

공학석사 학위논문

세관에서 고온 고압 헬륨의 열유동 해석

*Fluid Flow and Heat Transfer in High Temperature,
High Pressure Helium Flow in Minichannels*

지도교수 방 광 현

2006년 8월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

남 양 호

本 論文을 남양호의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 공학박사 황 광 일 (인)

위 원 공학박사 조 종 래 (인)

위 원 공학박사 방 광 현 (인)

2006 년 6 월 29 일

한국해양대학교 대학원

*Fluid Flow and Heat Transfer in High Temperature,
High Pressure Helium Flow in Minichannels*

by

Yang-Ho Nam

*Department of Mechanical Engineering
Graduate School, Korea Maritime University*

Abstract

Compact heat exchangers are considered as a plausible candidate for heat transfer between the high pressure, high temperature gas flows such as in the intermediate heat exchanger of Very High Temperature Nuclear Reactor (VHTR) for hydrogen production. Such a compact heat exchanger is constructed with corrugated minichannels of millimeter-range hydraulic diameter.

In the present study, heat transfer and fluid flow characteristics of high temperature, high pressure helium flow in minichannels have been numerically investigated using the FLUENT code. A particular emphasis in the analysis was to evaluate the applicability of the turbulent models in the code to such high pressure, high temperature flow (60 bar, 950°C).

Some selected experimental data were compared with the calculations. The FLUENT code generally overpredicted the heat transfer coefficients and the difference was larger in low Reynolds number flow.

The effect of variable properties was also investigated. Heat transfer and fluid flow in the corrugated (zigzag) channels were numerically analysed to seek optimum angle of corrugation.

목 차

Abstract

사용기호

표 목차

그림목차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적	3
제 2 장 선행연구 고찰	4
2.1 서 론	4
2.2 유동 특성에 관한 연구	5
2.3 지배 방정식	7
2.4 난류 모델	8
2.5 물성치 변화에 대한 영향	9
제 3 장 수평관내 물성치 변화를 고려한 난류유동 ...	15
3.1 물성치가 일정한 강제대류 유동해석	15
3.1.1 격자 구성 및 경계조건	16
3.1.2 계산 결과	17

3.2	물성치 변화를 고려한 강제대류 유동해석	18
3.2.1	온도에 따른 물성치 변화 처리	18
3.2.2	수치 기법	18
3.2.3	계산 결과	20
제 4 장	관내 유동의 열전달 예측	36
4.1	서론	36
4.2	격자 구성과 경계조건	37
4.3	수치 기법	37
4.4	계산 결과	38
제 5 장	결론	43

참고문헌

사 용 기 호

A	열전달 면적, m^2
D	직경, m
D_h	수력직경, m
k_f	열전도도, W/mk
f	마찰계수
G	질량유속, kg/m^2s
h	열전달 계수, W/m^2K
j, j_H	Colburn j - factor
k	난류운동에너지, m^2/s^2
L	길이, m
Nu	Nusselt number, hD/k_f
P	압력, N/m^2
Pr	Prandtl number, ν/α
q''	열유속, W/m^2
Re	Reynolds number, $\rho u D_h / \mu$
T	절대온도, K
u	속도, m/s

하첨자

f, b	유체
w	벽
cp	constant-property

그리스문자

α	열확산 계수, m^2/s
ε	난류 소산률, m^2/s^3
μ	점성계수, Ns/m^2
μ_t	와 점성(난류점성), Ns/m^2
ν	동점성 계수, m^2/s
ρ	밀도, kg/m^3
τ	전단응력, Pa

표 목 차

Table 2.1	Turbulent Convection Correlation Through a Circular Ducts with Constant Properties (Nu)
Table 2.2	Exponents n and m for Turbulent Forced Convection Through Circular Ducts
Table 2.3	Turbulent Forced Convection Correlation in Circular Duct for Gases with Variable Properties
Table 3.1	Simulated Conditions
Table 3.2	Helium gas properties (35 atm., 200 K <T <1500 K)
Table 3.3	Pure Nickel properties (200 K <T <1500 K)
Table 3.4	Selected experimental NIST data
Table 3.5	Comparison of prediction of Fluent by previous correlations

그림 목 차

- Fig. 1.1 Sulfur-Iodine(SI) cycle process
- Fig. 3.1 The schematic diagram of circular channel flow
- Fig. 3.2 The grid - 2D
- Fig. 3.3 In case of constant property, the results of prediction for Nusselt number
- Fig. 3.4 Density profiles of helium versus temperature
- Fig. 3.5 Specific heat profiles of helium versus temperature
- Fig. 3.6 Thermal conductivity profiles of helium versus temperature
- Fig. 3.7 Viscosity profiles of helium versus temperature
- Fig. 3.8 Thermal conductivity profiles of pure Nickel versus temperature
- Fig. 3.9 Specific heat profiles of pure Nickel versus temperature - 1
- Fig. 3.9 Specific heat profiles of pure Nickel versus temperature - 2
- Fig. 3.10 Temperature profiles at the wall
- Fig. 3.11 The results of prediction for Nusselt number
- Fig. 3.12 Plots of heat transfer coefficient versus distance along the tube length
- Fig. 3.13 In case of high mass flux, the results of prediction for heat transfer coefficient

- Fig. 3.14 In case of low mass flux, the results of prediction for heat transfer coefficient
- Fig. 3.15 The profiles of Nusselt number versus Reynolds number(Circle) - NIST #60
- Fig. 3.16 The ratio of Nusselt number versus Reynolds number(Circle)
- Fig. 3.17 The profiles of Nusselt number versus Reynolds number(square)
- Fig. 3.18 The ratio of Nusselt number versus Reynolds number(square)
- Fig. 3.19 The profiles of Nusselt number versus Reynolds number(circle)-NIST #66
- Fig. 3.20 The ratio of Nusselt number versus Reynolds number(circle)
- Fig. 3.21 The profiles of Nusselt number versus Reynolds number(circle, square)
- Fig. 3.22 The profiles of heat transfer coefficient at the first cell
- Fig. 4.1 Construction of PCHEs
- Fig. 4.2 The grid of PCHE - 3D
- Fig. 4.3 Boundary conditions
- Fig. 4.4 The profile of temperature ($\Theta = 0^\circ$)

- Fig. 4.5 The profile of temperature ($\Theta = 115^\circ$)
- Fig. 4.6 The profile of temperature ($\Theta = 100^\circ$)
- Fig. 4.7 The profiles of j factor versus Reynolds number
(angle)
- Fig. 4.8 The profiles of j factor versus Reynolds number
(temperature)

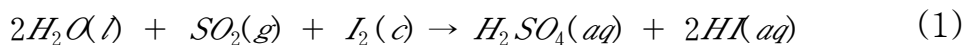
제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

산업의 발달과 삶의 질적 향상에 따라 에너지 사용량이 급증하고 있으며, 이는 화석 연료(석탄, 석유, 천연가스 등)의 가채 매장량 고갈 외에도 이상기후와 지구온난화의 주범인 CO₂ 배출이라는 환경문제로 이어지고 있다. 이런 문제점 해결을 위한 신·재생에너지원 개발이라는 당위성 및 시급성이 대두되면서부터 수소가 화석연료를 대체할 수 있는 새로운 에너지원으로 부각되었다.

수소를 얻기 위해서는 화합물 형태로 존재하는 수소를 분리(예로서, 물(H₂O)를 수소(H₂)와 산소(O)로 분리)하여야 한다. 현재 수소를 생성하는 방법 중에 열화학적 분해 공정이 있다. 원자력 수소생산을 목적으로 개발되고 있는 초고온원자로(VHTR : Very High Temperature Nuclear Reactor)의 고온 열원을 이용하여 SI (Sulfur-Iodine)cycle 공정이 주된 수소생산공정으로 개발될 수 있으리라 기대된다.

SI 공정은 다음과 같은 3단계 화학반응식으로 구성되어 있다.



식(1)은 Bunsen반응공정으로서 H₂O, SO₂, I₂을 각 반응시켜 H₂SO₄와 HI를 생산한다. 이는 발열반응이고 자연적으로 진행되는 공정이다(20°C~100°C). 또한 Bunsen 반응에서 생성되는 HI와 H₂SO₄는 과잉의 요오드(iodine)가 있을 때, HI-H₂SO₄-H₂O-I₂ 혼합용액이 액-액 분리에 의해 HI액상(HI-H₂O-I₂)과 H₂SO₄액상(H₂SO₄-H₂O-I₂)으로 밀도 차에 의

계가 요구된다.

1.2 연구 목적

열교환기(heat exchanger)는 서로 다른 온도의 두 물질 또는 그 이상의 유체들 간의 열전달이 가능하도록 하는 장치로 냉동 및 공기조화, 폐열회수, 화학공정 등 많은 공업응용분야에서 사용되어지고 있다. 특히 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)는 환이 달린 관 또는 평판들의 밀집된 배열을 가지는 장치로, 단위체적당 큰 열전달표면면적 ($\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$)을 얻을 수 있다. 따라서 적어도 한 유체가 기체이어서 작은 대류 열전달계수를 가지는 특성이 있는 경우에 주로 사용된다. 이런 고밀도 열교환기와 관계되는 유동통로는 전형적으로 수력직경(D_h)이 5 mm이하인 세관으로 이루어져 있다.

기존의 열교환기의 한 종류인 원통다관형 열교환기(shell-and-tube heat exchanger)경우는 사용조건이 최대 30기압, 260°C이하에서 사용된다. 반면에 60기압, 950°C 조건에서 이용되는 열교환기는 실질적인 이용이 없기 때문에 관련된 유동 및 열전달 기초연구가 미미한 실정이다.

일반적으로 고온 고압일 경우 벽면에서의 급격한 온도변화로 인한 물성치의 변화에 영향을 주기 때문에 관내의 유동패턴이 변화된다고 보고되고 있다(Steiner et al, 1971).

따라서 본 연구에서는 고온 고압으로 인한 물성치 변화가 열전달 특성에 미치는 영향뿐만 아니라 기존의 열전달 성능이 우수하다고 알려진 PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger)의 고온 고압에서의 유로에 대한 열해석, 유속의 변화, 엇갈림 각($\theta = 0^\circ, 100^\circ, 115^\circ$) 조건 등의 설계변수들이 열전달에 미치는 영향을 상용 유동해석 프로그램인 Fluent를 사용하여 실험결과와 비교 검토하는데 목적이 있다.

제 2 장 선행연구 고찰

2.1 서 론

난방, 공기조화, 자동차 방열기, 동력 발생, 폐열 회수, 화학 프로세스, 우주선용 방열기 등과 같은 다양한 분야에서 열교환기가 사용되고 있는데, 각각의 경우에서도 기술적인 복잡성, 열교환량의 크기 등에 따라 매우 다양한 형식과 종류가 존재하게 된다. 예를 들어, 셸-앤-튜브(shell & tube) 열교환기와 차량용 방열기와 같은 보통의 형식에서, 열전달은 주로 전도와 대류에 의하여 금속 벽으로 분리되어 있는 고온 유체로부터 저온 유체로 이루어진다. 보일러와 응축기에서는 비등과 응축에 의한 열전달이 중요해지며, 냉각탑과 같은 열교환기 형식에서는 고온 유체(물)는 저온 유체(공기)와 직접 혼합에 의하여 냉각된다. 다시 말하면, 유도된 공기 흐름에 분사되거나 떨어진 물이 대류와 증발에 의해 냉각된다. 우주에서 사용되는 방열기에서는 냉각유체로 수송된 폐열은 핀(fin) 표면으로 대류와 전도에 의해 전달되고 거기로부터 복사에 의해 대기가 없는 공간으로 전달된다.

이와 같이 필요한 열전달량 뿐만 아니라 유동 배열(flow arrangement)의 특징, 압력강하의 해석, 전열 면적의 크기, 성능(혹은 효율)의 예측, 중량(특히, 항공 우주 응용분야에서 중요함), 경제성의 문제 등 고려할 사항이 매우 많기 때문에 열교환기의 설계는 실제로 매우 어렵고 복잡한 것이라 할 수 있다.

지난 수십 년 간의 연구를 통하여, 열교환기의 설계 방법 및 성능 해석에 대한 많은 연구 자료들이 제시되었다. 이를 통하여 수많은 종류의 열교환기에 대한 전열 현상 및 압력 특성이 해석되었으며, 이러한 연구들은 최근 열교환기의 경량화 및 고효율화에 대한 연구로 발전되어, 일반 가정용 공조기, 발전소 용 열교환기 및 차량용 방열기 등 많

은 분야에 응용되고 있으며, 현재까지 많은 연구들이 진행 중에 있다.

본 장에서는 벽면이 고온으로 가열될 때, 고온 고압의 헬륨 열유동 설계에 관한 강제대류 열전달의 특성을 연구하고, 그 결과를 바탕으로 앞으로 진행되어질 고온, 고압의 열교환기 기초 자료로 사용할 것이다.

2.2 유동 특성에 관한 연구

대류는 자연현상에서 뿐만 아니라 제반 공학문제에서 일어나는 가장 중요한 열전달 형태 중의 하나로, 대류를 일으키는 유동의 발생 원인에 따라 강제대류와 자연대류로 구분된다. 강제대류는 외부의 가해지는 압력차에 의해 발생하고 자연대류로 유체의 밀도변화가 부력을 발생시켜 일어난다. 위의 운동을 야기하는 요소들에 의한 영향이 모두 나타나면, 이를 혼합대류라 한다. 관내의 난류 유동에서 혼합대류가 일어나는 경우, 유체의 흐름방향에 따라 열전달의 변화가 다르게 일어난다. 벽면을 일정하게 가열할 때, 같은 방향(assisting flow), 직각 방향(transverse flow) 유동의 경우 부력의 크기에 따라 열전달이 촉진시키는 방향으로 작용한다. 반대 방향(opposing flow) 유동에서의 열전달은 감소시키는 작용을 한다. 경우에 따라 국부적으로 벽면온도가 급격하게 상승하는 현상까지 보이는 등 다소 복잡한 형상을 보이고 있다.

같은 방향(assisting flow)에서 열전달에 대한 실험적 연구는 부력이 큰 초임계압력(super-critical pressure) 조건에서 주로 수행되어 왔다(Hall et al., 1978). 이러한 열전달 변화현상은 초임계압력 조건에 국한되지 않고 일상적인 압력에서의 유체의 경우에도 관찰된다(Jackson et al., 1989). 벽면에서 가열되는 열량이 클 때, 부력의 영향과 함께 물성치 변화로 인한 중심부 가속이 일어난다. 이로 인해 열전달이 감소하는데 이러한 이유로 재층류화(relaminarization) 현상을 주로 언급한

다. 재층류화 현상에 대한 실험적 연구로, Steiner(1971)와 Carr et al.(1973)은 공기를 대상으로 열전달 감소현상에 대해 다루었고, Vilemas et al.(1992)는 비교적 부력의 영향이 큰 경우를 대상으로 열전달 감소현상을 관찰하였다. Shehata & McEligot(1998)은 ‘난류’, ‘준난류’, ‘층류화’의 조건으로 고려되는 3가지 경우에 대해 열전달 감소 현상을 확인하였다.

물성치 변화를 고려하는 재층류화 현상에 대한 수치해석으로 Ezato et al.(1999)는 Abe, Kondoh & Nagano(1994)의 저-레이놀즈수(low-Reynolds number) 난류 모델을 이용하여 Shehata & McEligot(1998)의 실험과 비교하였다. Cotton et al.(2001)은 Strain parameter 난류 모델을 이용하여, 다양한 실험을 대상으로 계산을 수행하였다. Mikielwicz et al.(2002)은 여러 2-방정식 난류 모델들을 이용하여 Shehata & McEligot(1998)의 실험에 대해 계산을 수행하였다. 그 결과 Launder & Sharma(1974)의 저-레이놀즈수 난류 모델이 열전달을 잘 예측함을 보였다. Nishimura et al.(2000)은 난류 열유속(turbulent heat flux)방정식을 추가하여 레이놀즈 응력 모델(Reynolds stress model)을 이용하였고, Satake et al.(2000)은 DNS(Direct Numerical Simulation)를 이용하여 계산을 수행하였다.

재층류화 유동의 경우 입구에서 레이놀즈수가 크더라도, 물성치 변화에 의해 유체의 진행 방향에 레이놀즈수가 감소하게 된다. 하지만 Mikielwicz et al.(2002)과 Hrenya et al.(1998)의 연구결과에서 알 수 있듯이, 레이놀즈수가 작아질수록 대부분의 난류 모델들의 강제대류의 열전달을 높게 예측하고 있다. Patel & Head(1969)는 실험을 통해 원 관 유동에서는 레이놀즈수 10,000이상이 되기까진 일반적인 대수(universal logarithmic) 속도분포를 따르지 않는다는 것을 보여 주었다. 또한 Eggels et al.(1994)와 Satake et al.(2000)의 DNS 결과에서도 이러한 저-레이놀즈수 영향(low-Reynolds number effect)을 확인하였다.

2.3 지배 방정식

본 연구 대상은 적은 마하수에서의 유동현상이기 때문에 에너지 방정식에서 압력과 점성에 의한 열 발생은 고려하지 않았다. 지배 방정식을 정리하면 다음과 같다.

연속 방정식 (continuity equation)

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.1)$$

운동량 방정식 (momentum equation)

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right] + \rho g_i \quad (2.2)$$

에너지 방정식 (energy equation)

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j t} \right) \quad (2.3)$$

여기서 ρ , U , P , g , T 는 각각 밀도, 속도, 압력, 중력가속도, 온도를, t 는 온도의 섭동량, $\overline{u_i u_j}$ 는 레이놀즈 응력(Reynolds stress), $\overline{u_j t}$ 는 열적 레이놀즈 응력(thermal Reynolds stress), Pr는 Prandtl 수, μ 는 점성(viscosity)을 의미한다.

2.4 난류 모델

레이놀즈 응력 $\overline{u_i u_j}$ 은 운동량의 난류수송량이 와점성(eddy viscosity), μ_T 와 평균속도 구배에 관계가 있는 와 점성 가정을 사용하여 얻어진다.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = 2 \mu_T S_{ij} \quad (2.4)$$

여기서 $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$ 이다.

k-ε 난류 모델에서 난류 점성은 다음과 같은 관계식으로 결정된다.

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.5)$$

여기서 k는 난류 운동 에너지(turbulent kinetic energy)이고, ε은 이 에너지의 소산률(dissipation rate)이다. k-ε 를 구하는 수송 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G_b - \rho \tilde{\varepsilon} - D \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\tilde{\varepsilon}}{k} (P_k + G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{k} + \rho E \quad (2.7)$$

여기서 $P_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$ 이고, $G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$ 이다.

식 (2.3)에서의 열적 레이놀즈 응력은 다음과 같이 표현된다

$$-\rho \overline{u_j t} = \rho \alpha_t \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (2.8)$$

2.5 물성치 변화에 대한 영향

액체의 경우, 점성(viscosity)은 다른 물성치보다 온도에 가장 크게 영향을 받는 인자다. 그러므로 Nu 수와 마찰계수는 점성의 비로 정의되는 게 합리적이다.

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n, \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^m \quad (2.9)$$

여기에서 Nu의 μ_b 와 k는 유체평균온도에서 평가되는 점성계수와 열전도도이며, μ_w 는 벽온도에서 평가되는 점성계수이다. cp는 물성치가 일정할 때를 (constant-property)말한다.

가스의 경우, 점성계수, 열전도도, 밀도는 절대온도에 영향을 받기 때문에 온도 비로서 물성치의 영향을 나타낸다.

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^n, \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^m \quad (2.10)$$

여기서 T_b 와 T_w 는 각각 유체평균온도와 벽면에서의 온도이다.

지수 n 와 m 은 Table 2.2에 나타내었다. n 은 Nu 과 관련된 지수이며, m 은 마찰계수와 관련된 지수이다. Table 2.1은 물성치가 일정할 때 원관에서 난류 강제대류의 상관 식들을 나타낸 것이며 Table 2.3은 원관에서 물성치 변화를 고려한 난류 강제대류의 상관 식들을 나타낸 것이다.

Table 2.1 Turbulent forced convection correlations through a circular ducts with constant properties(Nu)

Author	Correlations and Limitations
Dittus-Boelter(1930)	$\overline{Nu_D} = 0.023 Re^{4/5} Pr^n$ $Re_D \geq 10,000, L/D \geq 10, 0.7 \leq Pr \leq 160$ $T_s > T_m : n = 0.4 \text{ (heating)}$ $T_s < T_m : n = 0.3 \text{ (cooling)}$
Sieder-Tate(1936)	$\overline{Nu_D} = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$ $0.7 < Pr < 16,700, Re_D \geq 10,000, L/D \geq 10$
Petukhov-Kirillov(1970)	$\overline{Nu_D} = \frac{(\mathcal{A}2) Re Pr}{1.07 + 12.7(\mathcal{A}2)^{1/2} (Pr^{2/3}) - 1}$ $0.5 < Pr < 2,000, 10^4 < Re < 5 \times 10^6$
Webb(1971)	$\overline{Nu_D} = \frac{(\mathcal{A}2) Re Pr}{1.07 + 9(\mathcal{A}2)^{1/2} (Pr - 1) Pr^{-1/4}}$ <p>better at high Pr and this one the same at other Pr , smooth tubes</p>
Sleicher-Rouse(1975)	$\overline{Nu_D} = 5 + 0.015 Re^m Pr^n$ $m = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr)$ $n = 1/3 + 0.5 \exp(-0.6 Pr)$ $0.1 < Pr < 10^4, 10^4 < Re < 10^6$

Table 2.2 Exponents n and m for turbulent forced convection through circular ducts

Fluid	Condition	n	m	Limitations
Liquid	Turbulent heating	0.11	-	$10^4 < Re < 1.25 \times 10^5$, $2 < Pr < 140$, $0.08 < \mu_w / \mu_b < 1$
Liquid	Turbulent cooling	0.25	-	$1 < \mu_w / \mu_b < 40$
Liquid	Turbulent heating	-	-0.25	$10^4 < Re < 23 \times 10^4$, $1.3 < Pr < 10^4$, $0.35 < \mu_w / \mu_b < 1$
Liquid	Turbulent cooling	-	-0.24	$1 < \mu_w / \mu_b < 2$
Gas	Turbulent heating	-0.47	-	$10^4 < Re < 4.3 \times 10^6$, $1 < T_w / T_b < 3.1$
Gas	Turbulent cooling	-0.36	-	$0.37 < T_w / T_b < 1$
Gas	Turbulent heating	-	-0.52	$14 \times 10^4 < Re < \times 10^6$, $1 < T_w / T_b < 3.7$
Gas	Turbulent cooling	-	-0.38	$0.37 < T_w / T_b < 1$
Gas	Turbulent heating	-	-0.264	$1 \leq T_w / T_b \leq 4$
Gas	Turbulent heating	-	-0.1	$1 < T_w / T_b < 2.4$

Table 2.3 Turbulent forced convection correlation in circular duct
for gases with variable properties

Correlation	Gas	Comments and Limitations
$N_b = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^n$ $T_w / T_b < 1, n = 0 \text{ (cooling)}$ $T_w / T_b > 1, n = -0.55 \text{ (heating)}$	Air	$30 < L/d < 72, 7 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^5, 0.46 < \frac{T_w}{T_b} < 3.5$
$N_b = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5}$	Air	$29 < L/d < 72, 1.24 \times 10^5 < Re < 4.35 \times 10^5, 1.1 < \frac{T_w}{T_b} < 1.73$
$N_b = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^n$ $n = -0.4 \text{ for air, } n = -0.185 \text{ for helium,}$ $n = -0.27 \text{ for carbon dioxide}$	Air, helium, carbon-dioxide	$1.2 < \frac{T_w}{T_b} < 2.2, 4 \times 10^3 < Re < 6 \times 10^4, L/d > 60$
$N_b = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5}$ $N_b = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5} \times \left[1 + \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.7} \right]$	Air, helium, nitrogen	$L/d > 30, 1 < \frac{T_w}{T_b} < 2.5, 1.5 \times 10^4 < Re < 2.33 \times 10^5, L/d > 5,$ local values
$N_b = 0.024 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.7}$ $N_b = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4}$ $N_b = 0.024 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.7} \times \left[1 + \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.7} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{0.7} \right]$	Nitrogen	$L/d > 40, 1.24 < \frac{T_w}{T_b} < 7.54, 18.3 \times 10^3 < Re < 2.8 \times 10^5$ Properties evaluated at wall temperature, $L/d > 24$ $1.2 \leq L/d \leq 144$
$N_b = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^n$ $n = - \left(0.9 \log \frac{T_w}{T_b} + 0.205 \right)$	Nitrogen	$80 < L/d < 100, 13 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^5, 1 < \frac{T_w}{T_b} < 6$

Correlation	Gas	Comments and Limitations
$N_b = 5 + 0.012 Re_f^{0.83} \times (Pr_w + 0.29)$		For gases $0.6 < Pr < 0.9$
$N_b = 0.0214(Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{0.45} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right]$ $N_b = 0.012(Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{0.4} \times \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right]$	Air, helium, carbon-dioxide	$0.5 < Pr < 1.5$, for heating of gases; the author collected the data from the literature; second for $1.5 < Pr < 500$
$N_b = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.4} \times \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-10.29 + 0.0019L/d}$	Air, helium	$10^4 < Re < 10^5$, $18 < L/d < 316$

제 3 장 수평관내 물성치 변화를 고려한 난류유동

3.1 물성치가 일정한 강제대류 유동해석

벽면에서 일정한 열 유속을 갖는 수평 원관에서 일정한 변화를 갖는 난류유동에 대해 연구해 보기로 한다. 이때의 수평 원관 형상을 Fig 3.1에 도시하였으며, 해석을 위하여 2차원 축대칭(2D axi-symmetric) 구조로 모델링 하였다.

본 연구에서 사용된 난류 모델은 2-방정식 $k-\varepsilon$ 모델과 레이놀즈 응력 모델이다. 2-방정식 모델은 Launder & Spalding의 Standard $k-\varepsilon$ 모델, Shih et al.의 realizable $k-\varepsilon$ 모델을 사용하였다. 레이놀즈 응력 모델은 압력-변형을 모델(pressure-strain model)의 선택으로 모델의 선택에 대한 구분은 압력-변형을 항의 모델에서 나타난다. Fluent에서는 Launder의 선형화 모델과 Spezial, Sarkar & Gatski의 비선형 모델(SSG)을 제공하고 있다.

난류 유동은 벽의 존재에 따라 큰 영향을 받으며, 벽 근처 영역에서의 유동의 정확한 결과는 난류 유동의 성공적인 예측을 결정하게 된다. 그러므로 벽 근처의 모델링이 중요하게 되는데, Fluent에서는 이러한 벽 근처 영역의 처리를 위한 함수로써 Launder & Spalding의 제안에 기초한 standard wall function과 Kim & Choudhury의 non-equilibrium wall function과 near-wall model을 제공하고 있다. 벽 함수는 벽과 완전난류 사이의 viscosity-affected region을 직접 풀지 않고 bridge로 이용되고, 이에 반해 near-wall model인 two-layer zonal model은 점성저층(viscous sublayer)을 직접 풀도록 되어있다.

따라서 벽 함수 사용에 경계층(boundary layer)을 모사하기 위한 적절한 그리드(grid)의 선정이 중요하게 된다. 기본적으로 로그법칙(log law)을 사용하는 standard wall function처리가 대부분의 경우에 무난

한데 이때 벽면에서의 첫 번째 cell의 중심이 $y^+ \geq 30 \sim 500$ 정도 놓이게 하도록 처리해야 하며, near-wall model를 적용하는 경우에도 $y^+ \simeq 1$ 안에 여러 개의 격자를 넣도록 조절 하는 것이 중요하다. 여기에 주의할 점은 어떤 경우에도 $5 \leq y^+ \leq 30$ 인 완화층(buffer-layer)구간에 놓이지 않도록 하는 것이다. 즉 첫 번째 cell을 충분히 작게 하거나 혹은 충분히 크게 하여 벽함수(wall function)처리 시에 애매한 상태로 만들지 않는 것이 중요하다(Fluent 5.4 Guide, 2001).

3.1.1 격자 구성 및 경계조건

1) 격자구성

본 연구에서 계산되는 원 관 내부의 유동과 열전달 특성을 잘 모사하기 위해서는 벽면 처리 기법에 따라 다른 격자를 사용한다. 벽면 처리로 two-layer zonal model을 사용할 경우, 기본적으로 유동의 변화가 다른 영역에 비해 클 것으로 예상되는 벽면 근처에 격자를 조밀하게 하였다. 이때 y방향의 격자는 각 레이놀즈수에 대하여 $y^+ \simeq 1$ 을 유지하였다. standard wall functions를 사용할 경우, y 방향 격자는 $y^+ \geq 30$ 의 격자를 사용하였다. 유동이 완전히 발달할 수 있도록 앞쪽에 60D의 여유를 두었으며 격자수는 800×50 으로 하였다. 이를 Fig 3.2에 나타내었다.

2) 경계조건

입구의 수력학적 직경을 기준으로 레이놀즈수를 정하였으며, 사용된 유체는 원자로 내에 냉각재로 쓰이는 헬륨($Pr \approx 0.666$)으로 하였다. 출

구는 모든 변수의 확산유속이 없고 질량 균형이 유지되도록 하였고, 중심면은 축대칭(axi-symmetric) 경계 조건을 사용하여 처리하였다. 벽면은 점착(no slip)조건과 벽면을 따라 일정한 열 유속이 유지하도록 하였다. 그리고 시뮬레이션 조건들은 Table 3.1 에 나타내었다.

3.1.2 계산 결과

물성치가 일정한 조건에서 완전발달(fully developed) 난류 유동의 열전달을 계산하였다. 이에 따른 열전달 계수를 Fig 3.3에 나타내었다. Fig 3.3에서 x축은 유동방향으로의 무차원 길이를 나타내고, y축은 Nusselt수를 Dittus-Boelter 실험 상관식으로 나눈 값을 나타낸다.

사용된 standard k-ε 모델에 viscosity-affected region 처리를 위하여 standard wall function과 two-layer zonal model을 사용하였다. 예측결과가 Petukhov, Sleicher-Rouse가 제안한 상관식보다 높게 예측하고 있으며 입구영역을 제외하면 Dittus-Boelter식 보다는 낮게 예측하고 있다. 따라서 해석결과가 오차범위 안에 있으므로 상관식과 잘 일치함을 알 수 있다.

여기서 열전달 계수를 나타내는 Nu는 아래와 같다.

$$Nu = \frac{q'_w D_h}{k_f (T_w - T_f)} \quad (3.1)$$

또한, 유체의 평균온도는 다음과 같이 정의된다.

$$T_f = \frac{\int_0^{r_0} 2\pi\rho c_p T r dr}{\int_0^{r_0} 2\pi\rho c_p r dr}, \quad k_f = \kappa(T_f) \quad (3.2)$$

3.2 물성치 변화를 고려한 강제대류 유동해석

3.2.1 온도에 따른 물성치 변화처리

본 연구에서 동일 압력에서 모든 물성치는 온도의 함수로 나타내어진다. 물성치 데이터들을 Polynomial fitting에 의해 다음과 같이 온도 T에 관한 n-차 다항식으로 만들어 사용하였다.

$$\Phi(T) = \sum_{k=0}^n a_k T^k = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + \dots + a_n T^n$$

물성치 데이터는 NBS-TN-631(Mccarty R.D., 1972)에서 제공된 데이터를 이용하였으며, 작동유체인 헬륨과 순수 니켈에 대한 온도 T에 대한 n-차 다항식 계수들을 Table 3.2와 Table 3.3에 각각 나타내었다.

온도에 대한 밀도의 변화, 비열의 변화, 열전도도의 변화, 점성의 변화를 Fig 3.3 ~ Fig 3.8에 나타내었다. 그리고 Fig 3.9는 나타낸 순수 니켈에 대한 비열을 나타냈는데 온도에 따라 급격히 변동하기에 구분적-다항식(piecewise-polynomial fitting)으로 two ranges $200 \text{ K} < T_1 < 600 \text{ K}$, $600 \text{ K} < T_2 < 1500 \text{ K}$ 에서 각각 fitting하였다.

3.2.2 수치 기법

비압축성 유동에서 축대칭 원 관내의 유동 및 일정한 열 유속을 갖는 조건의 열전달을 해석해 보기로 한다. Fluent로 수행된 계산결과를 비교를 위해 NIST 실험조건과 실험결과를 이용하였다. High mass flux인 #NIST 62, 64는 동일한 질량유속 조건에서 열유속을 달리한 조건들이며, Low mass flux인 #NIST 65, 66 역시 동일한 질량유속 일 때 열유

속을 달리하여 각각의 열전달 계수를 측정하였다. NIST 조건은 Table 3.4에 나타내었다. 위 조건들은 완전발달 영역만을 다루므로 $V=0$ 으로 두어 1차원으로 적용하였다. 유체의 유동이 완전발달 조건이면 Nu수는 입구영역을 제외하고 일정함을 보이므로 입·출구를 periodic조건으로 두고 각각의 Re 대하여 수치해석을 행하였다. 이때 비교되는 상관식들의 물성치 값들은 입구·출구 평균온도로 계산하여 수행하였다.

이번 연구에서 원 관 내부의 유동과 열전달 특성을 잘 모사하기 위해서 계산에서 사용된 격자는, 기본적으로 유동의 변화가 다른 영역에 비해 클 것으로 예상되는 벽면 근처에 격자를 조밀하게 두었으며 유동의 변화가 상대적으로 적은 관내 중심에는 간격을 크게 주었다. 이때 y 방향의 격자는 $y^+ \simeq 1$ 을 유지하며, 격자수는 1020×40 사용하였다. 입구의 수력학적 직경(hydraulic diameter)을 기준으로 레이놀즈수를 정하였으며, 사용된 유체는 헬륨 ($Pr=0.666$)이다. 경계조건으로 중심면은 대칭경계 조건을 사용하고, 벽면의 경우 점착(no slip) 조건과 함께 벽면을 따라 일정한 열 유속을 주었다.

3.2.3 계산 결과

열유속이 652 kW/m^2 , 질량유속이 $227 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 #NIST 60 실험조건인 경우, 사용된 3가지 모델의 벽 온도 예측 결과가 유동방향(출구방향)으로 갈수록 대략 크게 예측하고 있음을 Fig 3.10에서 볼 수 있다. 따라서 열전달 계수도 NIST 실험결과와 비교하여 3가지 Fluent 시뮬레이션 모델들이 상대적으로 열전달 계수를 30% 이상 높게 예측하고 있다. Fig 3.11은 위(#NIST 60)의 실험조건에 대한 각 모델들 간의 열전달 계수를 도시한 것이다.

다음은 온도변화로 인한 물성치 변화의 영향을 고려한 상관 식들과 Fluent 예측결과를 Fig 3.12에 나타내었다. Gnielinski 식과 실험데이터가 매우 잘 일치하는 반면 Fluent는 열전달 계수를 높게 예측하고 있다.

#NIST 62, 64의 경우, 높은 질량 유속($2700 < Re < 34000$)일 때의 열전달을 예측해 보았다. 여기서 NIST 데이터와 상관식, Fluent 수치해석 결과와 상관식간의 비교로 나누어보면, 먼저 NIST 데이터와 상관식간의 열전달 계수가 대략 30% 정도 차이가 남을 볼 수 있다. 그리고 Fluent 결과와 상관식은 비교적 잘 일치하지만 #NIST 64의 경우(low heat flux)일 때 상관식과 비교하여 6%정도 Fluent가 높게 예측하고 있다. 즉 Fluent는 McElligot의 상관식보단 물성치 변화 영향이 없는 걸로 추정된다.

이에 반해 Fig 3.14는 작은 질량 유속($4000 < Re < 10000$)일 때의 열전달 계수를 도시한 것이다. Gnielinski 상관식은 작은 질량 유속 실험 데이터와 근접하게 일치하는 반면 Fluent와는 대략 50% 차이가 난다. 현재 Fluent 5.4 버전에서는 low-Reynolds($3000 \sim 10000$)에서 적합한 모델을 제공하지 않고 있다. 추후 보다 많은 실험 데이터와 시뮬레이션이 필요한 부분이라 하겠다.

여기서 Nu수는 완전발달 이후로 일정한 값을 갖기 때문에 다음 Table 3.5에서 NIST 실험데이터와 기존의 각 상관식인 Dittus-Boelter, Gnielinski, Rohsenow-Hartnett, 그리고 Fluent 예측결과를 각각 비교하였다.

Fig 3.15 ~ 3.20은 입·출구 조건이 periodic이며 $T_{in} = 300K$, $T_{out} = 400K$ 로 k- ϵ model with two-layer wall-near model를 사용하여 원형 관과 사각 관에 대해 Nu수를 예측해 보았다. Fluent는 다른 상관식에 비해 저-레이놀즈수(3000 ~ 10,000)에서는 열전달 계수를 30% 이상 높게 측정하는 걸로 나타났지만 그 이상에서는 상관식들과 비교하여, 일치해 가는 경향을 보이고 있다. Fig 3.15 ~ 18까지는 #NIST60의 조건인 mass flux와 heat flux일 때 원형 관과 사각 관에 대해 수행하였고, Fig 3.19 ~ 3.20은 #NIST 66의 mass flux와 heat flux를 사용하여 비교하였다.

Fig 3.21은 완전히 발달된 유동인 periodic조건하에서 원형 관과 사각 관을 비교하여 열전달 계수가 사각 관에서 낮게 측정됨을 볼 수 있다. 이는 Fig 3.22에서 보듯이 첫 번째 cell에서의 열전달 계수를 보면 사각관의 경우 벽 근처에서의 corner shape로 인하여 생긴 유동의 특성으로 보여 진다. 각 #NIST에 대한 오차는 Table 3.5에 제시하였다.

Table 3.1 simulated conditions

	D_h (m)	L (m)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	Re	q'' (kW/m ²)
Value	0.05	9.6	17	140	6.0×10^5	6.0

Table 3.2 Helium gas properties (35기압, 200 K < T < 1500 K)

	A	B1	B2	B3	B4	B5
ρ	18.9767	-0.08089	1.66904E-4	-1.7712E-7	9.27485E-11	-1.89411E-14
C_p	5336.40485	-1.55691	0.0065	-1.22201E-5	8.61991E-9	
k	0.04041	4.35433E-4	-1.84287E-7	8.63937E-11	-1.78775E-14	
μ	5.53466E-6	5.26155E-8	-1.55256E-11	3.58702E-15		

Table 3.3 Pure Nickel properties (200 K < T < 1500 K)

	A	B1	B2	B3	B4
$C_p(200\sim600)$	116	2.03083	-0.00419	3.54167E-6	
(600~1500)	2282	-5.63667	0.00588	-1.95833E-6	
k	160.86094	-0.34493	4.27618E-4	-2.07208E-7	3.48079E-11

Table 3.4 Selected NIST Data

#	q'' (kW/m ²)	G (kg/m ² s)	Re	T_w
60	652	227	6600 < Re < 11100	374 < T_w < 735
62	675	678	27300 < Re < 34300	317 < T_w < 452
64	199	690	32800 < Re < 35300	291 < T_w < 330
65	43	101	4500 < Re < 5000	302 < T_w < 353
66	195	93	3000 < Re < 4500	349 < T_w < 609

#	q'' (kW/m ²)	G (kg/m ² s)	q^+	Temperautre Ratio
60	652	227	0.0019	1.1 < T. R < 1.4
62	675	678	0.00068	1.1 < T. R < 1.2
64	199	690	0.0002	1.025 < T. R < 1.06
65	43	101	0.00028	1.03 < T. R < 1.06
66	195	93	0.0014	1.07 < T. R < 1.27

Table 3.5 Comparison of prediction of Fluent by previous correlations

#	q'' (kW/m ²)	G (kg/m ² s)	Nu NIST	Nu Fluent	Nu D-B	Nu Gnielinski	Nu R-H
60	652	227	20.61	29.24 (42%)	26.54 (29%)	24.89 (21%)	23.40 (14%)
62	675	678	60.02	73.26 (22%)	75.49 (26%)	69.02 (15%)	66.57 (11%)
64	199	690	68.53	86.01 (26%)	82.55 (20%)	75.21 (10%)	72.79 (6%)
65	43	101	15.02	20.65 (37%)	17.16 (14%)	15.61 (4%)	15.13 (1%)
66	195	93	10.13	16.88 (67%)	13.68 (35%)	11.91 (18%)	12.06 (19%)

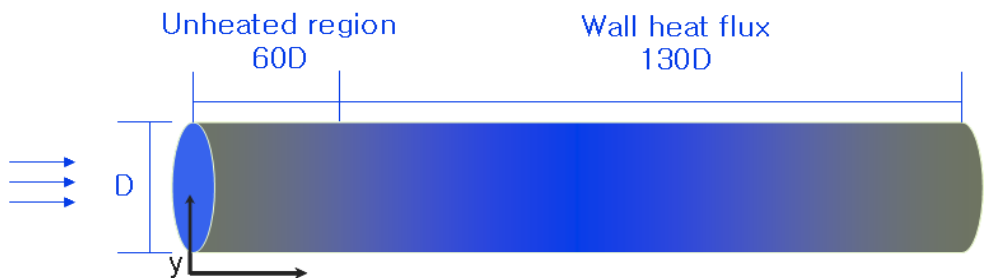


Fig 3.1 The schematic diagram of circular channel flow

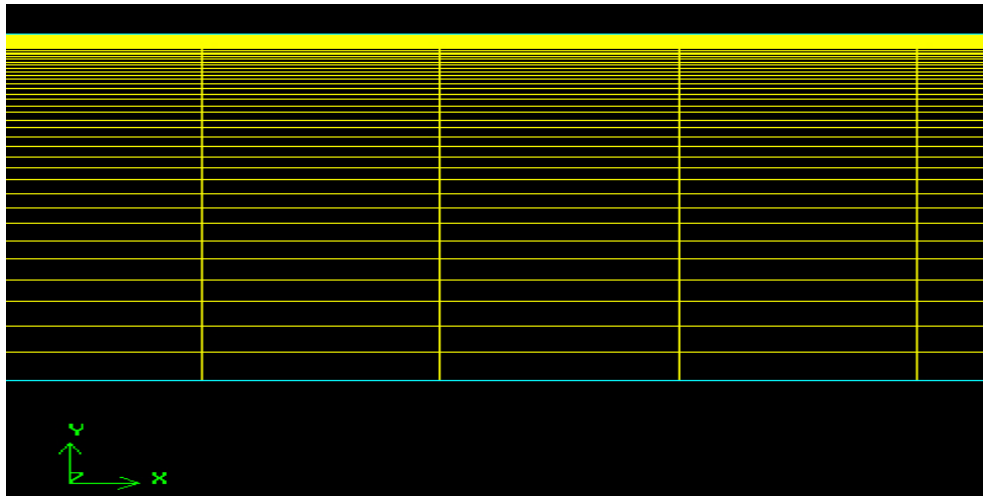


Fig 3.2 The grid - 2D

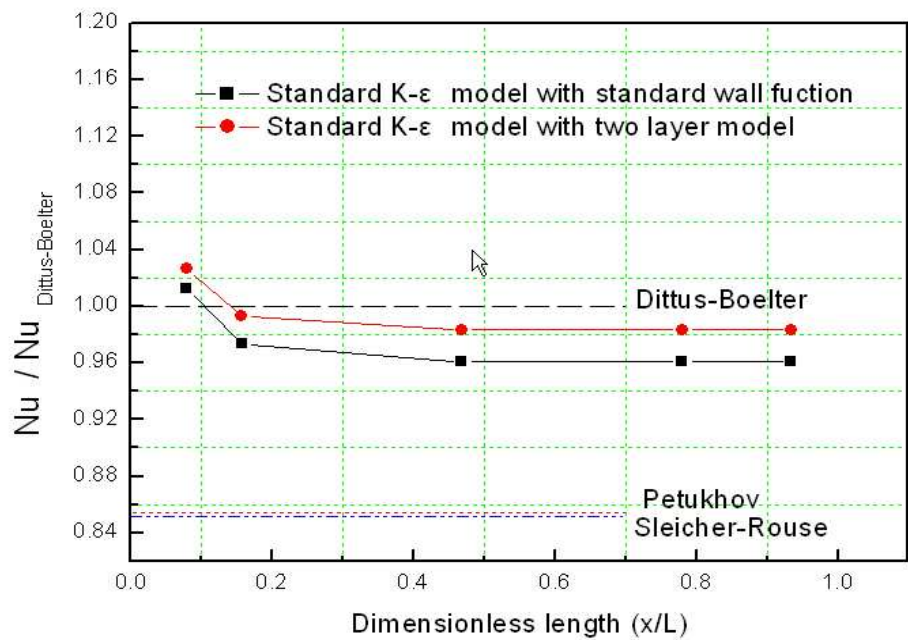


Fig 3.3 In case of constant property, the results of prediction for Nusselt number

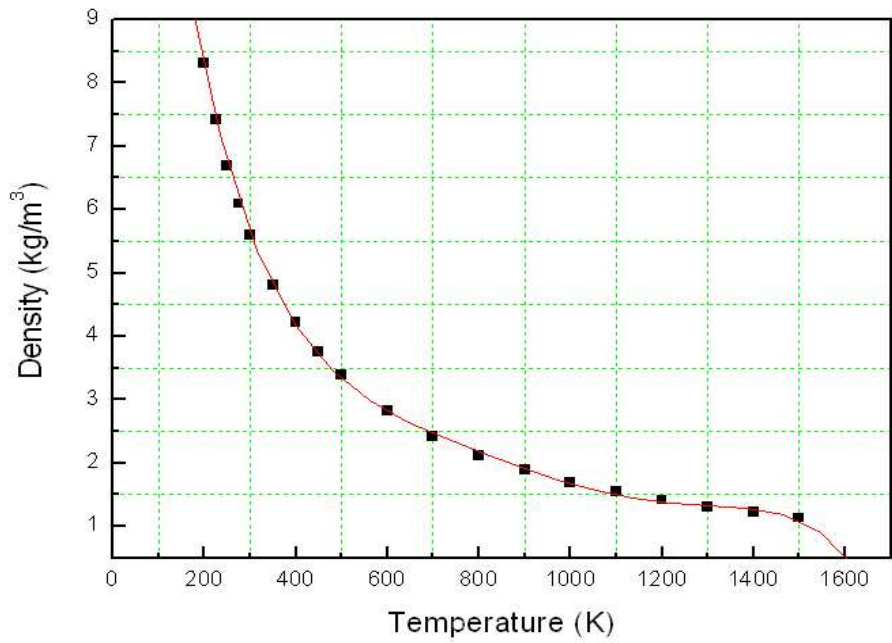


Fig 3.4 Density profiles of helium versus temperature

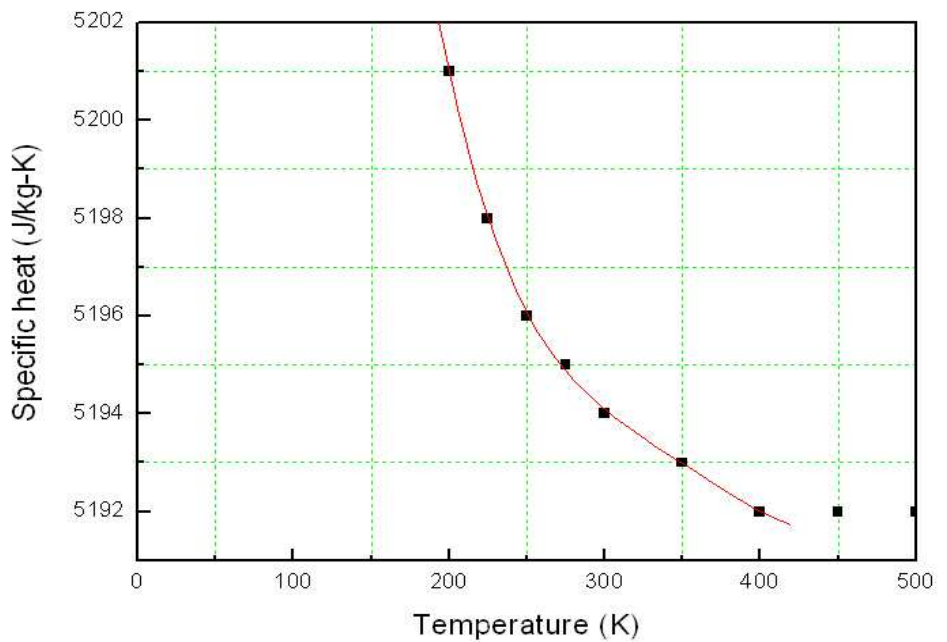


Fig 3.5 Specific heat profiles of helium versus temperature

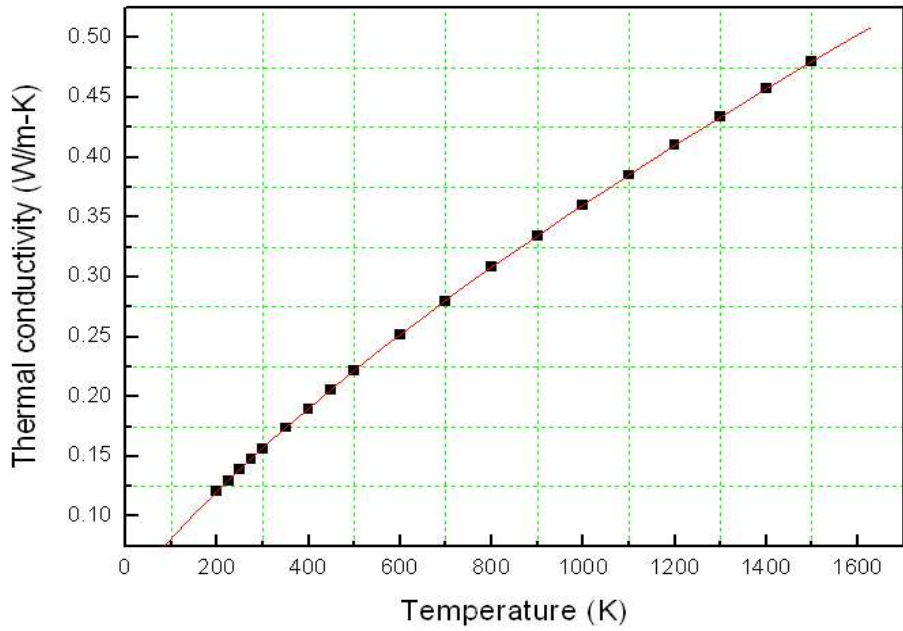


Fig 3.6 Thermal conductivity profiles of helium versus temperature

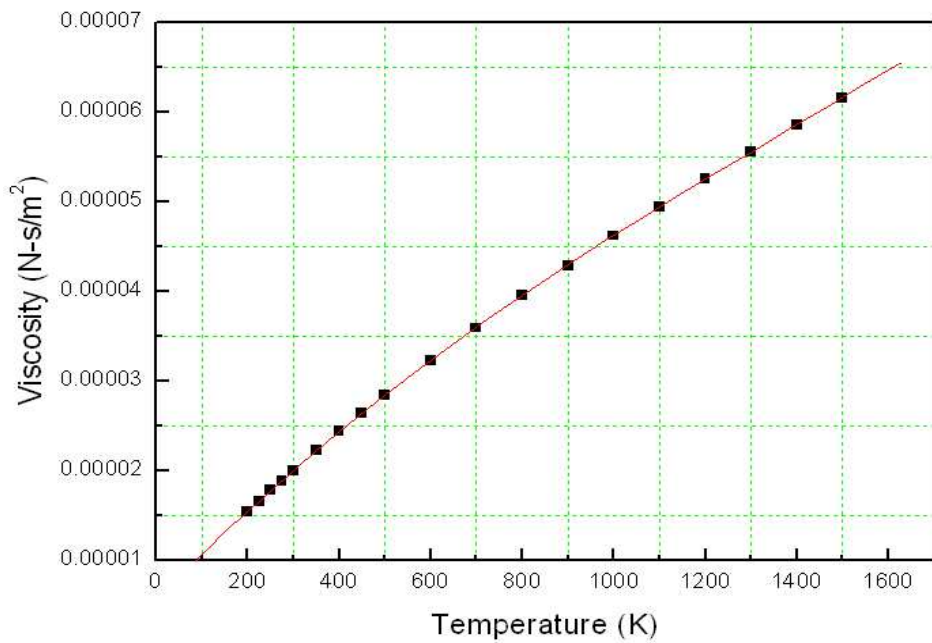


Fig 3.7 Viscosity profiles of helium versus temperature

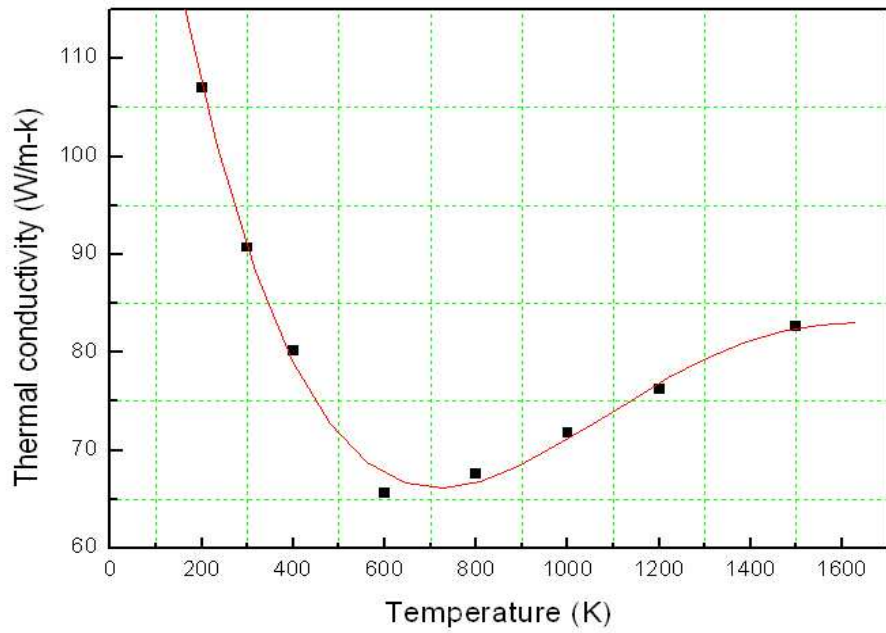


Fig 3.8 Thermal conductivity profiles of pure Nickel versus temperature

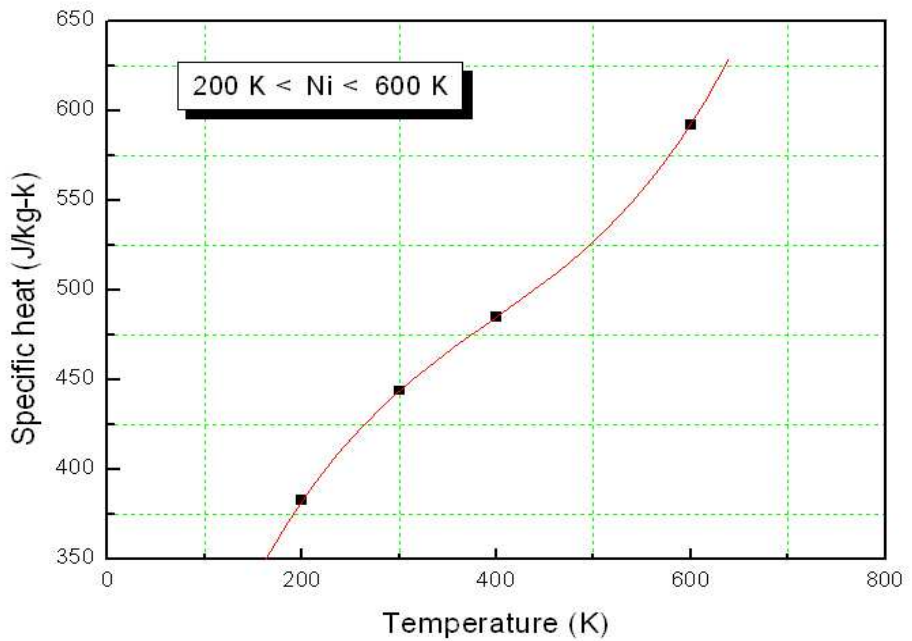


Fig 3.9 Specific heat profiles of pure Nickel versus temperature - 1

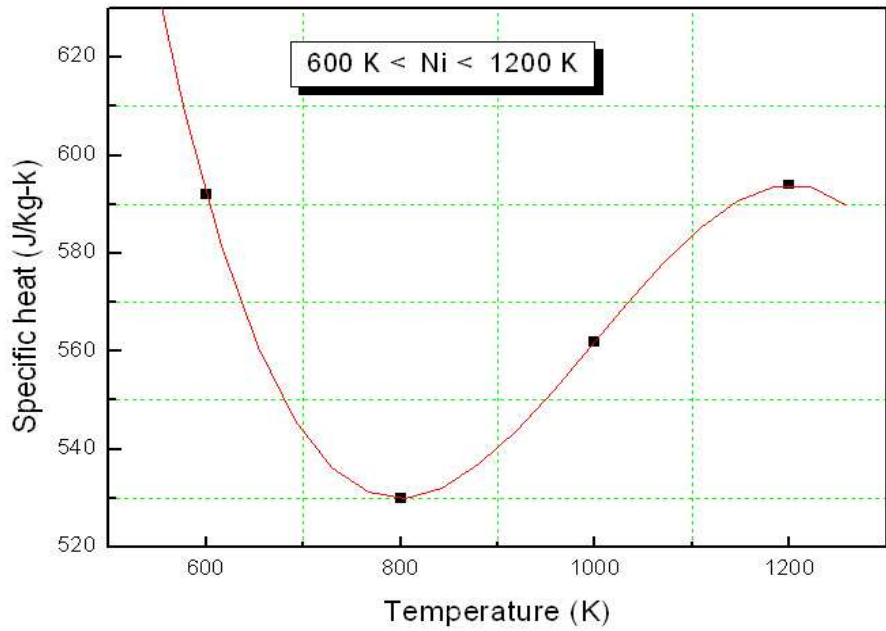


Fig 3.9 Specific heat profiles of pure Nickel versus temperature - 2

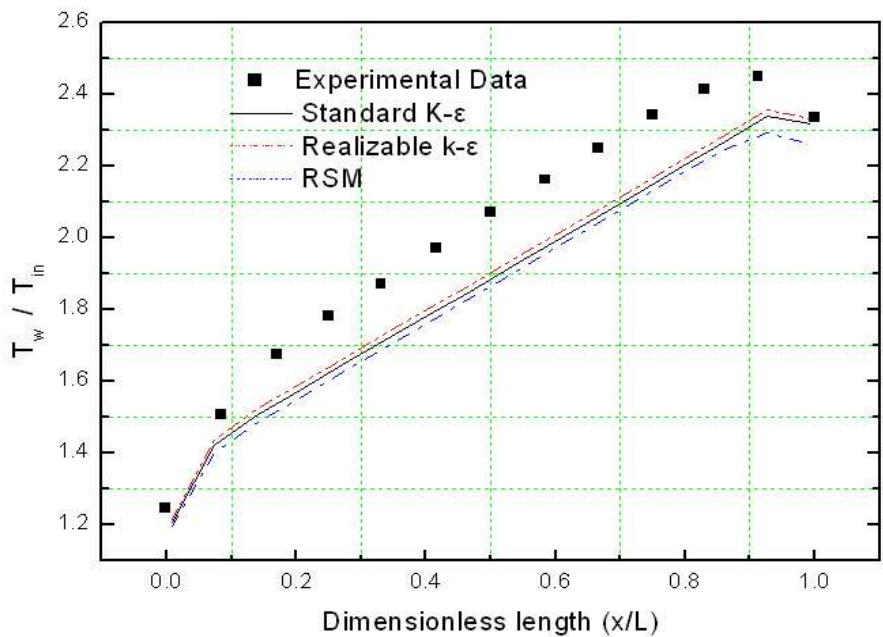


Fig 3.10 Temperature profiles at the wall

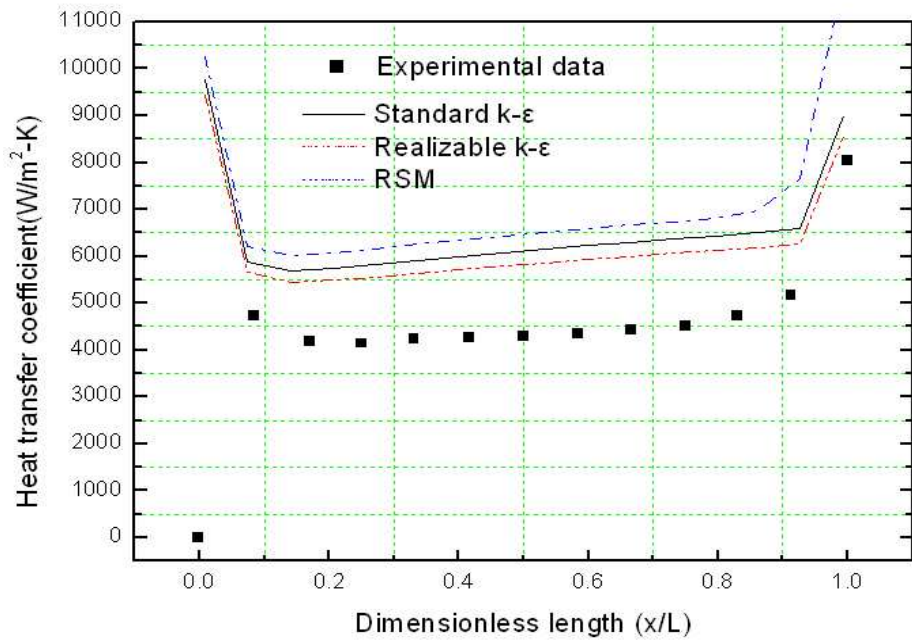


Fig 3.11 The results of prediction for Nusselt number

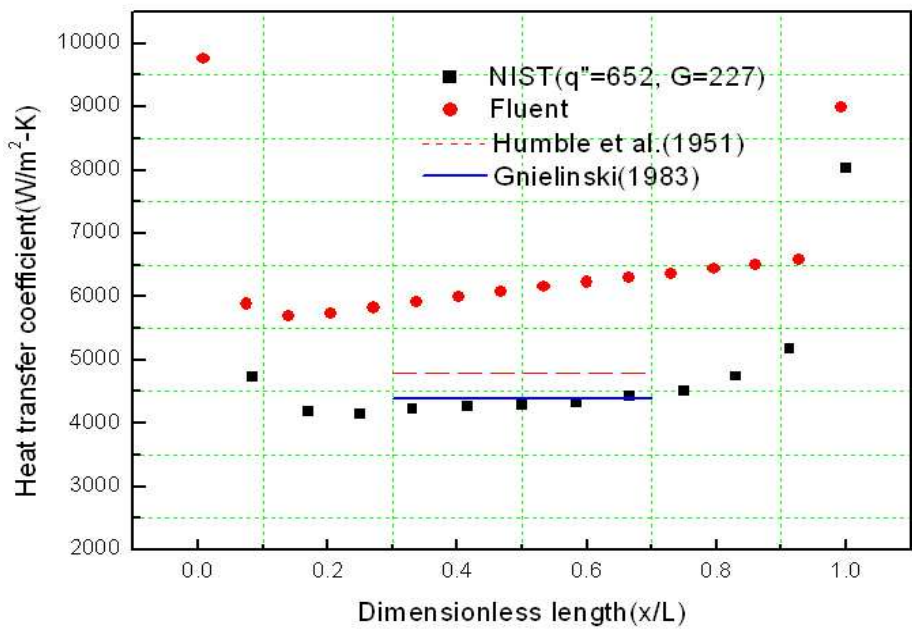


Fig 3.12 Plots of heat transfer coefficient versus distance along the tube length

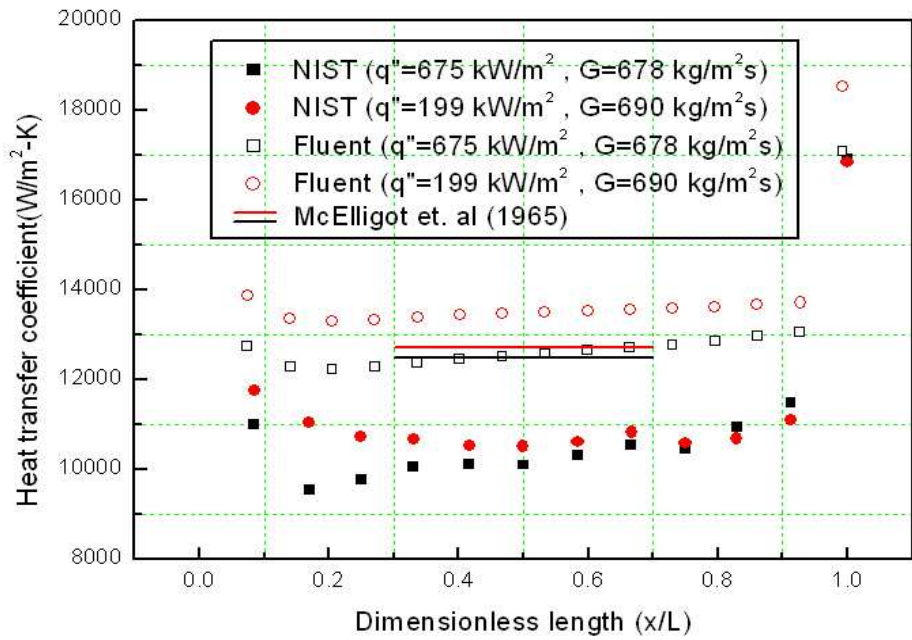


Fig 3.13 In case of high mass flux, the results of prediction for heat transfer coefficient

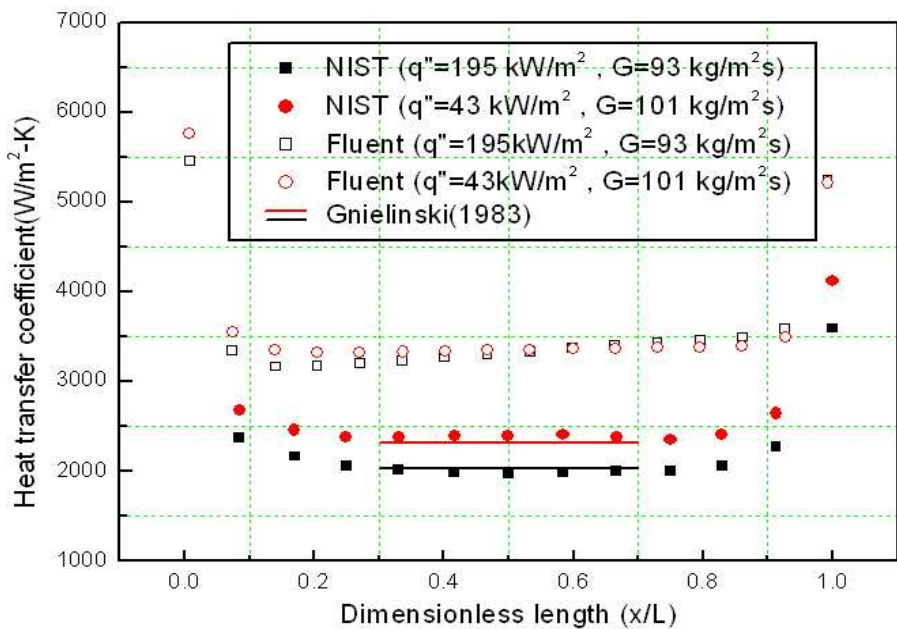


Fig 3.14 In case of low mass flux, the results of prediction for heat transfer coefficient

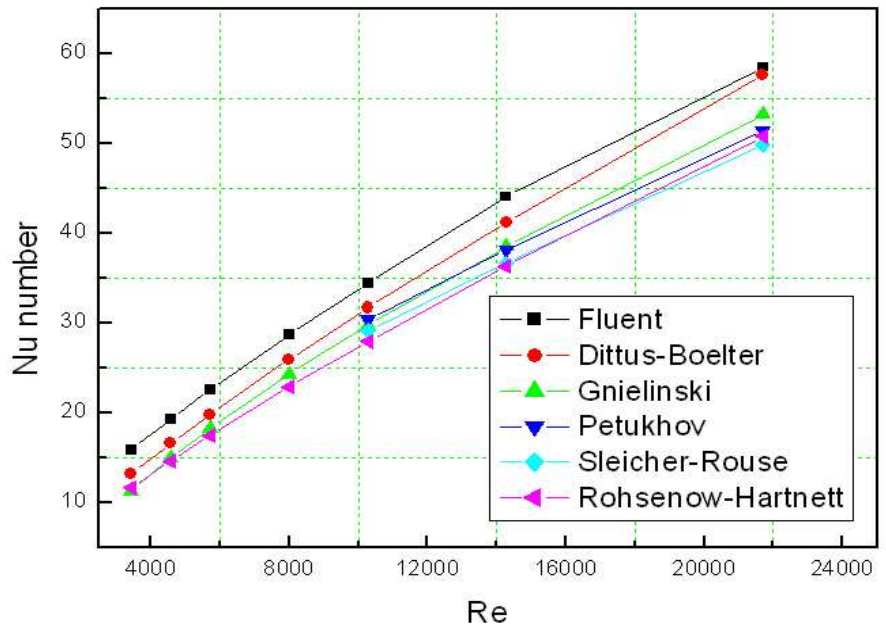


Fig 3.15 The profiles of Nusselt number versus Reynolds number(Circle) - NIST #60

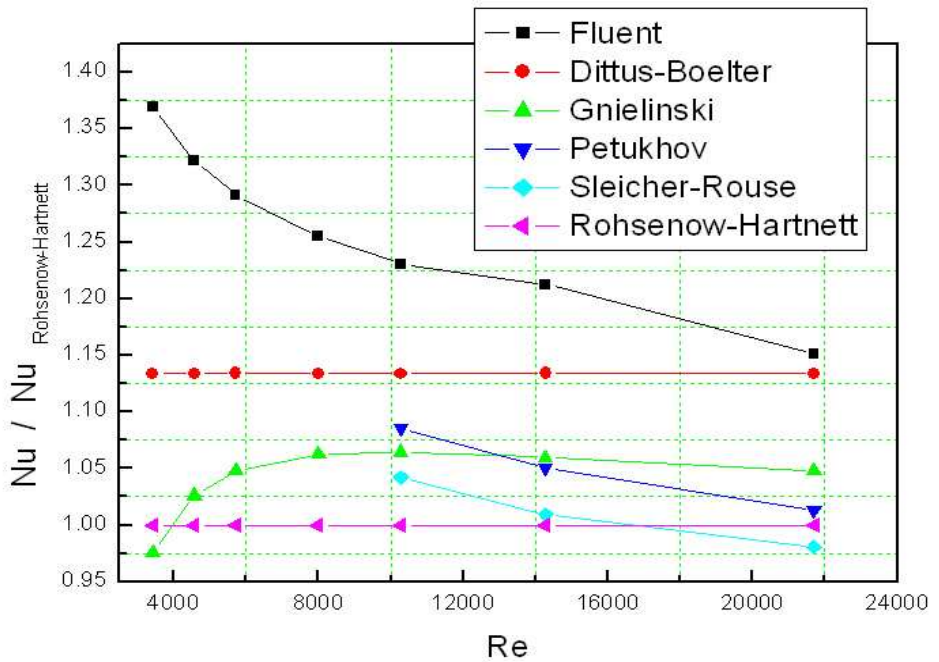


Fig 3.16 The ratio of Nusselt number versus Reynolds number(Circle)

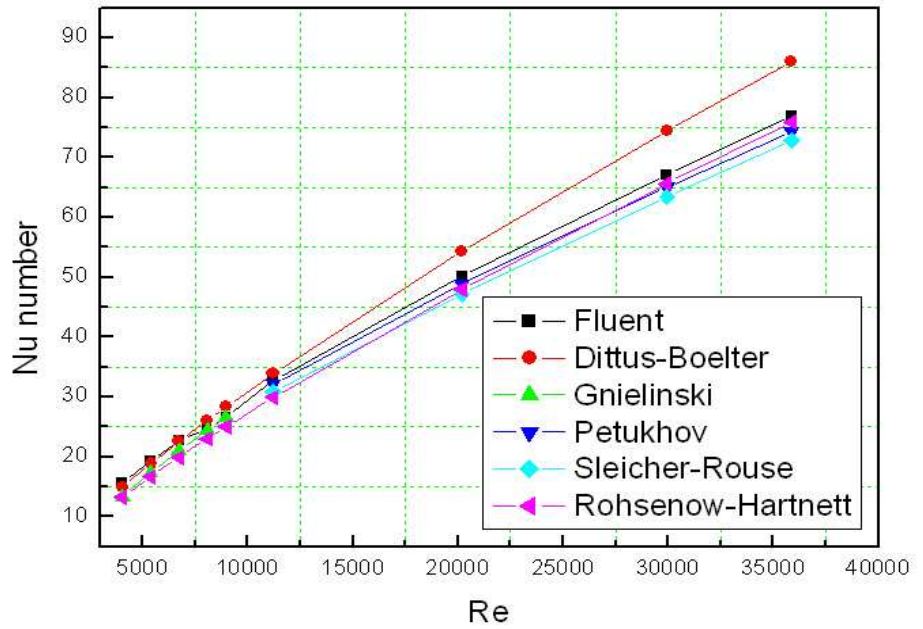


Fig 3.17 The profiles of Nusselt number versus Reynolds number (square)

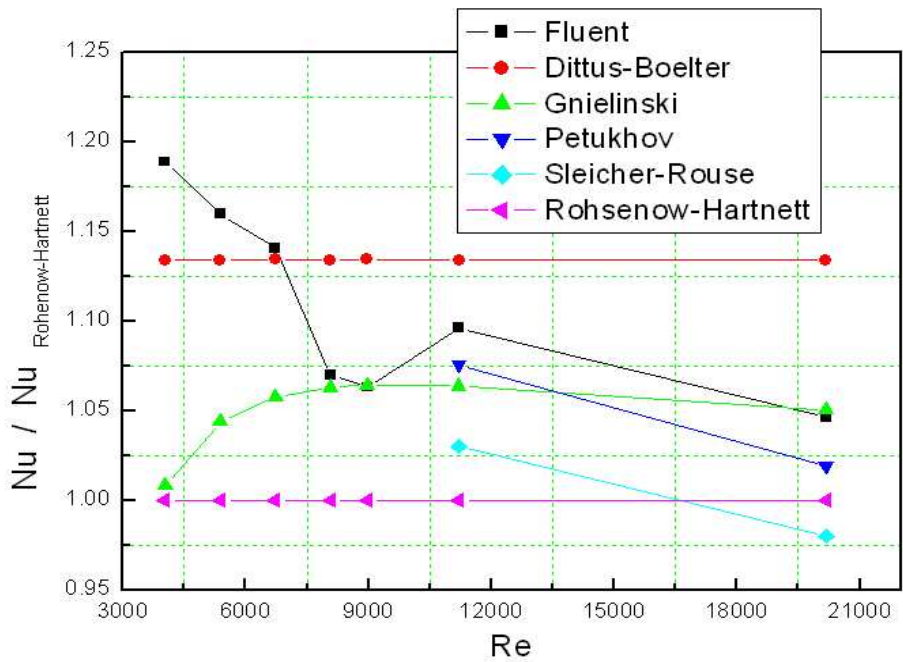


Fig 3.18 The ratio of Nusselt number versus Reynolds number (square)

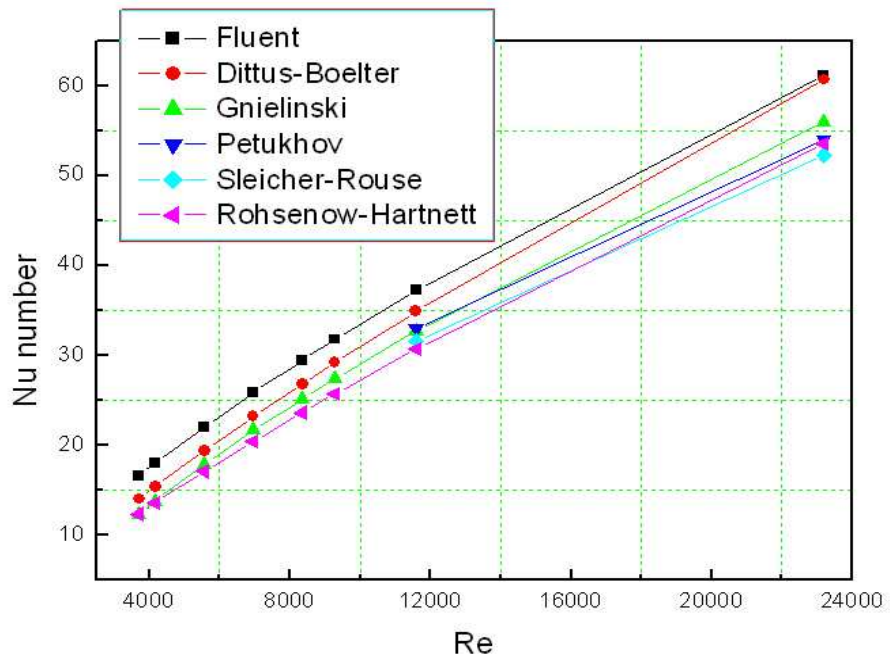


Fig 3.19 The profiles of Nusselt number versus Reynolds number(circle) - NIST #66

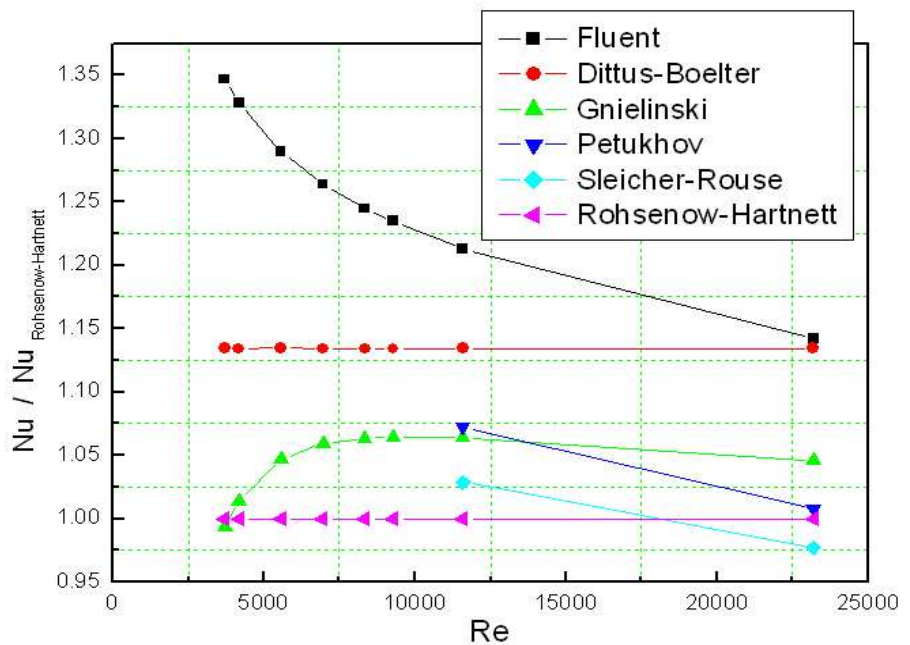


Fig 3.20 The ratio of Nusselt number versus Reynolds number(circle)

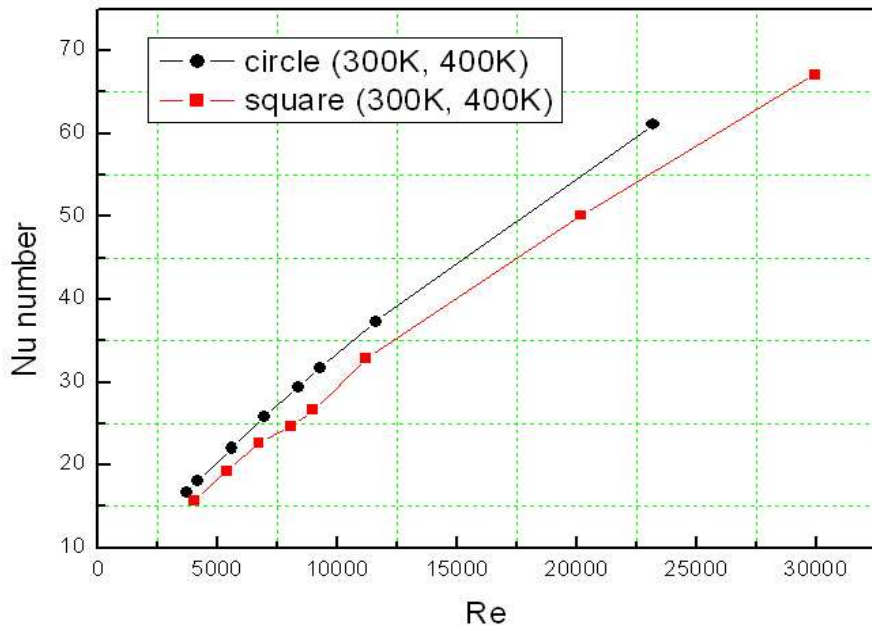


Fig 3.21 The profiles of Nusselt number versus Reynolds number(circle, square)

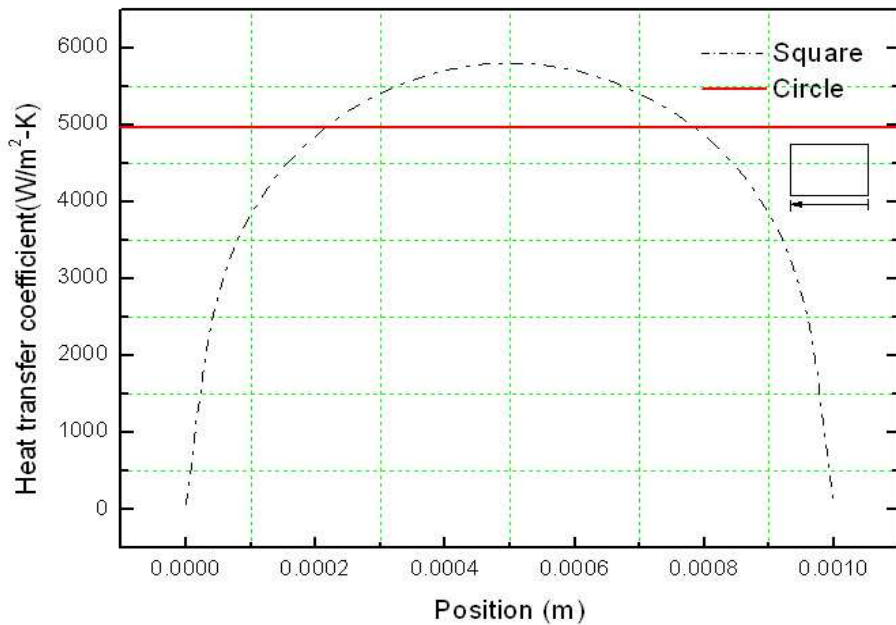


Fig 3.22 The profiles of heat transfer coefficient at the first cell

제 4 장 PCHE 관내 유동의 열전달 예측

4.1 서 론

가스냉각재를 쓰는 경우 가스 특성상 열전달 특성이 좋지 않아 열교환기들이 크고 가스펌프의 용량이 커야 되는 단점이 있다. 이런 문제를 해결하기 위해 기존의 열전달 성능이 우수한 판형 열교환기의 개념을 도입한 PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger)는 유체가 통과하는 채널을 화학적 에칭 처리한 판재들을 적층시킨 후 매우 높은 고온에서 적층 판재면을 가압 시켜 일체형으로 만든다. 이때 유체의 흐름을 정확하게 유지한 상태에서 적층판재는 일체형 블럭으로 바뀌게 되는데, 이들 일체형 블럭들을 서로 용접하여 열 교환기 코어를 제작하며 이어서 헤더 및 노즐을 용접하여 PCHE를 완성한다. Fig 4.1에 PCHE의 구조를 나타내었다. PCHE는 일체형으로 만들어 지기 때문에 고압에서 안정성을 보이며 곱슬주름(corrugated)등 유로의 변형으로 인해 유도되는 와류(counter-rotating velocity)로 열전달을 향상시킬 수 있다. 따라서 PCHE의 유로에 대한 열해석, 유속의 변화 및 엇갈림 각($\theta = 0^\circ, 100^\circ, 115^\circ$) 등의 설계변수들이 열전달에 미치는 영향을 해석하고자 한다.

4.2 격자 구성과 경계조건

1) 격자 구성

비압축성 유동에서 덕트(duct)내의 헬륨기체 강제대류에서 열전달 특성을 이해하기 위해서는 유동에 대한 이해가 필수적이다. 이를 위해 유동 및 일정한 온도를 갖는 조건의 유동장을 해석하였다. 계산을 위해

유동의 변화가 큰 영역으로 예상되는 벽면 근처에는 격자를 조밀하게 하였고, 격자는 각각의 레이놀즈수에 대하여 $y^+ \approx 1$ 을 유지하고 격자 수는 $50 \times 60 \times 100$ 로 하여 30만개 정도로 구성하였다. 이를 Fig 4.2 PCHE의 격자도에 나타내었다.

2) 경계조건

완전발달 영역만을 다루므로 입·출구는 periodic 조건으로 하였으며 레이놀즈수는 4000, 12000, 27000에서 수행하였다. 온도는 저온과 고온으로 나누어서 유체(헬륨)의 입구온도는 300K와 1200K, 벽 온도는 400K와 1300K 일 때 각각 했으며, 각(angle)은 0° 인 스트레이트 사각 관과 100° 와 115° 에서 수치해석을 수행하였다. 이를 Fig 4.3에 나타내었다.

4.3 수치기법

본 연구에서는 유동장 및 열전달 현상을 해석하기 위하여 상용 프로그램인 Fluent 5.4를 사용하였으며, 압력 장을 얻기 위해서는 SIMPLE 방법을 사용하였다. 수치 반복계산 시 종속변수들의 수렴도(residual)가 10^{-6} 이하에 도달하면 수렴된 것으로 간주하였다. 또한 해의 수렴성을 향상시키기 위하여 종속변수에 대하여 하향이완(under-relaxation)을 사용하였으며, 온도와 속도에 대해 이완계수 0.8 과 0.5를 각각 사용하였다. 또한 열전달을 예측하기 위해 k- ϵ 난류 모델(turbulence model)이 사용되었다.

4.4 계산결과

난류의 방정식이 비선형인 이유로 해서, 다수의 $k-\varepsilon$ 모델들의 유동 및 열전달 예측성능 판단을 한 파라미터로 가지고 설명할 수는 없다. 다만 지금까지 연구결과로 볼 때 평균속도 분포, 온도분포 비교를 수행하였다. 열전달 과정은 전적으로 유동의 형태에 영향을 받기 때문에, 정확하게 유동을 예측하는 모델이 열전달 또한 잘 예측한다. Re수가 4,000 ~ 27,000인 지그재그 덕트(zigzag duct)유동에 대해 예측 능력을 비교해 보았다. Fig 4.4 ~ 6에서 스트레이트 관과 각이 100° , 115° 인 사각 관에서 z -방향으로의 평균 온도분포를 각각 나타내었다. 출구 쪽의 평균온도는 100° 일 때가 115° 일 때 보다 5°C 정도 높게 예측되며, 이는 벽과의 열 교환이 다른 경우에 비해 수월하게 행해짐을 포함한다. 이를 Fig 4.7에 Re수에 따라 j factor로 표시하였다. 엇갈림 각이 100° 일 때 다른 경우보다 20% 이상 열전달을 높게 예측하였다. 또한 Fig 4.8에서 볼 수 있듯이 Re수가 12,000에서 저온보다는 고온에서 약 8% 열전달을 높게 예측하였다.

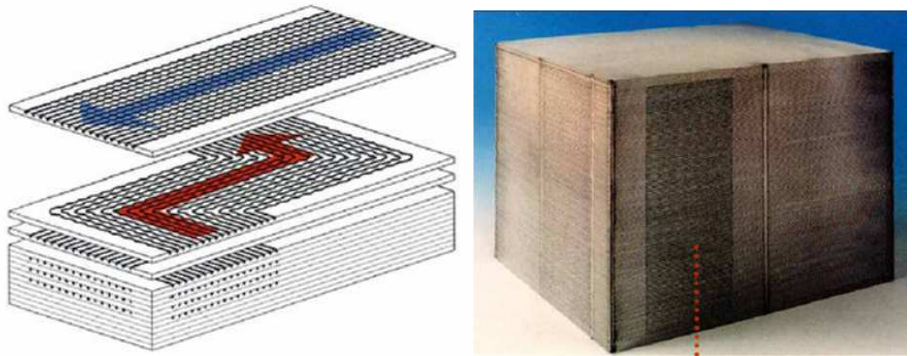


Fig 4.1 Construction of PCHEs

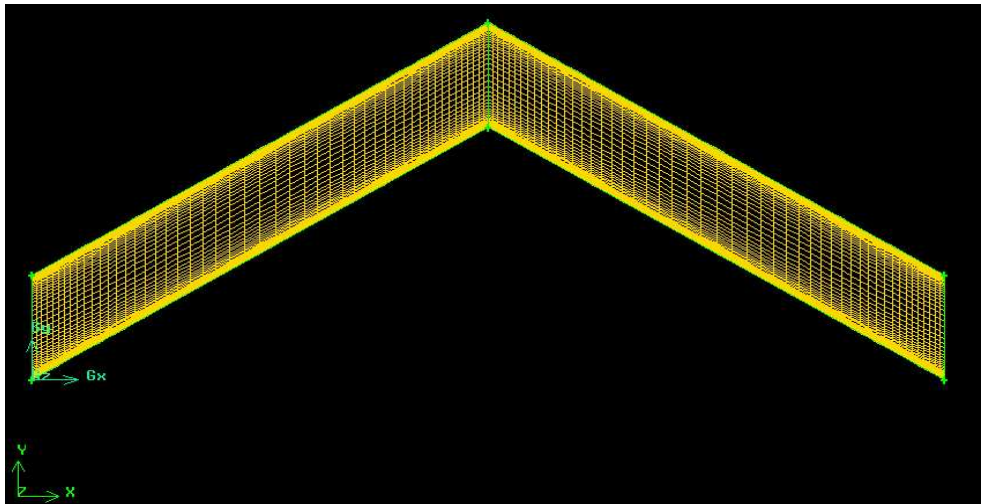


Fig 4.2 The grid of PCHE - 3D

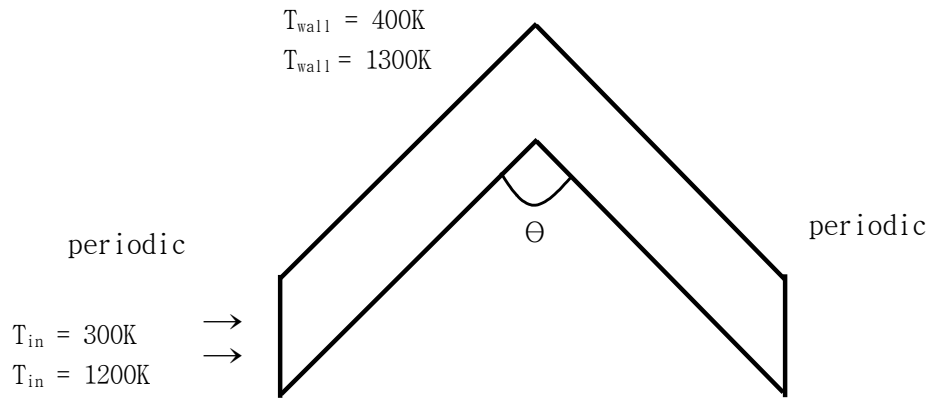


Fig 4.3 Boundary conditions

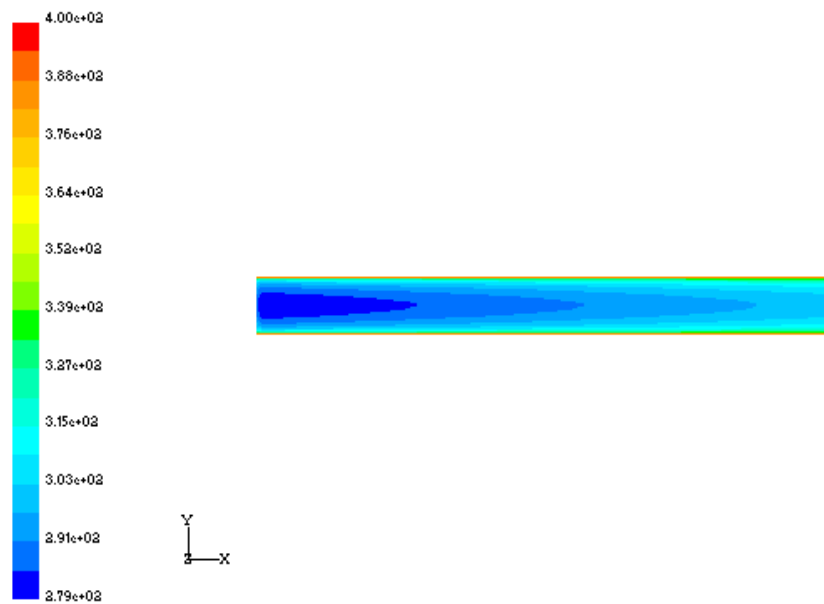


Fig 4.4 The profile of temperature ($\Theta = 0^\circ$)

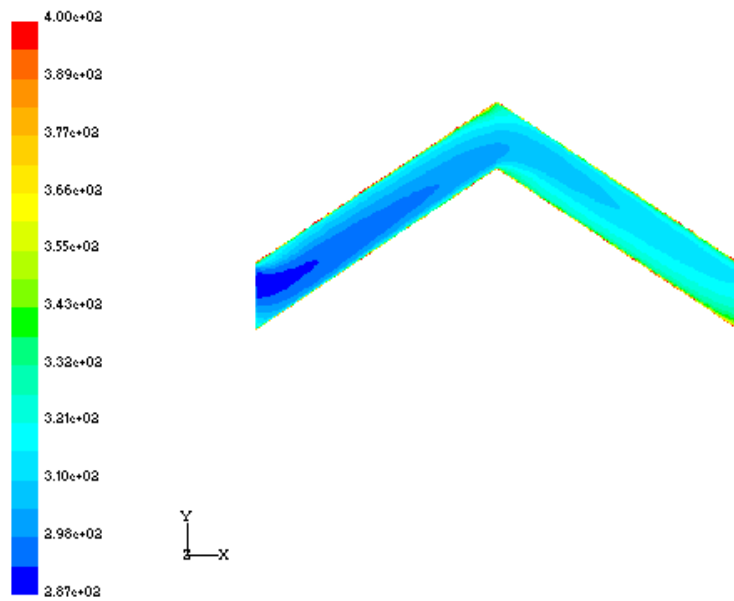


Fig 4.5 The profile of temperature ($\Theta = 115^\circ$)

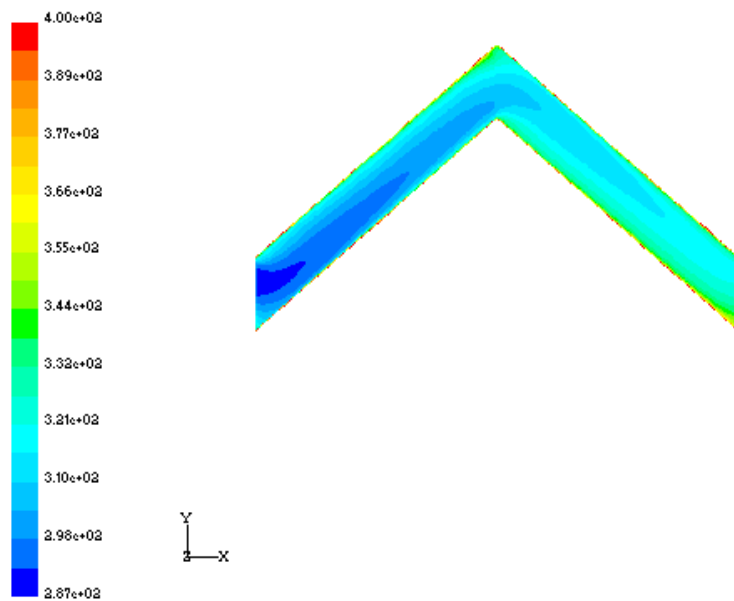


Fig 4.6 The profile of temperature ($\Theta = 100^\circ$)

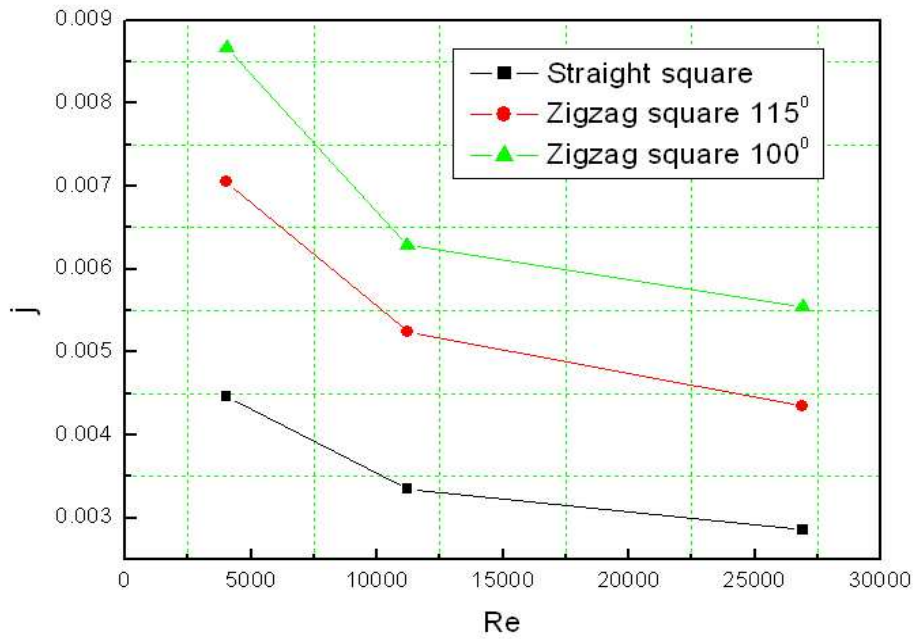


Fig 4.7 The profiles of j factor versus Reynolds number(angle)

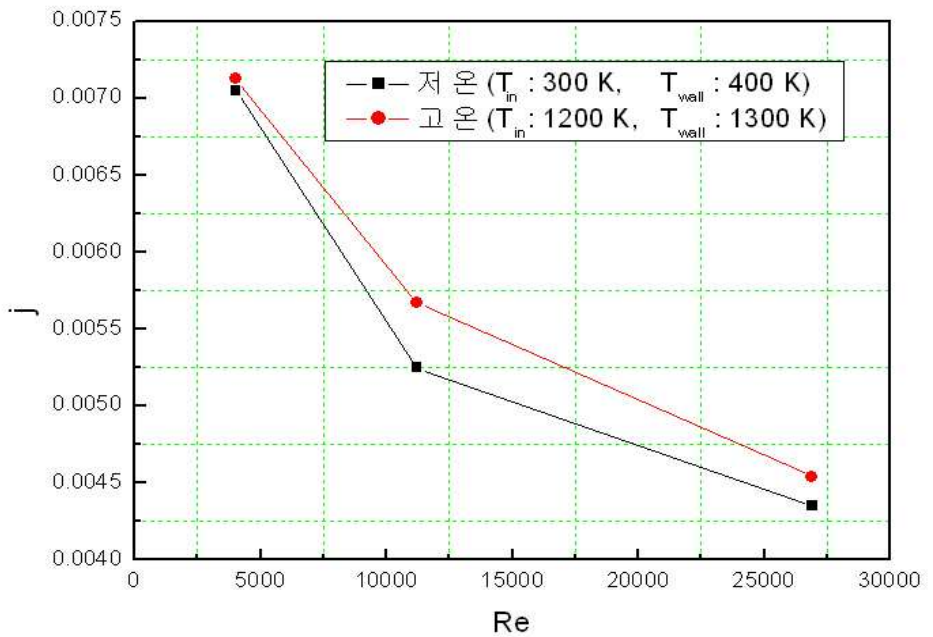


Fig 4.8 The profiles of j factor versus Reynolds number (temperature)

제 5 장 결 론

본 연구에서 벽면으로부터 큰 열 유속을 갖는 수직 관내유동에서 물성치 변화가 발생하는 난류유동을 다루었다. Fluent에서 제공하는 레이놀즈 응력과 2-방정식 k- ϵ 모델을 사용한 수치해석을 수행하여 나타나는 열전달 특성을 알아보았고, 각 모델의 열전달 예측 능력을 비교하였다.

일정한 물성치를 가정한 조건에서 계산을 수행한 결과, Fluent에서 제공되는 모델들의 Nusselt수의 예측결과가 레이놀즈수가 10,000이하인 유동 조건에서 실험식과 비교해 30%이상의 오차를 보이고 있다. 또한 난류모델 선택시 벽면근처에서는 동일한 방정식이 사용되어 모델간 예측결과가 차이를 보이지 않는다. 물성치 변화를 고려한 경우 강제대류에서의 에러를 그대로 반영하고 있는 걸로 사료된다. 벽면에서의 near-wall model을 사용한 경우보다, 벽함수를 사용한 경우에 5%이상으로 실험데이터 근접함을 알 수 있다.

레이놀즈수가 $4,000 < Re < 27,000$ 인 3차원 해석을 통해 엇갈림 각으로 인한 지그재그(zigzag) 유동 및 열전달 예측 능력을 비교하였다. 엇갈림 각이 100° 일 때 다른 경우보다 20% 이상 열전달을 높게 예측하였고 Re수가 12,000에서는 저온보다는 고온에서 열전달이 8%높게 예측되었음을 알 수 있었다. 저-레이놀즈수일 때 벽면에서의 영향을 보완하여 모델을 구성한다면 더 좋은 기대할 수 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

Abe K., Kondoh T., Nagano Y., 1994, "A new turbulence model for prediction fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows - Flow field calculations" Int. J. Heat Transfer, Vol. 37, pp.139-151.

Antonio Campo, "Quick identification of gases for enhancing heat transfer in turbulent pipe flows using standard correlation equations for the convective coefficient and the friction factor" Applied Thermal Engineering, Vol. 25, 2005, pp.2029-2038.

Arbeiter F., Gordeev S., Heinzl V., Slobodtchouk V., 2006, "Analysis of turbulence models for thermo-hydraulic calculations of helium cooled fusion reactor components" Fusion E. Vol. 81, pp1555-1560.

Benim A.C., Cagan M., Gunes D., 2004 "Computational analysis of transient heat transfer in turbulent pipe flow" Int. J. Thermal Sciences Vol. 43, pp.725-732.

Carr A.D., Connor M.A., Buhr H.O., 1973, "Velocity, temperature and turbulence measurements in air for pipe flow with combined free and forced convection" ASME J. Heat Transfer, Vol. 95, pp.445-452.

Cotton M.A., Ismael J.O., Kirwin P.J., 2001, "Computations of post-trip reactor core thermal hydraulics using a strain parameter turbulence model", Nuclear Engineering and Design, Vol. 208, pp51-66.

Eggels J.G.M., Unger F., Weiss M.H., Westerweel J., Adrian R.J., Friedrich R., Nieuwstadt F.T.M., 1994, "Fully developed turbulent pipe flow : a comparison between direct numerical simulation and experiment" J. Fluid Mech., Vol. 268, pp.175-209.

Ezato K., Shehata A.M., Kunugi T., McEligot D.M., 1999, "Numerical prediction of transitional features of turbulent forced gas flows in circular tubes with strong heating" J. Heat Transfer, Vol. 121, pp.546-555.

Fluent 5.4 User' s Guide 2001. Fluent Inc.

Hall W.B., Jackson J.D., 1978, "Heat transfer near the critical point" Keynote Lecture, 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto.

Hrenya C., Miller S., Mallo T., Sinclair J., 1998, "Comparison of low Reynolds number k-e turbulence models in predicting heat transfer rates for pipe flow" Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41. No. 11, pp.1543-1547.

Hsieh W.D., Chang K.C., "Calculation of wall heat transfer in pipe-expansion turbulent flow" Int. J. Heat transfer. Vol. 39, No.18, pp.3813-3822.

Jackson J.D., Cotton M.A., Acell B.P., 1989, "Studies of mixed convection in vertical tubes" Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 10, No. 1, pp.2-15.

Launder B.E., Sharma B.I., 1974, "Application of energy dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc" Lett. Heat Mass Transfer, Vol. 1, pp.131-141.

McCarty, R.D., 1972, "Thermophysical properties of Helium-4 from 2 to 1500 K with Pressures to 1000 Atmospheres" NBS-TN-631.,

Mercado E.R.L., Souza V.C., 2001, "Modeling flow and heat transfer in tubes using a fast CFD formulation" Computers and Chemical E, Vol. 25, pp.713-722.

Mikielewicz D.P., Shehta A.M., Jackson J.D., McEligot D.M., 2002 "Temperature, velocity and mean turbulence structure in strongly heated internal gas flows, Comparison of numerical predictions with data" Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 45, pp.4333-4352.

Nishimura M., Fujii S., Shehata A.M., Kunugi T., McEligot D.M, 2000, "Prediction of forced gas flows in circular tubes at high heat fluxes accompanied by laminarization" J. Nuclear Science and Technology, Vol. 37, No. 7, pp.581-594.

Ozturk et. al, 1995, "An improved process for H₂SO₄ decomposition step of the sulfur-iodine cycle", Energy Covers, Mgmt, 36(1), pp11-21.

Patel V.C., Head M.R., 1969, "Some observations on skin friction and velocity profiles in full developed pipe and channel flows" J. Fluid Mech., Vol. 38, pp.181-201.

R.Iyer G., Yavuzkurt S., 1999, "Comparison of low Reynolds number k-ε models in simulation of momentum and heat transport under high free stream turbulence" Int. J. Mass transfer, Vol.42, pp.723-737.

Sataka S., Kunugi T., Shehata A.M., McEligot D.M., 2000, "Direct numerical simulation for laminarization of turbulent forced gas flows circular with strong heating" *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp.526-534.

Shehata A.M., McEligot D.M., 1998, "Mean structure in the viscous layer of strongly-heated internal gas flows. Measurements" *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp.4297-4313.

Steiner A., 1971, "On the reverse transition of a turbulent flow under the action of buoyancy forces" *J. Fluid Mech.* Vol. 47, pp.503-512.

Takeda T., Kunitomi K., Horie T., 1997, "Feasibility study on the applicability of a diffusion-welded compact intermediate heat exchanger to next-generation high temperature gas-cooled reactor" *Nuclear E.* Vol. 168, pp11-21.

Utyuzhnikov S.V., "The method of boundary condition transfer in application to modeling near-wall turbulent flows" *Computers & Fluids* pp.1-12.

Vilemas J.V., Poskas P.S., Kaupas V.E., 1992, "Local heat transfer in a vertical gas-cooled tube with turbulent mixed convection and different heat fluxes," *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 35, No. 10, pp.2421-2428.

감사의 글

William Butler Yeats

In a field down by the river, my love and I did stand
And on my leaning shoulder, she laid her snow-white hand.
She bid me take life easy, as the grass grows on the weirs
But I was young and foolish, and now am full of tears.

계절이 잎사귀를 바꾸며 이에 맞춰 사람의 모습까지 변화하게 되는군요. 어느덧 이곳에서의 생활을 접을 때가 된 것 같습니다. 이 보잘 것 없는 결실로 그 동안의 은혜에 자그마한 감사함을 드립니다.

학부, 대학원 과정을 지나면서 온갖 지도와 격려를 아끼지 않으신 방광현교수님께 진심으로 감사드립니다. 가르침 주시며 관심을 가져주시고, 또한 바쁘신 와중에도 논문을 심사해 주신 황광일교수님과 조종래교수님께도 감사드립니다.

길면 길고, 짧으면 짧았던 1년 동안 실험실에서 밤늦게까지 동고동락하면서 보냈던 경규, 실험실에서 팬코일 유닛을 시작으로 자질구레한 일을 도맡아 했던 군의, 언제나 노력하며 가끔 실험실에서 사라지는 지선, 동기 옥근, 짧은 시간이나나마 힘이 되 준 중명이 형님, 그리고 함께한 시간을 그립게 했던 태만형, 플랜너 영준을 비롯한 선배 후배님께 감사를 드립니다.

끝으로 물심양면 후원해 주고 믿어준 누나, 형, 아낌없이 무한한 사랑을 주신 부모님께 감사함으로 지면으로나마 이 글을 올립니다.

2006년 8월