

2023 年度（令和 5 年度）修士論文

水平ヘッダ型多分岐管における気液二相冷媒流の分配  
(多孔内管による液相分配の均一性向上)

2024 年（令和 6 年）1 月 31 日（水）提出

指導教員

西村 顕 准教授

丸山 直樹 教授（地域イノベーション学専攻）

三重大学大学院 工学研究科 博士前期課程 機械工学専攻

熱エネルギーシステム研究室

小川 翔矢

# 学位論文要旨及び論文目録

学位論文提出者	氏名	小川 翔矢	専攻	機械工学	講座	熱エネルギーシステム
研究領域名	地球環境・エネルギー					
学位論文題目	水平ヘッダ型多分岐管における気液二相冷媒流の分配 (多孔内管による液相分配の均一性向上)					
論文審査委員	主査	西村 顕	副査	前田 太佳夫	副査	安藤 俊剛
学 位 論 文 要 旨						
<p>多数の伝熱管が 2 本のヘッダ間に並列接続された多分岐構造をもつ熱交換器では、冷媒蒸発器のように内部の流れが気液二相の場合、ヘッダから各伝熱管への液相分配が不均一化することにより生じる伝熱性能の低下が問題となっている。本研究では、自動車用空調システムに用いられる冷媒蒸発器を模擬した水平ヘッダ／鉛直上昇多分岐流路において、流入側ヘッダ内に挿入した多孔管の細孔から冷媒をヘッダ内に噴出させる内管分流方式を採用し、蒸発器で重要となる各伝熱管（分岐管）への液相分配の均一性向上を試みた。まず断熱条件下で内管の細孔の位置、細孔径、細孔の向きを変化させながら流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量を測定し、多孔内管の効果を実験的に検討した。次に、実際の冷媒蒸発器で生じている分岐管の加熱による液冷媒の蒸発が液相分配に及ぼす影響を明らかにするために、液相分配の均一性向上の効果が見られた多孔内管を流路に適用し、加熱条件下で流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量の測定を行った。</p> <p>試験流路は全長 273mm の水平ヘッダに長さ 200mm の鉛直分岐管が 25mm 間隔で 10 本接続された多分岐構造をもち、分岐管内の流れは上昇流である。分岐管は断面 16mm×2mm の扁平管に波状のインナーフィンを挿入して微細多孔管の構造を模擬した。冷媒には R134a を使用し、ヘッダ入口における圧力を 0.3MPa、クオリティ <math>x</math> を 0.3、冷媒流量 <math>M</math> を 20 ～ 50kg/h に設定した。各分岐管の両側面にヒータを貼り付け、投入電力を調整して各分岐管への熱負荷 <math>Q</math> を変化させた。<math>Q</math> は実機の熱交換量を考慮し 20 ～ 80W/本に設定した。実験には細孔の設置位置が異なる 2 種類の多孔内管を使用し（Case I, Case II）、細孔径 <math>\phi</math> を 1mm ～ 2mm、細孔の向きを鉛直上向き、鉛直下向きと変化させた。Case I：細孔間隔 25mm、細孔個数 10 個、細孔を各分岐管の直下に配置。Case II：細孔間隔 25mm、細孔個数 11 個、細孔を各分岐管間の中間位置に配置。主な結果を以下に示す。</p> <p><u>断熱条件における実験結果</u></p> <p>(1) 細孔位置と冷媒噴出方向の影響</p> <p>Case I と Case II の多孔内管について細孔径 <math>\phi = 2\text{mm}</math> の条件で液相分配の均一化効果を比較した。冷媒は Case I の場合は上向き、Case II の場合は上向きあるいは下向きに噴出させた。何れの多孔内管においても液相分配の均一性は多孔内管を挿入しない標準流路に比べて著しく向上することが明らかになった。液相分配率の標準偏差に基づき液相分配の均一性を評価したところ、Case II で冷媒を鉛直上向きに噴出させた場合に最も高い均一性が得られた。</p> <p>(2) 細孔径の影響</p> <p>上記の Case II について、冷媒噴出方向が下向きの条件で <math>\phi</math> を 1mm, 1.5mm, 2mm と変化させて液相分配を比較した。<math>\phi = 2\text{mm}</math> と 1.5mm の比較では細孔の小径化による液相分配の均一性向上が見られたが、<math>\phi = 1.5\text{mm}</math> と 1mm では均一性の差は僅かであった。蒸発器へ適用する場合、内管の圧力損失は小さい方が望ましいため、今回の条件の範囲では <math>\phi = 1.5\text{mm}</math> が有効な仕様である。</p> <p><u>加熱条件における実験結果</u></p> <p>(1) 均等加熱条件</p> <p>各分岐管に同一の熱負荷を与える均等加熱条件においても、内管設置流路では標準流路よりも液相分配の均一性が向上した。内管設置流路では低冷媒流量において加熱により分岐管内でドライアウトが発生し、ドライアウトが生じた分岐管群では管内の圧力損失がほぼ等しくなり分岐管入口における液相分配量が均等化された。本研究の最小冷媒流量（20kg/h）で最大熱負荷（80W/本）の条件では全分岐管でドライアウトが生じ、各分岐管にほぼ等量の液相が分配された。一方、高冷媒流量では加熱による分岐管内のクオリティ変化は小さく、液相分配の顕著な変化は認められなかった。</p> <p>(2) 不均等加熱条件</p> <p>分岐管毎に異なる熱負荷を与えた結果、熱負荷の小さい分岐管に液相分配が偏る傾向が認められた。均等加熱条件時と同様に、ドライアウトが発生した分岐管群では液相分配が均等化された。</p>						
論 文 目 録						
©S. Ogawa, J. Ohno, M. Hirota, N. Maruyama, “Gas-Liquid Distributions of Refrigerant Flow in Multi-pass Channel with Horizontal Header and Upward Branch Tubes”, Proc. 33rd Int. Symp. Transport Phenomena (2023.9), ISTP33 paper 60, 7pages.						

## 目次

第1章 緒論 .....	1
1.1 研究背景 .....	2
1.2 過去の研究 .....	3
1.3 研究方針 .....	4
第2章 実験装置及び実験方法 .....	5
2.1 実験装置概要 .....	6
2.2 気液分配率測定方法.....	7
2.3 気液分配率の評価方法.....	8
2.4 試験流路詳細 .....	9
2.5 分岐管加熱用ヒータ詳細.....	11
2.6 多孔内管詳細 .....	14
2.7 多孔内管の条件 .....	16
2.8 測定装置仕様 .....	18
2.9 試験流路入口条件及び実験手順.....	21
第3章 実験結果及び考察 .....	23
3.1 はじめに .....	24
3.2 多孔内管を用いた液相分配の均一化.....	24
3.2.1 細孔位置と冷媒噴出方向の影響 .....	25
3.2.2 細孔径の影響 .....	41
3.3 分岐管への熱負荷が液相分配に与える影響.....	53
3.3.1 均等加熱条件 .....	53
3.3.1.1 標準流路 .....	54
3.3.1.2 多孔内管設置流路 (CaseII-2.0-U) .....	67
3.3.1.3 多孔内管設置流路 (CaseII-1.5-D) .....	90
3.3.2 不均等加熱条件 .....	99
3.3.2.1 多孔内管設置流路 (CaseII-1.5-D) .....	99
第4章 結言 .....	106
4.1 結論 .....	107
謝辞 .....	110
参考文献 .....	111

## 本論文で使⽤した記号

$a$	管の内半径 [m]
$C$	実験定数 [-]
$CB$	重心位置 [-]
$D$	分岐管内の冷媒流路の水力直径 [m]
$d$	らせん管直径 [m]
$G$	質量流束 [ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ]
$g$	重力加速度 [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]
$h$	湿り蒸気の比エンタルピー [ $\text{J}/\text{kg}$ ]
$h'$	飽和液の比エンタルピー [ $\text{J}/\text{kg}$ ]
$h''$	飽和蒸気の比エンタルピー [ $\text{J}/\text{kg}$ ]
$j$	冷媒見かけ速度 [ $\text{m}/\text{s}$ ]
$L$	分岐管長さ [m]
$l$	らせん管長さ [m]
$M$	質量流量 [ $\text{kg}/\text{h}$ ]
$\Delta P_1$	圧力損失(実測値) [Pa]
$\Delta P_2$	圧力損失(理論値) [Pa]
$\Delta P_p$	位置損失 [kPa]
$\Delta P_{tp}$	気液二相流における圧力損失 [kPa]
$Q$	分岐管 1 本当たりの熱負荷 [W/本]
$Q_{total}$	総熱負荷 [W]
$R$	管中心軸曲率半径 [m]
$Re$	レイノルズ数 [-]
$V$	速度 [ $\text{m}/\text{s}$ ]
$X$	Martinelli パラメータ [-]
$x$	クオリティ [-]
$\alpha$	ボイド率 [-]
$\lambda$	管摩擦係数 [-]
$\nu$	動粘度 [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$\rho$	密度 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\sigma$	標準偏差 [-]
$\phi$	細孔径 [mm]
$\phi_g$	気相基準の二相増倍係数 [-]



添え字

<i>in</i>	入口
<i>out</i>	出口
<i>g</i>	気相
<i>l</i>	液相
<i>i</i>	分岐管番号

## 第 1 章 緒論

- 1.1 研究背景
- 1.2 過去の研究
- 1.3 研究方針

## 1.1 研究背景

近年，地球環境保護の観点からエネルギー問題の解決は緊急の課題である．さらに，一般家庭のエネルギー消費量において空調機器使用の占める割合はここ 50 年ほどで約 30 %<sup>(1)</sup>と大きい．空調機器の成績係数はこの 25 年で 2 倍以上に達しているため，エネルギー消費量が同じであることは空調機器の需要がこの 25 年で 2 倍に増加していることを意味する．そのため空調機器における更なる省エネルギーシステムの開発は急務となっている．その中で熱交換器は重要な構成要素のひとつであり，高性能化の要求は非常に高い．

こうした冷凍空調機器用熱交換器の高性能化を図る方法として，従来から熱伝達率の低い空気側の性能向上を主としてフィン等の研究が数多くなされてきた．しかし空気側の性能向上が進んだ現在，更なる性能向上のために冷媒側の研究が進んでいる．冷媒側では気相と液相が同時に流れる気液二相流となるため，一般的にシミュレーションによる挙動解明が難しいとされている．そのため冷媒側についてはこれまで実験的研究が多くなされており，近年では加工技術の発達に伴い流路の伝熱面に様々な形状のリブなどを設け，伝熱促進を図る研究や<sup>(2)-(4)</sup>，フロン系冷媒よりも環境負荷の小さい自然冷媒を使用した研究<sup>(5)</sup>，より多くの伝熱面積を有する小型扁平管や微細多孔管の研究<sup>(6)</sup>が広く行われている．

自動車用の冷媒蒸発器では，従来は扁平管を蛇行状に折り曲げたサーペント型<sup>(7)</sup> (Fig. 1-1) や銅管とアルミ製フィンを組み合わせたフィン&チューブ型<sup>(8)</sup>が主流であったが，小型化や高性能化の要求により，現在ではパラレルフロー型 (Fig. 1-2) が主流となっている．パラレルフロー型とは冷媒流路が主管（ヘッダ）から多数の分岐管（冷媒伝熱管）に分岐した構造となっている．サーペント型は伝熱管を曲げて作られるため，曲がり部にフィンを付けることが出来ず，また管径が大きくフィンを取り付けるスペースが少ない．一方で，パラレルフロー型では伝熱管を曲げない上に，管径が小さいためフィンを取り付けるスペースが増え，サーペント型と比べ伝熱面積が増大する．また，パラレルフロー型では冷媒伝熱管が短いことによる圧力損失の低減，冷媒充填量の低減，オールアルミで製造されることによる熱抵抗の低減（ろう付けが可能），軽量・コンパクト化が可能などの利点があり，近年では住宅用や業務用空調機においても高性能と省冷媒の両立が期待できる熱交換器として採用が広がりつつある．そのため，今後もパラレルフロー型エバポレータはさらなる高性能化・小型化と適用範囲の拡大が期待されている．

しかし，このパラレルフロー型熱交換器を冷媒蒸発器として用いる場合，冷媒は気液二相流としてヘッダに流入する．この場合，各分岐管への気液分配が一樣ではなく，分岐管による不均一が現れる．気液が各分岐管に不均一に分配された場合，分岐管ごとに流動様式や液膜厚さに違いが生じる．蒸発器における熱交換器では蒸発伝熱による寄与が主になるため，液相の分配量が多すぎると分岐管出口でも冷媒が蒸発しきらず，少なすぎるとドライアウトの危険が生じるため，エバポレータ開発においては液相の均等分配法の開発が急務となっている．したがって主管から分岐管への気液分配機構を解明し，液冷媒の均等分配手法を開発することは工業的に非常に重要であり，多くの研究が行われている．

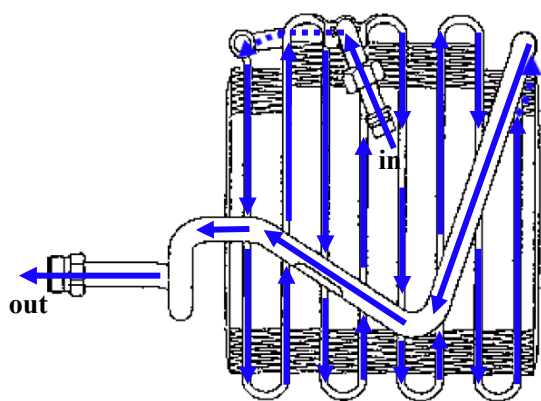


Fig. 1 - 1 サーペンタイン型熱交換器

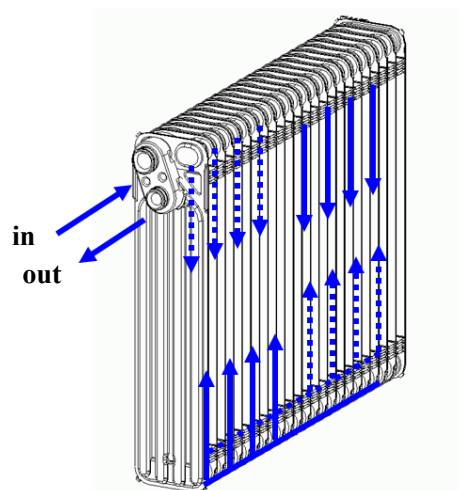


Fig. 1 - 2 パラレルフロー型熱交換器

## 1.2 過去の研究

パラレルフロー型熱交換器の構造をモデル化した主管から複数の分岐管への気液分配を取り扱った研究は、これまで様々な流路寸法と形状、設置形態で行われており<sup>(9)-(20)</sup>、近年では気液分配の均一性を改善させる方法も提案されている<sup>(21),(22)</sup>。気液分配の均一性向上の手法の一つとして、入口側ヘッダに多数の細孔を設けた円管（多孔内管）を挿入し、この内管を通して冷媒を供給する手法の有効性が確認されている<sup>(23),(24)</sup>。

本研究室における過去の研究<sup>(25)</sup>では流入側ヘッダに挿入した多数の細孔を設けた多孔管から冷媒を流路内に噴出される内管分流方式を採用し、挿入した多孔内管の細孔の数、細孔の向き、細孔と分岐管の位置関係の変化が気液分配に及ぼす影響を実験的に検討した。また、熱交換器実機での使用を想定し、分岐管が流入側ヘッダ内へ突き出した場合についても多孔内管の効果を検討した。その結果、何れの多孔内管の条件においても、気液分配の均一性は多孔内管を挿入しない標準の流路に比べて著しく向上することが明らかになった。

パラレルフロー型熱交換器の気液分配を取り扱った研究の殆どは断熱条件下で行われてきたが、空調機用の冷媒蒸発器では伝熱管内で液冷媒が蒸発するため、断熱時よりも圧力損失が増加すると考えられる。その結果、流路内の圧力分布が変化し、気液分配も断熱条件とは異なった特性を示す可能性がある。しかし、多分岐構造をもつ流路において伝熱管（分岐管）への熱負荷が気液分配に及ぼす影響を定量的に明らかにした研究はこれまでほとんど行われたことがない。そこで、本研究では自動車用空調システムに用いられる冷媒蒸発器を模擬した水平ヘッダ／鉛直上昇多分岐管内の気液二相冷媒流について、分岐管への熱負荷を変化させながら各分岐管への気液分配量を測定し、冷媒蒸発器で重要となる液相分配に及ぼす加熱の影響を明らかにしてきた<sup>(26),(27)</sup>。

### 1.3 研究方針

本研究では、自動車用空調システムに用いられるパラレルフロー型熱交換器を模擬した水平ヘッダ／鉛直上昇多分岐管内の気液二相冷媒流について、液相分配の均一化及び、液相分配に及ぼす分岐管への熱負荷の影響を調べることを目的とし、流れの可視化観察と各分岐管における気液分配率の測定を行った。

本研究では、液相分配の均一性向上を目的として、先行研究で有効であった流入側ヘッダに挿入した多数の細孔を設けた多孔内管から、冷媒をヘッダ内に噴出させる内管分流方式を採用した。まず断熱条件下で多孔内管の細孔の位置、細孔径、細孔の向きを変化させながら流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量を求め、多孔内管の効果を実験的に検討した。次に、分岐管に与える熱負荷が液相分配に及ぼす影響を調べることを目的とし、液相分配の均一性向上の効果が見られた多孔内管を流路に適用し、加熱条件下で流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量の測定を行った。

何れの実験においても冷媒循環装置には自動車用 HVAC ユニットを用い、冷媒は R-134a を使用した。試験流路には全長 273 mm の水平ヘッダに長さ 200 mm の鉛直分岐管が 25 mm 間隔で 10 本接続された多分岐構造をもち、分岐管内の流れは上昇流である。分岐管は断面 16 mm×2 mm の扁平管に波状のアルミ製インナーフィンを挿入して微細多穴管の構造を模擬した。このとき試験流路のヘッダ入口における流入条件は、自動車用蒸発器の運転条件を考慮して、圧力 0.3 MPa、クオリティ 0.3、冷媒循環量 20～50 kg/h に設定した。また、10 本の分岐管の両側壁に貼り付けた合計 20 枚のヒータを加熱し、空気の流れと冷媒の間の熱交換を模擬した。これらのヒータを 10 個のトランスで制御し、投入電力を調整して熱負荷を変化させた。各分岐管への熱負荷  $Q$  は自動車用蒸発器の総熱交換量を考慮し、 $Q=20\sim80$  W/本に設定した。

上記の実験により得られた各分岐管における気液分配率のデータから分岐管内の圧力損失を推定するとともに液相分配率の標準偏差と重心位置を算出し、多孔内管による均一性向上の効果および分岐管への熱負荷が液相分配特性に与える影響を定量的に明らかにした。

## 第 2 章 実験装置及び実験方法



- 2.1 実験装置概要
- 2.2 気液分配率測定方法
- 2.3 気液分配率の評価方法
- 2.4 試験流路詳細
- 2.5 分岐管加熱用ヒータ詳細
- 2.6 多孔内管詳細
- 2.7 多孔内管の条件
- 2.8 測定装置仕様
- 2.9 試験流路入口条件及び実験手順

## 2.1 実験装置概要

気液分配率測定実験における実験装置の概要を Fig. 2 - 1 に示す。冷媒は R-134a, 冷媒循環装置には自動車用 HVAC ユニットを使用し, 膨張弁下流に多分岐構造をもつ試験流路を設置した。各分岐管の出口には銅管を介して三方弁を接続した。気液分配量を測定する分岐管では, 管出口から流出する冷媒は三方弁により Fig. 2 - 1 の集合管 1 へ導かれ, その下流に設置されたヒータで過熱蒸気になるまで加熱されて, らせん管に流入する。らせん管通過時の圧力損失とヒータへの投入電力, 及びヒータ流出後の冷媒蒸気の比エンタルピから, 当該分岐管に分配された気相と液相の質量流量を求めることができる。残りの 9 本の分岐管から流出する冷媒は全て集合管 2 に流入し, 蒸発器を通った後, らせん管から流出する冷媒蒸気と合流して圧縮機に入る。この一連の操作を各分岐管につき繰り返し行い, 全分岐管における気液の質量流量を算出する。

気液分配量を測定する分岐管と, それ以外の分岐管の出口圧力を等しくするために, 集合管 1 と集合管 2 間の差圧が零になるようにらせん管出口及び集合管 2 出口に接続したバルブの開度を調整して測定を行った。気液の分配量は, 測定する分岐管への切り換え後, 流動が安定するのを確認した上で測定し, 各分岐管について 5 分間の平均値として求めた。また, 本実験では分岐管を加熱するため, 分岐管ごとに並列接続したヒータにそれぞれトランスを接続し, 投入電力を調整することで熱負荷を変化させた。

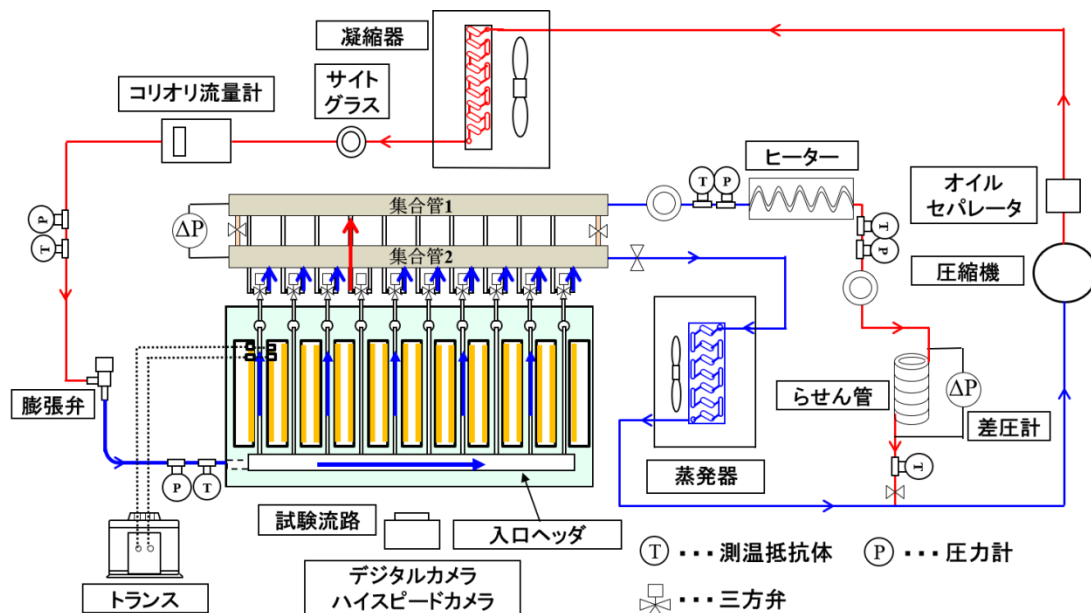


Fig. 2 - 1 実験装置

## 2.2 気液分配率測定方法

本研究では気液分配率を次のように定義した．気相分配率： $M_{gi}/M_g$  ( $M_g$ ：全気相流量 [kg/h],  $M_{gi}$ ：各分岐管の気相分配量 [kg/h] ( $i=1\sim10$ )), 液相分配率： $M_{li}/M_l$  ( $M_l$ ：全液相流量 [kg/h],  $M_{li}$ ：各分岐管の液相分配量 [kg/h] ( $i=1\sim10$ )).  $M_g$  は  $M_{gi}$  を合計して求め,  $M_l$  は  $M_{li}$  を合計して求める． $M_{gi}$ ,  $M_{li}$  は各分岐管の冷媒分配量  $M$  [kg/h] と各分岐管出口における冷媒のクオリティ  $x$  より求める．冷媒分配量  $M$  とクオリティ  $x$  の算出方法を以下に示す．

### 1. 各分岐管の冷媒分配量算出方法

- (1) ヒータ加熱後の気相冷媒のらせん管入口と出口における差圧  $\Delta P_2$  [Pa] を測定する．
- (2) (2.1), (2.2)<sup>(28)</sup> 式より測定した差圧  $\Delta P_2$  から冷媒蒸気の管内平均速度  $V$  [m/s] を求める．

$$\Delta P_2 = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.1)$$

$$\lambda \left( \frac{R}{a} \right)^{\frac{1}{2}} = 0.029 + 0.342 \left[ Re \left( \frac{a}{R} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{4}} \quad (2.2)$$

$\lambda$  : 管摩擦係数 [-]    $l$  : らせん管長さ [m]    $d$  : らせん管直径 [m]

$\rho$  : 冷媒蒸気の密度 [kg/m<sup>3</sup>]    $R$  : 管中心軸曲率半径 [m]

$a$  : 管の内半径 ( $a = d/2$ ) [m]    $Re$  : レイノルズ数 ( $Re = Vd/\nu$ )

$\nu$  : 冷媒蒸気の動粘度 [m<sup>2</sup>/s]

- (3) 得られた速度  $V$  から分岐管を流れる冷媒の質量流量  $M$  に変換する．

### 2. 各分岐管出口における冷媒のクオリティ算出方法

- (1) ヒータ出口における冷媒の圧力, 温度より過熱蒸気の比エンタルピを得る．
- (2) ヒータ投入熱量及び冷媒の質量流量より, 単位質量の冷媒に加わった熱量を求める．
- (3) 過熱蒸気の比エンタルピと単位質量の冷媒に加わった熱量の差分より, ヒータ入口における冷媒湿り蒸気の比エンタルピを算出する．
- (4) (2.3) 式よりヒータに流入する前, すなわち分岐管出口における冷媒のクオリティを算出する．

$$x = \frac{h' - h}{h' - h''} \quad (2.3)$$

$h$  : ヒータ入口における湿り蒸気の比エンタルピ [J/kg]

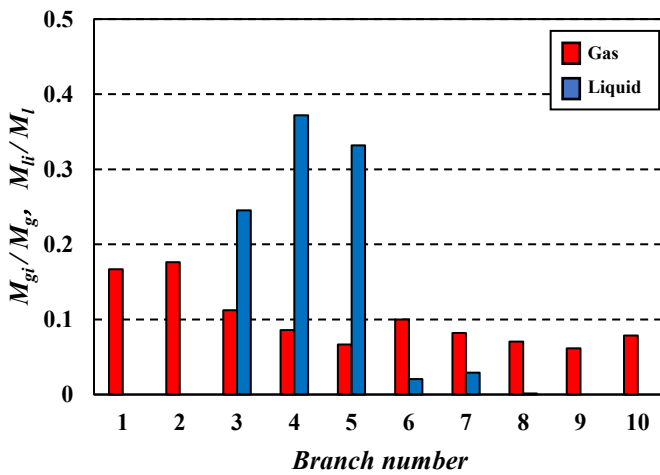
$h'$  : ヒータ入口の圧力における飽和液の比エンタルピ [J/kg]

$h''$  : ヒータ入口の圧力における飽和蒸気の比エンタルピ [J/kg]

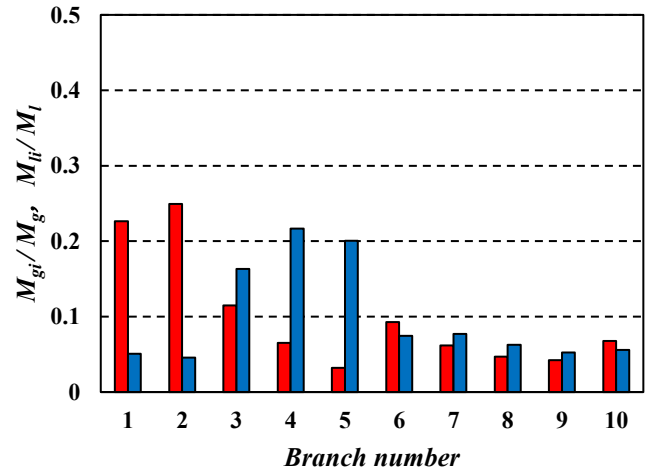


### 2.3 気液分配率の評価方法

2.2 節に述べた算出方法を用いて分岐管出口における気液分配率を求めたが、分岐管を加熱する場合、求まった冷媒のクオリティは分岐管流入時よりも高い値を示すことになる。蒸発器の開発においては、分岐管に流入する気液の流量を求めることが大切であるため、本研究では分岐管入口における冷媒クオリティを測定値から求めることにより、各分岐管入口における気液分配率を算出した。Fig. 2 - 2 に分岐管入口と出口における気液分配率の例を示す。ここで、グラフの赤色は気相分配率、青色は液相分配率を示している。横軸は分岐管番号を表しており、“1”がヘッダ入口に最も近い分岐管に対応している。縦軸の分配率は各分岐管における気相分配率  $M_{gi}/M_g$  ( $M_g$ : 全気相流量,  $M_{gi}$ : 各分岐管の気相分配量 ( $i=1\sim10$ )) 及び液相分配率  $M_{li}/M_l$  ( $M_l$ : 全液相流量,  $M_{li}$ : 各分岐管の液相分配量 ( $i=1\sim10$ )) を示している。また、分岐管入口の冷媒クオリティを求める際に用いた式(2.4)を以下に示す。ここで、 $h'$ と $h''$ は既知であり、 $M$ ,  $x_{out}$ ,  $Q$ は測定される量、 $x_{in}$ は求める量である。



(a) 分岐管出口で測定された気液分配率



(b) (a)の結果から求めた分岐管入口における気液分配率

Fig. 2 - 2 気液分配率の例

$$h'(1 - x_{in}) + h''x_{in} + Q/M = h'(1 - x_{out}) + h''x_{out} \quad (2.4)$$

$h'$ : ヘッダ入口の温度における冷媒飽和液の比エンタルピー[J/kg]

$h''$ : ヘッダ入口の温度における冷媒飽和蒸気の比エンタルピー[J/kg]

$x_{out}$ : 分岐管出口の冷媒クオリティ[-]  $x_{in}$ : 分岐管入口の冷媒クオリティ[-]

$Q$ : 分岐管 1 本あたりの熱負荷[W]  $M$ : 分岐管内の冷媒質量流量[kg/s]

## 2.4 試験流路詳細

熱交換器実機における冷媒流は、外気との熱交換により沸騰蒸発を伴った流れとなる。そこで、冷媒の沸騰蒸発が気液分配に及ぼす影響を明らかにする為に、冷媒の加熱が可能な試験流路を使用した。Fig. 2-3 に試験流路の概要を、Fig. 2-4 に試験流路の構造を示す。試験流路は流路本体とパネルに分割した構造となっており、ボルトで締結した。また流路本体はアルミニウム、パネルは流れの可視化観察を行うために透明ポリカーボネートで作製した。試験流路は、長さ 273 mm の水平ヘッダに長さ 200 mm、幅 2 mm、奥行き 16 mm の分岐管が 25 mm 間隔で 10 本接続された構造であり、分岐管内の流れは垂直上昇流である。なお、カーエアコン用エバポレータ実機では出口側にもヘッダが設けられているが、本研究では各分岐管の冷媒分配率を測定する為、出口は独立した構造とした。

Fig. 2-5 に示すように、ヘッダ断面は自動車用蒸発器実機を模擬して四角形と半円を組み合わせた形状とし、入口には内径 14 mm のアルミ管を接続した構造とした。分岐管の断面を Fig. 2-6 に示す。扁平管の全長にわたり図のようなアルミ製のインナーフィンを挿入して蒸発器実機で用いられる伝熱管を模擬した。インナーフィンの両面の四隅に接着剤をつけて分岐管内に固定した。Fig. 2-4 に示すように分岐管側面の両側には空隙部分を設けており、この空隙部分の両側面にシートタイプのヒータ (Fig. 2-7 参照) を貼ることにより、分岐管を両側から加熱した。

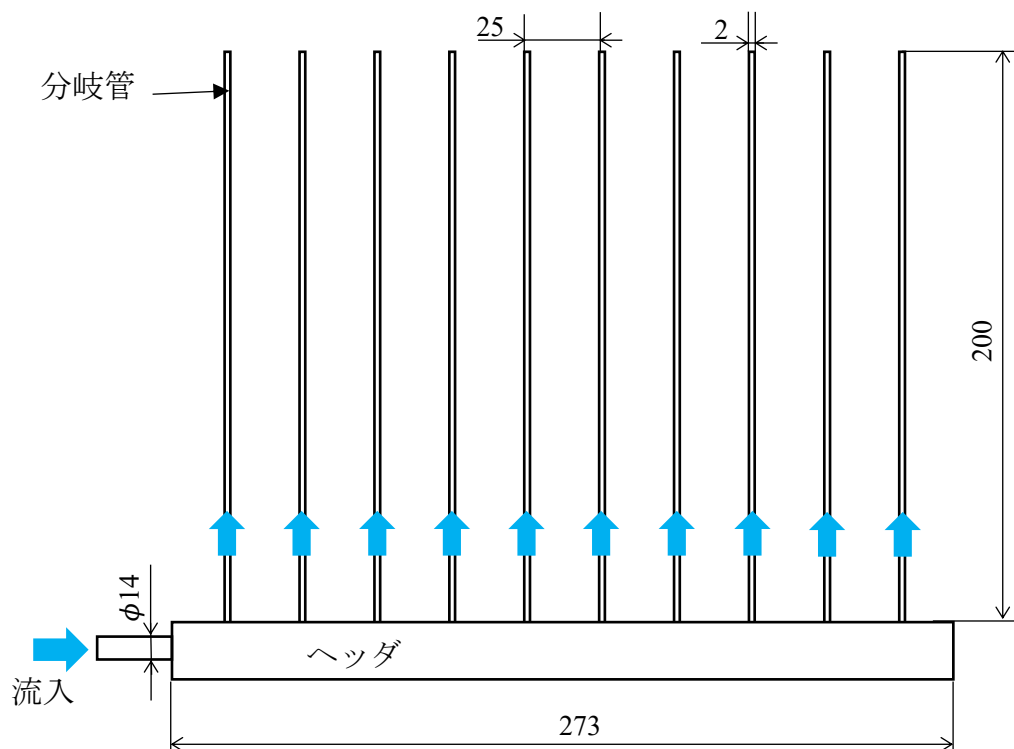


Fig. 2-3 試験流路の概要

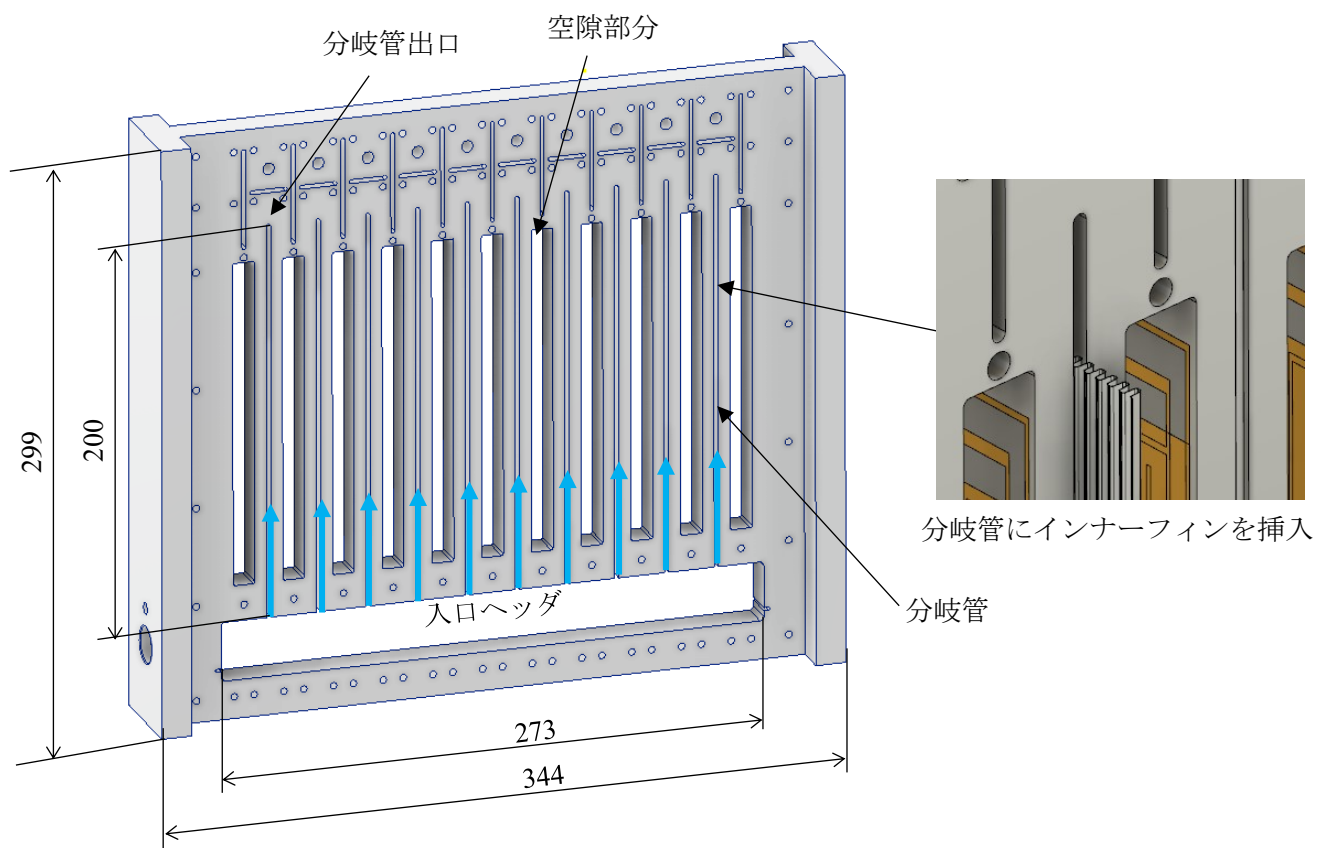


Fig. 2 - 4 試験流路本体の詳細

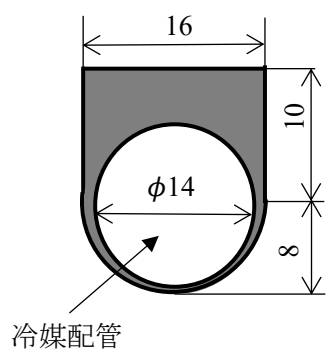


Fig. 2 - 5 入口ヘッダの断面

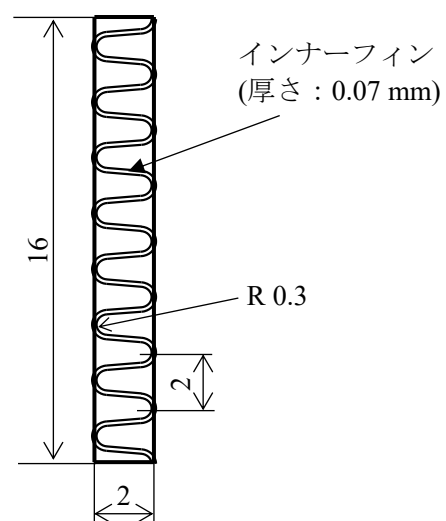


Fig. 2 - 6 分岐管の断面

## 2.5 分岐管加熱用ヒータ詳細

Table 2 - 1 に各分岐管を均等に加熱した際の熱負荷と熱流束を、Fig. 2 - 7 にヒータの詳細を、Fig. 2 - 8 に試験流路正面図（第 1, 第 2 分岐管のみ）と分岐管側面図を示す。Fig. 2 - 7 の灰色で示した部分が長さ 154 mm、幅 12.7 mm、厚さ 5  $\mu\text{m}$  のステンレス箔で、電気抵抗を大きくする為に回路状に加工してある。また、ステンレス箔とアルミニウム製の流路本体が接触すると短絡するため、ステンレス箔の両面を絶縁体である長さ 156 mm、幅 14 mm、厚さ 0.05 mm のポリイミドテープで覆う構造とした。Fig. 2 - 8 の赤色の線で示した部分がヒータの貼り付け位置で、各分岐管の両側面に接触熱抵抗を軽減するための銅箔の両面テープを用いて貼り付けて加熱を行なった。Fig. 2 - 8 の斜線部の空間には断熱材を挿入し、ヒータの表面を覆う構造とした。また、ヒータ本体がポリイミドテープの耐熱温度（200  $^{\circ}\text{C}$ ）を超えると破損する恐れがあるため、各ヒータの表面（断熱材側）には 3 個の T 型熱電対を取り付け、ヒータの上部、中部、下部の温度を測定した。この熱電対はヒータの温度監視用であり、分岐管の表面温度を測定するものではない。

Table 2 - 1 分岐管 1 本あたりの熱負荷と熱流束

分岐管 1 本あたりの熱負荷 $Q$ [W/本]	0	20	40	60	80
分岐管の 1 本あたり熱流束 [ $\text{kW}/\text{m}^2$ ]	0	1.7	3.3	5.0	6.7

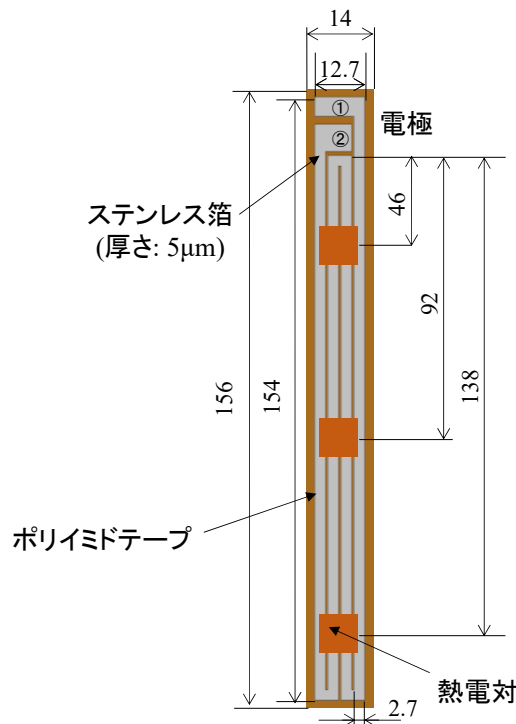


Fig. 2 - 7 ヒータの詳細

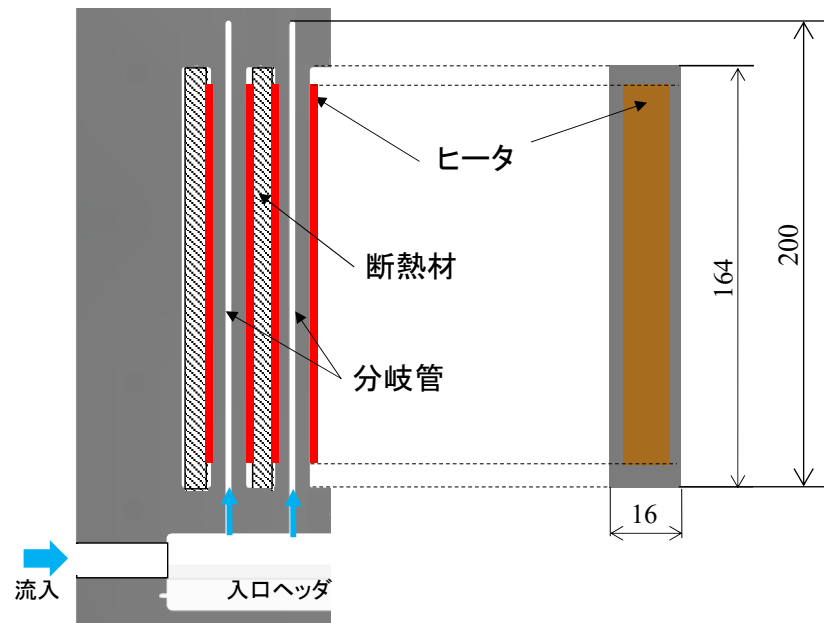


Fig. 2 - 8 試験流路正面図（左）と分岐管側面図（右）

#### 分岐管加熱用ヒータ投入電力

各分岐管加熱用ヒータの抵抗値を Table 2 - 2 に示す．ヒータは自作のため抵抗値に差が生じたが，抵抗値が比較的揃ったヒータを選んで使用した．トランスに加えた電圧値を Table 2 - 3 ～ 6 に示す．以下のように，印加電圧を決定しトランスによって熱負荷を変化させる．ここで，R は分岐管の右壁面，L は左壁面をそれぞれ示している（例として 1-R の場合，分岐管 1 本目の右壁面）．また，各分岐管の両壁面に貼り付けたヒータは，トランスにそれぞれ並列接続されているため，合計で 10 台のトランスを用いた．

Table 2 - 2 分岐管加熱用ヒータ抵抗値

分岐管番号	1-R	1-L	2-R	2-L	3-R	3-L	4-R	4-L	5-R	5-L
抵抗値 [ $\Omega$ ]	34.9	36.8	38.5	37.2	32.6	35.5	38.3	37.0	35.8	36.0
分岐管番号	6-R	6-L	7-R	7-L	8-R	8-L	9-R	9-L	10-R	10-L
抵抗値 [ $\Omega$ ]	33.8	37.1	35.8	35.9	35.0	36.5	32.5	35.2	32.9	35.3

Table 2 - 3 分岐管 1 本あたりの熱負荷 20 W の印加電圧

トランス番号 [-]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
印加電圧 [V]	18.93	19.45	18.44	19.40	18.95	18.81	18.93	18.90	18.51	18.45

Table 2 - 4 分岐管 1 本あたりの熱負荷 40 W の印加電圧

トランス番号 [-]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
印加電圧 [V]	26.77	27.51	26.07	27.44	26.80	26.60	26.78	26.73	26.17	26.10

Table 2 - 5 分岐管 1 本あたりの熱負荷 60 W の印加電圧

トランス番号 [-]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
印加電圧 [V]	32.78	33.69	31.93	33.60	32.82	32.58	32.79	32.74	32.05	31.96

Table 2 - 6 分岐管 1 本あたりの熱負荷 80 W の印加電圧

トランス番号 [-]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
印加電圧 [V]	37.85	38.90	36.87	38.80	37.89	37.62	37.87	37.81	37.01	36.91

## 2.6 多孔内管詳細

本研究では、液相分配の均一性向上を目的として、先行研究で有効であった流入側ヘッダに挿入した多数の細孔を設けた多孔内管から、冷媒を流路内に噴出させる内管分流方式を採用した。多孔内管の仕様は内径 4 mm, 外径 8 mm とした。この内管を使用した場合、内管入口の冷媒の質量流束  $G$  [ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ] は、本研究の最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  で  $G = 442.0 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , 最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  で  $G = 1104 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  となり、Fig. 2-9 Kattan-Thome-Favrat 線図<sup>(29)</sup> (冷媒 R-134a における水平流の流動様式を示した線図) より、内管入口の流動様式は環状流もしくは間欠流となることが分かる。内管の細孔を上向きに用いる場合、内管内の流動様式は細孔と液相が接触する環状流、もしくは間欠流が望ましく、気液が上下に分離した層状流は好ましくない。この事を考慮して内径を 4 mm とし、ヘッダへの固定方法と分岐管入口との距離 (6 mm) を考慮して外径を 8 mm と設定した。

Fig. 2-10 は入り口ヘッダ内に多孔内管を設置した図を示しており、灰色に塗られた箇所が多孔内管を示している。多孔内管の細孔ピッチは分岐管のピッチと同じ 25 mm とした。本研究では Case I, Case II の 2 種類の細孔位置の異なる内管を使用した。Case I は細孔が 1 列で 10 個設けられており、内管をヘッダ内に挿入した際に細孔が分岐管の真下に位置するように設計した。Case II は細孔が 1 列で 11 個設けられており、内管をヘッダ内に挿入した際に細孔が分岐管間の中間に位置するように設計した。細孔径  $\phi$  [mm], 細孔の向きは変化パラメータであり、次項で詳細を示す。

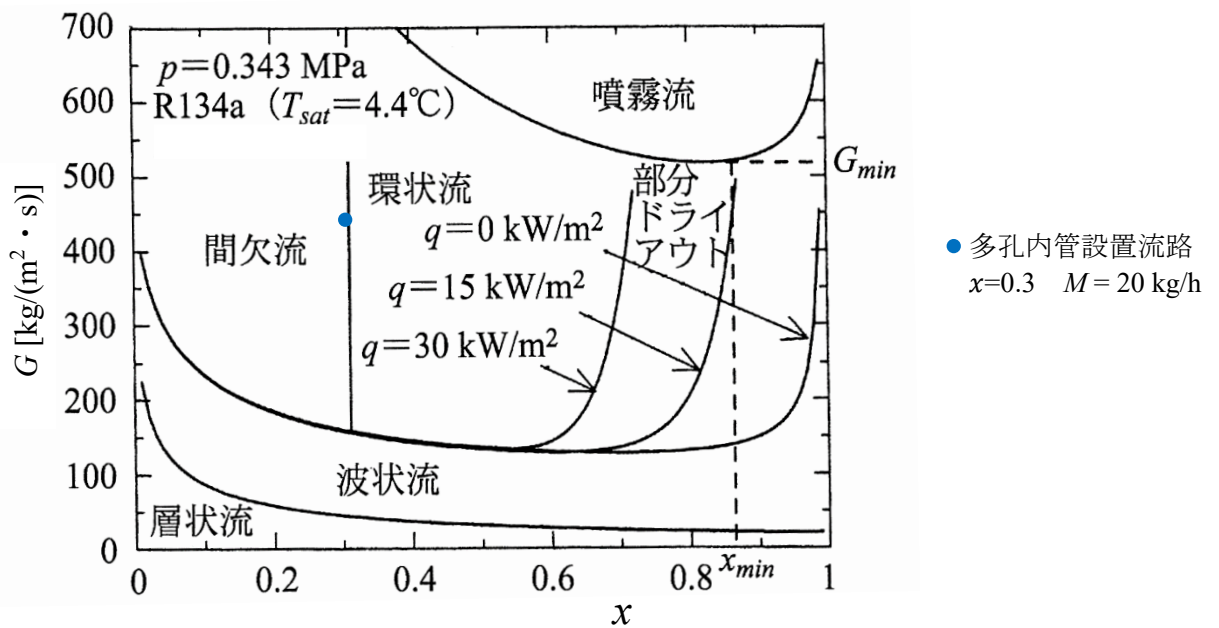
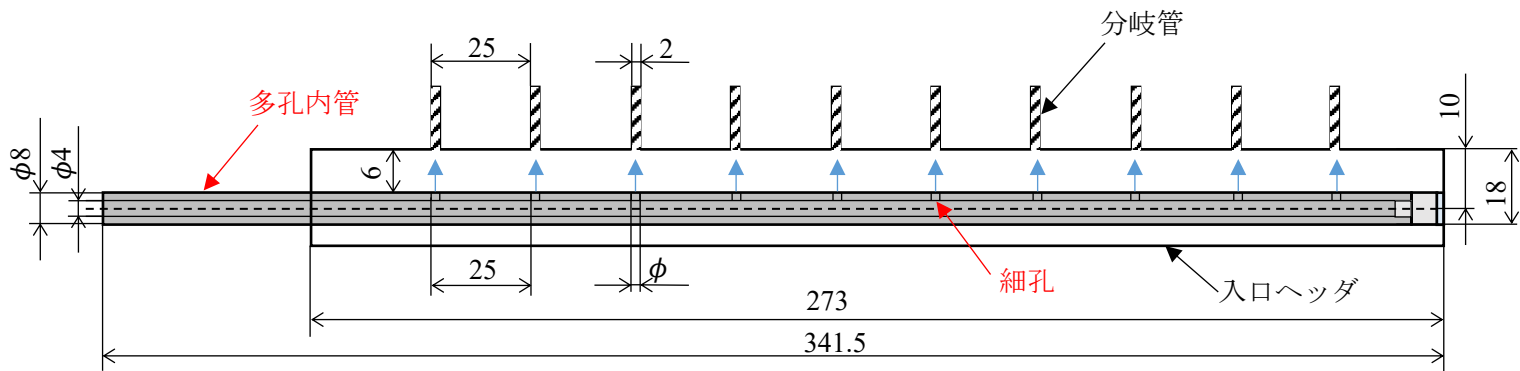
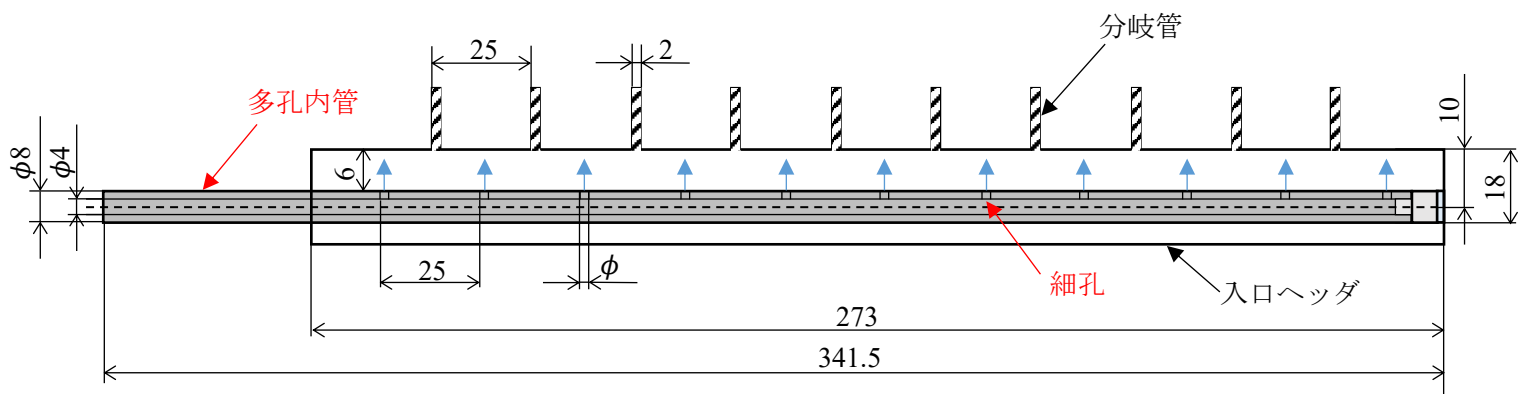


Fig. 2-9 Kattan-Thome-Favrat 線図



(a) Case I の多孔内管



(b) Case II の多孔内管

Fig. 2 - 10 多孔内管の詳細



## 2.7 多孔内管の条件

多孔内管の条件を Table 2 - 7 に示す．本研究ではパラメータとして (1) 細孔と分岐管入口との位置関係 (2) 細孔径 (3) 細孔の向きの3つを設定した．

(1) は前述した Case I, Case II の2種類の多孔内管を使用した．Case I は細孔が分岐管の真下に位置しており，細孔から噴出した液冷媒が直接流入することが期待される．Case II は細孔が分岐管間の中に位置しており，細孔から流出した液相はヘッダ上壁に衝突して液膜を形成し，分岐管へ流入する．そのため1本分の分岐管に対して2か所の細孔から噴出した冷媒が流入するため，各細孔から噴出する液相の流量が不均一でも，各分岐管への流入量としてはその影響が緩和されることが期待される．

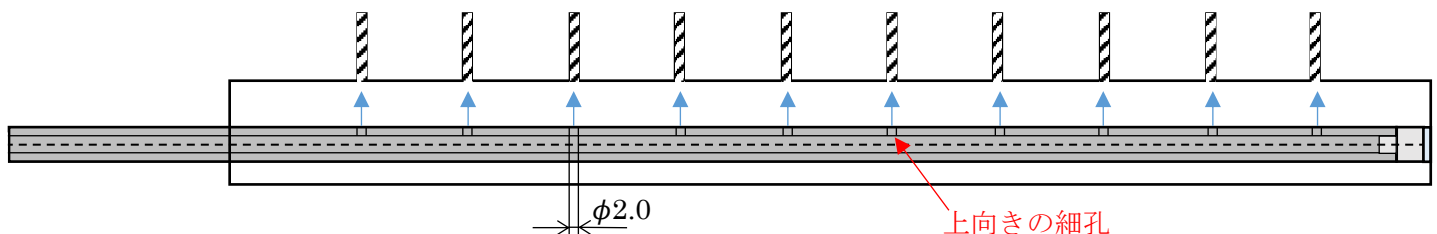
(2) は細孔径を 2.0 mm, 1.5 mm, 1.0 mm と設定した．細孔を小径化することで細孔通過時の圧力損失が増加するため，上流の細孔からの液噴出量が抑制され，より下流の細孔からの液噴出量が増加することが期待される．

(3) は細孔の向きを上向き（分岐管入口方向，Upward[U]）と下向き（ヘッダ底面方向，Downward[D]）に設定した．細孔が下向きの場合，冷媒の流れ方向が分岐管に流入するまでに180度偏向することで，ヘッダ内の気液の混合が促進されることが期待される．

上記の (1)~(3) の条件を組み合わせると，例えば CaseI-2.0-U (Case I を使用，細孔径 2.0 mm, 細孔を上向きに設置) のように表す．実験は，細孔位置と冷媒噴出方向の影響を比較するため CaseI-2.0-U, CaseII-2.0-U, CaseII-2.0-D の3条件，細孔径の影響を比較するため CaseII-1.5-D, CaseII-1.0-D の2条件，計5条件で行った．Fig. 2 - 11 に各条件の詳細図を示す．

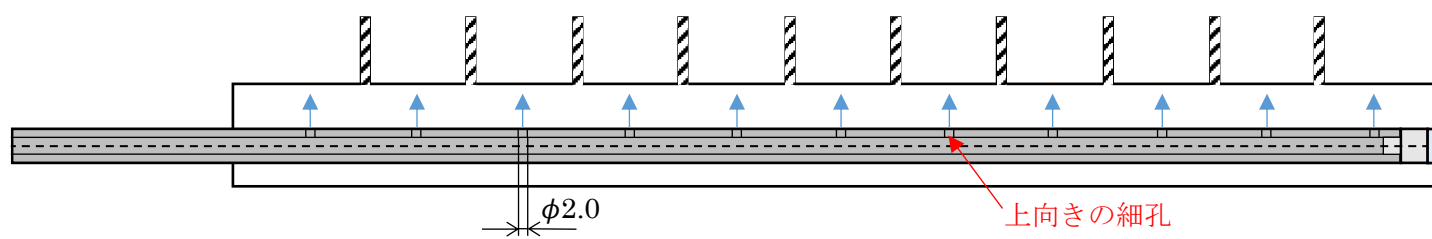
Table 2 - 7 多孔内管条件

		細孔径					
		2.0 mm		1.5 mm		1.0 mm	
		上向き[U]	下向き[D]	上向き[U]	下向き[D]	上向き[U]	下向き[D]
多孔 内管	Case I	CaseI-2.0-U					
	Case II	CaseII-2.0-U	CaseII-2.0-D		CaseII-1.5-D		CaseII-1.0-D

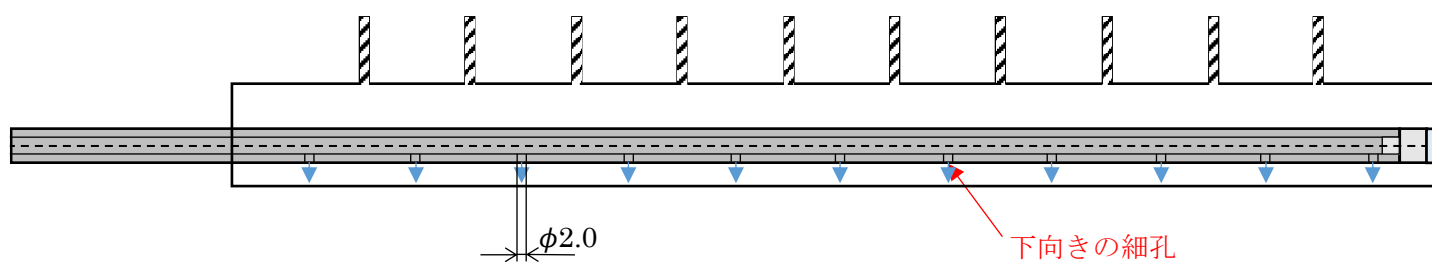


(a) CaseI-2.0-U

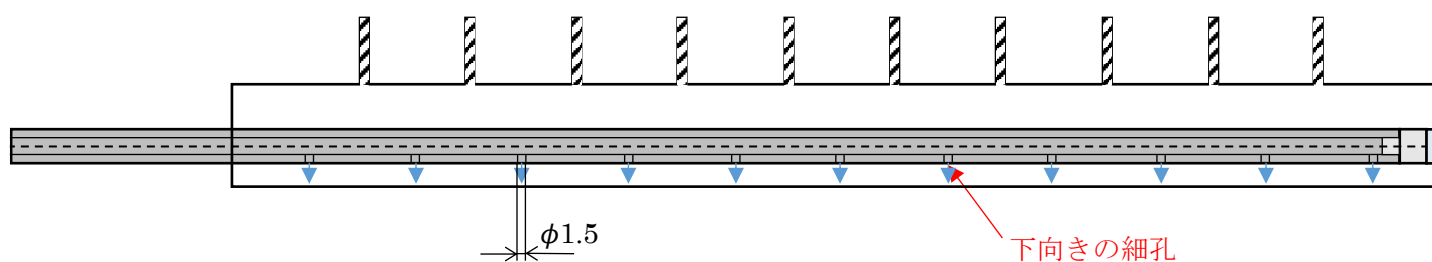
Fig. 2 - 11 多孔内管の設置状況



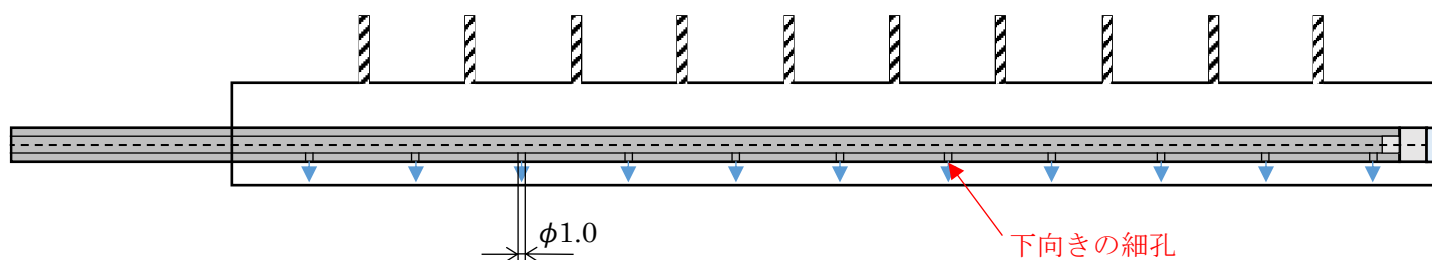
(b) CaseII-2.0-U



(c) CaseII-2.0-D



(d) CaseII-1.5-D



(e) CaseII-1.0-D

Fig. 2 - 11 多孔内管の設置状況

## 2.8 測定装置仕様

凝縮器出口において冷媒が完全に液化した事をサイトグラスによって確認し、直後に設置したコリオリ式の流量計により冷媒循環量を測定した。膨張弁前後に設置された测温抵抗体及び圧力計により温度及び圧力を測定し、それらの値から流路入口における冷媒のクオリティを算出した。ヘッド入口の流入条件、冷媒質量流量及びクオリティは、圧縮機回転数と膨張弁開度、蒸発器ファン回転数、凝縮器ファン回転数の制御で調整した。気液分配率測定に用いたヒータへの投入電力はクランプオンセンサにより測定した。分岐管加熱用ヒータへの投入電力は電圧測定用テスト、及び電流測定用センサにより測定した。Table 2 - 8 ~ 17 にそれぞれの仕様を示す。

Table 2 - 8 冷媒循環量測定器

OVALL 製 微小形コリオリ流量計 CoriMateII MODEL:CR002

定格流量範囲	0 ~ 75 g/min
使用流体温度	-10 ~ 60 °C
使用圧力範囲	2 MPa

Table 2 - 9 高圧側冷媒用圧力計

横河電機製 高精度小形圧力計 FP201-DC1-C20A\*B

代表レンジ	0 ~ 2 MPa
最大加圧	4 MPa
真空使用圧力下限	2.7 kPa abs
繰返し寿命	100 万回

Table 2 - 10 低圧側冷媒用圧力計

横河電機製 高精度小形圧力計 FP201A-CC1-C20A\*B

代表レンジ	0 ~ 1 MPa abs
最大加圧	2 MPa
真空使用圧力下限	2.7 kPa abs
繰返し寿命	100 万回

Table 2 - 11 測温抵抗体

タカハシサーモセンサー製 R-35M

抵抗値	Pt 100
クラス	A
規定電流	1 mA
常温限界温度	250 °C

Table 2 - 12 データロガー

グラフテック製 midi LOGGER GL800

サンプリング間隔	1 sec
時計精度	±0.002 %
使用温度範囲	0 ~ 45 °C
測定精度	±0.1 %

Table 2 - 13 ヒータ投入熱量記録用ロガー

日置電機製 クランプオンパワーロガー PW3360-10

有効測定範囲	90 ~ 780 V
基本電圧確度	±0.3 rad ±0.1 % f.s.
基本電力確度	±0.3 rad ±0.1 % f.s.+電流センサ確度
使用温度範囲	-10 ~ 50 °C

Table 2 - 14 電力センサ

日置電機製 クランプオンセンサ 9694

定格一次電流	AC 5 A
振幅確度	±0.3 % rad ±0.02 % f.s.
位相確度	±2°
使用温度範囲	0 ~ 50 °C

Table 2 - 15 分岐管ヒータ電圧測定用テスト

URXTRAL ZT-102 デジタルマルチメータ

代表レンジ	6.000 V ~ 60.00 V
分解能	0.01 V
基本電圧確度	$\pm(0.5 \% \text{ rad} + 3 \text{ dgt})$
最大電圧値	1000 V

Table 2 - 16 分岐管ヒータ電流測定用センサ

AC クランプメータ 3280-10F

交流電流レンジ	0 A ~ 42.00 A
分解能	0.01
基本電圧確度	$\pm(1.5 \% \text{ rad} + 5 \text{ dgt})$
最大入力電流	AC 2000 A

Table 2 - 17 分岐管ヒータ用トランス

YAMABISHI VOLT-SLIDER 61-18138

出力電圧	0 V ~ 260 V
分解能	0.6 V
出力変動率	5 %以下 (電圧)
最大電流	1 A

- ・ D.B.K.セラミックファンヒータ(室外機吸込空気加熱用)

日本ゼネラル・アプライアンス株式会社製 DCH800S

- ・ 可視化観察用カメラ

JVC 製 GC-P100

Panasonic DMC - FZ200

- ・ 冷媒蒸発用カートリッジヒータ

八光電機製 HLF1605 (定格 600 W)

## 2.9 試験流路入口条件及び実験手順

### 試験流路入口条件

試験流路入口における冷媒質量流量及びクオリティを Table 2 - 18 に示す。カーエアコンの運転状況を模擬するために、試験流路入口における圧力は 0.3 MPa (飽和温度 0 °C) に固定した。また、熱交換器出口で飽和蒸気になった場合の総熱交換量を Table 2 - 19 に示す。この交換熱量は自動車用カーエアコンの定格冷媒能力の 70 %以下に相当している。分岐管への加熱量と流路出口における冷媒の熱平衡クオリティの関係を Table 2 - 20 に示す。最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  で最大加熱量の場合は、流路出口では過熱蒸気になっている。

Table 2 - 18 実験条件

Quality $x$ [-]	Mass flow rate $M$ [kg/h]			
0.3	20	30	40	50

Table 2 - 19 熱交換器出口で飽和蒸気になった場合の総熱交換量

Mass flow rate $M$ [kg/h]	20	30	40	50
Total heat exchange amount $Q$ [kW]	1.1	1.7	2.2	2.8

Table 2 - 20 流路出口の冷媒の熱平衡クオリティ

	$M = 20 \text{ kg/h}$	$M = 30 \text{ kg/h}$	$M = 40 \text{ kg/h}$	$M = 50 \text{ kg/h}$
$Q_{total} = 200 \text{ W}$	0.48	0.42	0.39	0.37
$Q_{total} = 400 \text{ W}$	0.66	0.54	0.48	0.45
$Q_{total} = 600 \text{ W}$	0.84	0.66	0.57	0.52
$Q_{total} = 800 \text{ W}$	1.03	0.78	0.66	0.59

実験は以下の手順で行った。

### 準備

1. 試験流路の各分岐管出口に銅管を介して取り付けした三方弁が、全て集合管2（冷媒循環装置に流れる方の集合管）へ接続されていることを確認する。
2. 圧縮機を動作させ冷媒を循環させる。ここで圧縮機回転数と電子膨張弁開度、蒸発器ファン回転数、凝縮器ファン回転数を制御し試験流路入口における冷媒質量流量及びクオリティを調整する。
3. 各分岐管を加熱するため、トランスで投入電力を制御する。
4. 膨張弁手前に取り付けたサイトグラスより冷媒が完全に液単相になっていることを確認する。

### 実験

1. 気液分配量を測定する分岐管を流れる冷媒の流れを、三方弁により集合管1へ切り替える。
  2. 集合管1出口のコイルヒータに熱を加え、冷媒をガス単相になるまで加熱し、温度が一定値を保つよう制御する。同時に圧縮機回転数、膨張弁開度、蒸発器ファン回転数、凝縮器ファン回転数を制御し、試験流路入口における冷媒質量流量及びクオリティを調整する。
  3. 集合管1と集合管2での圧力差が零となるようにバルブ開度を調節する。
  4. 流動が安定したことを確認後、カメラを作動させ、各位置における冷媒流動を撮影する。同時にデータロガーを作動させ、各パラメータを記録する。なお、気液分配量を算出するための実験値の記録は5分間行い、積算値を実験結果として取り扱う。
- 以上の手順を各分岐管につき繰り返し行い、全分岐管の冷媒分配率を測定する。

## 第3章 実験結果及び考察



- 3.1 はじめに
- 3.2 多孔内管を用いた液相分配の均一化
  - 3.2.1 細孔位置と冷媒噴出方向の影響
  - 3.2.2 細孔径の影響
- 3.3 分岐管への熱負荷が液相分配に与える影響
  - 3.3.1 均等加熱条件
    - 3.3.1.1 標準流路
    - 3.3.1.2 多孔内管設置流路 (CaseII-2.0-U)
    - 3.3.1.3 多孔内管設置流路 (CaseII-1.5-D)
  - 3.3.2 不均等加熱条件
    - 3.3.2.1 多孔内管設置流路 (CaseII-1.5-D)



### 3.1 はじめに

本研究では、カーエアコンに用いられるパラレルフロー型熱交換器を模擬した多分岐管内の気液二相冷媒流について、液相分配の均一化及び、液相分配に及ぼす分岐管への熱負荷の影響を調べることを目的とし、流れの可視化観察と各分岐管における気液分配率の測定を行った。冷媒循環装置には自動車用 HVAC ユニットを用い、冷媒は R-134a を使用した。分岐管の流れは垂直上昇流である。

本研究では、液相分配の均一性向上を目的として、先行研究で有効であった流入側ヘッダに挿入した多数の細孔を設けた多孔内管から、冷媒をヘッダ内に噴出させる内管分流方式を採用した。本研究で用いた流路は、以前の流路と分岐管断面形状や入口ヘッダへの分岐管突き出し量、分岐管出口の形状が異なるため、断熱系において改めてデータを取得した。その際に多孔内管の仕様も以前の研究よりも広く変化させ、多孔内管の効果を検討した。

まず断熱条件下で、多孔内管の細孔の位置、細孔径、細孔の向きを変化させながら流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量を求め、多孔内管の効果を実験的に検討した。さらに分岐管に与える熱負荷が液相分配に及ぼす影響を調べることを目的とし、液相分配の均一性向上の効果が見られた多孔内管を流路に適用し、加熱条件で流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量の測定を行った。

何れの実験においても試験流路のヘッダ入口における流入条件は、圧力 0.3 MPa、クオリティ 0.3、冷媒流量 20 ~ 50 kg/h に設定した。また、合計 20 枚の分岐管加熱用ヒータを 10 個のトランスで制御し、各分岐管に与える熱負荷を変化させた。分岐管への熱負荷  $Q$  は自動車用蒸発器の総熱交換量を考慮して  $Q = 20 \sim 80$  W/本と設定し、各分岐管に同一の熱負荷を与える均等加熱条件で実験を行った。さらに、分岐管毎に異なる熱負荷を与える不均等加熱条件についても実験を行い、加熱方法の違いによる液相分配への影響を検討した。

### 3.2 多孔内管を用いた液相分配の均一化

本研究では、液相分配の均一性向上を目的として、入口ヘッダに多孔内管を挿入した流路（内管設置流路）を用いて冷媒流の可視化と気液分配率測定を行った。多孔内管には Case I および Case II の細孔数や細孔位置の異なる 2 種類を使用した。Case I の多孔内管は細孔が 1 列で 10 個設けられており、ヘッダ内へ挿入した際、細孔が分岐管入り口の真下に位置するように設計されている。Case II の多孔内管は細孔が 1 列で 11 個設けられており、ヘッダ内へ挿入した際、細孔が隣り合う分岐管の中間に位置するように設計されている。

### 3.2.1 細孔位置と冷媒噴出方向の影響

まず，多孔内管の細孔位置の変化が流路内の流動状態と気液分配特性に及ぼす影響を検討するため，細孔位置の異なる Case I と Case II の多孔内管について細孔径 2.0 mm の条件で液相分配の均一性向上に対する効果を評価した．Case I，Case II 何れも細孔は鉛直上向き（CaseI-2.0-U，CaseII-2.0-U）で実験を実施した．次に，多孔内管の冷媒噴出方向の影響を検討するため，Case II の多孔内管について細孔を鉛直下向き（CaseII-2.0-D）に変更して実験を実施した．なお，細孔が鉛直下向きの条件は，細孔から噴出した冷媒がヘッダ底面に衝突することで生じるヘッダ内の気液の混合が気液分配特性に及ぼす影響を調べることが目的であり，この影響は細孔位置には依存しないと考えられるため，Case II の多孔内管のみで実験を行った．

#### 冷媒流の可視化観察

内管設置流路における断熱条件の可視化実験の結果について考察する．Fig. 3 - 1 に代表的な例として CaseI-2.0-U ( $M=20 \text{ kg/h}$ ) の流路全体画像を示す．図中の黄色の破線は内管の外形を示しており，番号は分岐管の位置（「1」が最上流の第1分岐管）を示している．図より，冷媒は入口ヘッダ左方から流入し，各分岐管へと分配され分岐管頂点の出口から流路外へと排出される．本研究では主に入口ヘッダに着目し観察を行った．

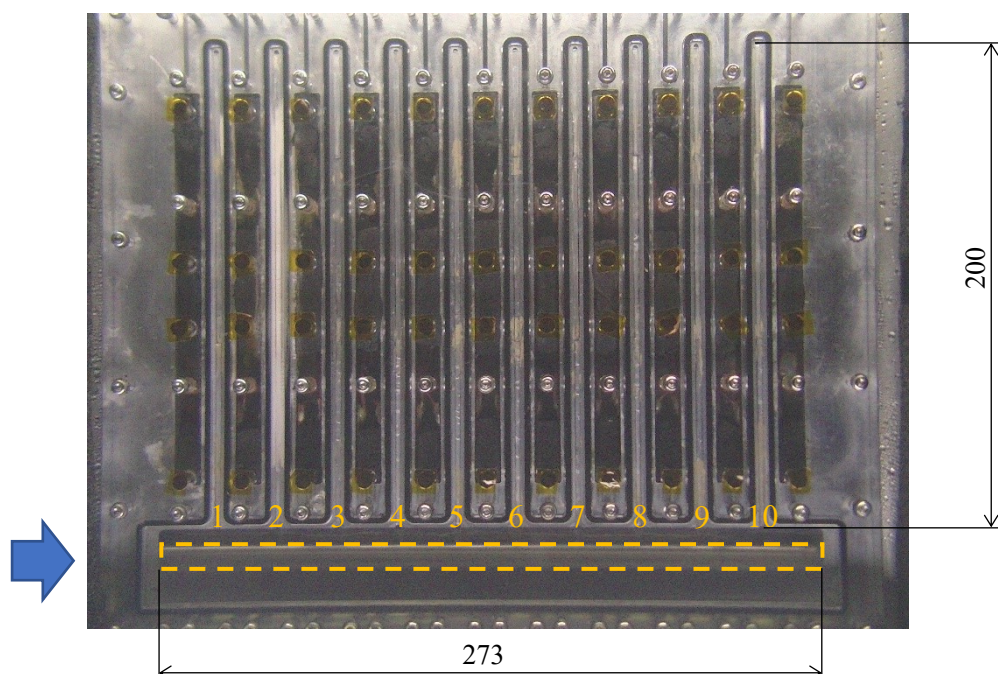


Fig. 3 - 1 全体画像 CaseI-2.0-U ( $M=20 \text{ kg/h}$ )

各試験流路で撮影した入口ヘッダにおける流動状態の可視化結果を Fig. 3 - 2 ~ 5 に示す。各図には各冷媒質量流量における結果が示してある。図中の黄色の破線は多孔内管の外形を示し、白線は気液界面を示している。

内管を挿入しない標準流路の場合 (Fig. 3 - 2) , 冷媒は気液が上下に分離した層状流の状態でヘッダへ流入し、ヘッダ内では波を伴う波状層状流が発生していた。この波はヘッダ内で間欠的に発生しており、波により液面がヘッダ上面の分岐管入口に接することで、液冷媒が分岐管に分配されると考えられる。最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、気相はヘッダの上流域に偏って存在しており、気液界面には波が間欠的に発生している。動画では中流域の分岐管に波が接触し、液相が分岐管に流入する様子を観察した。 $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、気相がより下流域まで残存し、波の発生位置が下流へと推移した。最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では、気相は第 10 分岐管まで到達する様子が観察され、気液界面のせん断力の増加により波の発生位置がさらに下流域に移動した。そのため、上流域から中流域の分岐管に波が接触しにくくなり、下流域の分岐管の入口に波が高頻度で接触する様子を観察した。

CaseI-2.0-U の場合 (Fig. 3 - 3) , 内管の全細孔から液相が分岐管入口へ上向きに噴出する様子が観察された。細孔から噴出した液冷媒は分岐管入口に衝突し、一部が分岐管に入りきらずヘッダ内に流下していた。最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、多孔内管は常時液相内に没入しており、気相は下流域のヘッダ上部に僅かに存在していた。 $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、冷媒流量の増加に伴いヘッダ内の気相量が増加し、ヘッダ上流域や中流域においても上部に気相の層が存在する様子を観察した。気液界面は分岐管からヘッダ内へ流下する液冷媒により乱されていた。最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では、ヘッダ上部の気相の厚さが増加し、下流域で気液界面が内管の上部が浮き出るほどの高さまで断続的に下がる様子が観察された。気液界面はヘッダ全域で乱れていた。

CaseII-2.0-U の場合 (Fig. 3 - 4) , 内管の全細孔から液冷媒が噴出しており、噴出した液冷媒がヘッダ上面に衝突する様子を観察した。分岐管入口付近から液相がヘッダ内に滴り落ちる様子が観察されたことから、ヘッダ上壁に衝突した液相は液膜となって壁に沿って分岐管入口まで広がり、その一部が各分岐管に流入していると考えられる。分岐管に入りきらなかった液相はヘッダ内に貯留していた。各冷媒流量における流動状態は CaseI-2.0-U と定性的に一致しており、冷媒流量の増加に伴いヘッダ上部の気相量が増加し、ヘッダ上面から滴り落ちた液冷媒が気液界面を乱す様子を観察した。したがって、ヘッダ内の流動には細孔位置の影響が明確には現れないことが確認された。

CaseII-2.0-D の場合 (Fig. 3 - 5) , 静止画では分かりづらいが、動画の観察では、内管の全ての細孔から連続的に流出した気泡が気液界面を持ち上げ、分岐管の入口に液相が接触する様子を観察した。最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、ヘッダ上流域において分岐管入口と液相が断続的に接触する様子が見られたが、下流域の分岐管では液相の接触頻度が少なくなる様子が観察された。これは内管内を流れる冷媒の大部分が上流域の細孔から噴出し、下流域の細孔まで到達する冷媒の量が少なく、下流域の細孔からの噴出が間欠的になったため

であると考えられる． $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では，冷媒流量の増加に伴い内管の細孔から生じる気液の量が増加することで気液の混合が促進され，気液界面が乱れる様子を観察した．最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では，ヘッダ全域で気液界面が乱れていたが，下流域における気液界面の乱れは比較的穏やかであり，下流域における液相と分岐管の接触頻度は少なかった．



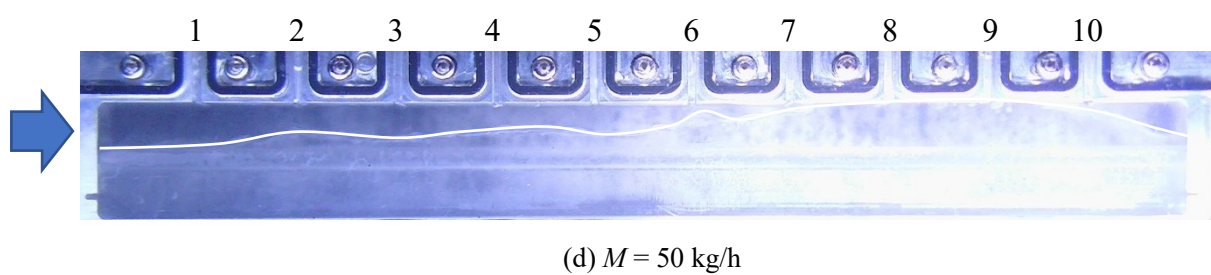
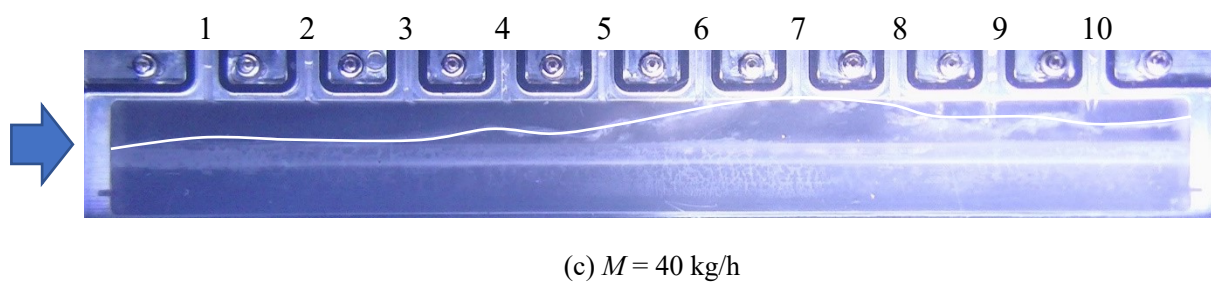
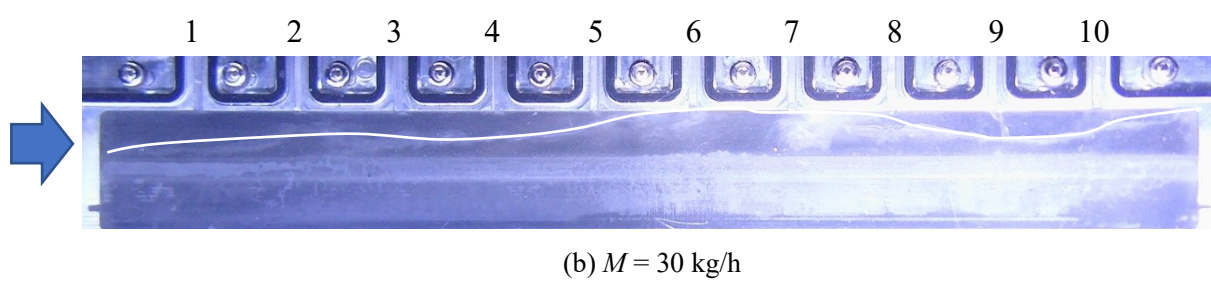
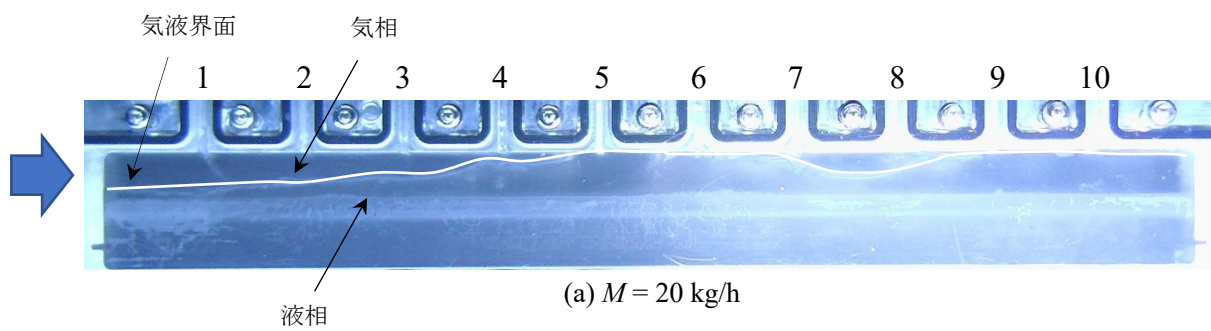


Fig. 3 - 2 入口ヘッダ可視化画像 (標準流路)

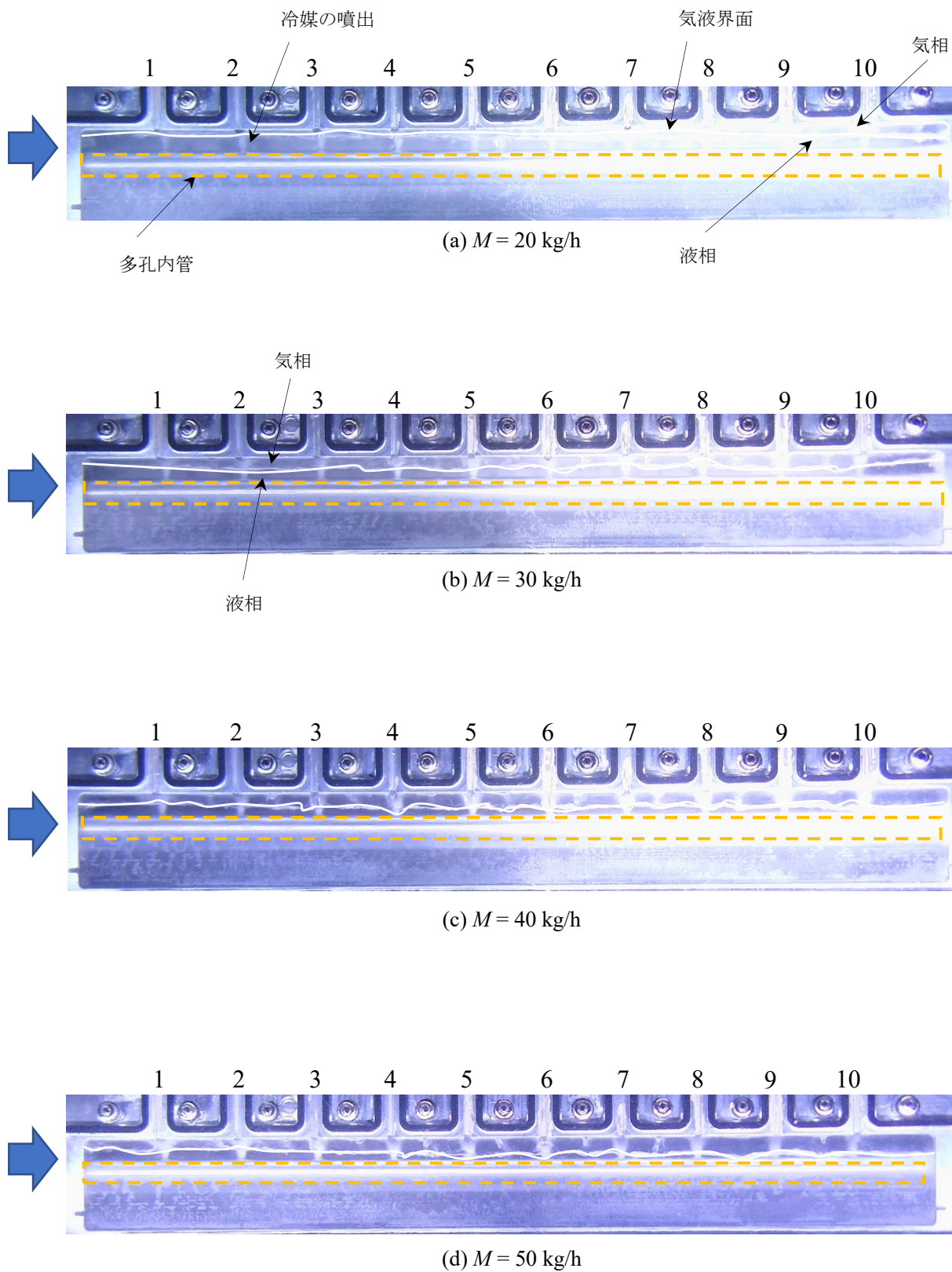


Fig. 3-3 入口ヘッダ可視化画像 (CaseI-2.0-U)

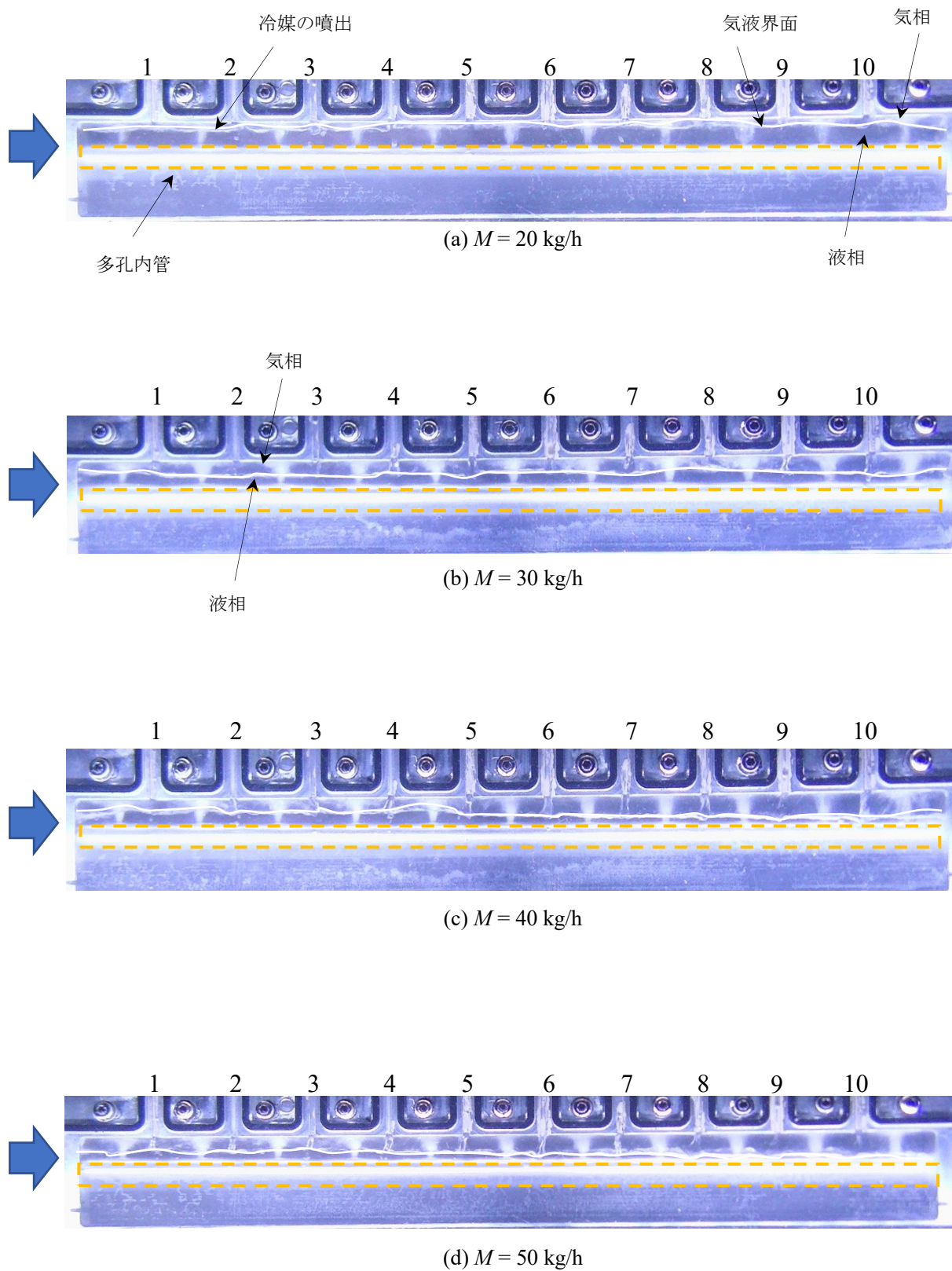


Fig. 3 - 4 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-2.0-U)



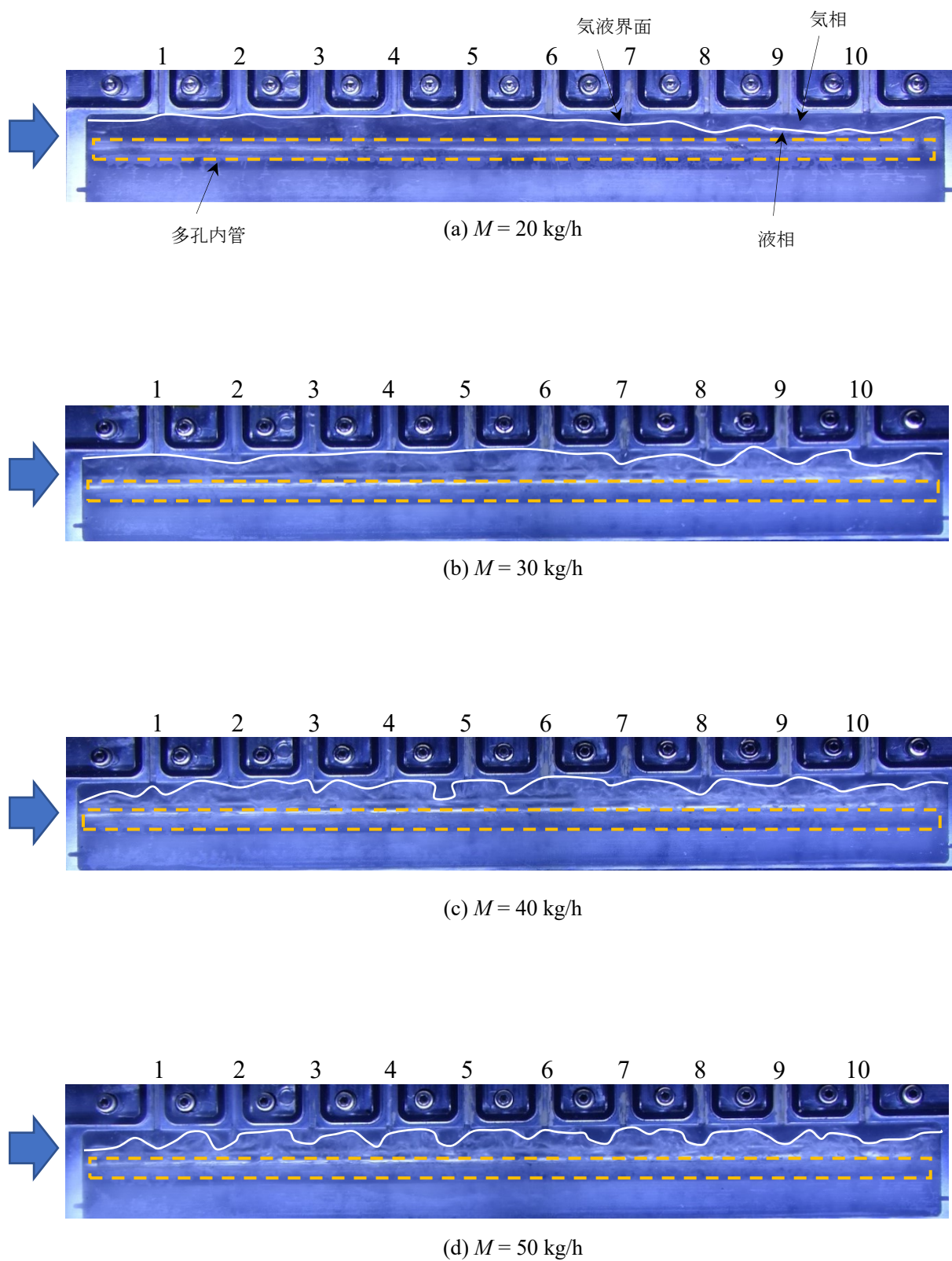


Fig. 3 - 5 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-2.0-D)



### 気液分配率測定結果

次に、気液分配率のグラフを示す。Fig. 3 - 6 ~ 9 に気液分配率の測定結果のグラフをまとめた。グラフの赤色は気相分配率、青色は液相分配率を示している。横軸は分岐管番号を表しており、“1”がヘッダ入口に最も近い分岐管に対応している。縦軸の分配率は各分岐管における気相分配率  $M_{gi}/M_g$  ( $M_g$ : ヘッダ入口における全気相流入量,  $M_{gi}$ : 各分岐管の気相分配量 ( $i = 1 \sim 10$ )) 及び液相分配率  $M_{li}/M_l$  ( $M_l$ : ヘッダ入口における全液相流入量,  $M_{li}$ : 各分岐管の液相分配量 ( $i = 1 \sim 10$ )) を示している。各分配率の値が 0.1 に近い程、均一な分配であることを意味する。

内管を挿入しない標準流路の場合 (Fig. 3 - 6), 気相は最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、上流域の分岐管に分配が偏る傾向を示した。  $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、冷媒流量の増加に伴い下流域の分岐管への分配が増加した。最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では、気相は全分岐管に 7 ~ 13 % 分配されており、高い均一性が認められる。これはヘッダ内の可視化観察で  $M = 50 \text{ kg/h}$  では気相が全長にわたって存在していたことに対応している。液相は最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、中流域の分岐管に多く分配される傾向が認められ、第 1 ~ 第 3 分岐管には殆ど分配されず、第 5 ~ 第 8 分岐管に 90 % 程度の液相が分配されている。可視化観察よりヘッダ内では波が発生しており、波が分岐管の入口に接し始める位置から液相の分配が始まると推察される。  $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、液相はより下流域の分岐管に偏って分配されるようになり、最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では、第 7 ~ 第 10 分岐管に 90 % 程度の液相が分配されている。可視化観察で見られたように、流量の増加に伴い波の発生位置が下流へと推移し、液相がより下流の分岐管の入口に接することに対応している。

Case1-2.0-U の場合 (Fig. 3 - 7), 気相は何れの冷媒流量においても高い均一性を示した。液相は最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、上流域と下流域の分岐管に偏って分配され、第 5 ~ 第 8 分岐管の液相分配量は少なくなった。  $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、冷媒流量の増加に伴う液相分配の変化は小さいが、第 10 分岐管において液相分配が徐々に増加した。最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では、第 10 分岐管で液相分配の最大値を示した。

ここで、内管内の流動様式から液相分配について考察する。流動様式の推定には Fig. 3 - 10 に示した Kattan-Thome-Favrat 線図<sup>(29)</sup>を用いる。線図上に冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  の条件における内管の各細孔通過後の質量流束をプロットした。なお、各細孔通過後の質量流束は、各細孔からの冷媒噴出量と各分岐管への冷媒分配量が一致するものと仮定して算出した。 Fig. 3 - 10 より、内管流入時の冷媒の流動様式は環状流であり、環状流の上部の液相が第 1 ~ 第 5 細孔から噴出する。第 6 細孔付近で管内の流れが環状流から波状流へと遷移することで、細孔からの液噴出量が減少し、中流域の分岐管で液相分配が減少したと推察される。また、内管の下部の液相は下流に押し流され、残った液相が内管の端壁に当たって押し出されることで、下流域の細孔からの液噴出量が再び増え、第 9, 第 10 分岐管で液相分配が増加したと推察される。冷媒流量が増加すると内管の端壁まで残存する液冷媒が増加すると考えられるので、冷媒流量の増加に伴い第 10 分岐管で液相分配が増加したと推察される。

CaseI-2.0-U と標準流路を比較する．CaseI-2.0-U の方が何れの冷媒流量においても液相分配の最大値が若干低下しており，標準流路では液相の分配が認められなかった分岐管にも分配されているため，液相分配の均一性は向上している．しかし，上流域と下流域の分岐管への液相分配に大きな偏りが見られ，液相分配を均等にするまでには至らなかった．

CaseII-2.0-U の場合 (Fig.3-8)，気相は何れの冷媒流量においても高い均一性を示した．液相は最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では，CaseI-2.0-U と同様に上流域と下流域の分岐管に偏って分配されたが，液相分配の最大値は 20 %以下となり CaseI-2.0-U と比べて偏りは僅かに緩和されている． $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では，冷媒流量の増加に伴い中流域の分岐管への液相分配が徐々に増加し，均一性が向上した．最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では，中流域の分岐管への液相分配がさらに増加し，液相分配の最小値は  $M = 20 \text{ kg/h}$  で 1 %であったが 4 %へと改善され均一性が向上した．

CaseII-2.0-U と CaseI-2.0-U を比較する．CaseII-2.0-U の方が何れの冷媒流量においても上流域と下流域の分岐管の液相分配の偏りが緩和されており，一方で CaseI-2.0-U において液相分配が乏しかった中流域の分岐管への分配が増えたため，CaseII-2.0-U の方が液相分配の均一性向上の効果が高いと言える．この要因として，Case IIでは冷媒が分岐管間の中間位置で噴き出すことで，液相は液膜となってヘッダ上面を流れて分岐管に流入することが考えられる．これにより，1 本分の分岐管に対して 2 か所の細孔から噴出した冷媒が流入するため，各細孔から噴出する液相の流量が不均一でも，各分岐管への流入量としてはその影響が緩和されると考えられる．

CaseII-2.0-D の場合 (Fig.3-9)，気相は何れの冷媒流量においても高い均一性を示した．液相は最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では，上流域から中流域の分岐管に多く分配されており，下流域の分岐管への分配は少ない結果となった．これは内管の下部の液相が第 1 細孔から徐々に流出し，下流域で液相が不足したためだと推察される．入口ヘッダの可視化結果では，下流域の細孔からの液噴出量が減ることで，第 8～第 10 分岐管の入口と液相の接触頻度が少ない様子が観察され，可視化観察と気液分配率の結果の整合性が確認された． $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では，冷媒流量の増加に伴う液相分配の変化は見られない．最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では，下流域の第 8～第 10 分岐管で液相分配が僅かに増加した．これは冷媒流量の増加に伴い内管の下流域の細孔まで到達する液冷媒が増加したためだと推察される．

CaseII-2.0-D と CaseII-2.0-U を比較する．CaseII-2.0-D では何れの冷媒流量においても液相分配の上流域への偏りが強まり，液相分配の最大値も増加したため，均一性向上の効果は見られなかった．本条件は冷媒を内管の細孔から下向きに噴出し，分岐管に流入するまでに流れ方向を 180 度偏向させることで，ヘッダ内の気液の混合が促進され，液相分配の均一性が向上することが期待されたが，期待された結果は得られなかった．これは，内管の下部から多くの液相が上流域の細孔から噴出し，下流域に達する液相量が少ないことが要因だと考えられる．改善策として内管の細孔を小径化し，上流域の細孔から噴出する冷媒の量を減少させて，下流に達する液相量を増加させる手法が考えられる．

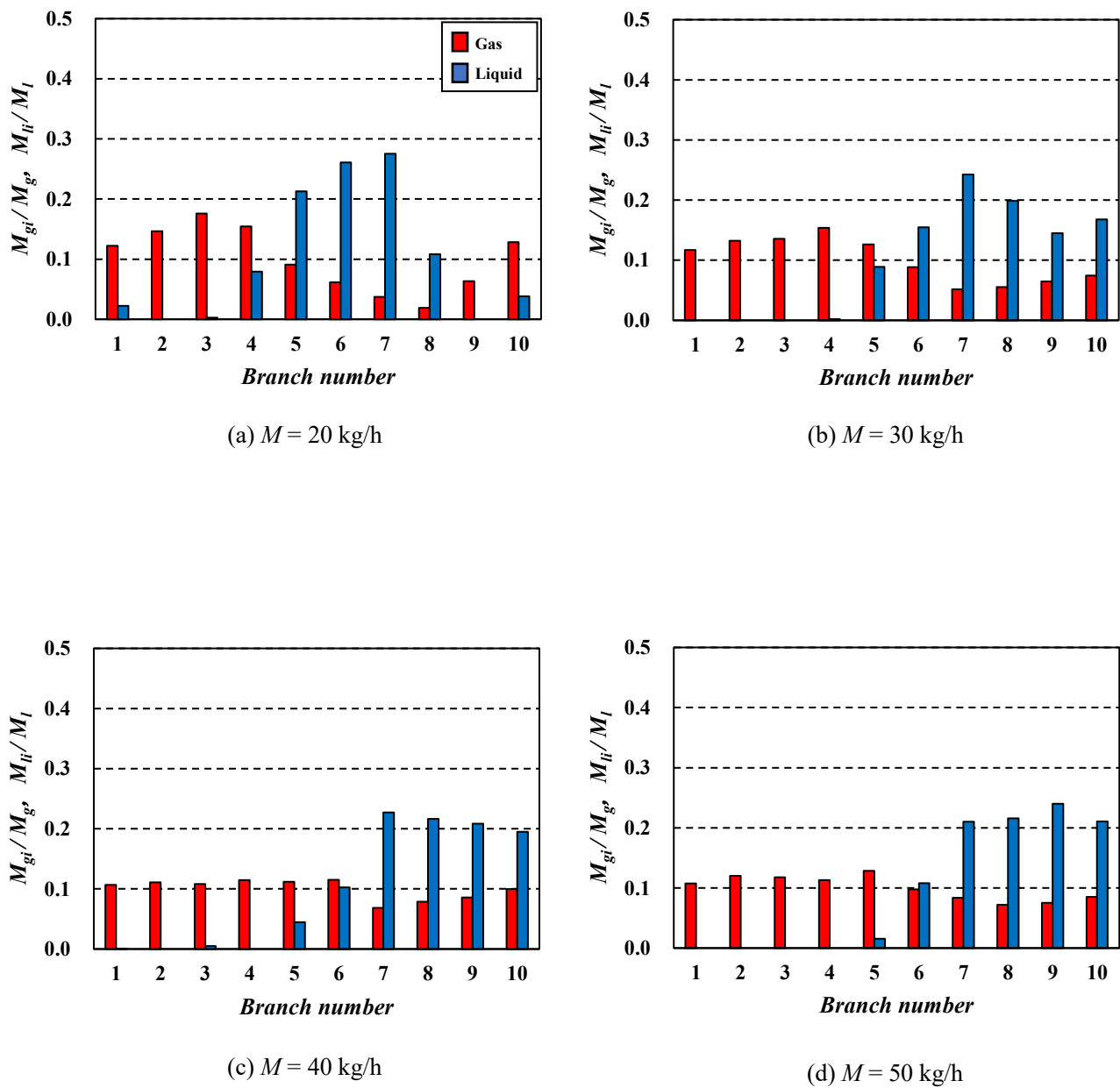


Fig. 3 - 6 気液分配率 (標準流路)

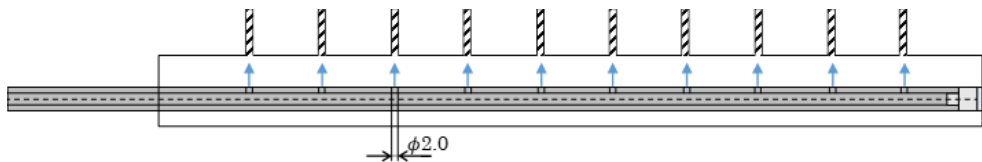
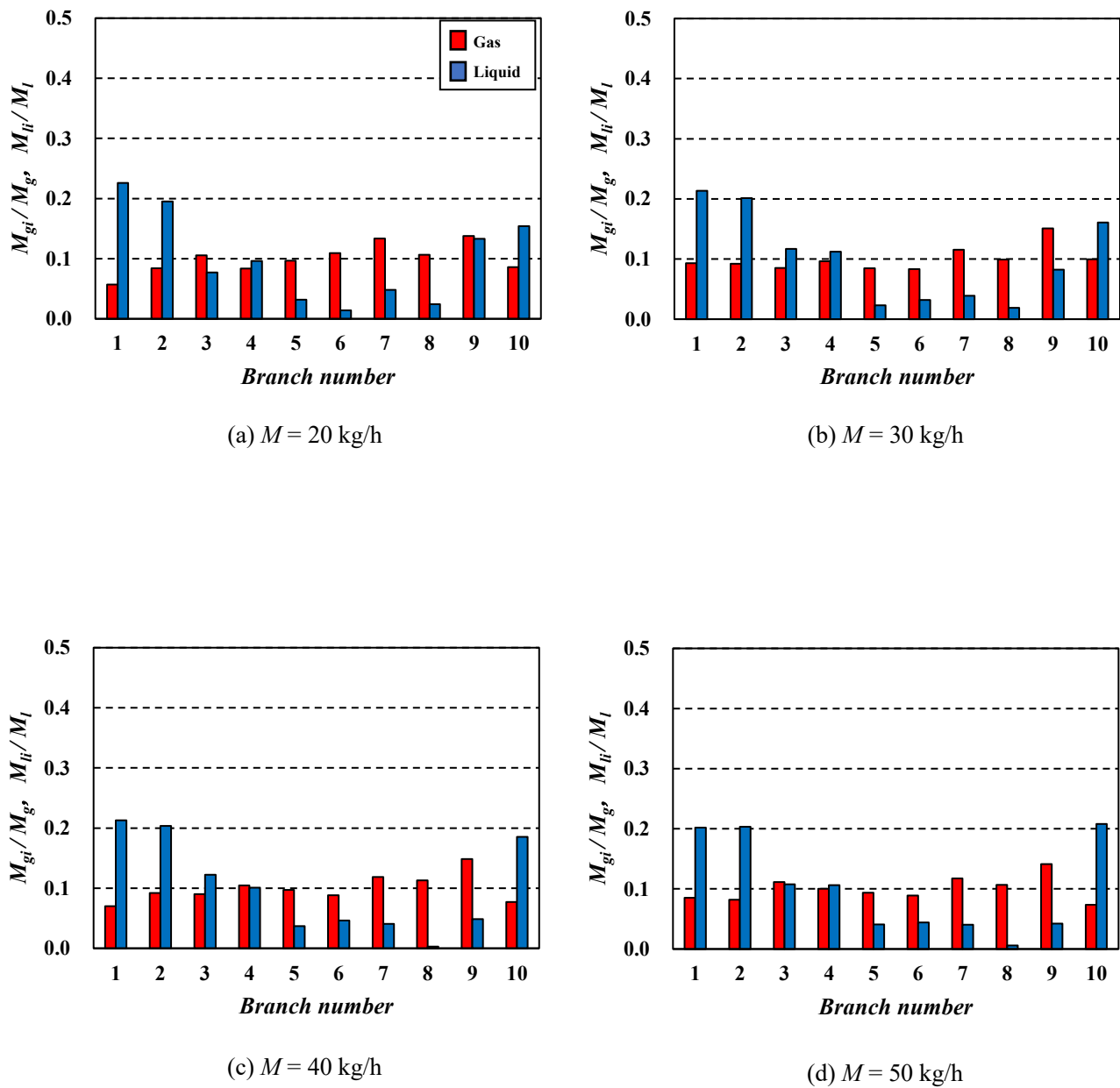


Fig. 3 - 7 気液分配率 (CaseI-2.0-U)

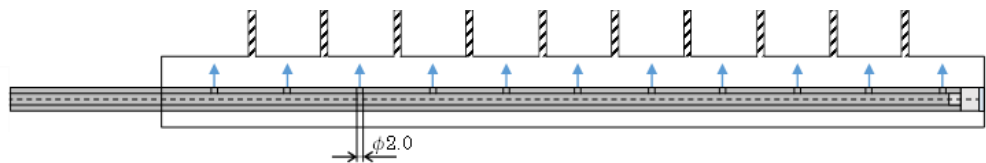
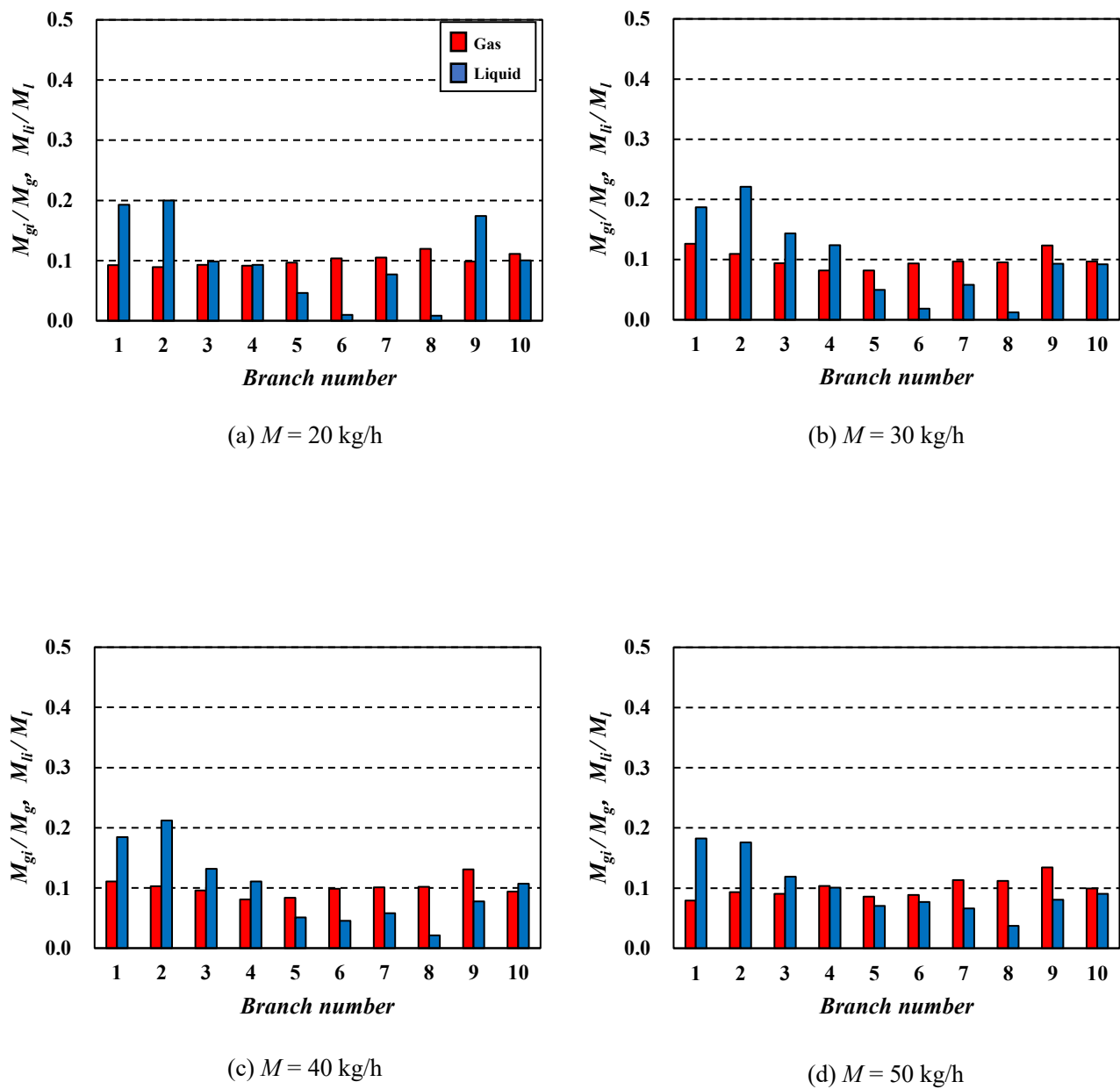
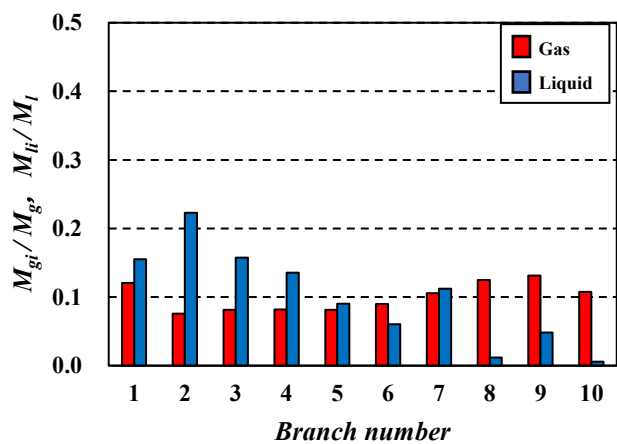
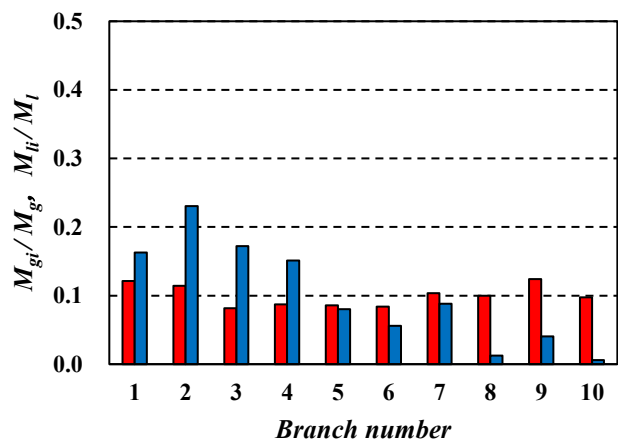


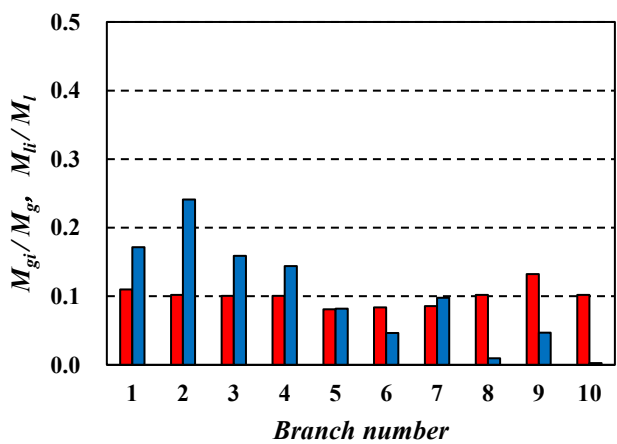
Fig. 3 - 8 気液分配率 (CaseII-2.0-U)



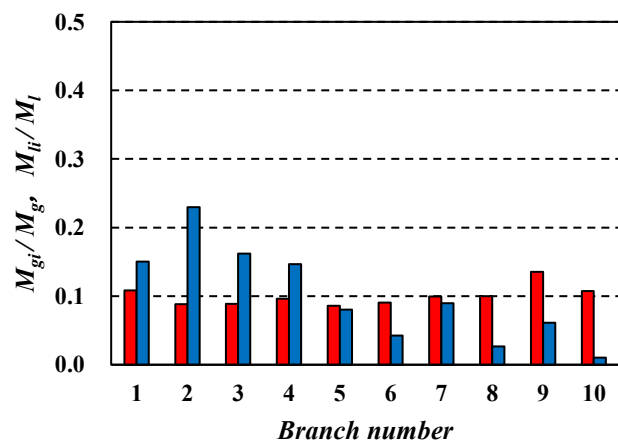
(a)  $M = 20$  kg/h



(b)  $M = 30$  kg/h



(c)  $M = 40$  kg/h



(d)  $M = 50$  kg/h

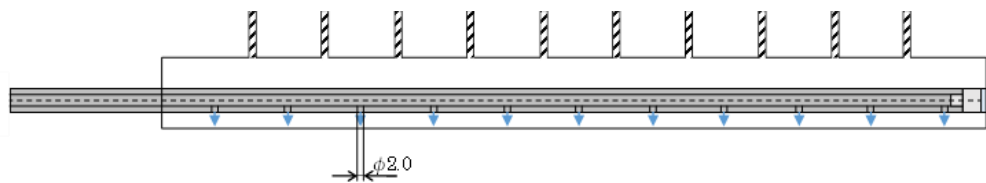


Fig. 3 - 9 気液分配率 (CaseII-2.0-D)

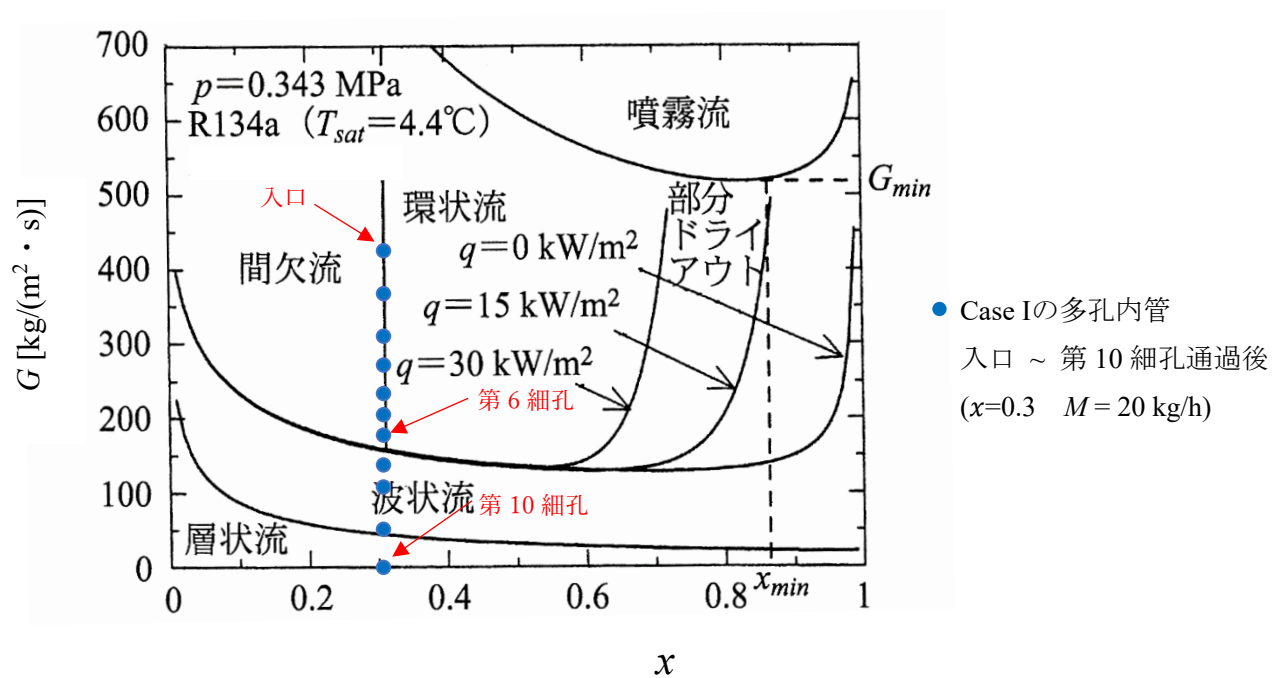


Fig. 3 - 10 Kattan-Thome-Favrat 線図<sup>(29)</sup>

### 液相分配率の標準偏差及び重心位置

本研究では内管の仕様が液相分配の均一性に及ぼす効果を定量的に評価するために、液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  と液相分配率の累積値が 0.5 となる分岐管の位置、すなわち液相分配の重心位置  $CB_l$  を求めた。 $\sigma_l$  の値が小さいほど液相は均一分配に近づくこととなる。また  $CB_l$  は液相分配の空間的な偏り、すなわち熱交換器では温度分布の偏りを表している。熱交換器の性能の観点からは  $\sigma_l$  が小さく、 $CB_l$  が第 5 分岐管付近であることが望ましい。

Fig. 3 - 11 に液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  の結果を示す。冷媒流量  $M$  に対する  $\sigma_l$  の変化を、内管の仕様をパラメータにとって示している。何れの冷媒流量においても  $\sigma_l$  は標準流路よりも内管設置流路の方が小さく、内管による液相分配の均一性向上の効果が確認できる。特に CaseII-2.0-U は何れの冷媒流量においても  $\sigma_l$  が最小値を示し、特に高冷媒流量では他の内管との差が大きくなっている。本節で扱った細孔径が 2.0 mm の内管のなかでは、液相分配の均一性向上にはこの仕様がより有効であると言える。

Fig. 3 - 12 に液相分配率の重心位置の結果を示す。冷媒流量  $M$  に対する  $CB_l$  の変化を、内管の仕様をパラメータにとって示している。縦軸は  $CB_l$  の位置を分岐管番号で示した。標準流路では冷媒流量が増加するにつれて  $CB_l$  の値は増加しており、冷媒流量が大きいほど下流側の分岐管に液相分配が偏る傾向が確認できる。内管設置流路の Case I, Case II では冷媒流量によらず  $CB_l$  の値はほぼ一定であり、何れの条件においても上流側の分岐管に液相分配が偏る傾向となった。冷媒流量によって重心位置が変化しないことは、蒸発器としては冷媒流量により伝熱面の温度分布が変化しにくいことを意味しており、好ましい特性であるといえる。



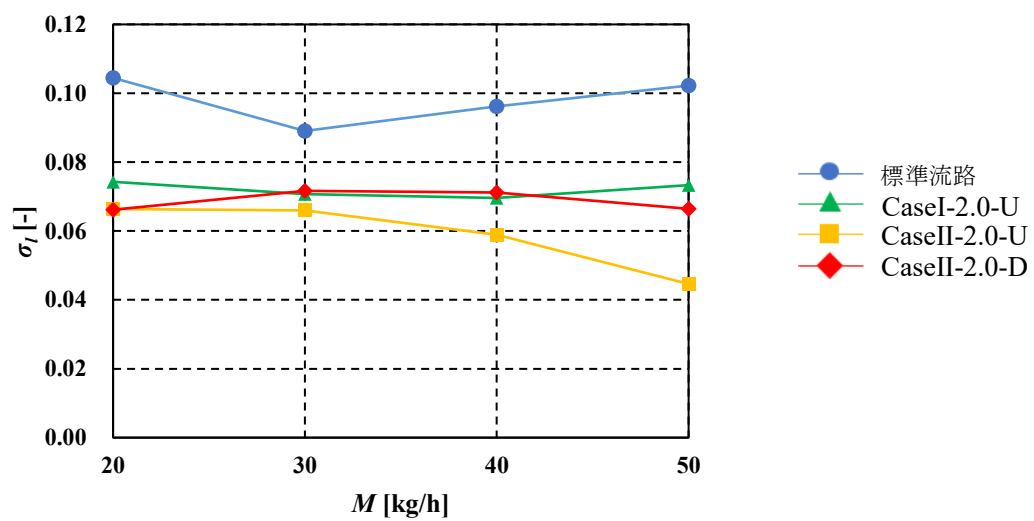


Fig. 3 - 11 液相分配率の標準偏差

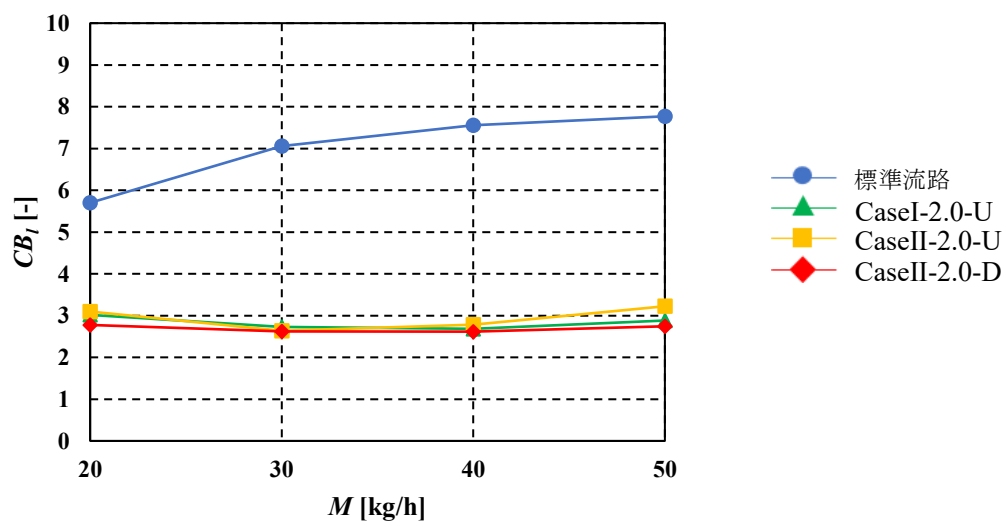


Fig. 3 - 12 液相分配率の重心位置

### 3.2.2 細孔径の影響

前節では多孔内管の細孔位置と冷媒噴出方向が気液分配特性に及ぼす影響について比較検討したが、全般的な傾向として上流域の第1, 第2分岐管への液相分配の偏りが顕著に現れ、液相分配の均一性が損なわれている。この傾向は多孔内管の上流域の細孔からの冷媒噴出量が多いことが要因と考えられ、改善策として細孔の小径化が挙げられる。細孔を小径化することで細孔通過時の圧力損失が増加するため、冷媒噴出量の大きい上流の細孔からの噴出量が抑制され、その分下流の細孔からの噴出量が増加することが期待される。そこで、細孔径の変化が流路内の流動状態と気液分配特性に及ぼす影響を検討するため、上流域の分岐管への偏りが顕著に見られた CaseII-2.0-D の条件をもとに、細孔径を 2.0 mm から 1.5 mm, および 1.0 mm (CaseII-1.5-D, CaseII-1.0-D) へと変更して実験を実施した。なお、前節の比較からは CaseII-2.0-U が最も高い均一性を示したが、細孔が上向きの場合、細孔の小径化によって細孔からの冷媒噴出速度があがると分岐管に衝突して流入せずに周囲に飛散する液相が増え、均一性が悪化すると考えたため CaseII-2.0-U は使用しなかった。細孔が下向きの場合、冷媒噴出量の均一化に加えて冷媒噴出速度が増加することで気液の混合促進が進み、液相分配の均一性向上が望める。

#### 冷媒流の可視化観察

各試験流路で撮影した入口ヘッダにおける流動状態の可視化結果を Fig. 3 - 13 ~ 15 に示す。各図には各冷媒質量流量における結果が示してある。図中の黄色の破線は多孔内管の外形を示し、白線は気液界面を示している。なお、CaseII-1.0-D の最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  のみ内管における圧力損失が過大となったことで冷媒循環装置の低圧側圧力が下がりすぎて実験条件が安定しなかったため結果を掲載していない。

静止画では分かりづらいが、動画の観察では、何れの細孔径においても内管の全ての細孔から連続的に流出した気泡が気液界面を持ち上げ、分岐管の入口に液相が接触する様子を観察した。

先に述べたように CaseII-2.0-D の場合 (Fig. 3 - 13), 最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、ヘッダ上流域において分岐管入口と液相が断続的に接触する様子が見られたが、下流域の分岐管では液相の接触頻度が少なくなる様子が観察された。 $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、冷媒流量の増加に伴い内管の細孔から生じる気液の量が増加することで気液の混合が促進され、気液界面が乱れる様子を観察した。最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では、ヘッダ全域で気液界面が乱れていたが、下流域における気液界面の乱れは比較的穏やかであり、下流域における液相と分岐管入口の接触頻度は少ない様子が観察された。

CaseII-1.5-D の場合 (Fig. 3 - 14), 最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、CaseII-2.0-D と比較して下流域の分岐管と液相の接触頻度が増加する様子を観察した。これは内管内の下流域まで到達する冷媒の割合が増え、下流域の細孔からの液噴出量が増加したことに起因すると考えられる。 $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、冷媒流量の増加に伴い気液界面が乱れる様子を観察し

た．最大冷媒流量  $M=50 \text{ kg/h}$  では，CaseII-2.0-D と比較して下流域における気液界面の乱れが激しくなり，液相と分岐管入口の接触頻度が増加していた．

CaseII-1.0-D の場合（Fig. 3 - 15） ， 最小冷媒流量  $M=20 \text{ kg/h}$  では， CaseII-1.5-D と比較して下流域の分岐管と液相の接触頻度がさらに増加し， 上流域と同様に下流域においても分岐管入口と液相が断続的に接触する様子が観察された．  $M = 30 \text{ kg/h}$  では， 冷媒流量の増加に伴い気液界面が乱れる様子を観察した．  $M = 40 \text{ kg/h}$  では， 気液界面が上流域， 下流域に関わらずヘッダ全域に渡って激しく乱れており， ヘッダ全域で分岐管と液相が接触する様子を観察した．

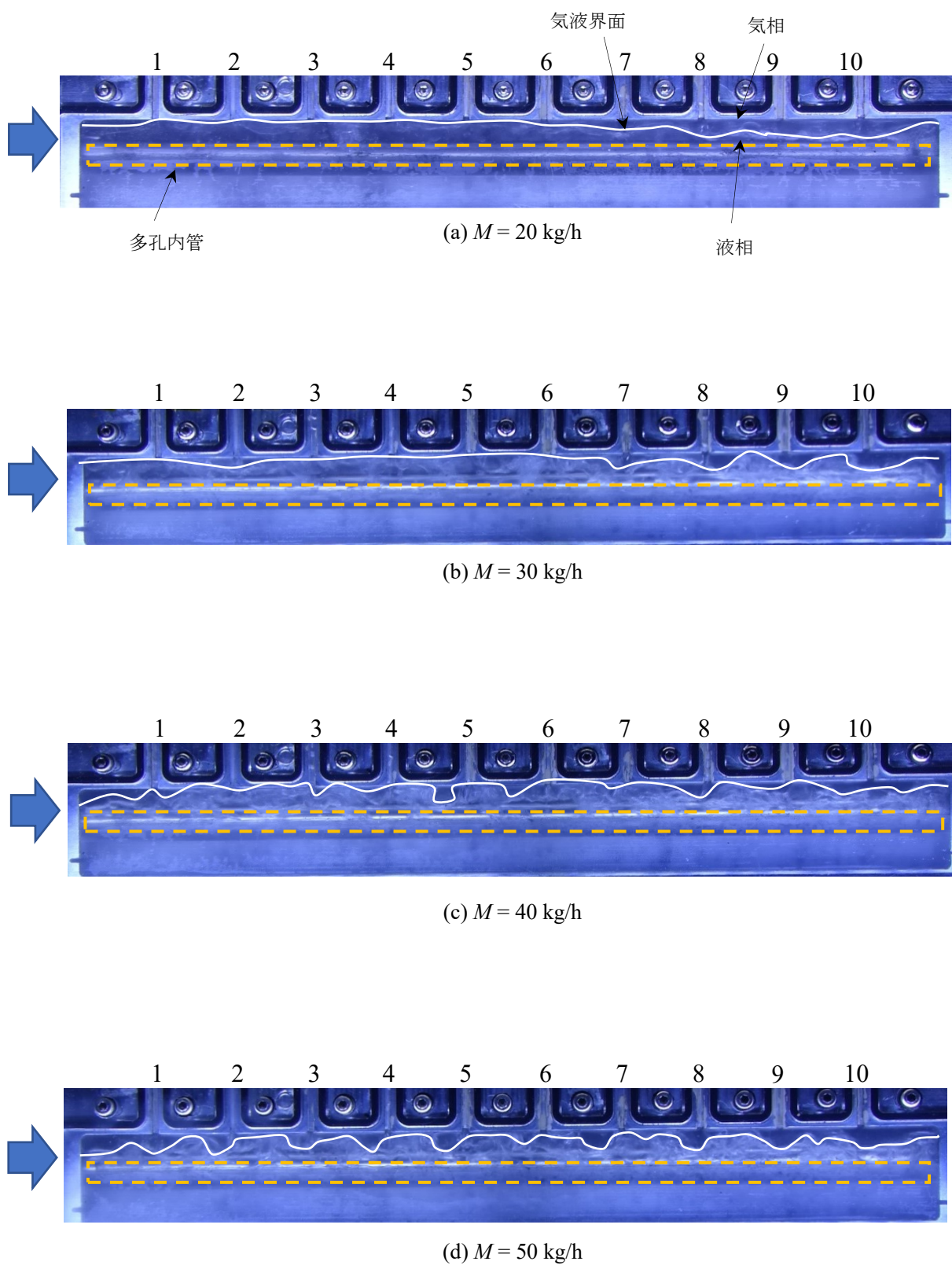


Fig. 3 - 13 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-2.0-D)

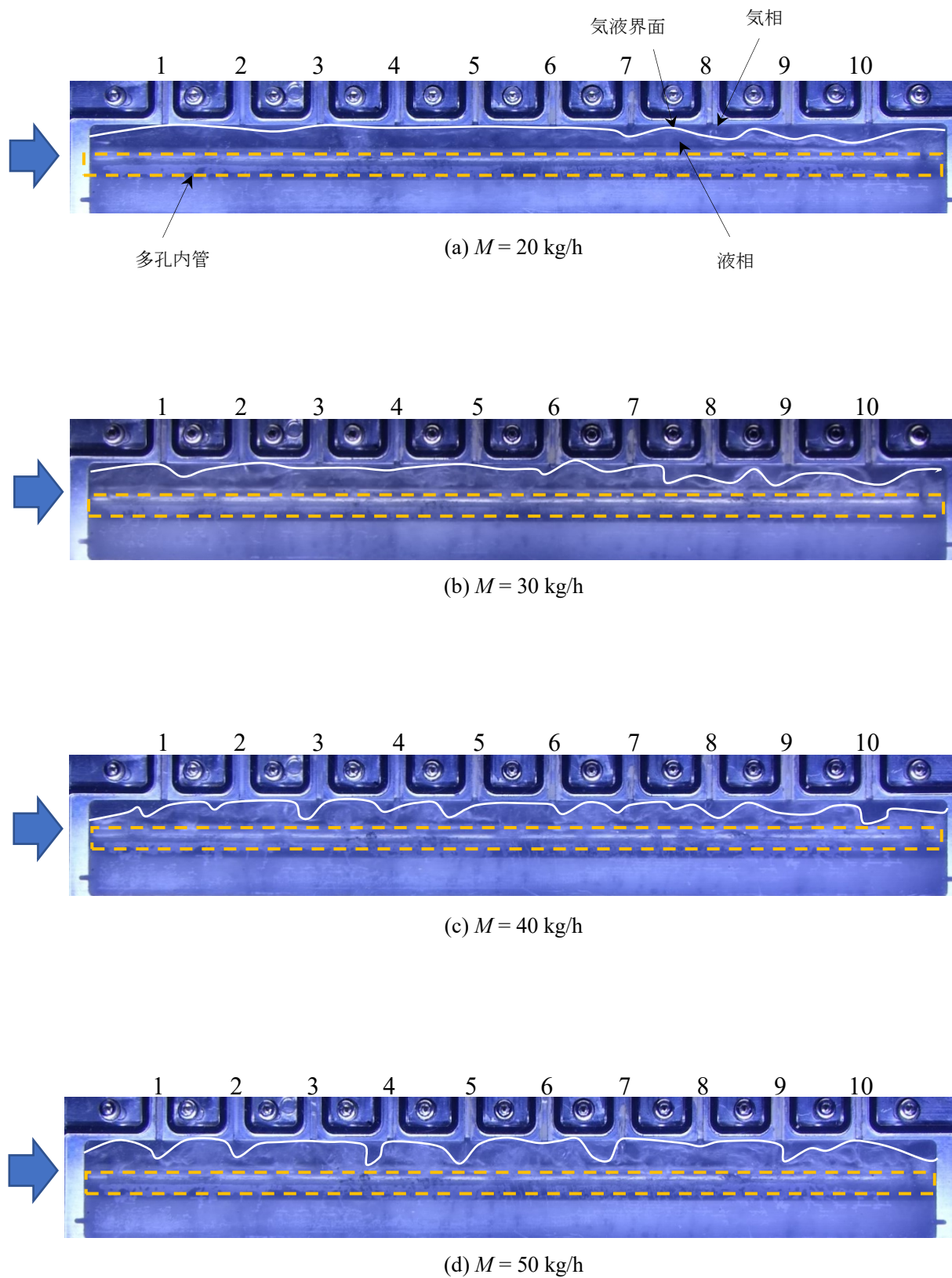


Fig. 3 - 14 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-1.5-D)



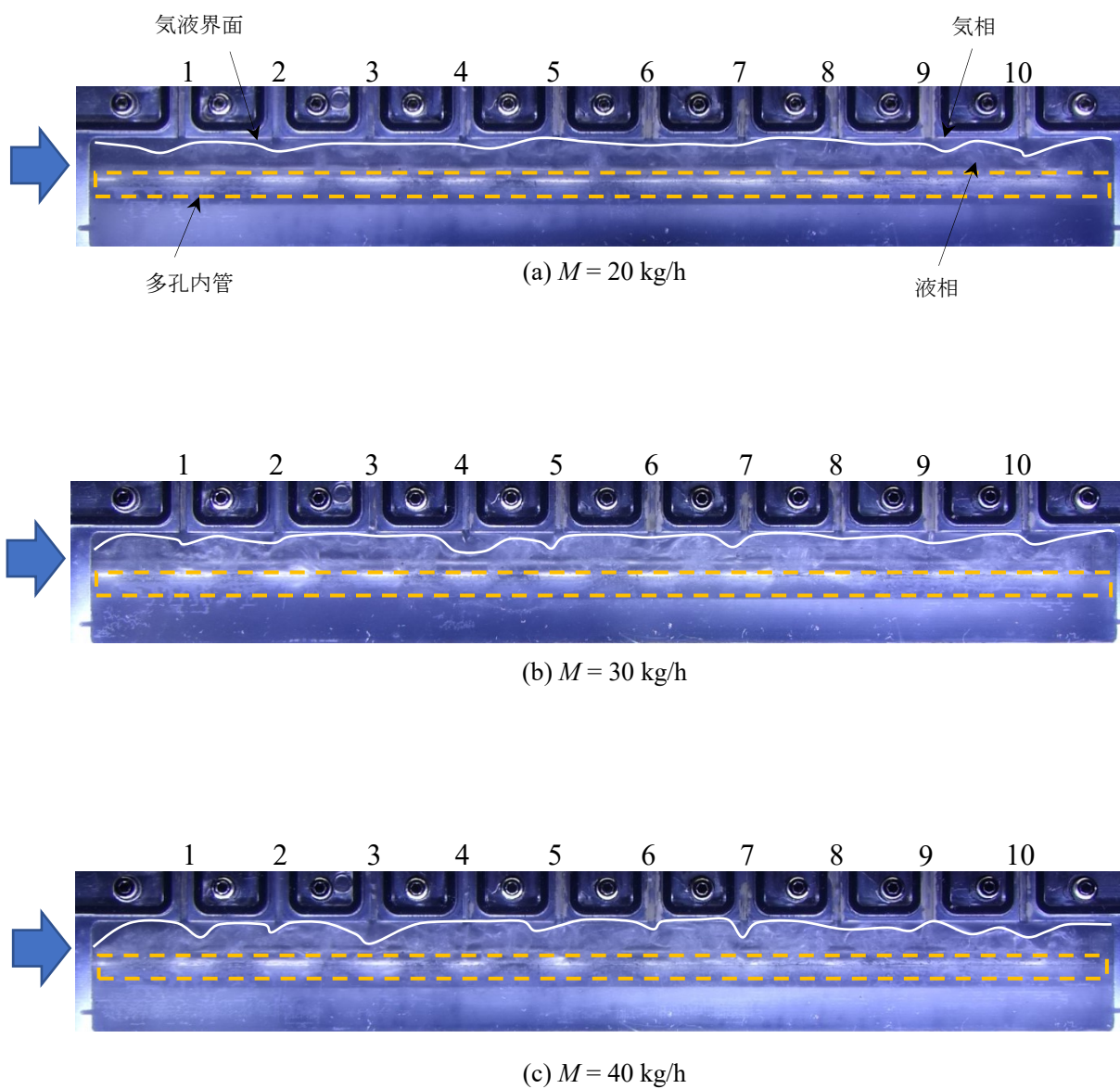


Fig. 3 - 15 入口ヘッダ可視化画像 (Casell-1.0-D)

### 気液分配率測定結果

次に、気液分配率のグラフを示す。Fig. 3 - 16 ~ 18 に気液分配率  $M_{gi}/M_g$ ,  $M_{li}/M_l$  の測定結果のグラフをまとめた。グラフの赤色は気相分配率、青色は液相分配率を示している。横軸は分岐管番号を表しており、“1”がヘッダ入口に最も近い分岐管に対応している。

先に述べたように CaseII-2.0-D の場合 (Fig. 3 - 16) , 気相は何れの冷媒流量においても高い均一性を示した。液相は最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、上流域から中流域の分岐管に多く分配されており、第2分岐管で最大値の23%を示した。 $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、冷媒流量の増加に伴う液相分配の変化はほぼ見られない。最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では、下流域の第8 ~ 第10分岐管で液相分配が僅かに増加した。

CaseII-1.5-D の場合 (Fig. 3 - 17) , 気相は CaseII-2.0-D と同様に何れの冷媒流量においても高い均一性を示した。液相は最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、CaseII-2.0-D と比較して第1 ~ 第4分岐管において分配量は低下しており、僅かに液相分配の偏りが改善された。前述した細孔の小径化により細孔通過時の圧力損失が増加し、冷媒噴出量の大きい上流の細孔からの噴出量が抑制されたものと考えられる。下流域の第7 ~ 第9分岐管では CaseII-2.0-D と比較して液相分配量が増加しており、上流域の細孔からの噴出が抑制された分、液冷媒が下流域の細孔まで達し、下流域の細孔からの噴出量が増加したと考えられる。 $M = 30, 40 \text{ kg/h}$  では、冷媒流量の増加に伴う液相分配の変化は小さいが、第7分岐管において液相分配が徐々に減少した。最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  では、第9, 第10分岐管への液相分配が僅かに増加した。これは冷媒流量の増加に伴い内管内の下流に到達する液相量が増加し、下流域の細孔からの液噴出量が増加したためであると推察される。

CaseII-1.0-D の場合 (Fig. 3 - 18) , 気相は CaseII-2.0-D と同様に何れの冷媒流量においても高い均一性を示した。液相は最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  では、第2分岐管で最大値の20%を示し、CaseII-2.0-D と比較して液相分配の最大値が低下しており、液相分配の偏りは改善されている。また CaseII-1.5-D と比較して、第2, 第3分岐管において液相分配量は低下し、一方で下流域の第7, 第9分岐管では分配量が増加しており、細孔の小径化の効果が見られた。 $M = 30 \text{ kg/h}$  では、冷媒流量の増加に伴う液相分配の変化は小さいが、第7分岐管で液相分配が減少し、第9分岐管では液相分配が増加した。 $M = 40 \text{ kg/h}$  では、第2分岐管で液相分配の最大値が18%に低下しており、低冷媒流量条件と比較して液相分配の偏りが緩和されている。また、第9分岐管の液相分配量は増加し、低冷媒流量条件では分配が見られなかった第10分岐管においても液相分配が見られるようになった。これは先に述べたように冷媒流量の増加に伴い内管内の下流に到達する液相量が増加し、下流域の細孔からの液噴出量が増加したためであると推察される。



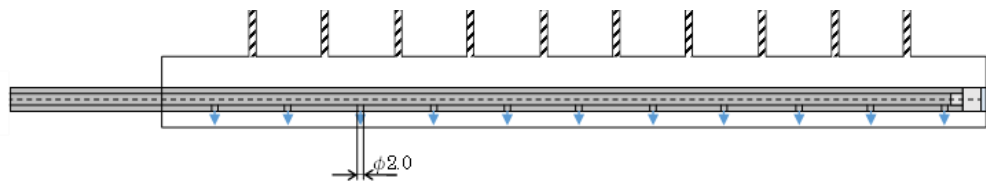
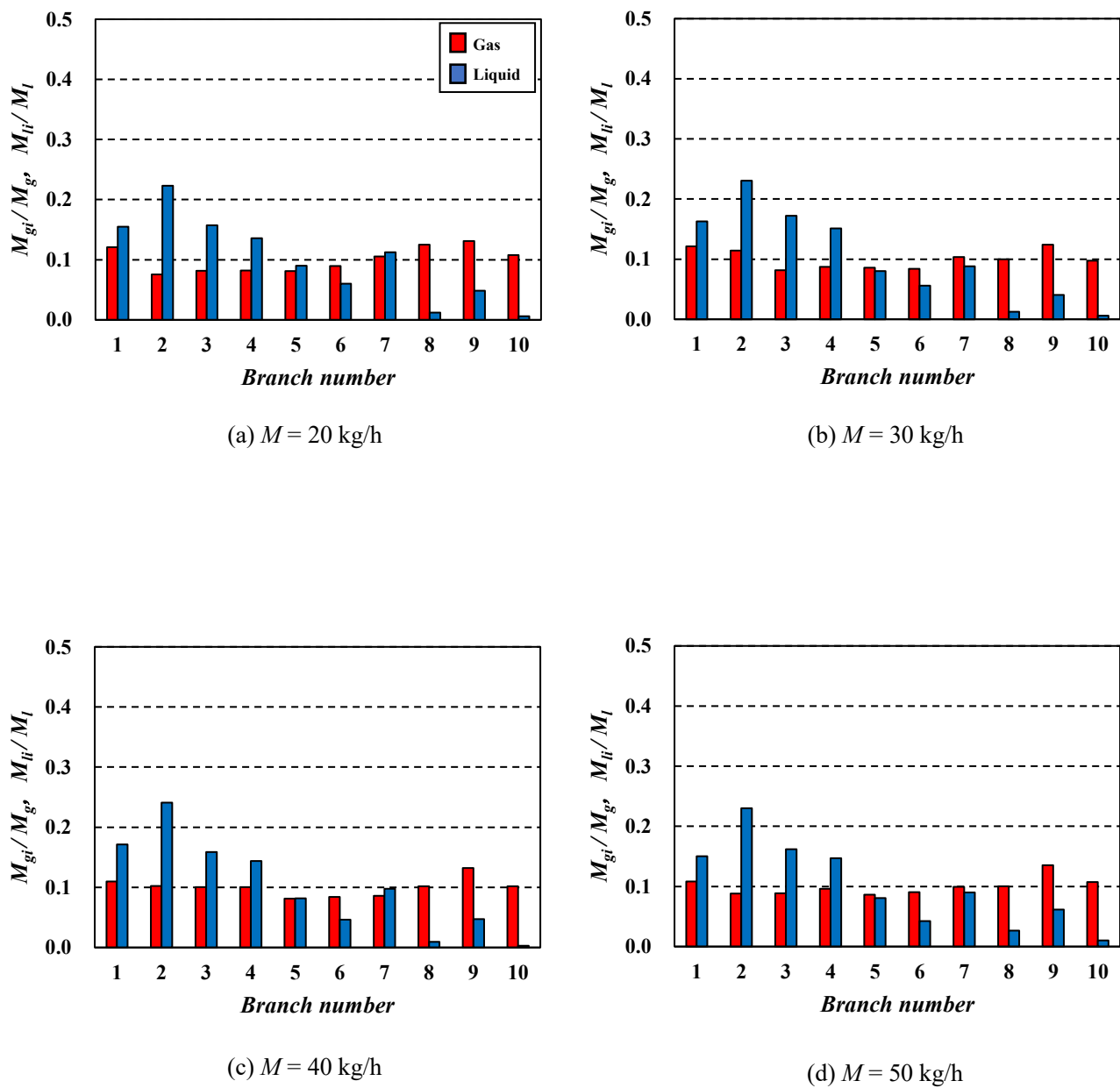
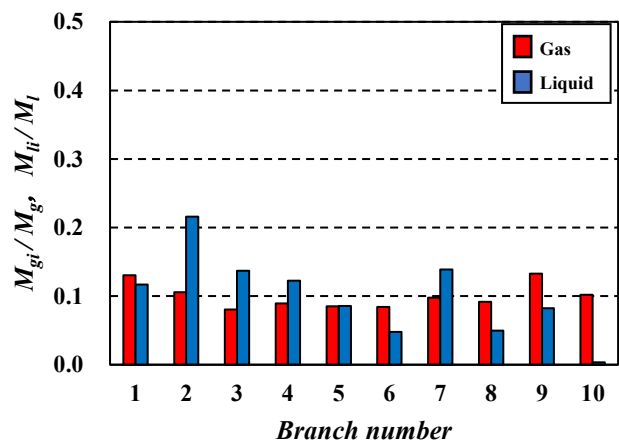
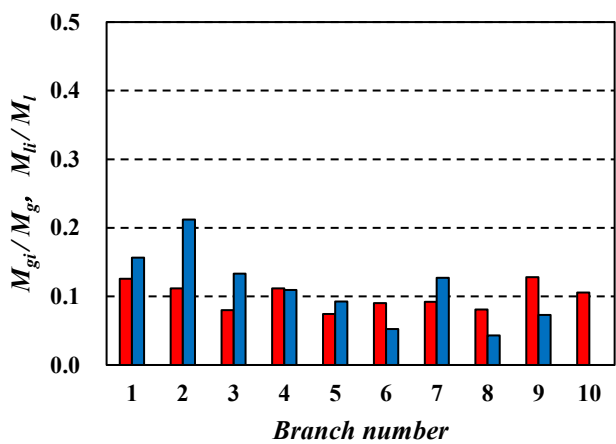


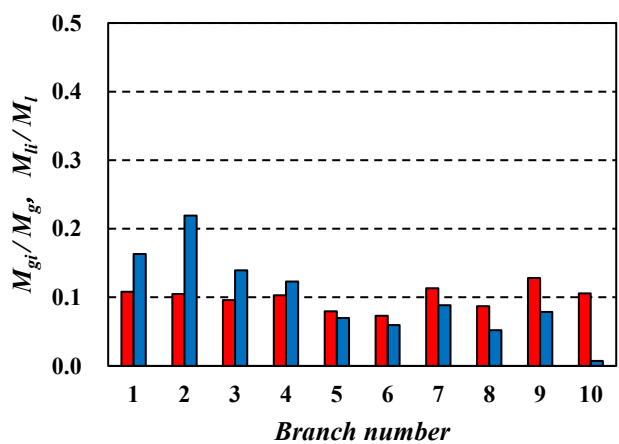
Fig. 3 - 16 気液分配率 (CaseII-2.0-D)



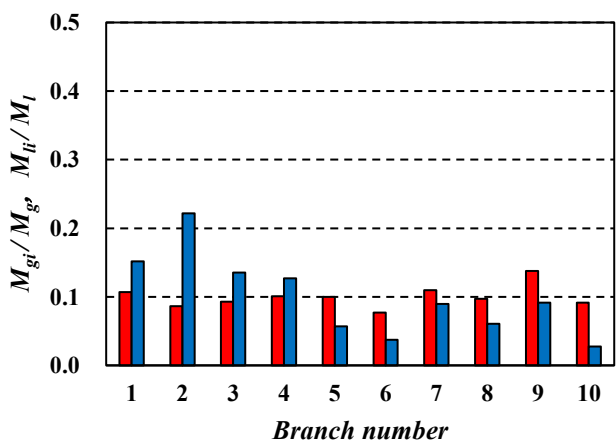
(a)  $M = 20$  kg/h



(b)  $M = 30$  kg/h



(c)  $M = 40$  kg/h



(d)  $M = 50$  kg/h

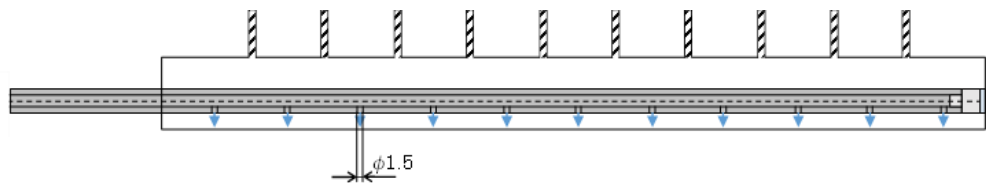


Fig. 3 - 17 気液分配率 (CaseII-1.5-D)

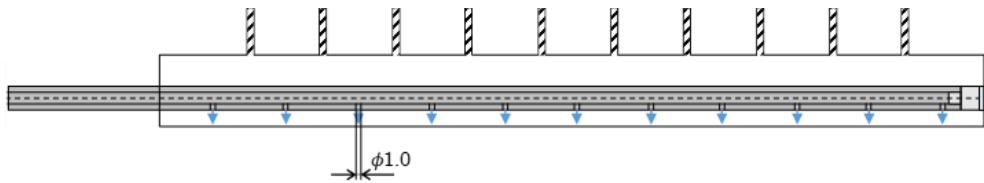
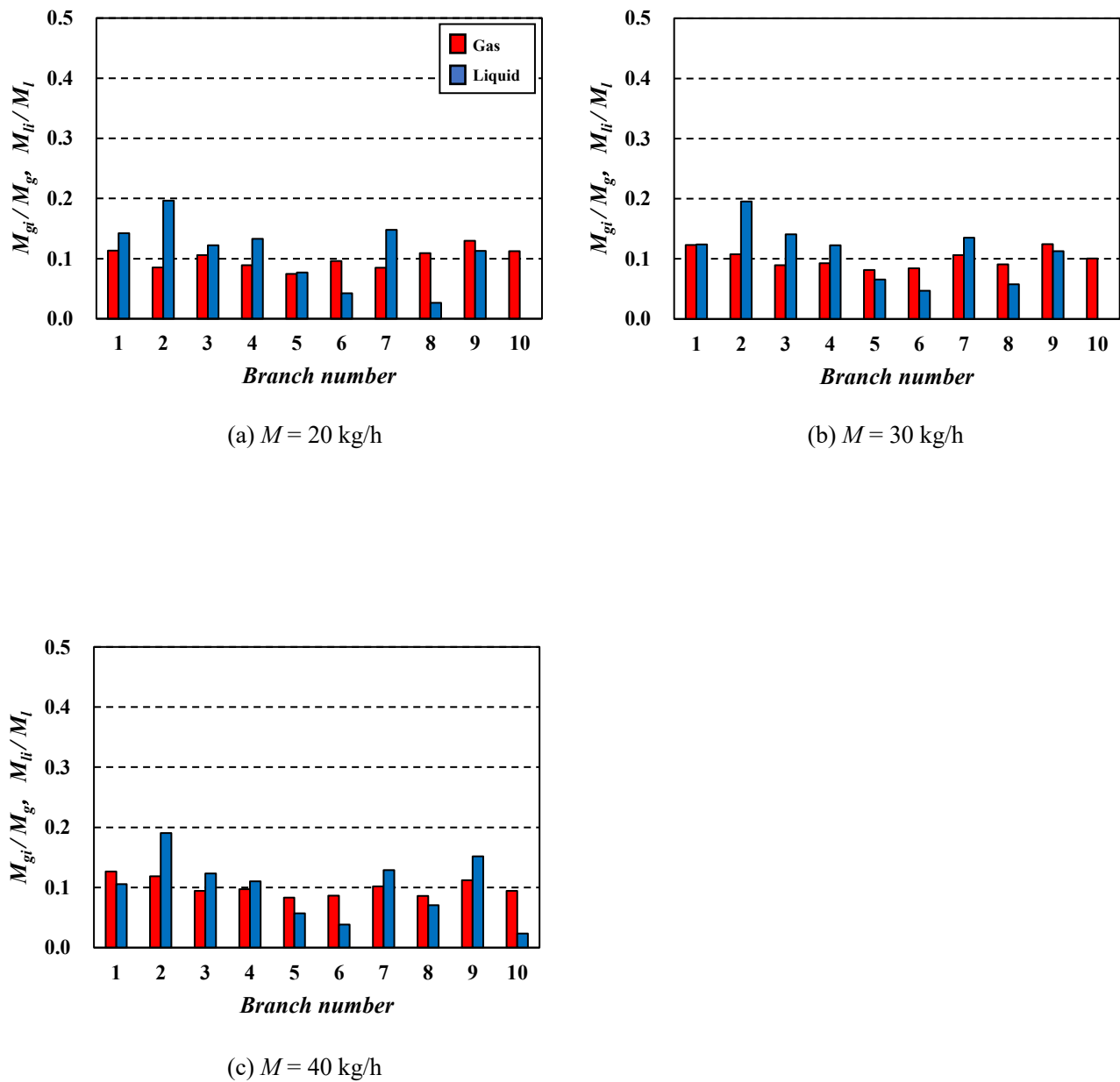


Fig. 3 - 18 気液分配率 (CaseII-1.0-D)

### 液相分配率の標準偏差及び重心位置

本研究では内管の仕様が液相分配の均一性に及ぼす効果を定量的に評価するために、液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  と液相分配率の累積値が 0.5 となる分岐管の位置、すなわち液相分配の重心位置  $CB_l$  を求めた。

Fig. 3 - 19 に液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  の結果を示す。冷媒流量  $M$  に対する  $\sigma_l$  の変化を、内管の仕様をパラメータにとって示している。CaseII-2.0-D と CaseII-1.5-D を比較すると、CaseII-1.5-D では  $\sigma_l$  が約 0.01 低下しており、細孔の小径化による液相分配の均一化の効果が確認できる。CaseII-1.5-D と CaseII-1.0-D を比較すると、低流量条件では  $\sigma_l$  はほぼ等しく、流量を増加させると CaseII-1.0-D で  $\sigma_l$  が僅かに低下するが、細孔の小径化による液相分配の均一化の効果は小さいといえる。ここで、圧力損失に基づき CaseII-1.5-D と CaseII-1.0-D を比較する。Fig. 3 - 20 に内管設置流路における流路全体の圧力損失（流路入口と出口の圧力差から算出）を、内管の仕様をパラメータにとって示している。CaseII-1.5-D と CaseII-1.0-D を比較すると、CaseII-1.0-D では細孔の小径化により圧力損失が CaseII-1.5-D の約 2 倍に増えることが分かる。圧力損失の増大は冷房システムの COP の低下をもたらすため、圧損値は小さい方が望ましい。そのため、CaseII-1.5-D がより実用性の高い仕様であるといえる。

Fig. 3 - 21 に液相分配率の重心位置の結果を示す。冷媒流量  $M$  に対する  $CB_l$  の変化を、内管の仕様をパラメータにとって示している。縦軸は  $CB_l$  の位置を分岐管番号で示した。CaseII-2.0-D、CaseII-1.5-D、CaseII-1.0-D を比較すると、内管の細孔径が小さいほど上流側の分岐管に液相分配が偏る傾向が僅かに緩和されている。前述した細孔を小径化することで細孔通過時の圧力損失が増加し、冷媒噴出量の大きい上流の細孔からの液噴出量が抑制され、その分下流の細孔からの液噴出量が増加するという効果を改めて確認できる。

以上より、細孔径を比較した結果 CaseII-1.5-D が良好な仕様であることが確認された。次に、前節の細孔位置と冷媒噴出方向の比較で良好な仕様であった CaseII-2.0-U と比較する。標準偏差を比較すると Fig. 3 - 19 より、CaseII-2.0-U では高冷媒流量域で高い均一性を示し、CaseII-1.5-D では低冷媒流量域で高い均一性を示した。圧力損失に基づいて比較すると、Fig. 3 - 20 より CaseII-2.0-U の方が圧損値は僅かに小さく、実機に適用する際には圧力損失が小さい内管の仕様の方が好ましいため、CaseII-2.0-U が最適な仕様であるといえる。

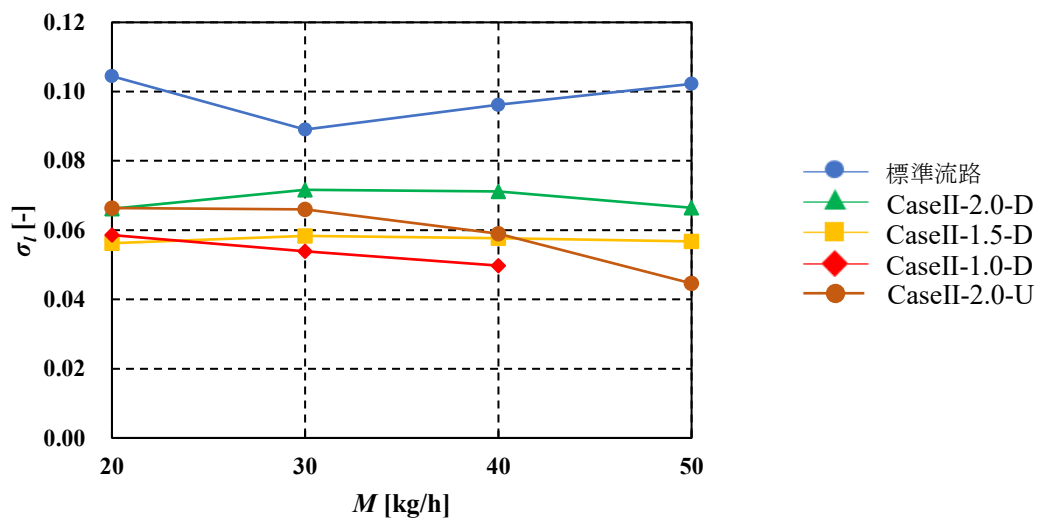


Fig. 3 - 19 液相分配率の標準偏差

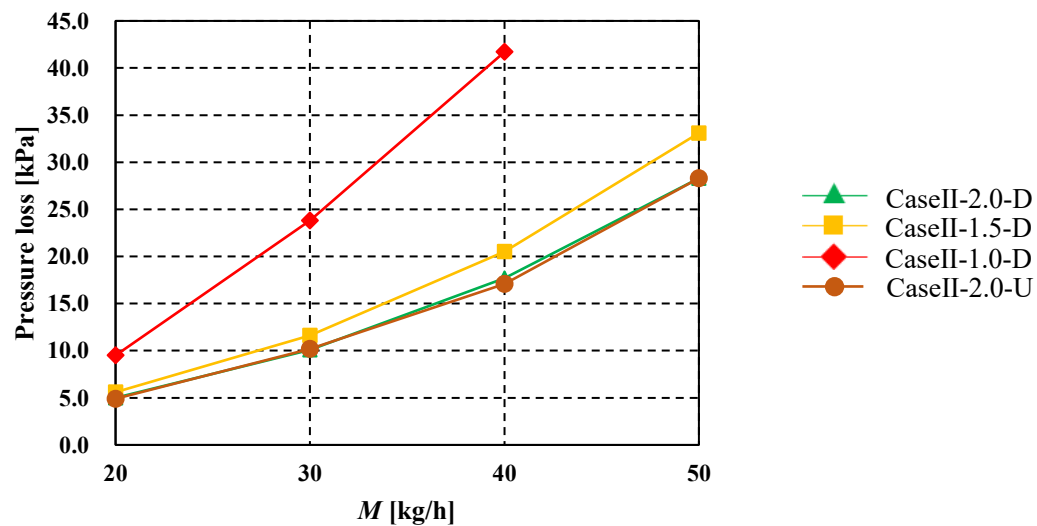


Fig. 3 - 20 流路全体の圧力損失

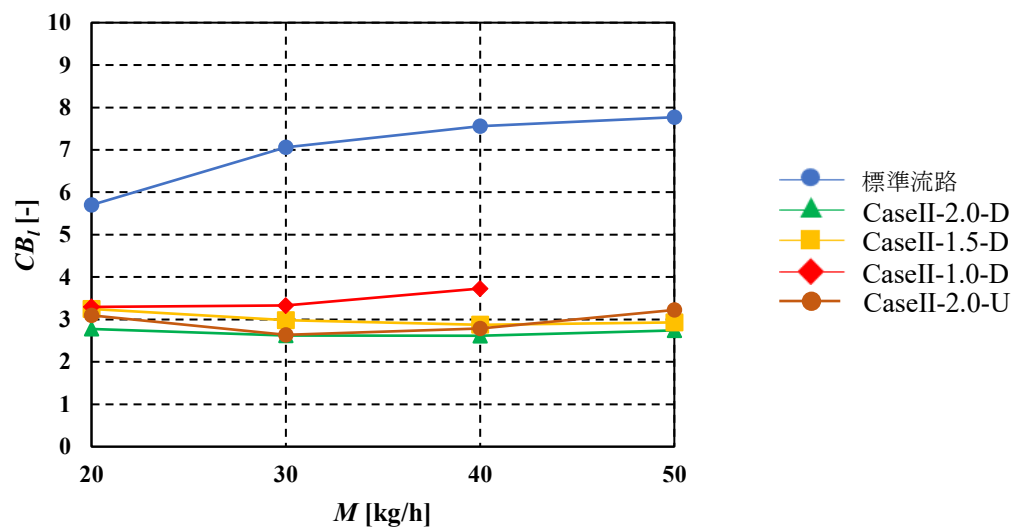


Fig. 3 - 21 液相分配率の重心位置

### 3.3. 分岐管への熱負荷が液相分配に与える影響

本研究では、パラレルフロー型熱交換器を模擬した多分岐管内の気液二相冷媒流について、分岐管に与える熱負荷が液相分配に及ぼす影響を調べることを目的とした。分岐管の両側面に貼り付けたヒータの熱負荷を変化させ、空気の流れと冷媒の間の熱交換を模擬することで、分岐管への熱負荷が液相分配に及ぼす影響を調べた。分岐管への熱負荷  $Q$  は自動車用蒸発器の総熱交換量を考慮して  $Q = 20 \sim 80$  W/本と設定し、各分岐管に同一の熱負荷を与える均等加熱条件で実験を行った。さらに、分岐管毎に異なる熱負荷を与える不均等加熱条件についても実験を行い、加熱方法の違いによる液相分配への影響を検討した。実験に用いた流路は、内管を挿入しない標準流路と多孔内管設置流路であり、多孔内管の仕様は前述した断熱条件の結果において液相分配均一化に有効な仕様であった CaseII-2.0-U（細孔位置は分岐管間の中間，細孔径 2.0 mm，細孔を上向きに設置）と CaseII-1.5-D（細孔位置は分岐管間の中間，細孔径 1.5 mm，細孔を下向きに設置）を使用した。

#### 3.3.1 均等加熱条件

各分岐管への熱負荷が均等となるように設定し、熱負荷が液相分配に及ぼす影響を検討した。分岐管 1 本当たりの熱負荷は  $Q = 20$  W/本， $40$  W/本， $60$  W/本， $80$  W/本の 4 条件を設定した。

### 3.3.1.1 標準流路

まず、内管を挿入しない標準流路で加熱実験を行った。

#### 冷媒流の可視化観察

標準流路の各冷媒質量流量で撮影した入口ヘッダにおける流動状態の可視化結果を Fig. 3-22～25 に示す。各図には各熱負荷における結果が示してある。図中の白線は気液界面を示している。

何れの条件においても、冷媒は気液が上下に分離した層状流の状態ヘッダへ流入し、ヘッダ内では波を伴う波状層状流が発生していた。この波により液面がヘッダ上面の分岐管入口に接することで、液冷媒が分岐管に分配されると考えられる。

最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3-22) , 断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、気相はヘッダの上流域に偏って存在しており、気液界面には波が発生している。動画では中流域の分岐管に波が接触し、液相が分岐管に流入する様子を観察した。最小熱負荷  $Q = 20 \text{ W/本}$  では、気相は第 10 分岐管まで到達する様子が観察された。波は主に第 7, 第 8 分岐管入口に接する様子が観察され、断熱条件の場合よりも波が分岐管 1～2 本程度下流まで到達した。 $Q = 40 \text{ W/本}$  では、 $Q = 20 \text{ W/本}$  と差異は見られなかった。 $Q = 60 \text{ W/本}$  では、波は主に第 8 分岐管入口に接する様子が観察され、下流域の分岐管に一旦流入した液冷媒が間欠的に入口ヘッダ内へ逆流し、発生頻度は少ないがヘッダ下流域から上流域に向かう波が発生する様子が観察された。最大熱負荷  $Q = 80 \text{ W/本}$  では、ヘッダ下流域から上流域に向かう波が明確に見られ、波が逆流することで下流域の分岐管だけでなく上流域の分岐管にも液冷媒が接する様子が観察された。高熱負荷条件で波の逆流が生じるメカニズムとして、下流域の分岐管へ波により間欠的に液冷媒が分岐管に流入し、分岐管内では流入した液相が蒸発することで分岐管上部において気相流量が増加して圧力が増加する。分岐管下部の液相はこの圧力上昇による逆圧力勾配に抗することが出来ず、ヘッダ内に押し戻される。この液相が波となってヘッダ上流域へと逆流すると考えられる。

$M = 30, 40 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3-23, 24) , 断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、 $M = 20 \text{ kg/h}$  と比較して気相がより下流域まで残存し、波の発生位置が下流へと推移した。 $M = 30 \text{ kg/h}$  では、熱負荷の増加に伴い  $M = 20 \text{ kg/h}$  と同様に波の到達位置が断熱時よりも徐々に下流へと推移し、高熱負荷条件ではヘッダ下流域から上流域に向かう波が発生する様子が観察された。 $M = 40 \text{ kg/h}$  では、熱負荷の増加に伴い波の到達位置が断熱時よりも分岐管 1～2 本程度下流まで到達したが、高熱負荷条件においてヘッダ内を逆流する波は観察されなかった。

最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3-25) , 断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、ヘッダの上流域から中流域の大部分を気相が占め、第 6～第 8 分岐管に液冷媒が接触する様子を観察した。最小熱負荷  $Q = 20 \text{ W/本}$  では、気相は第 10 分岐管まで到達する様子が観察された。波は主に第 7～第 10 分岐管入口に接する様子が観察され、断熱条件の場合よりも波が分岐管 1～2 本程度下流まで到達した。 $Q = 40 \sim 80 \text{ W/本}$  では  $Q = 20 \text{ W/本}$  の場合と大きな変化は見られ



なかった。

以上のことから、入口ヘッダ内の気液界面に発生する波に対して加熱の影響が認められた。特に低冷媒流量では加熱によるヘッダ内の波の変化が顕著に観察されたが、高冷媒流量では加熱による波の変化が小さいことが確認された。

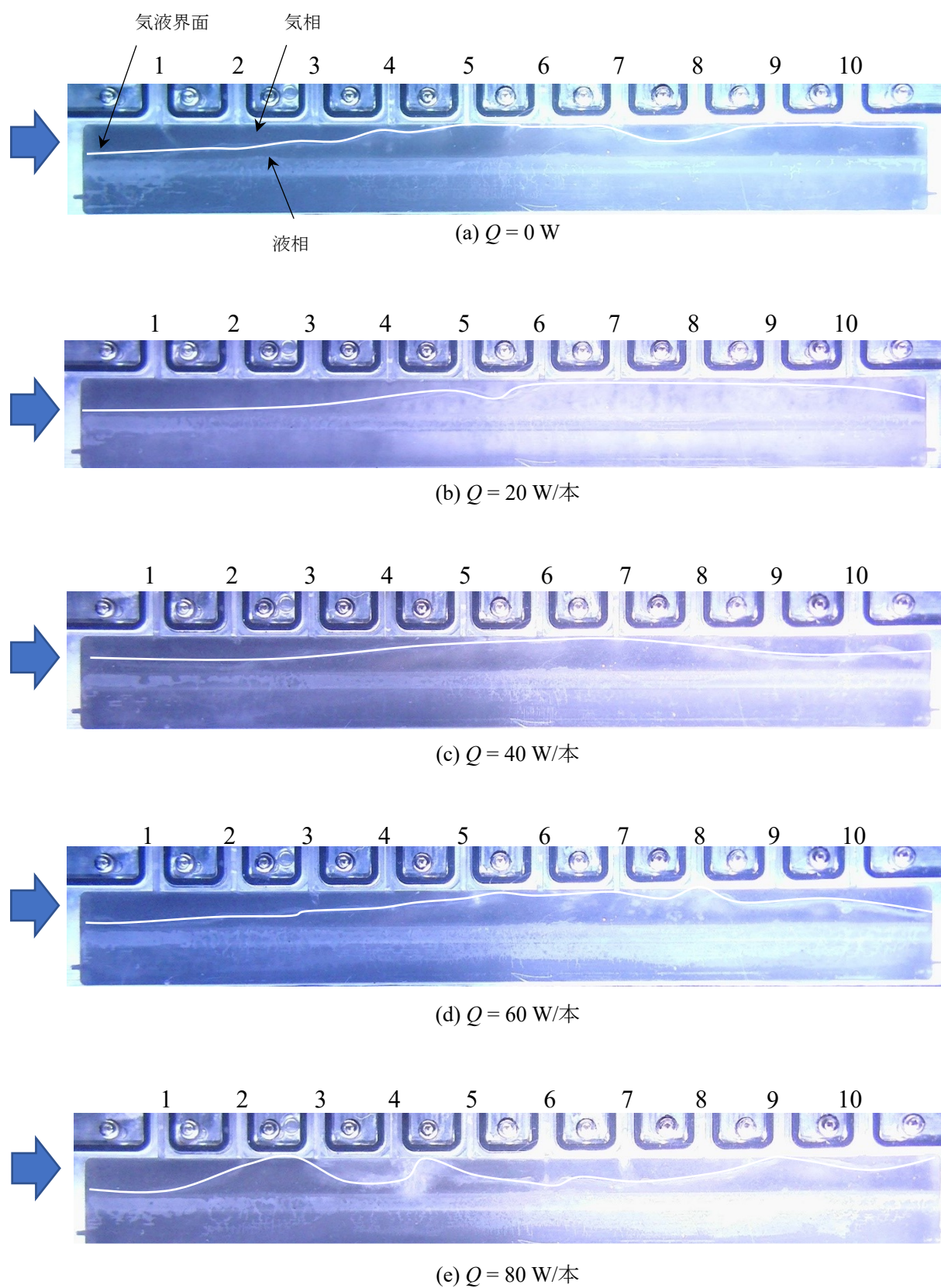


Fig. 3 - 22 入口ヘッダ可視化画像 (標準流路,  $M = 20 \text{ kg/h}$ )

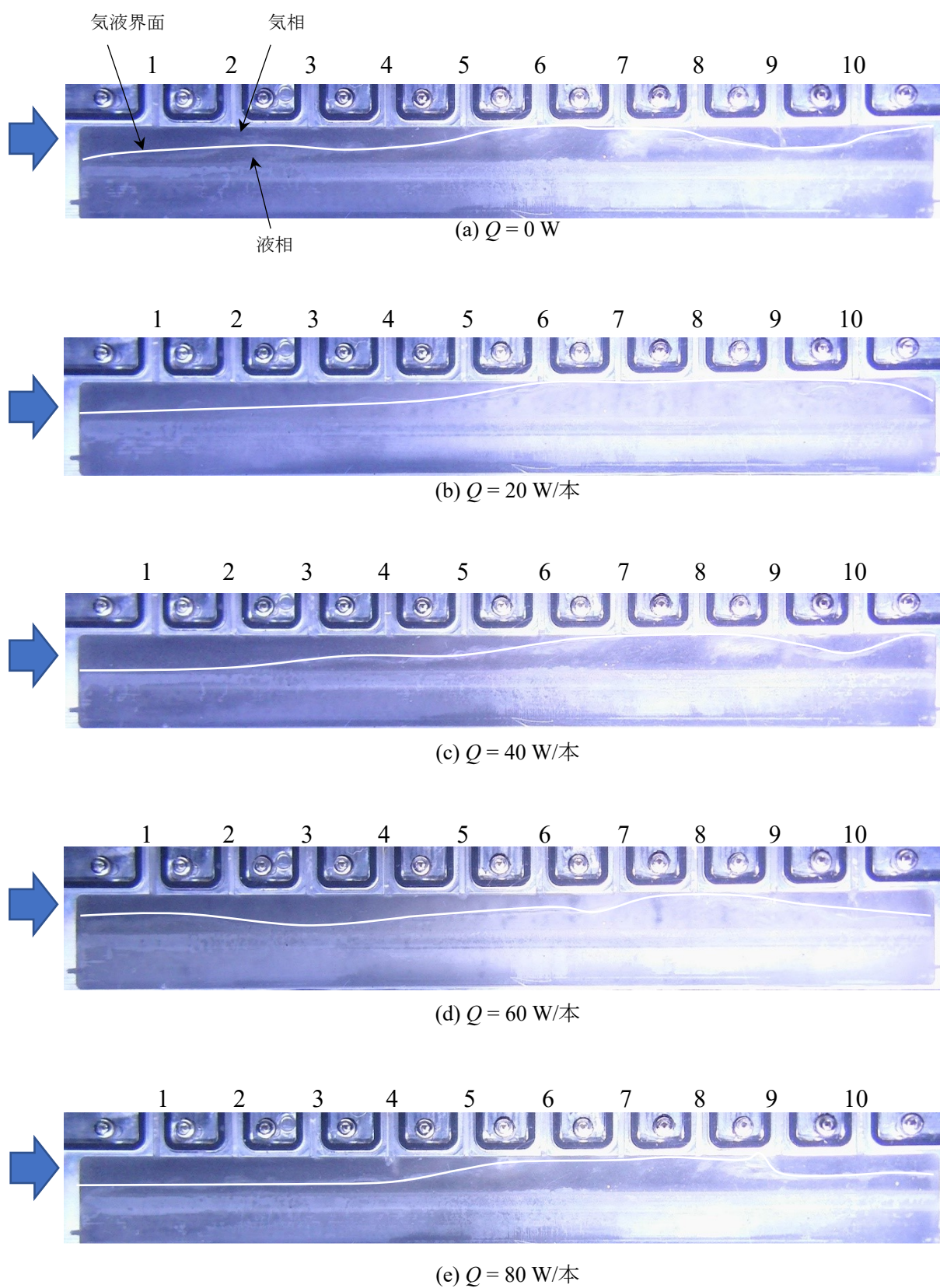


Fig. 3 -23 入口ヘッダ可視化画像 (標準流路,  $M = 30 \text{ kg/h}$ )



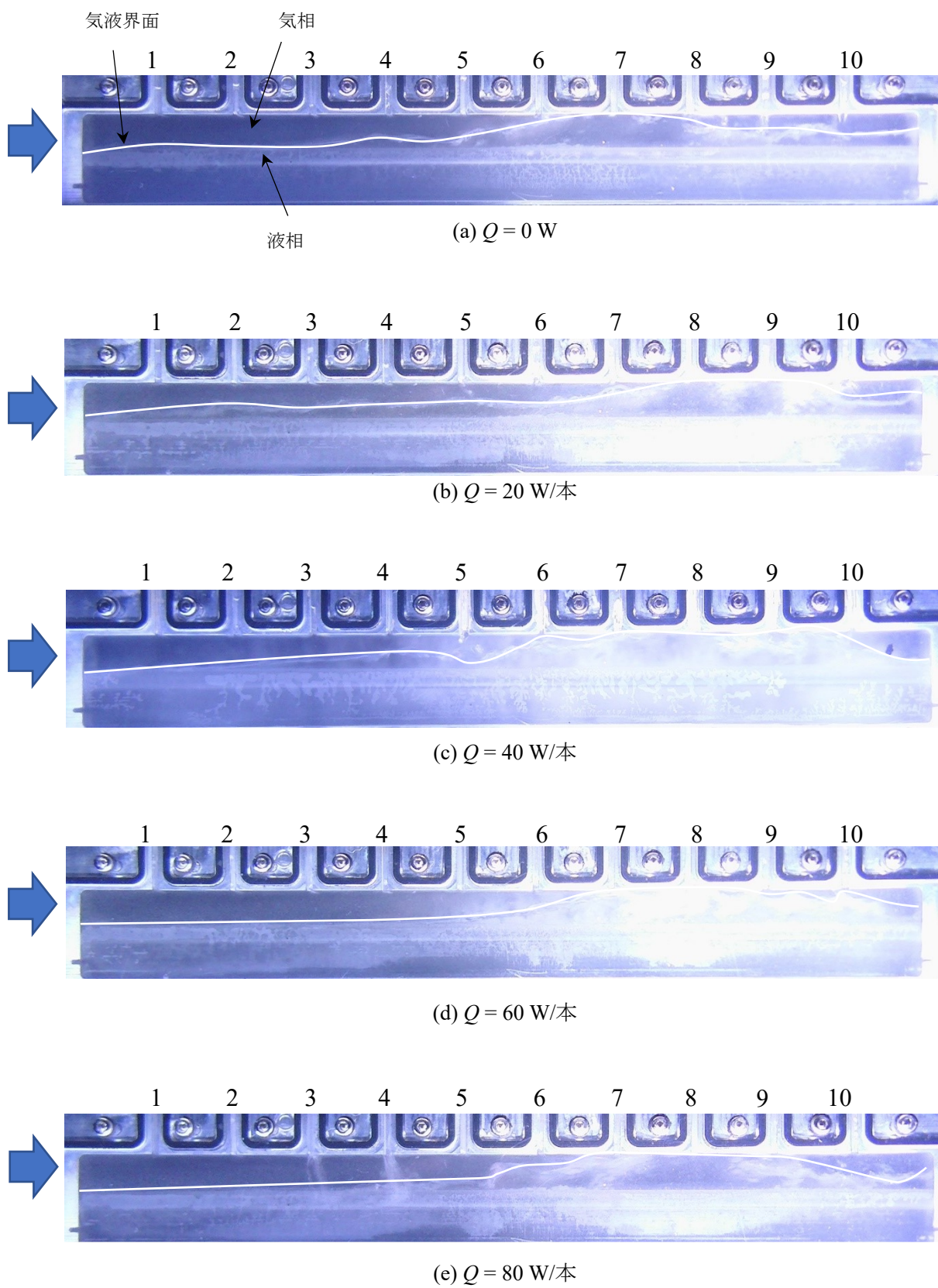


Fig. 3 - 24 入口ヘッダ可視化画像 (標準流路,  $M = 40 \text{ kg/h}$ )

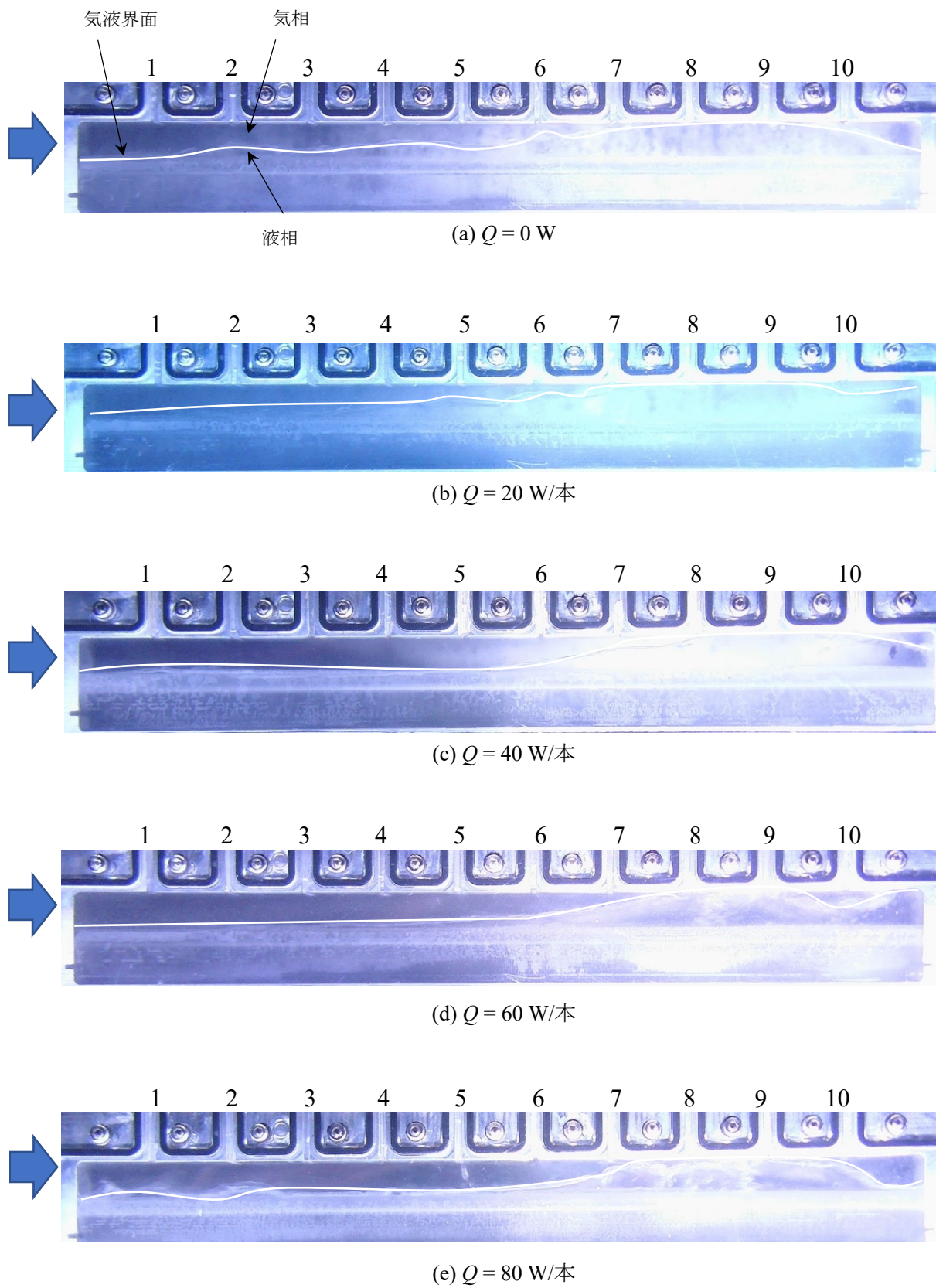


Fig. 3 - 25 入口ヘッダ可視化画像 (標準流路,  $M = 50 \text{ kg/h}$ )

### 気液分配率測定結果

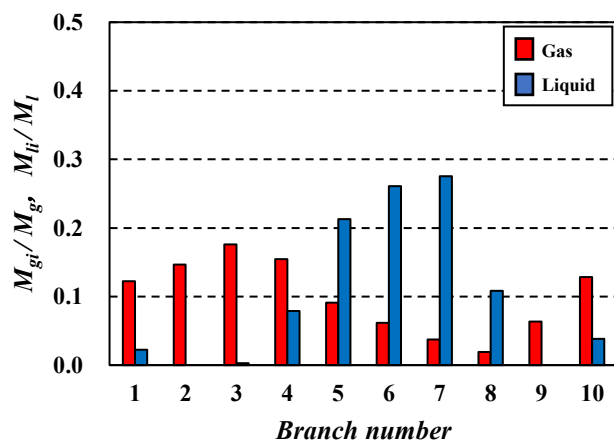
次に、加熱条件下で測定された気液分配率のグラフを示す。Fig. 3 - 26 ~ 29 に気液分配率  $M_{gi}/M_g$ ,  $M_{li}/M_l$  の測定結果のグラフをまとめた。加熱条件の場合、気液分配率は分岐管入口と出口で異なるが、蒸発器の開発においては各分岐管に流入する液相の分配率が重要な情報となるため、分岐管入口における気液分配率の測定結果を示した。グラフの赤色は気相分配率、青色は液相分配率を示している。横軸は分岐管番号を表しており、“1”がヘッダ入口に最も近い分岐管に対応している。以下に液相分配の結果に基づいた考察を行う。

最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 26) , 液相は断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、第 1 ~ 第 3 分岐管には殆ど分配されず、第 5 ~ 第 8 分岐管に 90 % 程度分配されている。  $Q = 20, 40 \text{ W/本}$  では、液相は第 7, 第 8 分岐管に集中して分配され、特に第 7 分岐管で分配が最も多くなった。断熱条件と比較して液相分配が下流へと推移したが、可視化観察で見られた波の発生位置が下流へと推移したことに対応している。また、断熱条件では液相分配が認められなかった上流域の分岐管への分配量が増加しており、加熱により液相分配の均一性が高まることが分かる。  $Q = 60, 80 \text{ W/本}$  では、かなり均一性の高い液相分配となった。この理由として、  $Q = 0 \sim 40 \text{ W/本}$  で液相が多く分配された分岐管ではクオリティの増加による摩擦損失が大きくなり、液相分配が抑制されると考えられる。その結果、それらの分岐管に分配されなかった液相は、より下流の分岐管に分配される。一方、可視化観察で見られたように  $Q = 60, 80 \text{ W/本}$  の高熱負荷ではヘッダ内に下流域から上流域に向かう波が形成される。この波により上流域の分岐管にも液冷媒が分配されることで、液相分配が均一化したものと考えられる。

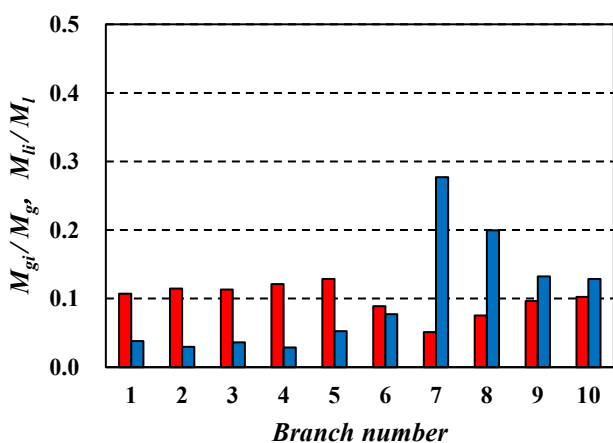
$M = 30, 40 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 27, 28) , 断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、液相は  $M = 20 \text{ kg/h}$  と比較してより下流域の分岐管に偏って分配され、両流量とも第 7 分岐管で液相分配の最大値を示した。可視化観察で見られたように、冷媒流量の増加により波の発生位置が下流へと推移したことと整合している。  $M = 30 \text{ kg/h}$  では、熱負荷の増加に伴い第 7, 第 8 分岐管への液相分配の偏りは改善されないが、その他 8 本の分岐管では均一な液相分配に近づいた。  $M = 40 \text{ kg/h}$  では、熱負荷の増加に伴い僅かに上流域の分岐管で液相分配が見られるが、  $M = 30 \text{ kg/h}$  の各熱負荷と比較して上流域の液相分配率は低く、さらに下流域の第 7 ~ 第 10 分岐管への液相分配の偏りは改善されないため、液相分配の均一性向上は僅かである。

最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 29) , 液相は断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、  $M = 40 \text{ kg/h}$  と同様に下流域の分岐管に偏って分配され、第 7 ~ 第 10 分岐管に 90 % 程度の液相が分配されている。  $Q = 20 \sim 80 \text{ W/本}$  では、液相分配特性は断熱条件の結果とよく一致しており、加熱の影響はほとんど認められない。2.9 項 Table2 - 20 に示したように、  $M = 50 \text{ kg/h}$  の条件では試験流路出入口間の冷媒クオリティの増分が他条件と比較して小さく、各分岐管におけるクオリティ変化とそれに伴う摩擦損失の変化が小さいため、加熱が液相分配に与える影響も小さくなったと考えられる。

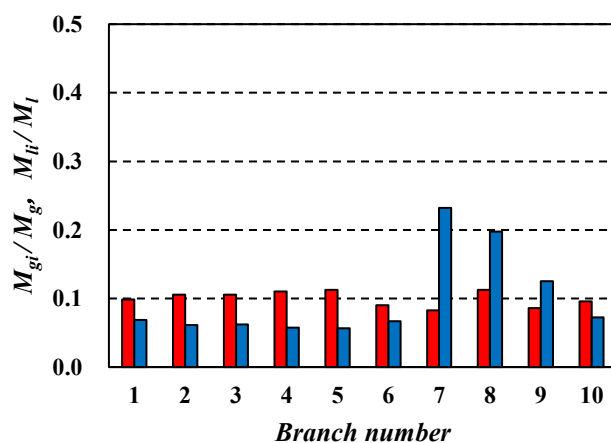




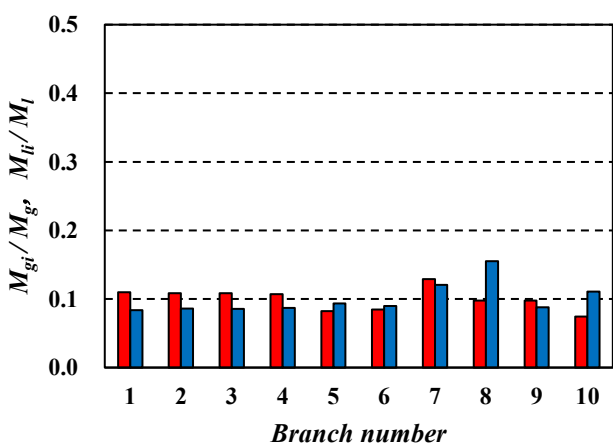
(a)  $Q = 0$  W



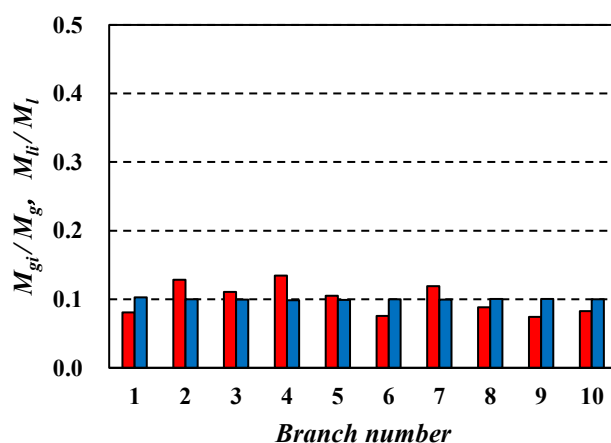
(b)  $Q = 20$  W/本



(c)  $Q = 40$  W/本

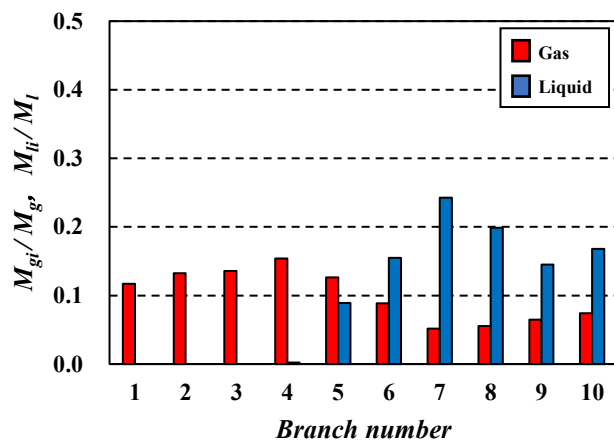


(d)  $Q = 60$  W/本

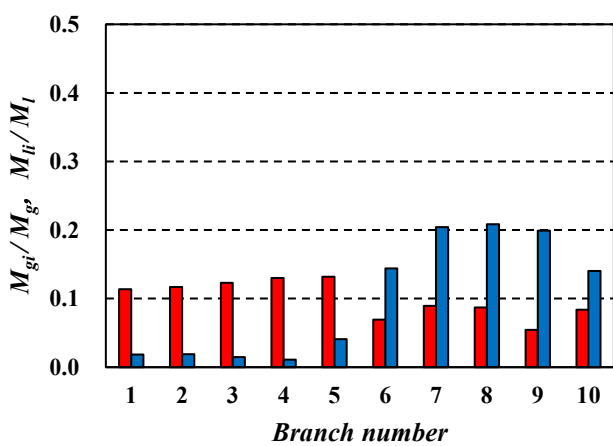


(e)  $Q = 80$  W/本

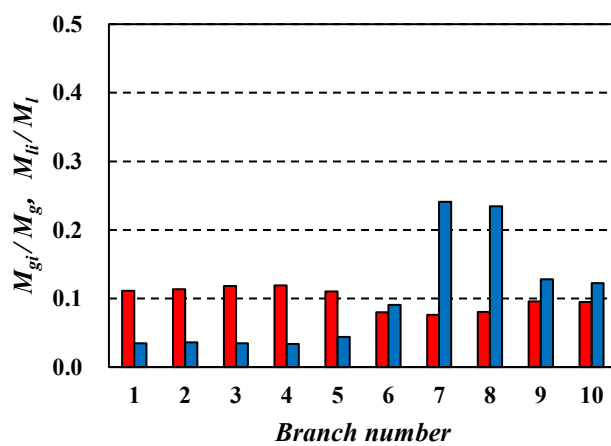
Fig. 3 - 26 気液分配率 (標準流路,  $M = 20$  kg/h)



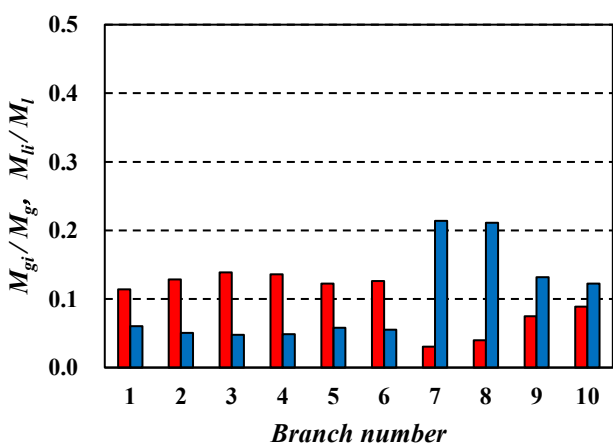
(a)  $Q = 0 \text{ W}$



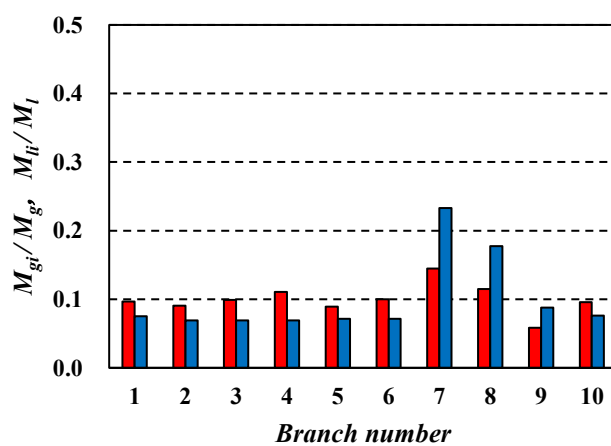
(b)  $Q = 20 \text{ W/本}$



(c)  $Q = 40 \text{ W/本}$



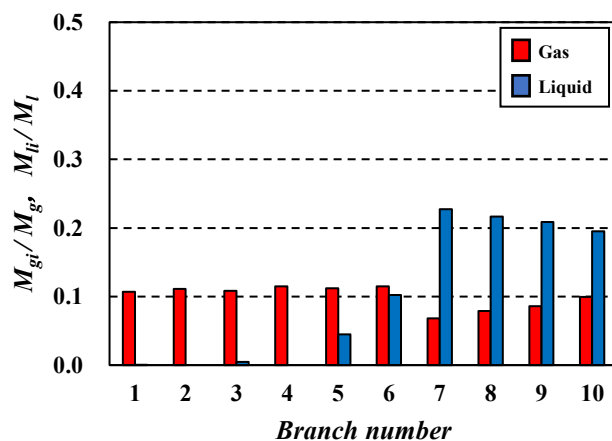
(d)  $Q = 60 \text{ W/本}$



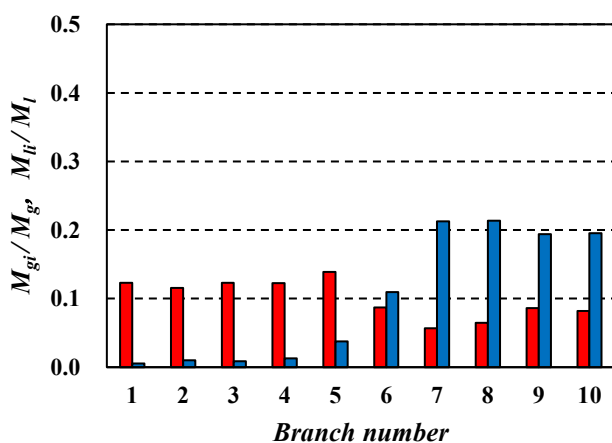
(e)  $Q = 80 \text{ W/本}$

Fig. 3 - 27 気液分配率 (標準流路,  $M = 30 \text{ kg/h}$ )

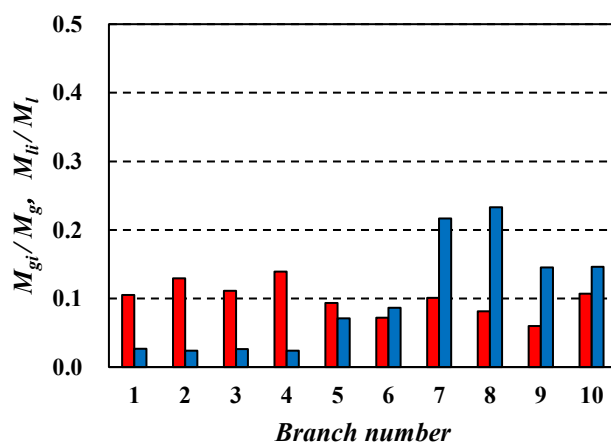




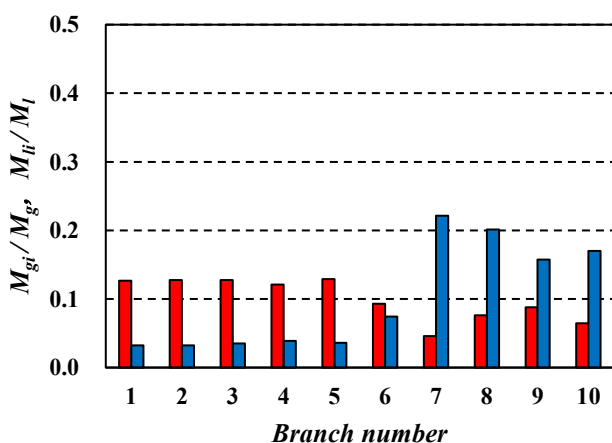
(a)  $Q = 0$  W



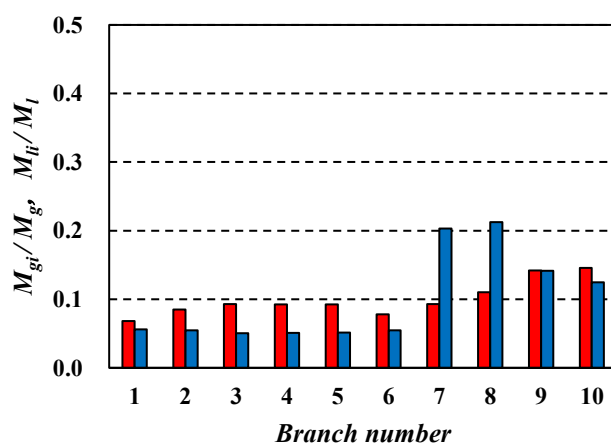
(b)  $Q = 20$  W/本



(c)  $Q = 40$  W/本

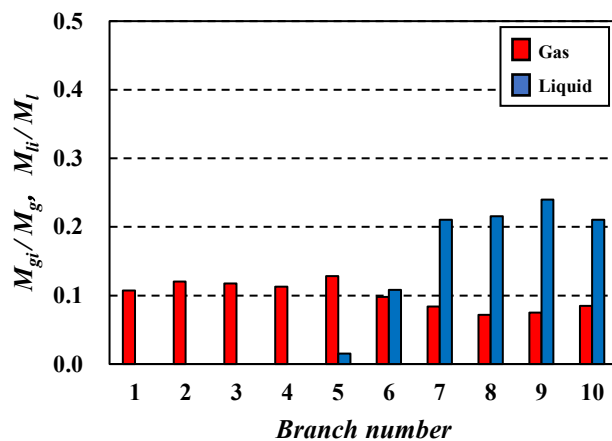


(d)  $Q = 60$  W/本

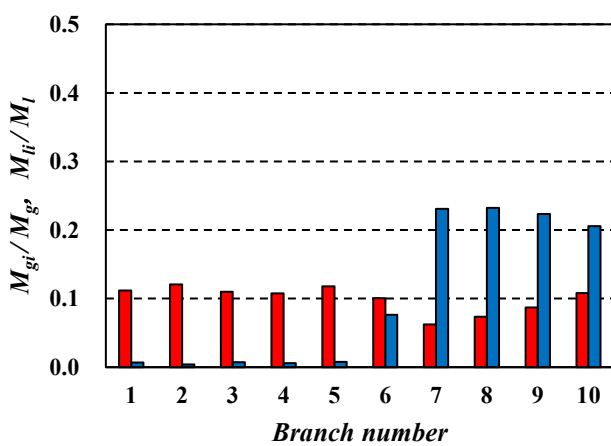


(e)  $Q = 80$  W/本

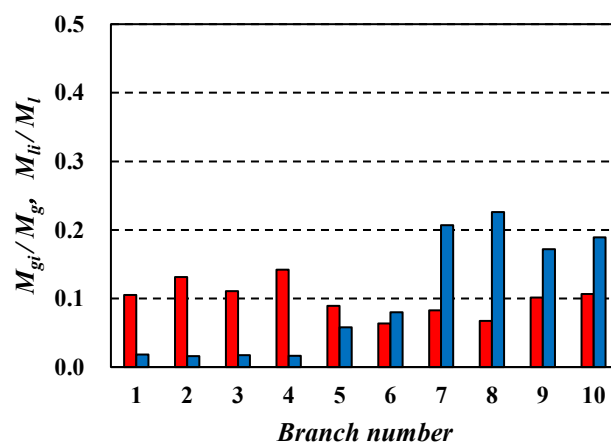
Fig. 3 - 28 気液分配率 (標準流路,  $M = 40$  kg/h)



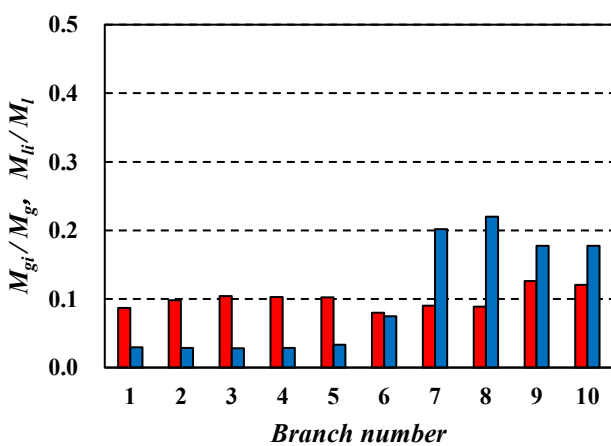
(a)  $Q = 0 \text{ W}$



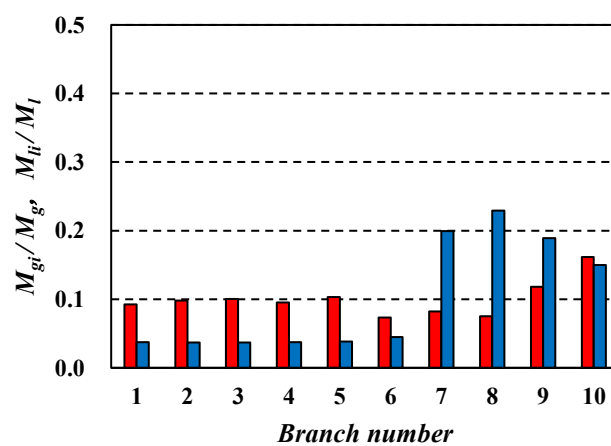
(b)  $Q = 20 \text{ W/本}$



(c)  $Q = 40 \text{ W/本}$



(d)  $Q = 60 \text{ W/本}$



(e)  $Q = 80 \text{ W/本}$

Fig. 3 - 29 気液分配率 (標準流路,  $M = 50 \text{ kg/h}$ )

### 液相分配率の標準偏差及び重心位置

本研究では分岐管への熱負荷が液相分配特性に及ぼす影響を定量的に評価するために、液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  と液相分配率の累積値が 0.5 となる分岐管の位置、すなわち液相分配の重心位置  $CB_l$  を求めた。

Fig. 3-30 に液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  の結果を示す。熱負荷  $Q$  に対する  $\sigma_l$  の変化を、冷媒流量  $M$  をパラメータにとって示している。何れの冷媒流量においても  $\sigma_l$  は  $Q$  の増加に伴い低下しており、熱負荷の増加によって液相分配の均一性が高まることが分かる。低冷媒流量では、 $\sigma_l$  は  $Q$  の増加に伴い大きく低下しており、最大熱負荷  $Q=80$  W/本ではほぼ均一な分配に達した。一方で高冷媒流量においては  $Q$  に対する  $\sigma_l$  の変化割合は小さくなっており、高流量条件では加熱によるクオリティの変化量が小さく、熱負荷が液相分配に与える影響が小さいことが改めて認められる。

Fig. 3-31 に液相分配率の重心位置の結果を示す。熱負荷  $Q$  に対する  $CB_l$  の変化を、冷媒流量  $M$  をパラメータにとって示している。縦軸は  $CB_l$  の位置を分岐管番号で示した。冷媒流量の増加に伴い  $CB_l$  の値は大きくなっており、冷媒流量が大きいほど下流側の分岐管における液相分配率が高まることが分かる。熱負荷の影響については、 $CB_l$  は  $Q$  の増加に伴い減少する傾向を示した。これは熱負荷を増加させると断熱条件下では液相分配の少なかった上流側の分岐管にも液相が分配されることを意味している。冷媒流量が大きいほど  $Q$  に対する  $CB_l$  の変化割合は小さく、熱負荷が増加しても液相分配の下流側の分岐管への偏りが解消されないことが分かる。

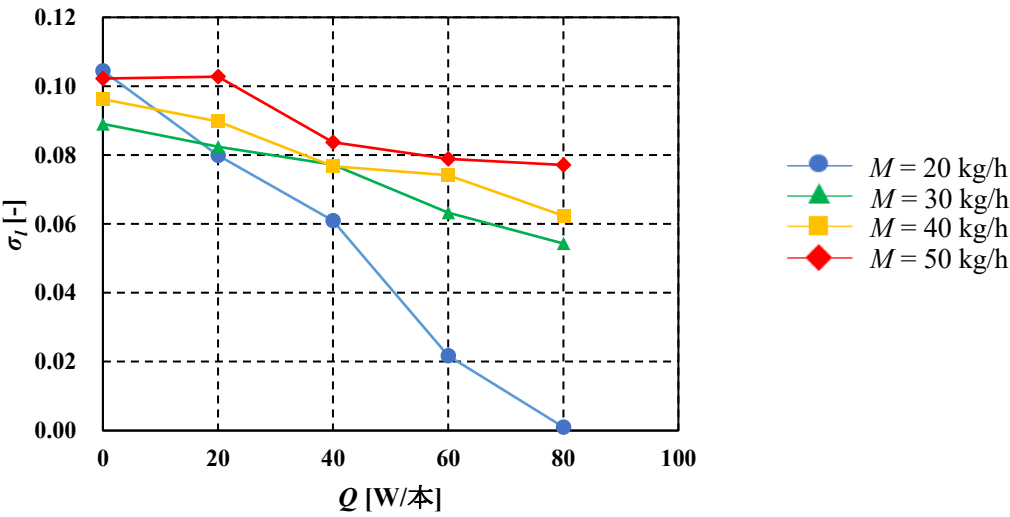


Fig. 3 - 30 液相分配率の標準偏差

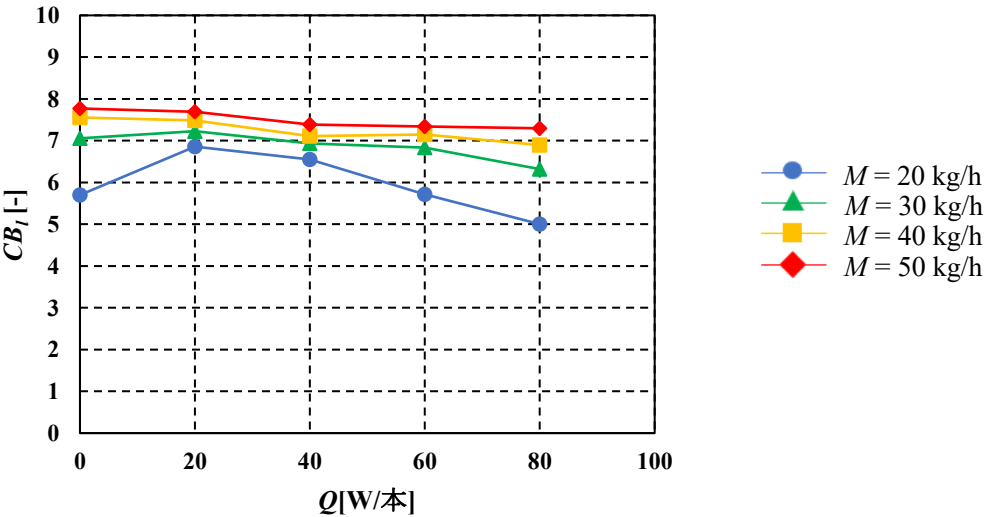


Fig. 3 - 31 液相分配率の重心位置

### 3.3.1.2 多孔内管設置流路 (CaseII-2.0-U)

次に、多孔内管設置流路 (CaseII-2.0-U：細孔位置は分岐管間の中間、細孔径 2.0 mm、細孔上向き) で加熱実験を行った。Fig. 3 - 32 に CaseII-2.0-U の概略図を示す。

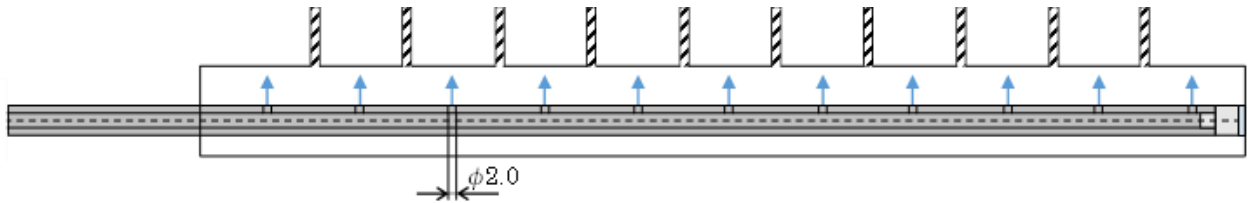


Fig. 3 - 32 CaseII-2.0-U 概略図

#### 冷媒流の可視化観察

CaseII-2.0-U の各冷媒質量流量で撮影した入口ヘッダにおける流動状態の可視化結果を Fig. 3 - 33 ~ 36 に示す。各図には各熱負荷における結果が示してある。図中の黄色の破線は多孔内管の外形を示し、白線は気液界面を示している。

何れの条件においても、内管の全細孔から液冷媒が噴出しており、噴出した液冷媒がヘッダ上面に衝突する様子を観察した。分岐管入口付近から液相がヘッダ内に滴り落ちる様子が観察されたことから、ヘッダ上壁に衝突した液相は液膜となって壁に沿って分岐管入口まで広がり、その一部が分岐管に流入していると考えられる。

最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 33) , 断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、ヘッダ内の大部分は液冷媒で満たされ、気相は下流域のヘッダ上部に僅かに存在していた。最小熱負荷  $Q = 20 \text{ W/本}$  では、断熱条件と差異は見られなかった。  $Q = 40 \text{ W/本}$  では、ヘッダ全域で上部に薄い気相の層が存在し、気液界面では上流域から下流域へと向かう小さな波が発生する様子が観察された。  $Q = 60 \text{ W/本}$  では、界面の波がヘッダ下流域の端まで到達し、上流域へと間欠的に逆流する様子を観察した。最大熱負荷  $Q = 80 \text{ W/本}$  では、ヘッダ上部の気相の層は厚くなり、波が高頻度で発生する様子が観察された。この波は上流域から下流域へと向かい、ヘッダの端壁に衝突した後、逆流して上流域へ戻る間に波の波頭が全分岐管に接触する様子が観察された。加熱量の増加に伴うヘッダ上部の気相の増加は、分岐管へと流入した液冷媒が熱負荷により気相へと相変化し、その一部がヘッダ内へ逆流することが一因であると推察される。

$M = 30, 40 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 34, 35) , 断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、冷媒流量の増加に伴いヘッダ内の気相量が増加し、ヘッダ全域で上部に気相の層が存在する様子を観察した。  $M = 30 \text{ kg/h}$  では熱負荷の影響は  $M = 20 \text{ kg/h}$  と定性的に一致したが、  $M = 20 \text{ kg/h}$  と比較して波の発生頻度は低下した。  $M = 40 \text{ kg/h}$  では熱負荷の影響は  $M = 20 \text{ kg/h}$  と異なり、熱負荷が増加しても気液界面の位置はほぼ変化せず、上流域から下流域へと向かう波の発生も観察されなかった。

最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 36) , 断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では, 冷媒流量の増加に伴いヘッダ上部の気相の厚さが増加し, 下流域では気液界面が内管の上部が浮き出るほどの高さまで断続的に下がる様子が観察された.  $Q = 20 \sim 80 \text{ W/本}$  では断熱条件時の流動状態と大きな変化は見られなかった.

以上のことから, 低冷媒流量においてはヘッダ内における波の発生に対して加熱の影響が認められた. 一方で, 高冷媒流量においてはヘッダ内の流動に及ぼす加熱の影響が小さいことが確認された.

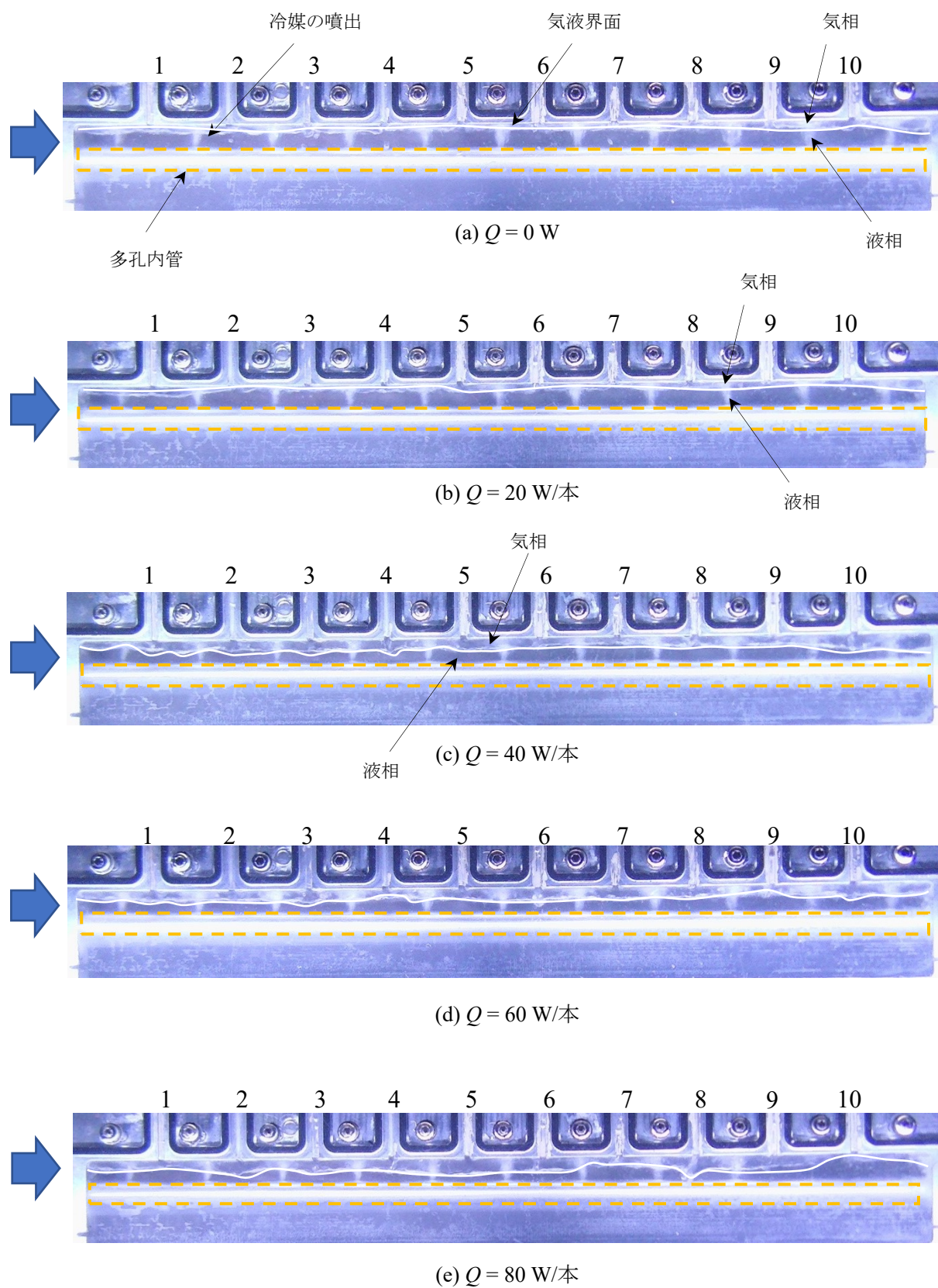


Fig. 3 - 33 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-2.0-U,  $M = 20 \text{ kg/h}$ )



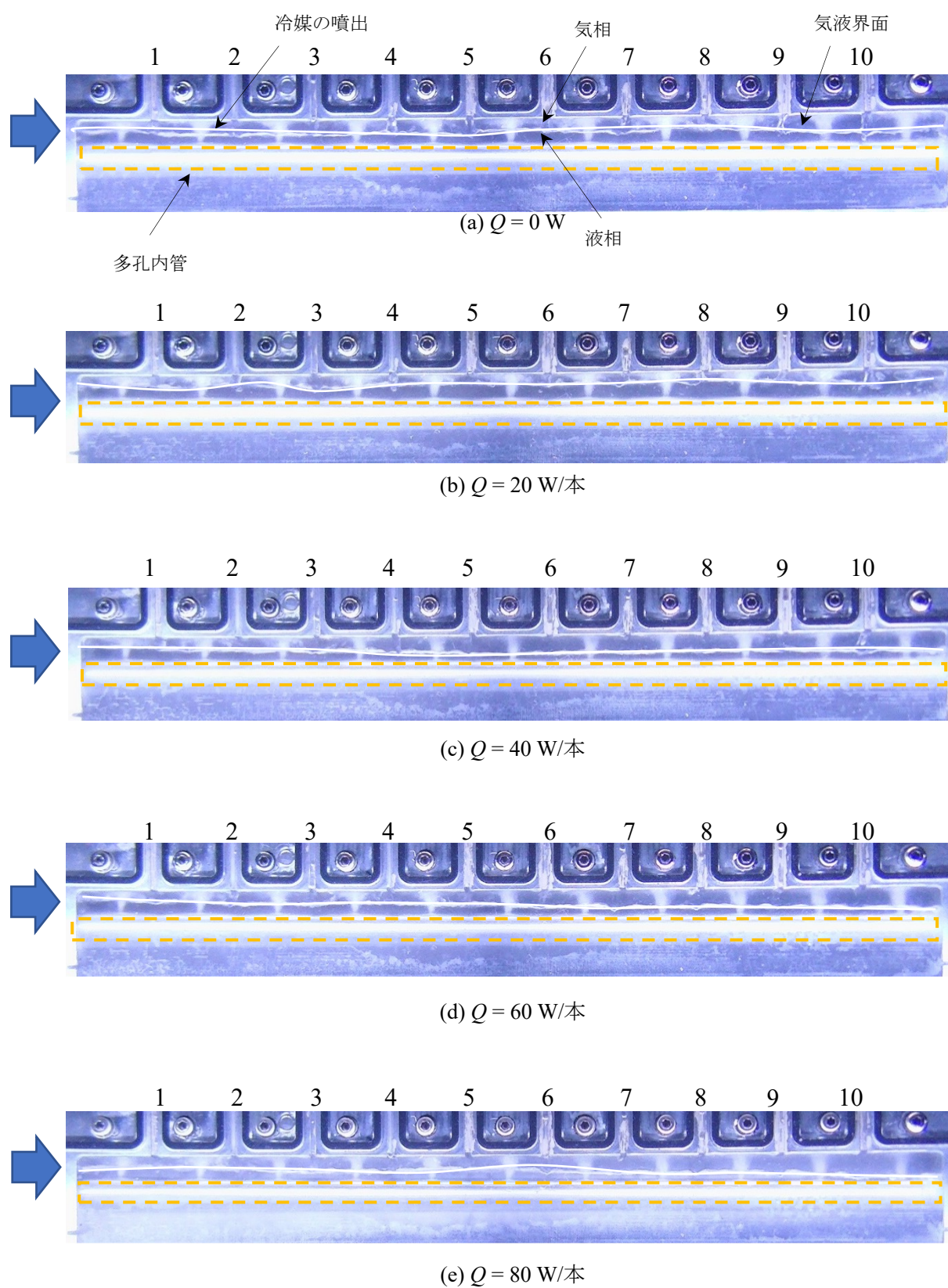


Fig. 3 - 34 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-2.0-U,  $M = 30 \text{ kg/h}$ )



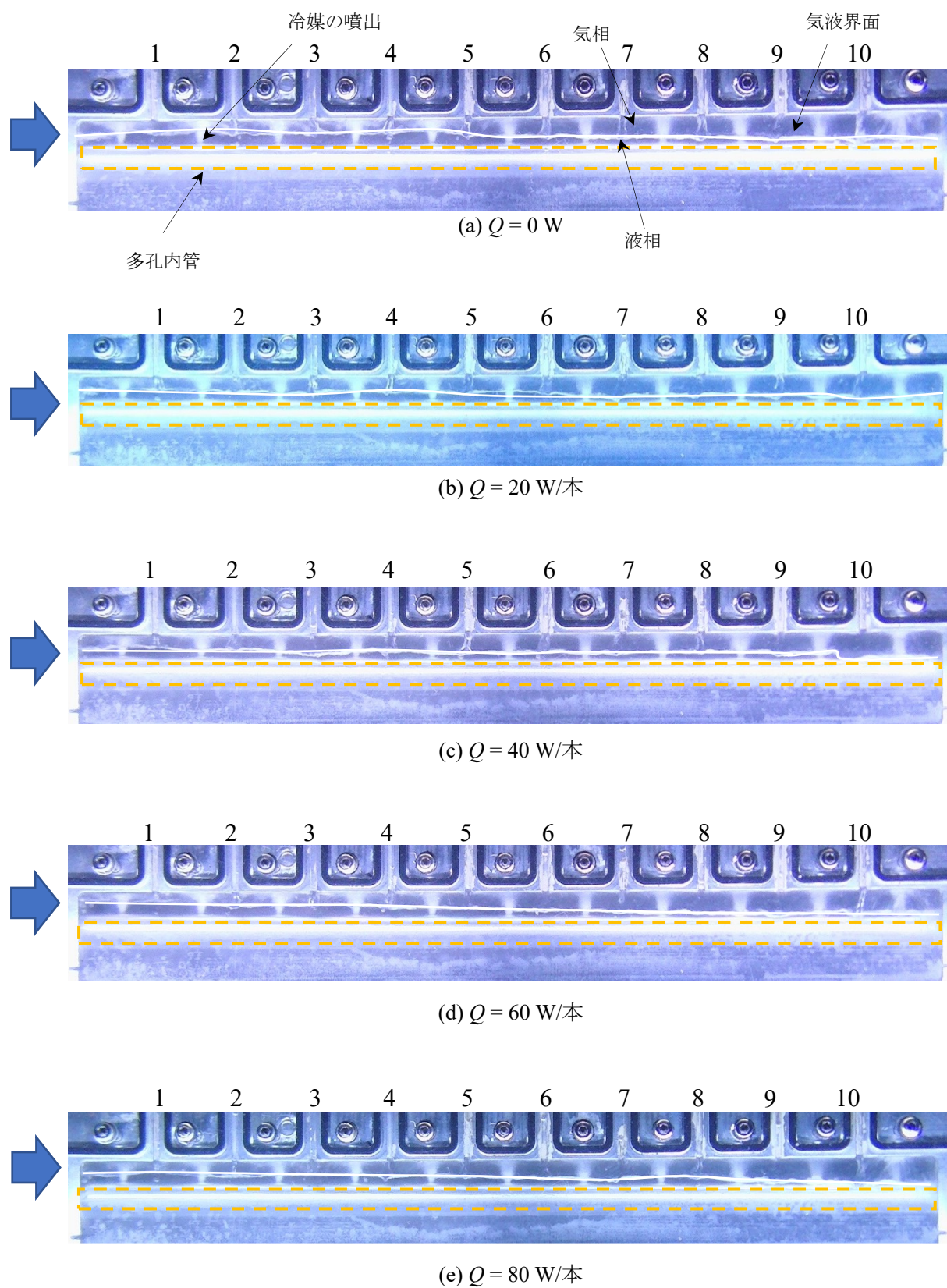


Fig. 3 - 35 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-2.0-U,  $M = 40 \text{ kg/h}$ )

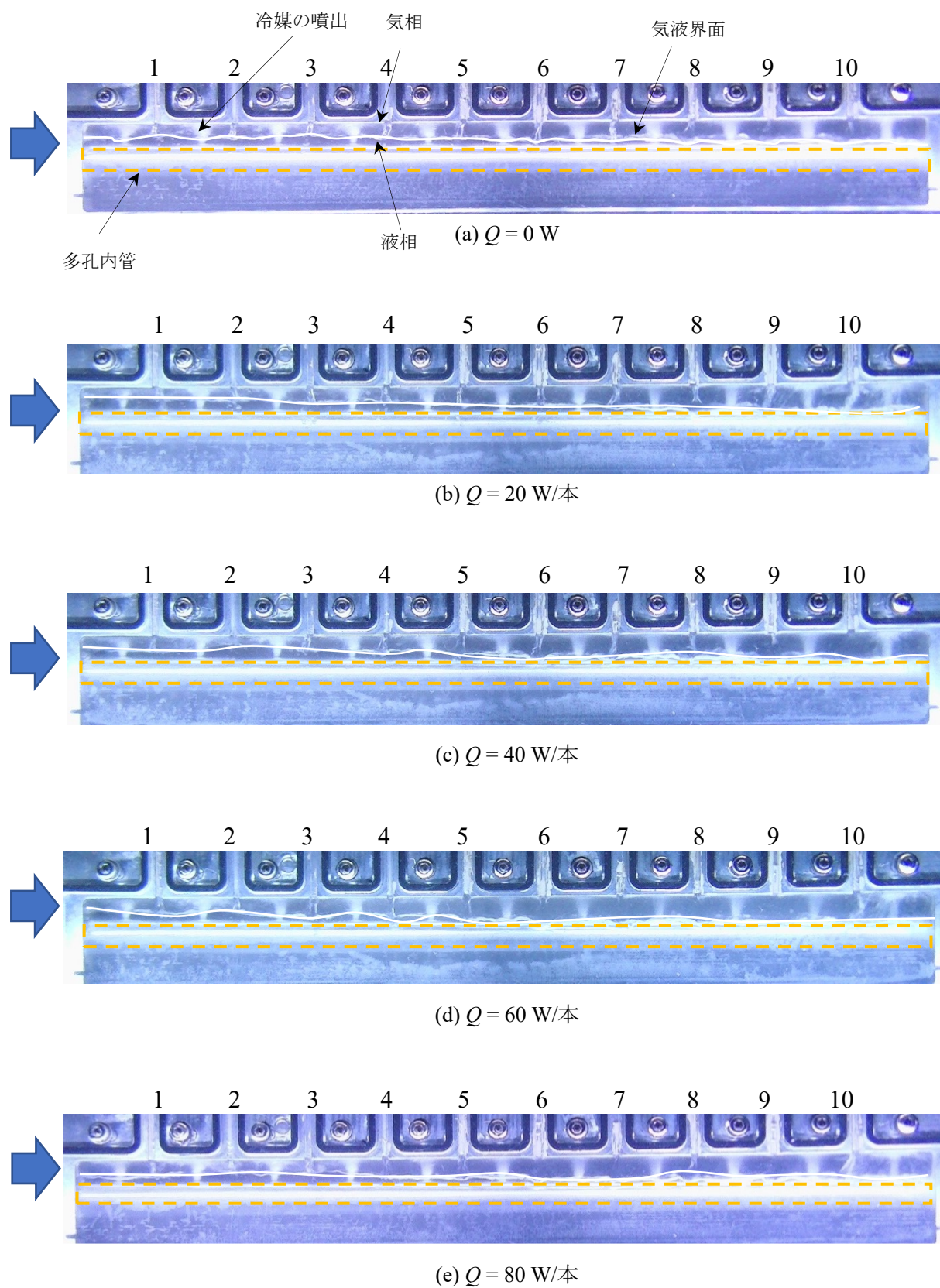


Fig. 3 - 36 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-2.0-U,  $M = 50 \text{ kg/h}$ )



### 気液分配率測定結果

次に、加熱条件下で測定された気液分配率のグラフを示す。Fig. 3 - 37～40 に分岐管入口における気液分配率  $M_{gi}/M_g$ ,  $M_{li}/M_l$  の測定結果のグラフをまとめた。グラフの赤色は気相分配率、青色は液相分配率を示している。横軸は分岐管番号を表しており、“1”がヘッダ入口に最も近い分岐管に対応している。冷媒蒸発器においては分岐管入口における液相分配の均一性が重要となるため、液相分配の結果に基づいて考察を行う。

最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 37) , 液相は断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、上流域と下流域の分岐管に偏って分配され、中流域への液相分配は少ない結果となった。最小熱負荷  $Q = 20 \text{ W/本}$  では、断熱条件において液相分配が少なかった第 6, 第 8 分岐管で僅かに分配量が増加し、第 5～第 8 分岐管で均一な液相分配となった。また、断熱条件と比較して第 2～第 4 分岐管への液相分配量が増加し、上流域の分岐管への偏りが僅かに強まることが分かる。 $Q = 40 \text{ W/本}$  では、上流域の第 1, 第 2 分岐管への液相分配の偏りは大きい、第 4～第 10 分岐管ではほぼ均一な液相分配となった。 $Q = 60 \text{ W/本}$  では、第 1, 第 2 分岐管への液相分配の偏りが  $Q = 40 \text{ W/本}$  よりも緩和され、かなり均一性の高い液相分配となった。最大熱負荷  $Q = 80 \text{ W/本}$  では、全分岐管にほぼ等量の液相が分配されており、高熱負荷条件では液相分配の均一性が大きく向上することが確認された。このように  $M = 20 \text{ kg/h}$ ,  $Q = 80 \text{ W/本}$  の条件で液相分配がほぼ均一化する傾向は標準流路と同じであった。

$M = 30, 40 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 38, 39) , 液相は断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、 $M = 20 \text{ kg/h}$  と同様に上流域と下流域の分岐管に偏って分配されるが、冷媒流量の増加に伴い  $M = 20 \text{ kg/h}$  において液相分配が少なかった中流域の第 5, 第 6 分岐管への分配量は増加した。 $M = 30 \text{ kg/h}$  では、熱負荷の増加に伴い第 5～第 8 分岐管で均一な液相分配に近づいた。 $M = 30 \text{ kg/h}$  の高熱負荷条件  $Q = 60, 80 \text{ W/本}$  では第 1, 第 2 分岐管への液相分配の偏りが低熱負荷時に比べて軽減され、液相分配の均一性は高まったが、 $Q = 80 \text{ W/本}$  を与えても  $M = 20 \text{ kg/h}$  のような均一分配には至っていない。 $M = 40 \text{ kg/h}$  では、熱負荷の増加に伴い第 5～第 8 分岐管で液相分配量が増加し、 $Q = 80 \text{ W/本}$  では第 5～第 10 分岐管では均一な液相分配となるが、上流域の分岐管への偏りは改善されず、加熱による液相分配の均一性向上は  $M = 20, 30 \text{ kg/h}$  に比べると小さかった。

最大冷媒流量  $M = 50 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 40) , 液相は断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、他の冷媒流量と比較して中流域の分岐管への分配が増加し、液相分配の均一性は向上した。上流域の第 1, 第 2 分岐管への液相分配の偏りは他の冷媒流量と同様に見られた。 $Q = 20 \sim 80 \text{ W/本}$  では、液相分配の特性は断熱条件の結果とよく一致しており、加熱の影響はほとんど確認されなかった。

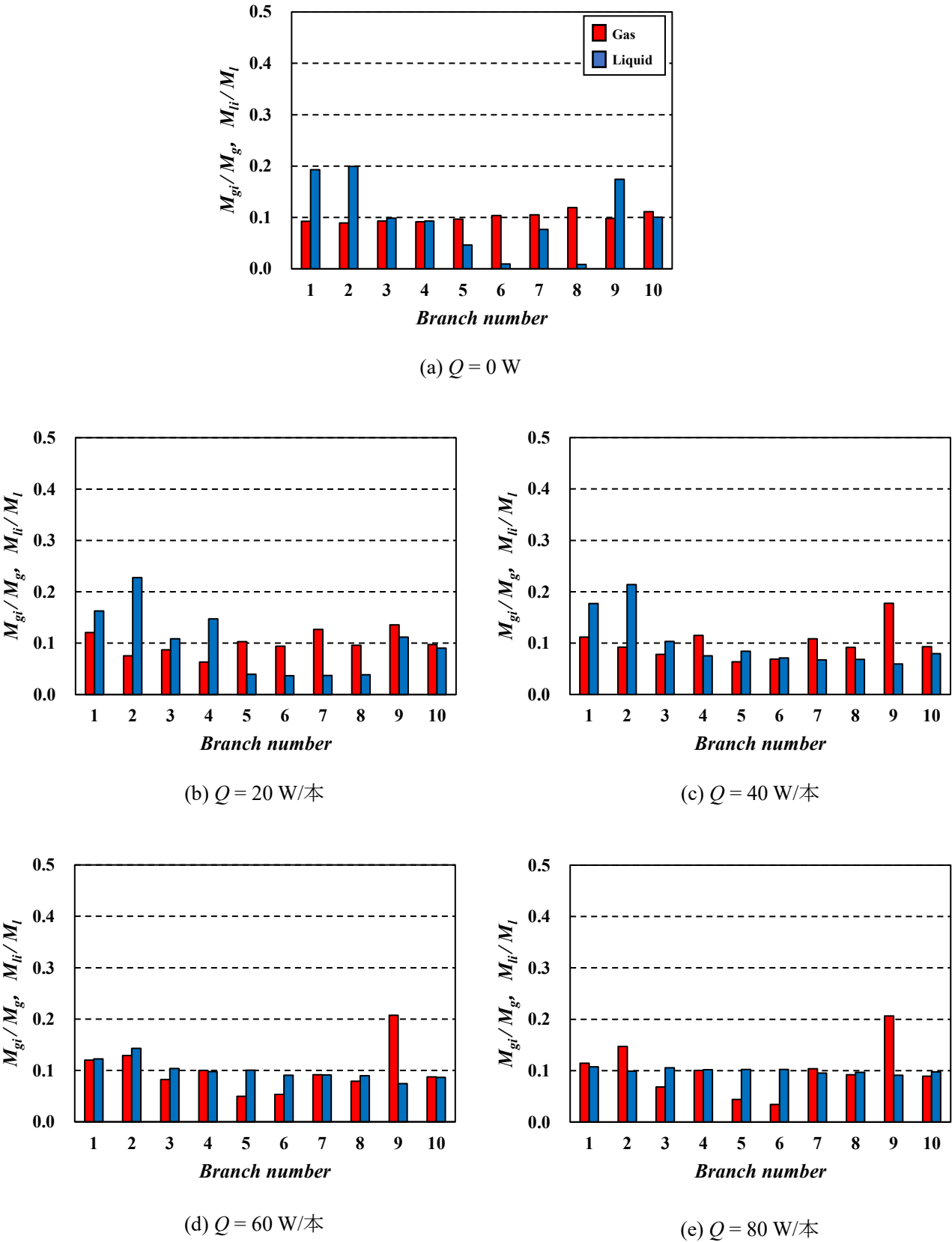


Fig. 3 - 37 気液分配率 (CaseII-2.0-U,  $M=20 \text{ kg/h}$ )

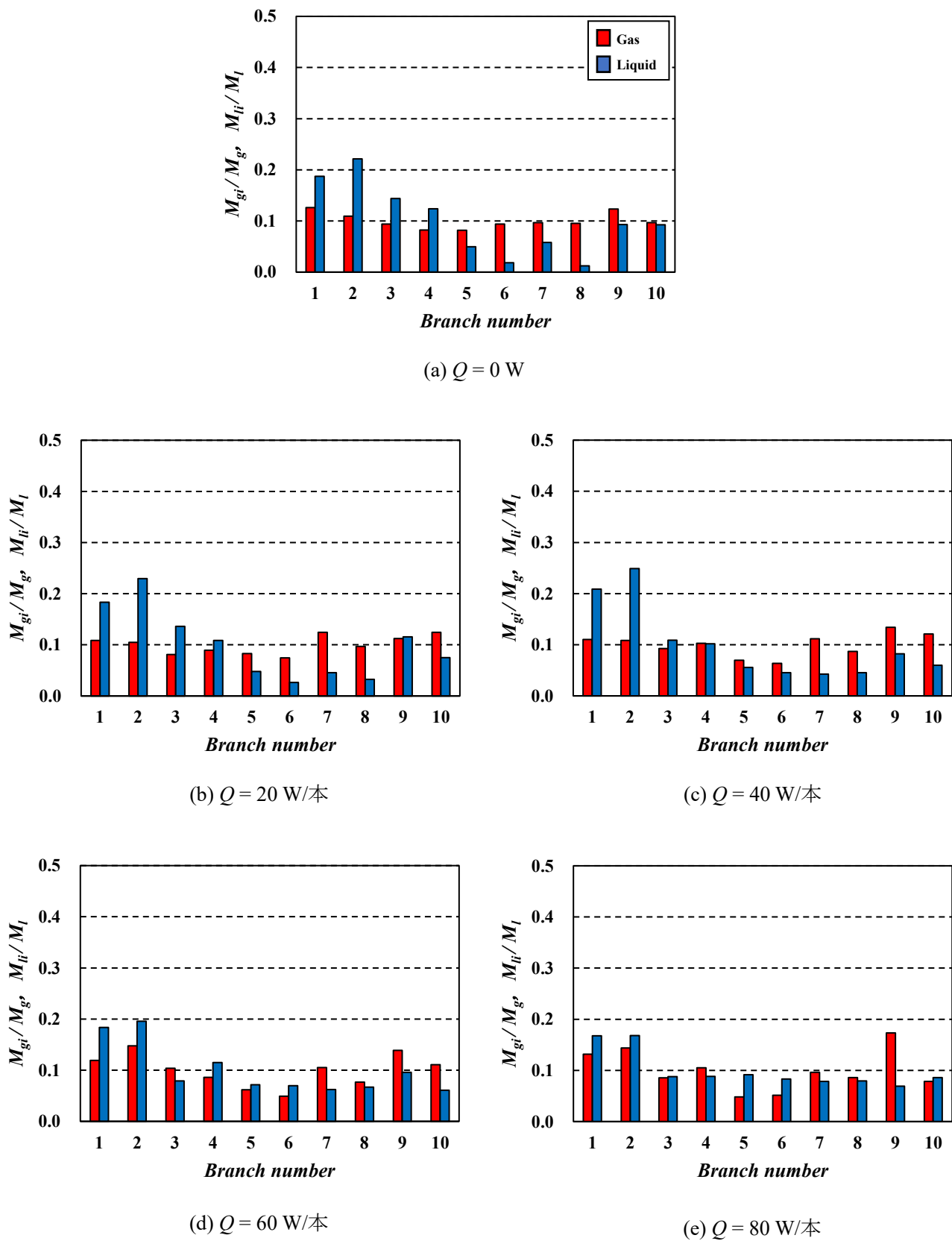


Fig. 3 - 38 気液分配率 (CaseII-2.0-U,  $M = 30 \text{ kg/h}$ )

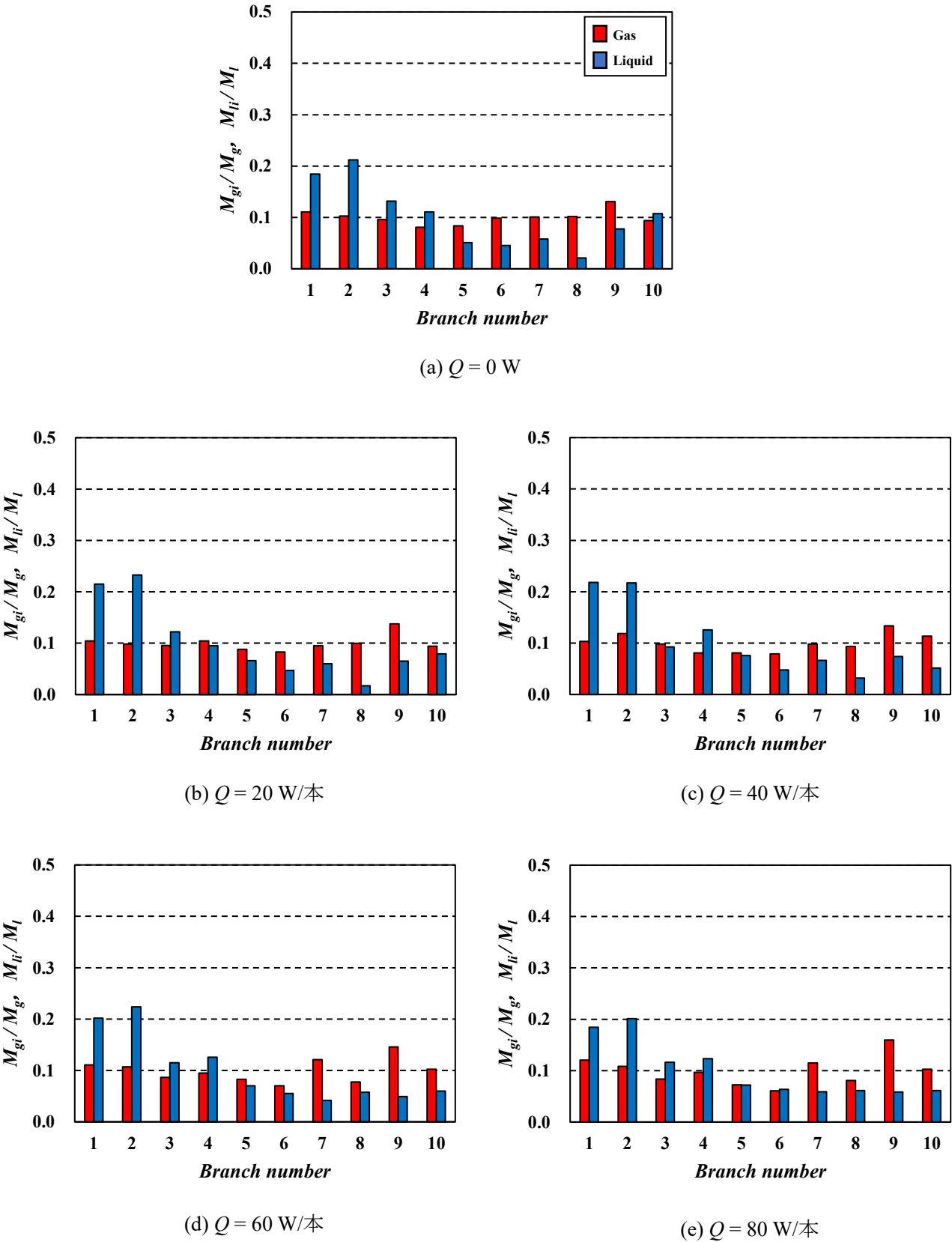
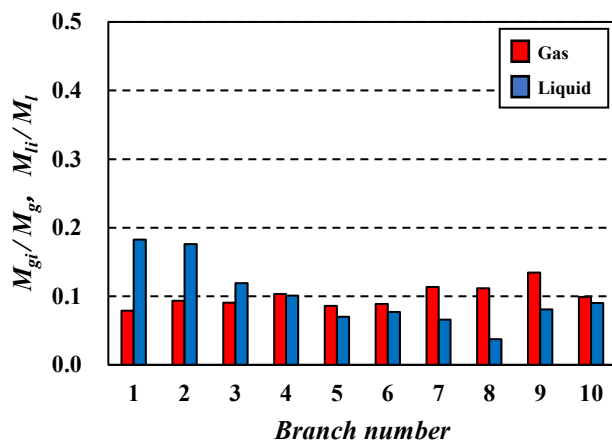
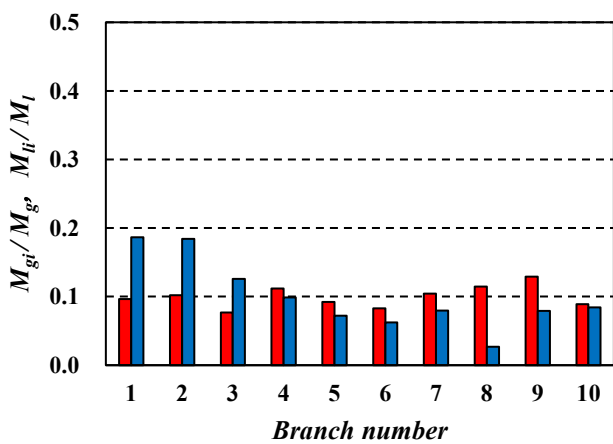


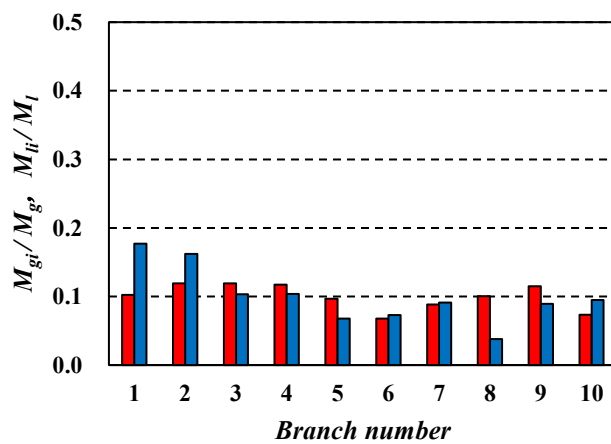
Fig. 3 - 39 気液分配率 (CaseII-2.0-U,  $M = 40 \text{ kg/h}$ )



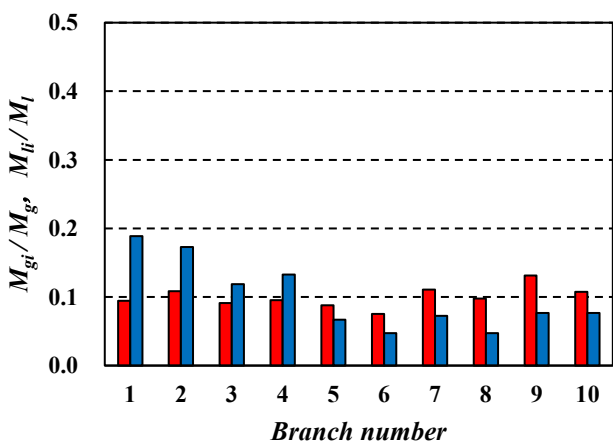
(a)  $Q = 0 \text{ W}$



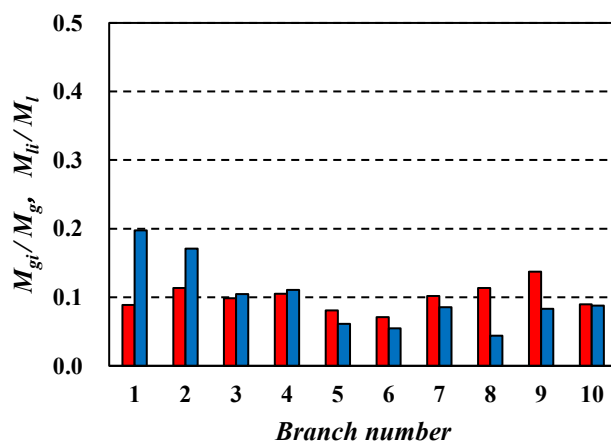
(b)  $Q = 20 \text{ W/本}$



(c)  $Q = 40 \text{ W/本}$



(d)  $Q = 60 \text{ W/本}$



(e)  $Q = 80 \text{ W/本}$

Fig. 3 - 40 気液分配率 (CaseII-2.0-U,  $M = 50 \text{ kg/h}$ )



分岐管への熱負荷が液相分配に及ぼす影響について、各分岐管内の圧力損失に基づいて考察する。分岐管内の圧力損失は(1) 摩擦損失と(2) 位置損失の和で求め、それぞれの損失は加熱条件で得られた各分岐管の入口における気液分配量とクオリティの測定結果を用いて算出した。

(1) 摩擦損失は Lockhart-Martinelli 相関<sup>(30)</sup>に基づき算出した。

気相が単相で分岐管内の微細流路内を流れたときの圧力損失 $\Delta P_g$ [kPa]、液相が単相で分岐管内の微細流路内を流れたときの圧力損失 $\Delta P_l$ [kPa]は、

$$\Delta P_g = \lambda_g \frac{L}{D} \frac{\rho_g j_g^2}{2} \quad (3.1)$$

$\lambda_g$  : 管摩擦係数 (流路内の流れは層流のため  $\lambda_g = 57.1/Re_g$ ) [-]

$Re_g$  : 気相のレイノルズ数 ( $Re_g = j_g D / \nu_g$ ) [-]

$j_g$  : 気相見かけ速度 [m/s]  $D$  : 分岐管内の冷媒流路の水力直径 [m]

$\nu_g$  : 気相動粘度 [m<sup>2</sup>/s]  $L$  : 分岐管の長さ [m]  $\rho_g$  : 気相密度 [kg / m<sup>3</sup>]

$$\Delta P_l = \lambda_l \frac{L}{D} \frac{\rho_l j_l^2}{2} \quad (3.2)$$

$\lambda_l$  : 管摩擦係数 (流路内の流れは層流のため  $\lambda_l = 57.1/Re_l$ ) [-]

$Re_l$  : 液相のレイノルズ数 ( $Re_l = j_l D / \nu_l$ ) [-]

$j_l$  : 液相見かけ速度 [m/s]  $\nu_l$  : 液相動粘度 [m<sup>2</sup>/s]  $\rho_l$  : 液相密度 [kg / m<sup>3</sup>]

$j_g, j_l$ は、分岐管をフィンで区切られた四角形断面をもつ16個の微細流路の集合体とみなし、各微細流路に等量の気液が流入したと仮定して求めた。

Lockhart-Martinelli 相関より、

$$\text{Martinelli パラメータ : } X^2 = \frac{\Delta P_l}{\Delta P_g} \quad (3.3)$$

$$\text{気相基準の二相増倍係数 : } \phi_g^2 = \frac{\Delta P_{tp}}{\Delta P_g} \quad (3.4)$$

$$\text{Chisholm の式 : } \phi_g^2 = 1 + c \cdot X + X^2 \quad (3.5)$$

$\Delta P_{tp}$  : 気液二相流における圧力損失 [kPa]

$c$  : 実験定数 (気相と液相ともに層流の場合 5) [-]

分岐管の加熱により管内で液冷媒が蒸気となるため、液相速度 $j_l$ の減少と気相速度 $j_g$ の増加に伴い $\Delta P_l$ が減少し $\Delta P_g$ が増加する。この変化による影響を Martinelli パラメータに取り込み、10 mm ピッチで $\Delta P_{tp}$ を算出し、分岐管全長に渡って積算することで加熱条件下における分岐管摩擦損失を求めた。

(2) 位置損失は式(3.6)より算出した.

$$\Delta P_p = \int_0^L [\rho_l(1 - \alpha) + \rho_g \alpha] g dz \quad (3.6)$$

$\Delta P_p$  : 位置損失 [kPa]  $L$  : 分岐管の長さ [m]  $\alpha$  : ボイド率 [-]

$\rho_l$  : 液相密度 [kg/m<sup>3</sup>]  $\rho_g$  : 気相密度 [kg/m<sup>3</sup>]  $g$  : 重力加速度 [m/s<sup>2</sup>]

$z$  : 鉛直上向きの座標軸

式(3.6)におけるボイド率 $\alpha$ は測定出来ないため, 次の Zivi の相関式<sup>(31)</sup>を用いて算出した.

$$\alpha = [1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{\frac{2}{3}}]^{-1} \quad (3.7)$$

$x$  : 冷媒の局所クオリティ [-]

冷媒が蒸発するにつれてクオリティが増加するため, 分岐管を 10 mm ピッチの微小区間に分割し, 微小区間内のクオリティを一定として位置損失を算出し, 分岐管長さに渡って積算した.

Fig. 3 - 41 ~ 46 に冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$ ,  $40 \text{ kg/h}$ ,  $50 \text{ kg/h}$  における各分岐管出口の熱平衡クオリティと上式で計算した各分岐管内の圧力損失を示す. 各分岐管出口の熱平衡クオリティは各分岐管の入口における気液分配量とクオリティ, 及び分岐管加熱量から算出した. なお, 先行研究<sup>(26)</sup>における分岐管内の可視化観察より, 分岐管内のドライアウトの有無と算出したクオリティによるドライアウトの有無は整合することが確認された. Fig. 3 - 42, 44, 46 のグラフの青色は摩擦損失, 橙色は位置損失を示している. なお,  $M = 30 \text{ kg/h}$  では, 加熱による液相分配への影響は  $M = 20 \text{ kg/h}$  と定性的に一致したため図は省略した.

最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  の場合 (Fig. 3 - 41, 42), 最小熱負荷  $Q = 20 \text{ W/本}$  では, Fig. 3 - 41 より第 5 ~ 第 8 分岐管の出口において熱平衡クオリティがほぼ 1 であることから, これらの分岐管では管出口に至るまでに液相がすべて蒸発するドライアウトが発生している. ここで Fig. 3 - 42 より  $Q = 20 \text{ W/本}$  において第 5 ~ 第 8 分岐管では管内の圧力損失が他の分岐管よりも低い値で均一化されていることが確認され, ドライアウトと圧力損失に相関がみられた. 本研究では, 各分岐管出口における圧力は実機と同様に分岐管間で均一となるように調整しているため, 分岐管内の圧力損失が同じ場合, 分岐管入口における圧力は均一になる. そのため, ドライアウトが発生した第 5 ~ 第 8 分岐管では入口における圧力が等しくなり, 気液分配率の測定で見られたように第 5 ~ 第 8 分岐管に等量の液相が分配されたと推察される. また, ドライアウトは液相分配量が少ない分岐管ほど低い熱負荷で発生するため, ドライアウトが生じた分岐管は相対的に低い圧力損失で揃っていく. そのため, それらの分岐管に分配される液相量もドライアウトしていない分岐管に比べて少ない液相量で揃うことになる. その結果, ドライアウトが生じた分岐管へ入りきらなかった液相がドライ

アウトしていない分岐管へと流入することで、気液分配率の測定で見られたように第2～第4分岐管への液相分配量が増加したと推察される。

$Q = 40$  W/本では、Fig. 3 - 41 より第4～第10分岐管において熱平衡クオリティがほぼ1であり、出口でドライアウトしている分岐管が広がっている。ドライアウトに伴い Fig. 3 - 42 より第4～第10分岐管では管内の圧力損失が均一化され、気液分配率の測定で見られたように第4～第10分岐管で均一な液相分配に近づいたと推察される。 $Q = 60$  W/本では、Fig. 3 - 41 より第1, 第2分岐管においても熱負荷の増加に伴い分岐管出口でドライアウトに近づくため、Fig. 3 - 42 より第1, 第2分岐管における圧力損失と他の8本の分岐管における圧力損失の差が $Q = 40$  W/本より減少している。そのため第1, 第2分岐管への液相分配の偏りも $Q = 40$  W/本に比べて緩和され、気液分配率の測定で見られたようにかなり均一性の高い液相分配となったと推察される。最大熱負荷 $Q = 80$  W/本では、試験流路出口における熱平衡クオリティは1以上であり (2.9 項 Table2 - 20), Fig. 3 - 41 よりすべての分岐管でドライアウトが発生している。それに伴い Fig. 3 - 42 より圧力損失が全ての分岐管でほぼ均一化され、全分岐管にほぼ等量の液相が分配されたと推察される。

$M = 40$  kg/h に冷媒流量を増加させた場合 (Fig. 3 - 43, 44), 冷媒流量の増加に伴い $Q = 20, 40$  W/本では Fig. 3 - 43 より第8分岐管以外ではドライアウトしないことが分かる。そのため、Fig. 3 - 44 より圧力損失が均一化されず、気液分配率の測定で見られたように均一な液相分配とならなかったと推察される。 $Q = 60, 80$  W/本では、Fig. 3 - 43 より第5～第10分岐管でドライアウトが発生し、Fig. 3 - 44 より第5～第10分岐管で圧力損失が均一化されることが分かる。そのため、気液分配率の測定で見られたように第5～第10分岐管で均一な液相分配に近づいたと推察される。一方で、 $M = 40$  kg/h の場合は最大熱負荷でも流路出口の熱平衡クオリティは1未満であり (2.9 項 Table 2 - 20), 第1～第4分岐管においては加熱によりクオリティは上昇するがドライアウトまで至らなかったため、液相分配は他の分岐管よりも大きくなったと考えられる。

$M = 50$  kg/h の場合 (Fig. 3 - 45, 46), 冷媒流量の増加に伴い $Q = 20 \sim 60$  W/本では Fig. 3 - 45 よりクオリティの変化が小さく、いずれの分岐管においてもドライアウトが発生しない。そのため、Fig. 3 - 46 より圧力損失が均一化されず、気液分配率の測定で見られたように均一な液相分配とならなかったと推察される。最大熱負荷 $Q = 80$  W/本においても Fig. 3 - 45 よりドライアウトする分岐管は第6, 第8分岐管のみなので、Fig. 3 - 46 より圧力損失が全体的に均一化されないことが分かる。そのため、液相分配の均一性は向上せず、断熱条件と液相分配は大きく変わらなかったと推察される。

熱負荷の増大に伴い分岐管入口における液相分配が均一化されていくメカニズムについてまとめる。熱負荷が小さい場合、まず断熱条件時に液相分配量が少なかった分岐管でドライアウトが生じる。熱負荷が増加してドライアウトが生じた分岐管が複数生じる場合、それらの分岐管の圧力損失はほぼ等しくなる。分岐管出口における圧力は均一化されているため、圧力損失が等しい場合、分岐管入口における圧力が等しくなる。そのため、分岐

管に入る液冷媒量もドライアウトした分岐管ではほぼ等しくなる。また、ドライアウトは液相分配量が少ない分岐管ほど低い熱負荷で生じるため、ドライアウトした分岐管の圧力損失はドライアウトしていない分岐管の圧力損失よりも低くなる傾向にある。熱負荷が増加するに伴いドライアウトする分岐管本数は増えていき、それらは相対的に低い圧力損失で揃っていく。その結果、それらの分岐管に分配される液冷媒の量もドライアウトしていない分岐管に比べて少ない量で揃っていく。そのため、ドライアウトしていない分岐管への分配はドライアウトした分岐管への分配に比べて大きくなる。熱負荷の増加に伴い試験流路出口における熱平衡クオリティが1以上になる場合、全分岐管でドライアウトが生じることとなり、全分岐管で液相分配が均一化される。試験流路出口における熱平衡クオリティが1以下の場合は、どれかドライアウトしない分岐管があることになり、その分岐管への液相分配量は他の分岐管よりも大きくなる。その分岐管は断熱時に液相分配量が大きかった分岐管と同じと予想される。

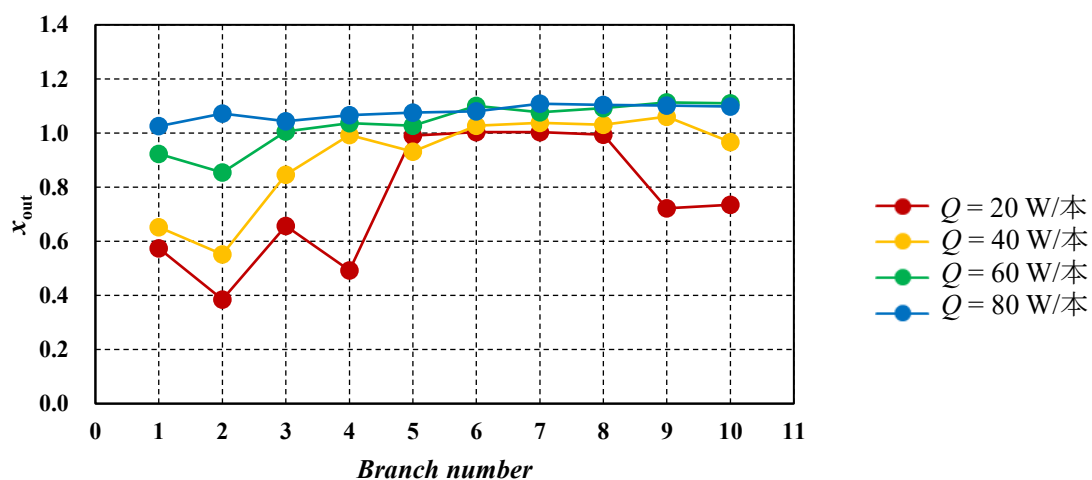


Fig. 3-41 出口の熱平衡クオリティ (CaseII-2.0-U,  $M = 20$  kg/h)

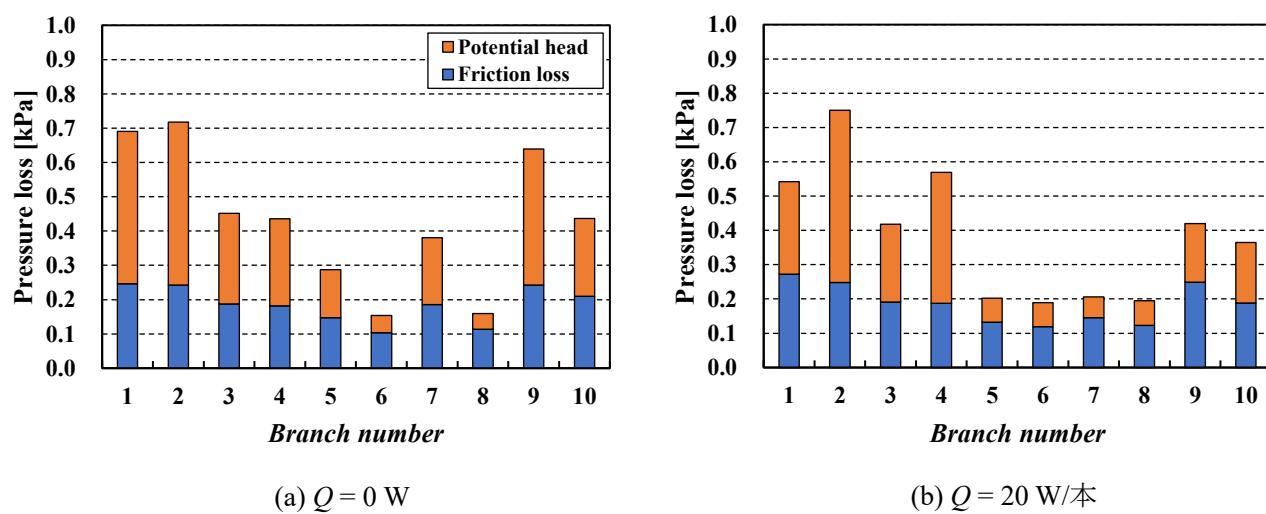
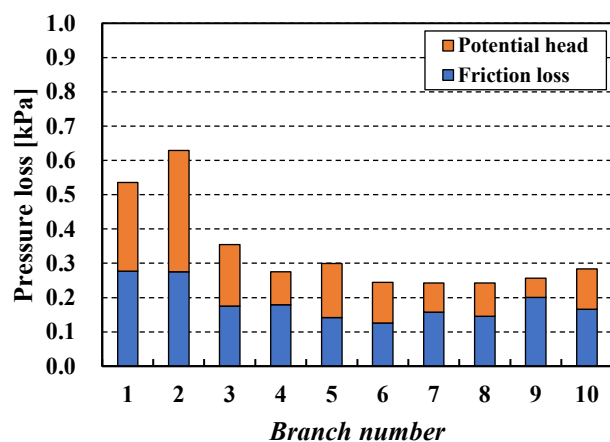
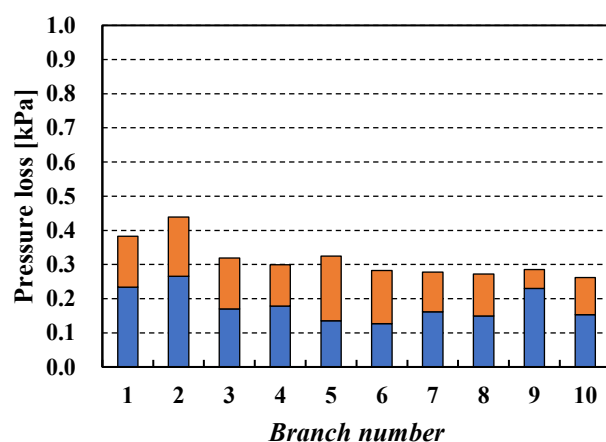


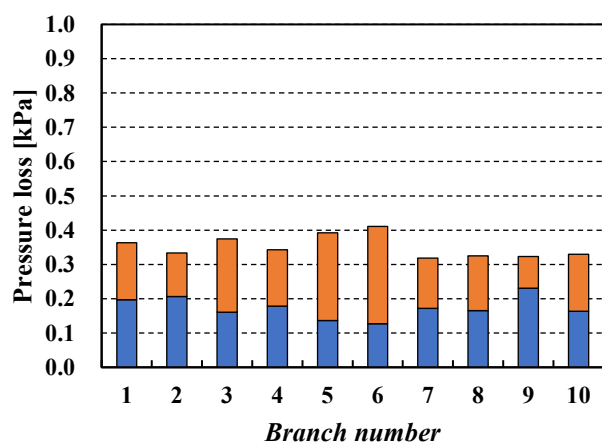
Fig. 3-42 各分岐管の圧力損失 (CaseII-2.0-U,  $M = 20$  kg/h)



(c)  $Q = 40$  W/本



(d)  $Q = 60$  W/本



(e)  $Q = 80$  W/本

Fig. 3 - 42 各分岐管の圧力損失 (CaseII-2.0-U,  $M = 20$  kg/h)

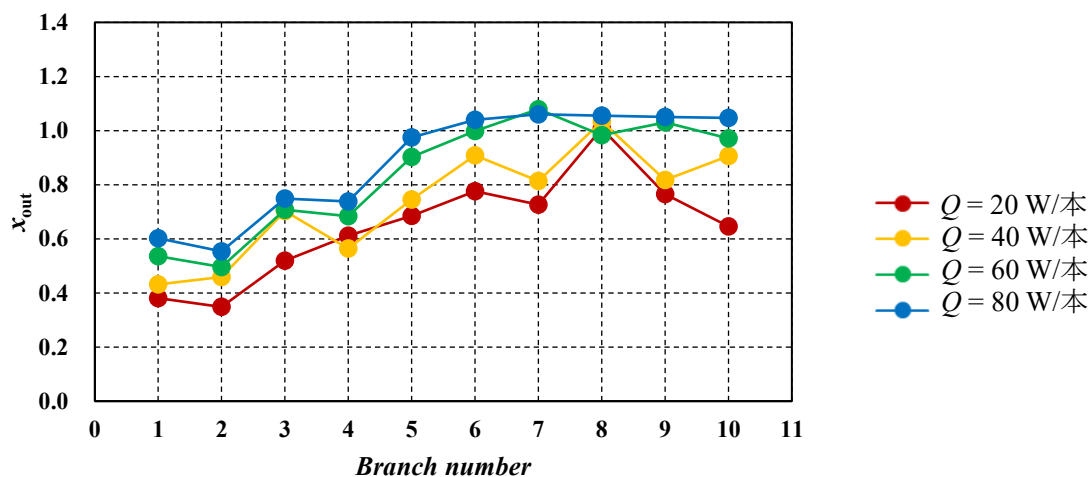


Fig. 3-43 出口の熱平衡クオリティ (CaseII-2.0-U,  $M=40$  kg/h)

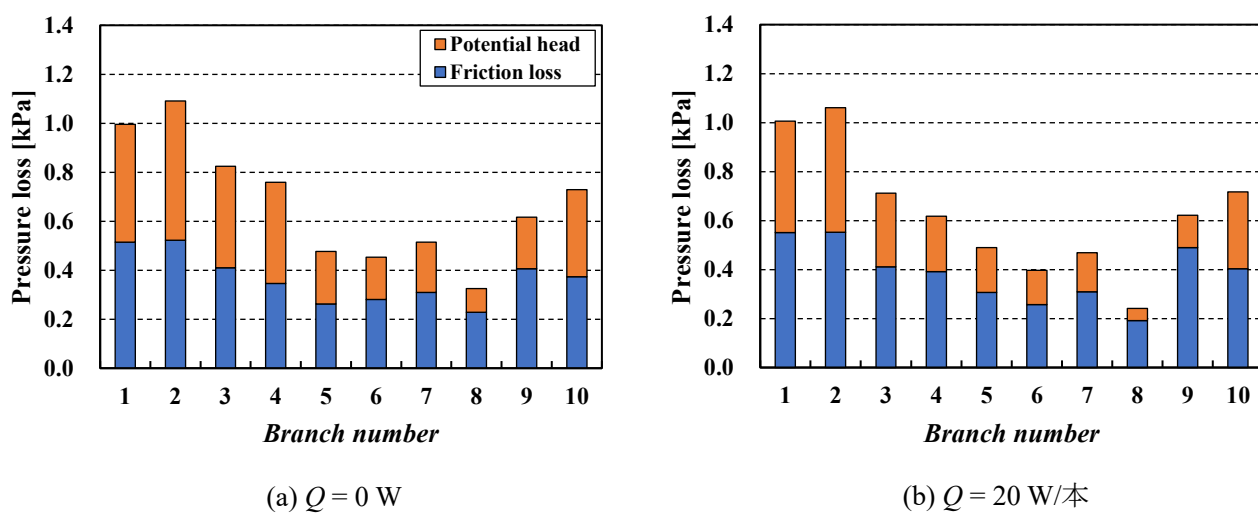
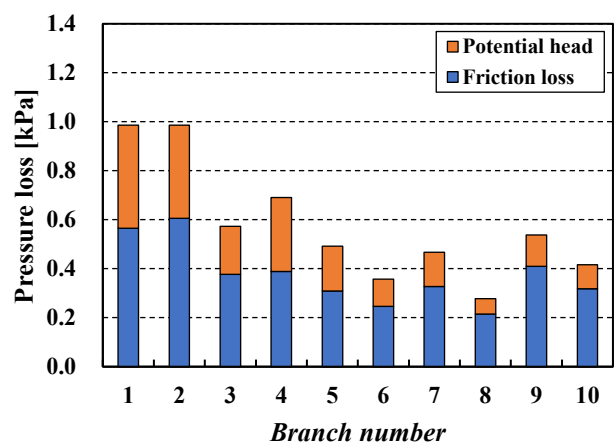
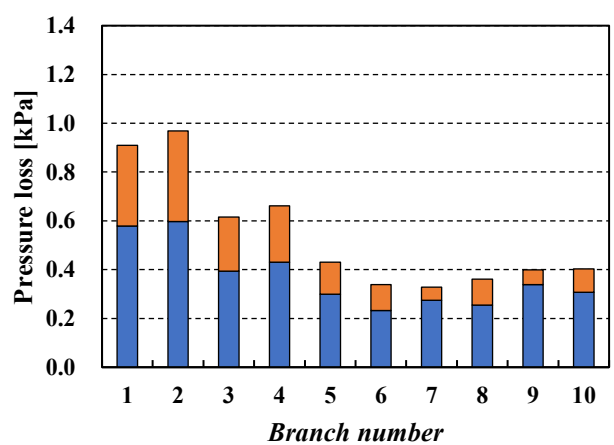


Fig. 3-44 各分岐管の圧力損失 (CaseII-2.0-U,  $M=40$  kg/h)

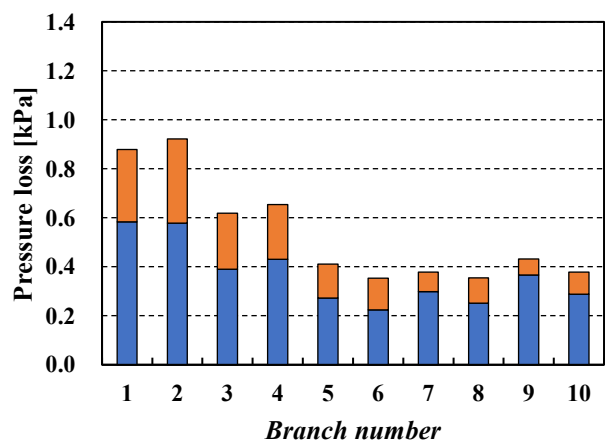




(c)  $Q = 40$  W/本



(d)  $Q = 60$  W/本



(e)  $Q = 80$  W/本

Fig. 3 - 44 各分岐管の圧力損失 (CaseII-2.0-U,  $M = 40$  kg/h)

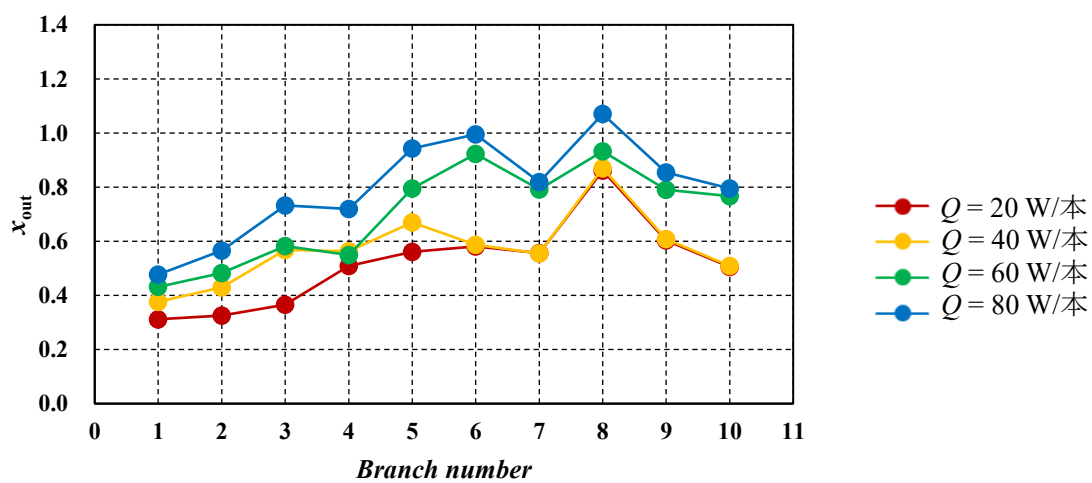


Fig. 3-45 出口の熱平衡クオリティ (CaseII-2.0-U,  $M = 50$  kg/h)

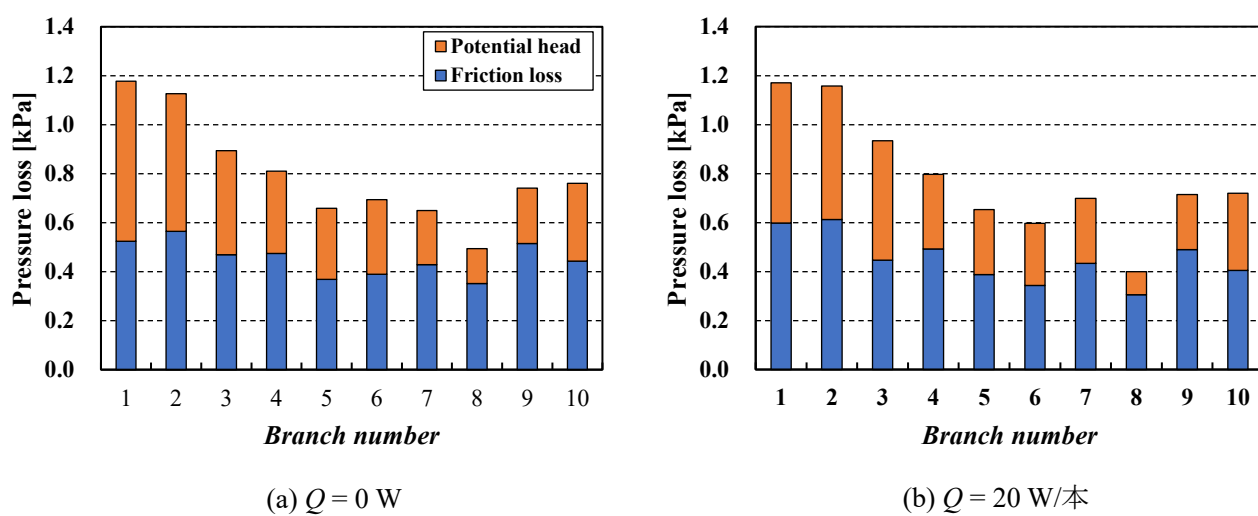
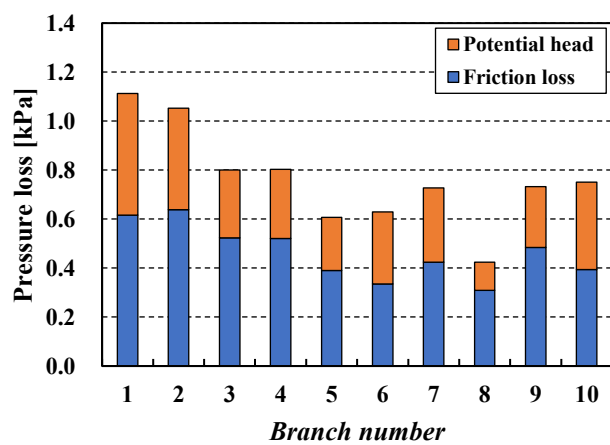
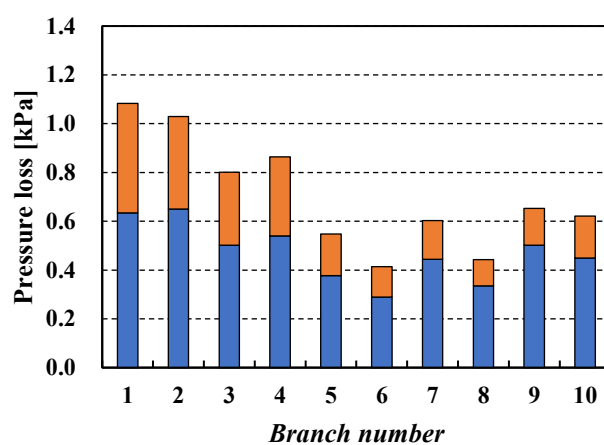


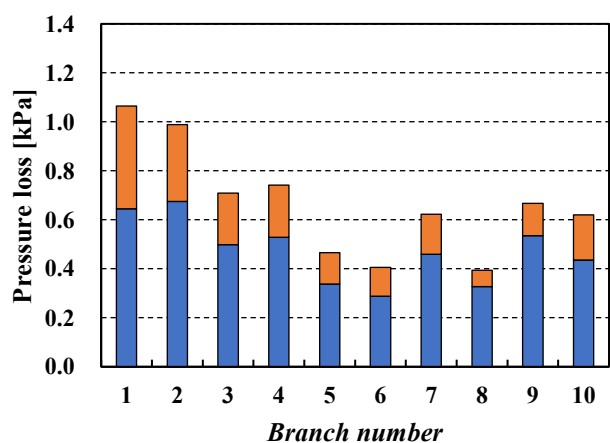
Fig. 3-46 各分岐管の圧力損失 (CaseII-2.0-U,  $M = 50$  kg/h)



(c)  $Q = 40$  W/本



(d)  $Q = 60$  W/本



(e)  $Q = 80$  W/本

Fig. 3 - 46 各分岐管の圧力損失 (CaseII-2.0-U,  $M = 50$  kg/h)

### 液相分配率の標準偏差及び重心位置

本研究では分岐管への熱負荷が液相分配特性に及ぼす影響を定量的に評価するために、液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  と液相分配率の累積値が 0.5 となる分岐管の位置、すなわち液相分配の重心位置  $CB_l$  を求めた。

Fig. 3-47 に液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  の結果を示す。熱負荷  $Q$  に対する  $\sigma_l$  の変化を、冷媒流量  $M$  をパラメータにとって示している。低冷媒流量においては  $\sigma_l$  は  $Q$  の増加に伴い低下しており、特に  $Q = 60$  W/本で大きく低下し、熱負荷の増加によって液相分配の均一性が高まることが確認できる。一方で高冷媒流量においては  $\sigma_l$  は熱負荷によらずほぼ一定であり、高流量条件では熱負荷が液相分配に与える影響が小さいことが改めて認められる。

Fig. 3-48 に液相分配率の重心位置の結果を示す。熱負荷  $Q$  に対する  $CB_l$  の変化を、冷媒流量  $M$  をパラメータにとって示している。縦軸は  $CB_l$  の位置を分岐管番号で示した。断熱条件では、冷媒流量によらず  $CB_l$  の値はほぼ等しく、何れの流量においても上流側の分岐管に液相分配が偏る傾向となった。熱負荷の影響については、低冷媒流量では  $Q = 60$  W/本以降で  $CB_l$  の値が増加している。この結果は、 $Q = 60$  W/本で上流側の分岐管に液相分配が偏る傾向が解消され、液相分配の均一化が大きく進んだことと整合している。また、高冷媒流量の場合は  $Q$  に対する  $CB_l$  の変化は小さく、熱負荷が増加しても上流側への液相分配の偏りが解消されにくいことが分かる。

多孔内管設置流路 (CaseII-2.0-U) と標準流路 (Fig. 3-30, 31) の結果を比較する。標準偏差  $\sigma_l$  は、何れの条件においても標準流路よりも内管設置流路の方が小さく、熱負荷の影響に関わらず内管による液相分配の均一性向上の効果が確認できる。また、両流路とも加熱の影響は低冷媒流量で大きく、最小冷媒流量  $M = 20$  kg/h で最大熱負荷  $Q = 80$  W/本の条件では両流路とも各分岐管への液相分配がほぼ均一化された。一方で両流路とも加熱の影響は高冷媒流量では小さかった。重心位置  $CB_l$  は、多孔内管設置流路 (CaseII-2.0-U) では断熱時に  $CB_l$  は第3分岐管前後を示し、いずれの冷媒流量においても上流側の分岐管に液相分配が偏る。熱負荷を増加させると値が上昇し、下流側の分岐管への液相分配量が増加する。一方で高冷媒流量では熱負荷による変化は小さく上流側の分岐管への偏りが改善されないことが分かる。標準流路では断熱時に第6～第8分岐管を示し、いずれの冷媒流量においても下流側の分岐管に液相分配が偏る。熱負荷を増加させると僅かに値が低下し、上流側の分岐管への液相分配量が増加する。一方で高冷媒流量では熱負荷による変化は小さく下流側の分岐管への偏りが改善されないことが分かる。以上のように、多孔内管設置流路 (CaseII-2.0-U)、標準流路ともに熱負荷の増加に伴い液相分配の均一性は向上するが、そのプロセスは異なることが確認できる。

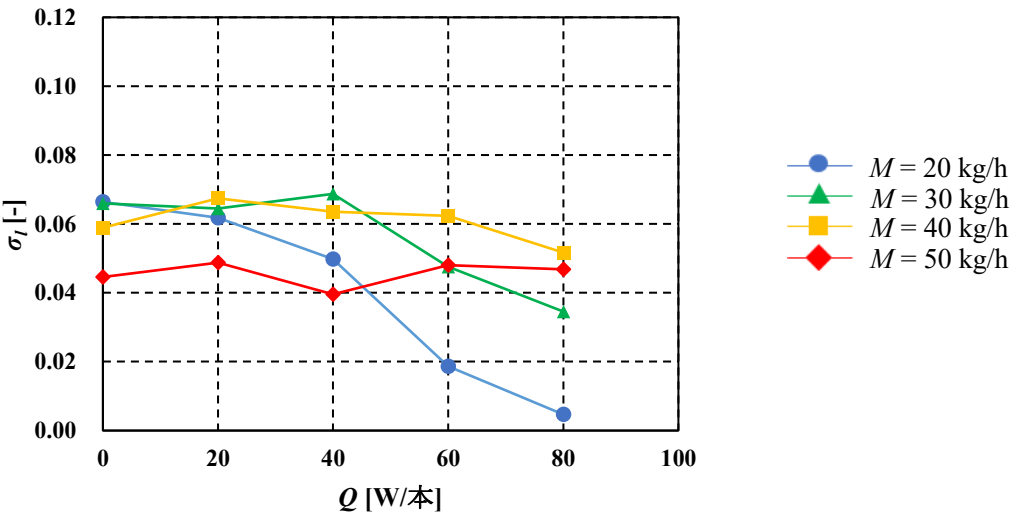


Fig. 3 - 47 液相分配率の標準偏差

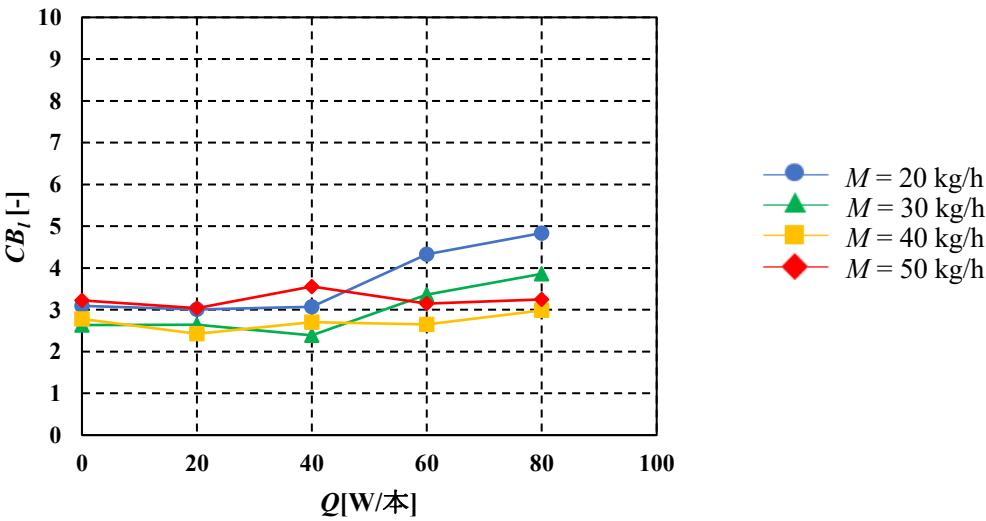


Fig. 3 - 48 液相分配率の重心位置

### 3.3.1.3 多孔内管設置流路 (CaseII-1.5-D)

次に、多孔内管を CaseII-2.0-U から CaseII-1.5-D (細孔径 1.5 mm, 細孔下向き) に置き換えて加熱実験を行い、CaseII-2.0-U と同様の変化が生じるか確認した。Fig. 3 - 49 に CaseII-1.5-D の概略図を示す。なお、標準流路と CaseII-2.0-U の加熱実験の結果から、低冷媒流量ほど加熱が液相分配に及ぼす影響が大きいことが確認されたので、本条件では最小冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  でのみ実験を行い、内管の仕様による加熱の影響の違いを検討した。

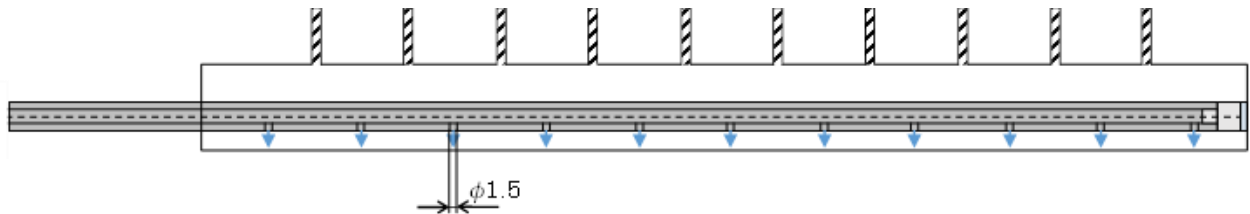


Fig. 3 - 49 CaseII-1.5-D 概略図

#### 冷媒流の可視化観察

CaseII-1.5-D の冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  で撮影した入口ヘッダにおける流動状態の可視化結果を Fig. 3 - 50 に示す。図には各熱負荷における結果が示してある。図中の黄色の破線は多孔内管の外形を示し、白線は気液界面を示している。

静止画では分かりづらいが、動画の観察では、いずれの細孔径においても内管の全ての細孔から連続的に流出した気泡が気液界面を持ち上げ、分岐管の入口に液相が接触する様子を観察した。分岐管に入りきらない液冷媒はヘッダ内に貯留していた。

断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、ヘッダ上流域において分岐管入口と液相が頻繁に接触の様子が見られたが、下流域の分岐管では液相の接触頻度が少なくなる様子が観察された。最小熱負荷  $Q = 20 \text{ W/本}$  では、断熱条件と差異は見られなかった。 $Q = 40 \text{ W/本}$  では、ヘッダ全域で上部に気相の層が存在し、気液界面の位置が下がることで断熱条件と比較してヘッダ上流域の分岐管と液相の接触頻度が低下する様子を観察した。気液界面では上流域から下流域へと向かう小さな波が間欠的に観察された。 $Q = 60 \text{ W/本}$  では、界面の波がヘッダ下流域の端まで到達し、上流域へと間欠的に逆流する様子を観察した。最大熱負荷  $Q = 80 \text{ W/本}$  では、ヘッダ上部の気相の層は厚くなり、波が高頻度で発生する様子が観察された。この波は上流域から下流域へと向かい、ヘッダの端壁に衝突した後、逆流して上流域へ戻る間に波の波頭が全分岐管に接触する様子が観察された。

以上のことから、入口ヘッダ内における波の発生に対して加熱の影響が認められた。これは CaseII-2.0-U の加熱条件における可視化観察と同様の傾向であり、内管の仕様が異なっても分岐管への熱負荷はヘッダ内の流動、特に波の発生と逆流に同様の影響を及ぼすことが確認された。



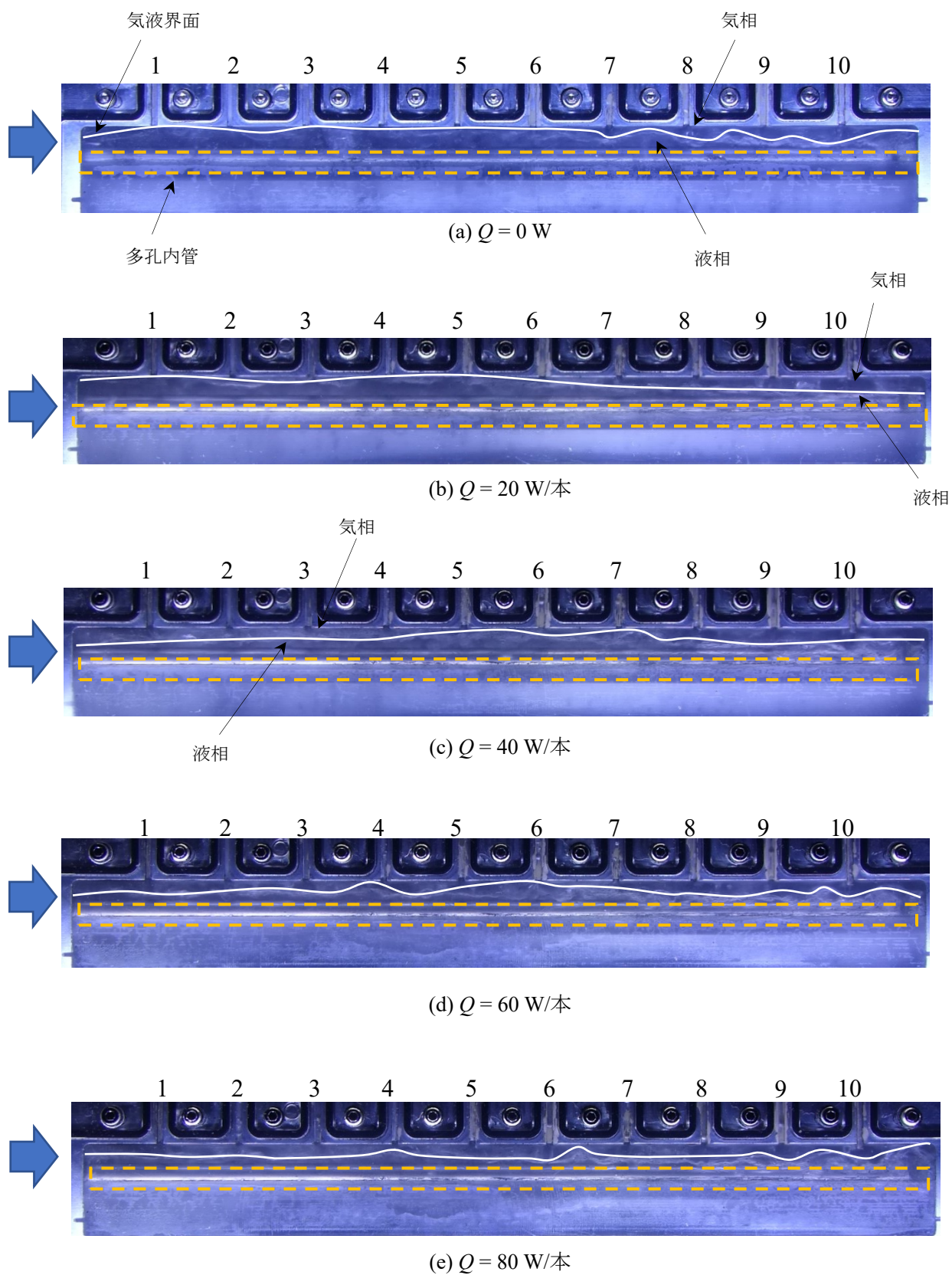


Fig. 3 - 50 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-1.5-D,  $M = 20 \text{ kg/h}$ )

### 気液分配率測定結果

次に、加熱条件下で測定された気液分配率のグラフを示す。Fig. 3 - 51 に分岐管入口における気液分配率  $M_{gi}/M_g$ ,  $M_{li}/M_l$  の測定結果のグラフをまとめた。グラフの赤色は気相分配率、青色は液相分配率を示している。横軸は分岐管番号を表しており、“1”がヘッダ入口に最も近い分岐管に対応している。冷媒蒸発器においては分岐管入口における液相分配の均一性が重要となるため、液相分配の結果に基づいて考察を行う。

断熱条件  $Q=0\text{ W}$  では、液相は上流域から中流域の分岐管に多く分配されており、下流域への液相分配は少ない結果となった。最小熱負荷  $Q=20\text{ W/本}$  では、断熱条件において液相分配が見られなかった第 10 分岐管で分配が確認され、第 7 分岐管を除く第 5 ～ 第 10 分岐管で均一な液相分配となった。また、断熱条件と比較して第 1 ～ 第 4 分岐管への液相分配量が増加し、上流域の分岐管への偏りが強まることが分かる。 $Q=40\text{ W/本}$  では、上流域の第 1, 第 2 分岐管への液相分配の偏りは大きい、第 3 ～ 第 10 分岐管ではほぼ均一な液相分配となった。 $Q=60\text{ W/本}$  では、第 1, 第 2 分岐管への液相分配の偏りが  $Q=40\text{ W/本}$  よりも緩和され、かなり均一性の高い液相分配となった。最大熱負荷  $Q=80\text{ W/本}$  では、全分岐管にほぼ等量の液相が分配されており、高熱負荷条件では液相分配の均一性が大きく向上することが確認された。

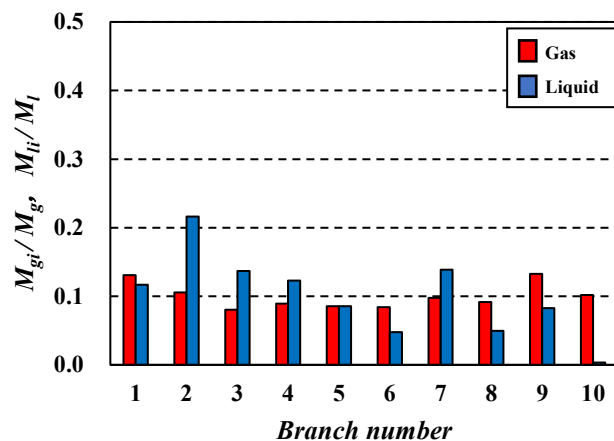
分岐管への熱負荷が液相分配に及ぼす影響について、各分岐管内の圧力損失に基づいて考察する。分岐管内の圧力損失は加熱条件で得られた各分岐管の入口における気液分配量とクオリティの測定結果を用いて算出した。Fig. 3 - 52, 53 に各分岐管出口の熱平衡クオリティと各分岐管内の圧力損失を示す。Fig. 3 - 53 のグラフの青色は摩擦損失、橙色は位置損失を示している。

最小熱負荷  $Q=20\text{ W/本}$  では、Fig. 3 - 52 より第 6, 第 9, 第 10 分岐管の出口において熱平衡クオリティがほぼ 1 であることから、これらの分岐管では管出口に至るまでに液相がすべて蒸発するドライアウトが発生している。また、第 5, 第 8 分岐管の出口においても熱平衡クオリティが 1 に近いことからドライアウトの発生が近いことが分かる。ここで Fig. 3 - 53 より  $Q=20\text{ W/本}$  において第 7 分岐管を除く第 5 ～ 第 10 分岐管では管内の圧力損失が他の分岐管よりも低い値で均一化されていることが確認され、ドライアウトと圧力損失に相関がみられた。本研究では、各分岐管出口における圧力は実機と同様に分岐管間で均一となるように調整しているため、分岐管内の圧力損失が同じ場合、分岐管入口における圧力は均一になる。そのため、ドライアウトが発生した分岐管もしくはドライアウトの発生が近い分岐管である第 7 分岐管を除く第 5 ～ 第 10 分岐管では入口における圧力が等しくなり、気液分配率の測定で見られたように等量の液相が分配されたと推察される。また、ドライアウトは液相分配量が少ない分岐管ほど低い熱負荷で発生するため、ドライアウトが生じた分岐管は相対的に低い圧力損失で揃っていく。そのため、それらの分岐管に分配される液相量もドライアウトしていない分岐管に比べて少ない液相量で揃うことになる。その結果、ドライアウトが生じた分岐管へ入りきらなかった液相がドライアウトしていない分岐管へと流入

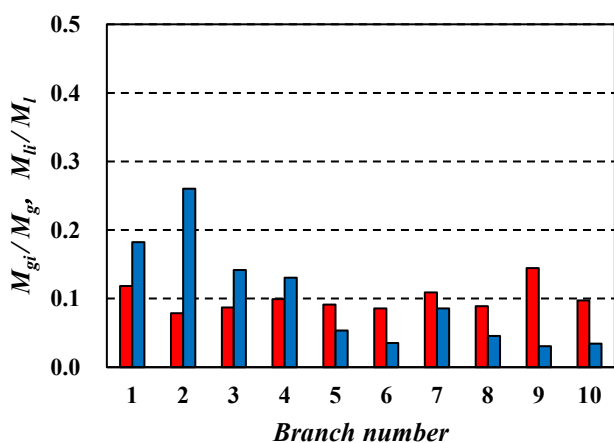
することで、気液分配率の測定で見られたように第1～第4分岐管への液相分配量が増加したと推察される。

$Q = 40$  W/本では、Fig. 3 - 52 より第3～第10分岐管において熱平衡クオリティがほぼ1であり、出口でドライアウトしている分岐管が広がっている。ドライアウトに伴い Fig. 3 - 53 より第3～第10分岐管では管内の圧力損失が均一化され、気液分配率の測定で見られたように第3～第10分岐管で均一な液相分配に近づいたと推察される。 $Q = 60$  W/本では、Fig. 3 - 52 より第1、第2分岐管においても熱負荷の増加に伴い分岐管出口でドライアウトに近づくため、Fig. 3 - 53 より第1、第2分岐管における圧力損失と他の8本の分岐管における圧力損失の差は $Q = 40$  W/本より減少している。そのため第1、第2分岐管への液相分配の偏りも $Q = 40$  W/本に比べて緩和され、かなり均一性の高い液相分配となったと推察される。最大熱負荷 $Q = 80$  W/本では、試験流路出口における熱平衡クオリティは1以上であり（2.9項 Table2 - 20）、Fig. 3 - 52 よりすべての分岐管でドライアウトが発生している。それに伴い Fig. 3 - 53 より圧力損失が全ての分岐管でほぼ均一化され、全分岐管にほぼ等量の液相が分配されたと推察される。

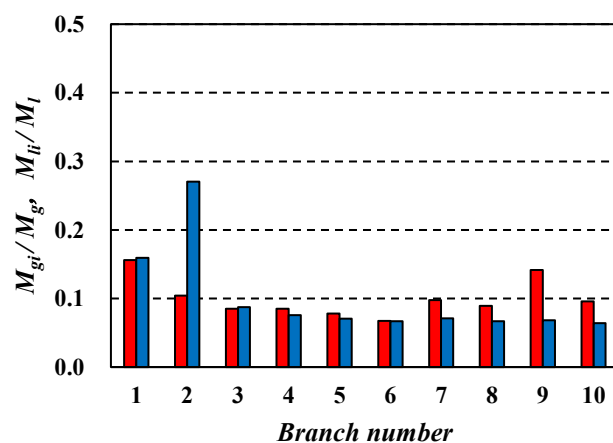
CaseII-1.5-D と CaseII-2.0-U（Fig. 3 - 37）における熱負荷の影響を比較する。断熱時に CaseII-1.5-D は上流域から中流域の分岐管に液相が多く分配され、下流域への分配は少ない傾向を示した。一方で CaseII-2.0-U は上流域と下流域の分岐管に液相が偏って分配され、中流域への分配は少ない傾向を示した。このように断熱時はやや異なった液相分配特性を示した。しかし、両流路とも熱負荷の増加に伴う液相分配の変化の傾向は一致し、熱負荷の増加に伴いドライアウトした分岐管群から液相分配が均一化され、ドライアウトが全分岐管で生じると液相分配が全分岐管で均一化された。そのため、内管の仕様によらず熱負荷により液相分配の均一性は向上し、液相分配均一化のプロセスも同じであることが確認された。



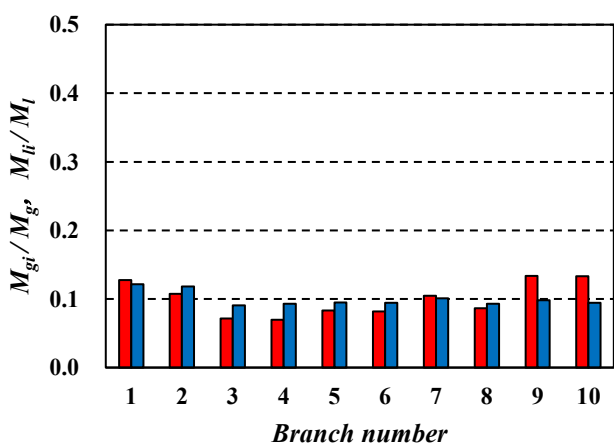
(a)  $Q = 0$  W



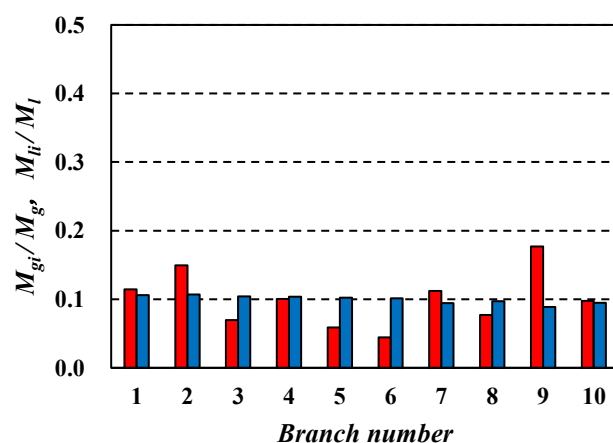
(b)  $Q = 20$  W/本



(c)  $Q = 40$  W/本



(d)  $Q = 60$  W/本



(e)  $Q = 80$  W/本

Fig. 3-51 分岐管入口における気液分配率 (CaseII-1.5-D,  $M = 20$  kg/h)

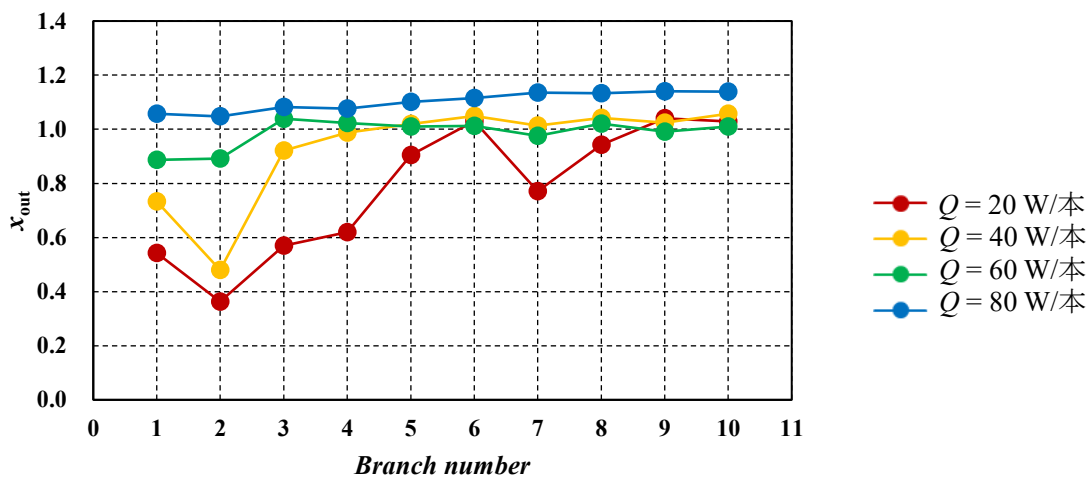


Fig. 3 - 52 出口の熱平衡クオリティ (CaseII-1.5-D,  $M=20$  kg/h)

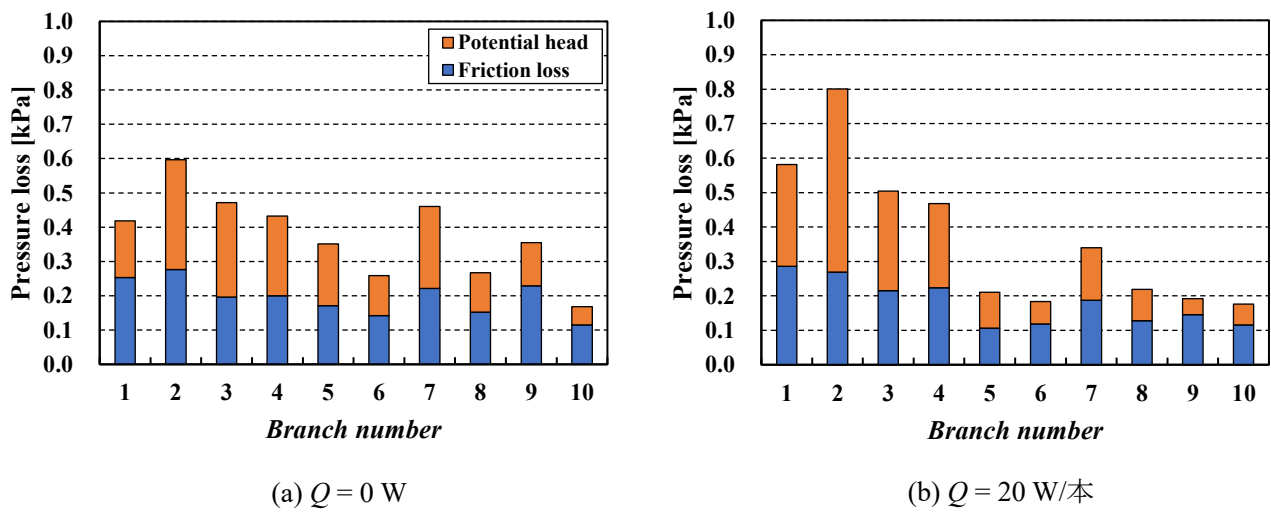
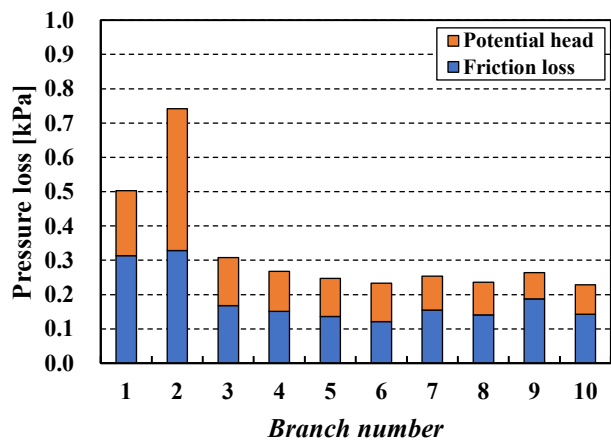
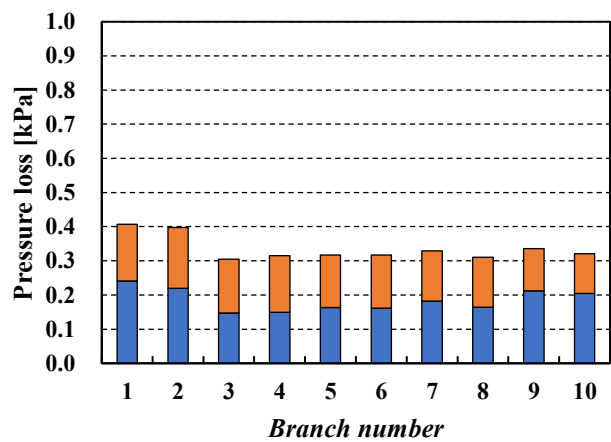


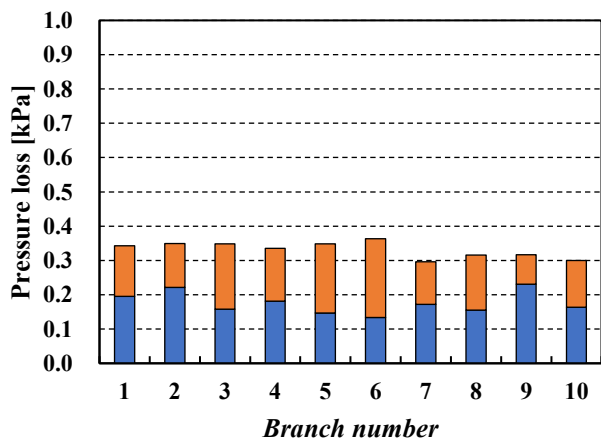
Fig. 3 - 53 各分岐管の圧力損失 (CaseII-1.5-D,  $M=20$  kg/h)



(c)  $Q = 40$  W/本



(d)  $Q = 60$  W/本



(e)  $Q = 80$  W/本

Fig. 3 - 53 各分岐管の圧力損失 (CaseII-1.5-D,  $M = 20$  kg/h)

### 液相分配率の標準偏差及び重心位置

本研究では分岐管への熱負荷が液相分配特性に及ぼす影響を定量的に評価するために、液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  と液相分配率の累積値が 0.5 となる分岐管の位置、すなわち液相分配の重心位置  $CB_l$  を求めた。

Fig. 3 - 54 に液相分配率の標準偏差  $\sigma_l$  の結果を示す。熱負荷  $Q$  に対する  $\sigma_l$  の変化を示している。低熱負荷条件では  $\sigma_l$  の値は断熱条件と比較して上昇しており、液相分配の均一性は悪化することが分かる。これは、低熱負荷条件では下流域の分岐管でドライアウトが生じ、液相分配が低い値で均等化された結果、第 1, 第 2 分岐管への液相分配が増加したことに対応している。 $Q = 60 \text{ W/本}$  で  $\sigma_l$  は大きく低下し、高熱負荷条件では液相分配の均一性が高まることが確認できる。これは、高熱負荷条件では第 1, 第 2 分岐管においてもドライアウトに近づくため、液相分配が全分岐管で均等化されたことに対応している。

Fig. 3 - 55 に液相分配率の重心位置の結果を示す。熱負荷  $Q$  に対する  $CB_l$  の変化を示している。縦軸は  $CB_l$  の位置を分岐管番号で示した。断熱条件では上流側の分岐管に液相が偏って分配される。低熱負荷条件では  $CB_l$  の値が僅かに減少し、上流側の分岐管への偏りが強まることが分かる。 $Q = 60 \text{ W/本}$  以降で  $CB_l$  の値は大きく上昇しており、 $Q = 60 \text{ W/本}$  で上流側の分岐管に液相分配が偏る傾向が解消され、均一化が大きく進んだことと整合している。



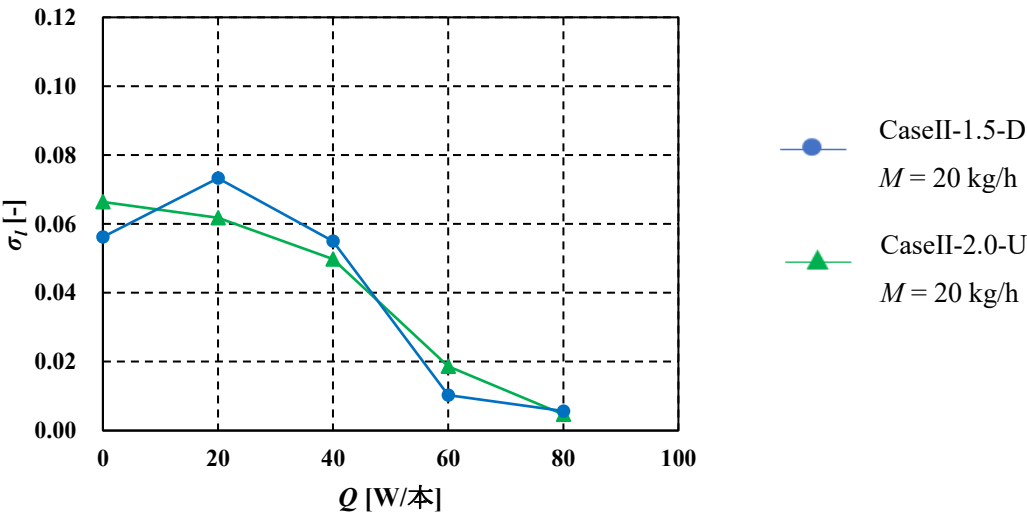


Fig. 3 - 54 液相分配率の標準偏差

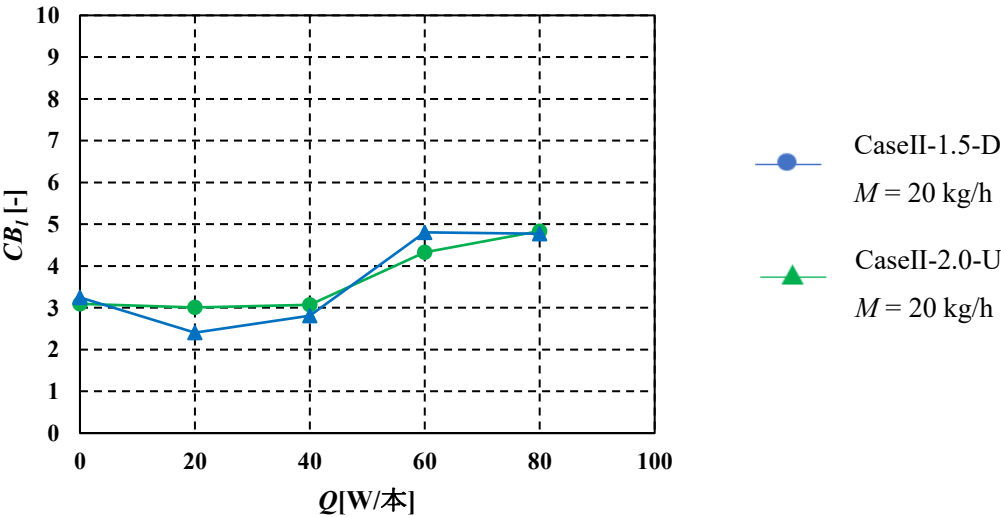


Fig. 3 - 55 液相分配率の重心位置

### 3.3.2 不均等加熱条件

次に、各分岐管への熱負荷が不均等となるように設定し、熱負荷が液相分配に及ぼす影響を検討した。装置の安全性を考慮して分岐管全体の熱負荷（総熱負荷） $Q_{total}$ を200 Wとし、均等に熱負荷を加えた場合の $Q = 20$  W/本と同じ総熱負荷とした。

#### 3.3.2.1 多孔内管設置流路（CaseII-1.5-D）

多孔内管設置流路（CaseII-1.5-D：細孔位置は分岐管間の中間、細孔径1.5 mm、細孔下向き）で不均等加熱実験を行った。Fig. 3 - 56にCaseII-1.5-Dの概略図を示す。実験条件は、前述の結果から低冷媒流量ほど加熱が液相分配に及ぼす影響が大きいことが確認されたので、最小冷媒流量 $M = 20$  kg/hに設定した。各分岐管へ与える熱負荷の分布は2条件設定し、（1）上流側の分岐管へ熱負荷を集中（不均等加熱1）、（2）下流側の分岐管へ熱負荷を集中（不均等加熱2）、と設定した。（1）はCaseII-1.5-Dの断熱条件の測定において、液相分配の偏りが顕著に見られた上流側の分岐管への加熱量を大きくし、液相分配に与える影響を明らかにする。（2）は（1）と対照的な熱負荷を設定し、断熱条件時に比較的液相分配が少なかった分岐管の加熱量を大きくした場合の影響を明らかにする。Table 3 - 1に各分岐管への熱負荷を示す。

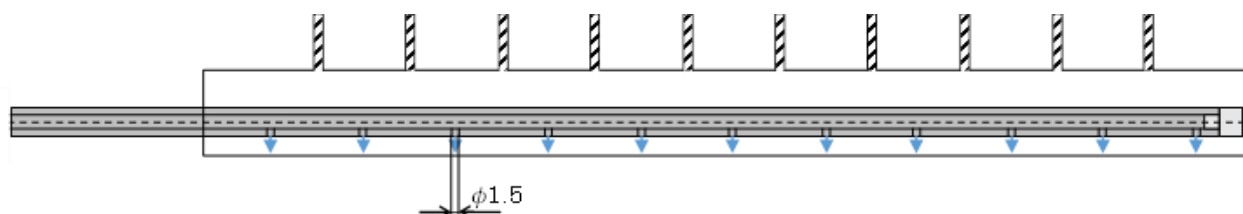


Fig. 3 - 56 CaseII-1.5-D 概略図

Table 3 - 1 各分岐管の熱負荷

		分岐管番号									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
熱負荷	$Q = 20$ W/本 (均等加熱)	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
	$Q_{total} = 200$ W (不均等加熱 1)	40	40	30	30	20	20	10	10	0	0
	$Q_{total} = 200$ W (不均等加熱 2)	0	0	10	10	20	20	30	30	40	40

### 冷媒流の可視化観察

CaseII-1.5-D の冷媒流量  $M = 20 \text{ kg/h}$  で撮影した入口ヘッダにおける流動状態の可視化結果を Fig. 3-57 に示す。図には各加熱条件における結果が示してある。図中の黄色の破線は多孔内管の外形を示し、白線は気液界面を示している。

いずれの条件においても内管の全ての細孔から連続的に流出した気泡が気液界面を持ち上げ、分岐管の入口に液相が接触し、分岐管に入りきらない液冷媒はヘッダ内に貯留していた。

断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、先述のようにヘッダ上流域において分岐管入口と液相が断続的に接触する様子が見られたが、下流域の分岐管では液相の接触頻度が上流域と比べて減少していた。

均等加熱条件  $Q = 20 \text{ W/本}$  では、動画からは断熱条件と差異は見られず、加熱の影響は明確には認められなかった。

上流側分岐管に大きな熱負荷を与える不均等加熱条件 1 では、ヘッダ全域で上部に気相の層が存在し、気液界面の位置が下がることで断熱条件と比較してヘッダ上流域の分岐管と液相の接触頻度が低下する様子が観察された。気液界面では上流域から下流域へと向かう波が間欠的に観察された。この波により、液面が下流域の分岐管と接することで、液冷媒が下流域の分岐管に分配されると考えられる。

下流側分岐管に大きな熱負荷を与える不均等加熱条件 2 では、動画からは断熱条件と差異は見られず、加熱の影響は明確には認められなかった。

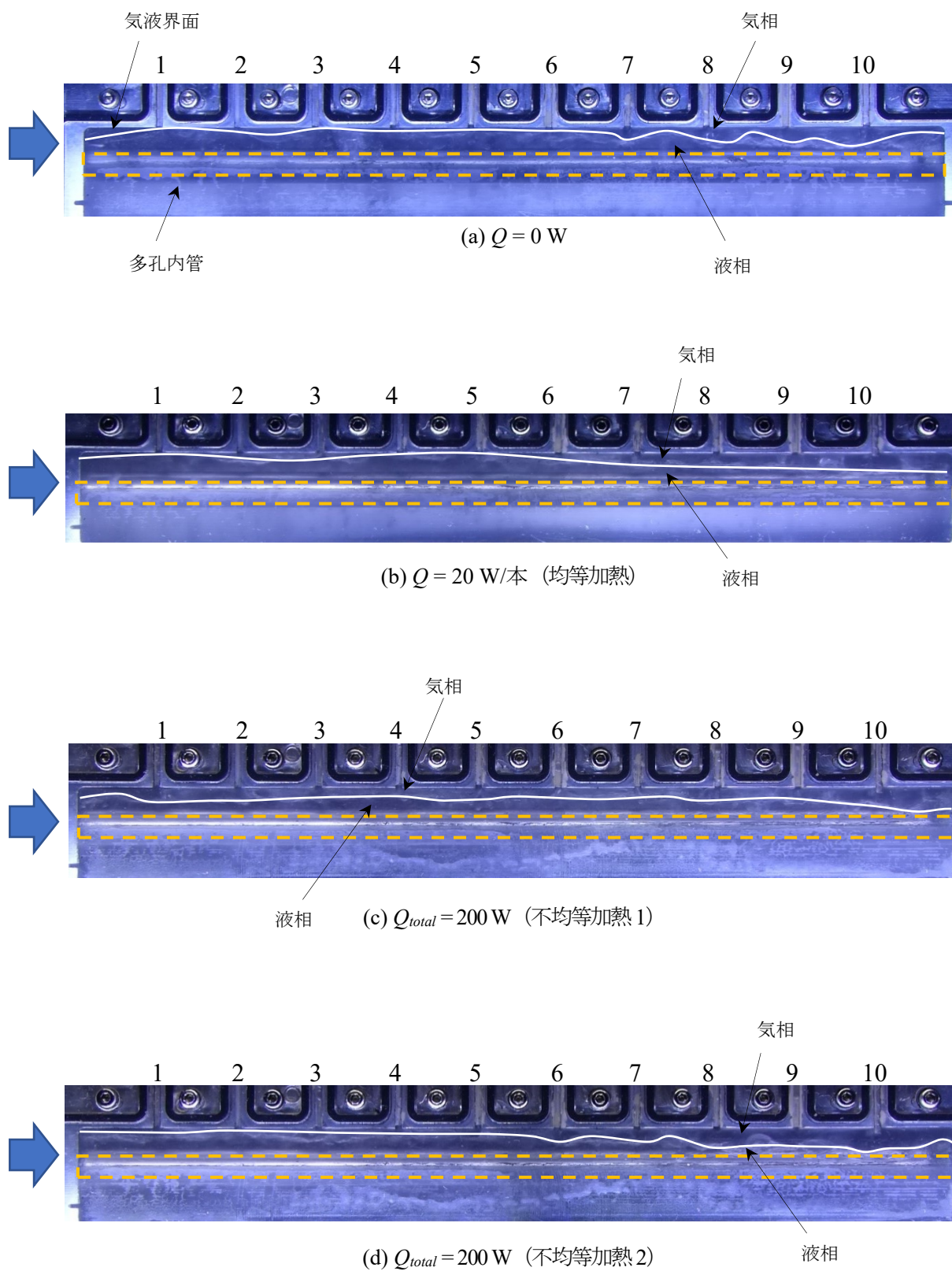


Fig. 3 - 57 入口ヘッダ可視化画像 (CaseII-1.5-D,  $M = 20 \text{ kg/h}$ )

### 気液分配率測定結果

次に、加熱条件下で測定された気液分配率のグラフを示す。Fig. 3 - 58 に分岐管入口における気液分配率  $M_{gi}/M_g$ ,  $M_{li}/M_l$  の測定結果のグラフをまとめた。グラフの赤色は気相分配率、青色は液相分配率を示している。横軸は分岐管番号を表しており、”1”がヘッダ入口に最も近い分岐管に対応している。冷媒蒸発器においては分岐管入口における液相分配の均一性が重要となるため、液相分配の結果に基づいて考察を行う。

断熱条件  $Q = 0 \text{ W}$  では、先述のように液相は上流域から中流域の分岐管に多く分配されており、下流域への液相分配は少ない結果となった。

均等加熱条件  $Q = 20 \text{ W/本}$  では、断熱条件において液相分配が見られなかった第 10 分岐管で分配が確認され、第 7 分岐管を除く第 5 ~ 第 10 分岐管で均一な液相分配となった。また、断熱条件と比較して第 1 ~ 第 4 分岐管への液相分配の偏りが強まることが分かる。

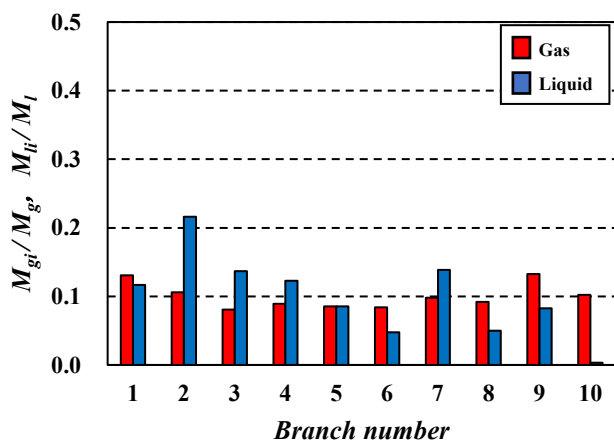
上流側分岐管に大きな熱負荷を与える不均等加熱条件 1 では、断熱条件や均等加熱条件で多くの液相が分配されていた上流域や中流域の分岐管において液相分配が大幅に減少した。熱負荷が小さい下流域の第 7 ~ 第 10 分岐管へ液相分配が偏り、第 7 ~ 第 10 分岐管へ約 60 % の液相が分配されている。第 1 ~ 第 6 分岐管では液相分配量は少ないが、均一性の高い分配となった。

下流側分岐管に大きな熱負荷を与える不均等加熱条件 2 では、断熱条件や均等加熱条件と比較して、第 1, 第 2 分岐管への液相分配の偏りがさらに強まった。熱負荷が小さい第 1, 第 2 分岐管へ約 55 % の液相が分配されている。第 3 ~ 第 10 分岐管では液相分配量は少ないが、均一性の高い液相分配となった。

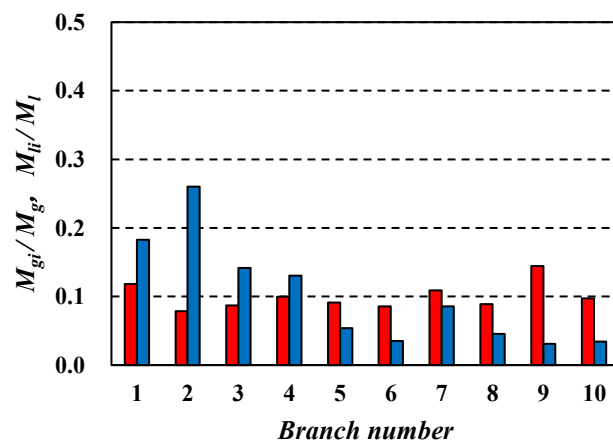
分岐管への熱負荷が液相分配に及ぼす影響について考察する。断熱時と比べて、大きな熱負荷を与えた分岐管ではクオリティの増加により管内の摩擦損失が増大し、液相分配が抑制されると考えられる。その結果、熱負荷が小さい分岐管へと液相分配が偏る傾向となったと推察される。

次に、熱負荷が液相分配に及ぼす影響を分岐管内の圧力損失に基づき考察する。圧力損失は加熱条件で得られた各分岐管の入口における気液分配量とクオリティの測定結果を用いて算出した。Fig. 3 - 59, 60 に各分岐管出口の熱平衡クオリティと各分岐管内の圧力損失を示す。Fig. 3 - 60 のグラフの青色は摩擦損失、橙色は位置損失を示している。不均等加熱条件 1 では、Fig. 3 - 59 より第 1 ~ 第 6 分岐管において熱平衡クオリティがほぼ 1 であり、第 1 ~ 第 6 分岐管では出口でドライアウトすることが分かる。ドライアウトに伴い Fig. 3 - 60 より第 1 ~ 第 6 分岐管では管内の圧力損失が均一化され、第 1 ~ 第 6 分岐管で均一な液相分配に近づいたと推察される。一方で不均等加熱条件 2 では、Fig. 3 - 59 より第 5 ~ 第 10 分岐管でドライアウトが発生し、Fig. 3 - 60 より第 5 ~ 第 10 分岐管で圧力損失が均一化されることが分かる。そのため、第 5 ~ 第 10 分岐管で均一な液相分配に近づいたと推察される。このようにドライアウトした分岐管群では圧力損失が等しくなり液相分配が均一化されるという傾向は均等加熱条件と同様であった。

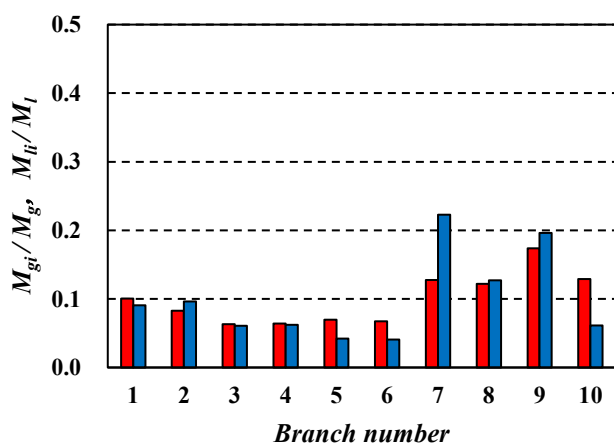
以上のことから、加熱方法の違いにより液相分配特性が変化することが明らかになった。大きな熱負荷を与えた分岐管では液相分配が抑制される傾向が見られたことから、断熱時に液相が過大に分配された分岐管への加熱量を意図的に大きくし、それらの管で抑制された分を液相分配が少なかった分岐管へ分配させることが可能だと考えられる。また、ドライアウトした分岐管では管入口で液相分配量が均等化されたことから、全ての分岐管でドライアウトをするように熱負荷を分布させると液相分配を均一に近づけることが可能だと考えられる。



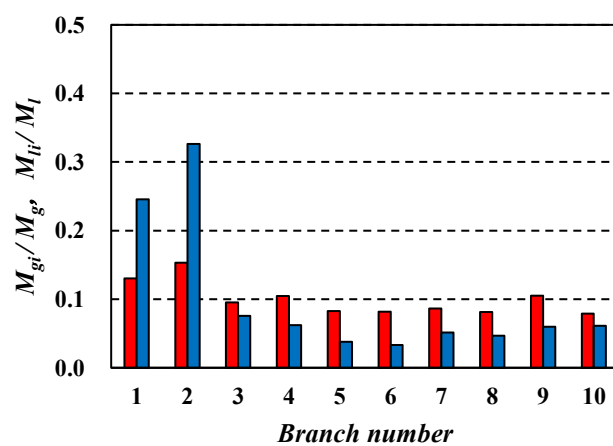
(a)  $Q = 0$  W



(b)  $Q = 20$  W/本 (均等加熱)



(c)  $Q_{total} = 200$  W (不均等加熱1)



(d)  $Q_{total} = 200$  W (不均等加熱2)

Fig. 3 - 58 分岐管入口における気液分配率 (CaseII-1.5-D,  $M = 20$  kg/h)



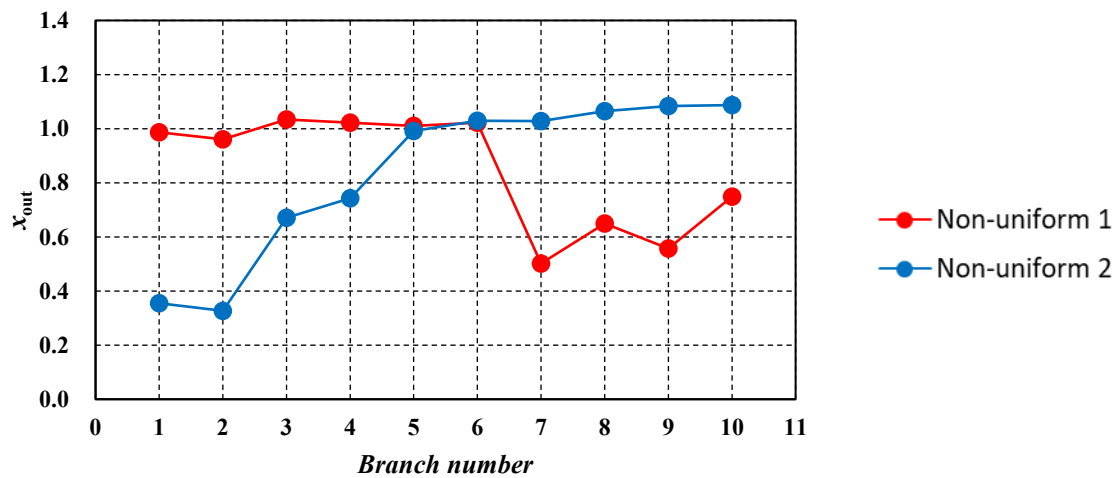


Fig. 3 - 59 出口の熱平衡クオリティ (CaseII-1.5-D,  $M=20\text{ kg/h}$ )

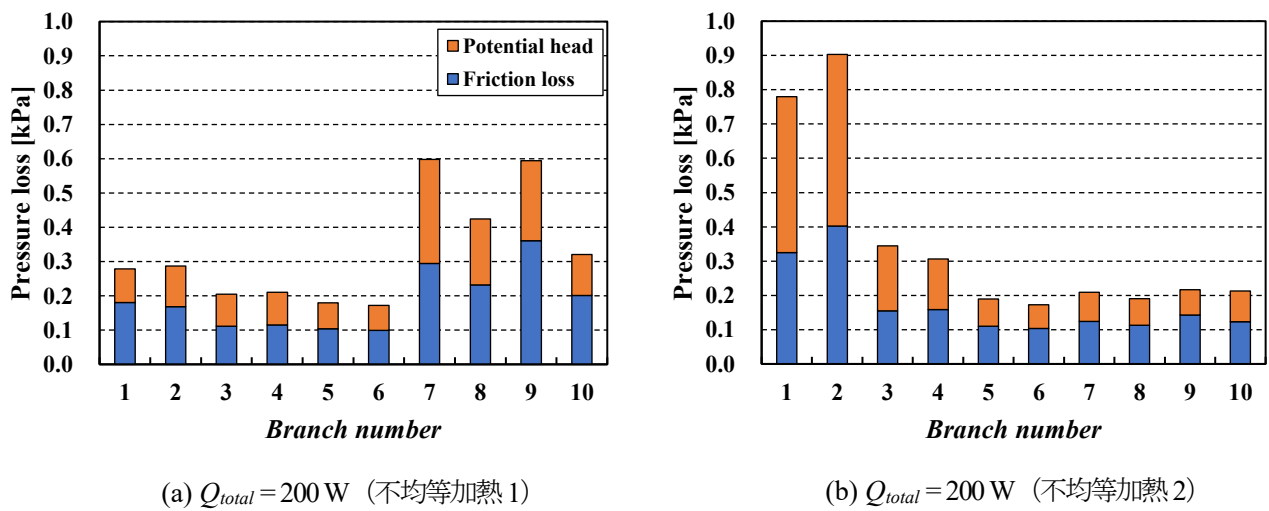


Fig. 3 - 60 各分岐管の圧力損失 (CaseII-1.5-D,  $M=20\text{ kg/h}$ )

## 第 4 章 結言

### 4.1 結論

## 4.1 結論

本研究では、自動車用空調システムに用いられる冷媒蒸発器を模擬した水平ヘッダ／鉛直上昇多分岐流路において、流入側ヘッダ内に挿入した多孔管の細孔から冷媒をヘッダ内に噴出させる内管分流方式を採用し、蒸発器で重要となる分岐管への液相分配の均一性向上を試みた。まず断熱条件下で内管の細孔の位置、細孔径、細孔の向きを変化させながら流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量を測定し、多孔内管の効果を実験的に検討した。次に、実際の冷媒蒸発器で生じている分岐管の加熱による液冷媒の蒸発が液相分配に及ぼす影響を明らかにするために、液相分配の均一性向上の効果が見られた多孔内管を流路に適用し、加熱条件下で流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量の測定を行った。冷媒には R-134a を使用し、ヘッダ入口における圧力を 0.3 MPa、クオリティ  $x$  を 0.3、冷媒流量  $M$  を 20～50 kg/h に設定した。各分岐管の両側面にヒータを貼り付け、投入電力を調整して各分岐管への熱負荷  $Q$  を変化させた。 $Q$  は実機の熱交換量を考慮し 20～80 W/本に設定した。実験には細孔の設置位置が異なる 2 種類の多孔内管を使用し (Case I, Case II)、細孔径  $\phi$  を 1 mm～2 mm、細孔の向きを鉛直上向き、鉛直下向きと変化させた。Case I：細孔間隔 25mm、細孔個数 10 個、細孔を各分岐管の直下に配置。Case II：細孔間隔 25mm、細孔個数 11 個、細孔を各分岐管間の中間位置に配置。

### 断熱条件における実験結果

#### 多孔内管の細孔位置と冷媒噴出方向の影響

Case I と Case II の多孔内管について細孔径  $\phi=2$  mm の条件で液相分配の均一化効果を比較した。冷媒は Case I の場合は上向き、Case II の場合は上向きあるいは下向きに噴出させた。

流れの可視化結果より、Case I-2.0-U の場合は各細孔から噴出した液冷媒が分岐管入口に衝突する様子が、Case II-2.0-U の場合は各細孔から液冷媒が噴出し、ヘッダ上面に衝突後分岐管入口まで広がり、ヘッダ内に滴り落ちる様子が、Case II-2.0-D の場合は各細孔から気泡が生じ、気液が混合する様子を観察した。

気液分配率の測定結果より、Case I-2.0-U の場合は何れの冷媒流量においても上流域と下流域の分岐管に液相が偏って分配され、中流域の分岐管への分配は少ない。Case II-2.0-U の場合は低冷媒流量では Case I-2.0-U と傾向は同じであるが、高冷媒流量では中流域の分岐管への液相分配が増加した。Case II-2.0-D の場合は何れの冷媒流量においても上流域から中流域の分岐管に液相が偏って分配され、下流域の分岐管への分配は少ない。

気液分配率の標準偏差に基づき液相分配の均一性を評価したところ、何れの多孔内管においても液相分配の均一性は多孔内管を挿入しない標準流路に比べて著しく向上し、特に Case II-2.0-U で最も高い均一性を得られた。

### 多孔内管の細孔径の影響

Case IIについて、冷媒噴出方向が下向きの条件で細孔径 $\phi$ を2 mm, 1.5 mm, 1 mm と変化させて液相分配を比較した。

流れの可視化結果より、何れの細孔径においても CaseII-2.0-D と同様に各細孔から気泡が生じ、気液が混合する様子を観察した。CaseII-2.0-D では上流域の分岐管と液冷媒は頻繁に接触するが、下流域の分岐管では液冷媒の接触頻度が少なくなる様子を観察した。細孔の小径化に伴い下流域の分岐管と液冷媒の接触頻度は増加し、CaseII-1.0-D では上流域と同程度の接触頻度となる様子を観察した。

気液分配率の測定結果より、CaseII-2.0-D は先述のように上流域から中流域の分岐管に液相が偏って分配され、下流域の分岐管への分配は少ない。細孔を小径化すると、冷媒噴出量の大きい上流の細孔からの液噴出量が抑制され、下流域の細孔からの噴出量が増加するため、上流域の分岐管への液相分配が減少し、下流域の分岐管への液相分配が増加した。

標準偏差に基づき液相分配の均一性を評価したところ、CaseII-2.0-D と CaseII-1.5-D では細孔の小径化による液相分配の均一性向上が見られたが、CaseII-1.5-D と CaseII-1.0-D では均一性の差は僅かであった。蒸発器へ適用する場合、内管の圧力損失は小さい方が望ましいため、CaseII-1.5-D が有効な仕様である。

### 加熱条件における実験結果

#### 均等加熱条件

断熱実験より液相分配均一化に有効性が認められた CaseII-2.0-U と CaseII-1.5-D を流路に設置し、各分岐管に同一の熱負荷を与える均等加熱条件で実験を行った。

流れの可視化結果より、低冷媒流量では両流路とも熱負荷の増加に伴いヘッダ上流域から下流域へ向かう波が発生し、高熱負荷を与えると波が上流域へと間欠的に逆流する様子を観察した。高冷媒流量では熱負荷に伴う変化は殆ど観察されなかった。

気液分配率の測定結果より、低冷媒流量では両流路とも熱負荷を与えると断熱時に液相分配が少なかった分岐管から入口の液相分配が均等化され、熱負荷の増加に伴い均等化される分岐管は増えていく。高冷媒流量では熱負荷の影響は殆ど確認されなかった。分岐管内の圧力損失に基づき考察すると、低冷媒流量では加熱により分岐管内でドライアウトが発生し、ドライアウトが生じた分岐管群では管内の圧力損失がほぼ等しくなり、その結果分岐管入口における液相分配量が均等化されたと推察される。本研究の最小冷媒流量 (20 kg/h) で最大熱負荷 (80 W/本) の条件では全分岐管でドライアウトが生じ、各分岐管にほぼ等量の液相が分配された。

標準偏差に基づき液相分配の均一性を評価したところ、何れの熱負荷においても液相分配の均一性は多孔内管を挿入しない標準流路に比べて向上し、熱負荷の影響に関わらず内管による液相分配の均一性向上の効果が確認できた。

不均等加熱条件

CaseII-1.5-D を流路に設置し，分岐管毎に異なる熱負荷を与える不均等加熱条件で実験を行い，加熱方法の違いによる液相分配への影響を検討した．

気液分配率の測定結果より，熱負荷の大きい分岐管への液相分配が抑制され，熱負荷の小さい分岐管に液相分配が偏る傾向が認められた．液相分配が抑制された分岐管では分岐管入口における液相分配が均等化された．これらの分岐管では管内でドライアウトが発生しており，均等加熱条件時と同様にドライアウトが生じた分岐管では管内の圧力損失がほぼ等しくなり，その結果分岐管入口における液相分配量が均等化されたと推察される．

## 謝辞

本研究の遂行に当たり，終始懇切丁寧な御指導，御鞭撻を賜りました廣田 真史教授，西村 顕准教授，丸山 直樹教授に深く感謝いたします。

貴重なお時間を割いてご尽力頂き，様々な相談に御親切に対応して頂いた株式会社デンソーの皆様に深い感謝と御礼を申し上げます。

共同実験者として，様々な問題に共に取り組み，貴重な時間を共にした大野 純一氏，宇佐美 孝陽氏に心より感謝の意を表します。

また，この研究室において生活するにあたり，研究だけでなくあらゆる面で私を支えてくださいました熱エネルギーシステム研究室の皆様に深い感謝と御礼を申し上げます。

最後に，私の三重大大学での学生生活を支えてくださいました両親，親族の皆様，ならびに全ての友人に心より感謝を申し上げ，本論文を終えたいと思います。

令和 6 年 1 月 31 日

三重大大学大学院 工学研究科 博士前期課程 機械工学専攻  
熱エネルギーシステム研究室

小川 翔矢

## 参考文献

- (1) 資源エネルギー庁, エネルギー白書 2023, 第2部エネルギー動向, 第1章 国内エネルギー動向, 第2節 部門別エネルギー消費の動向, 2.家庭部門のエネルギー消費の動向, pp.80-82, (2023)
- (2) 外山智章, 深田紗代, 片平史郎, 水田貴彦, 空調用パラレルフロー型熱交換器に及ぼす冷媒流路内面リブの影響, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A134, (2019)
- (3) 中尾了, 松田裕也, 近藤智恵子, 本村文孝, LISS 沸騰面を用いる R1234ze(E)ループ型サーモサイフンの高性能化 可視化結果と伝熱特性の比較, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A322, (2019)
- (4) 赤田郁朗, 野口照貴, 地下大輔, 井上順広, 松野友暢, 伝熱促進管上の凝縮熱伝達および流動様相に及ぼすフィン形状の影響, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A311, (2015)
- (5) 宮良明男, 自然冷媒の熱交換技術に関する研究開発動向, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, C133, (2019)
- (6) 勝田正文, 佐藤遼, 山下暁, 黒岩透, HFO-1234yf 冷媒による扁平管内凝縮伝熱特性-内壁突起と潤滑油の伝熱への影響-, 日本冷凍空調学会論文集, 第31巻, 第3号, pp.257-264 (2014)
- (7) 大原敏夫, 山本道泰, 神谷定行, カーエアコン用熱交換器の最新技術, デンソーテクニカルレビュー, Vol. 4, No.2, (1999)
- (8) 早瀬岳, マイクロチャンネル熱交換器に関する開発動向と今後の展開, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A151, (2016)
- (9) Sivert Vist, Jostein Pettersen, Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 28, pp. 209 - 215, (2004)
- (10) E. Wren, G. Baker, B. J. Azzopardi, R. Jones, Slug flow in small diameter pipes and T-junctions, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 29, pp. 893 - 899, (2005)
- (11) G. Das, P. K. Das, B. J. Azzopardi, The split of stratified gas - liquid flow at a small diameter T-junction, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 31, pp. 514 - 528, (2005)
- (12) 野村大輔, 渡辺学, 板倉大輔, 勝田正文, 垂直 T 分岐管での気液二相流の流量分配について 冷媒 R410A と空気-水の比較, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A201, (2006)
- (13) E. S. Cho, I. H. Lee, M. S. Kim, Design of the two-phase microchannel heat sinks considering the mass flow distribution, International Heat Transfer Conference, MIC-20, (2006)
- (14) Sang Young Lee, Flow distribution behavior in condensers and evaporators, International Heat Transfer Conference, KN-08, (2006)
- (15) A. M. F. El-Shaboury, H. M. Soliman, G. E. Slims, Two-phase flow in a horizontal



- equal-sided impacting tee junction, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 33, pp. 411 - 431, (2007)
- (16) A. Marchitto, F. Devia, M. Fossa, G. Guglielmini, C. Schenone, Experiments on two-phase flow distribution inside parallel channels of compact heat exchangers, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 34, pp. 128 – 144, (2008)
- (17) 渡辺学, 勝田正文, 永田勝也, 板倉茂樹, 飯島等, 垂直な本管を持つ多連分岐蒸発管における冷媒二相流の流量分配特性 (第1報: 均等枝管加熱の場合), 日本冷凍協会論文集, 13 巻, pp. 277 - 284, (1996)
- (18) 渡辺学, 勝田正文, 永田勝也, 板倉茂樹, 飯島等, 垂直な本管を持つ多連分岐蒸発管における冷媒二相流の流量分配特性 (第2報: 不均等枝管加熱の場合), 日本冷凍協会論文集, 13 巻, pp. 285 - 291, (1996)
- (19) 小山繁, 桑原憲, Agung Tri Wijayanta, 神崎正広, 生田四郎, ヘッド型蒸発器内の冷媒分配特性に関する実験, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, A122, (2006)
- (20) 馬場則昌, 中村友彦, 畔柳功, 神谷定行, 大原敏夫, RS エバポレータの開発, デンソーテクニカルレビュー, Vol. 10, No.1, (2005)
- (21) T.Nakamura, et al., SAE paper,(2003)
- (22) Marchitto,A., et al.,*Experimental Thermal Fluid Science*, Vol. 33(2009), p. 895
- (23) Kim, N.H. et al., *Applied Thermal Eng.*, Vol. 59(2013), p. 116.
- (24) A.T.Wijayanta, et al.,*Experimental Thermal Fluid Science*, Vol. 76(2016), p. 264
- (25) 岡田将哉, 廣田真史, 丸山直樹, 西村顕, 多分岐構造を持つ熱交換器内の冷媒気液二相分配に関する研究, 三重大学大学院修士論文, (2019)
- (26) 濱尾岳人, 廣田真史, 丸山直樹, 西村顕, 水平ヘッド型多分岐管における気液二相冷媒流の分配 (熱負荷が分配に及ぼす影響), 三重大学大学院修士論文, (2021)
- (27) 大野純一, 廣田真史, 西村顕, 丸山直樹, 多分岐構造を持つ蒸発器における冷媒二相流の気液分配に関する研究, 三重大学大学院修士論文, (2023)
- (28) 藤田秀臣, 大原敏夫, 橘俊樹, リブ付き扁平流路内の気液二相流の流動特性, 日本機械学会論文集 (B 編) 57 巻 534 号, p. 626, (1991)
- (29) N.Kattan, J.R.Thome, D.Favrat, Flow Boiling in Horizontal Tubes:Part1-Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map, *Transactions of the ASME*, Vol. 120, pp. 140 - 147, (1998)
- (30) Chisholm, D., A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *Int. J.Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp.1767 – 1778, (1967)
- (31) Zivi, S.M., Estimation of steady-state stem void-fraction by means of the principle of minimum entropy production, *ASME J.Heat Transfer*, Vol. 86, pp.247 – 252, (1964)