

수직관 내 초임계상태 물의 천이상태 대류열전달현상에 관한 연구

이 상 호[†]

원광대학교 기계자동차공학부

A Study on the Transient Convective Heat Transfer for Supercritical Water in a Vertical Tube

Sang-Ho Lee[†]

Division of Mechanical and Automotive Engineering, Wonkwang University, Cheonbuk 570-749, Korea

(Received February 15, 2005; revision received September 23, 2005)

ABSTRACT: Numerical analysis has been carried out to investigate transient turbulent convective heat transfer in a vertical tube for supercritical water near the thermodynamic critical point. Heat transfer and fluid flow in the tube are strongly coupled due to the large variations of thermodynamic and transport properties such as density, specific heat, and turbulent viscosity. As pressure in the tube approaches to the critical pressure, the properties variation with time becomes larger. Heat transfer coefficient rapidly decreases along the tube near the pseudocritical temperature at the tube wall for $P_R < 1.2$. Stanton number variation with time is largely reduced in the region of gas-like phase in comparison with Nusselt number. Turbulent viscosity ratio close to the wall increases near the pseudocritical temperature and it gradually decreases with time.

Key words: Thermodynamic critical point(열역학 임계점), Transient(천이상태), Convective heat transfer(대류열전달), Vertical tube(수직관), Pseudocritical temperature(준임계점 온도), Properties(물성치)

기 호 설 명

C_p : 정압비열 [J/kg·K]

D : 관 직경 [m]

D_t : 난류점도비

f : 마찰계수, $8\tau_w/(\rho_{in} u_{in}^2)$

h : 열전달계수 [W/m²·K]

i : 엔탈피 [J/kg]

k : 열전도도 [W/m·K]

L : 관 길이 [m]

Nu_w : Nusselt 수, hD/k_w

P : 압력 [N/m²]

Pr : Prandtl 수, $\mu C_p/k$

P_R : 임계환산압력, P/P_c

Q : 열유속 [W/m²]

r : 반경방향 축 [m]

Re : Reynolds 수, $\rho u D/\mu$

St : Stanton 수, $Q_w/\rho u(i_w - i_b)$

[†] Corresponding author

Tel.: +82-63-850-6683; fax: +82-63-850-6691

E-mail address: lsheagle@wonkwang.ac.kr

- T : 온도 [K]
- t : 시간 [sec]
- t^* : 무차원시간, $u_{in}t/D$
- T_{pc} : 준임계점온도 [K]
- T_R : 임계환산온도, T/T_c
- u : 축방향 속도 [m/s]
- u_r : 전단속도 [m/s]
- V : 속도벡터 [m/s]
- v : 반경방향 속도 [m/s]
- y : 관 벽으로부터 반경방향으로의 거리 [m]
- z : 길이방향 축 [m]

하첨자

- b : 총괄
- c : 임계점
- in : 입구
- max : 최대값
- pc : 준임계점
- t : 난류성분
- w : 관 벽

그리스 문자

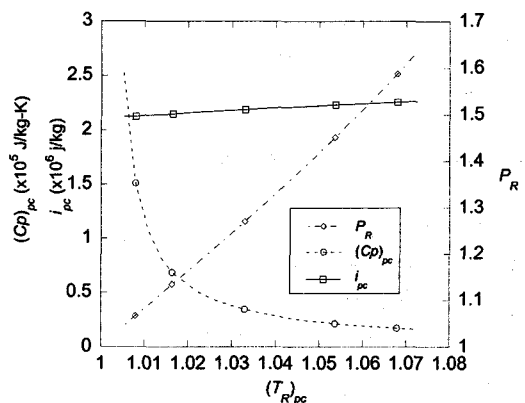
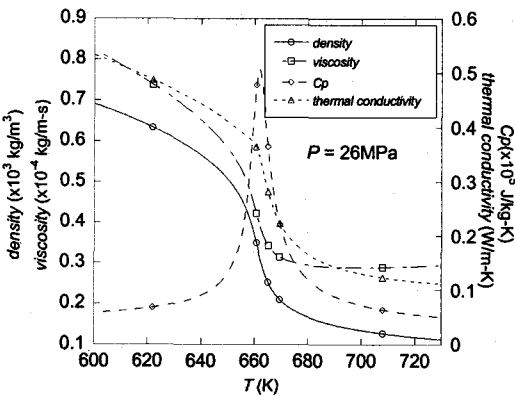
- α : 격자균일도계수
- β : 압축성계수 [1/K]
- θ : 무차원온도, $k_{in}(T - T_{in})/Q_w \cdot D$
- μ : 점도 [kg/s·m]
- ν : 동점도 [m²/s]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- τ : 전단응력 [N/m²]
- Φ : 점성소산율 [J/kg·m²]
- ϕ : 함수변수

상첨자

- * : 무차원 변수
- n : 반복회수

최근에 이르러 초전도시스템, 환경정화, 발전소 등의 다양한 분야로 초임계상태 유체의 응용범위가 점차 확대되고 있다. 초임계상태 유체는 열역학적으로 임계점 부근의 상태이며 밀도 및 비열 등의 물성치가 급격히 변화하는 경향을 보여준다. Fig.1은 초임계상태의 물에 대한 여러 가지 물성치들의 온도에 따른 변화를 나타낸 것이다. 준임계점온도 주변의 좁은 온도범위에서 온도증가에 따라 밀도 및 점도 등은 급격히 감소하는 경향을 보여주며 정압비열은 크게 증가 후 감소하는 특성을 갖고 있다. 이는 초임계상태 물질의 액체상과 기체상 간의 천이와 같은 물질분자구조적인 특성변화와 관련된 것으로 여러 가지의 특이한 현상^(1,2)을 수반한다. 이러한 임계점 근처에서 물성치들의 변화는 압력이 임계압에 접근할수록 더욱 급격해진다. 이와 함께 준임계점온도는 유

1. 서 론



(a) Thermodynamic and transport properties

(b) Specific heat at the pseudocritical temperature

Fig. 1 Thermodynamic and transport properties variation of water with specific heat at the pseudocritical temperature near the critical point.

체압력의 증가($1 < P_R < 1.5$)에 따라 거의 선형적으로 증가하는 경향을 보여주고 있으며 $P_R < 1.25$ 영역에서 준입계점온도의 정압비열은 임계압에 가까울수록 급격히 증가하게 된다. 따라서 초임계상태의 유체유동 및 열전달현상은 이와 같은 물성치들의 많은 변화로 인해 적지 않은 영향을 받게 된다.

초임계상태 유체의 열전달현상과 관련하여 1950년대부터 수많은 실험 및 이론적인 연구⁽¹⁻²⁶⁾가 수행되어 왔으며, 이들 결과로부터 물, 이산화탄소, 수소, 그리고 산소 등을 포함한 여러 가지 유체들에 대한 다양한 형태의 열전달특성을 예측하는 관계식들이 제안되었다. 특히 일반적인 열교환기의 원형관 내 초임계상태 유체유동에 대해 유동장 내 밀도, 정압비열, 점도, 그리고 열전도도 등의 물성치들에 대한 변화를 고려한 열전달계수 및 Nusselt 수에 대한 다양한 열전달식들⁽¹⁻⁵⁾이 제시되었다. 이와 함께 초임계상태 유체의 난류 대류 열전달 특성에서 나타나는 열전달 악화현상에 대하여 전단응력 및 난류성분 등의 유동구조에 대한 많은 분석^(6,7)이 이루어졌다. 열역학적으로 대부분의 초임계상태 유체의 특성상 고온고압 또는 초저온의 상태에서 존재하므로 아직까지도 유동구조 및 온도와 물성치들의 분포 등에 대한 실험을 통한 정확한 분석이 어렵다. 이에 따라 전산해석기법을 이용한 연구^(8,11,13-18)가 점차 확대되고 있다.

이러한 초임계상태 유체에 대한 정상상태의 유동 및 열전달특성에 대한 많은 연구들과 함께 천이상태 열전달에 대한 최근의 연구로서 Okamoto et al.⁽²³⁾은 솔리덴 및 새도우그래프 기술을 적용한 실험을 통하여 초임계상태의 이산화탄소유동장 내 시간에 따른 속도 및 밀도분포의 변화를 측정하였다. Smirnov and Krasnov⁽²⁴⁾는 초임계상태 물에 대한 천이상태 열전달특성을 열유속 변화조건에 대하여 분석하였다. 이를 통해 시간에 따른 관 내의 평균적인 열전달관계식을 제시하였다. Bloem⁽²⁵⁾은 사각단면 관에 대한 초임계상태의 헬륨에 대한 비정상상태 열전달특성을 실험적으로 분석하였으며, 그 결과를 바탕으로 간단한 형태의 열전달식을 제시하였다. 그는 실험결과로부터 초기의 관 내 열전달특성은 벽 주변의 경계층 내 유체의 열전도도특성에 주로 영향을 받는 것으로 추정하였다. Toshio et al.⁽²⁶⁾은 초임계상태 이산화탄소에 대한 수평백금선 주위에서의 천

이상태 자연대류현상에 대한 실험을 통하여 열유속과 과열도의 시간에 따른 변화를 분석하였다. 이를 통해 높은 열유속 조건의 경우 백금선 벽 표면의 경계층 부근에서 유체 내 기포의 생성을 관찰하였다.

이와 같이 기존의 초임계상태 유체유동에 대한 연구는 대부분 정상상태 열교환시스템 내 열전달 분석에 치우쳐져 있으며 시간변화에 따른 열유동 특성의 영향분석에 대한 연구는 아직까지 매우 부족한 상태이다. 따라서 본 연구에서는 전산유체역학을 이용한 수치해석을 통하여 원형관 내 초임계상태의 물에 대한 천이상태 대류열전달특성을 분석하였다. 이를 통하여 초임계상태 유체의 열교환기시스템에 대한 열전달 및 유동관련 특성데이터를 제공하고자 한다.

2. 수치해석

2.1 지배방정식

본 연구에서 분석하고자 하는 초임계상태의 유체유동은 원형 수직관 내 축대칭구조의 천이상태 상향 난류유동으로서 관 벽으로부터 일정한 열유속이 가해지는 경우이다. 유동장 내 유체의 물성치와 관련된 위치별 열역학적 평형상태와 함께 뉴턴 유체로 가정하였고 관 내부의 표면거칠기에 대한 영향은 무시하였다. 초임계상태 유체로서 물이 사용되었으며 관련된 유동의 지배방정식들은 다음과 같다.^(11,17)

연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho V = 0 \quad (1)$$

운동량방정식

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} + \nabla \cdot \rho V V = -\nabla P + \nabla \cdot \tau - \rho g \quad (2)$$

에너지방정식

$$\rho \frac{D_i}{D_t} = \nabla \cdot \left\{ \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \nabla i \right\} - \nabla \cdot \left[\left(\frac{(1-\beta T)}{\rho C_p} \right) \nabla P \right] + \frac{DP}{Dt} + \mu \Phi \quad (3)$$

여기에서는 Bellmore and Reid⁽¹⁷⁾가 제안한 물성치 난류섭동성분의 난류전달특성에 미치는 영향을 고려한 다음의 혼합거리모델을 사용하였다.

$$\mu_t = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \times \left\{ 1 - \left(\frac{\beta l_m}{C_p Pr_t} \frac{\partial i}{\partial y} \right) - \left(\frac{\beta l_m}{C_p Pr_t} \frac{\partial i}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (4)$$

난류 Prandtl 수는 0.9로 가정^(14,15)하였으며 혼합거리는 다음의 전형적인 2층구조모델⁽²⁷⁾을 사용하였다.

$$l_m = l' [1 - \exp(-u_r y / \nu_w A)] \quad (5)$$

여기서

$$l' = K(D/2 - r) : K(D/2 - r) < \lambda D/2 \quad (6a)$$

$$l' = \lambda D/2 : K(D/2 - r) \geq \lambda D/2 \quad (6b)$$

이며 K, λ, A 는 각각 0.44, 0.09, 26이다.

2.2 경계조건 및 물성치

관 입구에서 일정한 온도조건과 함께 유속은 다음의 속도분포⁽¹⁸⁾로 가정하였다.

$$\frac{u}{u_{max}} = \left(\frac{y}{D/2} \right)^{1/7} \quad (7)$$

관 벽에서는 일정한 열유속조건이 사용되었으며 중심부에서는 축대칭 경계조건이 적용되었다. 관 길이는 입구로부터 유동방향으로 직경의 약 50배 정도의 거리가 사용되었으며 출구부에서는 선형외삽 경계조건이 적용되었다.

초기조건으로서 관 내 유동장 전체에 대하여 균일한 온도(관 입구의 유체온도)분포와 함께 식 (7)의 속도분포로 가정하였다. 관 벽을 통해 일정한 열유속이 공급되는 시점부터 계산을 진행하였으며 관 벽을 통한 열저항성분은 무시하였다. 이와 함께 초임계상태의 물에 대한 밀도 및 열전도도 등의 열역학 및 전달특성들은 Lester et al.⁽²⁸⁾의 프로그램을 이용하여 계산하였다.

2.3 해석기법

수치해석기법으로는 천이상태의 유동을 고려한 SIMPLE 알고리즘⁽²⁹⁾을 포함한 유한체적법이 사용되었다. 대류항보간법으로 2차 상류차분법이 사용되었고 시간에 대해 1차 음해법(implicit scheme)이 적용되었다. 이와 함께 각 시간단계별로 지배방정식들의 주변수인 속도와 엔탈피에 대하여 다음의 수렴조건을 만족하도록 설정하였다.

$$\left| \frac{\phi_i^{n+1} - \phi_i^n}{\phi_i^n} \right| < 10^{-3} \quad (8)$$

모든 계산은 Dell 650 모델 워크스테이션에서 Fortran을 이용하여 이루어졌으며, 각 계산(CPU) 시간은 약 80시간 정도 ($t^* = 20$) 소요되었다.

관 입구 및 벽면부근에 계산격자가 밀집되도록 각각의 축 방향에 대하여 다음과 같은 관계식을 이용하여 격자시스템을 구성하였다.

$$r = \frac{(a+1) - (a-1)[(a+1)/(a-1)]^{1-\bar{r}}}{[(a+1)/(a-1)]^{1-\bar{r}} + 1} \quad (9)$$

여기서 \bar{r} 는 균일하게 분포된 격자시스템을 나타내고 변수 a 는 축 방향과 반경 방향에 대하여 각각 1.5와 1.2가 사용되었다. 대부분의 계산에는 300(z -축 방향)×100(r -축 방향)의 격자시스템 ($L/D=50$)이 사용되었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 관 내 유동장 및 물성치분포

Figs. 2~5는 관 벽으로부터 일정한 열유속을 받는 조건에서, 유동장 내 초임계상태 물에 대한 열역학 및 전달특성들의 관 벽 부근($r/D \geq 0.49$) 분포를 두 가지의 관 내 압력조건에 대한 시간별로 나타낸 것이다. 이들은 관 입구의 초임계상태 유체온도가 준임계점온도보다 낮은 상태에서 관 벽으로부터의 열전달에 의해 준임계점온도 이상으로 증가하게 되어 물성치들의 변화가 유동장에 직접적으로 영향을 미치는 경우이다. 관 내 압력이 25 MPa이고 시간 $t^* = 2$ 인 경우(Fig. 2)에는 관

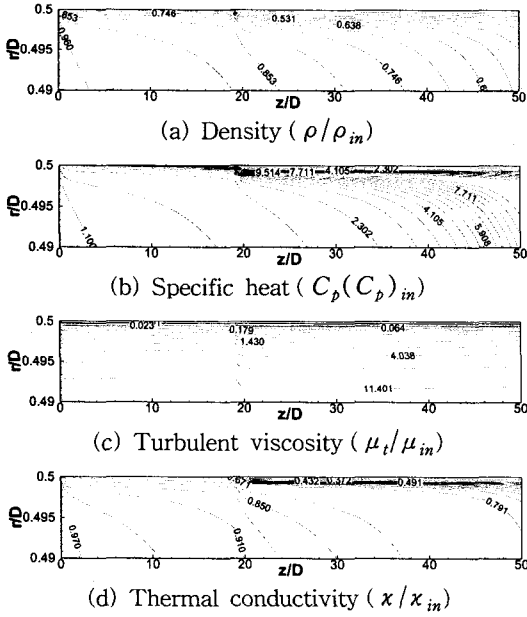


Fig. 2 Distributions of nondimensional properties in the tube for $Q_w=500 \text{ kW/m}^2$, $P=25 \text{ MPa}$, $T_{in}=620 \text{ K}$, $Re_{in}=10^5$ at $t^*=2$.

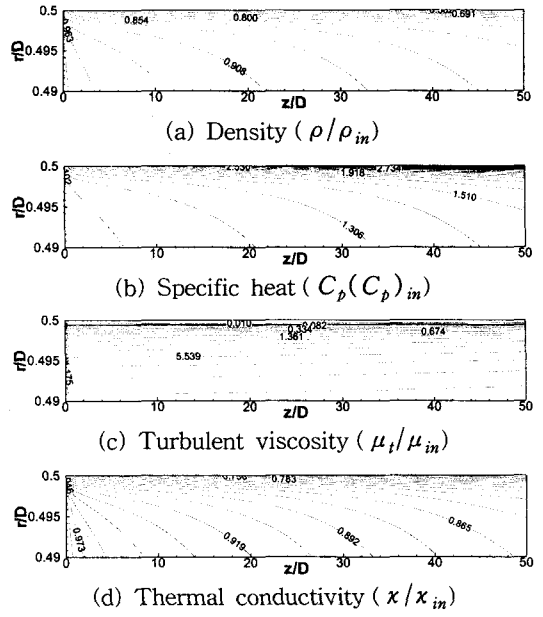


Fig. 4 Distributions of nondimensional properties in the tube for $Q_w=500 \text{ kW/m}^2$, $P=30 \text{ MPa}$, $T_{in}=620 \text{ K}$, $Re_{in}=10^5$ at $t^*=2$.

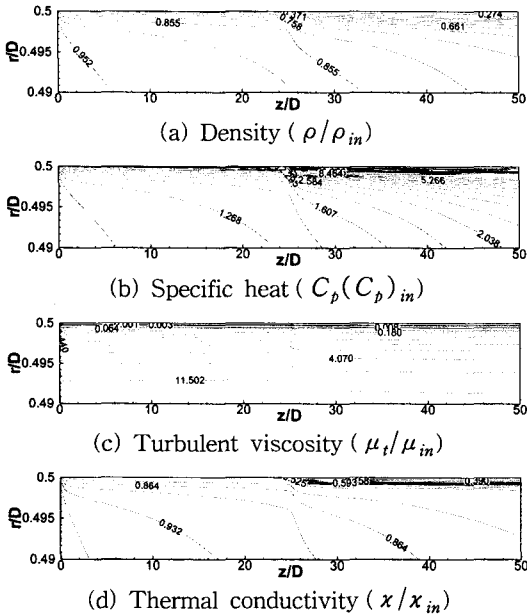


Fig. 3 Distributions of nondimensional properties in the tube for $Q_w=500 \text{ kW/m}^2$, $P=25 \text{ MPa}$, $T_{in}=620 \text{ K}$, $Re_{in}=10^5$ at $t^*=10$.

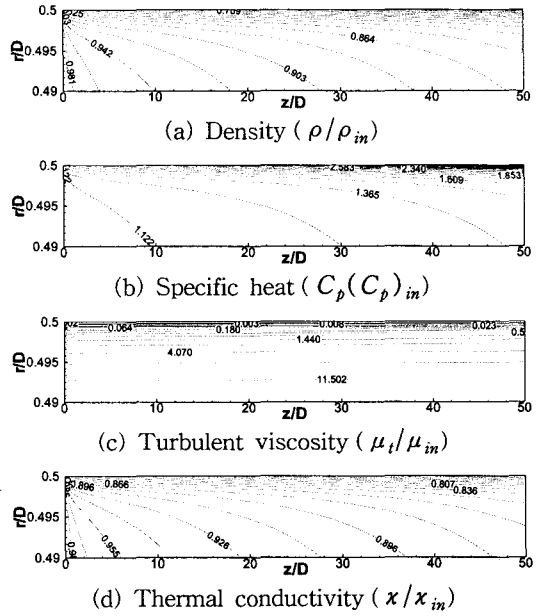


Fig. 5 Distributions of nondimensional properties in the tube for $Q_w=500 \text{ kW/m}^2$, $P=30 \text{ MPa}$, $T_{in}=620 \text{ K}$, $Re_{in}=10^5$ at $t^*=10$.

벽 부근에서 온도변화에 따른 물성치들의 급격한 변화가 나타나고 있으며 벽으로부터의 열전달에 의해 유체온도가 점차적으로 증가되다가 $z/D \approx 20$ 부근에서 준임계점온도에 접근하면서 유동방향으로 유체의 물성치들이 급격한 변화를 보이고 있다. 밀도와 열전도도는 Fig. 1(a)에서 볼 수 있듯이 전체 유동장 내에서 유사한 분포경향을 보여주고 있으며 정압비열이 최고값을 갖게 되는 준임계점온도 부근에서 매우 급격한 변화특성을 갖고 있음을 알 수 있다. 유동장 내 전달특성과 밀접한 관계가 있는 난류점도는 25 MPa의 경우 유체의 온도가 준임계점온도가 되는 지역에서 유동방향으로 약간 감소하는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 3의 $t^* = 10$ 인 경우와 같이 일정시간이 지난 후에는 유체온도의 증가에 따라 급격한 물성치들의 변화가 발생하는 준임계점온도 지역이 유동방향으로 약간 ($z/D \approx 25$) 이동한 것을 볼 수 있다. 이에 따라 이전 ($t^* = 2$)에 유동장 내 물성치들의 변화가 급격하게 이루어진 $20 \leq z/D \leq 25$ 지역의 관 벽 부근에서 비교적 완만한 변화의 경향을 볼 수 있다.

Fig. 4와 Fig. 5는 관 내 압력이 30 MPa인 경우의 관 내 유체의 물성치분포들을 시간별로 나타낸 것이다. $t^* = 2$ 의 경우에는 관 벽 부근에서 유체 물성치들의 분포변화가 역시 많은 편이지만 25 MPa의 경우에 비해 유동방향으로의 급격한 변화가 크게 줄어든 것을 볼 수 있다. $t^* = 10$ 의 경우 유체의 온도증가에 따라 유동방향으로 물성

치들의 분포변화가 있으나 25 MPa의 경우에 비해서는 시간에 따른 변화가 매우 작은 편이다. 이러한 물성치들의 분포변화는 유동장 내 유체속도 및 온도의 분포에 많은 영향을 미치게 된다.

Fig. 6은 두 가지의 관 내 압력조건에 대해 유동방향으로 $z/D = 25$ 의 위치에서 반경방향의 유속 및 온도분포를 시간의 진행에 따라 나타낸 것이다. 관 벽 부근의 유속분포는 열전달이 시작되는 초기의 식(7)의 속도분포에서 유체온도의 증가에 따른 물성치들의 변화와 함께 유속이 시간에 따라 점차 감소하는 특성을 보여주고 있다. 관 내 압력이 25 MPa인 경우는 $t^* \geq 10$ 이후 유속 및 온도분포의 시간에 대한 변화가 거의 없음을 볼 수 있다. 관 내의 $0.45 \leq r/D \leq 0.495$ 지역에서 시간의 증가에 따라 $t^* = 6$ 의 유속이 $t^* = 2$ 의 경우보다 약 8% 정도 감소하였으며 온도는 25% 정도 감소하였다. 이와 함께 30 MPa인 경우는 이러한 유속 및 온도의 변화가 25 MPa에 비하여 1/3 정도로 감소하였으며 $t^* \geq 6$ 이후 시간증가에 따른 온도분포변화가 거의 없음을 볼 수 있다. 또한 관 내 압력이 임계압에 접근할수록 정상상태에 이르는 시간 이 증가하는 것을 볼 수 있다. 관 벽 부근 온도분포의 반경방향 기울기가 25 MPa에서 30 MPa의 경우보다 상대적으로 크게 나타나고 있다. 이는 25 MPa의 경우 벽 부근 유체가 열전달에 의한 온도상승에 따라 기체 같은 상으로 천이된 상태이고 전달특성인 난류점도성분이 감소한 것과 연관이 있는 것으로 판단된다.

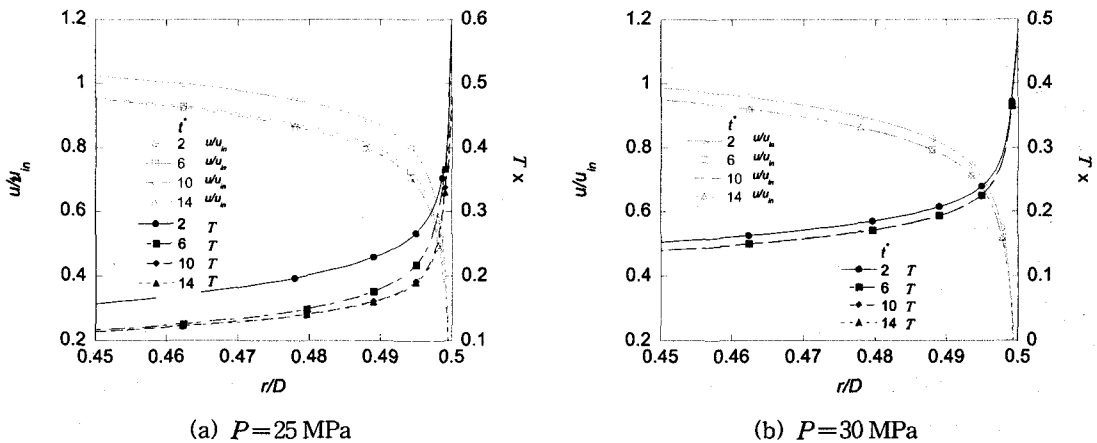


Fig. 6 Variations of nondimensionalized velocity and temperature distributions in the tube for $Q_w = 500 \text{ kW/m}^2$, $T_{in} = 620 \text{ K}$, $Re_{in} = 10^5$, $z/D = 25$.

3.2 관 내 열전달 및 유체유동특성

Fig. 7은 여러 가지의 관 내 압력별 열전달 계수분포의 시간에 따른 변화를 나타낸 것이다. 여기서 열전달계수의 계산에 사용된 관 내 총괄유체온도는 다음과 같다.

$$T_b = \int_A \rho u C_p T dA \Big/ \int_A \rho u C_p dA \quad (10)$$

관 내 압력이 $P_R=1.18$ 인 경우 열전달계수는 관 입구의 유동발달 영역에서 급격히 감소 후 $z/D \cong 2$ 부근에서 증가하기 시작하다가 $z/D \cong 30$ 에서 약 30% 정도 급격히 감소 후 다시 증가하는 경향을 보여주고 있다. 또한 열전달계수의 급격한 감소가 발생하는 위치가 시간의 증가에 따라 점차 유동방향으로 이동하게 되고 $t^* \geq 10$ 이후의 변화는 거의 없다. 이러한 열전달계수의 급격한 감소는 열전달에 따른 유체온도의 증가와 함께 관 벽 온도가 준임계점온도를 지나면서 유체정압비열의 급격한 증가와 함께 액체상에서 기체상으로 천이하는 듯한 변화에 따른 전달특성의 감소에 의한 것이다. 이러한 급격한 열전달계수의 변화는 관 내 압력이 증가함에 따라 줄어들게 되어 Fig. 7의 관 내 압력이 $P_R=1.36$ 과 $P_R=1.63$ 인 경우에는 열전달계수가 유동방향으로 완만하게 증가하는 특성을 보여주고 있다. $P_R=1.36$ 의 경우에서도 열전달계수가 유동방향으로 약간 감소되는 특성이 나타나고 있으나 매우 미미한 편이다. 두 가지 압력조건인 경우 관 입구의 유동발달영역을 지난 후에는 열전달계수가 유동방향으로 점차 증가하는 경향을 보여주고 있으며 압력이 높을수록 열전달계수는 전체적으로 낮아지는 경향을 나타내고 있다. 이와 함께 $t^* \geq 6$ 의 경우 열전달계수의 시간에 대한 변화는 거의 없는 편이다.

Fig. 8은 열전달계수와 직접적으로 관련된 Nusselt 수와 Stanton 수의 분포를 압력별로 나타낸 것이다. 관 입구의 유동발달 지역을 제외하고 Nusselt 수는 열전달계수와 달리 유동방향으로 계속 증가하고 있다. Fig. 7의 열전달계수 분포에서 볼 수 있듯이 $P_R=1.18$ 의 경우 유동방향으로 급격한 변화를 거치는 $z/D \cong 30$ 부근에서 열전달계수는 작아졌지만 관 벽 부근 유체의 난류전달특성 및 열전도도도 이전 영역($z/D < 30$)보다 상대적으로

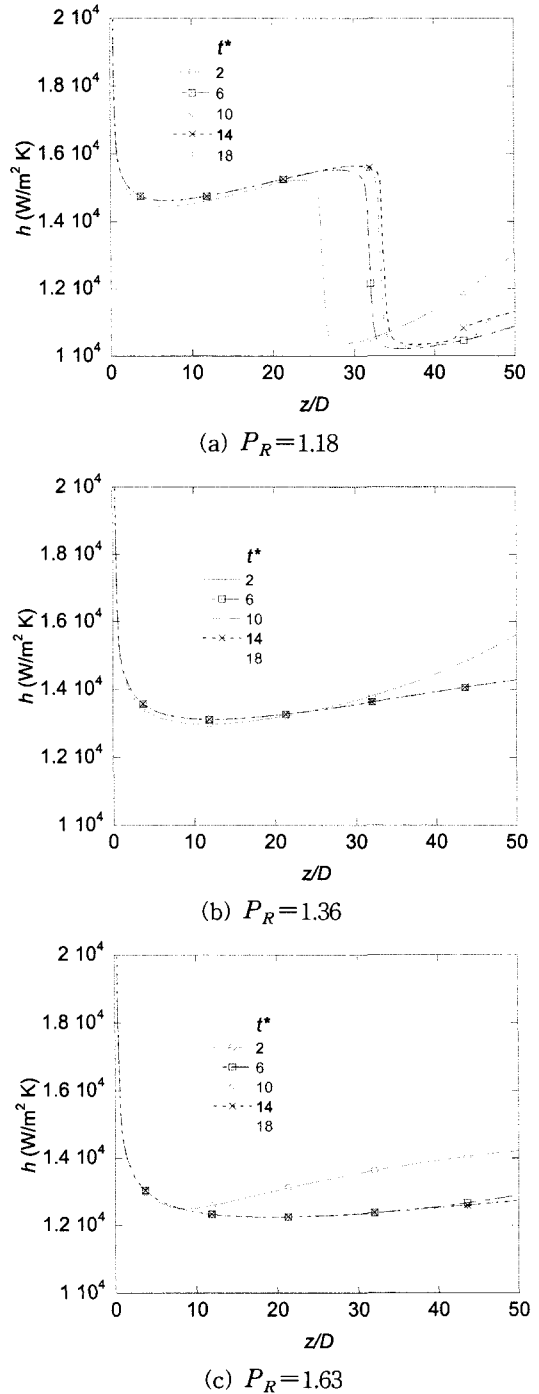


Fig. 7 Comparison of heat transfer coefficient distributions for various pressures in the tube; $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2$, $Re_{in}=10^5$, $(T_R)_{in}=0.9$.

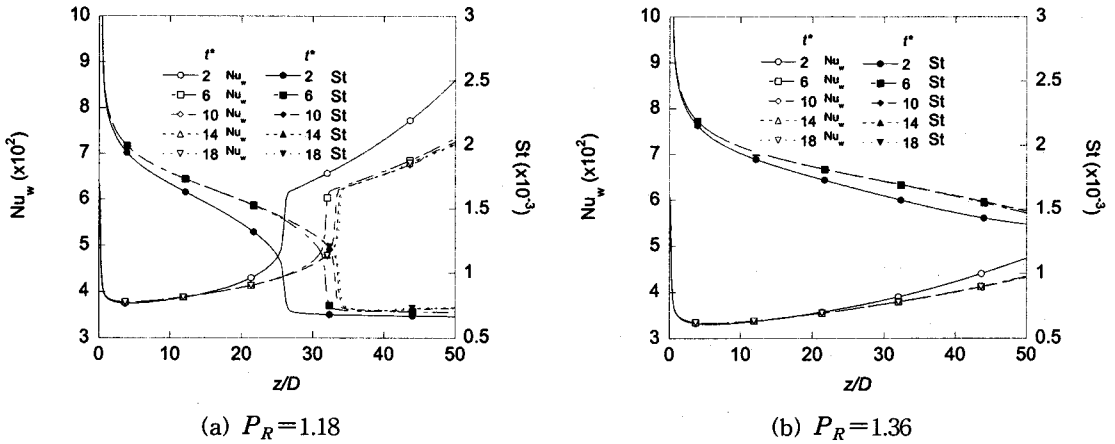


Fig. 8 Distributions of Nusselt number and Stanton number along the tube; $Re_{in}=10^5$, $(T_R)_{in}=0.9$.

낮아지게 된다. 이러한 변수들의 특성으로 인하여 Fig. 8에 나타난 바와 같이 관 내 압력이 $P_R=1.18$ 인 경우 $z/D \approx 30$ 부근에서 Nusselt 수가 25% 정도 급격히 증가하는 특성을 보여주고 있다. 시간의 증가에 따라 Nusselt 수의 급격한 변화의 위치는 점차 유동방향으로 이동하고 $t^* \geq 10$ 부터는 거의 변하지 않는다. 관 내 압력이 $P_R=1.36$ 인 경우는 $P_R=1.18$ 의 경우보다 좀더 빠르게 정상상태에 접근하게 되고 Nusselt 수의 급격한 변화없이 유동방향으로 계속 증가하는 특성을 보여준다. 또한 Nusselt 수는 $P_R=1.18$ 의 경우가 $P_R=1.36$ 보다 전체적으로 높게 나타나고 있다.

Stanton 수의 분포를 살펴보면 Nusselt 수와는 달리 관 입구부터 유동방향으로 계속 감소하는 경향을 보여준다. $P_R=1.18$ 의 경우 Nusselt 수의 분포에서와 같이 $z/D \approx 30$ 부근에서 Stanton 수가 급격히 감소하는 특성을 갖고 있지만 그 이후로는 유동방향으로의 변화가 별로 크지 않은 편이다. 벽 부근 유체가 기체 같은 상으로 천이된 $z/D \geq 35$ 영역에서 난류전달특성의 감소에 의해 유동장 내 벽 부분의 유체엔탈피가 총괄엔탈피보다 유동방향으로 빠르게 증가함에 따라 Stanton 수가 급격히 감소한 것으로 판단된다. 이러한 감소 후 관 벽 부근 유체가 준임계점온도를 경계로 하여 액체 같은 상에서 기체 같은 상으로 천이된 지역($z/D \geq 35$)에서 Stanton 수의 시간에 대한 변화가 크게 감소하였으며 정상상태와 별로 큰 차이가 나타나지 않는 편이다. $P_R=1.36$ 의 경우는 Stanton 수가 전체적으로 완만하게 유동방향으로 감소하는 특

성을 보여주고 있으며 시간에 따른 변화량이 유동방향으로 점차 증가하는 경향이 있다. 이와 함께 $P_R=1.18$ 의 Stanton 수가 $P_R=1.36$ 보다 전반적으로 낮게 나타나 있다.

Fig. 9는 관 벽에서의 마찰계수 분포를 압력별로 시간에 따라 나타낸 것이다. $P_R=1.18$ 의 경우 마찰계수는 관 입구 부근($z/D \leq 2$)의 유동발달영역에서 감소하다가 점차 유동방향으로 증가하기 시작한다. 이후 $24 \leq z/D \leq 35$ 영역에서 급격히 20% 정도 감소한 후 다시 증가하는 특성을 보여주고 있다. 이러한 중앙부근 지역에서 마찰계수의 급격한 감소는 유체온도가 준임계점온도에 이르러 벽 부근의 난류점도감소와 함께 유체점도의 저하에 의한 관 벽 전단응력의 변화에 따른 것으

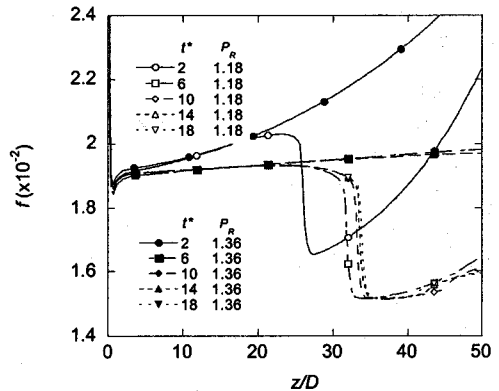


Fig. 9 Friction factor distributions along the tube; $Re_{in}=10^5$, $(T_R)_{in}=0.9$.

로 판단된다. 이 급격한 변화의 위치는 시간에 따라 점차 유동방향으로 이동하여 $t^* \geq 10$ 이후부터는 마찰계수 분포의 변화가 거의 없는 편이다. $P_R=1.36$ 의 경우에는 급격한 변화없이 관 입구의 유동발달영역을 지난 후부터 완만하게 증가하는 특성을 보여주고 있으며, $t^* \geq 6$ 이후부터 $P_R=1.18$ 의 경우보다 좀더 빠르게 정상상태에 접근해 가고 있음을 알 수 있다.

3.3 물성치변화에 따른 난류전달특성

Fig. 10은 관 벽 부근에서 유체의 난류전달특성과 밀접한 관계가 있는 난류점도비(D_t)의 시간에 따른 변화를 나타낸 것이다. 여기서 난류점도비(D_t)는 일반 혼합거리모델과 물성치변화를 고려하여 수정된 식(4)의 난류모델간의 비로서 다음과 같이 정의된다.

$$D_t = 1 - \left(\frac{\beta l_m}{C_p Pr_t} \frac{\partial i}{\partial y} \right) - \left(\frac{\beta l_m}{C_p Pr_t} \frac{\partial i}{\partial y} \right)^2 \quad (11)$$

Fig. 10에서 볼 수 있듯이 난류점도비는 관 내에서 전반적으로 1.01보다 높은 상태이고 유체의 압력조건에 따라 시간에 대한 변화가 크게 차이가 있는 것을 알 수 있다. 관 내 압력이 $P_R=1.13$ 인 경우 유체의 난류점도비가 벽 부근에서 $t^*=2$ 에서 중심부지역($r/D \leq 0.49$)에 비해 국소적으로 최대 5% 정도까지 급격히 상승한 것을 볼 수 있으며 이러한 상승은 시간이 지남에 따라 점차 줄

어들게 된다. 이러한 난류점도비의 급격한 증가는 유체의 온도가 준임계점온도에 이르러 물성치들의 변화가 매우 급격한 지역에서 발생하며 유동장 내 전달특성이 부분적으로 향상되게 된다. 관 내 압력이 증가된 $P_R=1.36$ 의 경우에서는 관 벽에 접한 부분($r/D \cong 0.5$)을 제외하고는 난류점도비가 반경방향으로 거의 균일한 분포를 갖고 있으며 시간에 따른 변화도 $P_R=1.13$ 경우에 비해 거의 없는 편이다.

4. 결 론

본 연구에서는 수직관 내 초임계상태의 물에 대한 천이 상태 난류 대류열전달 특성을 전산해석을 통하여 분석하였다. 이에 대한 연구결과로부터 다음과 같은 결론들을 얻을 수 있었다.

- (1) 관 내 압력이 임계압에 가까울수록 시간에 대한 유동장 내 밀도와 정압비열 등의 물성치변화가 크다.
- (2) $P_R < 1.2$ 의 조건에서 관 벽 부근 유체의 온도가 준임계점온도에 이르러 열전달계수는 유동방향으로 급격히 감소하였고 시간에 따라 감소위치는 유동방향으로 점차 이동하였다.
- (3) 관 벽 근처의 유체가 준임계점온도를 경계로 액체같은 상에서 기체 같은 상으로 천이된 지역에서 Stanton 수의 시간에 대한 변화가 Nusselt 수에 비하여 크게 감소하였다.
- (4) 관 내 압력이 임계압에 가까울수록 난류점도비는 높은 값을 갖으며 시간에 따른 감소율도 크다.

본 연구를 통하여 초임계상태유체 열교환기시스템에 대한 시간에 따른 열전달 및 유동관련 특성데이터를 제공하고자 하였다. 추후 실험 등을 통하여 초임계상태 유체의 유동 및 열전달특성에 대한 구체적인 분석이 이루어져야 할 것이다.

후 기

본 논문은 2004년도 원광대학교 교비지원에 의하여 이루어진 논문입니다. 관계자 여러분들께 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Piore, I. L., Khartabil, H. F. and Duffey, R.

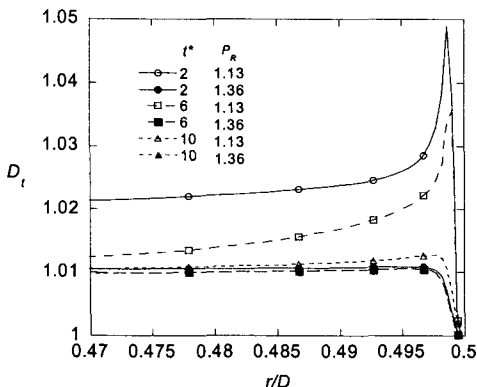


Fig. 10 Radial distributions of turbulent viscosity ratio in the tube; $Re_{in} = 10^5$, $(T_R)_{in} = 0.9$, $z/D = 25$.

- B., 2004, Heat transfer to supercritical fluids flowing in channels—empirical correlations, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 230, Issues 1-3, pp. 69-91.
2. Polyakov, A. F., 1991, Heat transfer under supercritical pressures, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 21, pp. 1-53.
 3. Ghajar, A. I. and Asadi, A., 1986, Improved forced convective heat transfer correlations for liquids in the near-critical region, *AIAA Journal*, Vol. 24, No. 12, pp. 2030-2037.
 4. Hall, W. B., 1971, Heat transfer near the critical point, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 1-83.
 5. Hendricks, R. C., Simoneau, R. J. and Smith, R. V., 1970, Survey of heat transfer to near critical fluids, NASA Technical Note, TN-D5886.
 6. Shiralkar, B. S. and Griffith, P., 1969, Deterioration in heat transfer to fluids at supercritical pressure and high heat fluxes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 91, No. 1, pp. 27-36.
 7. Kurganov, V. A. and Kaptilnyi, A. G., 1993, Flow structure and turbulent transport of a supercritical pressure fluid in a vertical heated tube under the conditions of mixed convection experimental data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 13, pp. 3383-3392.
 8. Lee, S. H., 2003, A study on the laminar flow field and heat transfer coefficient distribution for supercritical water in a tube, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 15, No. 9, pp. 768-778.
 9. Yoon, S. H., Kim, J. H., Hwang, Y. W., Kim, M. S., Min, K. and Kim, Y., 2003, Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 8, pp. 857-864.
 10. Choi, Y. D., Joo, K. S., Kim, Y. C. and Kim, M. S., 2002, Numerical analysis of turbulent carbon dioxide flow and heat transfer under supercritical state in a straight duct with a square cross-section, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 12, pp. 1004-1013.
 11. Howell, J. R. and Lee, S. H., 1999, Convective heat transfer in the entrance region of a vertical tube for water near the thermodynamic critical point, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 7, pp. 1177-1187.
 12. Olson, D., 1999, Heat transfer in supercritical carbon dioxide with convective boundary conditions, 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, pp. 1-7.
 13. Li, L. J., Lin, C. X. and Ebdian, M. A., 1999, Turbulent heat transfer to near-critical water in a heated curved pipe under the conditions of mixed convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 16, pp. 3147-3158.
 14. Koshizuka, S., Takano, N. and Oka, Y., 1995, Numerical analysis of deterioration phenomena in heat transfer to supercritical water, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 16, pp. 3077-3084.
 15. Zhou, N. and Krishnan, A., 1995, Laminar and turbulent heat transfer in flow of supercritical CO₂, 30th National Heat Transfer Conference, Portland, pp. 53-63.
 16. Popov, V. N. and Valueva, E. P., 1988, Numerical modeling of mixed turbulent convection of helium at supercritical parameters of state in vertical tube, *Teploenergetika*, Vol. 35, pp. 54-59.
 17. Bellmore, C. P. and Reid, R. L. 1983, Numerical prediction of wall temperatures for near-critical para-hydrogen in turbulent up-flow inside vertical tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 536-541.
 18. Sastry, V. S. and Schnurr, N. M., 1975, An analytical investigation of forced convection heat transfer to fluids near the thermody-

- namic critical point, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 97, No. 2, pp. 226-230.
19. Vlachov, E. S., Mieopol'skii, Z. L. and Khasanov-agaev, L. R., 1981, Heat transfer to a supercritical medium with mixed convection and rising flow in heated tubes, *Teploenergetika*, Vol. 28, No. 11, pp. 69-71.
 20. Yamagata, K., Nishikawa, K., Hasegawa, S. and Yoshida, S., 1972, Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, No. 12, pp. 2575-2593.
 21. Swenson, H. S., Carver, J. R. and Kaharala, C. R., 1965, Heat transfer to supercritical water in smooth bore tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 87, No. 4, pp. 477-484.
 22. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Heat transfer in automobile radiators of tubular type, *University of California Publications in Engineering*, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461.
 23. Okamoto, K., Ota, J., Sakurai, K. and Madarame, H., 2003, Transient velocity distributions for the supercritical carbon dioxide forced convection heat transfer, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 40, No. 10, pp. 763-767.
 24. Smirnov, O. K. and Krasnov, S. N., 1980, Investigation of unsteady heat transfer to supercritical water, *Heat Transfer-Soviet Research*, Vol. 12, No. 2, pp. 135-140.
 25. Bloem, W. B., 1986, Transient heat transfer to a forced flow of supercritical helium at 4.2 K, *Cryogenics*, Vol. 26, pp. 301-308.
 26. Toshio Aihara, Taku Ohara and Jun Tamba, 1994, Rapid transient heat transfer of near-critical carbon dioxide, *Proceedings of the 10th International Heat Transfer Conference*, Brighton, UK, Vol. 10-PB-3, pp. 13-18.
 27. Greif, R., 1978, An experimental and theoretical study of heat transfer in vertical tube flows, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 100, No. 1, pp. 86-91.
 28. Lester, H., John, S. G., and George, S. K., 1984, *Steam tables*, Hemisphere, New York.
 29. Patankar, S. V., 1980, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere, Washington, DC.