プレート式熱交換器における超臨界圧 HFO1234ze(E) の冷却熱伝達特性

宮田 一司^{*1}, 森 英夫^{*2}, 谷口 隆寛^{*3}, 梅沢 修一^{*4}, 杉田 勝彦^{*5}

Cooling heat transfer of supercritical pressure HFO1234ze(E) in a plate heat exchanger

Kazushi MIYATA ^{*1}, Hideo MORI ^{*2}, Takahiro TANIGUCHI ^{*3}, Shuichi UMEZAWA ^{*4}
and Katsuhiko SUGITA ^{*5}^{*1, *2} Department of Mechanical Engineering, Kyushu University
744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395, Japan^{*3} Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Kyushu University
744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395, Japan^{*4, *5} TEPCO Research Institute, Tokyo Electric Power Company Holdings, Inc.
4-1 Egasaki-cho, Tsurumi-ku, Yokohama 230-8510, Japan

Received: 22 June 2017; Revised: 7 August 2017; Accepted: 25 October 2017

Abstract

For the development of industrial heat pump systems supplying high-temperature heat source over 130 °C, experiments were carried out on cooling heat transfer of supercritical pressure HFO1234ze(E) flowing in a plate-type heat exchanger (PHE). HFO1234ze(E) with low Global Warming Potential (GWP) is expected as an alternative to refrigerant HFC134a. In the experiment, heat transfer coefficient data were obtained at different pressures including a near-critical pressure condition. To obtain the heat transfer coefficient, an integral method was used for evaluating the mean temperature difference between the refrigerant and cooling water in the PHE. Based on the measurements, characteristics of cooling heat transfer of supercritical pressure HFO1234ze(E) in the PHE were clarified. Generally, heat transfer coefficient showed considerably large values compared with tube flow, attributed to strong turbulence or agitation promoted by corrugated geometry of the PHE plate, and reached a maximum in the vicinity of the pseudocritical point. As the pressure approached the critical pressure, the peak of heat transfer coefficient became higher at lower bulk enthalpy, reflecting the pressure dependence of isobaric specific heat of the refrigerant. These results mean, even in the pseudocritical region where strong temperature dependency of physical properties appears, properties change in the flow cross section was small compared to the tube flow, although not negligible. The correlation developed in the previous study overestimated the measured heat transfer coefficient in the pseudocritical region for the pressure of the reduced pressure 1.01 very close to the critical pressure and also in the enthalpy region near to and lower than the pseudocritical point for the pressures of the reduced pressure about 1.1 or higher. For the better prediction, the necessity to consider the small but non-negligible properties change in the flow channel cross section was recognized.

Keywords : Heat transfer, Cooling, Supercritical pressure, HFO1234ze(E), Plate heat exchanger, Correlation

1. 緒 言

近年、未利用熱エネルギーの有効利用の点から、民生分野において、約 90 °C の温水を供給するヒートポンプシステムの普及が進められている (Taira et al., 2010). この給湯ヒートポンプは、作動流体として二酸化炭素 (CO₂) を用い、受熱を行う蒸発器の亜臨界圧と放熱を行うガスクーラの超臨界圧の間の遷臨界サイクルで運転

No.17-00280 [DOI:10.1299/transjsme.17-00280], J-STAGE Advance Publication date : 8 November, 2017

^{*1} 正員, 九州大学大学院工学研究院 機械工学部門 (〒819-0395 福岡県福岡市西区元岡 744)^{*2} 正員, フェロー, 九州大学大学院工学研究院 機械工学部門^{*3} 九州大学大学院工学府 機械工学専攻^{*4} 正員, フェロー, 東京電力ホールディングス (株) 経営技術戦略研究所 (〒230-8510 神奈川県横浜市鶴見区江ヶ崎町 4-1)^{*5} 東京電力ホールディングス (株) 経営技術戦略研究所

E-mail of corresponding author: miyata@mech.kyushu-u.ac.jp

される。ガスクーラで、超臨界圧の CO_2 は、高温の蒸氣的な状態から低温の液体的な状態まで冷却される。定格圧力は、臨界圧の 7.38 MPa よりかなり高い約 10 MPa が採用されている。

一方、産業分野においては、より高温熱の需要が多く、130 °C を越える高温熱源供給の遷臨界サイクルヒートポンプの開発が進められている。ガスクーラの熱交換器には、システム小型化の観点から、プレート式熱交換器 (Plate-type heat exchanger, PHE) の使用が考えられており、作動流体には、PHE の耐圧性の問題から、 CO_2 より臨界圧が低く臨界温度が高い冷媒、例えば HFC134a やその代替冷媒が用いられる。産業用高温ヒートポンプの開発のためには、PHE における超臨界圧流体の冷却熱伝達特性を解明する必要がある。著者らは、先に、左右対称矢筈模様 (シェブロン形) の波形形状プレートで構成される PHE について、超臨界圧 HFC134a と HCFC22 の冷却実験を行い、熱伝達の一般的特性の検討と整理式の作成を行った (Mori et al., 2016)。

熱力学的平衡状態にある超臨界圧流体は、巨視的には、どの状態においても単相流体と見なすことができる。高温の蒸気を冷却しても相変化することなく、冷却に伴って気體的な流体から液体的な流体に連続的に変化する。しかしながら、物性値は、定圧比熱が極大値を示す擬臨界点を含むある温度範囲で、温度の変化につれて急激に変化する。図 1 に、冷媒 HFO1234ze(E) の超臨界圧 4.31 MPa における物性値を、温度に対してプロットして示す。圧力 4.31 MPa は換算圧力 P/P_c (臨界圧 P_c に対する圧力 P の比率) 1.19 に相当する。定圧比熱 c_p はある温度で鋭いピークを有し、その温度を擬臨界温度 (図中 T_{pc}) と呼ぶ。定圧比熱が大きく変化する温度域では、温度と比エンタルピー h の関係は当然直線的でない。定圧比熱以外の物性値、密度 ρ 、粘性係数 μ 、熱伝導率 λ は、温度が下がるにつれて、蒸氣的な値から液体的な値に、擬臨界温度を含む狭い温度範囲で急激に変化する。このような擬臨界温度範囲における物性値の強い温度依存性により、超臨界圧流体の熱伝達特性は特徴付けられ、なかでも定圧比熱の変化の影響は大きい。

PHE における熱伝達については、これまで、低圧の単相流体について数多く研究されている。Ayub が文献レビューを行っており、単相流の熱伝達と圧力損失の整理式をまとめている (Ayub, 2003)。Gut らは、異なるプレート形状の実験データに基づき、熱伝達のパラメータ評価を行い (Gut et al., 2004)、Durmuş らは、異なるプレート形状のなかで、波形形状プレートの性能が良いことを報告している (Durmuş et al., 2009)。Khan らは、シェブロン形 PHE について、単相流の熱伝達整理式を提案している (Khan et al., 2010)。

他方、PHE における超臨界圧流体の熱伝達に関する研究はほとんどみられない。冷却熱伝達については、著者らが、シェブロン形の PHE について、超臨界圧 HFC134a と HCFC22 の冷却実験を行い、熱伝達の一般的特性の検討と整理式の作成を行っている程度である (Mori et al., 2016)。また、PHE における超臨界圧流体の加熱熱伝

Fig.1 Physical properties of HFO1234ze(E) at a supercritical pressure. Isobaric specific heat c_p has a peak at the so-called pseudocritical temperature T_{pc} . In a relatively narrow range including the pseudocritical point, physical properties such as thermal conductivity λ , density ρ and viscosity μ vary rapidly from a vapor-like state to a liquid-like state with decreasing temperature.

達については, Forooghi と Hooman が, バイナリー地熱発電サイクルへの適用を対象として, シェブロン形 PHE を用いた超臨界圧パーフルオロブタンの加熱実験を行っており, データに基づいて整理式を作成している (Forooghi and Hooman, 2014). これらの整理式については, 後に触れる.

また, 超臨界圧流体の冷却熱伝達については, 近年, 給湯ヒートポンプのガスクーラを対象に, 作動流体の超臨界圧 CO_2 を対象とした管内流の実験が行われ, 特性が明らかにされている (例えば Yoon et al., 2003, Dang and Hihara, 2004, Son and Park, 2006, Bruch et al., 2009). なかでも, Bruch らは, 垂直流の上昇流と下降流について実験を行い, 下降流の高負荷時には, 超臨界圧の加熱管内上昇流でみられるような伝熱劣化 (Jackson and Hall, 1979) が生じることを示して, 浮力の影響を考慮した整理式を得ている (Bruch et al., 2009). 他に, Ngo ら (Ngo et al., 2007) は, 流路に S 字状あるいはジグザグ状のフィンを持つマイクロチャンネル熱交換器について, 超臨界圧 CO_2 の冷却熱伝達実験を行い, 特性を検討している.

本研究では, 産業用高温ヒートポンプの開発を対象として, 前報告 (Mori et al., 2016) に引き続き, シェブロン型 PHE における超臨界圧流体の冷却熱伝達について実験を行い, 熱伝達特性を明らかにするとともに, 整理式について検討した. 試験流体には, HFC134a 代替冷媒で, 地球温暖化係数 (Global Warming Potential, GWP) が小さく高温用冷媒として期待される HFO1234ze(E) を用いた. また, 圧力の影響を詳しく検討するために, 臨界圧にごく近い圧力条件でもデータを得た. ヒートポンプの放熱器 (ガスクーラ) では, 熱の供給温度を変える場合に圧力を変化させるため, 広い圧力条件, 特に物性変化が急激な臨界圧近くの特性を明らかにすることは重要である.

2. 実験装置および実験方法

2・1 実験装置

実験で用いた試験装置の概略を図 2 に示す. 前報 (Mori et al., 2016) と同じ装置で, 試験冷媒の循環ループ, 試験冷媒を冷却する加圧水の循環ループ, 加圧水を冷却する冷却水の循環ループの 3 つのループで構成される. PHE1, PHE2, PHE3 で示す流れ方向に直列に配置した 3 つの PHE が試験に用いた PHE で, 冷媒は対向流で流れる加圧水により冷却される. 試験冷媒と加圧水の圧力は, それぞれ, フリーピストンを有するアキュムレータを介した高圧 N_2 ガスの圧力制御により調整され, 加圧水は熱交換器内での沸騰を防ぐために約 0.5 MPa に加圧されている. 各流体の試験 PHE 部入口温度は電気式ヒータで調整され, 流量はコリオリ式流量計で測定される. 冷却水ループはクーリングタワーとポンプを有する通常の冷却水ループである.

Fig. 2 Schematic diagram of experimental

PHE1～PHE3 は、前報 (Mori et al., 2016) で使用したものをそのまま用いた。その仕様を図 3 と表 1 に示す。PHE1～PHE3 は、同一の仕様で、SUS316 の矢筈模様 (シェブロン形) の波形プレート 12 枚を銅口ウ付けしたものである。冷媒はプレート間の 6 流路を、加圧水は 5 流路を交互に流れ、PHE 内を冷媒は鉛直下向きに流れる。PHE の出入口では、熱電対により各流体の出入口温度を、圧力発信器により圧力をそれぞれ測定した。流路の等価直径すなわち水力直径 D_e を次式のように求めた。

$$D_e = \frac{4V}{A_{plate}} = \frac{4wl\delta}{2wl\phi} = \frac{2\delta}{\phi} \quad (1)$$

式中、 V は流路の有効体積、 A_{plate} はプレート波形の実表面積で、 w はプレートの有効幅、 l は流路の有効長さ、 δ は流路の平均間隙、 ϕ はプレート実表面積の投影面積に対する拡大率である。また、矢筈溝の溝垂直断面方向ピッチは 7.0 mm である。なお、プレートの矢筈角（シェブロン角） β は、図 3 に示すように、矢筈溝の矢筈対称軸となす角度としている（前報告（Mori et al., 2016）では、矢筈対称軸に直角な面となす角度としていた）。

PHE における超臨界圧冷媒の熱伝達率 α_{ref} は、次式 (2) に示すように、測定した熱通過率 K より求まる熱通過の総括熱抵抗 $1/K$ から、加圧水側熱伝達の熱抵抗 $1/\alpha_{pw}$ とプレート内厚さ方向一次元熱伝導の熱抵抗 t/k を差し引いて求めた。ここで、 t はプレート板厚、 k はプレート板材の熱伝導率である。

Fig. 3 Test PHE and PHE plate

Table 1 Geometric dimensions of PHE heat transfer plate

Effective plate width w mm	100
Effective flow channel length l mm	190
Mean flow channel gap δ mm	1.85
Plate thickness t mm	0.5
Corrugation pitch p mm	7.0
Enlargement factor ϕ	1.27
Channel hydraulic diameter D_e mm	2.91
Chevron angle β °	65

$$\frac{1}{\alpha_{ref}} = \frac{1}{K} - \left(\frac{1}{\alpha_{pw}} + \frac{t}{k} \right) \quad (2)$$

熱通過率 K は、次式 (3) より見積もった。

$$K = \frac{Q}{\Delta T A} \quad (3)$$

ここに、 Q は PHE の交換熱量で、 ΔT は熱交換器における冷媒と加圧水の平均温度差、 A は熱交換器伝熱面の全投影面積である。交換熱量 Q は、加圧水の受熱量より求めることとし、加圧水の圧力と出入口の温度および質量流量から算出した。投影伝熱面積 A は、プレート有効幅と有効流路長さおよび伝熱面数を乗じて求めた。

式 (2) 中の加圧水側熱伝達の熱伝達率 α_{pw} は、前報告 (Mori et al., 2016) で得た次式 (4) より見積もった。

$$Nu = 0.25 Re^{0.75} Pr^{0.40} \quad (4)$$

式 (4) は、試験熱交換器 PHE1~PHE3 と同仕様の PHE5 で得た水同士の熱交換熱通過率を最もよく再現するように求めた水に対する熱伝達率の整理式で、ヌセルト数 Nu とレイノルズ数 Re の代表寸法には水力直径 D_e 、プラントル数 Pr を含む物性値には出入口平均値を用い、測定された 94 点の熱通過率を $\pm 5\%$ 以内の偏差で再現する。

2・2 実験条件

図 4 に、横軸に交換熱量をとり、ヒートポンプガスクーラに用いる場合の PHE における超臨界圧冷媒 HFO1234ze(E) と加圧水の温度変化の例を示す。超臨界圧冷媒の温度は、冷却の進行に伴って蒸気的な高温から液體的な低温まで連続的に低下するが、擬臨界点 (図中 T_{pc}) で定圧比熱が極大となるため、一様には低下せず、擬臨界点近傍域での温度変化は小さい。

このような冷媒の冷却過程における熱伝達特性を明らかにするために、PHE における超臨界圧冷媒の冷却熱伝達の実験を、表 2 に示す条件で行った。試験冷媒には、HFC134a の代替冷媒で高温用として利用が期待される温暖化係数の小さい (GWP = 6) HFO1234ze(E) を用いた。HFO1234ze(E) の臨界圧力は 3.63 MPa、臨界温度は 109.4 °C である。圧力は、前報告で行った比較的高圧の換算圧力約 1.1 と 1.2 の条件に加え、臨界圧よりわずかに

Fig. 4 Temperature variations of supercritical pressure refrigerant and pressurized water in PHE. During cooling, the supercritical pressure refrigerant temperature decreases continuously but not linearly from vapor-like high temperature down to liquid-like low temperature, due to the peak of isobaric specific heat at the pseudocritical point.

Table 2 Experimental conditions

Fluid	Pressure P MPa (P/P_c)	Mass flow rate W kg/min	Enthalpy change Δh kJ/kg	Temperature T °C	Specific bulk enthalpy h_b kJ/kg
HFO1234ze(E)	3.67 (1.01), 3.94 (1.08), 4.31 (1.19)	7, 11	27	65-125	292-452

高い換算圧力 1.01 の条件で行った。これにより、臨界圧ごく近傍の定圧比熱変化の大きい圧力域の特性を明らかにすることができる。流量の条件は、PHE 内 1 流路あたりの実用的条件を考慮した 11 kg/min とそれより小さい 7 kg/min とし、冷媒比エンタルピーの変化量 Δh は、できるだけ局所的な熱伝達率を測定するために、比較的小さい 27 kJ/kg とした。流量 11 kg/min では 5 kW, 7 kg/min では 3.2 kW の交換熱量に相当する。ほかに、大きい比エンタルピー変化量の条件でもデータを一部得た。流量や熱負荷の影響については、前報告 (Mori et al., 2016) でもデータを得ているが、今回、HFO1234ze(E)のデータを得て特性を確認した。HFO1234ze(E) の物性値は、NIST REFPROP Ver.9.1 (Lemmon et al., 2013) より算出した。

流体温度、圧力および質量流量の測定誤差はそれぞれ最大 ± 0.16 °C, ± 0.01 MPa, $\pm 0.4\%$ で、冷媒混合比エンタルピー h_b の見積もり誤差は ± 2 kJ/kg 以内である。これらの誤差と周囲への放熱を考慮して、冷媒の熱伝達率の測定誤差は、全般に $\pm 10\%$ 以内、擬臨界点近傍の熱伝達が極大となる条件では大きく、換算圧力 1.08, 1.19 で最大 -15~+20% 程度、臨界点に近い換算圧力 1.01 で最大 -25~+60% 程度と推測された。

2・3 熱交換器における平均流体温度差

擬臨界点近傍で定圧比熱は大きく変化する。そのため、本実験条件の場合、定圧比熱一定を前提とする対数平均温度差 (LMTD) では、熱交換器における冷媒と加圧水の平均温度差を正しく見積もることはできない。本研究では、積分法 (Ngo et al., 2007) により、冷媒と加圧水の平均温度差を見積もった。積分法では、交換熱量を細分した微小伝熱要素ごとに、高温流体と低温流体それぞれの流れ方向の温度変化を見積もり、各要素の流体温度差から熱交換器全体の平均温度差を求める。計算は面倒であるが、熱交換器内で流れ方向に変化する定圧比熱の影響を正しく考慮することができる。

図 5 の (a) に、本研究で得られた全実験データについて、対数平均温度差法 (LMTDM) を用いて算出した冷媒熱伝達率 α_{ref_LMTDM} と積分法 (IM) により算出した熱伝達率 α_{ref_IM} の比較を示す。縦軸は積分法に対する対数平均温度差法の算出熱伝達率の比率 $\alpha_{ref_LMTDM}/\alpha_{ref_IM}$ で、横軸は擬臨界点の比エンタルピー h_{pc} に対する冷媒の熱交換器平均比エンタルピー h_b の比率である。2 つの熱伝達率の違いは、圧力や流量によらず、広いエンタルピー範囲で認められ、対数平均温度差法による熱伝達率は、擬臨界点より高いエンタルピー域では低めに、逆に低いエンタルピー域では高めに算出される。これは、局所的な熱伝達率を測定するため比較的小さい比エンタルピー変化量でデータを得ているためで、図 4 からわかるように、冷媒の熱交換器出入口の温度がともに擬臨界点の大小どちらかの温度域にある場合、交換熱量に対する温度変化を直線的とする対数平均温度差は、平均温度差を、擬臨界点より高い温度 (エンタルピー) 域では実際より大きく、擬臨界点より低い温度 (エンタルピー) 域では小さく見積もることによる。熱伝達率の違いは、擬臨界点前後のエンタルピーで最大 30% にも達しており、無視できない。この違いは、超臨界圧 CO₂ の管内流について同様の検討を行った Bruch ら (Bruch et al., 2009) の最大 20% 程度の差異より大きい。後述するように、PHE の熱伝達は管内流より良好で、流体間の温度差が小さくなるため、両法による差異の程度がより大きくなったものと考えられる。図 5 の (b) には、熱伝達率 α_{ref} と熱交換器平均比エンタルピー h_b の関係で、対数平均温度差法 (LMTDM) と積分法 (IM) の算出値を比較した例を示す。擬臨界エンタルピー h_{pc} を挟んで両者の大小が逆転し、積分法では擬臨界点より少し高いエンタルピーで熱伝達率が極大となる傾向が、対数平均温度差法を用いると擬臨界点より少し低いエンタルピーで極大となる傾向となり、熱伝達特性を見誤ることにつながる。後述するように、物性値の温度依存性から、擬臨界点より高い側のエンタルピーで熱伝達が極大となるのが妥当である。なお、擬臨界点から十分離れた低いエンタルピー域で、ようやく、両者の算出値に違いはみられなくなる。

Fig. 5 Difference between refrigerant heat transfer coefficients calculated with integral and LMTD methods. LMTD method overestimates or underestimates the refrigerant-side heat transfer coefficient up to 30% at the enthalpy somewhat lower or higher than the pseudocritical enthalpy, respectively.

以上のように、定圧比熱の温度依存性が強い超臨界圧流体が流れる熱交換器の流体平均温度差を見積もるには、対数平均温度差法は適用できず、積分法を用いるのが良い。

3. 実験結果および考察

3・1 熱伝達率の特性

試験結果の例として、図6 (a) と (b) に、それぞれ記号で、3.94 と 4.31 MPa における流量 11 kg/min の熱伝達率 α_{ref} の測定値を、PHE 出入口平均バルク流体エンタルピー h_b に対してプロットして示す。図中、細い実直線は擬臨界エンタルピー h_{pc} である。HFC134a と HCFC22 に関する前報告 (Mori et al., 2016) と同様の特性が、HFO1234ze(E) にも認められる。すなわち、冷媒が冷却され、バルクエンタルピーが低下するにつれて、熱伝達率は、蒸氣的な高エンタルピーから増大し、擬臨界点近傍で極大値を示した後、減少して十分液的な低エンタルピーの値に漸近する。このとき、極大値のエンタルピーは擬臨界点より少し大きい。超臨界圧流体の熱伝達率の極大は、流路断面における伝熱面近傍の乱流域で、流体温度が擬臨界温度になり、定圧比熱が極大になって乱流熱輸送が良くなるためであり (Jackson and Hall, 1979)、このとき、冷却時では、バルク流体の温度は伝熱面近傍の擬臨界温度より高いため、対応するバルクエンタルピーも擬臨界点より高い値を示す。

図6 には、管内流の特性の代表として、定物性の乱流熱伝達に対する Dittus-Boelter 式 (Dittus and Boelter, 1930) と、超臨界圧流体に対し管断面の流体温度分布による物性変化を考慮した修正 Krasnoshchekov-Protopopov 式 (Jackson and Hall, 1979)、さらに管断面の物性変化に加え、物性変化により生じる浮力による伝熱劣化を考慮した Bruch らの式 (Bruch et al., 2009) を適用して算出した値を、実線で併記している。算出の際、代表寸法として水力直径を用いた。ここでは、プレート隙間流路断面における物性変化の影響の程度について、整理式より予測される管内流の特性と比較して、検討する。ここで、修正 Krasnoshchekov-Protopopov 式は、加熱流に対して作成された式であるが、冷却熱伝達にも適用できる。Bruch らの式は劣化発生による低い熱伝達率を広いエンタルピー範囲で示し、劣化を考慮しない修正 Krasnoshchekov-Protopopov 式でも、極大を示すバルクエンタルピーは擬臨界点よりかなり高い値を示している。すなわち、管内流の場合には、本試験に相当する条件では熱伝達率が低く流路断面での温度変化が大きいため、断面での物性変化を考慮する必要があることがわかる。これに対し、PHE の熱伝達率は、劣化を対象としない修正 Krasnoshchekov-Protopopov 式と比べても広いエンタルピー範囲で 3 倍から 7 倍の高い値を示し、その比率は PHE の伝熱面拡大率 1.27 よりかなり大きい。さらに、熱伝達率が極大となるエンタルピーは、擬臨界点より少し大きい程度で、修正 Krasnoshchekov-Protopopov 式よりかなり小さく、流路

Fig. 6 Change of heat transfer coefficient with bulk fluid enthalpy. During cooling from vapor-like high enthalpy to liquid-like low enthalpy, the heat transfer coefficient reaches a maximum at a slightly higher enthalpy than the pseudocritical point. The heat transfer coefficient in PHE is considerably larger than that in the tube with the same hydraulic diameter, attributed to strong turbulence or agitation promoted by corrugated geometry of the PHE plate, and properties change in the flow channel cross section of the PHE is considered small compared to tube flow, but not negligible.

断面の物性変化を考慮せず、ほぼ擬臨界点で極大値を示す Dittus-Boelter 式に近い。これらの点から、本 PHE では、物性値の温度依存性が強い擬臨界点近傍を含め、全般にわたって熱伝達が良好で、管内流の場合と比べて流路断面の温度分布とそれに伴う物性変化は小さいことがわかる。これは、波形形状プレートの重ね合わせによる流れの攪拌と強い乱れ促進の効果と考えられる。しかしながら、Dittus-Boelter 式と比べると、熱伝達率の極大値は擬臨界点より幾分高い側にある。したがって、修正 Krasnoshchekov-Protopopov 式ほどではないが、流路断面の物性変化の影響は小さいながらも現れており、無視できないと考えられる。

異なる圧力で得られた熱伝達率の測定値を比較して、図 7 に示す。流量の条件は 11 kg/min である。図中、細線は各圧力の擬臨界エンタルピー h_{pc} で、臨界圧に近いほど幾分低くなる。また、図には Dittus-Boelter 式による算出値を併記している。Dittus-Boelter 式の算出値にみられるように、圧力で物性値にさほど違いがないと考えられる蒸氣的な高エンタルピー域 ($h_b \geq 420$ kJ/kg) と液的な低エンタルピー域 ($h_b \leq 370$ kJ/kg) では、PHE でも圧力による測定値の違いはみられない。一方、その間の擬臨界点とその近傍領域 ($370 < h_b < 420$ kJ/kg) では、熱伝達率の測定値に圧力の違いが確認できる。臨界圧に近いほど極大値は大きくなっており、特に臨界点に近く物性値の温度依存性がより強い換算圧力 1.01 でも、Bruch らの式にみられるような伝熱劣化は認められず、極めて良好な熱伝達が達成されている。なお、極大となるエンタルピーは、臨界圧に近いほどより擬臨界点に近くなるようにみえる。伝熱が良くなり、流路断面の温度変化が小さくなるためと思われる。

圧力の影響について、図 8 に、定圧比熱の圧力による変化を比エンタルピーを横軸にとって示す。圧力が低く臨界圧に近いほど、低い擬臨界点エンタルピーで、定圧比熱のピークは高くなる。特に、臨界圧にごく近い換算圧力 1.01 では極大値はかなり大きい。この定圧比熱の圧力依存性が強いエンタルピー域 ($370 < h_b < 420$ kJ/kg) で、熱伝達率に圧力の影響が認められる。すなわち、本 PHE では、熱伝達が良好で流路断面の物性変化が小さいため、図 7 にみられる熱伝達への圧力の影響には、主に定圧比熱の圧力依存性が反映されていると考えられる。

以上のように、本試験で用いたシェブロン角 65° の PHE は、熱伝達が良好で、擬臨界点近傍で極大値を示し、擬臨界点近傍を含め全般にわたって流路断面での物性変化は小さいと推測される。したがって、圧力の影響には定圧比熱の圧力依存性が主に反映され、臨界圧に近いほど熱伝達率の極大値は低いエンタルピーで高くなる。また、このため、熱伝達の劣化はみられない。しかしながら、流路断面の物性変化の影響は、熱伝達率の極大が擬臨界点より幾分高いバルクエンタルピーで現れていることから確認でき、小さいと言えど、無視できない。

Fig. 7 Change of heat transfer coefficient with bulk fluid enthalpy for different pressures. The maximum value of heat transfer coefficient becomes larger with pressure approaching the critical value. Whereas, no difference is observed in the vapor-like high enthalpy and liquid-like low enthalpy regions far from the pseudocritical point.

Fig. 8 Isobaric specific heat of HFO1234ze(E) at supercritical pressures. As the pressure approaches the critical value, the peak of isobaric specific heat becomes larger. Such pressure dependence of isobaric specific heat is reflected in the characteristics of heat transfer coefficient in PHE.

図9には、異なる質量流量で得られた熱伝達率の測定値を比較して示している。流量が11 kg/min から7 kg/min に減少した場合、熱伝達率は全エンタルピー域でほぼ一様に約30%低下している。低下の程度は併記した定物性の Dittus-Boelter 式と同程度であり、流量が減少して熱伝達率が低下しても、エンタルピーに対する変化の傾向に

Fig. 9 Change of heat transfer coefficient with bulk fluid enthalpy for different mass flow rates. With decreasing of mass flow rate from 11 to 7 kg/min, the heat transfer coefficient reduces by about 30% in the entire range of fluid enthalpy. That extent is in accordance with that of tube flow predicted by the Dittus-Boelter correlation.

流量の影響は認められない。また、図 10 には、熱伝達率に及ぼすエンタルピー変化量すなわち熱負荷の影響について、測定値の例を示す。熱負荷が 2 倍程度に大きくなっても、熱伝達率は擬臨界点ごく近傍で幾分小さくなる程度で、熱負荷の影響は小さいことがわかる。流量と熱負荷の影響については、同様の結果が前報告 (Mori et al., 2016) で得られており、今回 HFO1234ze(E) についても確認された。

3・2 熱伝達の整理式

前報告 (Mori et al., 2016) では、本 PHE における超臨界圧冷媒の冷却熱伝達整理式について検討し、Khan らによる従来の単相流熱伝達整理式 (Khan et al., 2010) は適用できないことを示して、あらたに次の Dittus-Boelter 形式の式 (5) を得た。

$$Nu = 0.33 Re^{0.73} Pr^{0.30} \quad (5)$$

本整理式は、換算圧力 1.06 の HCFC22 および換算圧力 1.11, 1.22 の HFC134a で得られたレイノルズ数 $Re = 400 \sim 22000$ 、プラントル数 $Pr = 1.7 \sim 13.6$ の熱伝達率の測定値を、 $\pm 10\%$ 以内で再現した。冷媒の物性値には、PHE 出入口間のエンタルピー変化に基づく積分平均値を用いる。

本実験データについて、測定された熱伝達率と式 (5) より算出される値を比較して、熱伝達率と流体エンタルピーの関係で図 11 に、 $Nu/Pr^{0.30}$ と Re の関係で図 12 に、それぞれ示している。図 12 に示すように本データのレイノルズ数範囲は 2500~22500 であり、式 (5) を作成したデータの範囲にほぼ含まれる。図 11 からわかるように、測定値に圧力による違いがみられない擬臨界点より十分低いエンタルピー域と高いエンタルピー域では、流量の違いも含め、式 (5) は測定値をよく再現している。これらの領域は、流量 11 kg/min では 7000 程度以下と 18000 程度以上、7 kg/min では 4000 程度以下と 10000 程度以上のレイノルズ数域にそれぞれ相当し、図 12 でも予測値と測定値の一致は良い。一方、その間の測定値に圧力による違いが見られる擬臨界点近傍では、式 (5) は、条件によって、過大評価する傾向が認められる。換算圧力が 1.1 程度以上の 3.94 と 4.31 MPa では、式 (5) は、極大の傾向も含めて、擬臨界点近傍の熱伝達率の特性を比較的よく再現するが、擬臨界点より低いエンタルピー域では熱伝達率を幾分高めに予測しており、このため、熱伝達率の極大エンタルピーを低めに見積もっている。図 12 では、流量 11 kg/min で 7000~12000 程度また 7 kg/min で 5000~8000 程度のレイノルズ数範囲で、測定値は

Fig. 10 Change of heat transfer coefficient with bulk fluid enthalpy for different heat loads. With about two times increasing of heat load, a slight reduction of heat transfer coefficient is found in the vicinity of pseudocritical point, but the effect of heat load on heat transfer coefficient is globally small.

予測値と比べて最大 20% も低い。この偏差の程度は前報告の $\pm 10\%$ と比べて大きい。さらに、臨界圧に近い換算圧力 1.01 の 3.67 MPa では、擬臨界点領域の予測値は、極大となる熱伝達率を含め、80% 程度も過大に見積もっており、一致は良くない。熱伝達がよく測定値の誤差が大きい（最大 -30 ~ +60% 程度）ことを考慮しても、過大の程度は比較的大きいと言え、図 12 では、レイノルズ数 10000 ~ 17000 の範囲で、測定値は最大 45% も低く位置している。これは、主に、換算圧力 1.01 の擬臨界点近傍域のプラントル数が PHE 平均値でも 15 ~ 40 と大きく、式 (5) の作成に用いたデータの範囲を越えて適用したためと推測されるが、ほかにも、物性値の見積りに流路断面の物性変化の影響を考慮していないことも考えられる。すなわち、換算圧力 1.1 程度以上の擬臨界点より幾分低いエンタルピー域で過大評価し、極大エンタルピーを低めに見積もることから、擬臨界点近傍域の精度良い予測には、温度変化は小さいと言えど、流路断面での物性変化を考慮する必要があるように思われる。これにより、換算圧力 1.01 でも、PHE 平均のプラントル数を低めに見積もり、熱伝達率予測の改善につながる事が期待できる。

図 11 には、超臨界圧パーフルオロブタンの加熱試験データに基づく Forooghi-Hooman の熱伝達整理式 (Forooghi and Hooman, 2014)、式 (6) による算出値を破線で併記している。

$$Nu = 0.187 Re^{0.71} Pr^{0.35} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pb}} \right)^{0.5} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.3} \quad (6)$$

上式は、プレート間隙 2 mm、水力直径 3.2 mm のシェブロン角 60° の PHE で得られたレイノルズ数 800 ~ 4200、プラントル数 3.2 ~ 4.2 のデータに基づく式で、流路断面での物性変化の影響を考慮するため、超臨界圧流体の管内加熱流の整理式 (Jackson and Hall, 1979) を参照し、壁面 (式中添字 w) とバルク (式中添字 b) 間の密度変化の比率、および定圧比熱について壁温とバルク温度間の平均定圧比熱 $\bar{c}_p$ とバルク値の比率を導入したものである。図からわかるように、Forooghi-Hooman の式は、全体的な傾向および圧力、流量の影響をある程度反映するものの、測定値の半分に近い低い値を予測しており、そのため、極大値を示すエンタルピーは、測定値が示す擬臨界点近くの値に比べてかなり高い値を示している。熱伝達率を低く予測するのは、レイノルズ数適用範囲が本実験データより全体に低く、高いレイノルズ数範囲に拡張して適用したことのほか、シェブロン角が 60° で本試験 PHE より幾分小さいなどプレート形状の違いや、試験冷媒の違いによるものではないかと考えられる。

以上のように、整理式については、今後さらに検討を行う必要がある。

Fig.11 Comparison of calculated heat transfer coefficients by Eq. (5) and Eq. (6) with measurements. Equation (5) overestimates the measured heat transfer coefficient up to 80% in the pseudocritical region at the pressure of the reduced pressure 1.01 very close to the critical pressure, and also up to 20% in the enthalpy region near to and lower than the pseudocritical point at the pressures of the reduced pressures about 1.1 and over. It is necessary to take into account physical properties change in the flow channel cross section for more accurate prediction. Equation (6) globally estimates about half value of the measurement, and the enthalpy of maximum heat transfer coefficient higher than that of the experimental value.

4. 結 言

産業用高温ヒートポンプの開発を対象として、前報告 (Mori et al., 2016) に引き続き、シェブロン型プレート式熱交換器における超臨界圧冷媒の冷却熱伝達について、実験を行い、熱伝達の特性を管内流と比較しながら明らかにするとともに、整理式について検討した。試験流体には、GWP の小さい HFO1234ze(E)を用い、特に、圧

Fig.12 Comparison of measured heat transfer coefficients with calculated Eq. (5) for all data. The measurements are up to 45% lower than Eq. (5) in the Reynolds number range from 10000 to 17000 at the reduced pressure of 1.01, and are also up to 20% lower at the reduced pressure of 1.1 and over in the Reynolds number ranges 7000-12000 and 5000-8000 at mass flow rates of 11 and 7 kg/min, respectively.

力の影響を検討するために、臨界圧にごく近い圧力条件でもデータを得た。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 対数平均温度差を適用して熱伝達率を算出した場合、擬臨界点近傍域の熱伝達率の特性を見誤る恐れがある。
- (2) 本試験で用いたシェブロン角 65° の PHE では、熱伝達が良好で、擬臨界点近傍で極大値を示し、臨界圧にかなり近い換算圧力 1.01 の圧力でも、管内流で生じるような伝熱劣化はみられない。圧力の影響には、主に定圧比熱の圧力依存性が反映され、臨界圧に近いほど、低いエンタルピーで熱伝達率の極大値は高くなる。また、流量の影響は定物性の管内流の場合に類似し、熱負荷の影響は小さい。したがって、管内流の場合と比べると、物性値の温度依存性が強い擬臨界点近傍域でも、流路断面での物性変化は比較的小さいものと推測される。しかしながら、熱伝達率の極大が擬臨界点より幾分高いバルク流体エンタルピーで現れており、流路断面での物性変化の影響は小さいとは言え無視はできない。
- (3) 本試験 PHE に対して、前報告で得た式 (5) は、全般に良い予測を示すものの、臨界圧に近い換算圧力 1.01 では、擬臨界点領域でかなり高めの値を予測し、また臨界圧より高い換算圧力 1.1 程度以上でも、擬臨界点より幾分低いエンタルピー域で高めの値を予測する傾向が認められた。擬臨界点近傍域の精度良い予測に対しては、流路断面の物性変化を考慮する必要があるように思われる。

謝 辞

三菱重工業サーマルシステムズ株式会社には冷媒を提供いただき、九州大学大学院当時学生の丹山智之氏、現学生の柳原俊太郎氏にはデータ取得に協力を得た。ここに、記して謝意を表する。

References

Ayub, Z.H., Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators, Heat Transfer Engineering, Vol.24, No.5 (2003), pp.3-16.

- Bruch, A., Bontemps, A. and Colasson, S., Experimental investigation of heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled vertical tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.52, Issues 11-12 (2009), pp.2589-2598.
- Dang, C. and Hihara, E., In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement, *International Journal of Refrigeration*, Vol.27, No.7 (2004), pp.736-747.
- Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K., Heat transfer in automobile radiators of tubular type, *University of California Publications in Engineering*, Vol. 2 (1930), pp. 443–461.
- Durmuş, A., Benli, H., Kurtbaş, İ. and Gül, H., Investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers having different surface profiles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.52, Nos.5-6 (2009), pp.1451-1457.
- Forooghi, P. and Hooman, K., Experimental analysis of heat transfer of supercritical fluids in plate heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.74 (2014), pp.448-459.
- Gut, J.A.W., Fernandes, R., Pinto, J.M. and Tadini, C.C., Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations, *Chemical Engineering Science*, Vol. 59, No.21 (2004), pp.4591-4600.
- Jackson, J.D. and Hall, W.B., Forced convection heat transfer to fluids at supercritical pressures, in: *Turbulent forced convection in channels and bundles*, Hemisphere, Vol.2, New York (1979), pp.563-611.
- Khan, T.S., Khan, M.S., Chyu, M.-C. and Ayub, Z.H., Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations, *Applied Thermal Engineering*, Vol.30, Nos.8-9 (2010), pp.1058-1065.
- Lemmon, E.W., Huber, M.L. and McLinden, M.O., NIST Standard Reference Database 23-REFPROP, Version 9.1 (2013).
- Mori, H., Nakamura, S., Ono, F., Kariya, K. and Umezawa, S., A study on characteristics of cooling heat transfer of supercritical pressure fluids in a plate heat exchanger, *Heat Transfer Engineering*, Vol.37, Nos.7-8 (2016), pp.659-667.
- Ngo, T.L., Kato, Y., Nikitin, K. and Ishizuka, T., Heat transfer and pressure drop correlations of microchannel heat exchangers with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.32, No. 2 (2007), pp.560-570.
- Son, C.-H. and Park, S.-J., An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube, *International Journal of Refrigeration*, Vol.29, No. 4 (2006), pp.539-546.
- Taira, S., Nakayama, H., Kumakura, E., Numata, M. and Sakitani, K., The development of heat pump water heaters using CO₂ refrigerant, *Proceedings of the 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology* (2010), Paper GS11.
- Yoon, S.H., Kim, J.H., Hwang, Y.W., Kim, M.S., Min, K. and Kim, Y., 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 (2003), pp.857-864.