

低環境負荷冷媒を用いた沸騰駆動型並列細管熱輸送デバイスの熱輸送特性

Heat Transport Characteristics of Parallel Tube Heat Transport Device with Low Environmental Impact Refrigerants

齋藤 博史¹⁾, 村田 章²⁾

Hiroshi Saito¹⁾, Akira Murata²⁾

Abstract : The parallel tube heat transport device with plurality thin tube connecting of cooling headers and heating headers were developed and their performance was experimentally tested. As a result, the parallel tube heat transport device was able to obtain higher heat transport performance than the conventional heat pipe. It has characteristics that working fluid is sealed in the inside of the device, circulation of the working fluid is realized by using phase change, and heat transport is performed. In this study, the influence of the working fluid of the parallel tube heat transportation device on the heat transport characteristics was evaluated by the heat transfer experiment. The experiment was used by HFC refrigerant (R134a), HFO refrigerant (R1234yf, R1234ze) and environmentally friendly fluorinated solvent. And then the influence of posture and enclosed rate were investigated.

Keywords : Heat Pipe, Heat Transport Device, Phase Change, Multiphase Flow, HFO Refrigerant, Environmentally Friendly Fluorinated Solvent

1. 緒言

コンピュータやパワーデバイスなどに代表される電子機器は、電子回路の微細化に伴う高密度実装および高性能化に伴い、発熱密度は増大の一途をたどっている。これらの熱を取り除くために一般的に用いられてきた空冷や液冷の強制対流による直接冷却の冷却性能は、限界に近づいている。この発熱体からの除熱のために高い熱輸送能力をもつ熱輸送デバイスが必要とされている。現在幅広く利用されているサーモサイフォンに代表される一般的なヒートパイプは、高い見掛けの熱伝導率を有するものの小径化に伴い熱輸送能力は低下し、また、ある一定の入力熱流束を超えると封入作動流体が蒸発部で完全に気化してしまうドライアウトが発生し、急激に性能が低下するといった致命的な問題がある。それに対し作動流体の相変化による振動流を気液の流体輸送に利用した熱輸送デバイスは既に実用化され、一般的なヒートパイプに比べ高い熱輸送性能を有していることが知られている。なかでも振動流を駆動するための外部動力を必要としない作動流体の相変化（沸騰と凝縮）を利用した、単管閉ループ構造の蛇行細管型ヒートパイプ（自励振動型ヒートパイプ）⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾は、構造が単純で細径化が可能のため注目されている。この蛇行細管型のターン部の自由度を高め、上下の冷却および加熱用ヘッダを並列に並べられた複数の細管でつないだ構造をもつ、図1に示す

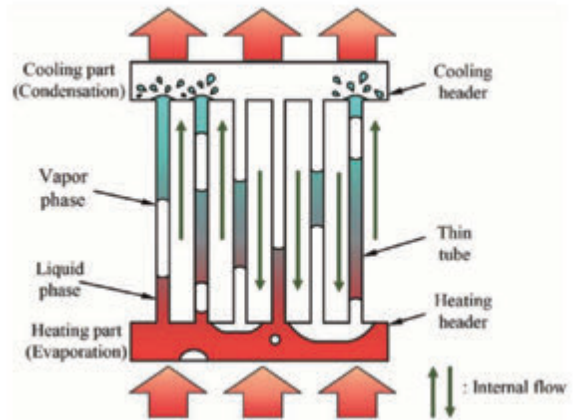


Fig. 1 Schematic of boiling driven parallel tube heat transport device

並列細管熱輸送デバイスを著者らは提案し、高効率かつ高熱輸送量を有することを示した⁹⁾。

この並列細管熱輸送デバイスの特徴は、加熱・冷却部ヘッダを複数本の並列細管で接続した形状で、内部に作動流体が封入されている。加熱部では作動流体の沸騰による蒸気泡が発生し、個々の細管では非定常的に気液の相変化を伴う上昇流および下降流が生じることで、作動流体の駆動のための外部動力を必要とせず、加熱部と冷却部との間で作動流体の循環を実現させる点にある。これまでに作動流

¹⁾東京都立産業技術高等専門学校 ものづくり工学科、機械工学システムコース

²⁾東京農工大学大学院 工学府

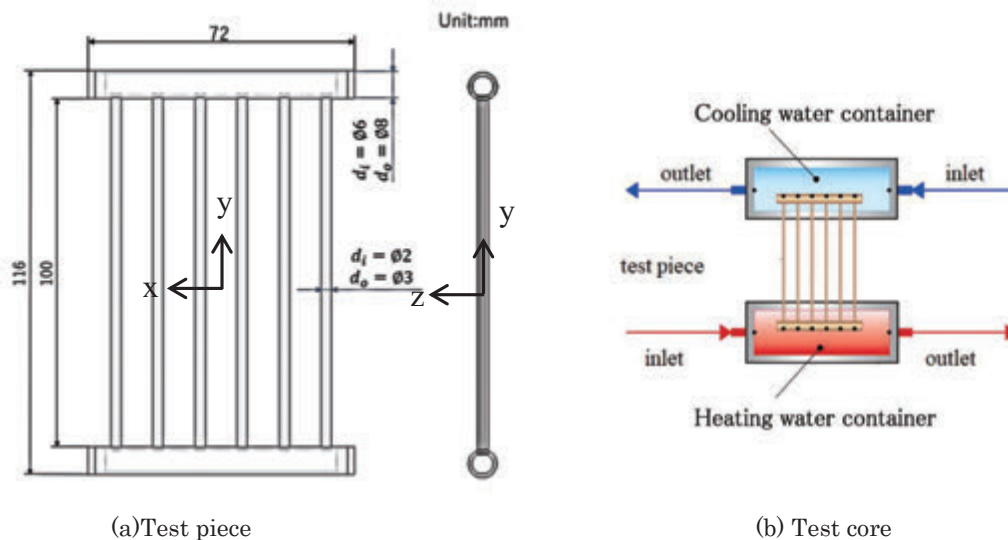


Fig. 2 Schematic of Test piece and test core

体に従来一般的に用いられてきた水やアルコール、ハイドロフルオロカーボン（以下 HFC と略す）冷媒などを用い、熱輸送性能評価が行われた⁹⁾。そのなかで用いられていた HFC 冷媒は不燃性かつ安定した物質で、液化しやすいという特徴を持っており、高い熱輸送性能を有することを確認している。しかし、オゾン破壊係数はゼロであるが温室効果ガスを多く排出するため地球温暖化への影響が大きく、使用は制限されつつあり、いずれ製造が禁止となることが決まっている。その置き換えのための新しい冷媒としてハイドロフルオロオレフィン（以下 HFO と略す）冷媒が注目されている。HFO 冷媒は、HFC 冷媒と分子構造は似ているが、オゾン破壊係数がゼロでかつ温室効果ガスの排出量も少なく、エアコン用冷媒に使用されつつある。また、この他にも熱交換機用の熱媒体として環境対応型フッ素系溶剤が開発され、その利用が拡大しつつある。本研究は並列細管熱輸送デバイスの作動流体に、従来一般的に用いられて

きた HFC 冷媒(R134a)と低環境負荷冷媒である HFO 冷媒 (R1234ze, R1234yf) 及び環境対応型フッ素系溶剤 (3M Novec 7000 シリーズ, AGC AMOLEA) を用い、作動流体の封入率および熱輸送デバイスの姿勢を変化させた際の熱輸送特性について評価することを目的とする。

2. 実験装置及び方法

図 2 にパイプ型並列細管熱輸送デバイスのテストピースの構造およびテストコア部概略を示す。パイプ型並列細管熱輸送デバイスは銅パイプにより構成されている。デバイス構造は、外径 8 mm、内径 6 mm、長さ 72 mm サイズの円筒容器を加熱・冷却ヘッドとし、ヘッド間を接続する細管は 6 本で細管長さ 100 mm、細管外径 3 mm、内径 2 mm、細管幅方向ピッチ 12 mm とする (図 2(a))。ヘッド部や細管部などの接合部はロウ付けされており気密性が保たれて

Table 1 Physical properties of R134a, R1234yf, water, ethanol in saturated liquid state

(Saturated liquid at 300K)

	R134a	R1234yf	R1234ze	Novec 7100	Novec 7200	Novec 7300	AMOLEA AS-300
Boiling point [°C]	-26.2	-29.4	-19	61	76	98	54
Density [kg/m ³]	1187	1075	1293	1520	1430	1660	1390
Surface tension [mN/m]	7.42	5.63	-	13.6	13.6	15	21.7
Specific heat at constant pressure [kJ/(kg·K)]	1.446	1.379	1.383	1.172	1.214	1.137	1.34
Kinematic viscosity [mm ² /s]	0.1674	0.1414	0.1542	0.38	0.40	0.70	0.41
Thermal conductivity [mW/(m·K)]	79	63.1	78.1	69	69	62	-
Latent heat of vaporization [kJ/kg]	217	180.25	195.4	1.26	1.26	1.02	2.13

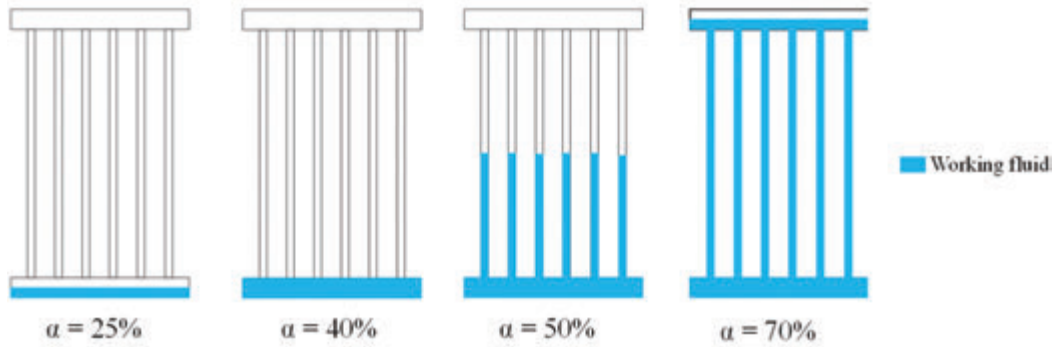


Fig. 3 Definition of enclosed rate of working fluid

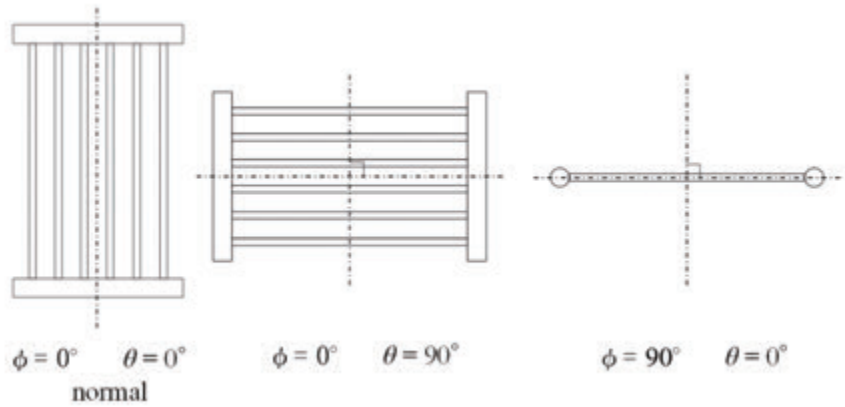


Fig. 4 Definition of inclination setting angle of test core

いる。テストコア構造は、テストピース上下ヘッダ部をコンテナで覆い、加熱・冷却水を流せるようになっている(図 2(b))。

表 1 に作動流体の飽和液状態における物性値を示す⁽¹⁰⁾⁻⁽¹⁴⁾。作動流体は HFC 冷媒である R134a, HFO 冷媒である R1234ze, R1234yf, 環境対応型フッ素系溶剤である 3M Novec 7100, 7200, 7300, AGC AMOLEA AS-300, 以下 7100, 7200, 7300, AS-300 と略す) を使用した。テストピース内部は真空ポンプ(アルバック株式会社, GHD-100A)により真空度(東京電子株式会社, CC-10)が絶対圧力で約 6.0×10^0 Pa まで減圧した後、作動流体を脱気・封入した。

作動流体の封入率 α は図 3 に示すように、全内容積を基準 ($\alpha = 100\%$) とし、全内容積に対し $\alpha = 25\%$ (下部ヘッダ体積の半分を満たす液封入量)、 40% (下部ヘッダ体積と同じ液封入量)、 50% (コア全内容積の半分の液封入量)、 70% (下部ヘッダおよび細管部と上部ヘッダ体積の半分を満たす液封入量) とした。

テストピースの設置姿勢は、図 4 に示すように通常の姿勢を $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ とし、 x (水平方向) 軸、 z (垂直方向) 軸を中心軸として、それぞれ 90° 回転させた状態を $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 90^\circ$ 、 $\phi = 90^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ とした。テストピースの加熱・冷却ヘッダ部はコンテナ内に格納され、恒温水槽から供給される加熱水および冷却水でそれぞれ加熱・冷却した。通常姿勢である $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ の場合の加熱はボトムヒー

トとした。なお加熱部の条件設定は電子機器への実装を想定した場合、電子素子等の発熱量に相当する熱流束条件が与えられるべきであるが、本実験ではすでに実用化されている単管閉ループ構造の蛇行細管型ヒートパイプで示された性能と比較を行うため、西尾ら⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾の条件設定と同様に加熱条件は、加熱水を用い変化させたことを付記しておく。

実験条件は、加熱水・冷却水流量は一定とし、加熱水流量は面積式流量計(東フロ, FM-PZ25W)、冷却水流量は電磁流量計(愛知時計電磁株式会社, VN05R)で計測した。恒温槽冷却水供給設定温度は 10°C 一定、恒温槽加熱水供給設定温度は 10°C から 70°C まで変化させ、加熱水・冷却水温度差 dT を変えた実験を行った。加熱、冷却水入口出口温度および、テストピース加熱・冷却ヘッダ壁面、各細管の加熱・冷却壁面温度を K 型熱電対 ($\phi 100 \mu\text{m}$) で計測した。

熱輸送特性評価のための熱輸送量 Q [W] および実効熱伝導率 k_{eff} [W/(m·K)] は、次式より算出した。

$$Q = \rho V C_p (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1)$$

$$k_{eff} = \frac{QL}{A(T_{h,wall} - T_{c,wall})} \quad (2)$$

ここで、 V [m³/s] は冷却水体積流量、 ρ [kg/m³] は水の密度、 C_p [kJ/(kg·K)] は水の定圧比熱、 $T_{c,out}$ [°C] は冷却水出口温度、 $T_{c,in}$ [°C] は冷却水入口温度、 L [m] は壁温測定点間距離、 A [m²] は細管流路内断面積、 $T_{h,wall}$ [°C] は加熱側外壁表面温度、 $T_{c,wall}$ [°C] は冷却側外壁表面温度である。

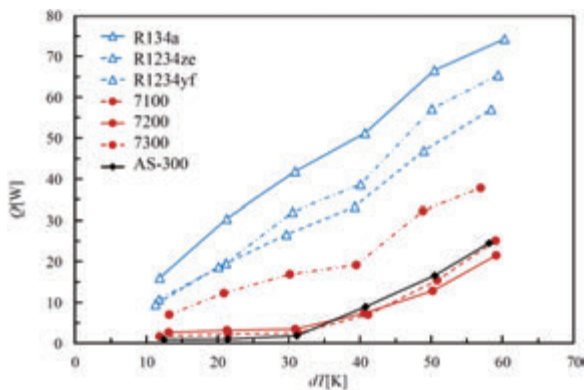
3. 結果及び考察

3・1 作動流体を変更した際の熱輸送評価

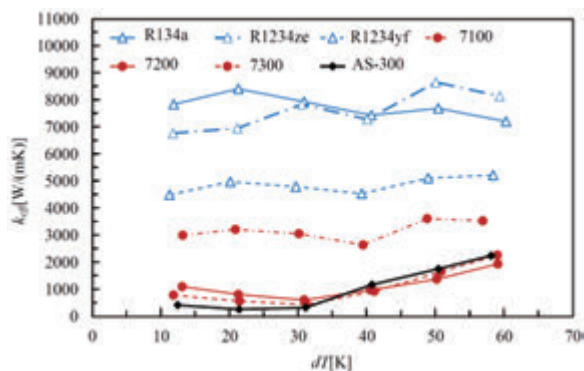
図5に加熱水・冷却水温度差 dT に対する熱輸送量 Q (図5(a)), および実効熱伝導率 k_{eff} (図5(b)) の関係を示す. 図5(a)熱輸送量 Q は, HFC/HFO 冷媒の R134a, R1234ze, R1234yf の方が, フッ素系溶剤 7100, 7200, 7300, AS-300 に比べて高い. また, R134a, R1234yf, R1234ze, 7100 は加熱水・冷却水温度差 dT の増加に伴い熱輸送量 Q は単調に上昇し, 加熱水・冷却水温度差 dT が低い場合でも熱輸送が行われている. それに対して, 7200, 7300, AS-300 の熱輸送量 Q の変化は二次曲線的に上昇し, 加熱水・冷却水温度差 dT が 30 K を超えたあたりから熱輸送量 Q の上昇が確認される. また, これとは別に行われた内部流動の可視化が可能なプレート型コアを用いた実験から R134a, R1234ze, R1234yf は, 低温度差でも活発に内部流動が生じており, その様子を大きな差がみられないことが確認され⁽¹⁵⁾, それに対し 7100, 7200, 7300 の内部流動の様子には差が見られ, 低温度差では 7100 のみ活発な内部流動が観察されている⁽¹⁶⁾. 本報告で用いられているパイプ型並列細管熱輸送デバイスにおいても同様に内部流動に差が生じたことで, 熱輸送量 Q に差が出たのだと推測される. 熱輸送量 Q は, 本実験条

件内で加熱水・冷却水温度差 $dT=60$ K で全ての作動流体において最大となり, 最大熱輸送量は $Q=74$ W (R134a), $Q=66$ W (R1234ze), $Q=57$ W (R1234yf), $Q=38$ W (7100), $Q=22$ W (7200), $Q=25$ W (7300), $Q=25$ W (AS-300) であった. また, R134a に対して 7100, 7200, 7300, AS-300 の最大熱輸送量の変化は, それぞれ 49% (7100), 71% (7200), 66% (7300), 67% (AS-300) の低下であった. また, R1234yf に対しての熱輸送量の変化は, それぞれ 34% (7100), 62% (7200), 56% (7300), 57% (AS-300) 低下であった.

図5(b)の加熱水・冷却水温度差 dT に対する実効熱伝導率 k_{eff} の関係から, R134a は加熱水・冷却水温度差 dT の増加に伴い, 実効熱伝導率 k_{eff} は右肩下りの傾向を示している, それに対して R1234yf, R1234ze, 7100 は横ばいの傾向を示している. また, 7200, 7300, AS-300 はその絶対値は低く, 加熱水・冷却水温度差 $dT=30$ K までは横ばいの傾向を示しているが, それ以降は右肩上がりに増加している. R134a は $dT=20$ K で, R1234ze, 7100 は $dT=50$ K で, R1234yf, 7200, 7300, AS-300 は $dT=60$ K で実効熱伝導率 k_{eff} は最大となり, 本実験条件内での最大実効熱伝導率は $k_{eff}=8420$ W/(m·K) (R134a), $k_{eff}=8670$ W/(m·K) (R1234ze), $k_{eff}=5230$ W/(m·K) (R1234yf), $k_{eff}=3620$ W/(m·K) (7100), $k_{eff}=1940$ W/(m·K) (7200), $k_{eff}=2270$ W/(m·K) (7300), $k_{eff}=2250$ W/(m·K) (AS-300) であった.



(a) Heat transport rate



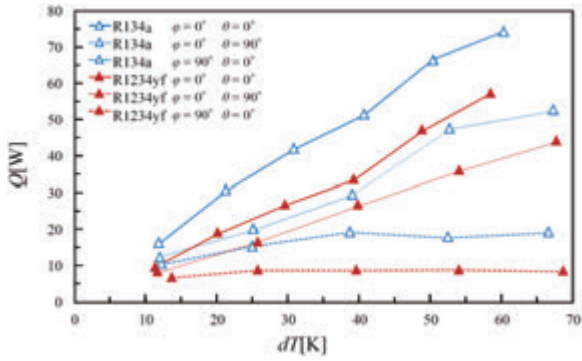
(b) Effective thermal conductivity

Fig. 5 Effect of enclosed rate of working fluid $\alpha = 50\%$ (Working fluid : R134a, R1234yf, R1234ze, 3M Novec 7100, 7200, 7300, AGC AMOLEA AS-300)

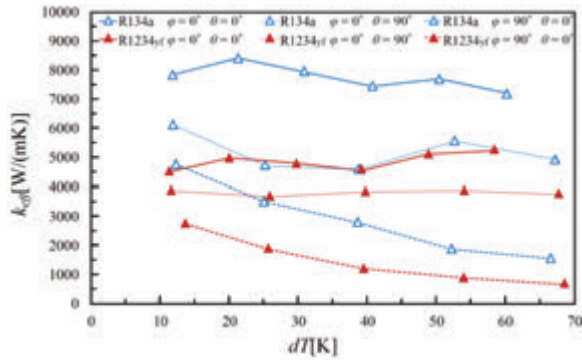
3・2 テストピースの姿勢を変更した際の熱輸送評価

図6は作動流体に R134a と R1234yf を用い, 封入率 $\alpha = 50\%$ の際のテストピースの姿勢を変化させたときの加熱水・冷却水温度差 dT に対する熱輸送量 Q の関係 (図6(a)) と, 実効熱伝導率との関係 (図6(b)) を示す. 結果は3つの姿勢, $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ (実線), $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 90^\circ$ (点線), $\phi = 90^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ (破線) の場合を示す. 図6(a)に示されている熱輸送量 Q は R134a, R1234yf ともに $\phi = 90^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ を除き, 加熱水・冷却水温度差が上昇するにつれ線形的に増加していることから, 内部流動が生じていることを示している. それに対し $\phi = 90^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ では加熱水・冷却水温度差に関係なく横ばいの結果を示し, これは相変化による作動流体の流動が細管部で滞り, 加熱冷却ヘッド間での作動流体の循環が行えていないことを意味している. 熱輸送量 Q は通常姿勢である $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ で R134a, R1234yf ともに最大となり, それぞれ $Q=74$ W (R134a), $Q=57$ W (R1234yf) が得られた. $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 90^\circ$ の場合の熱輸送量への影響は, $dT=10$ K で R134a は 23%, R1234yf は 16%, $dT=50$ K で R134a, R1234yf 共に 29% の低下であった.

図6(b)に示す加熱水・冷却水温度差に対する実効熱伝導率から, $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ と $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 90^\circ$ の傾向に大きな違いはなく横ばいになっているのに対し, $\phi = 90^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ は加熱水・冷却水温度差の上昇に伴い減少



(a) Heat transport rate



(b) Effective thermal conductivity

Fig. 6 Effect of inclination setting angle of test core (Working fluid: R134a, R1234yf, $\alpha = 50\%$)

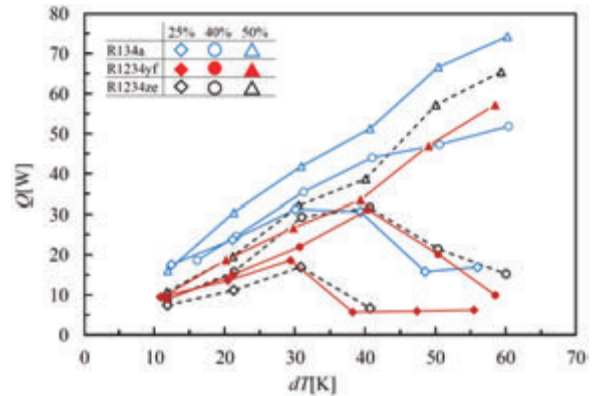
している。最大実効熱伝導率は $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ の $dT = 20$ K 時に $k_{eff} = 8420$ W/(m·K) (R134a), $dT = 60$ K 時に $k_{eff} = 5200$ W/(m·K) (R1234yf) であった。 $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ と $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 90^\circ$ の実効熱伝導率の差は、 $dT = 10$ K で R134a は 22%, R1234yf は 14%, $dT = 50$ K で R134a は 28%, R1234yf は 24% の低下であった。

3・3 封入率を変更した際の熱輸送評価

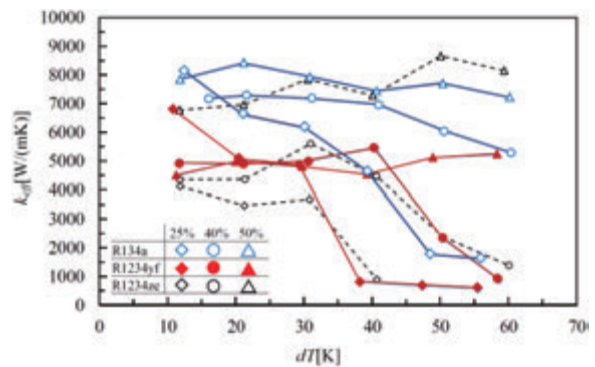
図 7 に封入率を変化させたときの加熱水・冷却水温度差 dT に対する熱輸送量 Q (図 7(a)) と、実効熱伝導率 k_{eff} (図 7(b)) の関係を示す。結果は作動流体に R134a, R1234yf, R1234ze (凡例・線種は順に白抜き・実線, 塗りつぶし・実線, 白抜き・破線) を用い, 封入率 $\alpha = 25\%$ (下部ヘッダ体積の半分を満たす液封入量, ひし形凡例記号◇), 40% (下部ヘッダ体積と同じ液封入量, 丸形凡例記号○), 50% (コア全内容積の半分の液封入量, 三角形凡例記号△) の内容を示す。図 7(a)熱輸送量 Q は, 同一封入率の場合では R134a がもっとも高く, R1234yf と R1234ze は同様の傾向を示す。R134a の封入率 $\alpha = 40\%$, 50% , R1234yf, R1234ze の封入率 $\alpha = 50\%$ において, 加熱水・冷却水温度差 dT の増加に伴い熱輸送量 Q は単調に上昇している。それに対して R134a の封入率 $\alpha = 25\%$ と, R1234yf, R1234ze の封入率 $\alpha = 25\%$, 40% では, 加熱水・冷却水温度差 $dT = 30$ K (R1234yf, $\alpha = 25\%$) もしくは 40 K (R134a, $\alpha = 25\%$)

よび R1234yf, $\alpha = 40\%$) のピークを境に熱輸送量が低下している。これは作動流体の加熱ヘッダからの上昇に対し, 冷却ヘッダからの凝縮液の還流が不足し, 加熱ヘッダ内に滞留している作動流体が減ったためであり, R1234yf では加熱ヘッダ内に液が無くなるドライアウトに至ったことがうかがえる。また, 封入率 $\alpha = 70\%$ での R134a, R1234yf, R1234ze の熱輸送は, 加熱水・冷却水温度差 dT に対して変化はなく, 熱輸送デバイスとして機能してしないためグラフから省略した。このような状態は, これまでに行われた水, アルコールなど作動流体とした場合と同様⁹⁾であると考えられ, 封入率 $\alpha = 70\%$ では細管部まで作動流体が液で充満し, 気液の作動流体の上昇や凝縮液の還流が発生せず作動流体の相変化による循環が行われなかったと推測される。熱輸送量 Q は封入率 $\alpha = 50\%$ で R134a, R1234yf とともに最大となり, 本実験条件内での最大熱輸送量は $Q = 74$ W (R134a), $Q = 57$ W (R1234yf) であった。また, R134a に対する R1234yf, R1234ze の熱輸送量 Q の差は, ドライアウト直前の $dT = 40$ K の時 $\alpha = 40\%$ で 29% (R1234yf), 28% (R1234ze), $dT = 30$ K の時 $\alpha = 25\%$ で 30% (R1234yf), 55% (R1234ze) であった。

図 7(b)加熱水・冷却水温度差 dT に対する実効熱伝導率 k_{eff} から, 封入率 $\alpha = 50\%$ (△凡例記号) の時は全ての冷媒



(a) Heat transport rate



(b) Effective thermal conductivity

Fig. 7 Effect of the enclosed rate of working fluid (Working fluid : R134a, R1234yf, R1234ze)

で横ばいの傾向を示し、封入率 $\alpha = 40\%$ (○凡例記号) の時は $dT = 30 \sim 40$ K を境に右肩下がりの傾向を示し、それ以上の温度差の時に液還流の不足を示している。封入率 $\alpha = 25\%$ (◇凡例記号) の時は低温度差から液還流が不足している右肩下がりの傾向を示し、ドライアウトが生じると著しく低下していることがわかる。これらの結果から作動流体の循環が滞りなく行われている時の実効熱伝導率 k_{eff} は一定の値となり、ドライアウトの原因である液還流の不足とともに右肩下がりとなることがわかる。

最大実効熱伝導率は R1234ze が $k_{eff} = 8670 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 、R1234yf が $k_{eff} = 8420 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ で同等の値を示し、R134a が最も低く $k_{eff} = 6810 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ であった。テストピースの材質である銅の熱伝導率 $398 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ⁽¹⁰⁾ に対し、約 17~22 倍であった。

4. 結言

- [1] HFC 冷媒および HFO 冷媒の最大熱輸送量 Q は、封入率 $\alpha = 50\%$ の $\phi = 0^\circ \cdot \theta = 0^\circ$ で加熱水・冷却水温度差 $dT = 60$ K 時にそれぞれ $Q = 74$ W (R134a) , $Q = 66$ W (R1234ze) , $Q = 57$ W (R1234yf) が得られた。
- [2] 環境対応型フッ素系溶剤の最大熱輸送量 Q は、加熱水・冷却水温度差 $dT = 60$ K 時に $Q = 38$ W (7100) , $Q = 22$ W (7200) , $Q = 25$ W (7300) , $Q = 25$ W (AS-300) が得られた。
- [3] 同条件下であれば封入率、角度に関係なく HFC 冷媒である R134a のほうが、HFO 冷媒である R1234yz, R1234ze より高い熱輸送量が得られた。
- [4] 本実験条件内で R134a は封入率 $\alpha = 25\%$, R1234yf, R1234ze は封入率 $\alpha = 25\%$, 40% でドライアウトが発生し、熱輸送量 Q および実効熱伝導率 k_{eff} が低下した。
- [5] HFC 冷媒と HFO 冷媒の熱輸送特性に大きな差はみられず、熱輸送量の差は物性値の差であるといえる。

謝 辞

本研究は JSPS 科研費 17K06214, 21K03926 の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。また、本研究の遂行に多大なる協力頂いた東京都立産業技術高等専門学校専攻科修了生の中畑大君、本科卒業生の鈴木稜大君に感謝の意を表す。

参考文献

- [1] Akachi, H., Structure of a heat pipe, U.S. Patent #4, 921.041, 1990.
- [2] Akachi, H., Structure of micro-heat pipe, U.S. Patent #5,219,020, 1993.
- [3] Chi-Chuan Wang, An overview for the heat transfer performance of HFO-1234yf, Renewable and Sustainable Energy Reviews 19, pp. 444-453, 2013.

- [4] Hosoda, M., Nishio, S., and Shirakashi, R., Study of meandering closed-loop heat-transport device (Vapor-plug propagation phenomena), JSME International Journal, Series B, Vol.42, No.4, pp. 737-744, 1999.
- [5] 細田稜, 西尾茂文, 白樫了, 蛇行閉ループ式熱輸送デバイスに関する研究, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.64, No.622, pp. 229-235, 1998.
- [6] Kurzweg, U. H. and Zhao, L., Heat transfer by high-frequency oscillations: a new hydrodynamic technique for achieving large effective thermal conductivities, Physics of Fluids, Vol. 27, No. 11, pp. 2624-2627, 1984.
- [7] 西尾茂文, 永田眞一, 馬場史朗, SEMOS Heat Pipe に関する研究, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.68, No.671, pp. 254-260, 2002.
- [8] 西尾茂文, 永田眞一, 沼田祥平, 白樫了, 気泡駆動型熱輸送デバイスの熱輸送特性に関する研究, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.65, No.640, pp. 4077-4083, 1999.
- [9] 齋藤博史, 村田章, 岩本薫, 相変化を伴う並列細管熱輸送デバイスの熱輸送特性, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 78, No. 793, pp. 1550-1559, 2012.
- [10] 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改訂第 4 版, p.314, p.325, 日本機械学会, 1986.
- [11] AGC 株式会社編, アサヒクリン AK-134a の基礎特性, 2013.
- [12] ハネウエルジャパン編, Solstice yf (HFO-1234yf) 技術資料, 2016.
- [13] 3M 編, 3M™ Novec™ Engineered Fluids, 2019.
- [14] 光岡宏明, 河口聡史, 環境対応型フッ素系溶剤 AMOLEA® AS-300 の開発, AGC Research Report 69, 2019.
- [15] 鈴木稜大, 齋藤博史, 村田章, HFC,HFO 冷媒を用いた並列細管熱輸送デバイスの内部流動の可視化, 日本機械学会関東支部 関東学生会第 59 回学生会員卒業研究発表講演会論文集, G1602, 2020.
- [16] 大瀬良紫苑, 齋藤博史, 村田章, 工藤正樹, 低表面張力溶液を用いた薄型並列細管熱輸送デバイスの熱輸送特性, 日本機械学会関東支部 第 26 期総会・講演会講演論文集, 17B21, 2020.