



高温作動ヒートポンプシステムに関する研究

式地, 千明

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2018-03-25

(Date of Publication)

2019-03-01

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲第7185号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1007185>

※ 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

高温作動ヒートポンプシステム に関する研究

平成 30 年 1 月

神戸大学大学院工学研究科

式地 千明

目次

第1章 緒言	
1.1 研究背景	1
1.2 高温ヒートポンプ	6
1.2.1 産業部門の省エネルギーとは	7
1.2.2 高温ヒートポンプの効率	9
1.3 高性能熱交換器	10
1.3.1 単相流圧力損失の評価	10
1.3.2 気液二相流の流動様式の評価	11
1.3.3 二相流圧力損失の評価	12
1.3.4 流動方向による検討	13
1.4 本論文の目的と内容	14
1.5 本論文の構成	14
第2章 高効率熱交換器の検討	
2.1 はじめに	15
2.2 水単相流における検討	16
2.2.1 実験装置と方法	16
2.2.2 実験結果と考察	18
2.2.3 まとめ	21
2.3 空気-水気液二相流における検討	22
2.3.1 実験装置と方法	22
2.3.2 気泡の流速分布	23
2.3.3 流動様式	25
2.3.4 二相増倍係数	27
2.3.5 流動様式および気泡速度の実験結果との整合性	31
2.3.6 液膜効果の検証	31
2.3.7 Chisholm パラメータ C に及ぼす水力等価直径の影響	35
2.3.8 まとめ	35
2.4 FC72 を作動流体とした場合の検討	37
2.4.1 実験装置と方法	37
2.4.2 実験結果	38
2.4.3 まとめ	45
2.5 R134a を作動流体とした場合の検討	47
2.5.1 実験装置と実験方法	47
2.5.2 実験結果と考察	48

2.5.3	まとめ	59
2.6	結言	59

第3章 高温ヒートポンプシステム最適化のための冷媒の検討

3.1	はじめに	61
3.2	実験装置と測定手法	63
3.3	実験結果	66
3.3.1	暖房モードのサイクル性能	66
3.3.2	給湯モードのサイクル性能	70
3.3.3	冷房モード I, II のサイクル性能	73
3.4	結言	75

第4章 高温ヒートポンプシステムの検討

4.1	高温用冷媒の事前調査	77
4.2	高温ヒートポンプサイクルの試験機	80
4.2.1	圧縮機	80
4.2.2	潤滑油	81
4.2.3	高温ヒートポンプシステムの始動方法	82
4.3	実験結果	83
4.3.1	圧縮機の事前性能評価	83
4.3.2	サイクル性能評価結果	85
4.4	成績係数改善の方策	87
4.4	結言	87

第5章 総括

総括	89
----	----

主な使用記号	93
参考文献	96
付録 A	101
付録 B	103
謝辞	110

第1章 緒言

1.1 研究背景

2015年12月にパリで開催された気候変動枠組条約第21回国際会議（COP21：Conference of Parties 21）では、日本を含む167カ国が参加する中、地球温暖化防止に関する国際条約（いわゆるパリ協定）が、協議、採択され、2016年11月に発効の要件が満たされ発効された。

パリ協定とは、「世界的な平均気温上昇を産業革命以前に比べて2℃より十分低く保つ」とともに「今世紀後半に温室効果ガスの人為的な発生源による排出量と吸収源による除去量との間の均衡を達成する」、「温室効果ガスについて低排出型であり、及び気候に対して強靱である発展に向けた方針に資金の流れを適合させること」等を目指としている。

これを踏まえ、日本では環境省中央環境審議会地球環境部会で審議され、長期低炭素ビジョンが策定された。ここで示された3つの原則は、① エネルギー消費の削減（省エネルギー）、② エネルギーの低炭素化（発電における炭素投入量の削減）、③ 利用エネルギーの転換（化石燃料を減らして電化推進）である。

（Fig.1-1 参照）

エネルギー消費の削減といっても、全ての生産活動、消費活動にはエネルギー消費はつきもので、生産活動や消費活動を制限する方法は、いずれの国家、企業、個人に受け入れられない。エネルギーを効率よく使うことを目指し、これまで廃棄されていた低質エネルギーの再利用や、機器効率の向上を目指すべきと考える。

エネルギーの低炭素化とは、化石燃料からの脱却、再生可能エネルギーの活用を意味するが、炭素燃焼で生じるCO₂を大気に放出せず地中岩盤や海中に安定保存するCCS（Carbon dioxide Capture and Storage）や原子力発電も含む。

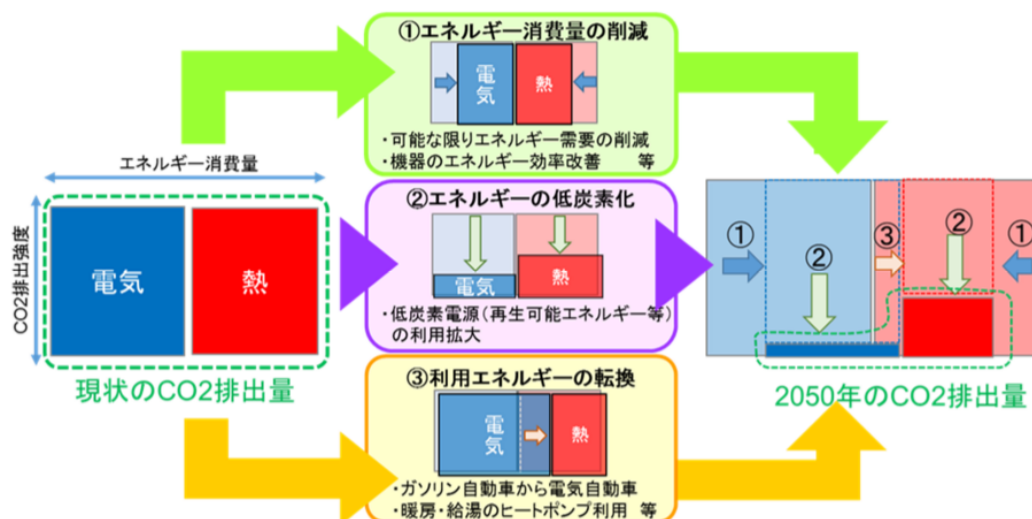


Fig. 1-1 Scenario for 80 % reduction in carbon dioxide emissions until 2050 by Japanese government. ^[1-1]

一方、利用エネルギーの転換とは、発電システム以外での化石燃料からのエネルギー変換を対象としており、熱供給のためのボイラ、給湯器や自動車がこれに相当する。この場合、発電の低炭素化が条件ではあるが、低炭素化のためには、ボイラ、給湯器をヒートポンプに、ガソリン車、ディーゼル車を電気自動車にして化石燃料を消費するより、電気を消費した方がよいとして、利用エネルギーの転換（熱源転換）を求めている。

アメリカ、カナダ、メキシコ、ドイツ、フランス、各国の主要政策を Table 1-1^[1-2] に示す。各国の政策も日本の3つの原則に類似しているのがわかる。世界的にもこの方向で進められると考えられる。

前述の通り、二酸化炭素排出量はエネルギー消費と強い相関がある。Fig. 1-2^[1-3] に世界のエネルギー消費量の推移を示す。経済成長が成熟期にある欧米や日本などの先進国ではエネルギー需要は減少しているが、成長期である主にアジアを中心とした新興国では大きな伸びが見られる。次に、日本国内の分野別エネルギー消費量の推移を Fig. 1-3^[1-4] に示す。近年はGDPが緩やかに上昇しているがエネルギー消費は減少しており、東日本大震災以降の省エネルギーが広く浸透しているのがわかる。また、Fig. 1-4^[1-5] に示す部門別用途別エネルギー使用量によると、各部門の熱源として電気の利用は十分に進んでおらず、前述の政策によって、二酸化炭素排出量の排出抑制が期待される。

Table 1-1 Outline of long-term strategy for 80 % reduction in carbon dioxide emissions until 2050 in USA, Canada, Mexico, Germany, and France.

	アメリカ	カナダ	メキシコ	ドイツ	フランス
長期戦略の位置付け	ビジョン (×具体的政策決定)	ビジョン (×具体的政策決定)	ビジョン (×具体的政策決定)	ビジョン (×具体的政策決定)	ビジョン (×具体的政策決定)
2050年の目標値	▲80%以上 (2005年比)	▲80% (2005年比)	▲50% (2000年比)	▲80-95% (1990年比)	▲75% (1990年比)
エネルギー構成	あり	あり	あり	なし	なし
主な対策	① 低排出発電の促進 ・再エネ、原子力、バイオマス、CCS等	① 低排出発電の促進 ・再エネ（特に水力）、原子力（シナリオによる）、コジェネ、CCS等	① 低排出発電の促進 ・再エネ、原子力等	① 低排出発電の促進 ・再エネ導入増、スマートグリッド等	① 低排出発電の促進 ・再エネ投資の促進、高排出エネルギー源使用の抑制等
	② 省エネの促進 ・電気機器等の高効率化等	② 省エネの促進 ・モーダルシフト、断熱性能向上等	② 省エネの促進 ・照明、エアコン、冷蔵庫、給湯等	② 省エネの促進 ・新築の建物の省エネ基準導入・既存の建物のリノベーション等	② 省エネの促進 ・建物の省エネ規制強化、省エネシステム導入等
	③ 電化の促進 ・電気自動車、冷暖房、温水器等	③ 電化の促進 ・産業、運輸、建物等	③ 鉄道、電気自動車の利用促進等	③ 自動車へのCO2フリー燃料供給、公共・鉄道交通促進等	③ 電気自動車の導入、モーダルシフトの促進等
	④ 低排出技術への研究開発投資促進	④ 低排出技術への研究開発投資促進	④ イノベーション政策の推進	④ CCU等の研究開発や市場導入促進	④ イノベーションへの公的支援や投資、技術ロードマップの更新
	⑤ カーボンプライシングの導入	⑤ カーボンプライシングの導入	⑤ GHG排出量を考慮したエネルギー価格の設定	⑤ 環境に配慮した税制や経済的インセンティブの見直し、排出権取引制度の強化	⑤ 産業競争力維持のためのリーケージ対策・EU域外での排出権取引制度の導入推進
その他	・定期的な見直し（5年毎） ・標準シナリオと5つの代替シナリオ	・4つのモデルによる7つのシナリオ	・定期的な見直し ・緩和：最低10年に1回 ・適応：6年に1回	・定期的な見直し	・定期的な見直し（5年毎）

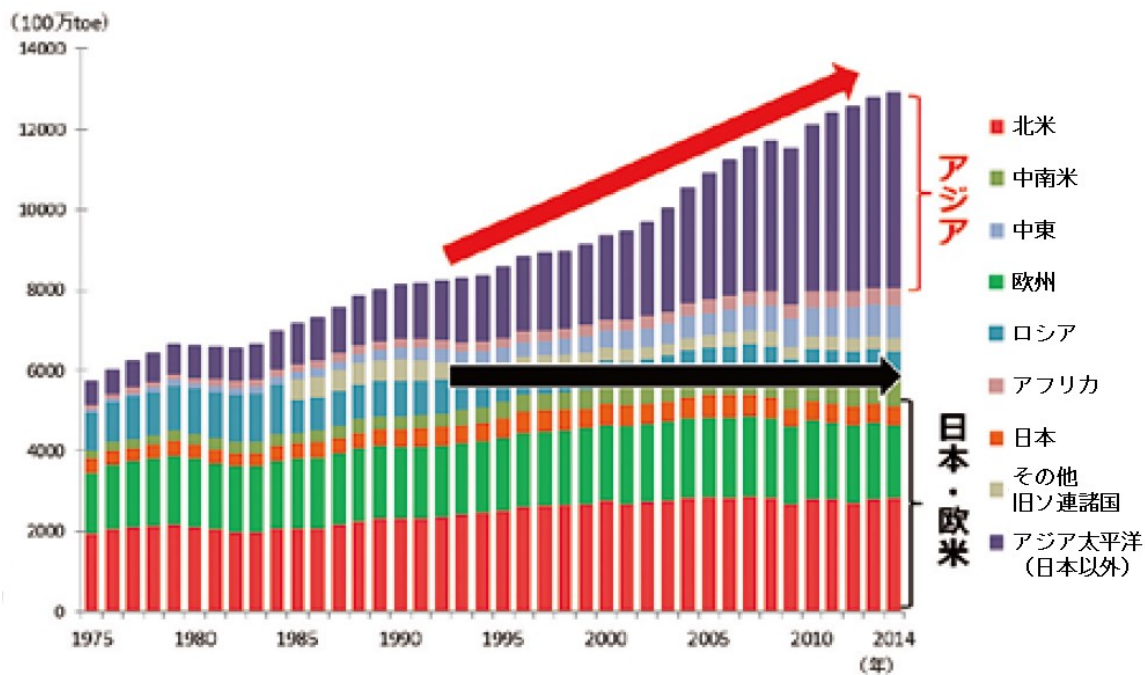


Fig 1-2 Trend of the energy consumption in the world.

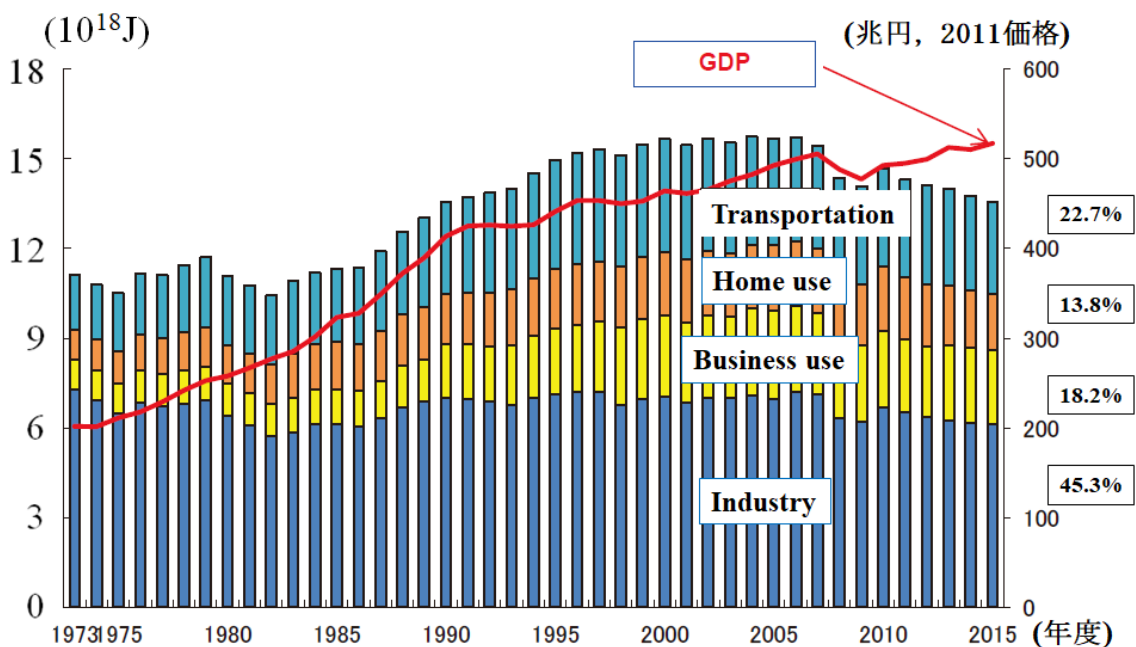


Fig 1-3 Trend of the sectoral energy consumption and real GDP in Japan.

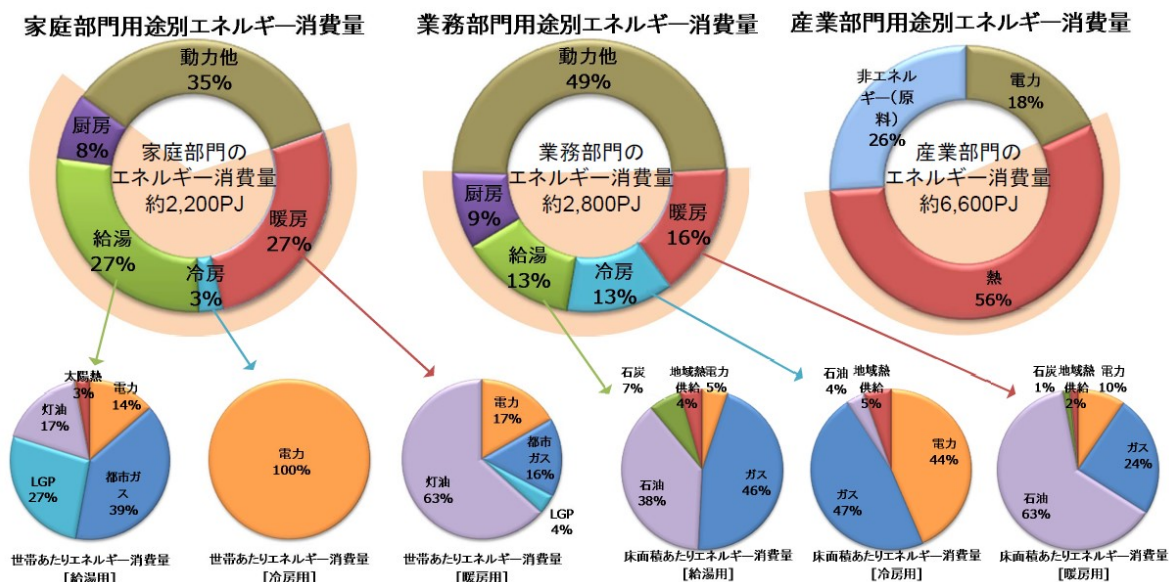


Fig 1-4 Energy consumption according to application in residential, operating, and industrial sector from the statistics report of Agency for Natural Resources and Energy in FY2010

二酸化炭素排出量の総量制限は後進国の成長を阻害する先進国による規制と捉えられているが、二酸化炭素排出量を国内総生産 (GDP) で除した値の削減に関心が寄せられており、2015年において2000年比で20 %超の削減が求められている。これに対し、日本は10 %の削減でしかない。太陽光発電単価が極端に高く、原子力発電の進展が遅い日本では、より一層の省エネルギーに取り組むしかない。

省エネルギーの方策としては、① 廃熱の有効活用と② 機器効率の改善がある。廃熱の有効活用としては、熱を効率よく回収できる高効率熱交換器が、機器効率の改善では成績係数 4~7 を達成でき、大幅な効率アップが期待されるヒートポンプが注目されている。

ヒートポンプは空調機において広く利用され、近年では家庭用給湯機としてエコキュートの名で市場に投入され、空調・給湯の高効率機器として認知され普及してきた。空調・給湯機器の導入の対象となるのは家庭部門、業務部門であり、Fig. 1-3^[1-4] の日本国内の分野別エネルギー消費量の 32 %を占めており、空調・給湯の高効率機器を導入することで、省エネルギーを進めることができる。

ところで、エネルギー消費量が最も大きいのは産業用部門である。Fig. 1-3 より、直近 10 年では低下しているが、これは景気後退や工場の海外移転によるものであり、省エネルギー、低炭素化がすすんでいないのが現状である。

産業用ヒートポンプのラインナップを Fig. 1-5^[1-6] に示す。加熱温度や加熱能力の異なる製品が数多く発売されていることがわかる。しかし、Table 1-2^[1-7] に

示した平成 29 年度 エネルギー使用合理化等事業者支援事業における新規採択事業の結果によると、産業用ヒートポンプは 3 件の応募に対し 1 件の採択であり、高効率照明（LED 照明）や高効率空調（エアコン等）の採択件数に比べて大幅に低い結果であった。これは、産業用部門の省エネルギー、低炭素化がすすんでいないことを示しており、この部門での低炭素化が課題である。

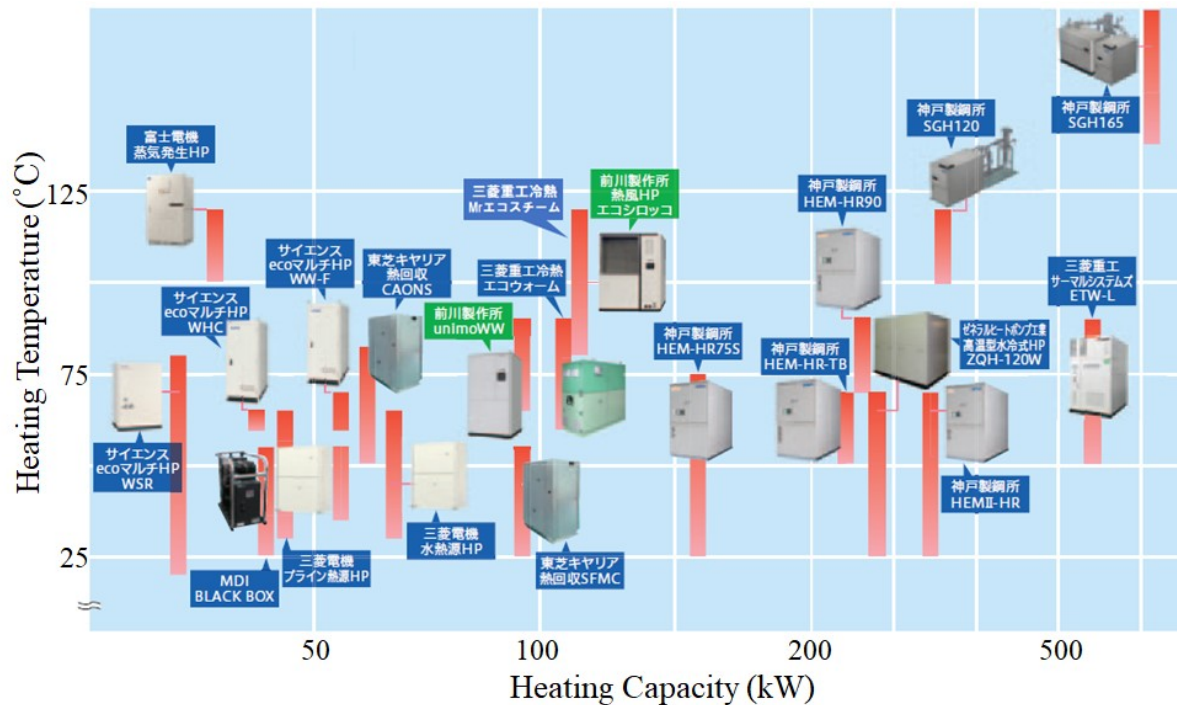


Fig. 1-5 Product lineup of heat pump heater with water heat source for industrial use.

Table 1-2 List of new adopted project of the program to support enterprises for the rational use of energy.

	申請件数	採択件数	採択率	平均省エネ率	平均省エネ量 (kl)	平均費用対効果 (kl/千万円)
高効率照明	2,051	1,206	58.8%	59.5%	24.8	632.7
高効率空調	1,769	1,005	56.8%	46.6%	16.9	191.9
産業用ヒートポンプ	3	1	33.3%	*	*	*
業務用給湯器	35	16	45.7%	26.2%	49.0	787.7
高効率ボイラ	444	255	57.4%	6.7%	22.3	212.7
高効率コジェネ	10	5	50%	16.3%	4.7	119.0
低炭素工業炉	41	25	61.0%	37.9%	85.3	188.5
変圧器	251	146	58.2%	43.9%	5.6	201.3
冷蔵庫	67	29	43.3%	59.8%	1.9	58.4
産業用モータ	269	156	58.0%	8.7%	7.4	144.6

※ 産業ヒートポンプは採択件数が 1 件であるため非公開

1.2 高温ヒートポンプ

前節で産業部門の省エネルギーが重要であると述べたので，ここでは日本の現状を含めてその詳細をみていく．

1.2.1 産業用部門の省エネルギーとは

工場では様々加熱工程があり，詳細は企業秘密のため明らかにされていないが，工場内の加熱ではボイラによる蒸気加熱が広く用いられている．Fig. 1-4 の産業部門の用途別エネルギー使用量によると，56 %が化石燃料由来の熱であることから，ボイラの利用が大きいことが推定できる．ヒートポンプ蓄熱センターの「ヒートポンプ普及見直し調査」^[1-8] では，2012年の産業部門の業種別の熱消費量が用途に応じて，すなわち空調，100 °C未満の加熱（発酵醸成などの低温加熱，給湯，洗浄），100 °C未満の乾燥，高温利用（100 °C以上）に分類されている．分類結果をTable 1-3に示す．業種ごとの差は大きい，全体のエネルギー消費量のうち，空調 14.2 %，100 °C未満の加熱11.4 %，100 °C未満の乾燥 12.0 %，高温（100 °C以上） 62.3 %であり，100 °C以上の高温の加熱用途が大きいことがわかる．

Table 1-3 Breakdown by use of industry-classified boiler fuel consumption.

	ボイラ用燃料の消費量内訳 (10 ¹² J)				
	合計	工場空調	100 °C 未満 加熱	100 °C 未満 乾燥	高温
食品産業	107,481	16,122	16,122	32,244	42,993
飲料・たばこ・飼料製造業	27,706	8,912	8,912	5,941	5,941
繊維工業	56,714	11,343	34,028		11,343
衣服・その他の繊維製品製造業	4,699	1,027	718	412	2,453
木材・木製品製造業(家具を除く)	14,533	3,239	2,263	1,298	7,733
家具・装備品製造業	615	137	96	55	328
パルプ・紙・紙加工品製造業	397,038	39,704	39,704	99,260	218,371
出版・印刷・同関連産業	3,441	767	536	307	1,831
化学工業	339,545	67,909	33,955	33,955	203,727
石油製品・石炭製品製造業	138,534	13,853	13,853		110,827
プラスチック製品製造業	20,238	6,071	1,012	2,024	11,131
ゴム製品製造業	9,289	1,858	464		6,967
なめし革・同製品・毛皮製造業	43	10	7	4	23
窯業・土石製品製造業	60,913	6,091	3,046	3,046	48,731
鉄鋼業	275,820	19,307	8,276		248,238
非鉄金属製造業	9,514	951	476		8,087
金属製造業	8,887	1,980	1,384	793	4,729
一般機械製造業	19,104	7,642	1,910	1,910	7,642
電気機械製造業	4,832	2,899	966	242	725
輸送用機械器具製造業	18,098	5,430	5,430	1,810	5,430
精密機械器具製造業	10,812	2,410	1,684	965	5,754
その他の製造業	1,202	268	187	107	639
合計	1,530,970	217,930	175,026	184,372	953,641

新エネルギー財団「地域エネルギー導入促進調査報告書」による工場地帯の廃熱温度の事例^[1-9]をTable 1-4に示す。100～200 °Cの排気ガスと75 °C以上の排温水による排熱量の和は、堺・泉北地区で11.0 %，知多半田地区で83.2 %，江別地区で75.8 %であり，高温廃熱が大きな割合を占めていることがわかる。この例から，廃熱の温度帯として100～200 °Cが多いこととボイラ蒸気加熱が多く用いられたことから，100～200 °Cの温度帯近傍に熱供給の温度帯があると推定される。

産業用ヒートポンプのラインナップ（節1.1, Fig. 1-5）から，100 °C未満のヒートポンプが多数あるが，100 °C以上では機器が限られていることがわかる。次に，現在実現されている廃熱利用技術の例^[1-10]をFig. 1-6に示す。ヒートポンプ以外のこれらの技術の性能は効率1を大幅に下回るものであり，これらのことから，200 °C級の高温ヒートポンプがあれば，産業用部門の大幅な省エネルギーに貢献できると考えた。

Table 1-4 Waste heat from factories in three industrial areas, Sakai-Senboku, Chitahanda, and Ebetsu.

熱媒	検出温度	堺・泉北		知多半田		江別	
		10 ⁹ cal/h	構成比%	10 ⁹ cal/h	構成比%	10 ⁹ cal/h	構成比%
排ガス	300℃以上	29	11.8	6	0.3	6	20
	300~200℃	7	2.9	296	16.2	3	12
	200~150℃	44	17.6	1434	78.6	16	64
	150~100℃	166	66.2	90	4.9	1	4
	100℃以下	4	1.5				
	小計	250	100	1826	100	25	100
排温水	75℃以上	2	0.1	1	14.3	218	76.5
	常温+20℃	1684	99.9	6	85.7	67	23.5
	小計	1686	100	7	100	285	100
	合計	1936		1833		310	
調査回答数(社数)		鉄鋼業 5 社電気事業者 3 社 化学工業 10 社石油工業 4 社 窯業 2 社ガス事業 2 社 合計 26 社		食品工業 3 社繊維工業 3 社 木材工業 2 社化学工業 7 社 石油製品 1 社窯業 4 社 鉄鋼業 2 社金属工業 3 社 機械器具 1 社輸送機械 3 社 精密機械 2 社電気事業 1 社 百貨店 1 社 合計 33 社		食品工業 5 社家具工業 2 社 製紙工業 1 社石油製品 2 社 ゴム製品 1 社窯業 7 社 鉄鋼業 1 社金属製品 2 社 機械器具 1 社ごみ処理 3 社 合計 25 社	

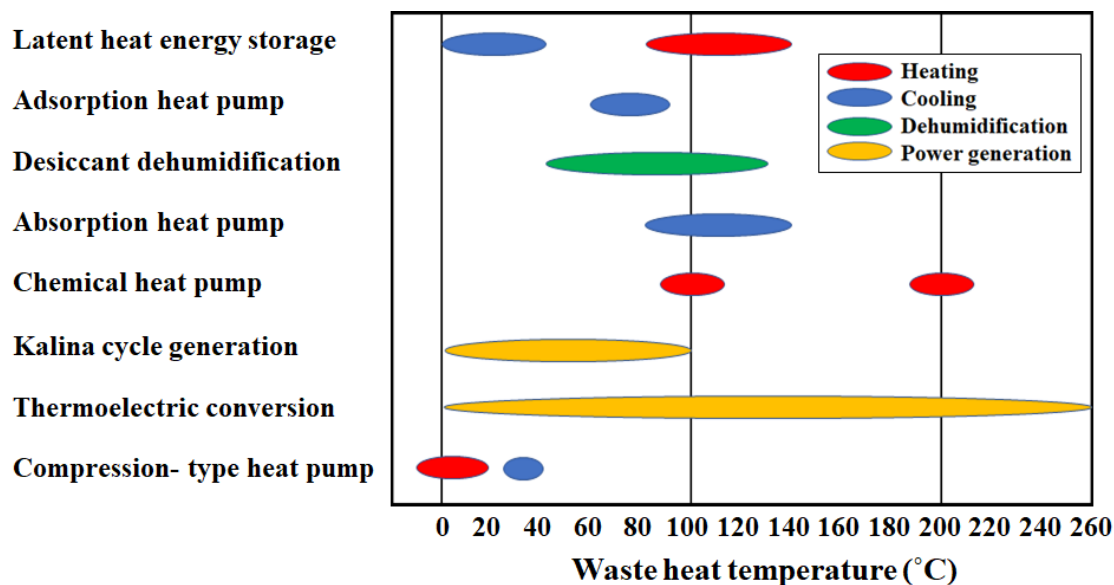


Fig. 1-6 Various techniques for waste heat utilization

1.3.2 高温ヒートポンプの効率

ヒートポンプは凝縮器と蒸発器の温度差が小さいほど効率がいいのは熱力学的にも明らかである．ここでは，以下のような理想的なヒートポンプを考える．

- ・冷媒回路において圧力損失がないとする．
- ・圧縮機内部の不可逆損失を無視でき，可逆断熱圧縮（等エントロピー圧縮）と扱える．
- ・蒸発器と凝縮器は十分大きく，熱源との熱交換温度差を 0°C とできる．また，蒸発器出口過熱度および凝縮器出口過冷却度は共に 0°C とする．
- ・冷媒をメタノール，凝縮器出口温度を 180°C とする．

このサイクルに対して，冷媒をメタノール，凝縮温度を 180°C とし，サイクル性能を評価した．冷媒物性値は，米国国立標準技術研究所で開発された REFPROP^[1-11] を用いた．計算結果をFig. 1-7 に示す．図中の凝縮器におけるエンタルピー量を圧縮機におけるエンタルピー量で除した値で定義される成績係数（COP）は，蒸発温度 20°C で2.065， 60°C で2.874， 100°C で4.558， 140°C で9.780となる．これらの試算結果は，高温ヒートポンプの高効率化には高い温度の廃熱が重要であり，それらを効率よく回収できる高効率熱交換器が重要であることを示している．

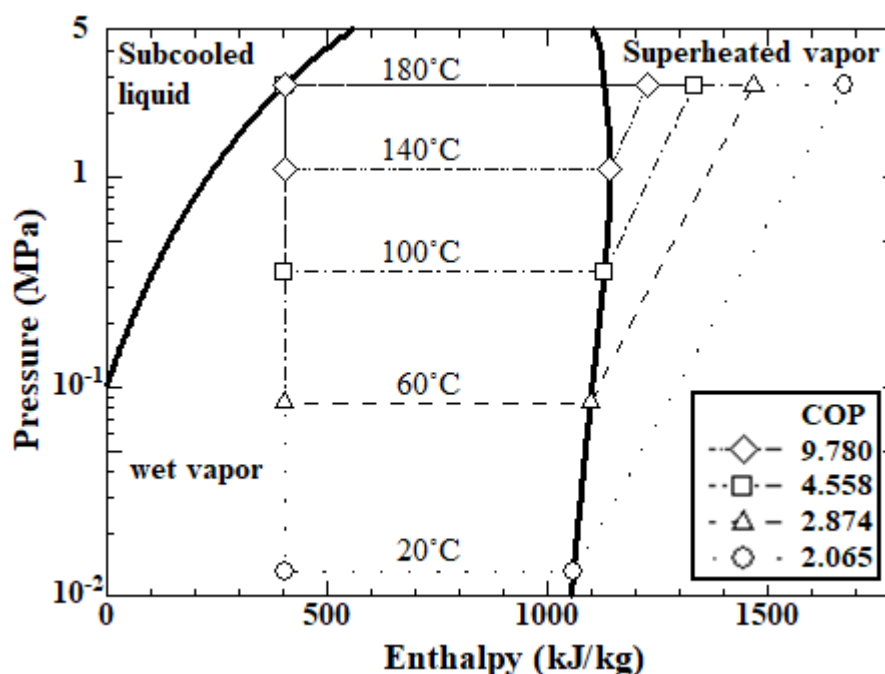


Fig. 1-7 P - h diagram of a heat pump cycle for high-temperature heat supply.
(Refrigerant : methanol, Supply temperature : 180°C , Heat source temperature: 20 to 140°C)

1.3 高性能熱交換器

前節の通り熱エネルギーの有効利用に対する要求の高まりから、熱交換器の高性能化、特に熱交換温度差の縮小が求められている。プレートフィン熱交換器は単位容積当たりの伝熱面積が大きいことから熱交換器のコンパクト化、流体間の温度差の縮小に寄与できる。しかし、一方では熱交換器内での摩擦損失の増大により、流動方向に対する流路の幅を広く取らざるを得ない。蒸発器や凝縮器など、作動流体が気液二相流として流動する場合には、その流動様式が伝熱特性に強く影響を及ぼすことから、複雑な流路形状での流動特性、特に相分布の把握が機器設計に重要である。

1.3.1 単相流圧力損失の評価

直径 D 、長さ L の直管内単相流の摩擦損失 ΔP は Darcy-Weisbach の式で表される。

$$\Delta P = f \frac{2\rho u^2 L}{D} \quad (1-1)$$

ここで、 ρ は密度、 u は流速、そして f は摩擦係数であり、レイノルズ数 Re に依存する。単相流が層流で流れる場合には、Hagen-Poiseuille の式^[1-12]が知られている。

$$f = 16 Re^{-1} \quad (1-2)$$

乱流域については以下の構成式が提案されている。

Blasius の式^[1-13] ($4000 < Re < 10^5$)

$$f = 0.079 Re^{-0.25} \quad (1-3)$$

Drew の式^[1-14] ($4000 < Re < 5 \times 10^6$)

$$f = 0.0140 + 0.5 Re^{-0.32} \quad (1-4)$$

Later, Bhatti and Shah の式^[1-15] ($4000 < Re < 10^7$)

$$f = 0.00103 + 0.1143 Re^{-0.311} \quad (1-5)$$

一方、断面異形状の流動については、浅野^[1-16] らによるヘリンボーン型の波形状を有する市販のブレイジングプレート熱交換器の単相流圧力損失の報告がある。それによれば、 Re 数が 約 300 の条件を境として管摩擦係数の傾向が異なり、300 以上で緩やかになることを示している。また、Corberán ら^[1-17] は水力等

価直径 2 mm の矩形オフセットフィンを内蔵したプレートフィン熱交換器について、流れ方向のオフセットピッチが異なる 3 つの流路に対する気相单相流実験を行った。その実験結果においても、 $Re=300$ で管摩擦係数の傾向が変化していることを示している。いずれの場合も、管摩擦係数は管内流のそれより大きくなるが、それはプレート熱交換器の場合は流路内の合流分岐、プレートフィン熱交換器の場合は境界層分断によるものであり、 $Re < 300$ は層流域、 $Re > 300$ は乱流域として整理できることを示している。管摩擦係数の増大は、流路形状に強く依存すると考えられることから、オフセットフィンを内蔵したプレートフィン熱交換器を製作し、鉛直面に設置された単流路試験部に対して单相流の圧力損失の整理式を検討する必要がある。

1.2.2 気液二相流の流動様式の評価

気液二相流の流動様式は流量、物性値、幾何学形状によって様々な流動様式をとることが知られており、例えば、円管の垂直上昇流の流動様式は、(a) Bubbly flow, (b) Slug flow, (c) Floss flow, (d) Annular flow, (e) Mist flow に大別される^[1-18]。また、気液各相の種々の流量条件下での流動様式を予測するための流動様式線図が多数提案されている。円管の垂直上昇流の流動様式の 1 例として、Weisman 線図^[1-18, 19]を Fig. 1-8 に示す。流動様式は、流路形状に依存するが、細管や矩形管においても類似の報告がなされている。プレートフィン熱交換器は、その形状、すなわち流路幅が広いこと、熱交換器入口で流路拡大部が、熱交換器出口で流路縮小部があることから熱交換器内の場所によって流動様式が異なることも予想されるので、観察・検討する必要がある。

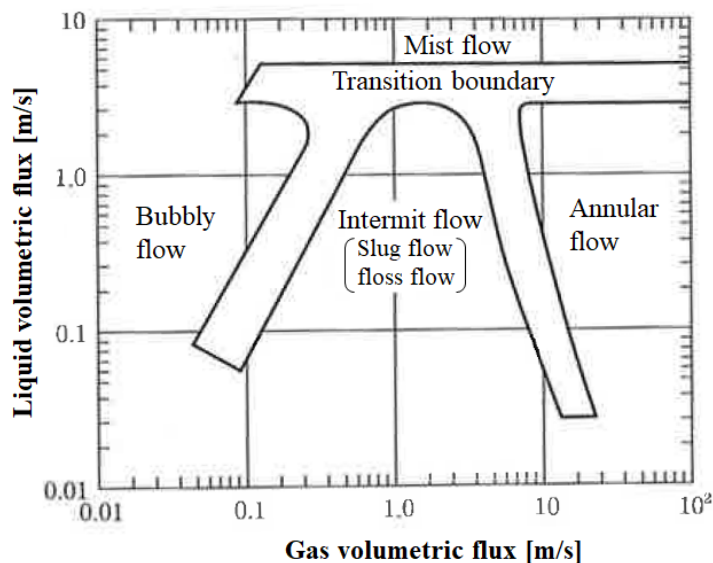


Fig. 1-8 Weisman's flow pattern map for vertically upward t-phase flows in tube^[1-18, 19]

1.3.3 二相流圧力損失の評価

円管内気液二相流の圧力損失特性については、分離流モデルに基づいた Lockhart- Martinelli 法^[1-20, 21] (L-M 法)での整理が数多く報告されており、表面張力の影響が大きくなる細管内流れについても Chisholm パラメータ^[1-22]を管内径の関数で表すことで L-M 法によって整理できることが、三島・日引^[1-23]によって示されている。

プレート熱交換器など複雑な流路形状である場合についても、L-M 法での整理がなされている。浅野ら^[1-16]は、ヘリンボーン型の波形状を有する市販のブレイジングプレート熱交換器について空気-水二相流実験を行い、ボイド率および圧力損失を評価した。液単相流の管摩擦係数は円管のそれよりかなり大きくなるが、この圧力損失に対して L-M 法を適用することで気液二相流の圧力損失が Chisholm の相関式(1-6)^[1-22]で整理できることを示している。

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (1-6)$$

Mandrusiak and Carey^[1-24]は、オフセットフィンを内蔵したプレート熱交換器での液単相流と気液二相流の圧力損失特性の評価実験を行い、液単相流の管摩擦係数、気液二相流については Chisholm の相関式をベースに矩形など円形以外の流路に適用できる近似式(1-7)を提案している。

$$\phi_L^2 = \left[(\phi_L'^2 M)^m + (C_D N)^m \right]^{1/m} \quad (1-7)$$

この式の詳細は第 2 章 2.3 で示す。

Tribbe and Müller-Steinhagen^[1-25]は、ヘリンボーン型の波形状のプレート熱交換器を模擬した試験部に対し、空気-水気液二相流実験を行い、プレート内の流動構造により二相増倍係数が増加することに着目し、二相増倍係数の予測式(1-8)を提案している。

$$\phi_L = 1.423 - 0.074 \ln(\chi) + \frac{1.031}{\chi} \quad (1-8)$$

気液二相流の圧力損失についても、単相流同様に流路形状の影響を受けると考えられることから、オフセットフィンを内蔵したプレートフィン熱交換器を製作し、鉛直面に設置された単流路試験部に対して気液二相流の圧力損失の整理式の適用性、流動挙動および流動様式との相関を考察する必要がある。

1.2.4 流動方向の熱交換特性に及ぼす影響の検討

プレート熱交換器は、鉛直面配置の蒸発器の場合、冷媒は通常、鉛直上昇流とされ、加熱媒体はアプローチ温度差を最小限に抑えるために、対向流で供給される。冷媒が熱交換器内で飽和沸騰状態であり、圧力損失を無視すれば、冷媒温度は熱交換器内において飽和温度一定となる。熱交換量が同じであれば端末温度が同じとなり、平均的な熱交換温度差は加熱媒体の流動方向に関わらず同じになる。しかし、冷媒流における壁面過熱度は温水温度に依存するため、沸騰様相に影響を与える可能性がある。冷媒入口部においては、向流型よりも並流型の方が、壁温が高くなると考えられる。冷媒温度が同じであっても、壁温が高い方が沸騰気泡核を形成しやすいことから、このような壁温の違いが伝熱性能や冷媒流動に大きな影響を与える恐れがある。特に、冷媒入口では、入口サブクールで流入する場合の沸騰開始、冷媒出口でのドライアウトの促進が想定される。Babaら^[1-26]は、入口部で流路拡大があるプレート熱交換器について、熱交換器内部の冷媒流動を中性子ラジオグラフィで可視化し、湿り蒸気で流入する場合には、拡大部で液の淀みが存在し、伝熱性能を低下させる要因になり得ると報告している。すなわち、加熱媒体の温度場が、冷媒の沸騰熱流動の状況を変化させ、間接的に伝熱性能を変化させることが考えられるのである。

Linらの研究グループ^[1-27-31]は、プレート熱交換器の相変化を伴う熱伝達現象の解明のため、R134aもしくはR410Aを冷媒に用いた様々な条件での蒸発および凝縮実験を実施した。具体的には、Yanら^[1-27,28]は、鉛直面に設置されたプレート熱交換器に対し、R134aの蒸発および凝縮熱伝達実験を行い、熱伝達係数および摩擦圧力損失を計測した。それによれば、高クオリティ（乾き度）域での対流蒸発熱伝達が円管の場合よりもはるかに高いこと、熱伝達係数と摩擦圧力損失いずれも、熱流束、冷媒質量流束およびクオリティ（乾き度）の増大に伴い大きくなることを示している。さらに、システム圧力が高くなることで熱伝達係数はわずかに低下すると述べている。Hsieh and Lin^[1-29]は、プレート熱交換器におけるR410Aの飽和沸騰熱伝達および圧力損失を評価した。それによれば、飽和沸騰熱伝達係数および圧力損失が、熱流束に対してほぼ比例して上昇し、高い熱流束条件で冷媒質量流束の影響が大きくなることを示している。これらの研究では、加熱媒体は向流型で供給されており、並流型での熱交換性能は評価されていない。

丸山ら^[1-32]は、FC-72を冷媒に用いた単流路プレートフィン熱交換器による温水加熱による沸騰実験を行い、対向流と並行流での伝熱性能の比較を行っている。それによれば、並行流のほうが熱交換量は大きくなり、冷媒圧力損失は並行流の方が大きくなると報告している。この流動方向による異なる結果はプレート熱交換器としても報告されなかったことであり、考察を深める必要がある。

1.4 本論文の目的と内容

本論文は、高温ヒートポンプの実現、そして高効率化を目的とし、その主要課題について検討を行うものである。

プレートフィン熱交換器の高性能化の検討として、単流路試験部を製作し、断熱二相流の流動実験、温水熱源による沸騰・蒸発実験を行い、実験結果に基づき圧力損失特性および熱交換特性を解明する。圧力損失については、単相流の圧力損失の整理式を構築するとともに、気液二相流の流動挙動および流動様式との相関を考察し、圧力損失整理式の適用性について明らかにする。さらに、熱交換性能に及ぼす加熱源流動方向の影響を明らかにする。

高温ヒートポンプサイクルとしては、サイクル性能を考慮した冷媒種類の最適化を行う。単成分冷媒より最適化の可能性がある混合冷媒について、二酸化炭素(CO₂)を基本とし、他の冷媒を加えた二成分系非共沸混合冷媒を提案し、そのサイクル性能を明らかにし、混合冷媒選定の方向性を示す。

さらに、現存の機器を利用した高温ヒートポンプサイクルを構築し、実機運転を行うことで、その課題と実現性を検証する。

1.5 本論文の構成

第1章，“緒言”では本研究の背景として、高温ヒートポンプの必要性を示すとともに本研究の目的と構成を述べた。

第2章，“高効率熱交換器の検討”では、オフセットフィンを内蔵する冷媒単流路プレートフィン熱交換器を用いた、水単相流、空気－水二相流実験、冷媒にフロリナートFC-72を用いた熱交換実験、冷媒をR134aとした熱交換実験について示す。水単相流、空気－水二相流については、圧力損失特性、流動挙動および流動様式との相関を考察する。一方、熱交換実験については、加熱媒体の流動方向の影響について、熱交換特性を示すとともに、断熱二相流での流動様式や加熱媒体温度分布の計測結果に基づき冷媒流動挙動との相関に関する考察結果を述べる。

第3章，“高温ヒートポンプシステム最適化のための冷媒の検討”では、加熱プロセスからの要求に柔軟に対応できるよう非共沸混合冷媒の適用を提案し、CO₂を基本とした二成分系非共沸混合冷媒についてサイクル性能への影響について述べる。

第4章，“実機による高温ヒートポンプシステムの検討”では、市販品をベースに部品調達を行い、実験室レベルでのヒートポンプ装置を構築し、200 °C、4.5 kWの加熱能力を持つ運転条件での検証実験を行い、成績係数を明らかにするとともに、損失分析によって性能向上の課題について述べる。

第5章は“総括”とし、各章の結論から本研究の総括を述べる。

第2章 高効率熱交換器の検討

2.1 はじめに

第1章で述べたように高温ヒートポンプには高性能熱交換器が必須である。また、産業用が目的であるので、熱容量が大きいことを考えると気体より密度が高い液体からの採熱であることが予想される。液体との熱交換で高性能なものはプレート式熱交換器がよく知られており、ヘリンボーン型の波形状が加工された熱交換器が市販されている。また、プレート間にフィン挿入したプレートフィン式熱交換器も知られており、性能的には同等といわれている。

本研究では、フィン形状により流路形状を操作することで性能が調整できるプレートフィン熱交換器に着目し、その熱流動特性を実験検証した。

実験で使用したオフセットフィンを Fig. 2-1 に示す。フィン高さが異なる2種類のフィンを使用した。その仕様をMandrusiakら^[2-1]のフィンと比較してTable 2-1 に示す。フィンが設置された流路の平均水力等価直径 D_h は流路体積と濡れぶち面積から求めた。一方、流れ方向を投影したフィン配置が Fig. 2-1 右図に示されている。流れ方向のフィンピッチ l が小さいことから、フィンでの境界層の影響が残存すると考えると、フィンで区切られる流路はさらに小さいと考えることもできる。オフセットの1ピッチ分を一体とみなした場合、水力等価直径はさらに小さくなる。Fig. 2-1での領域1, 2での水力等価直径が D_{h1} , D_{h2} としてTable 2-1 に示されている。

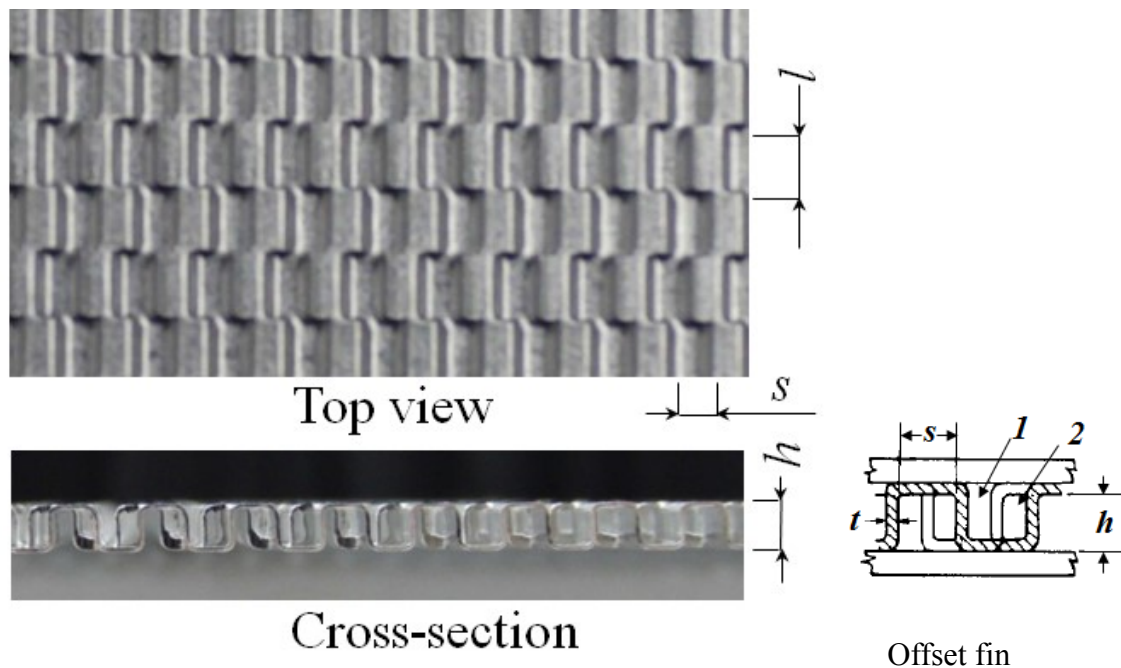


Fig. 2-1. Offset fins

Table 2-1 Specifications of offset fins and channels.

	Type 3.2	Type 2.0	Mandrusiak
Thickness t	0.30 mm	0.20 mm	1.91 mm
Height h	2.90 mm	1.80 mm	9.53 mm
Fin pitch in cross-session s in flow direction l	2.875 mm 6.0 mm	1.754 mm 3.0 mm	8.26 mm 12.7 mm
Hydraulic diameter single-fin D_h region 1 D_{h1} region 2 D_{h2}	2.884 mm 1.781 mm 1.720 mm	1.777 mm 1.085 mm 1.046 mm	8.84 mm 4.760 mm 4.479 mm

本研究では、水単相流、空気－水二相流、フロリナート72（FC72）沸騰二相流、1,1,1,2-テトラフルオロエタン（R134a）沸騰二相流において熱流動特性、熱交換器性能を評価した。作動流体の実験条件における主な物性値を Table 2-2 に示す。空気－水は20℃、大気圧での値、FC-72は大気圧、R134a は飽和温度25℃での値である。

Table 2-2 Physical properties at experimental conditions.

	T_{sat} [°C]	ρ_L [kg/m ³]	ρ_G [kg/m ³]	σ [mN/m]	μ_L [μPa·s]	μ_G [μPa·s]	C_{pL} [kJ/(kg·K)]	r [kJ/kg]
Air-water	—		1.297			19.75		—
FC-72	56.8	1621	13.5	8.44	413	11.9	1.10	83.6
R134a	-26.2	1225	27.78	8.69	207.4	11.49	1.405	182.3

ρ : density, σ : surface tension, μ : viscosity, C_{pL} : specific heat of liquid, r : latent heat

2.2 水単相流の流動特性

2.2.1 実験装置と方法

実験装置の概略をFig. 2-2に示す。大気開放されたタンクから室温の水がギアポンプで供給された。流量は試験部上流に設置された質量流量計（キーエンス、FDSS-20A）で計測された。ポンプは高い吐出圧で一定流量の供給が可能な容積型ポンプとして、マグネットカップリング式ギアポンプ（マイクロポンプ）を使用した。ギアポンプは直流モーターで駆動され、駆動モーターへの制御電圧（0 - 5 V）で回転数を設定することができ、負荷の変化に対して一定の回転数を保つことができる。一方、空気はコンプレッサーから供給された。調圧弁およびニードルバルブで流量調節され、ガス質量流量計（HORIBA, SEF-21A）で流量が計測された。

試験部形状を Fig. 2-3 に示す。試験部は透明アクリル樹脂製であり、流路が

切削された本体とフタからなる．本体には幅 90 mm，長さ 435 mmの流路が加工されている．実機を想定し，試験部の左下と右上隅に作動流体の供給口を設けた．作動流体は紙面垂直方向に流入し，フィンが設置された幅広流路に流路が急拡大され供給される．流路にはオフセットフィンが設置されることから，水平方向の流体の移動はフィンの抵抗を受けることになる．入口端での流量分配，出口端での排出が適切になされるよう，フィン設置長さを少し短くし，流入出口の両端で流路壁との間に 2 mm の隙間を設けた．この隙間によって，特に，入口流路拡大部での死水域がなくなることが事前実験で確認されている．流路の水平方向中央に 250 mm の距離を隔てた2箇所に静圧孔が設けられ，リアクタンス式差圧計（バリダイン DP15，測定精度 0.5 %FS）で差圧が測定された．なお，差圧の計測値に合わせて計測レンジの異なる3種類（8.6 kPa，22.0 kPa，35.0 kPa）の差圧計を使用した．Mandrusiakら^[2-1]によれば，フィン長さのおよそ10倍で流れは発達するとしており，流入口中心からの静圧孔までの距離で発達していると考えられる．

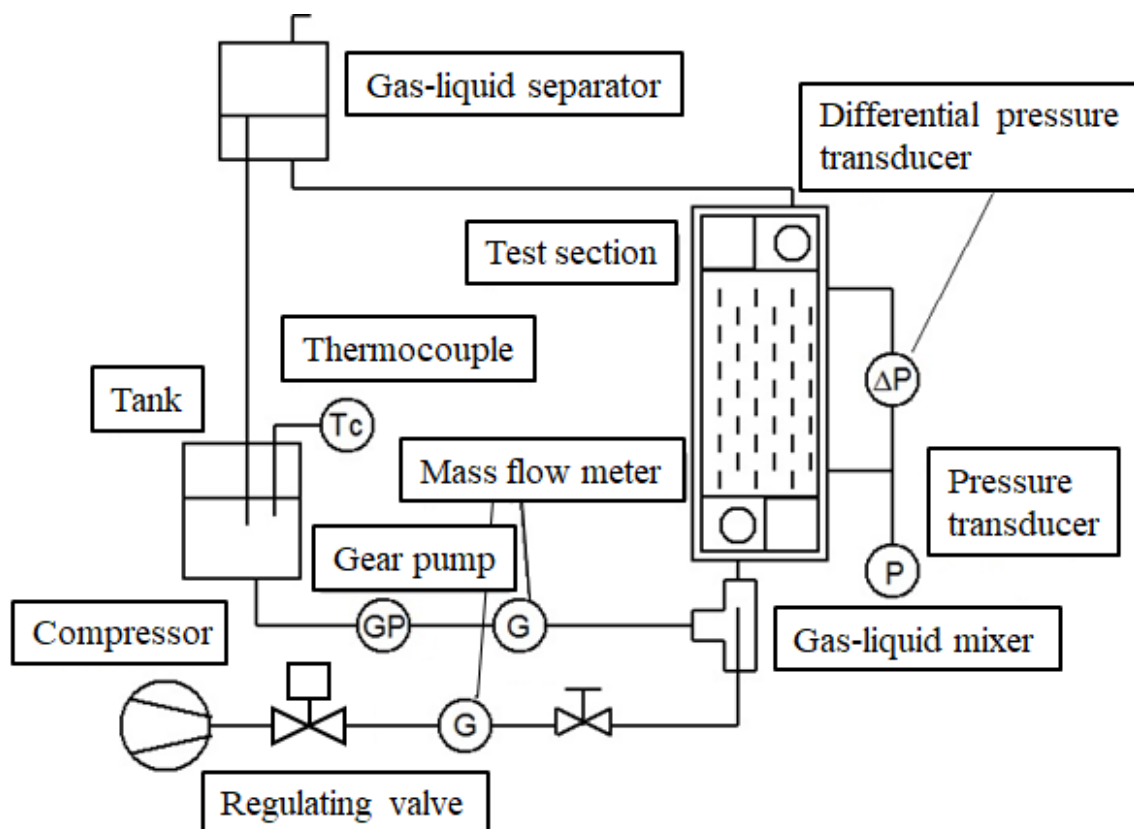


Fig. 2-2 Schematic diagram of experimental apparatus.

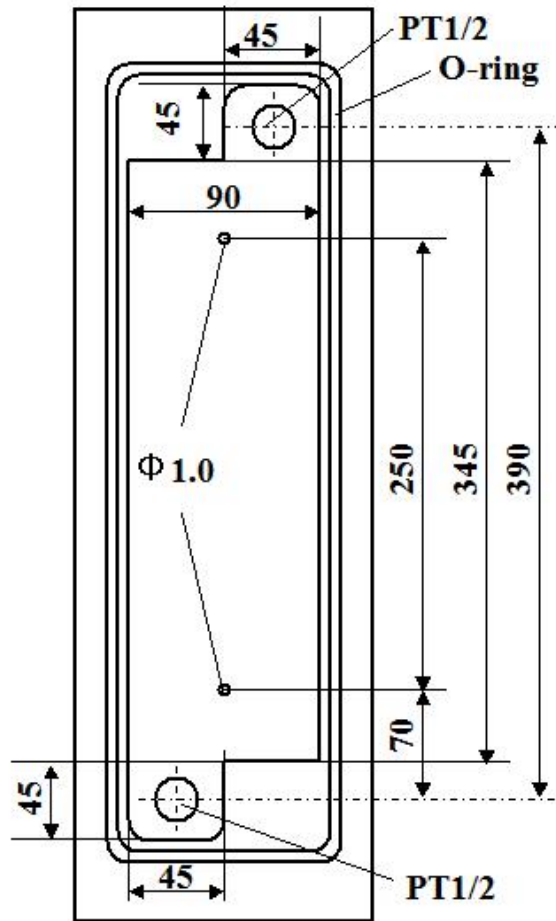


Fig. 2-3 Details of test section

2.2.2 実験結果と考察

Type3.2, Type2.0 での水単相流の圧力損失計測結果を，管摩擦係数とレイノルズ数で整理して Fig. 2-4 に示す．ここで，管摩擦係数およびレイノルズ数は，差圧差 ΔP ，圧間長さ L ，平均水力等価直径 D_h および平均速度 u_L を用いて次式で定義される．

$$f = \frac{\Delta P D_h}{2 \rho_L u_L^2 L} \quad (2-1)$$

$$Re = \frac{\rho_L u_L D_h}{\mu_L} \quad (2-2)$$

Fig. 2-4の図中, Herringbone は 浅野ら^[2-2] によるヘリンボーン型の波形状を有する市販のブレイジングプレート熱交換器での計測結果であり, Mandrusiak and Carey^[2-1] の結果と合わせて示されている. いずれの場合も Re 数が 約300の条件を境として勾配が変化していることがわかる. これは, 層流から乱流への遷移によるものである. 通常のパネルより遷移レイノルズ数が小さいのは, オフセットフィンが挿入されている場合は境界層分断効果のためであり, 一方, ヘリンボーン溝の場合は流路の分岐合流による効果が大きいためである. 層流域の理論式であるHagen-Poiseuilleの式^[2-3], 平滑管の乱流域に対するBlasiusの式^[2-4]と同様に, $f = a \cdot Re^b$ の形に整理し, 最小自乗近似によって定数 a, b を求めた. 得られた結果はTable 2-3 にまとめられ, 図中では実線で示した.

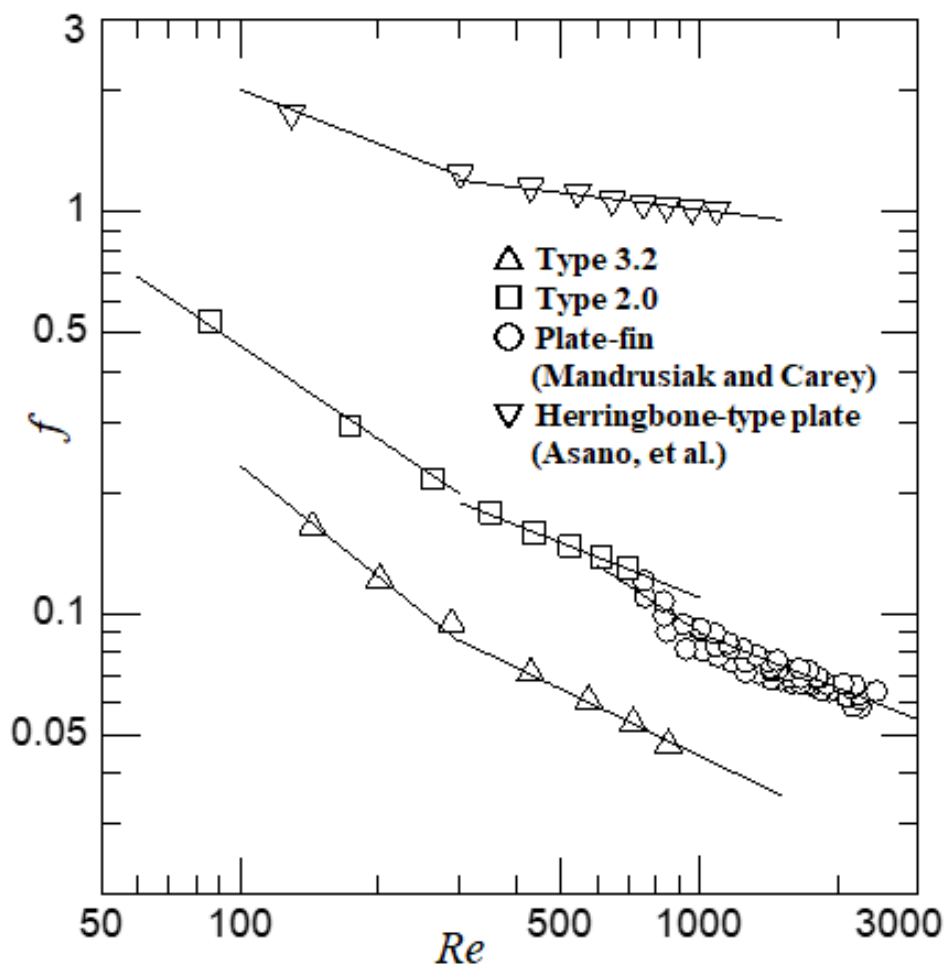


Fig. 2-4 Friction factor against Reynolds number.

Table 2-3 Calculated constants for the friction factor correlations of liquid single-phase flow.

		a	b
Type 3.2	$Re < 300$	16	-0.918
	$Re > 300$	1.98	-0.55
Type 2.0	$Re < 300$	16	-0.769
	$Re > 300$	2.46	-0.45
Mandrusiak	$Re < 1000$	16	-0.75
	$Re > 1000$	2.00	-0.45
Herringbone	$Re < 300$	16	-0.45
	$Re > 300$	2.66	-0.14

流路内の層流域では Hagen-Poiseuilleの式 ($f = 16Re^{-1}$) が成立することが知られている．榎木ら^[2-5]によると，矩形管においても，この式が成り立つことが報告されている．Corvberánら^[2-6]は，水力等価直径 2 mm の矩形オフセットフィンプレート熱交換器について，流れ方向のオフセットピッチ(l) が異なる3つの流路に対する気相单相流実験を行い，層流域 ($Re < 300$) での管摩擦係数に対して，以下の相関式を得ている．

$$\begin{aligned}
 f &= a Re^b & a = 16, b = -0.85 \ (l = 3) \\
 & & a = 16, b = -0.95 \ (l = 25) \\
 & & a = 16, b = -0.98 \ (l = \infty)
 \end{aligned} \tag{2-3}$$

これより，層流域では係数は16であるが，オフセットがあることで，乗数 b は -1 より大きくなり，ピッチが小さくなるほどその値は大きく，すなわち Re 数に対する勾配は緩やかになり，管摩擦係数は大きくなる．この傾向は，本実験結果と同じである．

Webb ら^[2-7]は，プレートフィン熱交換器の单相流管摩擦係数の準経験的予測式として，広い Re 数の範囲に対して式(2-4)を提案している．

$$f = \frac{31}{Re} \left[Ks^n + (0.075 C_D Re)^n \right]^{1/n} \tag{2-4}$$

ここで，式中の定数は $Ks = 14.8$ ， $C_D = 0.80$ ， $n = 0.629$ とされている．

Mandrusiak ら^[2-1]は，実験結果が式(2-4)には一致しないが， $Ks = 137$ とすることで実験結果と一致すると報告している．Webb ら^[2-7]はプレート上で流路がフィンで分断されている場合には C_D は 0.80 であると報告していることから，本実験結果も Ks の値でチューニングできると考え， Re 数の全範囲に対して最小自乗近似を施した．計算結果が Fig. 2-5 に実線でプロットされている．Type 3.2 の試験部に対しては $Ks = 45.1$ ，Type 2.0 の試験部に対しては $Ks = 123.1$ となり，実験結果の傾向をよく表していることがわかる．

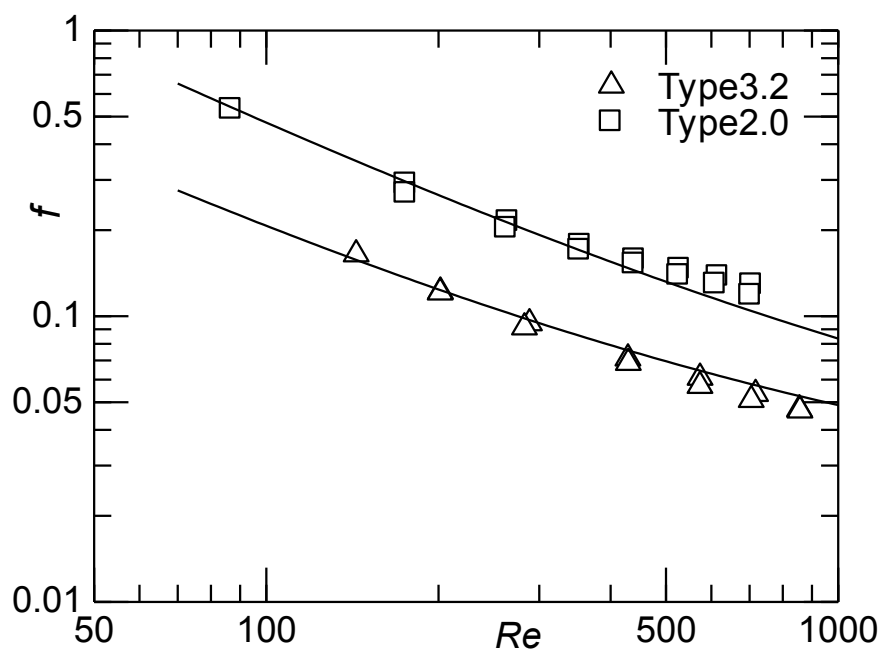


Fig. 2-5 Comparison of friction factor with the Webb's correlation.

2.2.3 まとめ

オフセットフィンを入装したプレートフィン熱交換器を模擬したアクリル試験部を用いて、水単相流の圧力損失の計測を行った結果、以下のことが明らかとされた。

- ・層流域の管摩擦係数は、Hagen-Poiseuille の式 $f = 16Re^{-1}$ の指数を修正することで整理できる。
- ・ Re 数に対する勾配が緩やかになる乱流域への遷移 Re 数は、フィンピッチによらずおよそ 300 であった。

2.3 空気-水気液二相流の流動特性

2.3.1 実験装置と方法

実験装置は、2.2.1と同じ装置を使用した。

高速度ビデオカメラ (IDT : Motion pro N-3) を用いた撮影では、試験部における流動様式を、上流部、中間部、下流部の 3 ヶ所に分けて撮影した。撮影フレームレートは 1000 fps、露光時間は 480 μ s とした

2.3.2 気泡の流速分布

オフセットフィンを設置した流路では、オフセットがあるごとに、流れが分岐・合流する。気泡が流動する場合には、水平方向の動きは拘束され、水平方向の速度分布に差異があっても、気泡の動きが拘束されるためその分布は下流に向けて維持される恐れがある。そこで、高速度カメラによる画像から、オフセット 1 つ分の流路を気泡が通過するのに要した時間を測定し、気泡流速を評価した。計測では、対象気泡がオフセット 1 つ分を通過するフレーム数 N 、フレームレート (1000 FPS)、そしてフィンピッチ l から下式で気泡速度 u_G を計算した。

$$u_G = \frac{l}{(N/1000)} \quad (2-5)$$

計測は、気泡流動が観測された条件を対象とし、試験部中間部での撮影画像に対して行われ、各条件で 100 点以上を計測した。Fig. 2-6 はオフセットフィン Type 3.2 の上昇流の結果、Fig. 2-7 はオフセットフィン Type 2.0 の下降流の結果である。横軸に水平方向位置 (流路左側からの壁面距離)、縦軸に流速をとり、上昇流を正、下降流を負としてプロットした。黒丸は計測結果であり、白丸は各位置での平均値である。また、全データの平均値は、 u_m として各図中に示した。なお、図中の実線は均質流モデルでの気相速度 ($u_G = j_G + j_L$) である。

これより、Type 3.2 の場合 (Fig. 2-6)、気泡速度は均質流モデルでの値とおおよそ一致するものの、流路の端部で大きく異なる部分を確認できる。 $j_L = 0.05$ m/s の場合、 j_G の増大とともに流入口と反対側の部分での気泡速度の低下が見られる。一方、 $j_L > 0.10$ m/s の条件では、流入口がある右側で流速が均質流モデルの値より高くなる傾向が見られた。これは、液相の偏流によると考えられる。

フィンピッチが小さい Type 2.0 の下降流の場合 (Fig. 2-7)、 $j_L > 0.15$ m/s では均質流モデルによく一致していた。 $j_L < 0.15$ m/s では均質流モデルより低くなり、 j_G が高くなるほど u_G が低下する傾向を示した。下降流での気泡速度の低下は、浮力の効果と気泡径が大きくなったことによる流動抵抗の増大のためと考えられる。しかし、水平方向の速度差は見られなかった。

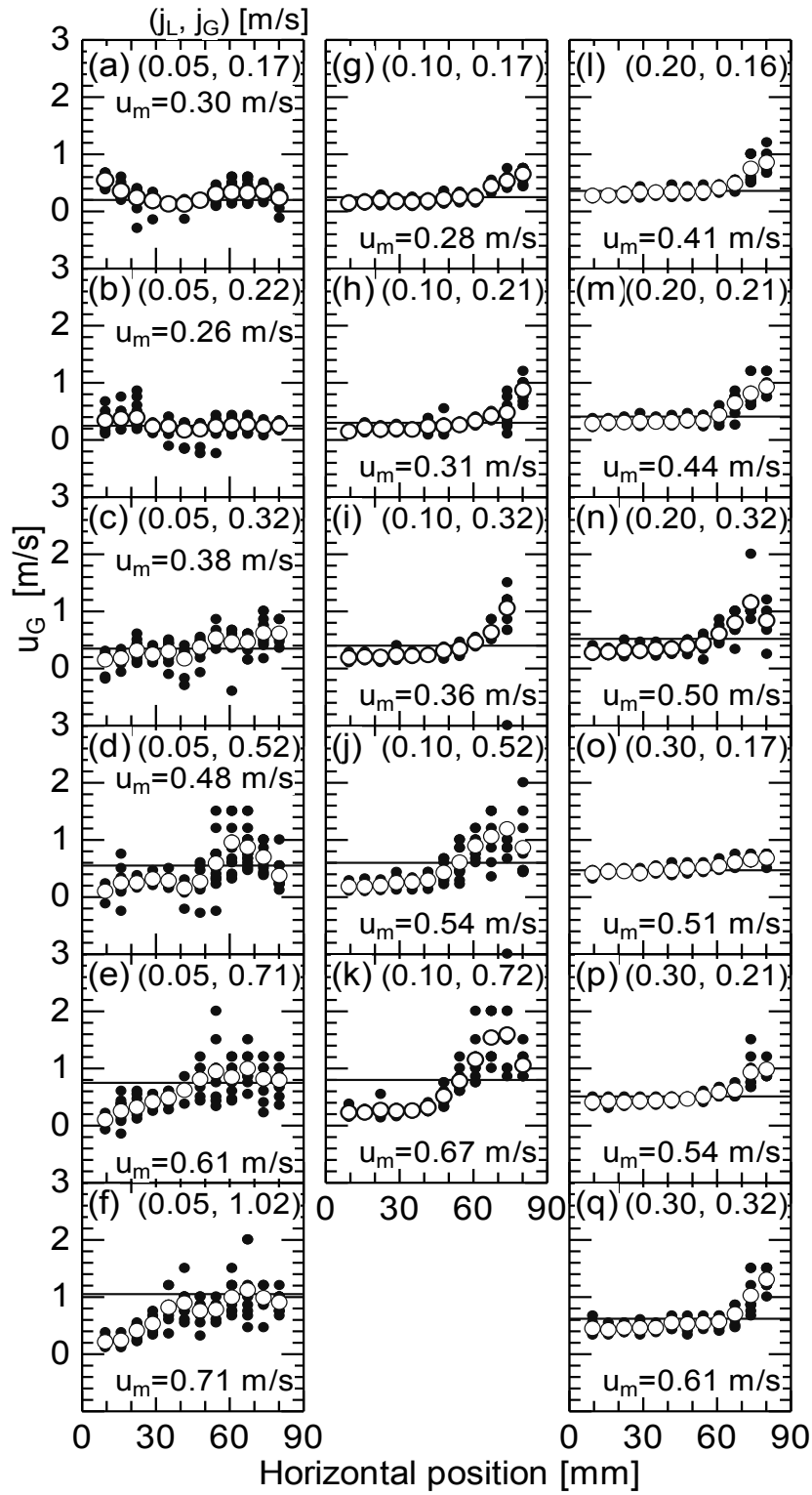


Fig. 2-6 Local bubble velocities in vertical upward flows for the channel with the offset fin Type3.2

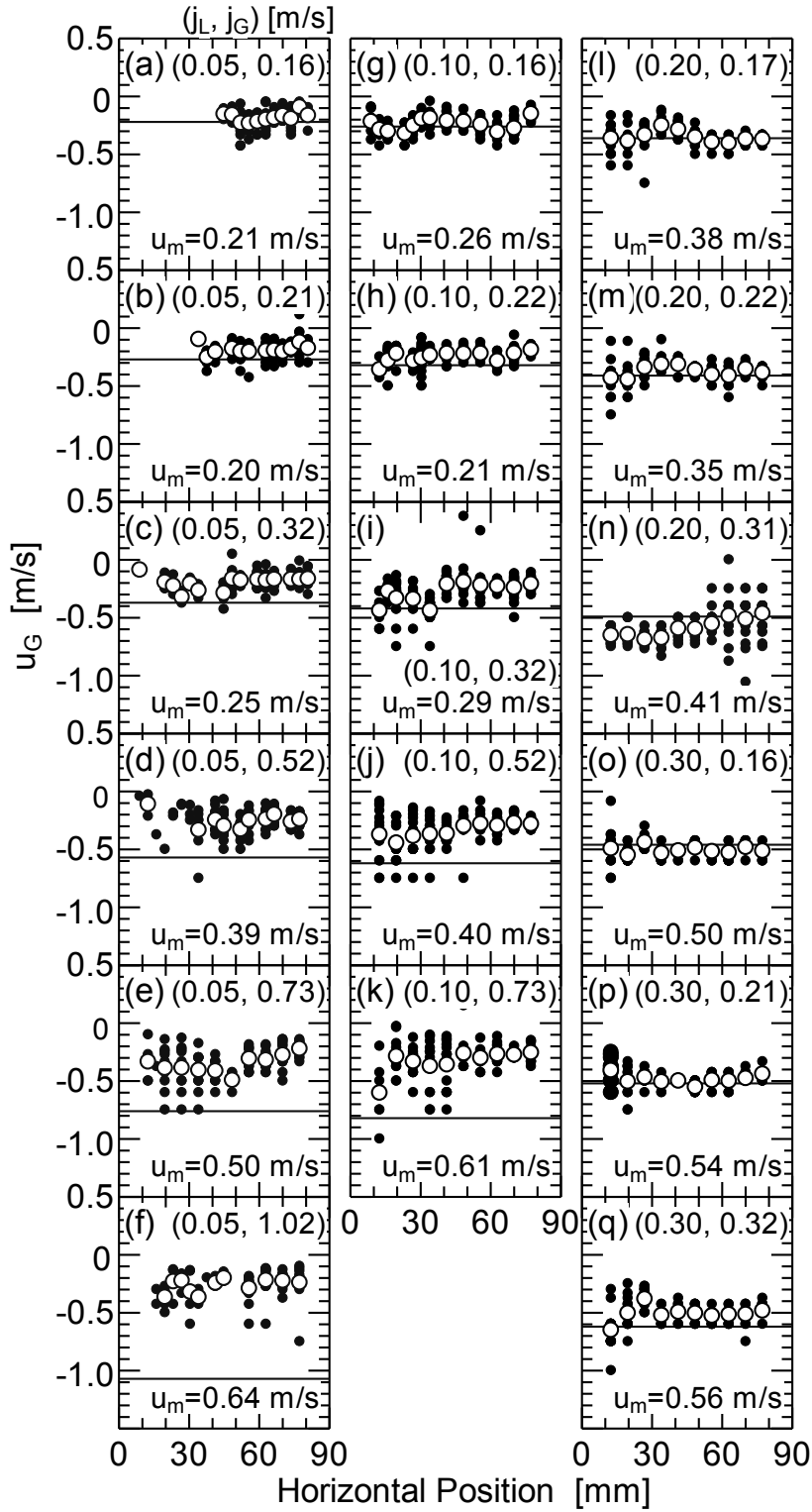


Fig. 2-7 Local bubble velocities in vertical downward flows for the channel with the offset fin Type2.0

2.3.3 流動様式

中間部での高速度カメラによる撮影画像に基づき流動様式を判定した。流動様式として、液相連続相に気泡が分散して流動する気泡流、大気泡が形成されるスラグ流、そして気相が連続相を形成する環状流が確認された。流動様式は常に同じではなく時間変化があったこと、同時刻でも場所によって異なる流動様式が観察されたことから、複数の流動様式が確認された場合にはその流動様式にあわせてプロットの記号を変えた。ここでは、気泡流 (○)、気泡流とスラグ流 (Δ)、気泡流とスラグ流と環状流 (▲)、スラグ流と環状流 (■)、気泡流と環状流 (●)、環状流 (▲) に分類した。三島ら^[2-8]や仮屋崎ら^[2-9]による細管内気液二相流の流動様式線図と比べると、流動様式は類似しているが、遷移境界が拡大している。これは、脈動や偏流が発生しているために、観察している領域において、時間的かつ局所的に流速に分布があり、異なる流動様式が混在したためであると考えられる。

また、気液各相が低容積流束の条件 (Fig. 2-8 において、上昇流に対して実線で、下降流に対して破線で囲まれた条件) では、流路幅方向で流れが異なる様子が確認された。次項において詳細に示す。

(a) 上昇流における脈動

上昇流の場合 (Fig. 2-8 (i))、実線で囲まれた条件において、流路内で気泡が上下に脈動しながら流動する様子が観察された。Fig. 2-6 (a)～(e)において、平均値は正であるが、計測値が負であった場合に相当する。これは、試験部流入条件に起因する液流速の変動によると考えられる。この流動条件では、試験部に流入部での流動様式が間欠流であり、大気泡流入時と液スラグ流入時の運動量差が要因と考えられる。プレートフィン流路では、フィン設置部に流入した気泡は、フィンで分断されて多数の小気泡として流動するため、浮力の影響は小さくなり、液相流動に追従すると考えられる。すなわち、液流速の変動により気泡が上下に振動したのである。

全体的な傾向としては、気相流量が増大するにつれて、気泡流から、気泡を伴うスラグ流へ遷移し、そして連続相を形成するようになり、液相内に気泡が混在した環状流に遷移した。

(b) 下降流における気相の偏流

下降流の場合 (Fig. 2-8 (ii))、破線で囲まれた低液相容積流束、低気相容積流束の条件において、気相が偏在する不均質な流れが観察された。例えば、Fig. 2-7 の(a), (b) において左側に計測値がない条件に相当する。この低液相容積流束条件では、フィン設置部の圧力損失が小さくなり、入口拡大部での水平方向への流量分配が弱くなるため、流路右上の入口から流入した後、流路の左側が液相で満たされ、気泡のサンプリングができなかったのである。

全体的な傾向としては、このような流れが観察された低液相容積流束では、

気相容積流束の増大によって流路左側に気相が流れるようになり、気泡流はスラグ流に、そして環状流に遷移した。

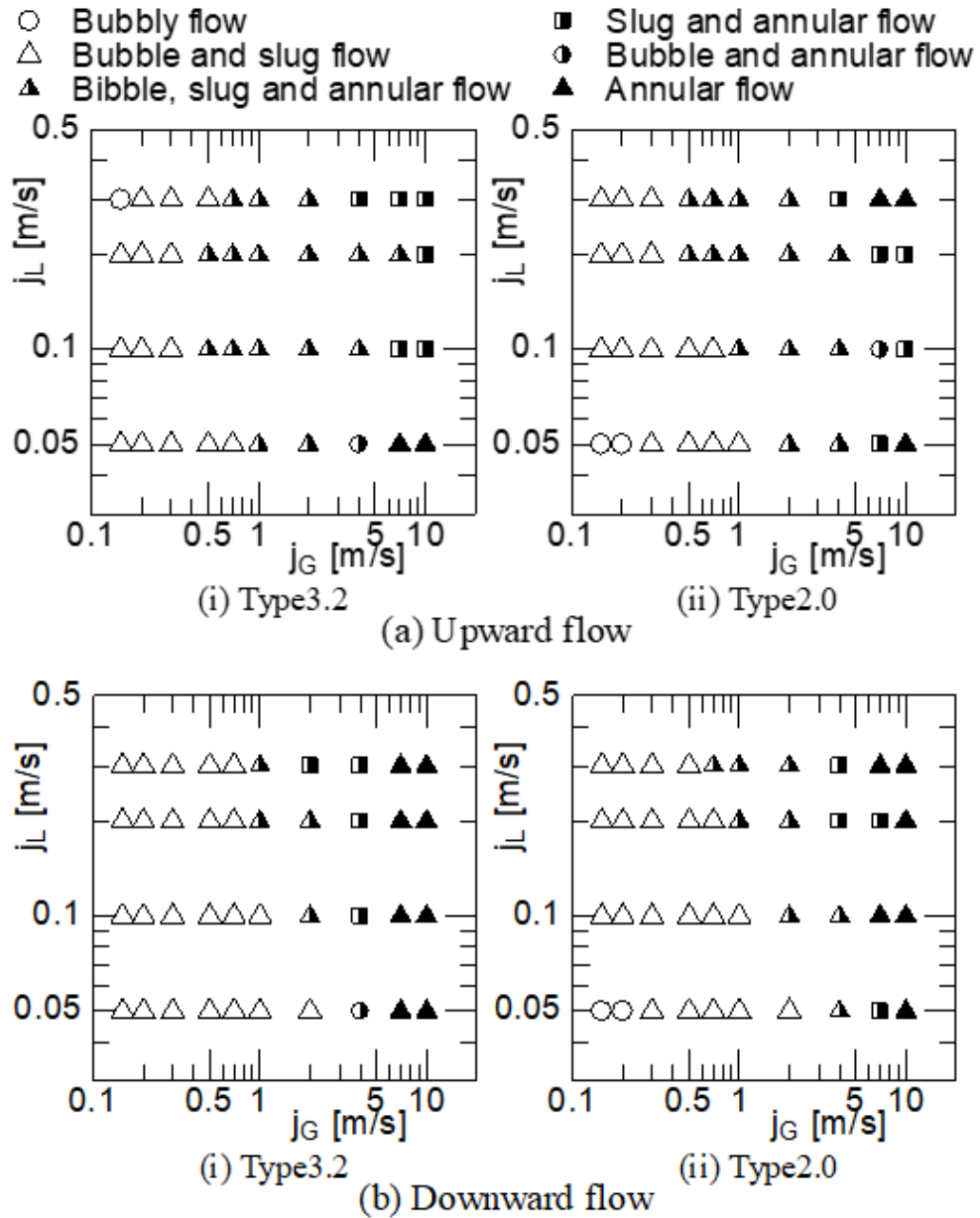


Fig. 2-8 Flow pattern map.

2.3.4 二相増倍係数

空気-水二相流実験での圧力損失の整理法について示す．差圧計による計測差圧 ΔP_{meas} は重力損失 ΔP_{grav} ，摩擦損失 ΔP_{fric} ，加速損失 ΔP_{acc} の和で表わされる．発達流で相変化を伴わない場合は，加速損失 ΔP_{acc} を無視することができる．実験では圧力導管内を水で満たしており，試験部に気液二相流が流動すれば，流路内のボイドによって，静圧差が生じる．次式で重力損失 ΔP_{grav} [Pa] を補正し摩擦損失 ΔP_{fric} [Pa] を求め，評価した．

$$\Delta P_{\text{meas}} = \Delta P_{\text{fric}} + \xi \Delta P_{\text{grav}} \quad (2-6)$$

$$\Delta P_{\text{grav}} = \alpha \rho_L g \Delta L \quad (2-7)$$

ここで， α は静圧タップ間の平均ボイド率， g は重力加速度， ΔL は静圧タップ間距離である．なお， ξ は流動方向を示す関数で上昇流の場合， $\xi = -1$ ，下降流の場合， $\xi = 1$ である．ボイド率 α は均質流モデルに基づき下式で求めた．

$$\alpha = \frac{j_G}{j_L + j_G} = \frac{V_G}{V_L + V_G} \quad (2-8)$$

空気-水二相流の圧力損失では，液相容積流束 j_L が低いほど，気相容積流束 j_G が低いほど，摩擦圧力損失 ΔP_{fric} に対する重力損失 ΔP_{grav} の割合が大きく， $\Delta P_{\text{grav}} / \Delta P_{\text{fric}}$ の平均値は 0.95，全データの 90 % が 0.1 から 2.1 の範囲であった．また，気相容積流束の増大とともに，全容積流束の増大し，摩擦損失が増大した．

気液二相流の摩擦損失の計測結果を L-M 法で整理し，Fig. 2-9 に示す．液単相流の圧力損失に対する二相増倍係数 ϕ_L が Martinelli^[2-10] パラメータ χ に対し白抜き記号でプロットされている． ϕ_L ， χ はそれぞれ次式で定義される．

$$\phi_L^2 = \Delta P_{\text{fric},TP} / \Delta P_{\text{fric},LSP} \quad (2-9)$$

$$\chi^2 = \Delta P_{\text{fric},LSP} / \Delta P_{\text{fric},GSP} \quad (2-10)$$

ここで，添字 LSP および GSP はそれぞれ液相および気相単相流であることを表す．気相単相流の圧力損失は液単相流実験で得た摩擦係数を用いて算出した．図中，実線は次式で定義される Chisholm^[2-11] の相関式である．

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (2-11)$$

また，上昇流の場合に対し，図中，黒塗り記号がプロットされているが，これ

は、井上ら^[2-12]による空気-水気液二相上昇流の相関式（式(3-12)）に基づく計算結果である。

$$\phi_L^2 = 1 + 250 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.8} \quad (2-12)$$

Fig. 2-9 より、液相容積流束が低いほど、また気相容積流束が高いほど二相増倍係数は高くなる。

Type 3.2 の場合 (Fig. 2-9 (a), (b)), Martinelli パラメータ χ がおよそ 1 を超えると、二相増倍係数 ϕ_L の値は Chisholm の相関式から外れて高くなる傾向を示した。

Tribbe and Müller-Steinhagen^[2-13] は、ヘリンボーン型の波形状のプレート熱交換器を模擬した試験部に対し、二相増倍係数の予測式として次式を提案して

$$\phi_L = 1.423 - 0.074 \ln(\chi) + \frac{1.031}{\chi} \quad (2-13)$$

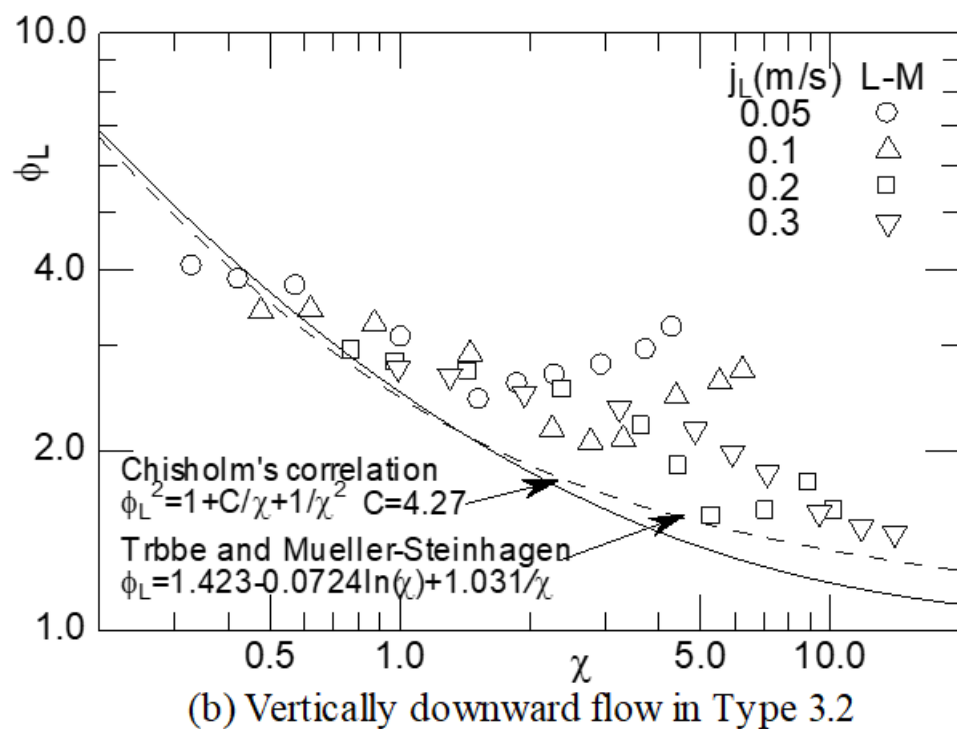
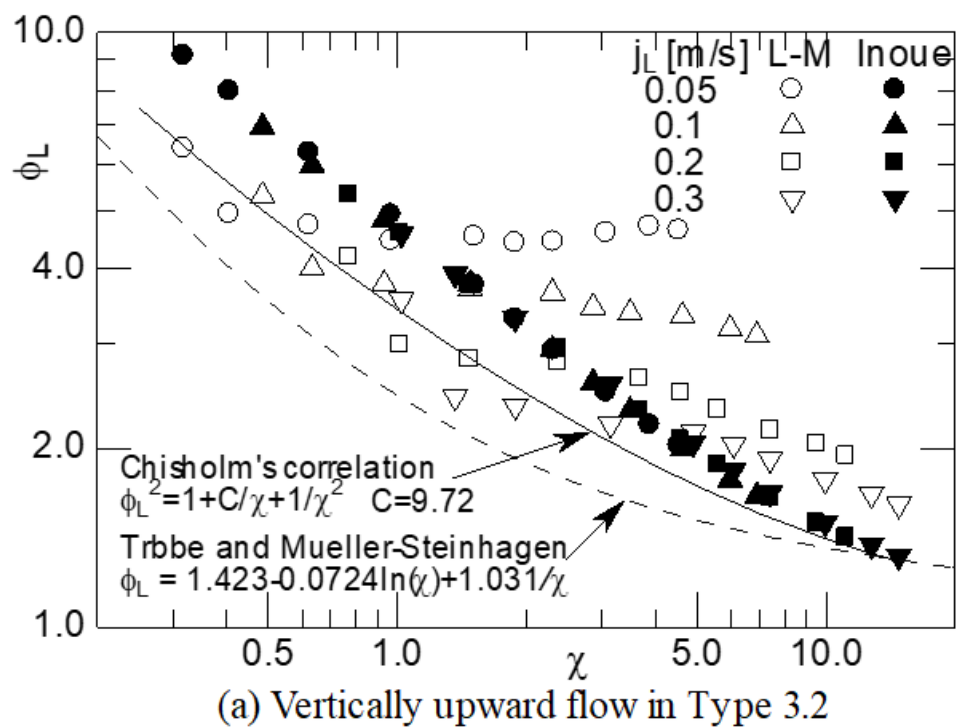
Fig. 2-9 (a), (b) に計算結果を破線で示しているが、実験データとの一致は見られなかった。

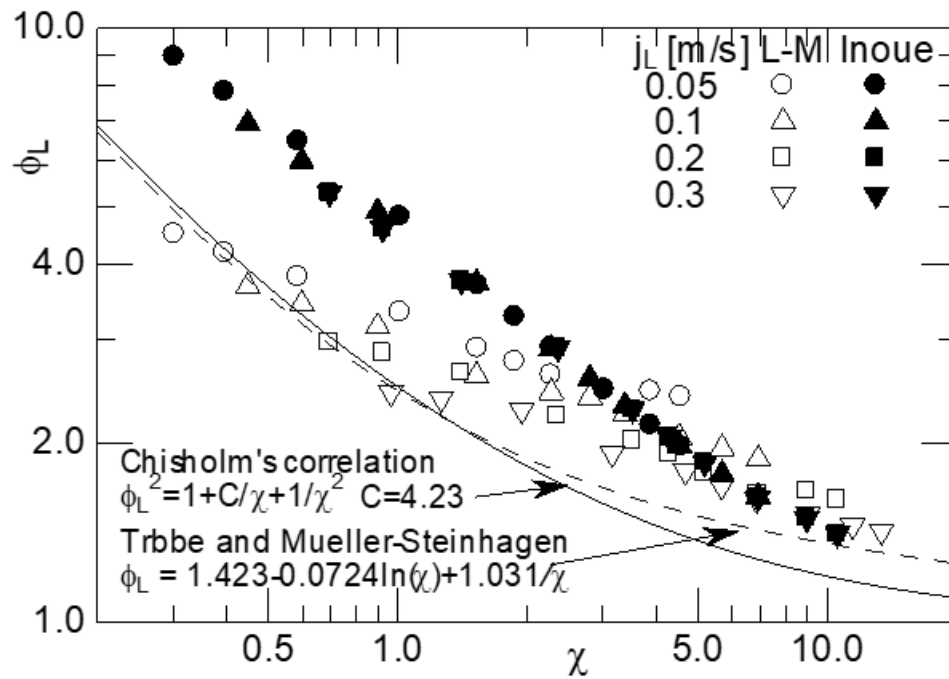
Type 2.0 の場合 (Fig. 2-9 (c), (d)) も、 χ がおよそ 1 を超えると二相増倍係数 ϕ_L の値は、Chisholm の相関式の値より大きくなったが、その程度は Type 3.2 より小さく、特に下降流の場合は実験データのばらつき程度であった。Fig. 2-9 (d) にも Tribbe and Müller-Steinhagen^[2-13] による相関式の計算結果が破線で示されているが、この場合、実験値とほぼ一致していることがわかる。

Fig. 2-9 の 4 つの図を見ると、いずれの場合も $\chi \leq 1$ の範囲では Chisholm^[2-11] の式（式(2-11)）で整理できると考えられることから、この範囲で最小自乗近似によって C の値を求めた。Type 3.2 の上昇流 (Fig. 2-9 (a)) に対し $C = 9.72$ ，下降流 (Fig. 2-9 (b)) に対し $C = 4.27$ ，Type 2.0 の上昇流 (Fig. 2-9 (c)) に対し $C = 4.23$ ，下降流 (Fig. 2-9 (d)) に対し $C = 3.52$ を得た。これらの計算結果が、図中実線で示されている。

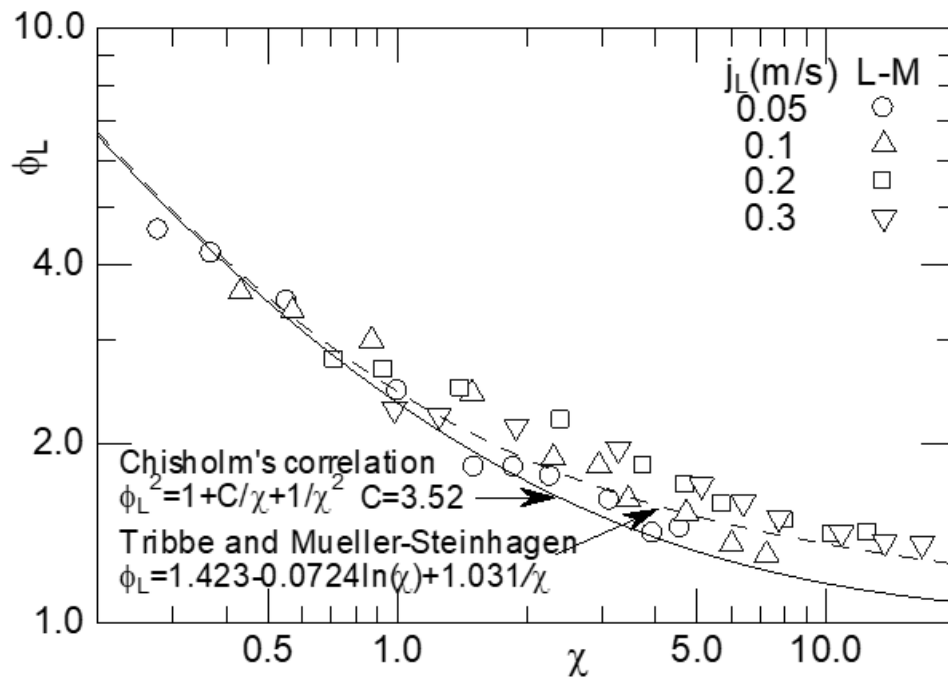
Chisholm^[2-11] は二相流の流動状態に応じて C の値を決定しており、気液各相がいずれも乱流の場合は $C = 20$ ，気相が乱流で液相が層流の場合は $C = 12$ ， $C = 10$ なら気相が層流で液相が乱流の場合は $C = 10$ ，気液各相がいずれも層流の場合は $C = 5$ としている。それによれば、実験結果から Type 3.2 の上昇流は気相乱流で液相層流，それ以外では気液各相とも層流の流動に近いと考えられる。

一方、井上ら^[2-12]の相関式による計算結果は、ほぼ液単相流となる $\chi > 5$ の範囲を除き、実験値との一致は見られず、 $\chi \leq 1$ の範囲においても過大評価する結果となった。





(c) Vertically upward flow in Type 2.0



(d) Vertically downward flow in Type 2.0

Fig. 2-9 Two-phase multiplier versus Martinelli parameter.

2.3.5 流動様式および気泡速度の実験結果との整合性

Fig. 2-9 の結果からわかるように、Chisholm の式の傾向からの乖離は液相容積流束が低くなるほど大きくなった。この乖離が見られた流動条件では、項 2.3.2.2 で示した流動様式の観察結果からは、上昇流では局所的な脈動流が、下降流では偏流が観察された条件である。

Type 3.2 の場合、上昇流 (Fig. 2-9 (a))、下降流 (Fig. 2-9 (b)) では Chisholm の式に基づく相関式との大幅な乖離がみられるが、Type 2.0 の場合、上昇流 (Fig. 2-9 (c))、下降流 (Fig. 2-9 (d)) ではその乖離はそれほどでもなく、脈動や偏流が抑えられたためと考えられる。

2.3.6 液膜効果の検証

Mandrusiak ら^[2-1] は、プレートフィン熱交換器において、Webb ら^[2-7] の式 (2-6) をベースにフィン表面に厚さ δ の液膜が形成されると仮定することで二相増倍係数が増大するとした予測式を提案した。

$$\phi_L^2 = \left[(\phi_L'^2 M)^m + (C_D N)^m \right]^{1/m} \quad (2-14)$$

ここで、 M, N は次式で定義される。

$$M = \left[1 + (0.075 C_D Re_L / Ks)^n \right]^{1/n} \quad (2-15)$$

$$N = \frac{t}{2l(1+\gamma)f_L} \left[\frac{2\gamma\eta}{(1-\alpha)^2} + \left(\frac{x}{1-x} \right)^2 \frac{\rho_L}{\rho_G} \left(\frac{1-2\gamma\eta}{\alpha^2} \right) \left(1 + \frac{2\delta}{t} \right) \right] \quad (2-16)$$

$$\alpha = \frac{(s-2\delta)(h-2\delta)}{sh} \quad (2-17)$$

定数 m, C_D は Mandrusiak ら^[2-1] による値 $m = 0.28, C_D = 0.8$ を用い、 Ks は液単相流の実験結果から得た値を使用した (式 (2-4) 参照)。 ϕ_L' は Chisholm の式に基づく相関式による計算結果であり、 C 値は $\chi < 1$ に対する値を用いた (項 2.3.3 参照)。 γ と η は、 $\gamma = s/h, \eta = \delta/s$ で定義される。 δ は式 (2-17) から求め、 f_L は液単相流での摩擦係数である。

式 (2-14) の計算結果を黒塗りで表し、Fig. 2-10 に示した。式 (2-14) の結果は実験結果と一致するものではないが、プレートフィン熱交換器の実験値から求めた二相増倍係数が、Chisholm^[2-11] の相関式からの乖離を補う傾向を示唆している。

液膜モデルにおける液膜厚さ δ を計算すると、 $\chi = 1.0, 3.0, 6.0, 10$ の時の液膜厚さは、Type 3.2 の場合、およそ $\delta \approx 0.02, 0.1, 0.2, 0.4$ mm, Type 2.0 の場合、およそ $\delta \approx 0.01, 0.06, 0.14, 0.24$ mm であった。

2.3.3 項の流動様式の観測から、式(2-14)と実験値が一致するのは、気泡流が支配的な領域であった。環状流が支配的な $\chi < 1$ の領域では実験値は計算結果より小さい値となった。これは気流が支配的なためにフィンに液が付着せず、抵抗が低くなったためと言える。

二相増倍係数の増大は、Type 3.2 において顕著であるが、Type 2.0 ではそれほどでもなかった。Mandrusiak ら^[2-1] のプレートフィン熱交換器のフィンピッチも 8.26 と、今回の実験より広いので、フィンピッチが小さくなると液膜モデルが成立しなくなると考えられる。

式(2-14)の m の値を変化させると、計算結果は Fig. 2-10 上で式(2-11)に対して平行に上下する。従って、 m 値を調整しても実験結果の傾向を表すことはできない。そこで、Tribbe and Müller-Steinhagen の式(2-13)の 3 つの定数 (tr_1, tr_2, tr_3) を、 $1 < \chi < 7$ の範囲で傾向が外れている点を除外した実験値に対し、最小自乗近似により決定し、相関式を作成した。計算結果を Table 2-4 に、Fig. 2-10 には一点鎖線で示す。

Table 2-4 Calculated constants for Eq. (2-13)

	tr_1	tr_2	tr_3
Eq. (2-13)	1.423	0.0724	1.031
in Fig. 2-10 (a)	1.80	0.077	1.52
in Fig. 2-10 (b)	1.65	0.092	0.92
in Fig. 2-10 (c)	1.68	0.073	1.00
in Fig. 2-10 (d)	1.48	0.074	0.96

相関式による計算結果と実験値の比を Fig. 2-11 に示す。図中の白抜きは相関式の作成で除外された点である。

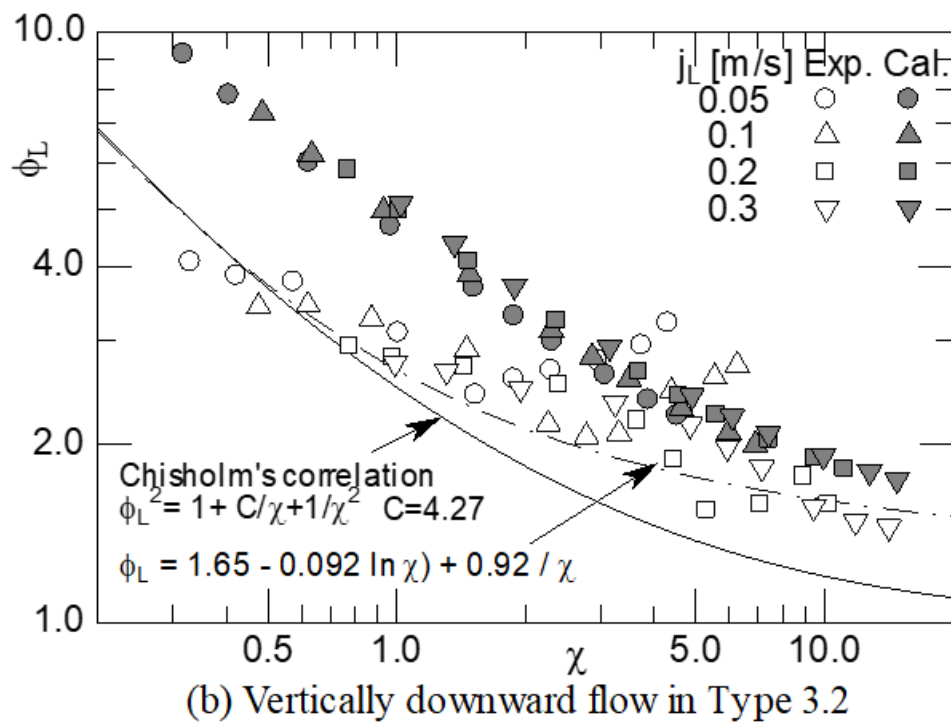
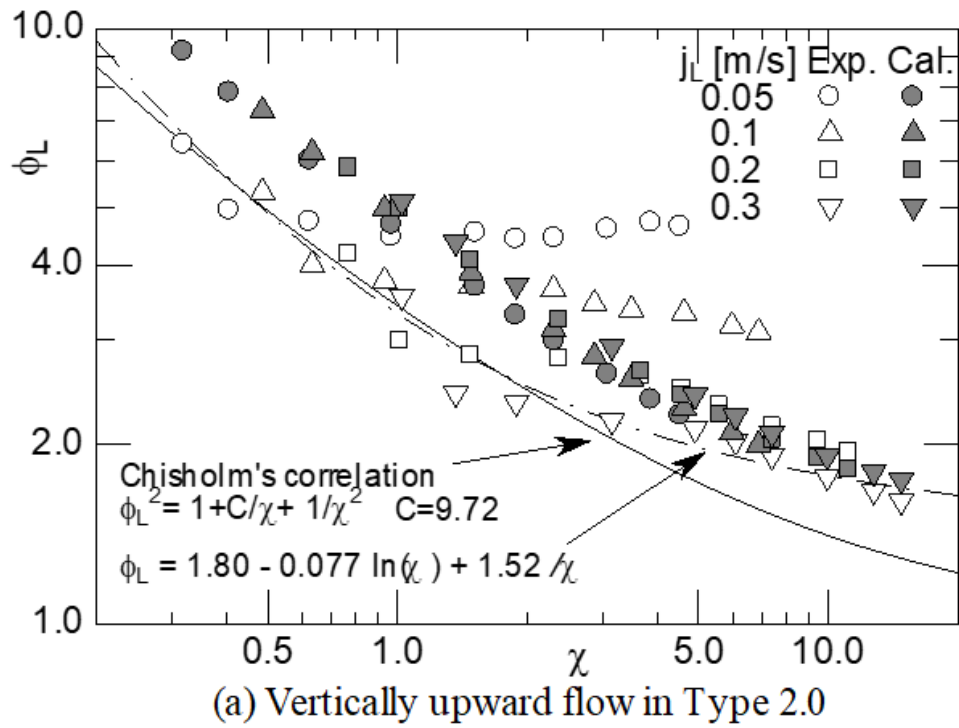
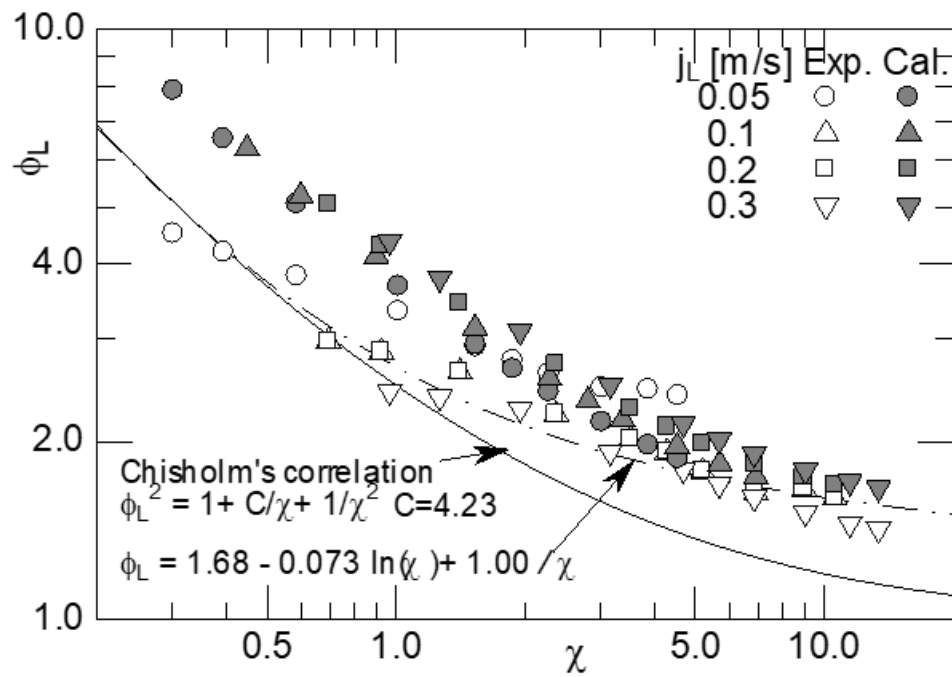
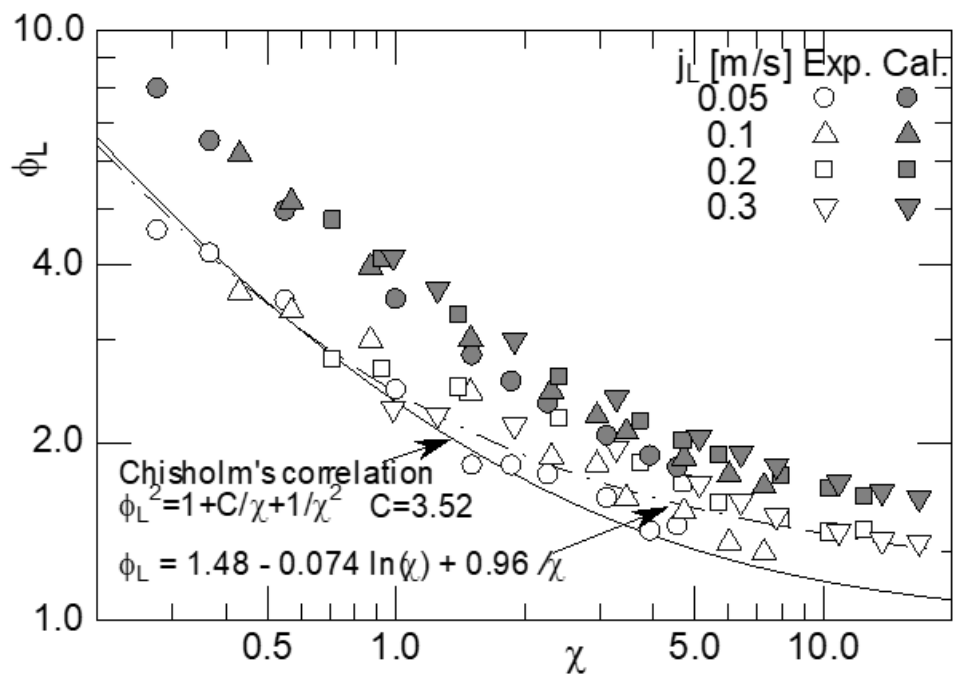


Fig. 2-10 Comparison of two-phase multiplier with calculated results by Mandrusiak's model and correlations modified from Tribbe and Müller-stenhagen equation



(c) Vertically upward flow in Type 2.0



(d) Vertically downward flow in Type 2.0

Fig. 2-10 Comparison of two-phase multiplier with calculated results by Mandrusiak's model and correlations modified from Tribbe and Müller-steinhausen equation

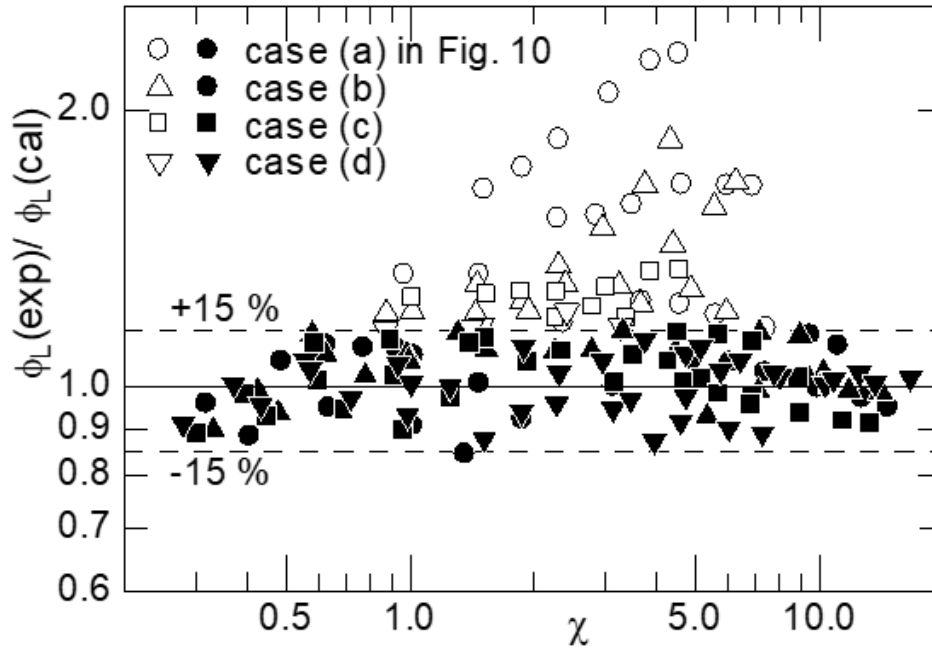


Fig. 2-11 Comparison between experimental values and calculation values

2.3.7 Chisholm パラメータ C に及ぼす水力等価直径の影響

三島・日引^[2-8] は細管に対する空気-水気液二相上昇流の実験結果から、Chisholm パラメータ C への管径の影響が式(2-18)で表されると報告している。

$$C = 21(1 - e^{-0.319D_h}) \quad (2-18)$$

本実験結果の $\chi \leq 1$ の範囲で得られた C 値から式(2-18)より水力等価直径を逆算すれば、上昇流、下降流に対して、Type 3.2 では 1.95 mm, 0.713 mm, Type 2.0 では 0.705 mm, 0.576 mm となった。Table 1 で示す形状と比較すると、単一フィンの水力等価直径 D_h より、オフセットフィン構造を考慮した D_{h2} の値に近く、オフセットフィンが有効に働いていることを示唆していると言える。

2.3.8 まとめ

オフセットフィンを内蔵したプレートフィン熱交換器を模擬したアクリル試験部を用いて、空気-水二相流を作動流体とした実験を行い、圧力損失の計測と流動様式の観察を行った。得られた結果は以下のとおりである。

- Martinelli パラメータ χ が 1 以下の条件では、二相増倍係数の液相容積流束の依存は小さく、Chisholm の式で整理できる。 C の値から三島・日引の式によって逆算した水力等価直径は、オフセットを一体化した投影に対する水力等価直径に近い値となった。

- $\chi > 1$ の条件では, Chisholm の式の値より大きくなり, その傾向は j_L が低いほど大きくなった. 流路内での偏流や脈動が要因と考えられる. しかし, フィンピッチが小さい Type 2.0 では, その増大は抑えられ, 特に, 下降流の場合には, j_L の影響が小さく, ヘリンボーン型プレート熱交換器に対する Tribbe and Müller-Steinhagen の式とよく一致した. 流路内での偏流が抑制されたためと考えられる.
- 実験式の近似としてはヘリンボーン型の波形状のプレート熱交換器に対して提案された Tribbe and Müller-Steinhagen の式の係数を修正することで $\pm 15\%$ の精度で一致した.

2.4 FC-72を作動流体とした場合の熱流動特性

2.4.1 実験装置と方法

実験装置の概略図を Fig. 2-12 に示す．冷媒としては，FC-72 を用いた．ギヤポンプで冷媒を循環させ，予熱器での入熱により入口条件を設定して試験部に供給した．冷媒は鉛直方向に上向きに流動し，温水は上向きまたは下向きに流動して，冷媒と温水の流れ方向の同じ並流（並行流）または冷媒と温水の流れ方向が向き合う向流（対向流）型熱交換を形成する．

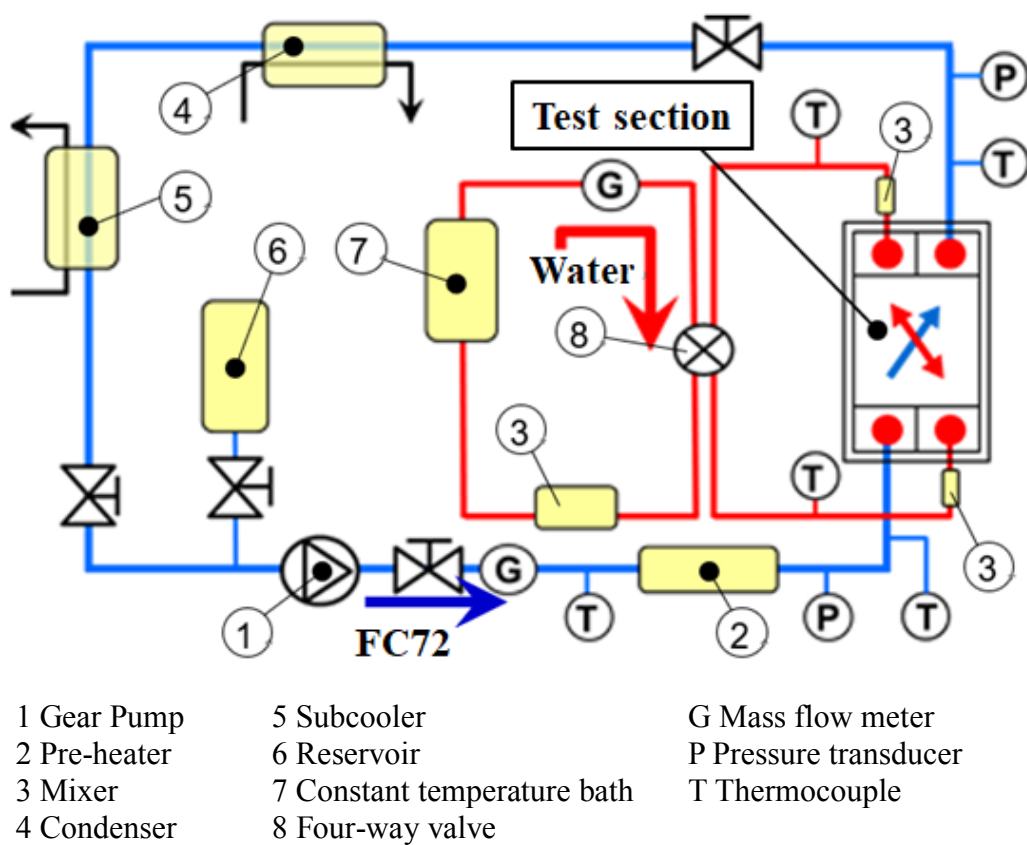


Fig. 2-12 Schematic diagram of experimental apparatus for FC-72 boiling flow experiments.

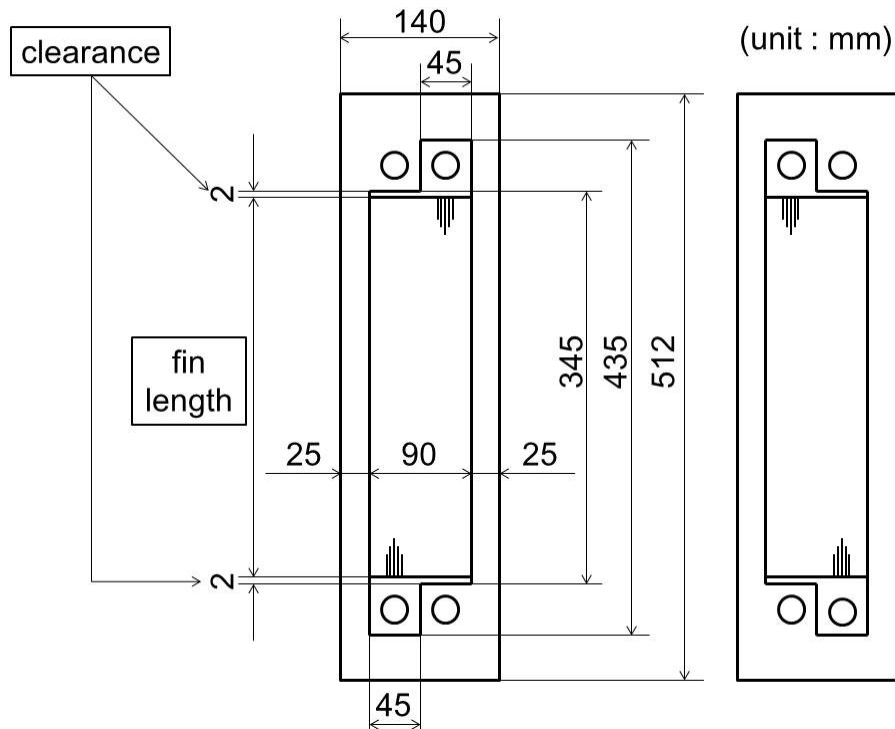


Fig. 2-13 Channel configuration and fin setting position.

プレートフィン熱交換器は、3つの流路で構成され、冷媒流路を2つの水流路で挟む構造とした。一方、冷媒の流動挙動の可視化実験では、一方の水路を透明アクリル樹脂壁に置き換えた試験部を使用した。試験したプレートフィン熱交換器の構成を Fig. 2-13 に示す。冷媒および水路には同じ形状のオフセットフィンを設置した。オフセットフィンの仕様は、項 2.1 で用いたフィンと同じで、Table 2-1 に示されている。

2.4.2 実験結果

(a) 両面加熱の場合の熱伝達特性

加熱温水の質量流束 G_w に対する熱交換量 Q 、冷媒入口圧力 P_{in} 、冷媒と水の算術平均温度差 ΔT_{AMTD} 、および冷媒出口クオリティ x_{out} の実験結果を Fig. 2-14 (a)～(d) に示す。熱交換量は水側のエンタルピー差から、すなわち水流量と水側の入口と出口の温度差から計算した。冷媒入口条件は、クオリティが 0.1 の湿り蒸気とした。Fig. 2-14(a) では、冷媒流量の低下に伴って熱交換量が増加することが分かる。温水の流動方向の影響をみると、温水質量流束 G_w が $150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ より低い範囲ではほとんどの条件で並流の方が向流よりも大きく、 $150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ 以上では、熱交換量の G_w に対する増大割合は緩やかになり、流動方向の影響は小さくなった。冷媒入口圧力 P_{in} は、熱交換器内の圧力損失の増大のため、FC-72 質量流束 G_{FC} の増大および温水質量流束 G_w の増大に伴い上昇した (Fig. 2-14(b) 参

照). 算術平均温度差 (Fig. 2-14(c) 参照) への温水質量流束の影響は小さく, 温水質量流束に対する熱交換量の変化は冷媒および温水の熱伝達率に強く依存していることがわかる. つまり, 温水低流量での熱交換量の低下は, 温水の熱容量流量の低下による温度差縮小によるものではない. しかし, 冷媒流量の増大は冷媒入口圧力の増大につながり, 飽和温度の上昇と温度差の低下をもたらしている. この温度差の低下が熱交換量の低下をもたらしたと考えられる. 一方, 冷媒出口クオリティ (Fig. 2-14(d) 参照) では, 熱交換量のクオリティが増大するが, 熱力学的平衡クオリティが 1 に近づけば, 出口近傍でのドライアウトが発生する恐れがある. 高温水流量で熱交換量の増大割合が鈍化した一つの要因がドライアウトであると推察される. なお, 向流型では出口クオリティが 1 を超える条件も見られ, その場合には過熱蒸気が生成されていたと考えられる.

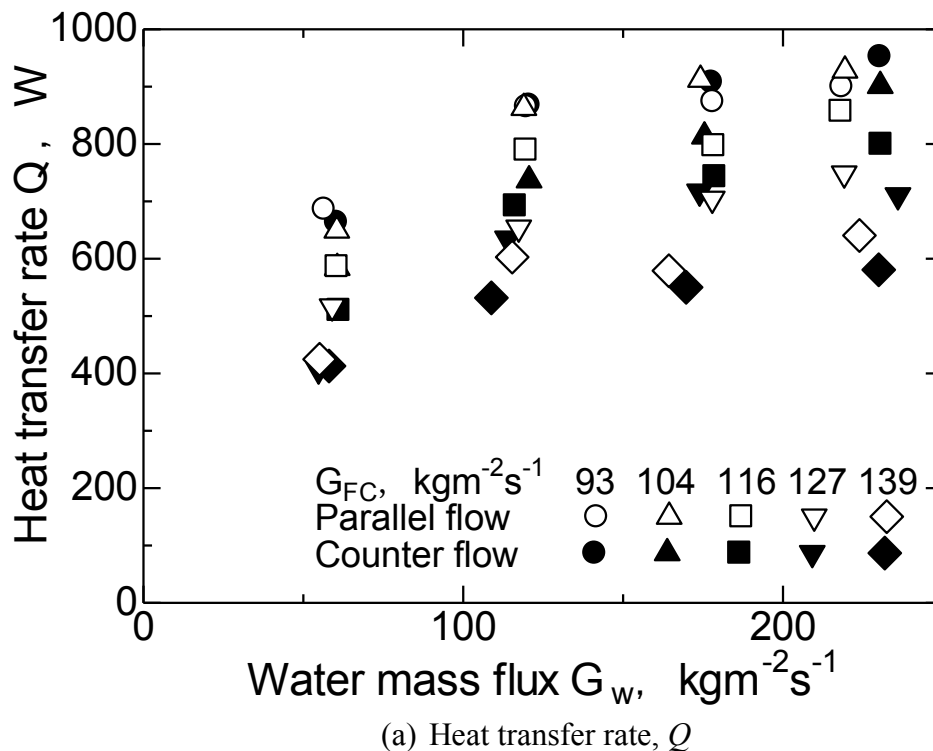
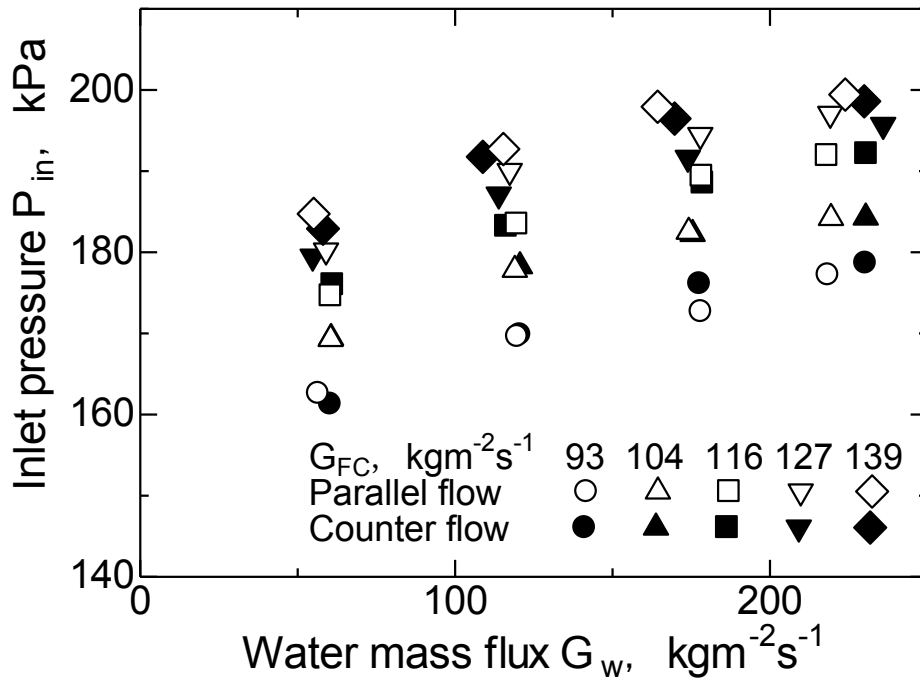
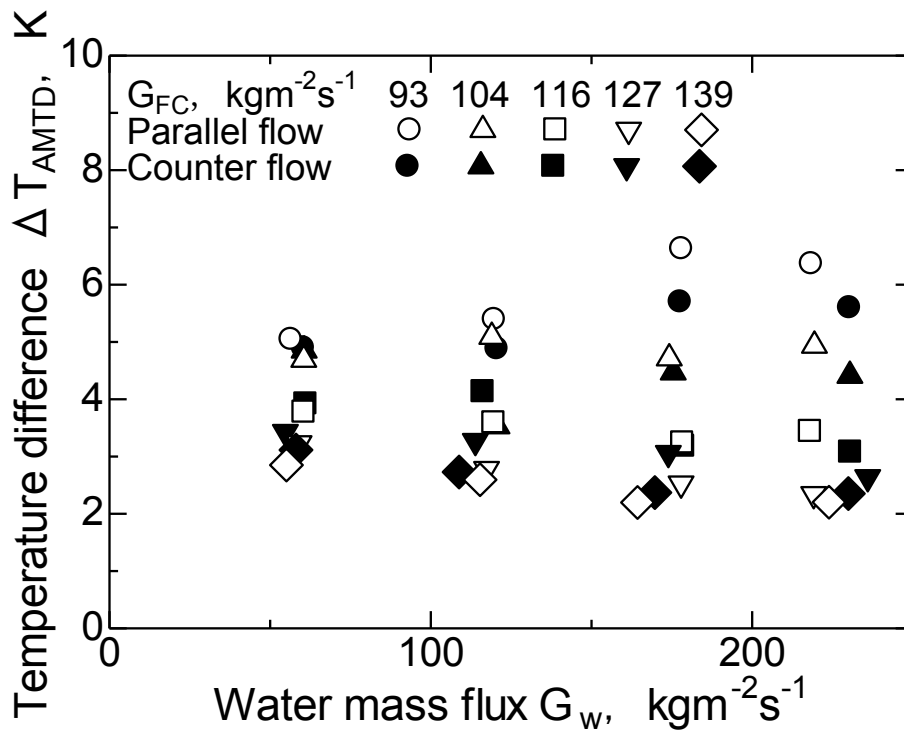


Fig. 2-14 Effect of refrigerant mass flux on heat transfer rate.

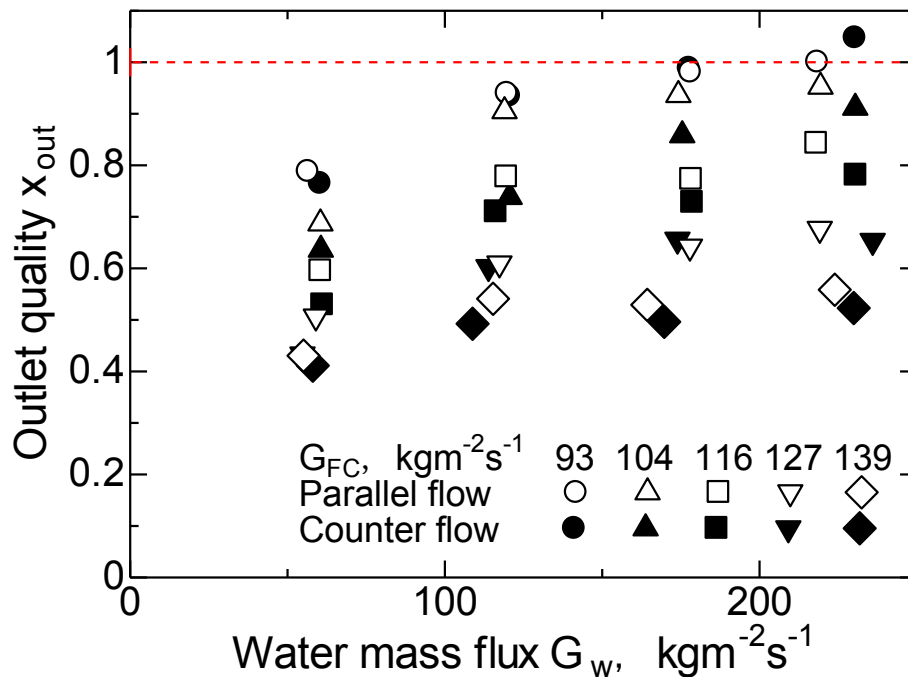


(b) Refrigerant inlet pressure, P_{in}



(c) Arithmetic mean temperature difference, ΔT_{AMTD}

Fig. 2-14 Effect of refrigerant mass flux on heat transfer rate.



(d) Refrigerant outlet quality, x_{out}

Fig. 2-14 Effect of refrigerant mass flux on heat transfer rate.

温水の流動方向によって熱交換特性を改善できる結果を得たが、上記のような特定の条件において得られたのであり、並流の方がより大きな熱交換量 Q をもたらす理由を明確に説明することができなかった。熱交換量の相違は、冷媒側熱伝達率の差異によるとも考えられ、沸騰流の相分布に起因すると推察できる。

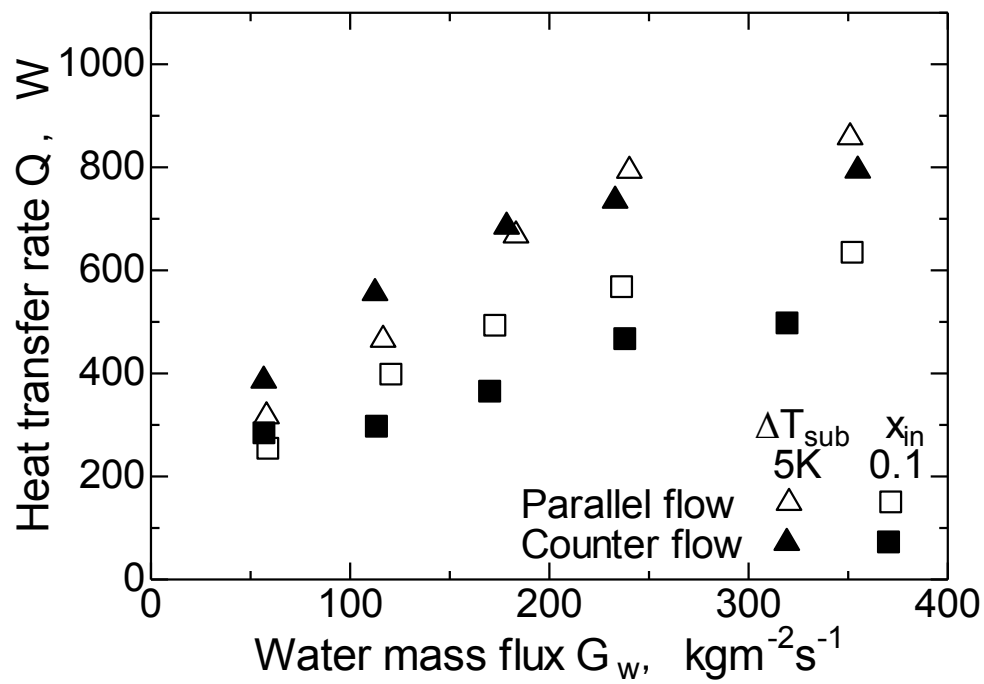
(b) 片面加熱での冷媒沸騰二相流の可視化

水流方向が熱伝達率に及ぼす影響の理由を明らかにするために、一方の水路を透明なアクリル樹脂壁に置き換えることによって沸騰流挙動を可視化した。挿入されたフィンのType 2.0およびType 3.2の熱伝達率の結果をFig.2-15(a), (b)に示す。横軸は加熱温水の質量流束 G_w で、様々な入口冷媒条件および水流方向の結果が、各図に示すように各記号によってプロットされている。流入サブクール液条件を有するType 2.0の場合、並流の熱伝達率は、 $230 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の高い G_w の逆流配置よりも大きかった。入口湿潤蒸気条件については、傾向が改善された。並流配置の熱伝達率は、 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ を超える水質量流束域でより大きかった。このような水の流れ方向の影響に対する傾向は、熱伝達率の増加に伴ってより大きくなる可能性がある。

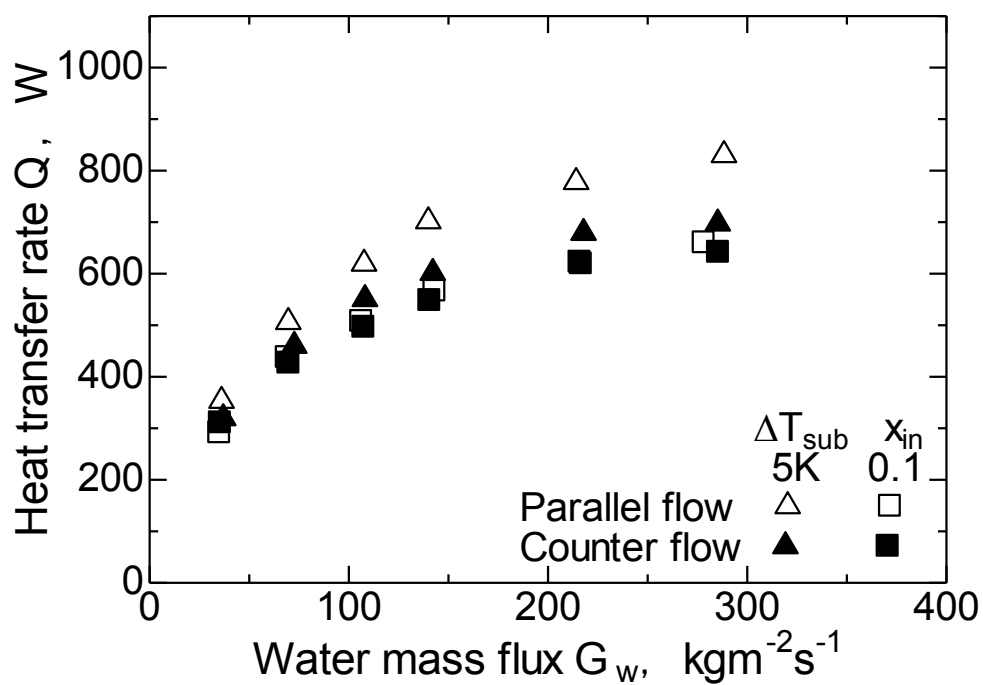
一方、Type3.2 の場合、並流配置の熱伝達率は入口サブクール液条件の方が高かった。沸騰している二相流挙動は熱伝達性能に影響するかもしれない。

並流および向流の配置のための Type 3.2 のフィンを備えた入口部分における冷媒流動挙動を Fig. 2-16 (a), (b) に示す。冷媒入口条件は、 ΔT_{sub} が 5 K のサブクール液であった。向流の場合、入口部に沸騰は観察されなかった。対照的に、並流の場合、Fig. 2-16 (b) の左下の拡大部分に沸騰が見られた。この区域での沸騰は、水入口での大きな温度差によって引き起こされた。試験部入口の流路拡大部で沸騰すると、液体が滞留するのを防ぐことができ、流量分布が改善されると熱伝達率が向上する。Type 2.0 の場合、流動分布が均一であり圧力損失が十分に大きいため、水流方向の影響はほとんどなかった。入口湿り蒸気条件については、沸騰挙動および熱伝達率に対する水流方向の影響もほとんどなかった。

Type 3.2 のフィンを備えた試験部の入口部分における冷媒流動挙動を並流および向流に対して Fig. 2-16 (a), (b) にそれぞれ示す。冷媒入口条件は、 ΔT_{sub} が 5 K のサブクール液である。向流の場合、入口部では沸騰は観察されなかった。対照的に、並流の場合、Fig. 2-16(b) の左下の拡大部分において沸騰する様子が観察された。この区域での沸騰は、水入口での大きな熱交換温度差によって引き起こされた。拡大した部分で沸騰すると、液体が滞留を防ぎ、流路幅方向の流量分布が改善され、熱伝達率が向上すると期待される。Type 2.0 の場合、熱交換器内での圧力損失圧力損失が十分に大きく、流動分布が均一であったため、温水流動方向の影響はほとんどなかった。向流および並流の熱伝達率の計測結果を Fig. 2-17(a), (b) にそれぞれ示す。入口サブクール液条件において向流の場合、Type 2.0 の熱交換量は Type 3.2 のより大きくなった。入口湿り蒸気条件では、Type 3.2 の熱交換量が大きくなる反対の傾向が確認された。一方、入口サブクール液条件の場合、並流では Type 2.0 の熱交換量は、温水流量が高い条件においての Type 3.2 の熱交換量よりも大きくなった。しかし、入口湿り蒸気条件では、Type 3.2 の熱交換量が Type 2.0 の熱交換量よりも大きくなった。Type 2.0 は、フィンピッチが小さいため圧力損失が大きく、試験部の圧力と温度が高くなり、熱交換温度差を低下させたのが要因の一つである。

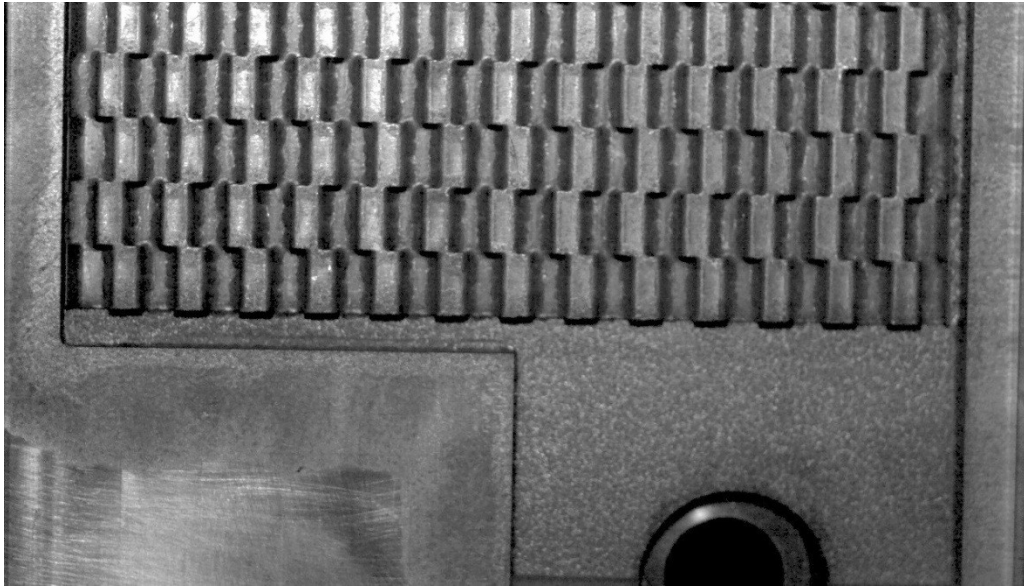


(a) Fin Type 2.0

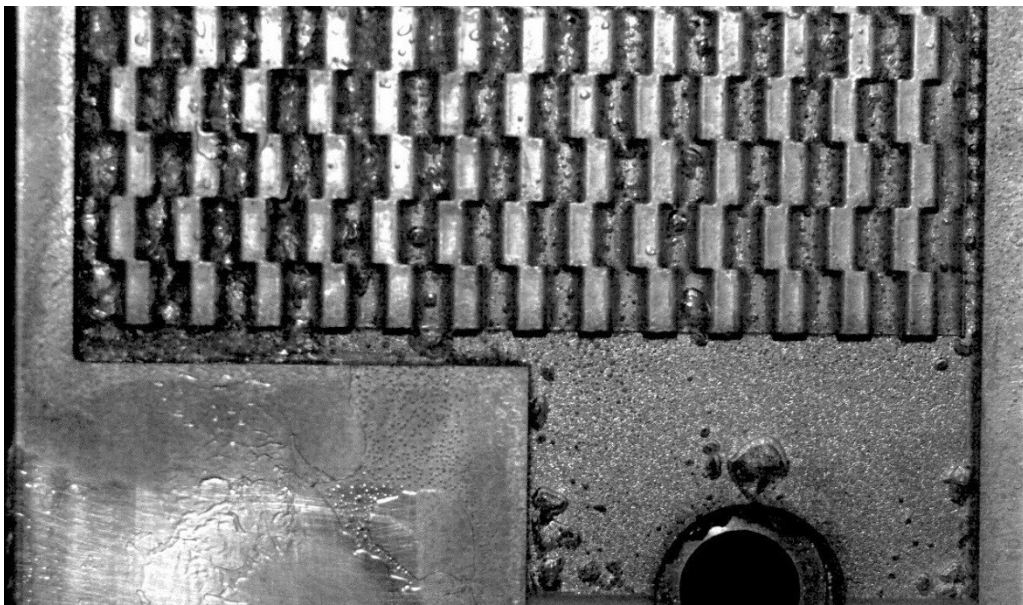


(b) Fin Type 3.2

Fig. 2-15 Effect of water flow direction on heat transfer rate.

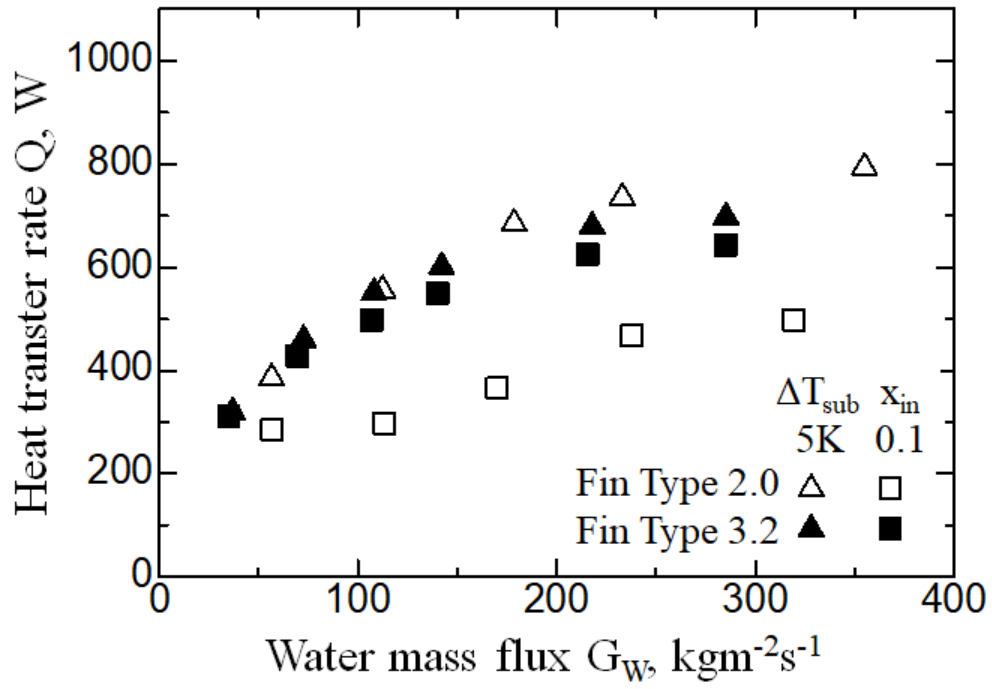


(a) Counter flow arrangement.

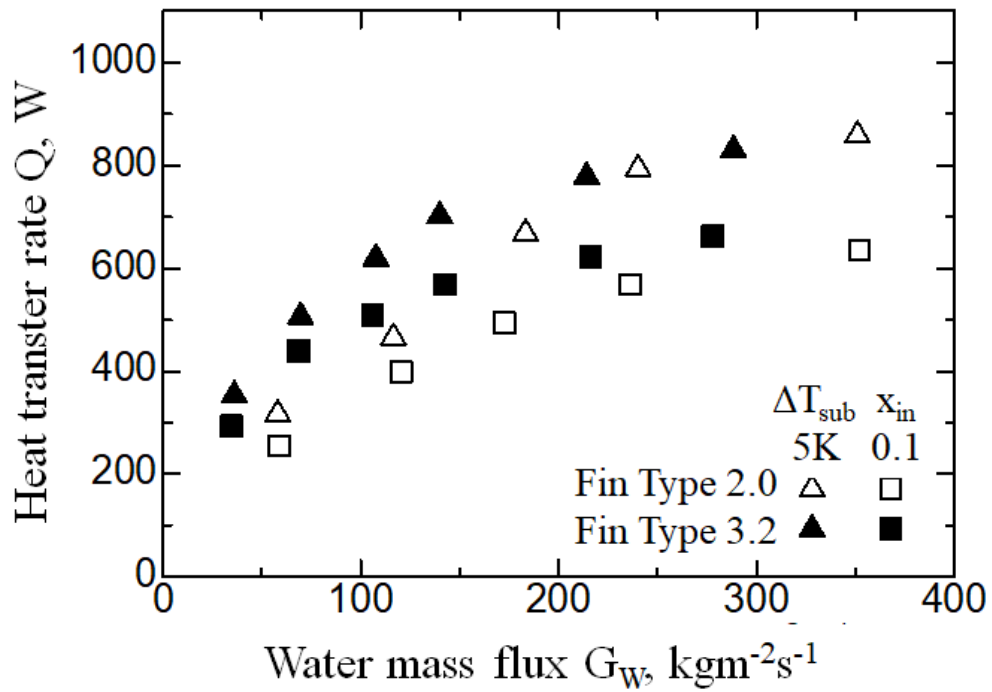


(b) Parallel flow arrangement.

Fig. 2-16 Refrigerant flow behaviors in the inlet enlarged section at the refrigerant inlet.



(a) Counter flow



(b) Parallel flow

Fig. 2-17 Effect of fin type on heat transfer rate.

2.4.3 まとめ

垂直方向に配置された冷媒の上昇流を伴う単一チャネルプレートフィン蒸発器の伝熱性能について、FC-72 を冷媒とした実験を行い、温水流動方向の影響を評価した。また、熱交換性能に及ぼす冷媒流動挙動の影響を明らかにするため、一方の温水流量を透明アクリル樹脂壁に置換した試験部を用いて内部流動挙動を観察した。得られた結果を以下にまとめ述べる。

- ・冷媒流量の変化は熱交換器内の圧力損失を変化させ、出口圧力を固定した場合、圧力損失の増大は入口圧力の増大と飽和温度の上昇をもたらす。飽和温度の上昇によって熱交換温度差が低下し、熱交換量が増大した (Fig2-14(a), (b))。
- ・入口サブクール液状態の場合、並流型において向流型よりも高い熱交換量が得られた。冷媒流動挙動の可視化結果から、冷媒入口拡大部分の液相滞留領域において並流型では沸騰が生じているのが確認されており、この沸騰が流量分布を改善し、熱交換量の増大につながったと考えられる。温水入口での大きな熱交換温度差が、沸騰を促進させたのである。
- ・フィンピッチが大きい Type 3.2 フィンでは、フィンピッチが大きいため、冷媒入口で相分離が生じたと考えられ、向流型の場合には、冷媒入口条件の熱交換量に及ぼす影響は小さかった。

2.5 R134aを冷媒とした場合の熱交換特性

前項2.4ではFC-72を冷媒とした場合の熱交換特性を示し、向流型によって熱交換量が改善される結果を得た。これは、冷媒入口部での沸騰促進による冷媒流量分布の均質化によると考えられる。しかし、FC-72は流動可視化を目的と使用したのであり、蒸発潜熱が小さい冷媒であるため、この効果がより大きく強調された可能性もある。そこで、一般応用でも広く使用されているフロン冷媒R134aを用いた熱交換実験を行った。ここではその実験結果を示す。

2.5.1 実験装置と実験方法

実験装置は、2.4.1のFig. 2-13とほぼ同じである。冷媒側の耐圧性向上のため冷媒タンクを用いず、ステンレス鋼製ポンプであるアキュムレータを液冷媒保存および系の圧力調節に使用した。冷媒にはR134a（1,1,1,2-テトラフルオロエタン）を、加熱媒体には温水を使用した。冷媒ループはギアポンプ、プレヒータ、試験部、サブクーラ、凝縮器で構成されている。ポンプは高い吐出圧で一定流量の供給が可能な容積型ポンプとして、マグネットカップリング式ギアポンプ（マイクロポンプ）を使用した。ギアポンプは直流モーターで駆動され、駆動モーターへの制御電圧（0 - 5 V）で回転数を設定することができ、負荷の変化に対して一定の回転数を保つことができる。ポンプ上流には枝管が設けられ、アキュムレータが接続されており、アキュムレータの温度を25 °C に保持することでループ内圧力を制御した。冷媒の飽和温度は25 °C（飽和圧力 665 kPa）とした。

オフセットフィンの仕様は、2.1で述べたフィンと同じで、フィン仕様はTable 2-1に記した。

実験条件をTable 2-5に示す。冷媒入口条件は、サブクール液（入口サブクール度 5 K, 10 K）および湿り蒸気（入口クオリティ 0.1）の2通りとし、温水流量0.016 ~ 0.068 kg/s, 温水入口温度 40, 50 °C で実施した。表中に示す実験条件の記号において、Cは向流型、Pは並流型を示す。

熱交換器内熱流動の情報を得るため、温水流路の外壁温度を赤外線サーモグラフィで可視化、計測した。伝熱性能計測時は、熱交換器を断熱材で覆っているが、壁温計測時は計測面の断熱材を除去し、試験部外壁に黒体スプレー（TASCO製、型番: THI-1B、放射率 $\epsilon = 0.94$ ）を塗布した後、赤外線サーモグラフィ（JENOPTIK製、型番: VarioCAM HiRes、測定温度範囲: -40 ~ 1200 °C、温度精度: ± 1.5 °C、有効表示画素数: 640 × 480画素）で計測した。事前実験において、温度計測面の断熱材を除去した状態で、冷媒流路を真空状態とし、温水を実験条件で流したところ、有意な出入口温度差がなかったことから、放熱が無視できることを確認した。流路内にアルミニウムフィンが設置されており、熱拡散がよいと考えられ、外壁は断熱壁と扱えることから、外壁温度は温水温度を表していると考えられる。温水温度分布を知ることによって、局所の熱交換量の分布を議論することができる。

Table 2-5 Experimental conditions and the run numbers.

Refrigerant		Inlet conditions		
Pressure		655 kPa ($T_{\text{sat}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$)		
Inlet conditions				
Counter flow		Subcooled liquid		Wet vapor
		5 K	10 K	$x = 0.1$
Flow rate [kg/s]	0.010	$C\alpha 1$	$C\beta 1$	$C\gamma 1$
	0.015	$C\alpha 2$	$C\beta 2$	$C\gamma 2$
	0.020	$C\alpha 3$	$C\beta 3$	$C\gamma 3$
Parallel flow				
Flow rate [kg/s]	0.010	$P\alpha 1$	$P\beta 1$	$P\gamma 1$
	0.015	$P\alpha 2$	$P\beta 2$	$P\gamma 2$
	0.020	$P\alpha 3$	$P\beta 3$	$P\gamma 3$
Water				
Flow rate		0.016~0.068 kg/s		
Inlet temperature		40, 50 $^{\circ}\text{C}$		

2.5.2 実験結果と考察

(a) 熱交換量

温水のエンタルピー変化から計測された熱交換量を温水レイノルズ数に対して Fig. 2-18 に示す。中塗りおよび右半分中塗りの記号が向流型での実験結果を、中抜きおよび二重線記号が並流型での結果である。各記号に対し、Table 2-5 に示す実験条件が示されている。温水の流動方向に注目すると、前述のFC-72蒸発流の実験結果（2.4 参照）では、並流型の方が熱交換量は大きくなったが、R134a では明確な差は見られなかった。

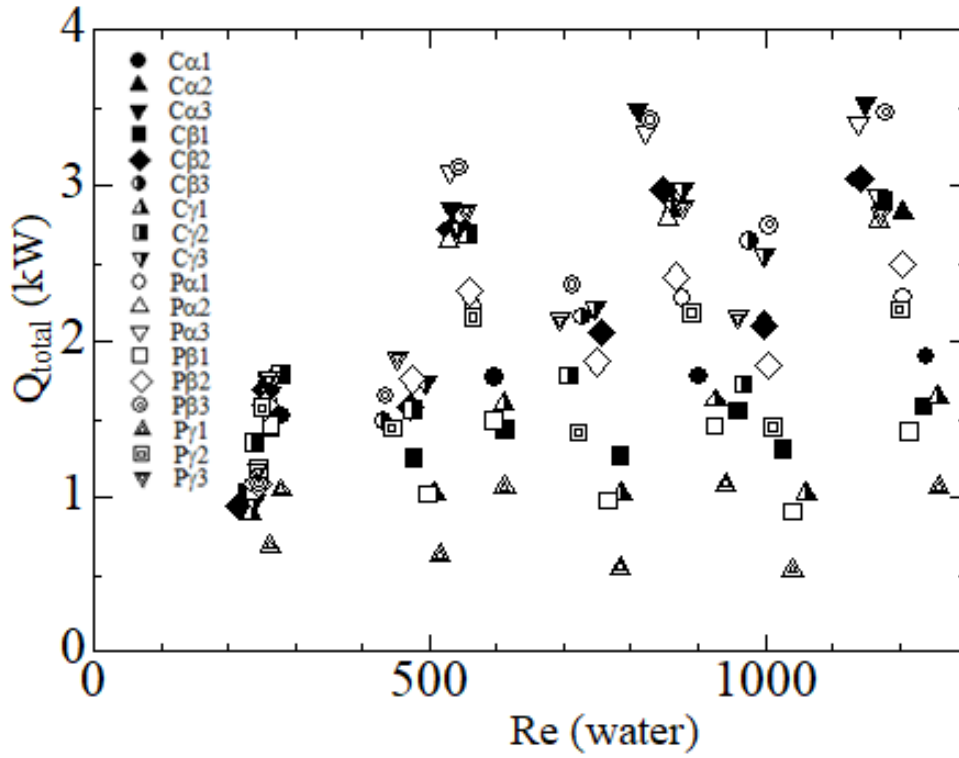


Fig. 2-18 Heat transfer rate against Reynolds number of water flow.

本実験では、冷媒をサブクール液で供給しているので、熱交換量は冷媒がサブクール域での液相顕熱 Q_L 、二相域での蒸発潜熱 Q_{boil} 、過熱域での気相顕熱 Q_G に分割することができる。

$$Q_{total} = Q_L + Q_{boil} + Q_G \quad (2-19)$$

ここで、全熱交換量 Q_{total} は温水が失う熱量と等しいので、

$$Q_w = Q_{total} = C_{p_w} m_w (T_{in} - T_{out})_w \quad (2-20)$$

で求められ、サブクール域での熱交換量 Q_L は、

$$Q_L = C_{p_L} m_L (T_{sat} - T_{out}) \quad (2-21)$$

で表される。FC-72の実験結果では熱交換器出口で湿り蒸気であったが、本研究ではほとんどの実験条件において、熱交換器出口での計測温度が過熱温度となっており、出口近傍でドライアウトが生じていると考えられる。そのため熱交換量が飽和しており、加熱媒体の流動方向の影響が見られなかったと思われる。蒸発伝熱性能を適切に評価するためには、 Q_{boil} に対する伝熱性能を評価する必要がある。

飽和沸騰域の熱通過率を評価するためには、全体の熱交換からサブクール域およびドライアウト域を除去した評価が望ましいが、計測結果からドライアウト点を特定することは困難であることから、熱平衡に基づく出口状態、熱交換器出口での冷媒温度計測結果により実験データを分類し、評価した。まず、熱交換器出口の熱平衡状態が過熱蒸気に至っていない条件 ($Q_G = 0$) を抽出した。次に、抽出されたデータから、以下の手順で、熱交換器内でドライアウトが生じていないであろう条件を抽出した。熱交換量から計算した出口での平衡状態が湿り蒸気である条件においても、熱交換器出口での冷媒温度が飽和温度より高くなる計測結果が多く見られた。出口状態で気液二相流であったとしても、出口近傍でドライアウトが起こっておれば、比熱が小さい蒸気の温度が上昇し、熱非平衡が存在する状態で流出したと考えられる。流路内に熱電対が挿入された温度計測部では、体積が大きい蒸気の温度を計測しているためである。すなわち、このような条件下では、熱交換器内でドライアウトが発生していることが明らかであることから、出口温度がおおよそ飽和温度である場合と分離して評価した。

熱交換器出口で過熱状態になっていない条件での計測結果を Fig. 2-19 に、出口温度がおおよそ飽和温度であり、ドライアウトが生じていないと考えられる場合の計測結果を Fig. 2-20 にそれぞれ示す。ポストドライアウトを含むと想定される Fig. 2-19 の結果では、熱交換量に及ぼす温水流動方向の影響は小さいが、これはドライアウトによって熱交換量が飽和しているためと考えられる。一方、ドライアウトが生じていないと考えられる Fig. 2-20 の結果では、加熱媒体の流動方向影響が見られ、並流型のほうが向流型より熱交換量が大きくなる傾向が確認できる。

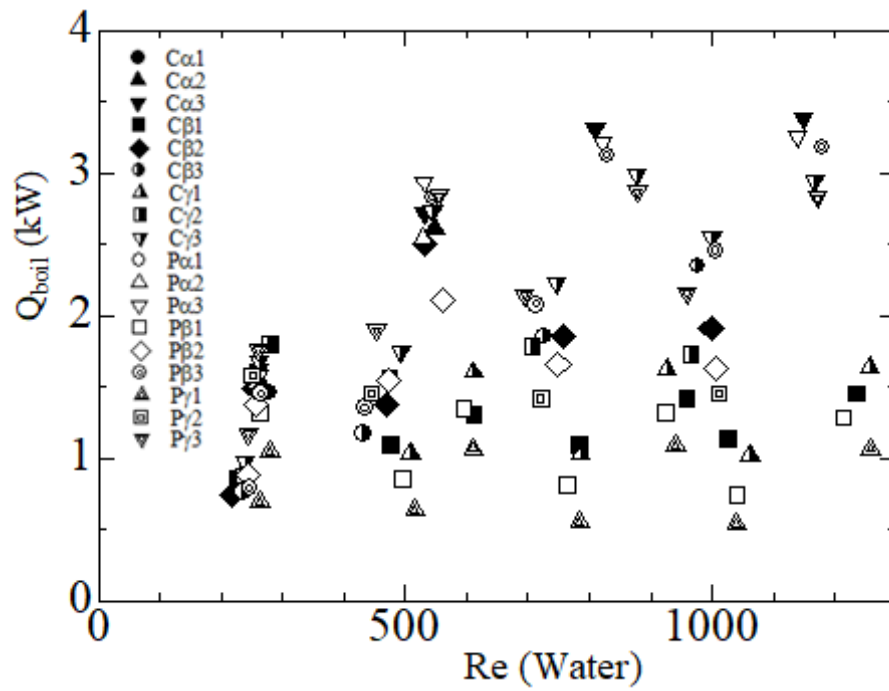


Fig. 2-19 Heat transfer rate under the condition where the thermal equilibrium quality of the refrigerant at the outlet was less than 1.

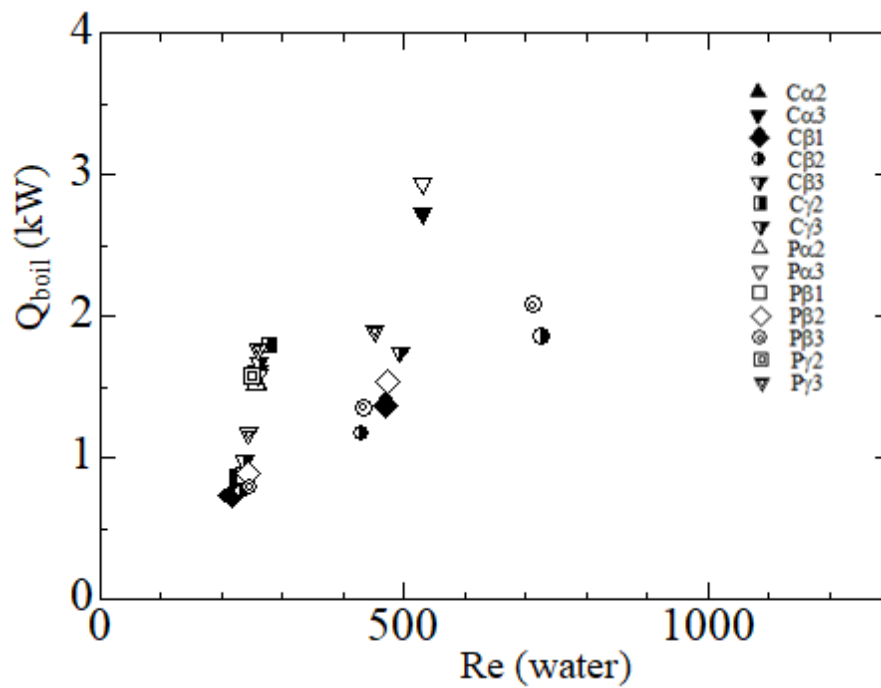


Fig. 2-20 Heat transfer rate under the condition where the refrigerant temperature measured at the outlet was around the saturation temperature.

(b) 圧力損失特性

冷媒側圧力損失の計測結果を，Fig. 2-19 の実験条件に対応させて Fig. 2-21 に示す．図中，Fig. 2-20 の実験データに対応する計測結果が赤色記号でプロットされている．ここで示す圧力損失 ΔP は，入口および出口での圧力計測結果の差である ($\Delta P = P_{in} - P_{out}$) ．

加熱媒体の流動方向で比較すると，いずれの場合も Re 数が 300 以下では向流型の圧力損失が大きく，それ以上では並流型のほうが，圧力損失が大きくなることからわかる．水単相の試験結果^[2-14] から， $Re=300$ 近傍で層流から乱流に遷移する結果が得られている．

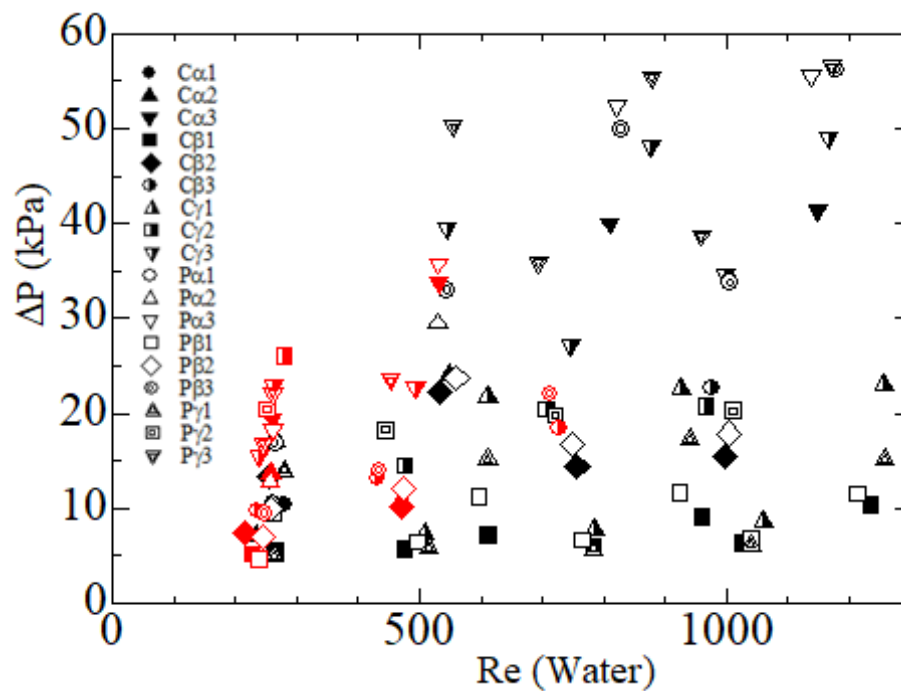


Fig. 2-21 Differential pressure of the refrigerant flow under the condition where the thermal equilibrium quality of the refrigerant at the outlet was less than 1.

(c) 飽和沸騰域における熱通過率

熱交換量 Q は，熱通過率 K ，伝熱面積 A ，平均温度差 ΔT を用いて次式で表すことができる．

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T \quad (2-22)$$

加熱流体と受熱流体の比熱，熱伝達率が一定の場合，流体間の平均温度差は対数平均温度差 ΔT_{LMTD} で表される．作動流体が単相流の場合には対数平均温度差をそのまま用いて問題ないが，作動流体が相変化を伴う気液二相流となる場合には，見かけの比熱が大きく変化するので注意が必要である．つまり，作動流体が入口でサブクール液である場合は熱交換器内で沸騰して二相流になるため作動流体の温度分布に変曲点が存在し，熱交換器の端末温度差だけでは熱交換器内の温度差を評価できず，対数平均温度差に対する補正が必要となる．

ここでは，蒸発域を熱通過率の評価対象とし，冷媒側蒸発域端末での温水温度を並流型，向流型に対し，以下の式 (2-23a) および式(2-23b) でそれぞれ評価した．

$$T'_w = T_{w,in} - (T_{w,in} - T_{w,out}) \frac{Q_L}{Q_{total}} \quad (2-23a)$$

$$T'_w = T_{w,out} - (T_{w,in} - T_{w,out}) \frac{Q_L}{Q_{total}} \quad (2-23b)$$

この値を用いて冷媒飽和温度に対する対数平均温度差 ΔT_{LMTD_boil} を計算する．飽和沸騰域の伝熱面積は，一様な熱流束を仮定して熱交換量の比から求め（式 (2-24)），熱通過率は式 (2-25) で求めた．

$$A_{boil} = A_{total} \frac{Q_{boil}}{Q_{total}} \quad (2-24)$$

$$K_{boil} = \frac{Q_{boil}}{A_{boil} \Delta T_{LMTD_boil}} \quad (2-25)$$

式(2-25) で求めた熱通過率 K を，向流型および並流型に対して Fig. 2-23, Fig. 2-24 にそれぞれ示す．横軸は入口，出口での熱力学的平衡クオリティの算術平均値である．図中，赤色記号のプロットが，熱交換器内でドライアウトが生じていないと考えられる実験条件に対する値であり，そのデータに対して最小自乗近似で得られた相関式が破線で示されている．

向流型の場合，ドライアウトが生じていないと考えられる場合には平均クオリティの増大とともに熱通過率が増大する傾向が明らかであるが，冷媒流量が最も大きい場合（Ca3, Cβ3, Cγ3）においても平均クオリティが 0.4 以上になると急激に低下することが分かる．これはポストドライアウト領域の影響である．

一方，並流型の場合，ドライアウトが生じていないと考えられる場合に注目すると，低クオリティの条件では向流型より高い値を示しているが，平均クオ

リティが 0.2 以上になると、条件によるばらつきが大きくなり、全体で見れば平均クオリティの増大とともに熱通過率が増大する傾向が明らかであるが、冷媒流量が最も大きい場合 (Ca3, Cβ3, Cγ3) においても平均クオリティが 0.4 以上になると急激に低下することが分かる。これはポストドライアウト領域の影響である。

一方、並流型の場合、ドライアウトが生じていないと考えられる場合に注目すると、低クオリティの条件では向流型より高い値を示しているが、平均クオリティが 0.2 以上になると、条件によるばらつきが大きくなり、全体で見れば平均クオリティの増大とともに熱通過率がわずかに低下する傾向となった。この場合も、ドライアウトの発生による大きな熱通過率の低下が確認できる。

ドライアウトが生じていない場合のみを対象として、冷媒に R134a を用いたヘリンボーン型プレート熱交換器での Djordjević ら^[2-15] による実験結果との比較を行った。比較結果を Fig. 2-25 に示す。今回の実験結果は Djordjević らの結果より大きい値となったが、彼らの実験では圧縮機の潤滑油が冷媒に混入していたとの記述がある。一方、Saitoh ら^[2-16] の細管内 R134a 沸騰伝熱実験の結果では、クオリティ 0.3 の条件で熱通過率が 4.5 から 6 kW/(m²・K) と報告されている。Saitoh ら^[2-16] の結果より大きな値を示すことは、プレートフィン形状による伝熱促進効果と考えられる。熱通過率の計測結果のばらつきが大きい原因は、この整理結果が飽和沸騰域全体に対する値であること、すなわちクオリティの出入口差が大きいこと、出入口形状の影響を受けていることと考えられ、実用的な相関式の構築に課題を残している。

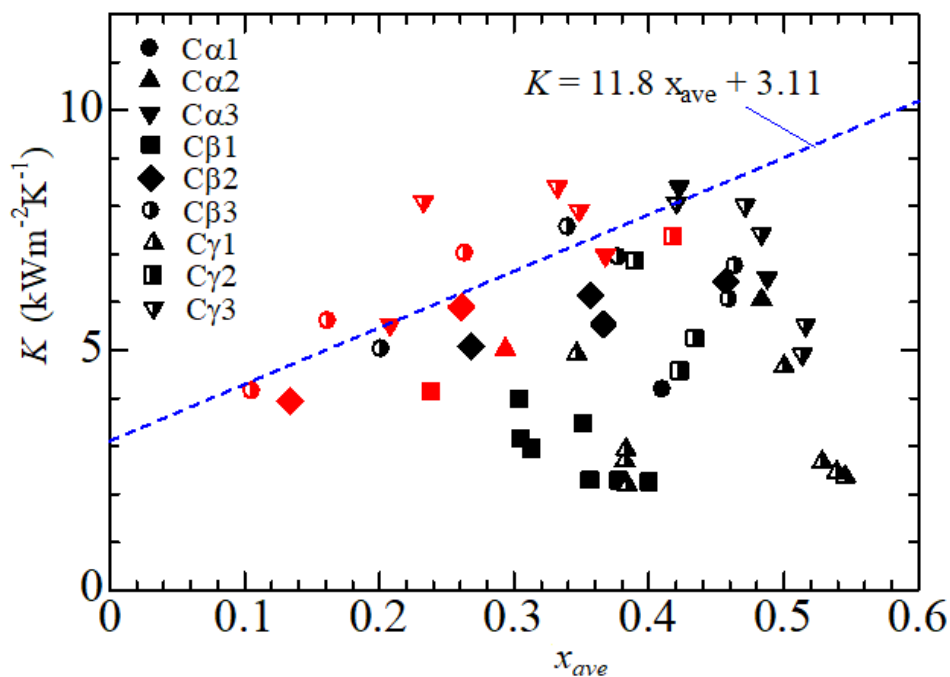


Fig. 2-23 Boiling heat transfer coefficient for counter flow heat exchange.

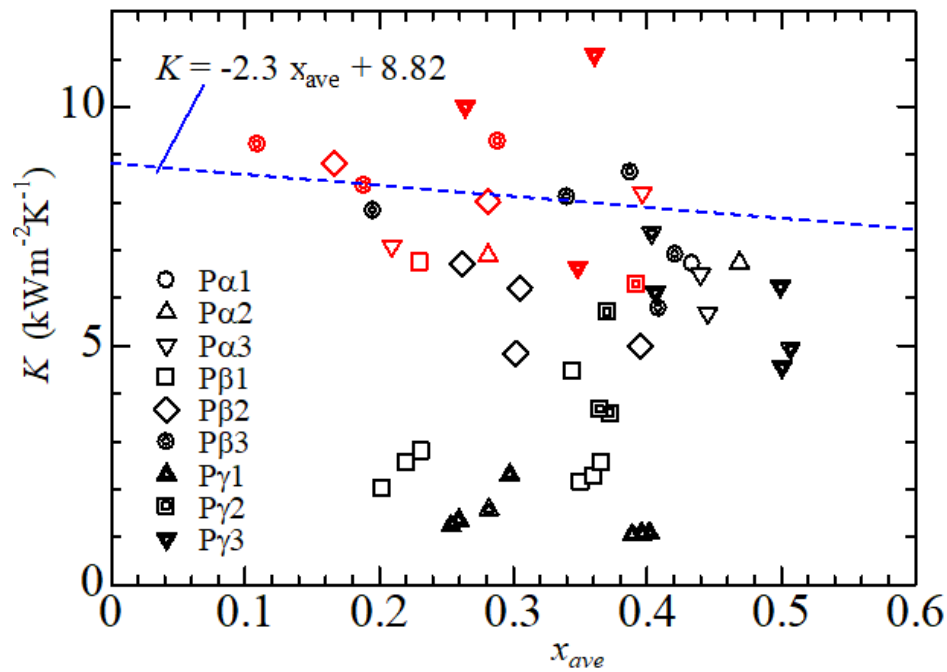


Fig. 2-24 Boiling heat transfer coefficient for parallel flow heat exchange.

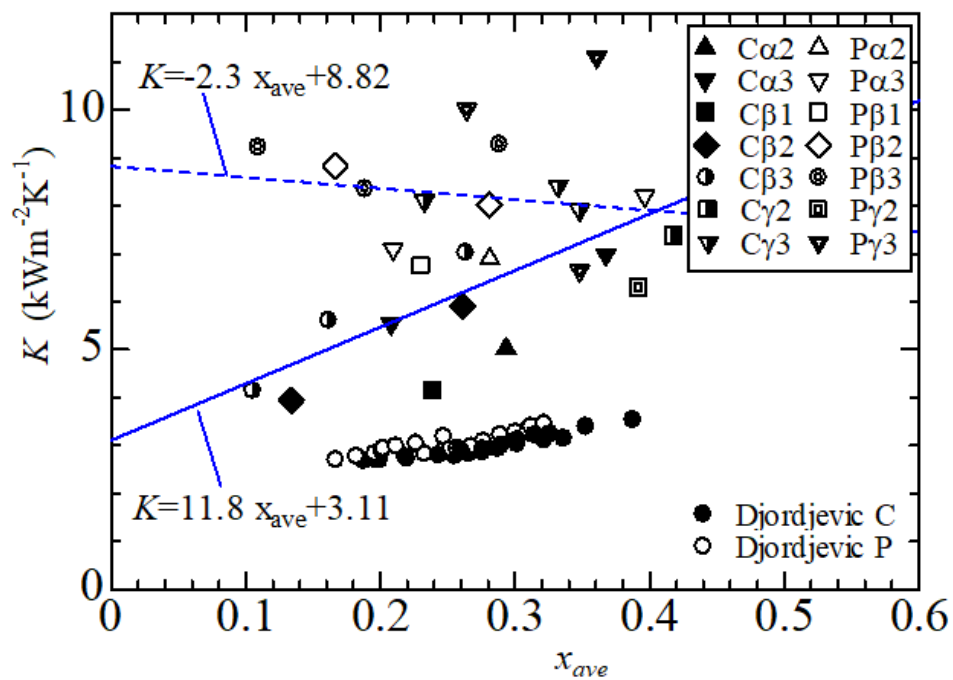


Fig. 2-25 Compared results in boiling heat transfer coefficient with Djordjević's data for herringbone-type plate heat exchanger.

(d) 温水温度分布の可視化計測結果

冷媒が入口サブクール液 ($\Delta T_{\text{sub,in}} = 10 \text{ K}$) の場合と湿り蒸気 ($x_{\text{in}}=0.1$) の場合の計測結果を Fig. 2-26, Fig. 2-27 にそれぞれ示す. 上段 (Fig. (a)) が向流型, 下段 (Fig. (b)) が並流型である. 図中, 各流体の出入口が矢印で示されている. 外壁温度は $20^\circ\text{C} \sim 55^\circ\text{C}$ のカラースケールで示されている. 温水側流れについては, 項 2.2 に示す水単相流の結果から, Re 数が 300 で層流から乱流に遷移することが分かっており, この遷移は温水流量が 0.017 kg/s から 0.033 kg/s の間に相当する. この流量条件で熱伝達率の傾向が変化すると考えられる.

向流型の場合, 温水流量が増大すると, 温水入口がある左上の高温部の分布が広がる傾向にある. 温水流量が $m_w = 0.017, 0.033 \text{ kg/s}$ では, 冷媒出口付近において水平方向に温度差が見られたが, $m_w = 0.050 \text{ kg/s}$ 以上で熱交換量が大きく, 冷媒出口乾き度が高くなると, 冷媒出口付近での水平方向の温度差は小さくなり, 垂直方向に一様に温度が低下する様子が見られた. 温水流量 $m_w = 0.050 \text{ kg/s}$ で冷媒入口条件の影響を見ると, 入口湿り蒸気条件の場合, 横方向に一様であるのに対し, 入口サブクール液条件の場合には, 左側のほうがより低い位置まで水温が高い領域が広がっていた. 温水低流量の条件で, 熱交換器の左上で温度が高くなった理由は, この領域において熱交換量が小さいことを示すであり, 冷媒が左上の領域でドライアウトしているものと推測される.

一方, 並流型の場合においても, 向流型と同様に乱流状態では高温部分が大幅に拡大していることがわかる. しかし, 並流型の場合, 熱交換器内水平方向に温度差があり温水入口と冷媒出口がある右側の方が, 温度が高かった. 右側の熱交換量が小さく, 温水温度が維持されて出口に至っている様子が見られる. この要因として考えられるのは, 温水の偏流と冷媒の熱伝達率の違いである. 温水流量の増大とともに, 右側の高温部分が拡大していることから, 温水の入口での流路拡大部では, 右側で流量が大きい可能性がある. そして, 冷媒は左側で蒸気が多く流れ, 液膜蒸発による熱伝達が行われることから, 高い熱伝達であると考えられる.

さらに, 入口サブクール液条件と入口湿り蒸気条件を比べると, 入口湿り蒸気条件の方が熱交換器左右の温度差が大きく, 熱交換器左側での熱伝達率が入口サブクール液条件より高いと推察される. 熱交換器左側の出口付近では, 流れ方向に対する温水の温度低下は見られないことから冷媒はドライアウトしていると考えられる.

ここで, 冷媒出口の計測温度を分析すると, 過熱温度となる条件で, 冷媒温度が温水出口温度より高くなる結果が見られた. この要因として, 熱交換器左側でのドライアウト域で過熱状態となった冷媒が, 右側の冷媒出口付近で温度の高い温水によってさらに加熱され, 一方, 温水は左側の温水と混合し, 流出するため冷媒出口温度が温水出口温度よりも高くなったと考えられる. 冷媒圧力損失に関しても, 向流, 並流ともに冷媒は鉛直上昇流であるが, 並流では熱交換器左右での相分布が大きくなり, 熱交換器左側で蒸気が高流速で流れたた

め圧力損失が増大したと考えられる。

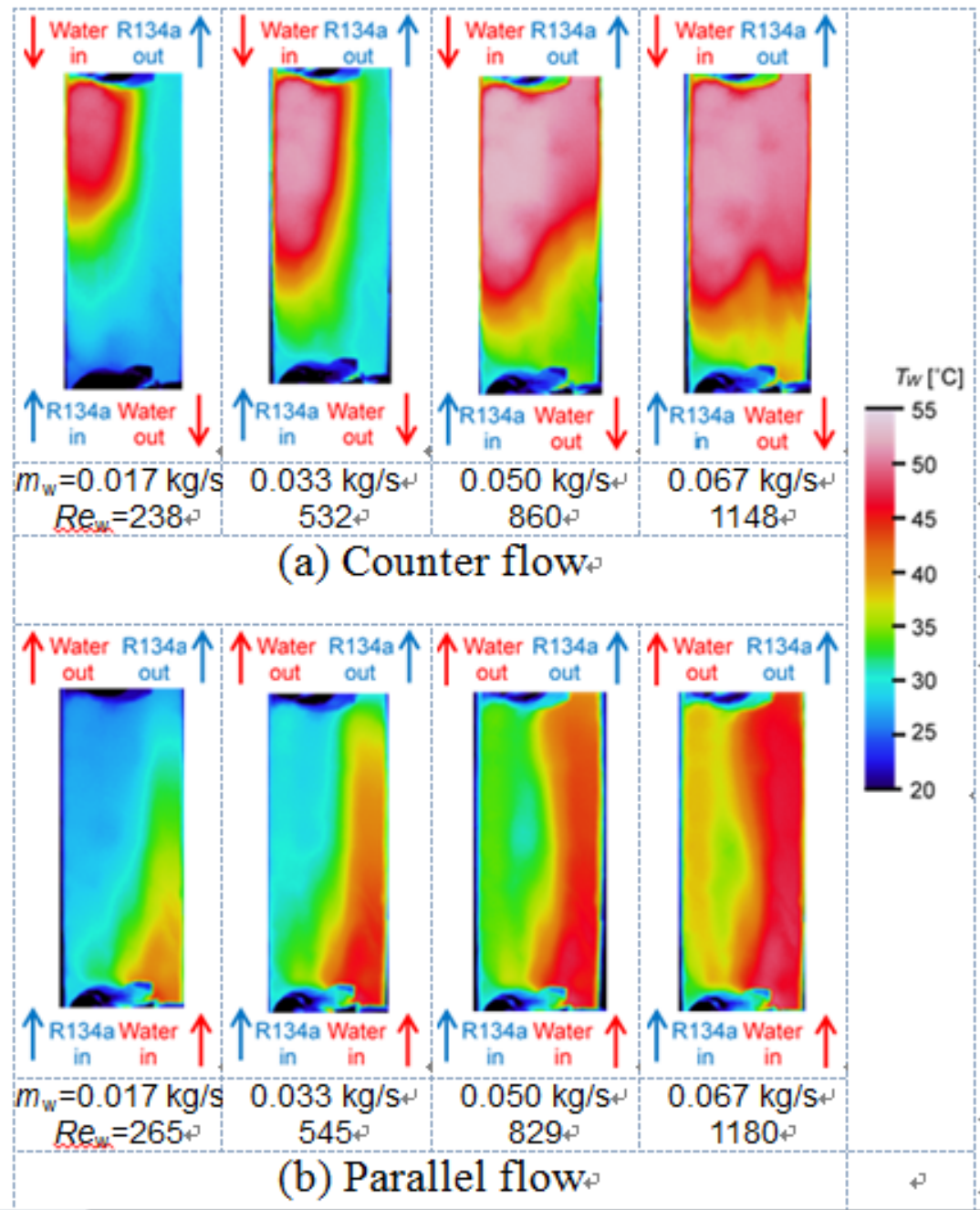


Fig. 2-26 Wall temperature profile of water path for the refrigerant inlet condition of subcooled liquid ($G_r = 140 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $\Delta T_{\text{sub,in}} = 10 \text{ K}$).

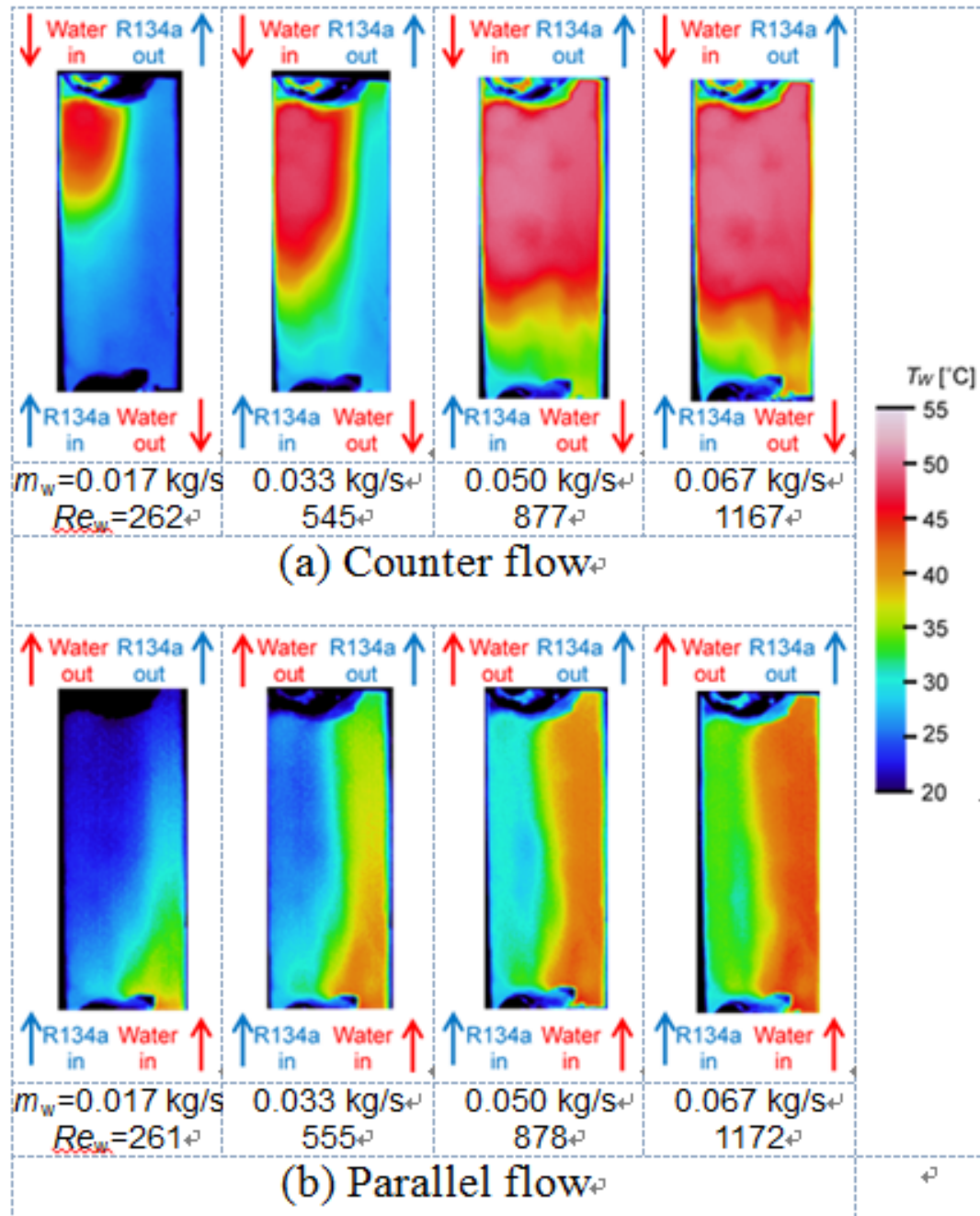


Fig. 2-27 Wall temperature profile of water path for the refrigerant inlet condition of wet vapor ($Gr = 140 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $x_{in} = 0.1$).

2.5.3 まとめ

オフセットフィンを設置したプレートフィン型熱交換器を対象とし、R-134aを単流路鉛直上昇流とし、温水加熱による熱交換実験を行い、温水の流動方向の影響を評価した。

温水流量の増大によって熱交換量が増大するが、出口近傍での冷媒側ドライアウトによる伝熱劣化で飽和する傾向にあった。

傾向としては、熱交換器内での出入口平均クオリティが 0.1~0.3 の範囲、すなわち出口クオリティがおよそ 0.6 以下では並流型の方が向流型より高くなるが、出入口平均クオリティが 0.4、すなわち出口クオリティが 0.8 以上になると向流型の方が、熱通過率が高くなる傾向であった。

2.6 結言

熱交換器の性能向上としては、コンパクトかつ高性能化が比較的行いやすいプレートフィン熱交換器に注目した。本章で得られた結果を以下にまとめ記す。

水単相流の圧力損失について、層流の場合、プレートフィンの流れ方向の繰り返し長さによって圧力損失が上昇することを示した。また、 Re 数に対する勾配が緩やかになる乱流域への遷移 Re 数は、フィンピッチによらずおよそ 300 であった。

気液二相流の場合、Martinelli パラメータ χ が 1 以下の条件では、二相増倍係数の液相容積流束の依存は小さく、Chisholm の式で整理できる。実験結果へのフィッティングで得られた Chisholm パラメータ C の値から三島・日引の式によって逆算した水力等価直径は、オフセットを一体化した投影に対する水力等価直径に近い値となった。 $\chi > 1$ の条件では、Chisholm の式の値より大きくなり、その傾向は j_L が低いほど大きくなった。流路内での偏流や脈動が要因と考えられる。しかし、フィンピッチが小さい Type2.0 では、その増大は抑えられ、特に、下降流の場合には、 j_L の影響が小さく、ヘリンボーン型プレート熱交換器に対する Tribbe and Müller-Steinhagen の式とよく一致した。流路内での偏流が抑制されたためと考えられる。

二相流圧力損失の近似としてはヘリンボーン型の波形状のプレート熱交換器に対して提案された Tribbe and Müller-Steinhagen の式の係数を修正することで $\pm 15\%$ の精度で一致した。

FC-72 沸騰二相流実験では、Fig. 2-14 (a),(b) に示したように、冷媒流量の低下は圧力損失低減、系内圧力の低下により、熱伝達率が増大した。また、並流は、入口サブクール状態の向流よりも高い熱伝達率であった。冷媒流動挙動の観察結果から、入口拡大部分における液相滞留領域において温水入口を配置することで沸騰促進させ、冷媒流動を改善させたことが並流による熱交換特性の改善の理由と考えられる。

R134a 沸騰実験では、温水流量の増大によって熱交換量が増大するが、出口近

傍での冷媒側ドライアウトによる伝熱劣化で飽和する傾向にあった。熱交換器内での出入口平均クオリティが 0.1～0.3 の範囲，すなわち出口クオリティがおよそ 0.6 以下では並流型の方が向流型より高くなるが，出入口平均クオリティが 0.4，すなわち出口クオリティが 0.8 以上になると向流型の方が，熱通過率が高くなる傾向であった。FC-72 沸騰二相流と同様の傾向が得られたが，その程度は小さかった。

熱伝達率は Djordjević らや Saitoh らの結果より大きい値となったが，クオリティの出入口差が大きいこと，出入口形状の影響を受けていることと考えられ，実用的な相関式の構築は今後の課題である。

第3章 高温ヒートポンプシステム最適化のための冷媒の検討

3.1 はじめに

ヒートポンプには冷媒が必須であるが、炭素数が1～3の低分子炭化水素とその一部をフロンで置換したものが多い。従って、種類が限られているため、ヒートポンプサイクルの運転条件に最適フィットする冷媒は少ない。そこで、単一冷媒でなく複数成分の混合冷媒がよく用いられる。例えば、パッケージエアコンにおいては、R32, R410A, R407C, R407F, R407H などの冷媒が使われている（混合冷媒の成分、特性はTable 1-5 参照）。このような冷媒がある理由は、サイクル性能だけでなく、冷媒の燃焼性、作動環境（圧力、温度）、地球温暖化係数GWPの考慮が必要とされているためである。

Table 3-1 Properties and Components of Refrigerants by air conditioner.

	Component [%]			GWP	Critical Pressure [MPa]
	R32	R125	R134a		
R32	100	0	0	677	5.782
R410A	50	50	0	1924	4.901
R407C	23	25	52	1624	4.639
R407F	30	30	40	1674	4.749
R407H	32.5	15	52.5	1378	4.857

米国国立標準技術研究所 NIST (National Institute of Standards and Technology) が提供する冷媒物性計算ソフトウェアREFPROP (Reference Fluid Thermodynamic and Properties) ^[3-1] やサイクル計算ソフトウェアCycle_D (Compression Cycle Design Program)^[3-2] を使うと容易にヒートポンプサイクルの P - h 線図が描ける。CO₂冷媒のヒートポンプサイクル性能線図をFig. 3-1に示す。この図は、CO₂冷媒のエンタルピー変化による状態変化をあらわしており、図中、赤線が等温線を、青線が等エントロピー線を、緑線が圧縮、ガス冷却、絞り膨張、蒸発の4過程で構成されるヒートポンプサイクルを示す。これらのプログラムでは、単一冷媒物性だけでなく、任意の混合冷媒についてもある混合則に基づいた物性値を計算することができる。

Fig. 3-1 を見ると、ヒートポンプサイクルの性能予測ができているように見えるが、実用サイクルとの一番大きな乖離は圧縮機部分である。Fig. 3-1 では圧縮過程は可逆断熱圧縮、すなわち等エントロピー線で表現されているが、理想的なサイクルで十分ゆっくりと圧縮を行わないと等エントロピー線にはならず、実際には圧縮機内流動において不可逆損失が発生するため、余分に仕事をする必要があり、エントロピーは増大する。また、圧縮機効率は、冷媒、吐出／吸込圧力比、運転周波数などに依存して変化する固有の特性でもあるが、圧縮機内形状を含めてデータは非公開である。従って、ヒートポンプサイクル実験から圧縮機効率を求める必要がある。

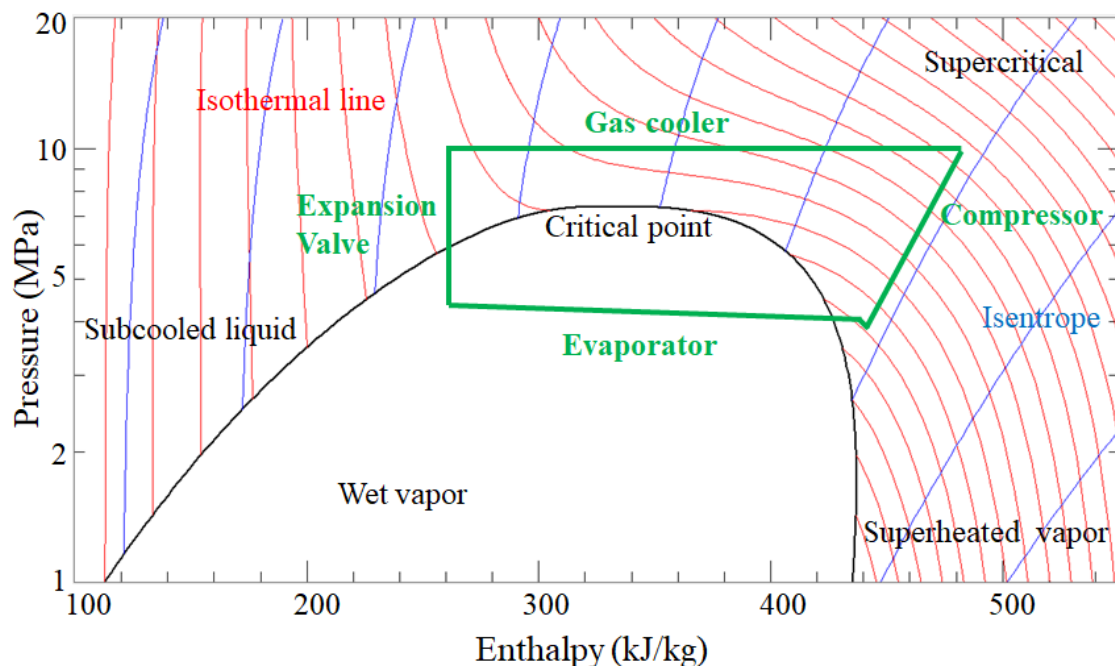


Fig. 3-1 P-h diagram of a heat pump cycle using carbon dioxide as the refrigerant.

高温冷媒としての実績のある二酸化炭素（CO₂）冷媒の場合は、CO₂ベースの混合物に置き換えることによってヒートポンプシステムの性能を改善することを目的とした実験およびサイクルシミュレーションを実施している先例がある。

Kim ら^[3-3] は、CO₂ / R134aとCO₂ /プロパンの非共沸混合冷媒を使用してカスケードヒートポンプシステムの性能を実験的、理論的に調査した。混合物の組成を選択することにより作動圧力がCO₂ のそれより低下するが、成績係数（COP：Coefficient of Performance, 以下COPとする）の値はCO₂ の組成の増加とともに低下することを確認した。Niu ら^[3-4] は、R13の代替冷媒としてCO₂ /プロパン混合冷媒を用いた冷凍サイクルの性能に関する実験的研究を行った。彼らは、冷凍能力、凝縮圧力、蒸発圧力、圧縮比および排出温度の特性を測定し、CO₂ /プロパン混合冷媒がR13の有望な代替物であると結論づけた。

Kim ら^[3-5] は、CO₂ /プロパン混合冷媒を用いた空調システムの特性を調査し、混合冷媒の循環濃度と冷媒充填量が冷却性能に与える影響を調べた。Sarkar ら^[3-6] は、理論的には、空間加熱と工業プロセス加熱への応用のためにCO₂ /ブタンとCO₂ /イソブタン混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能を評価した。彼らは、CO₂ /イソブタン混合冷媒が高温加熱のためのR114の最良の代替物であることを提案した。Koyama ら^[3-7] は、CO₂ /DME（ジメチルエーテル）混合冷媒とCO₂ 冷媒を用いたヒートポンプシステムのサイクル性能を調べ、CO₂ 冷媒システムとほぼ同じCOPを維持しながら、DMEをCO₂ に添加することで凝縮圧力

を低下できることを見出した。

このように、ヒートポンプサイクルの最適化のため混合冷媒を用いることは、1つの有力な手法であることがわかる。

本章では、二酸化炭素 (CO₂)、ジフルオロエタン (R32) ジメチルエーテル (DME)、トランス-1,3,3,3-テトラフルオロプロペン (HFO-1234ze(E)) 4つの冷媒を扱う。これらの熱物性をTable 3-2に示す。

Table 3-2 Physical properties of refrigerants.

	Critical point		Saturation temperature 15 °C		
	[°C]	[MPa]	Pressure [MPa]	Specific enthalpy [kJ/kg]	
				Liquid	Vapor
CO ₂	30.978	7.3773	5.0871	239.99	416.64
R32	78.105	5.782	1.2808	226.84	516.93
DME	127.23	5.3368	0.43748	91.989	506.74
HFO1234ze(E)	109.36	3.6349	0.36416	220.08	394.27

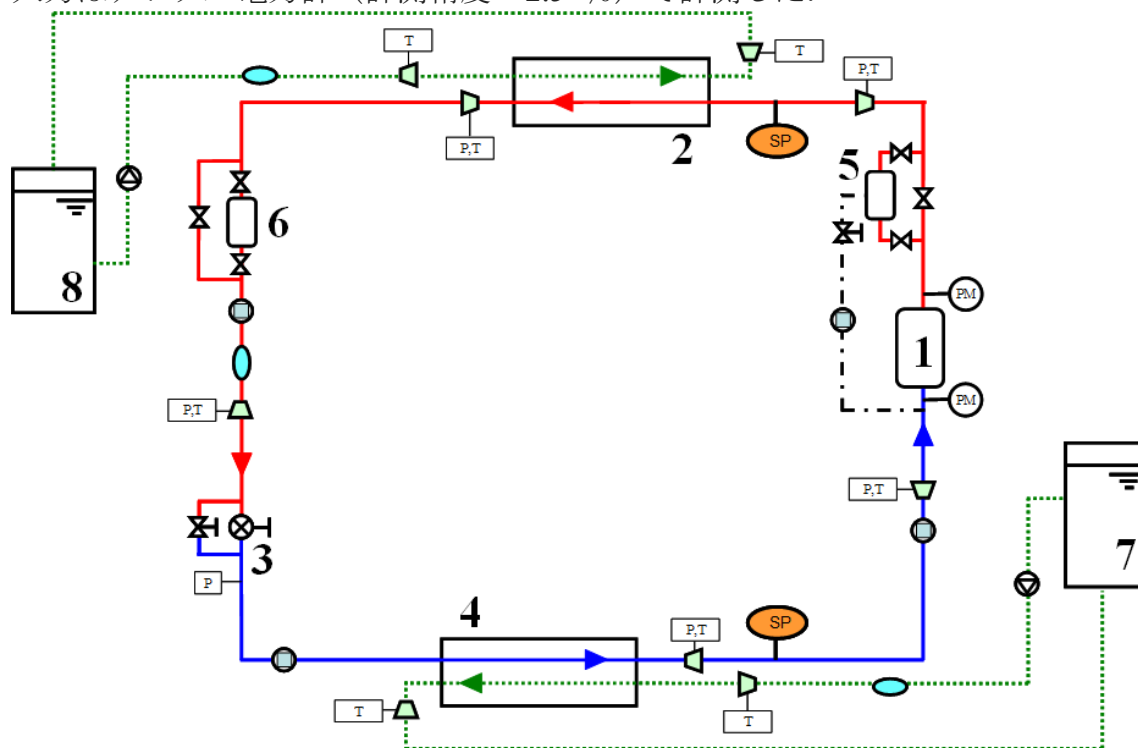
	Saturation temperature 45 °C		
	Pressure [MPa]	Specific enthalpy [kJ/kg]	
		Liquid	Vapor
CO ₂	-	-	-
R32	2.7948	286.31	510.29
DME	1.0109	166.07	534.33
HFO -1234ze(E)	0.87615	262.27	412.63

3.2 実験装置と測定手法

Fig. 3-2 に、本研究で使用した CO₂ ベースのヒートポンプシステムの概略図を示す。このシステムは主に圧縮機、油分離器、ガス冷却器、リザーバ、膨張弁および蒸発器から構成されている。コンプレッサは、3 kW の定格加熱能力を持ったスクロールタイプであり、インバータ制御によりその周波数は 30 Hz から 90 Hz まで変化させることができる。コンプレッサの最大許容吐出圧力は 12 MPa、温度は 120 °C である。ガスクーラは、4 本のチューブインチューブ型熱交換器であり、内管に CO₂ が流れ、ヒートシンクの水が外管内に冷媒と対向して流れる。蒸発器は二重管の対向式であり、CO₂ が内管内を流れ、熱源水が外側環状流路を流れる。システムで使用されるこれらの熱交換器は銅製であり、その仕様を Table 3-3 に示す。

冷媒、ヒートシンク水、および熱源水の温度は、計測精度 ± 0.06 K の K タイプ熱電対によって計測した。システムの高圧側の冷媒圧力は、絶対圧変換器（計測範囲 20 MPa、計測精度 ± 0.22 %）で、低圧側の冷媒圧力は絶対圧変換器（計測範囲 10 MPa、計測精度 ± 0.15 %）で、冷媒質量流量はコリオリ質量流量計（計測精度 ± 1.1 %）で計測された。また、熱源およびヒートシンク水の流量は、歯

車式流量計（計測精度 $\pm 1.0\%$ ）で計測した．インバータとコンプレッサの電源入力はデジタル電力計（計測精度 $\pm 2.5\%$ ）で計測した．



1 Compressor	2 Gas cooler	3 Expansion valve
4 Evaporator	5 Oil separator	6 Liquid reservoir
7 Constant-temperature bath (Heat sink water)		
8 Constant-temperature bath (Heat source water)		

Fig. 3-2 Schematic diagram of CO₂ based heat pump system

Table 3-3 Specifications of heat exchangers.

	Outer diameter [mm]	Inner diameter [mm]	Length [m]	Type
(Gas cooler)				
Outer tube	12.70	10.70	7.5	smooth-tube
Inner tube	3.00	2.00	7.5	smooth-tube
Detector tube	4.00	3.20	7.5	grooved-tube
(Evaporator)				
Outer tube	12.70	11.10	5	smooth-tube
Inner tube	9.52	7.92	5	smooth-tube

加熱能力はヒートシンクの、冷却能力は熱源水の流量と出入口温度差を用いてそれぞれ計算した。暖房モードにおける COP と給湯モードにおける COP は加熱能力測定結果の圧縮機消費電力に対する比として得られ、冷房モードにおける COP は冷却能力測定結果の圧縮機消費電力に対する比として得られた。加熱能力から得られた COP と冷却能力から得られた COP の計測不確か率は、それぞれ 3.1 %と 2.8 %以内である。

Table 3-4 に実験条件を示す。本研究で試験した冷媒は、純度 99.99 %の二酸化炭素 (CO₂) と三種類の二酸化炭素ベースの二成分非共沸混合冷媒である。混合冷媒の第 2 成分は、R32, HFO-1234ze(E) およびジメチルエーテル (DME) である。試験モードは、加熱、給湯、冷却 I および冷却 II モードとした。各モードにおいて、熱交換器内の熱源およびヒートシンク水の入口温度および出口温度は一定になるように制御した。冷凍サイクルについては、蒸発器出口の冷媒過熱度を 3 K に固定した。加熱または冷却負荷特性を得るため、実験では加熱または冷却能力を操作した。

Table 3-4 Experimental conditions.

Mode	Heating	Hot water supply	Cooling I	Cooling II
Refrigerant	CO ₂ (100 mass %)			
	CO ₂ / R32 (95/5 mass %)			
	CO ₂ / HFO-1234ze(E) (95/5 mass %)			
	CO ₂ / DME (95/5 mass %)			not tested
Heat source temp. [°C]	from 15 to 9	from 20 to 14	from 20 to 5	from 20 to 10
Heat sink temp. [°C]	from 20 to 45	from 25 to 63	from 30 to 45	
Degree of Superheat [K]	3			
Capacity [kW]	from 2.0 to 2.8	from 1.9 to 2.5	from 1.4 to 1.8	

実験手順を以下に示す。まず、冷媒回路に CO₂ または混合冷媒を所定量充填する。この冷媒充填量に対し、Table 3-3 の条件を満たしつつ、最適性能が達成できるように、圧縮機の周波数と電気式膨張弁の開度を調整した。そして、冷媒充填量を変えて、最適性能が得られる冷媒充填量を評価した。

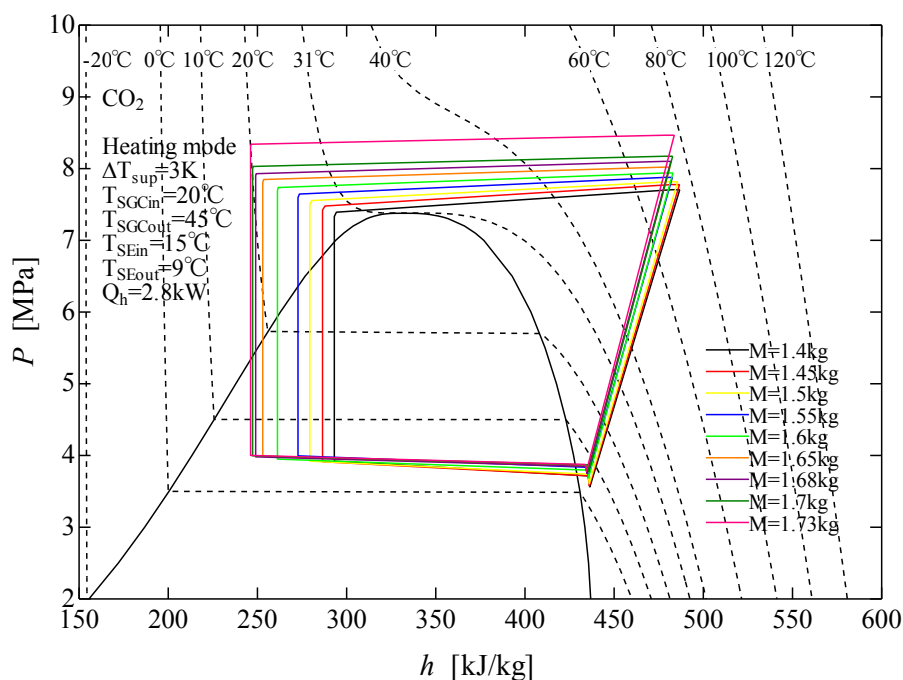
システムのデータ収集および制御は、データ収集システムおよびコンピュータを使用して実行される。熱電対、圧力変換器、および流量計からのすべての出

力は、データロガー接続されており、温度、圧力、流量はPCモニターでリアルタイムにモニターされ、モニターされたすべてのパラメーターが安定してから約30分後にデータを記録した。

3.3 実験結果

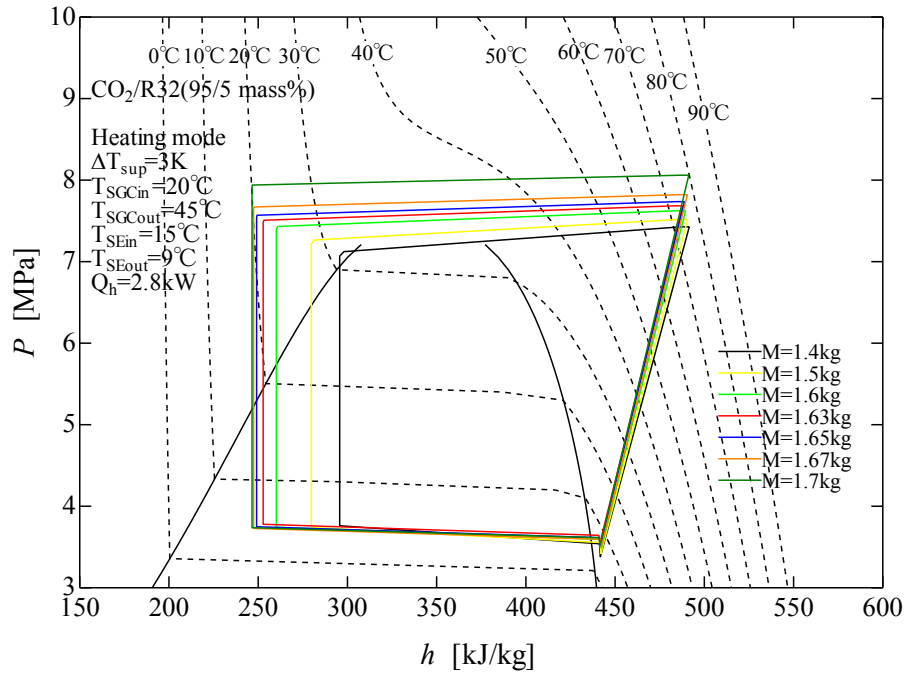
3.3.1 暖房モードのサイクル性能

暖房モードでのサイクル性能に対する冷媒充填量の影響に関する実験結果をFig. 3-3に示す。100 %CO₂, 95 %CO₂ / 5 %R32の混合冷媒, 95 %CO₂ / 5 %HFO-1234ze(E)の混合冷媒, 95 %CO₂ / 5 %DMEの混合冷媒に対する P - h 線図が, Fig. 3-3(a), (b), (c), (d)にそれぞれ示されている。冷媒充填量は異なる線色で区別して示した。本研究で試験した冷媒混合物の相変化過程における温度グライドは, 95 %CO₂/5 %R32 混合冷媒, 95 %CO₂/5 %HFO-1234ze(E) 混合冷媒, 95 %CO₂/5 %DME 混合冷媒の順番に大きくなった。全ての試験用冷媒において, 冷媒充填量の増加に伴って, 圧縮機, ガス冷却器 (又は凝縮器) 及び蒸発器における比エンタルピーの変化が増大した。また, 冷媒充填量の増加に伴ってガスクーラ (または凝縮器) 内の圧力は上昇したが, 蒸発器については冷媒充填量による圧力変化がほとんどないことが分かる。さらに, 冷媒混合量が高压側の伝熱過程には, 冷媒充填量が不足している場合の凝縮過程が含まれていると推測される。

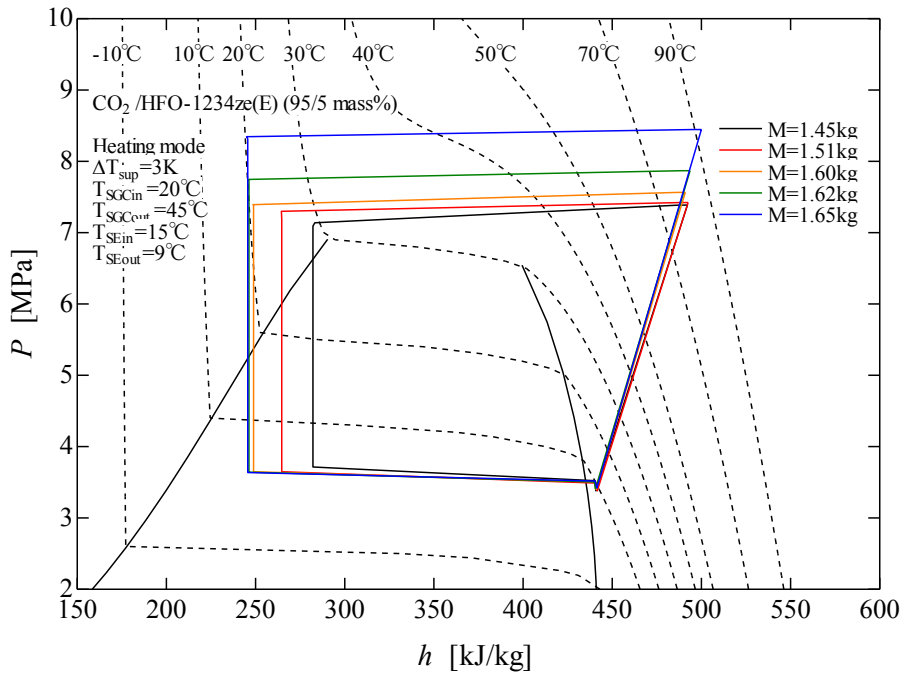


(a) 100 mass % CO₂

Fig. 3-3 Heat pump cycle plotted on P - h diagram (Heating mode of 2.8 kW)

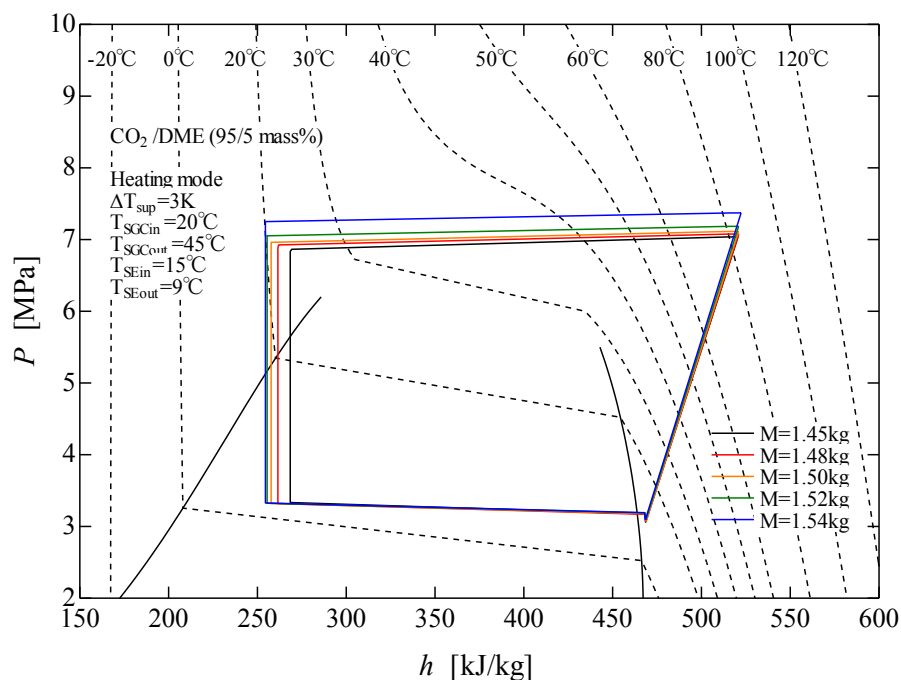


(b) 95 mass% CO₂/5 mass% R32 mixture



(c) 95 mass% CO₂/5 mass% HFO-1234ze(E) mixture

Fig. 3-3 Heat pump cycle plotted on P - h diagram
 (Heating mode of 2.8 kW)



(d) 95 mass% CO₂/5 mass% DME mixture

Fig. 3-3 Heat pump cycle plotted on P - h diagram
(Heating mode of 2.8 kW)

Fig. 3-4 に 2.8 kW の暖房モードにおける COP と圧縮機からの吐出圧力 P_d との関係を示す。100%CO₂、95%CO₂/5%R32 混合冷媒、95%CO₂/5%HFO-1234ze(E) 混合冷媒および 95%CO₂/5%DME 混合冷媒の実験結果が、円(●)、三角(▲)、正方形(■)および逆三角(▼)の記号でそれぞれ示されている。全ての試験冷媒について、システム内の冷媒充填量の増加に対応して吐出圧力が上昇しており、COP は一旦上昇して最大値に達した後に低下した。本研究で試験された第 2 成分が揮発性の低い物質であるため、第 2 成分の CO₂ への添加によって排出圧力が低下した。このような特性は、後述するように他のすべてのモードでも観測された。CO₂/R32 混合冷媒の最大 COP は、100%CO₂ のそれとほぼ同じであるが、他の混合冷媒の COP は 100%CO₂ のそれよりもわずかに低かった。

Fig. 3-5 は、2.8 kW の暖房モードにおける圧縮機からの吐出温度 T_d と吐出圧力 P_d との関係を示したものであり、図中の記号は Fig. 3-4 と同じである。各冷媒において COP が最大となる条件を破線の大きな赤い円で図中に示した。95%CO₂/5%DME 混合冷媒の場合には、吐出圧力が増加すると吐出温度が上昇する。それ以外の冷媒では、吐出圧力が増加するにつれて、はじめはほぼ同じレベルのままで、次いで増加に転じる。破線の大きな赤い円で示された最大 COP のデータは、吐出圧力の上昇に伴って吐出温度が上昇し始める点に位置する。

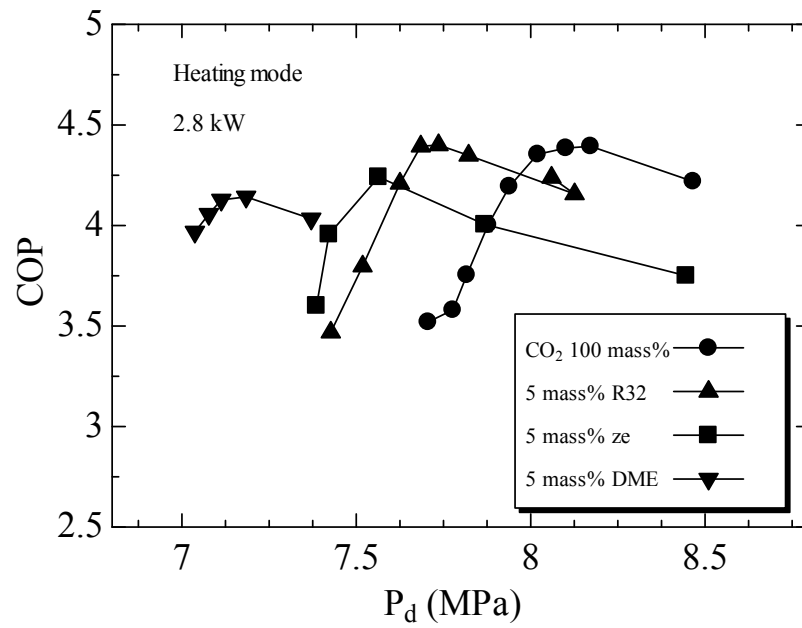


Fig. 3-4 Relation between COP and discharge pressure (MPa).
(Heating mode of 2.8 kW)

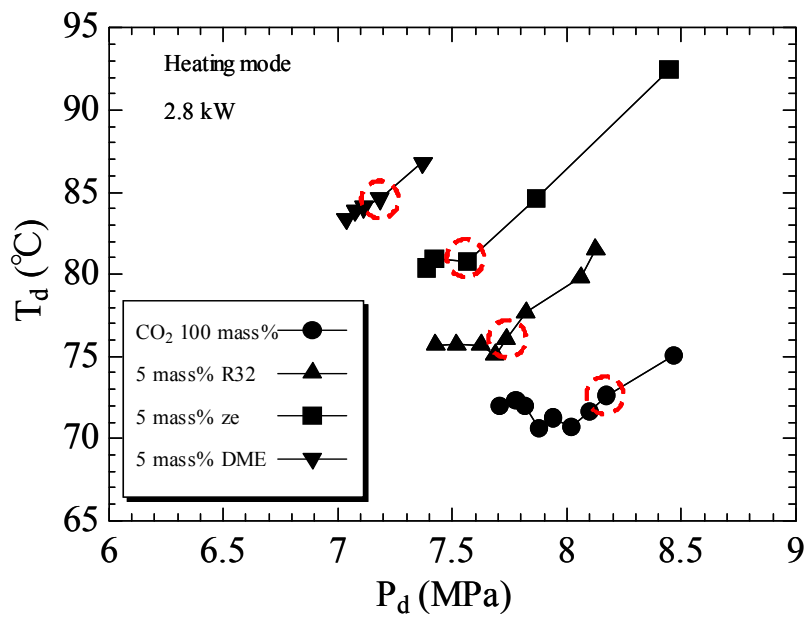


Fig. 3-5 Relation between T_d and discharge pressure (MPa)
(Heating mode of 2.8 kW)

3.3.2 給湯モードのサイクル性能

給湯モードでのサイクル性能に対する冷媒充填量の影響を Fig. 3-6 に示す. 100 %CO₂, 95 %CO₂/5 %R32 混合冷媒, 95 %CO₂/5 %HFO-1234ze(E) 混合冷媒および 95 %CO₂/5 %DME 混合冷媒の実験結果を, P - h 線図として Fig. 3-6 (a), (b), (c), (d)にそれぞれ示す. 冷媒充填量の差は線色で区別して示した. 全ての試験用冷媒について, 圧縮機, ガス冷却器, 蒸発器の比エンタルピーの変化は冷媒充填量の増加に伴って増大し, 冷媒充填量の増加に伴ってガスクーラ内の圧力は上昇するが, 蒸発器内の圧力は, 冷媒充填量の影響をほとんど受けておらず, Fig. 3-3 に示す暖房モードの結果と同様であった. 全ての試験冷媒において, 高压側の熱伝達プロセスは超臨界圧力 (臨界点以上) で起こり, 高压側の熱交換器は凝縮器ではなくガスクーラであった.

Fig. 3-7 は給湯モードでの COP と圧縮機からの吐出圧力 P_d との関係を示したものであり Fig. 3-4 と同じ記号で示した. 全ての試験冷媒について COP と吐出圧力 Fig. 3-4 に示す暖房モードと同様の特性を示しているが, 給湯モードでは, CO₂ に第 2 成分を添加することにより最大 COP 値を低下させることなく吐出圧力を低下させ, 最大 COP 値は 100 %CO₂ と比較して, CO₂/R32 混合冷媒のそれは少し高く, 他の混合冷媒のそれはほぼ同じであった.

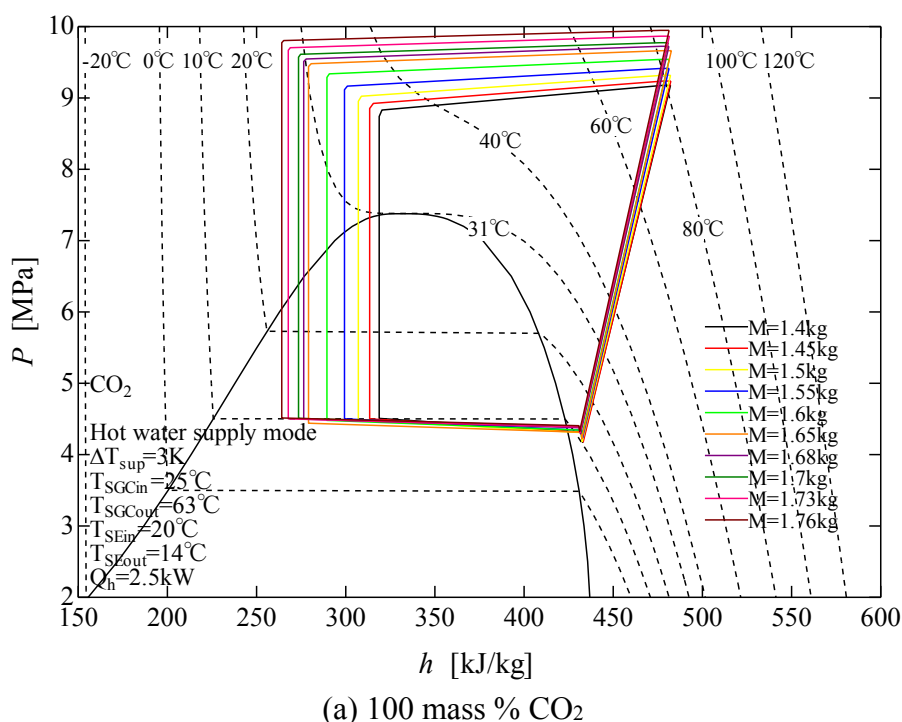
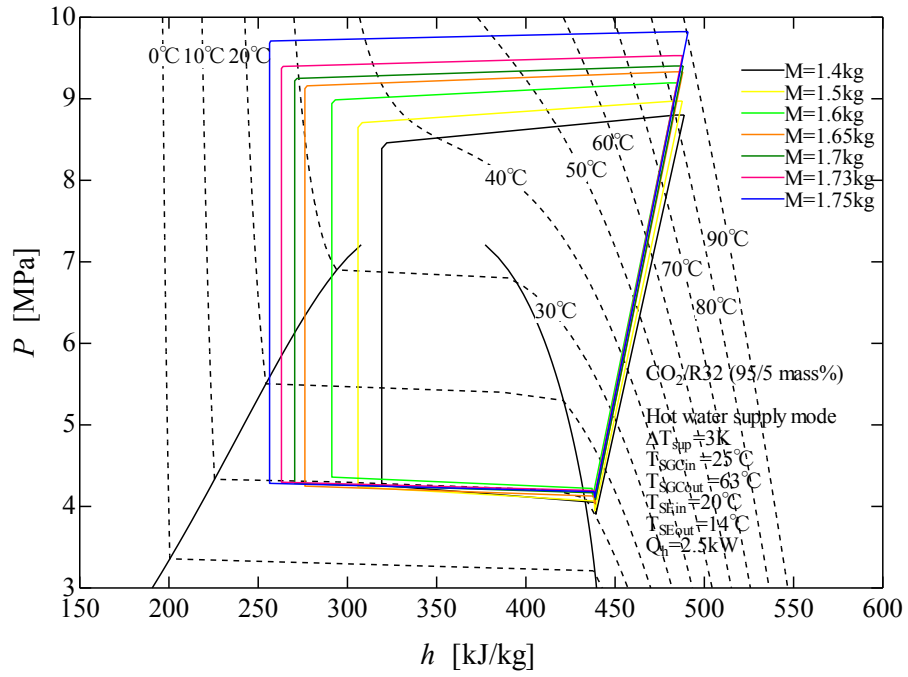
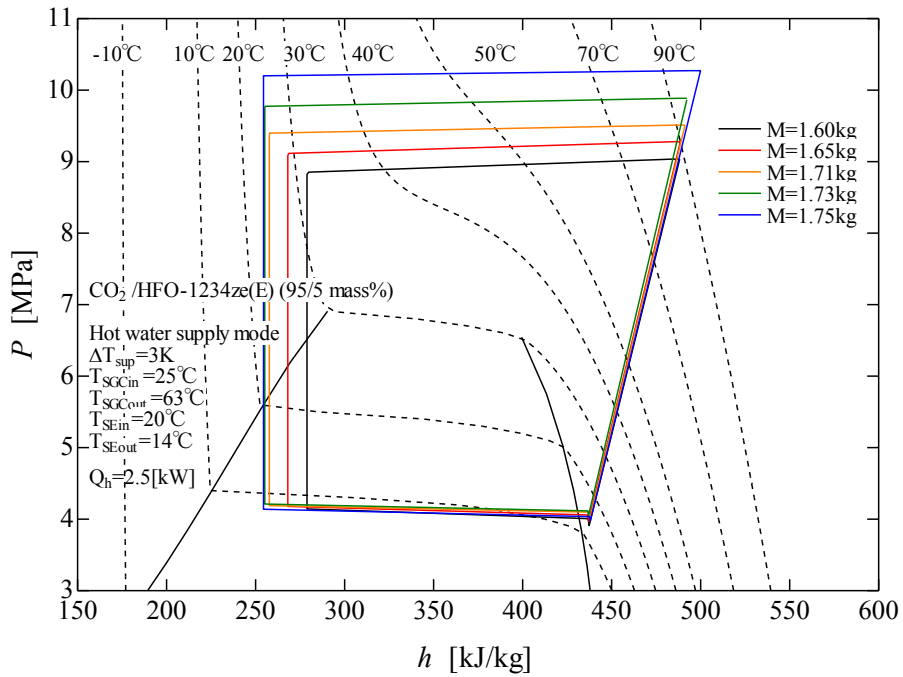


Fig. 3-6 Heat pump cycle plotted on P - h diagram.
(Hot water supply mode of 2.5 kW)

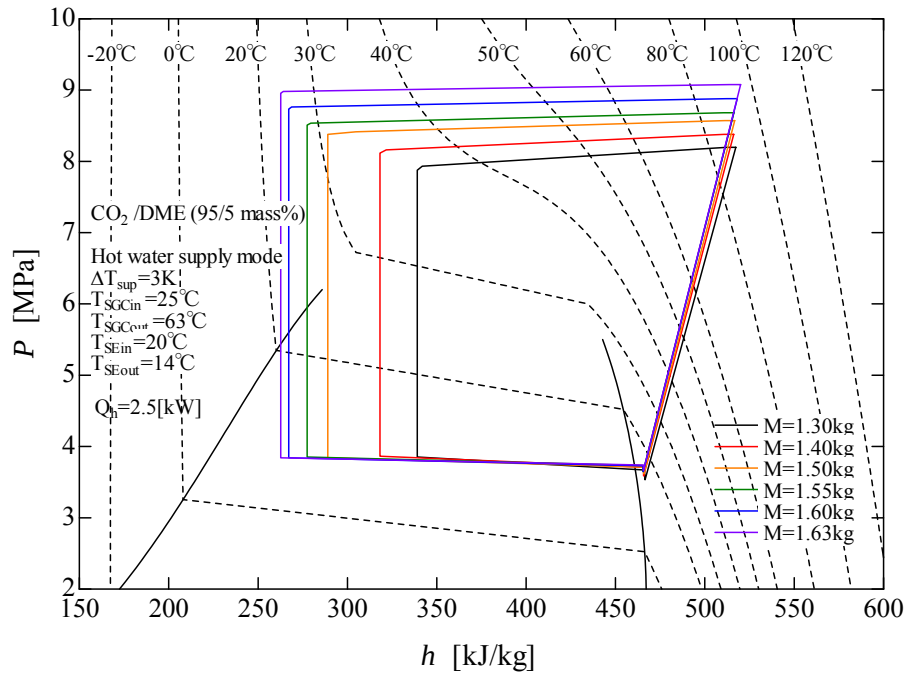


(b) 95 mass% CO_2 /5 mass% R32 mixture



(c) 95 mass% CO_2 /5 mass% HFO-1234ze(E) mixture

Fig. 3-6 Heat pump cycle plotted on P - h diagram.
(Hot water supply mode of 2.5 kW)



(d) 95 mass% CO₂/5 mass% DME mixture

Fig. 3-6 Heat pump cycle plotted on P - h diagram.
(Hot water supply mode of 2.5 kW)

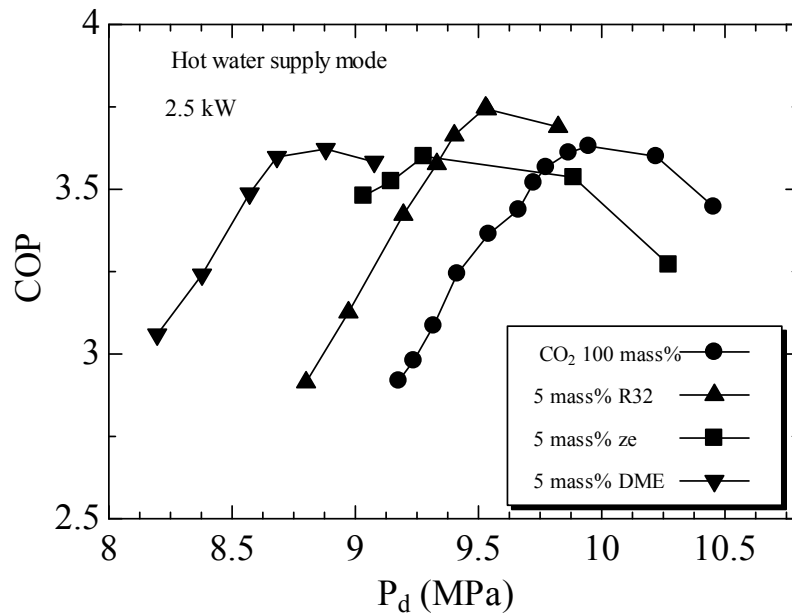


Fig. 3-7 Relation between COP and discharge pressure (MPa).
(Hot water supply mode of 2.5 kW)

給湯モードの圧縮機からの吐出温度 T_d と吐出圧力 P_d との関係を Fig. 3-8 に示す（図中の記号は Fig. 3-4 と同じ）．破線の大きな赤い円は，Fig. 3-7 中の最大 COP を示した充填量を示している．第 2 成分の CO_2 への添加は，吐出圧力 P_d の低下と吐出温度 T_d の上昇をもたらしている．

冷媒充填量が増え，吐出圧力 P_d が上昇すると，吐出温度 T_d も上昇する点は暖房モードと異なる．これは高压側の熱伝達プロセスは超臨界圧力（臨界点以上）で起こり，高压側の熱交換器は凝縮器ではなくガスクーラであったことによるものである．

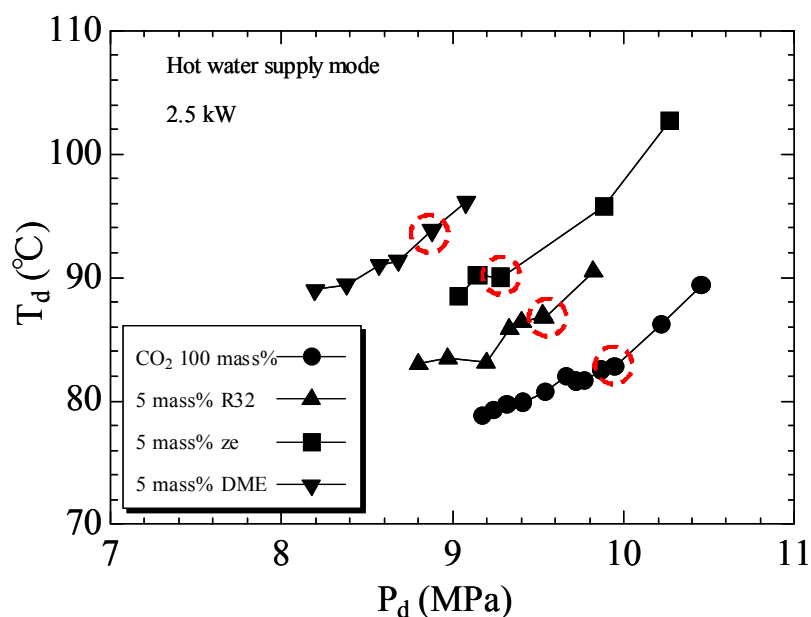
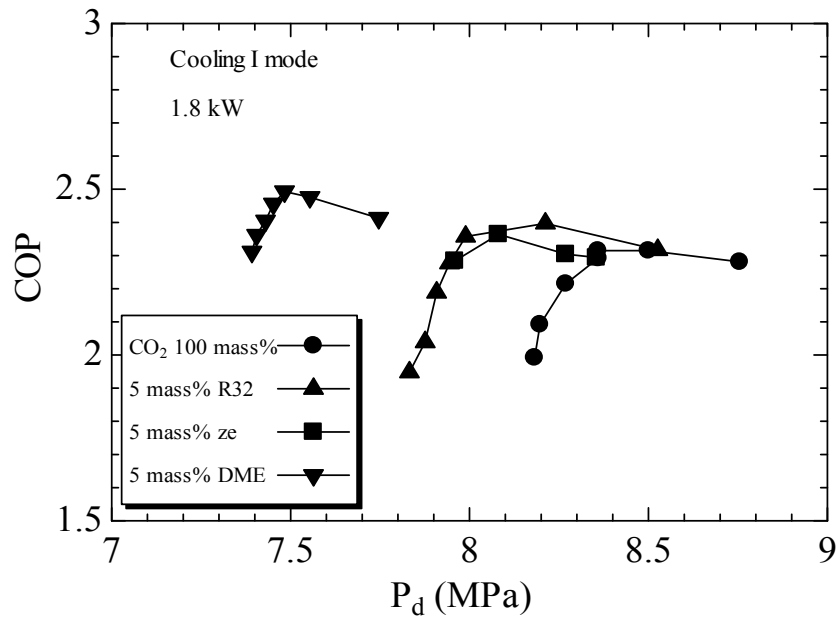


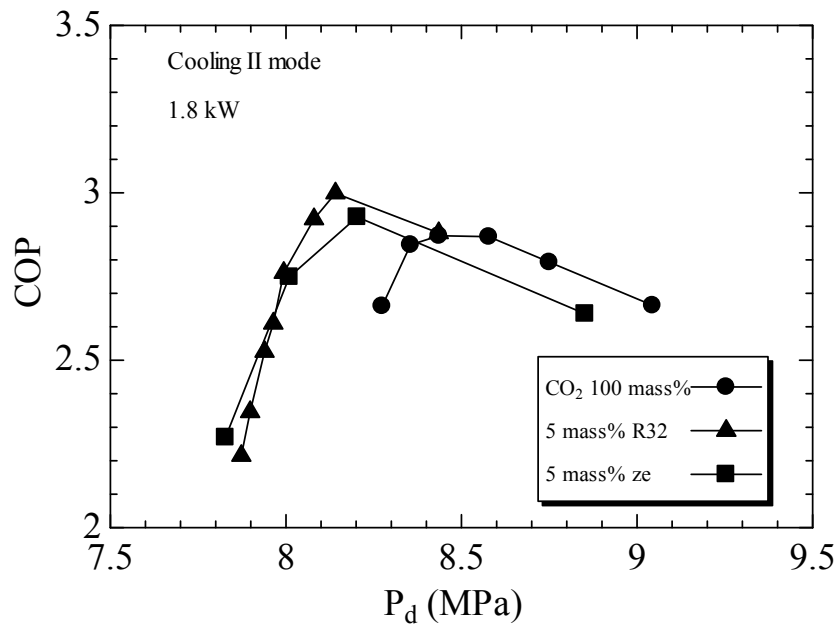
Fig. 3-8 Relation between T_d and P_d (Hot water supply mode of 2.5 kW).

3.3.3 冷房モード I, II のサイクル性能

Fig. 3-9 (a), (b) は，Fig. 3-4 と同じ符号を付しており，冷却モード I, II における COP と圧縮機からの吐出圧力 P_d との関係を示している．I および II の場合，すべての混合冷媒の最大 COP 値は 100% CO_2 の値より少し高く，吐出圧力 P_d はすべての混合冷媒において低下した．



(a) Cooling mode I of 1.8 kW



(b) Cooling mode II of 1.8 kW

Fig. 3-9 Relation between COP and discharge pressure (MPa).

3.4 結言

CO₂ 遷臨界ヒートポンプシステムに伴う高い運転圧力の問題を解決するために、ヒートポンプシステムのサイクル性能に関する実験を、暖房モード、給湯モードおよび冷却モード I および II の 4 種類の運転モードについて実施した。

試験された冷媒は、100 %CO₂ および 95 %CO₂/5 %R32 混合冷媒、95 %CO₂/5 %HFO-1234ze(E) 混合冷媒、95 %CO₂/5 %DME 混合冷媒の 3 つの混合冷媒とした。

圧縮機からの吐出圧力 P_d と COP の関係をまとめたものを Fig. 3-10 に示す。暖房モードは黒で、給湯モードは赤で、冷却モード I は緑、冷却モード II は青で示し、○、△、□、▽は冷媒の種類を示している。

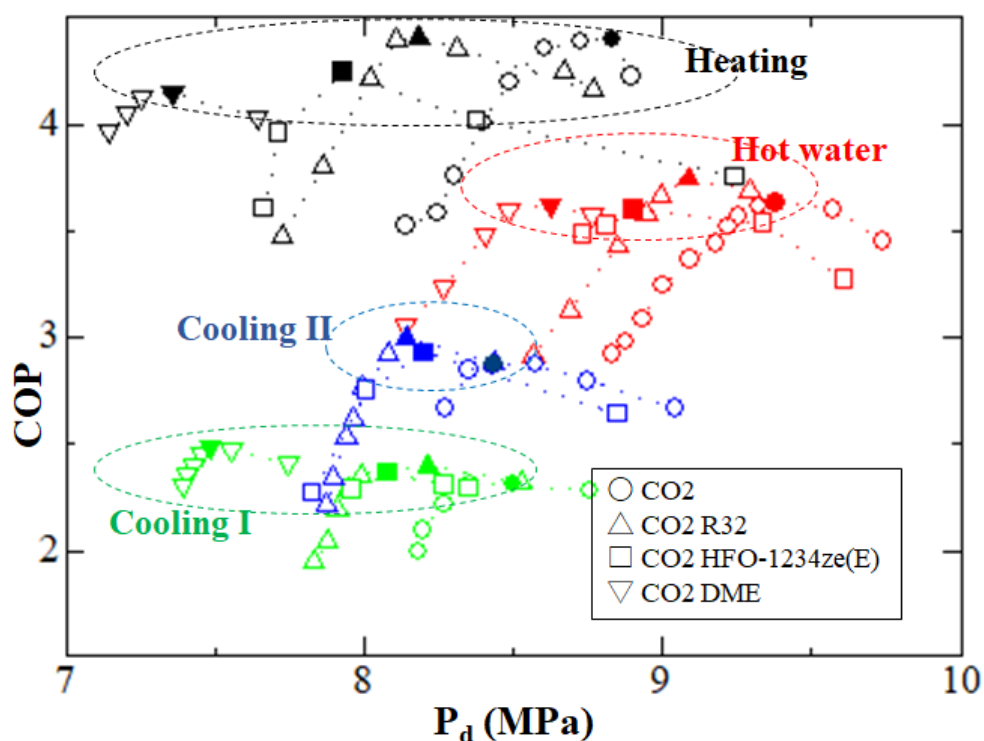


Fig. 3-10 Relation between COP and discharge pressure (MPa).

本章で得られた結果を以下に述べる。

- (1) 全ての試験用冷媒について、系内の冷媒充填量の増加に対応して吐出圧力が上昇し、COP は一旦上昇して最大に達した後低下した。第 2 成分の CO₂ への添加は、本研究で試験した第 2 成分が揮発性の低い物質であったため、排出圧力の低下をもたらした。第 2 成分の添加はまた、吐出温度を上昇させた。この傾向はすべての動作モードで確認された。

- (2) 暖房モードでは、CO₂/R32 混合冷媒の最大 COP は 100 %CO₂ とほとんど同じであったが、他の混合冷媒の COP は 100 %CO₂ のそれよりもわずかに低かった。
- (3) 給湯モードでは、CO₂ に第 2 成分を添加することにより、最大 COP 値を低下させることなく吐出圧力を低下させた。最大 COP は 100 %CO₂ と比較して、CO₂ / R32 混合冷媒のそれは少し高く、他の混合冷媒のそれはほぼ同じであった。
- (4) 両方の冷却モード I および II において、すべての混合冷媒の最大 COP は、100 %CO₂ の値より少し高い値であった。
- (5) 95 %CO₂ / 5 %R32 の混合冷媒が、CO₂ のより良い代替物であり、特に、給湯モードで顕著であった。

第4章 実機による高温ヒートポンプシステムの検討

4.1 高温用冷媒の事前調査

高温用冷媒の事前調査として、ベンゼン [288.87 °C] (括弧内は臨界点温度)、ヘキサン [234.67 °C]、ヘプタン [266.98 °C]、メタノール [239.45 °C]、エタノール [240.75 °C] の 200 °C 以上の臨界温度を有する上記の冷媒および水 [373.95 °C] を抽出した。これら冷媒物性の特長を、従来あるいは以前使われていた冷媒であるクロロジフルオロメタン (R-22)、1,1,1,2-テトラフルオロエタン (R-134a)、1,1,1,3,3-ペンタフルオロプロパン (R-245fa) と比較しながら考察する。先に挙げた冷媒の物性を REFPROP^[4-1] から求め、Table 4-1 に示す。臨界点での温度と圧力および飽和温度での特性が示されている。蒸発温度 (Lo) および凝縮温度 (Hi) をそれぞれ 100 °C および 200 °C に設定する。一般的なサイクルとの比較のために Lo および Hi を、R-22、R-134a の場合、10 °C と 50 °C で、R-245fa の場合は 50 °C と 100 °C とした。

Table 4-1 Physical properties of refrigerants.

	Critical point		Liquid density kg/m ³		Vapor density kg/m ³		Latent heat kJ/kg	Surface tension mN/m	
	°C	MPa	Lo	Hi	Lo	Hi	Hi	Lo	Hi
R-22	96.15	4.99	1247	1082	28.82	85.95	154	10.22	4.74
R-134a	101.06	4.06	1261	1102	20.23	66.27	152	10.14	4.89
R-245fa	154.01	3.65	1267	1093	19.21	72.78	134	10.50	4.66
Benzene	288.87	4.91	791	657	4.78	36.50	283	18.69	7.43
Hexane	234.67	3.03	581	438	7.52	63.47	182	10.22	1.84
Heptane	266.98	2.74	613	496	3.63	33.75	220	12.52	3.98
Methanol	239.45	8.10	711	549	4.042	52.12	621	15.72	4.48
Ethanol	240.75	6.42	713	555	3.53	49.80	506	12.71	2.67
Water	373.95	22.06	958	865	0.598	7.86	1940	58.91	37.68

理想的な単純サイクルの性能は、凝縮と蒸発温度が 200 °C と 100 °C の条件と、蒸発温度からコンプレッサへの吸込蒸気の過熱度が 0 K の条件で計算される。これらの水、メタノールおよびエタノールの COP は、それぞれ 3.808、3.536 および 3.334 である。一方、ベンゼン、ヘキサン、ヘプタンの COP は、それぞれ 3.073、1.270、1.601 であり、前者の冷媒よりも低い。理由は、圧縮機の出口での冷媒状態にある。後者の冷媒グループでは、飽和蒸気の比エンタルピーが圧力の上昇に伴って増大するため、冷媒は等エントロピー圧縮後の圧縮機出口で湿り蒸気となり、圧縮機の破損につながる。湿り蒸気の状態を避けるためには、蒸発器出口でのさらなる過熱が必要である。蒸発器出口の加熱は、凝縮器からの過冷却液と熱交換させる内部熱交換器で実現できる。圧縮機出口で飽和蒸気となる場合の計算結果は、ベンゼン、ヘキサン、およびヘプタンについてそれぞれ 3.306、2.548 および 3.002 である。メタノールとベンゼンを用いたヒートポンプ

サイクルの P - h 線図を Fig. 4-1 (a), (b)にそれぞれ示す. Fig. 4-1(b)において内部熱交換器導入後のサイクルが一点鎖線で示されている.

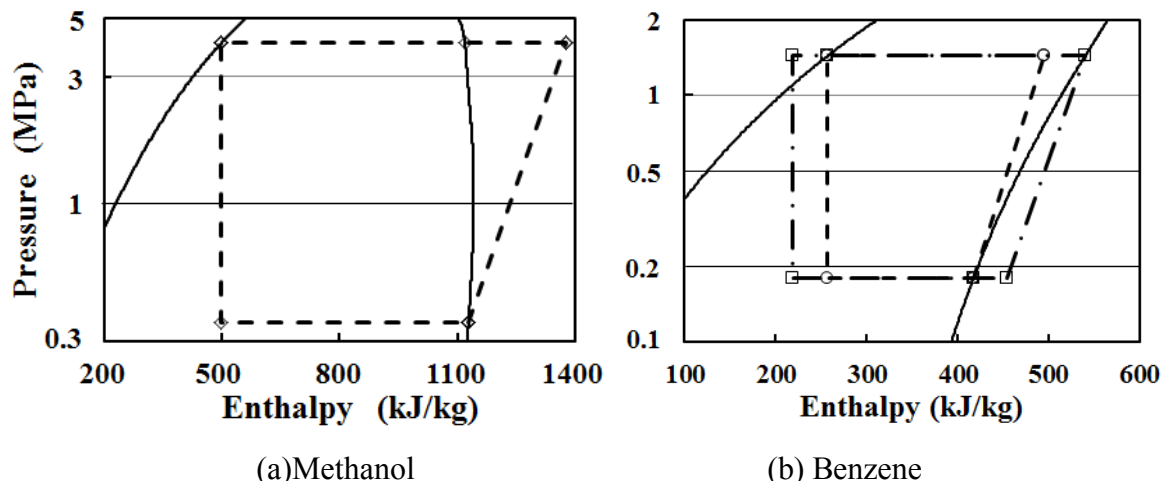


Fig. 4-1 P-h diagram of heat pump cycles using methanol and benzene as the refrigerant.

200 °C での凝縮熱は, 水, メタノールおよびエタノールについて 1940, 621 および 540 kJ/kg である. これらの値は 500 kJ/kg を超えており他の冷媒の潜熱より大きいことがわかる.

冷媒特性は, 一般的なヒートポンプサイクルで広く使用されている冷媒と比較することによって, 気液二相流の流動特性の類似性に基づいて評価した^[4-2]. 無次元数として, レイノルズ数 (Re), フルード数 (Fr), ボンド数 (Bo), ウェーバー数 (We) を取り上げ, 比較評価する. これら無次元数は以下の式で定義される^[4-3].

$$Re = \frac{\text{慣性力}}{\text{粘性力}} = \frac{\rho_L u_m D}{\mu_L} \quad (4-1)$$

$$Fr^2 = \frac{\text{慣性力}}{\text{浮力}} = \frac{u_m^2}{(\Delta\rho g / \rho_L)} \quad (4-2)$$

$$Bo = \frac{\text{浮力}}{\text{表面張力}} = \frac{\Delta\rho g D^2}{\sigma} \quad (4-3)$$

$$We = \frac{\text{慣性力}}{\text{表面張力}} = \frac{\rho_L u_m^2 D}{\sigma} \quad (4-4)$$

ここで、 ρ , μ , σ は密度、粘性係数および表面張力である。 $\Delta\rho$ は気液密度差、 u_m は平均流速、 D は気泡径である。添字 L は液相を表す。

Re 数, Fr 数, Bo 数, We 数の計算結果を Fig. 4-2 (a), (b), (c), (d) にそれぞれ示す。流速 $u_m = 0.3 \text{ m/s}$, 気泡径 $D = 0.001 \text{ m}$ とした場合の計算結果であり、温度変化による物性値変化の影響を評価した。空調機での冷媒の実使用領域を赤破線で、メタノールを高温ヒートポンプに適用した場合の使用領域を青破線で囲んでいる。 Re 数, Fr 数は近い値を、 Bo 数, We 数では 2~3 倍現行冷媒の方が大きい値であった。水は、メタノールと比較すると、 Re 数はほぼ同じであったが、 Fr 数は数倍大きく、 Bo 数, We 数は数分の 1 と小さい値であり。現状使用されている冷媒から、メタノールより離れる方向であった。

高温ヒートポンプの温度範囲で、空調での温度範囲における冷媒の無次元数が、比較的近い値を示すメタノールを冷媒として選択することとした。

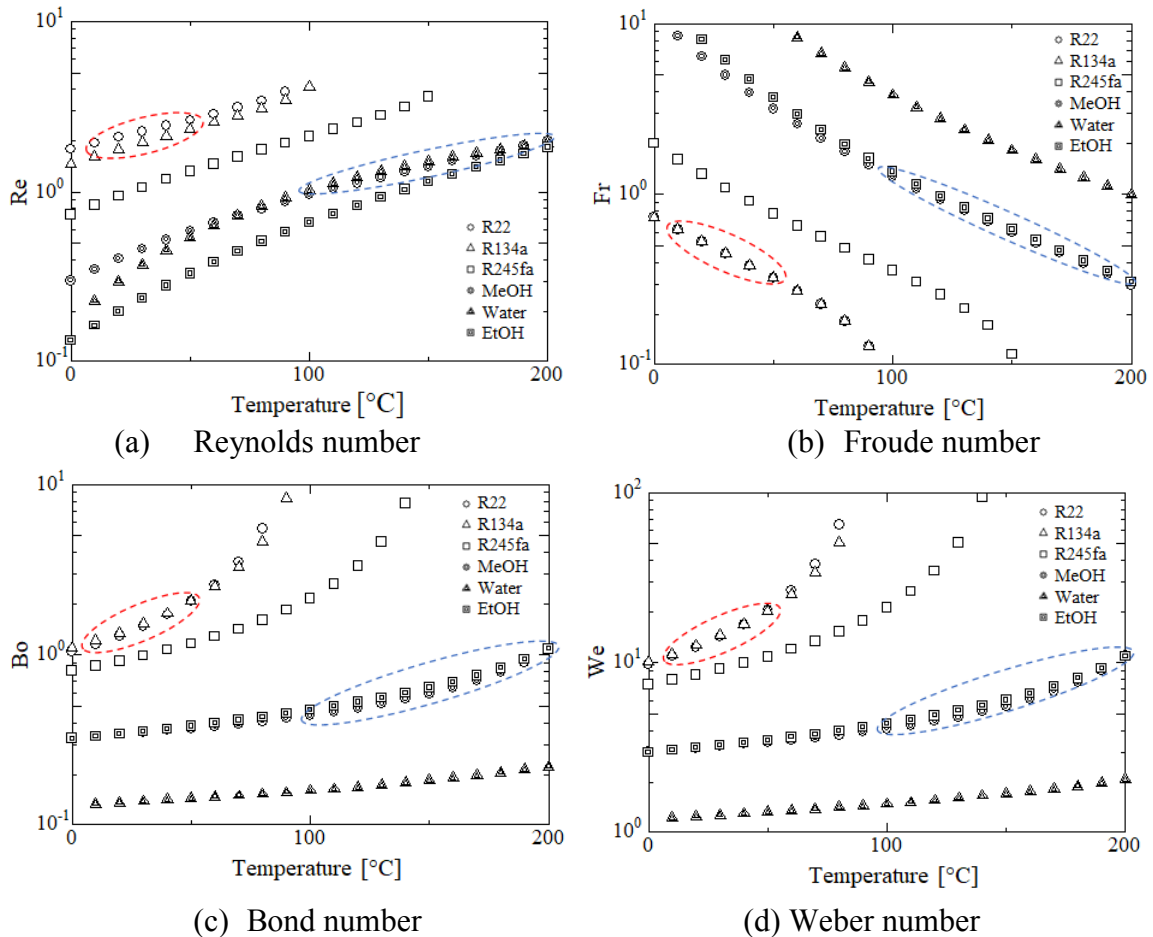


Fig. 4-2 Effect of thermo-fluid properties according to temperature on four dimensionless numbers, (a) Reynolds number, (b) Froude number, (c) Bond number, and (d) Weber number ($D = 0.001 \text{ m}$, $u_m = 0.3 \text{ m/s}$).

4.2 高温ヒートポンプサイクルの試験機

4.2.1 圧縮機

メタノールは、蒸発温度 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ での飽和蒸気圧は 0.354 MPa 、凝縮温度 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ での飽和蒸気圧は 4.027 MPa であるので、高圧／低圧比が 11.4 となるため、1段式圧縮機では、圧力比を達成することが困難である。そこで、クランクケースを中心に2気筒2段式の開放型往復動圧縮機である潜水ポンプ用の圧縮機^[4-4]を利用した。

Fig. 4-3に圧縮機構造の概略図を、Fig. 4-4に圧縮機の外観写真を示す。クランクシャフトは、モータによって回転され、2つのコネクティングロッドがピストンに取り付けられている。クランクシャフトを回転させることにより、クランクケース内の潤滑油がかき上げられ、ピストンに潤滑油が供給される。潤滑油を加熱するために電気ヒーターをクランクケース内に追加設置した。

第1段および第2段の吸引容積は、それぞれ 101.3 cm^3 および 40 cm^3 である。この圧縮機は空気圧縮のために設計されているので、断熱圧縮による温度上昇を冷却するための冷却フィンが取り付けられている。シリンダの冷却ファンを取り外し、いくつかのピストンリングを追加し、ピストンの表面を硬化させるなど、圧縮機の出口での高温高圧条件に対応できるよういくつかの改良がなされた。

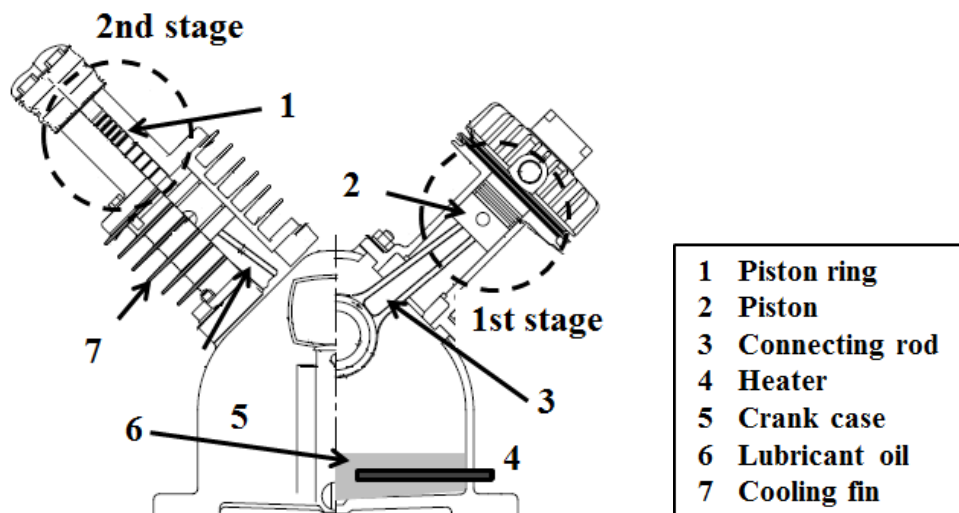


Fig. 4-3 Construction of double-stage reciprocating compressor.

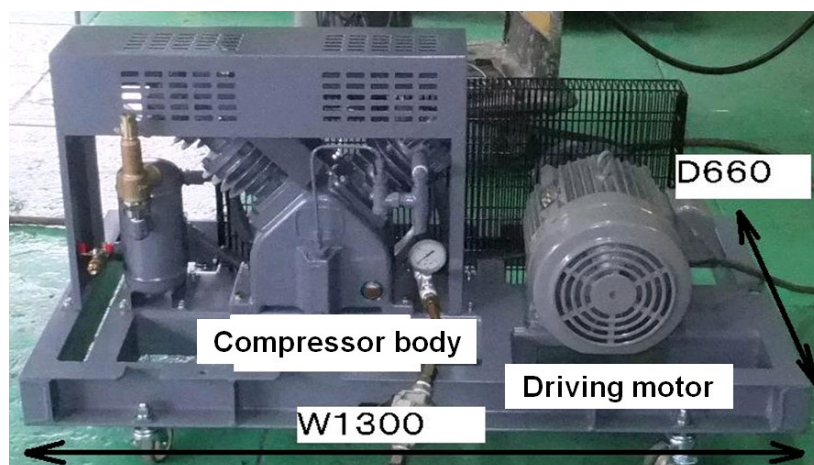


Fig. 4-4 Photograph of the double-stage reciprocating compressor.

4.2.2 潤滑油

前項で述べたように、本圧縮機はクランクケース内の潤滑油をかき上げてピストン内に潤滑油を供給する構造であるため、クランクケース内に大量の潤滑油が必要となっている (Fig. 4-3 参照)。潤滑油がメタノールを吸収すれば、冷媒循環量を確保できない。したがって、潤滑油にはメタノールに対する難溶解性が要求される。鉱油、ポリアルキレングリコール (PAG)、ポリオールエステル (POE)、水およびシリコン油に対するメタノールの溶解性を、室温環境での静的試験で評価した。各液体をそれぞれメタノールとともに封入し、十分に攪拌し、その後 2 時間放置した。2 時間後に撮影した写真を Fig. 4-5 に示す。メタノールは PAG (図中#2) および水 (#4) に溶解しており、界面は確認されない。鉱油 (#1) については、濁った層が観察され、この濁層がピストンリングでの詰りにつながる恐れがあることから除外した。POE (#3) およびシリコン油 (#5) は、メタノールと分離していることがわかる。シリコン油 (#5) は、動粘度が異なる製品が販売されており、その差は 100,000 にもなる^[4-5]。製品選択の自由度が高いことから、本装置の潤滑油として使用することとした。

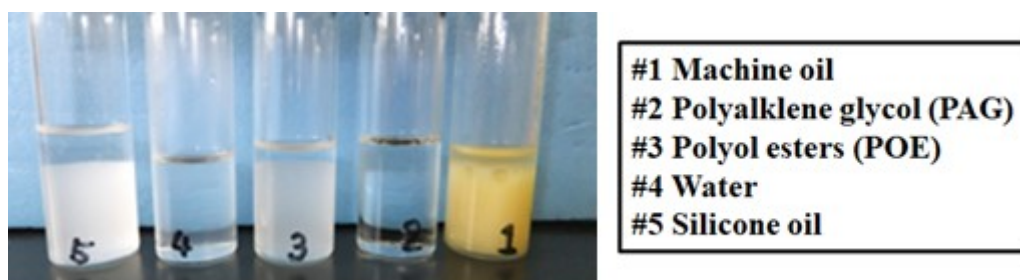
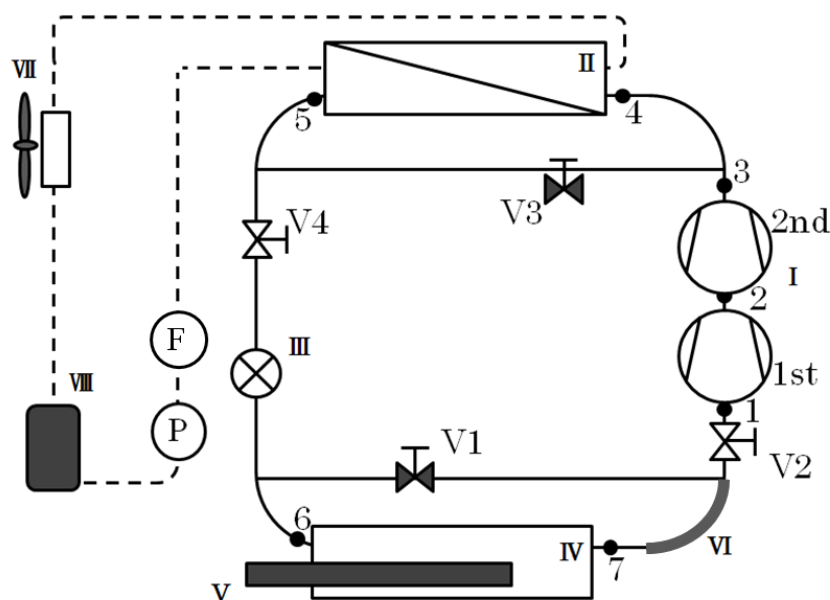


Fig. 4-5 Separation condition of methanol from various oils and water at 2 hours after mixing well.

4.2.3 高温ヒートポンプシステムの始動方法

本研究では、100℃と200℃の2つの熱源間で動作する高温ヒートポンプシステムを予備実験として構築した。実験装置の模式図を Fig. 4-6 に示す。冷媒回路は、二段往復圧縮機 (4.2.1 参照)、凝縮器、膨張弁、蒸発器から構成されている。冷媒には、純度 99.8% の脱気されていないメタノールを冷媒として使用した。蒸発器は、冷媒流路にシースヒータを挿入した構造とし、所定の熱入力で低圧下の冷媒を蒸発させた。

Fig. 4-6 中に破線で示した回路は、高温ヒートポンプシステムの加熱対象であり、熱媒体としてシリコン油を使用した。圧縮機からの過熱蒸気は、温度制御されたシリコン油との熱交換によって凝縮器内で凝縮された。冷媒の温度と圧力は Fig. 4-6 に示す番号 1 から 7 の位置で測定した。冷媒温度は、銅配管の外壁面に熱電対をはんだ付けして測定した。冷媒圧力は、キャピラリーチューブを介して接続された圧力変換器によって測定した。熱媒体としてのシリコンオイルの温度は、流路に挿入されたシース熱電対によって、凝縮器の入口と出口で測定された。シリコンオイル流量はランナー式流量計で測定した。



I Compressor, II Condenser, III Expansion valve, IV Evaporator,
V Cartridge heater, VI Ribbon heater, VII Fan coil unit, VIII Silicone oil tank,
F Silicone oil flow meter P Silicone oil pump

Fig. 4-6 Schematic diagram of high temperature heat pump cycle. The solid lines show the refrigerant circuit. The broken lines show the heat medium circuit for the condenser. The numbers of 1 to 7 shows the measure points for pressure and refrigerant.

操作手順を以下に示す．サイクルは室温付近からのスタートとし，起動前，全てのバルブは全閉とする．バルブ V1 を開け，シースヒータで蒸発器内の冷媒を加熱する．蒸発器の温度が目標温度に到達した後，バルブ V2, V3, V4 を開き，V1 を閉じて圧縮機の運転を開始する．圧縮機はインバータ制御され，周波数 4 Hz から運転開始された．次に，各装置の温度が目標温度に達したところで，バルブ V3 を閉め，冷媒を凝縮器に供給した．実験中，所定能力がでるようにインバータ周波数をあげながら，膨張弁バルブを調整した．

実験装置の全景を Fig. 4-7 に示す．

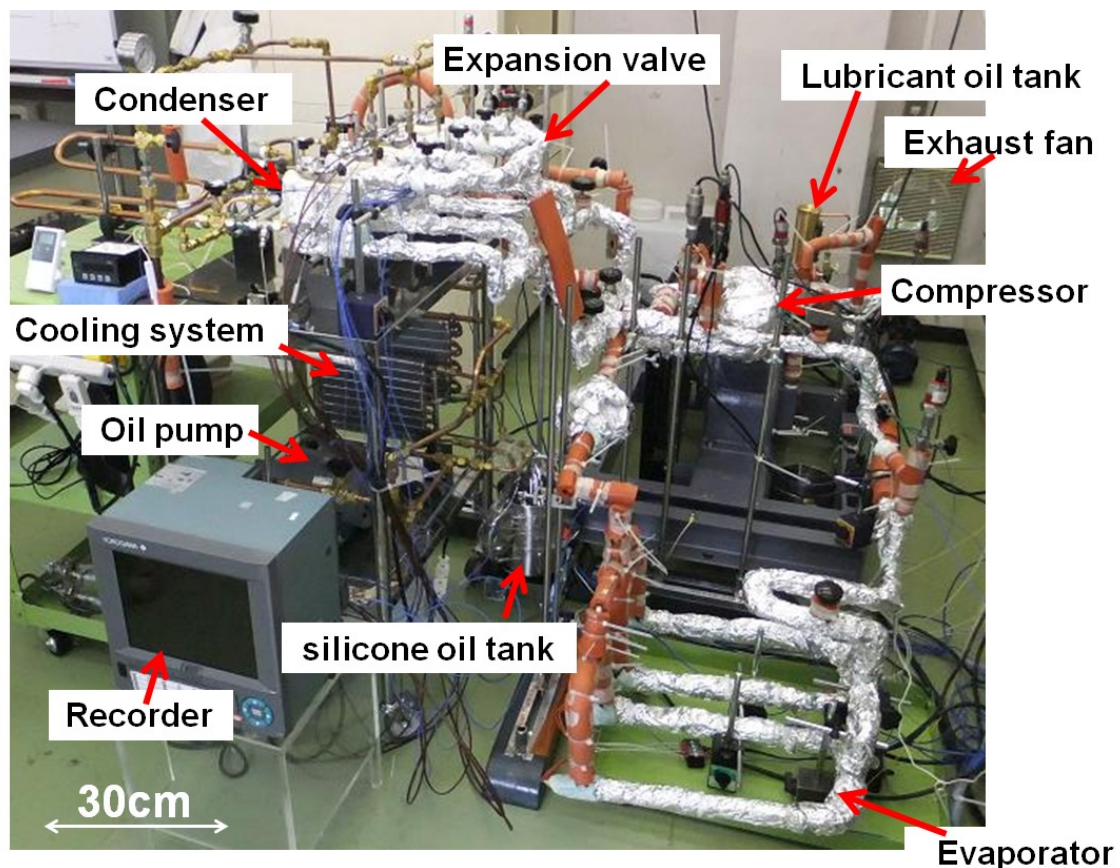


Fig. 4-7 The full view of the experimental setup.

4.3 実験結果

4.3.1 圧縮機の事前性能評価

(a) 吸込体積

圧縮機の吸込体積を測定するために，Fig. 4-8 に示す装置で空気を作動流体とした圧縮機単体の試験を行った．圧縮機の運転を安定にするために加圧タンク

が必要で、圧縮機の吸込ポート、中間ポート、および吐出ポートに、個別に設置した。Table 4-2 に試験結果を示す。吐出空気の体積流量 (F_d) は、Case 1, Case 2 それぞれ $0.175 \text{ Nm}^3/\text{min}$ および $0.231 \text{ Nm}^3/\text{min}$ であった。

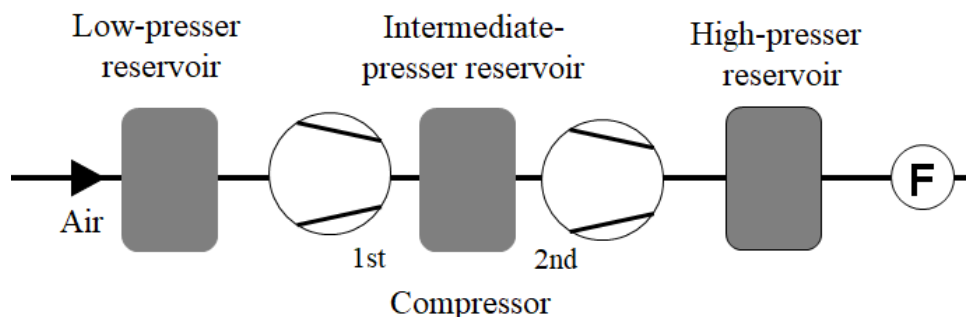


Fig. 4-8 Schematic diagram of volume flow rate test apparatus for compressor.

Table 4-2 Operating conditions of the reciprocating compressor using air as the working fluid in a preliminary component test.

		Case 1	Case 2
rpm : Rotation speed of compressor	rpm	792	792
P_s : Suction pressure	MPa	0.30	0.40
T_s : Suction temperature	°C	26.5	32.2
P_d : Discharge pressure	MPa	4.10	4.10
F_d : Discharge flow rate	Nm^3/min	0.175	0.231

Case 2 の場合、1 回転当たりの吸込容積 V_u は、排出空気流量 F_d から式 (4-5) で計算でき、 81.5 cm^3 であった。この圧縮機の吸引量の設計値は 101.3 cm^3 であったので、体積効率は 0.805 と計算された。また、吸込体積流量 F_s は式 (4-6) から計算され、 $0.0645 \text{ m}^3/\text{min}$ となる。

$$V_u = \frac{(273.15 + T_s)}{273.15} \frac{F_d}{rpm \cdot P_s} \quad (4-5)$$

$$F_s = \frac{V_u \cdot rpm}{1000000} \quad (4-6)$$

(b) 全断熱効率

空気圧縮プロセスが可逆的断熱プロセスであると仮定すると，圧縮仕事は式(4-7)を用いて計算でき，可逆プロセス中の計算された断熱仕事 E_{ad} は 1347 W となる．

$$E_{ad} = \frac{P_s F_s n \kappa}{0.06(\kappa - 1)} \left[\left[\frac{P_d}{P_s} \right]^{\frac{\kappa-1}{n\kappa}} - 1 \right] \quad (4-7)$$

ここで， n は圧縮段数， κ は比熱比である．実験における圧縮機の電力消費 E_{meas} は 2112 W であったことから，式(4-8)で定義される全断熱効率 η_{ad} は，0.638 と計算された．

$$\eta_{ad} = \frac{E_{ad}}{E_{meas}} \quad (4-8)$$

なお，全断熱効率には，圧縮中の不可逆的な損失に加えて，機械的損失およびモータにおけるエネルギー損失を含んでいる．

4.3.2 サイクル性能評価結果

(a) サイクル線図と成績係数 (COP)

Table 4-3 に冷媒回路の各点における冷媒状態の測定結果を示す．Table 4-3 の比エンタルピーは REFPROP^[4-1]を用いて計算した．Fig. 4-6(a), (b) は，それぞれこのサイクルの P - h 線図および T - h 線図であり，図中数字は，Table 4-3 で示す状態に対応する．三角形の白抜きの記号は，測定された冷媒状態であり，破線は膨張弁を等エントロピー膨張，圧縮機を可逆断熱圧縮とし，不可逆損失を無視したサイクルを示す．圧縮機の吸込圧力は 0.37 MPa，中間圧は 1.13 MPa，吐出圧力は 3.70 MPa であった．吐出圧力による凝縮温度は 195.5 °C であった．この冷媒によって，凝縮器においてシリコーン油は 62 °C から 207 °C に加熱された．シリコーン油の循環流量は 1.12 kg/min であったことから，凝縮器において 4.568 kW の加熱能力が得られたことになる．圧縮機入力で計測された消費電力は 2.112 kW であった．これより，圧縮機の消費電力に対する加熱速度の比として定義される COP は 2.16 であった．このときの蒸発器カートリッジヒータの加熱量は 4.504 kW，リボンヒータの加熱量は 82 W，圧縮機クランクケースヒータの加熱量は 295 W であった．

Table 4-3 Refrigerant conditions in an operation of the heat pump system.

	Pressure. [MPa]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]
1 : Compressor 1st stage inlet	0.37	103	1137.0
2 : Compressor 2nd stage inlet	1.13	147	1172.5
3 : Compressor 2nd stage outlet	3.70	221	1259.4
4 : Condenser inlet	3.70	211	1215.8
5 : Condenser outlet	3.68	114	153.4
6 : Evaporator inlet	0.42	93	84.5
7 : Evaporator outlet	0.40	104	1131.1

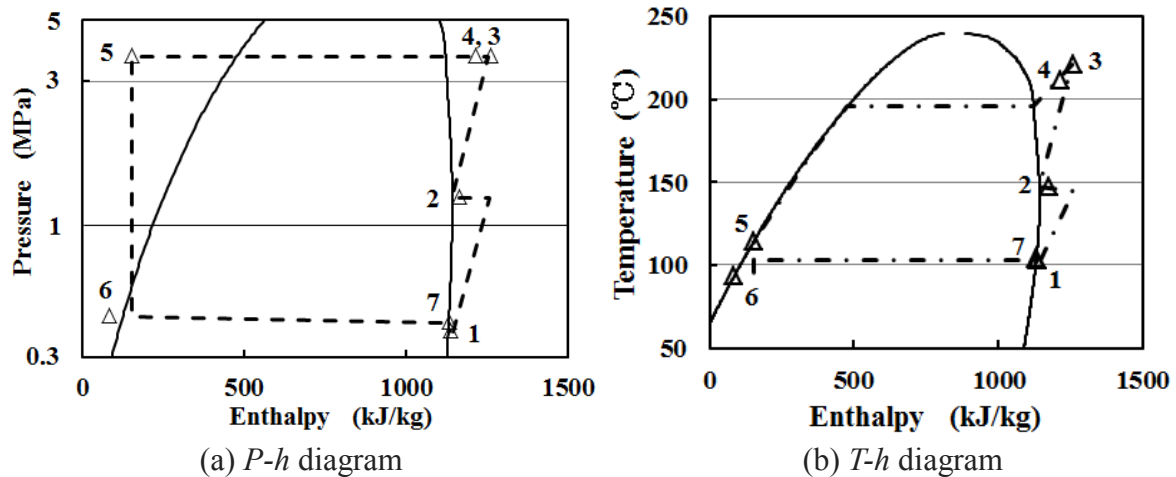


Fig. 4-9 P - h and T - h diagrams of the high temperature heat pump cycle.

(b) 冷媒循環量

本実験では、冷媒循環流量を測定しなかったが、各要素の計測結果から冷媒循環流量を推算した。まず、圧縮機要素試験で得られた体積効率 0.805 を用いて、圧縮機の吸込容積および回転速度から推定したところ、冷媒循環流量は 0.340 kg/min となった。次に、凝縮器と蒸発器の熱収支から推定した。凝縮器での熱交換量、すなわちシリコーン油の熱交換量から熱バランスで冷媒の出入口エンタルピー差を用いて求めた場合、冷媒循環流量は 0.258 kg/min であった。一方、蒸発器でのヒーターによる熱入力から冷媒の出入口エンタルピー差を用いて求めた場合、冷媒循環流量は 0.261 kg/min となった。熱交換量から計算した結果はほぼ同じであるが、圧縮機性能から計算した値はこれらの値よりも大きかった。

サイクル運転における体積効率は、メタノールと空気との物性値差もあるが、ヒートポンプサイクルでは潤滑油の存在、温度差が大きいことから吸込冷媒のシリンダ内での膨張によって、要素試験で計測された値（0.805）より低くなったと考えられる。なお、熱交換量から体積効率を計算すると、0.618 となる。

4.4 成績係数改善の方策

Table 4-3 から、凝縮器におけるエンタルピー差は 1062.4 kJ/kg であった。圧縮機での不可逆損失がない可逆断熱圧縮、すなわち等エントロピー圧縮とした場合の P - h 線図から、第 1 段圧縮機、第 2 段圧縮機のエンタルピー差は、それぞれ 106.4 kJ/kg, 112.2 kJ/kg であり、エンタルピー差から求められる全圧縮動力は 218.6 kJ/kg となる。圧縮機での冷媒圧縮動力に対する加熱能力の比として定義される COP は 4.86 と計算される。凝縮器では、ピンチポイントにおける熱交換の温度差は 1.4 K であった。一方、実験結果では消費電力に対して定義される COP は 2.16 であった。高温ヒートポンプの優位性を得るためには、COP を 3 以上にする必要がある。ここでは、以下の改善を提案する。

- (1) ヒートポンプサイクルへの潤滑油循環の防止
潤滑油が循環しない場合、冷媒循環流量は 0.261 kg/min から 0.340 kg/min になるので、COP は 31.8% 増加する。
- (2) 圧縮機全体の断熱効率の改善
全断熱効率が 0.75^[4-6] に改善されると、COP は 17.6% 増加する
- (3) 凝縮温度および蒸発温度の要求値への変更
凝縮温度を 200 °C、蒸発温度を 100 °C とすると COP は 7.8% 低下する。

これが達成されれば、COP 3.0 以上を達成できると期待できる。

4.5 結言

本実験により、構築したシステムによって 200 °C 以上でシリコンオイルを加熱できることが実証された。しかし、満足できる COP を達成することはできなかった。COP の低下の主な理由は、圧縮機の断熱効率が低いことであった。COP を改善するために、以下の変更が提案される。

- (1) 圧縮機の吸込口、吐出口形状の改善、全密閉型圧縮機の導入などによって、コンプレッサの全断熱効率を市場実機と同等の全断熱効率（0.75）に向上できると考える。
- (2) 圧縮機からの吐出冷媒に同伴してヒートポンプサイクルを循環する潤滑油の循環量を減少させるために、圧縮機の吐出口にオイルセパレータを取り付ける必要がる。

- (3) 実験装置からの熱損失，特に圧縮機から凝縮器の回路での熱損失を低減させることで冷媒循環量を低減でき，圧縮機の回転数を減らすことができる．

本試作機での圧縮機消費電力に対する COP は 2.16 であったが，これらの改善により，凝縮温度 200 °C，蒸発温度 100 °C の運転において COP 3.0 が実現可能であると言える．

第5章 総括

地球の平均気温の上昇を止めるために、温室効果ガスである二酸化炭素の排出抑制が叫ばれているが、人類の生産活動や消費活動と二酸化炭素の排出が直結しており、排出抑制は容易ではない。特に、産業分野では、生産活動を制限せず二酸化炭素排出量を抑制することは困難であり、廃熱回収とエネルギー利用効率向上のためボイラの代替となり得る高温ヒートポンプシステムに注目した。本研究では、熱交換器の性能向上、冷媒の最適化を目的とした実験的研究をすすめた。

本研究で得られた成果は以下の通りである。

熱交換器の性能向上としては、第2章で、コンパクトかつ高性能化が比較的行いやすいプレートフィン熱交換器に注目した。

水単相流の圧力損失について、層流の場合、プレートフィンの流れ方向の繰り返し長さによって圧力損失が上昇することを示した。また、 Re 数に対する摩擦係数の勾配が緩やかになる乱流域への遷移 Re 数は、フィンピッチによらずおよそ 300 であった。

気液二相流の場合、Martinelli パラメータ χ が 1 以下の条件では、二相増倍係数の液相容積流束の依存は小さく、Chisholm の式で整理できる。実験結果から得た Chisholm パラメータ C の値から三島・日引の式によって逆算した水力等価直径は、オフセットを一体化した投影に対する水力等価直径に近い値となった。 $\chi > 1$ の条件では、Chisholm の式の値より大きくなり、その傾向は j_L が低いほど大きくなった。流路内での偏流や脈動が要因と考えられる。しかし、フィンピッチが小さい Type 2.0 では、その増大は抑えられ、特に、下降流の場合には、 j_L の影響が小さく、ヘリンボーン型プレート熱交換器に対する Tribbe and Müller-Steinhagen の式とよく一致した。流路内での偏流が抑制されたためと考えられる。

実験式の近似としてはヘリンボーン型の波形状のプレート熱交換器に対して提案された Tribbe and Müller-Steinhagen の式の係数を修正することで $\pm 15\%$ の精度で一致した。

FC-72 沸騰二相流実験では、Fig. 2-14 (a),(b) に示したように、圧力損失により冷媒流量が減少すると熱伝達率が増加した。また、並流は、入口サブクール液状態の向流よりも高い熱伝達率であった。沸騰二相流の可視化結果から、並流の入口拡大部分における液相滞留領域において沸騰が促進されていることが確認された。この沸騰は、大きな熱交換温度差によるものである。沸騰によって液相滞留が解消され、熱交換器内の流動が均質化されたため並流のほうが、熱交換量が高くなった。

R134a 沸騰二相流実験では、温水流量の増大によって熱交換量が増大するが、出口近傍での冷媒側ドライアウトによる伝熱劣化で飽和する傾向にあった。熱

交換器内での出入口平均クオリティが 0.1~0.3 の範囲，すなわち出口クオリティがおおよそ 0.6 以下では，熱交換量は並流型の方が向流型より高くなるが，出入口平均クオリティが 0.4，すなわち出口クオリティが 0.8 以上になると向流型の方が，熱交換量が高くなる傾向であった。

熱伝達率は Djordjević らや Saitoh らの結果より大きい値となったが，クオリティの出入口差が大きいこと，出入口形状の影響を受けていることと考えられ，実用的な相関式の構築は今後の課題である。

本研究により，プレートフィン熱交換器におけるフィン構造による圧力損失の差異が明らかとなり定式化できたことや流動方向による熱伝達の差異を明らかにしたことは，プレートフィン熱交換器の性能向上の可能性を示した。プレートフィンの入口部分に当たる流路拡大部についても詳細な検討が加わればさらなる性能向上が期待される。

高温ヒートポンプシステムとして，第 3 章では，高温ヒートポンプのための冷媒の最適化として，既存の高温ヒートポンプシステムに採用されている二酸化炭素 (CO₂) 冷媒ともう 1 つの他の成分との組み合わせた混合冷媒での最適化について実験的に検証し，サイクル性能と作動圧力について検討した。

すべての動作モードで以下の結果が確認された。全ての試験用冷媒について，系内の冷媒充填量の増加に対応して吐出圧力が上昇するが，COP の変化に対し，最適充填量が存在した。第 2 成分の CO₂ への添加は，本研究で試験した第 2 成分が揮発性の低い物質であったため，吐出圧力の低下をもたらす一方，吐出温度を上昇させた。

暖房モードでは，CO₂/R32 混合冷媒の最大 COP は 100%CO₂ とほとんど同じであったが，他の混合冷媒では，100%CO₂ よりもわずかに低かった。

給湯モードでは，CO₂ に第 2 成分を添加することにより，最大 COP を低下させることなく吐出圧力を低下させることができた。最大 COP は 100%CO₂ と比較して，CO₂/R32 混合冷媒のそれは少し高く，他の混合冷媒のそれはほぼ同じであった。

冷却モード I, II, いずれにおいても，すべての混合冷媒の最大 COP は，100%CO₂ より少し高い値であった。

冷媒の評価として，95%CO₂ / 5%R32 の混合冷媒が，100%CO₂ のより良い代替冷媒であり，特に給湯モードで顕著であった。

このように，CO₂ 冷媒と CO₂ をベースとした 4 種類の非共沸混合冷媒について，水熱交換器で蒸発温度，凝縮温度を操作できるヒートポンプシステム実験機を用いて，暖房モード，給湯モード，冷房モードの運転実験を行い，サイクル性能を評価した。その結果，CO₂ 単一冷媒より混合冷媒が有利な点を実証された。特に，給湯モードでは，成績係数 COP を維持して作動圧力を低下できることが明らかとなった。市場製品では，冷媒回路がいわゆる“室外機”のみでクローズしており，屋内への長い配管はなく，燃焼性がある冷媒であってもその対応がと

りやすいことから、混合冷媒に転換しても市場対応が比較的スムーズに行えると期待できる。

第4章では、100℃の廃熱を利用し、200℃クラスの熱出力を必要とするケースを想定して、市販で調達できる部品をベースに高温ヒートポンプ試験装置を構築し、実証検証をした。

熱流動特性における既存冷媒との類似性から冷媒にはメタノールを選定し、200℃以上の加熱をCOP 2.16の性能で運転できることを確認した。また以下の改善点を踏まえることで、COP 3.0以上が実現可能であることを示した。

- ・コンプレッサの吸入形状等の改善によって、コンプレッサの全断熱効率を向上できる。
- ・実験装置からの熱損失を減らすことができれば、圧縮機の回転数を減らすことができる。
- ・潤滑油の循環量を減少させるために、圧縮機の吐出口にオイルセパレータを取り付ける必要がある。
- ・凝縮温度を下げるか蒸発温度を上げることによって圧縮比を下げる必要がある。
- ・より一層の機器からの熱漏れを防ぐ対策が必要である。

高温作動ヒートポンプの部品調達においても、調達しやすさ、安全性を重視して部品を集めた。ヒートポンプの心臓部である圧縮機もこのような観点から空気圧縮機として開発されたレシプロ型の半密閉式を選択したが、作動温度200℃を超える密閉式圧縮機^[5-1]も存在しており、これに切り替えることで、本研究で目標とした機器放熱ロス分は十分改善できると考えている。また、第2章で熱流動特性を探索したプレートフィン熱交換器を適用することで熱交換温度差の縮小が可能となり、高温ヒートポンプのサイクル性能もより一層向上させることができる。

高性能高温ヒートポンプの実現によるエネルギー利用効率向上効果を検証するため、2050年の二酸化炭素排出量およびその削減効果について検討した。

Fig. 1-3に示した2015年度の最終エネルギー消費量を基本に、家庭部門、業務部門、産業部門については、Fig. 1-4の部門別部門別用途別エネルギー使用量を、輸送部門は運輸部門エネルギー消費量推移^[5-2]により、各部門の詳細を分析した。推定の際に、以下の仮定を行った。

- ・生活や生産水準は同じであり、ユーザーが利用エネルギーを能動的に削減する省エネルギー効果は算定に入れない。
- ・厨房熱需要量は、給湯と同じ割合とする。
- ・ヒートポンプによる空調のCOPを4、給湯のCOPを3とする。
- ・燃焼機器の排気ガスロス进行計算（詳細は付録Aを参照）し、その結果から、

非電化の熱利用機器効率を 0.8 とする.

- ・全発電効率は現在(2005 年および 2015 年)を 0.4, 2050 年は, 0.6 または 0.7 とする.

現状の全発電効率について 0.369^[5-3]とする考えもあるが, 最新式の火力発電所の)効率は約 0.6^[5-4]であることから, 現状の発電効率を 0.4, 2050 年の全発電効率を 0.6 あるいは 0.7 とした.

- ・全発電効率が 0.6 の場合, 各部門の電化は 5%, 0.7 の場合各部門の電化は 10% それぞれ現在よりアップすると仮定する.
- ・産業部門のヒートポンプの COP を 3 とする.
- ・全発電効率が 0.6 もしくは 0.7 の場合, 産業部門の熱需要のうち, それぞれ 15 %, 20 %が電化されると仮定する.

CO₂ 排出量はエネルギー使用量に比例するが, その時電化部分は発電効率で割り戻した値を発電補正として計算した. CO₂ 排出量の基準を 2005 年とするため, 環境省の CO₂ 排出量の推移から 2015 年は 2005 年の 93.6%であることを使用して 2005 年基準の CO₂ 排出量比較を計算した.

計算結果を Table 5-1 に示す. (詳細は付録 B を参照)

Table 5-1 Reduction in carbon dioxide emission in 2050 (the reduction from 2005 levels).

Carbon dioxide emission intensity of power station	Overall reduction ratio	Reduction ratio in industrial sector
0.4 (2015)	6.4%	
0.6 (2050)	25.2%	5.8%
0.7 (2050)	34.2%	8.7%

現在の最高効率の火力発電所の全発電効率が 0.6 であるので, 2050 年の発電効率を 0.7 とすると, 全体で 34.2%の CO₂ 排出量削減が達成でき, そのうち産業部門への高温ヒートポンプ導入が 8.7 %と全体の 25.5 %のウェイトを占める. これは 2050 年の目標 80%には及ばないが, ヒートポンプの積極的導入によってこれだけの達成が見込まれることは大きな効果と考える.

これらの本研究の成果が産業用分野の省エネ, 高効率化を推進し, 温暖化ガス排出抑制に貢献が期待される.

主 な 使 用 記 号

使用記号		
A	伝熱面積	m^2
Bo	ボンド数	-
C	Chisholm パラメータ	-
C_D	抵抗係数	-
C_p	定圧比熱	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
Ca	係数	-
C_β	係数	-
C_γ	係数	-
D	管内径	m
D_h	水力等価直径	m
E	消費電力	W
F	換算体積流量	Nm^3/min
Fr	フルード数	-
f	摩擦係数	-
G	質量流束	$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
g	重力加速度	m/s
h	フィン高さ	m
j	容積流束	m/s
K	熱通過率	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
K_s	壁面せん断係数	-
L	長さ	m
l	流れ方向フィンピッチ	m
m	質量流量	kg/s
n	圧縮段数	-
P	圧力	Pa
ΔP	差圧	Pa
Q	熱量	W
Re	レイノルズ数	-
rpm	圧縮機回転数	$1/\text{min}$
s	断面方向フィンピッチ	m
T	温度	$^\circ\text{C}$
ΔT	温度差	K
t	フィン厚さ	m

u	流速	m/s
V	体積流量	l/min
Vu	押しのけ量	cm ³
x	クオリティ	-
We	ウェーバー数	-

ギリシャ記号

α	ボイド率	-
ξ	流れ方向を示す変数	-
μ	粘性係数	Pa·s
κ	比熱比	-
ρ	密度	kg/m
χ	Martinelli parameter	-
ϕ	二相増倍係数	-

添字

ad	断熱
AMTD	算術平均温度差
B	気泡
Boil	二相(沸騰)
d	吐出 (圧縮機出口)
FC	FC-72
fric	摩擦
G	気相
grav	重力
GSP	気相単相流
in	入口
L	液相
LMTD	対数平均温度差
LSP	液相単相流
m	平均
meas	計測値
out	出口
s	吸込 (圧縮機入口)
sat	飽和

sub	過冷却
total	全体
TP	気液二相流
w	温水

参考文献

第 1 章

- [1-1] 環境省, 温室効果ガス削減中長期ビジョン検討会 2015/12/16, 資料2-6, (2015), p. 12.
- [1-2] 経済産業省, 長期地球温暖化対策プラットフォーム, 国内投資拡大タスクフォース, 第 7 回会合 資料7, (2017), p. 2.
- [1-3] 資源エネルギー庁, “エネルギーに関する年次報告書 2017”, (2017), p. 79.
- [1-4] 資源エネルギー庁, “エネルギーに関する年次報告書 2017”, (2017), p. 134.
- [1-5] 資源エネルギー庁, 総合資源エネルギー調査会, 基本政策分科会, 長期エネルギー需給見通し小委員会 (第 6 回 配布資料) “分散型エネルギーについて”, (2015), p. 10.
- [1-6] 一般社団法人 日本エレクトロヒートセンター パンフレット: “産業用ヒートポンプガイド”, (2017), p. 5.
- [1-7] 一般財団法人 環境共創イニシアチブ ホームページ: <https://sii.or.jp/file/cutback29/saitakukekka.pdf?1122>. (参照日 2018 年 1 月 15 日)
- [1-8] 一般財団法人 ヒートポンプ蓄熱センター, “ヒートポンプ普及見直し調査”, (2015), p. 39.
- [1-9] 電子総合技術研究所編, “電子総合技術研究所調査報告書”, 第 224 号, (1994) p. 76.
- [1-10] 平成 20 年度 NEDO 調査報告書, “革新的省エネルギー化学プロセスに関する先導調査”, (2009), p. 246.
- [1-11] National Institute of Standards and Technology: thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP) Version 9.1, NIST.
- [1-12] Poiseuille, J.L.M., “Recherches expérimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très petits diamètres; I. Influence de la pression sur la quantité de liquide qui traverse les tubes de très petits diamètres”, *C. R. Acad. Sci.*, 11, (1840), pp. 961–967.
- [1-13] Blasius P.R.H., “Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen”, *Z. Ver. Dtsch. Ing.*, 56(16), (1912), pp. 639–643.
- [1-14] Drew, T. B., Koo, E. C., and McAdams, W. H., “The Friction Factor for Clean Round Pipes”, *Trans. American Inst. Chem. Engrs.*, 28, (1932), pp. 56–72.
- [1-15] S. Kakac, S., Shah, R. K. and Aung, W., eds., “Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer”, *A Wiley-Interscience publication*, (1987), pp. 4.1–4.166.
- [1-16] Asano, H., Takenaka, N., Fuji, T. and Maeda, N., “A Study of the Flow Characteristics of Gas-Liquid Two-Phase Flow in a Plate Heat Exchanger (Visualization and Void Fraction Measurement in a Single Channel)”, *Trans. JSME*, 70B(700), (2004), pp. 3136–3141. (in Japanese)

- [1-17] Corberán, J. M., Cuadros, E. and González, K., “Pressure Drop Characterization of Compact Heat Exchanger Channels”, *Proc. of the 5th European Thermal-Sciences Conference*, (2008).
- [1-18] 藤井照重, 赤川浩爾, 伊藤裕, “気液二相流の動的配管計画”, 日刊工業新聞社 (1999), pp. 5–7.
- [1-19] Weisman, J. and Kang, S. Y., “Flow Pattern Transitions in Vertical and Upwardly Inclined Lines”, *Int. J. Multiphase Flow*, 7(3), (1981), pp. 271–291.
- [1-20] Lockhart, R.W. and Martinelli, R. C., “Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes”, *Chem. Eng. Progress*, 45(1), (1949), pp. 39–48.
- [1-21] Martinelli, R.C., Putnam, J.A. and Lockhart, R.W., “Two-Phase, Two-Component Flow in the Viscous Region”, *Trans. American Inst. Chem. Engrs.*, 42, (1946), pp. 681–705.
- [1-22] Chisholm, D.A., “Theoretical Basis for the Lockhart-Martinelli Correlation for Two-Phase Flow”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 10, (1967), pp. 1767–1778.
- [1-23] Mishima, K. and Hibiki, T., “Effect of Inner Diameter on Some Characteristics of Air-Water Two-Phase Flows in Capillary Tubes”, *Trans. JSME*, 61B(589), (1995), pp. 3197–3204. (in Japanese)
- [1-24] Mandrusiak, G.D. and Carey, V.P., “Pressure Drop Characteristics of Two-Phase Flow in a Vertical Channel with Offset Strip Fins”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1, (1988), pp. 41–50.
- [1-25] Tribbe, C. and Müller-Steinhagen, H., “Gas/Liquid Flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers – part 2: Two-Phase Multiplier and Flow Pattern Analysis, Heat Transfer Engineering”, 22(1), (2001), pp. 12–21.
- [1-26] Baba, T., Harada, S., Asano, H., Sugimoto, K., Takenaka, N. and Mochiki, K., “Nondestructive Inspection for Boiling Flow in Plate Heat Exchanger by Neutron Radiography”, *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research-A*, 605, (2009), pp. 142–145.
- [1-27] Yan, Y. Y. and Lin, T. F., “Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 121, (1991), pp. 118–127.
- [1-28] Yan, Y. Y., Lio, H. C. and Lin, T. F., “Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, (1999), pp. 993–1006.
- [1-29] Hsieh, Y. Y. and Lin, T. F., “Saturated Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-410A in a Vertical Plate Heat Exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, (2002), pp. 1033–1044.
- [1-30] Hsieh, Y. Y., Chiang, L. J. and Lin, T. F., “Subcooled Flow Boiling Heat Transfer of R-134a and the Associated Bubble Characteristics in a Vertical Plate Heat Exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, (2002), pp. 1791–1806.
- [1-31] Hsieh, Y. Y. and Lin, T. F., “Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R410A Flow in a Vertical Plate Heat Exchanger”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 125, (2003), pp. 852–857.

- [1-32] Maruyama, K., Shikichi, K. and Asano, H., “Study on the Heat Transfer and Flow Characteristics in a Single Channel Plate-fin Evaporator”, *Proc. of the 7th Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning*, Jeju, Korea, (2014), paper No. 467.

第 2 章

- [2-1] Mandrusiak, G. D. and Carey, V.P., “Pressure Drop Characteristics of Two-Phase Flow in a Vertical Channel with Offset Strip Fins”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1, (1988), pp. 41–50.
- [2-2] Asano, H., Takenaka, N., Fuji, T. and Maeda, N., “A Study of the Flow Characteristics of Gas-Liquid Two-Phase Flow in a Plate Heat Exchanger (Visualization and Void Fraction Measurement in a Single Channel)”, *Trans. JSME*, 70B(700), (2004), pp. 3136–3141. (in Japanese)
- [2-3] Poiseuille, J. L. M., “Recherches expérimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très petits diamètres; I. Influence de la pression sur la quantité de liquide qui traverse les tubes de très petits diamètres”, *C. R. Acad. Sci.*, 11, (1840), pp. 961–967.
- [2-4] Blasius P. R. H., “Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen”, *Z. Ver. Dtsch. Ing.*, 56(16), (1912), pp. 639–643.
- [2-5] Enoki, K., Mori, H., Miyata, K., Kariya, K. and Hamamoto, Y., “Pressure Drop of the Vapor-liquid Two-phase Flow in Small Tubes”, *Trans. JSRAE*, 30(4), (2013), pp. 425–437. (in Japanese)
- [2-6] Corberán, J. M., Cuadros, E. and González, K., “Pressure Drop Characterization of Compact Heat Exchanger Channels”, *Proc. of the 5th European Thermal-Sciences Conference*, (2008).
- [2-7] Webb, R. L. and Joshi, H. M., “Prediction of the Friction Factor for the Offset Strip Fin Matrix”, *Proc. ASME-JSME Thermal Eng. Conf.*, 1, (1983), pp. 461–469.
- [2-8] Mishima, K. and Hibiki, T., “Effect of Inner Diameter on Some Characteristics of Air-Water Two-Phase Flows in Capillary Tubes”, *Trans. JSME*, 61B(589), (1995), pp. 3197–3204. (in Japanese)
- [2-9] Kariyasaki, A., Fukano, T., Osaka and A, Kagawa, M., “Isothermal Air-Water Two-Phase Up-and Downward flows in a Vertical Capillary Tube (2nd Report, Pressure Loss)”, *Trans. JSME*, 62B(598), (1996), pp. 2136–2143. (in Japanese)
- [2-10] Lockhart, R.W. and Martinelli, R. C., “Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes”, *Chem. Eng. Progress*, 45(1), (1949), pp. 39–48.
- [2-11] Chisholm, D.A., “Theoretical Basis for the Lockhart- Martinelli Correlation for Two-Phase Flow”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 10, (1967), pp. 1767–1778.
- [2-12] Inoue, A. and Aoki, N., “The study of Pressure Drop of the Two-phase Flow in Tubes”, *Trans. JSME*, 32(238), (1966), pp. 940–947. (in Japanese)

- [2-13] Tribbe, C. and Müller-Steinhagen, H., “Gas/Liquid Flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers – part 2: Two-Phase Multiplier and Flow Pattern Analysis”, *Heat Transfer Engineering*, 22(1), (2001), pp. 12–21.
- [2-14] Shikichi, K., Tominaga, Y. and Asano, H., “Study of Flow Characteristics of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Plate-Fin Heat Exchanger”, *Trans. of the JSRAE*, 34(1), (2017), pp. 13–24.
- [2-15] Djordjević, E., Kabelac, S. and Šerbanović, S. “Mean Heat Transfer Coefficients during the Evaporation of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (R-134a) in a Plate Heat Exchanger”, *Journal of the Serbian Chemical Society*, 72, (20007), pp. 833–846.
- [2-16] Saitoh, S., Daiguji, H. and Hihara, E., “Effect of Tube Diameter on Boiling Heat Transfer of R-134a in Horizontal Small-Diameter Tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, (2005), pp. 4973–4984.

第 3 章

- [3-1] National Institute of Standards and Technology: thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP) Version 9.1, NIST.
- [3-2] National Institute of Standards and Technology: Compression Cycle Design Program (Cycle_D) Version 5.0.1, NIST.
- [3-3] Kim, S. G. and Kim, M. S., “Experimental and Simulation on the Performance of an Autocascade Refrigeration System Using Carbon Dioxide as a Refrigerant”, *Int. J. Refrig.*, 25(8),(2002), pp. 1093–1101.
- [3-4] Niu, B. and Zhang, Y., “Experimental Study of the Refrigeration Cycle Performance for the R744/R290 Mixtures”, *Int. J. Refrigeration*, 30(1), (2007), pp. 37–42.
- [3-5] Kim, J. H., Cho, J. M., Lee, I. H. and Kim, J. S., “Circulation Concentration of CO₂/Propane Mixtures and the Effect of Their Charge on the Cooling Performance in an Air-Conditioning System”, *Int. J. Refrigeration*, 30(1),(2007), pp. 43–49.
- [3-6] Sarkar, J. and Bhattacharyy, S., “Assessment of Blends of CO₂ with Butane and Isobutane as Working Fluids for Heat Pump Applications, *Int. J. Thermal Sciences*, 48(7), (2009), pp. 1460–1465.
- [3-7] Koyama, S., Jin, D., Xue, J., Takata, N. and Kuwahara, K., “Experimental Study on the Performance of a CO₂/DME System”, *Proc. of the 22nd IIR Int. Congr. of Refrigeration*, (2007), Paper No. ICR07-E2–986.

第 4 章

- [4-1] National Institute of Standards and Technology: thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP) Version 9.1, NIST.
- [4-2] Hashimoto, K. and Kiyotani, A., Study on high performance heat exchanger for carbon dioxide heat pumps, CRIEPI report. M04017, (2005). (in Japanese).

- [4-3] 日本機械学会編, 改訂 気液二相流技術ハンドブック, (2006), p. 164.
- [4-4] 株式会社明治機械製作所 ホームページ,
<https://www.meijiair.co.jp/product/comp/detail/29> (参照日 2018 年 1 月 15 日)
- [4-5] 信越化学株式会社 ホームページ,
<https://www.silicone.jp/products/type/oil/index.shtml>
 (参照日 2018 年 1 月 15 日)
- [4-6] 日本冷凍空調協会編:上級テキスト 冷凍空調技術, (1988), p. 61.

第 5 章

- [5-1] Hikichi, T., Kido, O., Nishiyama, N. and Kosuda, O., “Development of High-Efficient Compact Organic Rankine Cycle Power Generation Technology Utilizing Waste Heat”, Trans. of the JSME, 83, (2017), Paper No. 16-00390. (in Japanese)
- [5-2] 資源エネルギー庁, エネルギーに関する年次報告書 2017, (2017), p. 148.
- [5-3] JIS B 8627, “ガスヒートポンプ冷暖房機”, (2015), p. 9.
- [5-4] 関西電力株式会社 ホームページ,
http://www.kepco.co.jp/energy_supply/supply/sp_antei/karyoku_07.html
 (参照日 2018 年 1 月 15 日)

付録 A

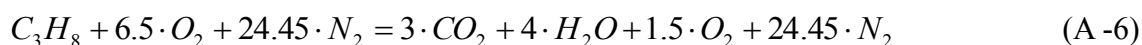
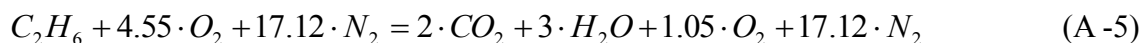
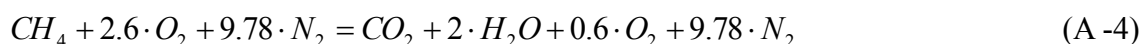
燃料効率の 1 つであるボイラー効率は、40～100%と大きな幅を持ったデータが散見しているので、ここで燃焼効率について考察する。

燃料は都市ガスやプロパンガスの原料であるメタン、エタン、プロパンを選定し、それぞれの高位発熱量は 55.5, 51.9, 50.35 MJ/kg で、分子量は 16.043, 30.069, 44.096 ある。

各々の反応式は



空燃比は燃焼機器や状態によって異なるが、最適な燃焼のためには酸素が理論燃焼空気量の 1.3 倍必要であり、空気は 79 %窒素.21 %酸素から構成されているとすると、上記の反応式は以下ようになる。



この反応式の物質の特性を Table A-1 に記載する。

Table A-1 Property of molecular weight and isobaric specific heat

	Mol. weight	C_p (20 °C)	C_p (100 °C)	C_p (200 °C)
	g/mol	kJ/(kg·k)	kJ/(kg·k)	kJ/(kg·k)
Methane	16.043	2.2206	2.4433	2.7999
Ethane	30.069	1.7378	2.0668	2.4866
Propane	44.096	1.664	2.0121	2.4404
Oxygen	31.999	0.91895	0.93454	0.96365
Carbon dioxide	44.01	0.84605	0.91936	0.99708
Water	18.015	4.1841	2.0799	1.9804
Nitrogen	28.013	1.0413	1.0433	1.0525

メタン，エタン，プロパンを 1kg 燃焼させた場合，排気ガスの温度分だけ損失するとする．つまり，高位発熱量から，排気ガス温度(100 °C, 200 °C)から室温(20 °C)のまでの熱量が損失するとして計算する．水の蒸発潜熱は 2442 kJ/kg とした．

Table A-2 The exhaust gas temperature dependency of the heat loss.

	Exhaust gas temperature (100 °C)	Exhaust gas temperature (200 °C)
Methane	14.31 %	19.04 %
Ethane	12.74 %	17.41 %
Propane	12.12 %	16.78 %

実際の運用では本条件よりも広範囲な環境下で使用されており，また，Table A-2 は排ガスロスのみでの値であり，実運転では補器消費電力や機器ロス等も考えられるので，燃焼の機器効率を 0.8 とした．

付録 B

本研究の成果を踏まえ、2050 年の消費エネルギー削減と二酸化炭素削減効果について考察する。

Fig. 1-3 に示した 2015 年度の最終エネルギー消費量を基本に、家庭部門、業務部門、産業部門については、Fig. 1-4 の部門別部門別用途別エネルギー使用量を、輸送部門は Fig.B-1 の運輸部門エネルギー消費量推移により、各部門の詳細を分析し、2050 年の二酸化炭素排出量削減効果を推定する。推定の際に、以下の仮定を行った。

- ・生活や生産水準は同じであり、省エネ効果は算定に入れない。
- ・厨房のデータがないが、給湯と同じ率とする。
- ・全発電効率は現在(2005 年および 2015 年)を 0.4、2050 年は、0.6 または 0.7 とする。

現状の全発電効率について 0.369 とする考えもあるが、最新式の火力発電所の効率は約 0.6 であり、また、欧州の省エネ基準では 2005 年には 0.4、2015 年には 0.5 であった。このようなことから、現状の全発電効率を 0.4、2050 年の全発電効率を 0.6 あるいは 0.7 とした。

- ・ヒートポンプによる空調の効率を 4、給湯の効率を 3 とする。
- ・非電化の効率を 0.8 とする。(付録 A 参照)
- ・全発電効率が 0.6 の場合各部門の電化は 5%、0.7 の場合各部門の電化は 10% それぞれ現在よりアップすると仮定する。
- ・産業部門のヒートポンプの効率を 3 とする。
- ・全発電効率が 0.6 と 0.7 の場合、産業部門の熱使用は、それぞれ 15%、20% が電化すると仮定する。

二酸化炭素排出量はエネルギー使用量に比例するが、その時電化部分は全発電効率で割り戻した値を全発電効率補正として計算し、この値の比率が二酸化炭素排出量の比率と相関(式(B-3)参照)があると考え、2015 年の値と比較することで二酸化炭素排出量削減量を計算した。

$$\text{全エネルギー使用量} = \text{電気使用量} + \text{非電気使用量} \quad (\text{B-1})$$

$$\text{修正全エネルギー使用量} = \frac{\text{電気使用量}}{\text{全発電効率}} + \text{非電気使用量} \quad (\text{B-2})$$

$$\text{修正全エネルギー使用量比} \propto \text{二酸化炭素排出量比} \quad (\text{B-3})$$

Fig. B-2 環境省の二酸化炭素排出量の推移から 2015 年は 2005 年の 93.6% であ

った。修正全エネルギー使用量において 2015 年は 2005 年の 86.6%であり、式 (B-3)には 1/2 倍程度の補正係数が必要になる。将来の予測であるのである程度の誤差は仕方がないこと、修正全エネルギー使用量が 0 になって二酸化炭素排出量が 0 にならないという矛盾が生じる。

そこで、2005 年を基準とし、2015 年の二酸化炭素排出量は 2005 年の 93.6%とし、2050 年は式(B-3)のままで 2015 年と修正全エネルギー使用量を比較して計算する。

Table B-1 Energy consumption per application by category
(Power generation efficiency of all power sources= 0.4 in FY2005).

単位：10¹⁵J

2005 年		電化	非電化
輸送部門		87.8	3422.3
家庭部門	合 計	902.5	1326.5
	暖房	86.0	420.1
	冷房	56.2	
	給湯	70.9	435.3
	厨房	21.0	129.0
	動力	524.9	131.2
業務部門	合 計	543.3	2438.7
	暖房	39.6	356.0
	冷房	141.4	180.0
	給湯	16.1	305.3
	厨房	11.1	211.4
	動力	242.3	969.1
産業部門	合 計	1249.9	5694.1
	電化	1249.9	
	熱		3888.6
	その他		1805.4

	合 計	電化	非電化
全エネルギー使用量	15665.0	2783.5	12881.5
全発電補正 (0.4)	19840.3	6958.8	

Table B-2 Energy consumption per application by category
(Power generation efficiency of all power sources= 0.4 in FY2015).

単位：10¹⁵J

2015 年		電化	非電化
輸送部門		77.1	3006.5
家庭部門	合 計	759.0	1106.6
	暖房	86.0	420.1
	冷房	56.2	
	給湯	70.9	435.3
	厨房	21.0	120.0
	動力	524.9	131.2
業務部門	合 計	450.5	2010.7
	暖房	39.6	356.0
	冷房	141.4	180.0
	給湯	16.1	305.3
	厨房	11.1	200.3
	動力	242.3	969.1
産業部門	合 計	1107.6	5045.9
	電化	1107.6	
	熱		3446.0
	その他		1599.9

	合 計	電化	非電化
全エネルギー使用量	13584.0	2394.2	11189.8
2005 年比較	86.7 %		
全発電補正 (0.4)	17175.3	5985.5	
CO ₂ 排出削減(2005)	6.4 %		

Table B3 Energy consumption per application by category
(Power generation efficiency of all power sources = 0.6 in FY2050).

単位：10¹⁵J

2050 年		電化	非電化
輸送部門		231.3	2621.0
家庭部門	合 計	817.1	884.8
	暖房	111.4	293.6
	冷房	56.2	
	給湯	96.2	340.4
	厨房	28.5	119.6
	動力	524.9	131.2
業務部門	合 計	574.1	1692.7
	暖房	59.3	257.1
	冷房	157.5	99.6
	給湯	32.1	245.1
	厨房	22.3	197.5
	動力	302.9	893.4
産業部門	合 計	1624.5	3107.5
	電化	1107.6	
	熱	516.9	1507.6
	その他		1599.9

	合 計	電化	非電化
全体（産業電化なし）	12974.5	2730.1	10244.4
2005 年比較	82.8 %		
全発電補正（0.6）	14794.6	4550.2	
CO ₂ 排出削減(2015)	13.9 %		
CO ₂ 排出削減(2005)	19.4 %		

	合 計	電化	非電化
全エネルギー使用量	11553.1	3247.0	8306.1
2005 年比較	73.8 %		
全発電補正（0.6）	13717.7	5411.7	
CO ₂ 排出削減(2015)	20.1 %		
CO ₂ 排出削減(2005)	25.2 %		

Table B-4 Energy consumption per application by category
(Power generation efficiency of all power sources = 0.7 in FY2050).

単位：10¹⁵J

2050 年		電化	非電化
輸送部門		385.4	2235.6
家庭部門	合 計	875.2	654.0
	暖房	136.7	167.0
	冷房	56.2	
	給湯	121.5	245.5
	厨房	36.0	110.2
	動力	524.9	131.2
業務部門	合 計	697.7	1363.6
	暖房	79.1	158.2
	冷房	173.6	19.3
	給湯	48.2	184.8
	厨房	33.4	183.6
	動力	363.4	817.7
産業部門	合 計	1796.8	2461.4
	電化	1107.6	
	熱	689.2	861.5
	その他		1599.9

	合 計	電化	非電化
全体（産業電化なし）	12365.1	3066.0	9299.0
2005 年比較	78.9 %		
全発電補正（0.7）	13679.1	4380.0	
CO ₂ 排出削減(2015)	20.4 %		
CO ₂ 排出削減(2005)	25.5 %		

	合 計	電化	非電化
全エネルギー使用量	10469.8	3755.2	6714.5
2005 年比較	66.8 %		
発電補正（0.7）	12079.1	5364.6	
CO ₂ 排出削減(2015)	29.7 %		
CO ₂ 排出削減(2005)	34.2 %		

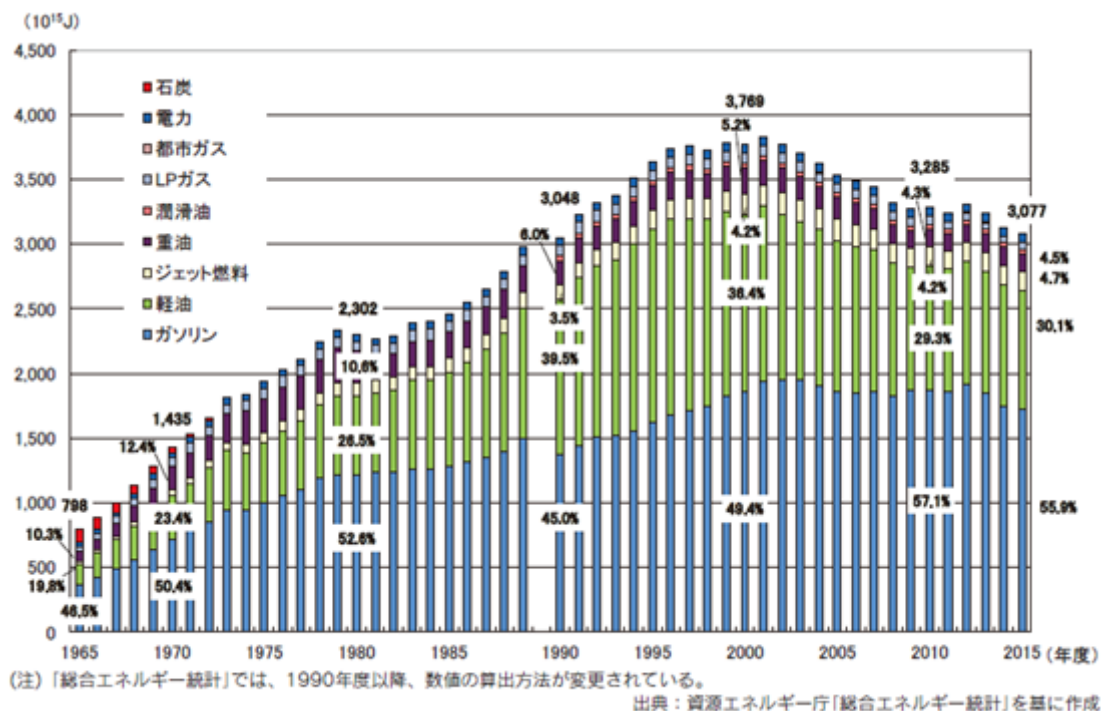


Fig. B-1 Trend of energy consumption according to fuels per application in transportation sector.

以上のような考察から、発電における省エネルギーおよび産業部門への高温ヒートポンプ導入が進んだ場合 (Table B-4 のケース) は、33.2 %の消費エネルギーの削減と 34.2 %の二酸化炭素削減が期待できる。その中で産業用分野への高温ヒートポンプ導入の効果は、消費エネルギー削減で 12.1%，二酸化炭素削減で 8.7%の効果がある。これは全体の消費エネルギー削減で 36.4%，二酸化炭素削減で 25.5%と占める大きな効果を示している。

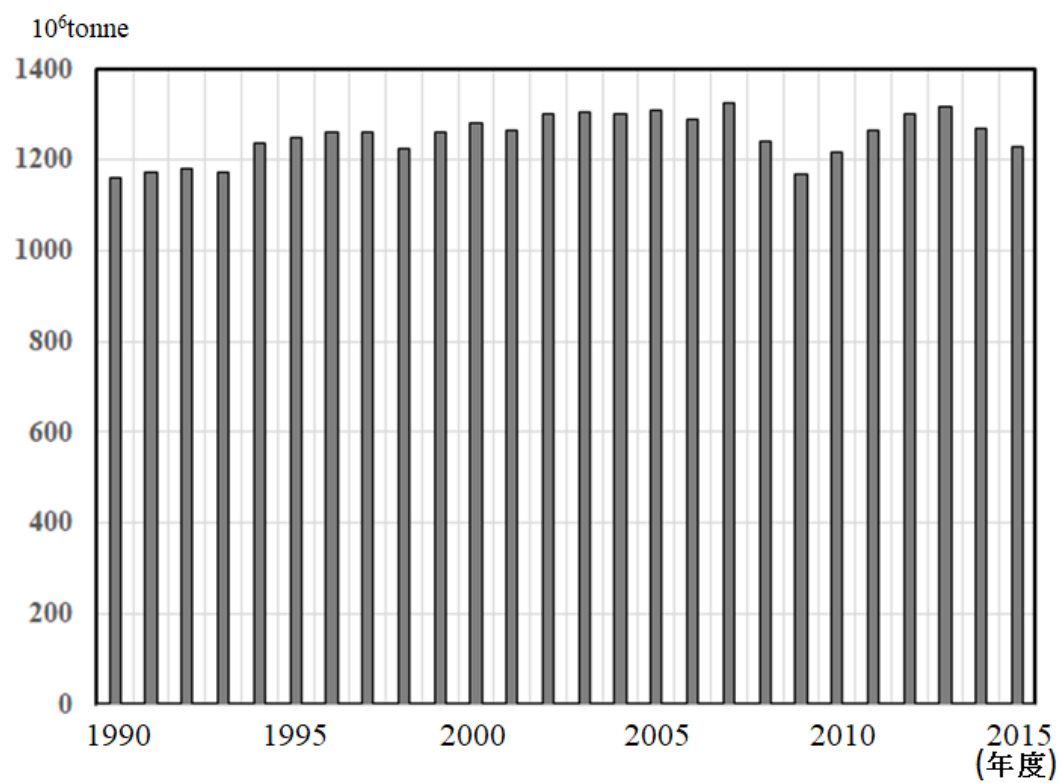


Fig. B-2 Trend of carbon-dioxide emission in Japan.

謝 辞

本博士論文は、多くの方々のご指導とご協力により完成させることができました。ここに、感謝の意を表します。

まず、神戸大学 浅野 等 准教授には、本研究を遂行するにあたり、ご多忙にも関わらず直接の親切丁寧なご指導を頂きましたこと、深く感謝致します。

神戸大学 福田 勝哉 教授、山根 隆志 教授、大村 直人 教授には、本論文の副査をして頂き、本論文の構成についてのご助言や誤字脱字等のご指摘を頂きましたこと、大変感謝致します。

九州大学 小山 繁 教授、高田 信夫 研究員には、本論文の第3章の研究および研究全般につきまして親切丁寧なご指導を頂きましたこと、深く感謝致します。

神戸大学混相熱流体工学研究分野（MH-2）のみなさん、杉本 勝美 助教ならびに村川 英樹 助教には、沢山のことをご教示頂きましたこと、深く感謝致します。また、共に研究を行った富永 悠揮 氏、丸山 和久 氏、上野 貴之 氏、箕浦 健二 氏に、深く感謝致します。

社会人博士取得に対して、ご配慮頂きました関西電力株式会社ならびに研究開発室技術研究所のみなさまに、感謝致します。

平成30年1月

神戸大学博士論文

「高温作動ヒートポンプシステムに関する研究」

全 110 頁

提 出 日 2018 年 1 月 19 日

本博士論文が神戸大学機関リポジトリ **Kernel** 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。

© 式地 千明

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