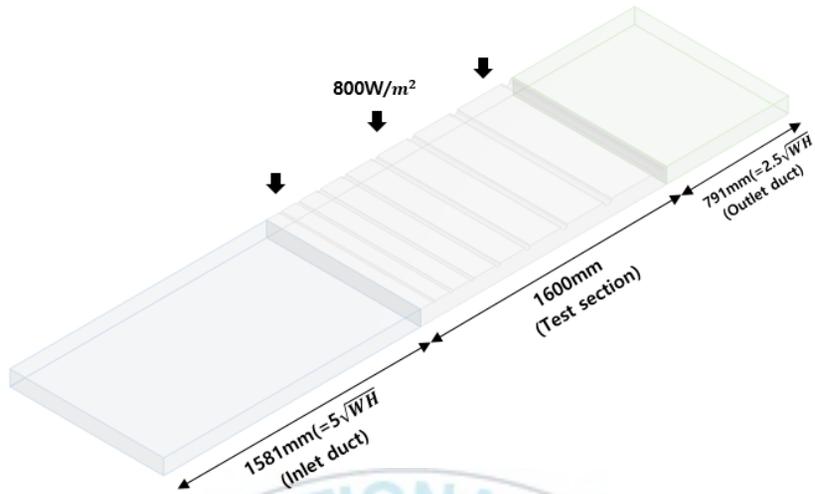
## 제2장 시뮬레이션 모델 및 방법

### 2.1 시뮬레이션 모델

Fig. 3 (a)는 반원 저항체가 부착된 공기식 PV/T를 도식적으로 나타내었다. 반원 저항체는 PV 모듈 밑에 설치하였으며 공기 유동부 아래는 단열재가 설치되어있다. 해석은 해당 공기식 PV/T의 유동장에 대해 수행하였고, Fig. 3 (b)에는 수치해석을 위해 모델링된 유동장을 나타내었다. 해석은 Ansys Fluent 17.2<sup>17)</sup>를 사용하여 진행하였으며, 3D 모델을 대상으로 시뮬레이션 되었다.



(a) Schematic view



(b) Simulation model

Fig. 3 Schematic view and simulation model of air-type PV/T

공기식 PV/T 시뮬레이션 모델의 치수는 Fig. 3 (b)와 같이 길이(L) 1600mm, 높이(H) 100mm, 너비(W) 1000mm로 고정하였다. 또한, ASHRAE Standard 93-1977<sup>18)</sup>을 참고하여 입구 측 완전 발달 유동 형성과 출구 측 후류 영향을 배제하기 위해 시뮬레이션 모델 앞뒤로 입·출구 덕트를 생성하였다. 입·출구 덕트의 길이는 기준에 나타난 최소 덕트 길이  $5\sqrt{WH}$ ,  $2.5\sqrt{WH}$ 에 맞춰 1581mm, 791mm로 설계하였다. 입구 공기 온도는 300K이며 Table 1에는 해당 온도에서의 공기 물성치를 나타내었다.

Table 1 Properties of air

Parameter	Value
Temperature [K]	300
Prandtl number [-]	0.71432
Specific heat [J/kg · K]	1006.3
Thermal conductivity [W/m · K]	2.6107 e-02
Density [kg/m <sup>3</sup> ]	1.1771
Dynamic viscosity [kg/m · s]	1.8531 e-05
Kinematic viscosity [m <sup>2</sup> /s]	1.57429 e-05

## 2.2 시뮬레이션 경계조건

본 연구에서는 선행 연구를 참고하여<sup>19)</sup> 일정 열 유속조건인  $800\text{W/m}^2$ 를 PV 모듈 표면에 적용하였다. Hydraulic diameter ( $D_h$ )는 식 (1)을 사용해 0.1818의 값을 얻었다. 공기식 PV/T 시뮬레이션 모델을 제외한 입·출구 덕트에는 단열조건을 주었고, 출구 측 압력은 대기압  $101.325\text{Pa}$ 로 고정하였다. 입구 측 공기 유속은 식(2)에 의해 얻어지며  $Re=3000, 8000, 13000, 18000$ 에 따라 각각 5.8814, 5.2028, 4.8964, 4.7012의 값을 가진다. 입구 측 난류 강도는 식(3)에 의해 얻어지며  $Re=3000, 8000, 13000, 18000$ 에 따라 각각 0.2598, 0.6927, 1.1256, 1.5585의 값을 가진다. 유동 조건은 종래 연구들을 바탕으로<sup>20)</sup> 설정하였고, 모든 고체 표면은 No Slip Condition으로 설정하였다. Table 2는

시뮬레이션 경계조건을 나타내었다.

Table 2 Simulation boundary conditions

Parameter	Value	
Duct Length [mm]	Inlet side	1581
	Test section	1600
	Outlet side	791
Duct Width [mm]	1000	
Duct height [mm]	100	
Heat flux [W/m <sup>2</sup> ]	800	
Reynolds number [-]	3000, 8000, 13000, 18000	
Inlet velocity [m/s]	0.2598, 0.6927, 1.1256, 1.5585	
Turbulence intensity [%]	5.8814, 5.2028, 4.8964, 4.7012	
Outlet side pressure [Pa]	101325	
Hydraulic diameter [m]	0.181818	

$$D_h = \frac{2WH}{W+H} \quad (1)$$

$$V = \frac{\mu Re}{\rho D_h} \quad (2)$$

$$I = 0.16Re^{-0.125} \quad (3)$$

## 2.3 지배방정식

반원 저항체가 부착된 공기식 PV/T 시뮬레이션 모델 내 정상상태 비압축성 난류 유동은 연속방정식(4), 운동방정식(5) 에너지방정식(6)에 의해<sup>21)</sup> 지배된다. 또한, 정상상태 비압축성 난류 유동 모델 해석을 위해 Transport equation for the Realizable k-ε model(7)<sup>22)</sup>이 사용된다.

Continuity equation

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_i} \quad (4)$$

Momentum equation

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial x_i} \quad (5)$$

Energy equation

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\tau + \tau_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] = 0 \quad (6)$$

Transport equation for the Realizable k-ε model

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (7)$$

여기서  $G_k$ 는 평균 속도 기울기에 의한 난류 운동 에너지 생산,  $G_b$ 는 부력에 의한 난류 운동 에너지 생산,  $Y_M$ 은 전체 소실률에 대한 변동 팽창 비압축성 난류의 기여,  $S_k$ 는 사용자가 정의한 소스텀을 말한다.

## 2.4 난류 모델선정 및 타당성 검증

난류 모델선정 및 타당성 검증을 위해 저항체가 없는 공기 유동 채널을 가진 5개의 난류 모델에 의해 예측된  $Nu$ 과 식 (8)의 Dittus-Boelter 실험식에 의해 계산된  $Nu_s$ 를 비교하였다.  $Nu$ 는 시뮬레이션 결과와 식 (9)로부터 얻을 수 있는데 공기의 대류 열전달 계수( $h_a$ )는 시뮬레이션을 통해 구했고, 공기의 열전도도 ( $k_a$ )는 Table 1을 참고하였다.

Dittus-Boelter equation

$$Nu_s = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (8)$$

$$Nu = \frac{D_h h_a}{k_a} \quad (9)$$

오차율을 확인하기 위해  $k-\omega$  standard,  $k-\epsilon$  Realizable & standard wall treatment,  $k-\epsilon$  Realizable & enhanced wall treatment,

$k-\epsilon$  Rng & standard wall treatment,  $k-\epsilon$  Rng & enhanced wall treatment를 사용하여 얻은 Nu 값과 Dittus-Boelter 실험식을 Fig. 4에 나타내었다. 그 결과 평균 오차율 6.8%로 5개의 모델 중 오차가 가장 작은  $k-\epsilon$  Realizable & standard wall treatment를 난류 모델로 선정했다.

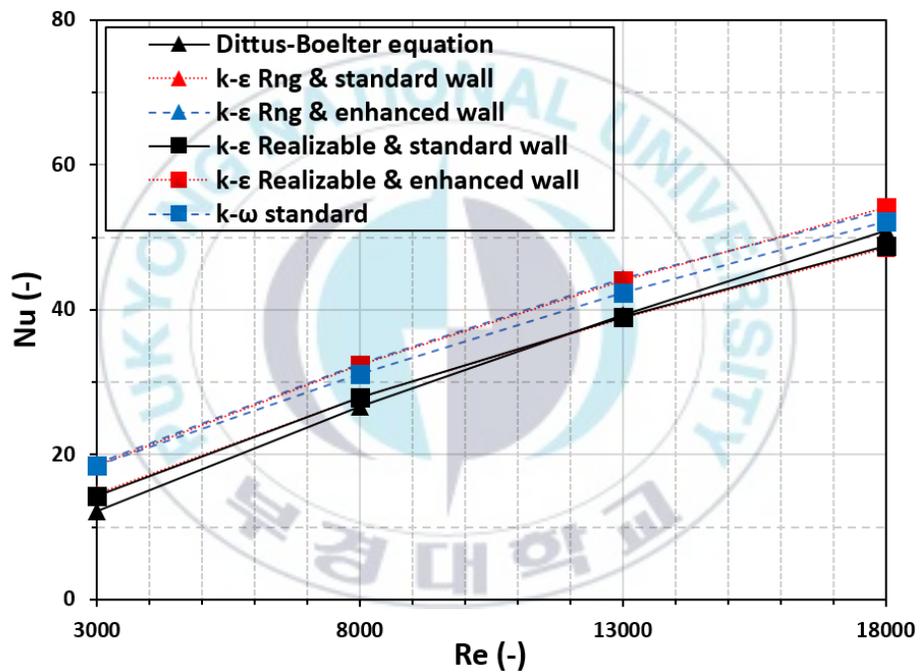
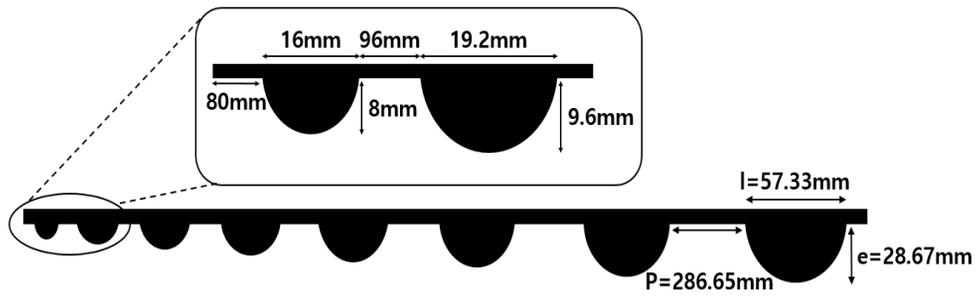


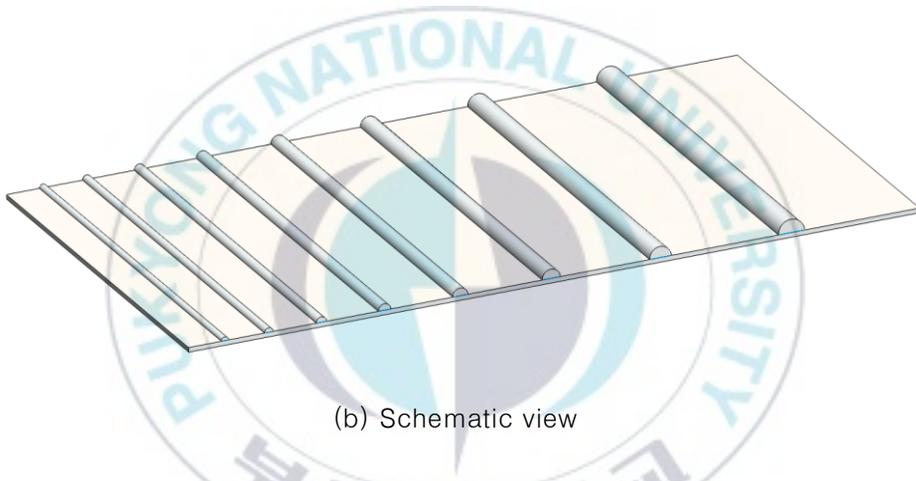
Fig. 4 Comparison of Nu predicted by five different turbulence models with Dittus-Boelter equation

## 2.5 저항체 형상조건 및 MESH 선정

Table 3은 반원 저항체 형상조건을 나타내었고, 상대 저항체 설치 높이( $e/H$ ) 3가지, 상대 저항체 설치 간격( $P/e$ ) 3가지, 증가비( $\alpha$ ) 3가지로 총 27가지의 형상조건에 대한 시뮬레이션을 진행하였다. 여기서  $\alpha$ 란 저항체 1열에서부터 끝 열까지 저항체의 길이( $l$ ), 높이( $e$ ), 간격( $P$ )을 바로 이전 열을 기준으로  $n$ 배 증가시키는 개념이다. Fig. 5 (a)는  $e/H=0.08$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 반원 저항체 형상의 옆면을 시각화하여 표현하였다.  $\alpha=1.2$ 를 적용하면 Fig. 5 (a)에서 확인할 수 있듯 반원 저항체 1열의  $e=8\text{mm}$ , 2열의  $e$ 는 바로 이전 열인 1열을 기준으로  $9.6\text{mm}$ 가 된다. 또한, 1열의  $P=80\text{mm}$ ,  $l=16\text{mm}$ 에  $\alpha=1.2$ 를 적용하면 2열의  $P=96\text{mm}$ ,  $l=19.2\text{mm}$ 가 된다. 이는 저항체 끝 열까지 적용되며, 끝 열의 저항체  $e=28.67\text{mm}$ ,  $l=57.33$ ,  $P=286.65\text{mm}$ 의 값을 보였다. 공기식 PVT 시뮬레이션 모델에 설치되는 반원 저항체의 개수는 저항체 형상조건에 따라 달라지며,  $e/H=8$ ,  $P/e=20$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 최소 5개에서  $e/H=2$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1$ 일 때 최대 66개까지 설치된다. Fig. 5 (b)는  $e/H=0.08$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 반원 저항체 형상을 선정해 도식화하여 나타내었으며 8개의 반원 저항체가 설치되었다.



(a) Side view



(b) Schematic view

Fig. 5 Side and schematic view of turbulence promoters ( $e/H=8$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1.2$ )

Table 3 Turbulence promoter shape conditions

Parameter	Value
$e/H$ [-]	0.02, 0.04, 0.08
$P/e$ [-]	10, 15, 20
$\alpha$ [-]	1, 1.1, 1.2

Mesh 생성은 시뮬레이션의 수렴률과 정확도에 직접적인 영향을 미치므로 정밀한 설정이 요구된다. Mesh 설정에서 Sizing-Size Function은 Proximity and Curvature, Max Face Size는 5mm, Inflation-Maximum Layers는 5, Growth Rate는 1.2를 선택하였다. 이를 통해 Fig. 6에서 곡면부와 전열 부에 집중하여 mesh가 생성된 것을 확인할 수 있다. 총 mesh 수는 반원 저항체 형상조건에 따라 최소 60만 개~ 최대 150만 개까지 생성되었다. Table 4는  $Re=18000$ ,  $e/H=0.04$ ,  $P/e=20$ ,  $\alpha = 1.1$ 인 조건에서 Adaptation Growth를 사용하였을 때 변화된 셀의 수와 Nu 값을 나타내었다. Adaptation Growth를 사용하여 Temperature, Pressure, Velocity Magnitude, Wall Shear Stress, Turbulence Intensity 순으로 mesh 수를 증가시켰고, 이를 5회 반복하여 시뮬레이션하였다. 과정을 통해 Nu 값의 수렴률이 높아져 시뮬레이션 결과의 정확도를 높일 수 있었다.

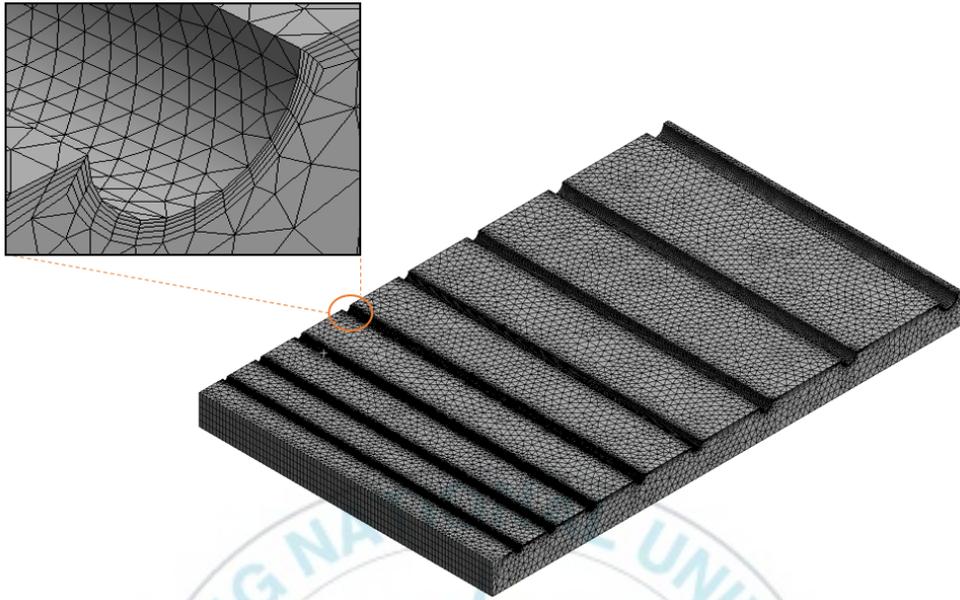


Fig. 6 Mesh generation of PV/T simulation model with turbulence promoters

Table 4 Changes in the number of cells and Nusselt number using Adaptation Growth

	Number of cells	Nusselt number
No Adaptation	400,127	58.15
Temperature	558,376	60.83
Pressure	572,554	61.38
Velocity Magnitude	612,497	61.95
Wall Shear Stress	1,146,248	62.07
Turbulence Intensity	1,376,357	61.99

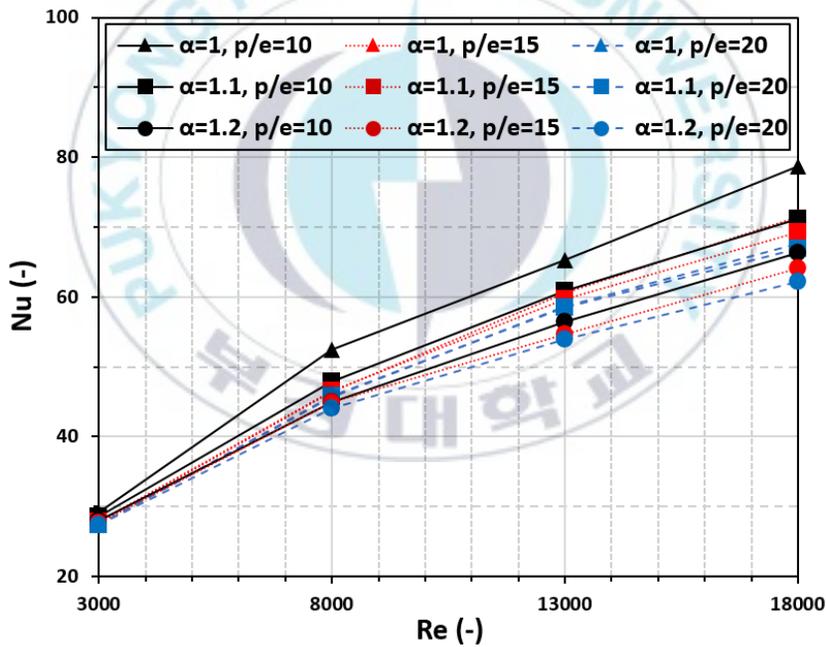
## 제3장 결과 및 고찰

### 3.1 열전달 성능

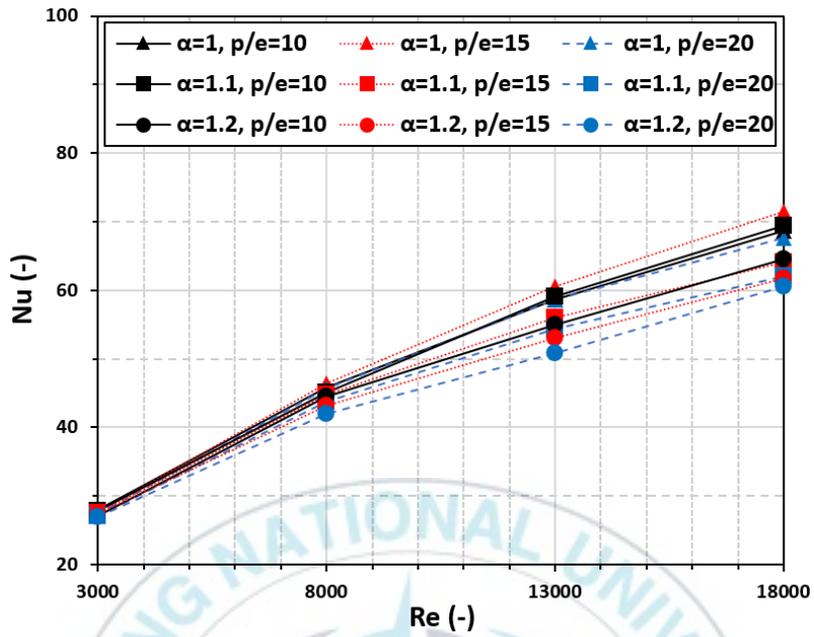
본 연구에서는 공기식 PV/T 시뮬레이션 모델 내 유동 조건과 반원 저항체 형상조건에 따른 열전달 성능을 평가하기 위해  $Nu$ 를 이용하였다. Fig. 7 (a), (b), (c)는 각각  $e/H=0.02$ ,  $e/H=0.04$ ,  $e/H=0.08$ 일 때 열전달 성능을 나타낸 그래프이다. (a), (b), (c)에서 모두 공기 유동이 빠를수록 열전달 성능이 증가함을 확인할 수 있다. 다른 조건이 같을 때  $e/H=0.02$ ,  $0.04$ ,  $0.08$  순으로  $\alpha = 1, 1.1, 1.2$  순으로 열전달 성능이 크을 알 수 있는데, 이는 저항체 길이가 짧을수록 국부적인 속도 증가영역에서 저항체에 의한 마찰을 덜 받기 때문으로 판단된다. 또한, 다른 조건이 동일할 때  $P/e=10, 15, 20$  순으로 열전달 성능이 큰 경향성을 보였는데, 이는 반원 저항체 설치 간격이 조밀할수록 저항체 설치 개수가 늘어나면서 속도 증가 구간이 많아졌기 때문으로 생각된다.  $Re=3000$ ,  $e/H=0.08$ ,  $P/e=20$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 최소  $Nu=26.37$ 에서  $Re=18000$ ,  $e/H=0.02$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1$ 일 때 최대  $Nu=78.72$ 의 값을 보였다.

Fig. 7 (d), (e), (f)는 각각  $e/H=0.02$ ,  $e/H=0.04$ ,  $e/H=0.08$ 일 때 저항체가 없는 공기 유동 채널을 가진 난류 모델과 열전달 성능 비교를 통해  $Nu/Nu_s$ 를 계산하여 열전달 향상 정도를 나타내었다. 반원 저항체 형

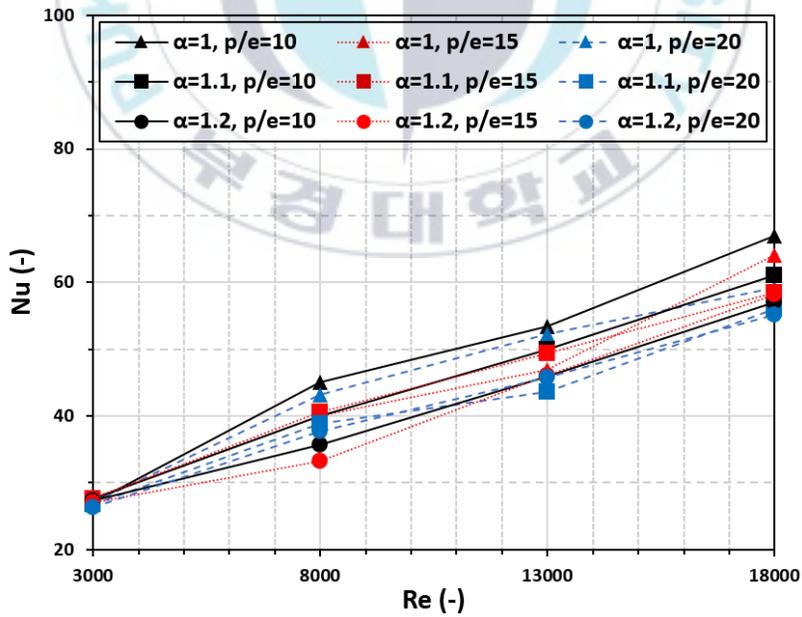
상조건에 따른 열전달 향상 정도는 (a), (b), (c)의 열전달 성능을 나타낸 그래프와 유사한 경향성을 보였으나, 유동 조건에 따른 열전달 향상 정도는 유속이 증가할수록 반대되는 경향성을 보였다. 열전달 향상 정도는 저항체가 없는 모델과 비교해 최소 1.13배에서 최대 2.04배까지 증가했다. 최종적으로 공기 유동이 빠를수록,  $e/H=0.02, 0.04, 0.08$  순으로  $\alpha = 1, 1.1, 1.2$  순으로  $P/e=10, 15, 20$  순으로 열전달 성능이 큼을 확인하였다.



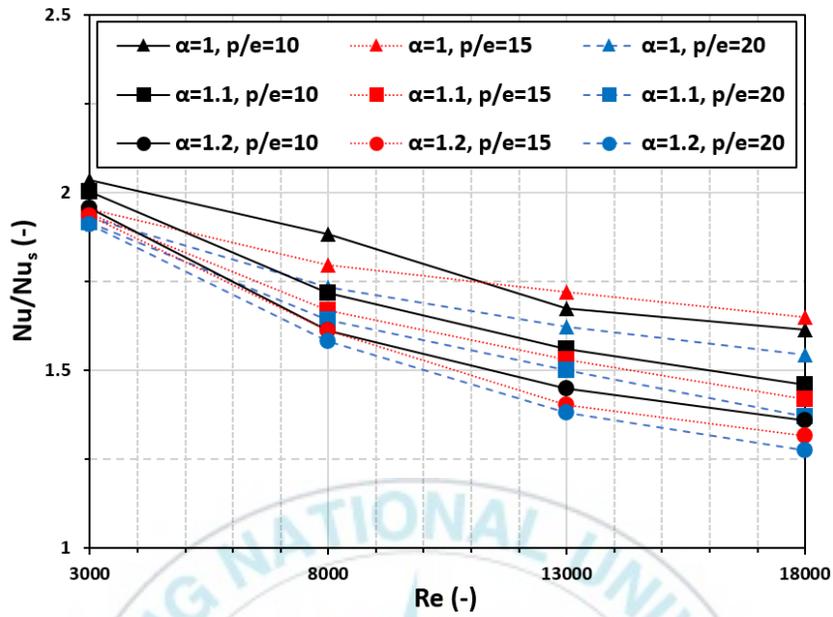
(a) Heat transfer performance( $e/H=0.02$ )



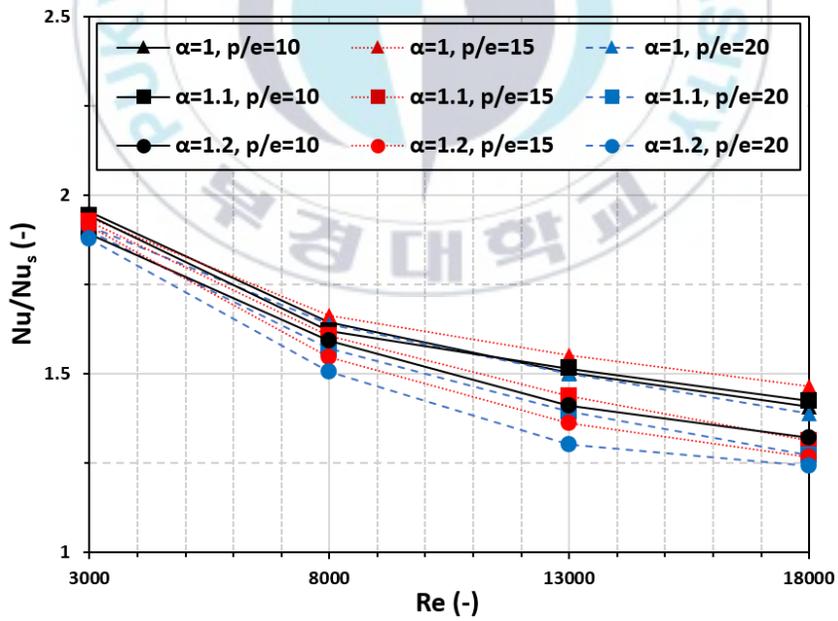
(b) Heat transfer performance ( $e/H=0.04$ )



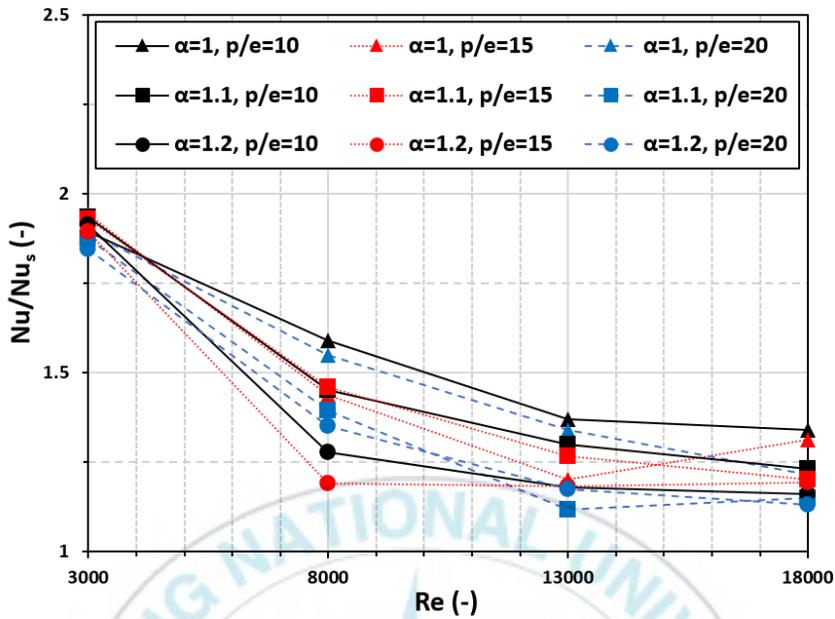
(c) Heat transfer performance ( $e/H=0.08$ )



(d) Heat transfer enhancement ( $e/H=0.02$ )



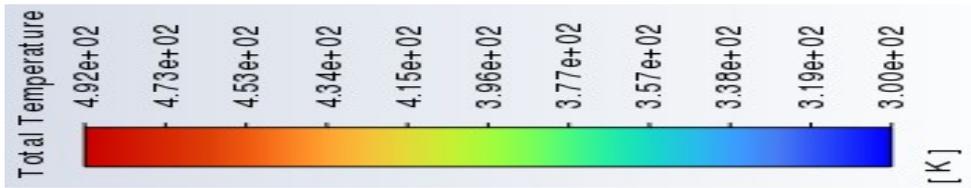
(e) Heat transfer enhancement ( $e/H=0.04$ )



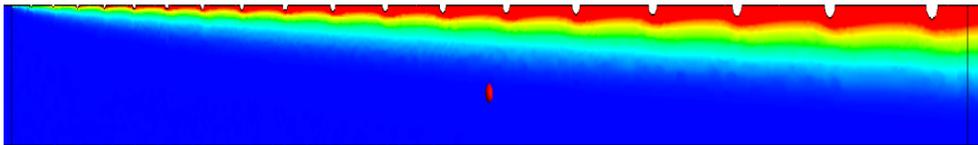
(f) Heat transfer enhancement ( $e/H=0.08$ )

Fig. 7 Heat transfer performance depending on flow conditions and shape conditions of turbulence promoters

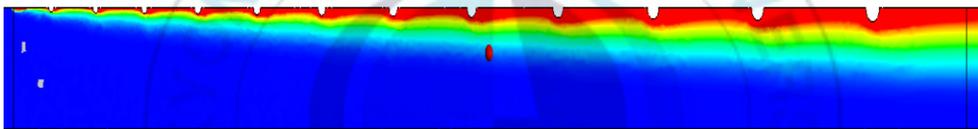
Fig. 8 (b), (c), (d)는  $Re=8000$ ,  $P/e=15$ ,  $\alpha=1.1$ 에서 각각  $e/H=0.02$ ,  $e/H=0.04$ ,  $e/H=0.08$ 일 때 Contour 기능을 이용해 온도 분포를 그림으로 가시화하였다. Fig. 9 (b), (c), (d)는  $Re=8000$ ,  $P/e=15$ ,  $e/H=0.04$ 에서 각각  $\alpha=1$ ,  $\alpha=1.1$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 Contour 기능을 이용해 온도 분포를 그림으로 가시화하였다. (b), (c), (d)에서 확인할 수 있듯이 다른 조건이 같을 때  $e/H=0.02, 0.04, 0.08$  순으로  $\alpha=1, 1.1, 1.2$  순으로 열 경계층이 두꺼운 것을 확인할 수 있다. 이는 저항체의 높이와 면적이 작을수록 난류 촉진 구간이 많아지기 때문으로 사료된다.



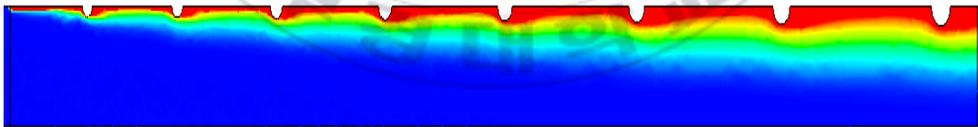
(a) Temperature contour legend



(b)  $e/H=0.02$



(c)  $e/H=0.04$

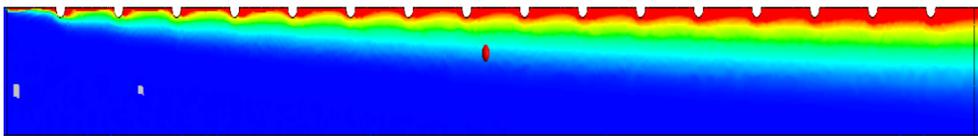


(d)  $e/H=0.08$

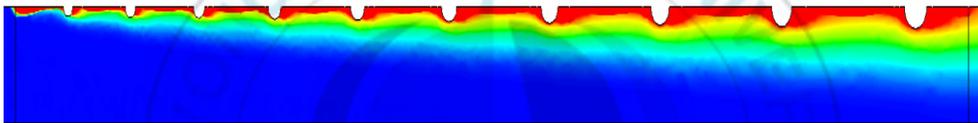
Fig. 8 Temperature contour of turbulence promoters with  $Re=8000$ ,  
 $P/e=15$ ,  $\alpha=1.1$



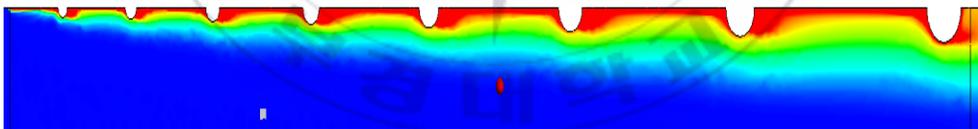
(a) Temperature contour legend



(b)  $\alpha = 1$



(c)  $\alpha = 1.1$



(d)  $\alpha = 1.2$

Fig. 9 Temperature contour of turbulence promoters with  $Re=8000$ ,  
 $P/e=15$ ,  $e/H=0.04$

## 3.2 압력강하

공기식 PV/T 시뮬레이션 모델 내 반원 저항체를 설치하면 열전달 성능은 향상되지만, 이에 따라 유동 저항이 생겨 압력강하가 발생하므로 추가적인 분석이 필요하다. 따라서 압력강하를 확인하기 위해 마찰계수 ( $f$ )를 이용하였다.  $f$ 는 시뮬레이션 결과와 식 (10)으로부터 얻을 수 있는데 압력강하( $\Delta P$ )는 시뮬레이션을 통해 구했고, 나머지는 Table 1, 2를 참고하였다. 또한, 저항체가 없는 매끈한 덕트와의 마찰 인자 값 비교를 위해  $f/f_s$  를 구하였다.  $f_s$ 는 식(11)의 Blasius 식을 이용하여 구하였다.

Friction factor equation

$$f = \Delta P D_h \frac{1}{L 2 \rho V^2} \quad (10)$$

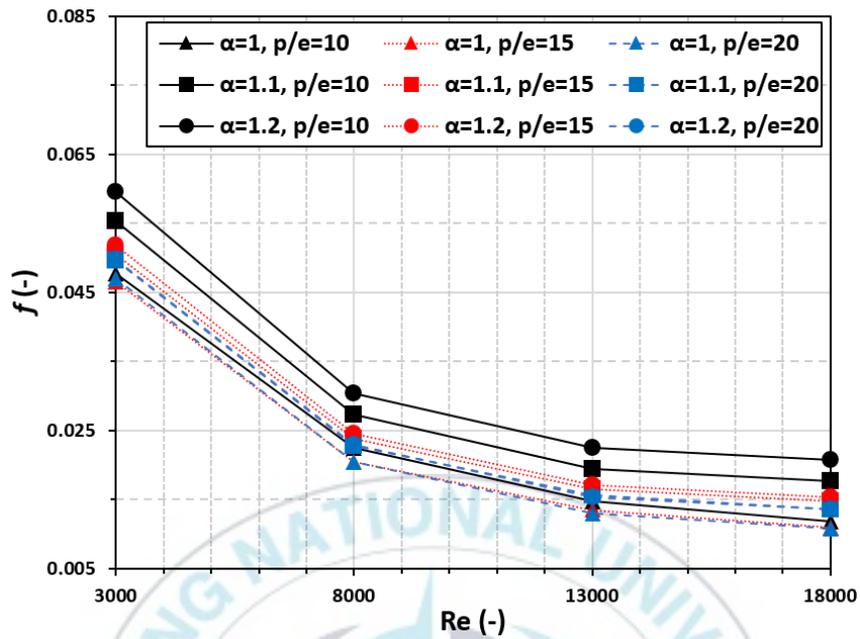
Blasius equation

$$f_s = 0.0791 Re^{-0.25} \quad (11)$$

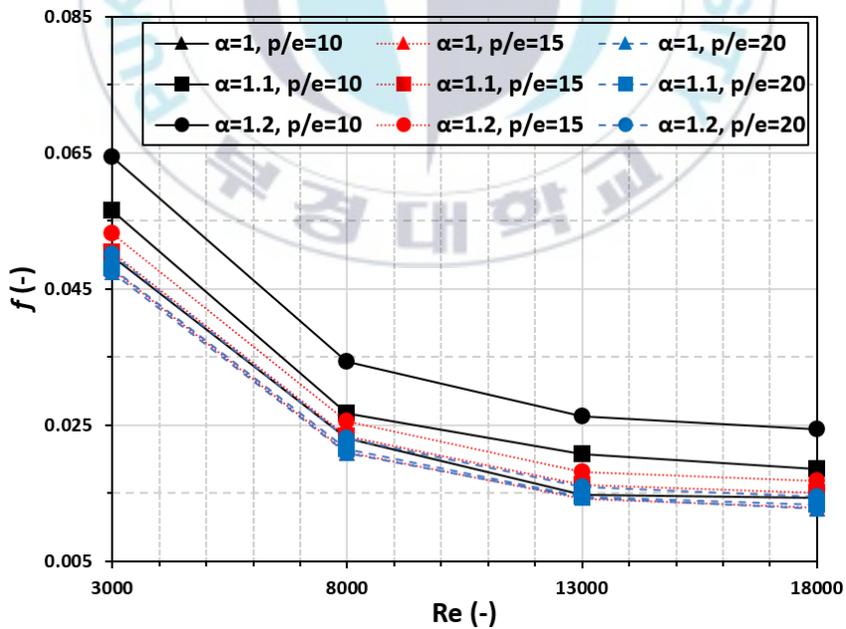
Fig. 10 (a), (b), (c)는 각각  $e/H=0.02$ ,  $e/H=0.04$ ,  $e/H=0.08$ 일 때 압력강하를 나타낸 그래프이다. (a), (b), (c)에서 모두 공기 유동이 빠를 수록 압력강하가 감소함을 확인할 수 있다. 다른 조건이 같을 때  $e/H=0.02$ ,  $0.04$ ,  $0.08$  순으로  $\alpha = 1, 1.1, 1.2$  순으로 압력강하가 작음

을 알 수 있는데, 이는 저항체 높이와 면적이 작을수록 와류 영역이 감소함에 따라 저항체 상부로 주 유동이 형성될 뿐 아니라 유동 공기에 저항으로 작용하는 부분이 줄어들었기 때문으로 판단된다. 또한, 다른 조건이 동일할 때  $P/e=10, 15, 20$  순으로 압력강하가 큰 경향성을 보였는데, 이는 반원 저항체 설치 간격이 조밀할수록 저항체 설치 개수가 늘어나면서 압력강하가 증가했기 때문으로 생각된다.  $Re=18000, e/H=0.02, P/e=20, \alpha=1$  일 때 최소  $f=0.0109$ 에서  $Re=3000, e/H=0.08, P/e=10, \alpha=1.2$  일 때 최대  $f=0.0697$ 의 값을 보였다.

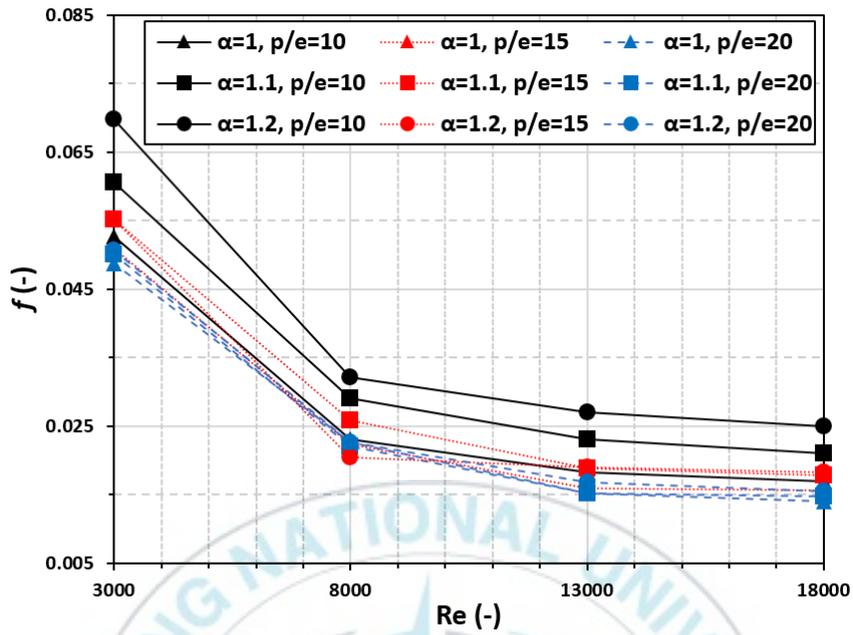
Fig. 10 (d), (e), (f)는 각각  $e/H=0.02, e/H=0.04, e/H=0.08$ 일 때 저항체가 없는 공기 유동 채널을 가진 난류 모델과 압력강하 비교를 통해  $f/f_s$ 를 계산하여 압력강하 증가 정도를 나타내었다. 반원 저항체 형상조건과 유동 조건에 따른 압력강하 증가 정도는 (a), (b), (c)의 압력강하를 나타낸 그래프와 유사한 경향성을 보였다. 압력강하 증가 정도는 저항체가 없는 모델과 비교해 최소 1.59배에서 최대 6.53배까지 증가했다. 최종적으로 공기 유동이 빠를수록,  $e/H=0.02, 0.04, 0.08$  순으로  $\alpha=1, 1.1, 1.2$  순으로  $P/e=20, 15, 10$  순으로 압력강하가 작음을 확인하였다.



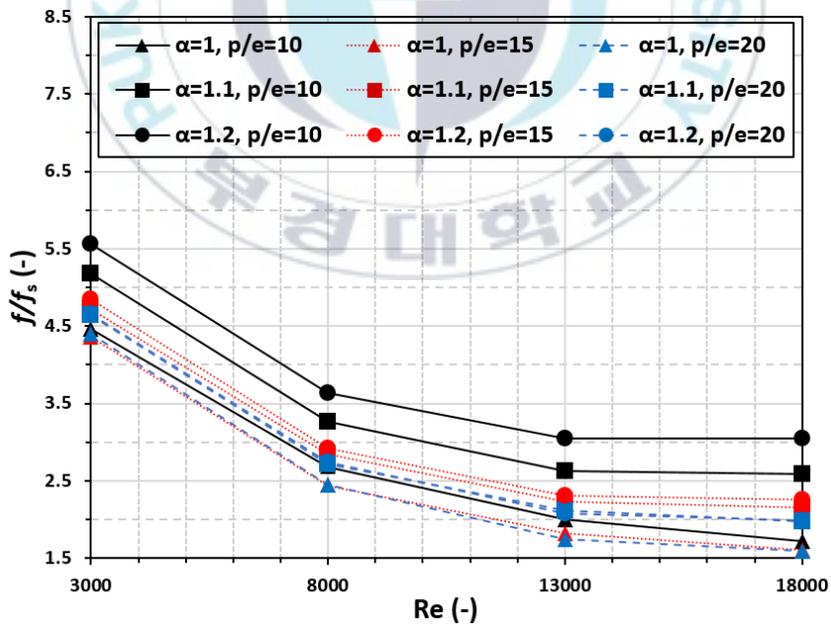
(a) Pressure drop (e/H=0.02)



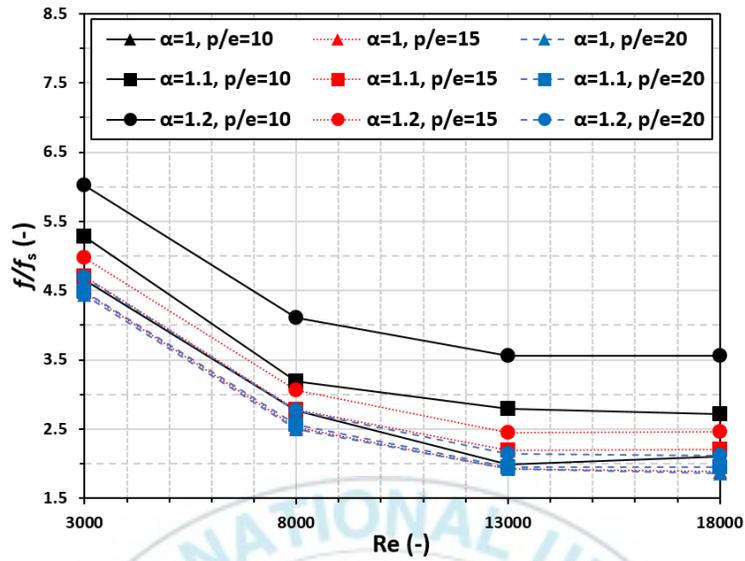
(b) Pressure drop (e/H=0.04)



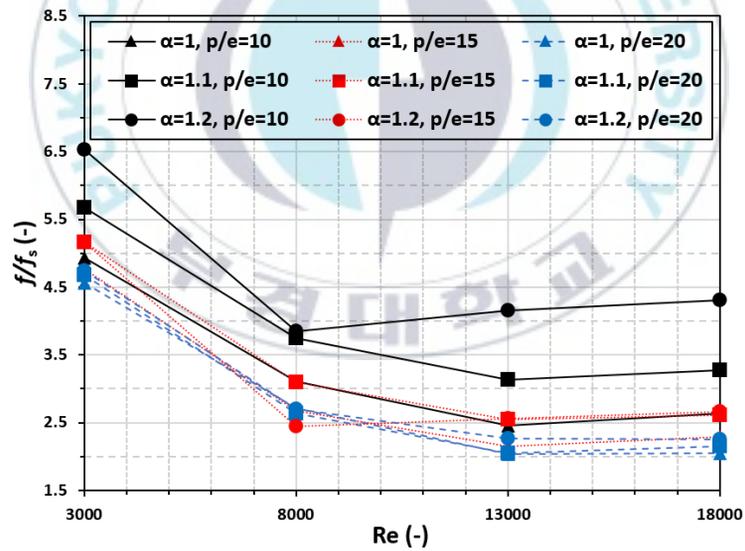
(b) Pressure drop ( $e/H=0.08$ )



(d) Increment of pressure drop ( $e/H=0.02$ )



(e) Increment of pressure drop ( $e/H=0.04$ )

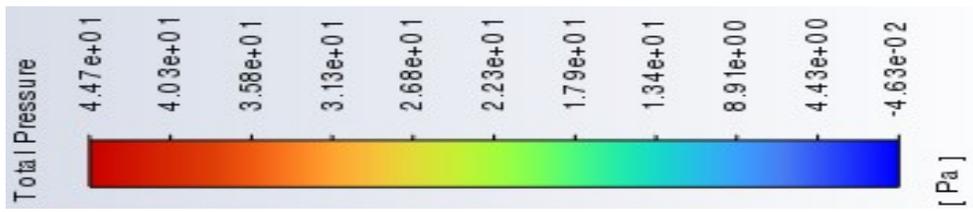


(f) Increment of pressure drop ( $e/H=0.08$ )

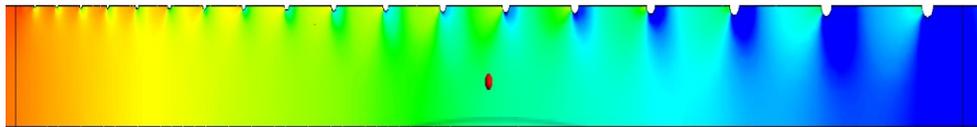
Fig. 10 Pressure drop depending on flow conditions and shape conditions of turbulence promoters

Fig. 11 (b), (c), (d)는  $Re=8000$ ,  $P/e=15$ ,  $\alpha=1.1$ 에서 각각  $e/H=0.02$ ,  $e/H=0.04$ ,  $e/H=0.08$ 일 때 Contour 기능을 이용해 압력 분포를 그림으로 가시화하였다. Fig. 12 (b), (c), (d)는  $Re=8000$ ,  $P/e=15$ ,  $e/H=0.04$ 에서 각각  $\alpha=1$ ,  $\alpha=1.1$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 Contour 기능을 이용해 압력 분포를 그림으로 가시화하였다. (b), (c), (d)에서 확인할 수 있듯이 다른 조건이 같을 때  $e/H=0.02, 0.04, 0.08$  순으로  $\alpha=1, 1.1, 1.2$  순으로 압력강하가 작은 것을 확인할 수 있다. 이는 주 유동에 미치는 영향과 유동 공기에 저항으로 작용하는 부분이 줄었기 때문으로 사료된다.

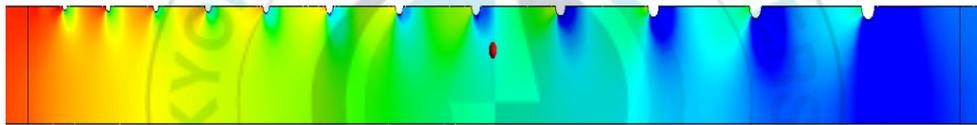




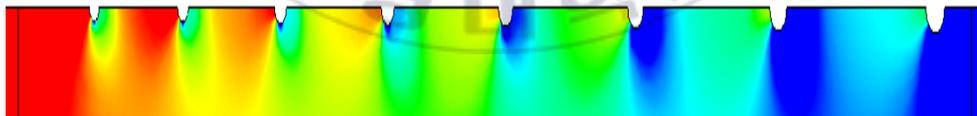
(a) Pressure contour legend



(b)  $e/H=0.02$

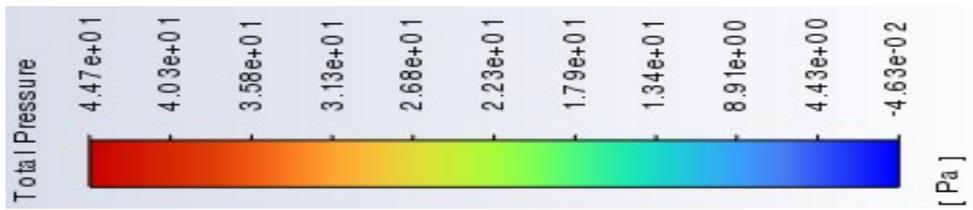


(c)  $e/H=0.04$

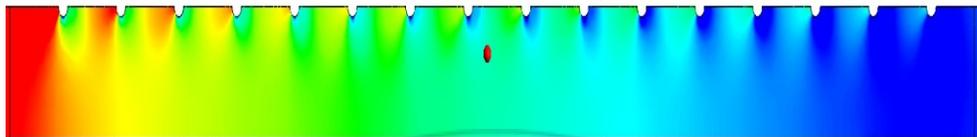


(d)  $e/H=0.08$

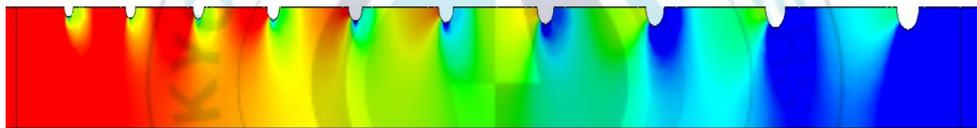
Fig. 11 Pressure contour of turbulence promoters with  $Re=8000$ ,  
 $P/e=15$ ,  $\alpha=1.1$



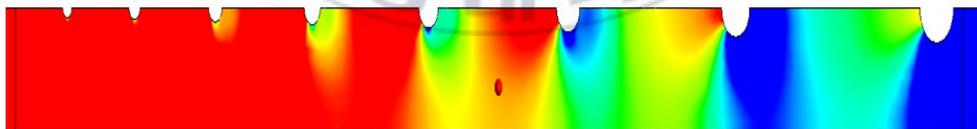
(a) Pressure contour legend



(b)  $\alpha = 1$



(c)  $\alpha = 1.1$



(d)  $\alpha = 1.2$

Fig. 12 Pressure contour of turbulence promoters with  $Re=8000$ ,  
 $P/e=15$ ,  $e/H=0.04$

### 3.3 열전달 성능계수

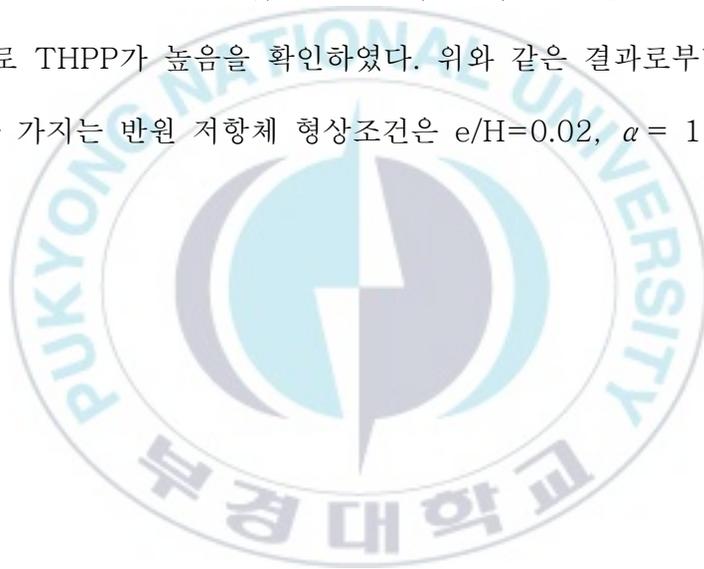
위의 결과들로부터 공기식 PV/T 시뮬레이션 모델 내 반원 저항체 설치로 인한 열전달 성능 향상에 압력강하 증가가 수반됨을 확인하였다. 따라서 반원 저항체 설치에 따른 열전달 성능 향상과 압력강하 증가를 동시에 고려할 필요가 있으며, 이에 본 연구에서는 Webb와 Gee<sup>23)</sup>가 제시한 성능계수(THPP) 식 (12)를 사용하였다.

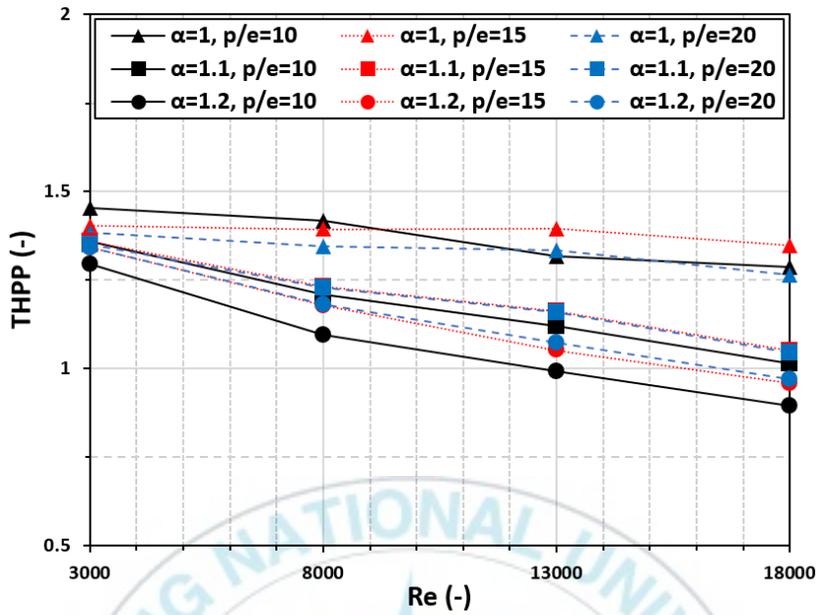
Webb and Gee equation

$$THPP = \frac{(Nu/Nu_s)}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (12)$$

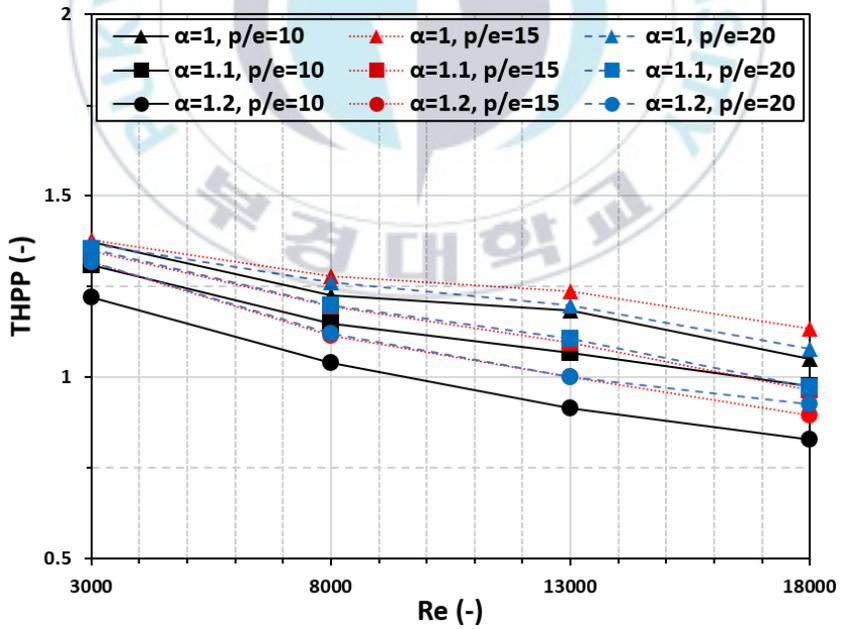
Fig. 13 (a), (b), (c)는 각각  $e/H=0.02$ ,  $e/H=0.04$ ,  $e/H=0.08$ 일 때 THPP를 나타낸 그래프이다. (a), (b), (c)에서 모두 공기 유동이 빠를수록 THPP가 감소하는 경향성을 보였다. 다른 조건이 같을 때  $e/H=0.02$ ,  $0.04$ ,  $0.08$  순으로 THPP가 높음을 알 수 있는데, 이는 저항체 높이와 면적이 작을수록 국부적인 속도 증가 시 저항체에 의한 영향을 덜 받아 열전달 성능이 커질 뿐 아니라 유동 공기에 저항으로 작용하는 부분이 줄어들어 압력강하가 감소하기 때문으로 판단된다. 또한, 다른 조건이 동일할 때  $\alpha = 1, 1.1, 1.2$  순으로 THPP가 크을 알 수 있는데, 이는  $\alpha$ 가 커질수록 와류 영역이 증가해 압력강하가 발생하고 이로 인해 저항체 상부로 주 유동이 형성되지 못하면서 열전달 성능이 감소했

기 때문에 생각된다. 다른 조건이 같을 때  $P/e$ 에 따른 THPP는 경향성이 드러나지 않았는데, 이는 반원 저항체 설치 간격이 조밀할수록 저항체 설치 개수가 늘어나면서 속도 증가 구간이 많아져 열전달 성능이 커지나, 압력강하 또한 증가했기 때문으로 보인다.  $Re=18000$ ,  $e/H=0.08$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 최소 THPP=0.75에서  $Re=3000$ ,  $e/H=0.02$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1$ 일 때 최대 THPP=1.45의 값을 보였다. 최종적으로 공기 유동이 빠를수록,  $e/H=0.02, 0.04, 0.08$  순으로  $\alpha=1, 1.1, 1.2$  순으로 THPP가 높음을 확인하였다. 위와 같은 결과로부터 가장 높은 성능을 가지는 반원 저항체 형상조건은  $e/H=0.02$ ,  $\alpha=1$ 임을 알 수 있다.

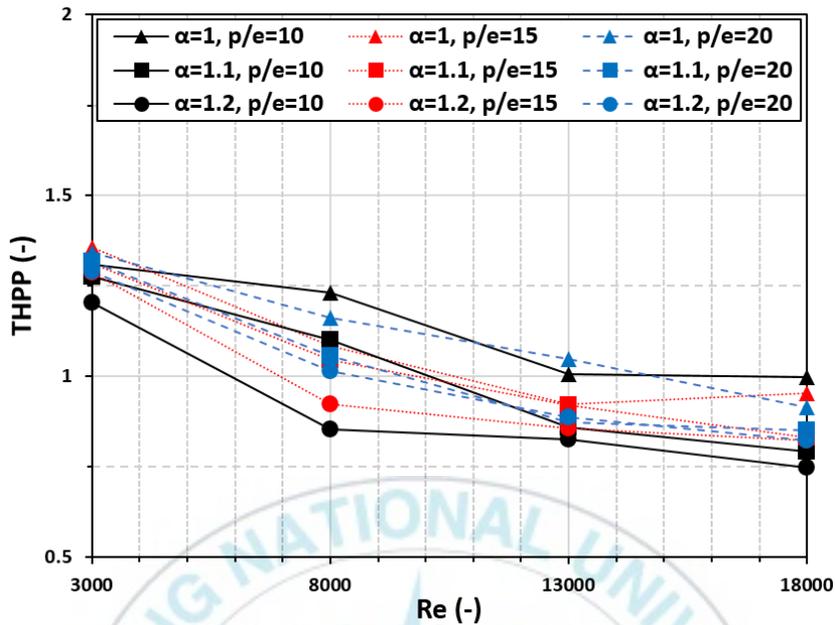




(a) THPP (e/H=0.02)



(b) THPP (e/H=0.04)

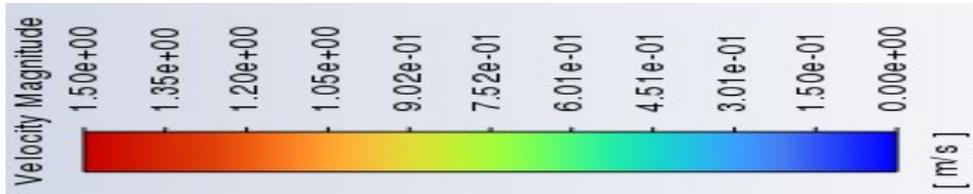


(c) THPP( $e/H=0.08$ )

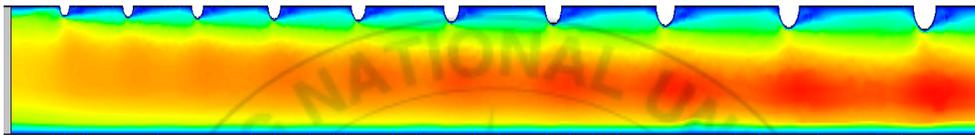
Fig. 13 THPP depending on flow conditions and shape conditions of turbulence promoters

Fig. 14 (b), (c), (d)는  $Re=8000$ ,  $e/H=0.04$ ,  $\alpha=1.1$ 에서 각각  $P/e=10$ ,  $P/e=15$ ,  $P/e=20$ 일 때 Contour 기능을 이용해 속도 분포를 그림으로 가시화하였다. Fig. 15 (b), (c), (d)는  $Re=8000$ ,  $e/H=0.04$ ,  $\alpha=1.1$ 에서 각각  $P/e=10$ ,  $P/e=15$ ,  $P/e=20$ 일 때 Contour 기능을 이용해 압력 분포를 그림으로 가시화하였다. (b), (c), (d)에서 확인할 수 있듯이 다른 조건이 같을 때  $P/e=10$ , 15, 20 순으로 열전달 성능과 압력 강하가 큰 것을 확인할 수 있다. 이는 저항체 설치 개수가 늘어나면서 압력강하가 증가하나, 속도 또한 빨라져 열전달 성능이 커졌기 때문으로

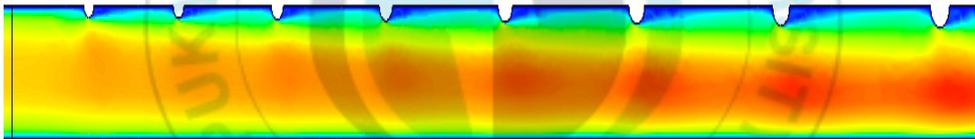
사료된다.



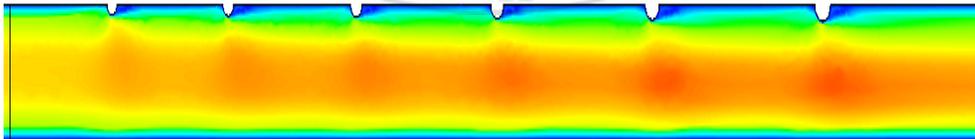
(a) Velocity contour legend



(b)  $e/H=0.02$

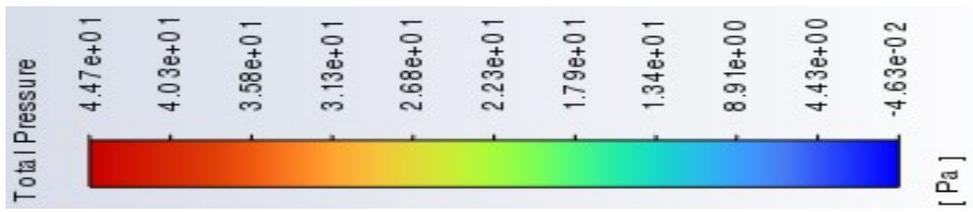


(c)  $e/H=0.04$

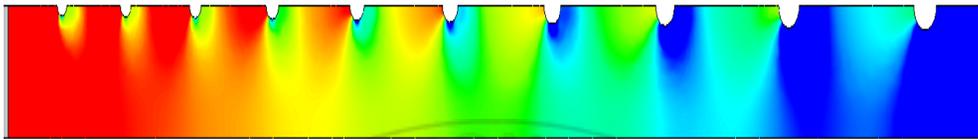


(d)  $e/H=0.08$

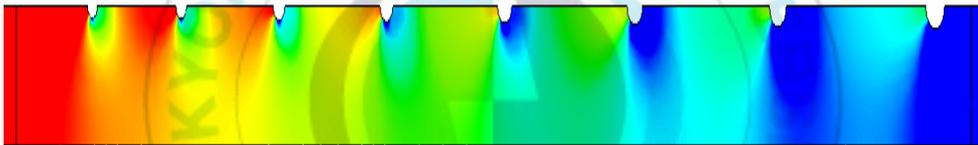
Fig. 14 Velocity contour of turbulence promoters with  $Re=8000$ ,  
 $e/H=0.04$ ,  $\alpha=1.1$



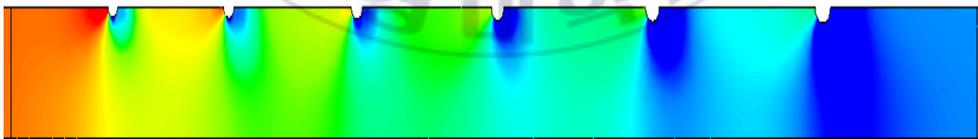
(a) Pressure contour legend



(b)  $P/e=10$



(c)  $P/e=15$



(d)  $P/e=20$

Fig. 15 Pressure contour of turbulence promoters with  $Re=8000$ ,  
 $e/H=0.04$ ,  $\alpha = 1.1$

## 제4장 결론

본 연구에서는 공기식 PV/T 시뮬레이션 모델 내 반원 저항체를 설치하여 유동 조건 및 반원 저항체 형상조건에 따른 열전달 및 압력강하 성능을 평가해 가장 높은 성능을 가지는 반원 저항체 형상조건을 확인하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 공기식 PV/T 시뮬레이션 모델 내 유동 조건과 반원 저항체 형상 조건에 따른 열전달 성능을 평가하기 위해 Nu를 이용하였고,  $Re=3000$ ,  $e/H=0.08$ ,  $P/e=20$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 최소  $Nu=26.37$ 에서  $Re=18000$ ,  $e/H=0.02$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1$ 일 때 최대  $Nu=78.72$ 의 값을 보였다. 공기 유동이 빠를수록,  $e/H=0.02, 0.04, 0.08$  순으로  $\alpha=1, 1.1, 1.2$  순으로  $P/e=10, 15, 20$  순으로 열전달 성능이 큼을 확인하였다.

(2) 공기식 PV/T 시뮬레이션 모델 내 반원 저항체를 설치하면 열전달 성능은 향상되지만, 이에 따라 유동 저항이 생겨 압력강하가 발생하므로 이를 확인하기 위해 마찰계수(f)를 이용하였고,  $Re=18000$ ,  $e/H=0.02$ ,  $P/e=20$ ,  $\alpha=1$ 일 때 최소  $f=0.0109$ 에서  $Re=3000$ ,  $e/H=0.08$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 최대  $f=0.0697$ 의 값을 보였다. 공기 유동이 빠를수록,  $e/H=0.02, 0.04, 0.08$  순으로  $\alpha=1, 1.1, 1.2$  순으로  $P/e=20, 15, 10$  순으로 압력강하가 작음을 확인하였다.

(3) 공기식 PV/T 시뮬레이션 모델 내 반원 저항체 설치에 따른 열전달 성능 향상과 압력강하 증가를 동시에 고려하기 위해 THPP를 이용하였고,  $Re=18000$ ,  $e/H=0.08$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1.2$ 일 때 최소 THPP=0.75에서  $Re=3000$ ,  $e/H=0.02$ ,  $P/e=10$ ,  $\alpha=1$ 일 때 최대 THPP=1.45의 값을 보였다. 공기 유동이 느릴수록,  $e/H=0.02$ , 0.04, 0.08 순으로  $\alpha=1, 1.1, 1.2$  순으로 THPP가 높음을 확인하였다.

(4) 위와 같은 결과로부터 가장 높은 성능을 가지는 반원 저항체 형상조건은  $e/H=0.02$ ,  $\alpha=1$ 임을 알 수 있다. 하지만, 추후 실제 실험에 적합한 최적 반원 저항체 형상을 얻기 위해서는 유동 조건 및 반원 저항체 형상조건에 대한 상관관계식 제시가 필요할 것으로 판단된다. 또한, 시뮬레이션 결과 타당성 검증을 위해 최적 반원 저항체 형상이 부착된 PV/T 실험과의 비교 분석 등의 추가적인 연구가 필요할 것으로 보인다.

## 참고문헌

1. Kim, S.B., Kim, J.Y., Kim, Y.B., An, B.H., Kim, Y.B., Son, C.H., and Choi, K.H., Heat Transfer Performance and Pressure Drop Analysis According to Shape Conditions of Turbulent Promoters and Flow Conditions in Air-Type PV/T Collectors, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 42, No. 1, pp. 87–101, 2022.
2. Choi, H.U., Choi, K.H., CFD Analysis on the Heat Transfer and Fluid Flow of Solar Air Heater having Transverse Triangular Block at the Bottom of Air Duct, Energies, Vol. 13(5), 2020.
3. Kim, S. M., Kim, J. H., and Kim, J. T., An Experimental Study on Thermal and Electrical Performance of an Air-type PVT Collector, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 39, No. 2, pp. 23–32, 2019.
4. Yu, J. S., Lee, K. S., Kim, J. H., and Kim, J. T., Study on Electrical and Thermal Performance Assessment of an Air-Type PVT Collector with Perforated Baffle, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 41, No. 1, pp. 25–34, 2021.
5. Choi, H.W., Kim, Y.B., Son, C.H., Yoon, J.I., and Choi, K.H., Research on the Heat Transfer and Pressure Drop by Installation

- Conditions of Rectangular Obstacle in a Solar Air Heater Based on CFD, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 39, No. 1, pp. 77–89, 2019.
6. Moon, K.W., Choi, H.U., Kim, Y.B., Yoon, J.I., Son, C.H., and Choi, K.H., Analysis of Heat Transfer Performance According to Installation Conditions of Various Protrusions with Non–uniform Cross–section in Air Space of Air–Type PV/T System, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 41, No. 1, pp. 79–92, 2021.
  7. Kumar, R., and Rosen, M.A., Performance Evaluation of a Double Pass PV/T Solar Air Heater with and without Fins, Appl. Therm. Eng, Vol. 31, pp. 1402–1410, 2011.
  8. Baissi, M.T., Brima, A., Aoues, K., Khanniche, R., and Moumami, N., Thermal Behavior in a Solar Air Heater Channel Roughened with Delta–Shaped Vortex Generators, Appl. Therm. Eng, Vol. 165, 2019.
  9. Gupta, A.D., Varshney, L., Performance Prediction for Solar Air Heater Having Rectangular Sectioned Tapered Rib Roughness Using CFD, Appl. Therm. Eng, Vol. 4, pp. 122–132, 2017.
  10. Singh, A.P., Thermal Performance Analysis of Semicircular and Triangular Cross–Sectioned Duct Solar Air Heaters Under

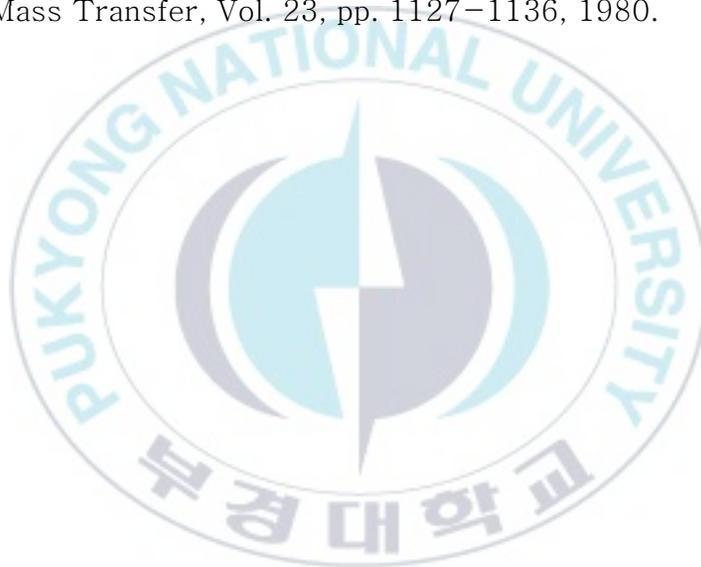
- External Recycle, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 20, pp. 316–336, 2018.
11. Heo, J.N., Shin, J.Y., Lee, D.H., and Son, Y.S., Numerical Study on the Pressure Drop and Heat Transfer Enhancement in a Flat–Plate Solar Collector, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 37, No. 4, pp. 316–323, 2013.
  12. Jha, P., Das, B., and Gupta, R., An Experimental Study of a Photovoltaic Thermal Air Collector (PVTAG): A Comparison of a Flat and the Wavy Collector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 163, pp. 1–13, 2019.
  13. Othman, M.Y., Yatim, B., Sopian, K., Abu Bakar, M.N., Performance studies on a finned double–pass photovoltaic–thermal (PV/T) solar collector. *Desalination*, Vol. 209, pp. 43–49, 2007.
  14. Kumar, R., and Rosen, M.A., Performance evaluation of a double pass PV/T solar air heater with and without fins. *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 31, pp. 1402–1410, 2011.
  15. Anil Singh Yadav, J.L. Bhagoria, A CFD (Computational Fluid Dynamics) based Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of a Solar Air Heater Provided with Circular Transverse Wire Rib Roughness on the Absorber Plate, *Energy*, Vol. 55, pp. 1127–

- 1142, 2013.
16. Anil Singh Yadav, J.L. Bhagoria, A CFD based Thermo–hydraulic Performance Analysis of an Artificially Roughened Solar Air Heater Having Equilateral Triangular Sectioned Rib Roughness on the Absorber Plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 70, pp. 1016–1039, 2014.
  17. ANSYS Fluent. Version 17.2, ANSYS Inc, 2016.
  18. ASHRAE Standard 93, Method of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, GA:American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 2003.
  19. Kamali, R., Binesh, A.R., The Importance of Rib Shape Effects on the Local Transfer and Flow Friction Characteristics of Square Ducts with Ribbed Internal Surfaces, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 35, pp. 1032–1040, 2008.
  20. Singh, S., Singh, B., Hans, V.S., and Gill, R.S., CFD (Computational Fluid Dynamics) Investigation on Nusselt Number and Friction Factor of Solar Air Heater Duct Roughened with Non–uniform Cross–section Transverse Rib, *Energy*, Vol. 84, pp. 509–517, 2015.
  21. Yadav, A.S., Bhagoria, J.L., A Numerical Investigation of Square

Sectioned Transverse Rib Roughened Solar Air Heater, Appl. Therm. Eng, Vol. 79, pp. 111–131, 2014.

22. Ansys Inc. ANSYS Fluent 12.0 User's Guide; Fluent Inc.: Lebanon, NH, USA, 2009.

23. Webb, R.L. and Gee, D.L., Forced Convection Heat Transfer in Helically Rib-roughened Tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 23, pp. 1127–1136, 1980.



## 감사의 글

부족한 저를 도와주시고 가르쳐주신 모든 분들께 감사 인사드립니다. 가장 먼저 최광환 지도교수님에게 진심으로 감사드립니다. 교수님 덕분에 이렇게 졸업을 할 수 있게 되었습니다. 2년의 시간 동안 정말 감사했습니다. 이외에도 도움을 주신 다른 냉동공조공학과 교수님들에게도 감사드립니다. 그리고 광암이 형, 옆에서 언제나 먼저 나서서 도움을 주었고 많은 부분에서 배울게 많았습니다. 크로스핏, 워터파크부터 시작해서 정말 소중한 기억에 남는 경험이 앞으로도 추억으로 기억될 거 같습니다. 2년의 시간 동안 정말 행복했습니다. 그리고 인한이, 옆에서 언제나 긍정적이고 주도적인 모습에 같이 졸업하는 동기지만 정말 배울점이 많은 친구였습니다. 앞으로도 행복한 기억만 가득했으면 좋겠습니다. 그리고 성빈이, 똑똑하고 진취적이고 사교성 좋고 일을 잘하는 동생입니다. 사수로써 정말 많이 배웠고 도움을 주어서 석사 과정을 잘 헤쳐나갈 수 있었습니다. 앞으로도 좋은 일만 가득했으면 좋겠습니다. 그리고 휘웅 선배, 휘웅 선배에게는 여러 부분에서 정말 많은 도움을 받았습니다. 앞으로도 모든 일 승승장구 하셨으면 좋겠습니다. 마지막으로 우리 가족 정말 사랑하고 진심으로 감사합니다. 그리고 은빈아 사랑한다.