

단일채널 내 임계영역 이산화탄소 가열과정의 열유동 특성에 관한 실험적 연구

Experimental Studies on Thermal-Fluidic Characteristics of Carbon Dioxide During Heating Process in the Near-Critical Region for Single Channel

최현우(Hyunwoo Choi)¹, 신정현(Jeong-Heon Shin)², 최준석(Jun Seok Choi)², 윤석호(Seok Ho Yoon)^{1,2†}

¹과학기술연합대학원대학교, ²한국기계연구원 열시스템연구실

¹Department of Plant System and Machinery, University of Science and Technology, Daejeon, 34113, Republic of Korea

²Department of Thermal Systems, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon, 34103, Republic of Korea

(Received February 14, 2017; revision received May 29, 2017; Accepted: May 31, 2017)

Abstract Supercritical carbon dioxide (sCO₂) power system is emerging technology because of its high cycle efficiency and compactness. Meanwhile, PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger) is gaining attention in sCO₂ power system technology because PCHE with high pressure-resistance and larger heat transfer surface per unit volume is fundamentally needed. Thermo-fluidic characteristics of sCO₂ in the micro channel of PCHE should be investigated. In this study, heat transfer characteristics of sCO₂ of various inlet conditions and cross-sectional shapes of single micro channel were investigated experimentally. Experiment was conducted at supercritical state of higher than critical temperature and pressure. Test sections were made of copper and hydraulic diameter was 1 mm. Convective heat transfer coefficients were measured according to each interval of the channel and pressure drop was also measured. Convective heat transfer coefficients from experimental data were compared with existing correlation. In this study, using measured data, a new empirical correlation to predict near critical region heat transfer coefficient is developed and suggested. Test results of single channel will be used for design of PCHE.

Key words Printed circuit heat exchanger(인쇄회로판형 열교환기), Microchannel(마이크로채널), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력강하), Supercritical carbon dioxide(초임계 이산화탄소)

† Corresponding author, E-mail: shyoon@kimm.re.kr

기호설명

C_p : 정압비열 [kJ/kg · K]
 $\overline{C_p}$: 구간별 정압비열의 평균값 [kJ/kg · K]
 D_h : 수력직경 [mm]
 h : 열전달계수 [kW/m² · K]
 j : 질량유속 [kg/m² · s]
 L : 길이 [m]
 l_1 : 각 열전대 사이의 간격 [m]
 l_2 : 열전대와 채널 밀면 사이의 간격 [m]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/min]
 q'' : 열유속 [kW/m²]

T : 온도 [°C]
 ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

b : 벌크 유체
 f : 시험부 입, 출구의 평균온도
 i : 측정 위치
 pc : 유사임계상태
 $TC1$: 단면기준 아래쪽의 열전대
 $TC2$: 단면기준 위쪽의 열전대
 w : 채널의 밀면

1. 서 론

초임계 이산화탄소 발전시스템은 높은 사이클 효율과 터보기기의 소형화가 가능하다는 점으로 인해 주목 받고 있는 기술이다. 초임계 이산화탄소 발전은 고온고압의 환경에서 작동되므로 이에 적합한 열교환기인 인쇄 기판형 열교환기(Printed Circuit Heat Exchanger, PCHE)가 필수요소이다. 인쇄기판형 열교환기는 일반적으로 채널의 수력직경이 마이크로에서 밀리미터 스케일로 이루어지며 단위체적 당 높은 전열면적, 높은 내압성, 소형화가 가능하다는 이점으로 초임계 이산화탄소 발전 시스템에 적용하기에 가장 적합하다. 이를 위해 열교환기의 최적 설계를 위한 열전달 및 압력강하 특성에 대한 연구가 필요하다.

Qu와 Mudawar⁽¹⁾는 탈이온수(Deionized water)를 작동유체로 하여 마이크로 채널 히트싱크의 열전달 및 압력 강하 특성을 실험 및 수치해석을 병행하여 조사하였다. 가로, 세로가 각각 231 μm , 712 μm 인 직사각형이며 길이는 44.8 mm의 마이크로 채널에 대해 실험을 수행하였으나 작동유체가 달라서 결과를 초임계 이산화탄소 발전시스템에 적용하기 어려웠다. Yoon et al.⁽²⁾은 초임계 이산화탄소의 냉각과정의 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험을 내경과 길이가 각각 7.73 mm, 500 mm인 동관을 사용하여 수행하였으며 실험 데이터를 바탕으로 열전달 및 압력강하에 대해 기존의 상관식과 비교하였고 초임계 이산화탄소의 냉각과정 특성을 유사임계 온도를 기준으로 형태가 다른 두 개의 새로운 상관식을 제안하였으나 수력직경이 커서 PCHE 설계에 적용하기에는 차이가 있을 것으로 예상되었다.

따라서 본 연구에서는 초임계 이산화탄소를 작동유체로 하여 단일 채널의 형상별 열전달 및 압력강하 특성에 대해 실험적으로 비교·조사하였다. 실험 데이터를 바탕으로 기존 상관식과 비교하였고 새로운 상관식을 제안 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

마이크로채널 내 열전달 실험을 위해 제작된 실험 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 펌프 전단에 실험 루프 내부의 오염을 방지하기 위해 필터를 설치하였다. 유체의 순환 및 유량조절을 위해 마그네틱 기어펌프(Micropump, GC-M35, 0-14 LPM)를 사용하였으며 펌프 후단에는 질량유량의 측정을 위하여 코리올리형(Coriolis type) 질량유량계(RHEONIK, RHM 03, 0-5 kg/min)를 설치하였다. 시험부 입, 출구에는 T형 열전대(T-type Thermocouple, OMEGA, TMQSS-062U-6, 350 $^{\circ}\text{C}$)와 압력 센서(Pressure Transmitter, KELLER, PA-21SR, 0-100 bar)를 설치하여 온도와 압력을 측정하였다. 또한 시험부에서 작동유체의 가열을 위해 평판형 세라믹히터(BACH · RC, FLH-30, 230 V, 600 W)를 부착 후 AC 전력공급기(0-240 V, 0-8.33 A)를 통해 전력 공급 및 조절을 하였다. 전력량은 디지털 전력계(YOKOGAWA, WT230)를 이용하여 전력량을 측정하였다. 시험부 후단에는 이중관 열교환기(1/2 in., 1/4 in., 1.5 kW)를 설치하여 가열된 작동유체를 냉각시켜 다시 저장용기로 들어가게 하였다.

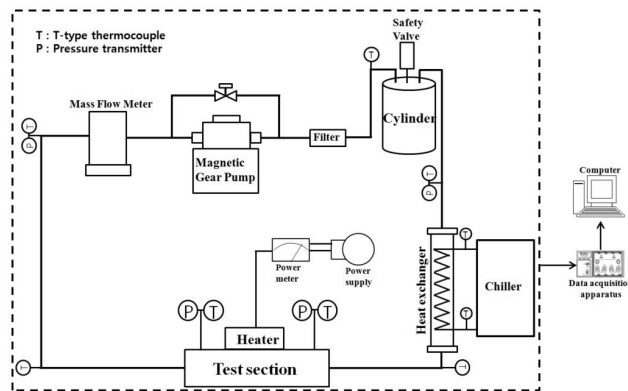


Fig. 1 Schematic of the experimental apparatus.

시험부 입, 출구를 비롯하여 루프의 주요부분의 입, 출구에도 T형 열전대와 압력 센서를 설치하여 온도와 압력을 측정하였다. 각각의 센서에서 측정된 데이터는 DAQ(Data Acquisition) 장치에서 수집되어 Labview(Labview 2015) 프로그램을 통해 처리되었다.

2.2 시험부

채널 단면 형상에 따른 열전달 실험을 위한 시험부를 Fig. 2에서 Fig. 4에 나타내었다. 채널 최상단의 폭은 1 mm이고 수력직경을 모두 1 mm로 동일하게 하여 기계적으로 가공하여 채널을 제작하였으며 채널 길이는 73.5 mm이다. 시험부는 원활한 열전달과 고압의 환경을 견디기 위해 단일 구리 블록으로 제작되었다. 구리 블록 상단에는 커버를 덮어 고정시키기 위한 볼트 구멍과 유체의 누설을 방지하기 위한 오링 홈이 있다.

구리 블록 측면에는 채널 밑면의 온도를 계산하기 위해 두 줄의 열전대 삽입 구멍을 가공하였다. 작동 유체를 가열시키기 위해 블록 밑면에는 평판형 세라믹 히터를 유체의 흐름 방향과 동일하게 부착시켜 AC 전력공급기를 통해 전력의 공급 및 조절을 수행하였다.

2.3 실험방법

실험은 일정 실내 온도가 유지되는 밀폐된 실험실 내에서 진행하였다. 각 채널에서의 질량유속과 공급열량을 동일하게 하여 열전달실험을 진행하였다.

실험데이터는 정상상태가 5분 이상 유지된 후 0.5초 간격으로 5분 이상 수집되었다. 이산화탄소의 열역학적 물성치는 NIST REFPROP 9.0⁽³⁾을 이용하였다. 실험조건은 Table 2에 나타내었다.

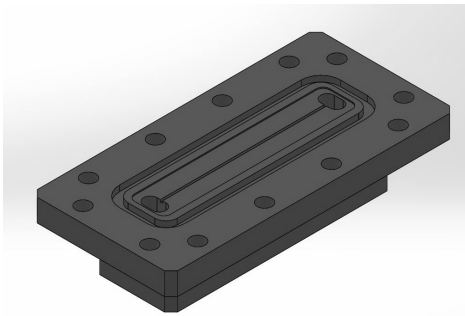
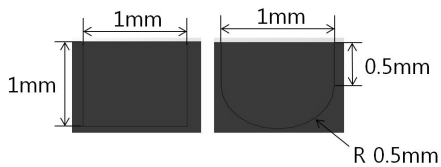


Fig. 2 Structure of test-section.



(a) Square(Shape#1) (b) Horseshoe(Shape#2)
Fig. 3 Cross-section view of microchannel.

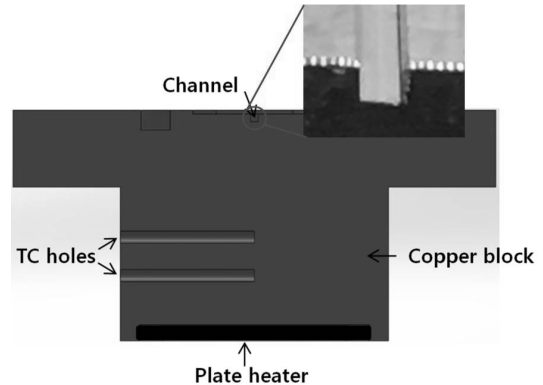


Fig. 4 Cross-section view of test-section.

Table 1 Channel Conditions

	Shape#1	Shape#2
Hydraulic Diameter(mm)	1	1
Cross-sectional Area(mm ²)	1	0.9

Table 2 Experiment case

Experiment case	case 1	case 2	case 3
Inlet Pressure(bar)	70	69, 70, 74	79
Inlet Temperature(°C)	29~30	29~30	34~35
Mass flux(kg/m ² · s)	5,500, 7,167, 8,833	5,500	5,500, 5,833
Heat Power(W)	260		

3. 실험 데이터 정리

채널의 길이가 비교적 짧기 때문에 채널 내부 유체의 온도와 압력은 흐름방향에 따라 선형적으로 증가 및 감소한다고 가정하였다.

채널 밀면의 벽온도를 구하기 Fig. 5와 식(1)을 이용하였다. 평판형 세라믹히터에서 채널 밀면까지의 열전도는 1차원 열전도를 가정하였다.

$$T_w = \frac{T_{TC2} - T_{TC1}}{l_1} \times l_2 + T_{TC2} \quad (1)$$

열유속 계산을 위한 비열을 계산하기 위해 각 구간별 비열의 평균값을 사용하였으며 전체 채널에서의 비열 변화는 비선형적으로 감소하나 각 구간은 전체 채널에 비해 길이가 상대적으로 짧으므로 각 구간의 비열은 선형적으로 감소한다고 가정하였다. 나누어진 각각의 구간은 Fig. 6에 나타내었다.

$$\overline{C_{p,i}} = \frac{\int_{L_{i-1}}^{L_i} C_p(L) dL}{L_i - L_{i-1}} \quad (i = 1 \sim 6) \quad (2)$$

각 구간에서의 비열의 평균값을 이용하여 식(3)과 같이 각 구간의 열유속을 계산하였다.

$$q_i'' = \frac{\dot{m} \overline{C_{p,i}} (T_{b,i} - T_{b,i-1})}{3D_h (L_i - L_{i-1})} \quad (i = 1 \sim 6) \quad (3)$$

식(1)과 식(3)을 사용하여 단일 채널 내 각 구간별 국소 열전달계수는 식(4)와 같이 계산하였다.

$$h_i = \frac{q_i''}{T_f - T_w} \quad (i = 1 \sim 6) \quad (4)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 질량유속에 따른 열유동 특성

70 bar의 아임계(subcritical) 조건에서 Shape#1의 질량유속에 따른 열전달계수의 변화에 대해 Fig. 8에 나타내었다. 측정 영역은 Fig. 7에 나타낸 원 안의 영역이며 각 질량유속에서 열전달계수는 측정위치에 따라 감소하는 경향을

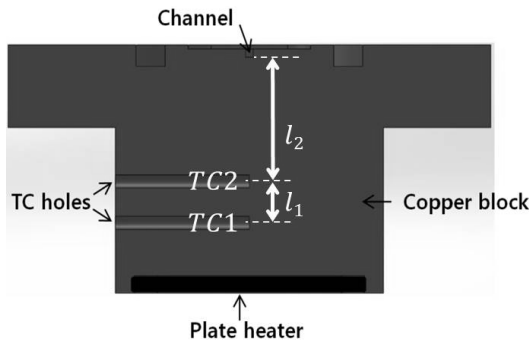


Fig. 5 Cross-section view for wall temperature calculation.

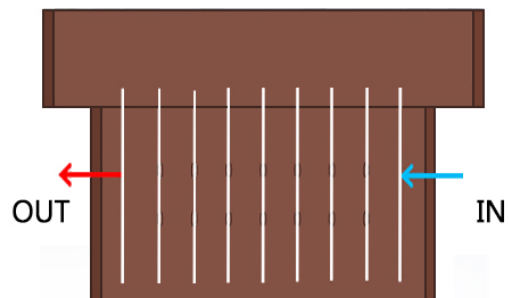


Fig. 6 Each interval to calculate the specific heat.

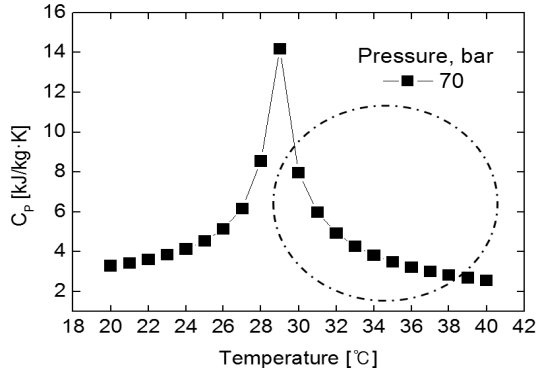


Fig. 7 Variation of specific heat according to fluid temperature. ⁽³⁾($P = 70$ bar).

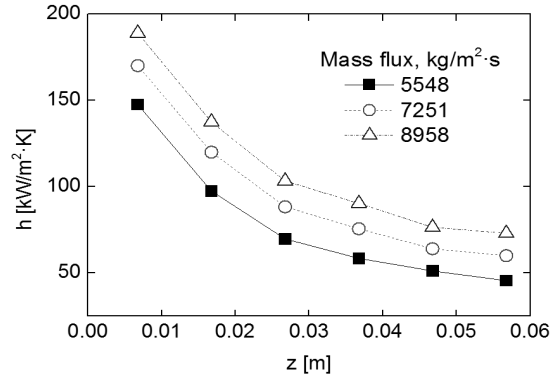


Fig. 8 Heat transfer coefficient according to measurement location for different mass fluxes($P = 70$ bar).

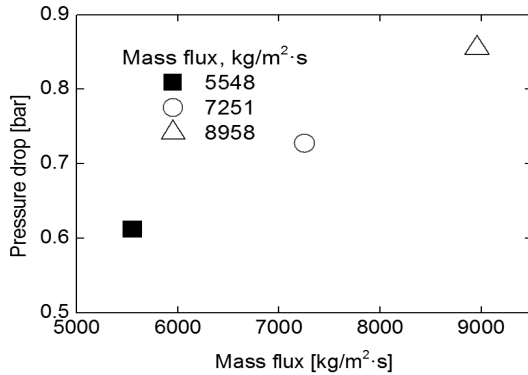


Fig. 9 Pressure drop according to different mass fluxes ($P = 70$ bar).

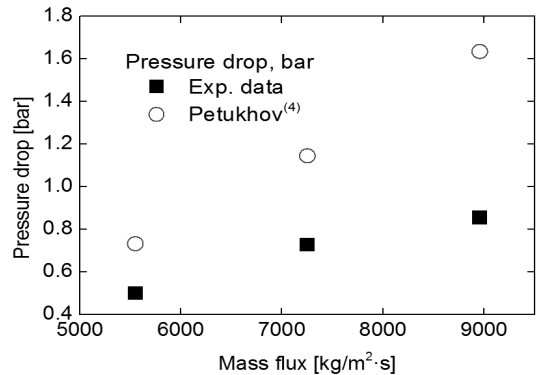


Fig. 10 Comparison of the experimental pressure drop with those predicted by Petukhov's correlation. ($P = 70$ bar).

보였다. 한편, 질량유속이 증가하면 Reynolds 수가 증가하고, 일반적으로 열전달 효과가 향상되는 것으로 알려져 있다. 본 실험의 경우에도 질량유속의 증가에 따라 열전달계수는 증가하였으며 최대 질량유속의 열전달계수는 최저 질량유속에 비해 평균 32% 높은 값을 보였다.

Fig. 9에 시험부의 입, 출구에서 측정된 압력을 이용하여 계산한 유체의 압력강하 실험 결과를 나타내었다. 질량유속의 증가에 따라 압력강하 또한 증가하였으며 최대 질량유속의 압력강하량은 최저 압력강하량에 비해 약 28% 높은 값을 보였다.

Fig. 10에 실제 압력강하량과 상관식으로 예측한 압력강하량의 비교 결과를 나타내었다. 상관식은 Petukhov⁽⁴⁾ 마찰인자 상관식인 식(5)를 사용하였으며 상관식으로 예측한 값들은 실제 실험값보다 최소 16%에서 최대 47% 높은 값을 보였다.

$$f = (0.790 \ln Re_b - 1.64)^{-2} \quad (5)$$

4.2 입구압력에 따른 열유동 특성

입구온도, 질량유속이 일정한 조건에서 Shape#1의 입구압력의 변화에 따른 열전달계수와 압력강하에 대해 Fig. 12와 Fig. 14에 나타내었다.

Fig. 12에서 알 수 있듯이 동일한 채널에서 입구압력의 변화에 따라 열전달계수의 변화가 서로 다른 양상을 보였다. 아임계(Subcritical) 조건인 69, 70 bar에서는 측정위치에 따라 감소하는 경향을 보였으며 압력 조건은

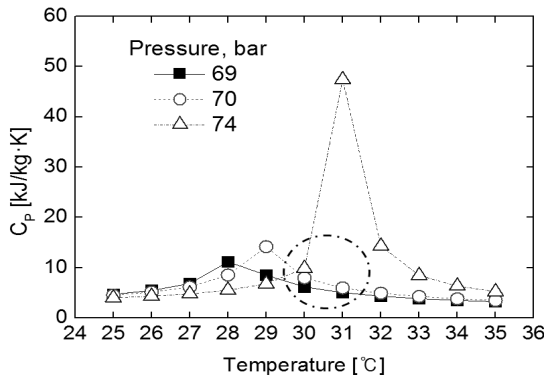


Fig. 11 Variation of specific heat according to fluid temperature at each pressure.⁽³⁾

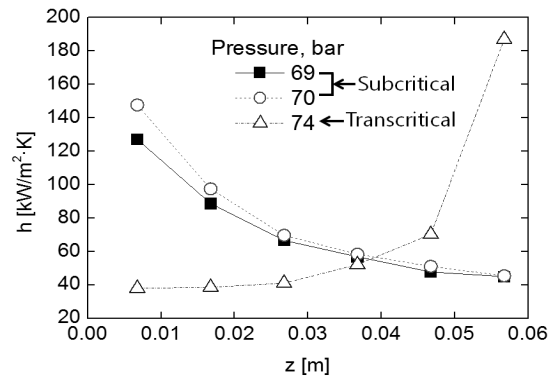


Fig. 12 Heat transfer coefficient according to measurement location for different inlet pressure ($j = 5,500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$).

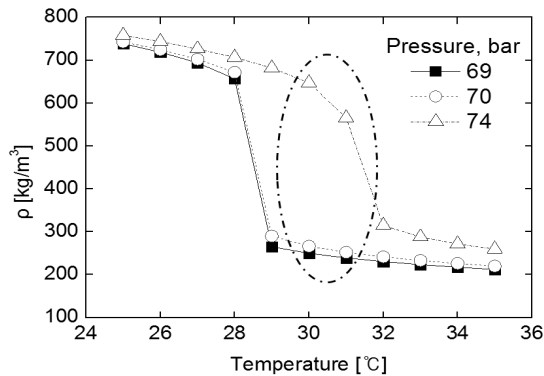


Fig. 13 Variation of density according to fluid temperature for different pressure.⁽³⁾

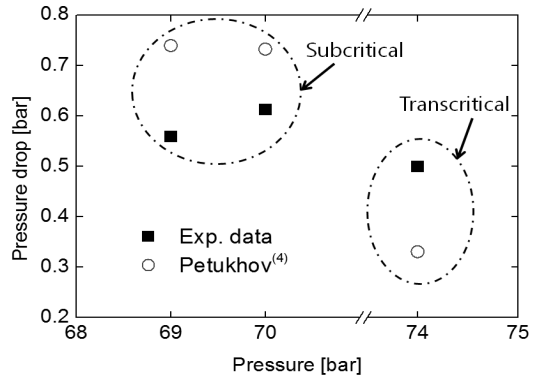


Fig. 14 Comparison of the experimental pressure drop with those predicted by Petukhov's correlation ($j = 5,500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$).

임계압력이나 온도 조건이 임계온도 이하인 천이임계(Transcritical) 조건에서는 서서히 증가하다가 5번 측정 위치에서부터 급격하게 증가하였다. 이는 Fig. 11의 원으로 표시된 영역에서 보듯이 각 압력에서 유체의 온도에 따른 비열의 변화경향을 매우 유사하게 따른다는 것을 고려할 수 있다.

Fig. 14는 각 입구압력의 변화에 따른 실제 압력강하량과 Petukhov⁽⁴⁾ 마찰인자 상관식을 이용하여 구한 계산값의 비교 결과를 나타낸 그래프이다. 아임계(subcritical) 조건인 69 bar에서 70 bar로 변할 때 압력강하량이 증가하였으나 천이임계(Transcritical) 조건인 74 bar에서는 최고 압력강하량을 나타내는 70 bar에 비해 약 18% 감소하였다. Fig. 13의 원으로 표시된 영역에서 보듯이 압력강하에 영향을 주는 인자 중 하나인 밀도의 변화가 69 bar, 70 bar에서보다 74 bar에서 상대적으로 크기 때문인 것으로 고려된다.

상관식을 이용하여 구한 압력강하량은 아임계(subcritical) 조건인 69, 70 bar에서는 각각 약 24%, 18% 증가한 값을 보였으며 천이임계(transcritical) 조건인 74 bar에서는 실험값에 비해 약 31% 낮은 값을 보였다. 이 같은 차이는 Petukhov⁽⁴⁾ 상관식은 직경이 매우 작은 마이크로채널에 비해 상대적으로 직경이 큰 기존의 원형관을 대상으로 하였으며 또한 매끈한 표면조건을 대상으로 개발된 것이므로 이와 같은 차이가 발생된 것으로 고려된다.

4.3 채널 단면 형상에 따른 열유동 특성

각 채널 형상별 열전달계수의 변화를 Fig. 16에 나타내었다. 측정 영역은 Fig. 15에 나타낸 원 안의 영역이며

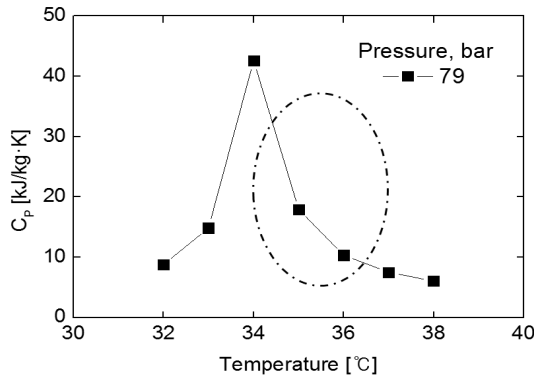


Fig. 15 Variation of specific heat according to fluid temperature⁽³⁾ ($P = 79$ bar).

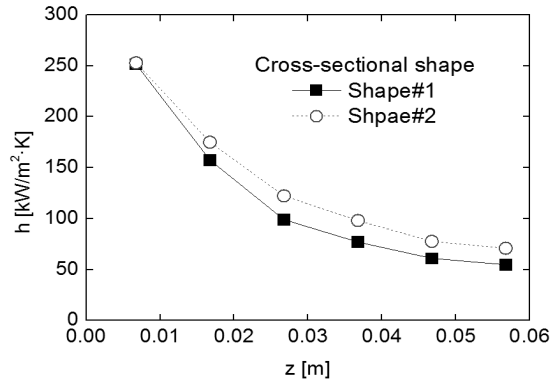


Fig. 16 Heat transfer coefficient according to measurement location in different cross-sectional shapes ($j = 5,500$ $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$).

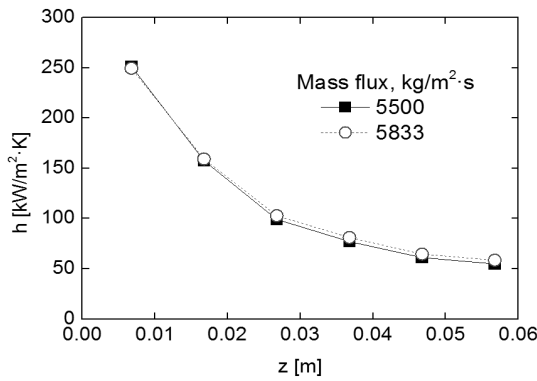


Fig. 17 Heat transfer coefficient according to measurement location for different mass fluxes in shape#1.

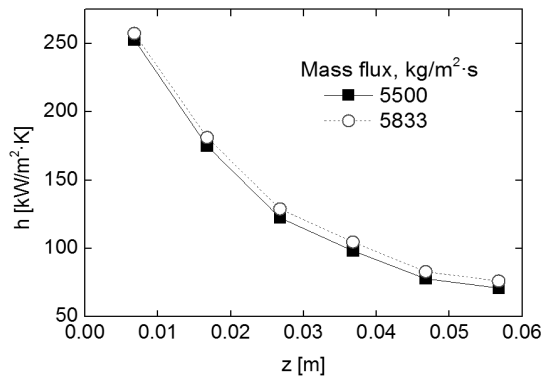


Fig. 18 Heat transfer coefficient according to measurement location for different mass fluxes in shape#2.

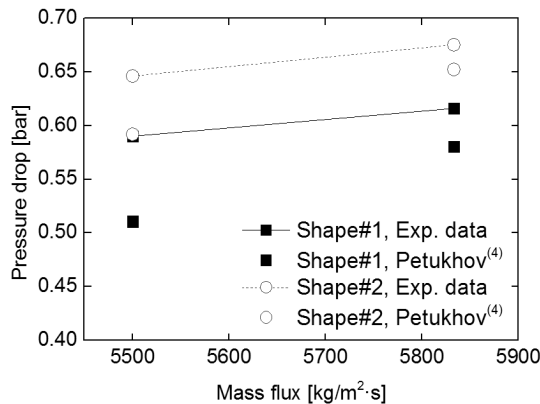


Fig. 19 Comparison of the experimental pressure drop with those predicted by Petukhov's correlation.

Shape#1에 비해 Shape#2가 열전달계수가 높게 나타났으며 측정위치에 따라 주어진 압력에서의 비열 변화 경향과 매우 유사하게 나타났다. Shape#2에서의 열전달계수가 Shape#1에 비해 평균 21~22% 높게 나타났다. 또한 각 채널 형상에서 질량유속의 변화에 따른 열전달계수에 대한 변화를 Fig. 17과 Fig. 18에 나타내었다. 각 채널 형상에서 질량유속이 높은 경우에 대해 그렇지 않은 경우에 비해 평균 4~5% 증진되어 큰 차이를 보이지 않았다.

채널 형상별 실제 압력강하량과 Petukhov⁽⁴⁾ 마찰인자 상관식으로 예측한 압력강하량을 Fig. 19에 나타내었다.

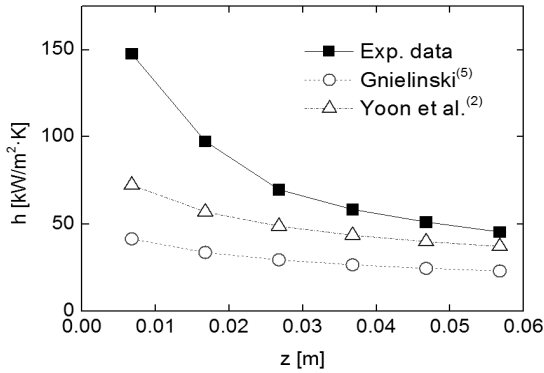


Fig. 20 Comparison of the experimental data with the calculated heat transfer coefficients using the existing correlations(case 1).

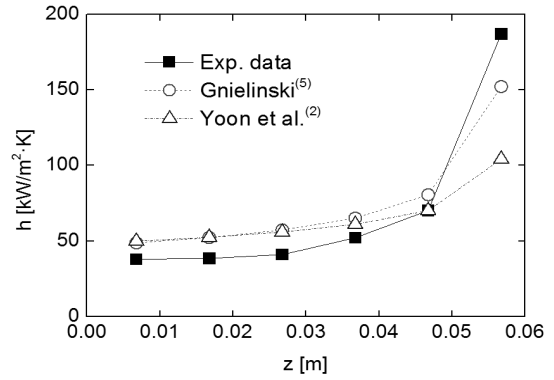


Fig. 21 Comparison of the experimental data with the calculated heat transfer coefficients using the existing correlations(case 2, $P = 74$ bar).

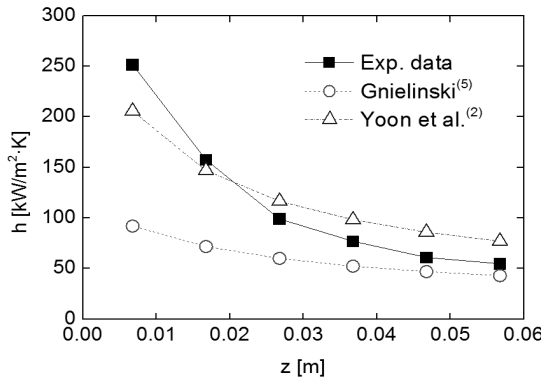


Fig. 22 Comparison of the experimental data with the calculated heat transfer coefficients using the existing correlations(case 3).

각 질량유속에서 실제 압력강하량은 Shape#2가 Shape#1에 비해 평균 10% 증가한 값을 보였다. 각 채널 형상과 질량 유속에서 상관식으로 예측한 값들은 실제 압력강하량에 비해 Shape#1에서 약 13% ($j = 5,500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$)와 약 6% ($j = 5,833 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$), Shape#2에서는 약 8% ($j = 5,500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$)와 약 4% ($j = 5,833 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$)의 낮은 값을 보였다. 이는 서로 다른 채널 형상에서 수력직경을 동일하게 하였으나 채널의 단면적의 차이 때문으로 고려된다.

5. 열전달 상관식 개발

5.1 실험 데이터와 기존 상관식과의 비교

실험 결과와의 비교를 위해 Gnielinski⁽⁵⁾의 상관식, Yoon et al.⁽²⁾의 상관식을 사용하였으며 사용된 두 상관식을 식(6)과 식(7)에 나타내었다. 식(6)은 Gnielinski⁽⁵⁾가 제시한 식으로 레이놀즈 수가 큰 범위에 걸쳐 적용될 수 있으며 균일 표면 열유속과 균일 표면온도 모두에 대해 적용 할 수 있기 때문에 선정되었으며 여기서 마찰인자 f 는 Petukhov⁽⁴⁾ 상관식인 식(5)를 사용하였다. Yoon et al.⁽²⁾에 의해 제안된 식(7)은 기존 Dittus-Boelter 상관식을 근간으로 두고 있으며 유사임계온도를 기준으로 형태가 다른 두 개의 식으로 표현된다. 기존 Dittus-Boelter 상관식은 점도를 포함하는 레이놀즈 수와 비열과 열전도도를 포함하는 프란틀 수가 있는 반면 밀도 변화를 반영하는 항이 없으므로 물성치가 급격하게 변화하는 임계온도 부근의 열전달효과를 설명하기 위해 밀도 변화를 고려한 항이 추가되었다. 식(7)은 Yoon et al.⁽²⁾의 실험결과를 절대평균오차 12.7%로 예측하였다.

비교 결과를 Fig. 20에서 Fig. 22에 나타내었다. 실험조건은 $5,500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 의 질량유속으로 동일하며 채널 단면 형상은 Shape#1이다. Fig. 20, Fig. 21과 Fig. 22에서 물성이 급격하게 변하는 구간을 제외하고는 두 상관식 모두

Table 3 Absolute average error comparison with experimental data and correlations

Experiment case	Absolute average Error with experimental data (%)	
	Yoon et al. ⁽²⁾	Gnielinski ⁽⁵⁾
case 1	31	59
case 2	28	27
case 3	25	39

상대적으로 잘 예측하였다. Gnielinski⁽⁵⁾의 상관식에 비해 Yoon et al.⁽²⁾의 상관식이 상대적으로 잘 예측하였는데 그 이유는 본 연구와 같이 실험대상인 작동 유체가 이산화탄소이기 때문이라고 고려된다. 각각의 실험 case에서 작동유체의 물성값들이 급격하게 변하는 구간에서는 두 상관식은 본 실험에서 측정한 값보다 낮게 예측하였다. 각 실험 case별 실험 데이터와 상관식의 예측값의 절대 평균 오차는 Table 3에 나타내었다.

기존 상관식들을 고찰 해 볼 때 아임계(subcritical), 천이임계(transcritical) 및 초임계(supercritical) 상태에서 이산화탄소의 물성값들이 급격하게 변하는 구간에서의 열유동 특성을 설명하기 위해서는 채널 내부에서의 유체의 온도 및 압력변화를 잘 파악하는 것이 중요하다고 고려된다.

$$Nu_b = \frac{(f/8)(Re_b - 1000)Pr_b}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr_b^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

$$Nu_b = aRe_b^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b} \right)^n$$

$$a = 0.14, \quad b = 0.69, \quad c = 0.66,$$

$$n = 0, \quad \text{for } T_b > T_{pc} \quad (7)$$

$$a = 0.013, \quad b = 1.0, \quad c = -0.05,$$

$$n = 1.6, \quad \text{for } T_b < T_{pc}$$

5.2 새로운 상관식의 개발

기존의 두 상관식들을 실험 데이터와의 비교를 바탕으로 Gnielinski⁽⁵⁾ 상관식보다 Yoon et al.⁽²⁾의 상관식이 마이크로채널 내 이산화탄소의 열유동을 비교적 잘 예측하였다고 고려된다. 따라서 본 연구의 실험 데이터를 바탕으로 Yoon et al.⁽²⁾이 개발한 상관식의 형태를 발전시켜 임계점 전, 후 이산화탄소의 가열 과정에서의 열전달 효과를 설명 할 수 있는 상관식인 식(8)을 제안하였다. 식(8)은 Yoon et al.⁽²⁾이 제안한 식의 형태를 그대로 따르나 실험결과와 잘 일치시키기 위해 식의 a, b, c, n의 값을 수정하였다.

식(8)은 각 실험 case 순서대로 각각 절대 평균 오차를 약 20%, 10%, 6%로 실험자료를 예측하였으며 실험 데이터와 새로 제안된 상관식을 비교한 결과를 Fig. 23에서 Fig. 25에 나타내었다.

$$Nu_b = aRe_b^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b} \right)^n$$

$$a = 0.14, \quad b = 0.5, \quad c = 1.65,$$

$$n = 1.7, \quad \text{for } T_b > T_{pc} \quad (8)$$

$$a = 0.0036, \quad b = 1.0, \quad c = 0.52,$$

$$n = 2.1, \quad \text{for } T_b < T_{pc}$$

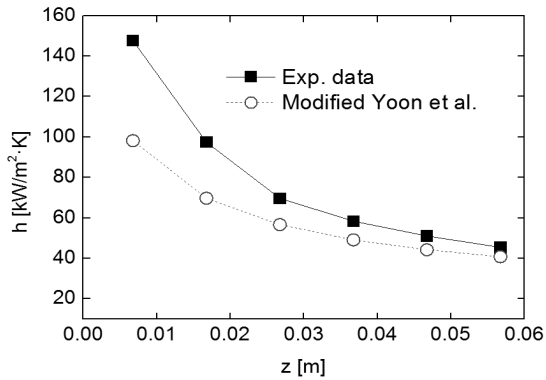


Fig. 23 Comparison of the experimental data with the calculated heat transfer coefficients using the modified Yoon et al.'s correlation(case 1).

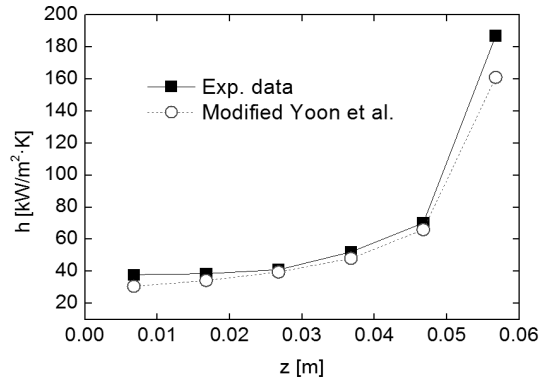


Fig. 24 Comparison of the experimental data with the calculated heat transfer coefficients using the modified Yoon et al.'s correlation(case 2, $P = 74$).

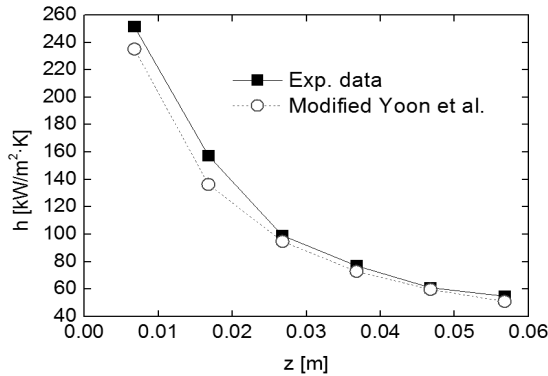


Fig. 25 Comparison of the experimental data with the calculated heat transfer coefficients using the modified Yoon et al.'s correlation(case 3).

6. 결 론

본 연구에서는 임계점 인근 영역에서 이산화탄소를 작동유체로 하여 단일 채널 내의 가열과정에 대한 열유동 특성을 고찰하였다.

- (1) 이산화탄소의 열전달계수는 실험이 수행된 임계점 영역에 따라 상반된 경향을 보였다. 열전달계수의 증감 경향은 주어진 압력에서 비열이 변화하는 경향과 매우 유사하게 나타났다. 또한, 열전달계수가 최대가 되는 점은 비열이 최대가 되는 점과 매우 일치하였다. 천이임계(transcritical) 조건에서는 열전달계수가 증가하였으며 아임계(subcritical)와 초임계(supercritical) 조건에서는 최대값을 보인 이후 열전달계수가 감소하였다. 동일한 질량유속에서 채널 형상 변화에 따른 열전달계수는 Shape#2가 Shape#1에 비해 평균 21~22% 높게 나타났다. 한편 각각의 채널 형상에서 질량유속의 변화에 따른 열전달계수의 차이는 평균 4~5% 차이로 큰 차이를 보이지 않았다.
- (2) 일정한 압력에서 질량유속의 증가에 따라 압력강하량이 증가하였으며 아임계(subcritical) 조건에 비해 천이임계(transcritical) 조건에서 압력강하량이 감소하였다. 채널 형상별 비교에서는 동일한 수력직경이지만 면적이 변화함에 따라 압력강하량이 증가하였다. 실험값은 Petukhov⁽⁴⁾ 마찰인자 상관식과 비교하였는데 최대 47%에서 최소 4%의 절대평균 오차를 보였다.
- (3) 본 실험에서 측정된 열전달계수를 설명하기 위해 기존 열전달 상관식과 비교하였다. 단상 열전달계수 예측을 위해 개발된 Gnielinski⁽⁵⁾ 상관식은 열전달계수를 전반적으로 낮게 예측하였으며 Yoon et al.⁽²⁾의 상관식은 초임계(supercritical) 영역에서는 상대적으로 잘 예측하였으나 아임계(subcritical) 영역에서는 차이를

보였다. 따라서 Yoon et al.⁽²⁾의 상관식을 기반으로 본 실험 측정값을 이용하여 임계영역 주변에서 열전달계수의 예측 성능을 향상시킨 상관식을 제시하였다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원 주요사업 “초임계 CO₂ 발전시스템용 핵심기계 기술 기반 구축(2015-2019)”의 일환으로 수행되었습니다.

References

1. Qu, W. and Mudawar, I., 2002, Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink, *Int. Journal of Heat and Mass transfer*, Vol. 45, No. 12, pp. 2549-2565.
2. Yoon, S. H., Kim, J., 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, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 8, pp. 857-864.
3. Lemmon, E. W., Huber, M. L., and McLinden, M. O., 2010, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.0, National Institute of Standards and Technology, USA.
4. Petukhov, B. S., 1970, Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, *Advances in Heat transfer*, Edited by Hartnett, J. P. and Irvine, T. F., Vol. 6, pp. 503-564.
5. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Journal of Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
6. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., and Lavine, A. S., 2012, *Principles of Heat and Mass Transfer*, 7th ed., John Wiley & Sons, New York.