

## 수평 직사각 덕트 내 임계점 부근 물의 대류열전달 특성

이 상 호<sup>\*†</sup>

\* 원광대학교 기계자동차공학부

### Convective Heat Transfer to Water near the Critical Region in Horizontal Rectangular Ducts

Sang-Ho Lee<sup>\*†</sup>

\* Div. of Mechanical and Automotive Engineering, Wonkwang Univ.

(Received June 20, 2011 ; Revised February 18, 2012 ; Accepted February 27, 2012)

**Key Words:** Critical Region(임계영역), Horizontal Ducts(수평 덕트), Water(물), Convective Heat Transfer(대류열전달)

**초록:** 수평 덕트 내 임계점부근의 유체 유동 및 열전달특성은 중력과 함께 임계영역에서의 열역학 및 전달 물성치의 많은 변화와 직접적으로 연관되어 있다. 본 연구에서는 수평 직사각 덕트 내 임계점부근의 물에 대한 대류열전달특성을 전산해석을 통하여 분석하였다. 이를 통해 국부적인 열전달계수와 유속, 온도, 그리고 물성치분포를 포함한 대류열전달특성에 대해 임계점 근접효과와 함께 비교하였다. 벽으로부터의 열전달에 따른 유체 밀도감소로 덕트 내 유동방향으로의 유속증가와 함께 유체가 액체에서 기체 같은 상태로 천이하는 형태의 유동장특성을 보여준다. 덕트의 윗면, 옆면, 그리고 아래면 각각의 국부적인 열전달계수분포에 큰 차이가 있으며 준임계점 온도부근에서 난류전달특성의 향상으로 열전달계수의 최대치에 이르게 된다. Nu 수는 덕트 내 압력과 중형비에 영향을 받으며 임계압에 가까워질수록 최대 Nu 수는 급격히 증가하게 된다. 이와 함께 기존의 열전달상관식을 통한 결과와 예측된 Nu 수 분포를 비교하였다.

**Abstract:** Fluid flow and heat transfer in horizontal ducts are strongly coupled with large changes in thermodynamic and transport properties near the critical region as well as the gravity force. Numerical analysis has been carried out to investigate convective heat transfer in horizontal rectangular ducts for water near the thermodynamic critical point. Convective heat transfer characteristics, including velocity, temperature, and the properties as well as local heat transfer coefficients along the ducts are compared with the effect of proximity on the critical point. When there is flow acceleration because of a density decrease, convective heat transfer characteristics in the ducts show transition behavior between liquid-like and gas-like phases. There is a large variation in the local heat transfer coefficient distributions at the top, side, and bottom surfaces, and close to the pseudocritical temperature, a peak in the heat transfer coefficient distribution resulting from improved turbulent transport is observed. The Nusselt number distribution depends on pressure and duct aspect ratio, while the Nusselt number peak rapidly increases as the pressure approaches the critical pressure. The predicted Nusselt number is also compared with other heat transfer correlations.

- 기호설명 -

$B$  : 덕트 폭 [m]

$C_p$  : 정압비열 [J/kg·K]

$D_h$  : 수력 직경 [m]

$g$  : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]

$Gr$  : Grashof 수,  $\rho^2 g \beta Q_w D_h^4 / (16k\mu^2)$

$h$  : 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$H$  : 덕트 높이 [m]

$i$  : 엔탈피 [J/kg]

$k$  : 열전도율 [ $W/m \cdot K$ ]

$L$  : 덕트 길이 [m]

$Nu$  : Nusselt 수,  $hD/k_b$

$P$  : 압력 [ $N/m^2$ ]

$P_R$  : 환산압력,  $P/P_c$

$Pr$  : Prandtl 수,  $\mu C_p/k$

$Q$  : 열유속 [ $W/m^2$ ]

$Re$  : Reynolds 수,  $\rho u D/\mu$

† Corresponding Author, [lsheagle@wonkwang.ac.kr](mailto:lsheagle@wonkwang.ac.kr)

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

- $s$  : 덕트 둘레 길이 [m]
- $T$  : 온도 [K]
- $u$  : 속도 [m/s]

그리스문자

- $\kappa$  : 난류운동에너지 [ $m^2/s^2$ ]
- $\epsilon$  : 소산율 [ $m^2/s^3$ ]
- $\mu$  : 점도 [ $kg/s \cdot m$ ]
- $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]
- $\tau$  : 전단력 [ $N/m^2$ ]

하첨자

- $b$  : 유체평균
- $c$  : 임계점
- $in$  : 입구
- $pc$  : 준임계점
- $t$  : 난류
- $w$  : 덕트 벽

1. 서 론

최근에 이르러 초임계영역 유체의 응용범위가 극저온시스템, 환경청정, 식품, 그리고 발전소 등의 다양한 분야로 점차 확대되고 있다. 임계점부근의 물질은 액체와 기체의 상구분이 어려운 중간상태로서 밀도 및 비열 등의 열역학적 물질특성들이 크게 변화하는 경향을 보여준다. Fig. 1은 임계점부근의 물에 대한 여러 가지 물질특성들의 온도에 따른 변화를 나타낸 것으로 준임계점 온도 근처의 좁은 온도 범위에서 밀도는 온도증가에 따라 급격한 감소경향을 보여주고 있으며 정압비열이 크게 증가하는 특성을 갖고 있다. 이러한 물성치들의 변화특성은 액체상과 기체상 간의 천이와 같은 물질분자의 구조적인 특성변화와 관련된 것으로 임계압에 가까워질수록 더욱 급격해진다. 특히 준임계점 온도의 정압비열 피크값은 임계압에 가까울수록 급격히 증가하며 준임계점 온도도 유체압력의 증가( $1 < P_R < 1.25$ )에 따라 거의 선형적으로 증가하게 된다. 따라서 열전달을 수반한 임계점부근의 유체유동은 이와 같은 물성치들의 많은 변화로 인해 적지 않은 영향을 받게 된다. 이러한 임계점부근의 유체유동 및 열전달 특성분석을 위하여 1950년대부터 많은 연구<sup>(1~5)</sup>가 수행되어 왔으며 주로 열교환기시스템의 관 내 유체유동에 대해 일반적인 열전달관계식을 기초로 유동장 내 밀도 및 정압비열 등의 물성치변화를 고려

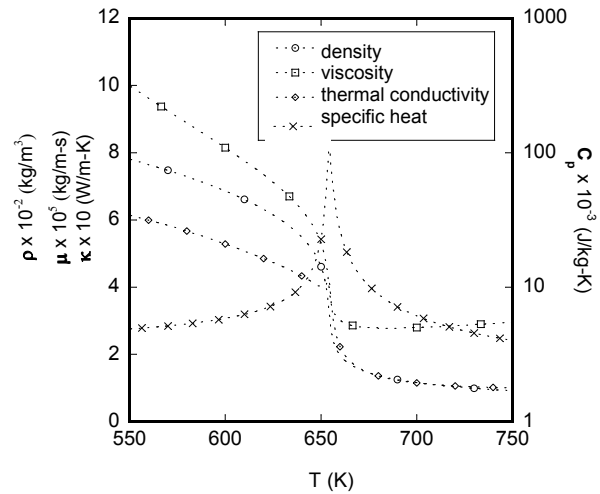


Fig. 1 Thermodynamic and transport properties variation for water near the critical region ( $P_R=1.09$ )

한 다양한 형태의 열전달특성을 예측하는 관계식들<sup>(3-5)</sup>이 제안되었다. 이와 함께 초임계상태 유체의 대류열전달특성에서 나타나는 열전달계수 개선 및 저하현상과 관련하여 유동장 내 유속분포, 전단응력 및 난류성분, 그리고 압력강하 등의 유동구조에 대한 많은 분석<sup>(6-10)</sup>이 이루어졌다. 최근의 연구로서 Zhang과 Yamaguchi<sup>(11)</sup>는 수평관 내 임계점 부근 유체의 낮은 레이놀즈수 유동에 대한 열전달특성을 수치해석을 통해 분석하였으며 일반적인 물과 비교할 때 임계점부근의 이산화탄소의 경우에 대한 누셀트수가 크게 증가한 것은 유동장 내 유체물성치의 변화와 함께 온도경계층의 차이에 따른 것으로 예측하였다. Bae 등<sup>(12)</sup>은 직접수치모사(DNS)를 이용하여 수직관 내 초임계 유체의 난류열전달특성에 대한 연구를 통해 준임계점 온도부근의 밀도변화에 따른 자연대류의 영향을 예측하였으며 상향유동의 경우 난류구조의 변화에 따른 급격한 열전달감소특성을 파악하였다. 또한 Song 등<sup>(13)</sup>은 여러 가지의 직경별 비교 실험을 통해 수직관 내 열전달의 상사성조건에 대하여 분석하였다. 이러한 임계점 부근의 유체에 대한 원형관 내 정상상태의 유동 및 열전달특성에 대한 많은 연구들과 함께 비원형 형태의 덕트 내 열전달에 대한 연구로서 Zhou 와 Krishnan<sup>(14)</sup>은 2차원 구조의 덕트 내 임계점부근 유체에 대한 층류 및 난류의 유속분포를 포함한 유동장특성을 분석하였다. 또한 Choi 등<sup>(15)</sup>은 정사각단면의 덕트 내 초임계영역의 이산화탄소에 대한 냉각조건

에서 유동 및 열전달특성을 예측하였다. 이를 통해 덕트 내 마찰계수와 누셀트수에 대하여 기존의 실험데이터 및 관계식들과 비교하였으며 높은 레이놀즈 수 구역에 적합한 열전달 상관식을 제시하였다.

이와 같이 기존의 연구는 대부분 열교환시스템 내 원형 관의 열전달 분석에 치우쳐져 있으며 덕트 관과 같은 단면형상 변화에 따른 열유동 특성의 영향분석에 대한 연구는 아직까지 매우 부족한 상태이다. 또한 일반적으로 유체의 임계점은 고온고압 또는 초저온의 상태에서 존재하므로 이러한 영역의 열전달을 수반한 유체유동의 경우 다양한 열역학적 상태조건 및 실험데이터의 부족으로 인해 아직까지 유동장특성에 대한 상세한 분석이 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 전산 유체역학을 이용한 수치해석을 통하여 직사각형태의 덕트 내 임계점 부근의 물에 대한 정상상태 난류열전달특성을 분석하였다. 이를 통하여 초임계상태 유체의 열교환기시스템에 대한 열전달 및 유동관련 특성데이터를 제공하고자 한다.

## 2. 수치해석

### 2.1 지배방정식

본 연구에서 분석하고자 하는 임계영역의 유체유동은 수평 덕트 관 내 정상상태의 난류유동으로서 관 벽으로부터 일정한 열유속이 가해지는 경우이다. 유동장 내 유체의 물성치와 관련된 위치별 열역학적 평형상태와 함께 뉴턴 유체로 가정하였고 내부의 표면거칠기에 대한 영향은 무시하였다. 임계점부근의 유체로서 물이 사용되었으며 관련된 유동의 지배방정식들은 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + \rho g_i \quad (2)$$

에너지 방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial i}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) \right] - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho u_i \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{u_j u_j}{2} \right) + \rho \varepsilon \quad (3)$$

여기에서는 난류유동에 대해서 표준  $k$ - $\varepsilon$ 모델을 사용하였으며 관련 지배방정식은 다음과 같다.<sup>(16)</sup>

난류운동에너지 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t \left( -\frac{g_i}{\sigma_{B\rho}} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

소산율 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[ f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B \left( -\frac{g_i}{\sigma_{B\rho}} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) \right] - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon}{k} \quad (5)$$

여기서 전단응력 및 난류점성계수는 다음과 같고

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (6)$$

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (7)$$

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

난류 프란틀 수는 0.9로 가정하였다. 이와 관련된 함수들은 다음과 같이 정의되며

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.0165 R_y)]^2 \left( 1 + \frac{20.5}{R_T} \right),$$

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}, \quad R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}, \quad f_1 = 1 + \left( \frac{0.05}{f_\mu} \right)^3,$$

$$f_2 = 1 - \exp(-R_T^2)$$

상수들의 값은 Table 1에 나타나 있다.

### 2.2 경계조건 및 물성치

덕트 입구에는 일정한 온도조건 및 완전발달 속도 분포로 가정하였고 난류강도와 길이척도는 Li 등<sup>(17)</sup>과 같이 각각 5%와 수력직경의 0.035배의 값으로 설정하였다(질량유속 : 306~1074 kg/m<sup>2</sup>·s). 벽에서는 일정한 열유속조건( $Q_w=600\text{kW/m}^2$ )이 사용되었으며 단면의 중심부에서는 대칭 경계조건이 적용되었다. 해석영역과 관련하여 덕트 쪽은 1cm이고

Table 1 Constants in the  $k$ - $\varepsilon$  model

$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_\varepsilon$	$\sigma_k$	$\sigma_B$
0.09	1.44	1.92	1.3	1.0	1.0

길이는 입구로부터 유동방향으로 수력직경의 약 100배 정도의 거리가 사용되었다. 덕트 벽을 통해 일정한 열유속이 공급되는 시점부터 계산을 진행하였으며 벽을 통한 길이방향 열저항성분은 무시하였다. 이와 함께 임계점부근의 물에 대한 밀도 및 열전도율 등의 열역학 및 전달특성(1.09 ≤ Pr ≤ 1.63)들은 Lester 등<sup>(18)</sup>의 프로그램을 이용하여 계산하였으며 압력조건 별 준임계점온도(T<sub>pc</sub>)는 Table 2와 같다.

2.3 해석기법

수치해석기법으로는 정상상태의 유동을 고려한 SIMPLE 알고리즘<sup>(19)</sup>을 포함한 유한체적법이 사용되었다. 대류항 보간법으로 2차 상류차분법이 사용되었고 지배방정식들의 주요 변수인 속도와 엔탈피에 대하여 다음의 수렴조건을 만족하도록 설정하였다.

$$\left| \frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\phi^n} \right| \leq 0.001 \quad (9)$$

모든 계산은 워크스테이션(HP-XW4400 모델)에서 이루어졌으며, 각 계산(CPU)시간은 약 12시간 정도 소요되었다. 관 입구 및 벽면부근에 계산격자가 밀집되도록 격자시스템을 구성하였다. 대부분의 계산은 약 40만개의 격자시스템에서 이루어졌으며 더 많은 격자시스템과의 결과 비교를 통해 격자의존성(1%이내)을 확인하였다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 임계점부근의 물에 대하여 수평상태의 직사각덕트 내 열전달을 수반한 유동장 특성분석을 위하여 수치해석을 수행하였다. 열전달에 따른 유체의 온도변화와 함께 많은 물성치 변화와 부력의 영향으로 인해 일반적인 대류열전달 특성과는 다른 양상이 나타나게 된다. Figs. 2~4는 덕트 내 임계점부근 유체의 물성치를 포함한 속도 및 온도 분포를 유동 방향의 평균온도별로 나타낸 것이다. 일반적인 유체의 밀도 및 비열의

물성치들이 균일한 경우와는 매우 다른 유동장 특성을 보여주고 있다. 덕트 표면으로부터의 열전달에 따라 내부의 유체 온도는 유동방향으로 점차 상승하게 되고 Fig. 1의 밀도변화특성에 따라 밀도는 점차 감소하게 된다. 이에 따라 유체는 덕트를 따라서 속도가 점차 증가하게 되고 준임계점 온도부근에 이르게 되면 밀도의 급격한 변화와 함께 가속이 빠르게 이루어지게 된다. 이러한 유속의 증가는 덕트 내 압력이 임계압에 접근할수록 밀도변화의 기울기증가로 인하여 더욱 급격해진다. Fig. 2는 유체의 평균온도가 준임계점 온도보다 낮은 상태이고 Fig 3은 준임계점 온도에 이른 상태, 그리고 Fig. 4는 준임계점 온도가 상으로 증가한 상태이다. 이러한 유체 평균온도의 증가에 따라 준임계점 온도를 경계로 덕트 내

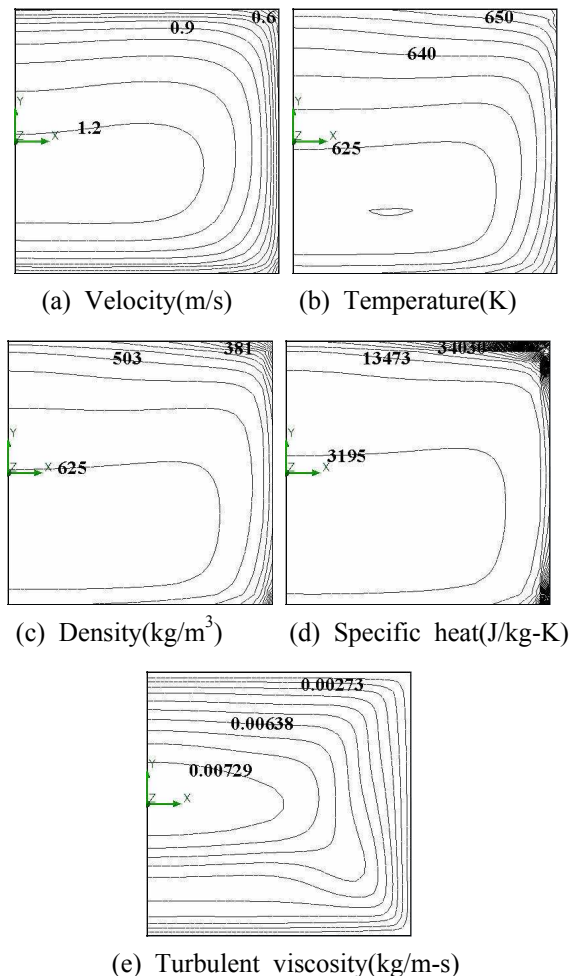
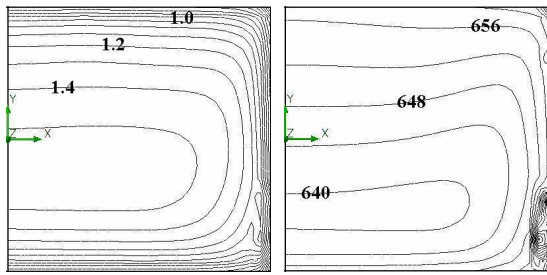


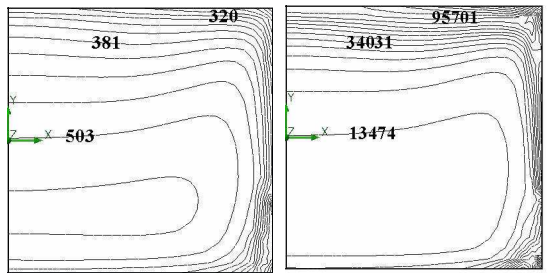
Fig. 2 The distributions of fluid velocity and temperature with thermodynamic and transport properties at the duct section for T<sub>b</sub> = 640 K (Re<sub>in</sub>=5×10<sup>4</sup>, Q<sub>w</sub>=600 kW/m<sup>2</sup>, Pr=1.09)

Table 2 Pseudocritical temperature variation

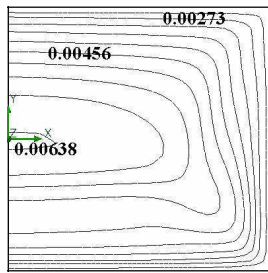
P <sub>R</sub>	1.09	1.18	1.36	1.63
T <sub>pc</sub>	654.4K	661.7K	675.5K	694.2K



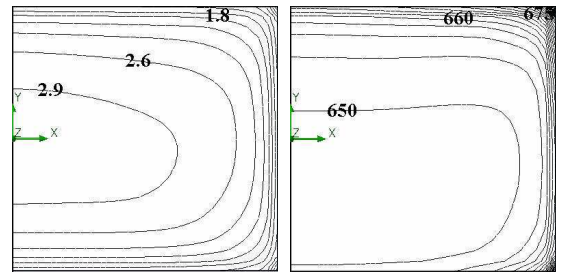
(a) Velocity(m/s) (b) Temperature(K)



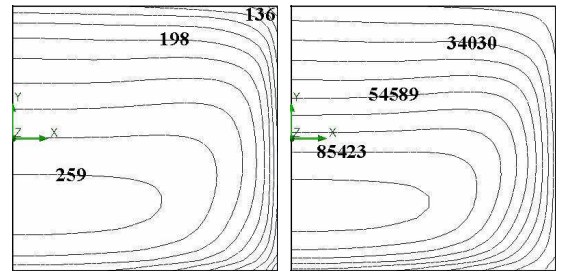
(c) Density(kg/m<sup>3</sup>) (d) Specific heat(J/kg-K)



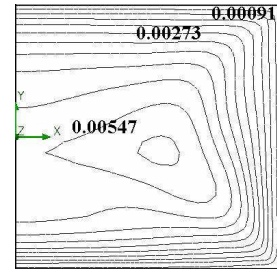
(e) Turbulent viscosity(kg/m-s)



(a) Velocity(m/s) (b) Temperature(K)



(c) Density(kg/m<sup>3</sup>) (d) Specific heat(J/kg-K)



(e) Turbulent viscosity(kg/m-s)

**Fig. 3** The distributions of fluid velocity and temperature with thermodynamic and transport properties at the duct section for  $T_b \approx T_{pc}$  ( $Re_{in}=5 \times 10^4$ ,  $Q_w=600 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_R=1.09$ )

**Fig. 4** The distributions of fluid velocity and temperature with thermodynamic and transport properties at the duct section for  $T_b = 683 \text{ K}$  ( $Re_{in}=5 \times 10^4$ ,  $Q_w=600 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_R=1.09$ )

Figs. 2~4에 나타난 밀도분포의 변화와 같이 유체가 액체에서 기체의 상태로 변화하는 듯한 유동장 변화를 보여준다. 덕트 내 유체의 최대 속도가  $T_b \approx T_{pc}$  와  $T_b = 683 \text{ K}$ 에서 각각 1.5 및 3.0배 정도로 증가하였으며 부력의 영향으로 인해 최대 속도 영역이 바닥면근처에서 단면 중심부분으로 수직방향 이동한 것을 볼 수 있다. 유동방향으로 유체의 평균온도가 증가할수록 준임계점 온도영역은 점차 덕트 아래면 근처로 이동하게 되며 덕트 윗면 부근에서 급한 온도 구배를 갖는다. 유체의 유속 및 온도, 그리고 물성치들이 유사한 분포경향을 보여주고 있으며 준임계점 온도 부근에서 유동장 내 비열의 급격한 변화에도 불구하고 온도분포는 비교적 완만한 변화 양상을 보여준다. 난류점도는 유체유동장 내 속도 및 온도분포와 함께 물성치변화에 따라 영향을 받는데

밀도 및 비열의 열역학 물성치들과는 다른 분포 경향을 나타낸다. 유체의 평균온도가 준임계점 온도에 도달할 때까지 덕트 중심부에 접근할수록 난류점도가 증가하는데 그 온도 이상이 되면 Fig. 4와 같이 최대값의 감소와 함께 위치가 단면의 중심에서 우측으로 점차 이동하게 된다. 유동장 내 부력과 관련하여 Fig. 5는 온도에 대한 Gr 수의 변화를 압력조건별로 나타낸 것으로 유체의 온도가 준임계점 온도에 접근할수록 급격한 밀도의 변화와 함께 Gr 수가 크게 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한 덕트 내 압력이 증가할수록 준임계점 온도의 증가와 함께 이러한 Gr 수의 최대값은 현저하게 줄어들게 된다.

Fig. 6은 덕트 내 윗면, 수직면, 그리고 바닥면 중심부분의 유동방향 열전달계수 분포를 나타낸 것이다. 이들 열전달계수들은 열전달에 따른 유

체의 엔탈피 증가에 따라 점차 증가하다가 최대 값에 도달한 후 다시 덕트를 따라서 감소하는 경향을 보여준다. 전체적으로 바닥면의 열전달계수가 수직면과 윗면에 비해 상대적으로 높은 편이며 최대값 도달 이후 급격하게 감소하게 된다. 이러한 열전달계수의 최대 값은 윗면과 수직면의 경우 유체의 평균온도가 준임계점 온도보다 낮은 상태에서 이루어지며 바닥면의 경우는 준임계점 온도부근에서 발생한다. 윗면과 수직면에서 열전달계수가 준임계점온도에 도달하기 전에 감소하는 것은 열전달저하현상이 일어난 것으로 보이며 바닥면의 경우는 준임계점부근의 높은 비열과 밀도의 급격한 변화에 따라 증가한 부력의 영향에 따른 높은 전달특성에 의한 것으로 판단된다. 열전달계수의 최대값은 윗면, 수직면, 그리고 바닥면 순서대로 입구에서부터 도달하게 되고 바닥면의 최대 열전달계수는 윗면과 수직면보다 각각 약 3.7 배와 3.2 배 정도 높다. 윗면의 열전달계수는  $2.4 \times 10^6$  J/kg 이상에서는 유동방향으로의 변화가 줄어드는데 이는 준임계점을 경계로 유체가 기체와 같은 상태로 변화함에 따라 유동장 내 물성치의 변화가 크게 감소한 것에 기인한 것이다. Fig. 7은 덕트 단면 내 둘레 방향으로 열전달계수의 분포를 여러 가지의 단면 종횡비에 대하여 나타낸 것이다. 윗면의 중심에서부터 바닥면의 시계방향으로 열전달계수는 점차 증가하는 경향을 보여주며 특히 바닥면의 열전달계수는 부력의 영향으로 인하여 윗면과 수직면보다 상대적으로 크게 증가한다. 바닥면중심의 열전달계수는  $H/B=1.0$ 의 경우 윗면 및 수직면중심 값의 각각 2.4배와 1.3배 정도 높으며 이러한 차이는 덕트의 종횡비에 영향을 받는다. 단면의 종횡비가 증가할수록 윗면과 바닥면의 열전달계수차이는 감소하다가  $H/B \geq 1.0$ 의 조건에서 다시 증가하는 경향을 보여준다. Fig. 8은 덕트 단면에서의 속도벡터분포를 나타낸 것이다. 수평 덕트 내 유체의 밀도변화에 의한 부력의 효과로 인하여 단면 내 반시계방향의 큰 선회류가 생성되어 있으며 선회류의 중심은 수직면의 중심부에 가까운 위치에 있다. 유체의 평균온도가 준임계점 온도에 가까울수록 Fig. 5에 나타난 바와 같이 부력의 상승으로 인해 수직면부근에서 유체의 속도가 급격히 증가하는 것을 볼 수 있으며 유체의 평균온도가 준임계점 온도 이상으로 증가할수록 선회류중심의 위치가 수직면

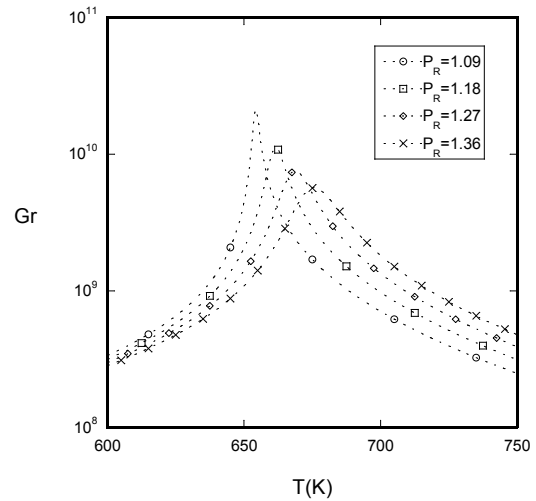


Fig. 5 Grashof number variation for several pressures in the ducts

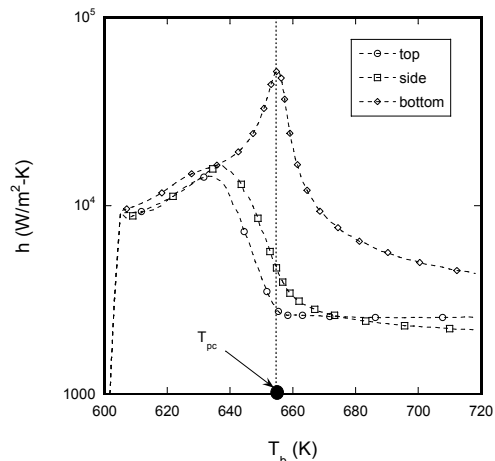


Fig. 6 Local heat transfer coefficient distributions at the centerlines of top, side, and bottom surfaces along the duct ( $Re_m=5 \times 10^4$ ,  $Q_w=600 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_R=1.09$ )

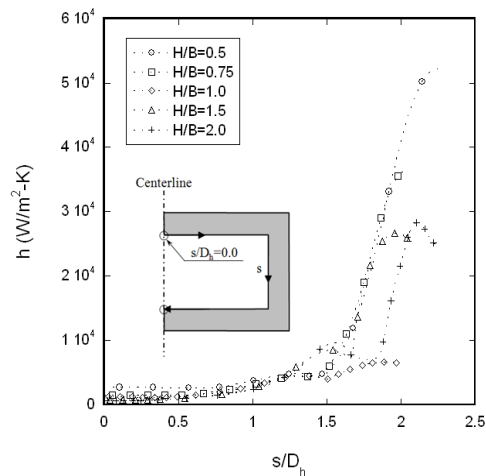
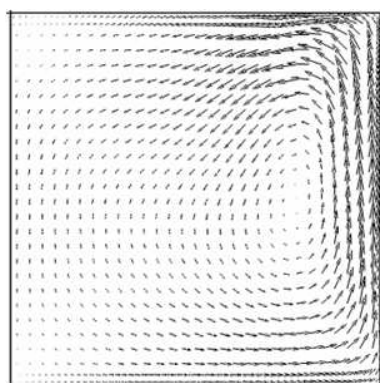


Fig. 7 Comparison of heat transfer coefficient distribution along the circumferential direction for various duct aspect ratios ( $Re_m=5 \times 10^4$ ,  $Q_w=600 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_R=1.09$ )

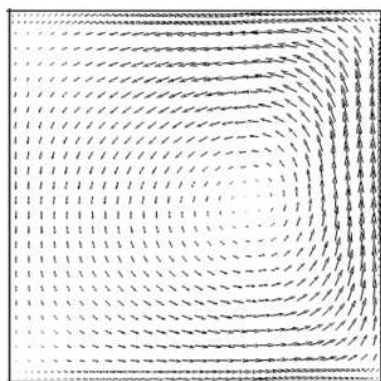
에서 중심방향으로 이동하게 된다.

Figs. 2~4에 나타난 바와 같이 임계영역유체의 물성치변화를 수반한 유동장특성은 Nu 수의 분포에도 큰 영향을 미치며 일정한 물성치의 경우와는 매우 다른 경향을 갖게 된다. Fig. 9는 여러 가지의 단면 종횡비에 대한 유동방향의 Nu 수 분포변화를 나타낸 것이다. Nu 수는 입구부터 점차 증가하다가 유체의 평균엔탈피가  $2.3 \times 10^6$  J/kg 부근에서 최대값에 도달한 후 감소하는 경향을 보여준다. 이러한 Nu 수의 분포특성은 덕트 종횡비와 압력조건에 영향을 받으며 압력이 임계압력에 가까워질수록 최대값은 급격히 증가하게 된다. 종횡비(H/B)가 0.5인 경우 압력이  $P_R=1.09$ 일 때 Nu 최대값은  $P_R=1.63$ 인 경우보다 약 2.6배 증가하였다. Nu 수가 최대값에 이르게 되는 평균엔탈피는 준임계점 엔탈피보다 약간 높으며 두 엔탈피간의 차이는 임계압력에 접근할수록 줄어들게 된다. 덕트 내 압력이 증가할수록 준임계엔탈피의 증가에 따라 Nu 수가 최대치에 이르게

되는 평균엔탈피는 증가하게 된다. 이와 함께 덕트 종횡비의 변화에 대한 최대 Nu 수의 영향은 압력에 비해 상대적으로 매우 작은 편이며 H/B가 클수록 최대값 이후 감소하는 정도가 급격해지는 경향을 보여준다. Fig. 10은 예측된 Nu 수, 일반적인 Dittus-Boelter 식으로 계산된  $Nu_{DB}$  수, Liao와 Zhao<sup>(4)</sup>와 Yamagata 등<sup>(5)</sup>이 제안한  $Nu_{LZ}$ ,  $Nu_{YN}$  수 분포의 변화를 여러 가지의 압력조건에서 비교한 것이다.



(a)  $T_b = 655.5$  K



(b)  $T_b = 689.0$  K

Fig. 8 Secondary flow vector distributions in the duct section ( $Re_{in}=5 \times 10^4$ ,  $Q_w= 600$  kW/m<sup>2</sup>,  $P_R=1.09$ )

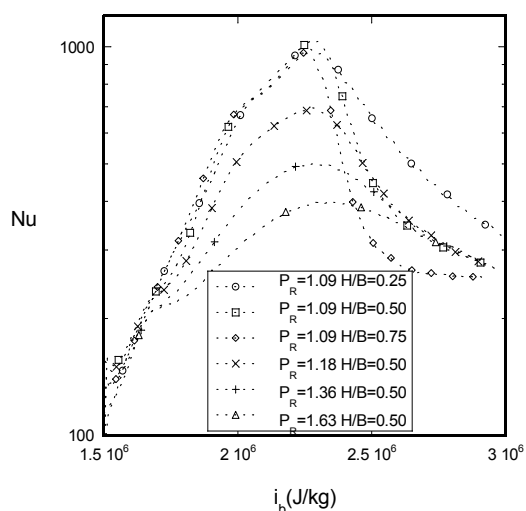


Fig. 9 Comparison of Nusselt number distributions for various pressures in the ducts ( $Re_{in}=5 \times 10^4$ ,  $Q_w= 600$  kW/m<sup>2</sup>)

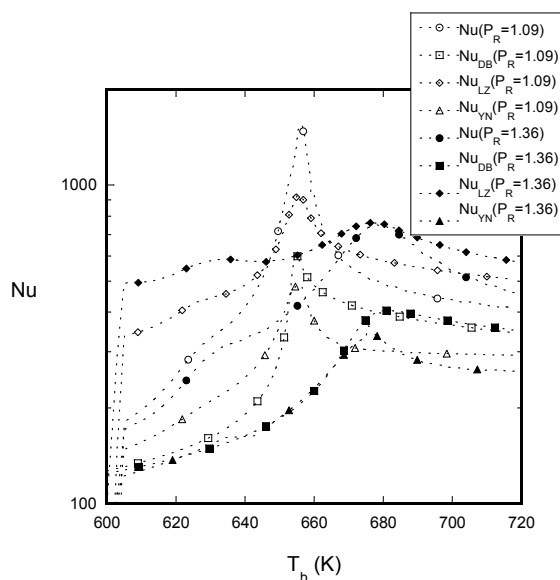


Fig. 10 Comparison of several Nusselt number distributions with the bulk fluid temperature ( $Re_{in}=5 \times 10^4$ ,  $Q_w= 600$  kW/m<sup>2</sup>)

$$\frac{Nu_{LZ}}{Nu_{DB}} = 5.37 \left( \frac{Gr^*}{Re_b^2} \right)^{0.203} \left( \frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.842} \left( \frac{\overline{C_p}}{C_{p,b}} \right)^{0.384} \quad (10)$$

$$Nu_{YN} = 0.0135 Re_b^{0.85} Pr_b^{0.8} F_c \quad (11)$$

여기서

$$Gr^* = \frac{(\rho_b - \rho_w) \rho_b g D_h^3}{\mu_b^2}, \quad \overline{C_p} = \frac{i_w - i_b}{T_w - T_b},$$

$E = \frac{T_{pc} - T_b}{T_w - T_b}$  이고  $F_c$ 는 준임계점 온도의 Pr 수와

Eckert 수(E) 및  $\overline{C_p}$  등의 함수이다

이들 Nu 수의 분포들은 유동방향으로 유체 평균 온도의 변화에 따라 많은 차이를 보여주고 있으며 각 압력별로 준임계점 온도 부근에서 피크값을 나타내고 있다. 여기서 예측된 Nu 수의 피크값은 다른 Nu 수들보다 높고 덕트 내 압력에 따라 영향을 받는다. 준임계점 온도( $T_{pc}$  : 654.4K[ $P_R=1.09$ ], 675.5K[ $P_R=1.36$ ])부근에서 비교해보면 Nu,  $Nu_{LZ}$ ,  $Nu_{DB}$ ,  $Nu_{YN}$ 의 순으로 크게 나타났으며 Nu 수 피크값들은 덕트 내 압력에 대한 준임계점 온도보다  $P_R=1.09$ 인 경우 약 1.9 K,  $P_R=1.36$ 에서는 최대 6.1 K 정도가 높은 유체의 온도에서 발생하고 있다.  $P_R=1.09$ 인 경우 예측된 Nu 수의 최대값은  $Nu_{DB}$ ,  $Nu_{LZ}$ ,  $Nu_{YN}$ 보다 각각 2.5, 1.7, 3.2 배 정도로 높게 나타났으며 덕트 내 압력이 증가한  $P_R=1.36$ 의 경우는 이러한 피크값들의 차이가 상대적으로 많이 줄어든 것을 볼 수 있다. 또한 유체의 온도가 준임계점 온도보다 낮은 조건에서는  $Nu_{LZ}$  수가 비교적 높은 편이며 준임계점 온도에 접근할수록 이러한 Nu 수들의 차이는 감소하게 된다. 임계압에 접근할수록 이들 Nu 수들의 피크값 차이는 증가하게 되며 Nu 수 피크값의 유체온도는 준임계점 온도에 점차 가까워지게 된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 수평 직사각 덕트 내 임계점부근의 물에 대한 정상상태 대류열전달특성을 전산 해석을 통하여 분석하였다. 이를 통해 덕트 내 유체의 물성치변화를 포함한 유동장 및 열전달계수 분포특성을 얻을 수 있었다. 덕트 내 유체유동은 벽으로부터의 열전달에 따른 온도증가로 인

하여 밀도감소와 함께 유동방향으로의 가속이 이루어지며 유동방향으로 유체의 평균온도가 증가할수록 준임계점 온도영역은 점차 덕트 아래면 근처로 이동하게 된다. 덕트 윗면 부근에서 급한 온도 구배와 함께 유체의 밀도변화에 의한 부력의 효과로 인하여 단면 내 반시계방향의 큰 선회류가 생성되어 있다. 이러한 유체유동장의 특성과 함께 덕트 바닥면의 열전달계수가 옆면과 윗면에 비해 상대적으로 높은 편이며 준임계점 온도 근처에서 최대값을 갖게 된다. 또한 Nu 수는 덕트 내 압력이 임계압에 가까워질수록 크게 증가하며 단면의 종횡비가 증가할수록 최대값에서 유체의 엔탈피 증가에 따라 감소하는 기울기가 급해진다. 기존의 열전달상관식인  $Nu_{DB}$ ,  $Nu_{LZ}$ ,  $Nu_{YN}$ 들과 비교할 때 예측된 Nu 수분포의 최대값이 높고 덕트 내 압력조건에 따라 영향을 받는다. 특히 임계압에 접근할수록 Nu 수들의 최대값 차이는 증가하게 되며 Nu 수 최대값의 유체온도는 준임계점 온도에 점차 가까워지게 된다. 이를 통하여 임계점 부근의 유체를 적용한 열교환기 시스템에 대한 유체유동 및 열전달 관련 주요 특성데이터를 제시하고자 하였으며 설계를 위한 기초자료로서 활용이 가능할 것이다.

#### 후 기

본 논문은 2011년도 원광대학교의 교비 연구과제 지원에 의해 수행되었음.

#### 참고문헌

- (1) Hall, W. B., 1971, "Heat Transfer Near the Critical Point," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 1~83.
- (2) Polyakov, A. J., 1991, "Heat Transfer Under Supercritical Pressures," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 21, pp. 1~50.
- (3) Piro, I. L., Khartabil, H. F. and Duffey, R. B., 2004, "Heat Transfer to Supercritical Fluids Flowing in Channels-Empirical Correlations(survey)," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 230, pp. 69~91.
- (4) Liao, S. M. and Zhao T. S., 2002, "An Experimental Investigation of Convection Heat Transfer to Supercritical Carbon Dioxide in Miniature Tubes," *International Journal of Heat and Mass*



- Transfer*, Vol. 45, pp. 5025~5034.
- (5) Yamagata, K., Nishikawa, K., Hasegawa, S., Fujii, T. and Yoshida, S., 1972, "Forced Convective Heat Transfer to Supercritical Water Flowing in Tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 2575~2593.
- (6) Jiang, P. X., Zhang, Y. and Shi, R. F., 2007, "Experimental and Numerical Investigation of Convection Heat Transfer of CO<sub>2</sub> at Supercritical Pressures in a Vertical Mini Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 3052~3056.
- (7) Yoon, S. H., Kim, J. H., Hwang, Y. W., Kim, M. S. Min, K. D. and Kim, Y. C., 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, pp. 857~864.
- (8) Kurganov, V. A. and Kaptilyni, 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.
- (9) McEligot, D. M. and Jackson, J. D., 2004, "Deterioration Criteria for Convective Heat Transfer in Gas Flow through Non-Circular Ducts," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 232, pp. 327~333.
- (10) 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.
- (11) Zhang, X. R. and Yamaguchi, H., 2007, "Forced Convection Heat Transfer of Supercritical CO<sub>2</sub> in a Horizontal Circular Tube," *Journal of Supercritical Fluids*, Vol. 41, pp. 412~420.
- (12) Bae, J. H., Yoo, J. Y. and Choi, H., 2004, "Direct Numerical Simulation of Turbulent Heat Transfer to Fluids at Supercritical Pressure Flowing in Vertical Tubes," *Korean Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 28, No. 11, pp. 1302~1314.
- (13) Song, J. H., Kim, H. Y., Kim, H. and Bae, Y. Y., 2008, "Heat Transfer Characteristics of a Supercritical Fluid Flow in a Vertical Pipe," *Journal of Supercritical Fluids*, Vol. 44, pp. 164~171.
- (14) Zhou, N. and Krishnan, A., 1995, "Laminar and Turbulent Heat Transfer in Flow of Supercritical CO<sub>2</sub>," *30<sup>th</sup> National Heat Transfer Conference*, pp. 53~63.
- (15) 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.
- (16) Lam, C. K. G. and Bremhorst, K., 1981, "A Modified Form of the k- $\epsilon$  Model for Predicting Wall Turbulence," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 103, pp. 456~460.
- (17) 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, pp. 3147~3158.
- (18) Lester, H., John, S. G. and George, S. K., 1984, "Steam Tables," Hemisphere, New York.
- (19) Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," Hemisphere, Washington, DC.