

令和元年6月18日現在

機関番号：13301

研究種目：基盤研究(C) (一般)

研究期間：2016～2018

課題番号：16K06111

研究課題名(和文)形状を変更したマイクロ翼型チューブによる高性能ヒートポンプ用熱交換器の開発

研究課題名(英文) Development of heat exchanger for high-performance heat pump by micro airfoil-shaped tubes with modified configuration

研究代表者

大西 元 (Onishi, Hajime)

金沢大学・機械工学系・助教

研究者番号：80334762

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,700,000円

研究成果の概要(和文)：本研究では、提案するマイクロ翼型チューブ熱交換器の空気側伝熱性能の向上と翼型チューブ内冷媒側蒸発熱伝達特性の把握を目指した。そこで、ブリッジ付き拡張部を有する翼型チューブ熱交換器の空気側伝熱性能を数値解析的に検討し、熱交換器としての高性能化を図った。また、翼型チューブ内の冷媒の熱伝達特性の向上を図るため、翼型チューブにおける同じ内径の並列流路を模した2円管に異なる加熱量を与え、このときの冷媒分配質量流束と圧力損失、蒸発熱伝達率を測定し、これらの関係を実験的に評価した。

研究成果の学術的意義や社会的意義

近年のエネルギー問題に対し、熱交換器を含むヒートポンプ技術は益々注目され、関連の研究も産学問わず盛んに行われている。本研究で提案するマイクロ翼型チューブを用いたフィンレス熱交換器により得られた成果を活用すれば伝熱性能はかなり期待でき、微細化による材料コスト削減と従来よりもはるかにコンパクトな気液熱交換器が実現できると考えられる。さらに、任意の微細なチューブ形状の提案にもつながり、最近の加工技術の発展におけるニーズとシーズの相乗効果を生み出すことも期待できる。

研究成果の概要(英文)：The aims of this research are improvement of the air-side heat transfer performance of the proposed micro airfoil-shaped tube heat exchanger and estimation of refrigerant-side heat transfer characteristics in the airfoil-shaped tube. Therefore, numerical simulation was performed on pressure drop and heat transfer performance of a heat exchanger using airfoil-shaped tubes with extended section and bridges. Furthermore, the refrigerant distribution and evaporation characteristics of the parallel micro channels in airfoil-shaped tube were experimentally investigated. Important guidelines for developing high performance heat exchanger were revealed by the obtained results.

研究分野：熱工学

キーワード：熱交換器 翼型チューブ 熱伝達 気液二相流 冷凍空調 ヒートポンプ

様式 C - 19、F - 19 - 1、Z - 19、CK - 19 (共通)

1. 研究開始当初の背景

近年、エネルギー資源枯渇の深刻化が懸念され、持続可能な社会に向けて省エネルギー技術が注目されている。その中で、熱交換器は家庭での消費電力の大部分を占めるエアコンや冷蔵庫、自動車、発電所など、多岐にわたる用途で使用されており、熱交換器を高性能化することは機器の省エネルギーに果たす役割が大きい。そのため、過去に多くの研究者により、チューブ形状やフィン形状を変更したりするなどの試みが行われてきた。一方で、それらの変更を行うことにより形状が複雑となり、伝熱促進されるとともに圧力損失の増大を招いているのも事実である。そのため、熱交換器の高性能化について考える際には、圧力損失の低減を図りつつ、熱伝達を向上させるというトレードオフ問題を解決する必要がある。

本研究を開始する前段階で、フィンを付設せずチューブのみで熱交換を行うフィンレス熱交換器を提案し、実験と数値解析により伝熱性能の評価を行ってきた。特に、チューブを翼型にすることで、伝熱面積をある程度確保しつつ、流線形状により圧力損失増大の抑制を図る検討を行った。さらに、翼型チューブの前後縁部を拡張することで、熱交換器の体積を一定としたまま伝熱面積を拡大した形状に変更するにより、同一体積におけるファン動力当たりの伝熱量を増大させることができた。しかし、固体内熱伝導を考慮した場合、拡張部の先端で著しい温度低下が発生する問題が残された。

また、翼型チューブを検討する上では、内部の冷媒側伝熱性能を検討する必要がある。翼型チューブ内冷媒細径流路は様々な構造が考えられる。一般に、冷媒流路の細径化に伴って圧力損失は増大するが、各チューブをヘッダを介し並列につなぐと圧力損失を低減できる。ここで、翼型チューブの空気側熱伝達においては、前縁効果によって風上側外表面の熱伝達率が高くなる。したがって、チューブ内の複数冷媒流路では伝熱量が異なり、風上側の流路の方がより多くの伝熱量が生じると考えられる。そういった観点では、単一微細流路(管)内の冷媒の相変化伝熱に関する研究はあるものの、空気側熱伝達に基づいた、熱的境界条件の違う並列微細流路における冷媒の分配と相変化特性に関する研究は見られない。

2. 研究の目的

本研究では、コンパクトで高性能なヒートポンプ用熱交換器の開発を目指し、マイクロ翼型チューブ周りの空気側伝熱性能のさらなる向上と翼型チューブ内冷媒側伝熱性能の向上を目的とする。そこで、(1)翼型チューブの前後縁部を拡張した形状に、一方の翼型チューブから他方の翼型チューブの拡張部に熱を橋渡しする「ブリッジ」を提案し、ブリッジが拡張部を有する翼型チューブの伝熱特性に及ぼす影響を検討し、熱交換器としての高性能化の指針を得ることを目的とする。また、(2)翼型チューブ内の冷媒の熱流動特性の把握をするため、まずは本研究では空気の流れ方向に2本の並列流路構造を想定する。前述のように異なる伝熱量を処理するためには、風上側の流路の冷媒流量を多くする必要があり、風上側の流路は風下側のそれより径を大きくすることが1つの方法であると考えられる。そこで、本研究では翼型チューブにおける異なる内径の並列冷媒流路を視野に入れた上で、その前段階として、まずは同じ内径の並列流路を模した2円管について検討を行う。具体的には、並列された同径2円管に異なる加熱量を与え、このときの冷媒分配質量流速と圧力損失、蒸発熱伝達率を測定し、これらの関係を実験的に評価することで基礎特性を把握することを目的とする。

3. 研究の方法

(1) マイクロ翼型チューブの空気側伝熱性能向上

本研究で検討する熱交換器の要素である、ブリッジ付き拡張部を有する NACA63-010 翼型チューブ周りの系に対する熱流動解析を ANSYS FLUENT を用いて行った。基礎方程式は、非圧縮性流体に対する連続の式、3次元非定常の Navier-Stokes 式およびエネルギー式である。基礎方程式の離散化法として有限体積法を用いた。また方程式の差分化にあたり、拡散項には2次精度中心差分、対流項には QUICK 法、圧力項の補正には SIMPLE を用いた。

図1に検討する Case 0 の計算領域を示す。翼型チューブ長さを L とし、流れ方向に2列の千鳥配列で、チューブの最大翼厚(幅) $W/L = 0.1$ 、チューブ列ピッチ $P_L/L = 1.0$ 、チューブ段ピッチ $P_T/L = 0.3$ と固定する。また、伝熱面積を増加させるため、翼型チューブの前後縁部に拡張部を有している。拡張部の長さ $L_E/L = 1.0$ であり、拡張部の厚み $\delta_E/L = 0.01$ としている。

空気は入口から一様な速度 U_{in} 、温度 T_{in} で流入、出口から自由流出し、 y 方向に周期境界条件、 z 方向に対称境界条件を設定した。そして、 L と U_{in} に基づくレイノルズ数 $Re_L = 1000, 2000, 3000$ で検討した。また、固体内熱伝導を考慮するためチューブの材料はアルミニウムとし、チューブ内の円形冷媒流路内壁を一定温度 T_{ref} とした。

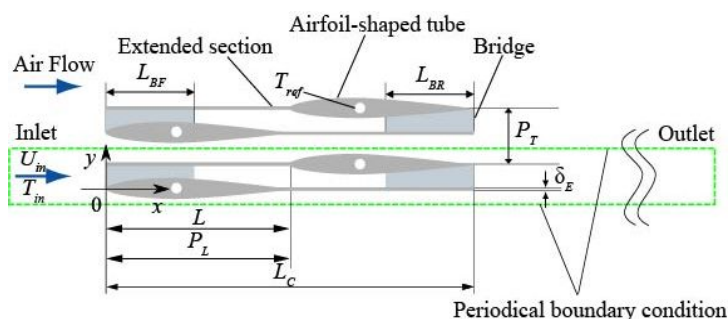


図1 検討する翼型チューブ熱交換器の計算領域

さらに、比較対象として、固体内熱伝導を考慮せず、固体壁面の温度 T_w を一定とした計算も行った。

本研究では、拡張部での温度低下を改善するため、翼型チューブにブリッジを付設することを提案する。そして、ブリッジのサイズの伝熱性能に及ぼす影響について検討を行った。Case 1, Case 3 はブリッジを1列目チューブの上面側のみ付設した形状であり、Case 2, Case 4 はブリッジを1列目チューブの上面側、下面側に付設した形状である。Case 1, Case 2 のブリッジサイズは、1列目チューブに付設するブリッジでは流れ方向幅 $L_{BF}/L = 0.5$ 、2列目チューブに付設するブリッジでは流れ方向幅 $L_{BR}/L = 0.5$ であり、拡張部の先端に熱を効率的に橋渡しするため、両方の拡張部先端に小さいブリッジを付設している。Case 3, Case 4 のブリッジサイズは $L_{BF}/L = L_{BR}/L = 1.0$ であり、拡張部の先端のみでなく、拡張部全体に熱を橋渡しするため拡張部長さと同じ長さのブリッジを設けている。比較のため、ブリッジを付設しない Case 0 も計算を行った。また、ブリッジの間隔は $P_B/L = 0.5$ 、ブリッジの厚みは $\delta_B/L = 0.01$ と固定した。

(2) 翼型チューブ内並列流路における冷媒の分配と蒸発特性

本実験装置の概略を図2に示す。実験装置は液ポンプによる R134a の循環装置であり、主に 1: リザーバ, 2: サブクーラ, 3: マグネットポンプ, 4: 質量流量計, 5: 温度調節用熱交換器, 6: テスト部, 7: 凝縮器で構成される。冷媒の質量流量はポンプの回転数をインバータ制御することで行い、テスト部入口温度は温度調節用熱交換器で、蒸発温度はリザーバの温度を調節することで設定する。

図3にテスト部の詳細図を示す。テスト部はヘッダと翼型チューブ内の冷媒流路を模した2本の内径0.8mmのステンレス管(下流に凝縮器と質量流量計がないものを Tube1, あるものを Tube2 と呼称する)で構成され、地面に対して水平に設置した。テスト部の全長は450mmで、350mmの通電加熱区間にK型熱電対(素線径0.1mm)を加熱開始点と終了点を除き、70mmおきに4本等間隔に取り付けた。テスト部において Tube2 への分配質量流量は、質量流量計で計測する。また、差圧計はバルブ1, 2の開閉を切り替えることで両テスト管出口の圧力差とテスト管内の圧力損失を測定することができる。テスト部のヘッダは冷媒分配に影響がないような構造であるものの、テスト管下流での構造による圧力損失の違いにより分配に差が生じる。そこで、両テスト管出口の圧力差が0になるようにバルブ3の開度を操作することで、冷媒の分配がテスト管内で生じる圧力損失のみに依存するようにした。この操作の妥当性は、液単相流による予備実験で確認されている。

本実験では加熱量(加熱熱流束)をパラメータとする。実験は、所定の熱流束条件に通電加熱された2本のテスト管に冷媒を流して管内で蒸発させる。このとき、図3のバルブ2を閉め、バルブ1を開け、バルブ3の開度を調節して、両テスト管出口圧力差がなくなるようにしながら、所定の入口質量流量になるようにポンプの回転数を調節する。その後、バルブ1と2の開閉を切り替えてテスト管内の圧力損失を計測する。また、熱伝達率導出に使用する壁面温度と入口質量流量および Tube2 への分配質量流量は10分間計測し、その平均値とした。

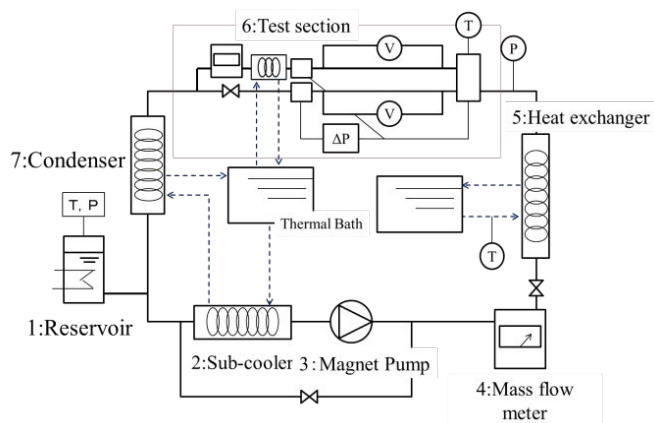


図2 並列流路の実験装置の概略

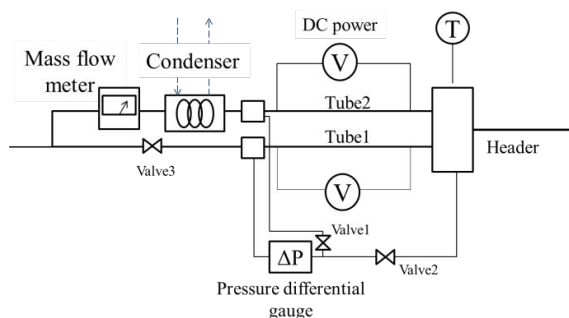


図3 テスト部の詳細

4. 研究成果

(1) マイクロ翼型チューブの空気側伝熱性能向上

図4に各 Case における固体領域の温度分布を示す。図4(a)より、Case 0 では拡張部先端に向かって温度低下が大きいことがわかる。また他の Case では、ブリッジを付設することにより拡張部先端に向かっての温度低下を改善することができていることも見て取れる。このことから、ブリッジを介して拡張部に熱を移動できていると考えられる。

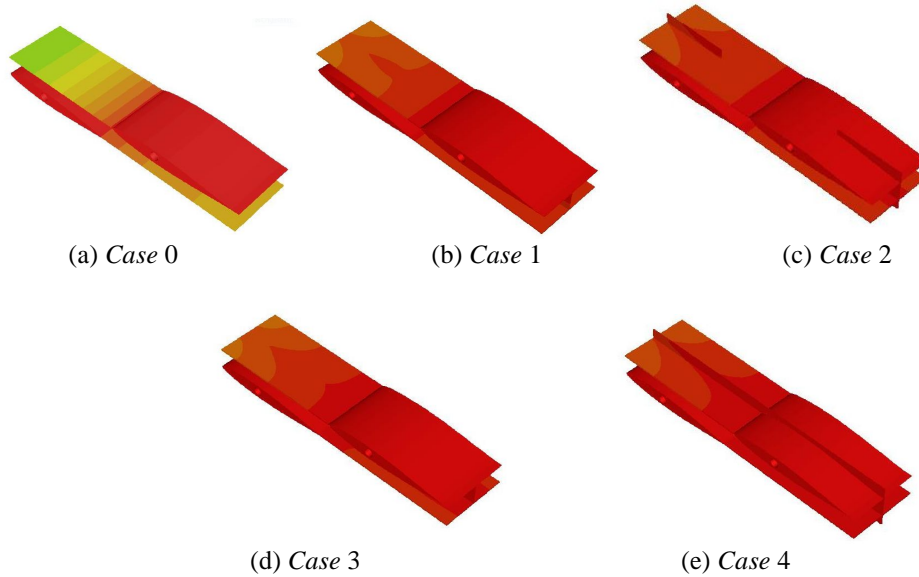
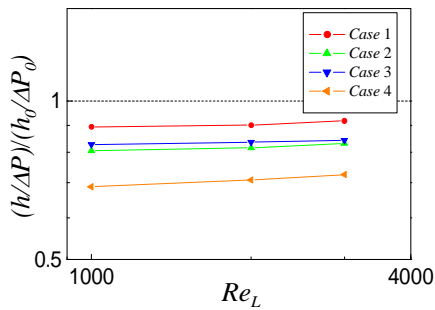
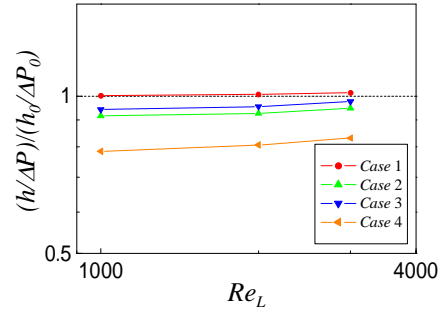


図4 熱交換器固体部における温度分布

図5(a), (b)に各々等温壁面条件, 固体内熱伝導を考慮した場合の Re_L と各 Case における圧力損失に対する熱伝達率の増加割合と Case 0 におけるその比 $(h/\Delta P)/(h_0/\Delta P_0)$ との関係を示す. 図5(a)より, 等温壁面条件の場合, Case 0 と比較して,ブリッジを付設している全ての Case において圧力損失に対する熱伝達率の向上割合が低くなるのがわかる. 一方で, 図5(b)より熱伝導を考慮した場合, Case 0 と比較し, Case 1 で圧力損失に対する熱伝達率の向上割合が多少高くなっているのがわかる. このことから, ブリッジを1列目チューブの上面のみに分割して付設することで, ブリッジによる圧力損失の増大割合よりも, 拡張部での伝熱量増加割合の方が高くなるのがわかる.

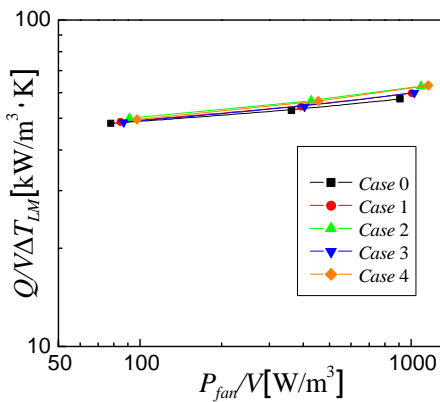


(a) without heat conduction (isothermal)

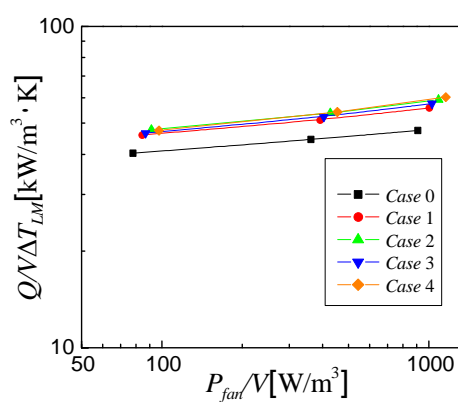


(b) with heat conduction

図5 $h/\Delta P$ での性能比較



(a) without heat conduction (isothermal)



(b) with heat conduction

図6 体積当たりの伝熱性能

図 6(a), (b)に各々等温壁面条件, 固体内熱伝導を考慮した場合の単位体積当たりのファン動力 P_{fan}/V [W/m^3]と単位体積・単位温度差当たりの熱交換量 $Q/V\Delta T_{LM}$ [W/m^3K]の関係を示す. 図 6(a)より, 全ての条件で伝熱性能に差がほとんど見られないことがわかる. 一方で, 図 6(b)を見ると, ブリッジを付設した全ての *Case* において, *Case* 0 よりも大きい熱交換量を示す. ここで, ブリッジを付設することで体積当たりの伝熱性能を 10 数%以上向上することがわかる. これは, (a)と(b)を比較するとわかる通り, 壁面等温条件と固体内熱伝導を考慮した場合で *Case* 0 の伝熱性能が大きく低下していることに起因する. すなわち, ブリッジによる伝熱性能向上は, 拡張部での温度低下改善効果によるものだといえる.

(2) 翼型チューブ内並列流路における冷媒の分配と蒸発特性

同じ熱流束を与えた場合

図 7 に各チューブに同じ熱流束を与えた場合のクオリティ x に対する熱伝達率 h の変化について示す. 図より, どちらのチューブにおいてもクオリティと熱伝達率の値はほぼ同じとなっていることが見て取れる. このとき, Tube1, Tube2 への分配質量流束 G_1, G_2 も $240kg/(m^2s)$ で同じとなっている. また, Saitoh ら⁽²⁾と同様にクオリティの増大に伴い熱伝達率も増大する傾向が見られている. 算出されたクオリティ範囲において, $q_1 = q_2 = 16kW/m^2$ の場合に他の熱流束条件よりも熱伝達率が高くなっていることが分かる. 榎木ら⁽³⁾は, 低クオリティ域において低質量流束条件かつ $10kW/m^2$ 以下の低熱流束条件では, 熱流束が変化しても熱伝達率はあまり変化しないことを報告しており, その傾向が表れたものと考えられる.

異なる熱流束を与えた場合

図 8 に Tube1, Tube2 の合計熱流束 $q_1 + q_2 = 16kW/m^2$ の条件において, 熱流束比 q_1/q_2 と m_{in} に対する Tube1 の質量流量 m_1 の比 m_1/m_{in} および圧力損失 ΔP の関係を示す. まず, q_1/q_2 の増大に伴い, m_1 が小さくなり m_2 が大きくなるのが分かる. このとき, ΔP は低下する傾向にある. ΔP は蒸発による加速損失と二相流摩擦圧力損失に分けることができる. Tube1 では主にクオリティの増大よりも G_1 の低下の影響が上回り摩擦圧力損失が低下したと考えられる. 一方で, Tube2 では主に G_2 の上昇よりもクオリティの低下の影響が上回り摩擦圧力損失が低下したため, ΔP が低くなったと考えられる.

また, 図 9 に熱流束比 q_1/q_2 を変化させた場合のクオリティと熱伝達率の関係を示す. q_1/q_2 の増大に伴い G_1 は低下するため, 同じ加熱区間でのクオリティ変化は Tube1 の方が大きくなる. 空気側との熱交換を考慮した場合, 高熱流束側の Tube1 が風上側の冷媒流路となる. その Tube1 に分配される流量が減少するのを防ぐことが今後の検討課題である. また, $q_1/q_2 = 3$ の場合において, Tube1 の熱伝達率は $x = 0.4$ 以上で低下している. 管の内径は異なるものの, 内径 1mm 以下の微細管での Saitoh らの結果⁽²⁾と同様, 低質量流束かつ高熱流束の場合において, 比較的 low クオリティ域から熱伝達率が低下する傾向を示していると思われる.

< 引用文献 >

- (1) Saitoh, S. et al., Int. J Heat Mass Trans., 48(2005), 4973.
- (2) 榎木, 他, 冷空学会講論集, (2011), 525.

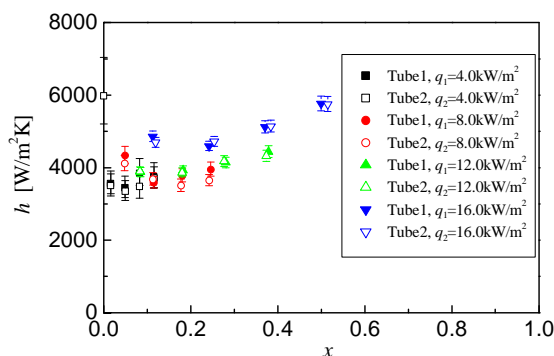


図 7 クオリティと熱伝達率の関係

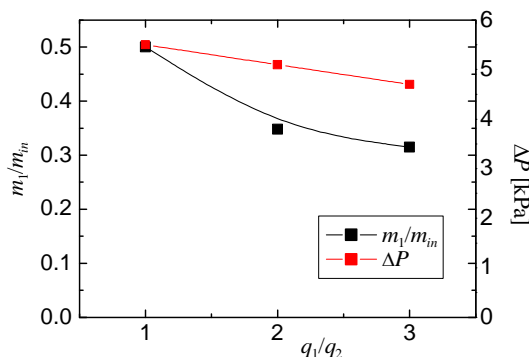


図 8 冷媒分配比と圧力損失に及ぼす熱流束比の影響

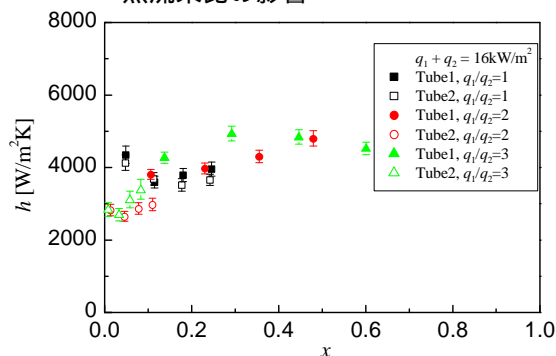


図 9 熱伝達に及ぼす熱流束比の影響

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕(計1件)

大西 元, 島本貴裕, 多田幸生, 空調用フィンレスフラットチューブ熱交換器の着霜下の伝熱性能に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, 査読有, Vol.34, No.2, pp.83-93, 2017
DOI: 10.11322/tjsrae.17-13FF

〔学会発表〕(計14件)

Hajime Onishi, Daichi Tokumoto, Masashi Haruki and Yukio Tada, EFFECT OF DIFFERENT MICROCHANNEL DIAMETERS INSIDE OF AIRFOIL-SHAPED TUBE ON REFRIGERANT DISTRIBUTION AND EVAPORATION CHARACTERISTICS, 29th International Symposium on Transport Phenomena, 2018

表 智博, 大西 元, 春木将司, 多田幸生, 翼型チューブ内異径並列微細流路における内径比が冷媒の分配と蒸発特性に与える影響, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2018, 2018
中野紘佑, 大西 元, 春木将司, 多田幸生, 吸着剤塗布熱交換器の着霜特性に関する基礎的検討, 2018年度日本冷凍空調学会年次大会, 2018

川崎孝弥, 大西 元, 春木将司, 多田幸生, 界面活性剤が自励振動型ヒートパイプ内蔵フィンの伝熱特性に及ぼす影響, 混相流シンポジウム 2018, 2018

大西 元, 伊藤 翼, 春木将司, 多田幸生, ブリッジによる拡張部を有する翼型チューブ熱交換器の熱伝導抵抗改善効果, 第55回日本伝熱シンポジウム, 2018

Hajime Onishi, Tatsuya Yoshibata and Yukio Tada, EXPERIMENTAL STUDY ON HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF FIN WITH BUILT-IN SELF-OSCILLATING HEAT PIPE, Ninth JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference, 2017

伊藤 翼, 大西 元, 春木将司, 多田幸生, 拡張部を有する翼型チューブ熱交換器の伝熱特性に及ぼすブリッジの影響, 2017年度日本冷凍空調学会年次大会, 2017

大西 元, 中野紘佑, 春木将司, 多田幸生, 吸着剤塗布熱交換器の着霜特性に関する基礎的検討, 2017年度日本冷凍空調学会年次大会, 2017

川崎孝弥, 大西 元, 春木将司, 多田幸生, 界面活性剤水溶液による自励振動型ヒートパイプ内蔵フィンの性能向上に関する研究, 日本機械学会 2017年度年次大会, 2017

大西 元, 徳本大地, 春木将司, 多田幸生, 翼型チューブ内並列微細流路における内径の違いが冷媒の分配と蒸発特性に与える影響, 第54回日本伝熱シンポジウム, 2017

Hajime Onishi, Hajime Kikuchi and Yukio Tada, Heat Transfer Characteristics of Fin-and-Tube Heat Exchanger Using Airfoil-Shaped Tube, 4th International Forum on Heat Transfer, 2016

徳本大地, 大西 元, 多田幸生, 翼型チューブ内異径微細流路における冷媒の分配と蒸発特性に関する実験的研究, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2016, 2016

大西 元, 島本貴裕, 多田幸生, 低温用フィンレスフラットチューブ熱交換器における着霜の熱・物質移動特性, 2016年度日本冷凍空調学会年次大会, 2016

大西 元, 島本貴裕, 多田幸生, 空調用フィンレスフラットチューブ熱交換器のチューブ配列が着霜下の伝熱性能に及ぼす影響, 第53回日本伝熱シンポジウム, 2016

6. 研究組織

(1)研究分担者

研究分担者氏名: 多田 幸生

ローマ字氏名: TADA YUKIO

所属研究機関名: 金沢大学

部局名: 理工研究域 機械工学系

職名: 教授

研究者番号(8桁): 20179708

科研費による研究は、研究者の自覚と責任において実施するものです。そのため、研究の実施や研究成果の公表等については、国の要請等に基づくものではなく、その研究成果に関する見解や責任は、研究者個人に帰属されます。