



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

사각채널 내 난류촉진체 형상조건에 따른
전열성능 향상에 관한 수치해석 연구



2018년 8월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

장 인 근

공학석사학위논문

사각채널 내 난류촉진체 형상조건에 따른
전열성능 향상에 관한 수치해석 연구



지도교수 최 광 환

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2018년 8월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

장 인 근

이 논문을 장인근의 공학석사
학위논문으로 인준함

2018년 8월



주 심 공학박사 윤 정 인 (인)

위 원 공학박사 손 창 효 (인)

위 원 공학박사 최 광 환 (인)



Contents

LIST OF FIGURES	II
LIST OF TABLES	IV
ABSTRACT	V
NOMENCLATURES	VII
제1장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	3
제2장 수치해석	5
2.1 수치해석 모델	5
2.2 수치해석 방법	8
2.3 결과 분석 방법 및 모델 타당성 검토	11
제3장 결과 및 고찰	16
3.1 열전달	16
3.2 압력강하	27
3.3 성능계수	34
제4장 결론	37
참고문헌	39

List of Figures

Fig. 1 Schematic view of simulation model with boundary condition.....	6
Fig. 2 Schematic 3D model of 2D analysis for heat transfer performance in rectangular channel.....	6
Fig. 3 Shapes of turbulence promotor for analysis of heat transfer performance.....	7
Fig. 4 Close up view of computational domain of the two-dimensional non-uniform mesh.....	10
Fig. 5 Comparison between Nusselt number using different turbulence models with Dittus-Boelter equation.....	14
Fig. 6 Comparison between friction factor using different turbulence models with Modified-Blasius equation.....	14
Fig. 7 Average percent error of Nusselt number with different turbulence models.....	15
Fig. 8 Average percent error of friction factor with different turbulence models.....	15
Fig. 9 Nusselt number with respect to turbulence promotor with various.....	17
Fig. 10 Nusselt number enhancement with respect to turbulence promotor with various Reynolds number.....	17
Fig. 11 Velocity contours for triangle turbulence promotor with various Reynolds number.....	19
Fig. 12 Velocity contours for fin type turbulence promotor with various Reynolds number.....	20
Fig. 13 Velocity contours for quadrant turbulence promotor with various Reynolds number.....	21
Fig. 14 Velocity contours for square turbulence promotor with various	

Reynolds number	22
Fig. 15 Velocity vector for triangle turbulence promoter with various Reynolds number	23
Fig. 16 Velocity vector for fin type turbulence promoter with various Reynolds number	24
Fig. 17 Velocity vector for quadrant turbulence promoter with various Reynolds number	25
Fig. 18 Velocity vector for square turbulence promoter with various Reynolds number	26
Fig. 19 Friction factor with respect to turbulence promoter with various Reynolds number	28
Fig. 20 Friction factor enhancement with respect to turbulence promoter with various Reynolds number	28
Fig. 21 Pressure contours for triangle turbulence promoter with various Reynolds number	30
Fig. 22 Pressure contours for fin type turbulence promoter with various Reynolds number	31
Fig. 23 Pressure contours for quadrant turbulence promoter with various Reynolds number	32
Fig. 24 Pressure contours for square turbulence promoter with various Reynolds number	33
Fig. 25 Performance factor with respect to turbulence promoter with various Reynolds number	36
Fig. 26 Average value of performance factor for Reynolds number with respect to turbulence promoter	36

List of Tables

Table 1 Values of parameters	7
Table 2 Simulation conditions for boundary conditions of inlet air	10
Table 3 Simulation conditions for two-dimensional analysis	10



Numerical Analysis on the Heat Transfer Enhancement by Various Turbulence Promoter in Rectangular Channel

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, In-Geun Jang

Industry Pukyong National University

Directed by Professor Kwang-Hwan Choi

Abstract

The rapid increase in the use of fossil fuels since the industrial revolution has been accompanied by the conventional use of fossil fuels, as well as the depletion of conventional fossil fuels, as well as environmental problems, mineralization of resources in resource-rich countries, and waste. In order to cope with these resource and environmental problems, the necessity and urgency for the development of alternative energy such as renewable energy will be even greater.

The research on solar and photovoltaic systems using dual solar energy has been actively carried out. In the case of photovoltaic modules, the power generation efficiency is decreased due to the temperature rise due to the solar radiation input. In order to solve the problem that occurs lower than the autumn, when the heat transfer to the air channel through which the air flows from the back surface of the solar cell is caused, only a simple air channel is installed, so that both the solar heat air and the air solar / Heat efficiency is shown. Therefore, it is necessary to improve the heat transfer performance from the absorption plate or the solar module into the air channel. One of these methods is to install a turbulence promoter in the air channel to increase the local velocity between the upper heat transfer portion and the flow air and to change the air flow by the turbulence promoter in the air channel that can make heat transfer performance becomes higher.

Thus, in this study, numerical analysis for confirming heat transfer and

pressure drop according to the shape of turbulent promoter was conducted. The purpose of this study is to find suitable shapes for the system. The turbulence promoter was installed in a heat transfer section in a rectangular channel for triangular, pin type, quadrant and square shapes. Heat flux of 1000W/m^2 was applied to the upper side surface as a heat source. Heat transfer performance was evaluated according to the shape of the turbulence promoter.

As a result, it was found that heat transfer performance was improved from 1.29 times to 1.45 times when the square shape turbulence promoter was installed than the heat transfer in smooth duct. Also results show that the heat transfer performance increases significantly in the order of triangle, pin type, and quadrant. In case of friction factor representing pressure drop have a large value in the order of pin type, triangle, square, and quadrant. It is also found that the value increases from 5.41 times to 11.4 times. In addition, it was confirmed that the increase of the pressure drop was accompanied by the increase of the heat transfer performance due to the installation of the turbulence promoter in the square channel. Therefore, performance factor considering both the improvement of the heat transfer performance and the increase of the pressure drop was also confirmed and higher value was shown in order of square, triangle, quadrant, and pin type turbulence promoter. Thus, it is considered that the rectangular shaped turbulence promoter is suitable for practical application in the future. However, in case of square shape, the performance varies depending on the installation interval, height and length in the square channel. So, it is need to be carry out an additional examination of heat transfer and pressure drop with change of installation conditions for finding optimal installation conditions of this turbulence promoter.

Nomenclatures

u	: Velocity of fluid	[m/s]
p	: Pressure	[Pa]
H	: Height of air channel	[m]
h	: Height of obstacles	[m]
r	: Radius of protrusion	[m]
d	: Installation distance of obstacle	[m]
Re	: Reynolds number	[-]
Pr	: Prandtl number	[-]
Nu	: Nusselt number	[-]
D_h	: Hydraulic diameter	[m]
k_f	: Thermal conductivity	[W/mK]
h	: Convection heat transfer coefficient	[W/m ² K]
\dot{Q}	: Heat transfer rate	[W]
\dot{m}	: Mass flow rate of flow air	[kg/s]
C_p	: Specific heat	[kJ/kg K]
T_s	: Mean temperature of heat plate	[°C]
T_m	: Arithmetic mean temperature of flow air	[°C]
T_i	: Inlet air temperature	[°C]
T_o	: Outlet air temperature	[°C]
f	: Friction factor	[-]
I	: Turbulent intensity	[-]
L	: Absorber plate length	[m]

Subscript

air : Air

avg : average

Greek symbols

ρ : Density of fluid

[kg/m³]

μ : Dynamic viscosity coefficient

[Ns/ m²]

ν : Kinematic viscosity coefficient

[m²/ s]



제1장 서론

1.1 연구배경

화석연료 사용은 산업혁명 이후 급격히 증가하였으며, 국제에너지기구(IEA)는 2012년 11월 '세계 에너지전망' 보고서를 통해 2035년 까지 화석연료(석유, 천연가스, 석탄)는 세계에너지 수요의 75%로 대부분을 차지 할 것으로 예상했다[1]. 최근에는 종래의 화석 연료 고갈과 환경 문제 등이 크게 대두되고 있다. 특히 화석연료는 매장 지역의 편중이 심한 에너지원이며 자원보유국을 중심으로 한 자원무기화 현상도 발생하게 되며, 현재 주 에너지원들인 석유의 경우 약 50년, 천연가스 65년, 석탄 115년 이후 고갈될 것으로 전망되고 있으며[2], 채광 기술 등의 발달로 가채년수가 늘어난다 하더라도 에너지 자원이 유한하다는 것은 사실이다. 또한 환경 문제에 있어서도 온실효과 악화, 지구온난화, 오존층 파괴, 산성비, 생물 다양성 감소, 유해화학 물질 노출, 대기 및 수질 오염, 폐기물 등의 문제 등이 종래 화석 연료 사용에 따라 수반되고 있다.[3]

이러한 한정된 자원과 환경문제 대처를 위해서는 대체에너지인 신에너지 및 재생에너지 등의 개발이 필수적이며, 2012 유엔미래 보고서에 의하면 새로운 기술이나 인간의 습관 변화에 큰 변환이 일어나지 않으면 세계의 에너지 발전이 2050 년이 되어도 여전히 인간과 자연에 가장 해로운 화석연료를 쓰고 있을 것임을 지적 하였으며, 특히 우리나라 에너지 수입의존도는 통계가 시작된 1990년대 87.9%에서, 1997년 97.6%로 최고로 높고, 점차 낮아져 2015년 기준 94.8%를 보이고 있다.

이는 원자력을 이용한 전력의 생산 증가(2015년 34,765천toe)와, 신 재생에너지 생산 (2015년 12,839천toe)의 증가로 인해 에너지의 수입

의존도가 낮아지는 추세인 것으로 판단되나[4], 여전히 에너지를 전적으로 수입에 의존 하면서도 사용량은 세계 10위권 안에 포함되는 경우 에너지 자립 과 신재생에너지 개발에 대한 필요성이 더욱더 크겠다.

이에 따라 신재생에너지 연구 개발 및 보급 증진을 위한 다양한 노력들이 진행되어오고 있으며, 이 중 태양에너지와 같은 경우 태양열과 태양광 시스템으로 나뉘어 질 수 있다[5]. 태양열 시스템의 경우 집열기를 통해 태양으로부터 열에너지를 획득하여 건물의 급탕 및 난방 설비에 적용하거나 열구동 냉방시스템의 열원[6]으로 활용하기도 하고 나아가 집광형 집열기를 통해 집열 온도를 높여 발전 사이클에 이용하기도 한다. 태양광 시스템의 경우 태양에너지를 이용하여 전기를 생산하는 시스템으로 에너지 변환 과정 중 기계적, 화학적 작용이 없고 구조가 단순하며 유지 보수가 비교적 수월한 장점을 갖는다. 특히, 최근 발전 효율 증가와 가격 감소로 국내도 2015년 기준 태양광 설치 용량 세계 7위에 도달[7]하면서 많은 보급이 이뤄지고 있다.

또한 많은 보급이 이루어지고 있는 태양광 모듈의 경우 일사 유입으로 인한 온도 상승에 따라 발전 효율이 감소하는 단점을 갖고 있어 일사가 많은 여름철 발전 효율이 봄, 가을보다 낮은 경우가 발생하는 문제점이 있다. 즉 태양광을 100이라고 가정할 경우 전기로 전환되는 비율은 16~18%로 이고, 이것을 광전변환 효율이라하며, 통상 기준온도에서 1℃ 올라갈때 마다 효율은 0.5%씩 감소하는 것으로 알려져 있다. 따라서 이를 해결하기 위해 태양광/열 시스템에 관한 많은 연구가 진행되고 있다. 태양광/열 시스템은 태양광 모듈에서 발생한 열을 공기 혹은 물을 통해 회수하여 태양광 모듈 온도 감소를 통한 발전 효율 저감 방지뿐만 아니라 회수된 열을 난방에 사용하고자 하는 시스템이다.

이러한 태양에너지 분야 내에서도 많은 연구가 진행되고 있으나 이 중 태양열 공기가열기와 공기식 태양광/열 모듈과 같은 경우 일사가 유입되

는 흡수면 혹은 태양전지 배면에서 공기가 유동하는 공기 채널 내로의 열전달이 일어나게 되나, 단순 공기채널만 설치 시 태양열 공기가열기와 공기식 태양광/열 시스템 모두 낮은 열효율을 보이게 된다.

따라서 태양에너지가 유입된 흡수관 혹은 태양광 모듈에서 공기 채널 내 유동 공기로의 열전달 성능 향상이 필요하게 된다. 이 중 하나의 방안이 공기 채널 내 난류 촉진체를 설치하는 것으로, 공기 채널 내에 난류 촉진체가 설치 될 시 태양으로부터 얻어진 열이 전달되는 상부 전열부와 유동 공기 사이의 국부적인 속도 증가 및 기류 변화를 통해 열전달 성능이 가능하게 된다.

다만, 난류 촉진체 형상에 따라 전열부에서 공기로의 열전달 성능이 달라지게 되므로 어떤 형상을 취해야할지에 대한 조사가 필요하게 되며, 적절한 형상의 난류 촉진체가 설치되어 평판에서 공기채널로의 열전달 성능이 향상되게 될 시 태양에너지 이용 효율 증가가 가능하게 되고, 에너지 절감 및 신재생에너지 보급 확대 측면에도 일부 기여할 수 있을 것으로 사료된다.

1.2 연구목적

앞서 언급된대로 태양열 공기가열기 및 공기식 태양광/열 시스템 공기 채널 내 난류 촉진체가 설치될 시 상부 전열부에서 유동 공기로의 열전달 성능 향상이 기대된다. 따라서 이러한 열전달 성능 향상 정도를 확인해보기 위해 국내에서는 발열 평판 하부에 여러 형상의 핀을 설치하여 열전달 성능 향상 정도를 확인 해보았으며[8], 관련 수치해석 연구가 진행되기도 하였다[9]. 또한 국외에서는 하부 난류 촉진체 설치로 인한 태양열 공기가열기에서의 열전달 성능 향상에[10] 대한 실험적 연구가 다

수 진행된 바 있다. 다만, 일반적인 종래 난류 촉진체와 같은 경우 다수의 저항체가 배치된 형상인 경우 공기 유동 시 기류가 난류 촉진체로 유도되지 않는 부분이 발생하게 되며, 열전달이 일어나는 상부 전열부로 유도되어야 할 공기가 난류 형성 없이 유동되게 되어 전열 성능 향상에 불리한 측면이 있다.

이때 막대와 같이 수평 방향으로 끊임없는 난류 촉진체가 설치될 시 공기 채널 내 모든 유동 공기가 상부 전열부로 유도될 수 있어 종래에 다수의 저항체가 배치된 형상보다 좀 더 높은 열전달 성능 향상이 가능할 수 있을 것으로 사료되나, 해당 난류 촉진체의 형상에 따라 그 성능이 변하게 되므로 이에 대한 확인이 필요하게 된다.

따라서, 본 연구에서는 태양열 공기가열기 및 공기식 태양광/열 모듈과 같이 상부 전열부를 갖는 사각 채널 내 난류 촉진체 형상 조건에 따른 열전달 및 압력강하 증감 정도를 수치해석적 기법을 통해 확인해보고자 하였으며, 추후 실제 시스템에 적용 적합한 형상을 모색하는데 목적을 두었다.

제2장 수치해석

2.1 수치해석 모델

본 연구에서는 공기식 태양열 혹은 태양광/열 모듈과 같이 상부에 전열부를 갖는 사각 채널 내에서 난류 촉진체 형상 조건에 따른 열전달 및 압력강하 증감정도를 평가해보고자 하였다.

이때 수평 방향으로 끊임없는 막대 형상의 난류 촉진체가 설치된 경우 유동장 내 공기 유동 및 열전달 현상은 대칭으로 간주될 수 있으므로 해당 연구에서는 해석의 편의성 및 수렴 시간 감소를 위해 2D 해석을 실시하였다.

Fig. 1에는 해석이 수행된 모델의 개략적인 모습과 경계조건을 같이 나타내었으며 Fig. 2에는 해석 모델의 3D 개념도를 나타내었다. 열전달이 일어나는 전열부 길이는 800mm로 되어있으며, 공기 유입부와 유출부는 완전 발달 유동을 모사하기 위해 ASHRAE 기준을 참고하여 450mm, 790mm로 주었다[11]. 또한 덕트 높이의 경우 공기 유입 및 유출부와 전열부 모두 실제 태양열 공기가열기 및 공기식 태양광/열 시스템을 참고하여 100mm로 되어있으며 덕트 너비는 500mm로 되어있다. 높이 및 너비를 고려한 수력직경은 0.167m이며 아스펙트 비는 5를 갖게 된다.

난류 촉진체는 사각 채널 내 길이 800mm의 전열부에 설치되어 있으며 200mm 간격으로 같은 형상의 난류 촉진체 3가지가 설치되어 있다. 해석에 이용된 난류 촉진체 형상의 경우 삼각형, 핀 타입, 사분원, 정사각형 네 가지 형상 조건에 대해 조사되었으며 Fig. 3에는 해당 난류 촉진체 형상의 3D 모델을 나타냈으며, 상세한 치수 조건은 Table. 1 나타난바와 같다

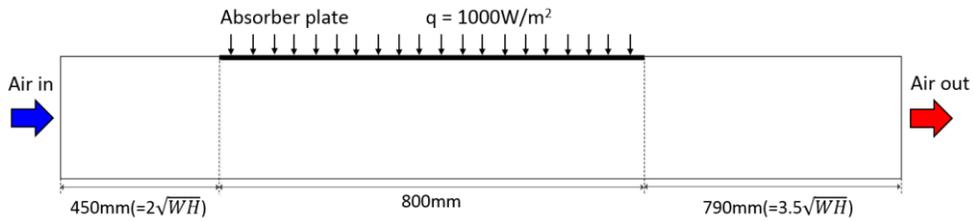


Fig. 1 Schematic view of simulation model with boundary condition

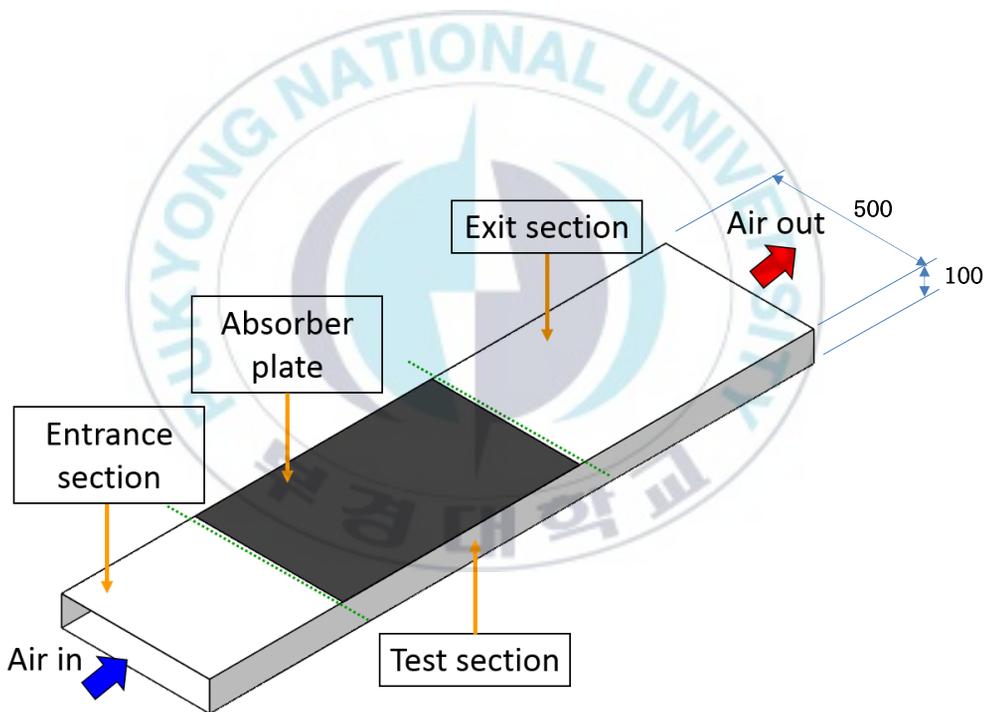


Fig. 2 Schematic 3D model of 2D analysis for heat transfer performance in rectangular channel

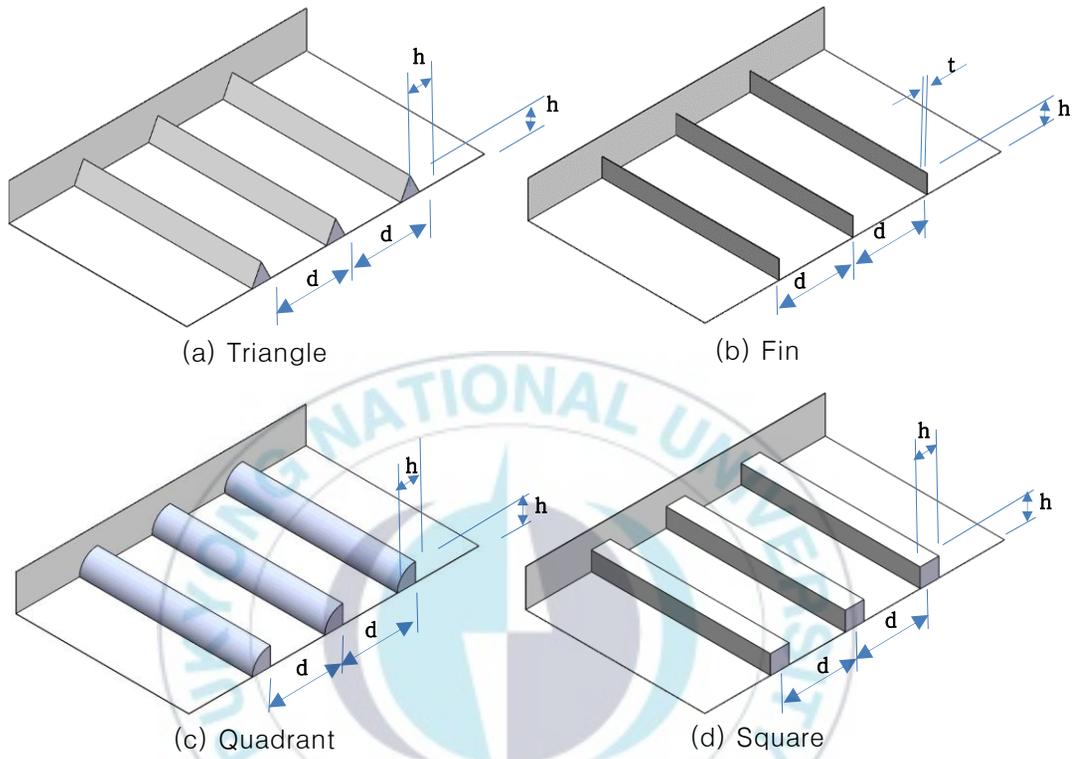


Fig. 3 Shapes of turbulence promoter for analysis of heat transfer performance

Table 1 Geometric conditions of turbulence promoter

Parameter	Value(m)
h	0.05
d	0.2
t	0.001

2.2 수치해석 방법

본 연구에서는 전열부를 갖는 사각채널 내 난류 촉진체 형상에 따른 전열 성능을 수치해석적으로 평가해보고자 하였다. 사용된 열유체 해석 프로그램은 SOLID WORKS FLOW SIMULATION 은 열유체의 경향 분석에 유리한 프로그램 생각되어 조밀한 해석의 격자에 유리한, ANSYS의 FLUENT를 이용해 모델의 제작 및 해석 수행을 실시하였다[13]. 제작된 모델의 경우 Fig. 1과 Fig. 2에 나타난 바와 같이 공기 유입구 및 취출구가 설치되어 있고 열전달이 일어나는 전열부를 갖는 구조로 제작이 되었다.

경계조건의 경우 입구 공기는 300K의 조건을 주었으며 취출구는 대기압 조건을 주었다. 사각 채널 내 발열부와 같은 경우 1000W/m²의 일정한 열유속 조건을 주었으며, 난류 촉진체 형상 변화에 따른 전열 성능 평가로 나머지 외면은 단열 조건으로 하였다. 유입 공기의 경우 Re수 4,000, 7,000, 10,000, 13,000, 16,000의 다섯가지 조건을 주었으며 수력직경을 고려한 속도 값을 경계조건으로 부여하였고, 좀 더 상세한 조건은 Table. 2에 나타난바와 같다. 또한 해당 Re수는 난류 범위에 속하며 따라서, 아래와 같은 난류 강도를 이용해 해석을 수행하였다.

$$I = \frac{u}{u_{avg}} = 0.16Re_{D_h}^{-1/8} \quad (1)$$

Reynolds수[12]는 아래식을 이용하여 구했으며, 여기에서 사용된 평균 속도는 덕트에서 유입되는 공기와 취출공기의 산술 평균값을 사용하였다.

$$Re = \frac{V_{avg}D_h}{\nu} \quad (2)$$

수렴조건은 연속방정식 10^{-3} , 나머지 항은 10^{-6} 미만으로 하였으며, Fig. 4에 나타난바와 같이 온도 변화가 심한 전열부에서는 좀 더 조밀하게 격자를 형성하였으며, 총 셀수는 난류 촉진체 형상에 따라 35만에서 40만개 이내에 분포되었다. 해석은 위와 같은 해석 조건에서 전열부 내 난류 촉진체 형상을 바꿔가며 각각 수행되었고, 좀 더 상세한 조건은 Table. 3에 나타난바와 같다.



Table 2 Simulation conditions for boundary conditions of inlet air

Re (-)	4,000	7,000	10,000	13,000	16,000
V_{avg} (m/s)	0.3506	0.6135	0.8764	1.1394	1.4023
Mass flow rate (kg/s)	0.0215	0.0376	0.0537	0.0698	0.0859
Turbulence Intensity (-)	5.674	5.290	5.060	4.896	4.771
D_h (m)	0.167	0.167	0.167	0.167	0.167

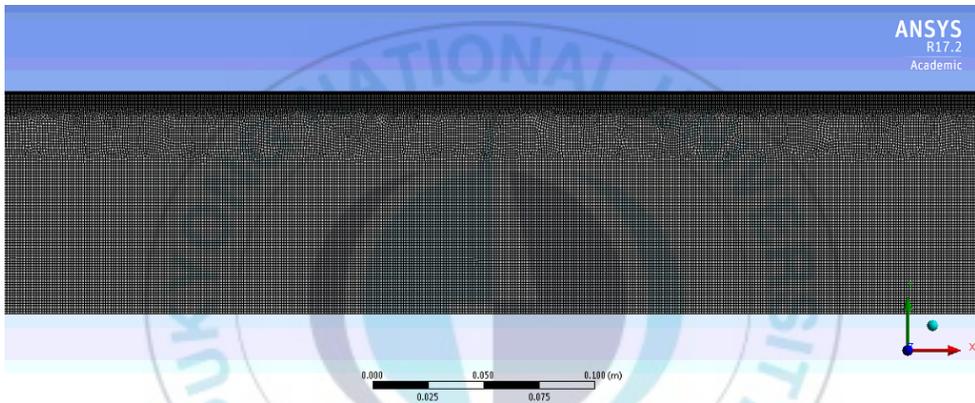


Fig. 4 Close up view of computational domain of the two-dimensional non-uniform mesh

Table 3 Simulation conditions for two-dimensional analysis

Parameter		Value
Duct size	Length (mm)	2,040
	Width (mm)	500
	Height (mm)	100
Heat flux (W/m^2)		1000
Hydraulic diameter (m)		0.167
Aspect ratio (-)		5
Inlet air temperature (K)		300
Outlet air pressure (Pa)		101325

2.3 결과 분석 방법 및 모델 타당성 검토

해당 연구에서는 전열부를 갖는 사각채널 내 난류 촉진체 형상 변화에 따른 전열 성능을 확인해보고자 하였으며, 이를 위해 열전달 및 압력강하의 증감과 성능계수 등을 평가해보았다. 열전달 성능은 Nusselt수[12]를 통해 비교 분석을 수행하였고 해석 결과와 다음과 같은 식을 이용하여 구하였다.

$$Nu = \frac{h_{air}Dh}{k_f} \quad (3)$$

수력직경은 형상에서 결정된 일정한 값이며 열전도도 k_f 의 경우 공기 열전도도이며 수력직경 Dh 는 형상 조건에 의해 결정되는 일정 값이다. 또한 공기 측 대류열전달계수 h_{air} 값은 해석 결과와 아래 식을 이용하여 구하였다.

$$h = \frac{\dot{Q}}{T_s - T_m} \quad (4)$$

여기서, T_s 와 T_m 은 열발생이 일어나는 평판 평균온도와 유동 공기 평균 온도이며 공기로의 전열량은 다음 식을 이용해 구하였다.

$$\dot{Q} = \dot{m}C_{p,air}(T_o - T_i) \quad (5)$$

마찰인자의 경우 수치해석 결과에서 얻어진 압력강하와 다음과 같은 식을 이용해 계산하였다.

$$f = \frac{2D_h \Delta P}{L \rho u_{avg}^2} \quad (6)$$

여기서, 일반적으로 사각채널 내 열전달 성능 향상을 위해 난류 촉진체를 설치할 시 공기 유동에 저항으로 작용하는 부분이 증가하여 압력강하의 증가 또한 수반되게 된다. 따라서 동일 압력강하 대비 열전달 성능 향상에 대한 평가가 필요하며, 본 연구에서는 다음과 같은 성능계수를 이용해 이에 대한 비교 분석을 수행하였다.

$$PF = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (7)$$

이때 Nu_0 와 f_0 는 난류 촉진체가 설치되지 않은 매끈한 사각채널에서의 Nusselt 수와 마찰인자를 의미한다.

또한 앞서 설명한 해석 조건과 분석 방법의 타당성 검증을 위해 본 연구에서는 여러 난류 모델을 사용하여 난류 촉진체가 삽입되지 않은 매끈한 사각채널에서 기존 연구자들에 의해 제시된 실험식과 해당 연구에서 얻어진 수치해석 결과를 이용해 구한 Nusselt 수를 비교해보았으며 아래와 같은 Dittus-Boelter 방정식과 Modified Blasius 실험식을 통해 비교를 수행하였다.

매끄러운 사각채널에서 완전 발달된 난류유동에서 유체가 가열될 때 Nusselt수[12]에 대한 간편한 관계식은 Dittus-Boelter 방정식으로 다음과 같다

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad \left(\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10,000 \end{array} \right) \quad (8)$$

매끄러운 사각채널 내 완전 발달 난류유동에서의 마찰인자 관계식인 Modified Blasius 식은 아래 나타난 바와 같다.

$$f = 0.085Re^{-0.25} \quad (9)$$

해석의 타당성 검증을 위하여 해당 연구에서는 여러가지 난류 모델을 이용하여 기존 실험식과 비교를 수행하였으며 각 난류 모델에 따른 Nusselt수 및 마찰인자 값을 Re수에 따라 Fig. 5 및 6에 비교해놓았다. 그 결과, Fig. 6과 7에 나타난바와 같이 난류 모델에 따라 열전달 성능의 경우 평균 퍼센트 오차 14.77%에서 최대 93.38%를 나타내었으며, 마찰인자의 경우 최소 9.24%에서 최대 81.10%정도를 보였다. 또한 열전달과 마찰인자 모두 고려 시 K- ω SST 모델이 12.23%의 오차를 보여 타 모델보다 실제 실험식과 비교적 잘 맞는 것으로 판단되었다. 또한 해당 식들이 실험식으로써 오차를 포함하고 있는 것을 감안하면 시뮬레이션 결과를 이용해 구한 Nusselt 수와 마찰인자 값이 실제 현상을 비교적 잘 대변하는 것으로 판단되었다.

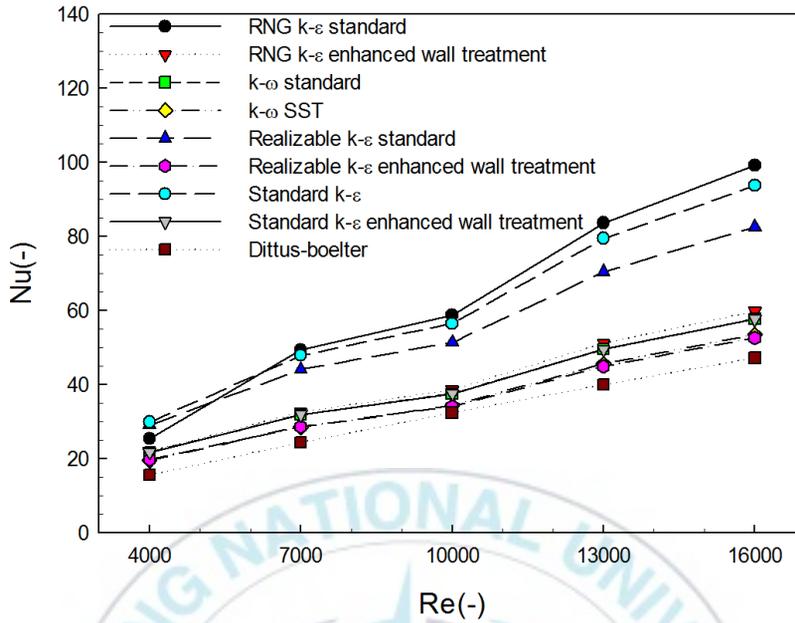


Fig. 5 Comparison between Nusselt number using different turbulence models with Dittus–Boelter equation

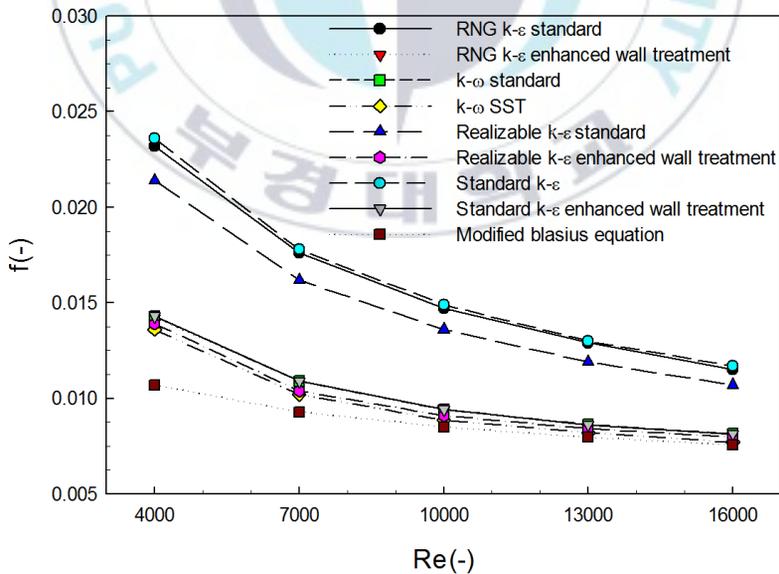


Fig. 6 Comparison between friction factor using different turbulence models with Modified–Blasius equation

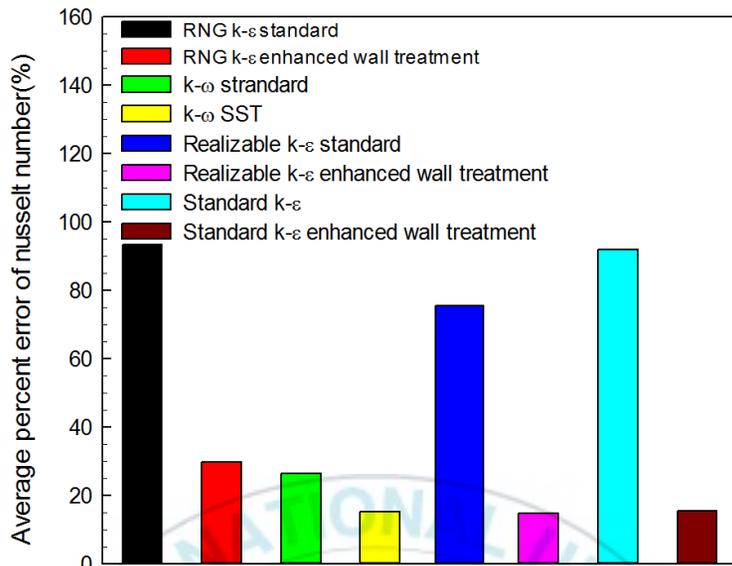


Fig. 7 Average percent error of Nusselt number with different turbulence models

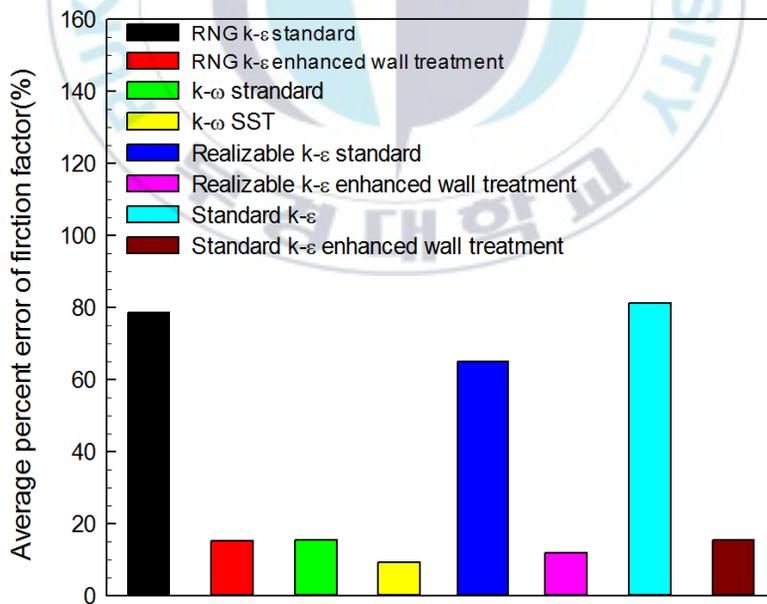


Fig. 8 Average percent error of friction factor with different turbulence models

제3장 결과 및 고찰

3.1 열전달

Fig. 9에는 해석에서 얻어진 결과값과 식(3)로부터 구해진 Nusselt수를 Re수와 설치된 난류 촉진체 형상별로 나타내었다. 그 결과, Nusselt수는 Re수 증가에 따라 그 값이 커지는 모습을 보였다. 이는 Re수 증가 시 유동장 내 공기 유동 속도가 증가하여 전열부에서 공기로의 열전달 성능이 향상되었기 때문으로 판단되었다. 또한 형상별로 사분원형 난류 촉진체가 설치되었을 때 Re수에 따라 25.25에서 최대 70.22의 값을 보여 조사된 형상 중 가장 낮은 값을 보였으며, 핀 타입이 27.46에서 77.40, 삼각형이 27에서 77.59를 보였으며 사각형상의 저항체가 설치되었을 때 27.48에서 79.54로 가장 높은 열전달 성능 향상이 이루어짐을 알 수 있었다.

이는 사분원형과 핀 타입, 삼각형의 경우 열전달이 일어나는 전열부를 지나는 유동 공기의 국부적인 속도 증가영역이 사각형 난류 촉진체가 설치되었을 때 보다 적었기 때문으로 사료되었으며, 이로부터 열전달이 일어나는 전열부에서의 국부적인 속도 증가 유도가 전열 성능 향상에 큰 영향을 미침을 알 수 있었다.

Fig. 10에는 난류 촉진체가 설치되지 않은 매끈한 사각채널에서의 열전달 성능 대비 난류 촉진체 설치로 인한 열전달 성능 향상을 나타내었다.

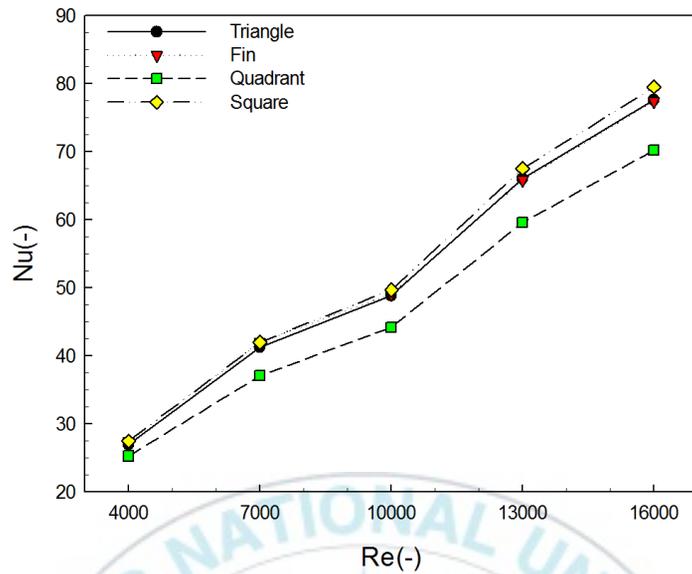


Fig. 9 Nusselt number with respect to turbulence promoter with various Reynolds number

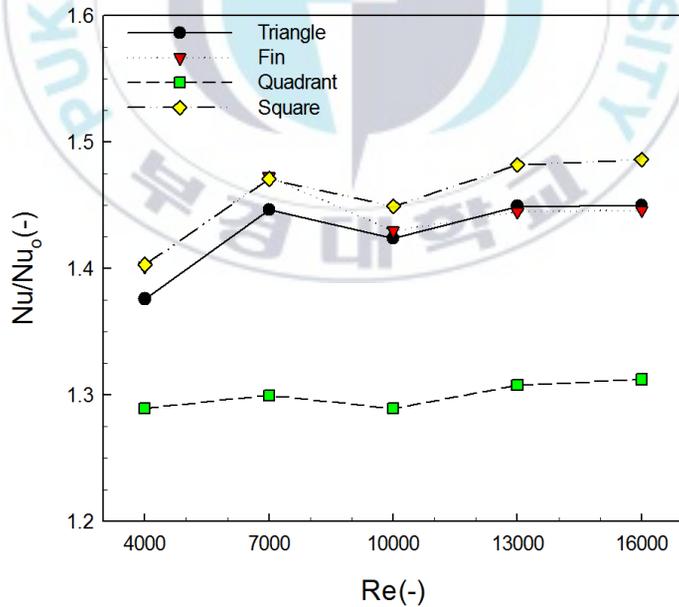
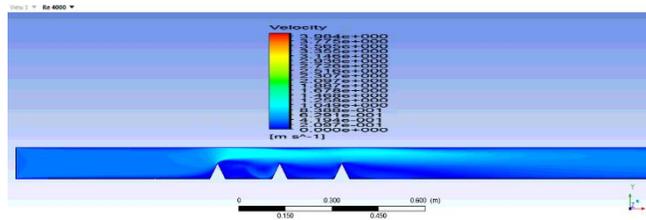


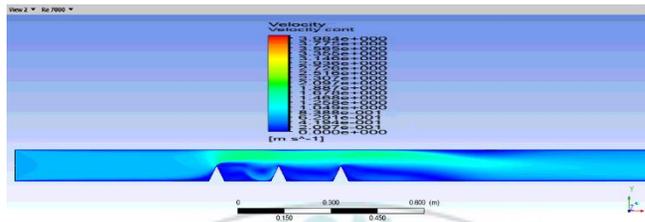
Fig. 10 Nusselt number enhancement with respect to turbulence promoter with various Reynolds number

Re수에 따라 사분원형 저항체의 경우 1.29배에서 1.31배로 유속 변화에 따른 영향이 크지 않고 가장 낮은 열전달 성능 향상을 보였고, 핀 타입에서 1.40배에서 1.47배의 열전달 성능 향상이 이뤄졌으며 삼각형 난류 촉진체에서는 1.38배에서 1.45배까지의 열전달 성능 향상이 확인되었다. 또한 Nusselt수가 가장 높은 값을 보인 사각형 난류 촉진체에서는 난류 촉진체가 설치되지 않은 매끈한 덕트 대비 1.40배에서 1.49배의 열전달 성능 향상이 일어남을 알 수 있었다. 또한 이러한 결과로부터 전열부를 갖는 사각 채널 내 난류 촉진체 설치로 인한 열전달 성능 향상 정도가 유효함을 알 수 있었다.

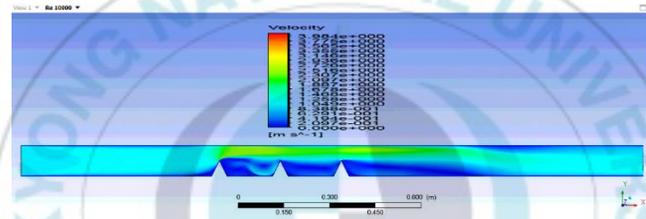
Fig. 11에서 14에는 각 난류 촉진체 형상 및 Re수에 따른 속도 등고선을 나타내었으며, Fig. 15에서 18에는 난류 촉진체 형상 및 Re수에 따른 속도 벡터를 나타내었다. 그림에서 확인할 수 있듯이 난류 촉진체 상부에서 유동 공기의 국부적인 속도 증가가 일어나는 것을 알 수 있었다. 또한 앞서 확인한바대로 사분형, 핀 타입 및 삼각 형상의 난류 촉진체에 비해 사각형 난류 촉진체에서 국부적인 속도 증가 영역이 좀 더 많음을 알 수 있었다. 다만, 각 난류 촉진체간의 사이 구간에서 와류 구간이 형성되어 향후 해당 구간과 같은 정체 영역 방지를 위한 추가적인 고려가 필요할 것으로 사료되었다.



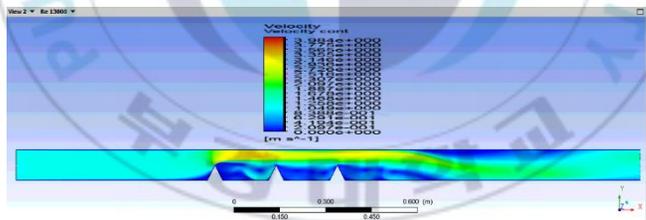
(a) $Re=4000$



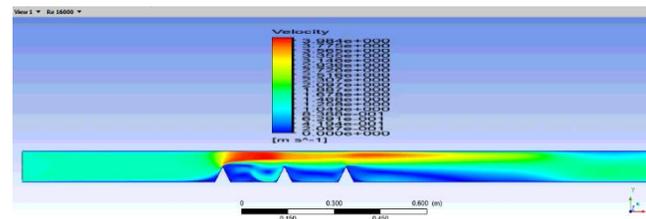
(b) $Re=7,000$



(c) $Re=10,000$

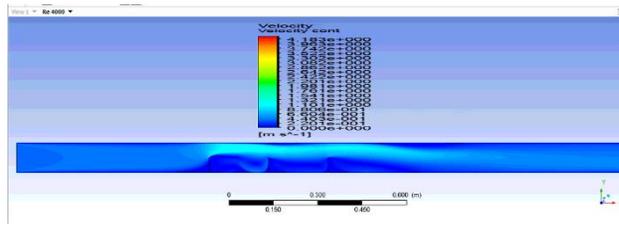


(d) $Re=13,000$

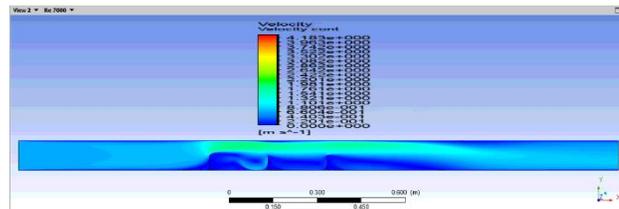


(e) $Re=16,000$

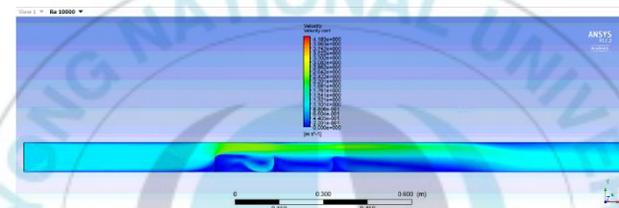
Fig. 11 Velocity contours for triangle turbulence promoter with various Reynolds number



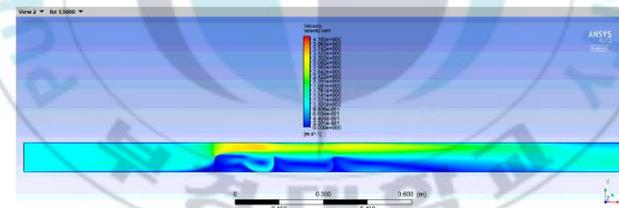
(a) $Re=4000$



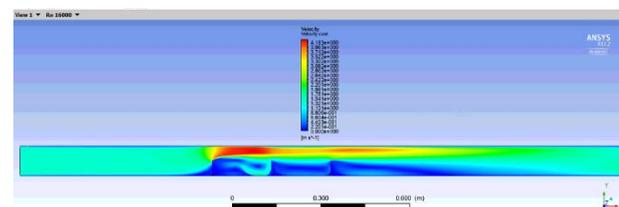
(b) $Re=7,000$



(c) $Re=10,000$

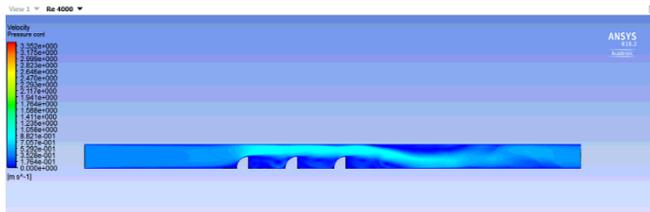


(d) $Re=13,000$

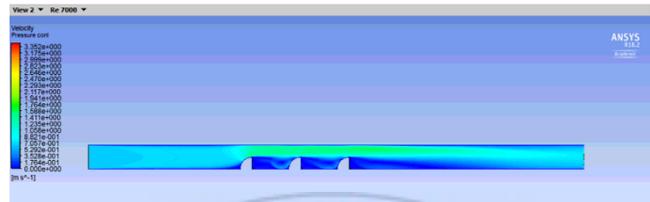


(e) $Re=16,000$

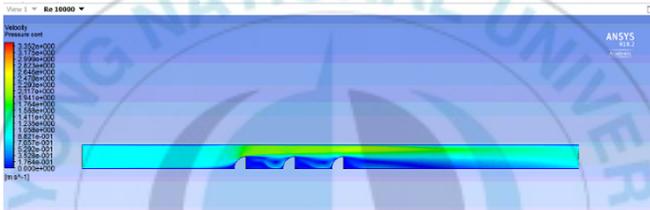
Fig. 12 Velocity contours for fin type turbulence promoter with various Reynolds number



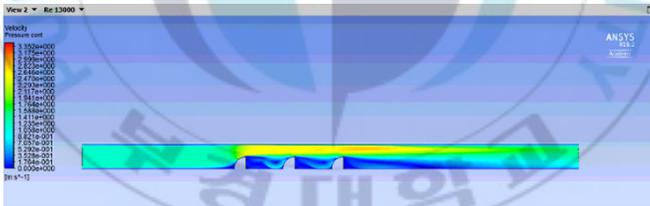
(a) Re=4000



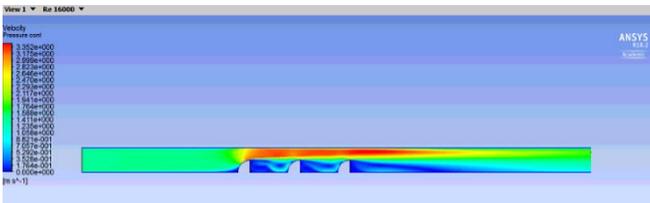
(b) Re=7,000



(c) Re=10,000

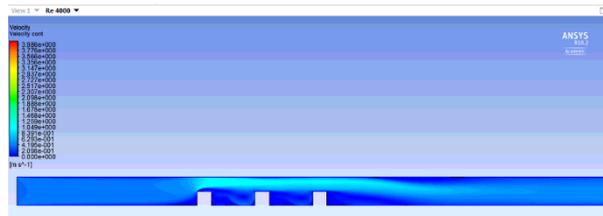


(d) Re=13,000

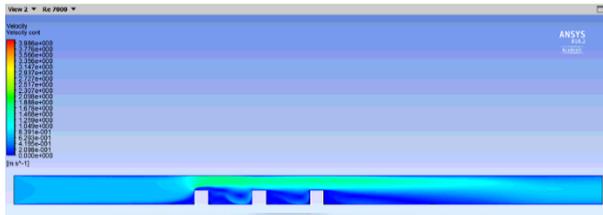


(e) Re=16,000

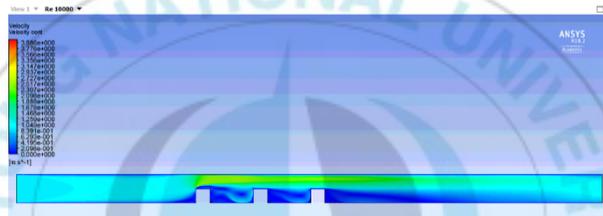
Fig. 13 Velocity contours for quadrant turbulence promotor with various Reynolds number



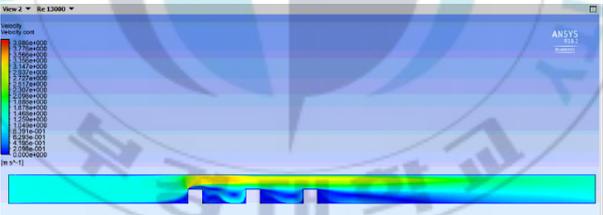
(a) Re=4000



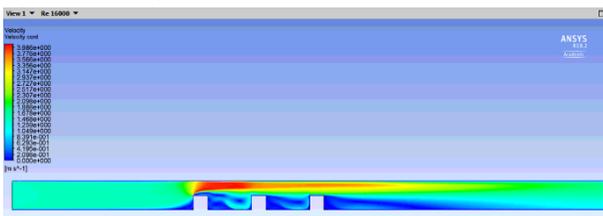
(b) Re=7,000



(c) Re=10,000

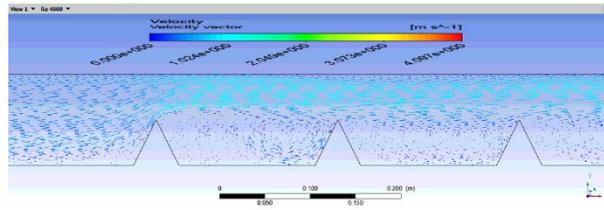


(d) Re=13,000

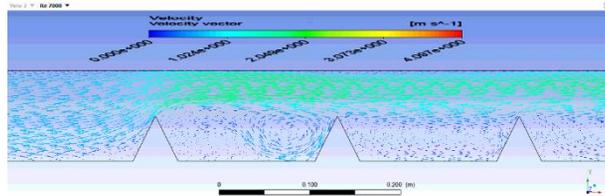


(e) Re=16,000

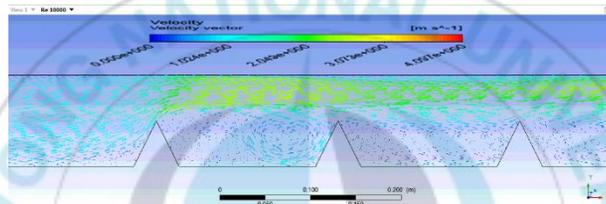
Fig. 14 Velocity contours for square turbulence promoter with various Reynolds number



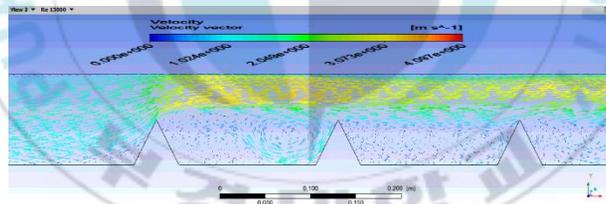
(a) $Re=4000$



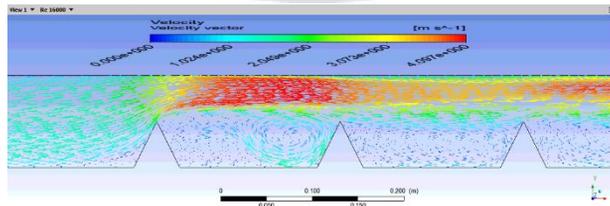
(b) $Re=7,000$



(c) $Re=10,000$

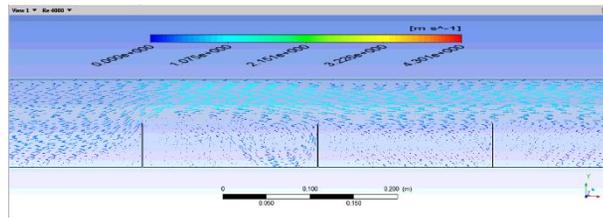


(d) $Re=13,000$

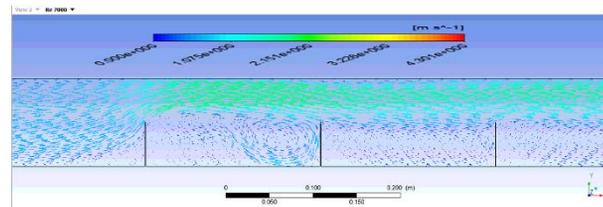


(e) $Re=16,000$

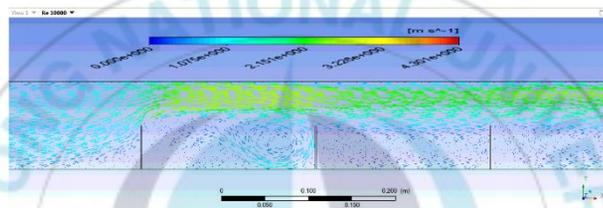
Fig. 15 Velocity vector for triangle turbulence promoter with various Reynolds number



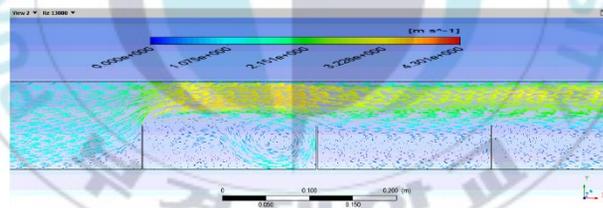
(a) $Re=4000$



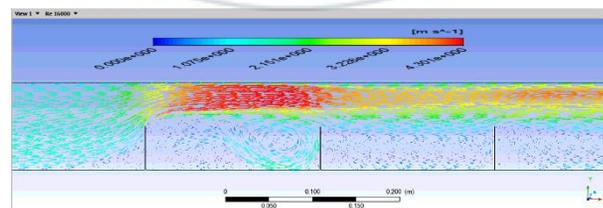
(b) $Re=7,000$



(c) $Re=10,000$

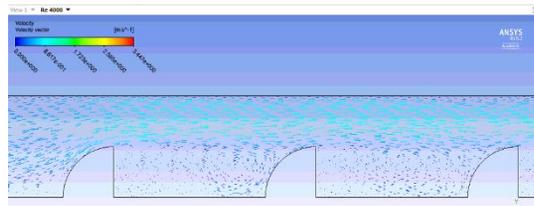


(d) $Re=13,000$

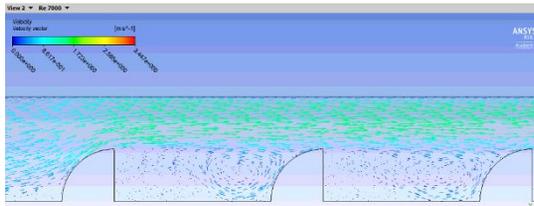


(e) $Re=16,000$

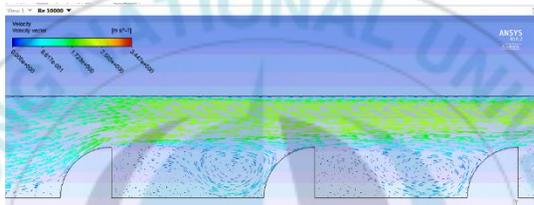
Fig. 16 Velocity vector for fin type turbulence promoter with various Reynolds number



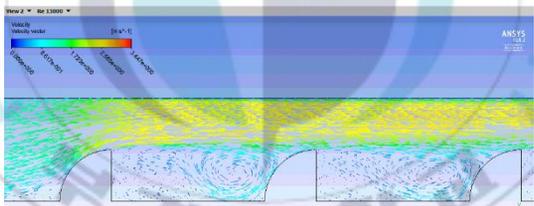
(a) Re=4000



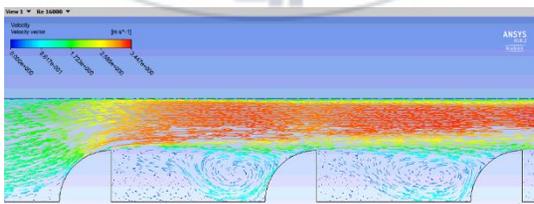
(b) Re=7,000



(c) Re=10,000

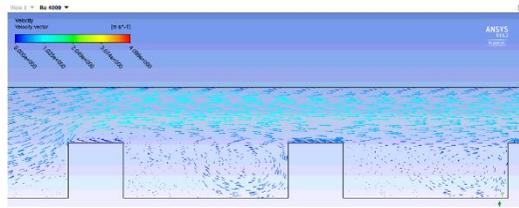


(d) Re=13,000

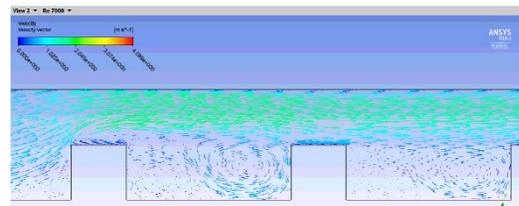


(e) Re=16,000

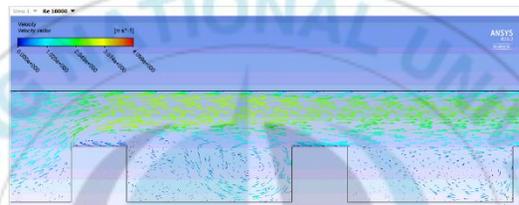
Fig. 17 Velocity vector for quadrant turbulence promoter with various Reynolds number



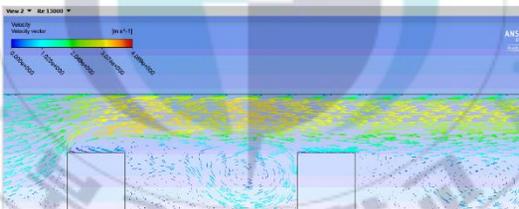
(a) $Re=4000$



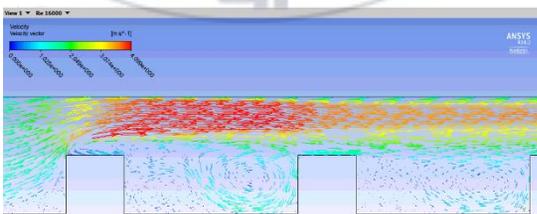
(b) $Re=7,000$



(c) $Re=10,000$



(d) $Re=13,000$



(e) $Re=16,000$

Fig. 18 Velocity vector for square turbulence promoter with various Reynolds number

3.2 압력강하

전열부를 갖는 사각채널 내 난류 촉진체가 설치 될 시 앞에서 확인한바와 같이 열전달 성능의 향상이 가능하게 된다. 하지만 난류 촉진체 설치로 인해 공기 유동에 저항으로 작용하는 부분이 많아져 압력강하 정도 또한 증가하게 된다. 이러한 압력강하는 전열부를 갖는 사각 채널이 적용되는 시스템 운전을 위한 동력과 관계되므로 중요한 인자 중 하나이다.

따라서 본 연구에서는 이러한 난류 촉진체 설치로 인한 압력강하 증가 정도를 확인해보았으며, 해석 결과로부터 얻은 압력강하 값과 식(6)를 이용해 구한 마찰인자를 Fig. 19에 나타내었다. 마찰인자의 경우 Re수와 형상 조건에 따라 최소 0.074에서 0.10정도의 값을 보였으며 Re수 증가에 따라 점차 감소하는 모습을 보였다. 이는 식(6)에 나타난바와 같이 속도 제곱에 반비례하며, 압력강하 증가보다 속도 제곱 항의 증가 정도가 더 컸기 때문으로 사료되었다.

형상에 따른 마찰인자 값의 경우 열전달 성능이 가장 낮았던 사분원형에서 해당 값 또한 가장 낮게 나왔으며 Re수에 따라 0.058에서 0.074 정도의 값을 나타내었다. 사각형 난류 촉진체의 경우 0.077에서 0.086의 값을 보여 사분원형 난류 촉진체보단 좀 더 높게 나왔으며, 삼각형 난류 촉진체의 경우 0.076에서 0.094의 값을 나타내 사분원형과 사각형 난류 촉진체보다 더 높은 값을 보였다.

가장 높은 마찰인자 값을 보인 형상은 핀 타입 난류 촉진체로 Re수에 따라 0.088에서 0.10의 값을 나타내었다. 이는 핀 타입의 경우 공기 유동에 수직으로 설치되어 타 난류 촉진체 형상보다 저항이 더 크고 난류 촉진체 길이가 짧아 와류 구간이 좀 더 길게 형성되었기 때문으로 판단되었다.

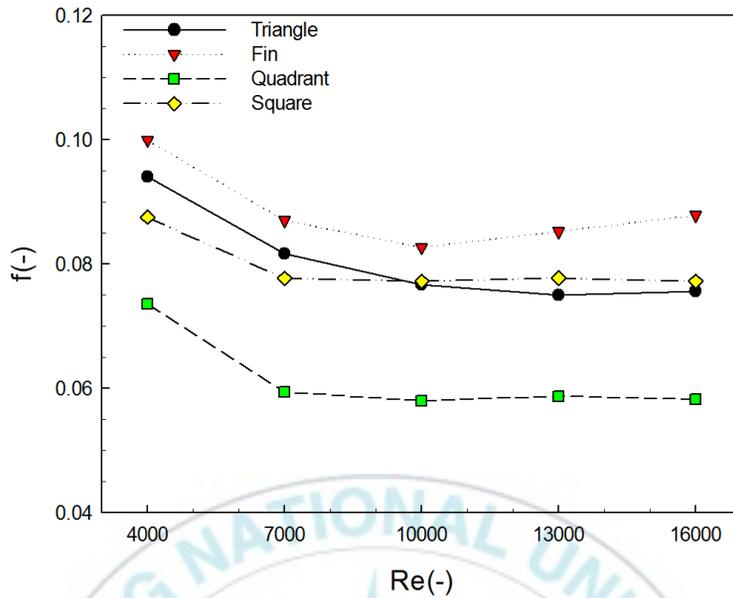


Fig. 19 Friction factor with respect to turbulence promoter with various Reynolds number

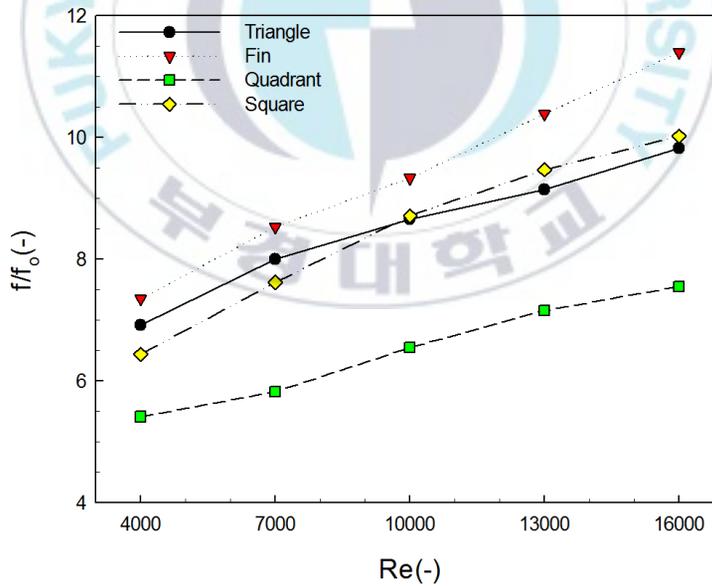
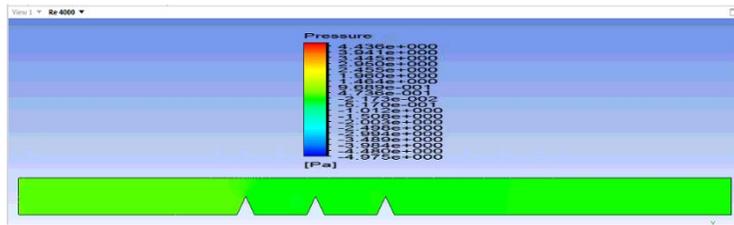


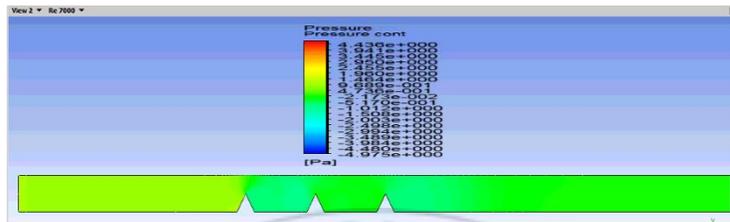
Fig. 20 Friction factor enhancement with respect to turbulence promoter with various Reynolds number

Fig. 20에는 난류 촉진체가 설치되지 않은 매끈한 사각채널 내 마찰인자 대비 난류 촉진체 설치로 인한 마찰인자 증가 정도를 나타내었다. 마찰인자 증가정도는 마찰인자 값 증가와 달리 Re수 증가에 따라 그 값이 더 커지는 모습을 보였으며, 해석 모델의 기하학적 조건과 속도 조건이 동일하기 때문에 Re수가 커질수록 기존 매끈한 사각 덕트 대비 마찰인자의 증가 정도가 점차 커짐을 알 수 있었다. 난류 촉진체 형상에 따른 마찰인자 증가의 경우 마찰인자 값이 가장 적었던 사분원형 난류 촉진체에서 최소 5.41배, 최대 7.55배 정도의 증가가 일어났으며, 마찰인자 값이 가장 큰 편에서는 최소 7.35배에서 최대 11.40배의 마찰인자 증가가 일어나는 것을 확인할 수 있었다.

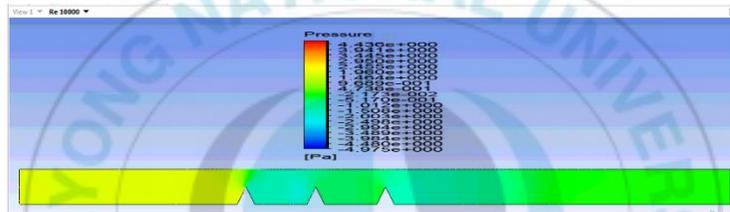
Fig. 21에서 24까지는 각 난류 촉진체가 설치된 사각채널내 압력 등고선을 형상 및 Re수 별로 나타내었다. 그림에서 확인될 수 있듯이 압력 분포의 경우 입구에서 높은 압력을 나타내고 출구 측에서 낮은 압력을 보였으며, 저항체 전후로 큰 차이를 나타내는 것을 알 수 있었다. 또한 와류 영역 형성으로 해당 구간에서는 사각채널 상부 전열부를 지나는 국부적인 속도 증가가 일어난 공기가 지나가는 영역보다 더 낮은 압력을 나타내는 것을 확인할 수 있었다.



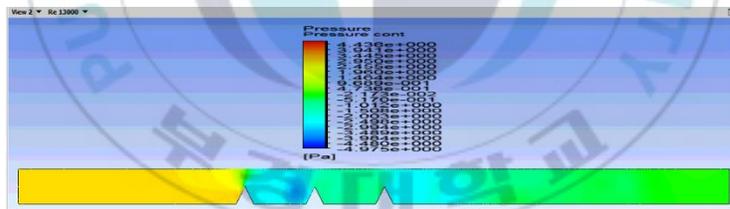
(a) $Re=4000$



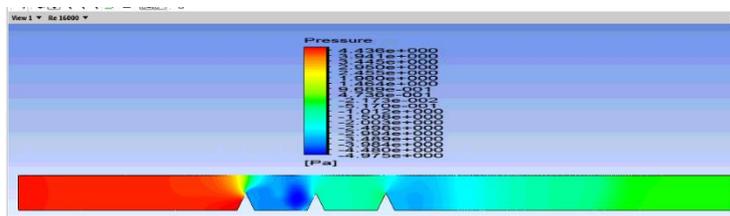
(b) $Re=7,000$



(c) $Re=10,000$

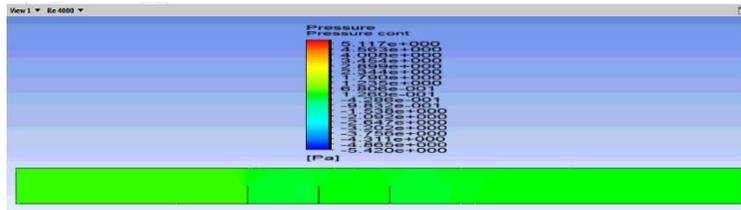


(d) $Re=13,000$

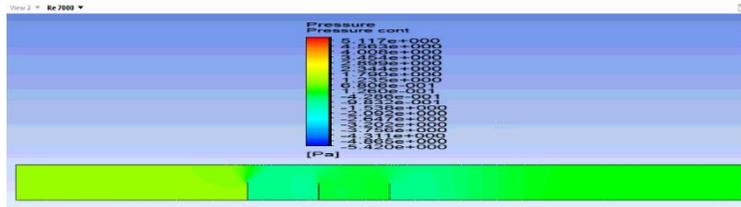


(e) $Re=16,000$

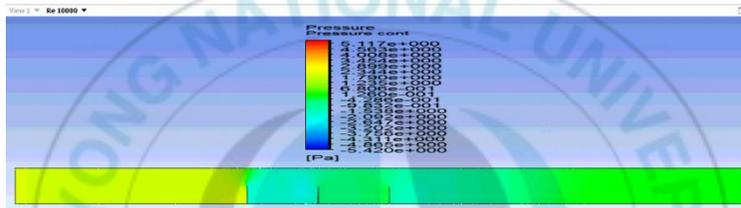
Fig. 21 Pressure contours for triangle turbulence promoter with various Reynolds number



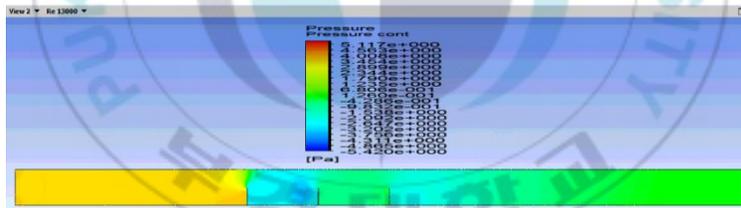
(a) Re=4000



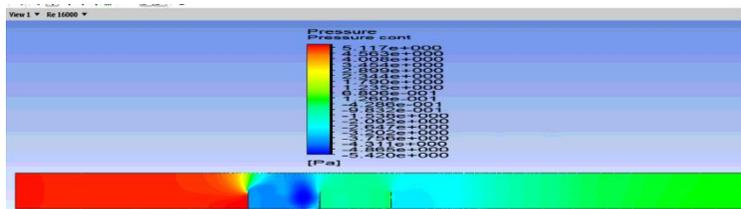
(b) Re=7,000



(c) Re=10,000

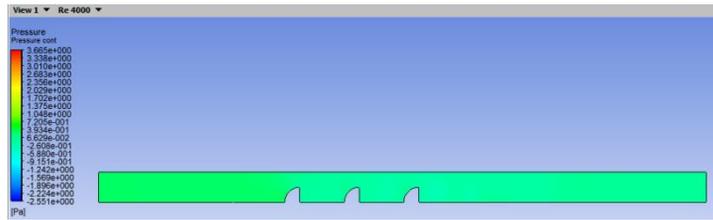


(d) Re=13,000

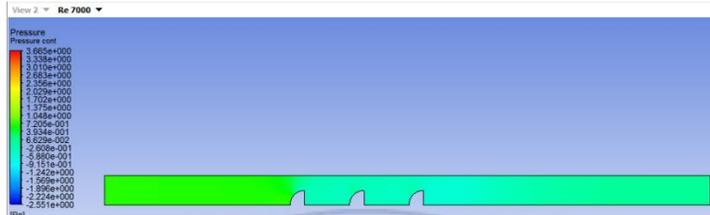


(e) Re=16,000

Fig. 22 Pressure contours for fin type turbulence promoter with various Reynolds number



(a) $Re=4000$



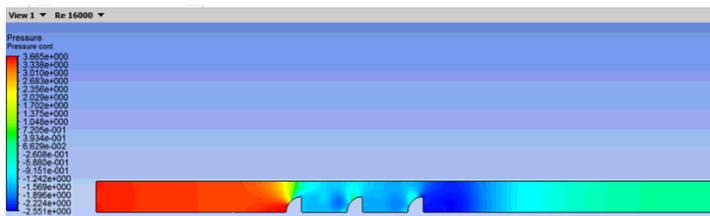
(b) $Re=7,000$



(c) $Re=10,000$

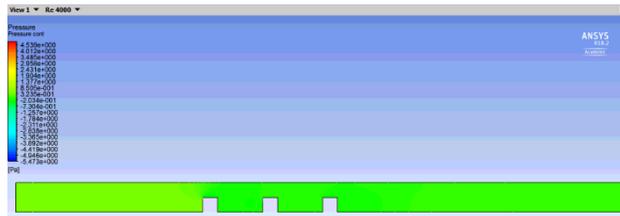


(d) $Re=13,000$

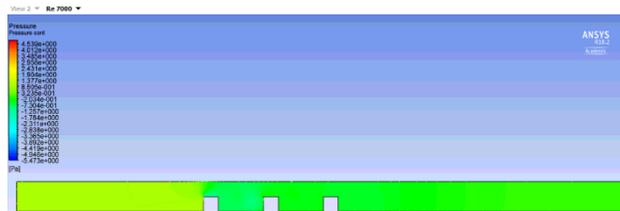


(e) $Re=16,000$

Fig. 23 Pressure contours for quadrant turbulence promoter with various Reynolds number



(a) $Re=4000$



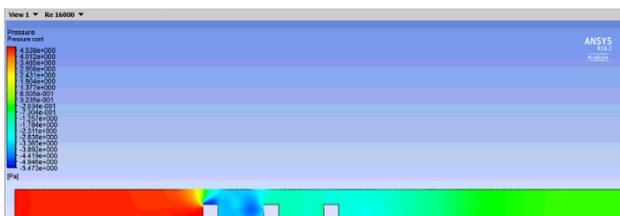
(b) $Re=7,000$



(c) $Re=10,000$



(d) $Re=13,000$



(e) $Re=16,000$

Fig. 24 Pressure contours for square turbulence promoter with various Reynolds number

3.3 성능계수

앞서 열전달 성능과 마찰인자에서 확인한 바와 같이 전열부를 갖는 사각 채널 내 난류 촉진체가 설치될 시 열전달 성능 향상이 가능하나 이에 따라 시스템 소모 동력과 연관되는 압력강하의 증가 또한 수반되는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 추후 실제 사각 채널내 적용 적합한 형상 조건을 모색하기 위해서는 압력강하 증가 대비 열전달 성능의 향상이 얼마나 일어났는지에 대한 확인이 필요하며, 본 연구에서는 성능계수를 이용하여 이를 비교 분석해보았다. Fig. 25에는 해석에서 얻어진 결과값과 식(7)를 이용해 구한 성능계수 값을 Re수에 따라 형상별로 나타내었다.

그 결과, 성능계수 값의 경우 Re수 증가에 따라 그 값이 감소하는 모습을 보였으며, 이를 통해 Re수가 증가 할 시 난류 촉진체로 인한 열전달 성능 향상보다 압력강하 증가가 좀 더 커지는 것을 알 수 있었다. 또한 형상에 따른 성능계수의 경우 열전달 성능은 낮고 압력강하 정도가 크게 나온 핀 타입에서 최소 0.64, 최대 0.72 값을 보이며 다른 형상보다 낮은 값을 보였다. 이는 핀 타입 난류 촉진체의 경우 유동 공기 국부적인 속도 증가 영역이 다른 형상의 난류 촉진체보다 적었으며, 압력강하의 경우 와류구간이 넓어 좀 더 크게 나왔기 때문으로 판단되었다. 사분원형 난류 촉진체의 경우 최소 0.67에서 최대 0.73정도의 값을 보이며 핀 타입보다 높은 값을 보였으며, 삼각형 난류 촉진체의 경우 0.68에서 0.72의 값을 보이며 핀 타입과 사분원형 난류 촉진체보다 전반적으로 더 큰 값을 나타내었다. 가장 높은 성능계수를 보인 형상은 사각형 난류 촉진체로 최소 0.69에서 최대 0.75의 값을 보이며 타 형상보다 좋은 성능을 보임을 확인할 수 있었다. 이는 사각형 난류 촉진체에서 타 형상보다 유동 공기 국부적인 속도 증가 영역이 좀 더 많아 열전달 성능

이 가장 높게 나오고, 압력강하의 경우 와류 구간이 적어 핀 타입과 삼각형 난류 촉진체보다 좀 더 적게 나왔기 때문으로 사료되었다.

Fig. 26에는 Re수에 따른 각 형상별 성능계수의 평균 값을 나타내었다. 그 결과 핀 타입의 경우 평균 0.69정도로 가장 낮은 값을 보였으며, 삼각형 난류 촉진체의 경우 평균 0.72정도의 값을 보이며 조사된 형상 중 가장 높은 성능계수 값을 나타내었다. 따라서 본 연구에서 조사된 형상 중 삼각형 난류 촉진체가 추후 실제 전열부를 갖는 사각 채널 내 적용을 위한 가장 적합한 형상으로 판단되었다. 다만, 삼각형 형상의 난류 촉진체의 경우 사각 채널 내 설치 간격, 삼각형 높이 및 길이 등에 따라 열 전달 및 압력강하 정도가 변하게 되므로, 추후 해당 저항체에서 좀 더 많은 형상 조건에 대한 해석 및 성능 평가가 수반될 필요가 있을 것으로 사료되었다.



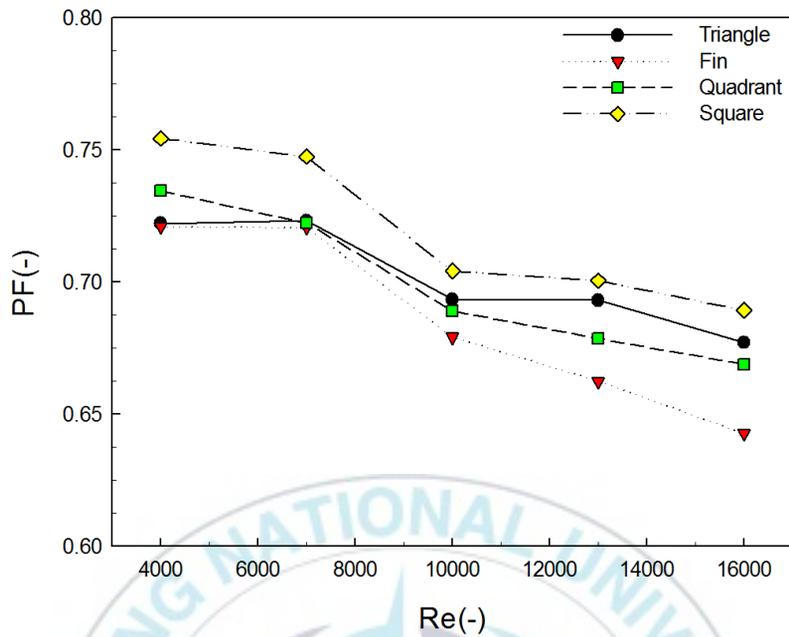


Fig. 25 Performance factor with respect to turbulence promoter with various Reynolds number

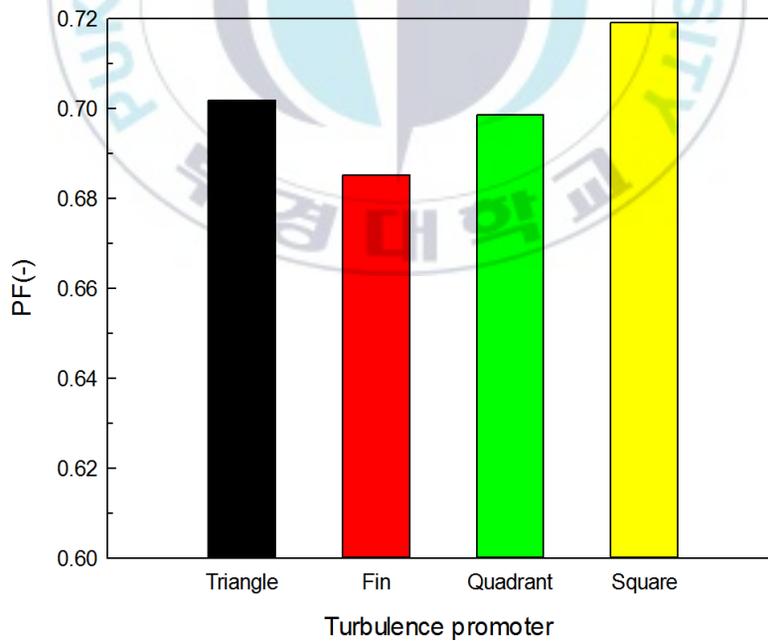


Fig. 26 Average value of performance factor for Reynolds number with respect to turbulence promoter

제4장 결론

본 연구에서는 수치해석적 기법을 통해 전열부를 갖는 사각 채널 내 난류 촉진체가 설치되었을 시 난류 촉진체 형상에 따른 열전달 및 압력강하 증감정도 및 추후 실제 시스템 적용에 적합한 형상을 모색해보고자 하였으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 열전달 성능의 경우 사각채널 내 난류 촉진체 설치로 난류 촉진체가 설치되지 않은 경우 대비 최소 1.29배에서 최대 1.49배까지 향상되는 것을 알 수 있었으며, 형상별로 사각형 난류 촉진체에서 가장 높은 열전달 성능 향상이 일어났으며, 삼각형, 핀 타입, 사분원형 순으로 열전달 성능 향상이 크게 일어나는 것을 알 수 있었다.

(2) 마찰인자의 경우 핀 타입, 삼각형, 사각형, 사분원형 순서로 큰 값을 보였으며, 형상 및 Re수에 따라 최소 5.41배에서 최대 11.4배까지 그 값이 커지는 것을 알 수 있었다. 또한, 이를 통해 사각 채널 내 난류 촉진체 설치로 인한 열전달 성능 향상에 압력강하 증가가 수반되는 것을 확인할 수 있었다.

(3) 열전달 성능 향상과 압력강하 증가 정도를 같이 고려한 성능계수의 경우 난류 촉진체 형상에 따라 사각형, 삼각형, 사분원형, 핀 타입 순으로 높은 값을 나타내었다. 따라서 사각형 형상의 난류 촉진체가 추후 실제 시스템 적용에 가장 적합할 것으로 판단되었다.

(4) 다만, 사각형 형상의 경우 사각 채널 내 설치 간격, 사각형 높이 및 길이 등에 따라 그 성능이 변하므로 추후 실제 해당 형상의 난류 촉진체에 있어서의 설치 조건 변화에 따른 열전달 및 압력강하 성능 변화에 대한 추가적인 검토가 수반될 필요가 있을 것으로 사료된다.



참고문헌

- [1] 이재호. 에너지 정치경제학 석유와 셰일가스, 원자력과 신재생 에너지: 석탑출판(주), p. 39
- [2] 에너지경제연구원. 알기 쉬운 에너지 이야기1 에너지 이코노미 : 씨오미디어, pp. 43-48.
- [3] 베르나르 라퐁슈/김성희. 에너지 미래학 : 알마, pp. 42-43
- [4] 2016 자주 찾는 에너지 통계, pp. 14-25
- [5] 임상훈외 2명, 에너지생태과학관의 태양에너지 시스템 분석 연구, 한국신재생에너지학회 2016년도 춘계학술대회논문집, 2016
- [6] 우종수외 2명, 한국태양에너지학회 논문집, Journal of the Korean Solar Energy Society Vol.23, No.3, 2003
- [7] 2016 신.재생에너지 백서: 산업통상자원부, 한국에너지공단 신재생에너지센터, p. 337
- [8] 최휘웅 외 4명, 태양열 공기난방기에서 핀의 형상에 따른 열 전달 성능평가, 한국태양에너지학회 논문집, Vol.33, No.6, 2013, pp. 85-91

- [9] 박수봉, 하이브리드 집열기 공기채널 내 전열촉진체 형상에 따른 열적성능에 관한 수치해석 연구, 2015
- [10] Lin, H.H, Hung, Y.H., Transient forced convection heat transfer in a vertical rib-heated channel using a turbulence promoter, International journal of heat and mass transfer, Vol. 36 No. 6, 1993, pp. 1553 – 1571
- [11] ASHRAE Standard 93, Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineerings, 2010
- [12] 유성연외 5명 공역, YUNUS A.CENGEL, AFSHIN J. GHAJAR, HEAT AND MASS TRANSFER 4th EDITION, 2012, pp. 383-484
- [13] (주)태성에스엔이 FEA사업부, ANSYS 18.0 왕초보 탈출하기, 2014, 시그마 프레스

감사의 글

이 논문을 완성하기까지 바쁘신 와중에도 아낌없는 격려와 큰 틀을 제시해 주시고 부족한저를 세심한 부분까지 지도해 주신 최광환 지도교수님께 깊은 감사를 올립니다. 지난 2년 동안의 대학원 생활 가운데 수업을 통해 큰 가르침을 주시고 깊이 있는 학문적 탐구 방향을 설정해 주시고, 논문에 대한 통찰과 심사를 맡아주신 윤정인 교수님, 손창효 교수님께 감사드립니다.

연구실에 들를 때마다 항상 미소를 띠며 맞이해 주시고 도움을 주신 신재생에너지 연구실의 최휘웅님께 감사드리고, 함께 졸업 논문을 준비하면서 많은 도움을 준 동기 김정렬 학우에게도 깊은 감사를 드립니다. 그리고 대학원에서 함께 공부하며 많은 의지가 되어준 김민수, 장민재 학우님에게 감사한 마음을 전합니다.

직장생활과 학업을 병행할 수 있도록 늘 배려해 주시고, 좋은 결과를 얻기까지 힘들 때마다 포기하지 않도록 응원해 주신 대한상공회의소 부산인력개발원 자동화기계과 학과장님 및 동료 교수님들께 진심으로 감사드립니다. 이 과정들 속에서 부족한 교사인 저를 믿고 잘 따라와 준 저희 반 학생들에게도 감사를 포함합니다. 앞으로 더 열심히 배우고 정진하여 후학을 가르치는 일에 더욱 열정을 쏟을 수 있도록 하겠습니다.

늦은 나이에 공부하는 저를 위해 기도와 격려를 아끼지 않는 우리 사랑방 지체들과 20여 년 동안 한결같은 사랑을 주시는 처가의 부모님께 진심으로 감사를 드리고, 동생을 아껴주시는 형제들,

부족한 남편에게 사랑의 수고를 아끼지 않는 나의 아내 박종영과
두 아들 대한·제국이와 함께 이 결실의 기쁨을 나누고 싶습니다.

2018년 7월

장 인 근 올림

