



空調機内の分離・分配を伴う気液二相流に関する研究

村上, 泰城

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2016-09-25

(Date of Publication)

2017-09-01

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲第6741号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1006741>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



博士論文

空調機内の分離・分配を伴う
気液二相流に関する研究

2016年7月

神戸大学大学院工学研究科

村上 泰城

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.1.1 空調機内の気液二相流の分離・分配を伴う要素機器	1
1.1.2 空調機エネルギー効率の向上技術	4
1.1.3 サイクロン式油分離器	6
1.1.4 気液分離器	8
1.1.5 熱交換器用ヘッダ	10
1.2 空調機内の分離・分配に関する従来研究	12
1.2.1 サイクロン式油分離器	12
1.2.2 気液分離器	13
1.2.3 熱交換器用ヘッダ	14
1.3 本研究の目的と方法	15
1.4 本論文の構成	16
第1章の参考文献	18
第2章 サイクロン式油分離器の性能予測	23
2.1 はじめに	23
2.2 冷媒-冷凍機油における油滴径の推定	24
2.2.1 油滴径の推定方法	24
2.2.2 実験装置および実験方法	24
2.2.3 飛散油滴径の測定結果	26
2.3 解析モデル	30
2.3.1 遠心分離モデル	30
2.3.2 重力分離モデル	34
2.3.3 油分離率の予測手法	36
2.3.4 圧力損失の予測式	38
2.4 解析結果	39

2.5	第2章のまとめ	46
	第2章の参考文献	47
第3章	気液分離器の改良	49
3.1	はじめに	49
3.2	従来型気液分離器の適用性検討	50
3.3	気液分離器の改良	53
3.4	流入管の改良	55
3.5	気液分離サイクルの冷房能力評価	61
3.6	第3章のまとめ	65
	第3章の参考文献	66
第4章	熱交換器用ヘッダの折り返し合流部における流量分配特性	67
4.1	はじめに	67
4.2	試験装置および試験条件	68
4.3	合流部の分配特性	71
4.4	合流部の均一分配化	76
4.5	合流部の冷媒制御	81
4.6	熱交換器単体試験	87
4.7	第4章のまとめ	95
	第4章の参考文献	97
第5章	各要素の改良がエネルギー効率に及ぼす影響の総合評価	98
5.1	はじめに	98
5.2	冷凍サイクルシミュレーション	98
5.2.1	シミュレーションモデル	98
5.2.2	シミュレーション結果の検証	101
5.3	評価対象および解析条件	104
5.4	解析結果	106
5.5	第5章のまとめ	108
	第5章の参考文献	109

第6章 結論	111
謝辭	115

主な使用記号

英文字

a_h	気液界面の傾き [-]
A_i	管内伝熱面積 [m ²]
A_o	管外伝熱面積 [m ²]
C	熱交換量比 [-]
C_D	抵抗係数 [-]
C_p	空気の定圧比熱 [J/kgK]
d	油滴径 [m]
d_l	算術平均径 [m]
D	直径 [m]
E	蒸気分離効率 [%]
E_r	エネルギー [J]
F_D	流体抵抗力 [N]
F_e	外力 [N]
F_{hg}	流体の重力 [N]
F_{hv}	流体力 [N]
F_r	フルード数 [-]
g	重力 [m/s ²]
H	距離, 長さ [m]
H_h	合流部の高さ [m]
h	エンタルピ° [J/kg]
j	みかけ速度 [m/s]
K	熱通過率 [W/m ² K]
K_h	横穴径周長比 [-]
k	速度係数 [-]
k_h	補正係数 [-]
L	油滴の移動距離 [m]

L_h	合流部の幅 [m]
M	油滴の質量 [kg]
M_r	冷媒量 [kg]
N	油滴の総数 [-]
Δn	区間に存在する油滴数 [-]
n_k	Δn の全区間の油滴数 [-]
P	圧力 [Pa]
ΔP	圧力損失 [Pa]
Q	発熱量 [W]
r	半径方向距離 [m]
Re	レイノルズ数 [-]
S	流路断面積 [m ²]
T	温度 [°C]
ΔT_m	対数平均温度差 [K]
t	時間 [s]
t_h	合流部の厚み [m]
U	熱通過率 [kg/m ² s]
U_G	蒸気みかけ速度 [m/s]
U_L	液みかけ速度 [m/s]
u	流速 [m/s]
V	空气体積流量 [m ³ /s]
V_c	コントロールボリュームの容積 [m ³]
v	前面速度 [m/s]
W	質量流量 [kg/s]
w	油滴飛散位置 [m]
We	ウェーバー数 [-]
x	乾き度 [-]
X	絶対湿度 [kg/kg]

ギリシャ文字

α	ボイド率 [-]
α_{ei}	管内蒸発熱伝達率 [W/m ² K]
α_{eo}	エンタルピ基準管外蒸発熱伝達率 [W/m ² s]
α_{ci}	管内凝縮熱伝達率 [W/m ² K]
α_{co}	管外凝縮熱伝達率 [W/m ² K]
α_i	管内熱伝達率 [W/m ² K]
ε	液滴分離割合 [-]
η	油分離率 [%]
θ	設置角度 [°]
μ	粘性係数 [Pa·s]
ν	動粘性係数 [m ² /s]
ρ	密度 [kg/m ³]
σ	表面張力 [N/m]
σ_0	標準偏差 [-]
δ	液末厚さ [°]

下付文字

<i>A</i>	大気圧 20°Cの空気
<i>a</i>	遠心分離
<i>ai</i>	空気入口
<i>all</i>	全油滴数
<i>ao</i>	空気出口
<i>b</i>	重力分離
<i>c</i>	サイクロン部, 凝縮部
<i>D</i>	油滴
<i>e</i>	蒸発
<i>F</i>	油だれ
<i>exp</i>	実験
<i>G</i>	気相
<i>h</i>	下穴, ヘッダ
<i>i</i>	流出管番号

<i>in</i>	入口
<i>L</i>	液相
<i>max</i>	最大値
<i>o</i>	油
<i>out</i>	流出管
<i>r</i>	冷媒
<i>s</i>	横穴, スリット
<i>SH</i>	過熱蒸気
<i>sim</i>	計算
<i>t</i>	管
<i>W</i>	大気圧 20°Cの水

上付文字

,

窒素－油系

第 1 章 序論

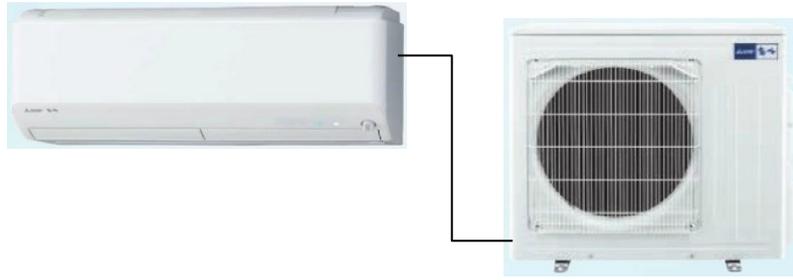
1.1 研究の背景

1.1.1 空調機内の気液二相流の分離・分配を伴う要素機器

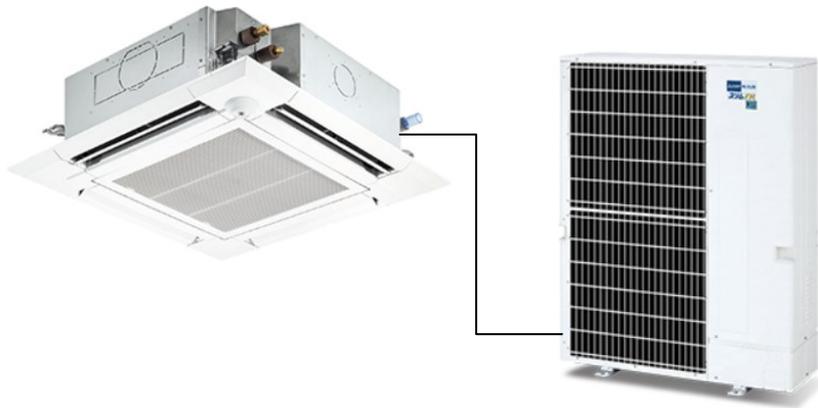
空調機は、図 1.1 に示すように家庭用に使われるルームエアコン，オフィスや店舗などで使われるパッケージエアコン，ビル等では使われるビル用マルチエアコンに大別される。空調する際に配管内を流れる冷媒の圧力や流量を変えて温度を制御し，空気と熱交換することで冷房や暖房をおこなう。空気と熱交換した配管内の冷媒は蒸発または凝縮を伴うため，冷凍サイクル内で冷媒蒸気と冷媒液が混在した気液二相状態となる。また圧縮機では回転機構や軸受け等の摺動部を冷凍機油で潤滑するため，冷媒蒸気と冷凍機油の混在した気液二相状態となる。このように空調機内に冷媒蒸気-冷媒液や冷媒蒸気-冷凍機油といった気液二相状態が存在し，冷凍サイクルを構成する各要素機器で気液二相流の分離・分配の現象を伴う。

表 1.1 に，気液二相流の分離・分配を伴う空調機内の要素機器を示す。気液二相流の組合せと分離・分配の目的に分けて，対象となる要素機器を整理する。冷媒蒸気-冷凍機油の分離では圧縮機や油分離器が対象となる。また，冷媒蒸気-冷媒液の分離では気液分離器やアキュムレータが対象となり，分配では熱交換器用ヘッドや分配器，配管の分岐などが対象となる。本研究では，気液二相流の組合せと目的に分けた各領域から，油分離器，気液分離器，熱交換器用ヘッドを選択する。ここで，選択した対象は空調機の性能や信頼性を左右する重要な要素機器であるとともに，これらの気液二相流の分離・分配にかかる現象把握や改良は，その他機器の改良にも活用できる。

また図 1.2 に空調機の冷房能力と各要素機器の関係を示す。油分離器はビル用マルチエアコンやパッケージエアコンに多く搭載される。これらの空調機では配管が長く，冷凍機油が圧縮機から冷凍サイクル内へ流出すると再び圧縮機に戻るまで時間を要するため，油分離器を搭載して冷凍機油の枯渇を防ぐ必要がある。気液分離器は用途に応じて様々な形態で使用されるが，特に近年，LDK（リビング-ダイニング-キッチン）の拡大にともないルームエアコンの大容量化が進んでおり，冷房能力を向上する手段として 7.1 kW クラスの大型機種で使用される。扁平管熱交換器は熱交換能力を大幅に



(a) ルームエアコン[1]



(b) パッケージエアコン[2]



(c) ビル用マルチエアコン[3]

図 1.1 空調機の種類

表 1.1 気液二相流の分離・分配を伴う空調機内の要素機器

Two-phase fluid	Purpose	
	Separation	Distribution
Refrigerant gas – Refrigerant oil	<ul style="list-style-type: none"> • Compressor • Oil separator 	—
Refrigerant gas – Refrigerant liquid	<ul style="list-style-type: none"> • Gas-liquid separator • Accumulator 	<ul style="list-style-type: none"> • Heat exchanger header • Distributor • Tube branch

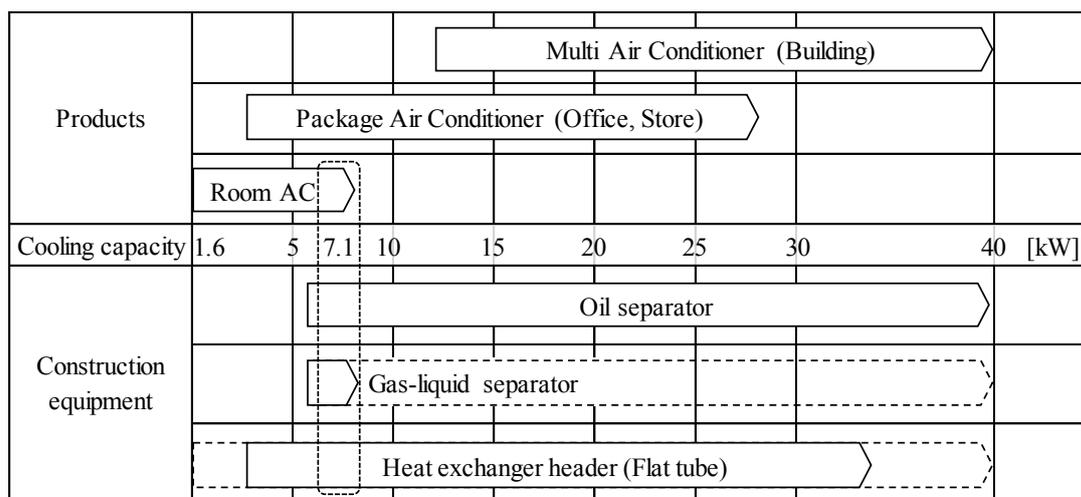


図 1.2 空調機の冷房能力と各要素機器の関係

向上できる技術として注目されており、パッケージエアコンやビル用マルチエアコンで採用が進むとともに、今後も各空調機へ幅広く展開されると考えられる。ここで、各要素機器が採用される空調機や能力帯に違いがみられるが、ある条件で評価した結果を一般化することによって、任意の能力帯に応じた設計が可能になる。本研究では、油分離器、気液分離器、熱交換器用ヘッダの各々が対象とする条件で検討をおこない、他の条件でも適用できるように一般化を試みる。また、各要素を組合せて空調機に搭載した際のエネルギー効率の改善効果を評価する場合には、図 1.2 より各要素すべてが

使用される能力帯である 7.1 kW を選定する。なお、異なる能力帯での評価も可能であり、7.1 kW を条件とした検討結果から、異なる能力帯に適用した際のおおよその改善効果を把握できる。次節では冷凍サイクル内における冷媒の動作を説明しながら、油分離器、気液分離器、熱交換器用ヘッダの冷凍サイクルにおける役割と気液二相流の分離・分配の課題を示す。

1.1.2 空調機エネルギー効率の向上技術

空調機開発では地球温暖化を抑制する観点から、エネルギー効率の向上が求められており、冷凍サイクルおよび各要素機器の改良が必要である。また各要素機器を改良するうえで、信頼性の確保も不可欠である。

冷凍サイクルの主な要素機器は、図 1.3 に示すように圧縮機、室外熱交換器、膨張弁、室内熱交換器からなる。圧縮機は冷凍サイクル内に冷媒を循環させる心臓部の役割を果たしており、低圧の冷媒蒸気を加圧して冷凍サイクルへ送り出す。圧縮機内には冷凍機油が貯められており、冷媒蒸気を圧縮する回転機構や軸受け等の摺動部を潤滑する[4,5]。冷凍機油の一部は圧縮された高圧の冷媒蒸気に伴って圧縮機から流出するため、冷凍機油の流出増加は潤滑不足による摺動部の焼き付きを招き圧縮機の信頼性を低下させるだけでなく、熱交換器の伝熱性能の低下や圧力損失の増加を招き空調機のエネルギー効率を低下させる[6-9]。冷凍機油の流出を防ぐためには高い分離率を有する油分離器が必要であり、これを実現する方法のひとつにサイクロン方式がある[10,11]。サイクロン式油分離器では高い油分離率の確保が重要となる。

油分離器を通過した冷媒蒸気は、冷房運転時において室外熱交換器で凝縮されて冷媒液となった後、膨張弁で減圧されて気液二相状態となる。室内熱交換器へ気液二相冷媒をそのまま流すと流路圧損の増加によりエネルギー効率が低下するため、改善策のひとつとして冷媒蒸気を分離して蒸発に寄与する冷媒液を室内熱交換器へ流す気液分離サイクル[12,13]がある。気液分離サイクルでは冷媒蒸気と冷媒液を分離するための高い蒸気分離率を有する気液分離器が不可欠となる。

分離された冷媒液は室内熱交換器で蒸発して冷媒蒸気となる。室内および室外熱交換器は、冷凍サイクル内を流れる冷媒とフィン間を流れる空気との間で熱交換をおこなう重要な要素機器であり、近年エネルギー効率を大幅に向上可能な技術として伝熱管の扁平管化が注目されている[14,15]。扁平管熱交換器は相当直径が 1mm 程度の複数の細径流路を備えたアルミ扁平管を採用しており、冷媒流路の小径化による伝熱面積の増加や伝熱管とフィン間のロウ付けによる接触熱抵抗の減少、扁平管化による通風抵

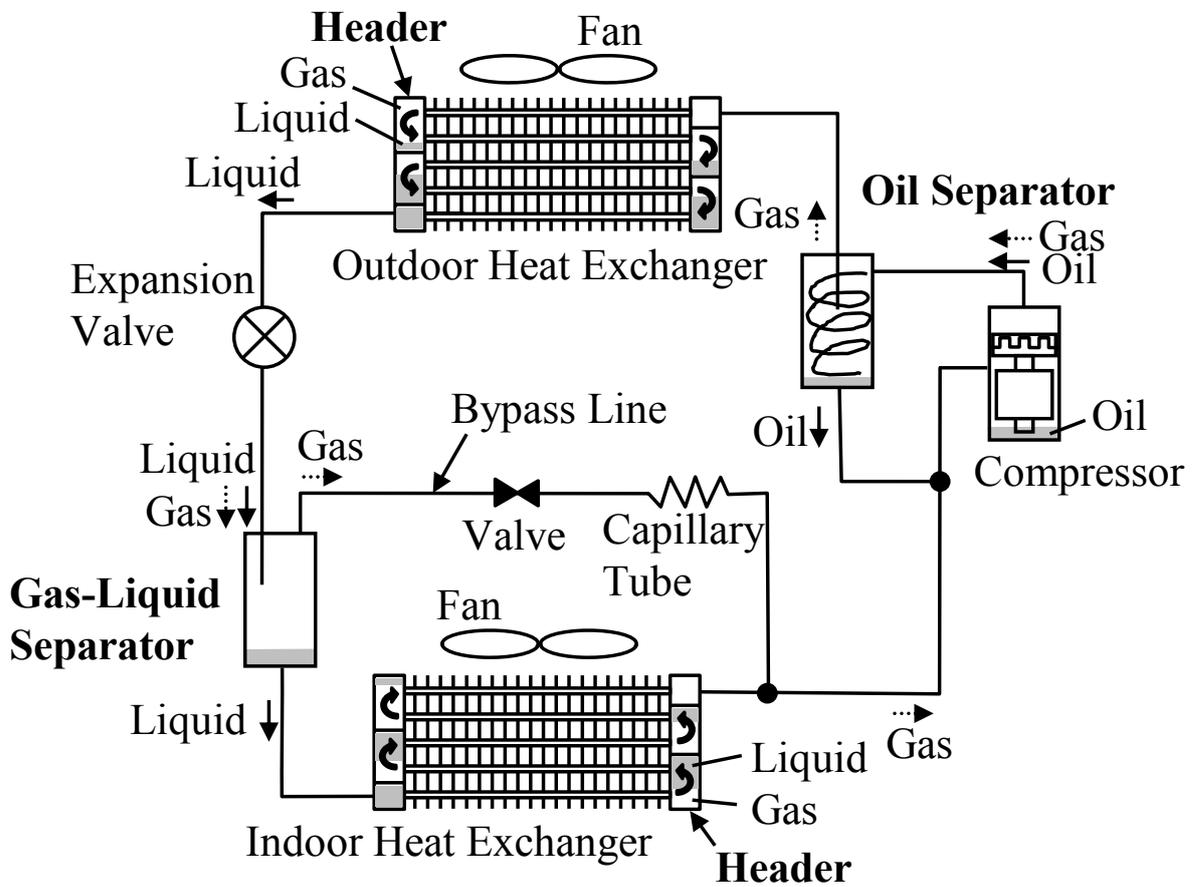


図 1.3 空調機の冷凍サイクルおよび要素機器

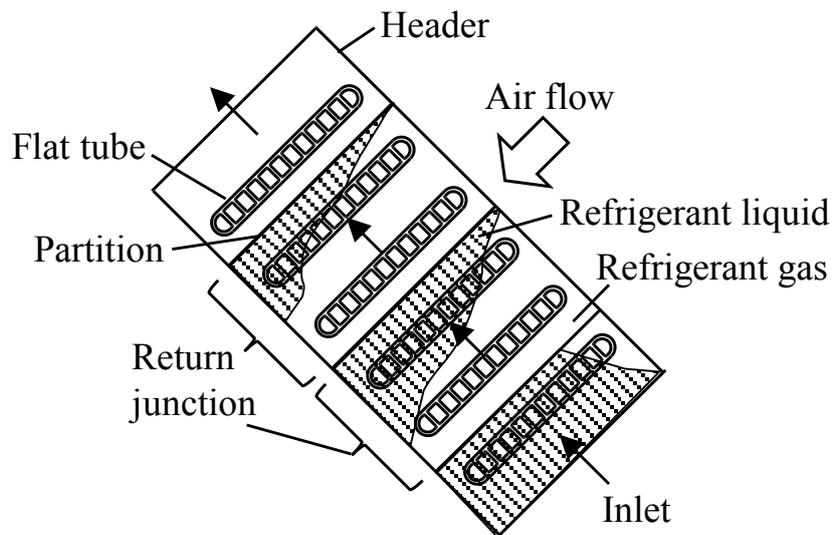


図 1.4 傾斜設置したヘッダ折り返し部の冷媒流れの様子

抗の減少（風量の増加）により，熱交換器の伝熱性能を向上できる[16]．扁平管熱交換器は図 1.4 で示すように傾斜して設置される場合があり，ヘッダ内の折り返し部を流れる気液二相冷媒は冷媒液の偏りをもった状態で扁平管内の複数の細径流路に分流する（詳細は後述する）．フィンを通過する空気と冷媒の温度差が大きい風上側の細径流路で，蒸発時に冷媒液が不足してドライアウトが発生するため，蒸発伝熱性能の悪化でエネルギー効率が低下する．よって扁平管内の複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッダ構造が不可欠となる．

室内熱交換器で蒸発した冷媒蒸気は，バイパス流路を通過した冷媒蒸気と合流した後，圧縮機に戻り再び加圧される．空調機のエネルギー効率の向上および信頼性確保を実現するためには，気液二相流の分離・分配をとまなうサイクロン式油分離器の予測モデル構築，気液分離器の分離率の向上，細径流路を備えた扁平管のヘッダ内の流量分配特性の把握と改良が重要である．

1.1.3 サイクロン式油分離器

油分離器の一例として，図 1.5(a)に示すメッシュを採用した構造がある．メッシュ方式では油を一旦捕獲し，油滴径を大きくすることで重力落下により分離する．しか

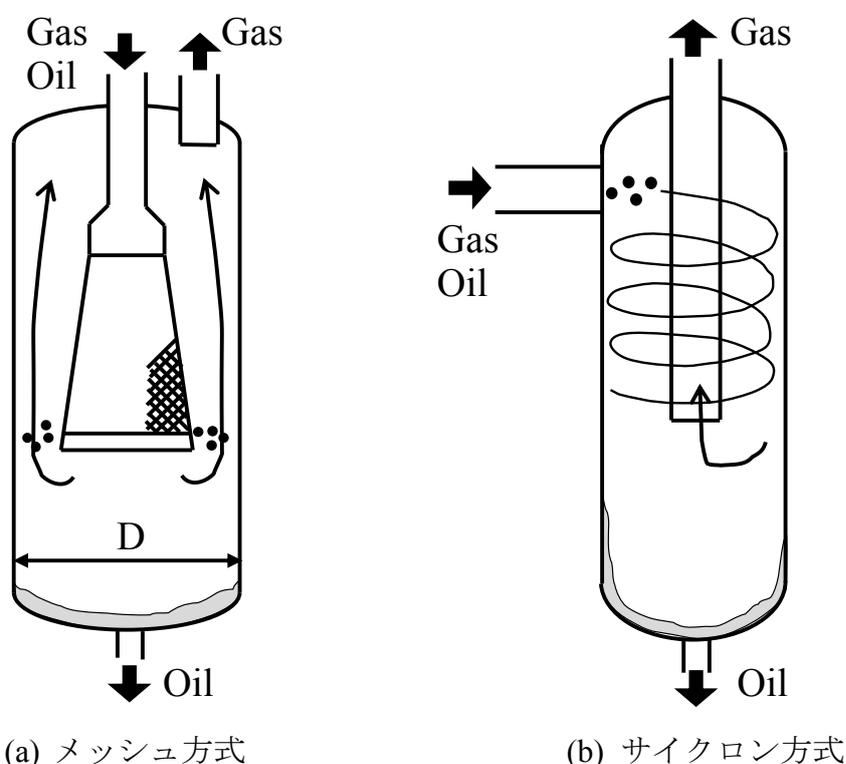


図 1.5 油分離器

しながら本方式では、容器径 D を小さくした場合に冷媒蒸気の上向き速度が増加し、飛散した油滴を搬送して流出させるため、小型化が難しいという問題があった。

これに対して容器の小型化を実現する構造の一つとして図 1.5(b)のサイクロン方式がある。サイクロン方式は、固気分離を中心に古くから発展してきた技術であり、メッシュ等の分離構造を設けることなく重力の数百から数千倍の遠心力を用いて固体を分離する。ここで遠心加速度は u^2/r となるため小型化で有利に作用する。このように、サイクロン方式は比較的安価に製作できるとともに、目詰まりによる信頼性の低下を生じないという特徴があり、プラント設備における粉体分離や家庭用掃除機[17]など幅広く利用されている。

空調機用の油分離器にサイクロン方式を適用する場合、流入管内の流れが冷媒蒸気と冷凍機油の気液二相状態となるため、図 1.6 で示すように流入管から油分離器内へ飛散する油滴の粒径分布を推定する必要がある。またビル用マルチエアコンのような大容量の空調機にサイクロン式油分離器を適用する場合には冷媒流量が広い範囲で変化するため、図 1.7 に示すように遠心力が支配的な高流量の領域から重力が支配的な低流量の領域まで油分離率を確保する必要がある。また、重力分離と遠心分離の遷移域で油分離率が最小値となるため、遷移域の予測が重要となる。

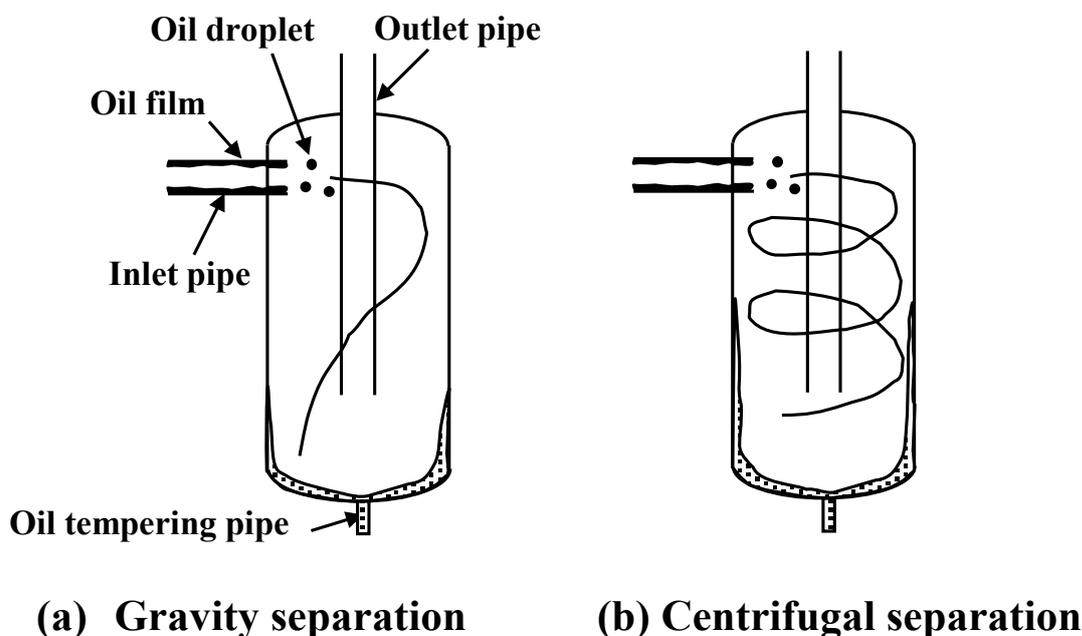


図 1.6 サイクロン式油分離器の分離形態

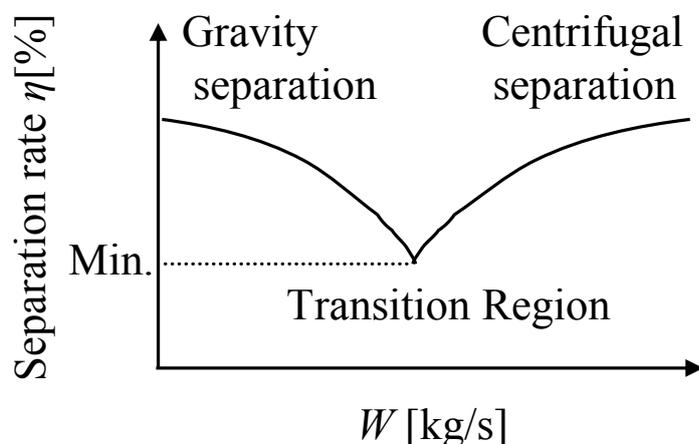


図 1.7 サイクロン式油分離器の分離率

1.1.4 気液分離器

気液分離サイクルは、空調機の冷房能力やエネルギー効率を向上する手段に用いられる。気液分離サイクルの冷凍サイクル構成図を図 1.8 に、圧力-エンタルピ ($P-h$) 線図を図 1.9 に示す。図 1.9 には従来の冷凍サイクルを点線(点 A→B→C→D')で併記する。また()内の記号は暖房運転時の流れを示す。気液分離サイクルでは室内熱交換器に流れ込む気液二相の冷媒(点 C) を気液分離器により冷媒液(点 E)と冷媒蒸気(点 F)に分離し、冷房運転の蒸発に寄与する冷媒液を室内熱交換器に流す。気液分離器で分離した冷媒蒸気はバイパス流路を通過した後、室内熱交換器を通過した冷媒と合流する。気液分離サイクルでは室内熱交換器を通過する冷媒蒸気が減少することで室内熱交換器入口からバイパス流路合流点までの流路圧損が減少するため、圧縮機の吸入圧力(点 D)が従来の冷凍サイクルの吸入圧力(点 D')に比べて上昇する。これにより冷媒循環流量が増加し、冷房能力およびエネルギー効率が向上する。気液分離サイクルでは、できるだけ多くの冷媒蒸気を分離してバイパス流路に流す必要があり、高い蒸気分離率を有する気液分離器が不可欠となる。

また、ユニット構成上の問題としてルームエアコンで室内機の横幅を維持しつつ大容量化をはかる場合、室内熱交換器と室外熱交換器の容積差が大きくなるため、冷房と暖房の各運転で適正となる冷媒充填量に差を生じる。図 1.8 に示すように、四方弁を用いて圧縮機から吐出した冷媒の流れ方向を冷房運転と暖房運転で切り替えるが、流路圧損の減少効果が大きい冷房運転のみ気液分離を行うように冷凍サイクルを構成する場合、暖房運転(点 A→E→C→B→D)で気液分離器を通過する冷媒が液単相の状態です(点 E→C)に流れるため、気液分離器が余剰の冷媒液を溜める容器としての役

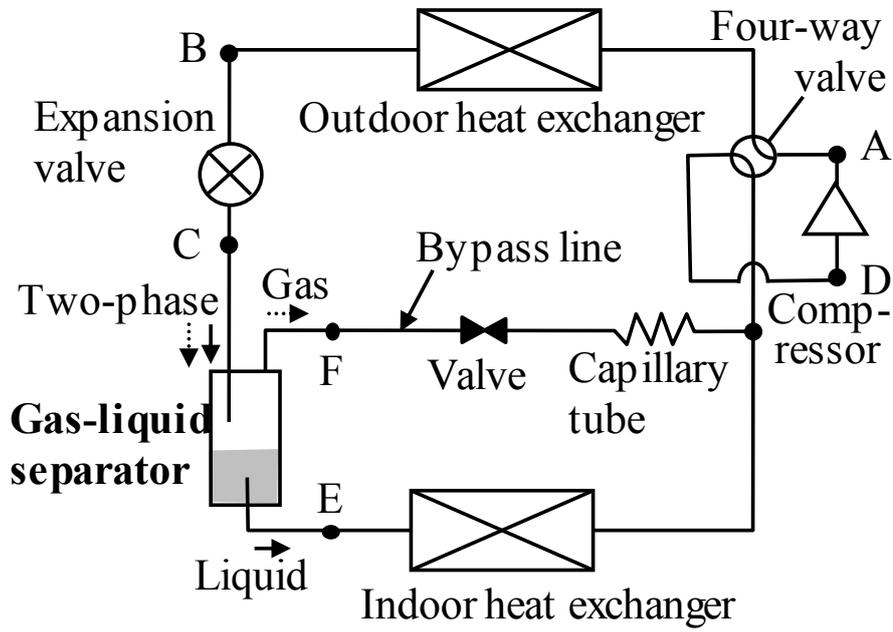


図 1.8 気液分離サイクルの冷凍サイクル構成図

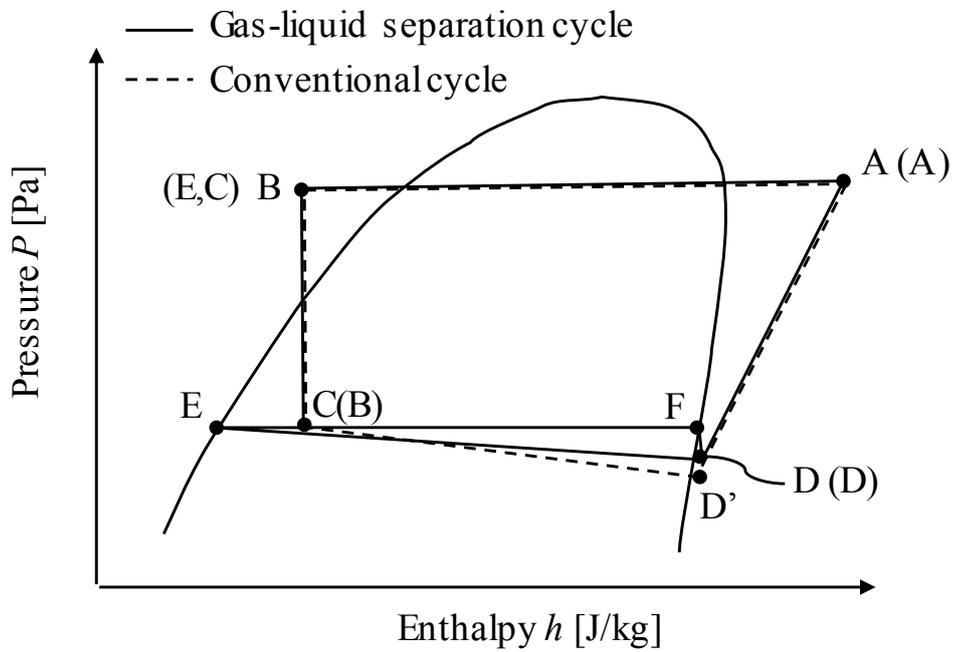


図 1.9 気液分離サイクルの P - h 線図

割を担う。このようなケースにおいては必ずしも小型の気液分離器が必要というわけではなく、余剰の冷媒液を溜めるために所望の容積を有する気液分離器が求められる。

1.1.5 熱交換器用ヘッド

前述のように、熱交換器の伝熱性能向上をはかるため扁平管化が進められている。扁平管熱交換器を空調機に設置する場合、必ずしも鉛直に立てた状態で設置されるとは限らず、たとえば図 1.10 のように傾斜設置される場合がある。図 1.10 の上図は扁平管熱交換器の正面図であり、ヘッド、扁平管、フィンで構成される。下図の凝縮時と蒸発時はヘッドの A-A 断面図であり、ヘッド内の冷媒液分布の様子を示す。ヘッド内部は 3 つの仕切で 4 つの空間に分割されており、上下 2 箇所空間が出入口部、中央 2 箇所空間が折り返し合流部（以下、合流部と呼ぶ）である。ここでは熱交換器が約 45° に傾斜して設置され、フィンを通る空気が右上から左下に流れる場合を想定する。

凝縮時は乾き度が 1 の状態、つまり冷媒蒸気のみがヘッド上部の空間に流入し、扁平管内の複数の細径流路に分流する。各細径流路は扁平管内で隔離されており、冷媒はヘッド内でのみ合流する。冷媒は細径流路を通る間にフィンを通して空気と熱交換して凝縮し、冷媒蒸気と冷媒液が混在した気液二相状態となる。冷媒は再び細径流路からヘッド（合流部）に流入するが、重力で合流部下側に冷媒液が多く溜まる。このため、再び冷媒が合流部から複数の細径流路に分流するとき、合流部上側（風上側）の細径流路に冷媒蒸気が、合流部下側（風下側）の細径流路に冷媒液が多く流入する。よってフィンを通る空気と冷媒との温度差が大きい風上側の細径流路で冷媒蒸気流量が増加するため凝縮性能は向上する。

一方、蒸発時は凝縮時と逆方向に冷媒が流れ、冷媒蒸気と冷媒液が混在した気液二相状態でヘッド下部から流入し、扁平管内の複数の細径流路に分流する。冷媒は細径流路を通る間にフィンを通して空気と熱交換して蒸発し、細径流路から合流部に流入する。合流部の厚みが薄いため冷媒液は上向き速度をうけて上側扁平管の周辺に分布するが、重力により合流部下側（風下側）に偏って冷媒液が分布する。このため冷媒が合流部から細径流路に分流するとき、風上側の細径流路に冷媒蒸気が、風下側の細径流路に冷媒液が多く流入する。よって空気と冷媒の温度差が大きい風上側の細径流路で冷媒液が不足してドライアウトが発生するため、蒸発伝熱性能は低下する。

このように傾斜設置した扁平管熱交換器で凝縮と蒸発の両条件において複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッド構造が不可欠となる。

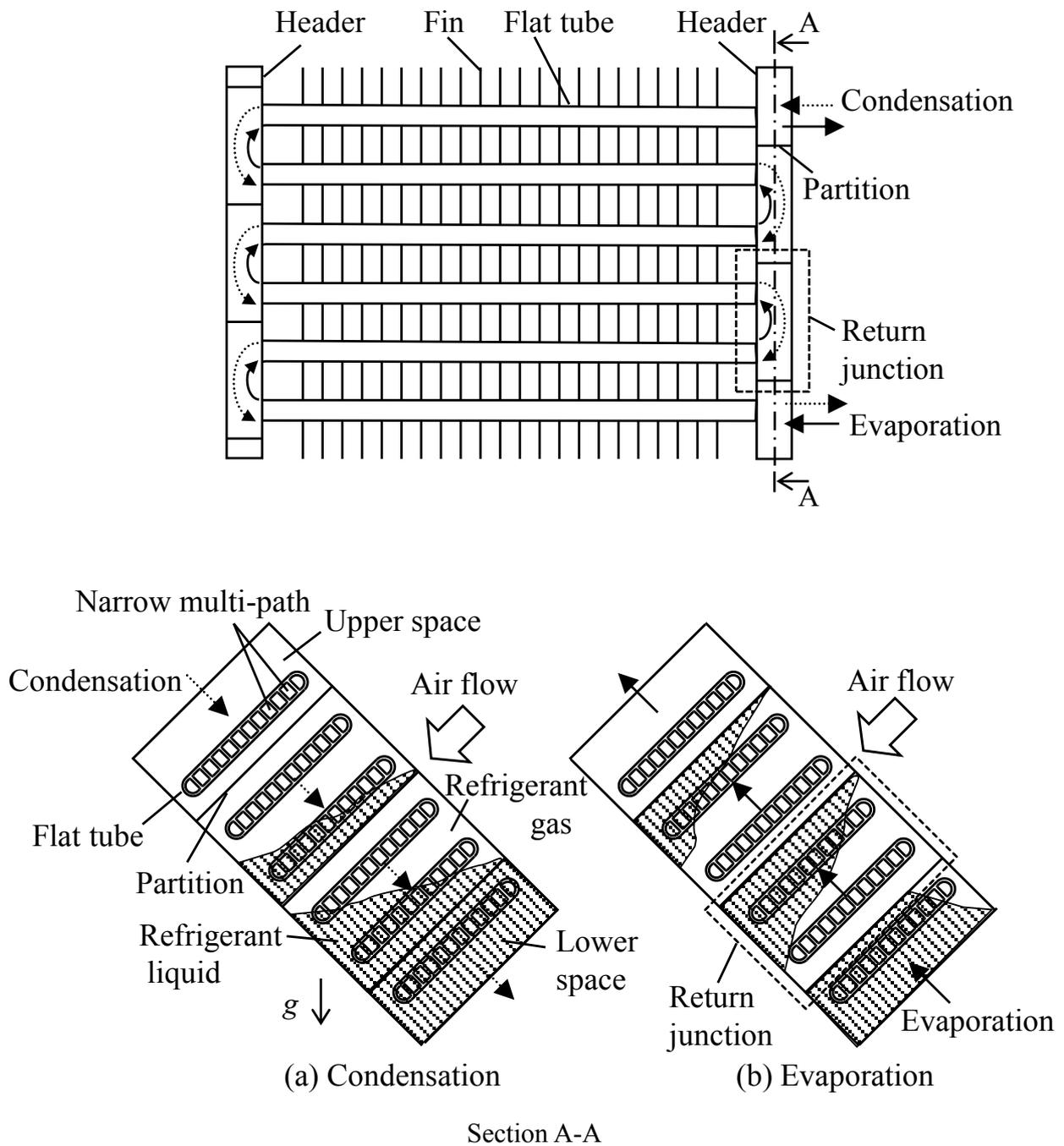


図 1.10 傾斜設置された扁平管熱交換器用ヘッダ内部の冷媒液分布

1.2 空調機内の分離・分配に関する従来研究

1.2.1 サイクロン式油分離器

サイクロン方式は固気分離を中心に古くから発展してきた。Ter Linden[18]はサイクロン内の流速分布を測定するとともに分離率における主要寸法の影響度を実験的に調べ、粒径に対して適切なサイクロン寸法を決定できることを示した。井伊谷ら[19-21]も、サイクロン内の流速分布と圧力を測定し、分離率の予測式を提案した。Liuら[22]はステレオ PIV(Particle image Velocimetry)を用いて流れ場を測定し、サイクロン内の流速分布を明確に示した。固気分離で発展したサイクロン方式は気液分離にも適用され、大滝ら[23,24]は気体容積比が 0.4 以下の水平設置したハイドロサイクロン内の流動様式と分離率を調べた。Movafaghianら[25]は垂直設置したハイドロサイクロンの直径と粘性の影響を調べた。また気体容積比が大きい液滴分離に関して Gardener と Owen[26]は水平設置したサイクロンを対象として分離率に及ぼす流入速度の影響を実験的に調べ、流入速度が低い場合は慣性分離が、流入速度が高い場合は遠心分離が支配的となり、慣性分離と遠心分離の遷移域で分離率が最小になることを示した。空調機でサイクロン式油分離器を適用する場合も冷媒流量が広い範囲で変化するため、図 1.7 で示したように遠心力が支配的な高流量の領域から重力が支配的な低流量の領域まで油分離率を確保する必要がある。また油分離器では冷媒蒸気と冷凍機油が気液二相状態で流入管を流れるため、冷凍機油が流入管から容器内へ吹き出すまでその粒径分布が不明確である。とくに圧縮機から吐出した冷媒蒸気は高圧のため、冷凍機油の粒径分布計測が困難となる。植田[27]は空気-液 2 成分系の垂直管内上向き環状流について液滴流量の管長方向の変化と液滴径を測定した。また Gao[28]は圧縮空気-油系で管内の液滴径を測定した。両研究ともに配管内で飛散する液滴径が測定対象であり配管から吹き出した際の液滴径とは異なる。

さらに近年、坪井ら[29]は数値流体シミュレーションを用いてマイクロスケールのサイクロン式分離器内の粒子挙動を解析し、分離率に及ぼす粒子径の影響を調べた。Derksen[30,31]らも一方向また双方向の粒子追跡解析で分離率を予測した。秋山ら[32,33]は LES(Large-Eddy Simulation)を用いてサイクロン式分離器内の流れ場を詳細に解析し、Karimiら[34]は VOF(Volume of Fluid)を用いてハイドロサイクロン内の空気コアや流速分布を求めた。Gronald[35]らは格子ボルツマン法の LES 解析により旋回流れの現象を調べた。Shalaby[36]らは LES と粒子追跡で、粒子挙動の詳細を調べた。数値予測技術の進歩と計算機の演算速度向上により流れ場の詳細計算が可能となったが、3

次元数値流体シミュレーションは設計者の作業負荷が大きく、計算技術の習得に時間を要するため、設計への適用には課題がある。Lapple[37]や、Leith と Licht[38]は分離率の簡易予測式を提案しているが、これらは粒径分布が既知の固気分離が対象となる。サイクロン式油分離器の改良には、粒径分布の推定と冷媒流量の広い範囲で油分離率を短時間に精度よく予測する手法が必要と考えられる。

1.2.2 気液分離器

気液分離器のひとつに前節で述べたサイクロン方式がある。サイクロン方式は容器と管で構成される簡易な構造であるが、遠心力を発生させるため容器側面から容器円周に対して接線方向に流入管を取り付ける必要がある。ルームエアコンではベランダ等の狭小地に室外機を設置するため、縦長の狭い機械室スペースに圧縮機等を配置しており、サイクロン式気液分離器を搭載する際には、流入管の取り回しが困難になるといった問題を生じる。このためルームエアコン室外機では容器の上部または下部に流入および流出管を接続するのが好ましい。

別の気液分離器として表面張力を利用した方式がある。鹿園ら[39, 40]は流れの拡大部に溝を設けることで冷媒液が溝内に保持される原理を応用し、大幅な小型化を実現した。しかしながら本方式においては表面張力を有する構造物を容器内に備える必要があり、容器を複数のピースに分割して製作するなど構造および加工が複雑となる。また図 1.8 に示した冷凍サイクルでは冷房と暖房で気液分離器を流れる冷媒の方向が異なり、暖房時に気液分離器が余剰の冷媒液を溜める容器となるため、必ずしも小型の気液分離器が必要というわけではなく所望の容積が求められる。

簡易な構造の気液分離器として重力分離を用いる方式がある。Svrcek と Monnery[41]は気液分離器内を衝突、重力分離、ミスト捕集の3段階に分類した縦型および横型気液分離器の設計手法を示した。また Wiencke[42]はアンモニアや二酸化炭素の冷媒を対象に重力分離モデルを検討した。さらに Hansen ら[43]は重力分離モデルと3次元数値流体シミュレーションを用いて分離性能を予測した。重力分離方式は流入速度が小さく容器径が大きい場合に分離率が向上する特徴を有するため、流入速度の増加や容器径の制約を受ける場合に分離率を向上する必要がある。ルームエアコン室外機に搭載する気液分離器においては、余剰の冷媒液を溜める所望の容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を実現できる気液分離器が必要である。

1.2.3 熱交換器用ヘッダ

熱交換器に扁平管を採用する場合、管内圧力損失の増加を抑えるため冷媒流路の数を増やす必要があり、気液二相冷媒の分配が大きな課題となる。T分岐における気液二相流の分配特性に関して多くの実験的な研究がなされており、Azzopardi[44]は空気-水系で主管から垂直に枝管が分岐する系（枝管 T分岐と呼ぶ）の分配特性を調べ、枝管に流れる気体流量と液流量の関係を示した。Saba と Lahey[45]は水平設置した枝管 T分岐の圧力分布と分配特性を調べ、分配予測モデルを提案した。Reimann と Seeger[46]は水平および鉛直設置した枝管 T分岐の分配特性を調べ、Saba や Lahey らの分配予測モデルを用いて水平および鉛直下降設置時の分配特性を良好に予測できることを示した。El-Shaboury ら[47]は T字管の中心から流入して左右対称の管に分岐する系（衝突 T分岐と呼ぶ）について圧力分布と分配特性を調べ、分配予測モデルを提案した。また、藤田ら[48]は水平設置した衝突 T分岐で分配特性を調べ、散逸エネルギーが最小となるように分配特性が決まることを示した。

鉛直ないしは水平ヘッダにつながる多連分岐管の気液二相分配特性に関する研究も報告されている。渡辺と勝田[49]は鉛直なヘッダから水平にのびる多連分岐蒸発管を鉛直上昇管、枝管 T分岐、水平蒸発管の 3 要素に分けて分配予測モデルを作成した。堀木と刑部[50]は水平なヘッダから鉛直にのびる多連分岐管の分配特性における枝管突き出し量の影響を調べた。さらに Koyama ら[51]は各枝管で突き出し量を変えて分流特性を調べた。とくに伝熱管の扁平管化が注目されるなか、扁平管を枝管とした分配特性を調べた研究が増えつつある。ブラズマンら[52]は扁平管熱交換器の水平ヘッダ内の流れを水-空気系で可視化するとともに分配特性を調べた。Zou と Hrnjak[53]は扁平管熱交換器の鉛直ヘッダ内の流れを R410 冷媒の系で可視化し、分流特性における流動様式の影響を調べた。また Bowers ら[54]は扁平管熱交換器のヘッダを水平または鉛直に配置し、赤外線サーモグラフィを用いて R410A 冷媒の分配特性を調べた。Kim ら[55,56]は扁平管熱交換器のヘッダに接続する流入配管の位置や方向について分配特性への影響を調べるとともに、穴の開いた管をヘッダ内に挿入した構造を提案し分配特性を改善できることを示した。さらに Kim ら[57]は扁平管熱交換器のヘッダ内に折り返し部を備える系においてヘッダ内流れ場の可視化と分流特性を調べた。しかしながらこれらの研究は主管につながる多列枝管が対象であり、扁平管内に設けられた複数の細径流路間の分配を対象とした研究はなされていない。

Hetsroni ら[58]は小型電子機器の冷却を目的にヘッダにつながる多列三角溝のマイクロチャンネルで空気-水と蒸気-水を用いて流動状態を可視化し、ヘッダの主流方向

に対して垂直にマイクロチャネルの分岐を設けた場合に冷媒液が不均一に分配されることを示した。しかしながら多列のマイクロチャネルは水平に設置されており、図 1.10 で示したように傾斜設置の影響は考慮されていない。さらに空調機においては凝縮と蒸発で冷媒の流れ方向が変わるため、両条件において扁平管内に設けた複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッド構造が必要となる。

1.3 本研究の目的と方法

本研究では、サイクロン式油分離器の予測モデル構築、気液分離器の分離率の向上、細径流路を備えた扁平管のヘッド内の流量分配特性の把握と改良を通して、空調機のエネルギー効率の向上をはかる。

サイクロン式油分離器では冷媒蒸気と冷凍機油が気液二相状態で流入管内を流れており、流入管から容器内に吹き出す冷凍機油の粒径分布が不明である。また圧縮機から吐出した冷媒蒸気が高圧のため、油滴径の計測が困難である。さらにビル用マルチエアコンのような大容量の空調機では運転範囲が大きく変化するため、幅広い流量範囲で油分離率を予測する必要がある。なお実設計に油分離率の予測技術を適用するうえで、設計者の作業負荷を低減可能な手法を整備する必要がある。そこで冷媒蒸気-冷凍機油の粒径分布を推定するとともに、空調機の幅広い運転条件で油分離率を精度よく予測する手法を検討する。

気液分離器は、ルームエアコン室外機のように縦長の狭い機械室スペースに配置されるケースがあり、容器の上部または下部に流入管および流出管を接続する必要がある。また低コスト化を図るために構造および加工を簡易にする必要がある。さらに暖房運転時に余剰の冷媒液を溜めるため、所望の容積が必要である。そこで余剰の冷媒液を溜める所望の容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を実現できる気液分離器を検討するとともに、ルームエアコンに搭載して冷房能力を調べる。

熱交換器用ヘッドでは、扁平管内に設けられた複数の細径流路間の分配を対象とした研究はほとんどなされていない。また扁平管熱交換器を傾斜設置すると凝縮か蒸発のどちらか一方で性能が低下するといった問題が生じるが、このような傾斜を有する多列細管への流量分配に関する基礎的な知見は極めて少ない。そこで本研究では、傾斜設置した扁平管熱交換器で凝縮と蒸発の両条件において、扁平管内に設けた複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッド構造を検討するための基礎資料を得ることを目的とする。このため、合流部のモデル試験で分配特性を評価するととも

に、合流部形状を改良した扁平管熱交換器を製作し、傾斜設置した場合の凝縮性能を調べる。

また空調機では、要求されるエネルギー効率や信頼性を確保できるよう、各要素機器を組み合わせて冷凍サイクルを構成する。このため、冷凍サイクルシミュレーションを用いてサイクロン式油分離器、改良気液分離器、改良熱交換器用ヘッダを搭載した冷凍サイクルのエネルギー効率を調べる。

1.4 本論文の構成

本論文は6章より構成される。以下に各章の概要をまとめる。

第1章では、本研究の背景として空調機内気液二相流の分離・分配技術における課題とサイクロン式油分離器、気液分離器、熱交換器用ヘッダの設計上の課題と各々に関する従来の研究について述べ、本論文の目的および方法を記した。

第2章では、空調用に搭載するサイクロン式油分離器について、冷媒流量の広い範囲で油分離率を短時間に精度よく予測できる手法を提案する。まず窒素-油を用いて流入管から飛散する油滴の粒径分布を計測し、その結果から冷媒-冷凍機油における油滴の粒径分布を推定する。次に広範な冷媒流量に対するサイクロン式油分離器の分離率を予測するため遠心分離と重力分離の両方をモデル化し、先に求めた油滴径と油滴の飛散位置を変数とするモンテカルロ法を用いて油分離率を予測する手法を提案する。さらに提案した予測手法を用いてビル用マルチエアコンの運転条件における油分離率を予測し、実機性能との比較から本予測手法の妥当性を検証する。

第3章では、余剰の冷媒液を溜める容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を実現できる気液分離器を検討する。まず従来型気液分離器を用いて冷媒循環量を増加したときの蒸気分離率を評価する。次に、従来型気液分離器で得られた知見から改良方法を考案し、改良気液分離器単体の蒸気分離率を測定する。さらに改良気液分離器をルームエアコンに搭載して冷房性能を調べる。

第4章では、傾斜設置した扁平管熱交換器で凝縮と蒸発の両条件において扁平管内に設けた複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッダ構造を検討する。

まず下側 4 本の流入管と上側 4 本の流出管を備えた合流部のモデル試験を用いて傾斜角度と乾き度の分配特性への影響を調べる。次に均一分配をはかるため、合流部の中央、上側、下側にスリットを設けて分配特性を調べる。また均一分配ではなく積極的に冷媒を制御して伝熱性能を向上できるスリット配置を検討し、凝縮、蒸発の両伝熱性能を向上可能なスリット形状を考案する。さらに考案したスリット形状を備えた扁平管熱交換器を製作して伝熱性能を調べる。

第 5 章では、サイクロン式油分離器、改良気液分離器、改良熱交換器用ヘッダを搭載した冷凍サイクルのエネルギー効率を調べる。ここでは 7.1 kW クラスのルームエアコンを対象に、冷凍サイクルシミュレーションを用いて冷房 COP (Coefficient of Performance: 成績係数=能力/入力) への寄与度を調べる。

第 6 章では、本論文の結論を述べる。

第 1 章の参考文献

- [1] 三菱電機, 三菱ルームエアコン総合カタログ家庭用 2016 年夏号 (online), <http://dl.mitsubishielectric.co.jp/dl/ldg/wink/wink_doc/contents/doc/WEB_CATA/S1795C9733E/pageview/pageview.html#page_num=32>, p 32, (参照日 2016 年 6 月 日).
- [2] 三菱電機, 三菱電機スリムエアコン店舗・事務用 2016-3 (online), <http://dl.mitsubishielectric.co.jp/dl/ldg/wink/wink_doc/contents/doc/WEB_CATA/S1796C9549A/pageview/pageview.html#page_num=29>, p 29, (参照日 2016 年 6 月 22 日).
- [3] 三菱電機, ビル空調マルチエアコン 2016-5 (online), <http://dl.mitsubishielectric.co.jp/dl/ldg/wink/wink_doc/contents/doc/WEB_CATA/S1764C9500E/pageview/pageview.html#page_num=11>, p 11, (参照日 2016 年 6 月 22 日).
- [4] 奥達也, 石井徳章, 阿南景子, 澤井清, 森本敬, 鷺田晃, スクロール圧縮機スラスト軸受部における潤滑メカニズムに関する理論的研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 24, No. 1(2007), pp. 77–88.
- [5] 近野雅嗣, 柳瀬裕一, 松永睦憲, 中村聡, 太田原優井, 伊谷鋼一, スクロール圧縮機の圧縮室給油量適正化に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, (2015).
- [6] 勝田正文, 宮井玲, 小松智弘, 河井昭成*, 管内凝縮熱伝達に及ぼす冷凍機油混入の影響, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 15, No. 4(1998), pp. 401–413.
- [7] 遠藤尚樹, 矢部彰, 潤滑油混合下での CFC12 および HFC134a の蒸発熱伝達と潤滑油の挙動, 日本機械学会論文集(B 編), Vol. 58, No. 546 (1992), pp. 509-513.
- [8] Huang, X., Ding, G., Hu, H. and Deng, B., Condensation Heat Transfer Characteristics of R410A-Oil Mixture in 5mm and 4mm Outside Diameter Horizontal Microfin Tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34 (2010), pp. 845–856.
- [9] Wei, W., Ding, G., Hu, H. and Wang, K., Influence of Lubricant Oil Heat Transfer Performance of Refrigerant Flow Boiling Inside Small Diameter Tubes. Part I: Experimental Study, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32 (2007), pp. 67–76.
- [10] 化学工業協会編:「化学工学便覧」, 改訂 5 版, pp. 779-781, 丸善, 東京 (1988).
- [11] Gawali1, S. S. and Bhambere1, M. B., Effect of Design and The Operating Parameters on The Performance of Cyclone Separator – A Review, *International Journal of*

Mechanical Engineering and Robotics Research, (2015), pp. 245-248.

- [12] 中山雅弘, 若本慎一, 森下国博, 早丸靖英, 隅田嘉裕, 気液分離型冷凍サイクルを採用したルームエアコンの高効率化, 日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, (2001), pp. 81-84.
- [13] 柴広有, 若本慎一, 宮本守也, 畑中康文, 嶋本大祐, 堀淳二, 榎本寿彦, 気液分離型冷凍サイクルを適用した内融式氷蓄熱システムの製氷効率向上に関する研究, 日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, (2001), pp. 57-60.
- [14] Koyama, S., Kuwahara, K., Nakashita, K. and Yamamoto, K., An Experimental Study on Condensation of Refrigerant R134a in a Multi-port Extruded tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 24 (2003), pp. 425–432.
- [15] Huai, X, Koyama, S., Zhao, T. S., Shinmura, E., Kinoshita, H. and Morita, K., An Experimental Study of boiling characteristics of carbon dioxide in multiport mini channels, Applied Thermal Engineering, Vol. 24 (2004), pp. 1443–1463.
- [16] Matsuda, T., Ishibashi, A., Hokazono, K. and Shimamoto, D., Development of Flat Tube Heat Exchanger for Heat Pump Air Conditioner, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, (2014), Paper#1507.
- [17] Dyson Technology, Cyclone vacuum cleaner, International Patent No. WO2012001387. 2012.
- [18] Ter Linden A. J., Investigations into cyclone dust collectors, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 160 (1949), pp. 223-251.
- [19] 井伊谷鋼一, サイクロン集じん器内の気流について (サイクロンに関する研究 第2報), 日本機械学会論文集, Vol. 18, No. 69 (1952), pp. 42-48.
- [20] 井伊谷鋼一, サイクロン集じん器の分離効率に関する一理論 (サイクロンに関する研究 第4報), 日本機械学会論文集, Vol. 19, No. 81 (1953), pp. 83-89.
- [21] 井伊谷鋼一, サイクロン集じん器の圧力損失に関する理論 (サイクロンに関する研究 第5報), 日本機械学会論文集, Vol. 19, No. 81(1953), pp. 90-95.
- [22] Liu, Z., Jia, L. and Zhang, Q., Stereoscopic PIV studies on the swirling flow structure in a gas cyclone, Chemical Engineering Science, Vol. 61 (2006), pp.4252–4261.
- [23] 大滝勉, 黒川淳一, 気液二相流サイクロンに関する研究 (流動様式と分離特性), 日本機械学会論文集(B編), Vol. 58, No. 550 (1992), pp. 1668-1673.
- [24] 大滝勉, 黒川淳一, 北洞高也, 気液二相流サイクロンの気体分離性能に関する研究, 日本機械学会論文集(B編), Vol. 61, No. 584 (1995), pp. 1332-1338.

- [25] Movafaghian, S., Jaua-Marturet, J. A., Mohan, R. S., Shoham, O. and Kouba, G. E., The Effects of Geometry, Fluid Properties and Pressure on The Hydrodynamics of Gas-Liquid Cylindrical Cyclone Separators, *International Journal of multiphase Flow*, Vol. 26 (2000), pp. 999–1018.
- [26] Gardner, N. J. and Owen, I., The Behavior of Liquid Films and Drops in Relation to Liquid/Gas separation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 211, No. 4 (1997), pp.53–59.
- [27] 植田辰洋, 環状気液二相流における液滴発生率と液滴径について, *日本機械学会論文集 (B編)*, Vol. 43, No. 389 (1977), pp. 127-135.
- [28] Gao, X., Zhao, Y., Yang, X., Chang, Y. and Peng, X., The Research on The Performance of Oil-Gas Cyclone Separators in Oil Injected Compressor Systems with Considering The Collision and Breakup of Oil Droplets, *International Compressor Engineering Conference*, (2012), Paper#2119.
- [29] 坪井涼, 山本誠, 戸田和之: 第18回数値流体力学シンポジウム講論, C6-4, 東京 (2004.12)
- [30] Derksen, J. J., Separation Performance Predictions of a Stairmand High-efficiency Cyclone, *AIChE Journal*, Vol.49, No. 6 (2003), pp.1359-1371.
- [31] Derksen, J. J., van den AKKer, H. E. A and Sundaresan, S, Two-way Coupled Large-Eddy Simulations of the Gas-Solid Flow in Cyclone Separators, *AIChE Journal*, Vol.49, No. 6 (2003), pp.1359-1371.
- [32] 秋山修, 加藤千幸, 河手大輔, 円筒型サイクロンセパレータの粒子分離メカニズム (第1報, LES解析の精度検証と流れ構造の詳細検討), *日本機械学会論文集 (B編)*, Vol. 78, No. 795 (2012), pp. 1886-1902.
- [33] 秋山修, 加藤千幸, 河手大輔, 円筒型サイクロンセパレータの粒子分離メカニズム (第2報, 粒子追跡の精度検証と粒子運動の詳細検討), *日本機械学会論文集 (B編)*, Vol. 78, No. 795 (2012), pp. 1903-1918.
- [34] Karimi, M., Akdogan, G., Bradshaw, S. M. and Mainza, A., Numerical Modelling of Air Core in Hydrocyclones, *Ninth International Conference on CFD in The Minerals and Process Industries*, (2012).
- [35] Gronald, G., and Derksen, J. J., Simulating Turbulent swirling flow in Gas Cyclone: A Comparisons of Various Modeling Approaches, *Powder Technology*, 205 (2011) , pp. 160–171.

- [36] Shalaby, H., Wozniak, K. and Wozniak, G., Numerical Calculation of Particle-laden Cyclone Separator flow using LES, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol.2, No.4 (2008), pp 382-392.
- [37] Lapple, C. E., Gravity and centrifugal separation, *American Industrial Hygiene Association Quarterly*, Vol. 11 (1950), 40-48.
- [38] Leith, D. and Licht, W., The Collection efficiency of cyclone type particle collectors – a new theoretical approach, *American Institute of Chemical Engineers Symposium Series*, 68(1972), pp 196-260.
- [39] Shikazono, N., Azuma, R., Sameshima, T. and Iwata, H., Development of Compact Gas-Liquid Separator Using Surface Tension, 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, Japan (2010).
- [40] 東隆平, 鹿園直毅, 岩田博, 表面張力を利用した小型気液分離器の開発, *日本機械学会論文集 B 編*, Vol. 74, No. 742 (2008), pp. 1340-1346.
- [41] Svrcek, W. Y. and Monnery, W. D., Design Two-Phase Separators within the Right Limits, *Chemical Engineering Progress*, (1993), pp.53–60.
- [42] Wiencke, B., Fundamental principles for sizing and design of gravity separators for industrial refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, Vol.34 (2011), pp. 2092-2108.
- [43] Hansen, E. W. M., Heitmann, H., Laksa, B., Ellingsen, A., Ostby, O., Morrow, T. B. and Dodge, F. T., *Fluid Flow Modelling of Gravity Separators*, Elsevier Science of Publishers, (1991), pp. 364-380.
- [44] Azzopardi, B. J. and Whalley, P. B., The Effect of Flow Patterns on Two-phase Flow in a T Junction, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.8, No.5 (1982), pp.491–507.
- [45] Saba, N. and Lahey JR., R. T., The Analysis of Phase Separation Phenomena in Branching Conduits, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.10, No.1 (1984), pp.1–20.
- [46] Reimann, J. and Seeger, W., Two-Phase Flow in a T-Junction with a horizontal inlet, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.12, No.4 (1986), pp.587–608.
- [47] El-Shaboury, A. M. F., Soliman, H. M. and Sims, G. E., Two-Phase Flow in a Horizontal Equal-Sided Impacting Tee junction, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.33 (2007), pp.411–431.
- [48] 藤田勇, 大宮司啓文, 酒井均, 飛原英治, T 字管における気液二相流の分配に

- 関する研究, 日本冷凍空調協会論文集, Vol.17, No.1 (2000), pp.37-45.
- [49] 渡辺学, 勝田正文, 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3報:流量分配予測計算モデル), 日本冷凍空調協会論文集, Vol.20, No.1 (2003), pp.21-28.
- [50] 堀木幸代, 刑部真弘, 水平二相ヘッダー管の水分配挙動, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.69, No.677 (2003), pp.31-36.
- [51] Koyama, S., Wijayanta, A. T., Kuwahara, K. and Ikuta, S., Developing Two-Phase Flow Distribution in Horizontal Headers With Downward Minichannel-Branched, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, (2012), Paper#745.
- [52] ブラズマン・ラズラン, 五島宏明, 廣田真史, 水野安浩, 丸山直樹, 西村顕, 磯部僚太, 垂直上昇多分岐管における気液二相分配, 混相流, Vol.24, No.5 (2011), pp.577-585.
- [53] Zou, Y. and Hrnjak, P. S., Measurement and Visualization of R410A Distribution in the Vertical Header of the Microchannel Heat Exchanger, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, (2012), 1306.
- [54] Bowers, C. D., Mai, H., Elbel, S. and Hrnjak, P. S., Refrigerant Distribution Effects on the Performance of Microchannel Evaporators, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, (2012), Paper#2173.
- [55] Kim, N. H., Lee, E. J. and Byun, H. W., Two-Phase Refrigerant Distribution in a Parallel Flow Minichannel Heat Exchanger Having Horizontal Headers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.55 (2012), pp.7747-7759.
- [56] Kim, N. H., Lee, E. J. and Byun, H. W., Improvement of Two-Phase Refrigerant Distribution in a Parallel Flow Minichannel Heat Exchanger Using Insertion Devices, Applied Thermal Engineering, Vol.50 (2013), pp.116-130.
- [57] Byun, H. W. and Kim, N. H., Two-Phase Refrigerant Distribution in a Parallel Flow Minichannel Heat Exchanger Having Lower Combining/Dividing header, Heat Mass Transfer, Vol.51 (2015), pp.1445-1459.
- [58] Hetsroni, G., Mosyak, A., Segal, Z. and Pogrebnyak, E., Two-phase Flow Patterns in Parallel Micro-channels, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 29 (2003), pp. 341-360.

第2章 サイクロン式油分離器の性能予測

2.1 はじめに

サイクロン方式は固気分離を中心に古くから発展してきた技術であり、多くの研究がなされている。気体容積比が大きい液滴分離に関して Gardener と Owen[1]は水平設置したサイクロン式分離器を対象として分離率に及ぼす流入速度の影響を実験的に調べ、流入速度が低い場合は慣性分離が、流入速度が高い場合は遠心分離が支配的となり、慣性分離と遠心分離の遷移域で分離率が最小になることを示した。空調機でサイクロン式油分離器を適用する場合も冷媒流量が広い範囲で変化するため、遠心力が支配的な高流量の領域から重力が支配的な低流量の領域まで油分離率を確保する必要がある。また油分離器では冷媒蒸気と冷凍機油が気液二相状態で流入管を流れるため、冷凍機油が流入管から容器内へ吹き出すまで、その粒径分布が不明確である。とくに圧縮機から吐出した冷媒蒸気は高圧のため、冷凍機油の粒径分布計測が困難となる。

また秋山ら[2,3]は LES(Large-Eddy Simulation)を用いてサイクロン式分離器内の流れ場を詳細に解析し、Karimi ら[4]は VOF(Volume of Fluid)を用いてハイドロサイクロン内の空気コアや流速分布を求めた。数値予測技術の進歩と計算機の演算速度向上により流れ場の詳細計算が可能となったが、3次元数値流体シミュレーションは設計者の作業負荷が大きく、計算技術の習得に時間を要するため、設計への適用には課題がある。また、固気分離やハイドロサイクロンの数値シミュレーションでは対象となる粉体の粒径分布や乾き度を流入条件に与えて計算できるが、先に述べたように油分離器の場合には粒径分布も不明確である。このためサイクロン式油分離器の改良には、粒径分布の推定と冷媒流量の広い範囲で油分離率を短時間に精度よく予測する手法が必要である。

本章では、空調用に搭載するサイクロン式油分離器について、冷媒流量の広い範囲で油分離率を短時間に精度よく予測できる手法を提案する。まず窒素-油を用いて流入管から飛散する油滴の粒径分布を計測し、その結果から冷媒-冷凍機油における油滴の粒径分布を推定する。次に広範な冷媒流量に対するサイクロン式油分離器の分離率を予測するため遠心分離と重力分離の両方をモデル化し、先に求めた油滴径と油滴の飛散位置を変数とするモンテカルロ法を用いて油分離率を予測する手法を提案する。

さらに提案した予測手法を用いてビル用マルチエアコンの運転条件における油分離率を予測し、実機性能との比較から本予測手法の妥当性を検証する。

2.2 冷媒—冷凍機油における油滴径の推定

2.2.1 油滴径の推定方法

圧縮機から吐出した冷媒蒸気は、およそ 2~3 MPa と高圧になるため、耐圧の問題から、可視化ガラスを通してサイクロン式油分離器へ流入する油滴径を測定することは困難である。また、高耐圧の可視化ガラスを用いてもガラス面に油が付着するため、レーザー光を用いた油滴径の測定は難しい。このため、窒素—油を用いて油滴径を測定し、植田[5]の環状気液二相流に関する実験から、液膜から飛散する油滴の粒径は粘性係数の影響を比較的受けにくいと考えられるため、ウェーバ数 We が等しくなるように、冷媒(R407C)—冷凍機油の油滴径に換算する。ここで、ウェーバ数 We [6]は次式により定義する。

$$We = \frac{\rho_G (U_G - U_L)^2 d}{\sigma} \quad (2.1)$$

ρ_G , U_G は窒素または冷媒蒸気の密度とみかけ速度, U_L , d , σ は油または冷凍機油のみかけ速度, 滴径, 表面張力を示す。窒素を用いる場合, 大気圧下の開放空間において油滴径を測定することができるため, 可視化ガラスを用いる必要がなくなり, ガラス面に油が付着する問題も解決できる。

2.2.2 実験装置および実験方法

図 2.1 に、窒素—油の実験装置を示す。高さ 2000 mm の位置に設けた油タンクから流出する油と、窒素ポンペから流出する窒素を T 字管で合流した後、長さ 800 mm、内径 17 mm の銅管に流し、銅管の先端から 80 mm 先に飛散した油滴径をレーザー光散乱方式の粒度分布測定装置（東日コンピュータアプリケーションズ, LDSA-2400A）を用いて測定した。実機における流入管の直線長さはおよそ 100~200 mm であるが、流入管以前で冷媒蒸気と冷凍機油が十分に混合しているため、窒素—油実験では、銅管の長さを管内径の約 50 倍として助走区間を確保した。計測の前後で標準粒子 $20 \pm 1 \mu\text{m}$ の粉体湿式測定を行い、発光部と受光部のレンズに不具合なく、正しく測定されることを確認した。測定結果は 200ms 間隔で 20 回連続測定した平均値を示す。

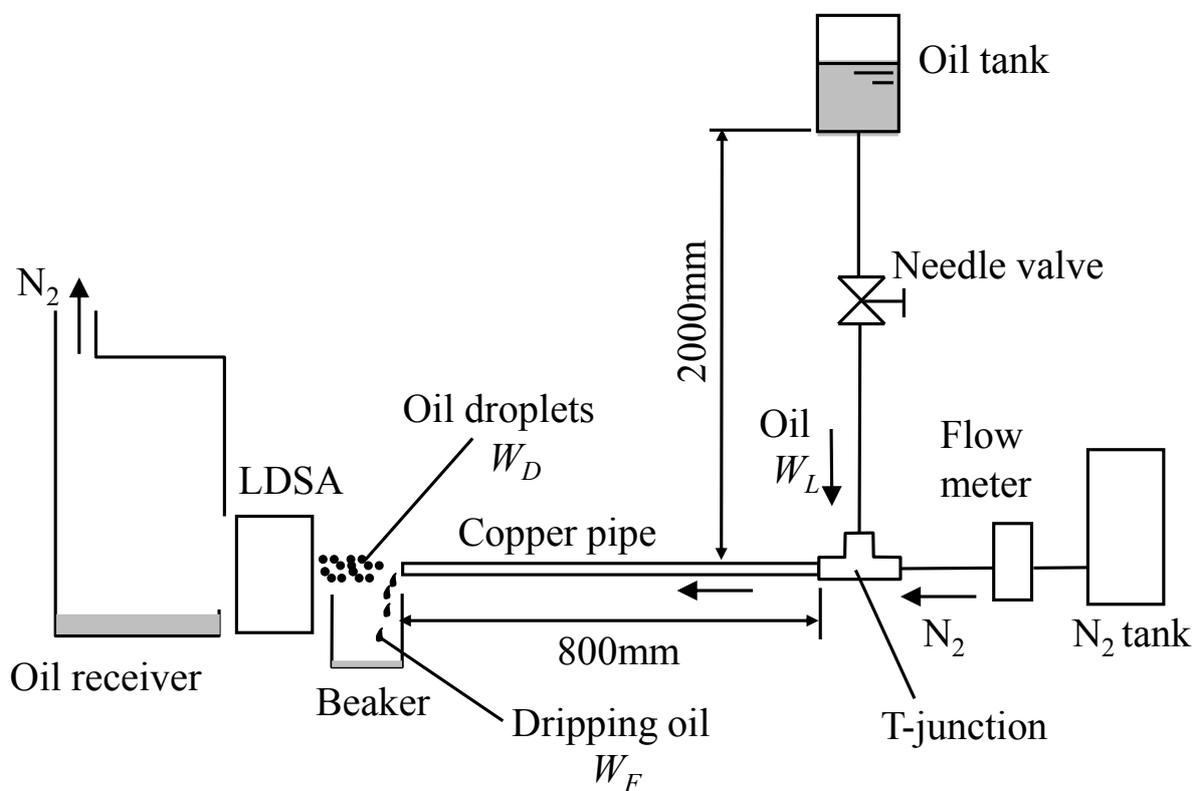


図2.1 実験装置

表2.1 実験条件および物性値

Working fluid	Unit	Refrigerant(R407C)	
		N ₂ -Oil(Mineral oil)	- Refrigerant oil (Ester oil)
Density	ρ_G [kg/m ³]	1.15	66.9
	ρ_L [kg/m ³]	867	995
Surface tension	σ [N/m]	0.0297	0.0244
Flow rate	W_G [kg/s]	0.0033~0.02	0.028~0.17
Oil concentration	c [wt%]	18.7	2.5
Viscosity	μ_G [Pa·s]	1.78e-5	1.66e-5
	μ_L [Pa·s]	7e-3	4e-3

油量は油タンク内の油の減少量から、窒素流量は体積流量計を用いて測定した。また、油滴として飛散せずに銅管の端部から流れおちる油（以下、油だれと呼ぶ）については、銅管の下にビーカーを設置して流量を測定した。

表2.1に、実験条件と物性値を示す。窒素－油の実験に使用する油は、冷凍機油の表面張力および粘性係数に近い値の鉱油を選定した。冷凍機油は相溶性のエステル油であり、冷凍機油の粘性係数は温度100 °Cで冷媒溶解度が15 %の値である。

また、ビル用マルチエアコンの冷媒流量は0.028 kg/sから0.17 kg/s、油の循環流量は冷媒流量の2.5 wt%であり、Bakerの流動様式線図[7]で冷媒－冷凍機油の流動様式と一致するように、次式を用いて窒素－油の流量を決定した。

$$\frac{W_G}{\lambda} = \frac{W'_G}{\lambda'} \quad (2.2)$$

$$\frac{W_L}{W_G} \lambda \varphi = \frac{W'_L}{W'_G} \lambda' \varphi' \quad (2.3)$$

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_G}{\rho_A} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_W} \right) \right]^{1/2} \quad (2.4)$$

$$\varphi = \frac{\sigma_W}{\sigma} \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_W} \right) \left(\frac{\rho_W}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

ここで、上付き' が窒素－油、上付きなしが冷媒－冷凍機油に相当し、 ρ_A 、 ρ_W はそれぞれ大気圧20°Cの空気と水の密度、 σ_W は水の表面張力を示す。なお、Baker線図上における冷媒－冷凍機油の流動様式は、波状流から環状流となる。表2.1の物性値と式(2.1)より、冷媒－冷凍機油の油滴径は、窒素－油の実験で測定された油滴径のおよそ0.72倍となる。

2.2.3 飛散油滴径の測定結果

図 2.2 に、窒素－油で測定した油滴の粒径分布を示す。油滴径 d を算術平均径 d_l で無次元化した値に対して油滴径の度数分布をプロットした。ここで、 Δn は $(d - \Delta d/2) \sim (d + \Delta d/2)$ の区間に存在する油滴数、 N は測定した全油滴数である。測定結果をガン

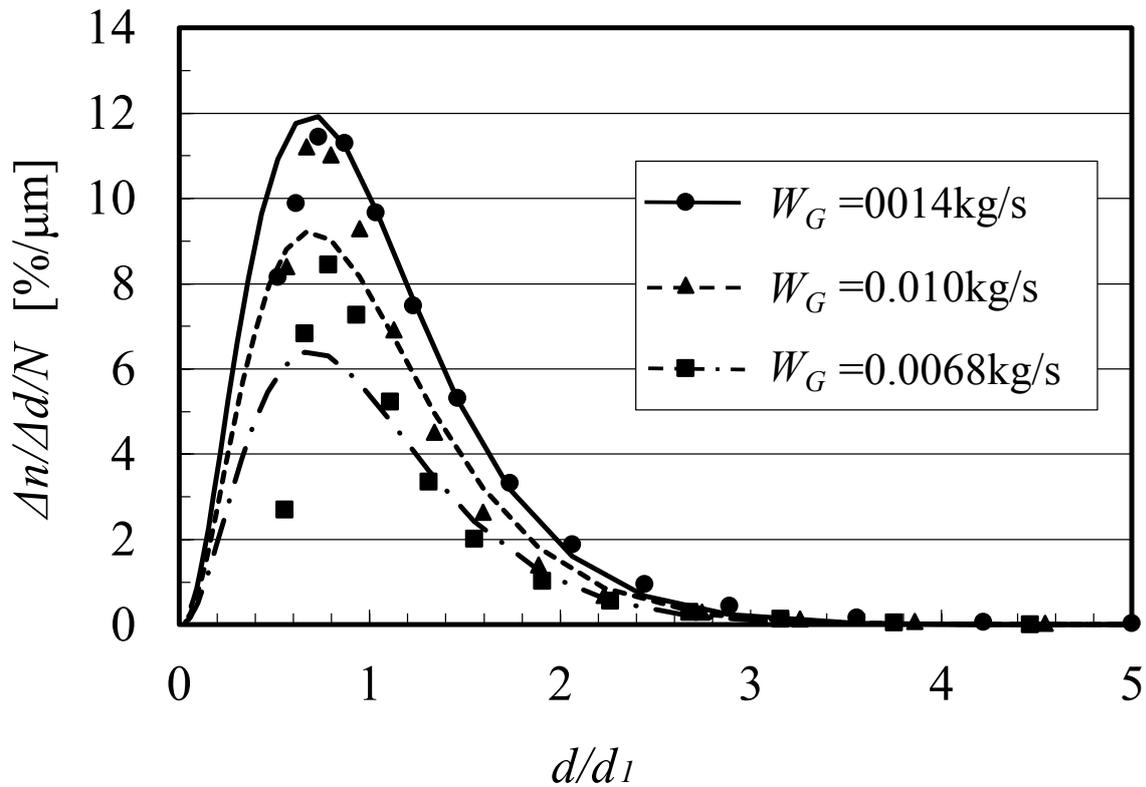


図 2.2 油滴粒径分布（窒素－油）

マ分布[5]を用いて整理すると次式で表すことができる。

$$\frac{\Delta n}{N} = 24 \left(\frac{d}{d_1} \right)^{2.27} \exp \left(-3.27 \frac{d}{d_1} \right) \frac{\Delta d}{d_1} \quad (2.6)$$

ここで、測定値の標準偏差 σ_0 を次式で定義する。

$$\sigma_0 = \left[\sum_{i=1}^{n_k} \left(\frac{d}{d_1} - 1 \right)^2 \frac{\Delta n}{N} \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

n_k は Δn の全区間の数を示す。標準偏差 σ_0 は 0.5~0.6 となり、図中の曲線は、標準偏差の平均値 0.55 について求めた分布である。

また図 2.3 に、窒素－油の水平流で測定した式(2.6)と、植田[5]が空気－水の上昇流について測定した液滴の粒径分布との比較を示す。空気－水の測定値における標準偏

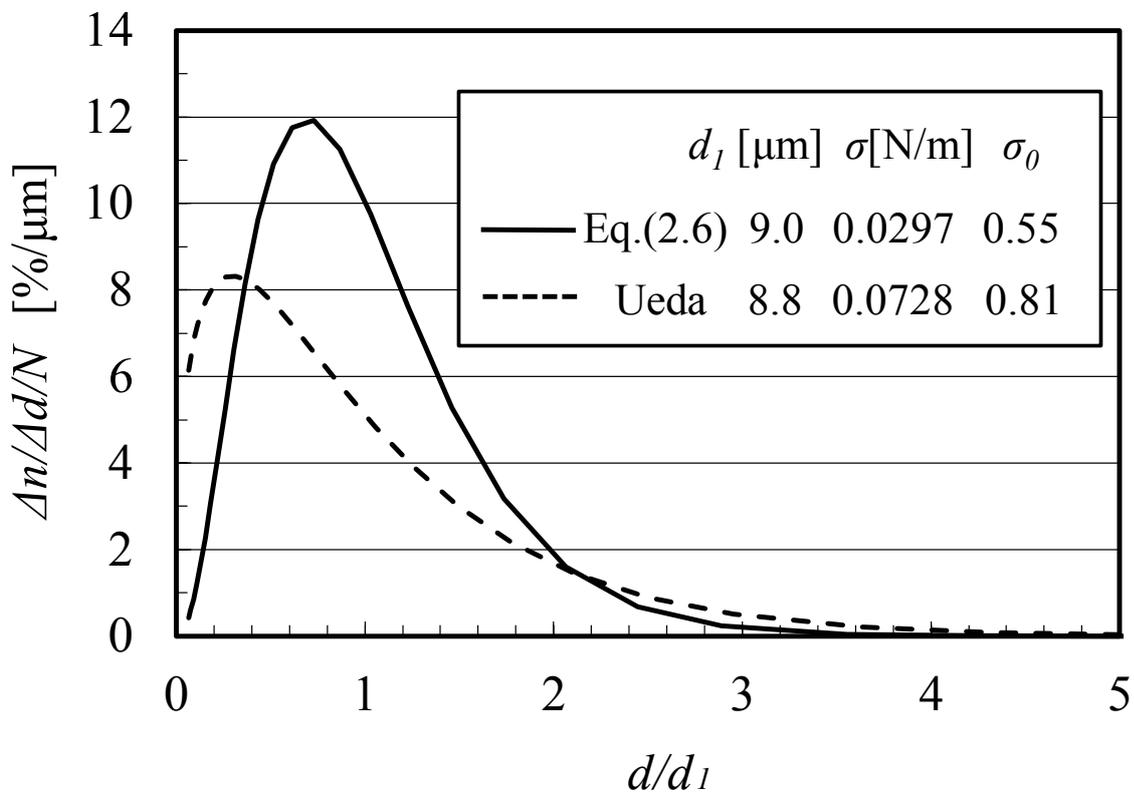


図 2.3 窒素－油の水平流(式 2.6)と，空気－水上昇流(植田[5])との油滴粒径分布比較

差 σ_0 は 0.81，平均径 d_1 は $8.8\mu\text{m}$ である．式(2.6)の窒素－油の測定値における標準偏差 σ_0 は 0.55，平均径 d_1 は $9.0\mu\text{m}$ であり，平均径は空気－水とほぼ等しく，表面張力 σ が小さくなったことで液滴径は比較的均一となる．

図 2.4 に，窒素－油の実験で測定した油滴の平均径を示す．式(2.6)中の d_1 は，Tatterson ら[8]の空気－水環状流における液滴の平均径と同様の無次元整理をおこない，次式で求めた．ここで， D_m は流入管径， u_G ， v_G ， ρ_G はそれぞれ窒素の流速，動粘性係数，密度， σ は油の表面張力である．Tatterson らの式に比べ 0.47 倍となった．

$$\frac{d_1}{D_m} = 7.43 \times 10^{-3} \left(\frac{\sigma}{\rho_G u_G^2 D_m} \right)^{0.5} \left(\frac{u_G D_m}{v_G} \right)^{0.1} \quad (2.8)$$

さらに，図 2.5 に窒素－油実験で得られた油滴流量 W_D と全油流量 W_L の割合を示す．油滴流量 W_D は，全油流量 W_L から油だれ流量 W_F を差し引いて求め，油滴流量 W_D と全油流量 W_L の割合を式(2.9)の直線近似で整理した．直線近似については，Wallis[9] が測定した下降流における液滴流量の整理方法を参考にした．

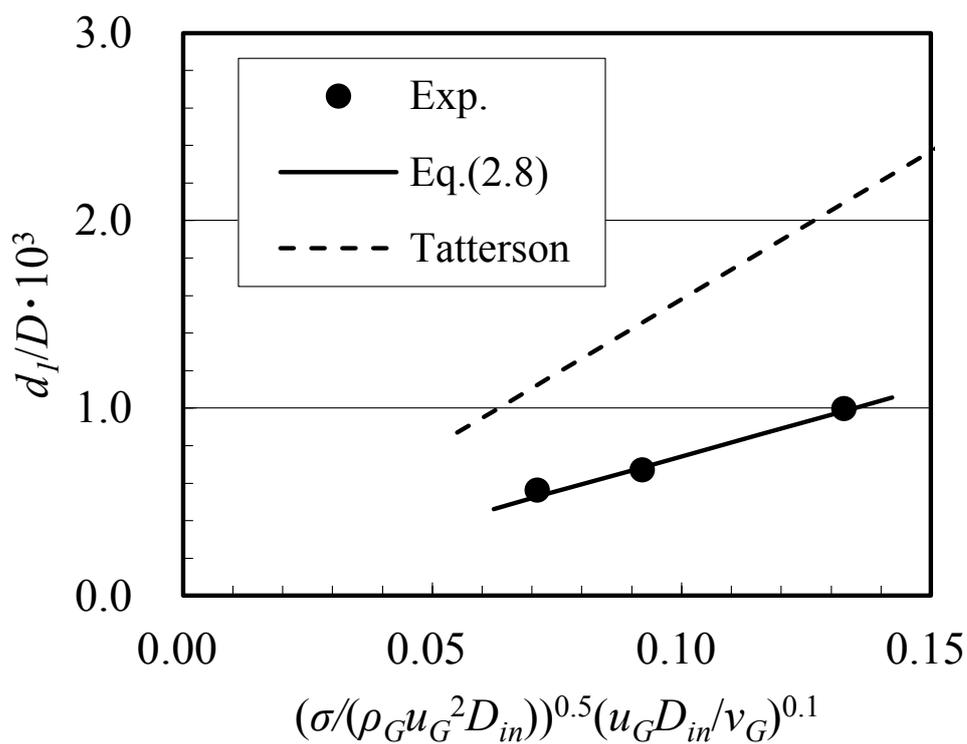


図 2.4 油滴の平均径 (窒素-油)

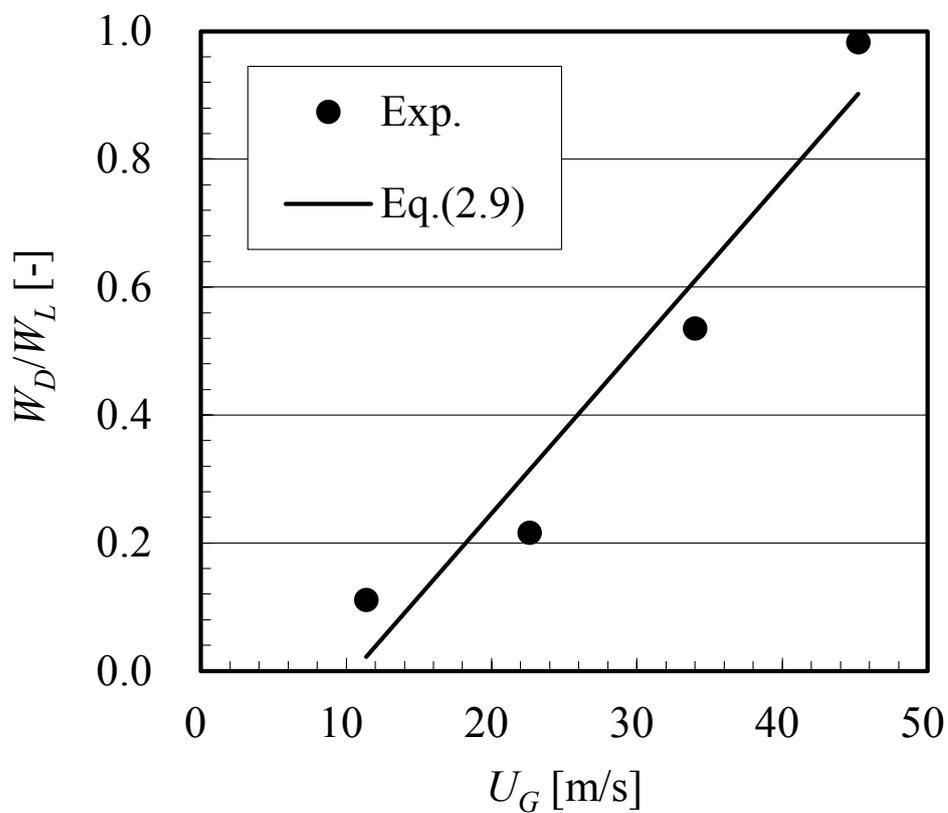


図 2.5 油滴流量比の流速依存性 (窒素-油)

$$\frac{W_D}{W_L} = 0.026U_G - 0.27 \quad (2.9)$$

ここで、 $U_G=10$ で油滴流量 W_D が 0 になるため、 $U_G \leq 10$ で油滴飛散は発生しないと考えられる。また、窒素のみかけ速度 U_G が約 50 m/s のとき全油流量 W_L が油滴流量 W_D となり、すべての油が霧状の液滴として飛散することを観察で確認している。窒素流量の制約から、油だれのない高流量条件で試験を実施することができなかったため、油だれのない高流量では油滴の平均径 d_l (式 2.8) を $u_G=50$ m/s として求めた。ここで、気相と液滴の相対速度に U_G を代入した場合の Weber 数は 0.3~3 であり、実際の気相と液滴間の相対速度は気相のみかけ速度よりも小さいため Weber 数は 1 以下になる。気相流中で液滴分裂が発生する際の限界 Weber 数が 10~30[10]であることから、液滴の平均径は気相流中での液滴分裂ではなく、液膜から発生する際の条件で決定されると考えられ、油だれのない高流量条件で平均径 d_l はほぼ変化しないと思われる。高流量条件での平均径 d_l の評価は今後の課題である。

2.3 解析モデル

飛散した油滴に対して、遠心分離と重力分離の両方をモデル化し、先に求めた油滴径と油滴の飛散位置を変数とするモンテカルロ法を用いて油分離率を予測する手法について説明する。

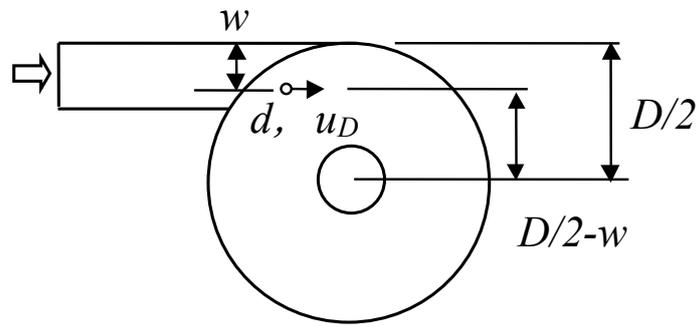
2.3.1 遠心分離モデル

図2.6に、遠心分離モデルを示す。流量 W_G の冷媒蒸気と流量 W_L の冷凍機油が、管径 D_{in} の流入管を通過して、直径 D のサイクロン式油分離器に流入する。流入した冷凍機油の一部は、直径 d 、速度 u_D の油滴となって、壁面から距離 w 離れた位置からサイクロン式油分離器内に飛散し、旋回しながら鉛直下向き方向に移動する。

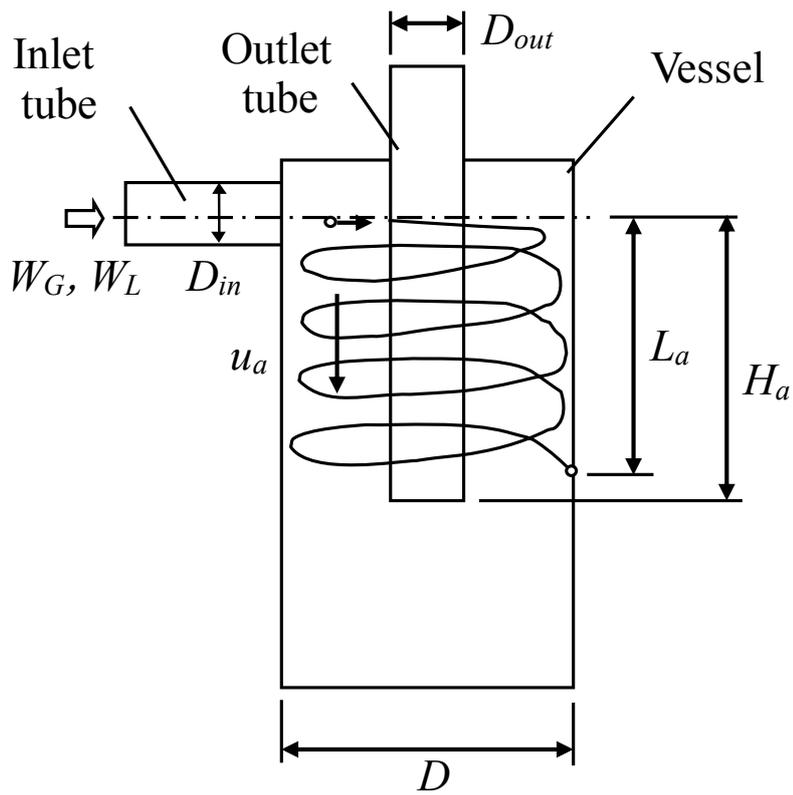
油滴の速度 u_D は、流入管を通過する冷媒蒸気の速度 u_{Gin} と冷凍機油の速度 u_{Lin} の間で変化する。

$$u_{Gin} \geq u_D \geq u_{Lin} \quad (2.10)$$

また、冷媒蒸気の速度 u_{Gin} と冷凍機油の速度 u_{Lin} については、Smith[11]の式を用いてボイド率 α を求め、次式により算出した。



(a) Top view



(b) Side view

図 2.6 遠心分離モデル

$$\alpha = \left[1 + \frac{\rho_G}{\rho_L} e \left(\frac{1}{x} - 1 \right) + \frac{\rho_G}{\rho_L} (1 - e) \left(\frac{1}{x} - 1 \right) \left\{ \frac{\rho_L / \rho_G + e(1/x - 1)}{1 + e(1/x - 1)} \right\}^{1/2} \right]^{-1} \quad (2.11)$$

$$u_{Gin} = \frac{W_G}{\rho_G \alpha (\pi D_{in}^2 / 4)} \quad (2.12)$$

$$u_{Lin} = \frac{W_L}{\rho_L (1 - \alpha) (\pi D_{in}^2 / 4)} \quad (2.13)$$

なお、式(2.11)中の e の値は実験により 0.4 と定められている。式(2.14)は、遠心分離による油滴の分離条件であり、油滴が容器壁面に到達したときの鉛直下向き方向の移動距離 L_a が、流入管中心から流出管下端までの距離 H_a より小さい場合、油滴が容器壁面に付着して冷媒蒸気と分離されるとする。

$$L_a \leq H_a \quad (2.14)$$

ここで、油滴は鉛直下向きに容器断面の平均気流速度 u_a で移動すると仮定し、油滴が壁面に付着するまでに要する時間を t_a とすると、移動距離 L_a と鉛直下向きの気流速度 u_a は、

$$L_a = u_a t_a \quad (2.15)$$

$$u_a = \frac{4W_G}{\rho_G \pi (D^2 - D_{out}^2)} \quad (2.16)$$

となる。 D_{out} は流出管径を示す。

次に、油滴が壁面に付着する時間 t_a を求める。油滴に関する非定常の運動方程式は、次式により記述できる[12]。

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{6} \rho_D d^3 \frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\mathbf{F}_D + \mathbf{F}_e + \frac{\pi}{6} \rho_G d^3 \frac{d\mathbf{U}}{dt} + \frac{\pi}{12} \rho_G d^3 \left(\frac{d\mathbf{U}}{dt} - \frac{d\mathbf{u}}{dt} \right) \\ + \frac{3}{2} d^2 (\pi \rho_G \mu_G)^{1/2} \int_0^t \frac{d\mathbf{U}/dt' - d\mathbf{u}/dt'}{\sqrt{t-t'}} dt' \end{aligned} \quad (2.17)$$

ここで、 \mathbf{u} は油滴の速度、 \mathbf{U} は冷媒蒸気の速度を示す。また、左辺は油滴を加速する

力を示し、右辺第1項は流体抵抗 F_D 、第2項は外力 F_e 、第3項は油滴によって流体が加速されるために生じる油滴まわりの冷媒蒸気の圧力勾配に起因する力、第4項は油滴を加速するために必要な仮想質量力、第5項は流れの定常状態からのずれの効果を示すバセット項である。一般に、媒体ガスの場合には、油滴が極端に非定常な運動をする場合を除き、右辺の第3、4、5項を無視することができるため次式となる。

$$\frac{\pi}{6} \rho_D d^3 \frac{du}{dt} = -F_D + F_e \quad (2.18)$$

また、円周方向における油滴の運動は冷媒蒸気によって移動すると仮定し、半径方向における油滴の運動方程式のみを考える。半径方向の油滴の運動は、外力として遠心力を受けるため、式(2.18)を用いて次式により表すことができる。

$$\frac{\pi}{6} \rho_D d^3 \frac{du_r}{dt} = -C_D \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \left(\frac{\rho_G u_r^2}{2} \right) + \frac{\pi}{6} d^3 (\rho_D - \rho_G) \frac{u_D^2}{r} \quad (2.19)$$

ここで、 u_r は油滴の半径方向への移動速度、 C_D は抵抗係数である。また、油滴径を基準としたレイノルズ数 Re_D は

$$Re_D = \frac{\rho_G u_r d}{\mu_G} \leq 1 \quad (2.20)$$

でストークス域となるため、抗力係数 C_D を

$$C_D = \frac{24}{Re_D} \quad (2.21)$$

とおく。さらに、対象とする油滴径は数十 μm 以下であるため、式(2.19)の加速度項を無視して整理すると次式となる。

$$u_r = \frac{dr}{dt} = \frac{(\rho_D - \rho_G) d^2}{18 \mu_G} \frac{u_D^2}{r} \quad (2.22)$$

油滴が半径方向に壁面まで移動するのに要する時間を t_a として、式(2.22)を積分すると、

$$\int_{D/2-w}^{D/2} r dr = \frac{(\rho_D - \rho_G) d^2}{18 \mu_G} u_D^2 \int_0^{t_a} dt \quad (2.23)$$

より,

$$t_a = \frac{18\mu_G}{(\rho_D - \rho_G)d^2u_D^2} \frac{w(D-w)}{2} \quad (2.24)$$

が得られる. 式(2.15), 式(2.16), 式(2.24)より, L_a は次式となる.

$$L_a = \frac{18\mu_G}{(\rho_D - \rho_G)d^2u_D^2} \frac{w(D-w)}{2} u_a \quad (2.25)$$

2.3.2 重力分離モデル

図2.7に重力分離モデルを示す. 重力分離モデルは, 遠心力で分離されなかった油滴に対して, 重力による分離の可否を判定する. 遠心力で分離されなかった油滴は, 流出管下端 H_a まで移動したとき, 中心軸から半径方向に r_b 離れた位置に存在する. その後, 油滴は, 重力を受けながら中心軸方向に移動する.

式(2.26)は, 重力分離による油滴の分離条件であり, 油滴が半径 r_b の位置から中心軸まで移動したときの鉛直下向き方向の移動距離 L_b が, 流出管下端から容器の底までの距離 H_b よりも大きい場合, 油滴が容器の底面に付着して冷媒蒸気と分離されるとする.

$$L_b \geq H_b \quad (2.26)$$

また, 図2.8に示すように, 実際の油滴は, 流出管端部に到達した液滴の位置(a)から, 重力と抗力をうけながら中心軸に到達したときの位置(b)まで移動するが, ここでは位置(a)から半径方向に位置(c)まで移動するのに要する時間 t_b と, 鉛直下向きの油滴の移動速度 u_b を求め, 次式から鉛直方向の移動距離 L_b を求める.

$$L_b = u_b t_b \quad (2.27)$$

まず, 流出管端部から半径 r 離れた位置で中心に向かう冷媒蒸気の速度 u_{or} を求め, 半径方向に時間積分をして t_b を求める. 中心に向かう速度 u_{or} は, 油滴が冷媒蒸気によって移動すると考えられるため, 冷媒蒸気の流量 W_G が半円球表面を通過するときの流速に等しいと仮定する.

$$u_{or} = -\frac{dr}{dt} = \frac{W_G}{2\pi r^2 \rho_G} \quad (2.28)$$

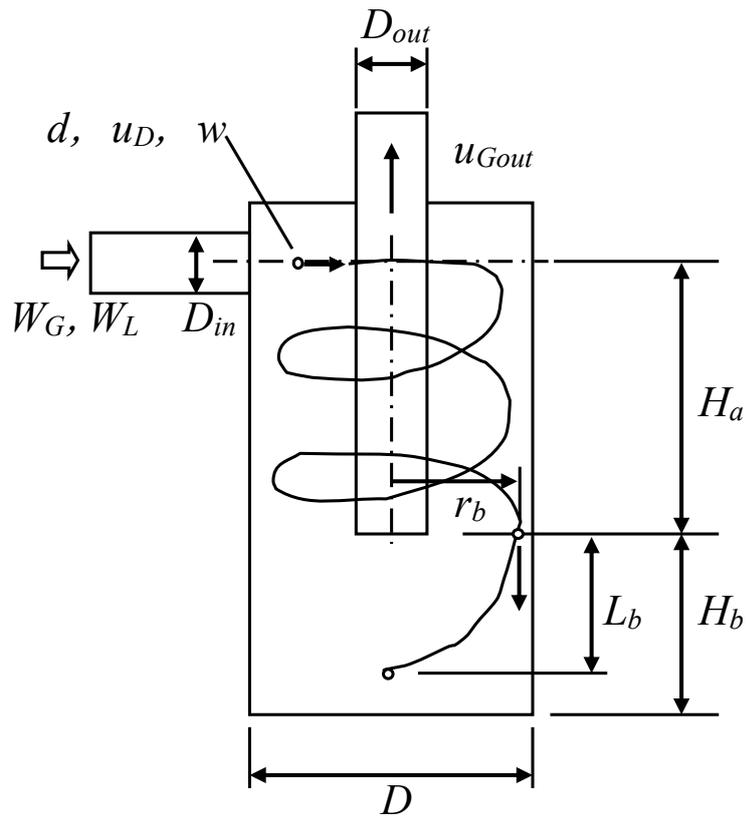


図 2.7 重力分離モデル

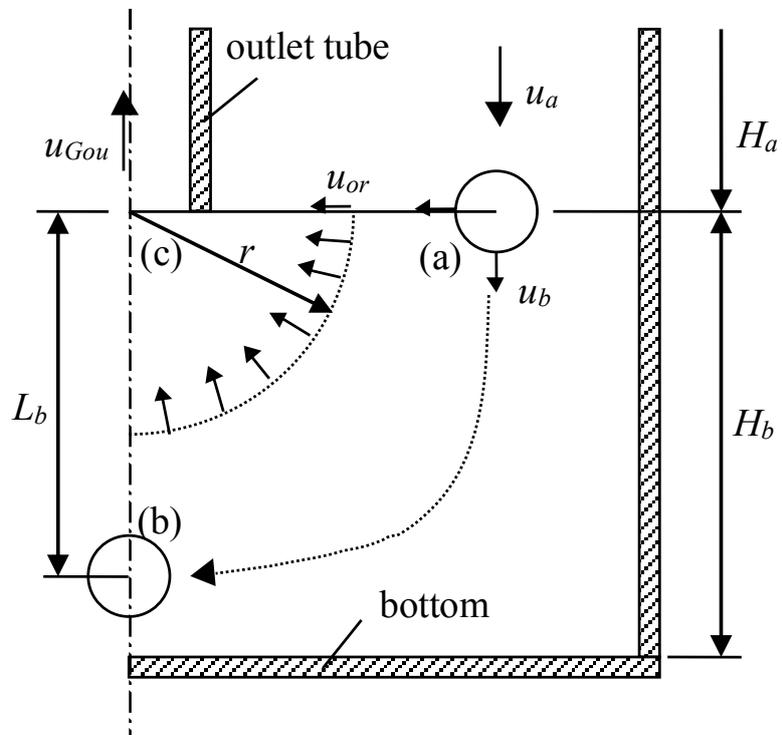


図 2.8 重力分離モデル

式(2.28)を位置(a)から位置(c)まで積分すると、

$$-\int_{r_b}^0 r^2 dr = \frac{W_G}{2\pi\rho_G} \int_0^{t_b} dt \quad (2.29)$$

より、次式が得られる。

$$t_b = \frac{2\pi\rho_G r_b^3}{3W_G} \quad (2.30)$$

次に、鉛直下向きの油滴の移動速度 u_y を求める。重力を受ける油滴の鉛直方向の運動方程式は、式(2.18)より、式(2.21)と同様の抵抗係数 C_D を用いて整理すると、次式で表すことができる。

$$\frac{\pi}{6} \rho_D d^3 \frac{du_b}{dt} = -6\pi\mu_G \left(\frac{d}{2}\right) (u_b + u_{Gout} - u_a) + \frac{\pi}{6} d^3 (\rho_D - \rho_G) g \quad (2.31)$$

ここで、 u_{Gout} は冷媒蒸気の流出にともなう鉛直上向き速度であり、流出管の平均吸い込み速度とした。左辺は油滴を加速する力を示し、右辺第1項は流体抵抗、第2項は重力である。流体抵抗は、油滴の鉛直下向き速度 u_b 、冷媒蒸気の鉛直下向き速度 u_a 、冷媒蒸気の流出にともなう鉛直上向き速度 u_{Gout} の速度差で表される。ここで、数十 μm 以下の油滴径を対象とする場合、左辺の加速度項を無視できるため、鉛直下向き速度 u_b について整理すると、

$$u_b = \frac{(\rho_G - \rho_D) d^2}{18\mu_G} g - u_{Gout} + u_a \quad (2.32)$$

となる。よって式(2.27)、式(2.30)、式(2.32)より、油滴の鉛直下向き方向の移動距離 L_b は次式となる。

$$L_b = \frac{2\pi\rho_G r_b^3}{3W_G} \left(\frac{(\rho_G - \rho_D) d^2}{18\mu_G} g - u_{Gout} + u_a \right) \quad (2.33)$$

2.3.3 油分離率の予測手法

流入配管からサイクロン式油分離器内に流入する油は、油滴となって飛散するものと飛散せずにたれ落ちるものに分かれることを先に述べた。飛散した油滴については、

遠心分離モデルと重力分離モデルを用いて分離の可否を判定し、油だれについては、窒素－油の実験で数 mm 以上の油塊または油膜となって落下する様子が観察されたため、すべて重力分離されるとする。これより、油分離率 η [%] は次式により求まる。

$$\eta = \frac{100(\varepsilon W_D + W_F)}{W_L} \quad (2.34)$$

ここで、 W_D は飛散油滴流量、 W_F は油だれ流量、 W_L は油の全流量である。 ε は油滴が遠心分離または重力分離により分離される確率であり、油滴径 d と油滴の飛散位置 w を乱数として与え、モンテカルロ法により次式で求める。

$$\varepsilon = \frac{M_a + M_b}{M_{all}} \quad (2.35)$$

$$M_a = \sum_{i=1}^{n_a} \left(\frac{\rho_D \pi d_i^3}{6} \cdot \frac{\Delta n_i}{N} \right) \quad (2.36)$$

$$M_b = \sum_{i=1}^{n_b} \left(\frac{\rho_D \pi d_i^3}{6} \cdot \frac{\Delta n_i}{N} \right) \quad (2.37)$$

$$M_{all} = \sum_{i=1}^{n_{all}} \left(\frac{\rho_D \pi d_i^3}{6} \cdot \frac{\Delta n_i}{N} \right) \quad (2.38)$$

ここで、 M_a 、 M_b 、 M_{all} はそれぞれ、遠心分離された油滴の質量、重力分離された油滴の質量、分離判定に用いた油滴の総質量であり、 n_a 、 n_b 、 n_{all} がそれぞれの油滴の個数に相当する。 $\Delta n/N$ は式(2.6)で与えられた油滴の度数である。

また、油滴の飛散位置 w については、流入配管内の流動様式が環状流であるため、角度 θ に乱数を与え、流入管周囲に液滴が均一に配置されるように次式で与えた。

$$w_i = \frac{D_{in}}{2} (1 + \cos \theta) \quad (2.39)$$

図 2.9 に計算手順を示す。まず、サイクロン式油分離器の形状と物性値、運転条件を入力し、式(2.9)を用いて油滴流量を求める。次に、油滴径 d_i と油滴飛散位置 w_i を乱数で与え、遠心分離モデル、または重力分離モデルを用いて分離判定をおこなう。油滴総数が $i=n_{all}$ となるまで繰り返し計算を実施し、その後、式(2.34)を用いて油分離率

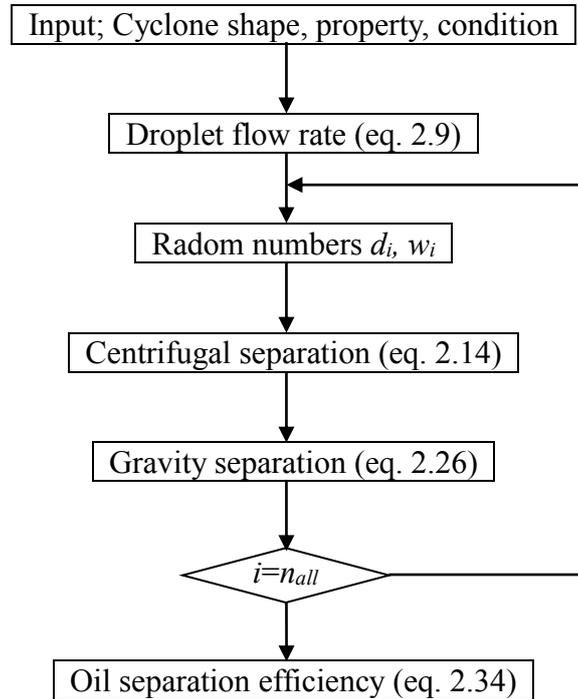


図 2.9 フローチャート

を求める。なお、油滴の総数が 10000 個以上であれば、油分離率はほぼ一定値に収束した。

2.3.4 圧力損失の予測式

サイクロン式油分離器の圧力損失 ΔP を次式により求める。

$$\Delta P = \Delta P_{in} + \Delta P_c + \Delta P_{out} \quad (2.40)$$

ここで、 ΔP_{in} 、 ΔP_c 、 ΔP_{out} はおのこの流入管、サイクロン部、流出管の圧力損失である。 ΔP_{in} と ΔP_{out} はL-M法(Lockhart and Martinelli) [13]により求め、 ΔP_c は井伊谷[14]がサイクロン式集塵機について整理した次式の補正係数 k_c を修正して求める。

$$\zeta = \frac{k_c \pi D_{in}^2 \sqrt{D}}{4D_{out}^2 \sqrt{(H_a + H_b)}} \quad (2.41)$$

$$\Delta P_c = \zeta \frac{\rho_G U_{Gin}^2}{2} \quad (2.42)$$

2.4 解析結果

図 2.10 に、冷媒—冷凍機油における油分離率の実験結果と解析結果を示す。対象としたサイクロン式油分離器の形状は、容器径 $D=0.076$ m、流入管中心から流出管下端までの長さ $H_a=0.12$ m、流出管下端から容器底面までの長さ $H_b=0.1$ m、流入管径 $D_{in}=0.017$ m、流出管径 $D_{out}=0.02$ m である。

実験では、サイクロン式油分離器を通過しない場合の油循環率 a_1 と、サイクロン式油分離器を通過する場合の油循環率 a_2 を測定し、次式により油分離率 η を求めた。

$$\eta = \frac{100(a_1 - a_2)}{a_1} \quad (2.43)$$

ここで、油循環率 a_1 および a_2 は、冷凍サイクル中の凝縮器を通過した後の冷媒液を採取し、冷媒重量とそこに含まれる冷凍機油の重量を電子天秤で測定することにより、それらの重量比として求めた。

実験結果より、冷媒流量が 0.12 kg/s までは冷媒流量の増加にともない油分離率は減少するが、 0.12 kg/s 以上になると冷媒流量の増加にともない油分離率も増加するため、油分離率は冷媒流量 0.12 kg/s 付近で最小値となることがわかる。対象としたサイクロン式油分離器の油分離率は、冷媒流量 $0.028 \sim 0.17$ kg/s の範囲で 92% 以上であり、簡単な構造で高い油分離率を実現できている。

また解析では、飛散した油滴の速度 u_D を次式で定義した。 u_{Gin} 、 u_{Lin} はそれぞれ冷媒蒸気と油の流入速度を示す。

$$u_D = k \cdot u_{Gin} \quad (u_{Lin} / u_{Gin} \leq k \leq 1) \quad (2.44)$$

図 2.10 より、油滴の速度 u_D を冷媒蒸気の流入速度 u_{Gin} のおよそ 0.5 倍とした場合、油分離率 η が冷媒流量の範囲で実験結果と 3% 以内で一致することを確認できる。油滴の速度 u_D が冷媒蒸気の流入速度 u_{Gin} よりも小さくなる理由として、図 2.11 に示すように、容器流入後の流路面積拡大による冷媒蒸気の速度低下が考えられる。流入管中心から流出管下端までに油滴が 5 周旋回する[12]と仮定すると、流入配管の断面積 S_m に対して、容器内の流路断面積 S_c はおよそ 2 倍となるため、容器内を旋回する冷媒蒸気の流路断面における平均速度はおよそ $0.5u_{Gin}$ になる。これより、油滴の速度 u_D に冷媒蒸気の入口速度 u_{Gin} を与えるのではなく、サイクロン容器内の冷媒蒸気の旋回速度を与えるほうが妥当と考えられる。サイクロン容器内の流れの詳細把握については、今後の課題である。

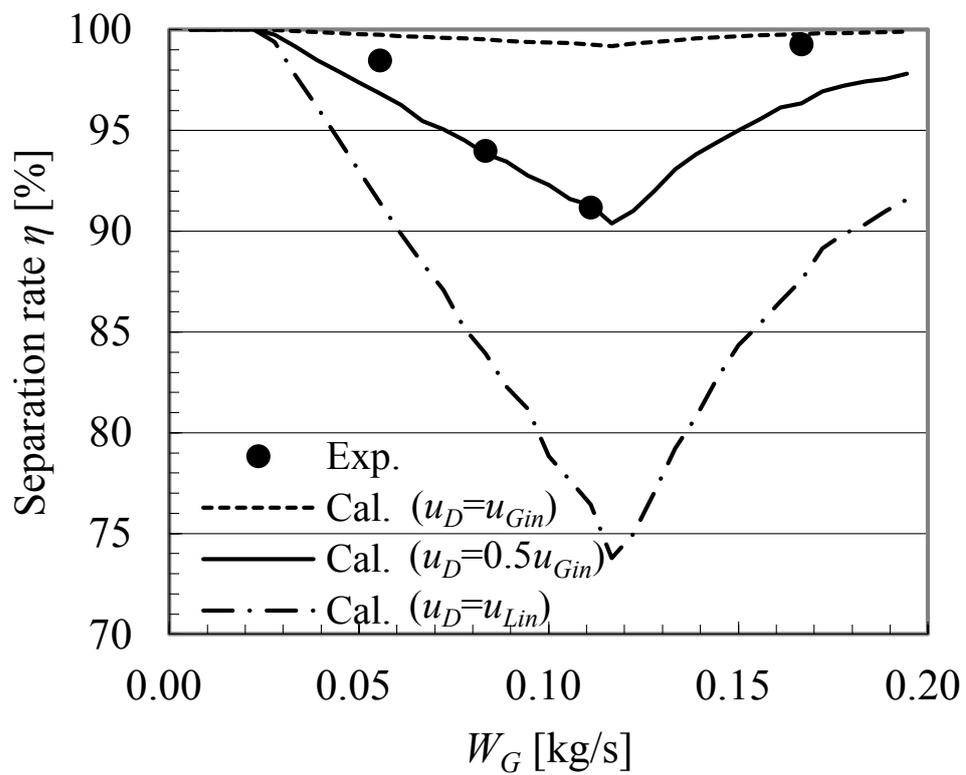


図2.10 油分離率（冷媒蒸気－冷凍機油）

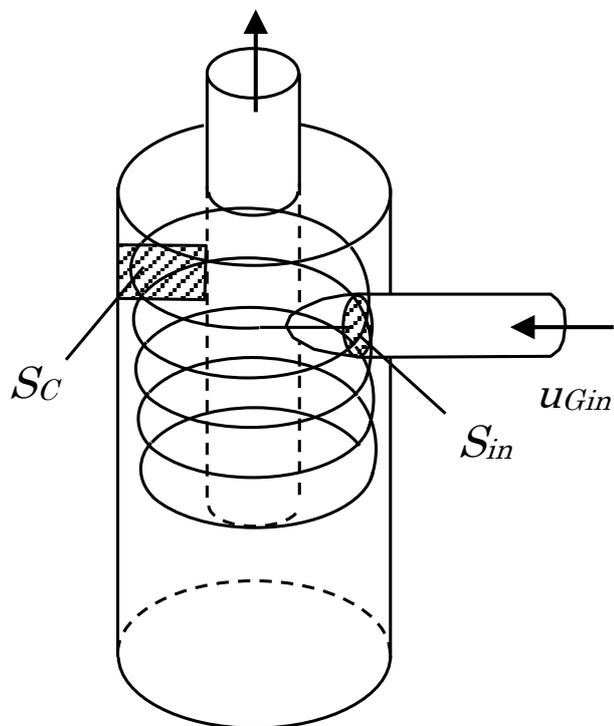


図 2.11 気流の断面積

さらに図2.12に、図2.10に示した $u_D=0.5u_{Gin}$ の解析結果について、油分離率に占める遠心分離と、油だれを含む重力分離の割合を示す。重力分離はほぼ油だれ流量に等しく、油滴の重力分離は冷媒流量0.02 kg/s以下でわずかにみられた。冷媒流量0.12 kg/sまでは、冷媒流量の増加に従って油だれ流量が減少するため重力分離による油分離率が減少し、遠心分離の割合が増加する。冷媒流量0.12 kg/s付近で油だれ流量がゼロとなり、すべて液滴として飛散する。冷媒流量0.12 kg/s以上では、冷媒流量が増加するに従い液滴に作用する遠心力が増加するため、遠心分離による油分離率が向上する。また、解析上、油分離率がもっとも小さくなる冷媒流量0.12 kg/s付近の遷移点は、油だれ流量の有無に依存しており、今後、実機での確認が必要と考えられる。

また、図2.13にサイクロン式油分離器の圧力損失を示す。サイクロン式集塵機では補正係数 $k_c=30$ の場合に±30~40%以内の誤差で実測と一致するとされている。本研究に用いたサイクロン式油分離器では $k_c=22$ とした場合に、±7%以内の誤差で実測と一致した。

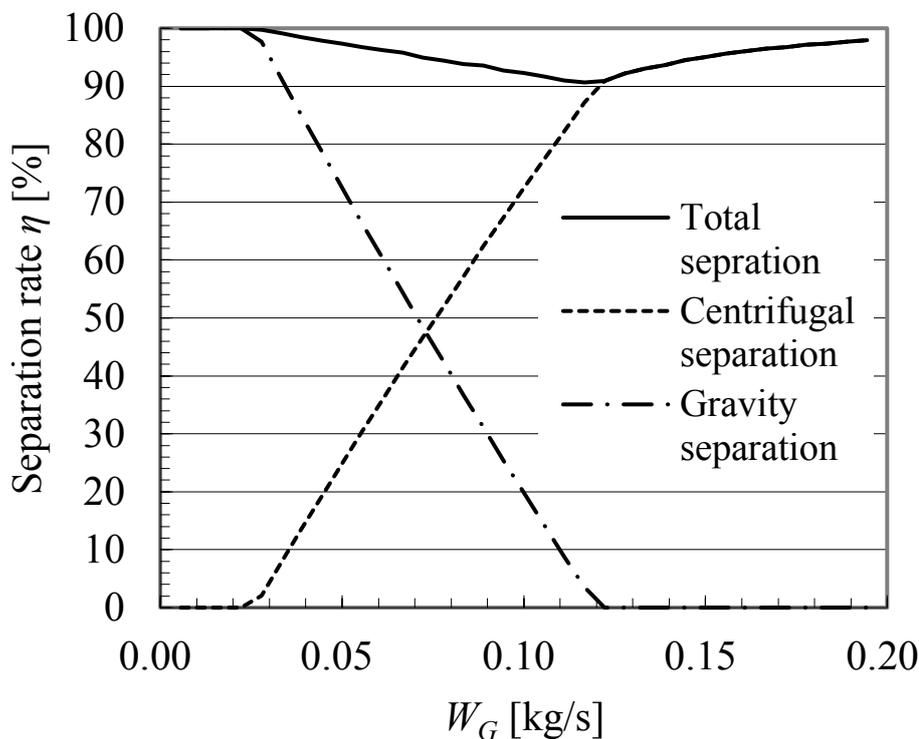


図 2.12 遠心分離と重力分離の割合 ($u_D=0.5u_{Gin}$)

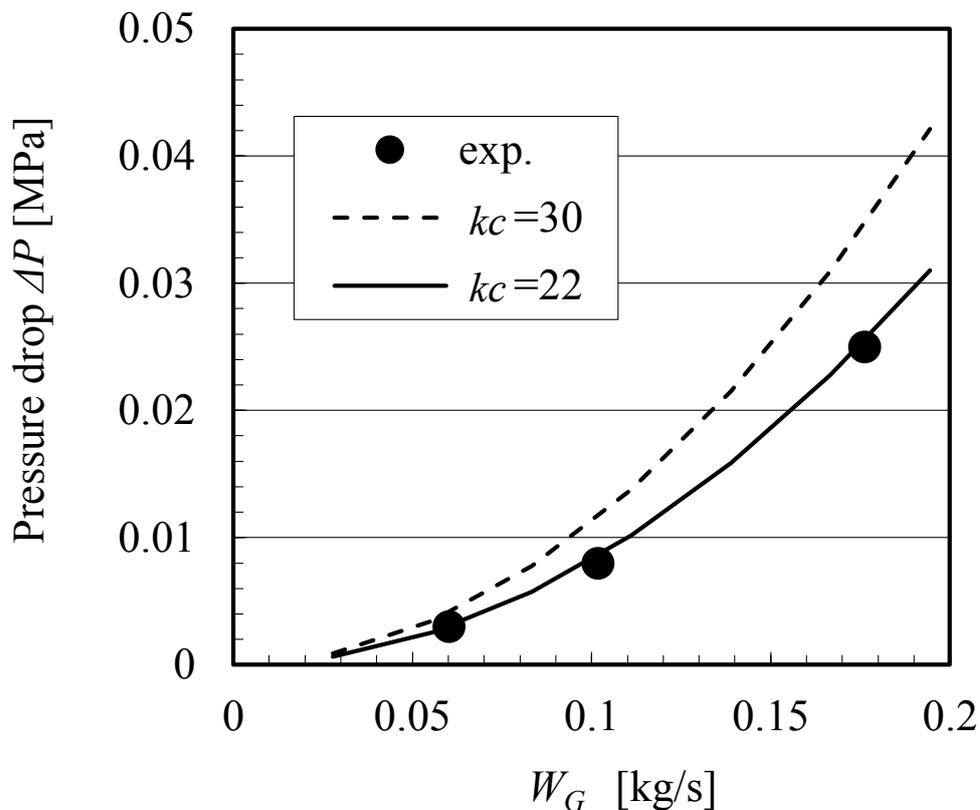


図 2.13 サイクロン式油分離器の圧力損失

次に、本解析技術を用いて、サイクロン式油分離器の主要パラメータである容器径 D 、流入管径 D_{in} 、流出管長さ H_a 、流出管径 D_{out} の油分離率 η における依存性を調べる。ここで従来のメッシュ方式（図 1.5(a), $D=0.13$ m, 鋼管）の小型化と低コスト化を目的に、流通性の良い銅管を使用できるように容器径 $D \leq 0.08$ m, 従来メッシュ方式同等以上の油分離率 $\eta \geq 90$ % を目標値とする。

図 2.14 に油分離率の容器径 D 依存性を示す。小径化にともない油分離率が向上し、 $D=0.076$ m 以下で $\eta \geq 90$ % となる。ここでは、流入管径が一定で油だれ量に変化がないため図 2.12 に示す重力分離はほとんど変化しない。また、小径化による遠心加速度の増加により遠心分離の増加分がかさ上げされるため、遷移域の質量流量 W_G はほとんど変化せず油分離率が向上する。

また図 2.15 に油分離率の流入管径 D_{in} 依存性を示す。 D_{in} が小さい場合、流入速度の増加で液滴の飛散量が低流量側で増加するため、油だれ流量の減少により重力分離の油分離率が低下する。このとき油だれが低流量側でなくなるため遷移域も低流量側へ

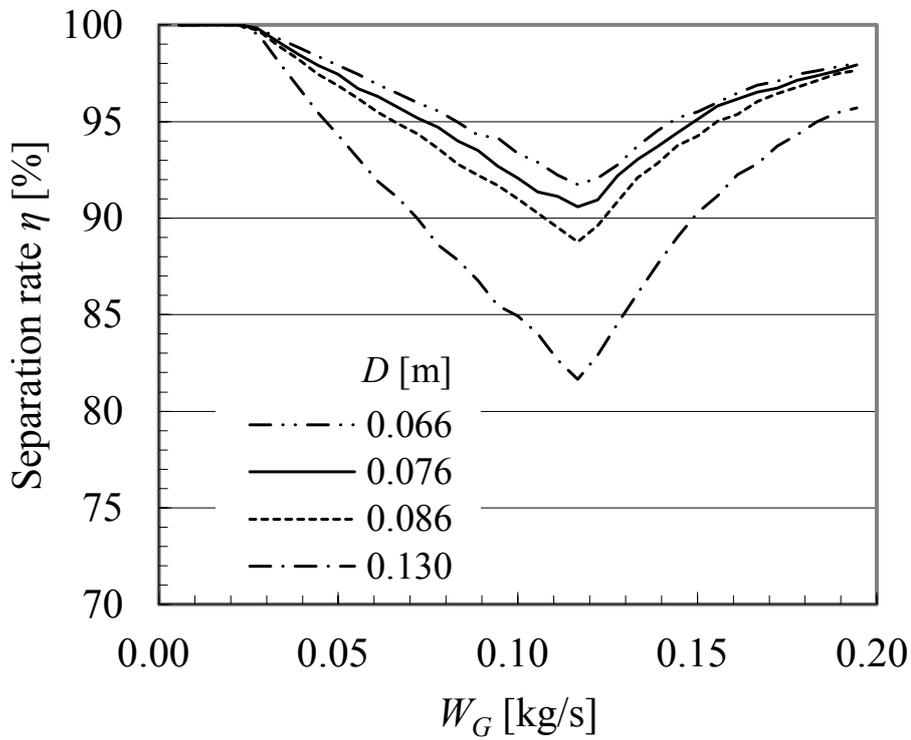


図 2.14 油分離率の容器径 D 依存性 ($D_{in}=0.017$ m, $H_a=0.12$ m, $D_{out}=0.02$ m)

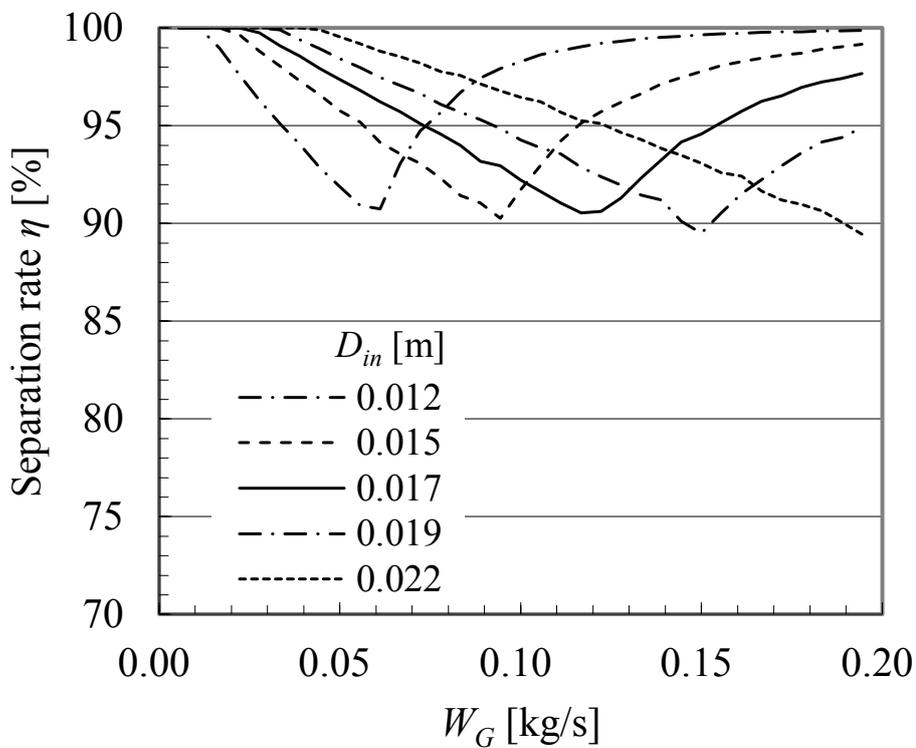


図 2.15 油分離率の流入管径 D_{in} 依存性 ($D=0.076$ m, $H_a=0.12$ m, $D_{out}=0.02$ m)

移る．一方，遠心加速度が増加するため，遠心分離の油分離率が向上し，油分離率の最低値がわずかに向上する． D_{in} が大きい場合には油滴飛散量が減少し，油だれが高流量側まで広がるため，遷移域が高流量側へ移る．このとき遠心加速度が減少するため，遠心分離が低下する．解析上では D_{in} が小さいほど高い油分離率が得られるが，実際には流入速度が増加することで容器壁に付着した油が再飛散したり，圧力損失が増加するといった問題を伴うため，適正な流入管径が決まる．

さらに図 2.16 に油分離率の流出管長さ H_a 依存性を示す．式(2.14)より H_a を大きくすることで遠心分離の油分離率が向上する．ここで容器高さを一定にした場合，流出管長さ H_a が増加すると，流出管下端から容器の底までの距離 H_b が減少する．本研究では対象としなかったが，低压シェルの圧縮機に油分離器を接続する場合，圧縮機に冷媒液が溜まった状態で起動すると，圧縮機内が減圧することで冷媒液の急激な発泡が発生し，大量の油が圧縮機から吐出する．この際，吐出した大量の油を油分離器の底に一旦溜める必要があり，所望の容積 ($\pi D^2 H_b / 4$) を確保することから H_b が決まる．

また，図 2.17 に流出管径 D_{out} の依存性を示す． D_{out} の減少により油分離率が向上するがその効果は小さい．このため圧力損失を低減する観点から D_{out} を大きくする方向

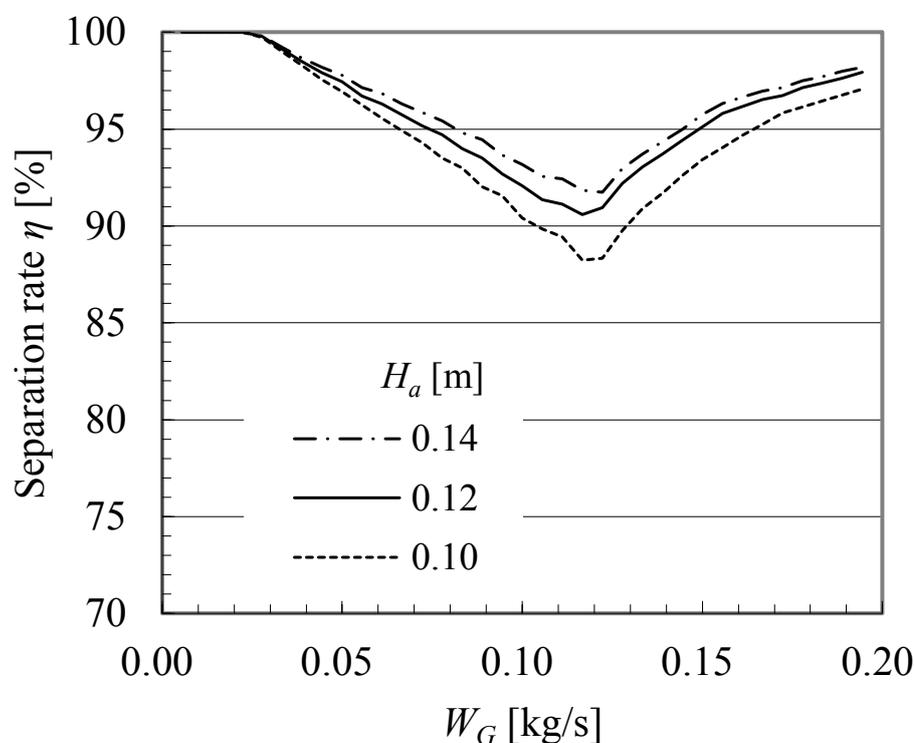


図 2.16 油分離率の流出管長さ H_a 依存性 ($D=0.076$ m, $D_{in}=0.017$ m, $D_{out}=0.02$ m)

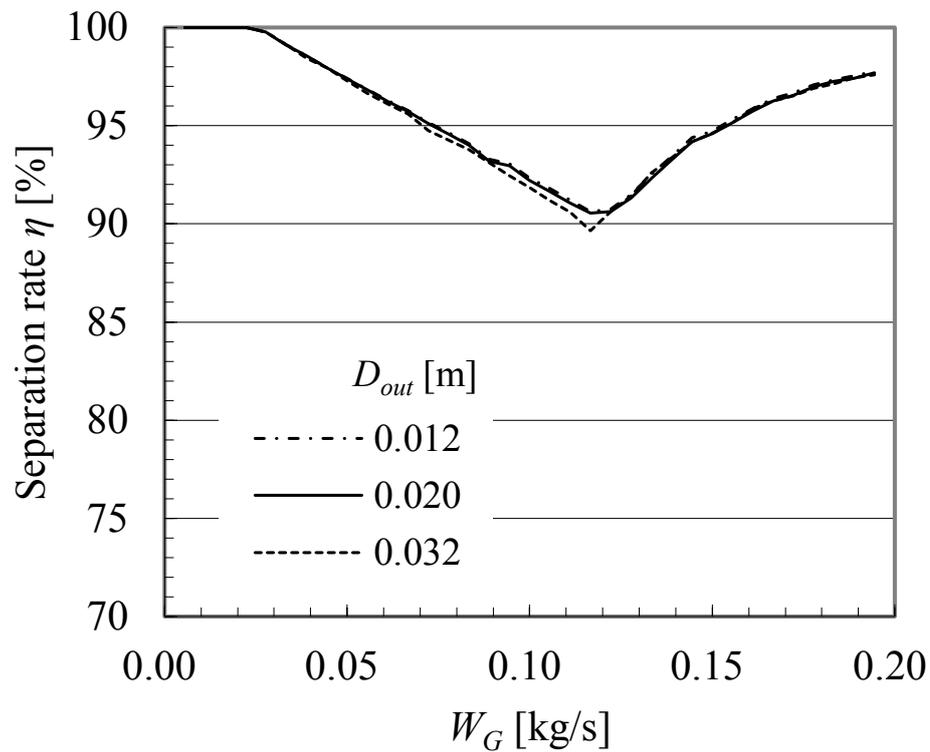


図 2.17 油分離率の流入管径 D_{out} 依存性 ($D=0.076$ m, $D_{in}=0.017$ m, $H_a=0.12$ m)

を選択するが、図 2.6(a)から分かるように、流入管から吹き出した油滴が流出管に付着すると流出管側面に沿って油が流れ、流出管から冷凍サイクルへ流出するため、適正な大きさが決まる。

以上より、 $D=0.076$ m, $D_{in}=0.017$ m, $H_a=0.12$ m, $D_{out}=0.02$ m が油分離効率 $\eta \geq 90\%$ を満足する仕様となる。

2.5 第2章のまとめ

空調機でサイクロン式油分離器を適用する場合に冷媒流量が広い範囲で変化するため、遠心力が支配的な高流量の領域から重力が支配的な低流量の領域まで油分離率を確保する必要がある。また油分離器では冷凍機油が流入管から容器内へ吹き出すまでその粒径分布が不明確であり、とくに圧縮機から吐出した冷媒蒸気は高圧のため冷凍機油の粒径分布計測が困難となる。さらに、数値予測技術の進歩と計算機の演算速度向上により流れ場の詳細計算が可能となったが、3次元数値流体シミュレーションは設計者の作業負荷が大きく、計算技術の習得に時間を要するため設計への適用には課題がある。このためサイクロン式油分離器の改良には、粒径分布の推定と冷媒流量の広い範囲で油分離率を短時間に精度よく予測する手法が必要である。

そこで本章では、空調用に搭載するサイクロン式油分離器について、冷媒流量の広い範囲で油分離率を短時間に精度よく予測できる手法を提案した。まず窒素-油を用いて流入管から飛散する油滴の粒径分布を計測し、その結果から冷媒-冷凍機油における油滴の粒径分布を推定した。次に広範な冷媒流量に対するサイクロン式油分離器の分離率を予測するため遠心分離と重力分離の両方をモデル化し、先に求めた油滴径と油滴の飛散位置を変数とするモンテカルロ法を用いて油分離率を予測する手法を提案した。さらに提案した予測手法を用いてビル用マルチエアコンの運転条件における油分離率を予測し、実機性能との比較から本予測手法の妥当性を検証した。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 窒素-油を用いて流入管から飛散する油滴の粒径分布および流量を求めた。
- 2) 本予測手法を用いて、実機に搭載した場合の油分離率を予測した結果、油滴の流入速度を冷媒蒸気の流入速度のおよそ0.5倍とした場合に、冷媒流量0.028~0.17 kg/sの範囲で実験結果と3%以内で一致することを確認した。
- 3) また、解析結果より、油分離率に占める遠心分離と重力分離の割合を明らかにし、油分離率をもっとも小さくなる冷媒流量0.12kg/s付近の遷移点は、油だれ流量の有無に依存することを示した。
- 4) さらに、本予測手法を用いて油分離率におけるサイクロン式油分離器の主要パラメータの依存性を調べ、とくに容器径と流入管径の依存性が高いことを示した。

第2章の参考文献

- [1] Gardner, N. J. and Owen, I., The Behavior of Liquid Films and Drops in Relation to Liquid/Gas Separation, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 211, No. 4 (1997), pp.53-59.
- [2] 秋山修, 加藤千幸, 河手大輔, 円筒型サイクロンセパレータの粒子分離メカニズム (第1報, LES解析の精度検証と流れ構造の詳細検討), 日本機械学会論文集B編, Vol. 78, No. 795 (2012), pp. 1886-1902.
- [3] 秋山修, 加藤千幸, 河手大輔, 円筒型サイクロンセパレータの粒子分離メカニズム (第2報, 粒子追跡の精度検証と粒子運動の詳細検討), 日本機械学会論文集B編, Vol. 78, No. 795 (2012), pp. 1903-1918.
- [4] Karimi, M., Akdogan, G., Bradshaw, S. M. and Mainza, A., Numerical Modelling of Air Core in Hydrocyclones, Ninth International Conference on CFD in The Minerals and Process Industries, (2012).
- [5] 植田辰洋, 環状気液二相流における液滴発生率と液滴径について, 日本機械学会論文集B編, Vol. 43, No. 389 (1977), pp. 127-135.
- [6] 日本機械学会編, 気液二相流ハンドブック, コロナ社, 東京 (1989), pp.327-328.
- [7] Baker, O., Simultaneous flow of oil and gas, Oil and Gas J, Vol. 53 (1954), pp. 185-195.
- [8] Tattersson, D. F., Dallman, J. C. and Hanratty T. J., Drop Sizes in Annular Gas-liquid Flow, AIChE Journal, Vol. 23, No. 1 (1977), pp. 68-76.
- [9] Wallis, G. B., One-Dimensional Two-Phase Flow, McGraw-Hill, New York (1969), pp.386-393.
- [10] Karabelas, A. J., Droplet Size Spectra Generated in Turbulent Pipe Flow of Dilute Liquid/liquid Dispersions, AIChE. Journal, Vol. 24, No. 2 (1978), pp. 170-180.
- [11] Smith, S. L., Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 184, No. 36 (1969), pp. 647-664.
- [12] 井伊谷鋼一, 三輪茂雄, 化学工学通論II, 改定新版, 朝倉書店, 東京 (1997), pp. 116-117.
- [13] Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in a Pipe, Chemical Engineering Progress, Vol.45, No.1 (1949), pp.39-48.

- [14] 井伊谷鋼一，サイクロン集じん器の圧力損失に関する理論，日本機械学会論文集，Vol.19，No.81 (1953), pp. 90-95.

第3章 気液分離器の改良

3.1 はじめに

近年、LDKの拡大にともないルームエアコンの大容量化が進んでいる。このような中、新築住宅では窓のワイド化やハイサッシ化が広がっており、ルームエアコン室内機の設置幅を広く確保することが難しくなっている。また、十数年前のルームエアコンを置き換える場合には設置幅が決まっているケースも多くあり、置き換え前と同等の幅であることも望まれる。このため、熱交換器の容積拡大による大容量化ではなく、室内機幅を拡大することなく能力を向上する手段が望まれる。

解決手段の一つとして気液分離サイクル[1,2]がある。冷房運転時に、膨張弁で減圧され気液二相となった冷媒をそのまま室内熱交換器へ流すと流路圧損の増加によりエネルギー効率が低下する。このため、気液分離器により冷媒蒸気を分離してバイパスさせて、蒸発に寄与する冷媒液のみを室内熱交換器へ流すことでエネルギー効率を改善する(エネルギー効率の改善により、同一入力とした場合に能力を向上できる)。気液分離器はルームエアコン室外機に搭載され、暖房運転時には余剰の冷媒液を溜める液だめの役割をもつため所望の容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を必要とする。

気液分離器のひとつに前章で述べたサイクロン方式がある。サイクロン方式は容器と管で構成される簡易な構造であるが、遠心力を発生させるため容器側面から容器円周に対して接線方向に流入管を取り付ける必要がある。ルームエアコンではベランダ等の狭小地に室外機を設置するため、縦長の狭い機械室スペースに圧縮機等を配置しており、サイクロン方式の気液分離器を搭載する際には、流入管の取り回しが困難になるといった問題を生じる。このためルームエアコン室外機では容器の上部または下部に流入管および流出管を接続する必要がある。

別の気液分離器として表面張力を利用した方式がある。鹿園ら[3, 4]は流れの拡大部に溝を設けることで冷媒液が溝内に保持される原理を応用し、大幅な小型化を実現した。しかしながら本方式においては表面張力を有する構造物を容器内に備える必要がある。容器を複数のピースに分割して製作するなど構造および加工が複雑となる。また冷凍サイクルでは冷房と暖房で気液分離器を流れる冷媒の方向が異なり、暖房時に気液分離器が余剰の冷媒液を溜める容器となるため、必ずしも小型の気液分離器が必

要というわけではなく所望の容積が求められる。

簡易な構造の気液分離器として重力分離を用いる方式[5,6]がある。重力分離方式は流入速度が小さく容器径が大きい場合に分離率が向上する特徴を有するため、流入速度の増加や容器径の制約を受ける場合に分離率を向上する必要がある。

本章では、余剰の冷媒液を溜める容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を実現できる気液分離器を検討する。まずルームエアコンで採用実績のある重力分離方式の従来型気液分離器を用いて冷媒循環量を増加したときの蒸気分離率を評価する。次に、従来型気液分離器で得られた知見から改良方法を考案し、改良気液分離器単体の蒸気分離率を測定する。さらに改良気液分離器を 7.1kW クラスのルームエアコンに搭載して冷房性能を調べる。

3.2 従来型気液分離器の適用性検討

図 3.1 に、従来型気液分離器 (Type A : 三菱電機製) の概略図を示す。Type A は、直径 $D=43.2$ mm、高さ $L=205$ mm の容器を有しており、暖房運転時に余剰の冷媒液を溜めることができる。容器の上部に流入管とバイパス配管を、下部に流出管を配置した簡易な構造である。流入管の下端が開口しており、その断面は 9.5 mm \times 17 mm の扁平形状である。

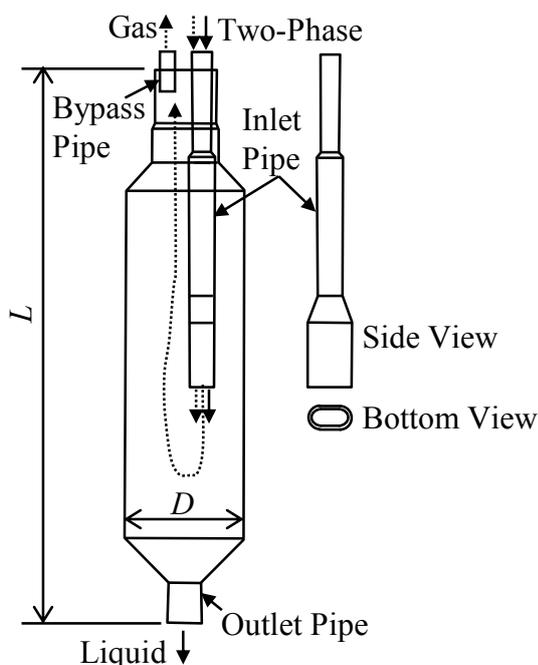


図3.1 従来型気液分離器 (TypeA)

冷媒蒸気と冷媒液が気液二相の状態、流入管の端部から下向きに容器内へ吹き出される。冷媒液は、容器内で重力により冷媒蒸気から分離される。冷媒液は容器下の流出管から、冷媒蒸気は容器上のバイパス配管から流出する。Type A は、2.8～5.0 kW クラス（10～16 畳用）のルームエアコン向けに開発された気液分離器であり、冷媒流量が増加する 7.1 kW クラス（23 畳用）への適用性を調べる。

図3.2に、気液分離器単体で蒸気分離率を測定するための実験装置の概要を示す。冷凍サイクル装置の圧縮機周波数、凝縮器能力、蒸発器能力、膨張弁開度を調整して、気液分離器に流入する気液二相冷媒の冷媒流量 W_{in} 、乾き度 x_{in} 、冷媒温度 T_{in} を整える。冷凍サイクル装置内の流量計で W_{in} を測定し、蒸発器1通過後のエンタルピとその時の飽和液および飽和蒸気エンタルピから x_{in} を求めた。気液二相の冷媒は、気液分離器で分離され、分離された冷媒蒸気はバイパス流路を、冷媒液と分離されなかった冷媒蒸気は

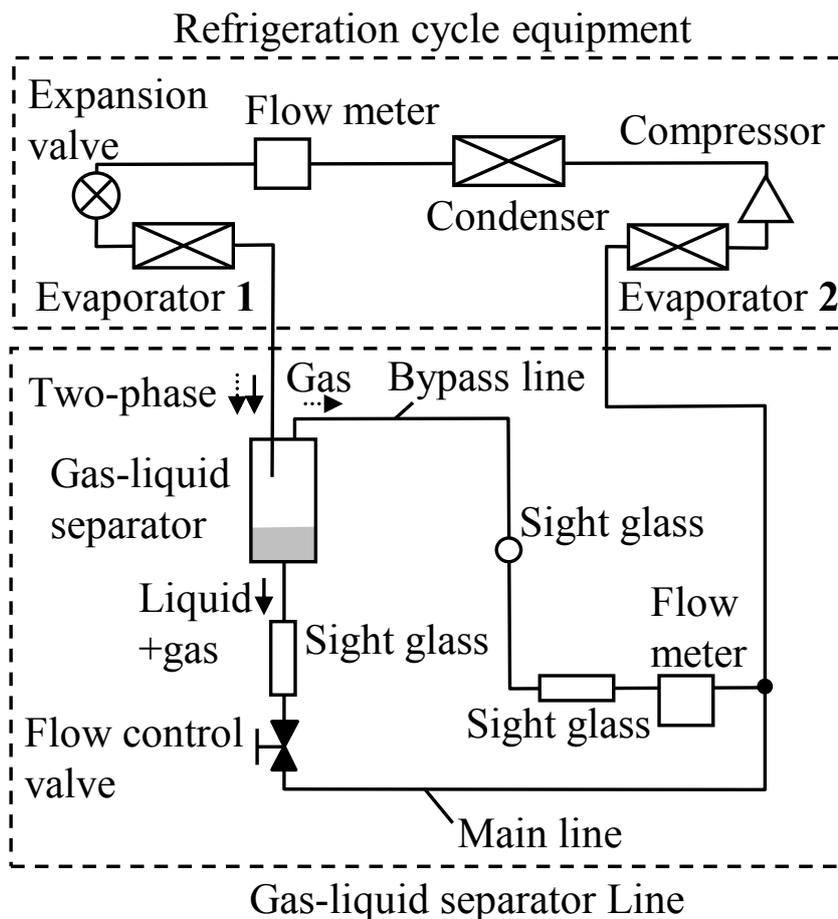


図3.2 蒸気分離率測定用の実験装置

主配管を流れる。バイパス流路に設けたサイトグラス(丸型および直管型)で液滴通過の有無を観察しながら主配管に設けた流量調整弁の開度を調整し、バイパス流路を冷媒蒸気のみが流れ、かつその流量が最大となるように設定した。液滴が通過する際には、流量の振れ幅が大きくなることを利用して液滴通過を判断した。主配管に冷媒蒸気が流れる状態から流量調整弁を閉じていくため、気液分離器内にほとんど冷媒液は溜まらない。冷凍サイクルが安定した後、バイパス流路を通過する冷媒蒸気流量 W_{Gmax} をコリオリ式質量流量計(オーバル, CX006C)で測定した。ここで、蒸気分離率 E [%] を次式で定義する。

$$E = \frac{100W_{Gmax}}{x_{in}W_{in}} = \frac{100W_{Gmax}}{W_{Gin}} \quad (3.1)$$

ここで、バイパス流路を通過する冷媒蒸気流量 W_{Gmax} が、気液分離器に流入する冷媒蒸気流量 W_{Gin} と等しい場合に、蒸気分離率 E が 100 % となる。蒸気分離率 E の不確かさは ± 5 % である。従来型気液分離器 (Type A) の性能を把握するため、空調機の冷房定格運転時の入口乾き度に合わせて $x_{in}=0.22$ で、冷媒流量 $W_{in}=0.017\sim 0.042$ kg/s に変化

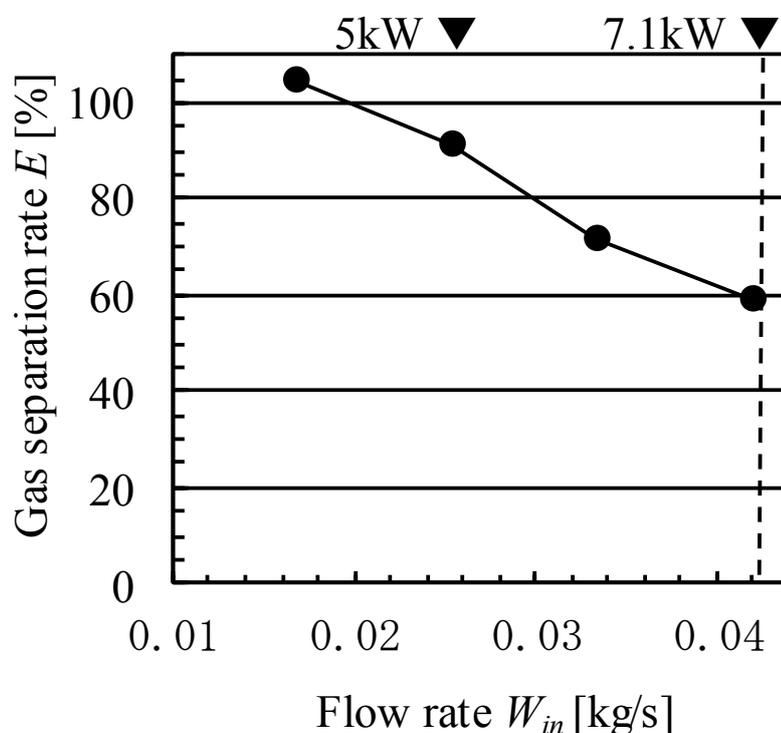


図 3.3 従来型気液分離器 (TypeA) の蒸気分離率

させて蒸気分離率を測定した。気液分離器入口の冷媒温度は 16 °C、圧力は 1.2 MPa である。冷媒には現在空調用として多く使用されている代替フロン R410A を使用した。

図3.3に、従来型気液分離器(Type A)について、冷媒流量 W_{in} を変化させた場合の蒸気分離率の測定結果を示す。冷媒流量0.042 kg/sが、7.1 kWクラスに相当する。冷媒流量0.025 kg/s以下(5.0 kWクラス以下)で高い蒸気分離率を有するが、冷媒流量の増加とともに蒸気分離率が低下し、冷媒流量0.042 kg/sの蒸気分離率は60 %となる。このため、従来型気液分離器(Type A)に代わる高い蒸気分離率を有する気液分離器が必要となる。

3.3 気液分離器の改良

図 3.4 に、従来型気液分離器(Type A)と、改良した気液分離器(Type B)の概略図を示す。Type A では、冷媒流量が増加した場合、流入管から下向きに気液二相の冷媒が吹き出し、容器底の冷媒液を乱して液滴を飛散させるため、バイパス流路に向かう冷媒蒸気とともに飛散した液滴が流出し、蒸気分離率が低下した。蒸気分離率を改善するためには、容器底の冷媒液を乱さないための工夫が必要である。

そこで、蒸気分離率を向上する構造として Type B を考案した。Type B は、Type A と同様の容器で流入管のみを変更した構造であり、流入管の扁平部下端に板を設けて封止し、その板に下穴を、扁平部側面に複数の横穴を備える。Type B では、気液二相の冷媒を流入管の下端で一端せき止め、慣性力と重力で流入管下部に溜まった冷媒液を下穴から流出させ、冷媒蒸気を横穴から流出させる(第1段気液分離)。この時、流入管を通過する気液二相冷媒の流動様式は環状流であり、図 3.5 に示す流入管断面内の概略図のように冷媒液は壁面に沿って流れるため、横穴から冷媒蒸気が流出する際に、冷媒液の一部も横穴から飛散する。そこで、横穴から飛散した冷媒液を容器内壁に衝突付着させることで、冷媒蒸気と分離する(第2段気液分離)。容器内壁に付着した冷媒液は重力により容器底に落下し、第1段気液分離で下穴から落下した冷媒液とともに容器下の流出管から流出する。一方、冷媒蒸気は容器上のバイパス配管から流出する。

なお、図 3.5 に示すように、冷媒は環状流で流入管を通過するが、流入管の下端部が扁平形状であるため、表面張力の影響により扁平形状の短辺側を通過する冷媒液の割合が増加し、長辺側を通過する冷媒液の割合が減少すると推察される。これより、横穴から冷媒蒸気とともに吹き出す冷媒液の流量が減少し、流入管による第1段分離の効果が向上すると考えられる。

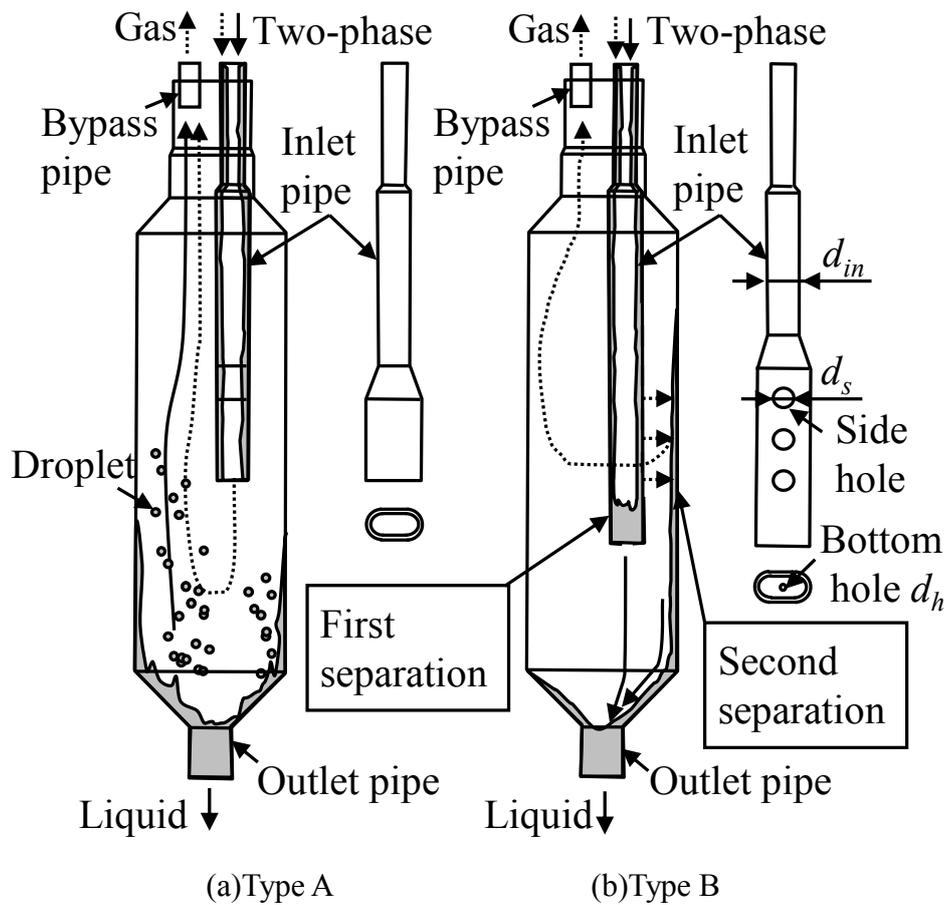


図3.4 従来型気液分離器 (Type A) と改良気液分離器 (Type B)

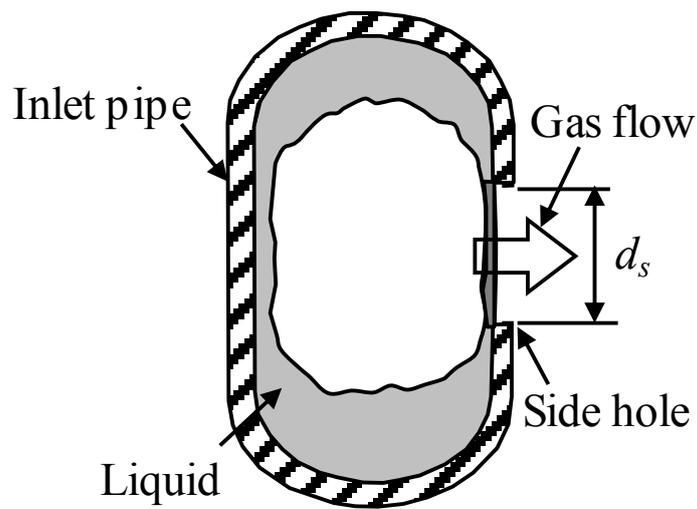


図 3.5 流入管内液膜分布の模式図

Type A と同様に、Type B の蒸気分離率を測定する。Type B の横穴の総開口面積が、Type A の流入管下端の開口面積とほぼ等しくなるように、横穴の直径 $d_s=6.5$ mm、数 $n_s=3$ とした。また、下穴径 $d_h=2$ mm で、気液分離器への流入条件を冷媒流量 0.042 kg/s、乾き度 $x_{in}=0.22$ とした。ここでは 0.042 kg/s のみ検討するが、これより低い冷媒流量では容器内で分離した冷媒蒸気の上向き速度が減少し、飛散した液滴がバイパス配管から流出しにくくなるため、蒸気分離率は向上する。また下穴径は、流入管内で完全気液分離を仮定し、横穴から吹き出す冷媒蒸気と下穴から吹き出す冷媒液の圧力損失が等しくなるように決定した。

蒸気分離率を測定した結果、Type B では、ほぼ完全に気液分離される結果($E=97.1$ %) が得られた。完全分離された際には、流出管から気泡の流出が見られなかった。しかしながら、Type B では流入管の扁平端部に板をろう付けする必要がある、加工に手間を要する。このため、加工を容易にできる流入管形状の改良が求められる。

3.4 流入管の改良

図 3.6 に、改良気液分離器(Type B)の流入管を改良した構造の概略図を示す。改良流入管では、絞り加工を用いて容易に流入管端部を封止できるよう端部まで円管化した構造であり、その下端に下穴を、側面に複数の横穴を備える。気液分離の原理も、Type B と同様に第 1 段気液分離と第 2 段気液分離からなる。改良流入管では円管化により、端部扁平形状で得られた横穴から飛散する冷媒液流量の低減効果(図 3.5 参照)が失われるため、端部扁平形状の場合と同レベルの高い蒸気分離率を実現するためには、流入管の横穴の径 d_s と数 n_s の工夫が必要になる。

表 3.1 に、試験に用いた改良流入管の仕様を示す。流入管径 d_{in} を 12.7 mm に、下穴径を 2 mm に固定し、横穴径 d_s と数 n_s を変化させた。表中には、横穴径周長比 K_h 、および横穴冷媒蒸気速度 v_{sG} を併記しており、各々次式で定義する。

$$K_h = \frac{d_s}{\pi d_{in}} \quad (3.2)$$

$$v_{sG} = \frac{W_{Gin}}{\rho_G n_s \pi (0.001 d_s)^2 / 4} \quad (3.3)$$

図 3.7 に示すように、横穴径周長比 K_h は流入管周長に対する横穴径 d_s の割合を示しており、気液二相の冷媒が流入管を環状流で通過する場合に、横穴径周長比 K_h の割合に

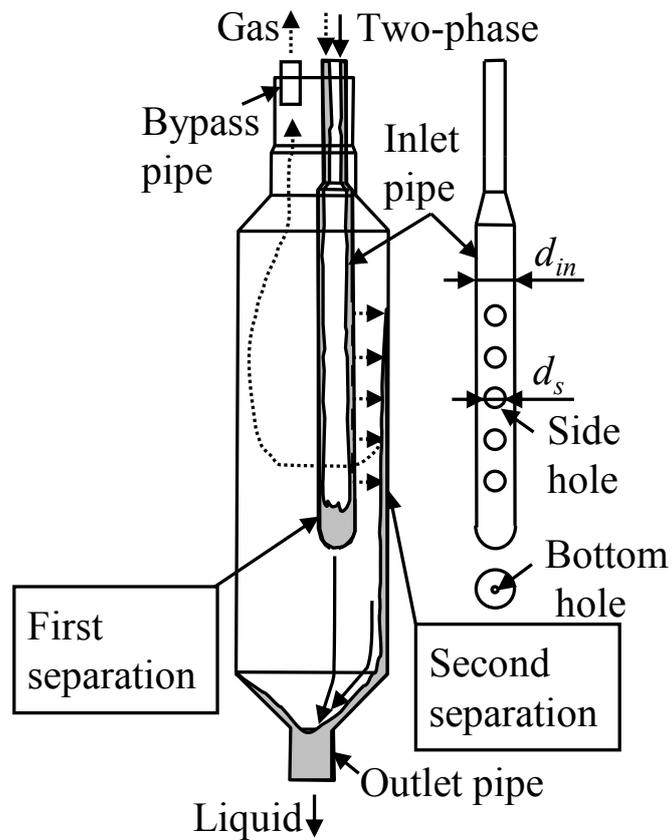


図 3.6 改良気液分離器

表 3.1 改良流入管の横穴パラメータ

Case No	1	2	3	4	5
Side hole diameter d_s [mm]	6.0	4.7	7.5	6.0	6.0
Side hole number n_s [-]	3	5	2	4	5
Ratio of d_s to the inlet pipe circumference K_h [-]	0.15	0.12	0.19	0.15	0.15
Side hole gas velocity v_{sG} [m/s]	1.59	1.57	1.51	1.24	0.96

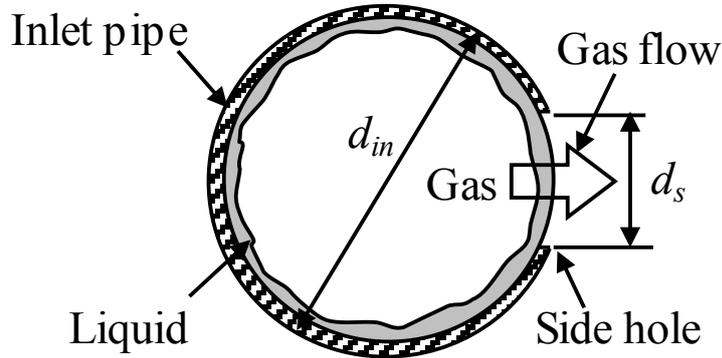


図 3.7 流入管断面の液膜分布

ほぼ比例して液膜飛散量が増加すると考えられる。横穴冷媒蒸気速度 v_{sG} は、気液分離器に流入する冷媒蒸気流量 W_{Gin} を、冷媒蒸気密度 ρ_G と横穴の総断面積で除して求めた。仕様 No.1, No.2, No.3 は v_{sG} 一定(約 1.5 m/s)として K_h を変化させた場合、仕様 No.1, No.4, No.5 は K_h 一定($K_h=0.15$)として v_{sG} を変化させた場合である。気液分離器への流入条件は、冷媒流量 $W_{in}=0.042$ kg/s, 乾き度 $x_{in}=0.22$ とした。

図 3.8 に、横穴径周長比 K_h と蒸気分離率の関係を示す。横穴径周長比 K_h の減少とともに、蒸気分離率が増加しており、横穴径周長比 K_h が蒸気分離率に大きな影響を及ぼすことがわかる。横穴径周長比 K_h が減少した場合、横穴から吹き出す冷媒液が減少すると推測され、第 1 段気液分離の効果が向上したと考えられる。

図 3.9 に、横穴冷媒蒸気速度 v_{sG} と蒸気分離率の関係を示す。横穴冷媒蒸気速度 v_{sG} が減少すると蒸気分離率は向上し、1.2 m/s 以下でほぼ完全に気液分離される。横穴冷媒蒸気速度 v_{sG} が減少することで、壁面に衝突した冷媒液の再飛散が抑制され、第 2 段気液分離の効果が向上したと考えられる。

以上の改良により、最も高い蒸気分離率が得られた No.5 は、Type B の流入管端部扁平形状の場合と同様にほぼ完全に気液分離を実現しており、従来型気液分離器 Type A に比べて 40%蒸気分離率が向上した。 K_h と v_{sG} の両方を小さくすることで蒸気分離率を向上できるが、横穴径を小さくすると横穴数が増えるため、加工コストや流入管長さの増加を招く。ここでは、 K_h よりも v_{sG} の効果が大きいと判断し、No.5 を選定した。

ここで完全分離を実現するための条件について検討する。図 3.9 より、蒸気分離率における v_{sG} 依存性の高いことがわかった。これより横穴から飛散した液滴が壁に衝

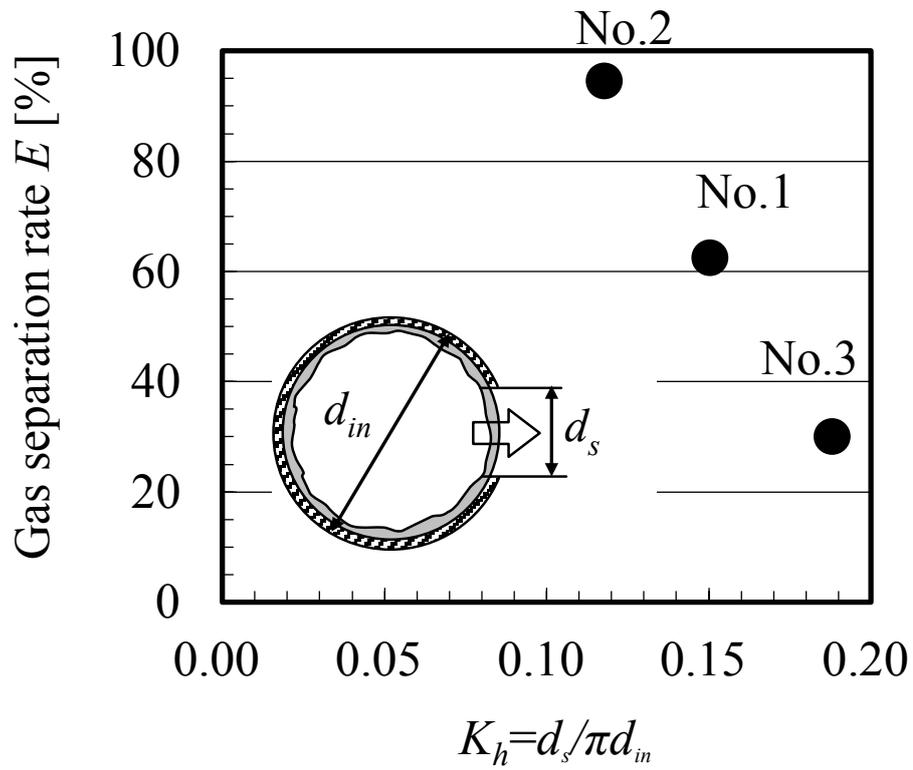


図 3.8 K_h に対する蒸気分離率 ($v_{sG} = 1.5\text{m/s}$)

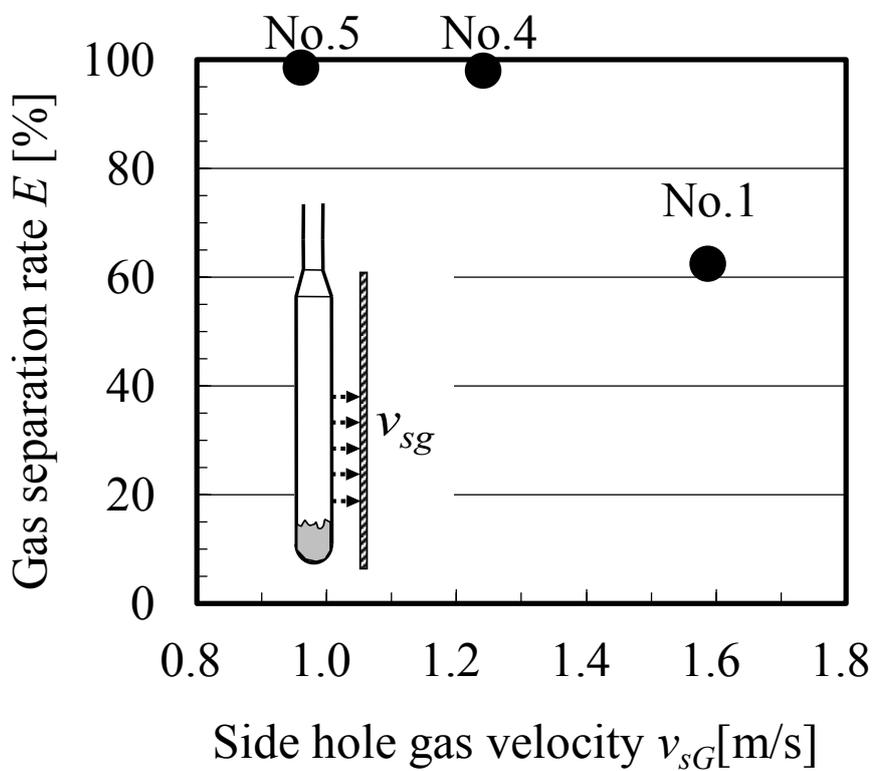


図 3.9 v_{sG} に対する蒸気分離率 ($K_h = 0.15$)

突した際に、再飛散することなく容器内壁に付着することが重要と考えられる。液滴の付着や再飛散については、自動車エンジン内に噴射される燃料に関する研究[7-9]が多く見られ、ウェーバー数 We_s を用いて液滴の付着判定がなされている。

$$We_s = \frac{\rho_L d_D v_{sG}^2}{\sigma} \quad (3.4)$$

ここで d_D は液滴径であり、流入管の横穴から飛散する液滴径の値を決定するため、図 3.10 のような液滴飛散モデルを考える。図 3.10 は流入管の断面であり、気液二相流の冷媒は環状流として流れ、壁面内側に厚み δ の液膜が形成されると仮定する。液膜は液滴径 d_D の液滴となって横穴から冷媒蒸気とともに速度 v_{sG} で飛散し、容器壁面に衝突する。このとき、液滴径 d_D を次式で求める。

$$d_D = \delta \quad (3.5)$$

Smith の式(2.11)を用いて流入管内のボイド率を求め、図 3.10 に示すように環状流が同心二重円筒で流れていると仮定して液膜 δ を求める。このようにして求めた液膜厚さ δ は約 1 mm であり、これを横穴から吹き出す液滴径 d_D とする。

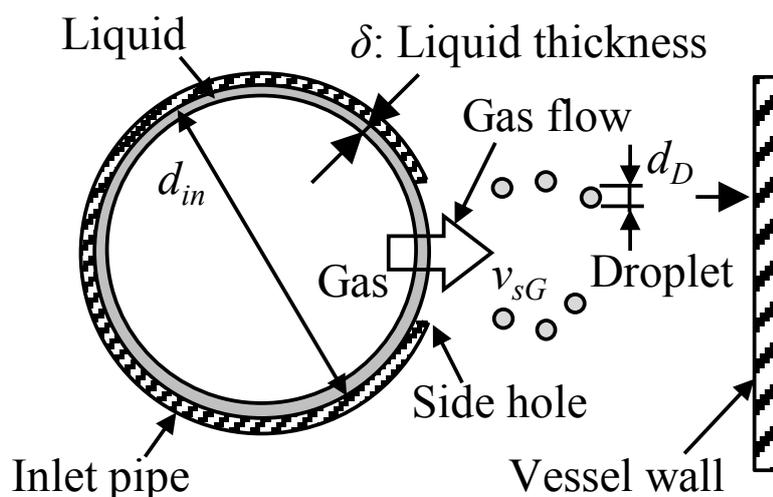


図 3.10 液滴飛散モデル

図 3.11 に蒸気分離率のウェーバー数 We_s 依存性を示す。図 3.11 には表 3.1 に示した条件以外で蒸気分離率を測定した結果も追記した。この結果、 $We_s < 300$ であれば完全分離を実現できることが分かる。Stanton と Rutland [9]や、千田と松田[10]らは $We < 300$ で壁面に衝突した液滴は再飛散することなく壁面に付着することを示しており、今回の実験で得られた結果と一致する。これより気液分離器で完全分離を実現する場合、 $We_s < 300$ で液滴を壁面に衝突させる構造がひとつの解になると考えられる。

また図 3.12 に、No.5 で横穴の吹き出し方向 θ を流入管軸中心に外向き $\theta=0^\circ$ からバイパス配管に向かう 180° まで回転させた時の蒸気分離率の影響を示す。横穴の吹き出し方向が $\theta=0^\circ$ から 30° まで変化しても蒸気分離率はほとんど変わらないことから、この範囲で製造時における流入管の設置バラツキを許容できることがわかる。また、 $\theta=180^\circ$ の場合、蒸気分離率は 70 % まで低下しており、バイパス配管に向かって上向きに移動する冷媒蒸気の流れによって液滴が流出しやすくなることがわかる。

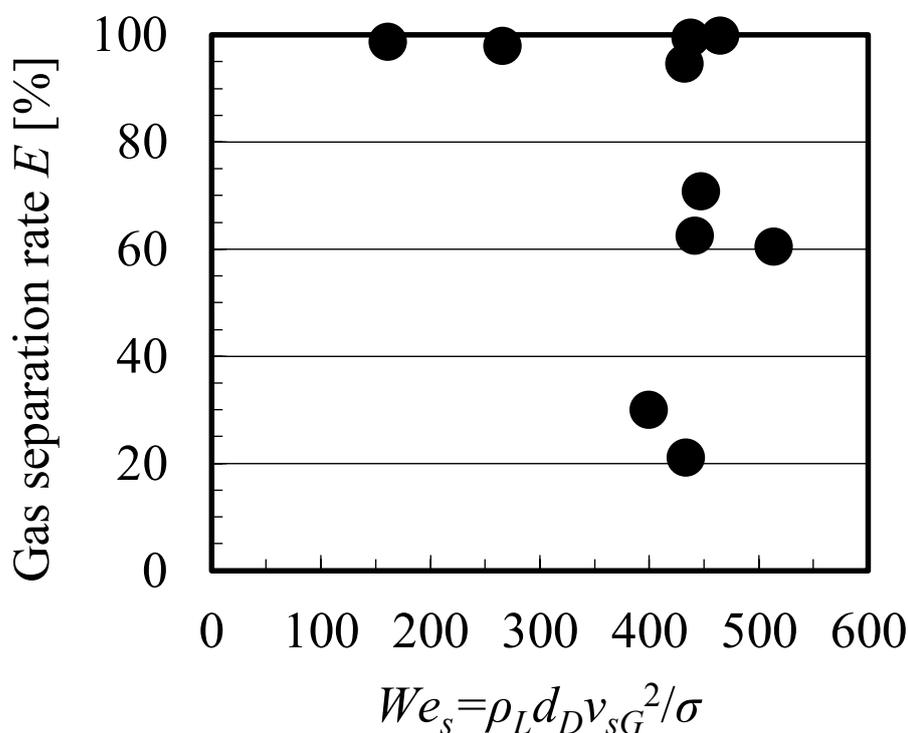


図 3.11 蒸気分離率における We_s 依存性

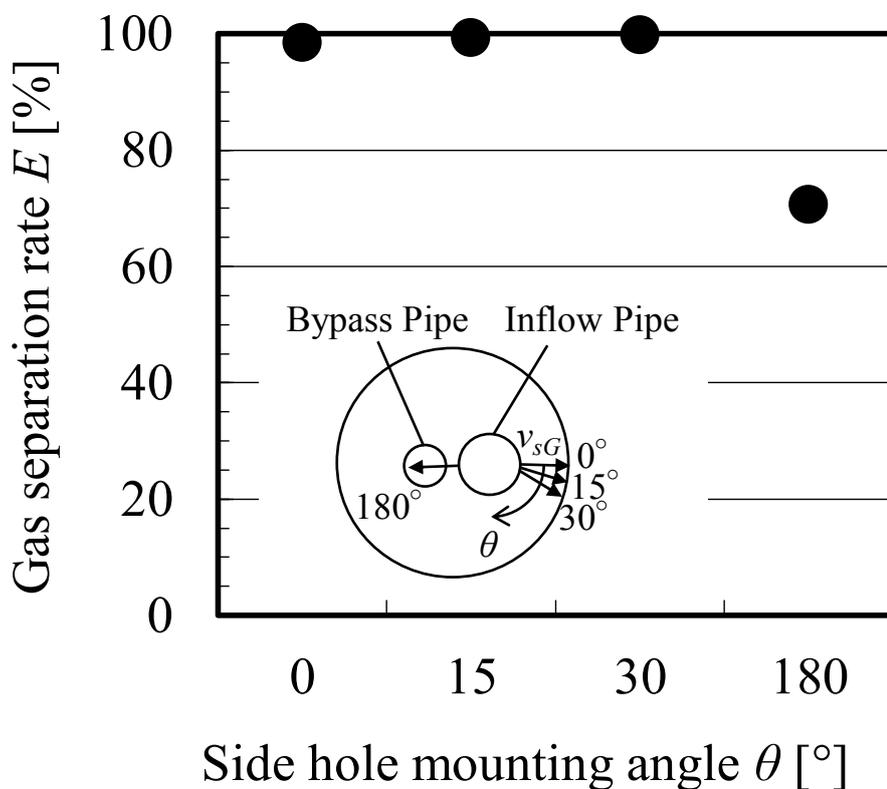


図 3.12 θ に対する蒸気分離率

3.5 気液分離サイクルの冷房能力評価

気液分離器を冷凍サイクルに搭載し、冷房能力を評価するための実験装置の概要を図 3.13 に示す。7.1 kW ルームエアコン(三菱電機製)を使用し、室外機に改良流入管(No.5)を備えた改良気液分離器を取り付ける。気液分離器で分離された冷媒蒸気は、バイパス流路を通過して圧縮機吸入側に戻る。バイパス流路に設けたバイパス流量調整弁(不二工機 EFM-A0)の開度を変えることで、バイパス流路を通過する冷媒蒸気流量を調整する。バルブの容量係数である C_v 値はバイパス流量調整弁が全開時(開度 100%)に 0.5 であり、全閉時(開度 0%)から開度に応じて流量が変化する。全閉時が気液分離を行わない従来の冷凍サイクルに相当する。ここでは、気液分離の有無にかかわらず、圧縮機周波数、ファン回転数を一定とし、バイパス流量調整弁の開度に応じて、冷房能力が最大となるように主配管の膨張弁開度を調整した。室内機と室外機を接続する延長配管(冷媒ガス配管)の長さは 5 m(外径 12.7 mm)である。試験方法および試験条件は、JIS B 8615-1 に準拠し、冷房能力試験の標準定格条件で室内側の吸

込み空気を乾球温度 27 °C，湿球温度 19 °C，室外側の吸込み空気を乾球温度 35 °C，湿球温度 24 °C とし，室内側空気エンタルピ試験法を用いて室内機の吸込みおよび吹出し空気の乾球，湿球温度と風量を測定して冷房能力を求めた。

図 3.14 に，バイパス流量調整弁の開度を変えたときの圧縮機吸入圧力の上昇量 ΔP_s を示す。バイパス流量調整弁の開度が増加するに従い，バイパス流路を通過する冷媒蒸気流量が増加し，室内熱交換器を通過する冷媒流量が減少する。これにより，室内熱交換器入口からバイパス流路合流点までの管内圧損が減少し，圧縮機の吸入圧力が

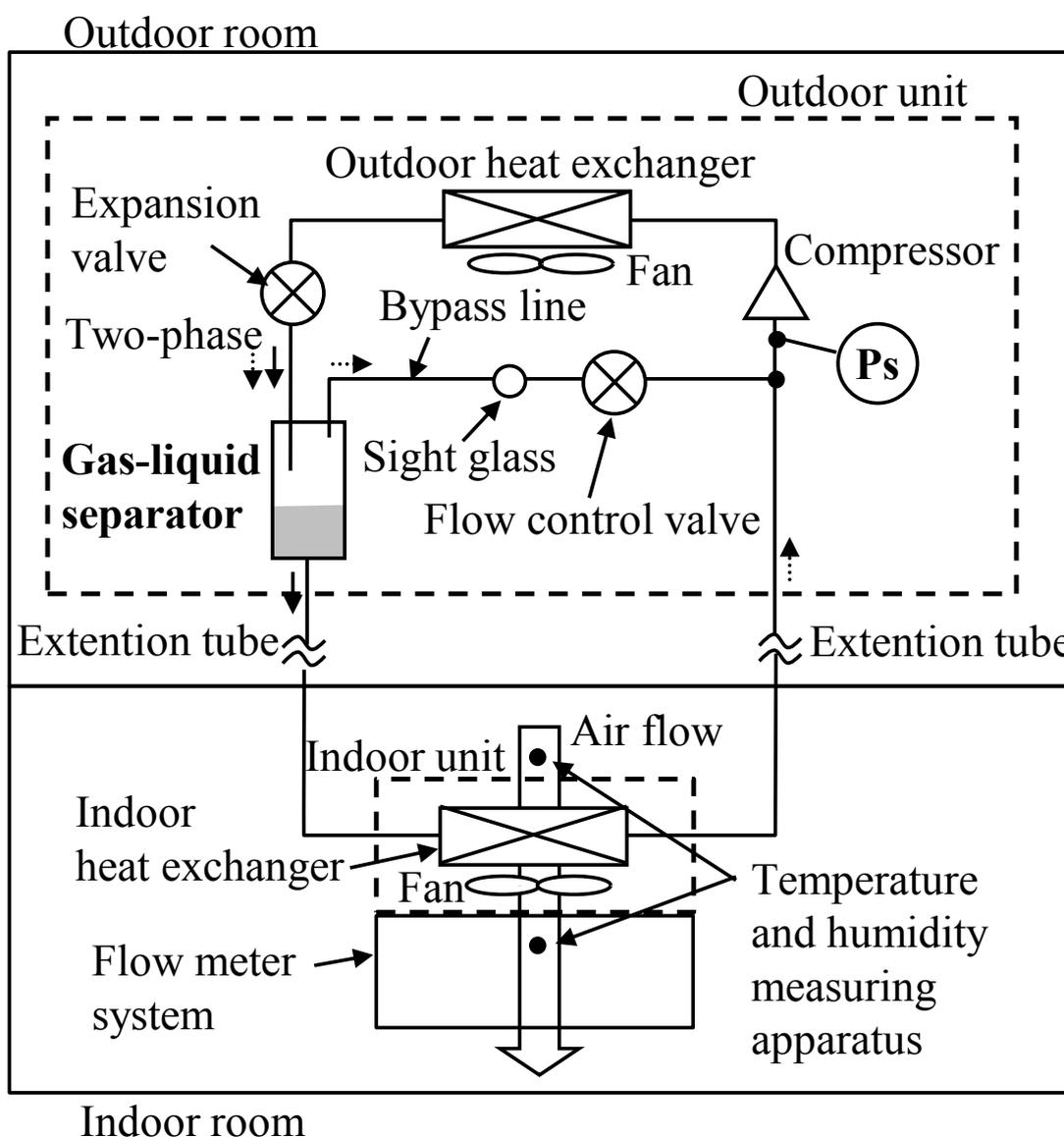


図 3.13 冷房能力評価用の実験装置

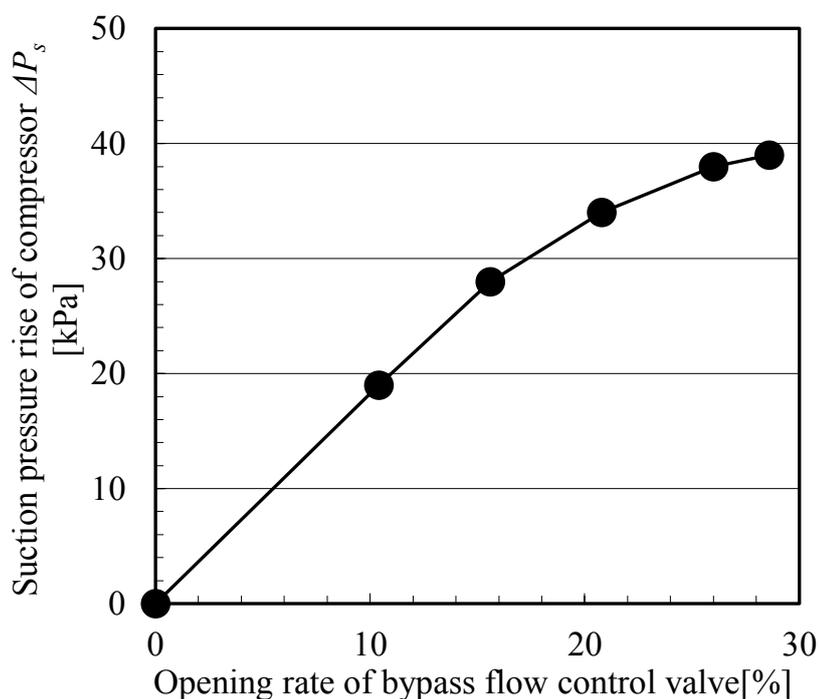


図 3.14 バイパス流量調整弁開度に対する吸入圧力上昇

増加する。バイパス流量調整弁の開度 25 %において、圧縮機の入口圧力は約 40 kPa 上昇した。

図 3.15 に、バイパス流量調整弁の開度を変えたときの冷房能力の変化を示す。バイパス流量調整弁の開度が増加するとともに、冷房能力が増加する。これは、図 3.14 で示したように、バイパス流量調整弁の開度が増加することで、圧縮機吸入圧力が上昇し、冷媒循環量が増加したためである。バイパス流量調整弁の開度 25 %において冷房能力は最大となり、従来の冷凍サイクルに比べて冷房能力を約 3 %増加できた。

図 3.16 に、冷凍サイクルの計算モデル[10,11]を用いて蒸気分離率を予測した結果を示す。バイパス流量調整弁の開度 25 %で蒸気分離率は 100 %となり、気液分離器単体の蒸気分離率で冷房能力の最大値が得られる。なお、バイパス流路に冷媒液が若干混じった場合でも、室内熱交換器を通過後の冷媒に過熱度がついているため、圧縮機の信頼性に影響を及ぼすことはない。

また、改良流入管 (No.5) を備えた改良気液分離器を 5 kW クラス ($W_{in}=0.025$ kg/s) に採用した場合でも蒸気分離率は 100 %となる。図 3.3 より、従来型気液分離器の蒸気分離率が 90 % ($W_{in}=0.025$ kg/s) のため、改良型気液分離器を用いることで蒸気分離率が 10 %向上し、冷却能力を改善できる。

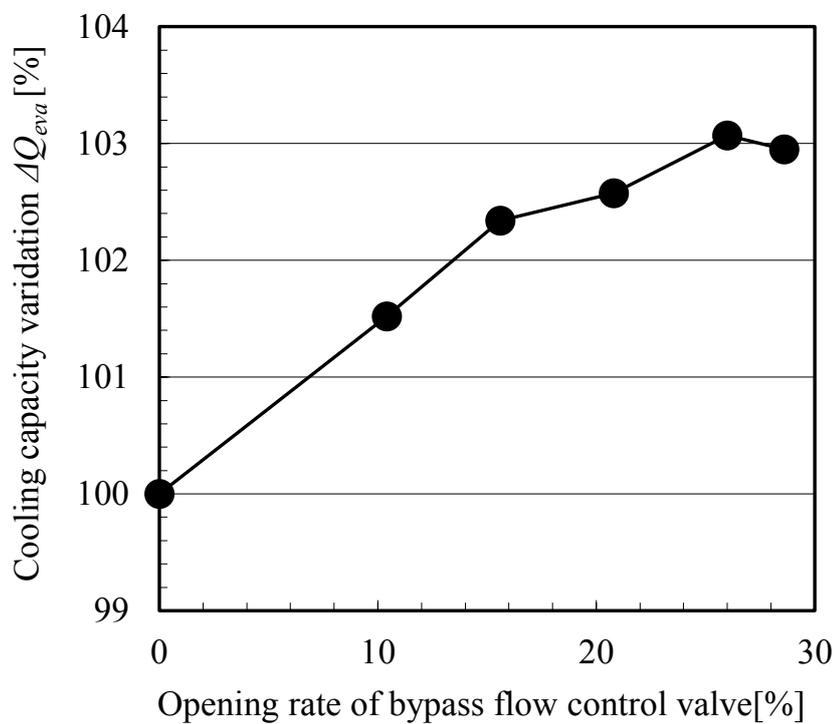


図 3.15 バイパス流量調整弁開度に対する冷房能力比

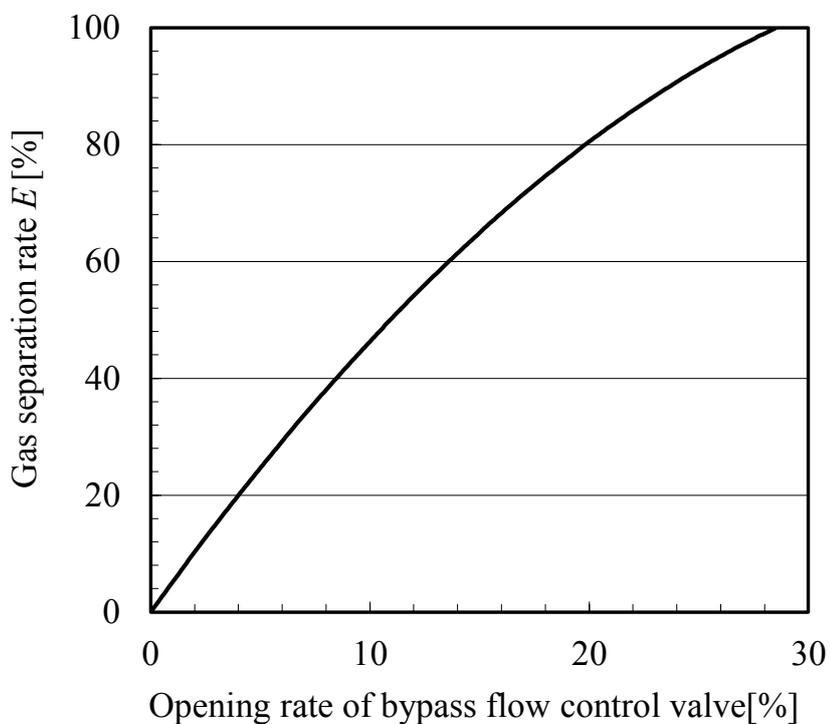


図 3.16 バイパス流量調整弁開度に対する蒸気分離率（計算結果）

3.6 第3章のまとめ

気液分離サイクルでは冷媒蒸気と冷媒液を分離するための高い蒸気分離率を有する気液分離器が不可欠となる。またルームエアコン室外機に搭載する気液分離器においては、余剰の冷媒液を溜める所望の容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を実現する必要がある。そこで本章では、余剰の冷媒液を溜める容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を実現できる気液分離器を検討した。まず従来型気液分離器を用いて冷媒循環量を増加したときの蒸気分離率を評価した。次に、従来型気液分離器で得られた知見から改良方法を考案し、改良気液分離器単体の蒸気分離率を測定した。さらに改良気液分離器を7.1 kWクラスのルームエアコンに搭載して冷房性能を調べた。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 従来型気液分離器では、冷媒流量 0.042 kg/s において、流入管から下向きに気液二相の冷媒が吹き出し、容器底の冷媒液を乱して液滴を飛散させるため、蒸気分離率が60%まで低下した。
- 2) 蒸気分離率を向上するため、流入管に下穴と横穴を設けた改良気液分離器を考案した。流入管における慣性力と重力を用いた第1段気液分離と、容器内壁への衝突による第2段気液分離を特徴とし、ほぼ完全分離を実現した。
- 3) また、流入管端部の封止加工を容易にするため流入管端部を円管化する改良を試みた。横穴周長比 K_h と冷媒蒸気速度 v_{sG} を適正化することでほぼ完全分離を実現できた。
- 4) さらに、蒸気分離率のウェーバー数 We_s 依存性を調べ、 $We_s < 300$ の場合にはほぼ完全分離できることを示した。
- 5) 改良気液分離器を7.1 kWのルームエアコンに搭載して冷房能力を評価した結果、気液分離器を搭載しない従来の冷凍サイクルに比べて冷媒能力を約3%増加できた。

第3章の参考文献

- [1] 中山雅弘, 若本慎一, 森下国博, 早丸靖英, 隅田嘉裕, 気液分離型冷凍サイクルを採用したルームエアコンの高効率化, 日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, (2001), pp. 81-84.
- [2] 柴広有, 若本慎一, 宮本守也, 畑中康文, 嶋本大祐, 堀淳二, 榎本寿彦, 気液分離型冷凍サイクルを適用した内融式氷蓄熱システムの製氷効率向上に関する研究, 日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, (2001), pp. 57-60.
- [3] Shikazono, N., Azuma, R., Sameshima, T. and Iwata, H., Development of Compact Gas-Liquid Separator Using Surface Tension, 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, Japan (2010).
- [4] 東隆平, 鹿園直毅, 岩田博, 表面張力を利用した小型気液分離器の開発, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 74, No. 742 (2008), pp. 1340-1346.
- [5] Svrcek, W. Y. and Monnery, W. D., Design Two-Phase Separators within the Right Limits, Chemical Engineering Progress, (1993), pp.53-60.
- [6] Wiencke, B., Fundamental principles for sizing and design of gravity separators for industrial refrigeration, International Journal of Refrigeration, Vol.34 (2011), pp. 2092-2108.
- [7] Stanton, D. W. and Rutland, C. J., Modeling Fuel Film Formation and Wall Interaction in Diesel Engines, SAE Technical Paper #960628, (1996), pp.29-44.
- [8] 千田二郎, 松田健, エンジンスプレーの燃焼室壁面への衝突過程に関する体系的モデリング, 微粒化, Vol. 12, No. 39 (2003), pp.38-53.
- [9] 金永一, 天谷賢児, 荻原五郎, 新井雅隆, 液体噴流の壁面衝突 (第1報, 衝突の挙動と液滴の飛散量), 微粒化, Vol. 9, No. 26 (2000), pp.10-17.
- [10] 畝崎史武, 松岡文雄, 非共沸混合冷媒を用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルの動特性計算モデル (第1報: 非共沸混合冷媒に対応した汎用計算モデル), 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 18, No. 3 (2001), pp. 321-330.
- [11] 畝崎史武, 松岡文雄, 非共沸混合冷媒を用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルの動特性計算モデル (第2報: 組成変化の動特性解析), 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 18, No. 3 (2001), pp.331-339.

第4章 熱交換器用ヘッダの折り返し合流部における流量分配特性

4.1 はじめに

熱交換器に扁平管を採用する場合、管内圧力損失の増加を抑えるため冷媒流路の数を増やす必要があり、気液二相冷媒の分配が大きな課題となる。鉛直ないしは水平ヘッダにつながる多連分岐管における気液二相流の分配特性に関して多くの研究がなされているが[1-4]、これらの研究は主管につながる多列枝管が対象であり、扁平管内に設けられた複数の細径流路間の分配を対象とした研究はなされていない。Hetsroniら[5]は小型電子機器の冷却を目的にヘッダにつながる多列三角溝のマイクロチャンネルで空気-水と蒸気-水を用いて流動状態を可視化し、ヘッダの主流方向に対して垂直にマイクロチャンネルの分岐を設けた場合に冷媒液が不均一に分配されることを示した。しかしながら多列のマイクロチャンネルは水平に設置されており、傾斜設置の影響は考慮されていない。さらに空調機においては凝縮と蒸発で冷媒の流れ方向が変わるため、両条件において扁平管内に設けた複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッダ構造が必要となる。

本章では、傾斜設置した扁平管熱交換器で凝縮と蒸発の両条件において、扁平管内に設けた複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッダ構造を検討する。まず下側4本の流入管と上側4本の流出管を備えた合流部のモデル試験を用いて傾斜角度と乾き度の分配特性への影響を調べる。次に均一分配をはかるため、合流部の中央、上側、下側にスリットを設けて分配特性を調べる。また均一分配ではなく積極的に冷媒を制御して伝熱性能を向上できるスリット配置を検討し、凝縮、蒸発の両伝熱性能を向上可能なスリット形状を考案する。さらに考案したスリット形状を備えた扁平管熱交換器を製作して伝熱性能を調べる。

4.2 試験装置および試験条件

図4.1に本実験で使用した合流部の構造を、図4.2に合流部の寸法を示す。合流部は、図1.10中に点線で囲んだヘッダ箇所に対応する。ここではヘッダ内の偏流に伴う流量分配特性を定性的に捉えつつ計測を簡易にするため、扁平管内の複数の細径流路を内径 $\phi 1.4\text{ mm}$ の銅管4本で代表させた。ヘッダと細径流路の寸法は実機と大きな差異を生じないように選定した。合流部は、ブロックA、ブロックB、サイトグラス（またはスリット付きのブロックC）、パッキンに囲まれた空間からなる。合流部は幅 22.3 mm 、高さ 14.3 mm 、厚み 1.4 mm であり、下側4本の流入管と上側4本の流出管の間隔は 10 mm 、また各管の間隔は 6 mm である。図1.10(b)の蒸発時を想定し、気液二相冷媒が下側4本の流入管から合流部に流入し、上側4本の流出管へ流出する。合流部になにも設けない場合はサイトグラスを設置し、ビデオカメラと目視で合流部の冷媒流れを観察する。合流部に構造物を設ける場合には、構造物を設けたブロックCをサイトグラスに換えて設置する。合流部は設置角度 θ を任意に変更でき、流出管の番号 i を図4.2の下側から1、2、3、4とする。

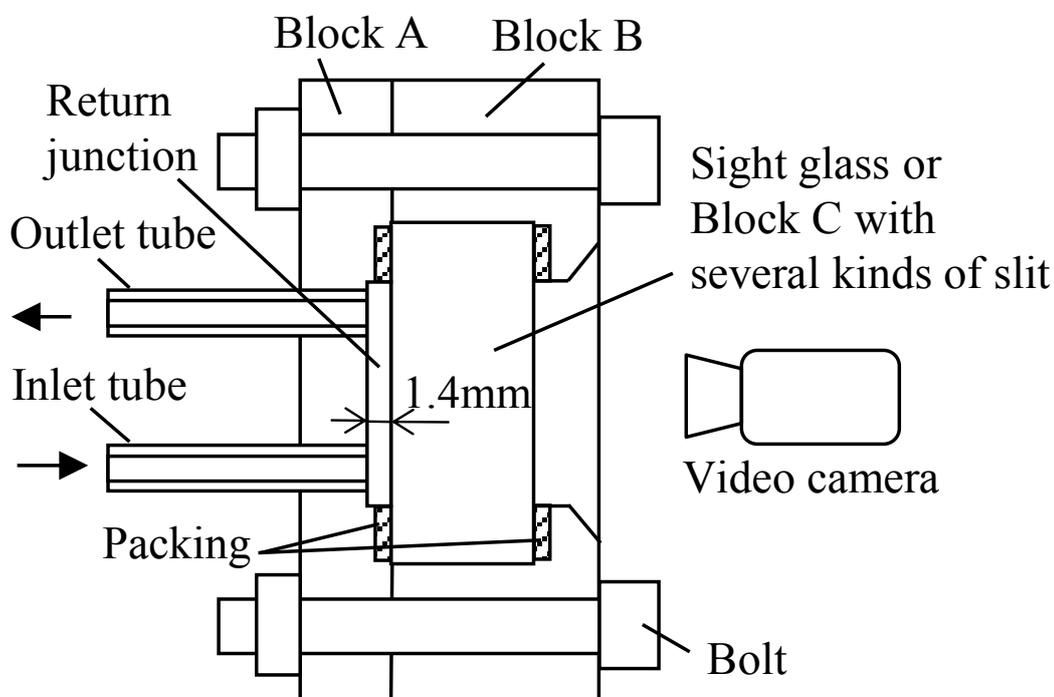


図4.1 折り返し合流部テストセクション

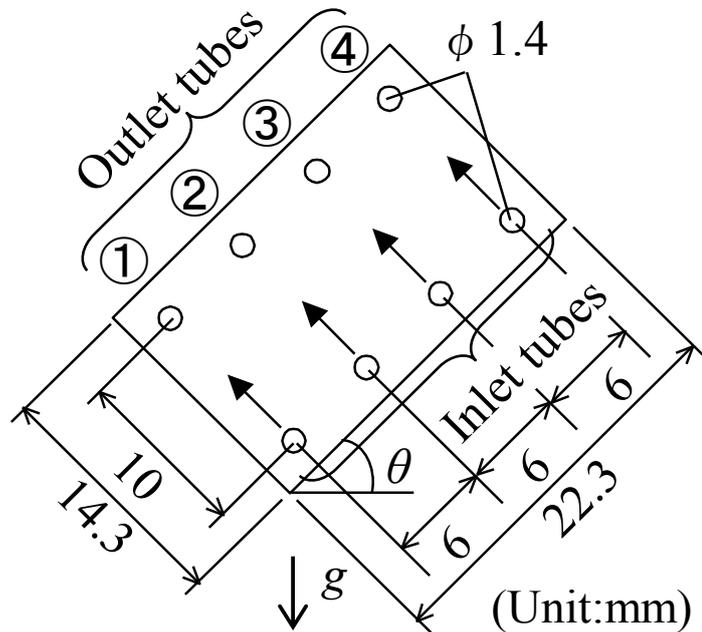


図 4.2 折り返し合流部

図 4.3 に示すように、合流部を冷凍サイクル装置の蒸発部に接続して実験装置を構成した。単体評価用冷凍サイクル装置の圧縮機周波数、凝縮器能力、蒸発器能力、膨張弁開度を調整して、蒸発器 1 通過後の冷媒の流量、乾き度、温度を整える。冷凍サイクル装置で調整できる冷媒流量の下限值以下で試験を実施するため、蒸発器 1 通過後に合流部へ向かう流路とは別にバイパス流路を設け、バイパス弁の開度を変えて合流部に流入する冷媒流量を調整した。気液二相冷媒は合流部上流の分配器で 4 本の流入管に分配され、その際の分配流量のばらつきは 2 %以内である。冷媒は流入管から合流部へ流入し、合流部内で合流した後に再び 4 本の流出管に分かれて流出する。各流出管を通過する冷媒をヒータで加熱し、加熱された冷媒蒸気を合流した後、コリオリ流量計（オーバル、CX006C）で冷媒流量 W を測定した（測定精度 $\pm 0.5\%$ ）。この際、冷媒を完全に蒸発させるため各流出管出口の冷媒蒸気過熱度が 10 K となるようにスライダックでヒータ入力電圧を調整し、デジタルマルチメータで測定した電流、電圧から各ヒータの熱交換量 Q_i を求めた（測定精度 $\pm 2\%$ ）。各流出管 i の熱交換量比 C_i を次式で定義する。

$$C_i = \frac{Q_i}{Q} = \frac{Q_i}{\sum_{i=1}^4 Q_i} \quad (4.1)$$

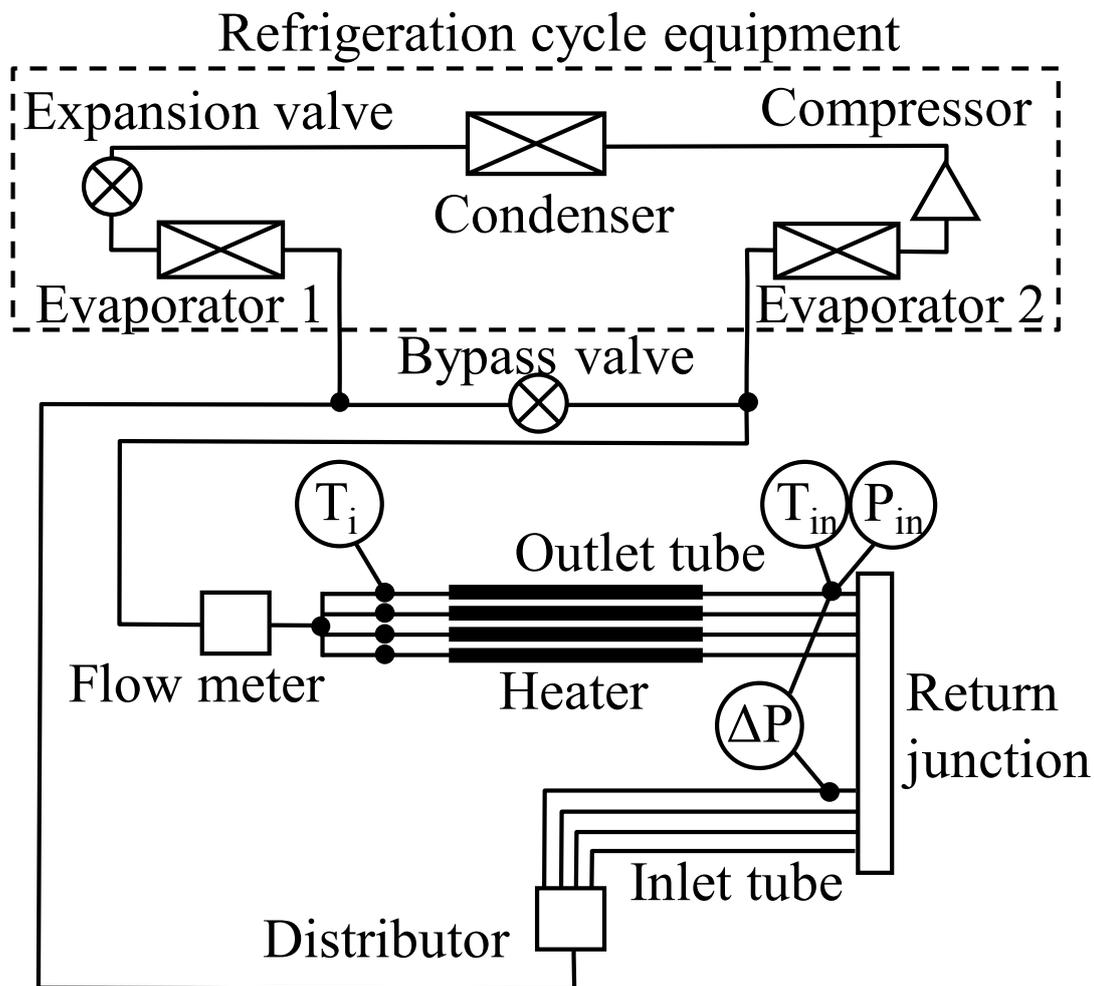


図4.3 合流部単体の実験装置

Q は各ヒータ発熱量の合計である。また、合流部入口の乾き度 x_{in} は次式より求めた。

$$x_{in} = \frac{h_{in} - h_L}{h_G - h_L} \quad (4.2)$$

$$h_{in} = h_{SH} - Q/W \quad (4.3)$$

ここで、 h_{in} 、 h_G 、 h_L 、 h_{SH} はそれぞれ合流部の入口エンタルピ、飽和蒸気エンタルピ、飽和液エンタルピ、ヒータ通過後に合流した過熱蒸気エンタルピである。 h_L 、 h_G はヒータ通過前の圧力 P_{in} から算出し、 h_{SH} はヒータ通過前の圧力 P_{in} と各ヒータ通過後の平均温度 T_{SH} から算出した。冷媒には空調に多く使用されている代替フロン R410A を使用し、蒸発運転時に扁平管熱交換器の管内圧力損失が円管の場合とほぼ同等となるように合流部の冷媒流量 W を 0.00167 kg/s とした。冷媒は熱交換器内の合流部を数回

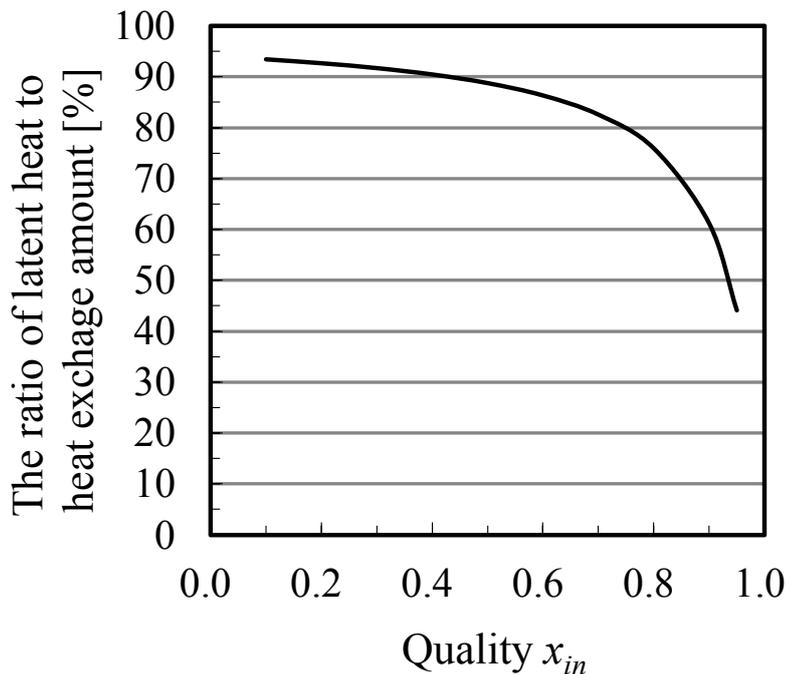


図4.4 乾き度 x_{in} に対するヒータ発熱量に占める潜熱割合

通過し乾き度 x_{in} は0.1～0.6の範囲で変化する．そこで， $x_{in}=0.1\sim0.6$ における分配特性を評価した．また，入口圧力 P_{in} は実機入口と同じ1.26 MPaとした．図4.4にヒータ発熱量に占める潜熱割合を示す．潜熱分が冷媒液の蒸発に寄与し， $x_{in}=0.6$ で潜熱割合は約85%であり，乾き度が小さいほど潜熱割合は増加する．

4.3 合流部の分配特性

はじめに設置角度 θ と乾き度 x_{in} に対する合流部の分配特性を調べる． $x_{in}=0.46$ で θ を変えてビデオカメラと目視で観察した冷媒液分布のスケッチを図4.5に示す．冷媒液は絶えず変動して流れるため，ここではある時間の停止画像をもとに典型的な冷媒液の境界面をスケッチした． $\theta=0^\circ$ で気液二相冷媒が下側4本の流入管から吹き出し，上側4本の流出管に向かうが，合流部の厚みが1.4 mmと小さいために上向きの流れにより冷媒液は上方の流出管近傍に多く分布した． $\theta=0^\circ$ から 90° へ増加するに従い，重力の影響を受けて流出管1に冷媒液が多く分布するようになり，流出管2, 3, 4の順番に冷媒液の分布が減少する傾向がみられた．とくに $\theta=90^\circ$ で流出管1の周辺に冷媒液が多く分布した．このような冷媒液分布は比較的狭い流路厚さに起因するため，厚みの大きい合流部では異なる冷媒分布となる可能性がある．

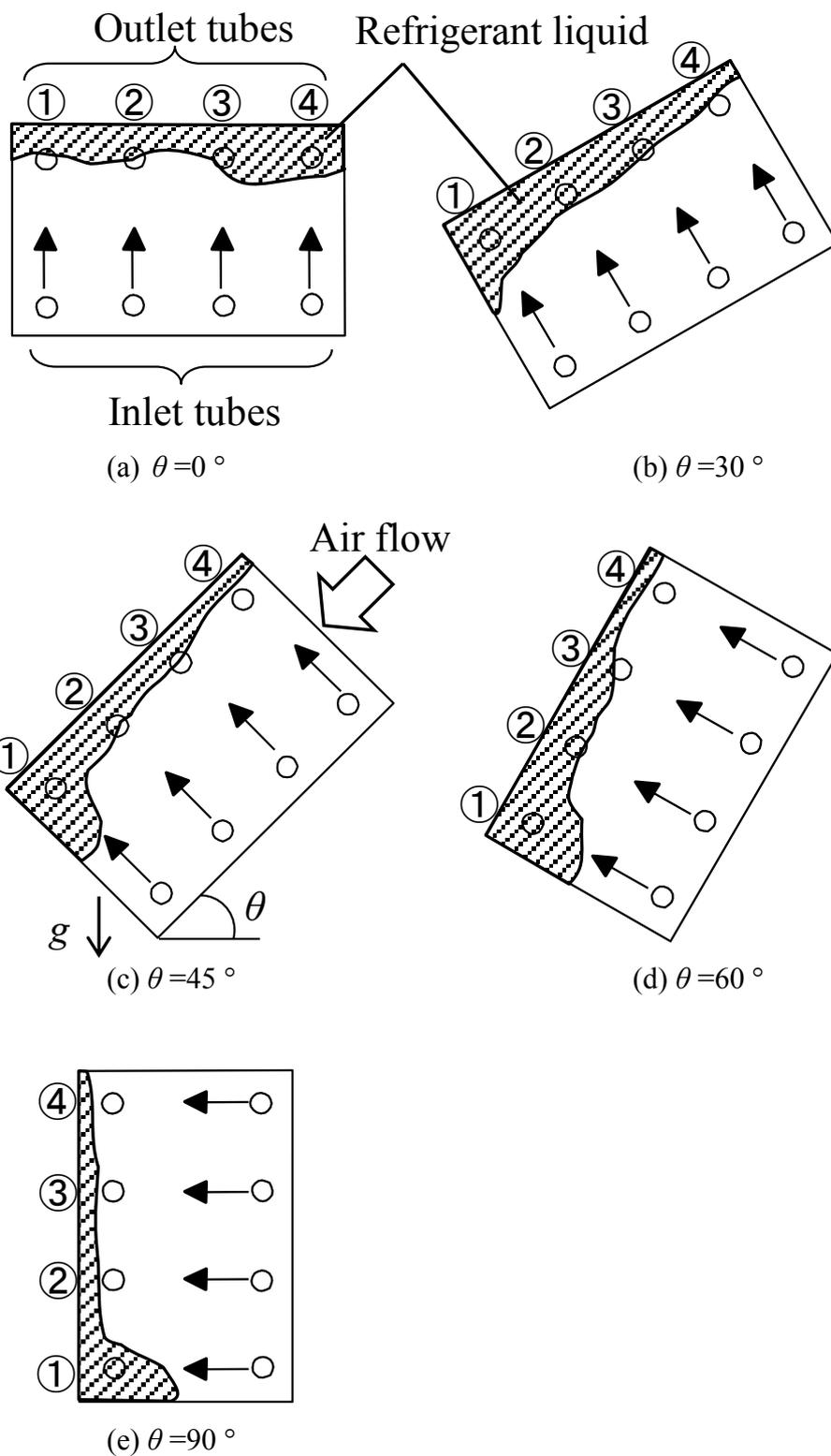


図 4.5 合流部内の冷媒液分布 ($x_{in}=0.46$)

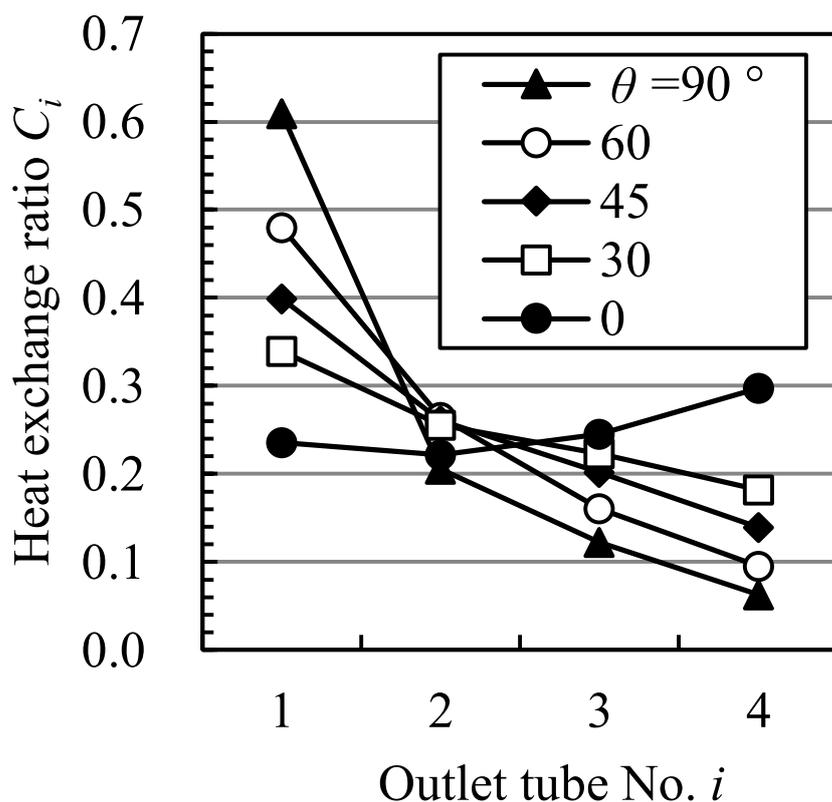


図 4.6 熱交換量比 C_i の θ 依存性 ($x_{in}=0.46$)

熱交換量比 C_i の θ 依存性を図 4.6 に示す．横軸は流出管の番号，縦軸は各流出管の C_i を示す． $\theta = 0^\circ$ で流出管 4 の熱交換量比が若干大きいのが、ほぼ均等に冷媒液が分配されていると考えられる． θ が増加するに従って、流出管 1 の熱交換量比が増加し、流出管 2, 3, 4 の順に熱交換量比が減少する．また、 $\theta = 90^\circ$ で流出管 1 の熱交換量比が突出して多くなる．この結果は図 4.5 に示した冷媒液分布の傾向と一致するため、各流出管の熱交換量比を用いて合流部における冷媒液分布を推定できると考えられる．

ここで設置角度 θ に対する熱交換量比の一般化を試みる．図 4.7 に合流部を傾斜設置した場合の冷媒液分布の予測モデルを示す．冷媒液には流入管から流出管へ向かう流体力と鉛直下向きの重力が作用する．ここで、流入管から流出管へ向かう方向について流体力と重力の分力との差分をとり、その差分と流出管の並び方向の重力の分力との合力の向きから気液界面の傾きを予測する．以下に気液界面の傾き a_h の予測式を示す．

$$a_h = k_h \frac{F_{hg} \sin \theta}{F_{hv} - F_{hg} \cos \theta} \quad (4.4)$$

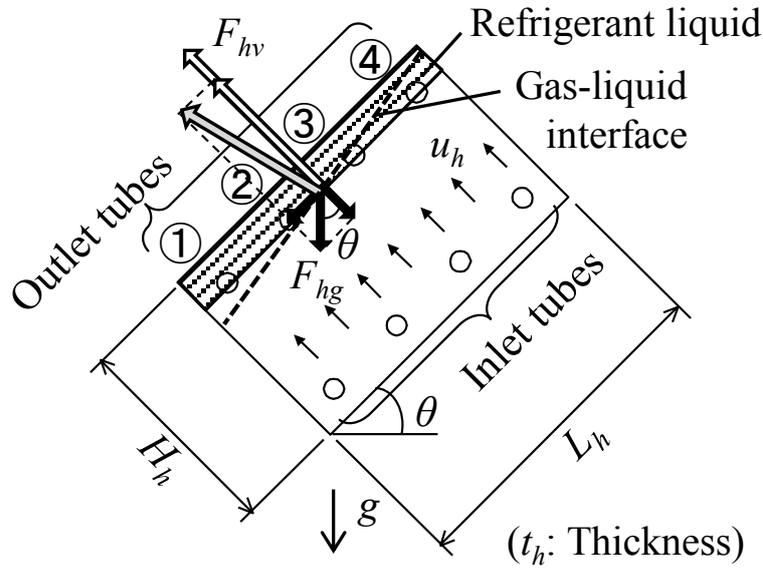


図 4.7 傾斜設置時の冷媒液分布予測モデル

$$F_{hv} = \rho_h A u_h^2 = \rho_h L_h t_h u_h^2 \quad (4.5)$$

$$F_{hg} = Mg = \rho_h L_h H_h t_h \left(\frac{u_L}{u_G + u_L} \right) g \quad (4.6)$$

$$\rho_h = \rho_G \left(\frac{u_G}{u_G + u_L} \right) + \rho_L \left(\frac{u_L}{u_G + u_L} \right) \quad (4.7)$$

$$u_h = \frac{W}{\rho_h L_h t_h} \quad (4.8)$$

$$u_G = \frac{W x_{in}}{\rho_G L_h t_h} \quad (4.9)$$

$$u_L = \frac{W(1 - x_{in})}{\rho_L L_h t_h} \quad (4.10)$$

ここで、 k_h は補正係数、 x_{in} は合流部入口の乾き度、 W は合流部に流入する冷媒流量、 L_h 、 H_h 、 t_h は合流部の幅、高さ、厚みである。式(4.4)～(4.10)を整理すると次式が得られる。

$$a_h = k_h \left(\left(1 + \frac{u_G}{u_L} \right) \frac{L_h}{H_h \sin \theta} Fr^2 - \frac{1}{\tan \theta} \right)^{-1} \quad (4.11)$$

$$Fr = \frac{u_h}{\sqrt{L_h g}} \quad (4.12)$$

式(4.11)の傾きで各流出管 1~4 の熱交換量比の合計が 1 となるように全体量 (切片) を決定する. 図 4.8 に $k_h=0.4$ としたときの解析と実験における熱交換量の比較を示す. $\theta=0 \sim 45^\circ$ までは良好な一致がみられるものの, $\theta=60^\circ, 90^\circ$ で流出管 1 の差異が大きくなる. $\theta=0 \sim 45^\circ$ までは流出管 1~4 にかけて熱交換量比がほぼ直線的に変化しているため直線の傾きで表現する本モデルを用いて分布を予測できるが, 設置角度の増加にともない流出管 1 の近傍に冷媒液が多く偏って分布するため偏りを加味したモデル化が必要である. これについては, 今後の研究に委ねたい. なお, 実機に熱交換器を搭載する場合, フィン表面に凝縮した水滴をフィンに沿って流し落とすため, 熱交換器を 45° よりも大きい角度で設置することはない. このため, 実機搭載する熱交換器の分配予測に対して本予測式を適用できる.

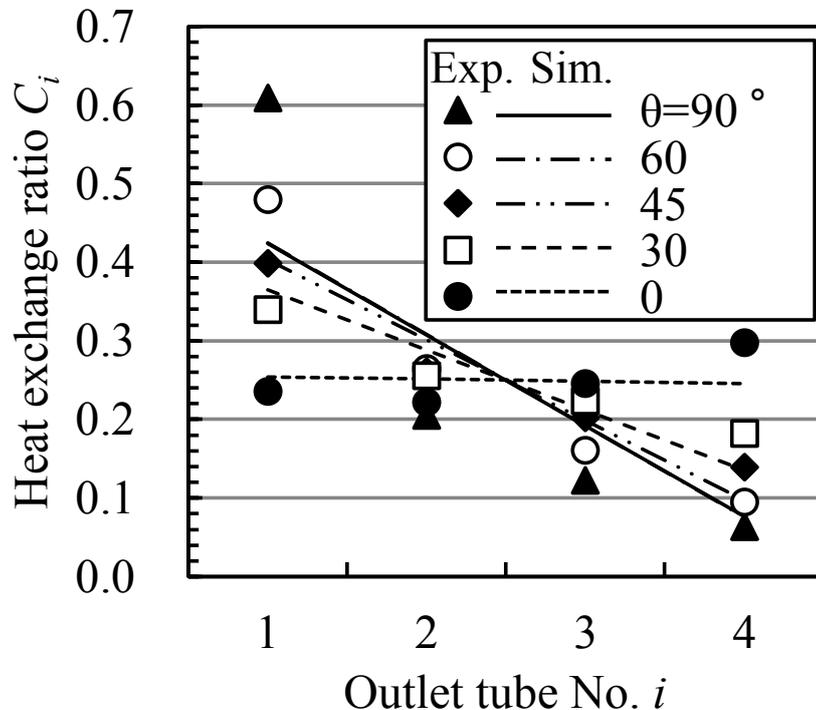


図 4.8 解析と実験における熱交換量比の比較

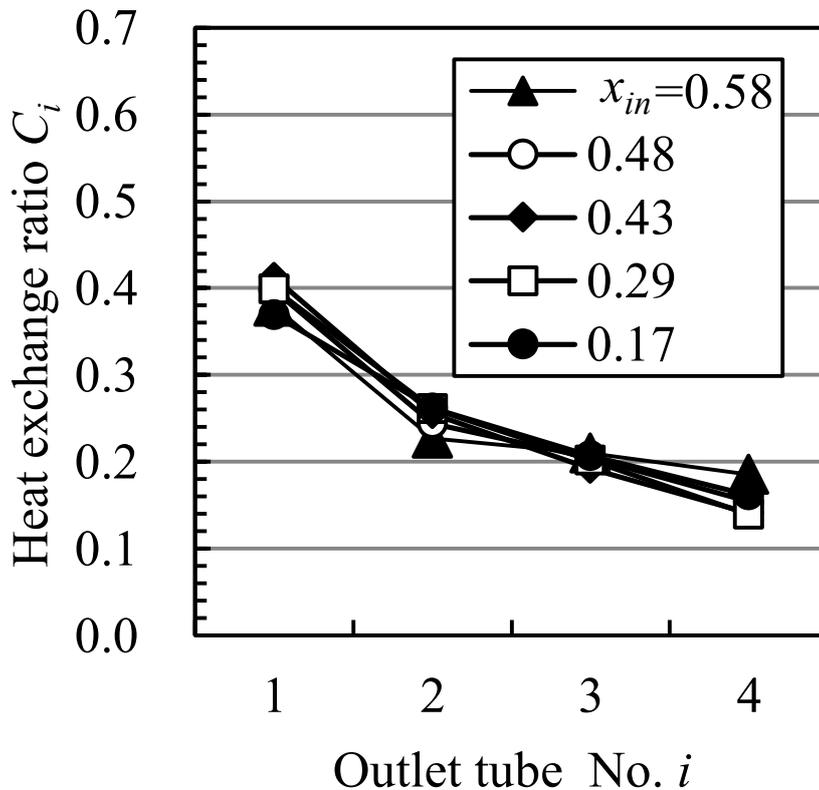


図 4.9 熱交換量比 C_i の x_{in} 依存性 ($\theta=45^\circ$)

次に、 $\theta=45^\circ$ における C_i の x_{in} 依存性を図 4.9 に示す。乾き度が増加しても各流出管の熱交換量比はほとんど変化せず、流出管 1 から 4 の順に熱交換量比が減少する不均一な分配特性となる。これより乾き度の変化のみで分配特性を改善することは困難といえる。図 4.5(c)に示すように $\theta=45^\circ$ でフィンを通る空気が右上から左下に流れる場合を想定すると、冷媒液は流出管 1 に多く流れ、流出管 4 で減少するため、蒸発時に風上側の流出管 4 でドライアウトを生じやすくなる。次節では均一分配を実現するための合流部構造を検討する。

4.4 合流部の均一分配化

均一分配を実現する手段のひとつに、スリットを用いて合流部内流れを増速し、気液二相冷媒を混合攪拌する方法が考えられる。ここでは、スリットを設置して均一分配を試みるとともに、スリット位置が分配特性に及ぼす影響を調べる。幅 1.7 mm のスリットを中央((a)センタスリット)、上部((b)トップスリット)、下部((c)ボトムス

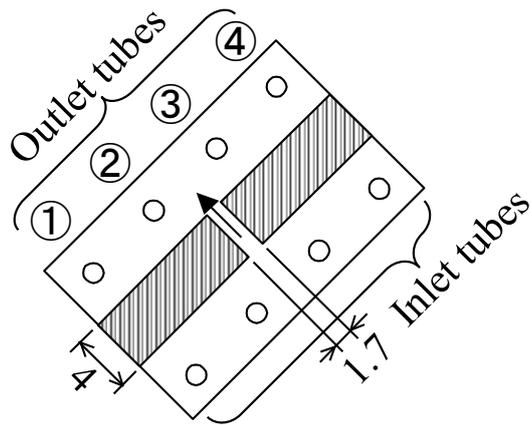
リット)に設けた3種類の形状を図4.10(a), 図4.11(a), 図4.12(a)に示す. センタスリットのスリット長さを4 mm, トップスリットとボトムスリットのスリット長さを2 mm とし, トップスリットとボトムスリットではスリットから離れた位置の流出管まで流速を維持できるようにスリットの堰を台形にするとともに, 流入管または流出管につながる空間の容積が各スリット形状で等しくなるように台形の底辺を6 mm とした. 以下, W は0.00167 kg/s, θ は45°とした.

センタスリットについて C_i の x_{in} 依存性を図4.10(b)に示す. $x_{in}=0.13$ で流出管1の熱交換量比がその他の流出管に比べて若干大きい, $x_{in} \geq 0.32$ で熱交換量比はスリット中央付近の流出管2と3で増加し, 下部と上部の流出管1と4で減少する. スリットを設けた場合には内部の流れの様子を観察できないが, 図4.5と図4.6で各流出管の熱交換量比と冷媒液の分布傾向が良好に一致したことから, 熱交換量比から流れ場を推察した(図4.10(c)). 図4.10(c)に示すように, センタスリットで生じた噴流により空間内を冷媒液が循環し, スリットの噴流に誘引されて流出管2と3の近傍に冷媒液が多く分布したと考えられる.

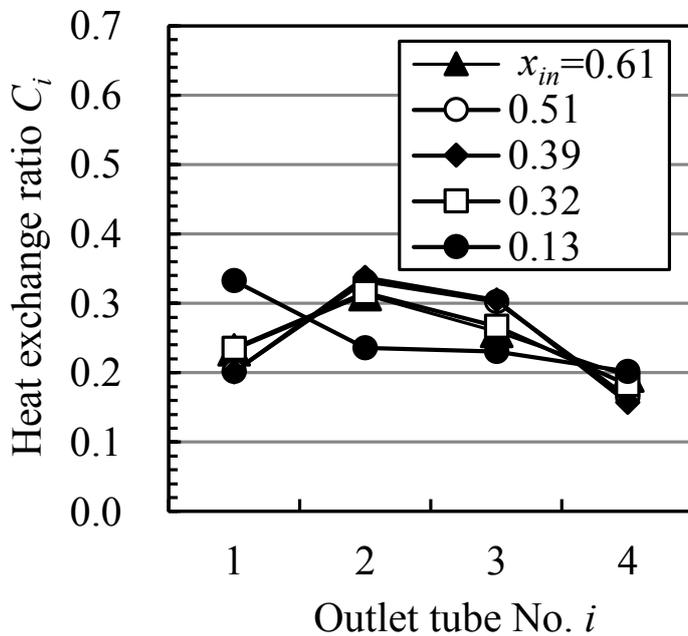
トップスリットについて C_i の x_{in} 依存性を図4.11(b)に示す. $x_{in}=0.17 \sim 0.48$ で流出管1から4の順に熱交換量比が減少する. $x_{in} \leq 0.48$ までの傾向はスリットなしの場合とほぼ等しい(図4.9). ただし $x_{in}=0.6$ では流出管2, 3の C_i が減少し, 流出管1の熱交換量比が突出する. 図4.11(c)に示すように, 高乾き度では冷媒蒸気が増加して流出管2~4で均一化されるとともに, スリットの堰を長く台形にしたことで流出管1周辺の容積が小さくなり冷媒液を保持しやすくなったと考えられる.

ボトムスリットについて C_i の x_{in} 依存性を図4.12(b)に示す. $x_{in}=0.17$ では各流出管の熱交換量比がほぼ等しいが, 乾き度の増加にともない上側の流出管4の熱交換量比が増加する. 図4.12(c)で示すように, 乾き度が増加するにつれて冷媒蒸気の流速が増加し, 液の流下が抑制されて冷媒液が流出管4周辺で保持されやすくなると考えられる.

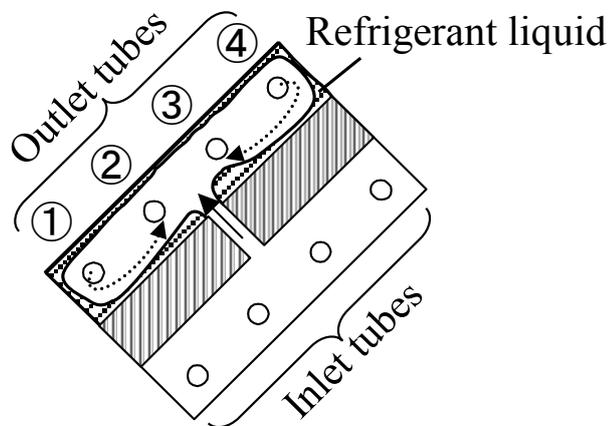
以上より, 冷媒液の均一分配には3種類のスリットの中ではセンタスリットが適切といえる. しかしながら蒸発伝熱性能を向上するためには風上側の流出管4へ冷媒液を搬送することが重要であり, この場合にはボトムスリットが効果的である. 次節では, 合流部で積極的に冷媒を制御することを目的にスリット構造を検討する.



(a)スリット形状

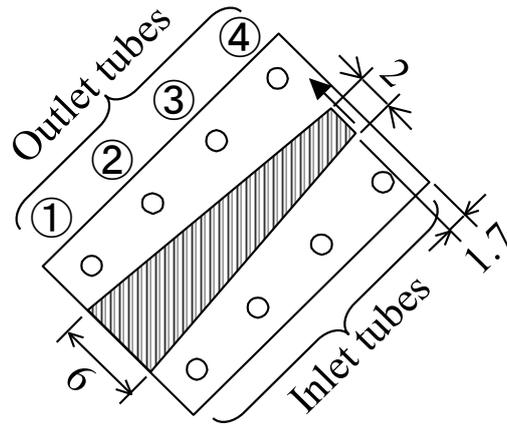


(b)熱交換量比 C_i の x_{in} 依存性

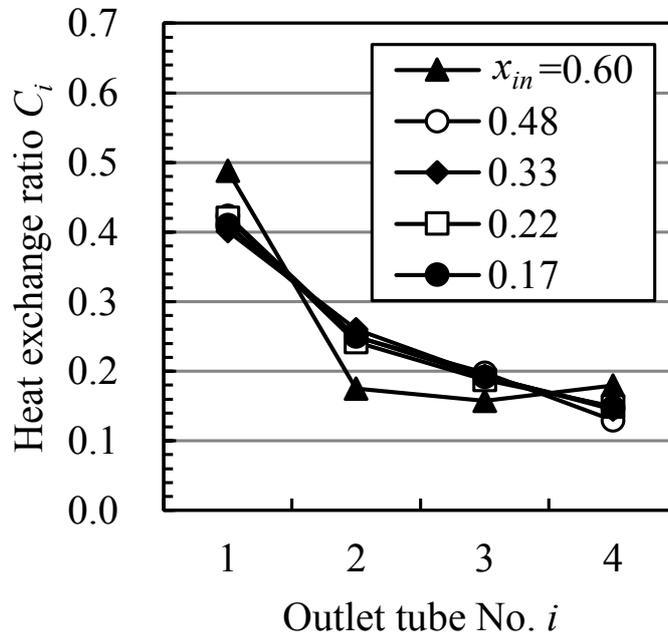


(c)冷媒液分布の推定図

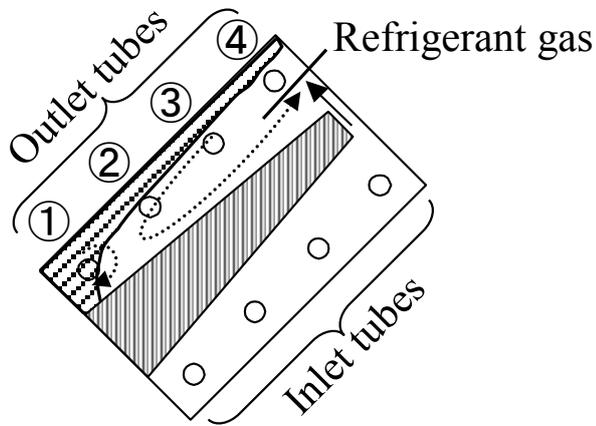
図 4.10 センタスリット($\theta=45^\circ$)



(a)スリット形状

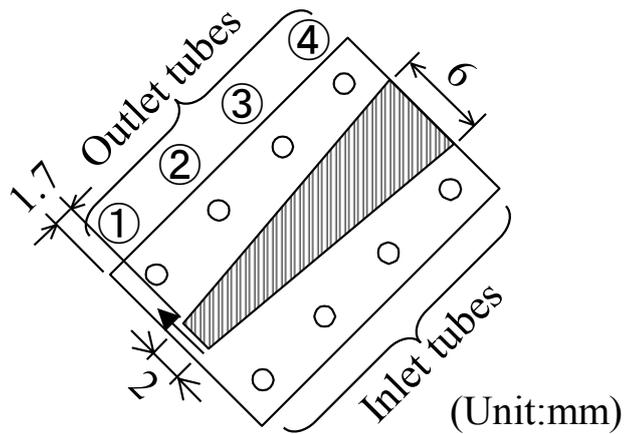


(b)熱交換量比 C_i の x_{in} 依存性

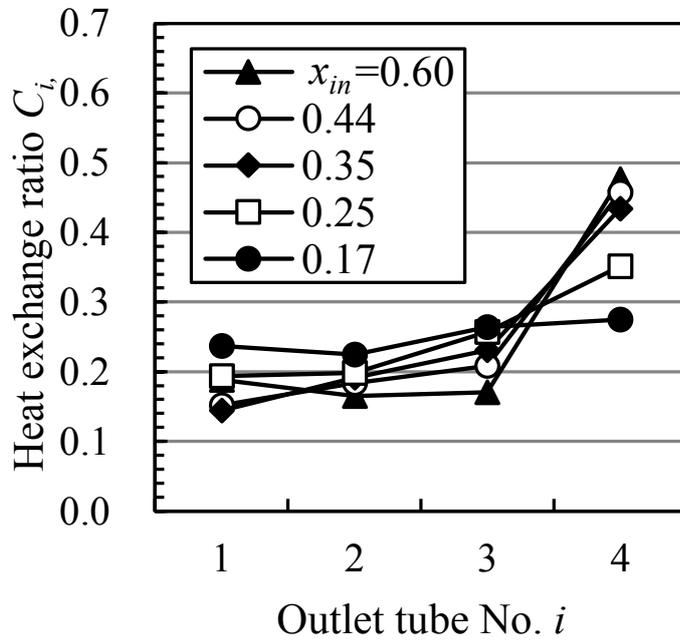


(c)冷媒液分布の推定図

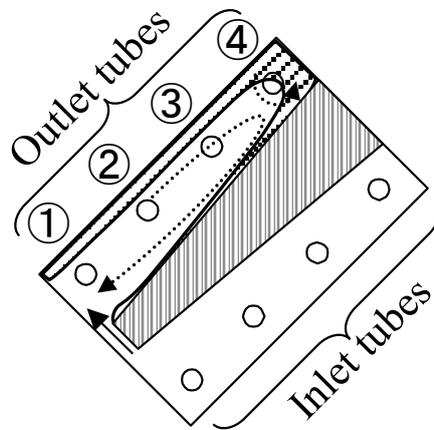
図 4.11 トップスリット($\theta=45^\circ$)



(a)スリット形状



(b)熱交換量比 C_i の x_{in} 依存性



(c)冷媒液分布の推定図

図 4.12 ボトムスリット($\theta=45^\circ$)

4.5 合流部の冷媒制御

前節で検討したヘッダの流出管 1 と 4 の熱交換量比を整理し，積極的に冷媒を制御可能なヘッダ構造を検討する．図 4.10～図 4.12 に示した各スリットの流出管 1 と 4 の熱交換量比 ($x_{in} \doteq 0.6$) を図 4.13 に示す．トップスリットではスリットなしに比べて流出管 1 の熱交換量比が増加する．つまり流出管 1 に冷媒液が多く，流出管 4 に冷媒蒸気が多く供給される．また，ボトムスリットでは流出管 4 に流れる冷媒液の流量割合が増加する．これより図 4.14 に示すように，蒸発時にはボトムスリットを用いて風上側の流出管へ冷媒液を供給し，凝縮時（冷媒の流れ方向は反転）にはトップスリットを用いて冷媒蒸気を風上側の流出管に供給する構成が，蒸発と凝縮の各伝熱性能を満足するスリット形状となる．ただし，このままでは凝縮と蒸発でスリット形状が異なるため，両条件で伝熱性能を向上できるヘッダ構造は実現できない．仮に図 4.15 で示すようにボトムスリットを用いた場合，風上側流出管への冷媒液供給により蒸発伝熱性能を向上できるが，凝縮時にも風上側流出管に冷媒液を供給するため（つまり冷媒蒸気を供給できないため）凝縮性能は低下する．そこで，ボトムスリットとトップスリットを共存できるスリット形状を検討した．

ボトムスリットを改良した形状（ボトムスリット S）を図 4.16(a)に示す．ボトムスリットと同様にスリットを風下側に設けるが，スリットの堰で合流部の空間を 2 つの

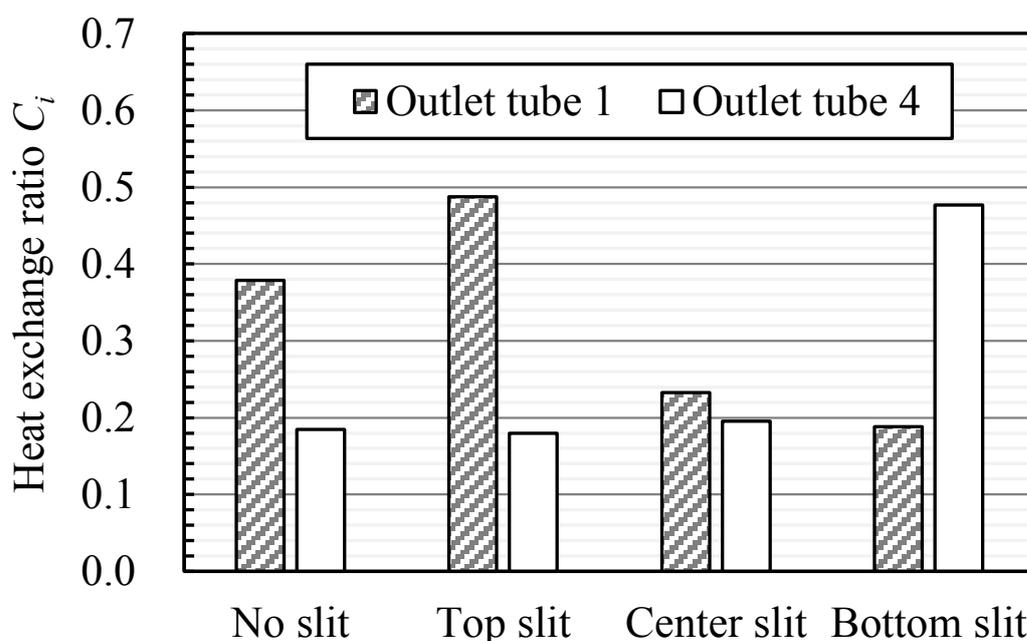
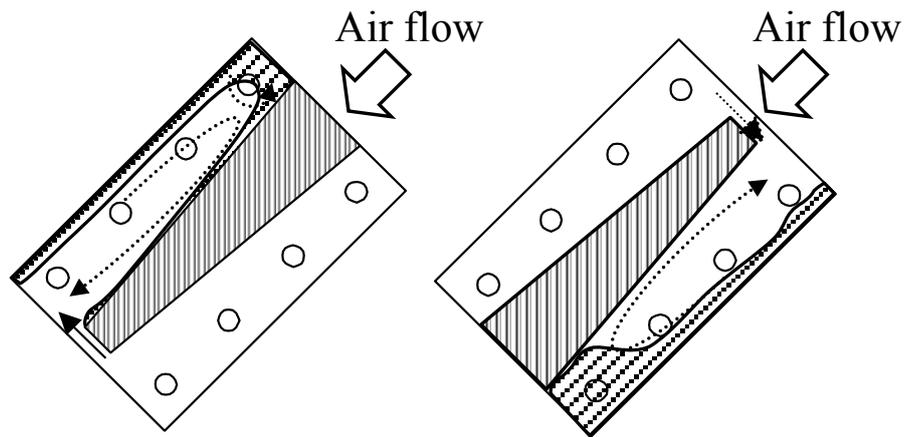
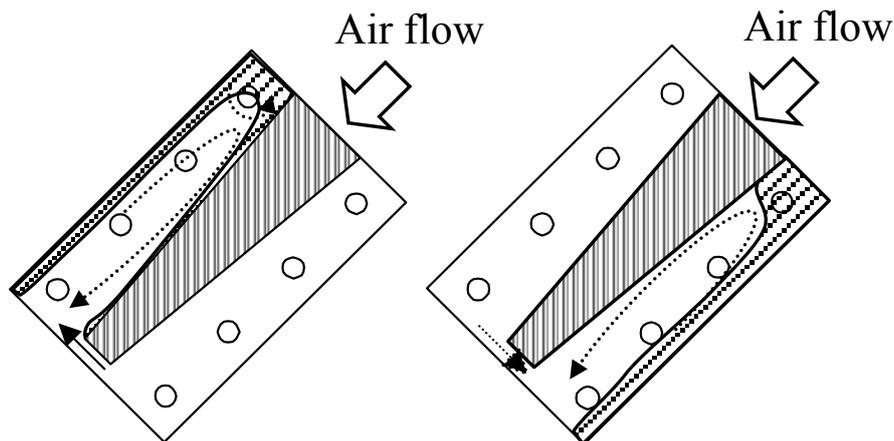


図 4.13 各スリットの熱交換量比比較 ($x_{in} \doteq 0.6$)



(a)ボトムスリット (蒸発時) (b)トップスリット (凝縮時)

図 4.14 蒸発, 凝縮で適切なスリット形状

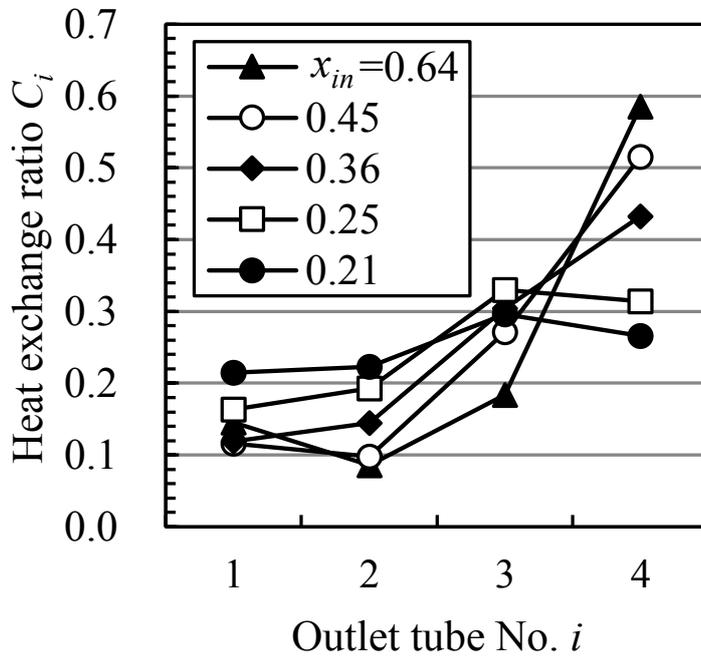
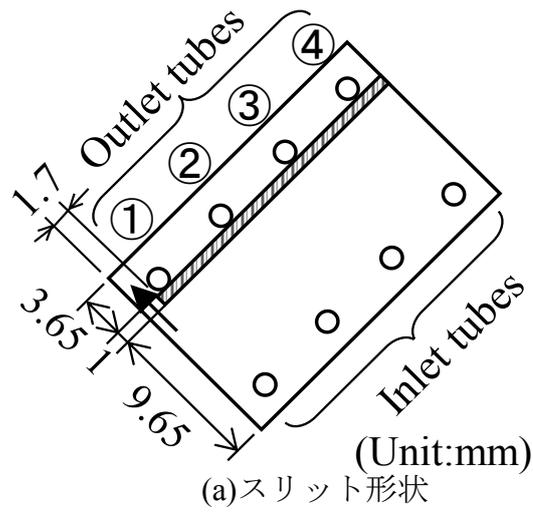


(a)ボトムスリット (蒸発時) (b)ボトムスリット (凝縮時)

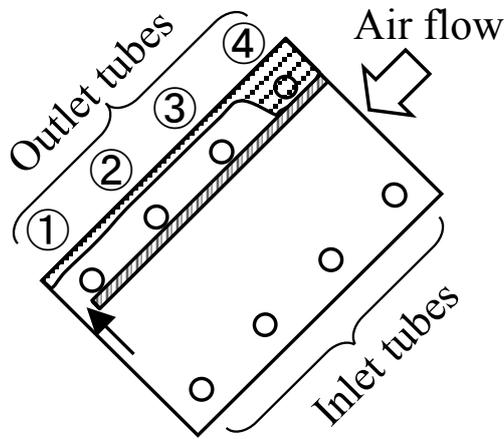
図 4.15 蒸発で適切, 凝縮で不適切なスリット形状

異なる大きさの空間に仕切り, 容積の小さい側を空間 S, 容積の大きい側を空間 L とする. 空間 S と空間 L の容積差を大きくするため, スリット長さを 1 mm とした. 同様に $W=0.00167$ kg/s, $\theta=45^\circ$ で分配特性を調べた.

ボトムスリット S について, C_i の x_m 依存性を図 4.16(b) に示す. 乾き度の増加に従って流出管 4 の熱交換量比が増加し, $x_m \geq 0.45$ で流出管 4 の熱交換量比はボトムスリット (図 4.12(b)) よりも大きくなる. 図 4.16(c) の図に示すように, 流出側の空間容積を小さくすることで上方に向かう流速が増加し, 冷媒液を保持しやすくなると考えられる. 各流出管手前の空間 S における流動条件 (j_G, j_L) を, Hibiki and Mishima[6] が提唱した水-空気系の矩形流路 (厚み 1 mm, 幅 20 mm) の流動様式線図とともに図 4.17



(b) 熱交換量比 C_i の x_{in} 依存性



(c) 冷媒液分布の推定図

図 4.16 ボトムスリット S ($\theta=45^\circ$)

に示す．ここで j_G, j_L は、各流出管の分岐前の冷媒蒸気および冷媒液の流量を空間 S の断面積で割って求めており、冷媒が各流出管へ分岐するため空間 S 入口の流出管 1 から流出管 4 に進むにつれて低下する．空間 S 入口（流出管 1 の分岐前）の流動条件は、 x_{in} の増加にともないスラグ流からチャーン流、環状流へと分布することが分かる．また、上流（流出管 1）から下流（流出管 4）へ進むにつれて環状流、チャーン流、スラグ流と遷移する傾向がある．このような流動様式の遷移傾向は、渡辺ら[7]の多連分岐を有する垂直主管の実験結果と類似する．そこで渡辺ら[8,9]が提案した不均等枝管加熱の多連分岐の予測式を本体系に適用して求めた冷媒液割合の計算結果と、熱交換量比 C_i の測定結果（図 4.16(b)）の比較を図 4.18 に示す．渡辺らは垂直上昇主管に 5 本の枝管を備えた系（すべての管内径は 6 mm）を対象としており、本実験体系と異なるが両者は概ねよく一致している．以上より、傾斜設置したヘッダ合流部にスリットを設けた体系では、空間 S を主管とした多連分岐とみなすことにより既存の分岐管に関する知見を利用できる可能性がある．なお、図 4.10 のセンタスリットのようにスリットから空間端部までの距離が空間幅に対して 2 倍程度の場合、冷媒液が空間内で循環し均一分配化される傾向になる．このため、既存の分岐管に関する知見を利用する

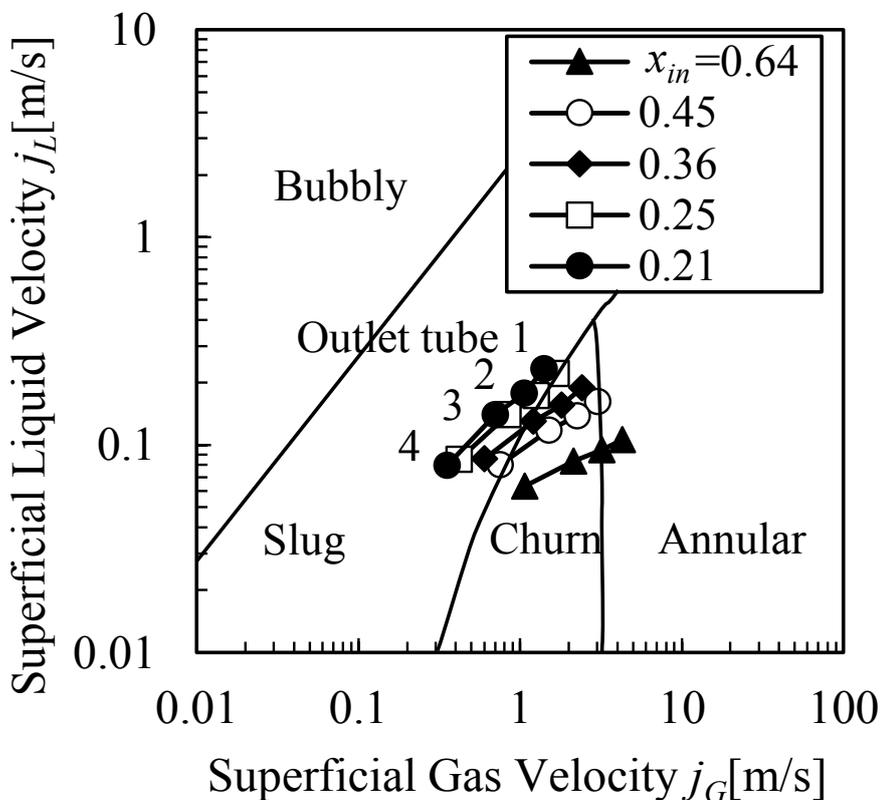


図 4.17 流出管の流動様式

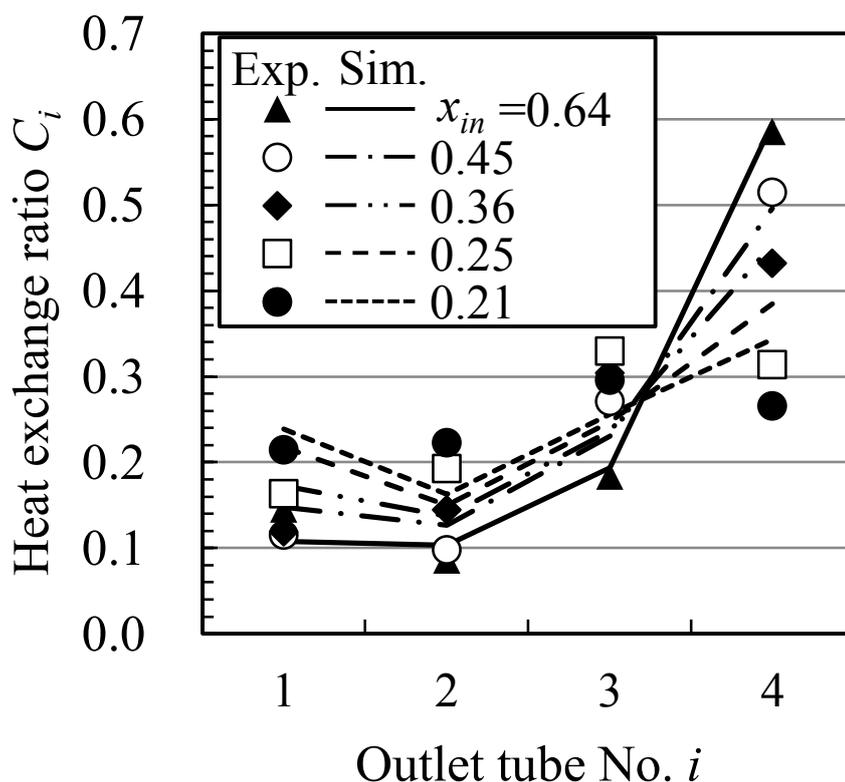


図 4.18 解析と実験における熱交換量比の比較

には、図 4.16 のボトムスリット S のように、スリットから空間端部までの距離と空間幅の比をおよそ 5 倍以上とる必要がある。

また、図 4.19 にボトムスリット S の圧力損失 ΔP_{exp} を示す。図中には、L-M 法(Lockhart and Martinelli)[10]で求めた流入管および流出管の圧力損失 $\Delta P_{t,sim}$ と均質流でスリットを通過する際の圧力損失 $\Delta P_{s,sim}$ 、さらに $\Delta P_{t,sim}$ と $\Delta P_{s,sim}$ を合計した圧力損失 ΔP_{sim} を併記しており、 ΔP_{sim} は ΔP_{exp} とほぼ一致している。スリット部の圧力損失 $\Delta P_{s,sim}$ は $x_{in}=0.5$ で約 4 kPa であり、熱交換器全体に比べて小さい。

ボトムスリット S の空間 L 側にスペースがあり圧力損失にも裕度があることから、図 4.20 に示すようにスリットを 2 箇所にした改善策が考えられる(S パススリット)。S パススリットは、風下側のスリット B と風上側のスリット T の設置により合流部を 3 空間に分けて S 字の流路を構成し、スリット B でボトムスリットの効果、スリット T でトップスリットの効果を狙う。以上の検討結果から、S パススリットは、蒸発時に冷媒液を風上側の流出管へ供給し、凝縮時に冷媒液を風下側の流出管へ供給できるため(つまり冷媒蒸気を風上側の流出管へ供給できるため)、蒸発と凝縮の両伝熱性能の向上が期待できる。

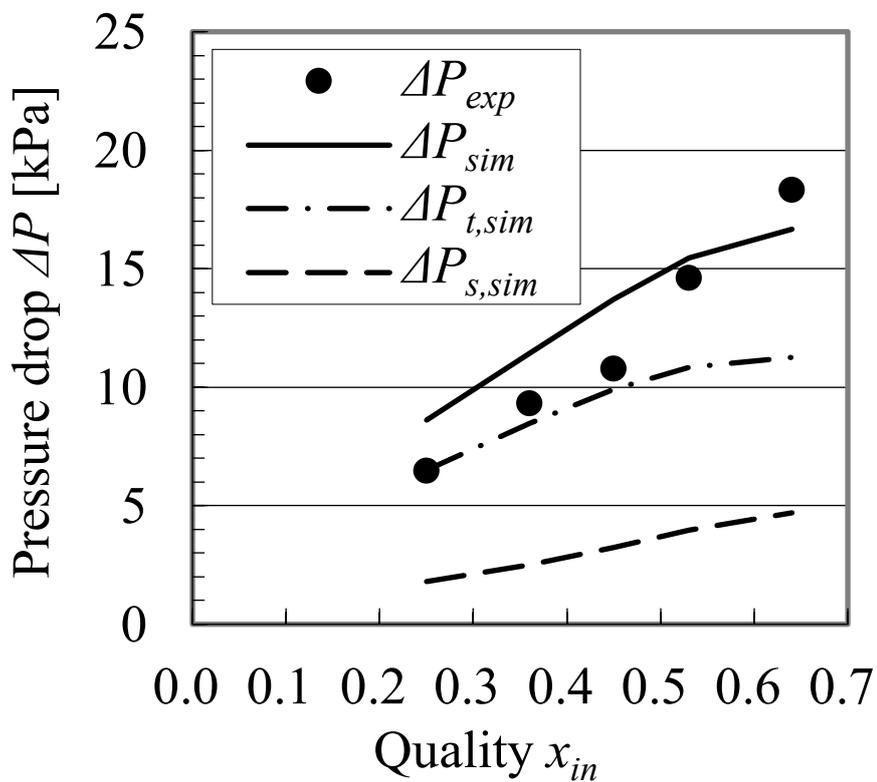


図 4.19 ボトムスリット S の圧力損失 ($\theta=45^\circ$)

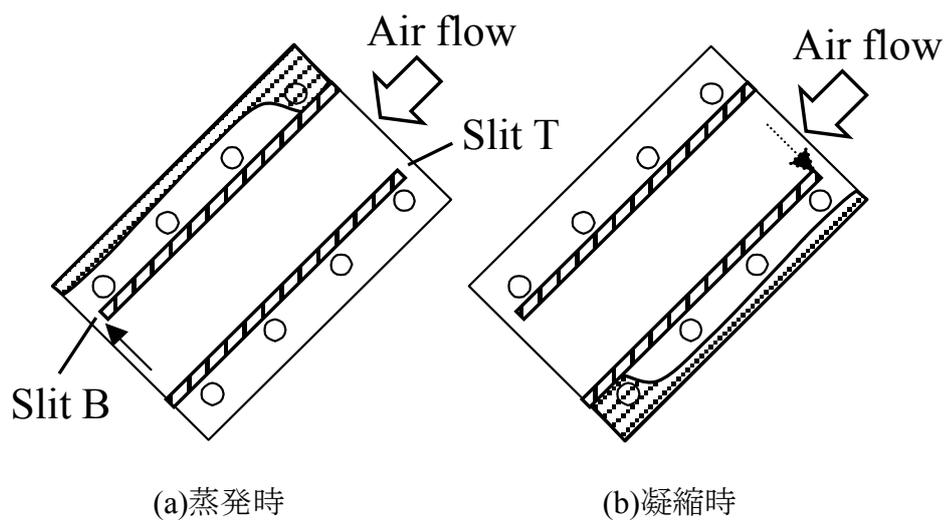


図 4.20 S パススリットにおける蒸発時、凝縮時の冷媒液分布の推定図

4.6 熱交換器単体試験

S パススリットを搭載した熱交換器を製作し、直立および傾斜設置させて伝熱性能を測定した。図 4.21 に実験装置の概略を示す。供試熱交換器を風洞内に取り付け、風洞全体を恒温恒湿室に設置する。口径 300×300 mm の吸込み型の開放風洞で、空気流入部から流れ方向にそって、ハニカム整流格子、空気温度測定用の格子状に設けた熱電対列 (T_{ai})、供試熱交換器、出口空気を混合するためのハニカム、湿度計 (T_d)、熱電対列 (T_{ao})、送風機が配置される。図 4.22 に供試熱交換器の形状を示す。アルミ扁平管を採用し、熱交換器の両端にヘッダを設ける。熱交換器を鉛直設置した場合に風洞口径と等しくなるように、熱交換器のフィン部寸法を 300×300 mm とし、熱交換器を傾けて設置する場合には風洞と熱交換器の間にスペーサを設けて隙間を塞ぐように

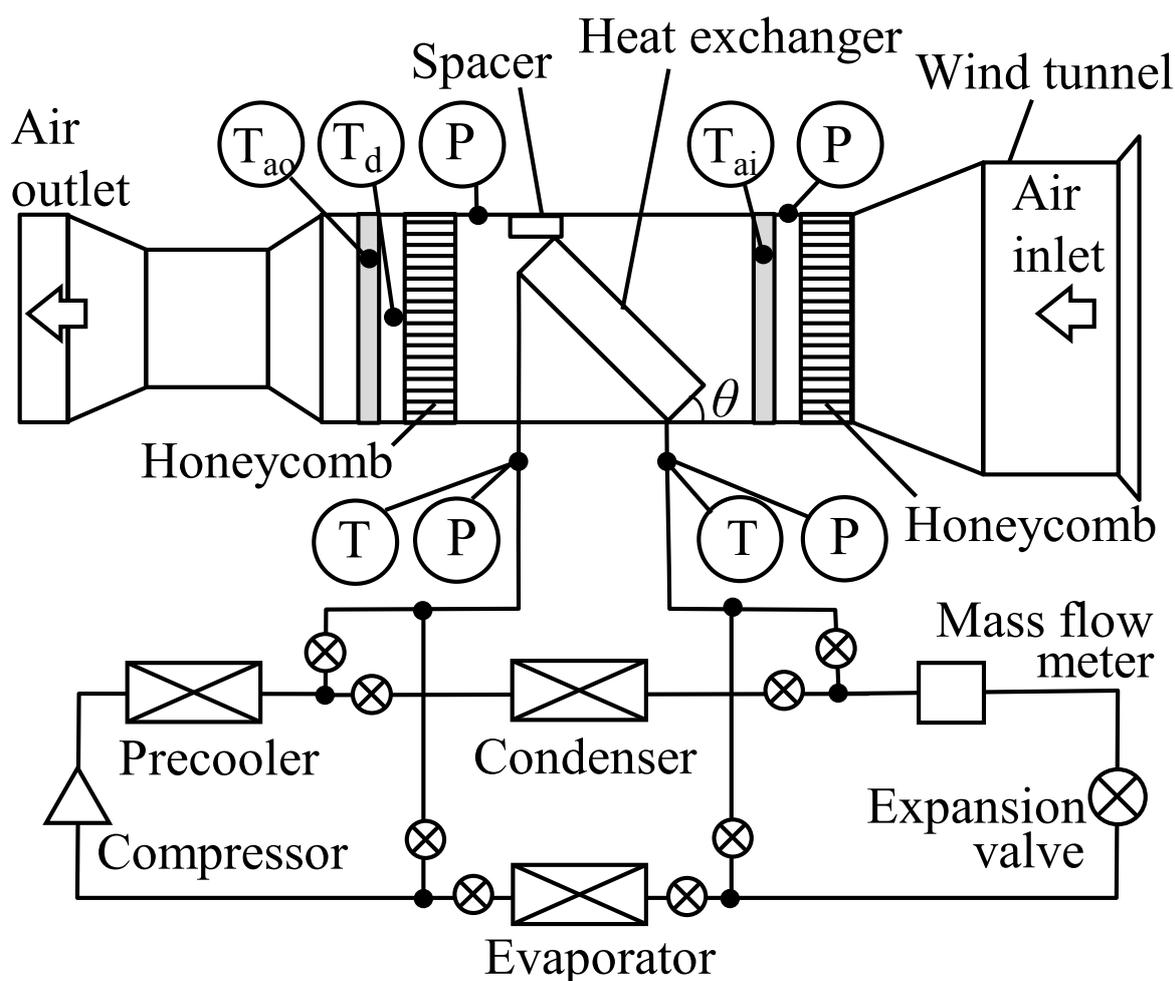


図 4.21 実験装置

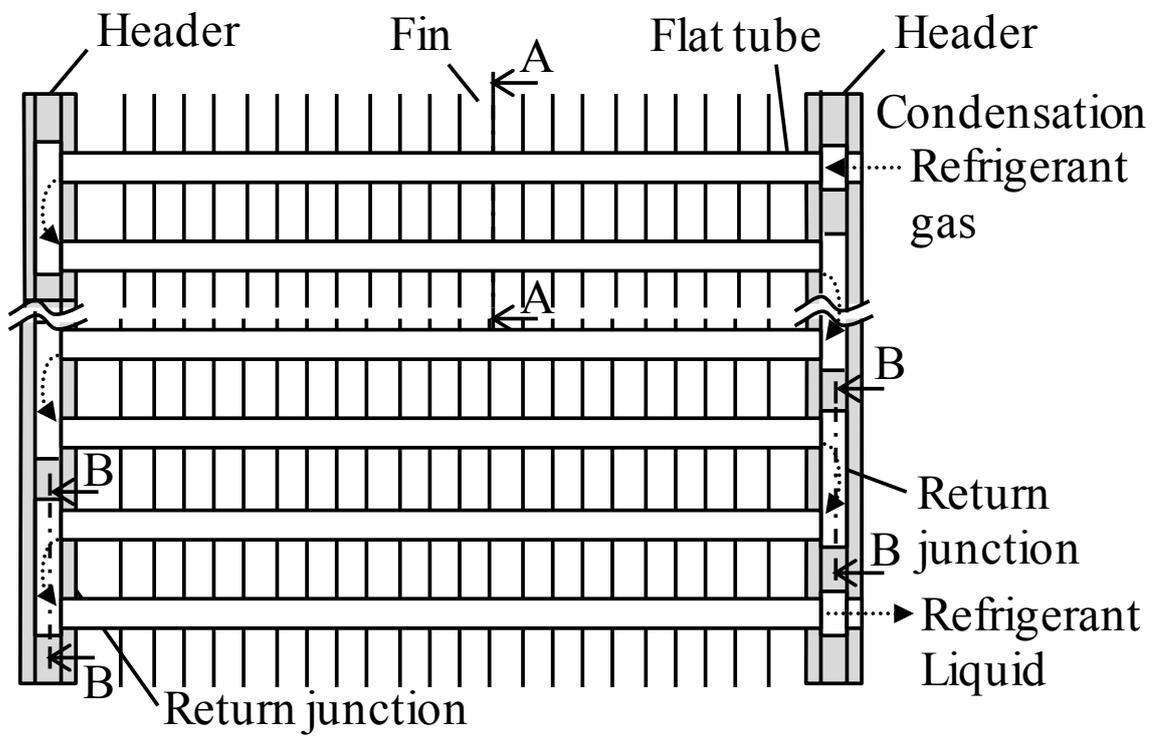


図 4.22 熱交換器

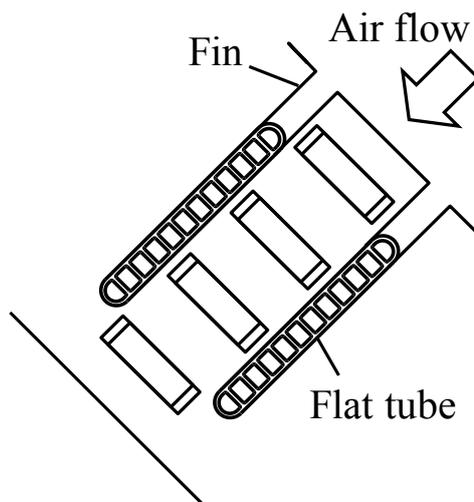


図 4.23 フィン形状

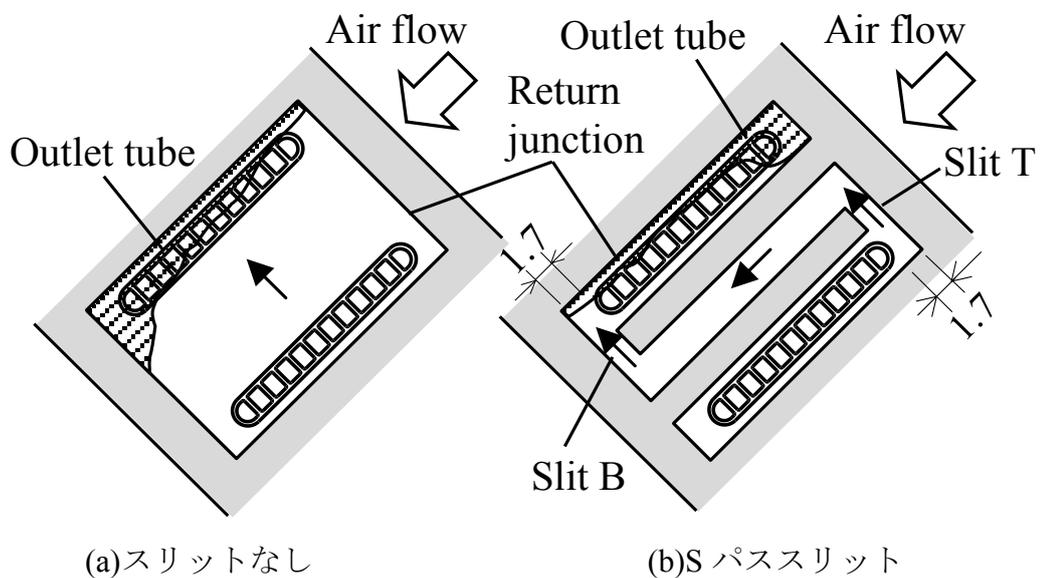


図 4.24 スリット形状 (蒸発)

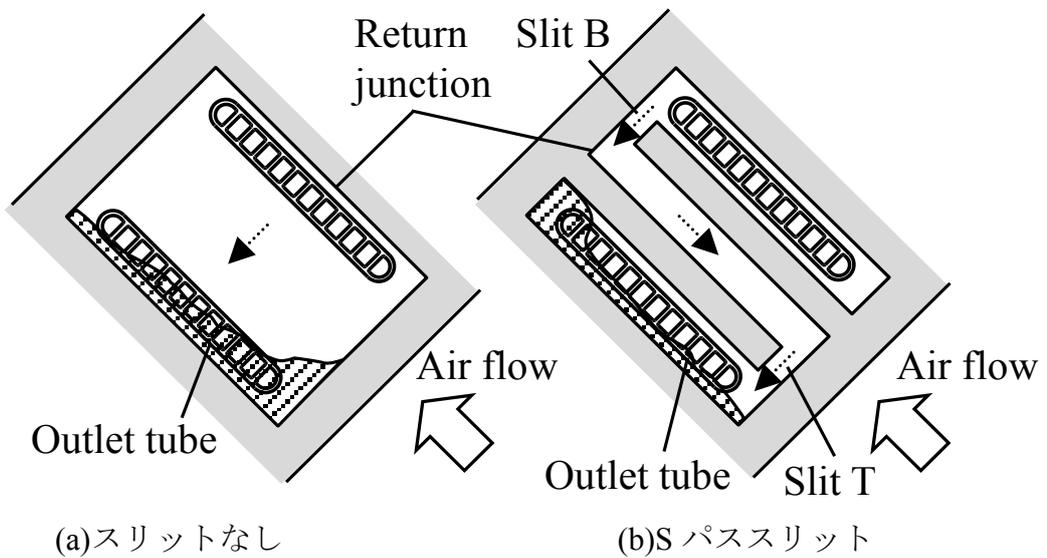


図 4.25 スリット形状 (凝縮)

した。図 4.23 (図 4.22 の A-A 断面) に示すようにアルミのフィンに切り欠きを設けて扁平管を挿入し、フィンと扁平管をろう付けする。各ヘッダは 3 層のアルミ板を積層することで構成した。1 層目のアルミ板に扁平管をろう付けし、2 層目のアルミ板への扁平管突き出し量をなくした。2 層目のアルミ板には、両ヘッダともに図 4.24 (図 4.22 の B-B 断面) に示す合流部を形成し、スリットなしと S パススリットの 2 種類を

準備した。蒸発時には図 4.24 に示すように熱交換器を 45°傾けて空気を右側から左側へ、冷媒を下側から上側へ流す。このとき上側の扁平管が流出管となり、S パススリットではスリット B により風上側の細径流路に冷媒液が搬送される。一方、凝縮時には図 4.25 に示すように熱交換器を-45°傾けて空気を右側から左側へ、冷媒を上側から下側へ流す。このとき下側の扁平管が流出管となり、S パススリットではスリット T により風下側の細径流路に冷媒液を搬送し、風上側の細径流路に冷媒蒸気が供給される。蒸発時の熱交換器の熱通過率 U を次式により求める。

$$U = \frac{Q_e}{A_o \cdot \Delta h_{em}} \quad (4.4)$$

$$Q_e = \rho \cdot V \cdot (h_{ao} - h_{ai}) \quad (4.5)$$

$$\Delta h_{em} = \frac{(h_{ai} - h_r) - (h_{ao} - h_r)}{\ln((h_{ai} - h_r)/(h_{ao} - h_r))} \quad (4.6)$$

また、凝縮時の熱交換器の熱通過率 K を次式により求める。

$$K = \frac{Q_c}{A_o \cdot \Delta T_{cm}} \quad (4.7)$$

$$Q_c = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot (T_{ao} - T_{ai}) \quad (4.8)$$

$$\Delta T_{cm} = \frac{(T_{ai} - T_r) - (T_{ao} - T_r)}{\ln((T_{ai} - T_r)/(T_{ao} - T_r))} \quad (4.9)$$

A_o は管外伝熱面積、 ρ は空気密度、 V は空気流量、 Δh_{em} は対数平均エンタルピ差、 h_{ai} は空気入口エンタルピ、 h_{ao} は空気出口エンタルピ、 h_r は熱交換器平均圧力の冷媒飽和温度に相当する飽和空気エンタルピ、 ΔT_{cm} は対数平均温度差、 T_{ai} は空気入口温度、 T_{ao} は空気出口温度、 T_r は熱交換器平均圧力の冷媒飽和温度、 C_p は空気の定圧比熱である。蒸発時は空気入口乾球温度 27 °C、湿球温度 19°C、熱交換器の前面速度 $v=1.0$ m/s、冷媒流量 $W=0.00139$ kg/s、冷媒温度 $T_r=10$ °C、出口過熱度 5 °C として、熱交換器の設置角度 $\theta=0$ °と 45 °で蒸発伝熱性能を測定した。また凝縮時は空気入口温度 $T_{ai}=20$ °C、熱交換器の前面速度 $v=1.0$ m/s、冷媒流量 $W=0.00139$ kg/s、冷媒温度 $T_r=40$ °C、出口サブクール 5 °C として、熱交換器の設置角度 $\theta=0$ °と -45 °で凝縮伝熱性能を測定した。

ここでは、蒸発、凝縮のそれぞれで伝熱性能が低下する条件において S パススリットの改善効果を確認するため、蒸発時では θ がプラス側 ($\theta=45^\circ$) で、凝縮時では θ がマイナス側 ($\theta=-45^\circ$) となるように設置角度を設定した。

熱通過率 U を図 4.26 に示す。 $\theta=0^\circ$ におけるスリットなしの U を 100 % とすると、スリットなしで $\theta=45^\circ$ の場合に U は約 30 % 低下する。 S パススリットの U は $\theta=0^\circ$ 、 45° とともにスリットなしに比べて約 5 % 増加し、S パススリットを用いて風上側に冷媒液を多く流すことで蒸発伝熱性能を向上できることを検証できた。

また熱通過率 K を図 4.27 に示す。 $\theta=0^\circ$ におけるスリットなしの K を 100 % とすると、スリットなしで $\theta=45^\circ$ の場合に K は約 8 % 低下する。 S パススリットの K は $\theta=0^\circ$ 、 45° とともにスリットなしに比べて約 10 % 増加し、S パススリットの $\theta=45^\circ$ ではスリットなしの $\theta=0^\circ$ よりも K は高くなる。 これより、S パススリットを用いて風下側に冷媒液を多く流す（つまり風上側に冷媒蒸気を多く流す）ことで凝縮伝熱性能を向上できることを検証できた。

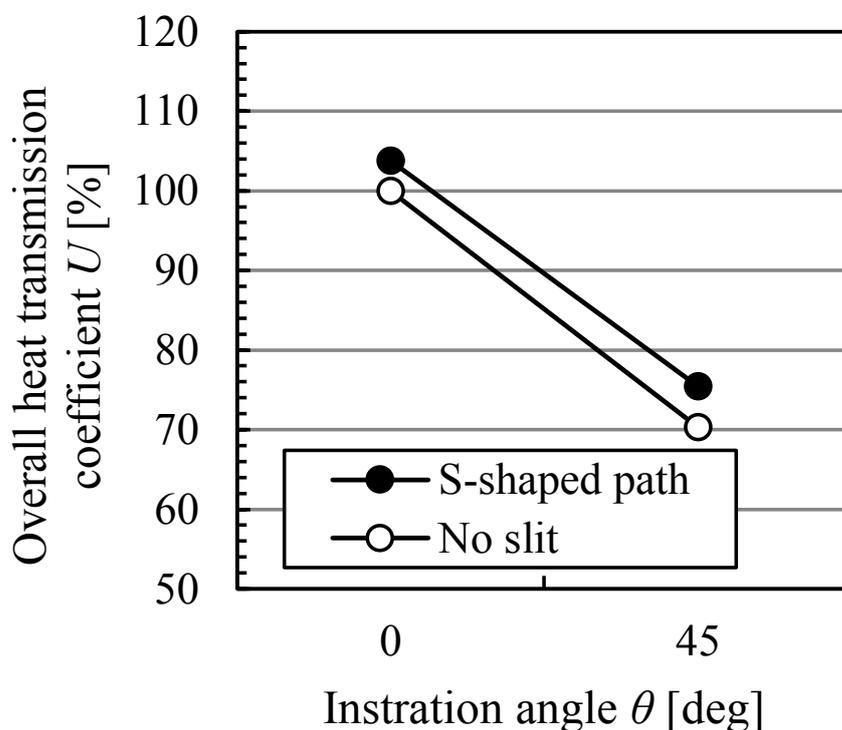


図 4.26 熱通過率 (蒸発)

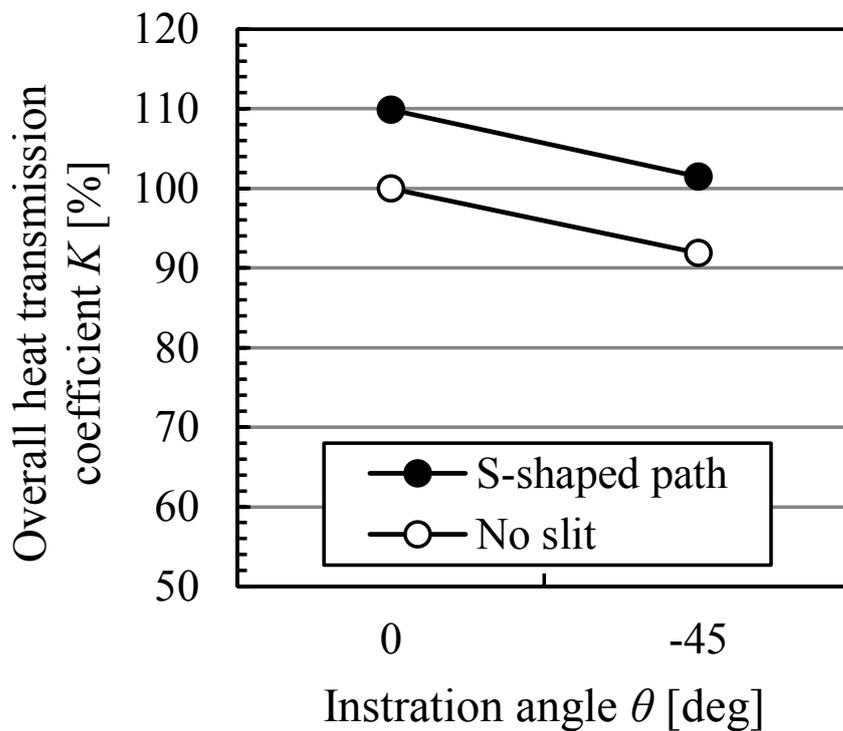


図 4.27 熱通過率（凝縮）

また、次式より蒸発および凝縮時の管内熱伝達率 α_{ei} , α_{ci} を求める。

$$\frac{1}{A_o U} = \frac{C_p}{\alpha_{ei} A_i} + \frac{1}{\alpha_{eo} A_o} \quad (4.10)$$

$$\frac{1}{A_o K} = \frac{1}{\alpha_{ci} A_i} + \frac{1}{\alpha_{co} A_o} \quad (4.11)$$

$$C_p = C_{pa} + C_{pv} \cdot X \quad (4.12)$$

ここで蒸発および凝縮時の管外熱伝達率 α_{eo} , α_{co} は管内に冷温水を流して求めた $0.047 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 85 W/m^2 をそれぞれに与えた。また、管外と管内の伝熱面積比 $A_o/A_i=7.1$, 乾き度および水蒸気の定圧比熱はそれぞれ $C_{pa}=1.005 \text{ kJ/kgK}$, $C_{pv}=1.846 \text{ kJ/kgK}$, 絶対湿度 $X=0.0105 \text{ kg/kg}$ である。図 4.28 に蒸発時における管内熱抵抗($C_p/\alpha_{ei}A_i$)と管外熱抵抗($1/\alpha_{eo}A_o$)の割合を示す。スリットなしで $\theta=0^\circ$ の管内熱抵抗の割合は約 15% であり, Sパススリットにより管内熱抵抗が約 4% 低下する。また $\theta=45^\circ$ ではスリットの有無に関わらず, 管内熱抵抗が大幅に増加した。図 4.29 にそのときの管内蒸発熱伝達率 α_{ei}

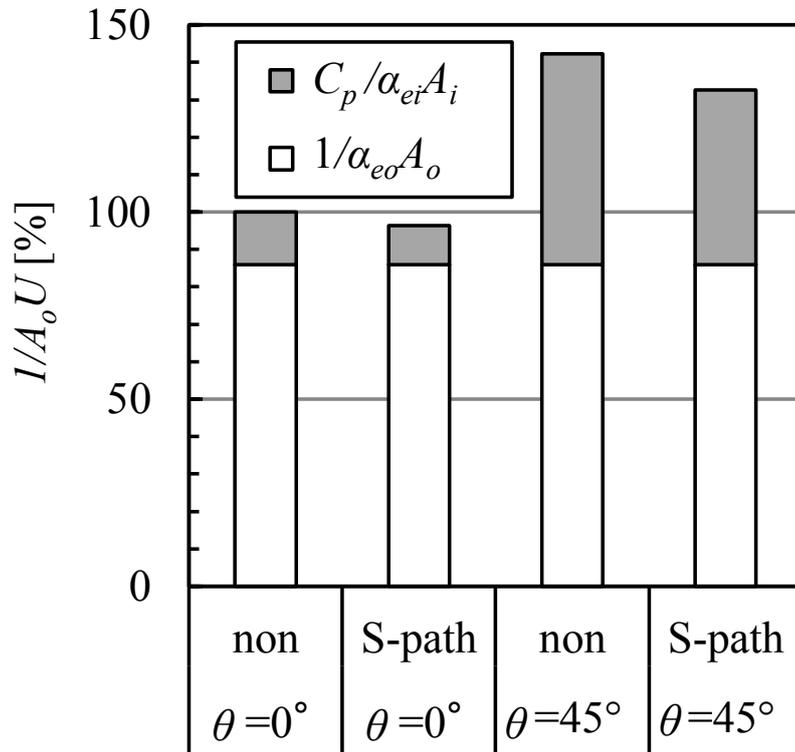


図 4.28 管外と管内の熱抵抗割合 (蒸発)

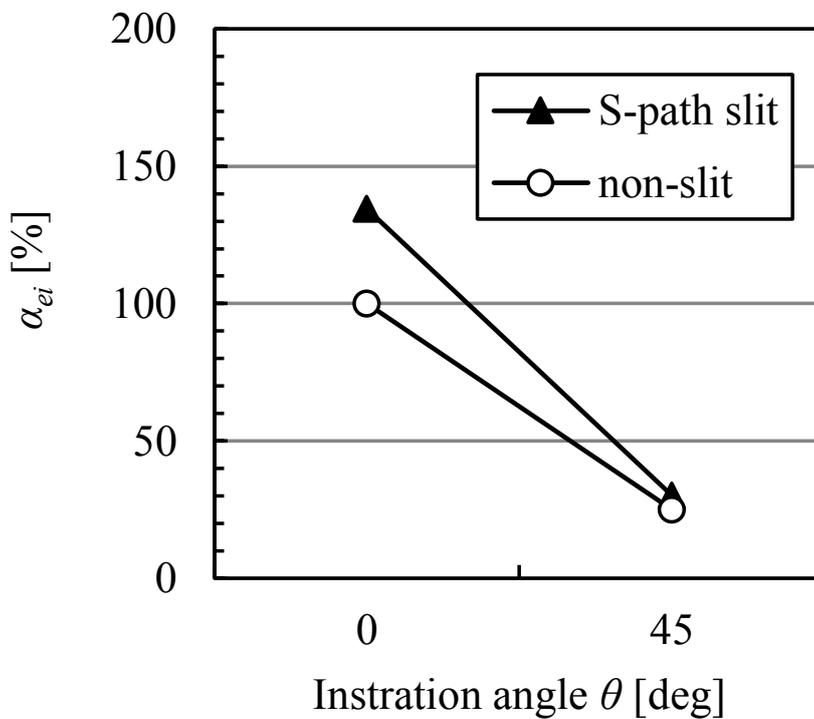


図 4.29 管内熱伝達率 (蒸発)

を示す。スリット有無にかかわらず $\theta=0^\circ$ から 45° に傾斜することで α_{ei} が約 75% 低下する。また S パススリットにより、スリットなしに比べて α_{ei} が 20~35% 向上する。

図 4.30 に凝縮時における管外と管内の熱抵抗割合を示す。スリットなしで $\theta=0^\circ$ の管内熱抵抗 ($1/\alpha_{ci}A_i$) の割合は約 20% であり、S パススリットにより管内熱抵抗が約 40% 低下する。また $\theta=45^\circ$ ではスリットの有無に関わらず、管内熱抵抗が 40~60% 増加した。図 4.31 にそのときの管内凝縮熱伝達率 α_{ci} を示す。スリット有無にかかわらず $\theta=0^\circ$ から 45° に傾斜することで α_{ei} が約 30~40% 低下するが、S パススリットにより、スリットなしに比べて α_{ei} が 50~70% 向上する。

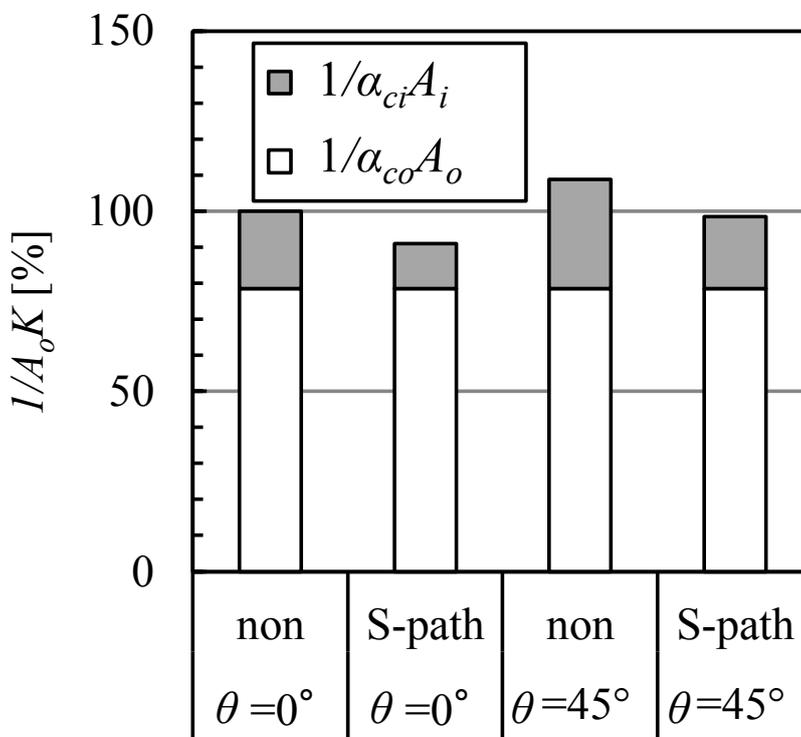


図 4.30 管外と管内の熱抵抗割合 (凝縮)

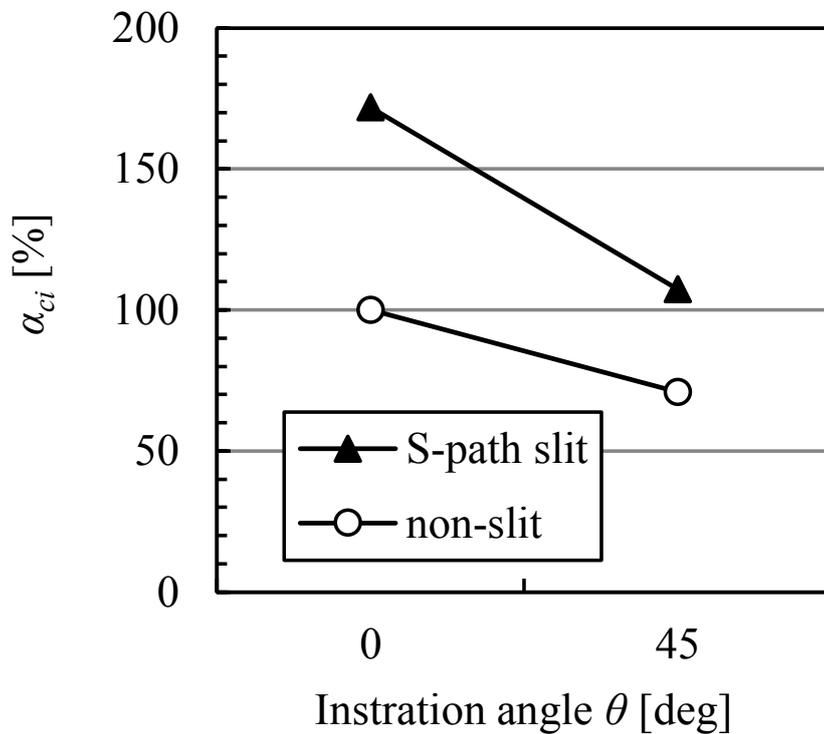


図 4.31 管内熱伝達率（凝縮）

4.7 第4章のまとめ

熱交換器用ヘッダでは、扁平管内に設けられた複数の細径流路間の分配を対象とした研究はほとんどなされていない。また扁平管熱交換器が傾斜設置された場合の分配が課題である。さらに凝縮と蒸発で冷媒の流れ方向が変わるため両条件で伝熱性能を向上できるように冷媒を分配する必要がある。そこで本章では、傾斜設置した扁平管熱交換器で凝縮と蒸発の両条件において、扁平管内に設けた複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッダ構造を検討するための基礎資料を得ることを目的とした。このため狭い流路厚さの合流部のモデル試験で分配特性を評価するとともに、合流部形状を改良した扁平管熱交換器を製作し、傾斜設置した場合の蒸発性能と凝縮性能を調べた。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 下側4本の流入管と上側4本の流出管を備えた合流部のモデル試験で気液二相冷媒の分配特性を評価した結果、設置角度が増加するにつれて、重力方向下側の流出管の冷媒液分布および熱交換量比が増加した。また設置角度 $\theta=45^\circ$ の場合、重

力方向下側の流出管の熱交換量比が大きく、下側から順に各流出管の熱交換量比が減少する傾向がみられた。乾き度が増加してもこの傾向は変化せず不均一分配となった。

- 2) 均一分配をはかるため、スリットを中央、上側、下側に設けた3種類のヘッダ形状について設置角度 $\theta=45^\circ$ で分配特性を調べた結果、スリットを中央に設けたセンタスリットで均一化できる傾向がみられた。しかしながら、蒸発時に冷媒液を多く流す必要のある風上側流出管の熱交換量比は、スリットを設けない場合とほとんど差異がみられなかった。一方、下側にスリットを設けたボトムスリットでは、乾き度の増加とともに風上側流出管の熱交換量比が増加する結果となり、積極的に冷媒を制御することで蒸発伝熱性能を向上できる可能性が示された。
- 3) ボトムスリットで流出管が接続する空間容積を小さくして分配特性を評価した結果、風上側流出管の熱交換量が増加した。またスリット部の圧力損失は熱交換器全体に比べて小さく、スリット数や幅の設定範囲が広い。
- 4) 凝縮・蒸発の両伝熱性能を向上できるSパススリットを考案した。Sパススリットを備えた扁平管熱交換器を製作して蒸発および凝縮性能を評価した結果、蒸発ではスリットのない熱交換器に比べて $\theta=0^\circ, 45^\circ$ とともに熱通過率が約5%向上し、凝縮ではスリットのない熱交換器に比べて $\theta=0^\circ, -45^\circ$ とともに熱通過率が約10%向上し、Sパススリットによる冷媒制御の効果を検証できた。

第 4 章の参考文献

- [1] Lee, J. K., Two-Phase Flow Behavior Inside a Header Connected to Multiple Parallel Channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.33 (2009), pp.195–202.
- [2] Zou, Y. and Hrnjak, P. S., Measurement and Visualization of R410A Distribution in the Vertical Header of the Microchannel Heat Exchanger, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue* (2012), 1306.
- [3] Kim, N. H., Lee, E. J. and Byun, H. W., Improvement of Two-Phase Refrigerant Distribution in a Parallel Flow Minichannel Heat Exchanger Using Insertion Devices, *Applied Thermal Engineering*, Vol.50 (2013), pp.116–130.
- [4] Byun, H. W. and Kim, N. H., Two-Phase Refrigerant Distribution in a Parallel Flow Minichannel Heat Exchanger Having Lower Combining/Dividing header, *Heat Mass Transfer*, Vol.51 (2015), pp.1445–1459.
- [5] Hetsroni, G., Mosyak, A., Segal, Z. and Pogrebnyak, E., Two-Phase Flow Patterns in Parallel micro-channels, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.29 (2003), pp.341–360.
- [6] Hibiki, T. and Mishima, K., Flow Regime Transition Criteria for Upward Two-phase Flow in Vertical Narrow Rectangular Channels, *Nuclear Engineering and Design*, Vol.203 (2001), pp.117–131.
- [7] 渡辺学, 勝田正文, 永田勝也, 佐久間清, 多連分岐蒸における二相流の分配特性について, *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.60, No.580 (1994), pp.167-172.
- [8] 渡辺学, 勝田正文, 永田勝也, 坂倉茂樹, 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: 不均等枝管加熱の場合), *日本冷凍空調協会論文集*, Vol.13, No.3 (1996), pp.277-284.
- [9] 渡辺学, 勝田正文, 永田勝也, 坂倉茂樹, 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), *日本冷凍空調協会論文集*, Vol.13, No.3 (1996), pp.285-291.
- [10] Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in a Pipe, *Chemical Engineering Progress*, Vol.45, No.1 (1949), pp.39–48.

第5章 各要素の改良がエネルギー効率に及ぼす影響の総合評価

5.1 はじめに

空調機開発では、要求されるエネルギー効率や信頼性を確保できるように、各要素機器を組み合わせて冷凍サイクルを構成する。このため前章までに検討したサイクロン式油分離器、改良気液分離器、改良熱交換器用ヘッド（S パススリット）を搭載した冷凍サイクルについてエネルギー効率を把握する必要がある。

本章では、サイクロン式油分離器、改良気液分離器、改良熱交換器用ヘッドを搭載した冷凍サイクルのエネルギー効率を調べる。ここでは 7.1 kW ルームエアコンを対象に、冷凍サイクルシミュレーションを用いて冷房 COP（Coefficient of Performance: 成績係数=能力/入力）への寄与度を調べる。

5.2 冷凍サイクルシミュレーション

5.2.1 シミュレーションモデル

冷房 COP の評価には、畝崎と松岡[1,2]が開発した冷凍サイクルシミュレーションを用いる。冷凍サイクルは図 5.1 に示すように圧縮機や熱交換器などの「要素」と、各要素を結ぶ「接点」で表現される。図 5.1 は気液分離サイクルを表現した例であり、表 5.1 に各要素と接点の関係をまとめる。冷凍サイクルは 14 個の要素と 14 個の接点からなり、各要素および各接点における保存式を求めることで冷凍サイクル内の冷媒の状態を決定する。本シミュレーションでは冷媒制御の構築に活用することを目的に簡易的な解析を行うため、以下を仮定している。

- (1) 冷凍機油の影響は考慮しない。
- (2) 二相状態の冷媒は気液平衡状態にある。
- (3) 冷媒のエネルギーはエンタルピーのみ考慮し、運動エネルギー、重力ポテンシャルなど他のエネルギーは無視する。

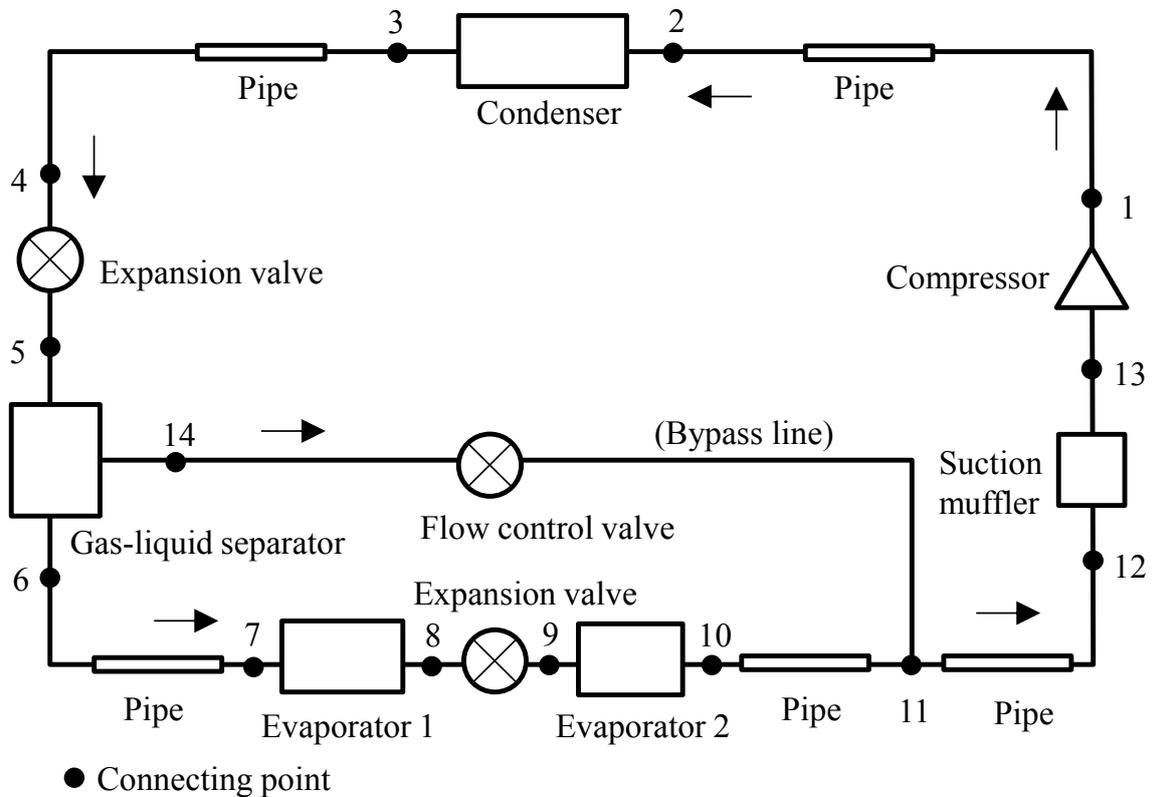


図 5.1 冷凍サイクルシミュレーションの回路モデル (気液分離サイクル)

表 5.1 要素とノードの関連

Element No.	Element	Upstream Point No.	Downstream point No.
1	Compressor	13	1
2	Pipe	1	2
3	Condenser	2	3
4	Pipe	3	4
5	Expansion valve	4	5
6	Gas-liquid separator	5	6, 14
7	Pipe	6	7
8	Evaporator 1	7	8
9	Expansion valve	8	9
10	Evaporator 2	9	10
11	Pipe	10	11
12	Pipe	11	12
13	Suction muffler	12	13
14	Flow control valve	14	11

(4) 冷媒の運動量変化，加速損失などは摩擦損失に比べて小さいとし無視する。
 なお，R410A の物性値は冷媒物性データベース REFPROP Version 7.0 [3]を用いた。以下に熱交換器の要素モデルを例に示す。その他の要素モデルは文献[1,2]を参照されたい。

① 熱交換器の要素モデル

冷媒の乾き度変化が 0.05 程度になるよう要素を流れ方向に複数のコントロールボリュームに分割し，定常の場合には下記の質量，運動量，エネルギー保存式を計算する。

$$W_{in} = W_{out} \quad (5.1)$$

$$P_{in} - P_{out} = \Delta P_f \quad (5.2)$$

$$W_{in} h_{in} - W_{out} h_{out} = Q \quad (5.3)$$

また，冷媒の状態量を下記により求める。

$$h = x \cdot h_G + (1-x) \cdot h_L \quad (5.4)$$

$$M_r = \{\alpha \rho_G + (1-\alpha) \rho_L\} \cdot V_c \quad (5.5)$$

$$E_r = \{\alpha \rho_G h_G + (1-\alpha) \rho_L h_L\} \cdot V_c \quad (5.6)$$

ここで， M_r は冷媒量， E_r はエネルギー， V_c はコントロールボリュームの容積である。ボイド率 α は Smith[4]の式で求める。R410A のように純冷媒においては，圧力 P とエンタルピ h が既知であれば，飽和蒸気エンタルピ h_G ，飽和液エンタルピ h_L が決まり，式(5.4)から乾き度 x が求められ，以下順に，ボイド率 α ，密度 ρ ，冷媒量 M_r ，エネルギー E_r が決まる。摩擦損失 ΔP_f は，単相部では管摩擦係数を Blasius の式[5]で求め，二相流部では Lockhart-Martinelli[6]の式を用いる。

また熱交換器はプレートフィンチューブ型とし，次式により熱交換量 Q を求める。

$$Q = A_i \cdot a_i \cdot (T_r - T_w) \quad (5.7)$$

$$Q = W_a (h_w - h_{ai}) \left\{ 1 - \exp \left(\frac{-\alpha_{eo} A_o}{W_a} \right) \right\} \quad (\text{空気側伝熱面が濡れ面の場合}) \quad (5.8)$$

$$Q = W_a (T_w - T_{ai}) \left\{ 1 - \exp \left(\frac{-\alpha_{co} A_o}{W_a C_p} \right) \right\} \quad (\text{空気側伝熱面が乾面の場合}) \quad (5.9)$$

式(5.7), (5.8)から, あるいは式(5.7), (5.9)から冷媒温度 T_r を算出し, 熱交換量 Q を求める. ここで, 下付の a は空気, r は冷媒, w は伝熱管壁である. 管内熱伝達率 α_i は, 単相部では Dittus-Boelter[7]の式を, 二相部では岡崎[8]の式を用いて求める. 空気側熱伝達率 α_{eo} , α_{co} は実験式を用いる.

また, 各要素の接続点 i で下記の圧力, 質量, エネルギーの保存式が成り立つ.

$$P_{i1} = P_{i2} = \dots = P_{ij} \quad (5.10)$$

$$\sum_j W_{ij} = 0 \quad (5.11)$$

$$\sum_j W_{ij} h_{ij} = 0 \quad (5.12)$$

各接続点で関係式がすべて成立するように収束計算を実施する.

5.2.2 シミュレーション結果の検証

実験装置の冷媒回路を図 5.2 に, 試験条件を表 5.2 に示す. この装置は 7.1 kW のルームエアコンである. 実験装置の温度, 圧力の計測ポイントは図 5.2 に示すとおりであり, 冷房能力試験の標準定格条件で室内側の吸込み空気を乾球温度 27 °C, 湿球温度 19 °C, 室外側の吸込み空気を乾球温度 35 °C, 湿球温度 24 °C で試験を実施した. 冷媒は代替冷媒の R410A である.

図 5.3, 図 5.4 に温度, 圧力の実験結果と解析結果を示す. 解析結果は実験結果と良好な一致がみられることから, 本シミュレーションを用いて冷凍サイクルの評価が可能であるといえる.

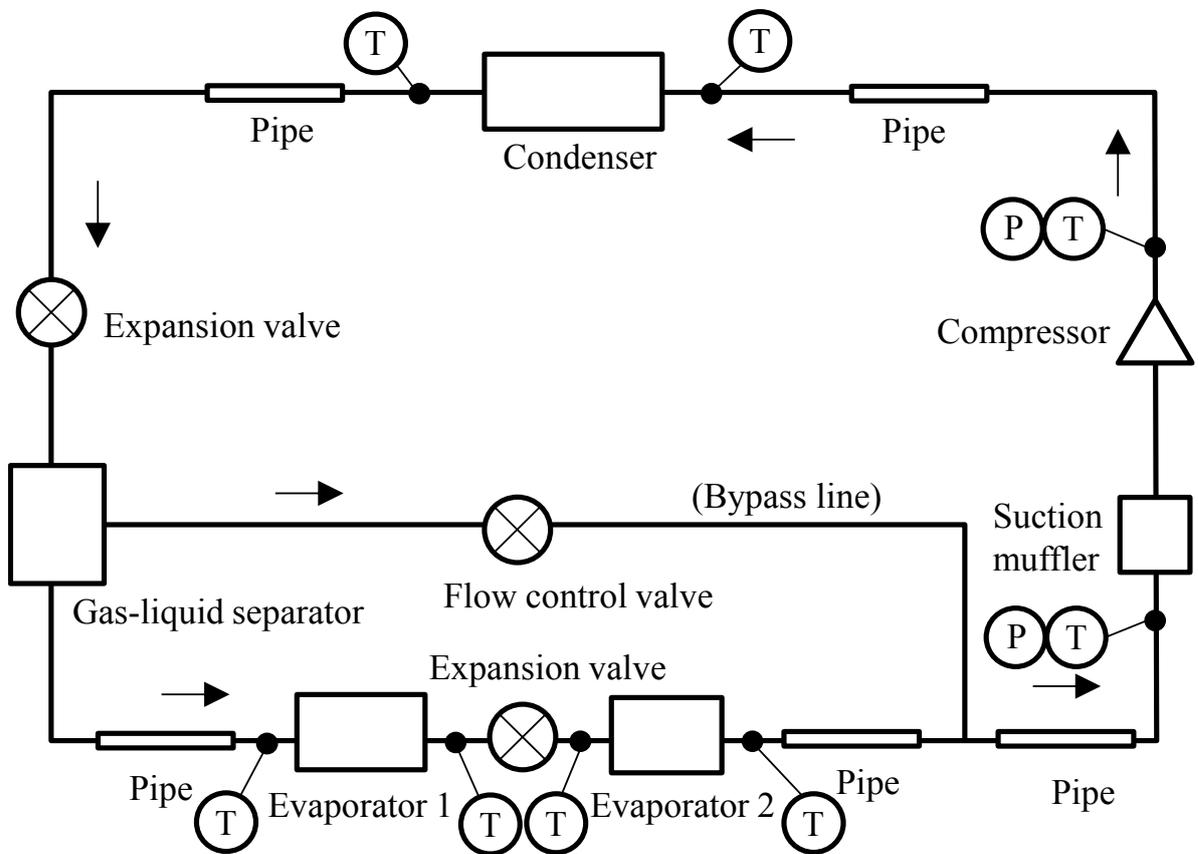


図 5.2 実験装置

表 5.2 実験条件

Item	Condition
Cooling capacity	7.1 kW
Inlet air temperature for condenser	Dry bulb:35 °C, Wet bulb:24 °C
Inlet air temperature for evaporator	Dry bulb:27 °C, Wet bulb:19 °C
Compressor	Type: Rotary with high pressure shell
Condenser	Type: plate-fin and tube (circular tube)
Evaporator1,2	Type: plate-fin and tube (circular tube)
Refrigerant	R410A

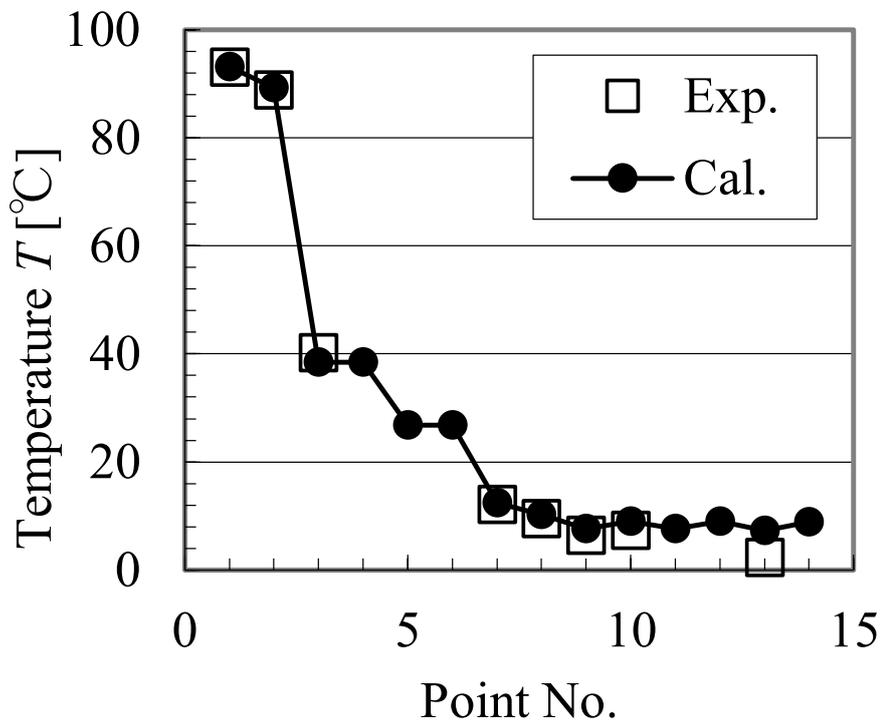


図 5.3 各点温度の実験結果と解析結果の比較

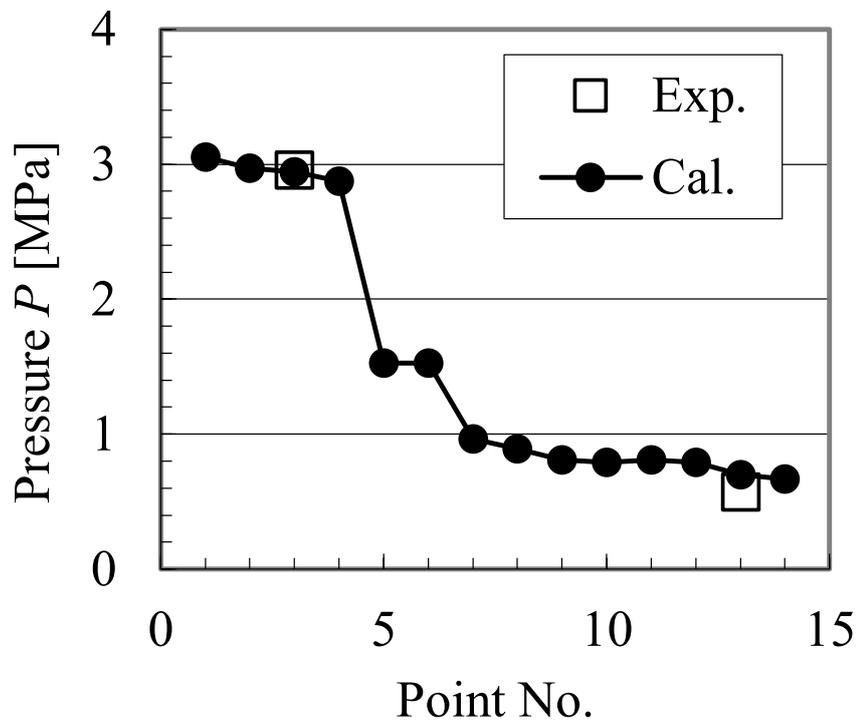


図 5.4 各点圧力の実験結果と解析結果の比較

5.3 評価対象および解析条件

図 5.5 に比較対象のベースとなる基準冷凍サイクル，図 5.6 に改良冷凍サイクル，表 5.3 に各冷凍サイクルの構成比較を示す．第 3 章で検討した 7.1 kW クラスのルームエアコンを対象とし，室外および室内の円管熱交換器を同等熱交換能力，同等管内圧損の扁平管熱交換器に置き換え，従来型気液分離器を搭載したものを基準冷凍サイクルとする．改良冷凍サイクルは，基準冷凍サイクルにサイクロン式油分離器，改良気液分離器，改良熱交換用ヘッド（S パススリット）を追加した構成である．

ここでは冷凍サイクルシミュレーションを用いて，改良冷凍サイクルにおけるエネルギー効率の改善効果を調べる．図 5.6 に示す改良冷凍サイクルでは暖房時に気液分離を行わず基準冷凍サイクルとほぼ同様になるため，エネルギー効率には冷房 COP を指標として評価する．表 5.4 に解析条件を示す．油分離器を用いた場合，圧縮機から冷凍サイクルへ流出する油が減少するため，室外および室内熱交換器を流れる油質量濃度が低下する．圧縮機から吐出した冷媒蒸気中の油質量濃度は多くても 1 % であり，サイクロン式油分離器（油分離率 90 %）の適用によりほぼ 0 % まで抑制できる．Haitao ら [9-12] は，水平設置した伝熱管を用いて冷媒 R410A と冷凍機油の混在する流れの蒸発，凝縮熱伝達率と圧力損失を測定しており，この結果をもとに油質量濃度が 1 % から 0 % へ減少した際の熱伝達率および圧力損失の変化を表 5.4 に示した．室外熱交換器の凝縮熱伝達率 α_{ci} は 102 %，圧力損失 ΔP_c は 102 %，室内熱交換器の蒸発熱伝達率 α_{ei} は 100 %，圧力損失 ΔP_e は 97 % である．改良気液分離器を適用する場合，蒸気分離率 E は従来型気液分離器の 60 % から 100 % となる．なお，第 3 章では冷房能力向上の目的で気液分離器を用いたが，ここでは同等能力としてエネルギー効率の改善効果を調べる．改良熱交換器用ヘッド（S パススリット）による凝縮伝熱性能 AK は 110 %，蒸発伝熱性能 AU は 100 %（スリットなしと同等）とした．また熱交換器内の各流路あたりに S パススリットを 3 箇所配置することを想定し，S パススリット追加による圧力損失増加の見積もり結果（第 4 章）から熱交換器全体の圧力損失を 120 % とした．

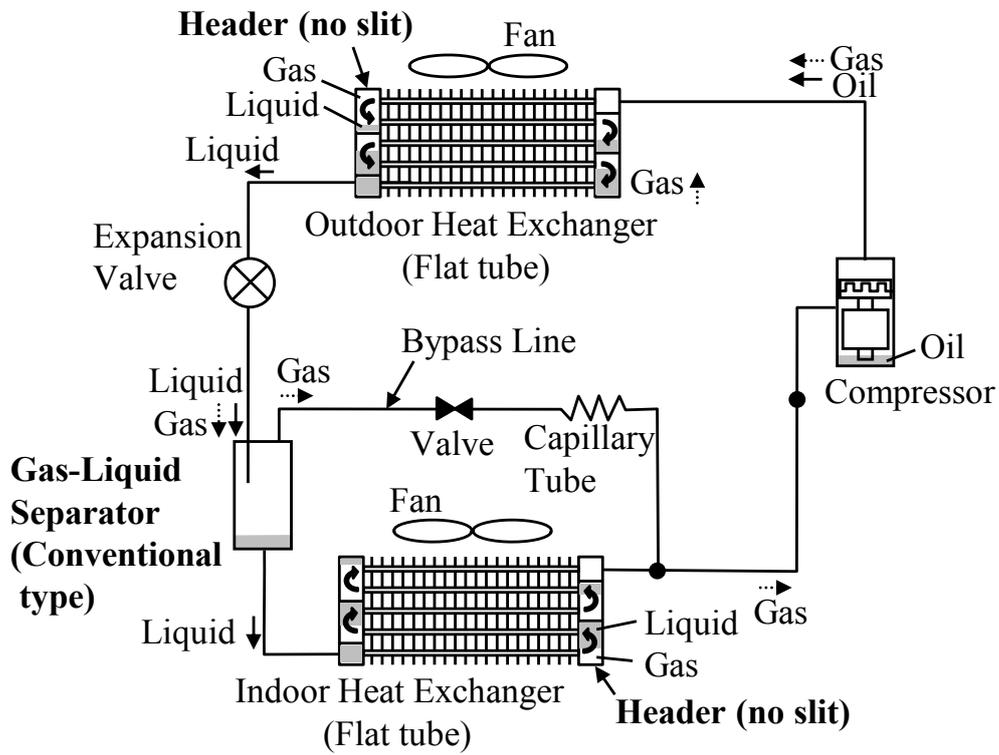


図 5.5 基準冷凍サイクル

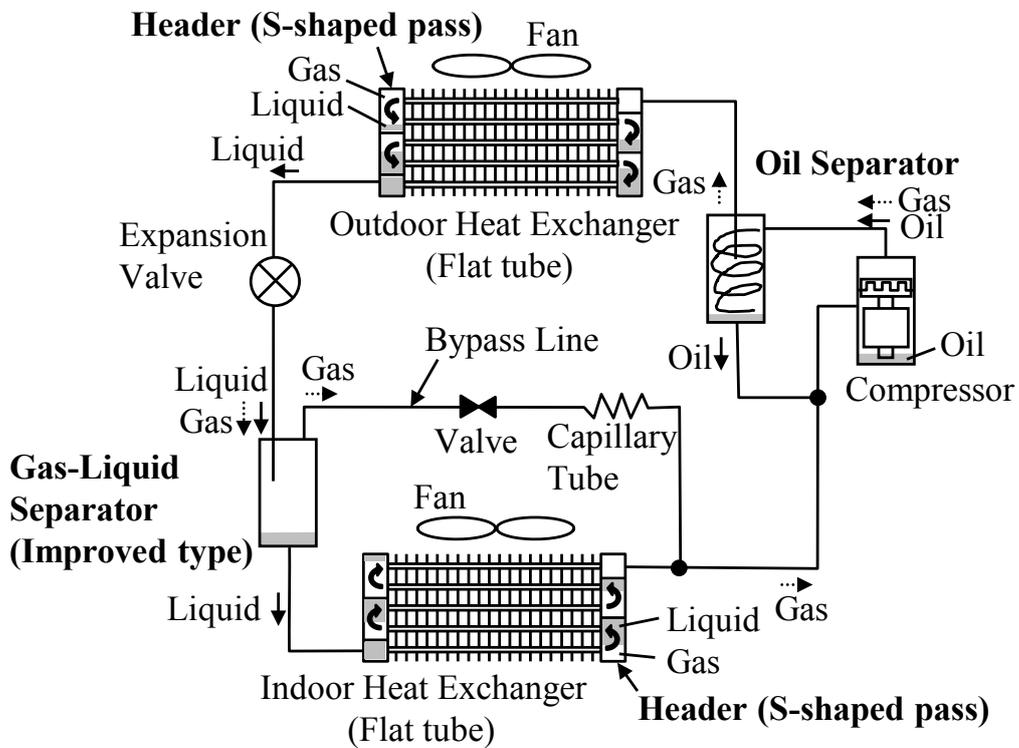


図 5.6 改良冷凍サイクル

表 5.3 基準冷凍サイクル

	Reference refrigerant cycle	Improved refrigerant cycle
Cooling capacity	7.1 kW	7.1 kW
Heat exchanger	Flat tube	Flat tube
(1) Oil separator	Conventional type	Cyclone type
(2) Liquid separator	Conventional gas-liquid separator	Improved gas-liquid separator
(3) Slit in header	No	S-shaped pass

表 5.4 解析条件

Refrigerant cycle			Reference	Improved
(1) Cyclone oil separator ($E=90\%$)	Outdoor heat exchanger	α_{ci} [%]	100	102
		ΔP_c [%]	100	102
	Indoor heat exchanger	α_{ei} [%]	100	100
		ΔP_e [%]	100	97
(2) Improved liquid separator	Gas separation efficiency E [%]	60	100	
(3) Improved heat exchanger header (S-shaped pass).	Outdoor heat exchanger	AK [%]	100	110
		ΔP_c [%]	100	120
	Indoor heat exchanger	AU [%]	100	100
		ΔP_e [%]	100	120

5.4 解析結果

各要素の冷房 COP 寄与度を図 5.7 に示す。ここでは、基準冷凍サイクルの COP を 100 %とした。サイクロン式油分離器、改良気液分離器、改良熱交換用ヘッダを個々に適用した際の冷房 COP 寄与度は 0.04 %、3.2 %、2.9 %であり、すべてを適用した際の冷房 COP 寄与度は 5.9 %となる。サイクロン式油分離器においては、冷房 COP 寄与度は小さいが信頼性が向上する。表 5.5 にエネルギー効率と信頼性の改善効果をまとめる。すべての要素適用で冷房 COP を 5.9 %改善し、さらに油分離器による冷凍機油の

流出抑制で高い信頼性を確保できる。

また、図 5.8 に 7.1 kW クラスルームエアコンの 2013～2015 年における空調各メーカーの冷房 COP（絶対値）の推移[13-15]を示す。各年のプロットが各メーカーの空調機に相当する。冷房 COP の平均値は年間 0.17 向上しており、2015 年の三菱電機製空調機の冷房 COP(2.983)を基準とすると冷房 COP の向上率は約 5.7%となる。これより、本研究の成果として得られた冷房 COP 寄与度 5.9%は約 1 年分の改善効果に相当する。

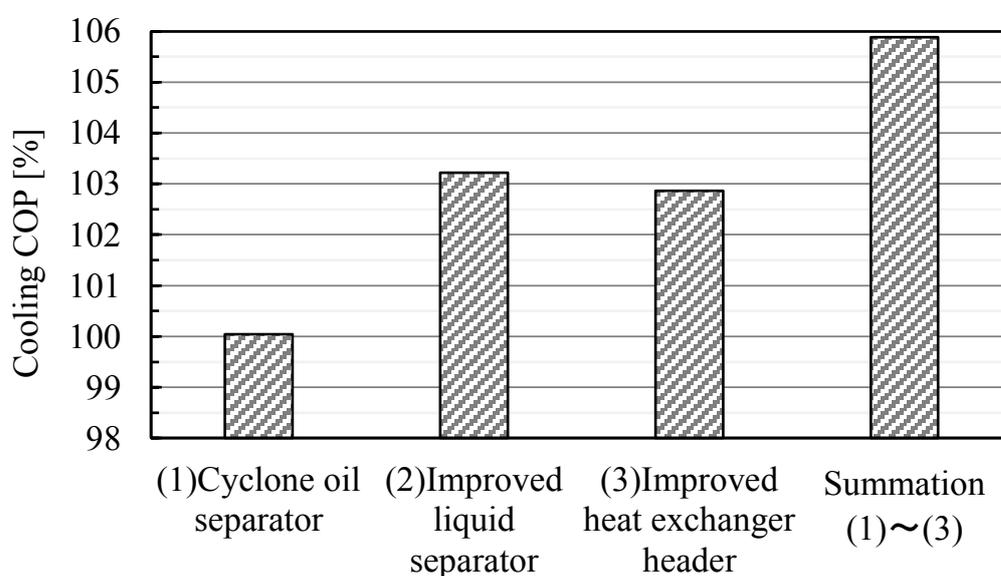


図 5.7 エネルギー効率改善効果

表 5.5 エネルギー効率と信頼性の改善効果まとめ

Refrigerant cycle	Reference	Improved
Cooling COP	100 %	105.9 %
Reliability ^(※)	Normal	High

※The outflow of refrigerant oil is small.

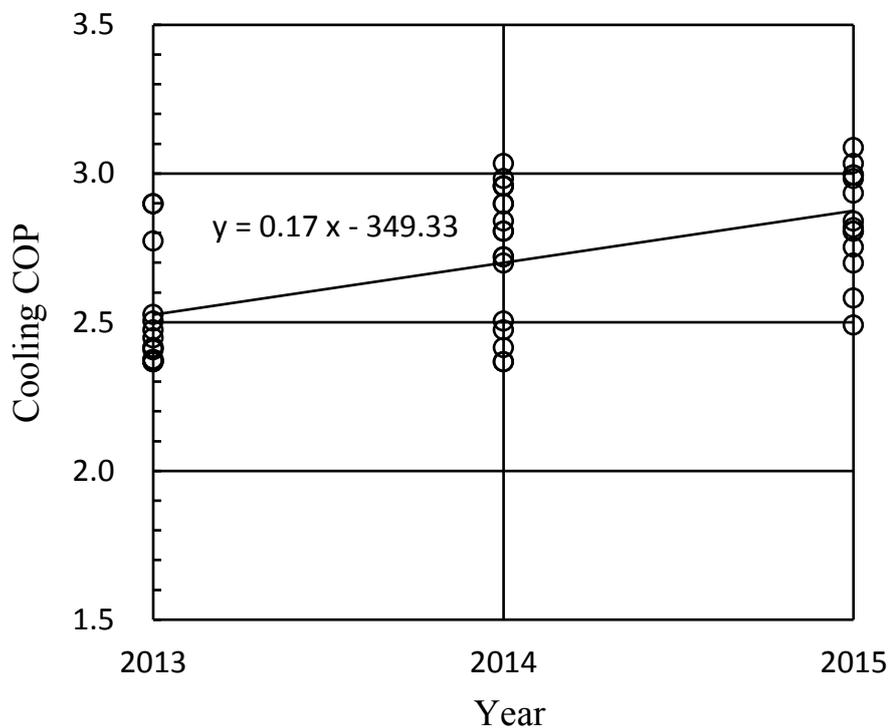


図 5.8 冷房 COP の推移 (7.1 kW ルームエアコン)

5.5 第 5 章のまとめ

空調機開発では、要求されるエネルギー効率や信頼性を確保できるよう、各要素機器を組み合わせ、冷凍サイクルを構成する。そこで本章では、冷凍サイクルシミュレーションを用いてサイクロン式油分離器、改良気液分離器、改良熱交換用ヘッド (S パススリット) を搭載した冷凍サイクルのエネルギー効率を調べた。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 7.1 kW クラスのルームエアコンを対象とし、室外および室内の円管熱交換器を同等熱交換能力、同等管内圧損の扁平管熱交換器に置き換え、従来型気液分離器を搭載した冷凍サイクルを基準とした場合、サイクロン式油分離器、改良気液分離器、改良熱交換器用ヘッド (S パススリット) を個々に適用した際の冷房 COP 寄与度は 0.04 %、3.2 %、2.9 %である。
- 2) すべての要素を冷凍サイクルに適用することで冷房 COP を約 5.7 %改善し、さらに油分離器による冷凍機油の流出抑制で高い信頼性を確保できる。

第5章の参考文献

- [1] 畝崎史武, 松岡文雄, 非共沸混合冷媒を用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルの動特性計算モデル (第1報: 非共沸混合冷媒に対応した汎用計算モデル), 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 18, No. 3 (2001), pp. 321-330.
- [2] 畝崎史武, 松岡文雄, 非共沸混合冷媒を用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルの動特性計算モデル (第2報: 組成変化の動特性解析), 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 18, No. 3 (2001), pp.331-339.
- [3] NIST, Standard reference database23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 9.1.
<<http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>>, (参照日 2016年6月11日).
- [4] Smith, S. L., Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 184, No. 36 (1969), pp. 647-664.
- [5] Blasius, H., Das Ahnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten, Forsch. Ing.-Wesen, 131 (1913).
- [6] Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in a Pipe, Chemical Engineering Progress, Vol.45, No.1 (1949), pp.39-48
- [7] Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, University of California Publications in Engineering, Vol. 2, No. 13 (1930).
- [8] 岡崎多佳志, 隅田嘉裕, 谷村佳昭, クロス溝付管による非共沸混合冷媒の伝熱性能向上 第2報 蒸発実験結果, HCFC代替冷媒国際シンポジウム'96論文集(1996), pp.51-55.
- [9] Haitao, H., Guoliang, D. and Kaijian, W., Heat Transfer Characteristics of R410A-oil Mixture Flow Boiling Inside a 7mm Straight Microfin Tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 31 (2008), pp. 1081-1093.
- [10] Xiangchao, H., Guoliang, D., Haitao, H., Yu, Z., Yifeng, G. and Bin, D., Condensation Heat Transfer Characteristics of R410A-oil Mixture in 5mm and 4mm Outside Diameter Horizontal Microfin Tube, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 34 (2010), pp. 845-856.

- [11] Haitao, H., Guoliang, D., Xiangchao, H., Bin, D. and Yifeng, G., Pressure Drop During Horizontal Flow Boiling of R410A-oil Mixture in 5mm and 3mm smooth tubes, Applied Thermal Engineering, Vol. 29 (2009), pp. 3353-3365.
- [12] Xiangchao, H., Guoliang, D., Haitao, H., Yu, Z., Yifeng, G. and Bin, D., Flow Condensation Pressure Drop Characteristics of R410A-oil Mixture inside small Diameter Horizontal Microfin Tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 33 (2010), pp. 1356-1369.
- [13] 経済産業省, 省エネ性能カタログ 2015 夏年版 (online),
<http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saving/general/more/pdf/summer2015.pdf>, p24, (参照日 2016 年 5 月 1 日).
- [14] 経済産業省, 省エネ性能カタログ 2014 夏年版 (online),
<http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saving/general/more/pdf/summer2014.pdf>, p19, (参照日 2016 年 5 月 1 日).
- [15] 経済産業省, 省エネ性能カタログ 2013 夏年版 (online),
<http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saving/data/13summer0172.pdf>, p20, (参照日 2016 年 5 月 1 日).

第6章 結論

空調機開発では地球温暖化を抑制する観点から、エネルギー効率の向上が求められている。空調機内では冷媒の蒸発、凝縮や油の混在をとまなうため、気液二相流の分離・分配が重要な役割をはたしている。空調機の冷凍サイクルでは圧縮機から吐出された冷媒が、サイクロン式油分離器、気液分離器、熱交換器用ヘッダ等の気液二相流の分離、分配をとまなう要素機器を経由する。これまでサイクロン式油分離器については、実験や数値計算により分離特性が調べられてきたが、簡易的に分離特性を予測する手法は構築されておらず油分離器の改良が困難な状況にある。また、気液分離器については、冷媒流量が増加した場合に分離率が低下するため、表面張力を用いた分離構造で改良をはかった例がみられるが、構造や加工が複雑になるといった課題があり簡易的な構造は提案されていない。さらに、熱交換器用ヘッダについては、扁平管に多数の細径流路を備えた構造が最近活用されているが、気液二相冷媒の細径流路間の分配特性は十分に調べられておらず、傾斜設置による冷媒液の偏り等の問題がある。そこで本論文では、サイクロン式油分離器の予測モデル構築、気液分離器の分離率の向上、細径流路を備えた扁平管のヘッダ内の流量分配特性の把握と改良を通して、空調機のエネルギー効率の向上をはかった。

第1章では、本研究の背景、従来の研究、目的を示した。

第2章では、空調用に搭載するサイクロン式油分離器について、冷媒流量の広い範囲で油分離率を短時間に精度よく予測できる手法を提案した。空調機でサイクロン式油分離器を適用する場合に冷媒流量が広い範囲で変化するため、遠心力が支配的な高流量の領域から重力が支配的な低流量の領域まで油分離率を確保する必要がある。また油分離器では冷凍機油が流入管から容器内へ吹き出すまでその粒径分布が不明確であり、とくに圧縮機から吐出した冷媒蒸気は高圧のため冷凍機油の粒径分布計測が困難となる。さらに、数値予測技術の進歩と計算機の演算速度向上により流れ場の詳細計算が可能となったが、3次元数値流体シミュレーションは設計者の作業負荷が大きく、計算技術の習得に時間を要するため設計への適用には課題がある。このためサイクロン式油分離器の改良には、粒径分布の推定と冷媒流量の広い範囲で油分離率を短

時間に精度よく予測する手法が必要である。そこで、まず窒素-油を用いて流入管から飛散する油滴の粒径分布を計測し、その結果から冷媒-冷凍機油における油滴の粒径分布を推定した。次に広範な冷媒流量に対するサイクロン式油分離器の分離率を予測するため遠心分離と重力分離の両方をモデル化し、先に求めた油滴径と油滴の飛散位置を変数とするモンテカルロ法を用いて油分離率を予測する手法を提案した。さらに提案した予測手法を用いてビル用マルチエアコンの運転条件における油分離率を予測し、実機性能との比較から本予測手法の妥当性を検証した。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 窒素-油を用いて流入管から飛散する油滴の粒径分布および流量を求めた。
- 2) 本予測手法を用いて、実機に搭載した場合の油分離率を予測した結果、油滴の流入速度を冷媒蒸気の流入速度のおよそ 0.5 倍とした場合に、冷媒流量 0.028~0.17 kg/s の範囲で実験結果と 3 内で一致することを確認した。
- 3) また解析結果より、油分離率に占める遠心分離と重力分離の割合を明らかにし、油分離率がもっとも小さくなる冷媒流量 0.12 kg/s 付近の遷移点は、油だれ流量の有無に依存することを示した。
- 4) さらに、本予測手法を用いて油分離率におけるサイクロン式油分離器の主要パラメータの依存性を調べ、とくに容器径と流入管径の依存性が高いことを示した。

第 3 章では、余剰の冷媒液を溜める容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を実現できる気液分離器を検討した。気液分離サイクルでは冷媒蒸気と冷媒液を分離するための高い蒸気分離率を有する気液分離器が不可欠となる。またルームエアコン室外機に搭載する気液分離器においては、余剰の冷媒液を溜める所望の容積を有し、かつ簡易な構造で高い蒸気分離率を実現する必要がある。そこで、まず従来型気液分離器を用いて冷媒循環量を増加したときの蒸気分離率を評価した。次に、従来型気液分離器で得られた知見から改良方法を考案し、改良気液分離器単体の蒸気分離率を測定した。さらに改良気液分離器を 7.1 kW クラスのルームエアコンに搭載して冷房性能を調べた。その結果、以下の結論を得た。

- 5) 従来型気液分離器では、冷媒流量 0.042 kg/s において、流入管から下向きに気液二相の冷媒が吹き出し、容器底の冷媒液を乱して液滴を飛散させるため、蒸気分離率が 60 %まで低下した。

- 6) 蒸気分離率を向上するため、流入管に下穴と横穴を設けた改良気液分離器を考案した。流入管における慣性力と重力を用いた第1段気液分離と、容器内壁への衝突による第2段気液分離を特徴とし、ほぼ完全分離を実現した。
- 7) また、流入管端部の封止加工を容易にするため流入管端部を円管化する改良を試みた。横穴周長比 K_h と冷媒蒸気速度 v_{sG} を適正化することでほぼ完全分離を実現できた。
- 8) さらに、蒸気分離率のウェーバー数 We_s 依存性を調べ、 $We_s < 300$ の場合にはほぼ完全分離できることを示した。
- 9) 改良気液分離器を 7.1 kW のルームエアコンに搭載して冷房能力を評価した結果、気液分離器を搭載しない従来の冷凍サイクルに比べて冷媒能力を約 3 %増加できた。

第4章では、傾斜設置した扁平管熱交換器で凝縮と蒸発の両条件において、扁平管内に設けた複数の細径流路に気液二相冷媒を適正に分配可能なヘッダ構造を検討するための基礎資料を得ることを目的とした。熱交換器用ヘッダでは、扁平管内に設けられた複数の細径流路間の分配を対象とした研究はほとんどなされていない。また扁平管熱交換器が傾斜設置された場合の分配が課題である。さらに凝縮と蒸発で冷媒の流れ方向が変わるため両条件で伝熱性能を向上できるように冷媒を分配する必要がある。このため狭い流路厚さの合流部のモデル試験で分配特性を評価するとともに、合流部形状を改良した扁平管熱交換器を製作し、傾斜設置した場合の蒸発性能と凝縮性能を調べた。その結果、以下の結論を得た。

- 10) 下側4本の流入管と上側4本の流出管を備えた合流部のモデル試験で気液二相冷媒の分配特性を評価した結果、設置角度が増加するにつれて、重力方向下側の流出管の冷媒液分布および熱交換量比が増加した。また設置角度 $\theta=45^\circ$ の場合、重力方向下側の流出管の熱交換量比が大きく、下側から順に各流出管の熱交換量比が減少する傾向がみられた。乾き度が増加してもこの傾向は変化せず不均一分配となった。
- 11) 均一分配をはかるため、スリットを中央、上側、下側に設けた3種類のヘッダ形状について設置角度 $\theta=45^\circ$ で分配特性を調べた結果、スリットを中央に設けたセンタスリットで均一化できる傾向がみられた。しかしながら、蒸発時に冷媒液を多く流す必要のある風上側流出管の熱交換量比は、スリットを設けない場合とほ

とんど差異がみられなかった。一方、下側にスリットを設けたボトムスリットでは、乾き度の増加とともに風上側流出管の熱交換量比が増加する結果となり、積極的に冷媒を制御することで蒸発伝熱性能を向上できる可能性が示された。

- 12) ボトムスリットで流出管が接続する空間容積を小さくして分配特性を評価した結果、風上側流出管の熱交換量が増加した。またスリット部の圧力損失は熱交換器全体に比べて小さく、スリット数や幅の設定範囲が広い。
- 13) 凝縮・蒸発の両伝熱性能を向上できる S パススリットを考案した。S パススリットを備えた扁平管熱交換器を製作して蒸発および凝縮性能を評価した結果、蒸発ではスリットのない熱交換器に比べて $\theta=0^\circ, 45^\circ$ とともに熱通過率が約 5 % 向上し、凝縮ではスリットのない熱交換器に比べて $\theta=0^\circ, -45^\circ$ とともに熱通過率が約 10 % 向上し、S パススリットによる冷媒制御の効果を検証できた。

第 5 章では、冷凍サイクルシミュレーションを用いてサイクロン式油分離器、改良型気液分離器、改良熱交換器用ヘッダ (S パススリット) を搭載した冷凍サイクルのエネルギー効率を調べた。空調機開発では、要求されるエネルギー効率や信頼性を確保できるように、各要素機器を組み合わせることで冷凍サイクルを構成する。その結果、以下の結論を得た。

- 14) 7.1 kW クラスのルームエアコンを対象とし、室外および室内の円管熱交換器を同等熱交換能力、同等管内圧損の扁平管熱交換器に置き換え、従来型気液分離器を搭載した冷凍サイクルを基準とした場合、サイクロン式油分離器、改良気液分離器、改良熱交換器用ヘッダを個々に適用した際の冷房 COP 寄与度は 0.04 %、3.2 %、2.9 % である。
- 15) すべての要素を冷凍サイクルに適用することで冷房 COP を約 5.7 % 改善し、さらに油分離器による冷凍機油の流出抑制で高い信頼性を確保できる。

以上、空調機内の気液二相流の分離・分配をとまなう要素機器である、サイクロン式油分離器の予測モデルの構築、気液分離器の分離率の向上、細径流路を備えた扁平管のヘッダ内の流量分配特性の把握と改良をおこない、空調機のエネルギー効率向上を実現した。

謝 辞

本論文をまとめるにあたり，ご多用にもかかわらず親身かつ的確なご指導を頂きました神戸大学工学部長 富山明男教授に深甚なる感謝の意を表します。

本論文の御校閲と有益なご助言を頂きました神戸大学工学部 大村直人教授ならびに平澤茂樹教授に厚くお礼申し上げます。本論文を含め，学会への論文投稿で多くの有益なご助言を頂きました神戸大学工学部 細川茂雄准教授に深く感謝致します。青木二郎君はじめ神戸大学 富山研究室の方々には，資料の印刷などで多くのご協力を頂きました。心より感謝致します。

また，神戸大学大学院在学時に研究の楽しさを教えて頂いた葛原道久先生にあらためて感謝の意を表します。学会発表などで議論を交わした産業技術総合研究所 高田尚樹氏には，研究に向きあう活力を頂きました。心より感謝致します。

三菱電機株式会社では，社会人として研究を始めてから現在に至るまでいつも貴重なご意見，ご指導を頂きました先端技術総合研究所 古藤悟氏に心より感謝致します。また先端技術総合研究所 熱流体システム技術部部長 若本慎一氏，幸田利秀氏，関屋慎氏，角田昌之氏，石川博章氏，下地美保子氏，吉村寿守務氏をはじめ流体・伝熱制御技術グループ，空調換気技術グループの方々には，技術ディスカッションを通じて多くの知恵と知識を頂きました。冷熱システム製作所所長 河西智彦氏，加賀邦彦氏，空調機製造部次長 森本修氏，静岡製作所ルームエアコン製造部品質管理課課長 斎藤直氏，ルームエアコン製造部 永井宏典氏，早丸靖英氏，Mitsubishi Electric Air Conditioning Systems Europe Ltd. 社長 隅田嘉裕氏，住環境研究開発センター空調冷熱技術開発部部長 岡崎多佳志氏，主席技師長 石橋晃氏には，本論文にかかる技術を作り上げるまでに多くの実験や議論をさせて頂きました。心より感謝致します。

また，本研究をまとめる機会を与えて頂きました本社開発本部本部長 近藤 賢二氏に心より感謝致します。開発業務部部長 水落隆司氏，企画グループマネージャー 東辰輔氏をはじめ開発業務部，企画グループの方々には，博士課程の遂行にあたりご協力と励ましを頂きました。深く感謝致します。

ここにお世話になった方々全員のお名前を挙げることはできませんが，三菱電機，その他企業，友人，神戸大学教職員方，その他多くの方々からご支援，ご協力を頂きましたことを心より感謝致します。

最後に，いつも陰ながらしっかりと支えてくれた妻 敬子と，いつも元気を与えてくれた二人の娘 真菜と日菜に感謝致します。

神戸大学博士論文「空調機内の分離・分配を伴う気液二相流に関する研究」全 115 項

提出日 2016 年 7 月 5 日

本博士論文が神戸大学機関リポジトリ **Kemel** にて掲載される場合、掲載登録日(公開日)はリポジトリの該当ページ上に掲載されます。

© 村上 泰城

本論文の内容の一部あるいは全部を無断で複製・転載・翻訳することを禁じます。