

科学研究費助成事業（科学研究費補助金）研究成果報告書

平成 25 年 6 月 6 日現在

機関番号：12601

研究種目：基盤研究（C）

研究期間：2010～2012

課題番号：22560188

研究課題名（和文）低GWP冷媒R-1234yfの細管内沸騰熱伝達と冷凍機油の影響

研究課題名（英文）Effect of lubricating oil on flow boiling heat transfer of low GWP refrigerant R-1234yf in a horizontal small-diameter tube

研究代表者 斎藤 静雄 (SAITOH SHIZUO)

東京大学・大学院工学系研究科・助手

研究者番号：60170502

研究成果の概要（和文）：管内径 2，4 mm の水平加熱管内の低 GWP 冷媒 HF0-1234yf の沸騰熱伝達、圧力損失に対する潤滑油の影響を実験的に調べた。低クオリティ域 ($x < 0.4$) では、オイル濃度の増加に伴いフォーミングが増加し、局所熱伝達率は増加した。しかし、高クオリティ域 ($x > 0.4$) では、オイル濃度の増加で局所熱伝達率は単調に減少した。加熱サイトグラス管内の流動は、質量流束、熱流束、オイル濃度、クオリティを変化させてビデオ撮影し、フォーミング現象、流動様相の変化を示した。又、オイル混入による圧力損失はオイル濃度の増加と共に増加し、オイルがない場合の圧力損失に比較し 1.7～4.8 倍大きくなることを示した。

研究成果の概要（英文）：The effects of lubricant oil on flow boiling heat transfer of low GWP refrigerant HF0-1234yf in small-diameter tubes with inner diameter of 2 and 4 mm were experimentally investigated. Experimental results showed that with increasing oil mass fraction, the local heat transfer coefficient increased at lower vapor quality due to intensified foaming phenomena. However, the heat transfer coefficient decreases monotonically with oil mass fraction in high quality region. The forming phenomena and flow patterns at different mass flux and heat flux were illustrated by the visual observation. With increasing oil mass fraction, pressure drop was larger from 1.7 to 4.8 times than that for oil free.

交付決定額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2010 年度	1,700,000	510,000	2,210,000
2011 年度	600,000	180,000	780,000
2012 年度	700,000	210,000	910,000
年度			
年度			
総計	3,000,000	900,000	3,900,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・熱工学

キーワード：低GWP冷媒、沸騰熱伝達、冷凍機油

1. 研究開始当初の背景

(1) 地球温暖化の原因は人為的起源であるとする事は調査研究から知られるようになった。その要因として温室効果ガスが最も影響すると考えられている。世界各国はその対策を緊急に講じることが迫られている。

(2) 代替冷媒の R-134a はカーエアコン、冷蔵庫などに使われてきた。しかし、R-134a の GWP は 1430 と高く、欧州では 2011 年より R-134a のカーエアコンへの使用禁止が始まろうとしている。

(3) 最近、新冷媒 R-1234yf が開発されそ

のGWPは4で自然冷媒と同等である。特性がR-134aに近くカーエアコンの次世代冷媒と期待されている。業界では熱交換器の低GWP冷媒への転換を速やかに実施すべく、新冷媒の基礎データの取得が急がれている。

2. 研究の目的

(1) 本研究ではGWPが4と自然冷媒に匹敵する新冷媒 R-1234yf を用いた細管内沸騰熱伝達と潤滑油の影響を調べ、熱交換器の詳細設計に必要な基礎データ(沸騰熱伝達率、圧力損失、沸騰熱伝達率に対する潤滑油の影響)の提供を目的とする。

3. 研究の方法

(1) 実験装置の概略図を Fig.1 に示した。管路は冷媒が流れる回路と潤滑油が流れる回路から構成している。冷媒は冷媒ポンプにより、コリオリ流量計、サブクーラー、プレヒーター、サイトグラス、蒸発管、凝縮器そしてポンプに戻る。潤滑油はオイルポンプにより、流量計を経てプレヒーターの上流で冷媒流路に入り冷媒と混合し、ミキサー、蒸発管を経てオイルセパレーターに入る。潤滑油は冷媒と分離しオイルループに戻る。

(2) 冷媒圧力は精密圧力計で測定した。冷媒と潤滑油の流量はそれぞれの流量計で測定した。蒸発管の外壁温度は、0.1 mm 径のT型熱電対を管外壁の側面に貼り測定した。流量計と熱電対の出力はデータロガーを通してパソコンで収集した。実験は所定の

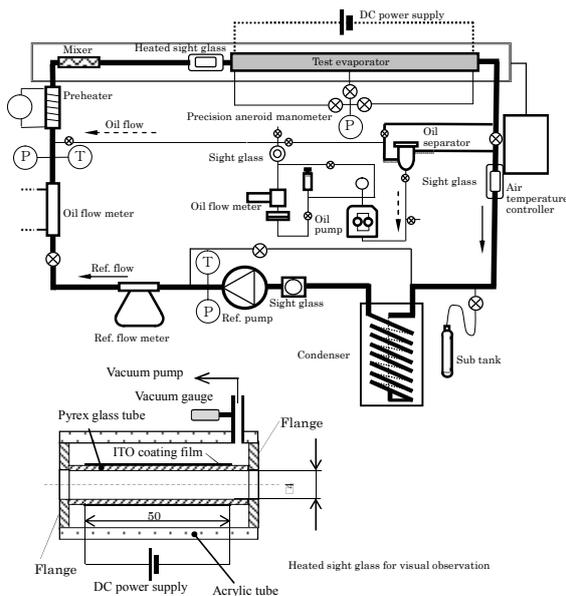


Fig.1 Schematic of experimental system

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	HFO-1234yf
Test section	SUS304 tube, I.D. = 2 mm (L = 0.44~1.76 m) I.D. = 4 mm (L = 1.7~4.25)
Inlet temp.	15 °C
Inlet quality	0.01 ~ 0.22
Heat flux	6 ~ 24 kW/m ²
Mass flux	100 ~ 300 kg/m ² s
Oil	PAG (VG46)
Oil mass fraction	0 ~ 4.5 wt%

Table 2 Properties of lubricant base oil

Lubricant base oil	PAG (VG46)
Kinematic viscosity (40 °C) [mm ² /s]	49.58
Kinematic viscosity (100 °C) [mm ² /s]	10.72
Viscosity index	214
Density [g/cm ³]	0.9939

質量流束、熱流束、潤滑油流量が定常状態であることを確認した後データを収集した。実験条件、潤滑油の特性はそれぞれ Table 1、2 に示した。新冷媒と潤滑油は相溶性である。

4. 研究成果

(1) クオリティ、オイル濃度をそれぞれ、 $x = G_v / G, C_0 = G_{oil} \times 100 / (G + G_{oil})$ より求めた。ただし、 G_v, G_{oil} は蒸気の質量流束、オイルの質量流束である。流動様式は、内径 4 mm の加熱サイトグラスを通して観察した。Fig.2 は管内径 4 mm、質量流束 $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ の場合で、熱流束が (a) $q=3.3\text{kW/m}^2$ 、(b) $q=12\text{kW/m}^2$ の流動様式を示した。流動様式は環状流で管

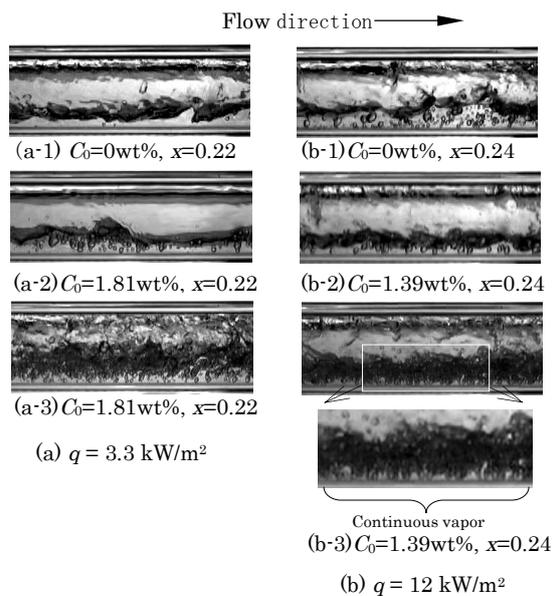


Fig.2 Flow patterns in the 4-mm-ID tube for $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$

の底部の液幕は上部より厚い。(a), (b)共にオイルが混入すると気液界面状の泡立ちが激しい((a-3), (b-3))。熱流束の大きい(b)では、間欠的な激しい沸騰が観察された(b-3)。拡大した映像では加熱面からの連続的な蒸気泡の沸騰が見られる((b-3)の拡大写真)。この現象はオイル混入により加熱面の過熱に関係していると考えられる。このような現象は熱流束の小さい(a)では観察されない。

(2) Fig. 3は4mm管における $G=100\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $q=12\text{kW/m}^2$ の場合で、オイル濃度が(a) $C_0=0\text{wt}\%$ と(b) $C_0=1.8\text{wt}\%$ で両者ともクオリティの変化に伴う流動様式を示した。オイル混入のある(b-1) $x=0.07$ では多層の泡が気液界面上を覆っていて、泡は消えず持続的である。クオリティが増加した(b-3) $x=0.27$ では、気液界面上の泡は少なくなり、(b-4) $x=0.41$ では界面上の泡ははっきりしない。低クオリティで生じていた泡は、蒸気流速の増加が気液界面剪断力を増加し泡の液膜が不安定になり消失すると考えられる。この低クオリティに生じる泡が局所熱伝達率に大きく影響すると考えられる。オイル無の(a-1) $x=0.07$ では、気液界面上に生じた泡は短時間で消失する。クオリティの増加は界面上の泡の寿命をさらに短くすると考えられる。

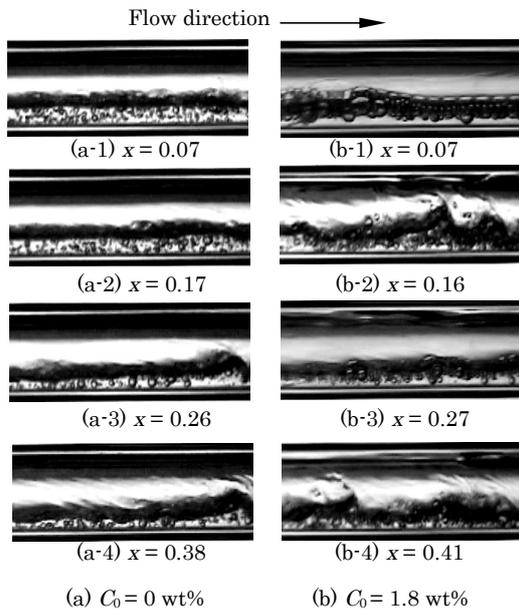


Fig. 3 Flow patterns for the 4-mm-ID for $G=100\text{kg/m}^2\text{s}$ and $q=12\text{kW/m}^2$

(3) Fig. 4にI.D.=4mm、 $G=100\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $q=12\text{kW/m}^2$ 、 $x=0.03$ 条件で、流量変動が生じた場合の流動の様相をオイル濃度ごとに示した。流量変動は $C_0=1.53\text{wt}\%$ を超えるあたりから現れ、オイル濃度の増加と共に間欠流が激しくなる。No. 1~No. 4の写真は流量変動の中の流速の遅い位相にあたる。No. 1は流量

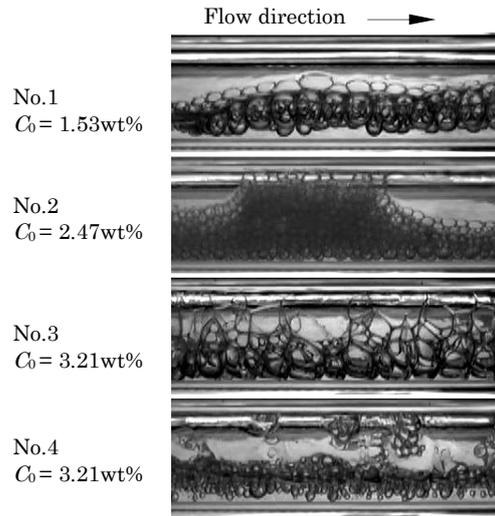


Fig. 4 Flow patterns in the 4-mm-ID tube for $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 12\text{kW/m}^2$ and $x = 0.03$

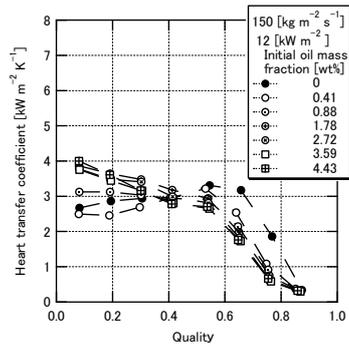
変動は小さく気液界面上に泡が多層出現し、個々の泡は大きい。混合液の量が少なく、流速が小さい場合には、管内流はほとんど泡の流れのように見える(No. 2, 3)。No. 2は管断面を泡で閉塞した泡スラグの流れがみえる。No. 3, 4の C_0 は同じである。No. 3は流速が0に近く管内は泡で満たされている。流速が増し大きい泡は消滅し小さい泡が気液界面上と上壁に点在している(No. 4)。

(4) オイルと冷媒混合の局所熱伝達率は次式から求めた。 $h_{r,o} = q/(T_w - T_{\text{bub}})$ 、ただし q 、 T_w 、 T_{bub} は熱流束と管の内壁の温度で、 T_{bub} はThomeの方法で求めた混合液の発泡温度である。 T_{bub} は冷媒の飽和温度 T_{sat} との差が小さいので T_{bub} を T_{sat} として計算した。

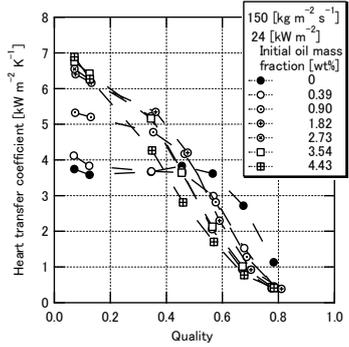
Fig. 5はI.D.=2mm管の場合で $G=150$ 、 $300\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $q=12$ 、 24kW/m^2 の局所熱伝達率をクオリティで整理したもので、パラメータにオイル濃度を取っている。Fig. 5(a)~(c)の特徴的な点は、低クオリティ域($x < \text{約} 0.5$)と高クオリティ域($x > 0.5$)に分けて示すことができる。

低クオリティ域で、 $C_0 < 0.4\text{wt}\%$ では、熱伝達率はオイル濃度の増加で小さな減少があるが、 $C_0 > 0.4\text{wt}\%$ でオイル濃度の増加と共に熱伝達率の増加がある。 $C_0=4\text{wt}\%$ 、 $x \approx 0$ の熱伝達率は純冷媒の熱伝達率の約2倍近くになる。この領域の熱伝達率の増加は、オイル混入による泡立ちとの関係が強いと考えられる。熱流束の影響はFig. 5(a)と(b)より、質量流束の影響は(b)と(c)から、それぞれの増加は熱伝達率を増加している。

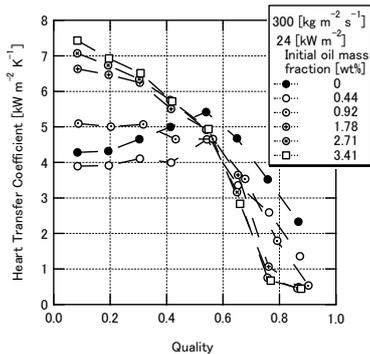
高クオリティ域では熱伝達率はオイル濃度の増加で単調な減少を示している。Fig. 6にI.D.=4mm管で、 $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、 $q=12\text{kW/m}^2$ の場合であるが、熱伝達率の変化は2mm管と同じ傾向を示している。



(a) For 150 kg/m²s and 12 kW/m²



(b) For 150 kg/m²s and 24 kW/m²



(c) For 300 kg/m²s and 24 kW/m²

Fig.5 Heat transfer coefficients for the 2-mm-ID tube

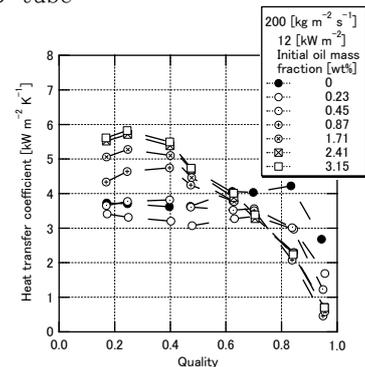


Fig.6 Heat transfer coefficient for the G=200kg/m²s and q=12kW/m² for the 4-mm-ID tube

(5) Fig. 7に圧力損失に対する初期オイル濃度の影響を示した。圧力損失はオイル濃度の増加で単調に増加している。圧力損失は条件により変化する、G=150~300kg/m²s、q=12

~24kW/m²で、管長 L=0.44~1.7m、C₀=0~4.43wt%の圧力損失は 1.25~52kPa であり、0wt%の圧力損失の 1.7~4.8 倍となる。圧力損失はC₀=0.44~1.84wt%で圧力損失は大きくなっている。この範囲のオイル濃度の流動様相は、泡の大量の増加にあたり、泡の増加が圧力損失の増加に関係していることが考えられる。

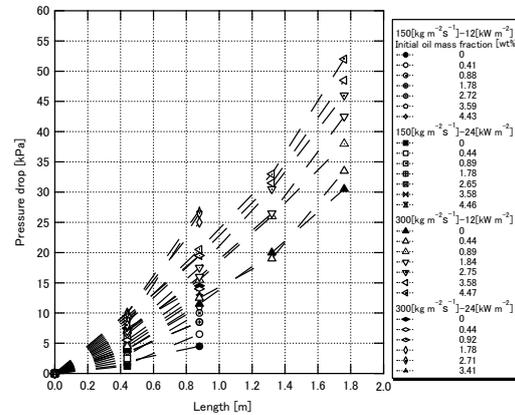


Fig. 7 Effect of oil mass fraction on pressure drop for I.D. =2mm tube

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[学会発表] (計 2 件)

斎藤静雄、党超鋌、飛原英治、「低GWP冷媒 R-1234yf の水平管内沸騰熱伝達における潤滑油の影響」、日本冷凍空調学会年次大会、2011.9.14-16、東京、pp.513-516

Shizuo Saitoh、Chaobin Dang、Eiji Hihara、「Effect of Lubricating Oil on Flow Boiling Heat Transfer of Low GWP Refrigerant R-1234yf in A Horizontal Small-Diameter Tube」, The 3rd International Forum on Heat Transfer、2012.11.13-15、Nagasaki.

6. 研究組織

(1) 研究代表者

斎藤 静雄 (SAITOH SHIZUO)

東京大学・大学院工学系研究科・助手
研究者番号：60170502

(2) 研究分担者

(3) 連携研究者

飛原英治 (HIHARA EIJI)

東京大学・新領域創成科学研究科・教授
研究者番号：00156613

党超鋌 (DAN CHAOBIN)

東京大学・新領域創成科学研究科・准教授
研究者番号：30401227