

HF0系冷媒を含む低GWP混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能評価

平山, 順基
九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻

<https://hdl.handle.net/2324/1938069>

出版情報 : Kyushu University, 2017, 修士, 修士
バージョン :
権利関係 :



平成 29 年 度

修 士 論 文

HF0 系冷媒を含む低 GWP 混合冷媒を用いた
ヒートポンプサイクルの性能評価

九州大学大学院総合理工学府
環境エネルギー工学専攻
熱エネルギー変換システム学研究室

平 山 順 基

指導教員 小 山 繁

宮 崎 隆 彦

提出年月日 平成 30 年 2 月 7 日

目次

記号	iv
添字	v
第 1 章 序論.....	1
1.1 はじめに.....	1
1.2 次世代冷媒の現状.....	3
1.3 非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクル	3
1.4 従来の研究.....	8
1.5 本研究の目的および本論文における構成	12
第 2 章 実験装置および実験方法	13
2.1 実験装置.....	13
2.2 測定方法およびデータ収集方法.....	16
2.2.1 温度の測定.....	16
2.2.2 圧力の測定.....	17
2.2.3 流量の測定.....	18
2.2.4 循環組成の測定.....	19
2.2.5 圧縮機投入電力および周波数の測定	20
2.2.6 測定データの収集方法.....	20
2.3 実験条件および実験方法.....	21
2.3.1 試験冷媒.....	21
2.3.2 実験条件.....	28
2.3.4 実験方法および実験手順.....	29
2.4 実験データの整理方法.....	32
2.4.1 圧縮機諸効率の算出.....	32
2.4.2 暖房能力および冷房能力の算出	33
2.4.3 成績係数の算出.....	34
2.4.4 熱交換器内の温度分布の算出.....	36
2.4.5 不可逆損失の算出.....	38

2.4.6 体積能力の算出.....	41
第 3 章 HFC-32 を用いたヒートポンプサイクルの基本特性	42
3.1 実験結果および評価方法の妥当性.....	42
3.1.1 ヒートバランス.....	42
3.1.2 不可逆損失評価の妥当性.....	44
3.2 冷媒充填量がサイクル特性に及ぼす影響.....	45
3.2.1 過冷度と冷媒充填量の関係.....	45
3.2.2 サイクル成績係数.....	46
3.2.3 冷媒質量流量および圧縮機回転数.....	48
3.2.4 圧力損失.....	49
3.2.5 圧縮機吐出温度.....	50
3.2.6 熱交換器内温度分布.....	51
3.2.7 不可逆損失.....	52
3.2.8 システム全体における成績係数.....	57
3.3 熱負荷がサイクルに及ぼす影響.....	59
3.3.1 サイクル成績係数.....	59
3.3.2 冷媒流量.....	62
3.3.3 圧力損失.....	63
3.3.4 圧縮機吐出温度.....	64
3.3.5 過冷度	65
3.3.6 熱交換器内温度分布.....	66
3.3.7 不可逆損失.....	67
3.3.8 システム全体における成績係数.....	71
3.4 過熱度が成績係数に及ぼす影響.....	75
3.5 圧縮機効率.....	78
3.5.1 インバータ効率および圧縮機の機械効率.....	78
3.5.2 断熱圧縮効率.....	83
3.5.3 圧縮機総合効率.....	83
3.5.4 体積効率.....	84
第 4 章 HFO 系 2 成分混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの特性	85

4.1 循環組成.....	85
4.2 組成比の異なる混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 および現行冷媒におけるサイクル比較	89
4.2.1 サイクル成績係数.....	89
4.2.2 潜熱	91
4.2.3 冷媒流量.....	92
4.2.4 圧縮機回転数.....	94
4.2.5 圧力損失.....	96
4.2.6 圧縮機吐出温度.....	98
4.2.7 熱交換器内温度分布.....	99
4.2.8 不可逆損失.....	103
4.2.9 システム全体における成績係数.....	109
4.3 異なる HFO 系冷媒を含む混合冷媒および現行冷媒におけるサイクル比較	112
4.3.1 サイクル成績係数.....	112
4.3.2 断熱圧縮効率.....	115
4.3.3 冷媒質量流量.....	117
4.3.4 圧縮機回転数.....	119
4.3.5 圧力損失.....	121
4.3.6 圧縮機吐出温度.....	123
4.3.7 熱交換器内温度分布.....	124
4.3.8 不可逆損失.....	128
4.3.9 システム全体における成績係数.....	134
第 5 章 総括.....	137
謝辞	139
参考文献	140
付録 A 熱電対検定方法.....	142
付録 B ガスクロマトグラフ検定方法	144
付録 C 検量線の作成.....	146
付録 D 熱損失検定方法.....	149

記号

COP	: 成績係数	[-]
C_p	: 低圧比熱	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
E	: 投入電力	[W]
h	: 比エンタルピー	[kJ·kg ⁻¹]
L	: 不可逆損失	[W]
m	: 質量流量	[kg·s ⁻¹]
M	: 冷媒充填量	[kg]
N	: 圧縮機回転数	[rpm]
P	: 圧力	[Pa]
Q	: 熱負荷	[W]
SC	: 過冷度	[K]
T	: 温度	[K] or [°C]
v	: 容積	[m ³]
V	: 体積流量	[m ³ ·s ⁻¹]
VC	: 体積能力	[MJ·m ⁻³]
W	: 仕事	[W]
X	: 乾き度	[-]
Y	: ガス質量分率	[-]
η	: 効率	[-]
ρ	: 密度	[kg·m ⁻³]

添字

adi	: 断熱圧縮
all	: 総合
bubble	: 沸点
c	: 冷房条件
COMPR	: 圧縮機
COND	: 凝縮器
cycle	: サイクル
d	: 圧縮機吐出
dew	: 露点
EVA	: 蒸発器
EXP	: 膨張弁
h	: 暖房条件
HEX	: 熱交換器全体
ideal	: 理想
in	: 入口
INV	: インバータ
LOSS	: 損失
M	: 機械
out	: 出口
P.D.	: 圧力損失
PIPE	: 接続配管
R	: 冷媒
s	: 圧縮機吸込
system	: システム全体
vol	: 体積
W	: 熱源水

第1章 序論

1.1 はじめに

1970年代にフロンのおゾン層への影響が指摘されたことを受け、オゾン層を保護するための条約であるウィーン条約が1985年に採択された。この条約に基づき、1987年、オゾン層破壊効果を有する物質である特定フロンCFC(クロロフルオロカーボン)およびHCFC(ハイドロクロロフルオロカーボン)における生産および消費を規制するモントリオール議定書が採択され、CFCはすでに全廃、HCFCは先進国において2020年までに実質全廃となる見通しである。

1992年には気候変動枠組条約が採択され、その具体的な温室効果ガスの排出抑制対策を示した京都議定書が1997年に採択され、2005年に発効された。特定フロンの代替物質として利用が進んだHFCなどの代替冷媒は、オゾン層をまったく破壊しない($ODP^*=0$)が、一方で、大気中に長期間にわたって安定に存在し、かつ極めて強力な温室効果(GWP^{**})を有することから地球温暖化の一因として懸念され、京都議定書において排出削減対策が検討されている。また近年では、2016年10月に行われたキガリ改正によってHFC系冷媒の生産および消費量の段階的大幅削減義務が定められ、地球温暖化抑制のための規制が世界的に加速している。我が国では、2002年にフロン回収・破壊法が施行され、オゾン層破壊物質であるCFCとHCFCのみならず、オゾン層を破壊しないものの強い温室効果をもつHFCを対象として、業務用の冷凍・冷蔵・空調機器からの冷媒フロン類(CFC, HCFC, HFC)の回収・破壊を義務づけている。さらに、フロン回収・破壊法が全面的に改定され、2015年4月にフロン排出抑制法が施行された。このうち指定製品制度は、家庭用エアコンなどの対象製品を製造または輸入する業者に対して、あらかじめ設定されたGWPの目標値を達成することを求める制度で、2018年度から施行される(表1.1)。

代替フロンであるHFCガスは、主に冷凍空調機器の冷媒として利用されており、今後も、同機器の利用は世界各国で継続し、途上国を中心に増加の見通しである。一方、冷媒の利用においては、地球温暖化の防止が重要な前提条件であるため、更なる低GWP冷媒の利用を促進していくことが問題解決の一手である。

日本では、これまで家庭用空調機器の冷媒として主に使用されてきたGWPが124のR410Aから、GWPが677のHFC-32へと移行されつつある。HFC-32はわずかな燃焼性を有するものの、GWPが低く、作動効率が比較的良好で経済性にも優れていることから、2012

年に販売されたルームエアコンから使用されるようになった。しかしながら、世界的な地球温暖化防止運動の加速に伴って、家庭用空調機器分野で現在一般に実用化されている最も GWP の低い HFC-32 よりも、さらに GWP の低い冷媒の開発が、今後の研究機関および企業に求められている。

このような状況下で、近年、地球温暖化係数の高い HFC 系冷媒の代替冷媒として HFO 系冷媒が注目されている。HFO 系の物質は、オゾン層を破壊することもなく、大気中に留まることのできる時間が比較的短いので GWP も低い。中には HFC 系冷媒と似通った物性を持つ物質もあり、既存冷媒の代替が可能なものもある。例えば HFO-1234yf は、現在カーエアコンに使用されている HFC-134a の代替冷媒として評価が高いため、各社によって精力的に開発が進められている。また、家庭用空調機器分野においては、NEDO の「高効率ノンフロン型空調機器技術の開発」などで開発が進められている HFO-1123 が、次世代の冷媒として注目されている。HFO-1123 は化学的に不安定などの課題があるものの、HFO-1234yf や HFO-1234ze(E)などの他の HFO 冷媒と比べて沸点が -56°C と低く、HFC-32 と物理的性質が似ている。安全性の課題から、純冷媒での使用はできないが、HFC-32 などを添加した混合冷媒としての使用が期待されている。

よって本研究では、HFO 系冷媒である HFO-1123、HFO-1234ze(E)および HFO-1234yf に注目し、それら HFO 系冷媒と HFC-32 で構成された 2 成分混合冷媒を試験対象冷媒として実験を行った。

* : ODP (オゾン層破壊係数) ** : GWP (地球温暖化係数)

表 1.1 フロン排出抑制法における指定製品の GWP 目標値および目標年度

指定製品の区分	主な現行冷媒(GWP)	GWP の目標値	目標年度
家庭用エアコン	R410A (2088)	750	2018
	HFC-32 (677)		
商業用エアコン	R410A (2088)	750	2020
自動車用エアコン	HFC-134a (1300)	150	2023
冷凍冷蔵機器	R404A (3920)	1500	2025
	R410A (2088)		
	R407C (1774)		
	CO ₂ (1)		

1.2 次世代冷媒の現状

次世代の新冷媒には前節で記述した GWP 値が低いことに加え、他に様々な条件が要求されている。オゾン層破壊係数 (ODP) がゼロであり、GWP 値が低いことが求められる環境面 (Environment performance)。毒性、可燃性が低いなどの安全面 (Safety)。現行冷媒と同等の能力、または LCCP (Life cycle climate performance) に代表される性能面 (Energy efficient)。そして冷媒製造に費用が掛からず、発展途上国においても普及が可能かどうかなどを考慮した経済面 (Economic feasibility)。次世代の新冷媒には、これらの頭文字をとった 3E+S が求められている。

しかし、これら全ての要求を完全に満たし、かつ設計、管理する上で取り扱い易い純冷媒の発見は、安全許容な範囲で可燃性の条件緩和等を講じた上でも非常に困難である。そのような状況下で、構成物質それぞれの冷媒の特性を生かしたり、または冷媒の持つ不利な特性を第 2 成分冷媒によって緩和させたりといった思想から、混合冷媒に次世代冷媒開発への活路を見出す動きもみられる。いずれにせよ、産業界においては純冷媒、混合冷媒を含めた様々な冷媒の開発および提案を行い、学术界においては物性の測定、燃焼性の評価等、産学一体となって次世代冷媒の問題に取り組んでいる。

1.3 非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクル

ヒートポンプサイクルは主に圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器で構成される。図 1.1 および図 1.2 にそれぞれ純冷媒を用いた基本的なヒートポンプサイクルの概略図を P - h 線図上および T - s 線図上に示す。図におけるサイクルの過程は、1→2：圧縮機による等エントロピー過程、2→3：凝縮器での凝縮過程、3→4：膨張弁による等エンタルピー過程および 4→1：蒸発器での蒸発過程となっている。2 から 3 の凝縮過程で冷媒から放出される熱で暖房を、4 から 1 の蒸発過程で冷媒が熱を吸収することで冷房を行う。

ヒートポンプサイクルの省エネルギー性能を評価する指標のひとつとして、成績係数 COP (Coefficient of Performance) がよく用いられる。成績係数とは、出力である暖房能力または冷房能力を、入力である投入エネルギーで除した値であり、単位消費エネルギー当たりの能力を表している。ゆえに、この数値が大きいほど省エネルギー性に優れているといえる。暖房能力を Q_h 、冷房能力を Q_c 、消費電力を E とすると、システム全体の暖房成績係数 COP_h および冷房成績係数 COP_c は式(1.1)および(1.2)で表される。

$$COP_h = \frac{Q_h}{E} \quad (1.1)$$

$$COP_c = \frac{Q_c}{E} \quad (1.2)$$

また、圧縮機への投入エネルギーを入力としたサイクル成績係数がある。それは比エンタルピーから成績係数を算出でき、状態点 1, 2, 3 および 4 における比エンタルピーをそれぞれ h_1 , h_2 , h_3 および h_4 とすると、 COP_h および COP_c は式(1.3)および(1.4)で表される。理想的な断熱圧縮サイクル、あるいは完全密閉型の圧縮機を用いる場合は、式(1.5)が成立する。

$$COP_h = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (1.3)$$

$$COP_c = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.4)$$

$$COP_h = 1 + COP_c \quad (1.5)$$

本研究における試験対象冷媒である HFC-32/HFO-1234ze(E), HFC-32/HFO-1234yf および HFC-32/HFO-1123 からなる 2 成分混合冷媒は、露点沸点温度差を有し、一般に非共沸混合冷媒と呼ばれる。非共沸混合冷媒は、一定圧力下において露点曲線 (T_{dew}) と沸点曲線 (T_{bubble}) の 2 つの曲線で気液平衡関係を表すことができ、どの組成においても 2 つの曲線が重なることがない。このことは、一定圧力の下で沸騰あるいは凝縮というような相変化の過程において、過程が進行するとともに平衡温度が変化することを意味する。

図 1.3 に物質 α に α より沸点が低い物質 β を混合した非共沸 2 成分混合冷媒の圧力一定の場合の気液平衡図の概念図を示す。横軸は β の質量分率 x (もしくはモル分率) である。温度 T_1 で蒸気および液が相平衡状態にある場合を考えると、蒸気の質量分率は T_1 の線と露点曲線との交点が示す x_1 , 液の質量分率は T_1 の線と沸点曲線との交点が示す x_0 となる。次に、温度が T_0 でバルク質量分率が x_0 である過冷液状態の混合冷媒を圧力一定の下に加熱する場合を考える。液は温度が T_1 になると、蒸発を開始する。この時、高沸点成分 α に

比して、低沸点成分 β が蒸発しやすいため蒸気の質量分率は x_1 となる。さらに加熱すると、温度が上昇しながら蒸発が進行し、温度が T_2 になると、蒸発が終了する。終了直前では、蒸発しにくい高沸点成分 α が液中に多く残るため、液の質量分率は x_2 となる。その後、温度を T_3 まで加熱すると冷媒は過熱蒸気状態となり、その時の蒸気の質量分率は x_0 となる。したがって、この過程においては、蒸気の質量分率は露点曲線に沿って x_1 から x_0 へ、液の質量分率は沸点曲線に沿って x_0 から x_2 へと変化し、その間、蒸気と液の温度は T_1 から T_2 に変化する。逆に、圧力一定の下に冷却する場合には、温度が T_2 になると凝縮が始まり、温度の降下とともに凝縮が進行し、温度が T_1 になると凝縮は終了する。この凝縮過程においては、蒸発過程とは逆に蒸気および液の質量分率が変化する。

図 1.4 (a) および (b) は純冷媒を用いたヒートポンプサイクルの基本サイクルである逆カルノーサイクル (1-2-3-4) および非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの基本サイクルであるローレンツサイクル (1'-2'-3'-4') の T - s 線図である。図中の青線は、対向流式熱交換器を用いた場合の熱源流体の温度変化を示す。前述のとおり、非共沸混合冷媒は凝縮および蒸発の際に温度変化を伴うため、熱交換における冷媒と熱源流体との温度差を一定に近づけることが可能であり、理論上は動力を削減することが可能である (図 1.4 (a) 中の緑の面積分の動力が削減)。しかし、非共沸混合冷媒は沸点の異なる冷媒を混合しているため、凝縮過程においては低沸点成分が凝縮しにくく、蒸発過程においては高沸点成分が蒸発しにくくなるため同一の熱交換器においては純冷媒と比べて伝熱性能が低下するといった問題もある (図 1.4 (b) 中の橙の面積分の動力が増加する恐れ)。そのため熱交換器の性能向上や最適化の必要が出てくる。そして、それらを適切に行うことによって図 1.4 (b) 中の緑の面積を橙の面積よりも大きくすることができれば、非共沸混合冷媒は純冷媒に比べて動力の削減が可能となり、サイクル性能の向上が期待できるといえる。

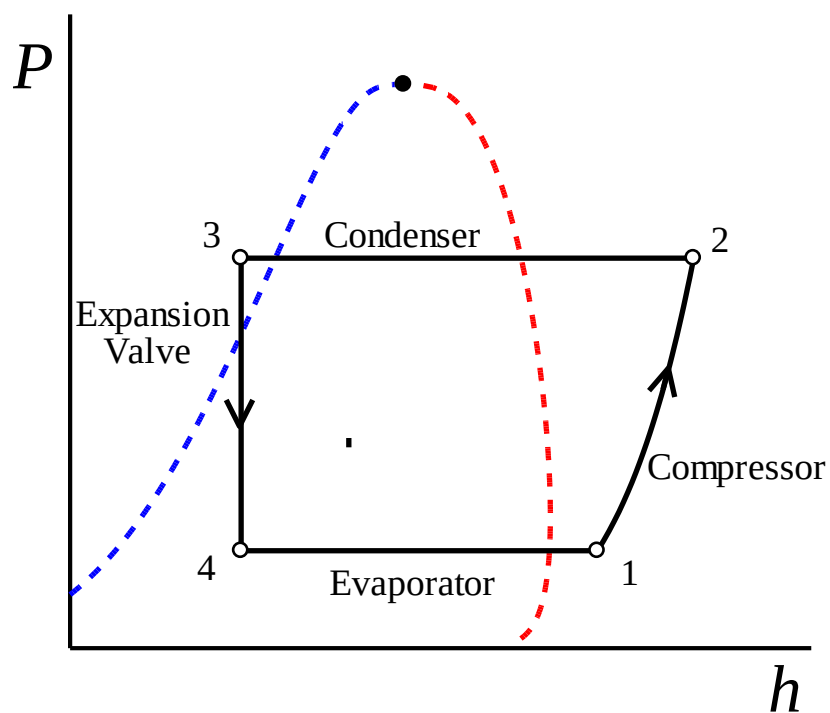


図 1.1 ヒートポンプサイクルの概略図 (P - h 線図)

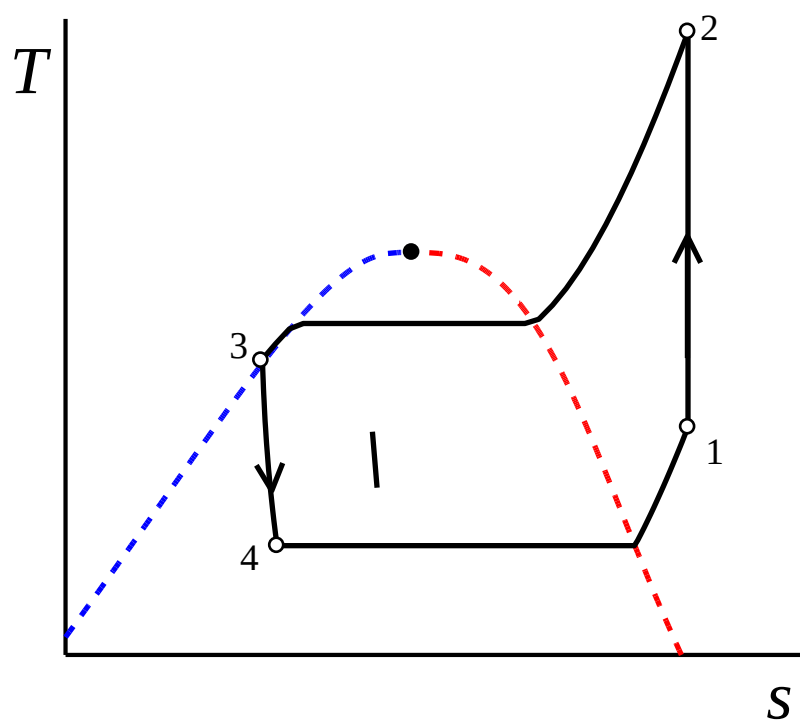


図 1.2 ヒートポンプサイクルの概略図 (T - s 線図)

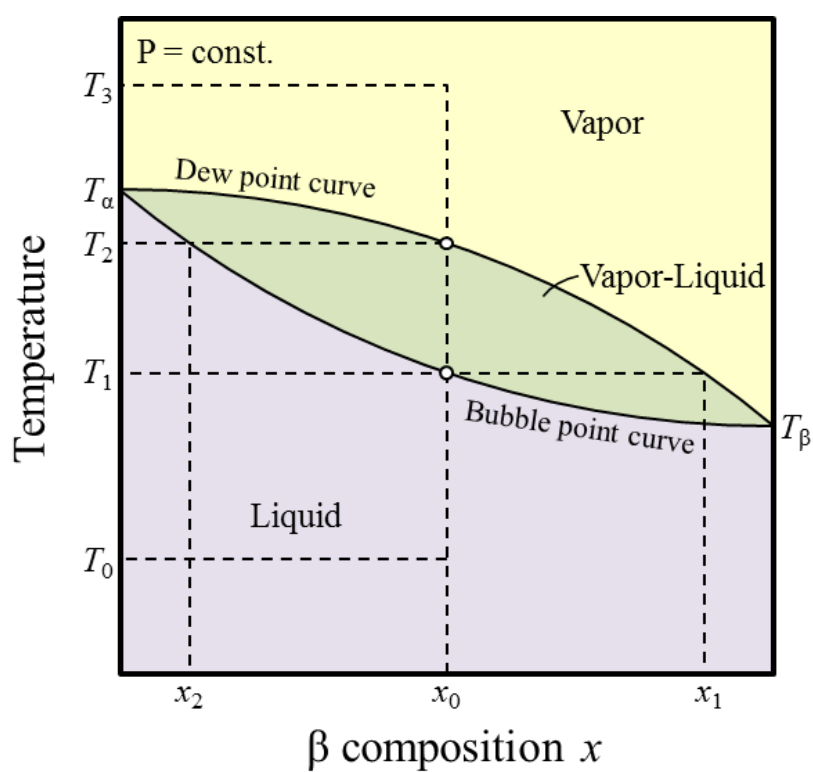


図 1.3 混合冷媒の気液平衡図

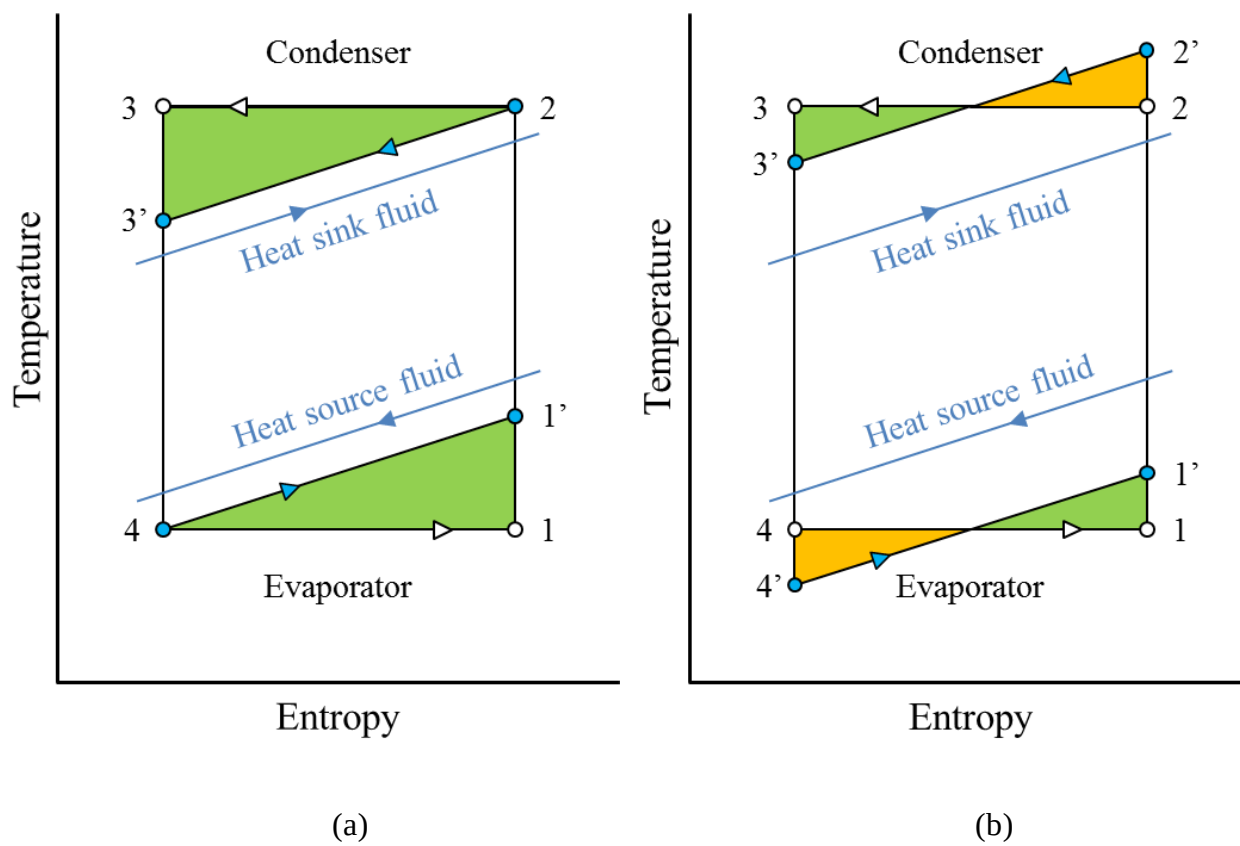


図 1.4 逆カルノーサイクルおよびローレンツサイクル

1.4 従来の研究

非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルに関する研究はこれまでに多くなされてきた。

Jacobs ら^[1]は CFC-12/CFC-114 混合冷媒を用いたヒートポンプシステム性能試験結果などを引用し、非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプシステムは、循環組成の調整による熱負荷制御ができるという利点があり、純冷媒に比して性能が向上し得るとまとめた。藤井ら^[2]は HCFC-22/CFC-114 および HCFC-22/ CFC-11 非共沸混合冷媒について熱源流体と冷媒との伝熱を考慮し、高温側および低温側の熱源流体の入口温度、流量、ヒートポンプ熱出力および伝熱面積と平均熱通過係数の積を与えてヒートポンプサイクルの計算を行い、伝熱面積と平均熱通過係数の積が大きいほど非共沸混合冷媒の成績係数は純冷媒に比して大きくなることを示した。Mulroy ら^{[3][4]}は試験で HFC-23/HCFC-142b の 2 成分混合冷媒および HFC-23/HCFC-22/HCFC-142b の 3 成分混合冷媒、シミュレーションで HCFC-22, HCFC-142b, HCFC-22/HCFC-142b, HFC-23/HCFC-22/142b および HFC-23/HCFC-142b を調査し、熱交換器内でのエンタルピーに対する温度変化の非直線性を生かし、混合冷媒が純冷媒に比して高い成績係数を有することを示した。

次に、最近または現在実施されている次世代冷媒の探求について紹介する。

Brown ら^[5]は新冷媒として期待されている HFO 系冷媒の中から HFO-1225ye(E), HFO-1225ye(Z), HFO-1225zc, HFO-1234ye(E), HFO-1234yf, HFO-1234ze(E), HFO-1234ze(Z) および HFO-1243zf の P - h 線図および T - s 線図の熱物性値を、既知である標準沸点と分子構造から Peng-Robinson 式を用いて推測した。Pham ら^[6]は、R410A に代わる候補冷媒について、GWP 値、安全性（燃焼性、毒性）、性能（EER, Capacity）、システム構成、経済性、コストなどの観点から考察し、中期的（2020 年から）および長期的（2030 年から）視点から冷媒の可能性および課題を検討した。その結果、長期的視点では、HFO 系冷媒、自然冷媒（R290 などの HC や NH₃）および CO₂ を冷媒として使用する 3 つのシナリオを提示し、それぞれのシナリオに対する課題（システムの再構築など）を挙げた。

新規混合冷媒の提案の多くは Chemours (DuPont) 社、Honeywell 社等の様々な化学メーカーから主に行われている^{[7] [8]}。また、AHRI(Air-conditioning, Heating, and Refrigeration Institute)によって、新冷媒候補である低 GWP 冷媒の性能評価を取りまとめた結果が報告されている^[9]。表 1.2 には AHRI による報告で示された代替冷媒候補の冷媒一覧を示す。

日本での低 GWP 冷媒開発の動きとしては、旭硝子社が AMOLEA[®]シリーズの開発に力

を注いでいる^[10]。R410A および HFC-32 の代替冷媒として開発されている AMOLEA[®]は、HFC-32/ HFO-1123 の混合冷媒であり、混合冷媒でありながら非共沸性が小さく、HFC-32 の冷媒性能を大きく低減することなく GWP の低減が可能となっている。現在は、旭硝子社によって安全性に関するリスクアセスメント評価^[11]，また東らによって物性の測定^[12]^[13]等が行われている。

表 1.2.1 代替冷媒候補

現行冷媒	代替冷媒候補	組成（質量組成比）	分類*	GWP ₁₀₀ **
HFC-134a	AC5X	HFC-32/HFC-134a/HFO-1234ze(E) (7/40/53)	A1	568
	ARM-41a	HFC-32/HFC-134a/ HFO-1234yf (6/63/31)	A1	860
	D-4Y	HFC-134a/ HFO-1234yf (40/60)	A1	521
	N13a	HFC-134a/HFO-1234yf/ HFO-1234ze(E) (42/18/40)	A1	547
	N13b	HFC-134a/ HFO-1234ze(E) (42/58)	A1	547
	XP-10	HFC-134a/ HFO-1234yf (44/56)	A1	573
	AC5	HFC-32/HFC-152a/ HFO-1234ze(E) (12/5/83)	A2L	89
	ARM-42a	HFC-134a/HFC-152a/ HFO-1234yf (7/11/82)	A2L	107
	HFO-1234yf	HFO-1234yf (100)	A2L	< 1
	HFO-1234ze	HFO-1234ze (100)	A2L	< 1
	R600a	R600a (100)	A3	< 20
R404A	R290/R600a	R290/R600a (40/60)	A3	< 20
	ARM-32a	HFC-32/R125/HFC-134a/ HFO-1234yf (25/30/25/20)	A1	1445
	DR33	HFC-32/R125/HFC-134a/ HFO-1234yf (24/25/26/25)	A1	1293
	N40a	HFC-32/R125/HFC-134a/ HFO-1234yf/ HFO-1234ze(E) (25/25/21/9/20)	A1	1235
	N40b	HFC-32/R125/HFC-134a/HFO-1234yf (25/25/20/30)	A1	1222
	R744	R744 (100)	A1	1
	ARM-30a	HFC-32/ HFO-1234yf (29/71)	A2L	197
	ARM-31a	HFC-32/HFC-134a/ HFO-1234yf (28/21/51)	A2L	463
	D2Y65	HFC-32/ HFO-1234yf (35/65)	A2L	238
	DR7	HFC-32/ HFO-1234yf (36/64)	A2L	244
	L40	HFC-32/HFC-152a/ HFO-1234yf/ HFO-1234ze(E) (40/10/20/30)	A2L	285
	HFC-32	HFC-32 (100)	A2L	677
	HFC-32/HFC-134a	HFC-32/HFC-134a (50/50)	A2L	989
	R290	R290 (100)	A3	< 20

表 1.2.2 代替冷媒候補

現行冷媒	代替冷媒候補	組成（質量組成比）	分類*	GWP ₁₀₀ **
R410A	R744	R744 (100)	A1	1
	ARM-70a	HFC-32/HFC-134a/ HFO-1234yf (50/10/40)	A2L	469
	D2Y60	HFC-32/ HFO-1234yf (40/60)	A2L	271
	DR5	HFC-32/ HFO-1234yf (72.5/27.5)	A2L	491
	HPR1D	HFC-32/R744/ HFO-1234ze(E) (60/6/34)	A2L	407
	L41a	HFC-32/HFO-1234yf/ HFO-1234ze(E) (73/15/12)	A2L	494
	L41b	HFC-32/ HFO-1234ze(E) (73/27)	A2L	494
	HFC-32	HFC-32 (100)	A2L	677
	HFC-32/HFC-134a	HFC-32/HFC-134a (95/5)	A2L	708
	HFC-32/HFC-152a	HFC-32/HFC-152a (95/5)	A2L	650

* : ASHRAE 34

** : IPCC 5th report^[14]

1.5 本研究の目的および本論文における構成

冷凍空調分野において、地球環境保全および省エネルギーに関する世界的な動きにより、これまで冷媒として使用されてきた CFC, HCFC および HFC に代わる新規冷媒や、それを用いた高性能なヒートポンプシステムの開発が急務となっている。HFO 系冷媒である HFO-1234ze(E), HFO-1234yf および HFO-1123 は、ODP（オゾン破壊係数）が 0 であり、かつ GWP が非常に小さいことから、次世代冷媒としての可能性を十分に秘めている。しかしながら、それらの冷媒に関する研究は十分に行われているとは言えず、中には物性すら十分に判明していないなどの課題の多い冷媒もある。

本研究では、HFO-1234ze(E), HFO-1234yf および HFO-1123 を含む混合冷媒、また現行冷媒である R410A および HFC-32 を試験冷媒として、圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器からなる単段の蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルを用いた性能評価実験を行った。さらに、HFO-1234ze(E), HFO-1234yf および HFO-1123 を含む非共沸混合冷媒について、そのサイクル特性を明らかにするとともに、現行冷媒との比較を行うことで、家庭用エアコン用の次世代新規冷媒としての可能性を探求することを目的として研究を行った。

本論文の構成は以下の通りである。

第 1 章では、冷凍空調分野を取り巻く現状、ならびに非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの特性と従来の研究について概説するとともに、本研究の意義および目的を示した。

第 2 章では、本研究で用いた実験装置、測定方法、計測機器、実験方法および条件、ならびに実験データの整理方法について説明する。

第 3 章では、まず実験結果および評価方法における整合性を確認し、その妥当性について検証する。次いで、冷媒充填量、熱負荷および過熱度がヒートポンプサイクルの基本特性に及ぼす影響の把握を行う。最後に、圧縮機諸効率の特性の把握および考察を行う。

第 4 章では、まず、現行冷媒と、組成比の異なる 3 種類の 2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の結果を用い、熱負荷がサイクル基本特性に及ぼす影響の把握を行う。その後、現行冷媒と、同じ GWP 値に設定した 2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123, HFC-32/HFO-1234ze(E) および HFC-32/HFO-1234yf の結果を用い、それらを比較することで、家庭用ヒートポンプシステムの新規低 GWP としての非共沸混合冷媒の可能性について検討する。

第 5 章では、本論文の総括を行う。

第 2 章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

図 2.1 に実験装置の概略，図 2.2 に実験装置の写真を示す．本実験装置は熱源水流体に水を用いた蒸気圧縮式ヒートポンプであり，冷媒ループと熱源ループからなる．冷媒ループは，スクロール式圧縮機，油分離器，対向流型二重管式凝縮器，電子膨張弁，対向流型二重管式蒸発器からなり，図中では赤線および青線で示した．熱源水ループは，恒温槽およびポンプからなり，図中では黒線で示した．

冷媒ループでは，圧縮機により圧縮された高温高压の冷媒蒸気が，油分離器で冷凍機油と分離された後，凝縮器で熱源水と熱交換して過冷液状態となる．その後，過冷状態の冷媒液は膨張弁によって減圧され気液二相状態となり，蒸発器で熱源水と熱交換して過熱蒸気状態となり圧縮機へと戻る．圧縮機の出入口には冷媒温度測定用熱電対と冷媒圧力測定用ポートが設けられており，凝縮器の出入口，電子膨張弁入口および蒸発器の出口に冷媒温度と冷媒圧力測定用の混合室，蒸発器入口に冷媒圧力測定用のポートが設けられている．また，凝縮器と膨張弁の間には冷媒流量を測定するための質量流量計および混合冷媒の循環組成をガスクロマトグラフで測定するためのサンプリングポートが設置されている．

熱源水ループでは，凝縮器用および蒸発器用のいずれにおいても，恒温槽からポンプにより吐出された熱源水は，熱交換器（凝縮器または蒸発器）で冷媒と熱交換した後，再び恒温槽へと戻る．各恒温槽のポンプの下流側には熱源水流量測定用の体積流量計が設置されており，熱交換器の熱源水出入口には熱源水温度測定用の混合室が設けられている．

図 2.3 に本研究で使用した熱交換器（凝縮器および蒸発器）の概略，表 2.1 にその仕様を示す．熱交換器は凝縮器および蒸発器ともに銅製の対向流型二重管式熱交換器であり，冷媒が流れる内管は螺旋溝付管，熱源水が流れる外管は平滑管を使用している．

実験で使用した圧縮機および電子膨張弁の仕様を，それぞれ表 2.2，表 2.3 に示す．圧縮機は R410A 用のスクロール式であり，冷凍機油はポリオールエステル油を用いている．電子膨張弁は R410A および R22 用のものを使用している．

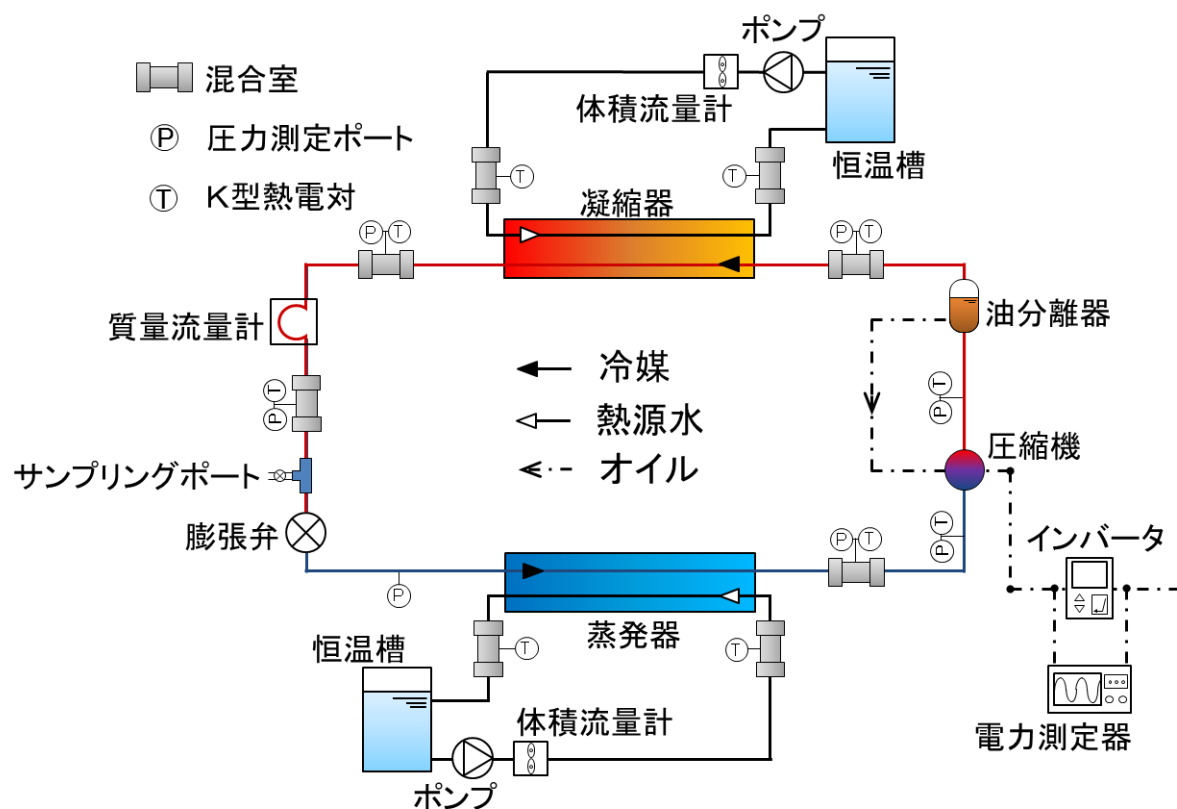


図 2.1 実験装置概略

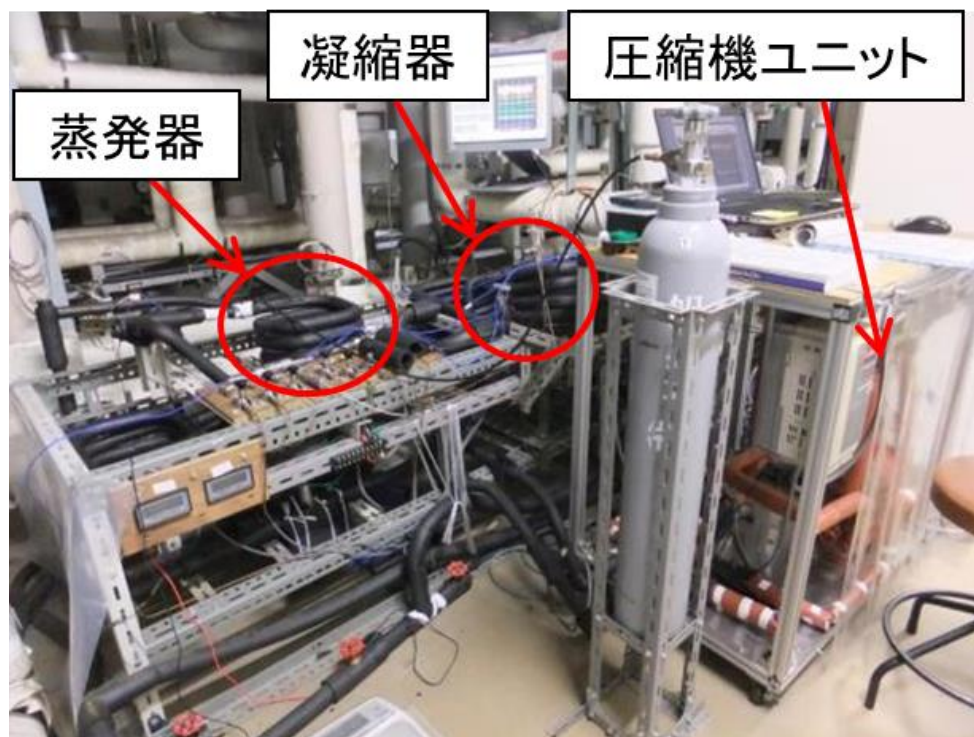


図 2.2 実験装置

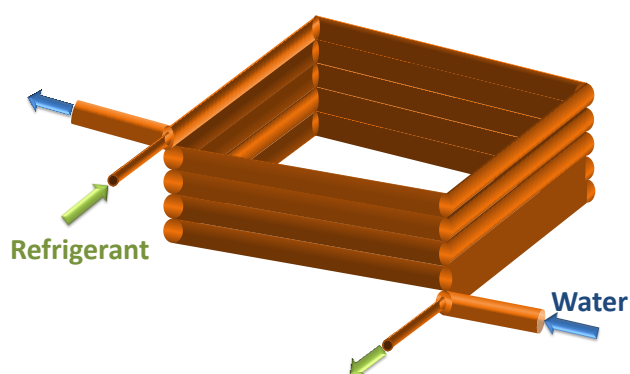


図 2.3 熱交換器概略

表 2.1 熱交換器仕様

		外径[mm]	内径[mm]	長さ[mm]	タイプ
凝縮器 および 蒸発器	外管	15.88	13.88	7200	平滑管
	内管	9.53	7.53	7200	溝付管

表 2.2 圧縮機仕様

圧縮機の形式	密閉型電動圧縮機
圧縮機構部の形式	スクロール
運転可能回転数範囲 [rpm]	1500~6000
上限吐出温度 [°C]	120
冷凍機油	ポリオールエステル 粘度グレード VG68
シリンダ容積 [cm ³]	11

表 2.3 膨張弁仕様

駆動方式	4 相ステッピングモーター
励磁方法	ユニポーラ駆動, 1-2 相励磁
励磁速度 [pps]	83.33
最高使用圧 [MPa]	4.15
最高作動圧力差 [MPa]	3.63

2.2 測定方法およびデータ収集方法

2.2.1 温度の測定

表 2.4 に熱電対の種類，検定範囲，精度および測定箇所を示す．冷媒温度は，冷媒配管途中に設けられた混合室およびポートに挿入されたシース径 1.0mm の K 型熱電対により測定される．熱源水温度は，熱交換器出入口に設けられた混合室に挿入された同様のシース径 1.0mm の K 型熱電対によって測定される．また，サイクル計算に用いた冷媒の蒸発器入口温度およびクオリティは，ヒートポンプサイクルにおける膨張過程を等エンタルピー変化と仮定し，膨張弁入口における冷媒の比エンタルピーおよび測定する冷媒の蒸発器入口圧力を用いて算出する．なお，熱電対の検定については付録 A に示す．

表 2.4 温度の測定

センサーの種類	検査範囲	精度	測定箇所
シース K 型熱電対 (1.0mm OD)	-5~70°C	±0.05K	圧縮機出入口
			凝縮器出入口
			膨張弁出入口
			蒸発器出口
			凝縮器出入口
			蒸発器出入口

2.2.2 圧力の測定

表 2.5 に圧力計の種類，測定範囲，精度および測定箇所を示す．凝縮器入口における冷媒圧力は，フルスケール 5MPa の絶対圧変換器（PHS-50KA，㈱共和電業）により測定され，圧縮機出口，凝縮器出口および電子膨張弁入口における冷媒圧力は，フルスケール 5MPa の絶対圧変換器（PHS-B-5MP，㈱共和電業）により測定される．蒸発器入口（電子膨張弁出口）および蒸発器出口の混合室前における冷媒圧力は，フルスケール 2MPa の絶対圧変換器（PHS-20KA，㈱共和電業）により測定され，蒸発器出口の混合室後および圧縮機入口における冷媒圧力は，フルスケール 2MPa の絶対圧変換器（PHS-B-2MP，㈱共和電業）により測定される．また，圧力測定に用いた圧力ポートの概略図を図 2.4 に示す．図中の番号は表 2.5 の測定箇所の番号と対応し，バルブ操作により任意の場所の圧力を測定する．

表 2.5 圧力の測定

センサーの種類	測定範囲	精度*	測定箇所
絶対圧変換器	~5MPa abs	±0.14%RO	①凝縮器入口混合室前
			②凝縮器入口混合室後
		±0.20%RO	③凝縮器出口混合室後
		±0.18%RO	④膨張弁入口混合室後
	~2MPa abs	±0.18%RO	⑤圧縮機出口
		±0.19%RO	⑥蒸発器入口
			⑦蒸発器出口混合室前
		±0.19%RO	⑧蒸発器出口混合室後
			⑨圧縮機入口

*非直線性 + ヒステリシス [%RO]

RO は定格出力（Rated Output）のことであり，精度[%RO]は定格出力に対するパーセンテージで表している．

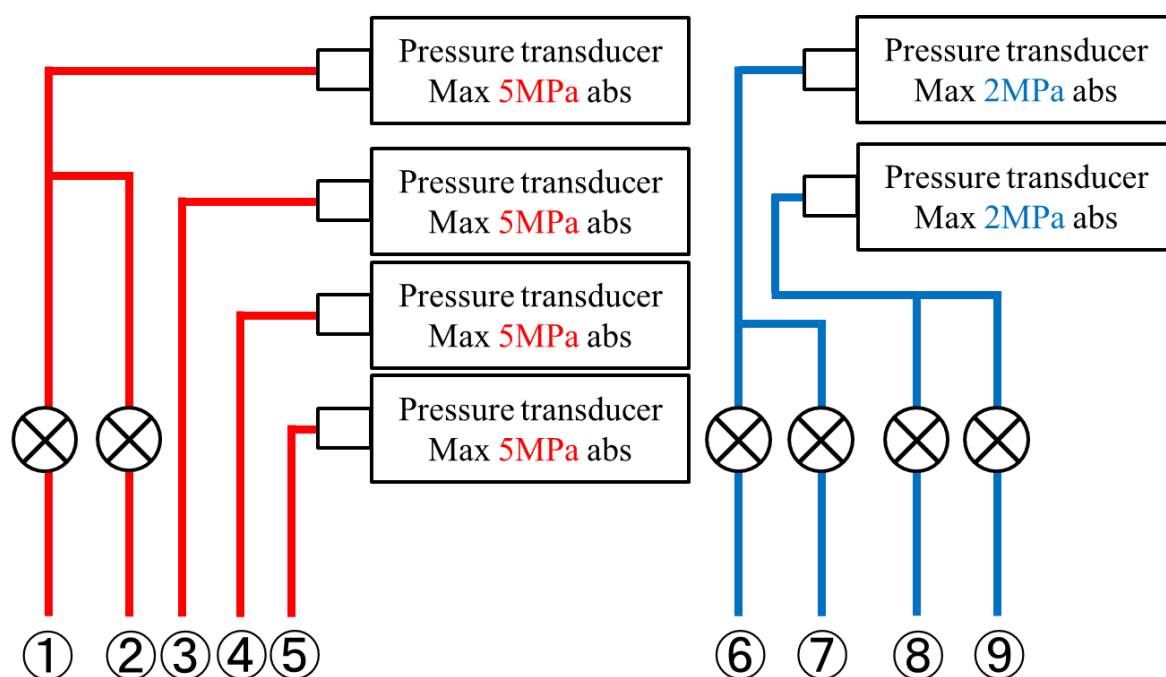


図 2.4 圧力ポートの概略

2.2.3 流量の測定

表 2.6 に流量計の種類，測定範囲，精度および測定箇所を示す．冷媒流量は，フルスケール 220kg/h のコリオリ流量計（D025S-SS-200，OVAL Corporation）により測定される．熱源水流量は，フルスケール 330L/h の歯車式体積流量計（LGV45A30-G130，OVAL Corporation）により測定される．

表 2.6 流量の測定

センサーの種類	測定範囲	精度	測定箇所
コリオリ式流量計	8.1~81kg/h	±0.22%	電子膨張弁入口
歯車式流量計	~300L/h	±0.5%	凝縮器熱源入口
			蒸発器熱源入口

2.2.4 循環組成の測定

本研究では，非共沸混合冷媒における評価実験の場合に冷媒循環組成を測定した．非共沸混合冷媒では冷媒充填組成と循環組成が必ずしも一致しない（詳細は 4.1 節に記述）ため，各要素機器の出入口の冷媒状態を求めるためには，循環組成を測定し分析する必要がある．

図 2.5 は混合冷媒の循環組成を測定するためのガスクロマトグラフとその周辺機器の概略図である．測定される循環組成は，実験装置における冷媒配管中の電子膨張弁入口手前に設置されたサンプリングポートにおいて採取した冷媒の組成である．はじめ実験装置内で過冷液状態であった冷媒は，サンプリングの際にサンプリングベッセル内で完全に蒸発し，ガス状態で採取される．このガス化させたサンプルをガスクロマトグラフによって分析を行う．サンプリングベッセル内の蒸気はオートガスサンプラーに送られて少量（約 3 mL）をサンプリングした後に，キャリアガスであるヘリウムとともにガスクロマトグラフに送られる．ガスクロマトグラフ内のカラムにて冷媒が分離され，ディテクターを介して各成分量が面積としてクロマトコーダーから出力される．その後，あらかじめ作成していた検量線を用いて，出力された各成分の面積比を循環組成に変換する．

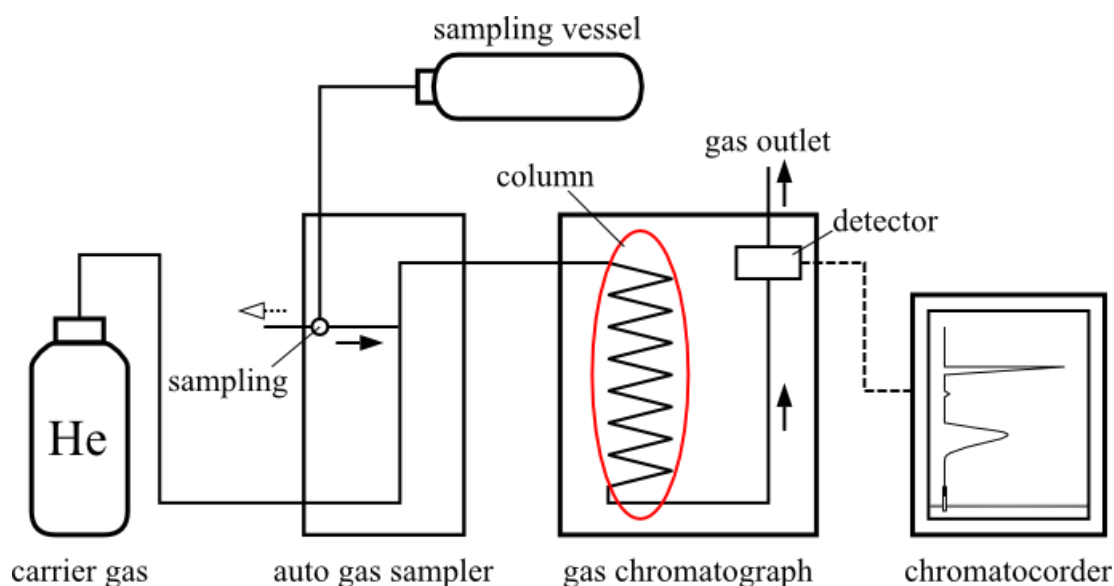


図 2.5 ガスクロマトグラフとその周辺機器の概略

本研究では2つのガスクロマトグラフを使用しており，カラムにポラパック Q を用いた Yanako G2800 型と，カラムにポラパック Q (50/80mesh 3mm(id)×3m(SUS)) を用いたジェイ・サイエンス西日本 GC7100T 型の2種である．どちらも TCD タイプ（熱伝導型検出タイプ）で，試験冷媒が HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf の混合冷媒である場合には前者を，HFC-32/HFO-1123 の混合冷媒である場合には後者を使用した．

ガスクロマトグラフ内における各部（インジェクション部，ディテクター部，カラム部）の設定温度を表 2.7 に示す．キャリアガスは He (160kPa(41.8ml/min)) を用いた．なお，ガスクロマトグラフによる冷媒の質量分率計算方法を付録 B に示す．

表 2.7 ガスクロマトグラフ内における各部の設定温度

試験冷媒	温度[°C]		
	インジェクション部	ディテクター部	カラム部
HFC-32/ HFO-1234ze(E) HFC-32/HFO-1234yf	60	120	90
HFC-32/HFO-1123	100	150	60

2.2.5 圧縮機投入電力および周波数の測定

インバータ投入電力はデジタルパワーメータ（2533, YOKOGAWA）により，圧縮機投入電力はデジタルパワーメータ（WT1600, YOKOGAWA）により測定される．電力測定精度はそれぞれ $\pm(0.2\% \text{ of rdg} + 0.2\% \text{ of rng})$ および $(0.1\% \text{ of rdg} + 0.05\% \text{ of rng})$ である．

2.2.6 測定データの収集方法

各センサーから送られた測定データは，データアキュイジションユニット（MX100,YOKOGAWA）により収集され，イーサネットケーブルを介してコンピュータに取り込まれる．システムが定常状態になったことを確認した後，全チャンネルのサンプリングを2秒間隔で3分間，計90回行った．また，各チャンネルの測定値は，サンプリングした値の平均値とした．

2.3 実験条件および実験方法

2.3.1 試験冷媒

表 2.8 に本研究で使用した試験冷媒を示す．試験冷媒は，1 種類の疑似共沸混合冷媒（R410A），1 種類の純冷媒（HFC-32），および 5 種類の非共沸混合冷媒（HFC-32/HFO-1234ze(E)の 1 種類，HFC-32/HFO-1234yf の 1 種類，HFC-32/HFO-1123 の 3 種類）を用いた．

2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 については，不均化反応が起きない安全性の確保できた範囲内の組成比とし，GWP が 400 付近および 300 付近となる組成比を選定した．2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf については，HFC-32/HFO-1123 の最も GWP の低い組成比と GWP 値が同じ（GWP=285）になるように組成比を選定した．R410A および HFC-32 については，現在主に使用されている現行冷媒として，ヒートポンプサイクルの基本的性質・特徴の考察および混合冷媒との性能比較を目的として選定した．

非共沸混合冷媒における組成比は，それぞれ実験装置内に充填された冷媒の質量分率を示している．混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf については，自身で調合を行った．混合冷媒の調合の仕方としては，真空引きした 1 gallon (3.79L) の容器内に，はじめ高沸点の冷媒を充填し，次に低沸点の冷媒を充填した．その際に，冷媒の充填を促すため，容器を氷水で冷却し（容器内の圧力を低下させ）つつ作業を行った．充填を完了し終えたら容器を振り，十分に混合させた後，最後に目的の組成比となっていることを確認するため，液状態で少量サンプリングしガスクロマトグラフにて組成を測定し確認を行った．混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 については，自身では調合を行っておらず，企業により提供されたものである．そのため，実験装置内に充填を行う際には，事前に容器内の組成をガスクロマトグラフにて測定し，容器内の組成比が企業の示した成績表上の数値と相違がないか確認した．その際，ガスクロマトグラフの検量線として用いた HFC-32 と HFO-1123 の混合物における検量線は，他の研究において得られた面積比と組成比の関係をもとに作られたものである（構成物質が同じ混合冷媒の組成をガスクロマトグラフにて測定する際，共通してカラムにポラパック Q を用いた場合に限り，検量線を共有することができる）．なお，検量線の作成については付録 C に示す．

表 2.9 に試験冷媒の基本物性，表 2.10 に試験冷媒を構成する HFO 系冷媒 3 種類の基本物性を示す．本表を含めて，本研究では冷媒の物性を REFPROP Ver.9.1^[15]を用いて計算した．

また、混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf の計算は Akasaka らによって提案された HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf に対する多流体混合モデル^[16]を、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の計算は同じく Akasaka らによって提案された HFO-1123 のヘルムホルツ型状態方程式^[17]および HFC-32/HFO-1123 に対する多流体混合モデル^[18]を、それぞれ REFPROP Ver.9.1 に組み込んで計算した。

図 2.6 および図 2.7 に、本試験で用いた非共沸混合冷媒（2 成分混合冷媒）の温度すべり（露点沸点温度差）を示す。図 2.6 は露点沸点平均温度に対する本試験で用いた 5 種類の非共沸混合冷媒の温度すべり変化、図 2.7 は HFC-32 の質量組成比に対する非共沸 2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E), HFC-32/HFO-1234yf および HFC-32/HFO-1123 の温度すべり変化（露点沸点平均温度を 20℃としたとき）である。図 2.6 を見てみると、混合冷媒の温度すべりの大小関係は露点沸点平均温度によらないことがわかる。温度すべりが最も大きい試験冷媒である混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)(42/58 mass%)の温度すべりは、露点沸点温度が 20℃付近において約 10K。一方、温度すべりが最も小さい試験冷媒である混合冷媒 HFC-32/HFO-1123(42/58 mass%)の温度すべりは、露点沸点温度が 20℃付近において約 0.5K であり、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 はいずれの組成の場合も、温度すべりが非常に小さいことが見て取れる。また、グラフ上の曲線の終点（y 座標 0 付近）は臨界付近に達したことを意味している。図 2.7 を見ると、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の温度すべりは、HFC-32 の質量組成比が 75 mass%付近で極大を取り、20 mass%付近で限りなく 0 に近づく。また、混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)の温度すべりは HFC-32 の質量組成比が 22 mass%付近で極大を取り、混合冷媒 HFC-32/HFO-1234yf の温度すべりは HFC-32 の質量組成比が 15 mass%付近で極大を取る。

また、本論文において、本文中または表中に記されている HFC-32, HFO-1234ze(E), HFO-1234yf, HFO-1123, および HFC-32/HFO-1123(42/58 mass%)などは、図中では簡略化のため、それぞれ R32, ze, yf, 1123, 32/1123(42/58)などと表記している。

表 2.8 試験冷媒とその GWP 値

試験冷媒	組成比	GWP*
R410A	—	1924
HFC-32	—	677
HFC-32//HFO-1234ze(E)	42/58 mass%	285
HFC-32/HFO-1234yf	42/58 mass%	285
HFC-32/HFO-1123	58/42 mass%	393
	46/54 mass%	312
	42/58 mass%	285

* : IPCC 5th report

表 2.9.1 試験冷媒の基本物性

	R410A	HFC-32	HFC-32/ HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)	HFC-32/ HFO-1234yf (42/58 mass%)
化学式	—	CH ₂ F ₂	—	—
分子量	72.6	52.0	76.0	76.0
標準沸点[°C]	-51.4	-51.7	-46.4	-48.6
臨界温度[°C]	71.3	78.1	95.4	80.4
臨界圧力[MPa]	4.90	5.78	5.46	4.79
臨界密度[kg/m ³]	459.1	424.0	443.8	496.2
飽和圧力*[MPa]	1.45	1.47	0.97	1.16
蒸発潜熱*[kJ/kg]	194	281	223	199
液密度*[kg/m ³]	1083	981	1091	1033
蒸気密度*[kg/m ³]	56.8	40.9	31.1	42.7
気液密度比*[-]	19.1	24.0	35.1	24.2
体積能力*[MJ/m ³]	11.1	11.5	8.00	9.06
露点沸点温度差*[K]	0.12	—	9.7	4.3
液定圧比熱* [kJ/(kg·K)]	1.66	1.89	1.57	1.62
蒸気定圧比熱* [kJ/(kg·K)]	1.36	1.51	1.09	1.20
液粘度*[μPa·s]	125.9	120.3	150.7	127.7
蒸気粘度*[μPa·s]	13.4	12.5	12.8	12.1
液熱伝導率* [mW/(m·K)]	91.8	135.7	101.0	90.6
蒸気熱伝導率* [mW/(m·K)]	14.6	14.2	13.5	14.0
毒性	無	無	無	無
可燃性	無	微燃	(微燃)	(微燃)
ODP	0	0	0	0
GWP ₁₀₀	1924	677	285	285

* : バルク温度 20°C

表 2.9.2 試験冷媒の基本物性

	HFC-32/HFO-1123		
	58/42 mass%	46/54 mass%	42/58 mass%
化学式	—		
分子量	61.4	64.8	66.0
標準沸点[°C]	-57.2	-58.1	-58.4
臨界温度[°C]	67.6	64.7	63.8
臨界圧力[MPa]	5.28	5.11	5.05
臨界密度[kg/m ³]	439.7	446.9	455.1
飽和圧力*[MPa]	1.73	1.80	1.82
蒸発潜熱*[kJ/kg]	215	197	192
液密度*[kg/m ³]	992	996	997
蒸気密度*[kg/m ³]	58.4	65.3	67.7
気液密度比*[-]	17.0	15.3	14.7
体積能力*[MJ/m ³]	12.7	13.0	13.1
露点沸点温度差*[K]	0.90	0.60	0.49
液定圧比熱* [kJ/(kg·K)]	1.83	1.81	1.81
蒸気定圧比熱* [kJ/(kg·K)]	1.48	1.48	1.47
液粘度*[μPa·s]	—**	—**	—**
蒸気粘度*[μPa·s]	—**	—**	—**
液熱伝導率* [mW/(m·K)]	—**	—**	—**
蒸気熱伝導率* [mW/(m·K)]	—**	—**	—**
毒性	(微毒)	(微毒)	(微毒)
可燃性	(微燃)	(微燃)	(微燃)
ODP	0	0	0
GWP ₁₀₀	393	312	285

* : バルク温度 20°C

** : データ無し

表 2.10 試験冷媒を構成する HFO 系冷媒 3 種類の基本物性

	HFO-1234ze(E)	HFO-1234yf	HFO-1123
化学式	$\text{CF}_3\text{CH}=\text{CFH}$	$\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$	$\text{CF}_2=\text{CHF}$
分子量	114.0	114.0	82.0
標準沸点[°C]	-19.0	-29.5	-59.1
臨界温度[°C]	109.4	94.7	58.6
臨界圧力[MPa]	3.63	3.38	4.54
臨界密度[kg/m ³]	489.2	475.6	492.2
飽和圧力*[MPa]	0.43	0.59	1.87
蒸発潜熱*[kJ/kg]	171	149	144
液密度*[kg/m ³]	1179	1110	1033
蒸気密度*[kg/m ³]	22.6	32.8	88.7
気液密度比*[-]	52.2	33.8	11.6
体積能力*[MJ/m ³]	3.86	4.90	12.8
露点沸点温度差*[K]	—	—	—
液定圧比熱* [kJ/(kg·K)]	1.37	1.37	1.69
蒸気定圧比熱* [kJ/(kg·K)]	0.95	1.02	1.34
液粘度*[μPa·s]	211.5	163.7	—**
蒸気粘度*[μPa·s]	12.0	10.9	—**
液熱伝導率* [mW/(m·K)]	75.9	65.1	—**
蒸気熱伝導率* [mW/(m·K)]	13.2	13.4	—**
毒性	無	無	微毒
可燃性	微燃	微燃	微燃
ODP	0	0	0
GWP ₁₀₀	<1	<1	<1

* : バルク温度 20°C

** : データ無し

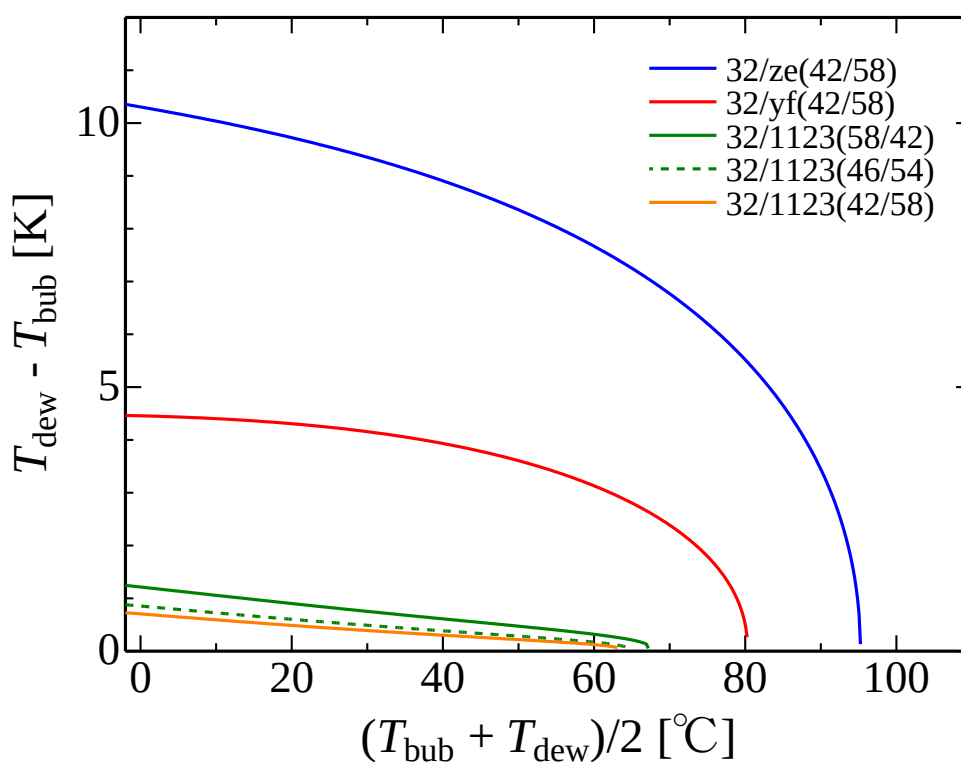


図 2.6 露点沸点平均温度に対する試験で使用した非共沸混合冷媒の温度すべり変化

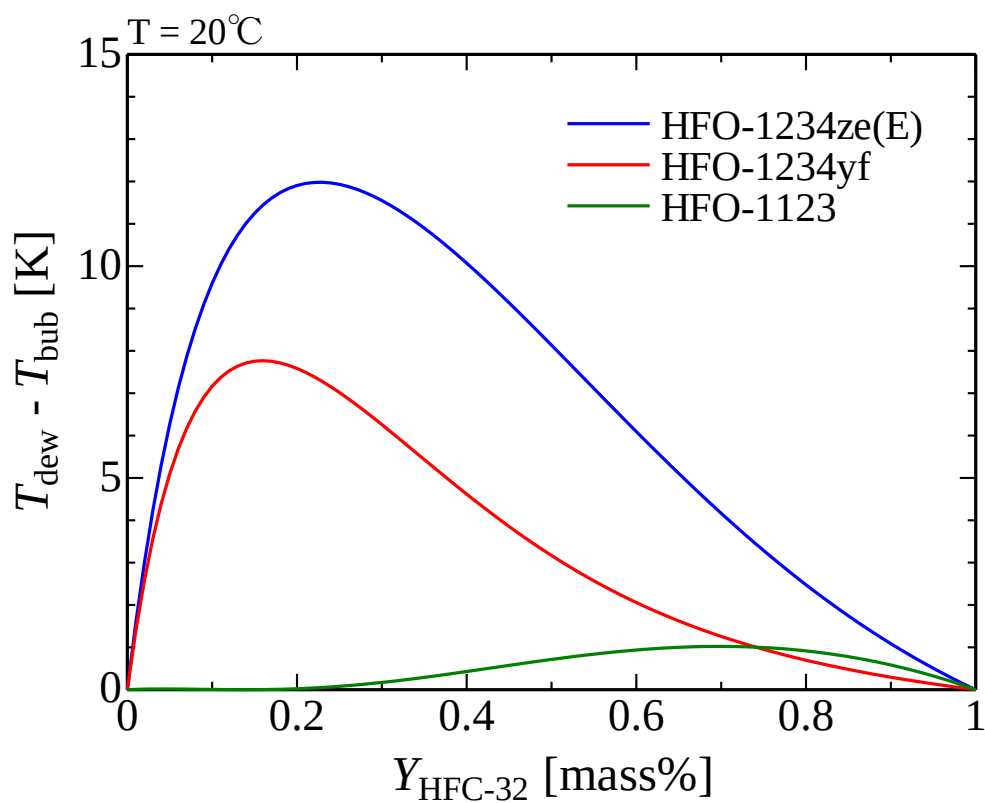


図 2.7 HFC-32 の質量組成比に対する非共沸 2 成分混合冷媒の温度すべり変化

2.3.2 実験条件

表 2.11 に，第 2.3.1 項で示した各冷媒における評価実験の実験条件を示す．暖房能力は凝縮器熱源水の受熱量より算出し，1.6kW から 2.6kW まで 0.2kW ごとに計 6 点，冷房能力は蒸発器熱源水の放熱量より算出し，1.4kW から 2.4kW まで 0.2kW ごとに計 6 点で実験を行った．過熱度はいずれの条件においても蒸発器出口の値であり，4 (±1)[K]に設定した．非共沸混合冷媒の場合，上記した値はいずれもガスクロマトグラフにより測定された冷媒の循環組成をもとに算出している．

表 2.11 実験条件

	熱源水温度 [°C]		熱交換量[kW]	過熱度 [K]
	凝縮器側	蒸発器側		
暖房条件 1	20 → 30	15 → 9	1.6 to 2.6	4 (±1)
暖房条件 2	20 → 45	15 → 9	1.6 to 2.6	
冷房条件	30 → 45	20 → 10	1.4 to 1.4	

2.3.4 実験方法および実験手順

実験は以下の手順で行った。まず、新たな実験を始めるときの手順を以下に記述する。

- ① 冷媒を装置内に充填する前に、実験装置内の真空引きを十分に行う。
真空後、圧縮機内にある冷凍機油に溶け込んだ冷媒が蒸発し圧力が上昇する場合があるので、真空引きを何度か行う。
- ② 実験装置内に冷媒を充填する場合には、低圧側（蒸発器入口）の冷媒充填用ポートより行う。まず、冷媒ボトルと充填用ポートを充填用ホースで繋いだ後、ホース内およびホース接続部（冷媒ボトル出入口から冷媒充填用ポート出入口までの間）の真空引きを約5分間行う。次に、冷媒ボトルのバルブを開けホース内を冷媒で満たし、充填ホースに接続している圧力計に表示される冷媒ボトル内の圧力が、実験装置内の圧力よりも高いことを確認する。この圧力の大小関係が逆転すると、冷媒が実験装置内に流れなくなるか、もしくは逆流が起きる。もし冷媒ボトル内圧力よりも実験装置内の圧力が高い場合もしくはあまり差がない場合、恒温槽の水の温度を外気温度以下に設定し循環させ、実験装置内の圧力を十分に下げた後に充填を行う。以上の準備が整った後、実験装置の冷媒充填用ポートのバルブを開いて冷媒を液状態で充填していく。
- ③ R410A, HFC-32 および HFC-32/HFO-1123 はボトルより直接充填を行い、混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf は第 2.3.1 項に記述したように予め調整した容器より充填した。充填を行う際は、ボトルあるいは逆さにした容器をデジタル台はかり（Max 31kg, Min 5g）に乗せて重量を測定し、充填前後の重量の差分を充填した量とする。また、サイフォン管式ボトルの場合、その中身が混合冷媒の際には次のような点に気を付ける必要がある。サイフォン管はボトル内に設けられたストローのようなもので、一般に冷媒を大量充填する場合に、ボトルを逆さにせずに冷媒を液状態で充填できる非常に便利なものである。しかし、冷媒を少量もしくは非常にゆっくりと充填する場合には、サイフォン管内上部の気化した部分しか充填できずに、結果蒸気状態でしか充填できないという問題が生じてしまう。沸点差のある混合冷媒の場合、液状態および蒸気状態でそれぞれ組成が異なるため、狙った組成とは異なった組成で充填してしまうことになり大変問題である。また、ガスクロマトグラフの検量線を作成する際、ボトル内の冷媒のサンプリングにおいて異なった組成を採取してしまうことは、大変な誤解を招き致命的である。したがって、サイフォン管式ボトル

内に装填された混合冷媒を扱う際には、次の 3 点に注意が必要である。

i. 真空引き後の空っぽの装置内に一番初めに冷媒を多量に充填する際は、ボトルの口を上向きにした状態でボトルを置いて充填すると液状態で充填される。

ii. 装置内に追加で充填する際、冷媒を 20g～50g と比較的少量しか充填しない場合は、ボトルを逆さにし、ボトルの口が下になった状態で充填を行うと液状態で充填される。

iii. ガスクロマトグラフの検量線を作成またはボトル内の組成を確認することを目的に、ボトル内の冷媒をサンプリングする場合、大抵の場合サンプリングする冷媒の量は少量なので、ボトルを逆さにしボトルの口が下になった状態でサンプリングを行うと液状態でサンプルを採取できる。

- ④ 冷媒充填後、凝縮器および蒸発器に流れる熱源水の温度を設定し、実験装置へ供給し流量を調整する。また、電子膨張弁を全閉し、0 設定を行った後にある程度パルス（開度）を上げる。
- ⑤ 圧縮機のインバータの電源を入れ、しばらく暖機を行う（1800rpm で 3～5 分）。
- ⑥ 設定した実験条件になるように、圧縮機の周波数、電子膨張弁のパルス、および熱源水の流量を調整する。もしこのときにしばらく実験装置を動かしていても冷媒流量が安定しない場合は、冷媒の充填量不足が考えられる。そのときは冷媒を追加充填する。
- ⑦ 冷媒流量が安定し、設定した実験条件で各測定値が定常になったことを確認した後、温度および圧力の計測を 3 分間行う。またそれと並行して、インバータと圧縮機への投入電力および圧縮機の周波数を記録した。

装置には *COP* が最大となる冷媒の最適充填量が存在するため、暖房条件 1、暖房条件 2 および冷房条件のすべての条件において、冷媒充填量を少量ずつ増加させて実験を行った。次に、冷媒を追加充填して実験を始める際の手順を以下に記述する。

- ①' ②と同様にホース内およびホース接続部の真空引きを約 5 分間行った。その後、ボトルの口を開けホース内を冷媒で満たし、ボトル内の圧力が実験装置内の圧力よりも高いことを確認した後、追加充填する。もし冷媒ボトル内圧力よりも実験装置内の圧力が高い場合もしくはあまり差がない場合、恒温槽の水の温度を外気温度以下に設定し循環させ、実験装置内の圧力を十分に下げた後に充填を行う。なお、HFC-32 などの純冷媒であれば、ホース内が冷媒で満たされている場合、ホース内を真空にすること

なくそのまま充填してよい。

- ②' 追加充填する量は目安として約 20g ずつである。しかし、*COP* が最大となる最適充填量までまだ余裕があると判断できる場合は 30g～40g ずつ充填することもある。
- ③' 充填後、④～⑦と同様に、目的の条件に合わせる。

非共沸混合冷媒の実験においては、装置内を流れる冷媒の循環組成が重要になってくるため、おもに実験開始時に、循環組成の測定（第 2.2.4 項参照）のためのサンプリングを行う。一度にサンプルする量は非常に少量であるが、実験の回数が多いため、サンプルした量を毎度測定し装置内の充填量の更新を行う必要がある。方法としては、サンプリング前後でベッセルの重量を測定し、その差分を記録し充填量の更新を行う。

2.4 実験データの整理方法

本研究における冷媒および熱源水（水）の物性値は REFPROP Ver.9.1^[15]を用いて推算した．また，第 2.3.1 項に記述したように，混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E) および HFC-32/HFO-1234yf の計算は Akasaka らによって提案された HFC-32/HFO-1234ze(E) および HFC-32/HFO-1234yf に対する多流体混合モデル^[16]を，混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の計算は同じく Akasaka らによって提案された HFO-1123 のヘルムホルツ型状態方程式^[17]および HFC-32/HFO-1123 に対する多流体混合モデル^[18]を，それぞれ REFPROP Ver.9.1 に組み込んで計算した．

2.4.1 圧縮機諸効率の算出

圧縮機の運転性能を評価するために，断熱圧縮効率 η_{adi} ，圧縮機の機械効率 η_{M} およびインバータ効率 η_{INV} それぞれの値を式(2.1)，(2.2)および(2.3)から算出する．そして前述 3 つの効率の積で表される式(2.4)で示す総合効率 η_{all} を定義して評価を行った．また，体積効率 η_{vol} を式(2.5)により算出し，合わせて評価を行った．体積効率とは圧縮機のピストン押し のけ量に対する実際の吸込量の比のことである．

$$\eta_{\text{adi}} = \frac{h_{\text{d,ideal}} - h_{\text{s}}}{h_{\text{d}} - h_{\text{s}}} \quad (2.1)$$

$$\eta_{\text{M}} = \frac{m_{\text{R}}(h_{\text{d}} - h_{\text{s}})}{E_{\text{COMPR}}} \quad (2.2)$$

$$\eta_{\text{INV}} = \frac{E_{\text{COMPR}}}{E_{\text{INV}}} \quad (2.3)$$

$$\eta_{\text{all}} = \eta_{\text{adi}} \eta_{\text{M}} \eta_{\text{INV}} \quad (2.4)$$

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{m_{\text{R}}}{\rho_{\text{R,s}} N v_{\text{COMPR}}} \quad (2.5)$$

ここで， h_{d} および h_{s} はそれぞれ圧縮機出入口の冷媒比エンタルピーであり， $h_{\text{d,ideal}}$ は等エントロピー圧縮時における理想的な圧縮機出口の冷媒比エンタルピー， m_{R} は冷媒の質量流量， E_{COMPR} および E_{INV} はそれぞれ圧縮機およびインバータへの実際の投入電力である．また， $\rho_{\text{R,s}}$ は圧縮機入口の冷媒密度， N は圧縮機回転数， v_{COMPR} は圧縮機シリンダ容積である．

2.4.2 暖房能力および冷房能力の算出

暖房能力（凝縮器熱負荷） $Q_{W,COND}$ および冷房能力（蒸発器熱負荷） $Q_{W,EVA}$ は熱源水側の収支に関する式(2.6)および(2.7)によりそれぞれ求められる。

$$Q_{W,COND} = m_{W,COND} C_{p,W,COND} (T_{W,COND,out} - T_{W,COND,in}) + Q_{LOSS} \quad (2.6)$$

$$Q_{W,EVA} = m_{W,EVA} C_{p,W,EVA} (T_{W,EVA,in} - T_{W,EVA,out}) + Q_{LOSS} \quad (2.7)$$

ここで、 $m_{W,COND}$ および $m_{W,EVA}$ はそれぞれ凝縮器側および蒸発器側の熱源水における質量流量であり、測定された体積流量に熱源水の熱交換器入口密度をかけることにより算出している。 $C_{p,W,COND}$ および $C_{p,W,EVA}$ はそれぞれ凝縮器側および蒸発器側の熱源水における平均定圧比熱であり、 $T_{W,COND,out}$ 、 $T_{W,COND,in}$ 、 $T_{W,EVA,out}$ および $T_{W,EVA,in}$ は凝縮器側の熱源水出入口および蒸発器側の熱源水出入口における温度である。 Q_{LOSS} は熱源水と外気との温度差により発生する熱損失であり、実験前段階として事前に検定を行い補正している。なお、熱損失検定方法は付録 D に示す。

また、暖房能力 $Q_{R,COND}$ および冷房能力 $Q_{R,EVA}$ は冷媒側の熱収支に関する式(2.8)および(2.9)からそれぞれ求めることができる。

$$Q_{R,COND} = m_R (h_{R,COND,in} - h_{R,COND,out}) \quad (2.8)$$

$$Q_{R,EVA} = m_R (h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in}) \quad (2.9)$$

ここで、 m_R はそれぞれ冷媒質量流量であり、 $h_{R,COND,out}$ 、 $h_{R,COND,in}$ 、 $h_{R,EVA,out}$ および $h_{R,EVA,in}$ は凝縮器出入口および蒸発器出入口における冷媒比エンタルピーである。

ここで示した暖房能力 $Q_{W,COND}$ および $Q_{R,COND}$ 、また冷房能力 $Q_{W,EVA}$ および $Q_{R,EVA}$ は、それぞれ理論的には同じ値となるはずである。しかし、外気温の影響や物性値の違いにより若干差異が生じる。これについては第 3.1.1 項で扱うことにする。

2.4.3 成績係数の算出

システム全体における暖房条件の成績係数 $COP_{h,system}$ および冷房条件の成績係数 $COP_{c,system}$ はそれぞれ式(2.10)および(2.11)により求める。

$$COP_{h,system} = \frac{Q_{W,COND}}{E_{INV}} \quad (2.10)$$

$$COP_{c,system} = \frac{Q_{W,EVA}}{E_{INV}} \quad (2.11)$$

ここで、 E_{INV} はインバータ投入電力である。システム全体における成績係数は、熱負荷（熱源水側から算出）をインバータ投入電力で除して算出している。

サイクルにおける暖房条件の成績係数 $COP_{h,cycle}$ および冷房条件の成績係数 $COP_{c,cycle}$ はそれぞれ式(2.12)および(2.13)により求める。

$$COP_{h,cycle} = \frac{Q_{R,COND}}{m_R(h_d - h_s)} = \frac{COP_{h,system}}{\eta_{INV} \cdot \eta_M} * \frac{Q_{R,COND}}{Q_{W,COND}} \quad (2.12)$$

$$COP_{c,cycle} = \frac{Q_{R,EVA}}{m_R(h_d - h_s)} = \frac{COP_{c,system}}{\eta_{INV} \cdot \eta_M} * \frac{Q_{R,EVA}}{Q_{W,EVA}} \quad (2.13)$$

サイクルにおける成績係数は熱負荷（冷媒側から算出）を冷媒圧縮仕事で除して算出している。ここで、 h_d は圧縮機吐出における冷媒比エンタルピー、 h_s は圧縮機吸込における冷媒比エンタルピーである。なお、冷媒圧縮仕事はインバータおよび圧縮機での損失の影響を除いた作動流体に投入した仕事量なので、システム全体における成績係数をインバータ効率および圧縮機の機械効率、ヒートバランスで除しても算出できる。

また、サイクルにおける成績係数において、圧縮過程が等エントロピー変化と仮定した暖房条件の理想成績係数および冷房条件の理想成績係数は式(2.14)、(2.15)により求める。

$$COP_{h,ideal} = \frac{h_{R,COND,in,ideal} - h_{R,COND,out}}{h_{d,ideal} - h_s} \quad (2.14)$$

$$COP_{c,ideal} = \frac{h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in}}{h_{d,ideal} - h_s} \quad (2.15)$$

ここで、 $h_{R,COND,in,ideal}$ は凝縮器入口の理想冷媒比エンタルピーであり、 $h_{d,ideal}$ は圧縮機出口の理想冷媒比エンタルピーである。暖房条件における圧縮機での損失を無視した成績係数の算出にあたって、断熱圧縮効率で表される損失は熱として冷媒に吸収され暖房能力に加味されるとしている。

2.4.4 熱交換器内の温度分布の算出

凝縮器および蒸発器内部の温度分布より冷媒と熱源水の温度差を考察するために、 T - Q 線図を用いた。図 2.8 に熱交換器内の温度分布を T - Q 線図の概略図で示す。図において上の高温側が凝縮器、下の低温側が蒸発器における冷媒および熱源水の温度分布である。本研究で用いた熱交換器は対向流型熱交換器であるため、冷媒および熱源水は図の矢印の向きに流れる。

凝縮器側において、冷媒は 1-2 区間では蒸気単相、2-3 区間では気液二相、3-4 区間では液単相として取り扱う。本研究では冷媒および熱源水は凝縮器の出入口において圧力および温度を測定しているので、凝縮器内部の温度は計算より推定する。計算方法は以下の通りである。

熱交換器内温度の計算方法

1. 測定した冷媒の圧力および温度により出入口における冷媒の比エンタルピーおよび比エントロピーを算出する。
2. 出入口の圧力および比エンタルピーを 100 等分し、凝縮器内部の圧力および比エンタルピーを算出する。その際、冷媒の圧力変化は比エンタルピー変化に比例すると仮定し算出する。
3. 算出した凝縮器内部の圧力および比エンタルピーより、温度を算出する。
4. 同様に凝縮器内部の熱源水の比エンタルピーおよび温度を算出する。その際、熱源水の圧力は大気圧（=101.325kPa）で一定とする。
5. 算出した比エンタルピーおよび冷媒流量により、凝縮器内部の熱負荷を計算する。

蒸発器側において、冷媒は 5-6 区間では気液二相、6-7 区間では蒸気単相として取り扱う。本研究では蒸発器出口において温度を測定しており、蒸発器入口では圧力および膨張弁入口の比エンタルピー値より温度を算出している。したがって、凝縮器と同様の計算方法により、蒸発器内部の温度および熱負荷を算出する。

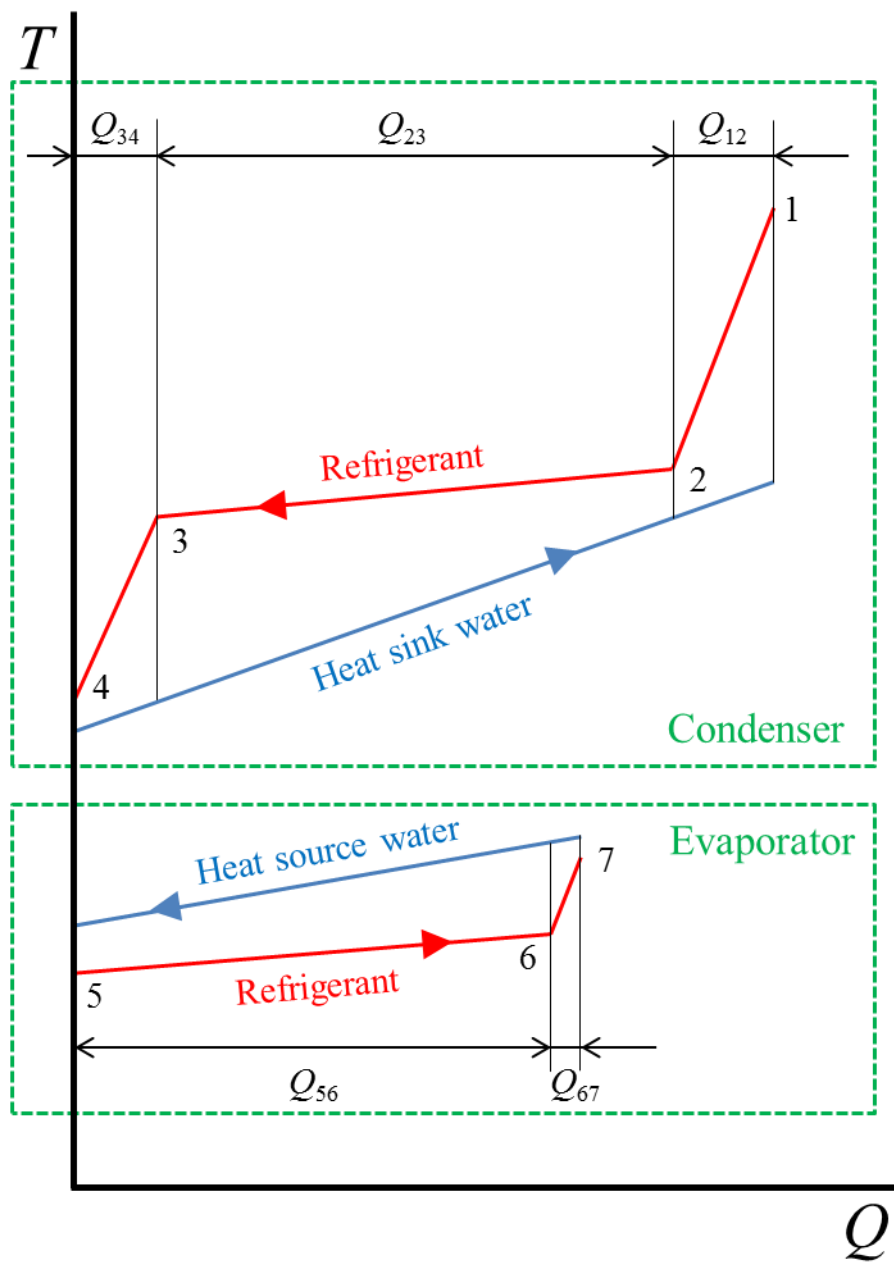


図 2.8 熱交換器内の温度分布

2.4.5 不可逆損失の算出

サイクルでの単位質量当たりの全不可逆損失 $L_{\text{all, cycle}}$ は式(2.16)に示す通り、凝縮器、蒸発器、膨張弁および圧縮機の 4 つの主要素機器における不可逆損失に、接続配管部における不可逆損失および圧力損失による不可逆損失を加えたすべての和で表される。図 2.9 に主要素機器における不可逆損失の概略図を示す。凝縮器における不可逆損失 L_{COND} は式(2.17)に示すように微小区間に分割し、微小な台形の連続として算出する。その際の冷媒および熱源水の温度は第 2.4.4 項と同様の方法で算出し、冷媒の比エントロピーは冷媒の圧力および比エンタルピーより算出する。蒸発器における不可逆損失 L_{EVA} は式(2.18)により、凝縮器における不可逆損失と同様に算出する。膨張弁および圧縮機における不可逆損失 L_{EXP} および L_{COMPR} は、膨張および圧縮過程を T - s 線図上で線形とみなし、台形として算出する（式(2.19)および式(2.20)）。また、図中央部の損失に囲まれた区間を L_{base} と定義し、不可逆損失計算の妥当性を検証する際に用いた。

$$L_{\text{all, cycle}} = L_{\text{COND}} + L_{\text{EVA}} + L_{\text{EXP}} + L_{\text{COMPR}} + L_{\text{PIPE}} + L_{\text{P.D.}} \quad (2.16)$$

$$L_{\text{COND}} = m_{\text{R}} L'_{\text{COND}} = \sum_{i=1}^{100} \left[\left\{ (T_{\text{R},i-1} - T_{\text{W},i-1}) + (T_{\text{R},i} - T_{\text{W},i}) \right\} \times \Delta s_i / 2 \right] \times m_{\text{R}} \quad (2.17)$$

$$L_{\text{EVA}} = m_{\text{R}} L'_{\text{EVA}} = \sum_{i=1}^{100} \left[\left\{ (T_{\text{W},i-1} - T_{\text{R},i-1}) + (T_{\text{W},i} - T_{\text{R},i}) \right\} \times \Delta s_i / 2 \right] \times m_{\text{R}} \quad (2.18)$$

$$L_{\text{EXP}} = m_{\text{R}} L'_{\text{EXP}} = (T_{\text{R,EVA,in}} + T_{\text{R,EVA,out}}) \times (s_{\text{R,EVA,out}} - s_{\text{R,EVA,in}}) / 2 \times m_{\text{R}} \quad (2.19)$$

$$L_{\text{COMPR}} = m_{\text{R}} L'_{\text{COMPR}} = (T_{\text{R,COMPR,in}} + T_{\text{R,COMPR,out}}) \times (s_{\text{R,COMPR,out}} - s_{\text{R,COMPR,in}}) / 2 \times m_{\text{R}} \quad (2.20)$$

図 2.10 に圧力損失による不可逆損失の概略図を示す．実線は実際のサイクル運転における T - s 線図を示し，破線は圧力損失のない理想的なサイクル運転における T - s 線図を示す．実線と破線に囲まれた色のついた箇所を圧力損失による不可逆損失 $L_{P.D.}$ として算出する．算出は主要素機器における不可逆損失と同様に，凝縮器，蒸発器，膨張弁，圧縮機および接続配管部に分けて算出した．凝縮器および蒸発器における圧力損失による不可逆損失 $L_{P.D.,COND}$ および $L_{P.D.,EVA}$ は，式(2.22)および(2.23)に示すように凝縮器および蒸発器での主要素機器における不可逆損失と同様に分割し，微小な四角形の連続して計算を行う．膨張過程における圧力損失の影響を受けて生じる不可逆損失 $L_{P.D.,EXP_1}$ および $L_{P.D.,EXP_2}$ は式(2.24)および(2.25)に示すように，台形とみなし算出する．

$$L_{P.D.} = L_{P.D.,COND} + L_{P.D.,EVA} + L_{P.D.,EXP_1} + L_{P.D.,EXP_2} + L_{P.D.,LOSS} \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} L_{P.D.,COND} &= m_R L'_{P.D.,COND} \\ &= \sum_{i=1}^n \left[\left\{ (s_{R,i-1} - s_{R,ideal,i}) \times (T_{R,ideal,i-1} - T_{R,i}) + (s_{R,ideal,i-1} - s_{R,i}) \times (T_{R,ideal,i} - T_{R,i-1}) \right\} / 2 \right] \times m_R \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} L_{P.D.,EVA} &= m_R L'_{P.D.,EVA} \\ &= \sum_{i=1}^n \left[\left\{ (s_{R,i-1} - s_{R,ideal,i}) \times (T_{R,ideal,i-1} - T_{R,i}) + (s_{R,ideal,i-1} - s_{R,i}) \times (T_{R,ideal,i} - T_{R,i-1}) \right\} / 2 \right] \times m_R \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} L_{P.D.,EXP_1} &= m_R L'_{P.D.,EXP_1} \\ &= (T_{R,EXP,in} + T_{R,EXP,in,ideal}) \times (s_{R,EXP,in} - s_{R,EXP,in,ideal}) / 2 \times m_R \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} L_{P.D.,EXP_2} &= m_R L'_{P.D.,EXP_2} \\ &= (T_{R,EXP,out} + T_{R,EXP,out,ideal}) \times (s_{R,EXP,out} - s_{R,EXP,out,ideal}) / 2 \times m_R \end{aligned} \quad (2.25)$$

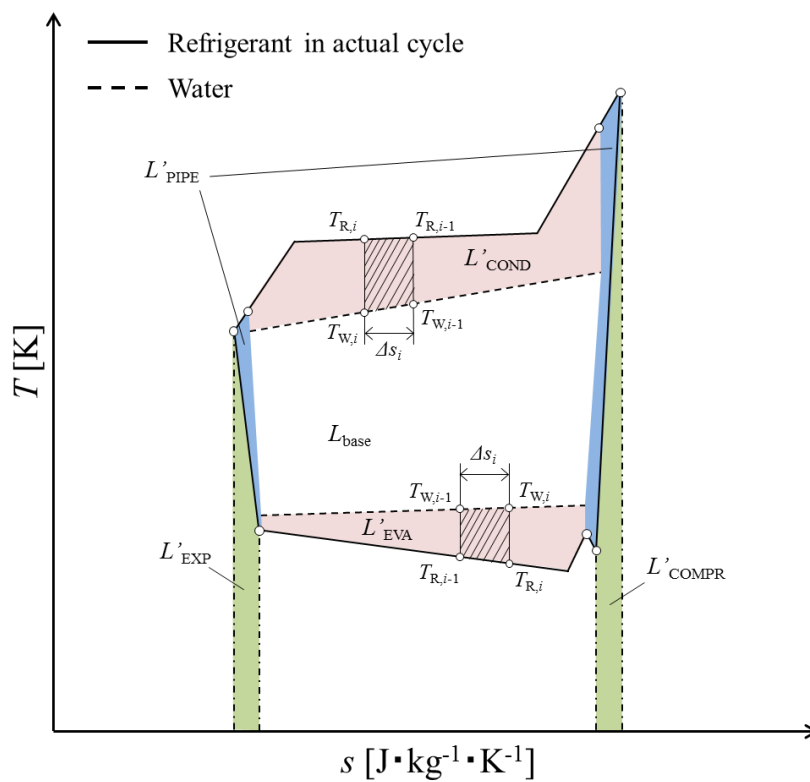


図 2.9 主要素機器における不可逆損失の概略

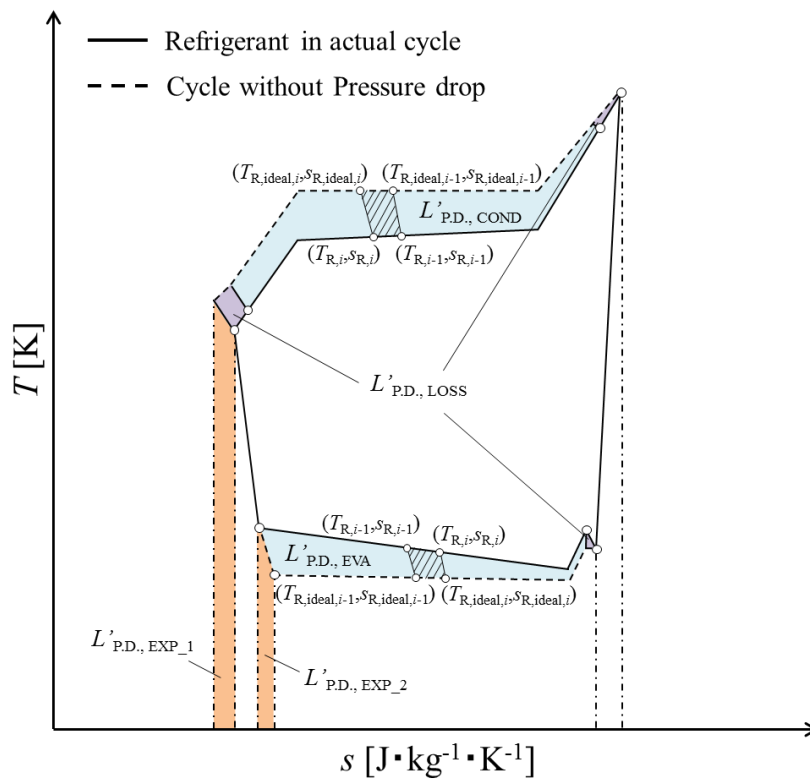


図 2.10 圧力損失による不可逆損失の概略

サイクルにおける全不可逆損失 $L_{\text{all, cycle}}$ に, 圧縮機機械損失 L_{M} およびインバータ損失 L_{INV} を加えた損失をシステムにおける全不可逆損失 $L_{\text{all, system}}$ とし, それぞれ式(2.26), (2.27)および(2.28)で表される.

$$L_{\text{M}} = E_{\text{COMPR}} - W_{\text{cycle}} \quad (2.26)$$

$$L_{\text{INV}} = E_{\text{INV}} - E_{\text{COMPR}} \quad (2.27)$$

$$L_{\text{all, system}} = L_{\text{COND}} + L_{\text{EVA}} + L_{\text{EXP}} + L_{\text{COMPR}} + L_{\text{PIPE}} + L_{\text{P.D.}} + L_{\text{M}} + L_{\text{INV}} \quad (2.28)$$

ここで, W_{cycle} は作動流体に投入した圧縮仕事であり, 以下の式(2.29)で表される.

$$W_{\text{cycle}} = m_{\text{R}} (h_{\text{d}} - h_{\text{s}}) \quad (2.29)$$

2.4.6 体積能力の算出

冷媒が単位体積あたりに運搬することのできる熱量として, 体積能力という概念が存在する. 加熱および冷却 (冷凍) の体積能力はそれぞれ以下の式(2.30)および(2.31)で表される.

$$VC_{\text{COND}} = \rho_{\text{s}} \times (h_{\text{R,COND,in}} - h_{\text{R,COND,out}}) \quad (2.30)$$

$$VC_{\text{EVA}} = \rho_{\text{s}} \times (h_{\text{R,EVA,out}} - h_{\text{R,EVA,in}}) \quad (2.31)$$

体積能力は圧縮機入口の冷媒蒸気密度と, 加熱では冷媒の凝縮器出入口の比エンタルピー差, 冷却 (冷凍) では蒸発器出入口の比エンタルピー差との積で表され, 体積能力が大きいほど単位体積あたりに多くの熱量を運搬できるため, 同熱負荷において圧縮機回転数がより小さくなる. また, 体積能力が大きいほど圧縮機の小型化が期待でき, 体積能力はサイクル特性を評価するにあたって重要な要素の一つとなる.

なお, 表 2.9 および表 2.10 中の体積能力の値は, 露点沸点平均温度が 20℃としたときの以下の式(2.32)より求めたものである.

$$VC = \rho_{\text{vap}} \times (h_{\text{vap}} - h_{\text{liq}}) \quad (2.32)$$

第3章 HFC-32を用いたヒートポンプサイクルの基本特性

本章では、主に純冷媒である HFC-32 用いて、冷媒充填量、熱負荷または過熱度の違いによる蒸気圧縮式ヒートポンプシステムの特性の違いを、成績係数、不可逆損失などの基本的サイクル特性から考察していく。また、圧縮機諸効率についても考察していく。

3.1 実験結果および評価方法の妥当性

本節では、実験結果および評価方法の正当性について確認する。なお、本節では全ての冷媒の結果をまとめて議論する。

3.1.1 ヒートバランス

本研究では、第 2.4.2 項で記述した通り、凝縮器熱負荷および蒸発器熱負荷を熱源水側および冷媒側の双方より算出している。そこで、熱源水側および冷媒側より算出した熱負荷の比をヒートバランスと定義し、その整合性を評価した。

図 3.1 に熱交換器におけるヒートバランスの算出結果を示す。この結果は暖房条件 1、暖房条件 2 および冷房条件の全条件における、全熱負荷において測定したすべての冷媒の結果を用いて算出したものである。横軸は凝縮器側でのヒートバランス、縦軸は蒸発器側でのヒートバランスである。ヒートバランスは凝縮器側および蒸発器側ともに概ね-2%～+3%の範囲に収まっており、また、凝縮器側と蒸発器側でのヒートバランスの差は概ね±1%以内となった。以上のことから、ヒートバランスは保たれているといえる。

しかし、実験装置は断熱材によって断熱されているものの、熱源水は外気との熱のやり取りを少なからずしていると考えられる。凝縮器側の水の温度は基本的に外気温よりも高く、熱を外気に放出するため熱源水出入口の温度差が小さくなり、実際の熱交換量は理想的な熱交換量よりも低めに算出されることが考えられる。また、蒸発器側の水の温度は基本的に外気温よりも低く、熱を外気から得るため熱源水出入口の温度差が小さくなり、実際の熱交換量は理想的な熱交換量よりも低めに算出されることが考えられる。以上のことから、熱源水から算出する熱交換量の算出においては、外気による熱源水の熱損失を考慮してはいるが、基本的に、実際の熱交換量は理想的な熱交換量よりも低めに算出されることが考えられ、ヒートバランス Q_w/Q_R は 1 以下になると考えられる。状態方程式がほぼ確立していると考えられる HFC-32 や R410A にはその傾向がみられるが、他の試験冷媒、とくに HFO-1123 を含む混合冷媒においてはその傾向と逆の傾向がみられる。これは状態方程式の不正確さ

により, 冷媒側から算出した熱交換量が低めに算出された結果によるものだと考えられる. このように, HFO-1123 を含んだ混合冷媒の実験結果を解析するにあたって, 状態方程式を用いて求められる物性値を使用した結果には, 状態方程式の不正確さの影響が少なからず存在することを念頭に置いて議論していく必要がある.

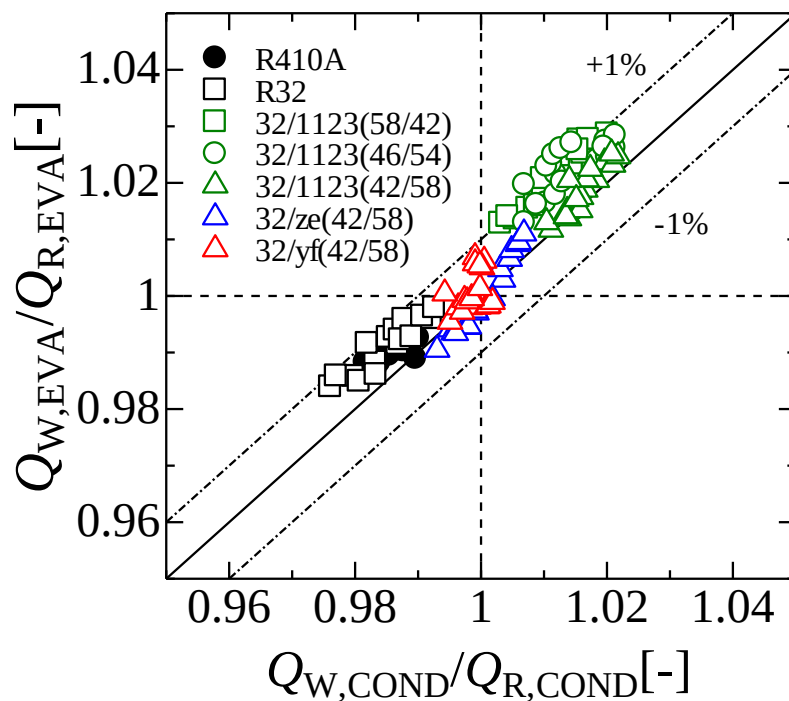


図 3.1 ヒートバランス

3.1.2 不可逆損失評価の妥当性

本研究では第 2.4.5 項で記述した通り，成績係数の理想的サイクルからの性能低下や減少率の差異の要因分析を行うために不可逆損失を算出している．この不可逆損失の妥当性を評価するために，必要最低エネルギー L_{base} およびサイクルにおける全不可逆損失 $L_{\text{all,cycle}}$ の和と，作動流体に投入された圧縮仕事 W_{cycle} の比率を図 3.2 に示す．この図には第 3.1.1 項のヒートバランスと同様に，暖房条件 1, 暖房条件 2 および冷房条件の全条件における，全熱負荷において測定したすべての冷媒の結果を用いた．横軸は作動流体に投入された圧縮仕事 W_{cycle} ，縦軸はその仕事を必要最低エネルギーとサイクルにおける全不可逆損失の和で除した値である．誤差は $\pm 0.1\%$ に収まっており，本論文の試験冷媒を用いた実験における不可逆損失の評価方法は妥当であるといえる．

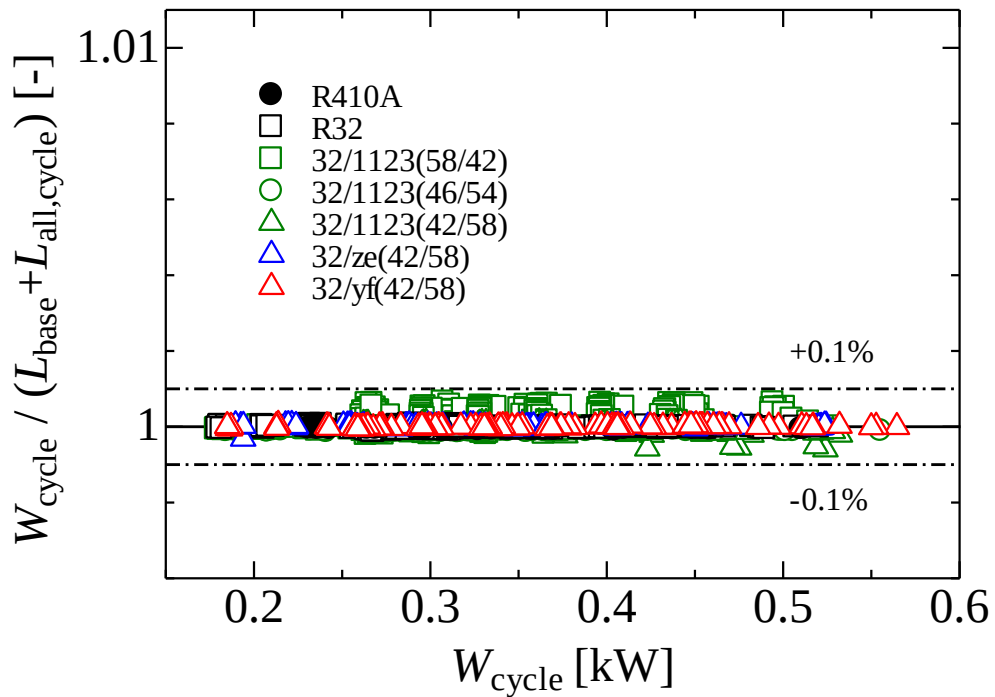


図 3.2 必要最低エネルギーおよび不可逆損失の和と作動流体投入仕事の比率

3.2 冷媒充填量がサイクル特性に及ぼす影響

本節では、純冷媒である HFC-32 の暖房条件 2 の結果を用い、冷媒充填量がサイクル特性にどのような影響を及ぼすか議論する。なお、他の試験冷媒の場合においても、充填量がサイクルの基本特性に及ぼす影響は HFC-32 の場合と同様であるため、その記述は省略する。

3.2.1 過冷度と冷媒充填量の関係

図 3.3 に暖房条件 2 で熱負荷 2.2kW における HFC-32 の過冷度 Sub cool と冷媒充填量 M の関係を示す。図より、HFC-32 の充填量が増加するに従って、過冷度も増加していることがわかる。これは、冷媒充填量が増加した分、凝縮器内における過冷状態の冷媒が増加し、過冷液の占める伝熱面積が増加することによって凝縮器出口における冷媒温度がより熱源水温度に近づいたからである。

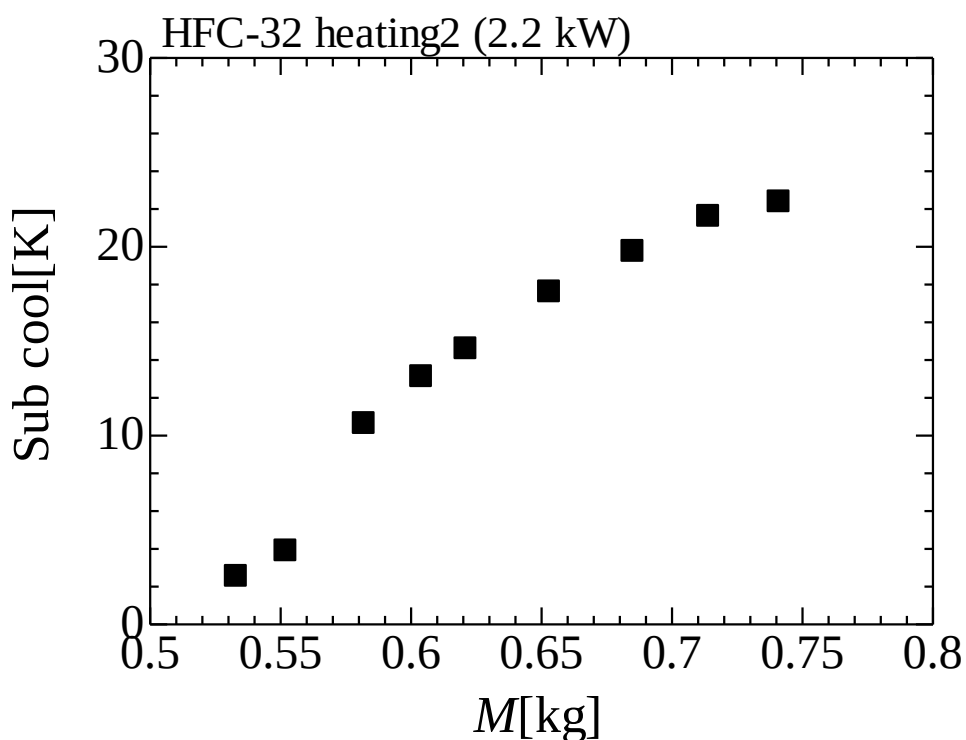


図 3.3 過冷度と冷媒充填量の関係（HFC-32，暖房条件 2，2.2kW）

3.2.2 サイクル成績係数

図 3.4 に、冷媒充填量が 0.53 kg, 0.60 kg, 0.65 kg, 0.69 kg および 0.74 kg の場合の、暖房条件 2 で暖房負荷 2.2 kW のときの HFC-32 のヒートポンプサイクルを P - h 線図に示す。なお、冷媒は図の反時計回りに流れている。

図から、冷媒充填量の増加に伴い過冷度の増加、凝縮圧力の上昇、それに伴った凝縮器出入口および圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加が確認できる。また、過冷度の増加により二相部分の占める伝熱面積が減少したことで、熱負荷を維持するために冷媒と熱源水の温度差が増加し、結果的に凝縮圧力が上昇していることがわかる。凝縮器出入口の比エンタルピー差の増加は、過冷度が増加したことで凝縮器出口の比エンタルピーが増加したからである。さらに、圧縮機出入口の比エンタルピーの増加は、凝縮器圧力の上昇のために圧縮仕事が増加したためだと考えられる。なお、蒸発器側において、凝縮器側と比べ圧力の増減が極端に小さいのは、蒸発器の伝熱面積が十分に大きいため、二相部分での伝熱面積が減少しなかったためだと考えられる。

図 3.5 に HFC-32 の暖房条件 2 で暖房負荷 2.2 kW のときのサイクル成績係数 $COP_{h,cycle}$ と過冷度 Sub cool の関係を示す。図より、過冷度の増加（充填量の増加）に伴い成績係数は上昇し、極大値を示した後に減少していることがわかる。サイクル成績係数は式(2.12)より、凝縮器出入口の比エンタルピー差である暖房能力（この場合は冷媒側の熱収支より算出した熱交換量のことを指す）を圧縮機出入口比エンタルピー差である圧縮仕事で除した値である。したがって、サイクル成績係数が極大値を示すまでは、過冷度（充填量）の増加に伴う暖房能力の増分が、圧縮仕事の増分よりも相対的に大きく、サイクル成績係数は上昇していったと考えられる。一方で、サイクル成績係数が極大値を示した後は、過冷度（充填量）の増加に伴う暖房能力の増分が、圧縮仕事の増分に比して小さく、サイクル成績係数は減少していったと考えられる。したがってサイクル成績係数は、暖房能力と圧縮仕事の増分の兼ね合いにより決まるといえる。

なお、成績係数が極大値を示したときの冷媒充填量を最適充填量とし、図 3.5 中に矢印で示す。第 4 章以降に示す各試験冷媒は主にそれぞれの最適充填量のデータを用いて考察を行っている。

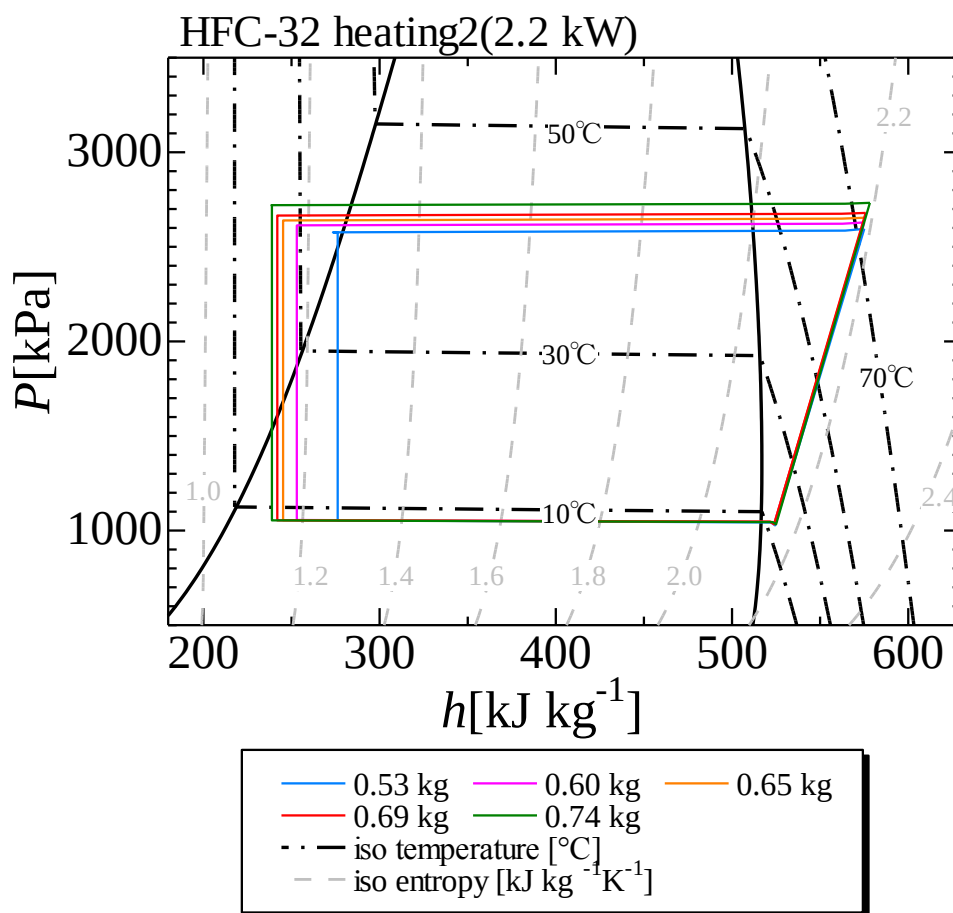


図 3.4 P - h 線図におけるヒートポンプサイクル図 (HFC-32, 暖房条件 2, 2.2kW)

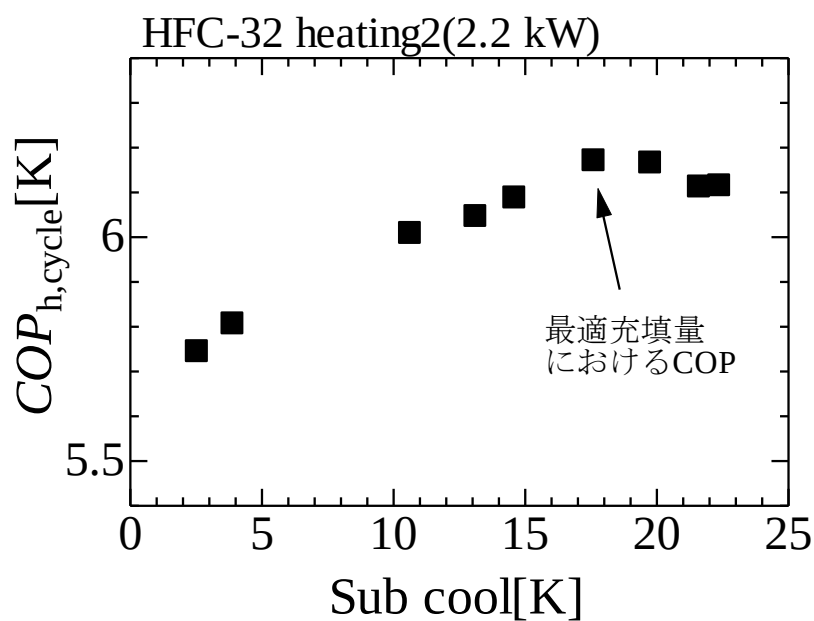
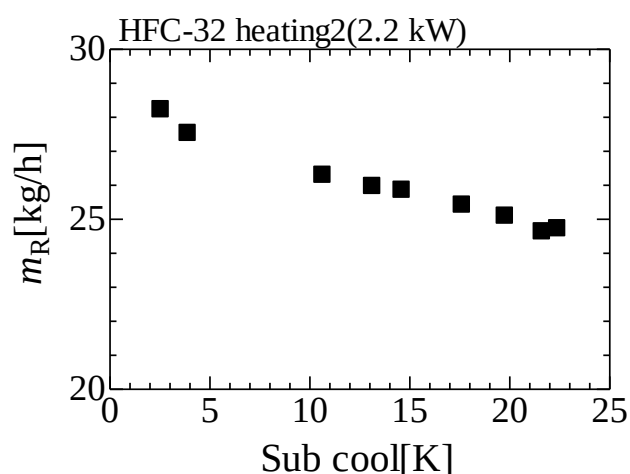


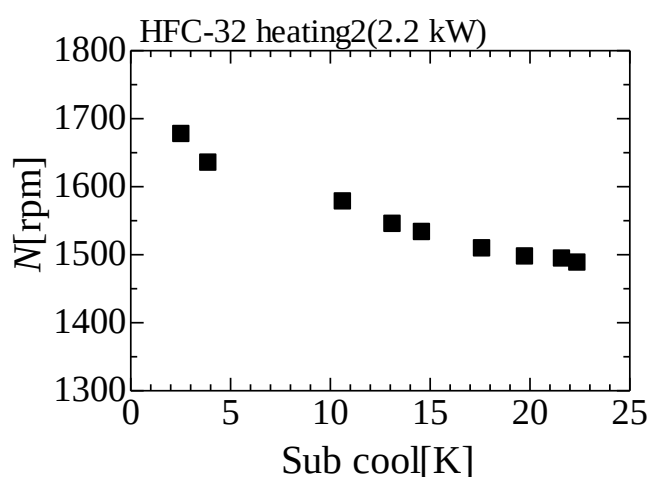
図 3.5 サイクル成績係数と過冷度 (HFC-32, 暖房条件 2, 2.2kW)

3.2.3 冷媒質量流量および圧縮機回転数

図 3.6 に HFC-32 の暖房条件 2 で暖房負荷 2.2 kW のときの冷媒質量流量 m_R と過冷度 Sub cool, および圧縮機回転数 N と過冷度 Sub cool の関係を示す. 図より, 過冷度の増加に伴い冷媒質量流量が減少していることがわかる. 熱負荷を求める式(2.8)および(2.9)より, 熱負荷 (この場合はとくに暖房能力) は冷媒質量流量と凝縮器出入口の比エンタルピー差の積で求められる. つまり, 過冷度の増加に伴う凝縮器出入口の比エンタルピー差の増加 (前項の図 3.4 参照) により, 少ない冷媒質量流量で一定の熱負荷 2.2 kW を確保することができるようになる. したがって, 過冷度が増加すると冷媒質量流量は減少する. また, 冷媒質量流量の減少とともに, 圧縮機回転数も減少する.



(a) 冷媒質量



(b) 圧縮機回転数

図 3.6 冷媒質量流量および圧縮機回転数と過冷度の関係 (HFC-32, 暖房条件 2, 2.2kW)

3.2.4 圧力損失

図 3.7 に HFC-32 の暖房条件 2 で暖房負荷 2.2 kW のときの高圧側（凝縮器側）および低圧側（蒸発器側）の圧力損失 ΔP と過冷度 Sub cool の関係を示す．これら圧力損失は配管部も含んでいる．この図から，高圧側および低圧側の圧力損失は，過冷度の増加に伴い徐々に減少していることがわかる．一般に，圧力損失は摩擦損失，運動量損失および重力によるものであるが，過冷度の増加に伴い冷媒質量流量が減少することで摩擦損失と運動量損失が減少し，それらの和である圧力損失も減少していると考えられる．また，低圧側の圧力損失は高圧側の圧力損失に比べて大きくなっている．これは，低圧側の冷媒圧力が高圧側の冷媒圧力に比べて低いため，低圧側の冷媒蒸気密度が小さく冷媒蒸気速度が大きくなるからである．

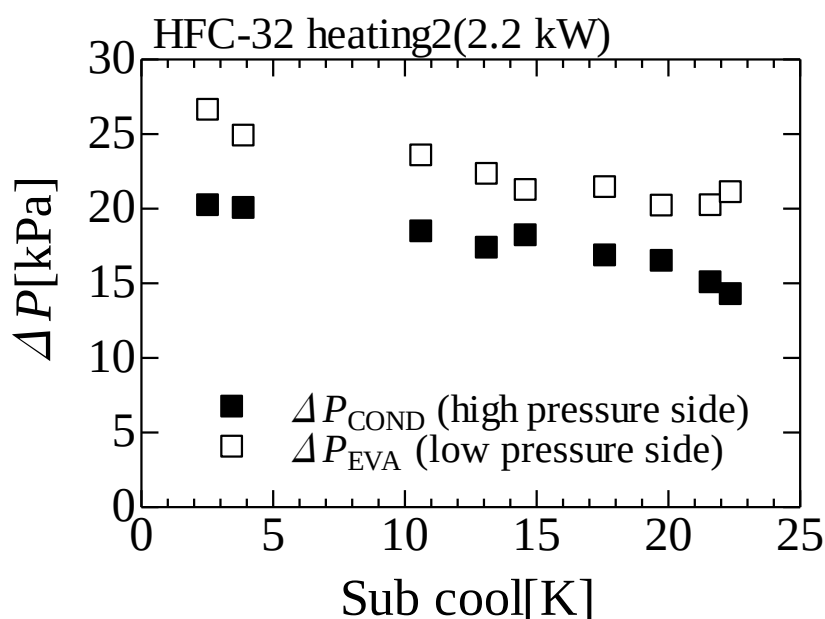


図 3.7 圧力損失と過冷度の関係（HFC-32，暖房条件 2，2.2kW）

3.2.5 圧縮機吐出温度

図 3.8 に HFC-32 の暖房条件 2 で暖房負荷 2.2 kW のときの圧縮機吐出温度 T_d と過冷度 Sub cool の関係を示す．過冷度が 15 K 以下では，圧縮機吐出温度は 85℃ よりもやや小さい値ではほぼ一定となっているが，それ以降では過冷度が増加するにつれて上昇している．これは，圧縮機吐出温度の上昇および下降が，充填量の増加に伴った凝縮圧力の増加と，同じく充填量の増加に伴った質量流量の減少との兼ね合いで決まるからである．充填量の増加によって凝縮圧力が上昇すれば，その分圧縮機出口における比エンタルピーが増加し，圧縮機吐出温度も上昇する．またさらに，充填量の増加によって冷媒の質量流量が減少すると，圧縮機の回転数も減少することになり，圧縮機による発熱量は減少する．そのため，実験条件および冷媒によっては，必ずしも一つの傾向を示さず，充填量の増加に伴い圧縮機吐出温度が減少し，その後上昇する場合もある．

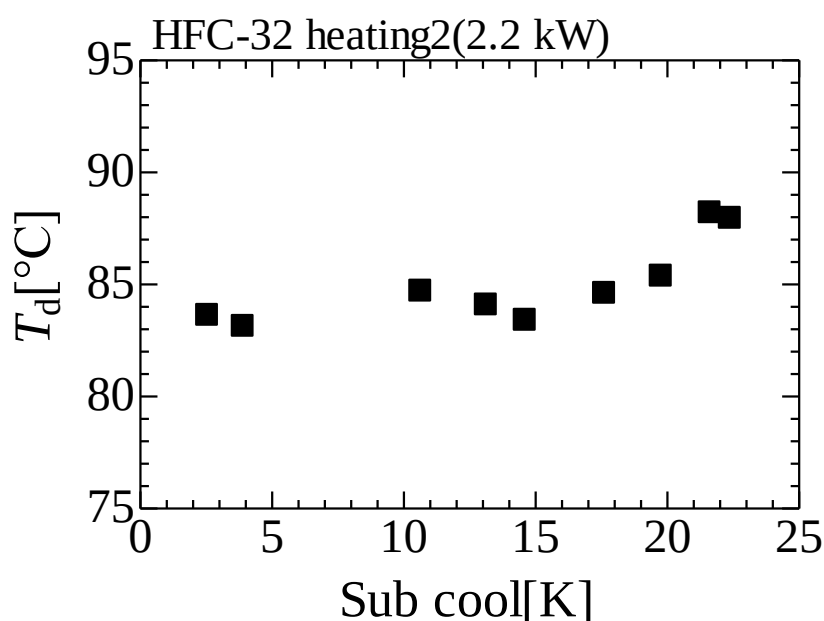


図 3.8 圧縮機吐出温度と過冷度の関係（HFC-32，暖房条件 2，2.2kW）

3.2.6 熱交換器内温度分布

図 3.9 に HFC-32 の暖房条件 2 で暖房負荷 2.2 kW のときの凝縮器および蒸発器における熱交換器内の温度分布を充填量別に示す．実線が冷媒，破線が熱源水を表しており，図中に矢印で示したように，凝縮器で冷媒は右から左へ流れ，蒸発器で左から右に流れている．

図 3.9(a)を見ると，充填量の増加に伴って，過冷度が増加することで凝縮器出口の冷媒温度が下降し，熱源水温度に近づいていく様子が確認できる．また，充填量の増加に伴い凝縮温度が増加しているのは，第 3.2.2 項で述べたように凝縮圧力が上昇したためである．

図 3.9(b)を見ると，充填量に関わらず冷媒は同じ温度で蒸発器内を流れていることがわかる．この理由についても第 3.2.2 項で述べたが，蒸発器の伝熱面積が十分に大きいため二相部分での伝熱面積が減少せず，蒸発器内の圧力がほぼ変わらなかったためだと考えられる．また，入口から出口に向け冷媒温度が低下しているのは圧力損失によるものである．

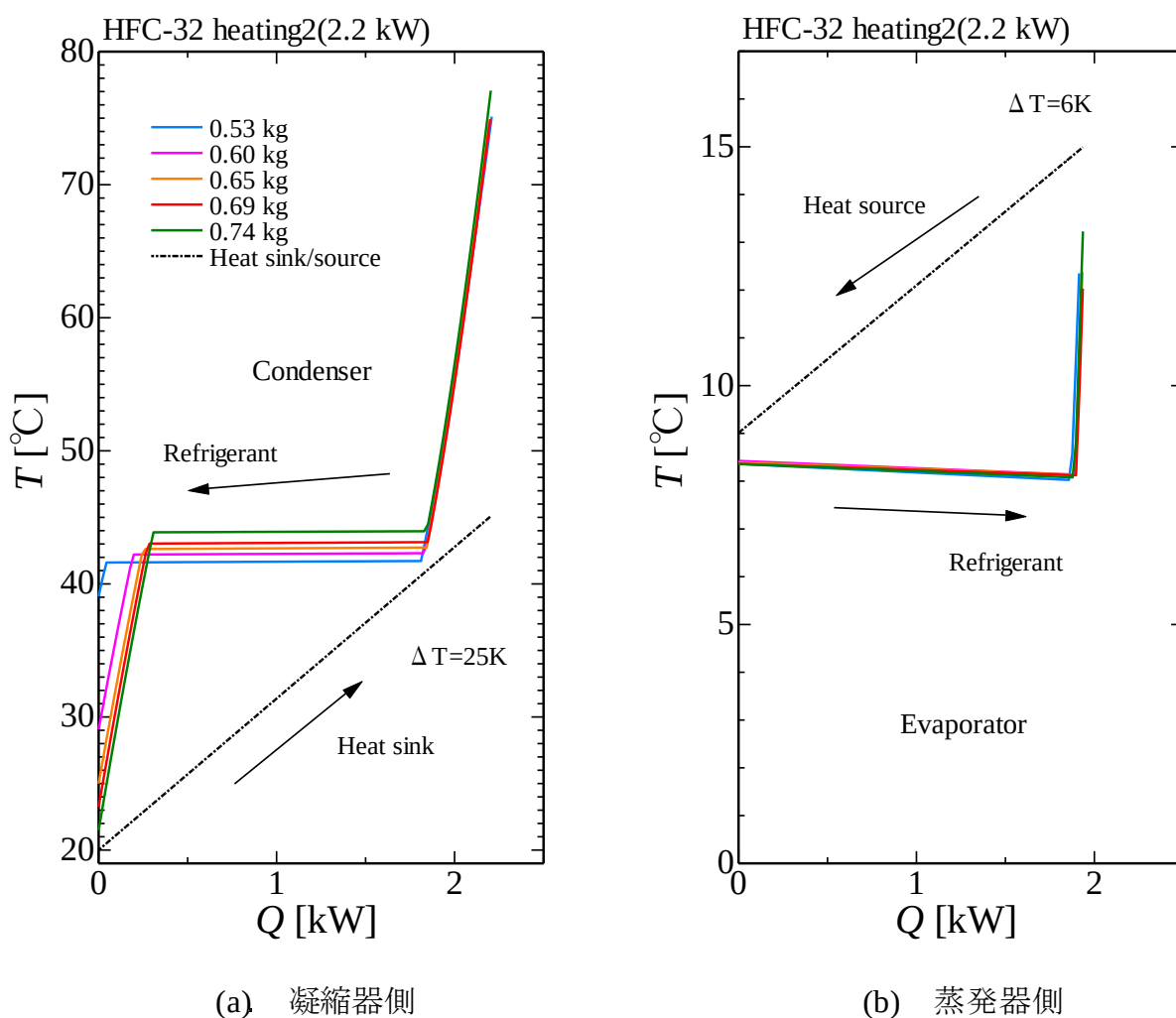


図 3.9 熱交換器内の温度分布 (HFC-32, 暖房条件 2, 2.2 kW)

3.2.7 不可逆損失

図 3.10 に HFC-32 の暖房条件 2, 2.2 kW のときの不可逆損失 L と過冷度 Sub cool の関係、および不可逆損失を冷媒質量流量で除した単位質量流量当たりの不可逆損失 L / m_R と過冷度 Sub cool の関係を示す。不可逆損失は(a)サイクル全体 $L_{\text{all,cycle}}$, (b)凝縮器 L_{COND} , (c)蒸発器 L_{EVA} , (d)膨張弁 L_{EXP} , (e)圧縮機 L_{COMPR} , (f)接続配管部 L_{PIPE} および(g)圧力損失 $L_{\text{P.D.}}$ の 7 つを示し、順に考察していく。図の左軸に不可逆損失、右軸に冷媒単位質量流量当たりの不可逆損失を示し、黒塗りつぶし印が不可逆損失、白抜き印が単位質量流量当たりの不可逆損失を表している。

図 3.10(a)のサイクル全体における不可逆損失は、(b)から(g)の各要素機器における不可逆損失の合計を表しており、過冷度の増加に伴い減少していき、過冷度が 20 K 付近で極小値をとった後に再び増加している。この不可逆損失の増減は、第 3.2.2 項で述べたサイクル成績係数の増減に対応しており、損失が減少すると成績係数は増加し、損失が増加すると成績係数は減少する。また、単位質量流量当たりの不可逆損失の増減に比べ不可逆損失の増減が大きいのは、不可逆損失の増減が、単位質量流量当たりの不可逆損失および冷媒質量流量の増減によるからである。すなわち、過冷度が 20K 以下の不可逆損失が減少している領域では、冷媒単位質量当たりの不可逆損失がわずかに減少し、かつ冷媒質量流量も減少していくので、不可逆損失は大きく減少していく。一方で、過冷度が 20K 以上の不可逆損失が増加している領域では、冷媒質量流量は減少しているものの、冷媒単位質量当たりの不可逆損失がわずかに増加するので、不可逆損失は増加する。

図 3.10(b)の凝縮器における単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度の増加に伴い徐々に減少し、過冷度が 17 K 付近で極小値をとった後に増加している。これは前項で述べたように、冷媒充填量の増加に伴い過冷度が増加（凝縮器出口における冷媒と熱源水の温度差が減少）する一方で、二相部分の凝縮温度が上昇して熱源水との温度差が増加するからである。充填量が少ないときは過冷度の増加に伴う凝縮器出口の冷媒と熱源水の温度差の減少による不可逆損失の低減が、二相部分の冷媒と熱源水の温度差の増加による不可逆損失の増加に比して大きかったため不可逆損失は減少していたが、過冷度が 17 K 付近でその関係が逆転したと考えられる。また、凝縮器における不可逆損失は、全不可逆損失に占める割合が最も大きい損失の一つである。

図 3.10(c)の蒸発器における単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度の増加に関わらずほぼ一定になっている。これは、冷媒充填量に関わらず、蒸発器内の冷媒および熱源水

の温度分布がほぼ同じであるからである。

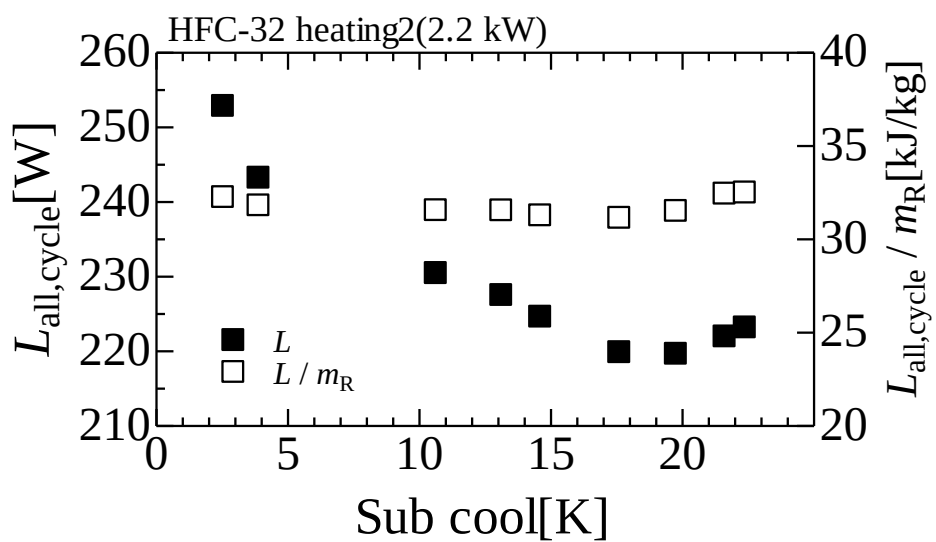
図 3.10(d)の膨張弁における単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度の増加に伴い減少している。また、他の要素機器における不可逆損失に比べて減少幅が大きい。 P - h 線図の過冷却域では一般的に、比エンタルピーが減少すると等エントロピー線が切り立ってくる。膨張過程ではおおよそ等エンタルピー変化をするので、膨張弁入口における比エンタルピーが小さいほどエントロピー変化が小さくなり、すなわち不可逆損失が小さくなる。したがって、過冷度が増加することで膨張弁における不可逆損失が減少する。また、過冷度の増加に伴い不可逆損失は大きく減少しているが、これは、過冷度の増加に伴った単位質量流量当たりの不可逆損失の減少に加え、冷媒質量流量も減少したからである。

図 3.10(e)の圧縮機における単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度によらずほぼ一定であるが、過冷度の増加に伴う冷媒質量流量の減少の影響を受け、不可逆損失はわずかに減少している。

図 3.10(f)の接続配管部における単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度の増加に伴い増加している。しかし、その程度はサイクル全体における不可逆損失に比べ非常に小さい。また、接続配管部における不可逆損失の要因としては配管における熱損失だが、配管部には断熱材を巻いており、損失を小さくする工夫を施しているのも配管接続部における不可逆損失が小さい要因の一つである。なお、過冷度の増加に伴って、不可逆損失は増加している。これは、過冷度の増加に伴う冷媒質量流量の減少よりも、単位質量流量当たりの不可逆損失のわずかな増加の影響のほうが大きいことを示している。

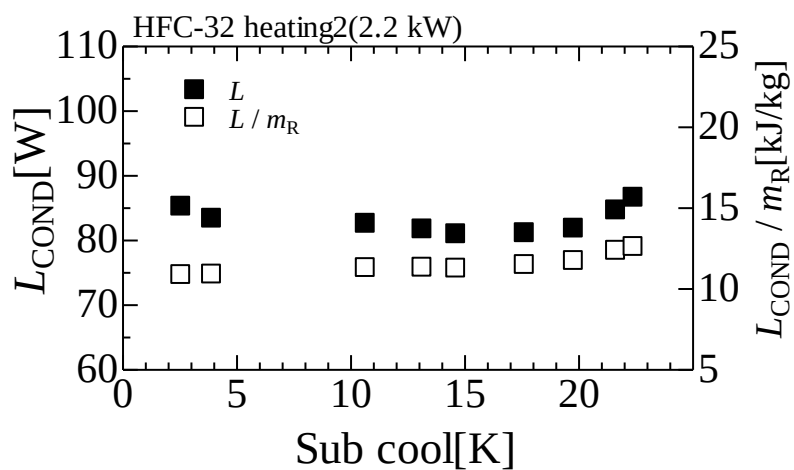
図 3.10(g)の熱交換器における圧力損失による単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度の増加に伴い減少している。これは第 3.2.4 項で述べたように、過冷度の増加に伴い冷媒質量流量が減少し、冷媒蒸気速度が減少したためである。また、不可逆損失も同様に、過冷度の増加に伴い減少している。これは単位質量流量当たりの不可逆損失と冷媒質量流量がどちらも減少したからである。

以上のことから、充填量の違いによるサイクル全体における不可逆損失の違いは、特に膨張弁における不可逆損失の影響を大きく受け、冷媒充填量の増加に伴い減少しているといえる。また、サイクル全体における不可逆損失にみられる極小値以降の不可逆損失の増加は、主に凝縮器における不可逆損失の増加が大きく影響しているといえる。

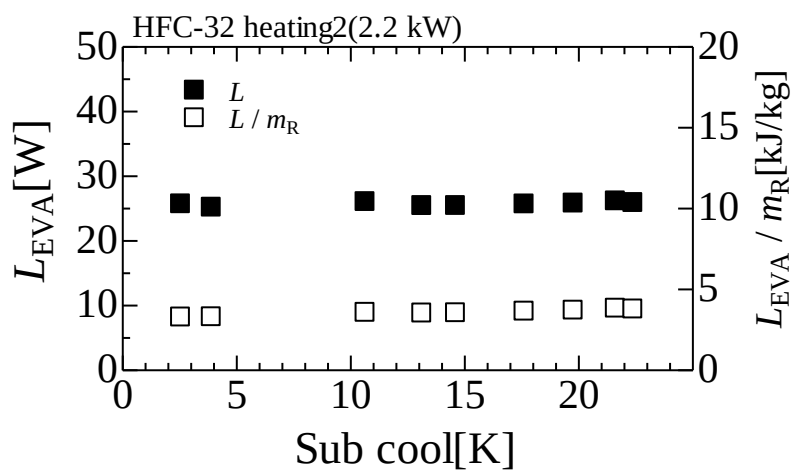


(a) サイクル全体

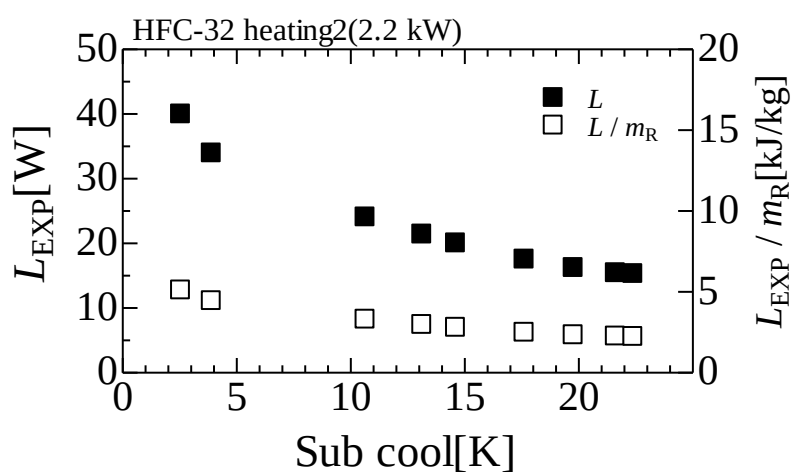
図 3.10 熱交換器内の温度分布 (HFC-32, 暖房条件 2, 2.2kW)



(b) 凝縮器

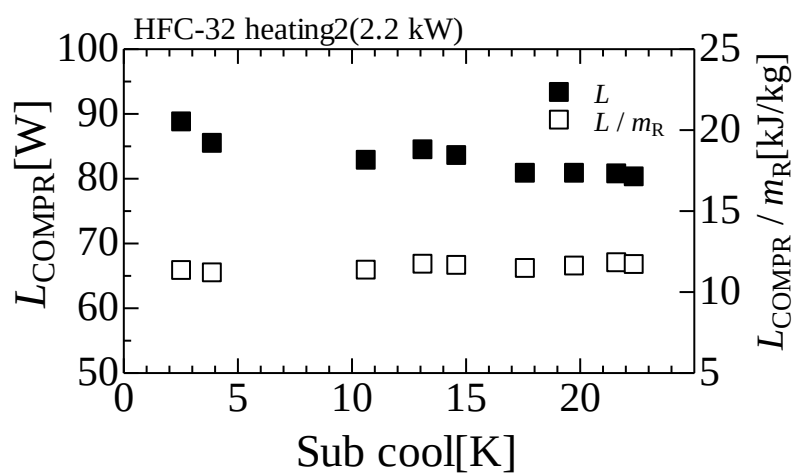


(c) 蒸発器

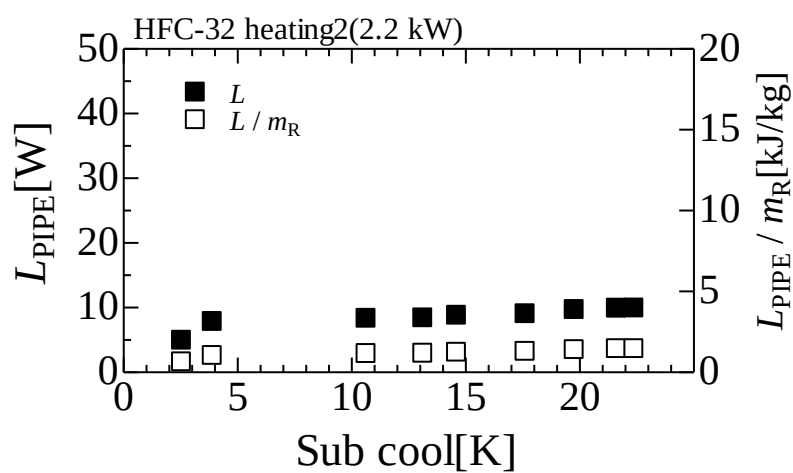


(d) 膨張弁

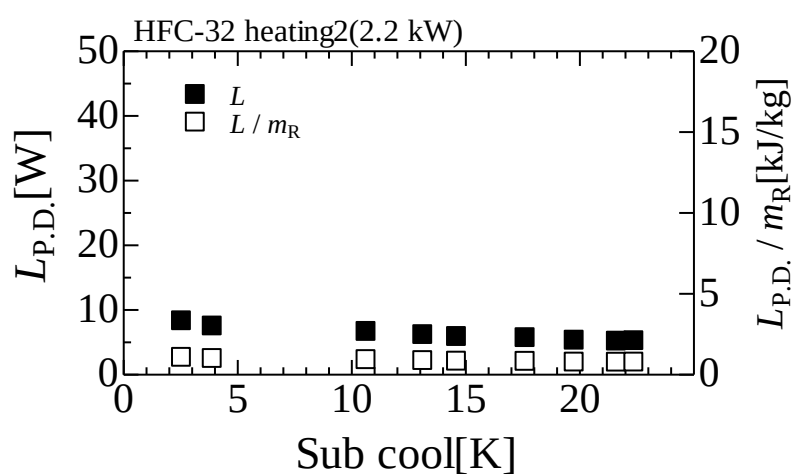
図 3.10 熱交換器内の温度分布 (HFC-32, 暖房条件 2, 2.2kW)



(e) 圧縮機



(f) 配管接続部



(g) 圧力損失

図 3.10 熱交換器内の温度分布 (HFC-32, 暖房条件 2, 2.2kW)

3.2.8 システム全体における成績係数

図 3.11 に HFC-32 の暖房条件 2 で暖房負荷 2.2 kW のときのシステム全体の成績係数 $COP_{h,system}$ と過冷度 Sub cool の関係を示す．システム全体の成績係数はサイクル成績係数と同様に，過冷度の増加に伴って増加し，極大値を迎えた後に減少している．第 2.4.3 項でも述べたが，システム全体における成績係数は，サイクル成績係数の算出時に用いる冷媒圧縮仕事に，圧縮機およびインバータに投入されるエネルギーを加えた値である，インバータ投入電力を用いて算出している．ゆえに，機械損失およびインバータ損失についても議論する必要がある．

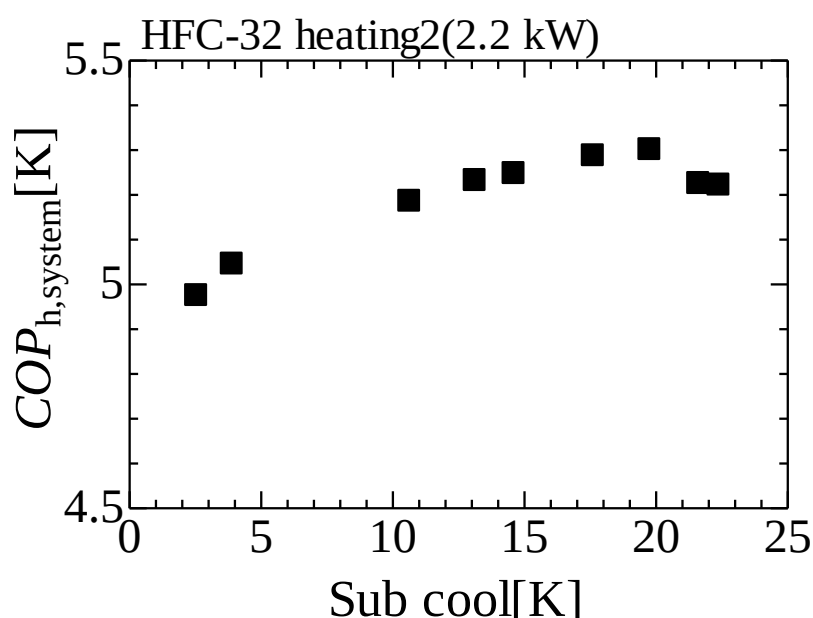


図 3.11 システム全体の成績係数と過冷度の関係（HFC-32，暖房条件 2，2.2kW）

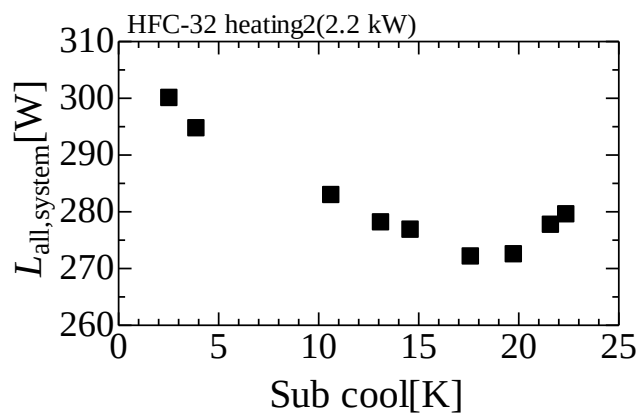
図 3.12 に HFC-32 の暖房条件 2 で暖房負荷 2.2 kW のときの不可逆損失 L と過冷度 Sub cool の関係を示す．(a) にシステム全体 $L_{all,system}$ ，(b) に機械損失 L_M ，(c) にインバータ損失 L_{INV} を示す．

(a) のシステム全体の不可逆損失は，前項の図 3.10(a) のサイクル全体の不可逆損失と図 3.12(b) 機械損失および図 3.12(c) インバータ損失の和を示している．システム全体の不可逆損失は，サイクル全体の不可逆損失と同様に過冷度の増加に伴い減少し，極小値を過ぎた後に増加している．この増減は，図 3.11 のシステム全体の成績係数の増減と対応している．

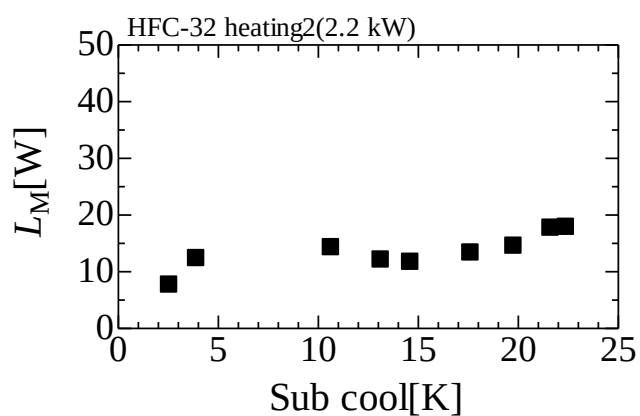
(b) の機械損失は，過冷度の増加に伴い，始め増加して極大値をとった後に減少し，極小値を取りその後再び増加するが，機械損失は冷媒への放熱等の影響を受けるため，詳細な

分析は困難である．

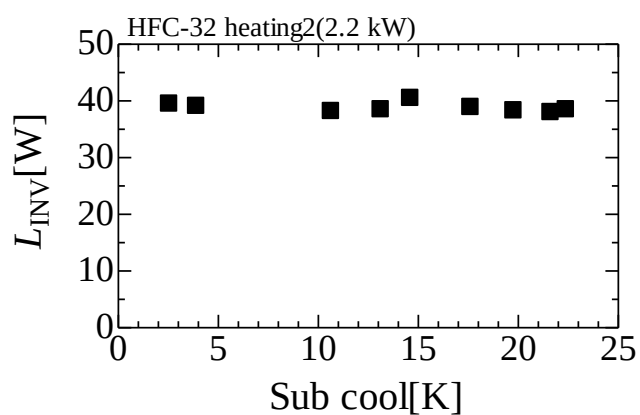
(c)のインバータ損失は，過冷度の増加に関わらず一定である．したがって，インバータ損失は冷媒充填量による影響は受けないといえる．



(a) システム全体



(b) 圧縮機における機械損失



(c) インバータ損失

図 3.12 不可逆損失と過冷度の関係（HFC-32，暖房条件 2，2.2kW）

3.3 熱負荷がサイクルに及ぼす影響

本節では、純冷媒である HFC-32 の暖房条件 2（最適充填量 0.69 kg）および冷房条件（最適充填量 0.69 kg）における結果を用い、熱負荷がサイクル特性にどのような影響を及ぼすか議論する。なお、他の試験冷媒の場合においても、熱負荷がサイクルの基本特性に及ぼす影響は HFC-32 の場合と同様であるため、その記述は省略する。

3.3.1 サイクル成績係数

図 3.13(a)に暖房条件 2 における HFC-32（充填量 0.69 kg）のサイクル成績係数 $COP_{h,cycle}$ と暖房能力 Q_{COND} の関係、また図 3.13(b)に冷房条件における HFC-32（充填量 0.69 kg）のサイクル成績係数 $COP_{c,cycle}$ と冷房能力 Q_{EVA} の関係を示す。さらに図 3.14(a)には暖房条件 2 における熱交換量を 1.8 kg, 2.2 kg, 2.6 kg としたときの HFC-32 のサイクル線図, 図 3.14(b)には冷房条件における熱交換量を 1.6 kg, 2.0 kg, 2.4 kg としたときの HFC-32 のサイクル線図をそれぞれ示した。

暖房条件 2 および冷房条件において、熱負荷増加に伴って COP_{cycle} の減少がみられる。また、冷房条件における COP_{cycle} の減少の比率は、暖房条件における COP_{cycle} の減少の比率に比べ大きい。これは条件の違いによる違いもあるが、本研究で用いた実験装置では、同じ条件であっても、熱負荷の増加に伴う COP_{cycle} の減少比率は $COP_{h,cycle}$ よりも $COP_{c,cycle}$ のほうが大きい。これは、熱負荷を大きくしたときに、冷房能力の増加に比べ暖房能力の増加のほうが大きいことと、凝縮器および蒸発器における圧力損失の違いによるものである。前者について詳しく説明すると、熱負荷の増加に伴う過冷度の増加により、凝縮器内の二相部分の占める伝熱面積が減少したことで凝縮圧力が上昇し、結果、凝縮器出入口比エンタルピー差が大きくなり暖房能力が上昇した。図 3.14(a)または(b)を見ると、このとき（暖房能力が上昇したとき）、冷房能力にはほとんど変化がないことがわかる。したがって、熱負荷増加に伴った能力の増加は、冷房能力のほうが暖房能力よりも小さく、ゆえに熱負荷の増加に伴う COP_{cycle} の減少比率は、 $COP_{c,cycle}$ のほうが $COP_{h,cycle}$ よりも大きくなるのである。以上のことを踏まえると、もし仮に、本研究の実験装置の凝縮器よりも非常に長い凝縮器を用いることで、熱負荷の増加に伴って凝縮圧力が上昇することがなくなったとき、熱負荷の増加に伴う $COP_{c,cycle}$ および $COP_{h,cycle}$ の減少比率はどちらも同じ程度になると考えられる。

次に、暖房条件 2 および冷房条件において、それぞれの COP_{cycle} が減少していることに

言及する．一般に，条件によらず，熱負荷が上昇するにつれサイクル成績係数 COP_{cycle} は減少する．これは，熱負荷の増加に伴う過冷度の増加および圧縮機出入口の温度上昇により暖房能力および冷房能力は上昇するが，その上昇分よりも，圧縮機の圧縮仕事（圧縮機出入口の比エンタルピー差）の上昇分のほうが上回るからである．なお，図 3.14 において，蒸発器出口から圧縮機にかけて冷媒圧力の急激な減少が確認できるが，これは配管における圧力損失によるものである．

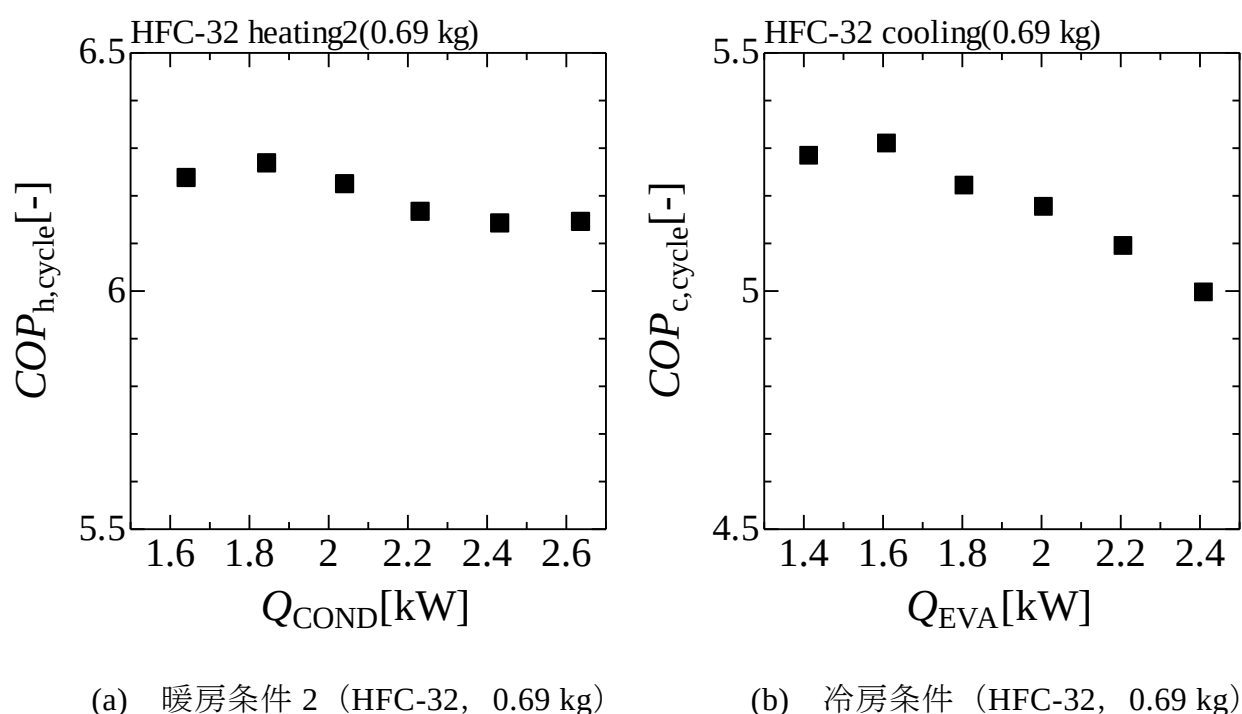
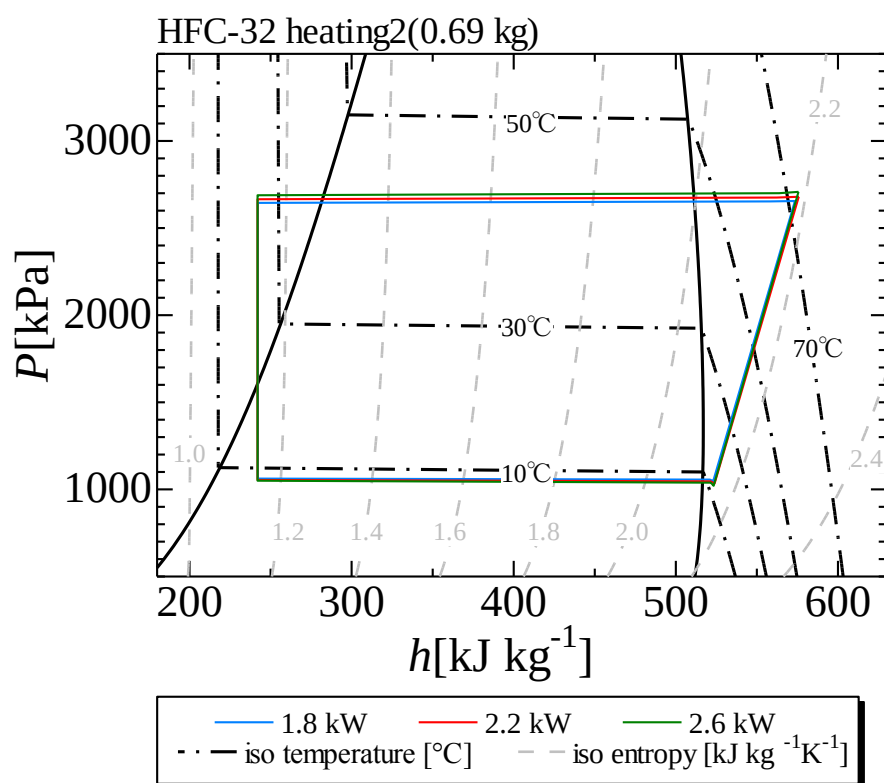
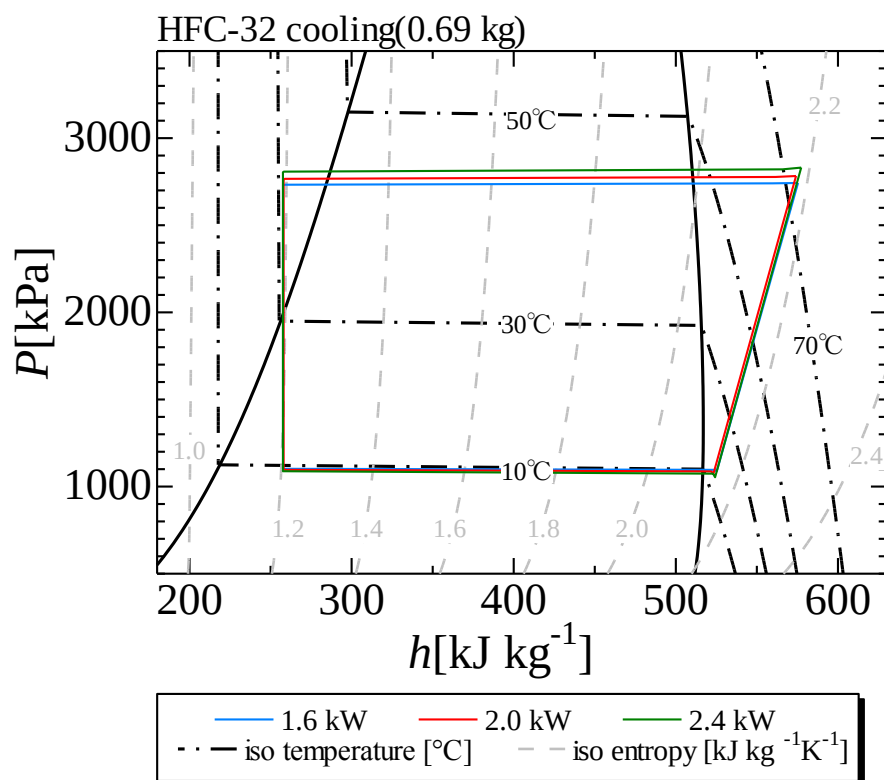


図 3.13 サイクル成績係数と熱負荷の関係



(a) 暖房条件 2 (HFC-32, 0.69 kg)



(b) 冷房条件 (HFC-32, 0.69 kg)

図 3.14 P - h 線図におけるヒートポンプサイクル図

3.3.2 冷媒流量

図 3.15 に、HFC-32（充填量 0.69 kg）の暖房条件 2 における冷媒質量流量 m_R と暖房能力 Q_{COND} の関係を示す。図より、熱負荷の増加に伴って、冷媒質量流量は増加している。これは、前項で記述した通り、熱負荷の増加に伴い凝縮器出入口の比エンタルピー差は大きくなるが、比エンタルピーの増加分のみでは熱負荷の増加分を補うのは不十分で、冷媒質量流量を増加させることで熱を運搬する作動流体自体の量を増加する必要があるためである。

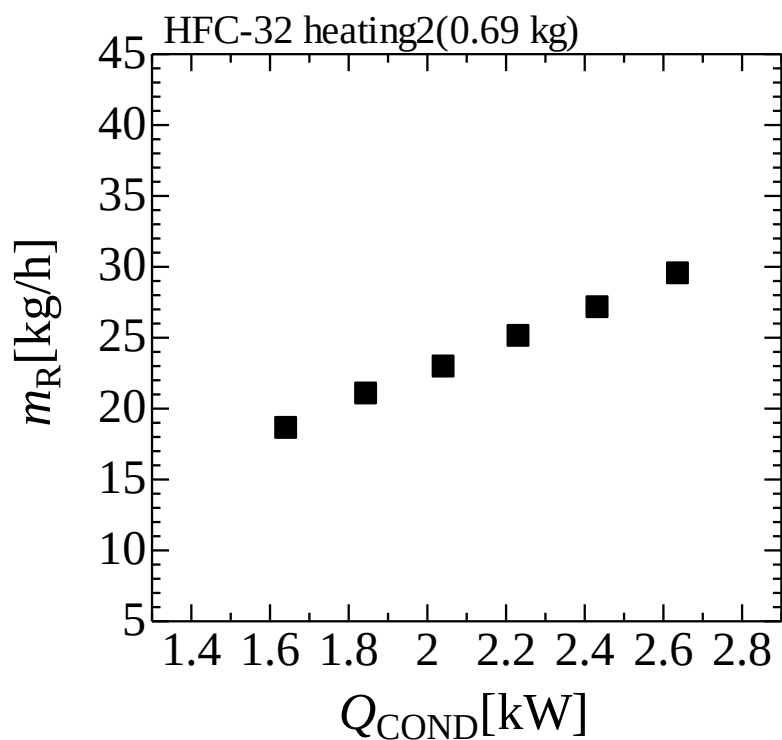


図 3.15 冷媒質量流量と熱負荷の関係（HFC-32，暖房条件 2，0.69 kg）

3.3.3 圧力損失

図 3.16 に、HFC-32（充填量 0.69 kg）の暖房条件 2 における高圧側（凝縮器側）および低圧側（蒸発器側）の圧力損失 ΔP と暖房能力 Q_{COND} の関係を示す．黒色のプロットが高圧側，白色のプロットが低圧側を示しており，これらの圧力損失は配管部も含んでいる．図より，熱負荷の増加に伴い圧力損失が増加している．これは，熱負荷の増加に伴い冷媒質量流量が増加したことにより，熱交換器内で冷媒の運動量損失が増加したためである．また，低圧側の圧力損失のほうが高圧側の圧力損失に比べて大きいのは，第 3.2.4 項で述べたように，低圧側の冷媒圧力が高圧側の冷媒圧力に比べて低いため，冷媒蒸気密度が小さく冷媒蒸気速度が大きくなるからである

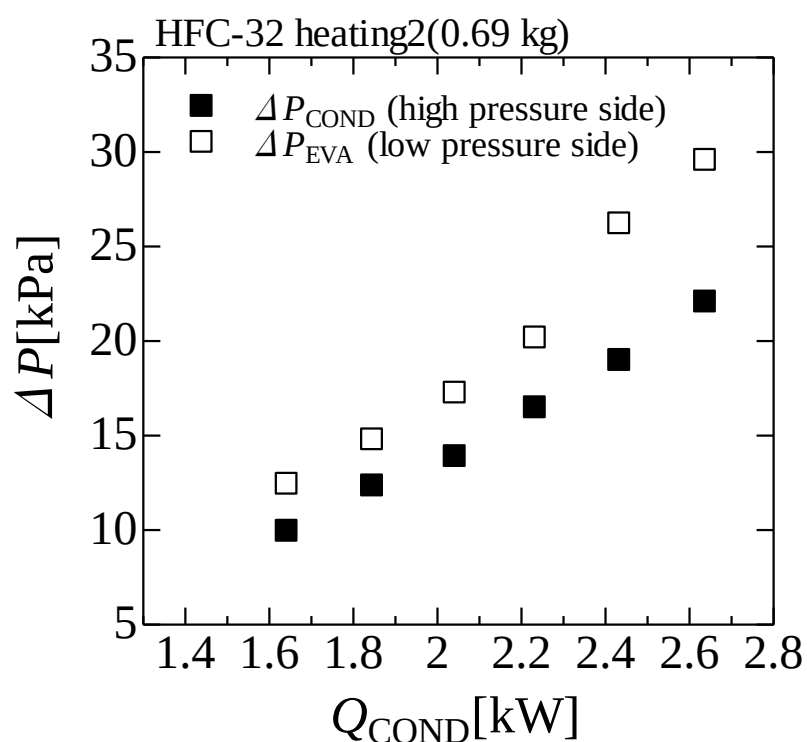


図 3.16 圧力損失と熱負荷の関係（HFC-32，暖房条件 2，0.69 kg）

3.3.4 圧縮機吐出温度

図 3.17 に、HFC-32（充填量 0.69 kg）の暖房条件 2 における圧縮機吐出温度 T_d と暖房能力 Q_{COND} の関係を示す。図より、熱負荷の増加に伴い圧縮機吐出温度がわずかに増加している。これは、熱負荷の増加に伴い凝縮圧力が増加するためである。したがって、もし仮に、本研究の実験装置の凝縮器よりも非常に長い凝縮器を用いることで、熱負荷の増加に伴って凝縮圧力が上昇することがなくなったとき、圧縮機吐出温度は熱負荷によらないと考えられる。

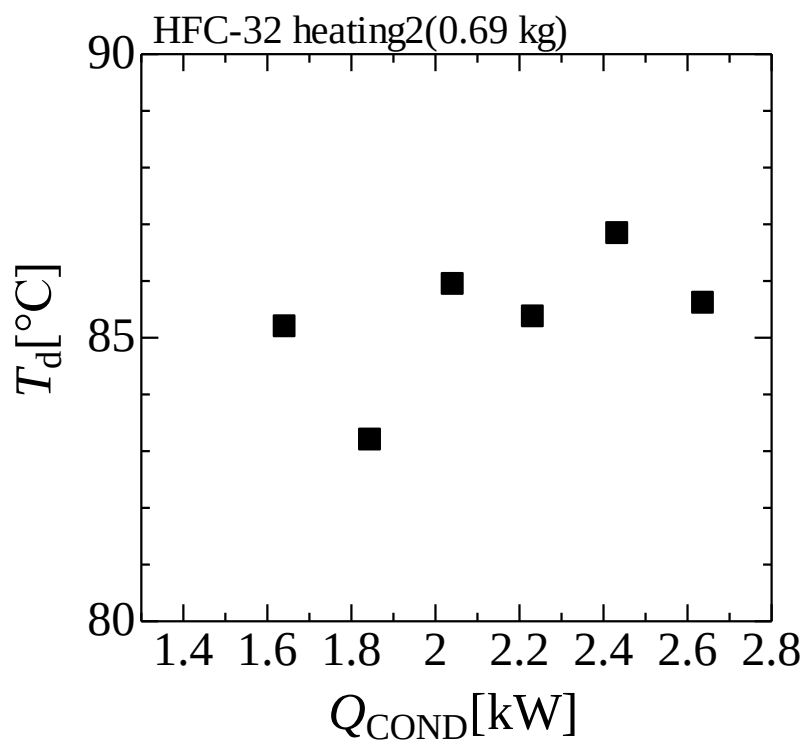


図 3.17 圧縮機吐出温度と熱負荷の関係（HFC-32，暖房条件 2，0.69 kg）

3.3.5 過冷度

図 3.18 に、HFC-32（充填量 0.69 kg）の暖房条件 2 における過冷度 Sub cool と暖房能力 Q_{COND} の関係を示す。図より、熱負荷の増加に伴い過冷度がわずかに増加していることがわかる。これは、熱負荷に伴い圧力損失が増加することによって蒸発圧力が減少していき、蒸発器における冷媒密度が減少したためである。すなわち、熱負荷の増加に伴い、定常状態におけるある瞬間に蒸発器内を流れる冷媒質量が減少し、逆に凝縮器内を流れる冷媒質量が増加したためである。よって、凝縮器内に占める過冷状態の冷媒の割合が増えるため、過冷度が上昇する。なお、この傾向は、圧力損失の大きな冷媒ほど強く表れると考えられる。

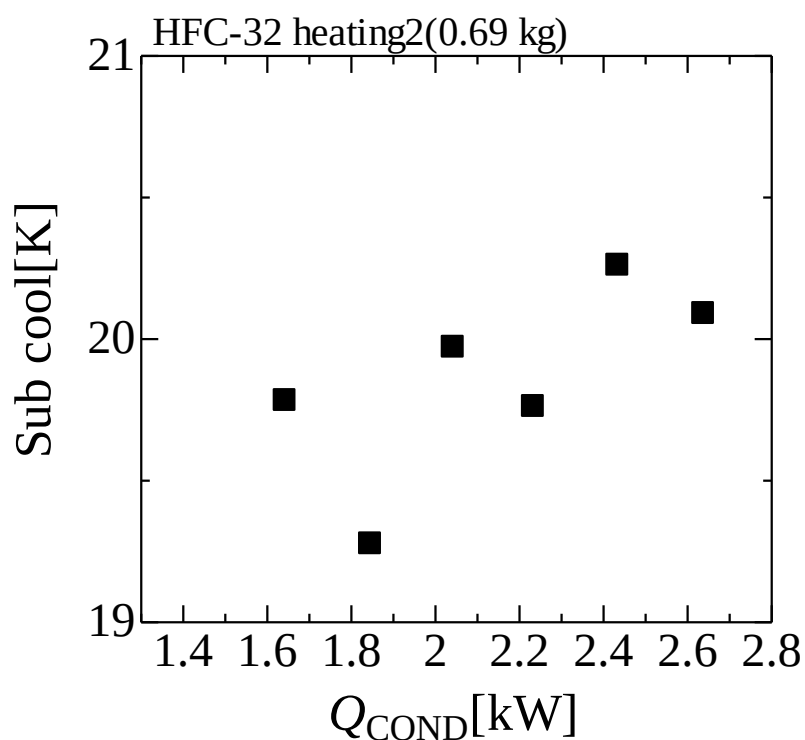


図 3.18 過冷度と熱負荷の関係（HFC-32，暖房条件 2，0.69 kg）

3.3.6 熱交換器内温度分布

図 3.19 に、HFC-32（充填量 0.69 kg）の暖房条件 2 における凝縮器および蒸発器における熱交換器内温度分布を示す．実線が冷媒，破線が熱源水を表している．

図 3.19(a)を見ると，熱負荷の増加に伴って，冷媒の凝縮器入口および凝縮温度の上昇，また過冷度の増加が確認できる．図 3.19(b)を見ると，熱負荷の増加に伴って蒸発器内の冷媒温度が低くなっていることが確認できる．HFC-32 は純冷媒なので，蒸発器入口温度，つまり蒸発温度は蒸発圧力にのみ依存する．したがって，この熱負荷増加に伴う蒸発器入口温度の低下は，蒸発圧力が下がったことによるものである．

また，蒸発器入口において，冷媒温度と熱源水温度の温度差がきわめて小さくなっていることがわかる．このような点をピンチポイントといい，熱交換器の伝熱性能が十分であることを示している．

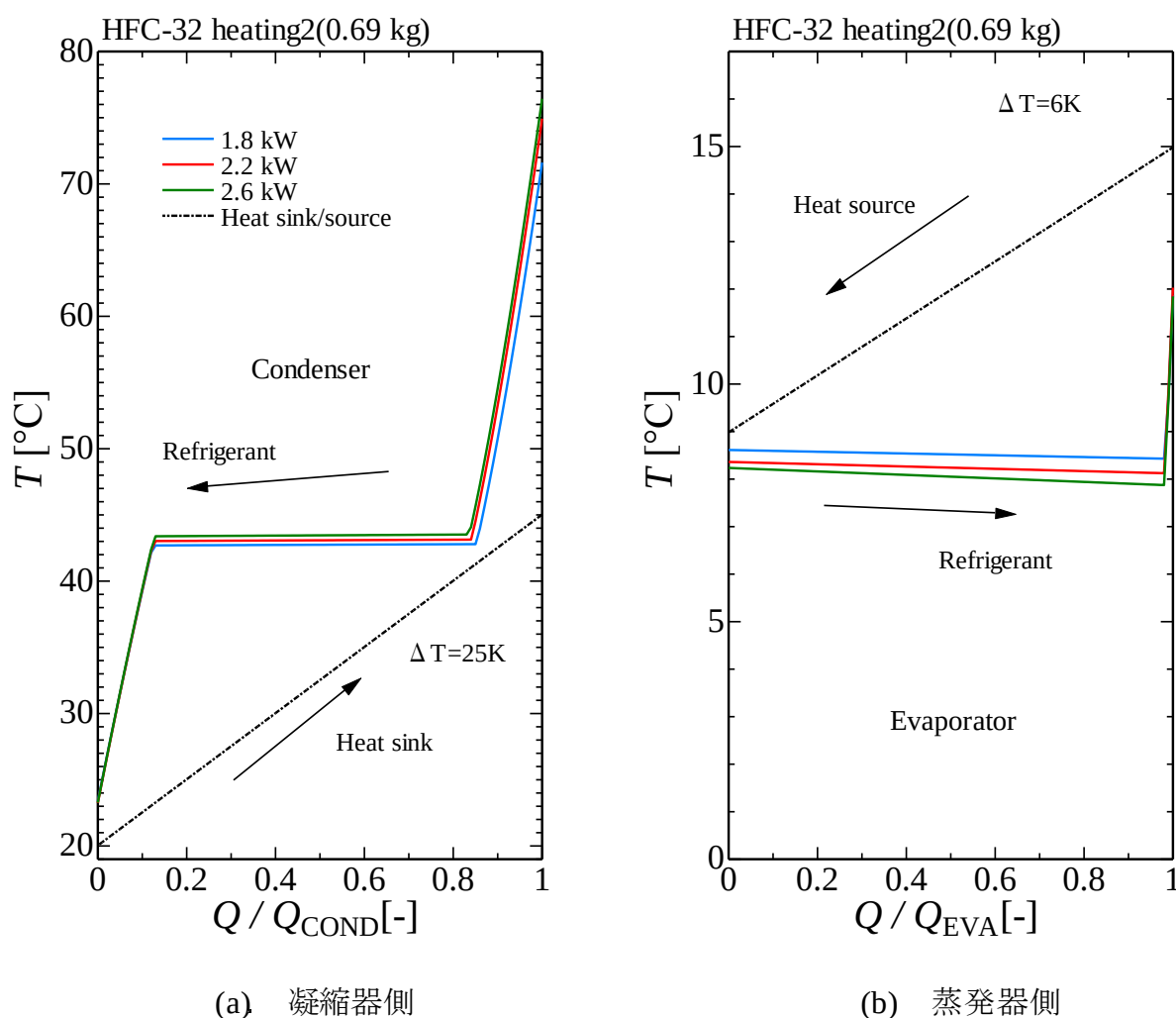


図 3.19 熱交換器内の温度分布（HFC-32，暖房条件 2，0.69 kg）

3.3.7 不可逆損失

図 3.20 に、HFC-32（充填量 0.69 kg）の暖房条件 2 における不可逆損失 L と熱負荷の関係，および不可逆損失を熱負荷で除した規格化された不可逆損失 L / Q と熱負荷の関係を示す．不可逆損失は(a)サイクル全体 $L_{\text{all,cycle}}$ ，(b)凝縮器 L_{COND} ，(c)蒸発器 L_{EVA} ，(d)膨張弁 L_{EXP} ，(e)圧縮機 L_{COMPR} ，(f)接続配管部 L_{PIPE} および(g)圧力損失 $L_{\text{P.D.}}$ の 7 つを示し，順に考察していく．図の左軸に不可逆損失，右軸に規格化された不可逆損失を示し，黒色のプロットが不可逆損失，白色のプロットが規格化された不可逆損失を表している．

図 3.20(a)に示したサイクル全体の不可逆損失は，熱負荷の増加に伴って増加している．また，規格化された不可逆損失も熱負荷の増加に伴ってわずかに増加している．この現象について，各要素機器における不可逆損失から考察していく．

図 3.20(b)に示した凝縮器における不可逆損失は，熱負荷の増加に伴って増加している．これは，熱負荷が増加するに伴い，それとほぼ比例の関係を保って冷媒質量流量が増加するからである．つまり，冷媒質量流量が増えたために，その分損失も増加したのである．したがって，熱負荷の増加に伴う不可逆損失の増加はごく自然な現象であり，熱負荷に対する不可逆損失という視点で見たときに重要となる値は，単位熱負荷当たりの不可逆損失，つまり規格化された不可逆損失である．そこで，図 3.20(b)に示した凝縮器における規格化された不可逆損失を見ると，熱負荷の増加に伴い増加していることが見てとれる．これは，熱負荷の増加に伴い凝縮圧力が上昇することによって凝縮温度も上昇，冷媒温度と熱源水温度の差が大きくなったためである．一般に，冷媒温度と熱源水温度の差が大きくなると，冷媒の温度が下がりきらないなどして，サイクルとしての熱損失は大きくなる．

図 3.20(c)に示した蒸発器における不可逆損失は，熱負荷の増加に伴って増加している．また，規格化された不可逆損失は，熱負荷の増加に伴ってわずかに増加している．これは前項で述べたように，熱負荷の増加に伴って蒸発温度が減少し，冷媒温度と熱源水温度の差が大きくなったためである．

図 3.20(d)に示した膨張弁における不可逆損失は，熱負荷の増加に伴って増加している．また，規格化した不可逆損失はほぼ一定になっている．このことから，膨張弁における単位熱負荷当たりの不可逆損失は，熱負荷によらないことがわかる．

図 3.20(e)に示した圧縮機における不可逆損失は，熱負荷の増加に伴って増加している．また，規格化された不可逆損失はほぼ一定になっている．したがって，圧縮機における単位熱負荷当たりの不可逆損失は熱負荷によらないが，損失は凝縮器における損失に次いで

大きいので，サイクルの効率に与える影響は大きい．

図 3.20(f)に示した配管接続部における不可逆損失は，熱負荷によらず一定となっている．これより，配管接続部における不可逆損失は，第 3.2.7 項に示したように質量流量にもほとんど影響を受けないことがわかる．また，規格化された不可逆損失は，熱負荷の増加に伴って減少している．ここで，本研究においては第 3.3.2 項に示したように，熱負荷の増加に対して冷媒質量流量はほぼ比例の関係を保って変化していく．これは熱負荷の増加に対して，暖房能力および冷房能力の増加が非常に小さいからである．したがって，そうであるならば，第 3.2.7 項で示した単位質量流量当たりの不可逆損失と，本項における単位熱負荷当たりの不可逆損失に実質的な意味の違いはなく，単位質量流量当たりの不可逆損失と同様に一定の値を取るはずである．しかしながら，ここでは不可逆損失が非常に小さく，熱負荷の増加に対する暖房能力および冷房能力の非常に小さな増加も無視できず，その影響が表れていると考えられる．

図 3.20(g)に示した圧力損失による不可逆損失は，熱負荷の増加に伴って増加している．また，規格化された不可逆損失は熱負荷の増加に伴って増加している．これは，第 3.3.3 項で述べたように，熱負荷の増加に伴い流量が増加し，圧力損失が大きくなるからである．

以上のように，熱負荷の増加に対して各要素機器における不可逆損失も増加するので，サイクル全体の不可逆損失も熱負荷の増加に伴って増加する．また，熱負荷の増加に伴った規格化されたサイクル全体の不可逆損失の増減は，第 3.3.1 項で示したサイクル成績係数の増減と反対の動きをしている．これは，損失が大きくなると成績係数が減少するという自然な傾向を示している．

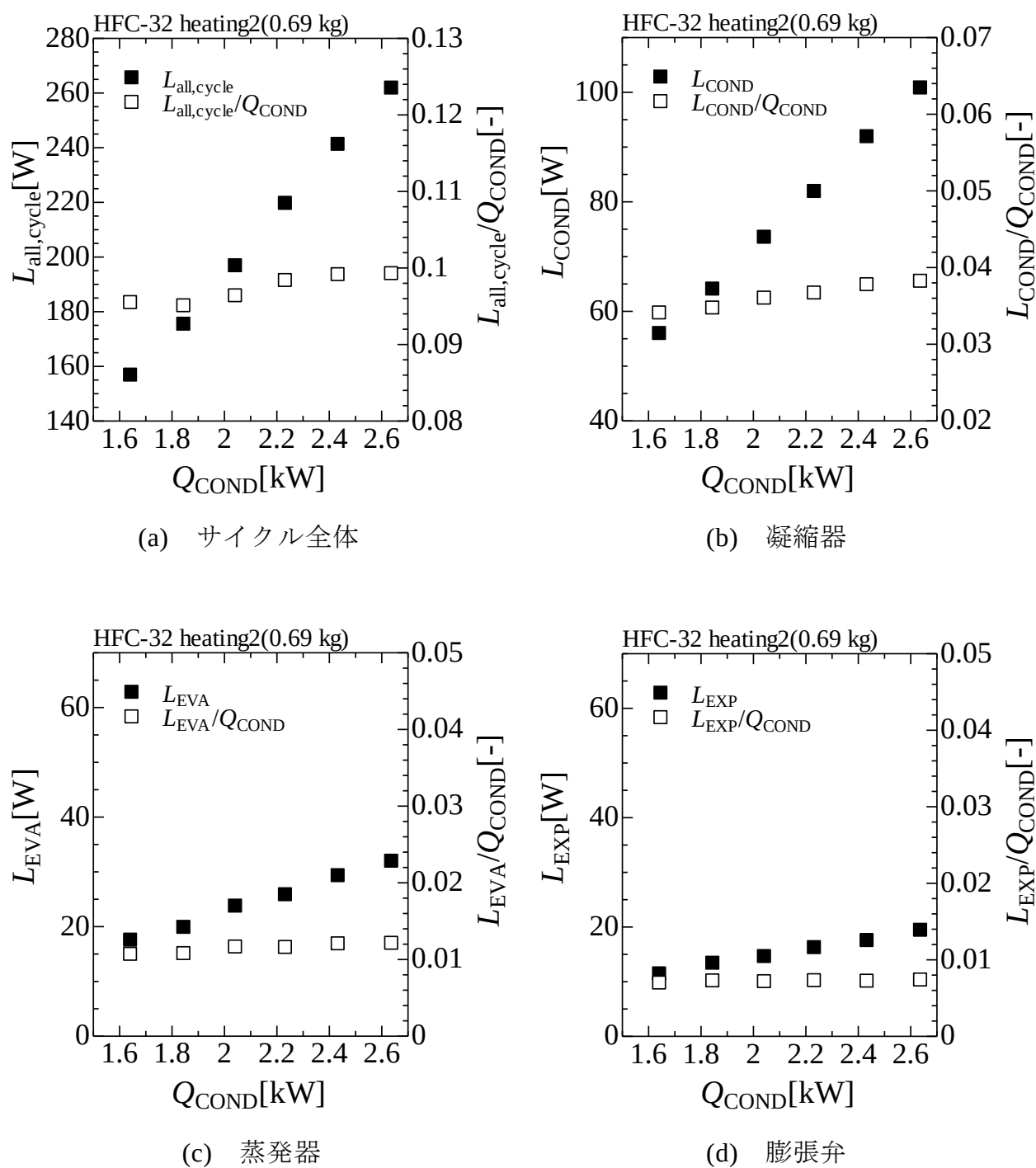
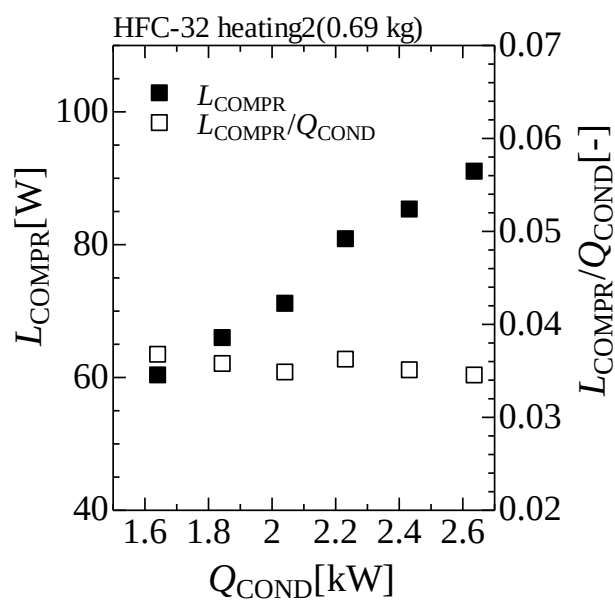
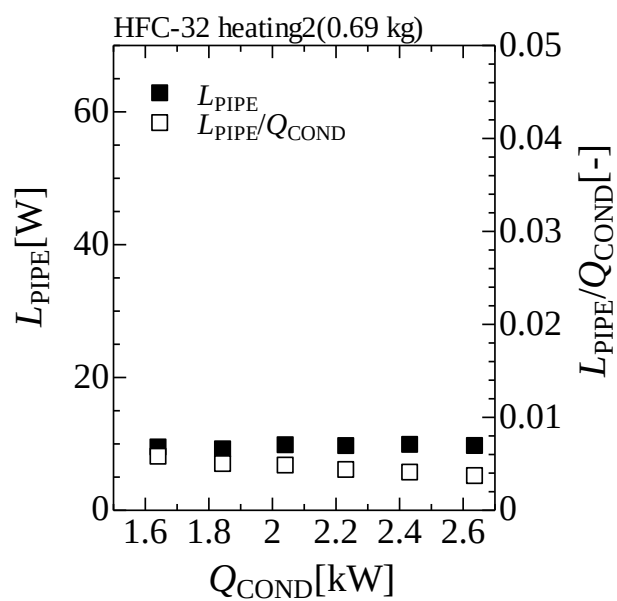


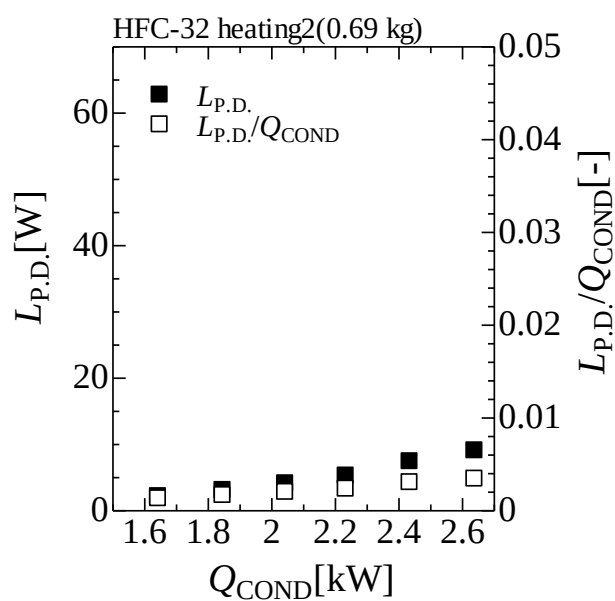
図 3.20 不可逆損失と熱負荷の関係 (HFC-32, 暖房条件 2, 0.69 kg)



(e) 圧縮機



(f) 配管接続部



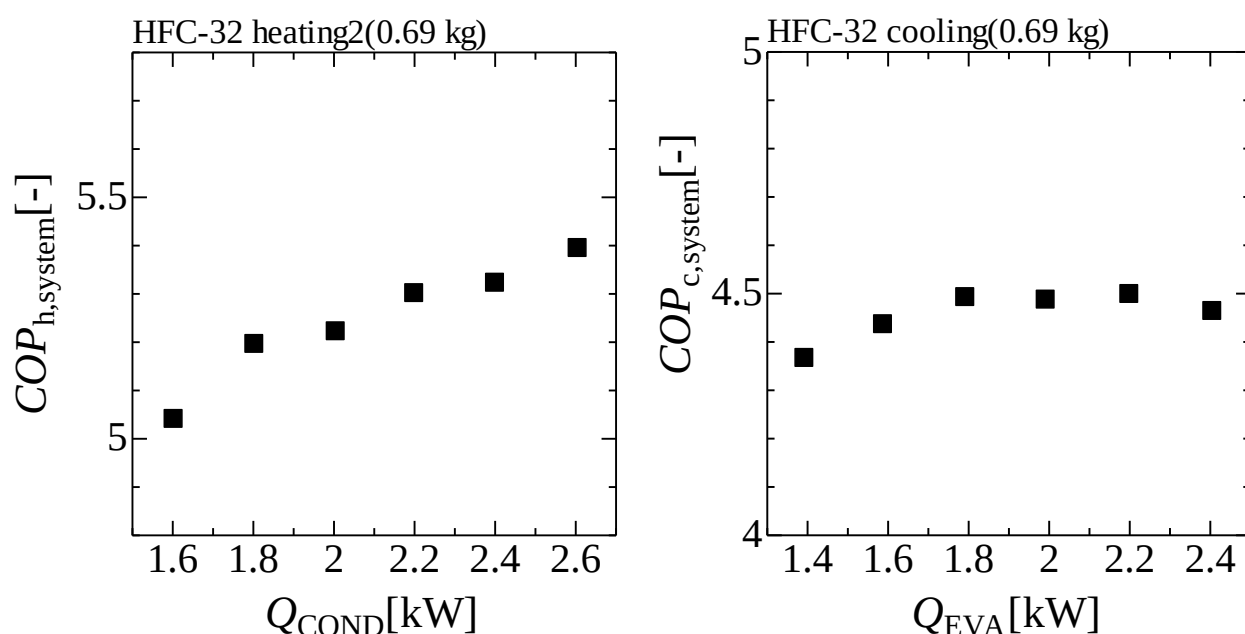
(g) 圧力損失

図 3.20 不可逆損失と熱負荷の関係 (HFC-32, 暖房条件 2, 0.69 kg)

3.3.8 システム全体における成績係数

図 3.21(a)に暖房条件 2 における HFC-32（充填量 0.69 kg）のシステム全体の成績係数 $COP_{h,system}$ と暖房能力 Q_{COND} の関係，また図 3.21(b)に冷房条件における HFC-32（充填量 0.69 kg）のシステム全体の成績係数 $COP_{c,system}$ と冷房能力 Q_{EVA} の関係を示す．

図 3.21(a)の暖房条件 2 におけるシステム全体の成績係数を見ると，熱負荷の増加に伴い増加している．また，図 3.21(b)の冷房条件におけるシステム全体の成績係数を見ると，熱負荷の増加に伴いはじめは増加し，極大値を迎えた後減少している．第 2.4.3 項でも述べたが，システム全体における成績係数は，サイクル成績係数の算出時に用いる冷媒圧縮仕事に，圧縮機およびインバータに投入されるエネルギーを加えた値である，インバータ投入電力を用いて算出している．ゆえに，機械損失およびインバータ損失についても議論する．



(a) 暖房条件 2 (HFC-32, 0.69 kg)

(b) 冷房条件 (HFC-32, 0.69 kg)

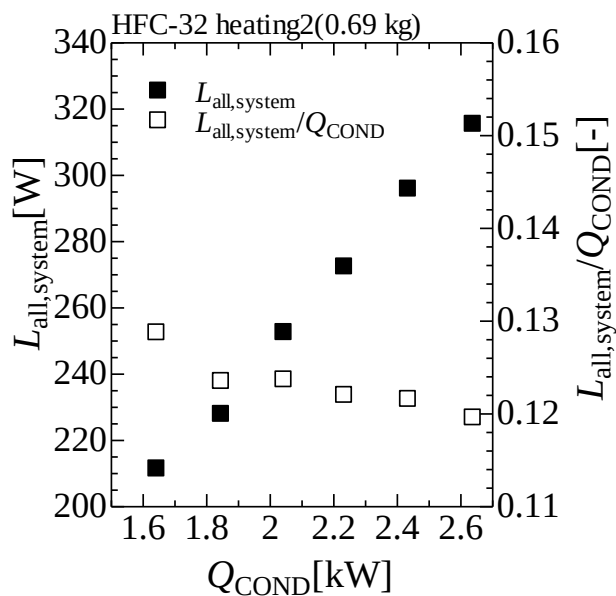
図 3.21 システム全体の成績係数と熱負荷の関係

図 3.22 に暖房条件 2 における不可逆損失 L と熱負荷，および不可逆損失を熱負荷で除した規格化された不可逆損失 L/Q と熱負荷の関係を示す．また，図 3.23 に冷房条件における不可逆損失 L と熱負荷，および不可逆損失を熱負荷で除した規格化された不可逆損失 L/Q と熱負荷の関係を示す．(a)にシステム全体 $L_{all,system}$ ，(b)機械損失 L_M および(c)インバータ損失 L_{INV} を示す．

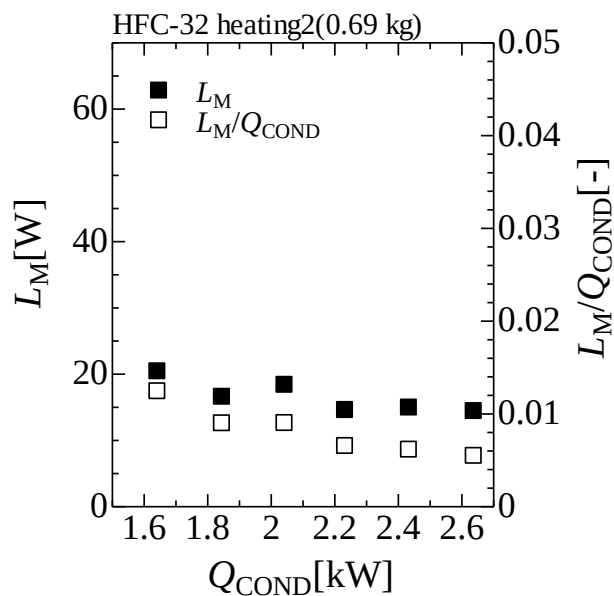
図 3.22(a)の暖房条件におけるシステム全体の不可逆損失は、前項の図 3.20(a)のサイクル全体の不可逆損失と図 3.22(b)機械損失および図 3.22(c)インバータ損失の和を示している。同様に、図 3.23(a)の冷房条件におけるシステム全体の不可逆損失は、冷房条件におけるサイクル全体の不可逆損失と、図 3.23(b)機械損失および図 3.23(c)インバータ損失の和を示している。どちらの条件においても、熱負荷の増加に伴ってシステム全体の不可逆損失は増加している。しかし、規格化された不可逆損失については、暖房条件と冷房条件で異なった傾向を示していることがわかる。これは図 3.21 に示したシステム全体の成績係数の増減と対応しており、規格化された不可逆損失が大きいほどシステム成績係数は小さくなっている。

図 3.22(b)および図 3.23(b)の規格化された機械損失は、熱負荷の増加に伴い減少している。また、図 3.22(c)および図 3.23(c)の規格化されたインバータ損失は熱負荷の増加に伴い減少している。機械効率およびインバータ効率の詳しい考察は第 3.5.1 項に後述する。

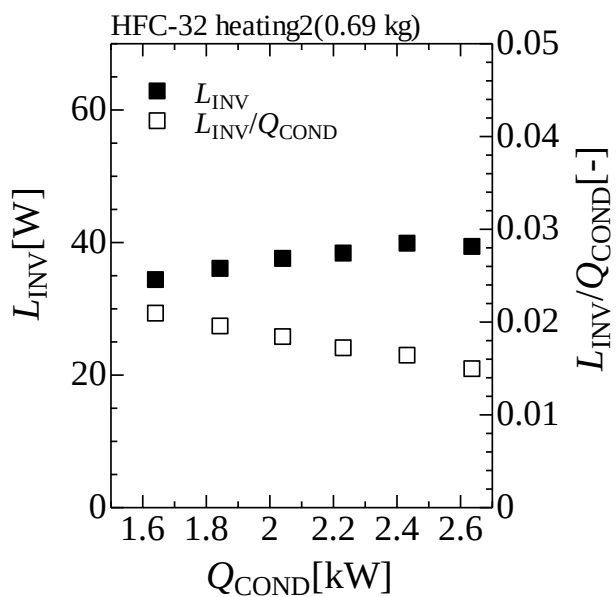
図 3.21 において、暖房条件 2 および冷房条件における熱負荷に対するシステム全体の成績係数の変動の違いは、規格化された機械損失と規格化されたインバータ損失の変動の兼ね合いによるものである。したがって、暖房条件 2 におけるシステム全体の成績係数も、熱負荷の増加によって無限に増加していくことはないので、熱負荷を上げていけばいずれ冷房条件と同様に極大値を取るようになる。



(a) システム全体

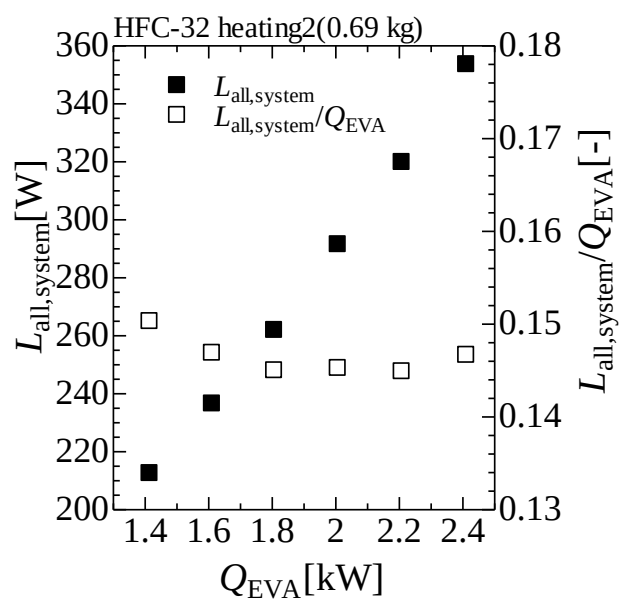


(b) 圧縮機における機械損失

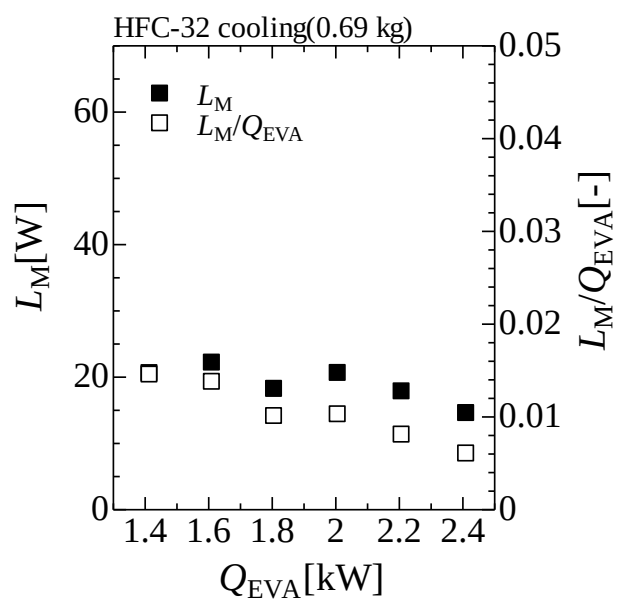


(c) インバータ損失

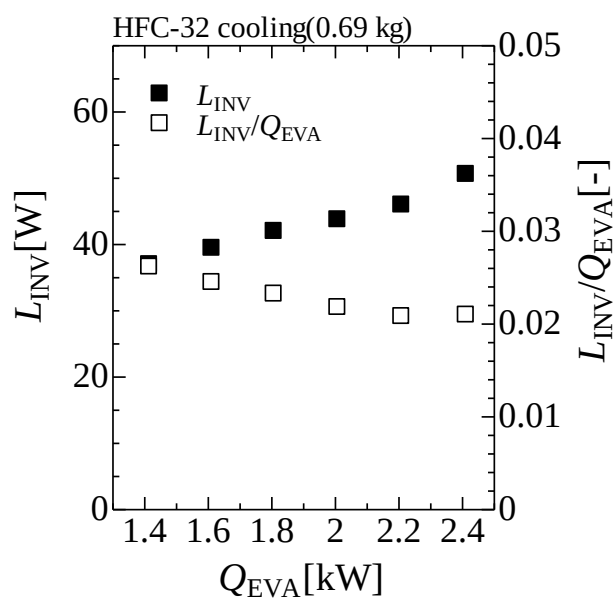
図 3.22 不可逆損失と熱負荷の関係 (HFC-32, 暖房条件 2, 0.69 kg)



(a) システム全体



(b) 圧縮機における機械損失



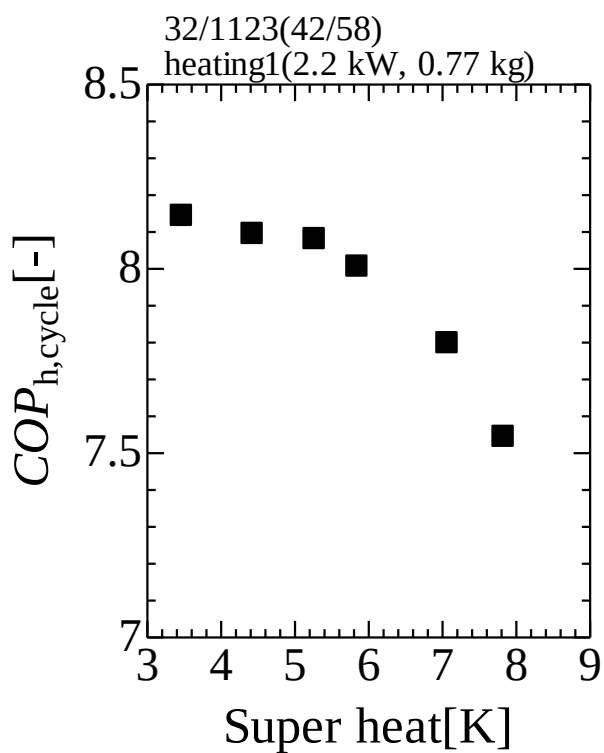
(c) インバータ損失

図 3.23 不可逆損失と熱負荷の関係 (HFC-32, 冷房条件, 0.69 kg)

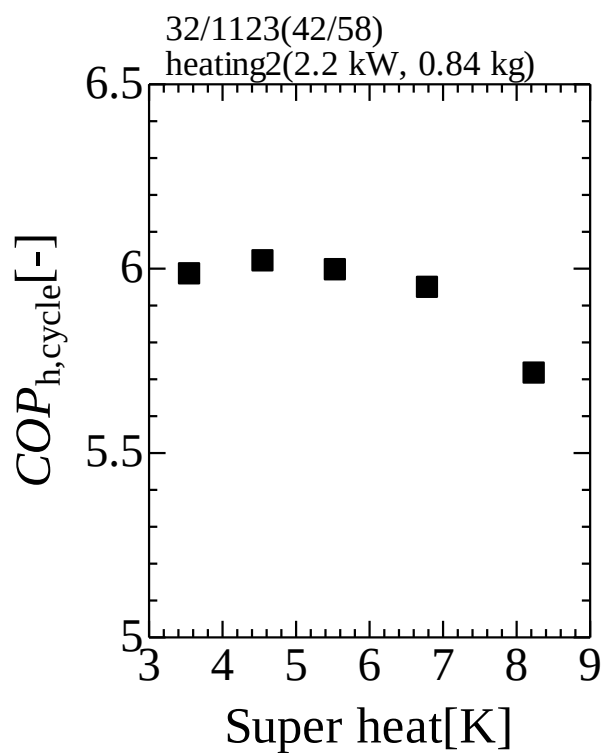
3.4 過熱度が成績係数に及ぼす影響

本節では、HFC-32 ではなく混合冷媒 HFC-32/HFO-1123(42/58mass%)の結果を用いて、過熱度が成績係数に及ぼす影響について考察する。本研究の実験において、膨張弁開度を操作することによって冷媒質量流量を調節し、暖房条件 1、暖房条件 2 および冷房条件のいずれの条件においても過熱度を $4 (\pm 1)$ K に保っている。この ± 1 K の幅は、冷媒や条件によって冷媒質量流量の調節に限界があるからである。したがって、冷媒の違いによる COP について議論を行う前に、この ± 1 K の幅が COP に与える影響を議論しておく必要がある。

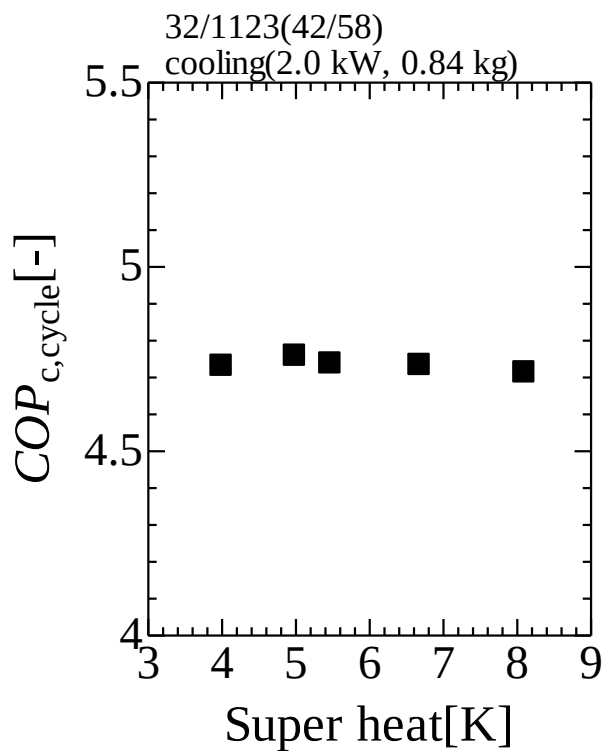
図 3.24 に、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123(42/58mass%)の暖房条件 1 (2.2 kW, 0.77 kg)、暖房条件 2 (2.2 kW, 0.84 kg) および冷房条件 (2.0 kW, 0.84 kg) におけるサイクル成績係数 COP_{cycle} と過熱度 Super heat の関係を示す。また、図 3.25 に、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 (42/58mass%)の暖房条件 1 (2.2 kW, 0.77 kg)、暖房条件 2 (2.2 kW, 0.84 kg) および冷房条件 (2.0 kW, 0.84 kg) におけるシステム成績係数 COP_{system} と過熱度 Super heat の関係を示す。図 3.24 および図 3.25 を見ると、サイクル成績係数とシステム成績係数は過熱度の増加に伴って、暖房条件 1 および暖房条件 2 においては減少し、冷房条件においてはわずかに減少している。しかし、実験条件である過熱度が $4 (\pm 1)$ K の区間を見ると、サイクル成績係数およびシステム成績係数は大きく変化していないことがわかる。サイクル成績係数およびシステム成績係数が大きく減少するのは、おおよそ過熱度が 6 K 以上のときである。したがって、過熱度が $4 (\pm 1)$ K の区間に収まっている本実験の結果をもとに、冷媒による成績係数 COP の違いを議論しても問題ない。



(a) 暖房条件 1

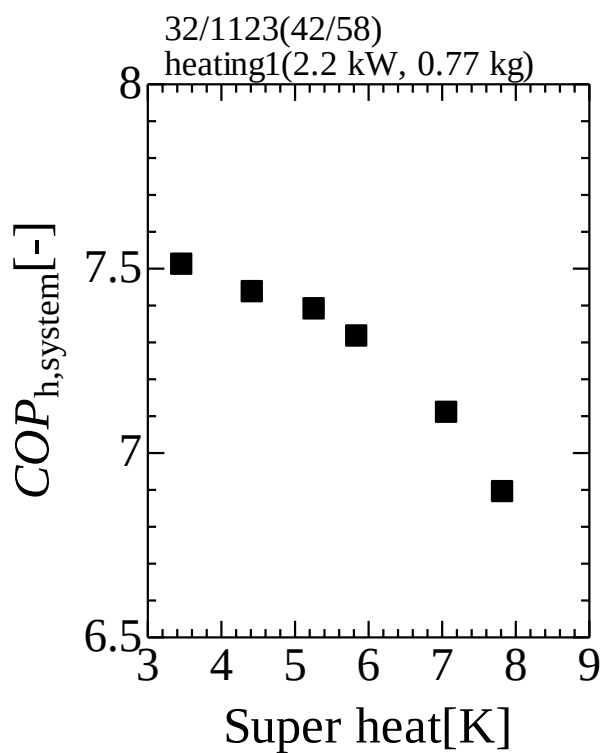


(b) 暖房条件 2

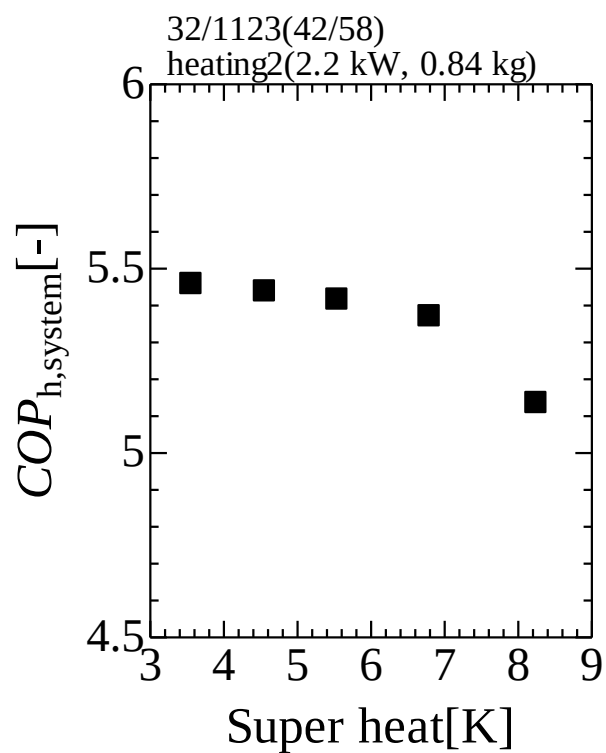


(c) 冷房条件

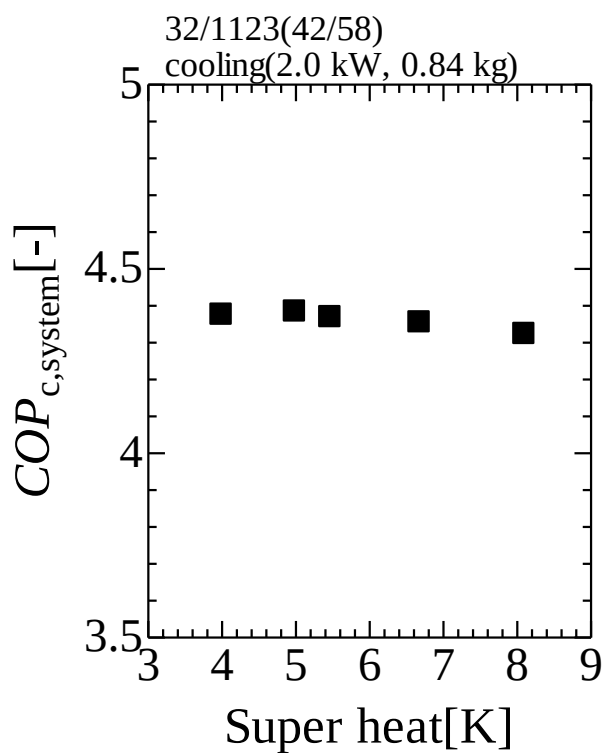
図 3.24 サイクル成績係数と過熱度の関係



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

図 3.25 システム成績係数と過熱度の関係

3.5 圧縮機効率

本節では、暖房条件 1、暖房条件 2 および冷房条件における純冷媒 HFC-32 の結果を用い、圧縮機の特性について議論する。

3.5.1 インバータ効率および圧縮機の機械効率

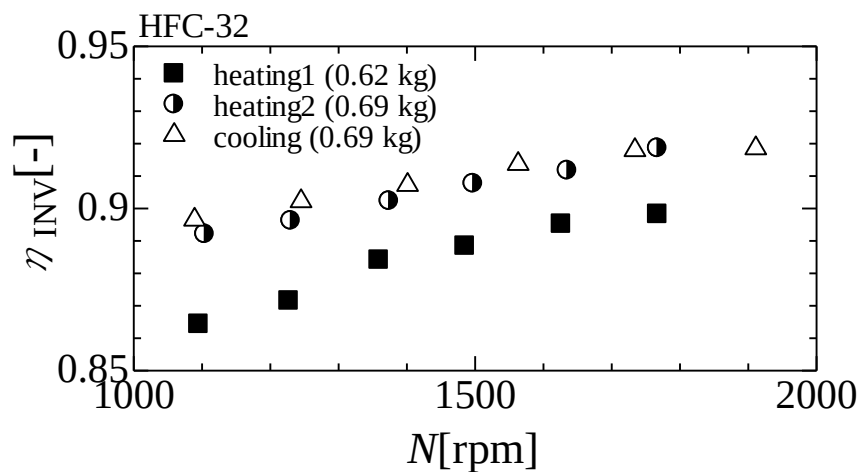
図 3.26 に暖房条件 1、暖房条件 2 および冷房条件における純冷媒 HFC-32 のインバータ効率 η_{INV} および機械効率 η_M と圧縮機回転数 N との関係を示す。また、図 3.27 に暖房条件 2 における純冷媒 HFC-32 のインバータ効率および機械効率と過冷度との関係を示す。(a) がインバータ効率、(b) が機械効率、(c) がインバータ効率と機械効率の積である。

図 3.26(a) をみると、どの条件においても圧縮機回転数の増加に伴いインバータ効率は大きくなっていることがわかる。しかし、暖房条件 1 におけるインバータ効率は、他の 2 つの条件におけるインバータ効率よりも低い。暖房条件 1 のデータの充填量のみが、他の条件におけるデータの充填量と異なるが、図 3.27(a) より、インバータ効率は充填量によらないことがわかる。また第 3.2.3 項に示したように、本研究における暖房条件 2 の全実験範囲において、充填量（過冷度）に対する圧縮機回転数 N の変化はせいぜい 1700 rpm から 1500 rpm の間での変化である。したがって、充填量の違いによっては、暖房条件 1 と他の 2 つの条件におけるインバータ効率の差異を説明することはできない。すなわちこの差異は、条件の違いによるものだと考えられる。暖房条件 1 と暖房条件 2 の条件の違いは、凝縮器側の熱源水出口温度である。それによってインバータ投入電力および圧縮機投入電力が増加し、このことが条件によるインバータ効率の違いを生じさせていると考えられる。ここで図 3.28 に、暖房条件 1、暖房条件 2 および冷房条件における純冷媒 HFC-32（全充填量）のインバータ効率と、インバータ投入電力および圧縮機投入電力の関係を示す。これより、インバータ効率は、投入エネルギーそのものの増加に伴って大きくなるといえる。また、本実験範囲においてはインバータ効率の低下は見られなかった。また、図 3.29 に、すべての実験における（全条件におけるすべての試験冷媒の全充填量）インバータ効率とインバータ投入電力の関係を示す。これより、インバータ効率は使用冷媒によらないことがわかる。したがって、インバータ効率とインバータ投入電力の関係は、使用する圧縮機との相性によって決定されるものと考えられる。

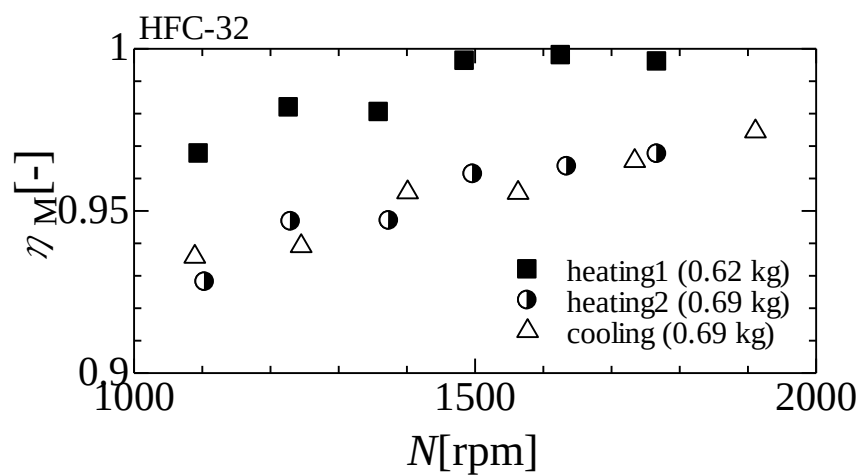
次に図 3.26(b) をみると、どの条件においても圧縮機回転数の増加に伴い機械効率は大きくなっていることがわかる。インバータ効率と同様に、条件による違いが存在するが、機

械効率は圧縮機回転数や投入電力の他に、冷媒の物性および圧縮機油との相性や外気温、断熱圧縮過程への熱の出戻りなどの様々な影響を受けるため、実験結果からこの差異について議論することは困難である。しかし少なくとも、図 3.27(b)より、充填量増加による機械効率の減少はとても小さいので、条件による機械効率の差異は充填量の違いによるものではないことがいえる。

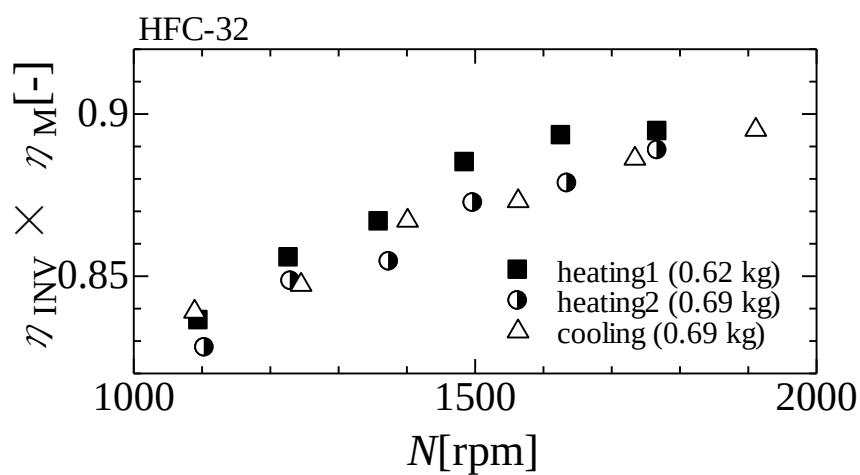
次に図 3.26(c)をみると、どの条件においても圧縮機回転数の増加に伴いインバータ効率と機械効率の積の値は大きくなっていることがわかる。この値と第 3.1.1 項に示したヒートバランス Q_W / Q_R の積をサイクル成績係数 COP_{cycle} に乗じたものがシステム成績係数 COP_{system} であるので、ヒートバランスが熱負荷によらないことを考慮すれば、熱負荷に対するサイクル成績係数 COP_{cycle} とシステム成績係数 COP_{system} の増減の挙動の違いは、このインバータ効率と機械効率の積の値の変化によるものである。



(a) インバータ効率

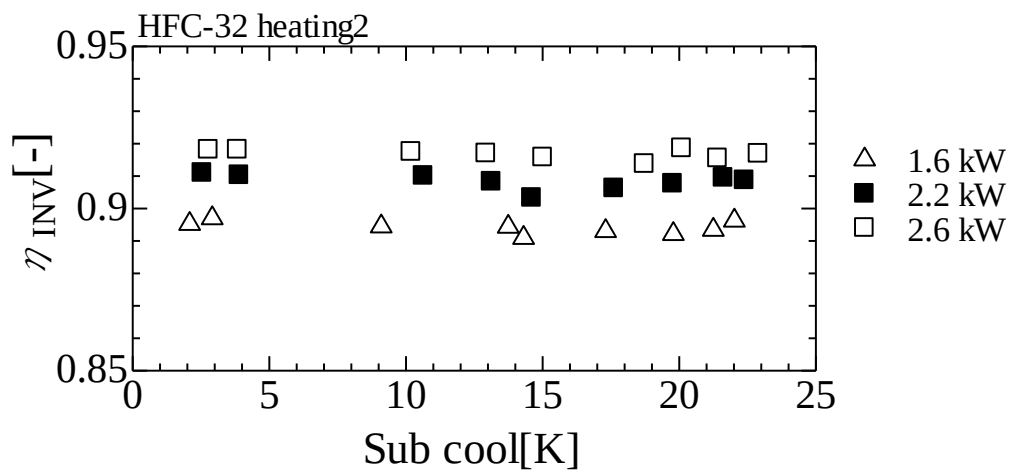


(b) 機械効率

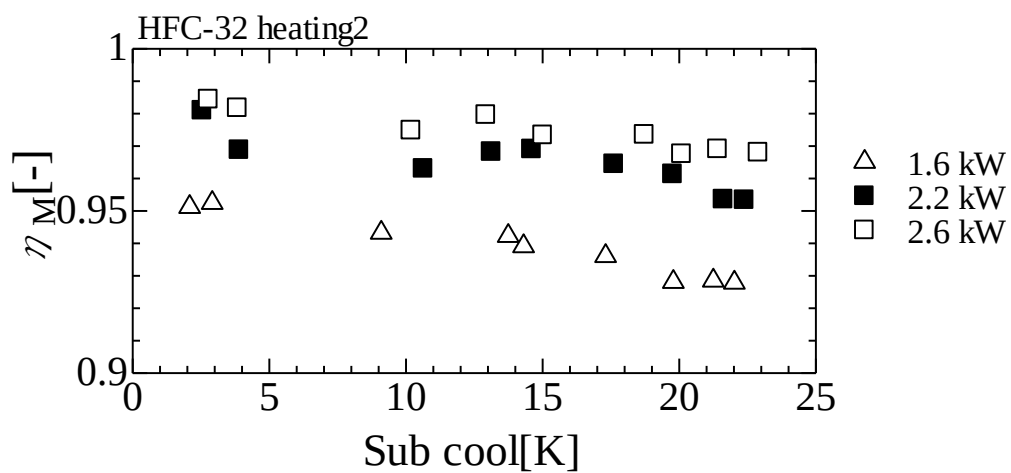


(c) インバータ効率と機械効率の積

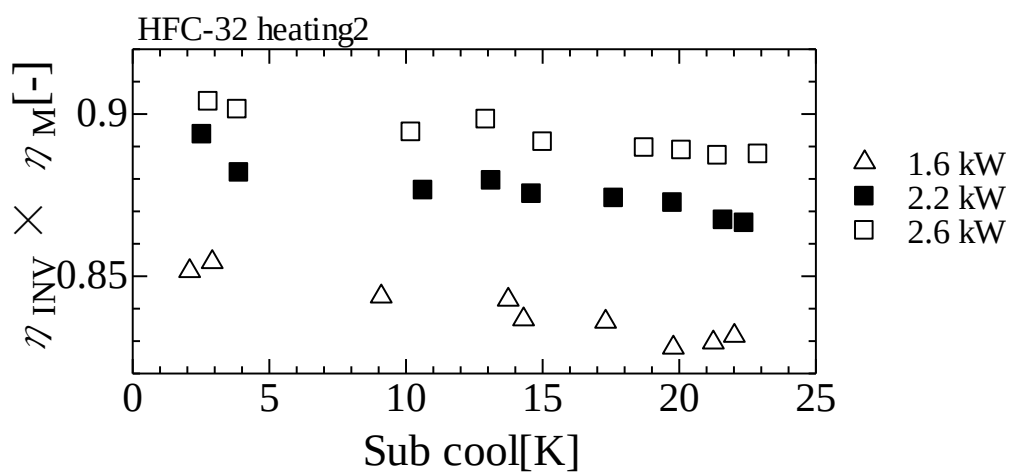
図 3.26 インバータ効率および機械効率と圧縮機回転数の関係



(a) インバータ効率

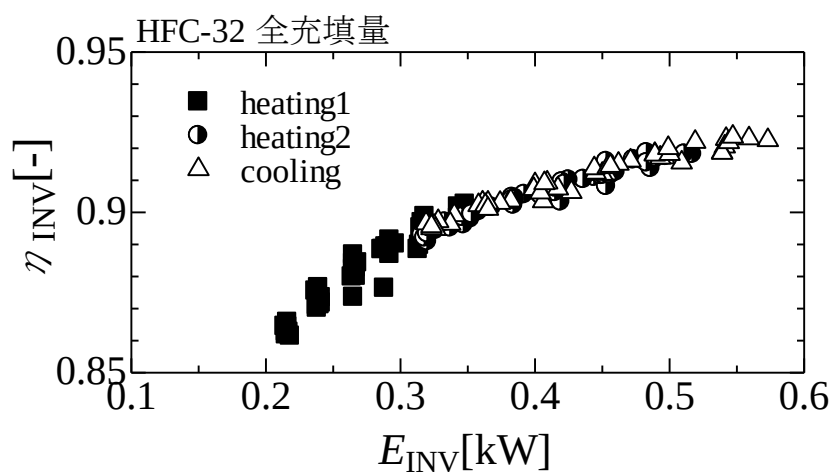


(b) 機械効率

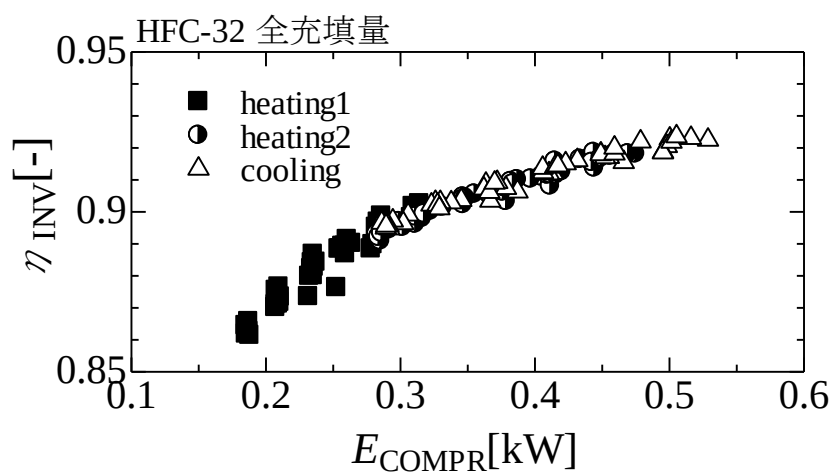


(c) インバータ効率と機械効率の積

図 3.27 インバータ効率および機械効率と過冷度の関係



(a) インバータ投入電力



(b) 圧縮機投入電力

図 3.28 インバータ効率とインバータ投入電力および圧縮機投入電力の関係

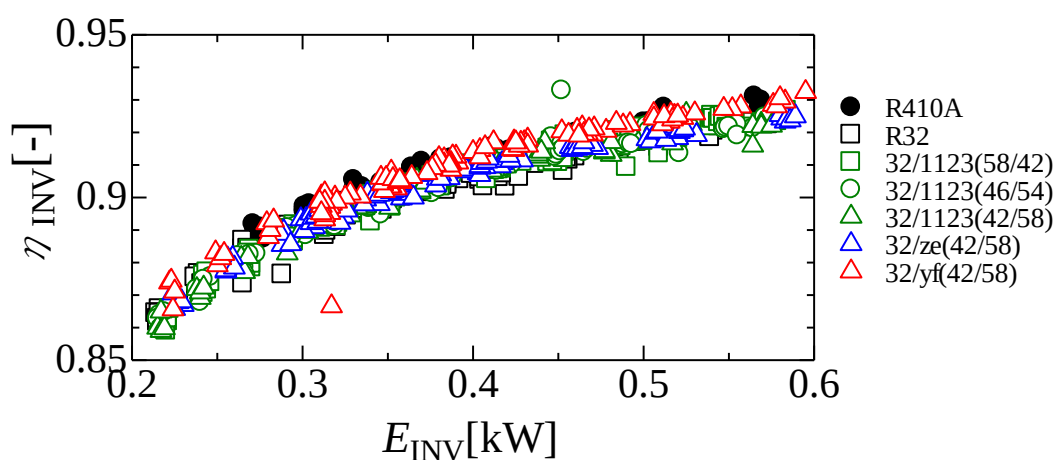


図 3.29 全条件における全冷媒のインバータ効率とインバータ投入電力の関係

3.5.2 断熱圧縮効率

図 3.30 に暖房条件 1，暖房条件 2 および冷房条件における純冷媒 HFC-32 の断熱圧縮効率 η_{adi} と圧縮機回転数 N の関係を示す．いずれの条件においても圧縮機回転数の増加に伴って，わずかに断熱圧縮効率は上昇している．また前項のインバータ効率および機械効率と同様に条件による違いが存在するが，断熱圧縮効率は圧縮機回転数の他に，冷媒の物性および圧縮機油との相性や外気温，断熱圧縮過程への熱の出戻りなどの様々な影響を受けるため，実験結果からこの差異について議論することは困難である．

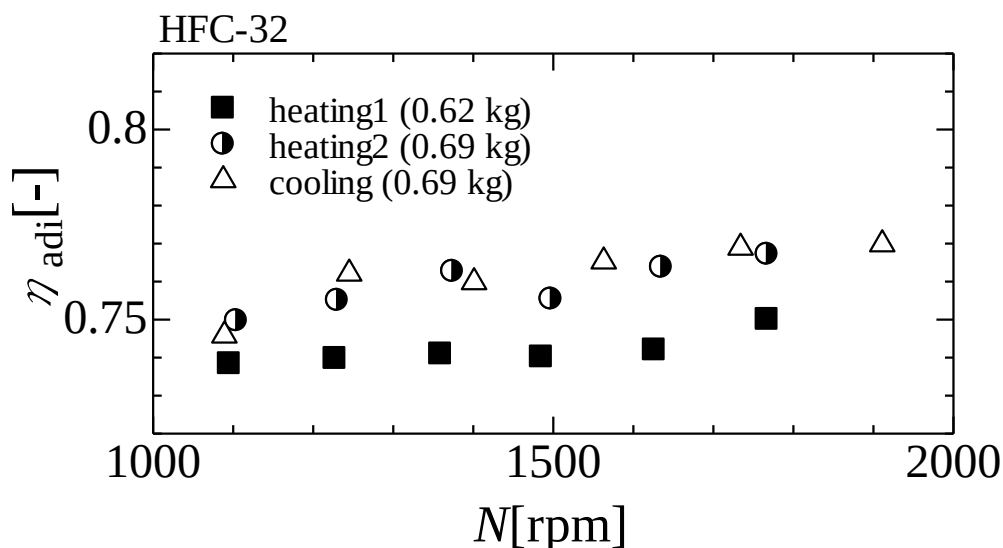


図 3.30 断熱圧縮効率と圧縮機回転数の関係

3.5.3 圧縮機総合効率

図 3.31 に暖房条件 1，暖房条件 2 および冷房条件における純冷媒 HFC-32 の圧縮機総合効率 η_{all} と圧縮機回転数 N の関係を示す．いずれの条件においても圧縮機回転数の増加に伴って圧縮機総合効率は上昇している．圧縮機総合効率はインバータ効率，機械効率および断熱圧縮効率の 3 つの値の積と定義しているので，それぞれの効率の傾向を把握することでその傾向を知ることができる．第 3.5.1 項および第 3.5.2 項より，3 つの効率は圧縮機回転数の増加に伴って増加しているので，圧縮機総合効率も圧縮機回転数の増加に伴って増加する．また，実験条件による差異は小さくなっていることがわかる．

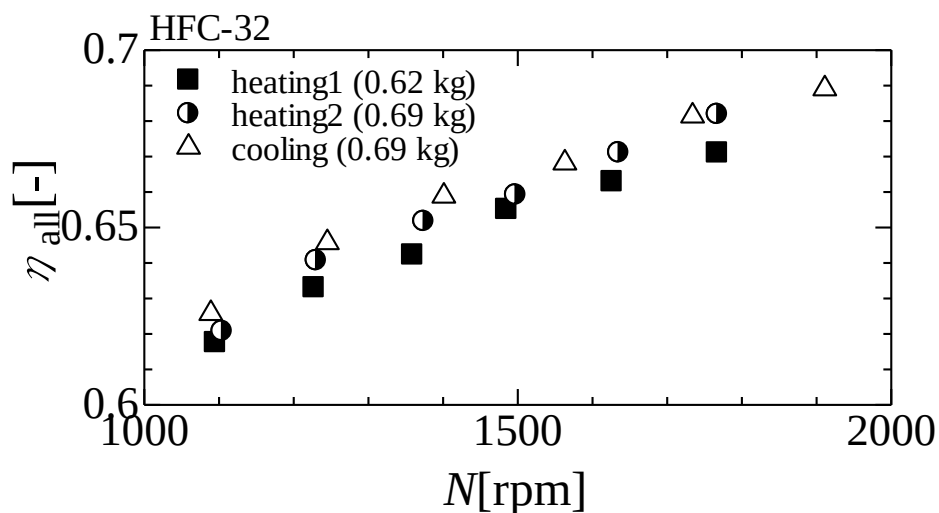


図 3.31 圧縮機総合効率と圧縮機回転数の関係

3.5.4 体積効率

図 3.32 に暖房条件 1, 暖房条件 2 および冷房条件における純冷媒 HFC-32 の体積効率 η_{vol} と圧縮機回転数 N の関係を示す。体積効率は実際の吸込み量を圧縮機のピストン押しのけ量で除した値であり、体積効率が大きいほど効率よく冷媒を循環させていることになる。いずれの条件においても、圧縮機回転数によらずほぼ一定である。また、体積効率は冷媒と圧縮機の相性によって変化し、圧縮機吸込圧の大きい冷媒ほど小さくなる。

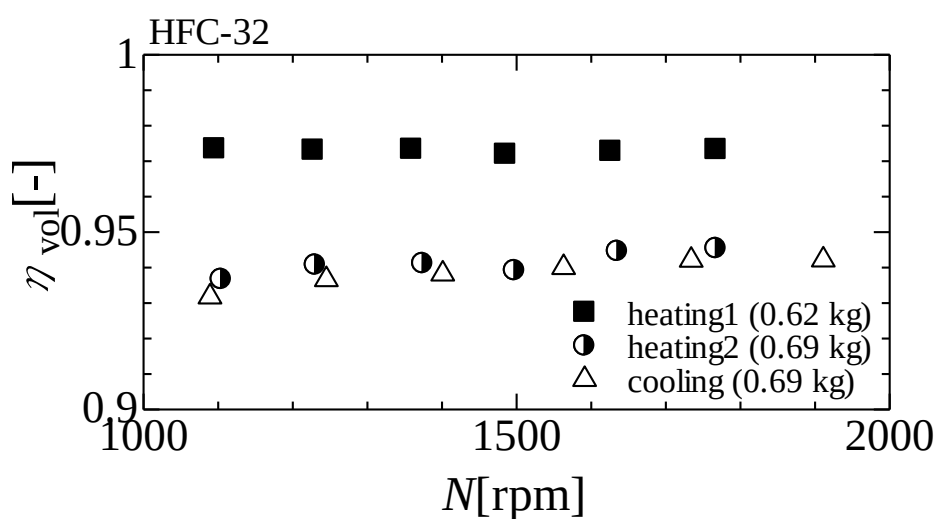


図 3.32 体積効率と圧縮機回転数の関係

第4章 HFO系2成分混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの特性

本章では、HFC-32、R410A および HFO 系冷媒と HFC-32 との 2 成分混合冷媒 5 種類を用いて、組成比の違いまたは冷媒種類の違いによるヒートポンプサイクルの特性の違いについて考察していく。また、本章では、各冷媒の最適充填量の結果を用い、熱負荷の影響についてもみていく。

4.1 循環組成

本節では、非共沸混合冷媒における循環組成の特性について記述する。非共沸混合冷媒では気液二相状態で平衡する液組成と蒸気組成が異なる特性を有し、熱交換器内の気液二相領域内では組成分布が生じる。そのため、第 2.2.4 項で述べたように、冷媒ループ内を流れる冷媒循環組成は必ずしも充填組成とは一致しない。サイクル内の循環組成の変化は冷媒の飽和温度と圧力の関係といった冷媒熱物性、さらに能力や効率などのサイクル特性にも変化をもたらす。よって、循環組成の特性を把握することは非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能評価を行う上で重要である。

図 4.1 に示したのは、実験に使用した 2 成分混合冷媒 5 種類の、全条件における HFC-32 の循環組成比 Y_{R32} と冷媒充填量 M の関係である。(a)に HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), (b)に HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%), (c)に HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), (d)に HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)および(e)に HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)を示す。

まず、図 4.1(d)および(e)について考察していく。混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)および混合冷媒 HFC-32/HFO-1234yf の循環組成における HFC-32 の組成比は、どの条件およびどの充填量においても、充填組成における HFC-32 の組成比 42 mass%を上回っている。これは、非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルにおける特性の一つであり、HFO-1234ze(E)および HFO-1234yf の沸点が HFC-32 の沸点よりも高かったからである。沸点差の大きい非共沸混合冷媒におけるサイクルでは、熱交換器における二相域において、気相中には低沸点の HFC-32 のほうが、液相中には高沸点の HFO-1234ze(E)および HFO-1234yf が多く存在する。一般に、密度の小さい蒸気は、それよりも密度の大きい液に比べ熱交換器中を速く流れる。したがって、作動中のサイクルにおいて熱交換器のみを抜き取ると、低沸点成分である HFC-32 を多く含んだ気相が熱交換器内（二相域）を素早く通過することで、充填組成に比して、熱交換器内の混合平均組成は高沸点成分である HFO-1234ze(E)および HFO-1234yf の比率が増加する。逆に熱交換器以外の配管等の部分に

おける組成は、充填組成に比して、高沸点成分である HFO-1234ze(E)および HFO-1234yf の比率は低下する。

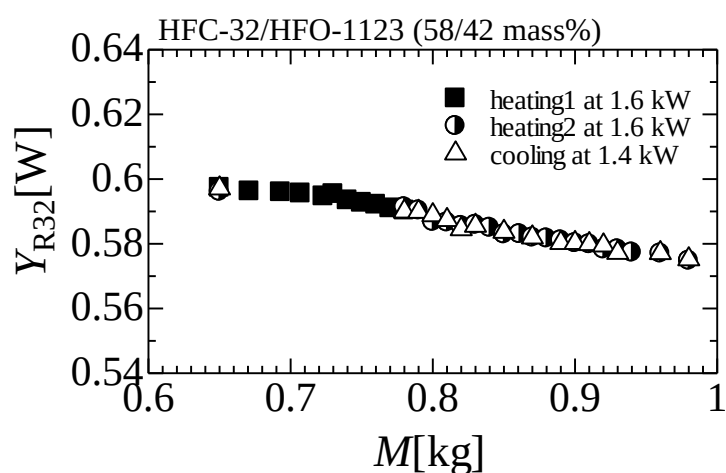
また、冷媒充填量の増加に伴って、循環組成が充填組成に近づいていく現象が確認できる。これは第 3.2.1 項で示したように、冷媒充填量の増加に伴う過冷度の増加によるものだと考えられる。本実験において、循環組成は電子膨張弁入口手前に設置されたサンプリングポートにおいて採取した冷媒の組成である(第 2.2.4 項参照)。また、上記したように、充填組成と循環組成の差異は、熱交換器内の二相域において引き起こされる。したがって過冷度が増加し凝縮器内の液単相域が増加、すなわち凝縮器内の二相域が減少したことによって、充填組成と循環組成の差異が軽減されたのである。

さらに、条件の違いによる差異もわずかに確認できる。これは運転時の作動圧力の違いによるものである。圧力が高く臨界に近いほど、気液の物性は近くなるので、作動圧の高い暖房条件 2 および冷房条件のほうが、作動圧の低い暖房条件 1 よりも、充填組成と循環組成の差異が小さくなる。

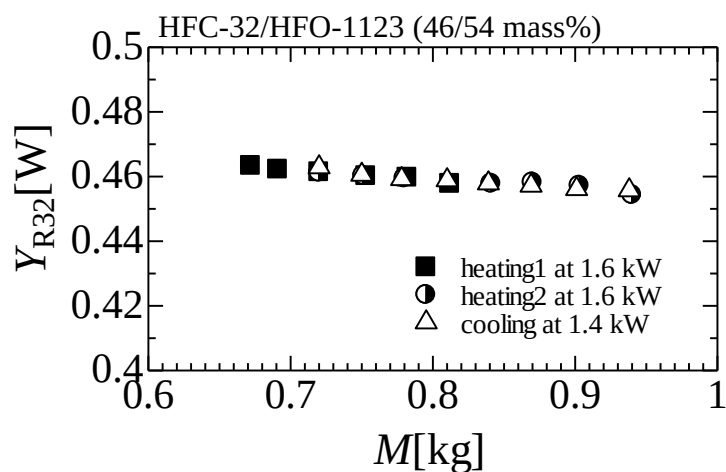
次に、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 について考察する。混合冷媒を構成している HFC-32 と HFO-1123 の沸点差が小さいため、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 は他の混合冷媒に比べ温度すべりも非常に小さく、上記したような充填組成と循環組成の差異も非常に小さい。したがって本来、図 4.1(a), (b)および(c)のように、充填量によって循環組成が変化することは考えられない。また、充填量の増加に伴って HFC-32 の循環組成比が、(a)および(b)では減少、(c)では上昇するというように、違った傾向を示すことも現象として不自然である。ゆえにこれは、充填の仕方によって充填組成そのものが変化したことが原因であると考えられる。混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf の実験における充填時とは違い、HFC-32/HFO-1123 はサイフォン管の付いたボトルから充填を行った。第 2.3.4 項に示したように、サイフォン管式ボトルから装置内に冷媒を充填するとき、少量もしくは非常にゆっくりと充填する場合には、サイフォン管内上部の気化した部分しか充填できずに、結果蒸気状態でしか充填できないという問題が生じる。また、ポンペを逆さにしたときは、それとは逆のことが起こる。(a)および(b)における実験では、始め大量に充填するときは液相充填をしたものの、冷媒充填量を少しずつ増やしていく際には気相充填をしてしまったため、充填量の増加に伴って高沸点成分である HFC-32 の組成比が小さくなってしまった。また逆に、(c)における実験では、ボトルを逆さにして実験を行った。したがって、始め大量に充填するときは気相充填をしたものの、冷媒充填量を少しずつ増やしてい

く際に液相充填をしてしまったため、充填量の増加に伴って高沸点成分である HFC-32 の組成比が大きくなってしまったと考えられる。

また、圧縮機油への溶け込みによる組成の変化はわずかに存在すると考えられるが、(a) および(b)と(c)の傾向が逆転していることから、上記したような沸点差によって生じる組成の変化に対して、溶け込みによる組成の変化はそれほど大きな変化ではないと考えられる。

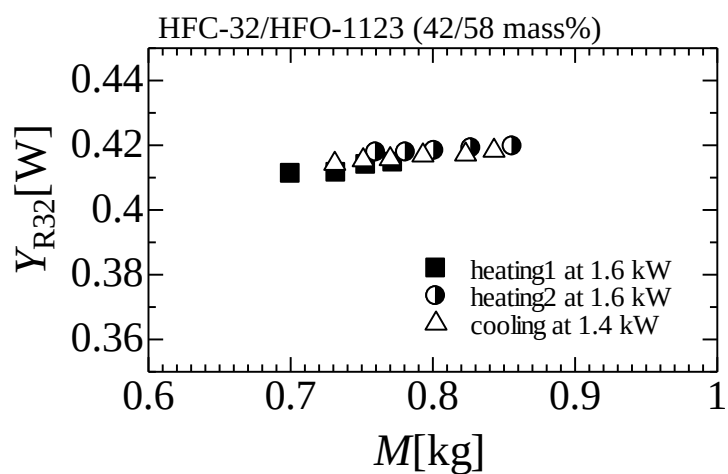


(a) HFC-32/HFO-1123(58/42 mass%)

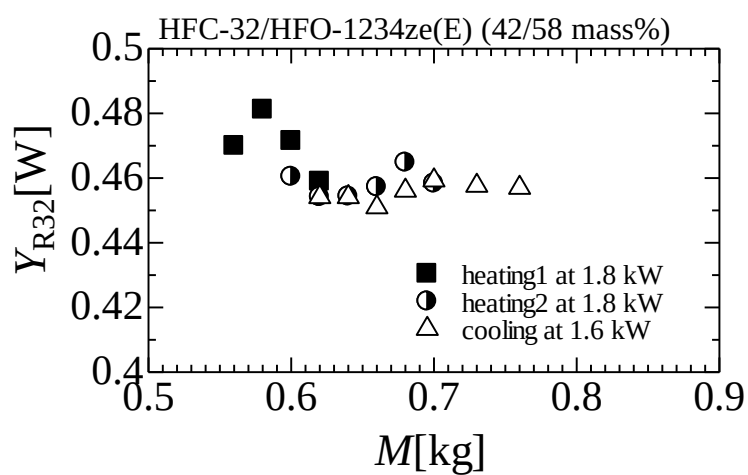


(b) HFC-32/HFO-1123(46/54 mass%)

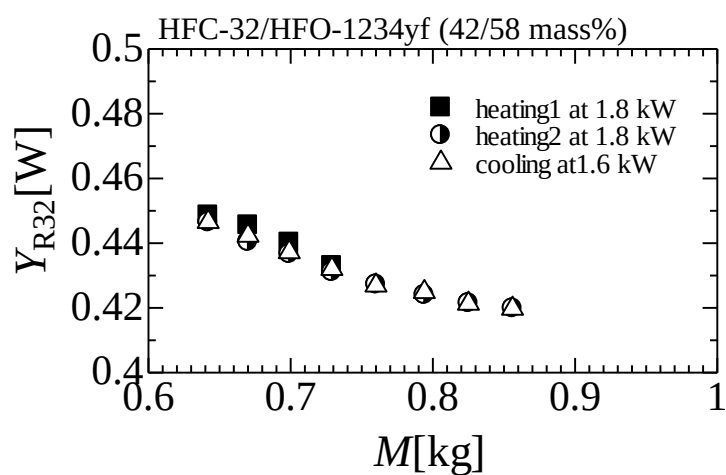
図 4.1 2 成分混合冷媒の HFC-32 の循環組成比と冷媒充填量の関係



(c) HFC-32/HFO-1123(42/58 mass%)



(d) HFC-32/HFO-1234ze(E)(42/58 mass%)



(e) HFC-32/HFO-1234yf(42/58 mass%)

図 4.1 2 成分混合冷媒の HFC-32 の循環組成比と冷媒充填量の関係

4.2 組成比の異なる混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 および現行冷媒におけるサイクル比較

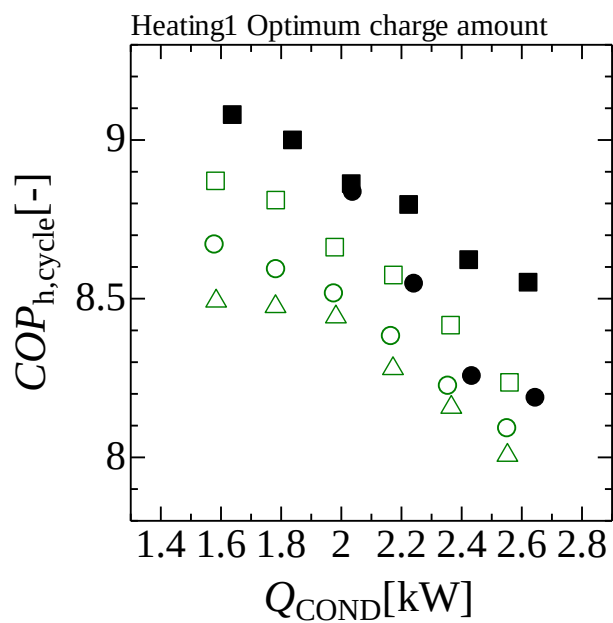
本節では、純冷媒 HFC-32、疑似共沸混合冷媒 R410A および組成比の異なる 3 種類の 2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の結果を用いて、組成比の違いによるヒートポンプサイクル特性の違いについて考察する。試験冷媒の役割としては、純冷媒 HFC-32 および疑似共沸混合冷媒 R410A は実際に家庭用エアコンに使われている冷媒の代表として、また、組成比の異なる 3 種類の 2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 は組成比の違いを比較するための冷媒として、その結果を示す。

4.2.1 サイクル成績係数

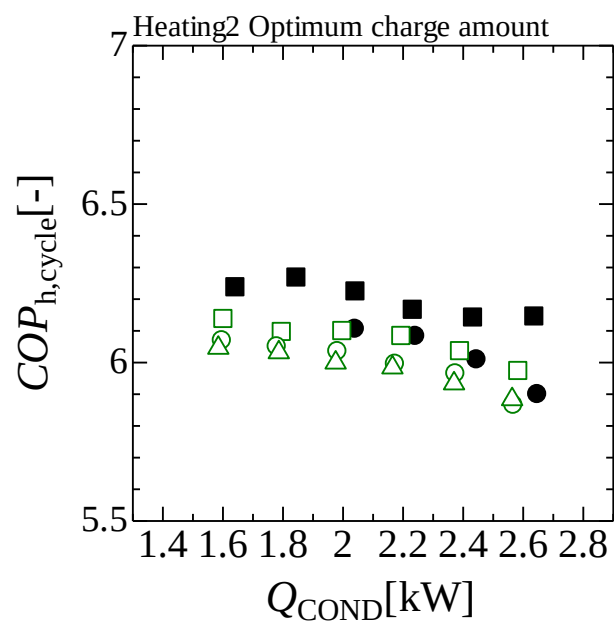
図 4.2 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%) および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の最適充填量におけるサイクル成績係数 COP_{cycle} と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。黒色四角のプロットが HFC-32, 黒色丸のプロットが R410A, 緑色四角のプロットが HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), 緑色丸のプロットが HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%), 緑色三角のプロットが HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) を表す。

条件によらずサイクル成績係数の大小関係は、HFC-32 が最も大きく、次いで R410A および HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%) が同等の性能、以下、HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%), HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) と小さくなっていく。混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 に注目すると、HFC-32 の組成比が小さくなるにしたがってサイクル成績係数も小さくなっていることがわかる。これは、HFC-32 の潜熱が HFO-1123 の潜熱に比べ大きく、HFC-32 の組成比が小さくなるにつれ冷媒自体の熱物性が劣化していくからである。これについては第 4.2.2 項で詳しく考察する。

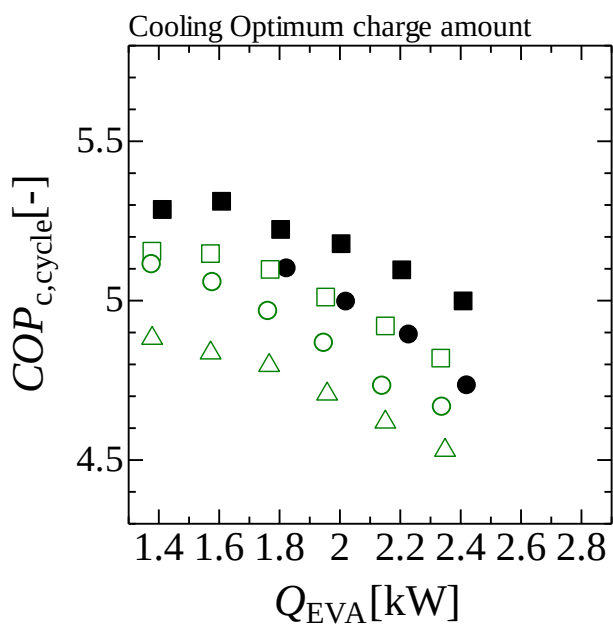
また、HFC-32 の組成比の減少によるサイクル成績係数の低下は、暖房条件 1 および暖房条件 2 よりも、冷房条件において比較的大きい。これは条件の違いにもよるが、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 において、同じ条件であっても HFC-32 の組成比の減少によるサイクル成績係数の低下は、暖房能力を示す $COP_{h,cycle}$ よりも冷房能力を示す $COP_{c,cycle}$ のほうで大きくなる。これは HFC-32 の組成比の減少に伴い、何らかの理由によって断熱圧縮効率が小さくなるからである。断熱圧縮効率が低下すると、圧縮機仕事の増加に伴って暖房能力は増加するが、冷房能力はあまり増加しない。したがって、暖房能力を示す $COP_{h,cycle}$ よりも冷房能力を示す $COP_{c,cycle}$ のほうがより低下する。



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

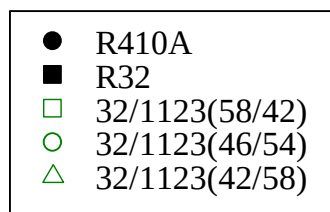


図 4.2 サイクル成績係数と熱負荷の関係

4.2.2 潜熱

図 4.3 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%) および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の飽和線を示す. これより, 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 において, HFC-32 の組成が小さい冷媒ほど潜熱が小さくなっていることがわかる. ここで, 潜熱とは, 同じ圧力における飽和蒸気線と飽和液線のエンタルピー差のことである. また, この傾向は, さらに HFC-32 の組成比を小さくしても現れると予想され, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) よりも HFC-32 の組成比の小さい混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の潜熱は小さくなり, そのサイクル成績係数は, 前項で示した HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) のサイクル成績係数よりもさらに小さくなると考えられる.

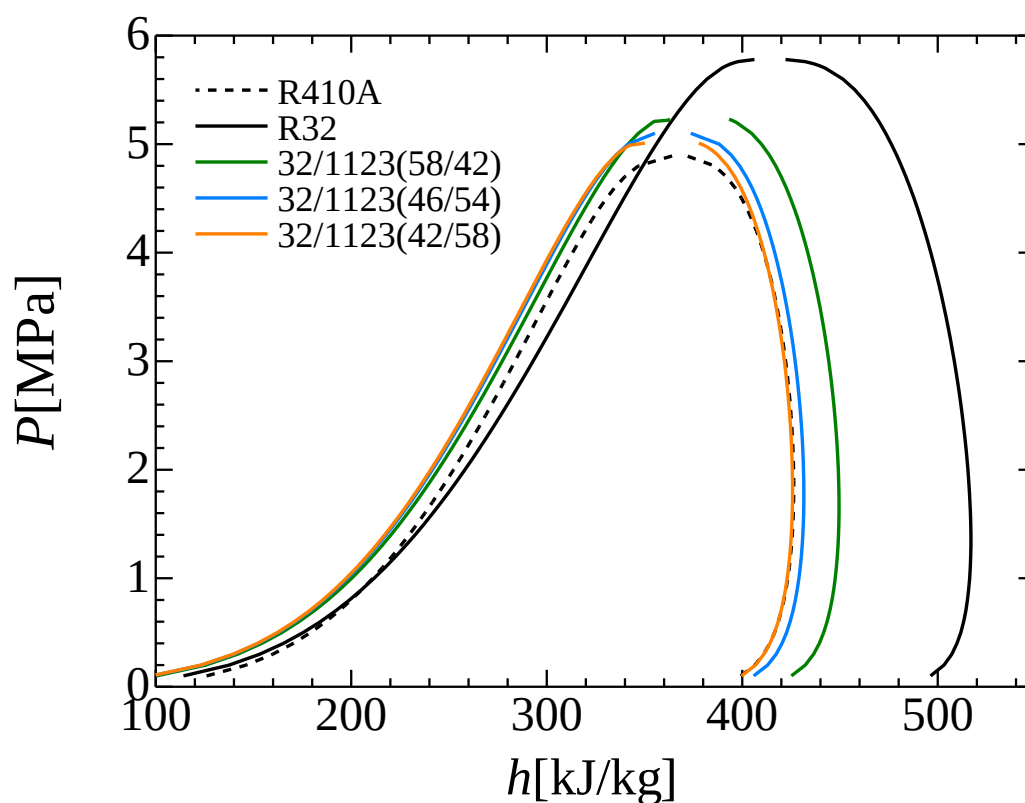
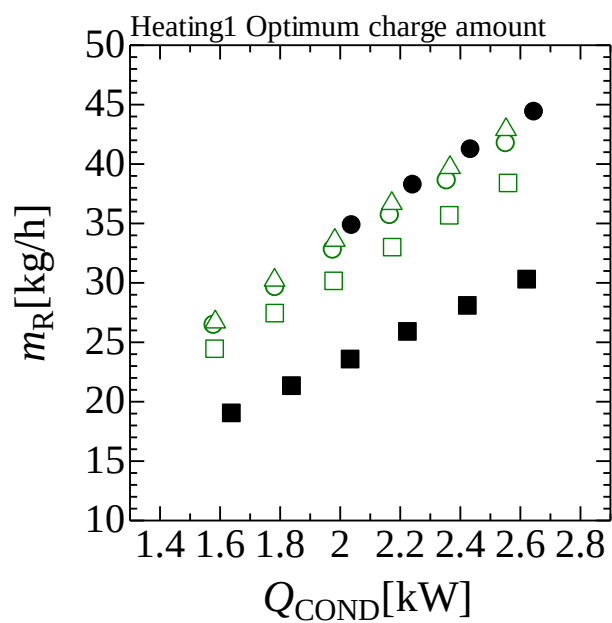


図 4.3 p - h 線図上における飽和線

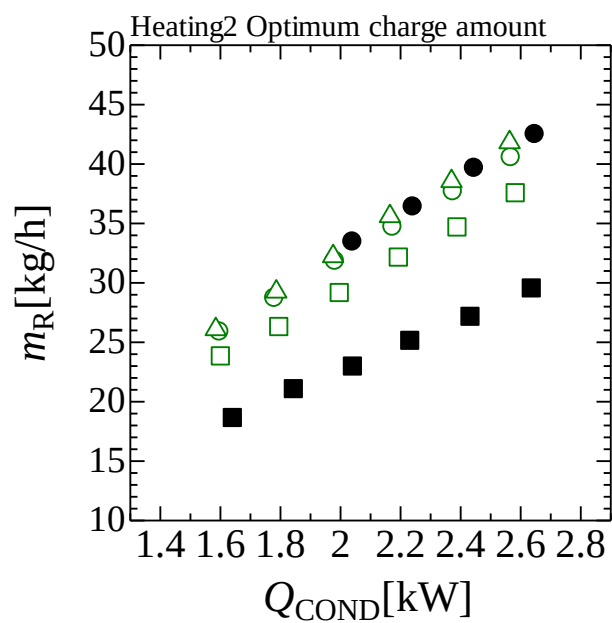
4.2.3 冷媒流量

図 4.4 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%)および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の最適充填量における冷媒質量流量 m_R と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

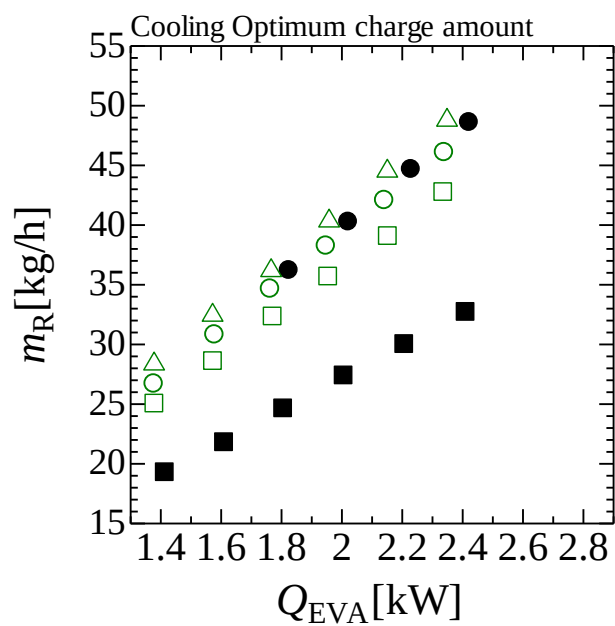
条件によらず冷媒質量流量の大小関係は, HFC-32 が最も小さく, 次に HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), 以下, HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%), R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)と大きくなる. これは, 同じ熱負荷のとき, 潜熱が大きい冷媒ほど単位質量あたりに運べる熱量が多く, 冷媒質量流量が少なくて済むからである. この裏付けとして, 前項に示した図 4.3 における潜熱の大小関係と, 図 4.4 における冷媒質量流量の大小関係は真逆になっている.



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

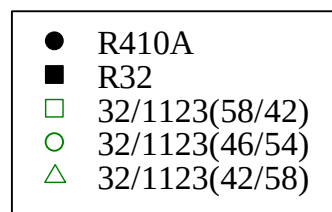


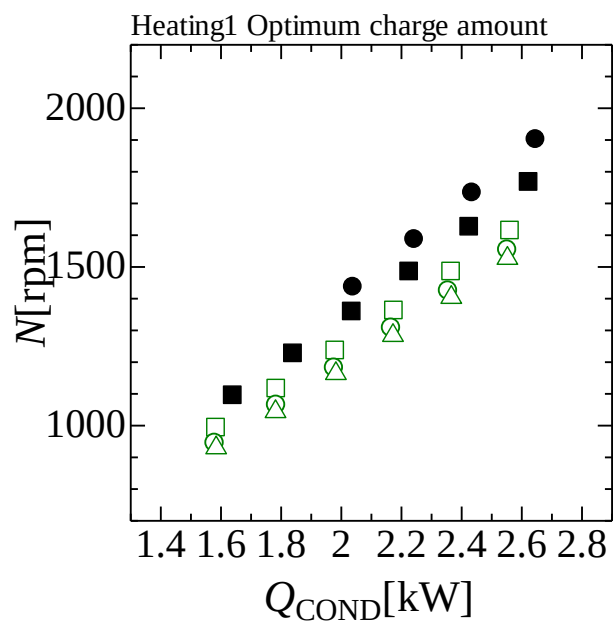
図 4.4 冷媒質量流量と熱負荷の関係

4.2.4 圧縮機回転数

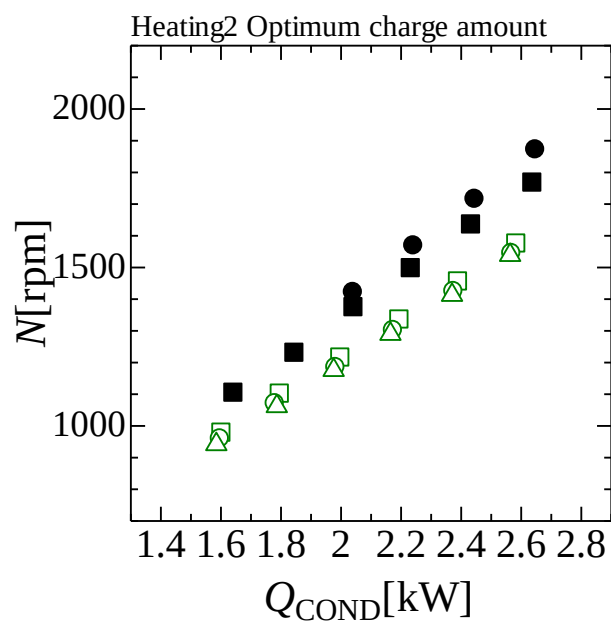
図 4.5 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%)および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の最適充填量における圧縮機回転数 N と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

条件によらず圧縮機回転数の大小関係は, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)が最も小さく, 次いで HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%), 以下, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32, R410A と大きくなる. 圧縮機回転数の大きさは, 冷媒の体積能力の大きさに直接的に対応し, 圧縮機回転数が小さいほど体積能力の大きい冷媒といえる. 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 はどの組成比においても HFC-32 および R410A の体積能力を上回っており, したがって圧縮機サイズの変更が不要もしくは圧縮機サイズの小型化が見込める冷媒であり, 次世代の冷媒としての実用的なメリットを有しているといえる.

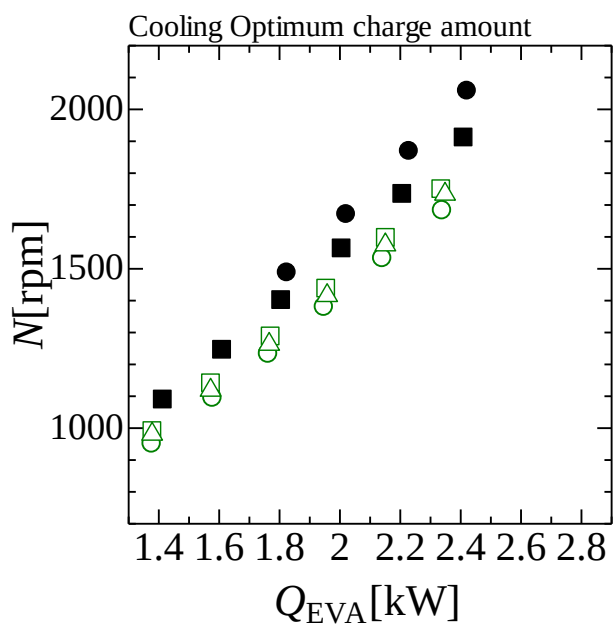
第 2.4.6 項の式(2.32)に示したように, 体積能力は潜熱と蒸気密度に比例する. 第 4.2.2 項に示したように, 潜熱においては試験冷媒の中で HFC-32 が最も大きい. しかし, 体積能力においては HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)が最も大きく, また, HFO-1123 の組成比が大きいほど体積能力は大きくなっていることがわかる. これは, 少なくとも HFC-32 の蒸気密度よりも混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の蒸気密度のほうが大きいことを示しており, 単位体積当たりの冷却能力という点において, HFC-32 の潜熱における優位性を上回るほどの蒸気密度の優位性を HFC-32/HFO-1123 が有していることを示している. 第 2.3.1 項の表 2.9 および表 2.10 に示したように, HFO-1123 の蒸気密度は HFC-32 の蒸気密度に比べて非常に高い. したがって, 潜熱の点では HFC-32 より劣っていても, 蒸気密度の点では HFO-1123 を含む HFC-32/HFO-1123 のほうが優位であり, 体積能力の点においても優位となる. なお, 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 において, HFO-1123 の組成比が小さくなるにつれ体積能力が小さくなるのは, HFO-1123 の組成比低下に伴い潜熱は大きくなるものの, それ以上に冷媒の蒸気密度が小さくなるからである.



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

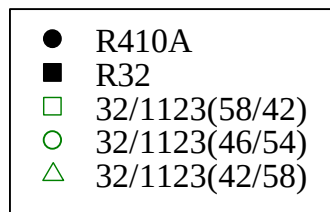
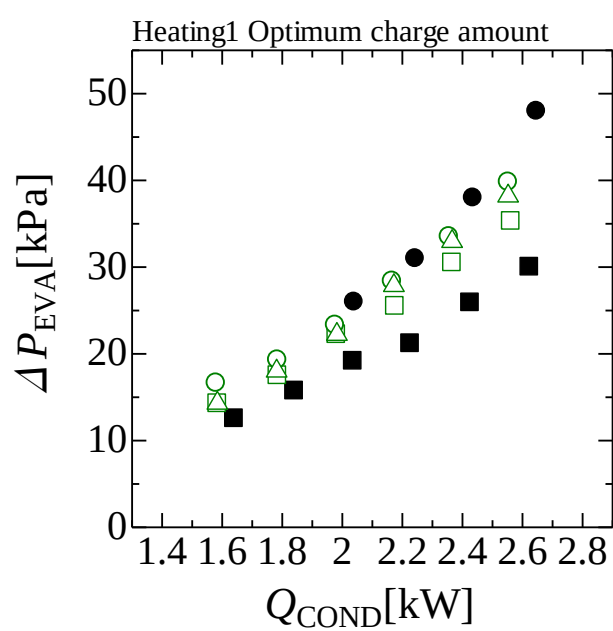


図 4.5 冷媒質量流量と熱負荷の関係

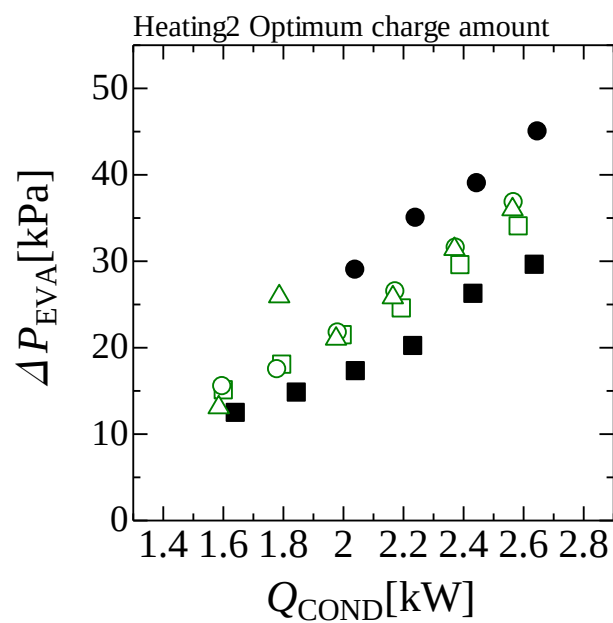
4.2.5 圧力損失

図 4.6 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%)および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の最適充填量における低圧側の圧力損失 ΔP_{EVA} と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す. なお, 高圧側における圧力損失は, 低圧側における圧力損失と同様の傾向を示したため, ここでは低圧側の圧力損失に限って議論する.

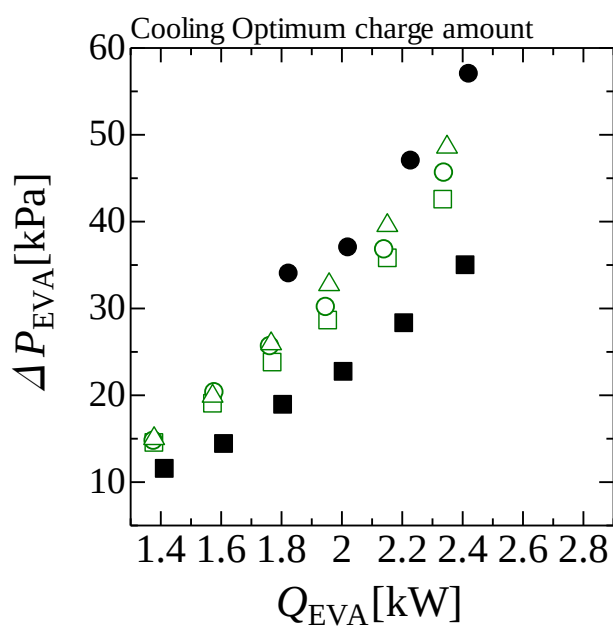
図 4.6 より, 熱負荷の増加に従って圧力損失は増加している. 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 に注目すると, 組成の違いにおける圧力損失の大きな違いは見られない. これは, HFO-1123 の組成比を大きくすると密度が上がり冷媒蒸気速度が小さくなる効果と, HFC-32 の組成比を大きくすると潜熱が大きくなり冷媒質量流量が小さくなる効果による圧力損失の軽減がそれぞれ拮抗しているためである.



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

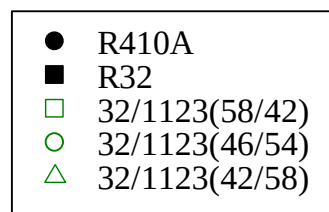


図 4.6 圧力損失（低圧側）と熱負荷の関係

4.2.6 圧縮機吐出温度

図 4.7 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%)および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の最適充填量における圧縮機吐出温度 T_d と熱負荷 Q の関係を, 暖房条件 2 のみ示す. 他の条件においては, 暖房条件 2 と同様の傾向を示したため, 本項では暖房条件 2 の結果を用いて考察する.

圧縮機吐出温度は, 圧縮機の寿命を左右するパラメータの一つである. 現行冷媒である HFC-32 の圧縮機吐出温度が高いことは, HFC-32 の弱点の一つであるが, 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 に注目すると, 混合したことによる圧縮機吐出温度の低下がみられる. この圧縮機吐出温度の軽減は, HFC-32 の組成比が低いほどより顕著に表れる傾向にある.

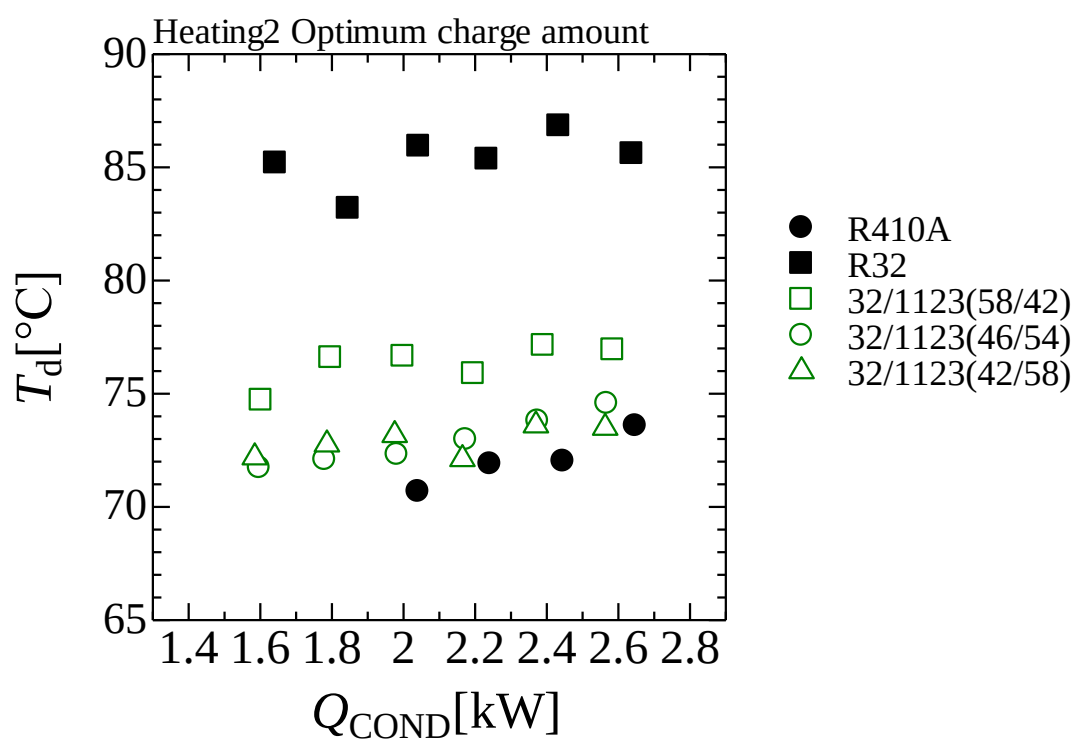


図 4.7 圧縮機吐出温度と熱負荷の関係

4.2.7 熱交換器内温度分布

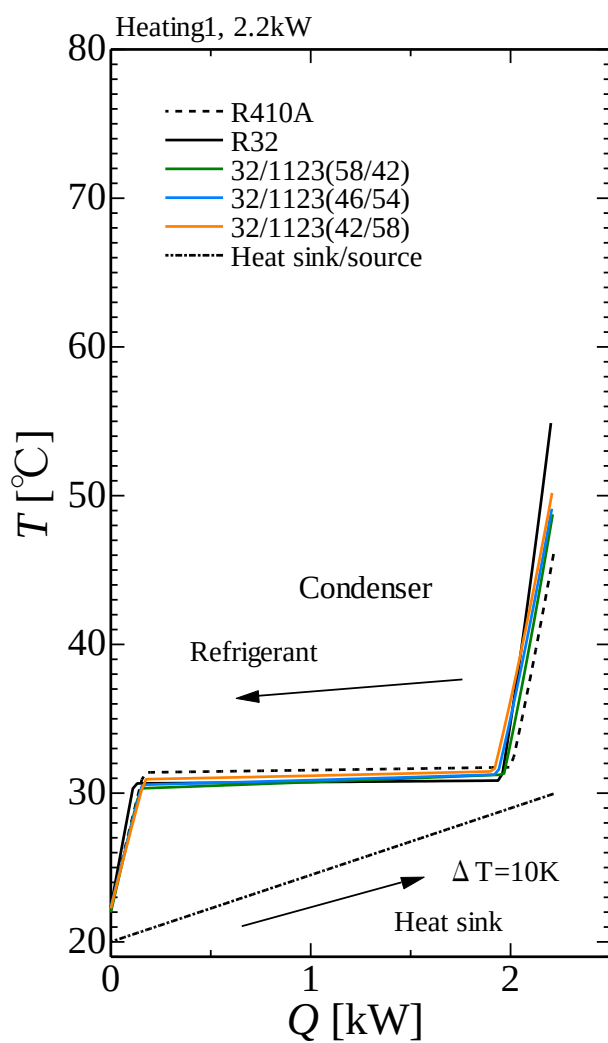
図 4.8, 図 4.9 および図 4.10 に, それぞれ暖房条件 1 (2.2 kW), 暖房条件 2 (2.2 kW) および冷房条件 (2.0 kW) における HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%)および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の最適充填量時の熱交換器内温度分布を示す.

HFC-32/HFO-1123 において, 組成比の違いによる凝縮圧力および蒸発圧力の違いが見て取れる. 蒸発器内の温度分布をみると, 他の混合冷媒に比べて HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の冷媒温度が熱源水温度に最も近づいていることがわかる. これは, 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の有する若干の温度すべりと伝熱特性によるものと思われる. HFC-32 および R410A における蒸発温度の減少は, 圧力損失によるものである. また, 暖房能力を一定に保ったとき, HFO-1123 の組成比が大きい混合冷媒ほど, 冷房能力が小さいことがわかる. これは, HFO-1123 の組成比が大きい混合冷媒ほど, 断熱圧縮効率が小さくなることを示している.

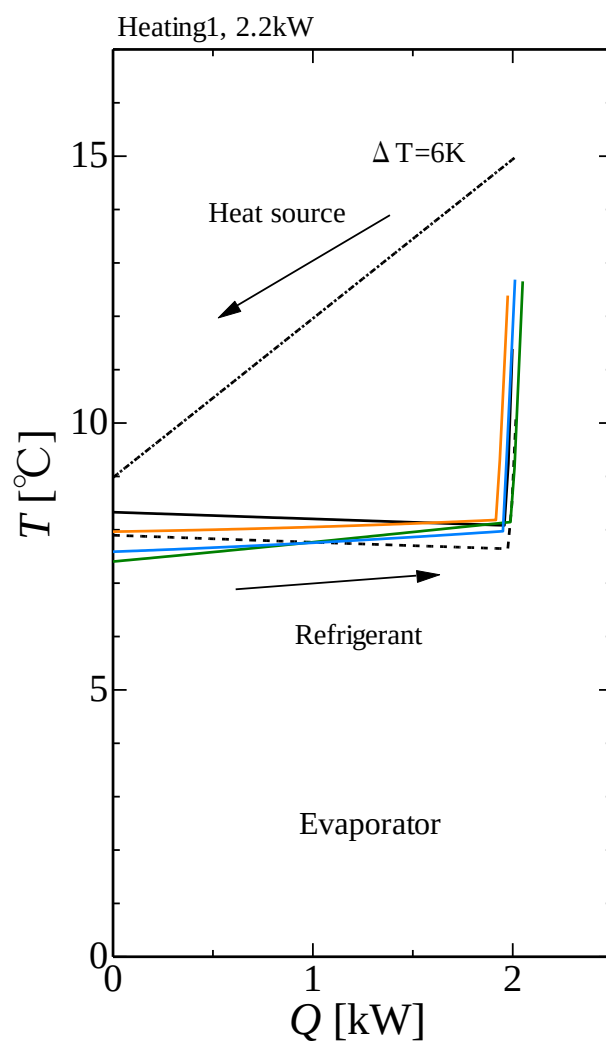
凝縮器側で, HFC-32 および HFO-1123 を含む 3 種の混合冷媒は, 凝縮開始地点でピンチポイントを取る. これは, 凝縮器において熱交換器の伝熱性能が十分であり, 冷媒と熱源水の温度差が十分小さな状態で熱交換を行えていることを示している. 他の冷媒に比べて凝縮開始地点における冷媒温度と熱源水温度の温度差が大きい R410A の熱交換性能は, 熱交換器の伝熱面積を大きくすることによって改善される可能性がある.

冷媒温度が熱源水に近づくほど冷媒の熱交換性能は高いといえるが, 熱交換性能は潜熱などの熱物性のほかに伝熱特性の影響も受けるため, 本研究における実験データではこれ以上の議論はできない.

なお, 熱源水の流量の大きい条件ほど熱源水側の熱伝達特性の影響が小さくなり, 逆に熱交換性能における冷媒の影響が大きくなるので, 冷媒の物性による違いがより顕著に現れると考えられる.



(a) 凝縮器側



(b) 蒸発器側

図 4.8 暖房条件 1 における熱交換器内の温度分布

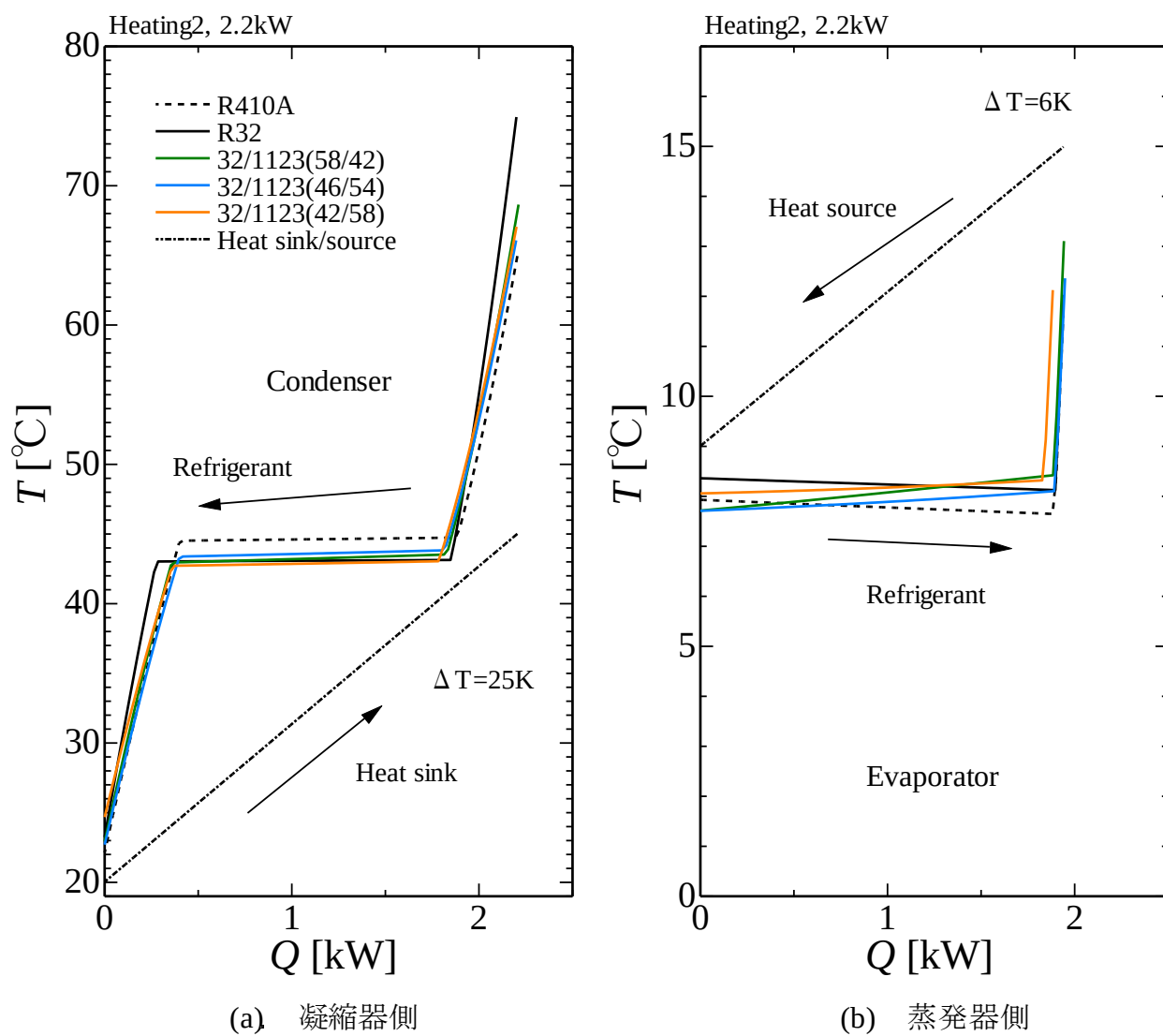
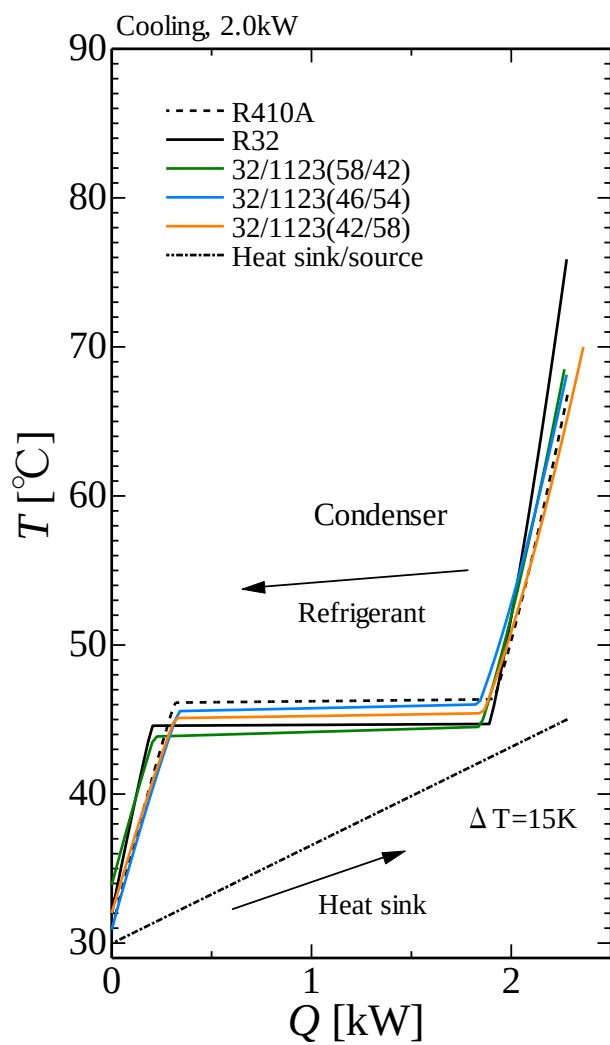
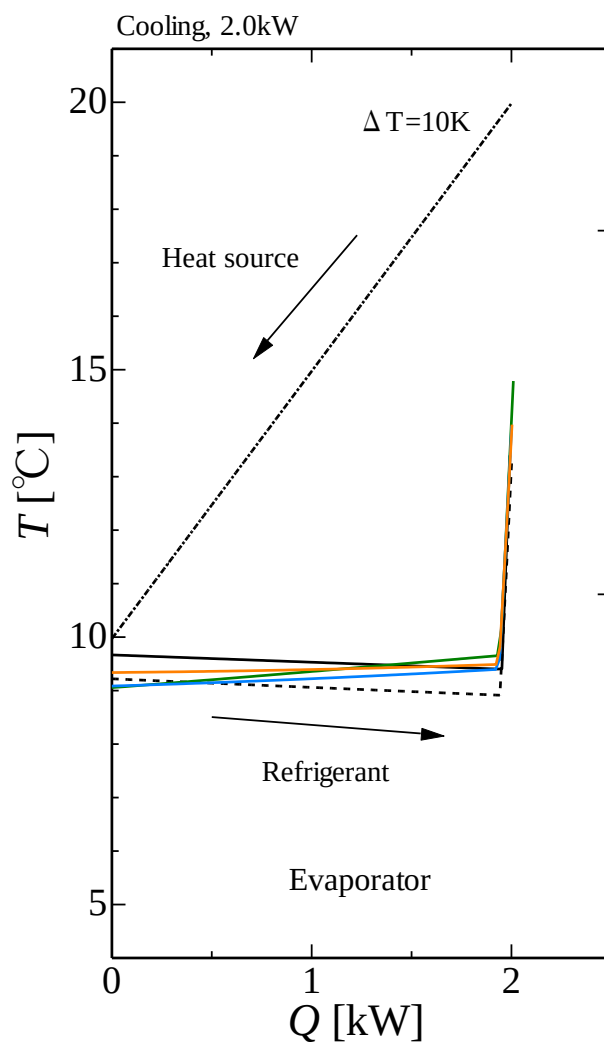


図 4.9 暖房条件 2 における熱交換器内の温度分布



(a) 凝縮器側



(b) 蒸発器側

図 4.10 冷房条件における熱交換器内の温度分布

4.2.8 不可逆損失

図 4.11 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%)および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の最適充填量における不可逆損失 L と熱負荷の関係, および不可逆損失を熱負荷で除した規格化された不可逆損失 L / Q と熱負荷の関係を実験条件別に示す. 不可逆損失は(a)サイクル全体 $L_{\text{all,cycle}}$, (b)凝縮器 L_{COND} , (c)蒸発器 L_{EVA} , (d)膨張弁 L_{EXP} , (e)圧縮機 L_{COMPR} , (f)接続配管部 L_{PIPE} および(g)圧力損失 $L_{\text{P.D.}}$ をそれぞれ示す.

図 4.11(a)に示したサイクル全体の不可逆損失において, 冷媒の大小関係は条件によらず, HFC-32 が最も小さく, 以下, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), R410A, HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%), HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の順に大きくなっていく. これは, 第 4.2.1 項に示したサイクル成績係数の大小関係と対応しており, サイクル全体の不可逆損失が小さい冷媒ほどサイクル成績係数が大きくなっていることがわかる. また, 規格化された不可逆損失の増加割合は, 熱負荷増加に伴う成績係数の減少割合と対応しており, 規格化された不可逆損失の増加割合が小さい冷媒ほど, 熱負荷増加に伴うサイクル成績係数の減少割合は小さい.

図 4.11(b)に示した凝縮器における不可逆損失において, 条件によって冷媒の大小関係は多少異なるが, HFC-32/HFO-1123 についてみると, どの条件においても HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%)の損失が最も小さく, 続いて HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%)の損失が小さく, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の損失が最も大きかった. また, 条件で比較すると, 凝縮器の損失は暖房条件 2 で最も大きく, 以下, 冷房条件, 暖房条件 1 の順に小さくなっていく. これは図 4.8(a), 図 4.9(a)および図 4.10(a)で示した凝縮器内温度分布が条件によって異なるからである. 熱源水の出入口差は, 暖房条件 2 が最も大きく, 冷房条件, 暖房条件 1 の順に小さくなっていく. したがって, 熱源水の入口から出口にかけての温度勾配が大きくなることにより, 熱源水温度と冷媒温度の差が開き, 損失は大きくなる. また, 暖房条件 2 における HFC-32 および R410A を一例として, 凝縮器内で最も損失が大きいと考えられる二相域における熱源水温度と冷媒温度の差は, R410A に比べて HFC-32 のほうが小さいが (図 4.9(a)参照), 損失は HFC-32 のほうが大きい. これは, 二相域では HFC-32 のほうが熱源水温度と冷媒温度の差は小さかったが, その差以上に, 凝縮器入口から二相域に入るまでの気相域, および二相域の終わりから凝縮器出口までの液相域においては, R410A のほうが熱源水温度と冷媒温度の差は小さかったからである. 冷媒の種類ごとに单相域お

よび二相域の比率は違うので、このように、最も損失が大きい二相域で相対的に損失が小さくても、単相域での損失が大きくなり、凝縮器全体で見ると損失が大きくなる場合もある。また、規格化された不可逆損失の増加率については、冷媒による大きな違いはない。

図 4.11(c)に示した蒸発器における不可逆損失において、条件の違いによる大小関係に大きな差異はない。冷媒の大小関係は、蒸発器内の二相域における熱源水温度と冷媒温度の差に対応し、二相域における熱源水温度と冷媒温度の差が小さいほど損失は小さくなる(図 4.8(b), 図 4.9(b)および図 4.10(b)参照)。本実験装置においては、蒸発器内でそのほとんどを二相域が占め、単相域の比率が非常に小さいため、損失の大きさは二相域における熱源温度と冷媒温度の差に対応する。また、規格化された不可逆損失の増加率については、冷媒による大きな違いはない。

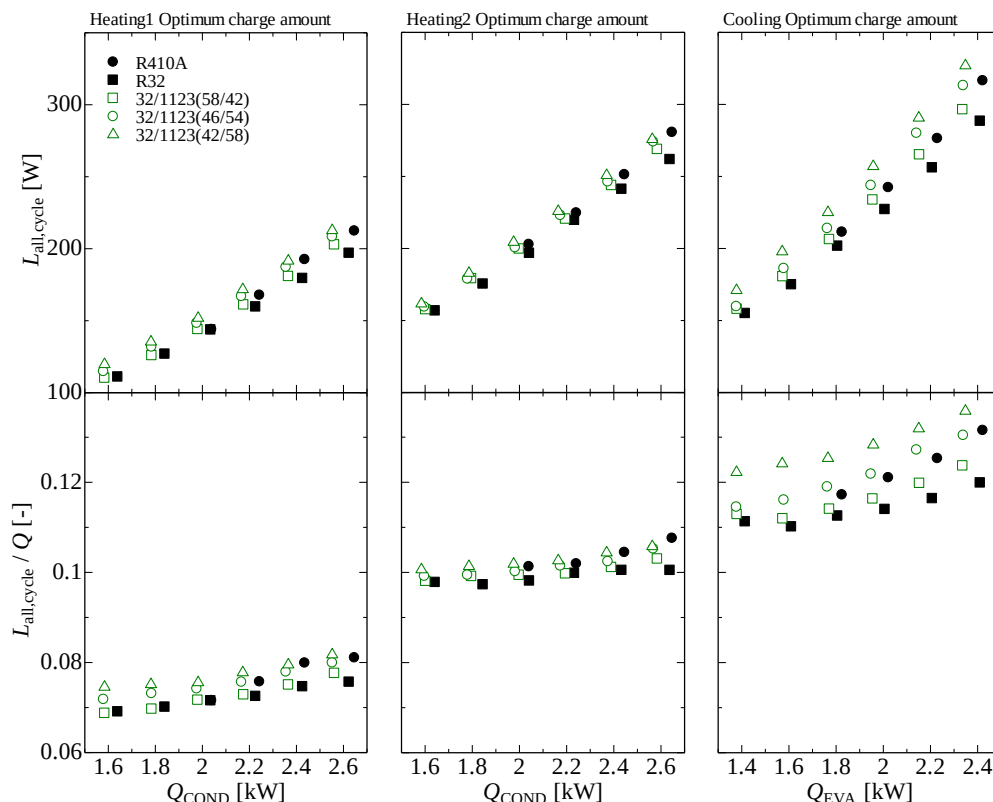
図 4.11(d)に示した膨張弁における不可逆損失において、冷媒の大小関係は条件によらず、HFC-32 が最も小さく、以下、R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%), HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の順に大きくなっていく。混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 において、HFO-1123 の組成比が増加すると、凝縮圧力と蒸発圧力との圧力差が増加するため、膨張過程での温度変化およびエントロピー変化が大きくなり、膨張弁における不可逆損失は増加する。また、膨張弁における損失は、冷房条件で最も大きく、続いて暖房条件 2, 暖房条件 1 と小さくなる。これは過冷度の違いと凝縮圧力および蒸発圧力の圧力差によるもので、上記したように、膨張過程での温度変化およびエントロピー変化が大きくなるほど損失は大きくなるからである。また、いずれの冷媒においても、規格化された不可逆損失は熱負荷によらず一定の値を示す。

図 4.11(e)に示した圧縮機における不可逆損失において、冷媒の大小関係は条件によらず、R410A が最も小さく、以下、HFC-32, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%), HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の順に大きくなっていく。圧縮機における不可逆損失は冷媒の物性だけではなく、冷媒と圧縮機油の相性および断熱圧縮効率などの様々な影響を受けるため詳細な議論はできないが、少なくとも本実験で用いた R410A 用の圧縮機では、HFO-1123 の組成比が増加するに伴って、圧縮機における不可逆損失は大きくなる傾向にある。また、規格化された不可逆損失については、低負荷側で大きく、高負荷側で小さくなる傾向にある。これは、第 3.5.2 項で示したように、断熱圧縮効率が逆に、圧縮機回転数の小さい低負荷側で低く、圧縮機回転数の大きい高負荷側で高くなる傾向にあるからである。

図 4.11(f)に示した配管接続部における不可逆損失において、損失全体に占める割合が非常に小さく、冷媒による違いも小さい。配管接続部における不可逆損失は熱負荷にはよらないため、規格化された不可逆損失は熱負荷増加とともに減少する。

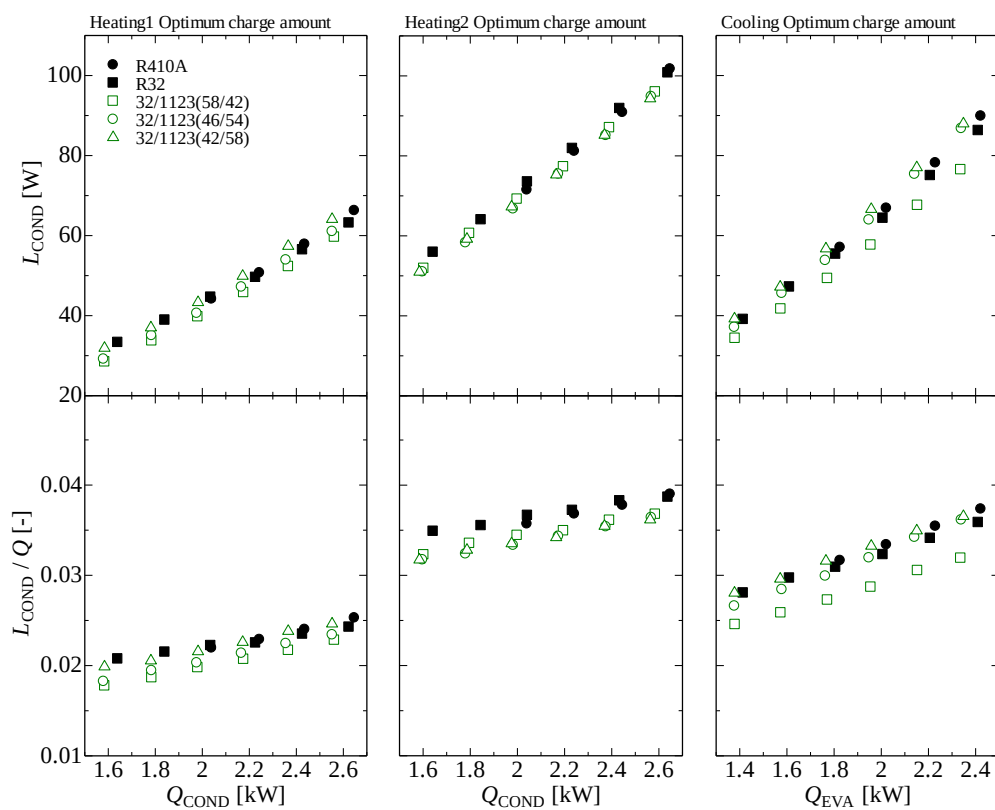
図 4.11(g)に示した圧力損失による不可逆損失において、損失全体に占める割合が非常に小さく、冷媒による違いも小さいが、他の冷媒と比べて、やや R410A の不可逆損失が大きい。これは、体積能力の違いである。すなわち、体積能力が高い冷媒は、一般に、潜熱が大きく冷媒流量が小さい、もしくは冷媒密度が大きいため蒸気速度が遅くなり、圧力損失による損失は小さくなる。R410A の体積能力は、HFC-32 および混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 に比べやや小さいので、圧力損失による損失も大きくなる。また、規格化された不可逆損失については、条件の違いおよび冷媒の違いによる大きな差異はない。

以上より、サイクル全体における不可逆損失の多くを占めるのは、凝縮器および圧縮機における不可逆損失である。また、冷媒の違いが最も顕著に表れたのは、圧縮機における不可逆損失においてであった。

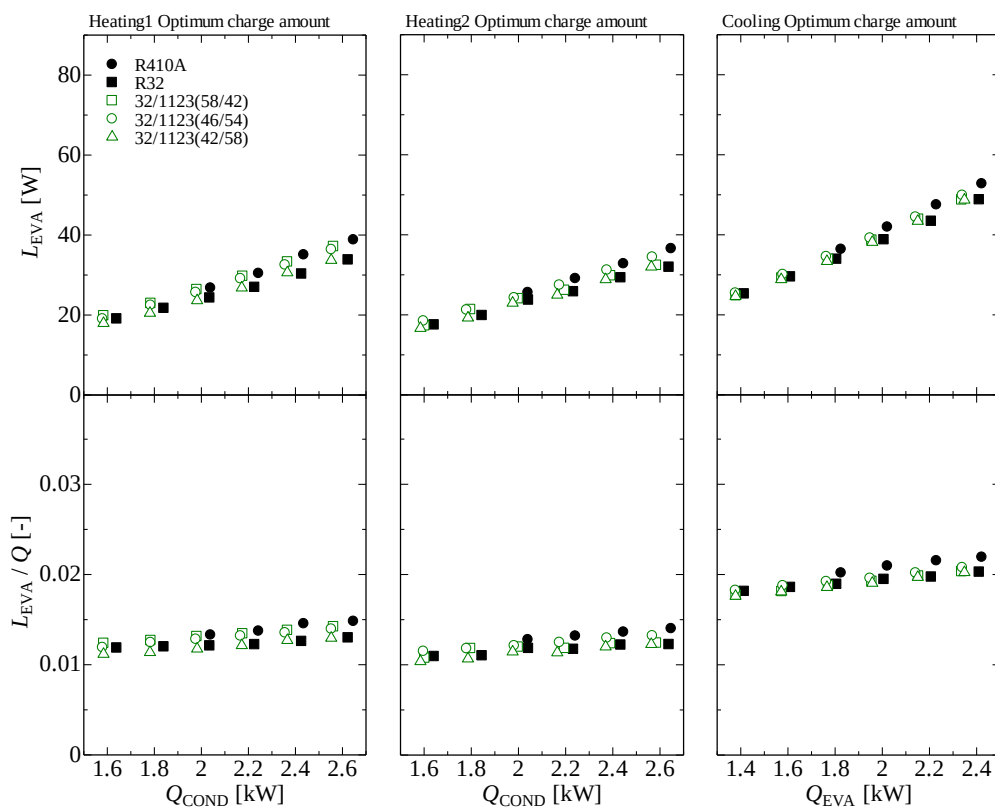


(a) サイクル全体

図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係

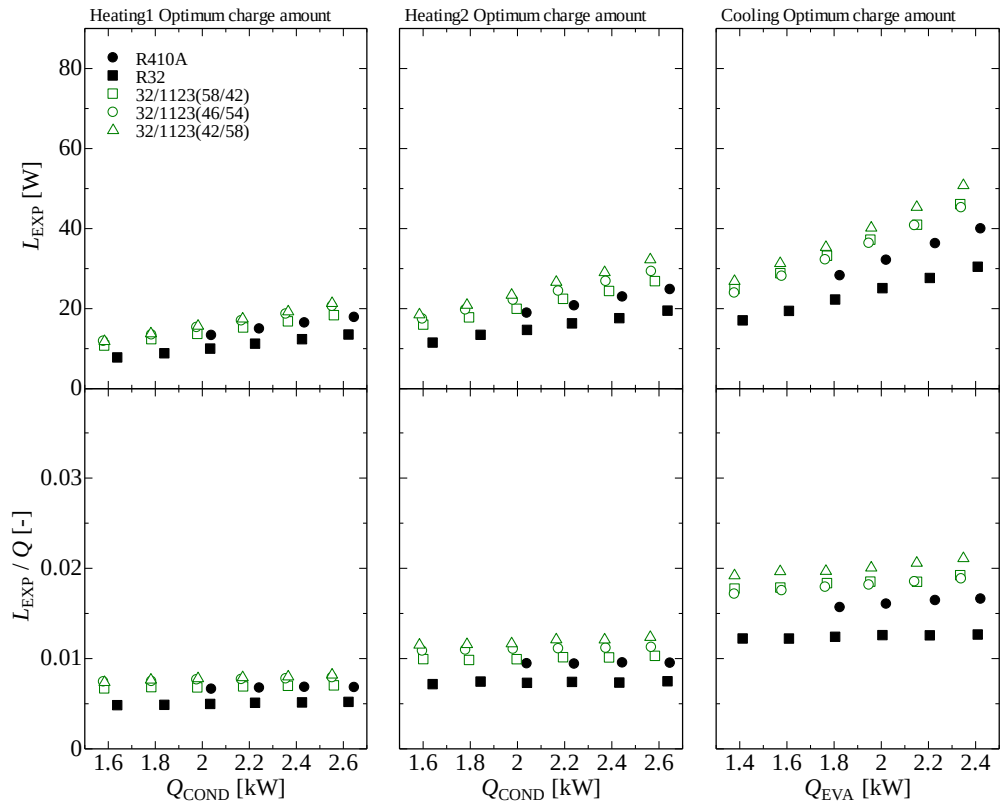


(b) 凝縮器

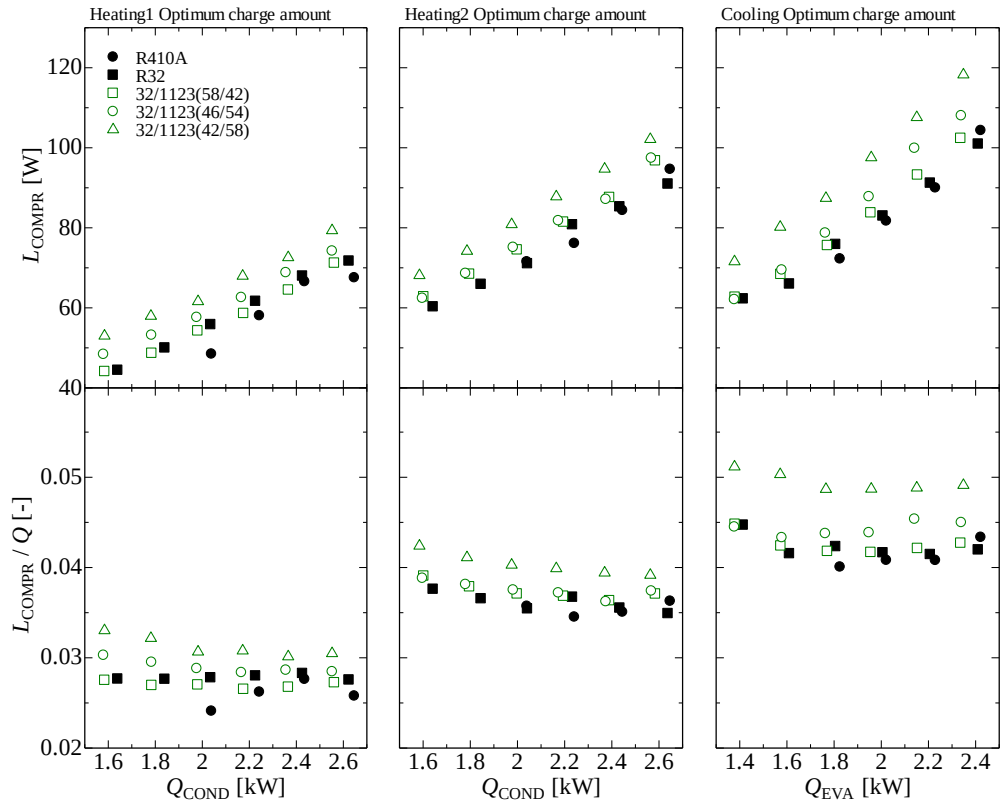


(c) 蒸発器

図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係

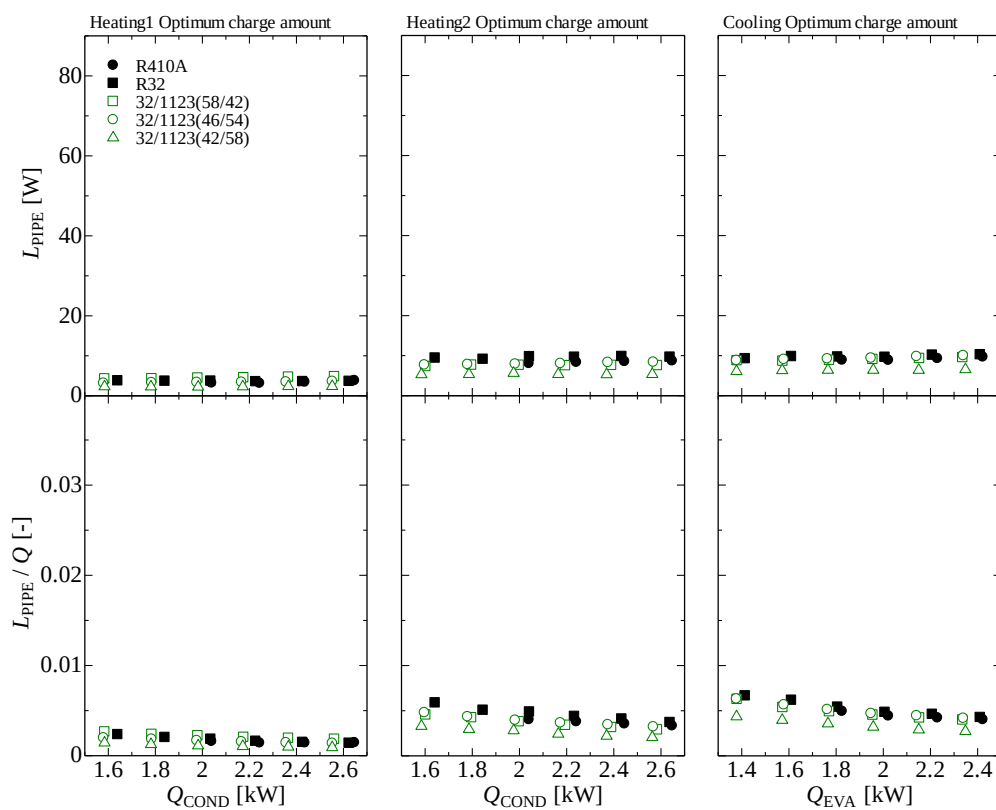


(d) 膨張弁

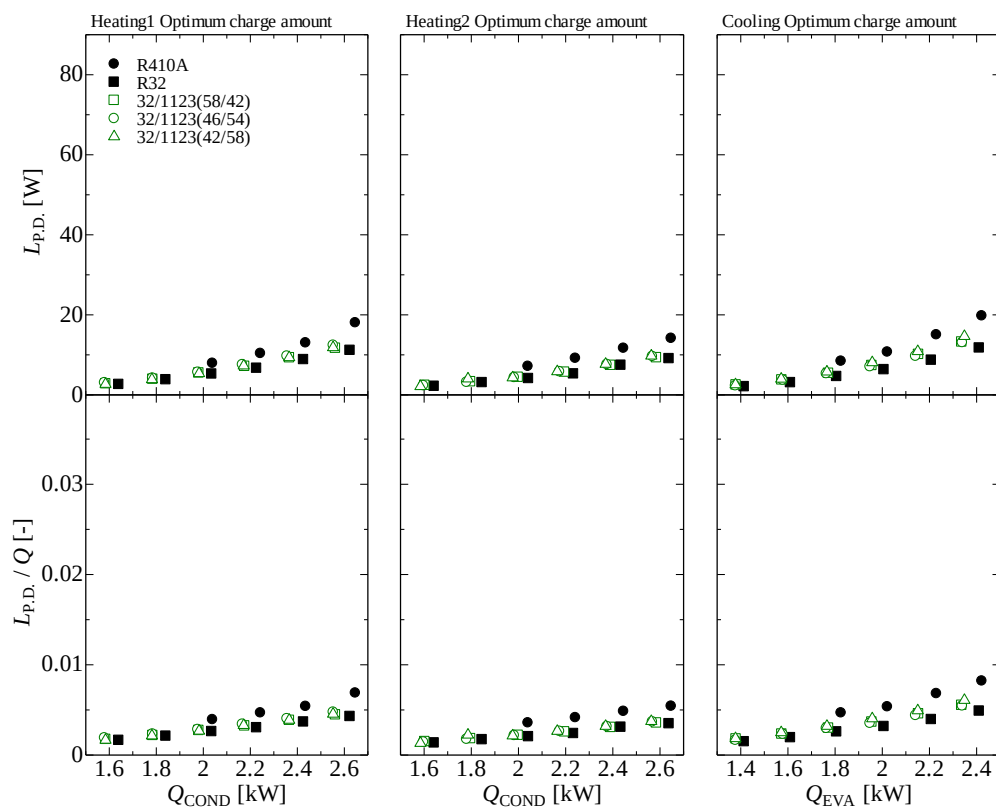


(e) 圧縮機

図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係



(f) 配管接続部



(g) 圧力損失

図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係

4.2.9 システム全体における成績係数

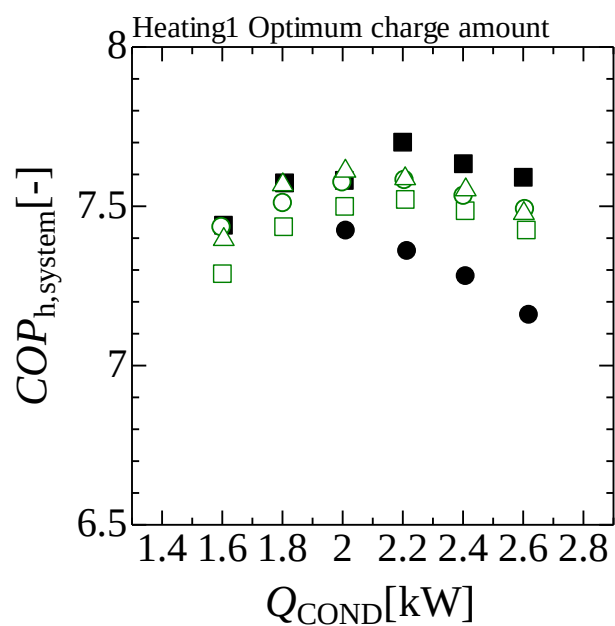
図 4.12 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%) および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の最適充填量におけるシステム全体における成績係数 COP_{system} と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す. また, 図 4.13 には, 上記した冷媒の最適充填量におけるインバータ効率 η_{INV} , 機械効率 η_M およびヒートバランス Q_W / Q_R の 3 つの値の積 $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

図 4.12 より, 暖房条件 1 においては, 熱負荷が 1.6 kW から 2.2 kW までは, 熱負荷増加に伴ってシステム成績係数は上昇したが, それ以降は, 熱負荷増加に伴ってシステム成績係数は下降した. 暖房条件 2 においては, 熱負荷が 1.6 kW から 2.4 kW までは, 熱負荷増加に伴ってシステム成績係数は上昇したが, 2.6 kW ではシステム成績係数は減少した. また冷房条件においては, 熱負荷が 1.4 kW から 1.8 kW までは, 熱負荷増加に伴ってシステム成績係数は上昇したが, それ以降は, 熱負荷増加に伴ってシステム成績係数は下降した. 大小関係については, 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 に注目して, 暖房条件 1 および暖房条件 2 では HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) のシステム成績係数が最も高く, 逆に冷房条件においては最も低かった.

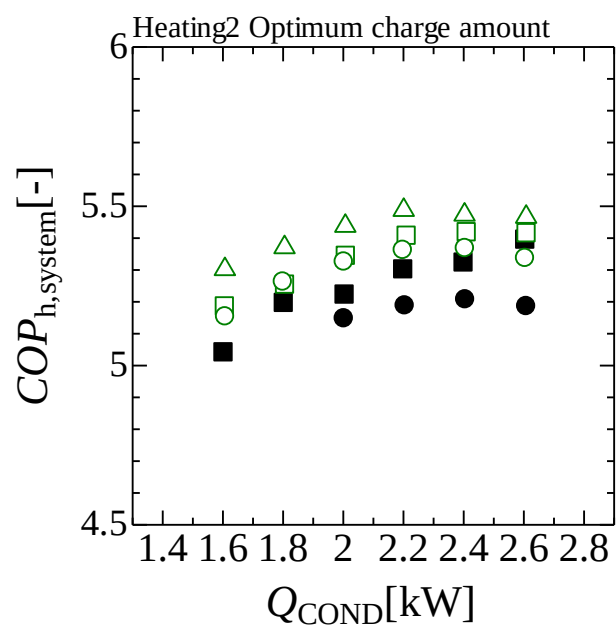
熱負荷の増加に伴うシステム全体における成績係数の変動の挙動は, 熱負荷の増加に伴うサイクル成績係数の変動の挙動とは異なっている. また, 大小関係も, システム全体における成績係数とサイクル係数では異なる. これは, 式(2.12)および(2.13)で示したように, システム全体における成績係数 COP_{system} が, サイクル成績係数 COP_{cycle} に, インバータ効率 η_{INV} , 機械効率 η_M およびヒートバランス Q_W / Q_R の 3 つを乗じたもので表されるからである. すなわち, $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ を乗じたことにより, 熱負荷の増加に伴う変動の仕方の変化, および大小関係の逆転が生じたのである.

図 4.13 の $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ において, 熱負荷によらず, 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の値は HFC-32 や R410A の値よりも大きく, また, HFO-1123 の組成比が大きい混合冷媒ほど大きい. しかし, 機械効率 η_M を含む 3 つの値の積 $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ は, 様々な要因からの影響を受けるため, 実験結果からこの差異について議論することは困難である.

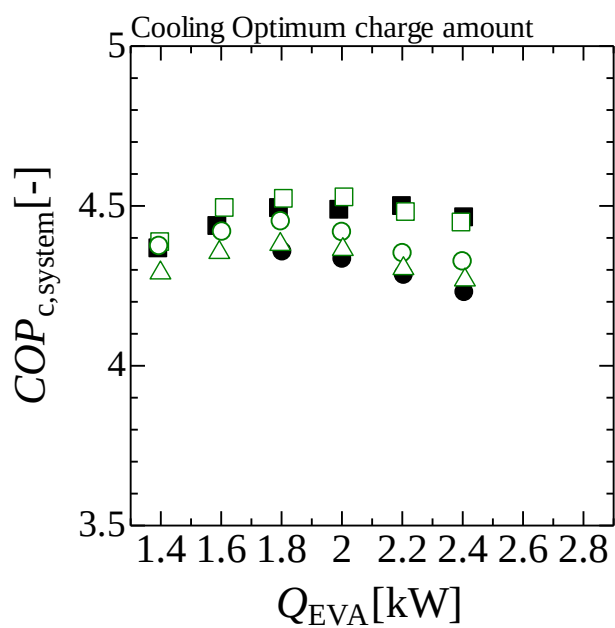
以上のことより, サイクル成績係数および冷房能力を示すシステム全体における成績係数においては, HFO-1123 の組成比が大きい冷媒ほど COP の値は小さくなる. 逆に, 暖房能力を示すシステム全体における成績係数においては, HFO-1123 の組成比が大きい冷媒ほど COP の値は大きくなる.



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

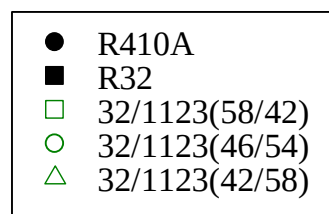


図 4.12 システム全体における成績係数と熱負荷の関係

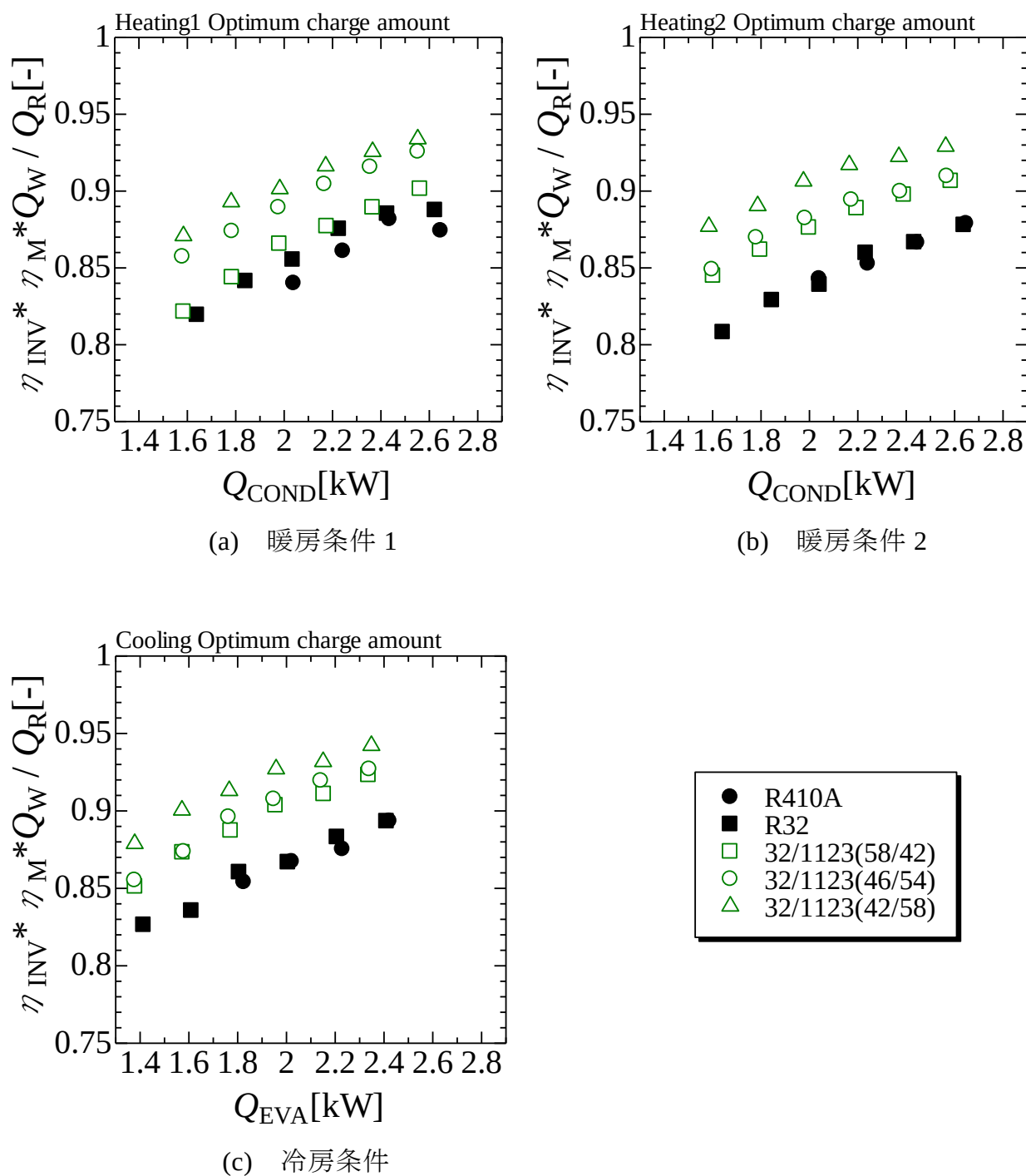


図 4.13 インバータ効率，機械効率およびヒートバランスの積と熱負荷の関係

4.3 異なる HFO 系冷媒を含む混合冷媒および現行冷媒におけるサイクル比較

本節では、純冷媒 HFC-32、疑似共沸混合冷媒 R410A および GWP の値を 285 に設定した 3 種類の HFO 系冷媒を含む 2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の結果を用いて、冷媒の種類の違いによるヒートポンプサイクル特性の違いについて考察する。試験冷媒の役割としては、純冷媒 HFC-32 および疑似共沸混合冷媒 R410A は実際に家庭用エアコンに使われている冷媒の代表として、また、異なる HFO 系冷媒を含む 3 種類の 2 成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) は冷媒の種類の違いを比較するための次世代の低 GWP 冷媒候補として、それぞれの結果を示す。

4.3.1 サイクル成績係数

図 4.14 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の最適充填量におけるサイクル成績係数 COP_{cycle} と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。黒色四角のプロットが HFC-32, 黒色丸のプロットが R410A, 緑色三角のプロットが HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), 青色三角のプロットが HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%), 赤色三角のプロットが HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) を表す。

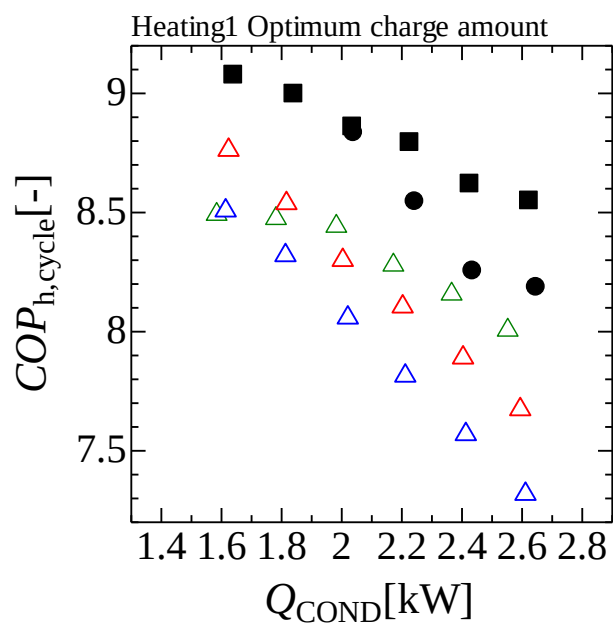
冷媒ごとの COP の大小関係は、条件によって異なる。よって以下、条件ごとに考察する。

図 4.14(a) の暖房条件 1 について見ると、いずれの混合冷媒の COP も、HFC-32 および R410A の COP を下回っている。混合冷媒のみで比較すると、熱負荷が 1.6 kW および 1.8 kW においては HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の COP が最も大きく、熱負荷 2.0 kW から 2.6 kW においては HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の COP が最も大きい。この COP の大小関係の変化は、混合冷媒ごとの熱負荷の増加に伴う COP の減少割合の違いによるものである。ここで、各条件における、冷媒ごとの熱負荷増加に伴う COP の減少割合を表 4.1 に示す。この COP の減少割合は、暖房条件の場合は 2.2 kW における COP に対する 2.4 kW における COP の減少割合、冷房条件の場合は 2.0 kW における COP に対する 2.2 kW における COP の減少割合である。この COP の減少割合の違いは、熱負荷増加に伴う断熱圧縮効率および圧力損失による不可逆損失の増加割合がそれぞれ冷媒によって違うからであるが、ここではそれについて詳しく取り扱うことはせず、後述することにする。

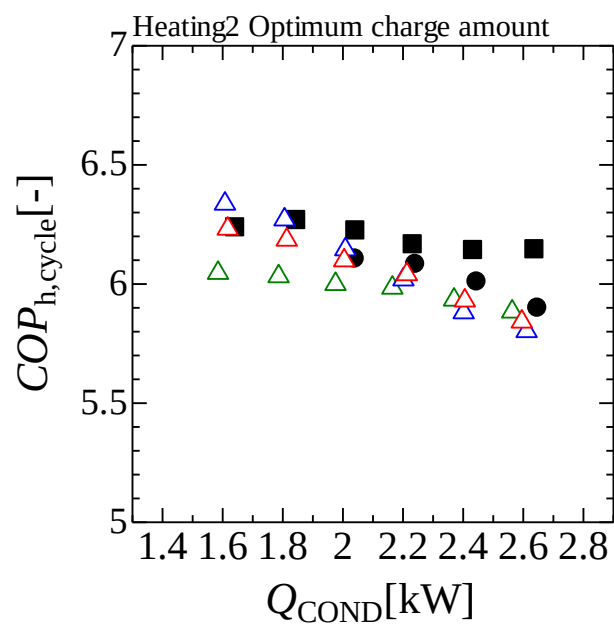
図 4.14(b)の暖房条件 2 について見ると、熱負荷の小さい 1.6 kW および 1.8 kW においては、HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)の COP が HFC-32 の COP を上回っているが、熱負荷が 2.0 kW 以上になると、いずれの混合冷媒の COP も HFC-32 の COP を下回っている。また、暖房条件 1 においては、常に HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)の COP が HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)の COP を上回っていたのに対し、暖房条件 2 では、熱負荷の小さい 1.6 kW から 2.0 kW までの間において大小関係が逆転している。これは、第 4.3.7 項で詳しく考察するが、HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)の温度すべりのほうが HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)の温度すべりよりも大きく、熱原水の出入口温度差の大きい条件では効率よく熱交換をすることが可能だからである。また、表 4.1 に示した熱負荷増加に伴う COP の減少割合は、暖房条件 1 の場合と比べると、すべての冷媒において減少していることがわかる。これは、熱原水出入口の温度差が小さい、すなわち熱原水の流量が小さいため、熱交換性能における熱原水側の熱伝達特性の影響が冷媒側の熱伝達特性の影響よりも大きくなり、冷媒の物性による差異が小さくなったからだと考えられる。

図 4.14(c)の冷房条件について見ると、熱負荷の小さい区間で大小関係の変動がみられる。また、ほかの条件に比べ、HFC-32/ HFO-1123 (42/58 mass%)の COP が比較的小さい。これは HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の断熱圧縮効率が、他の試験冷媒の断熱圧縮効率に比べ小さいからである。ゆえに、これは条件の違いではなく、暖房能力を示す $COP_{h,cycle}$ および冷房能力を示す $COP_{c,cycle}$ の違いであり、第 4.2.1 項で示したように、HFO-1123 の組成比が大きくなるにつれ、冷房能力を示す $COP_{c,cycle}$ は暖房能力を示す $COP_{h,cycle}$ に比べより減少していく。このことから、HFO-1123 は他の HFO 系冷媒に比べ、混合したときに断熱圧縮効率をより低下させる傾向にある。

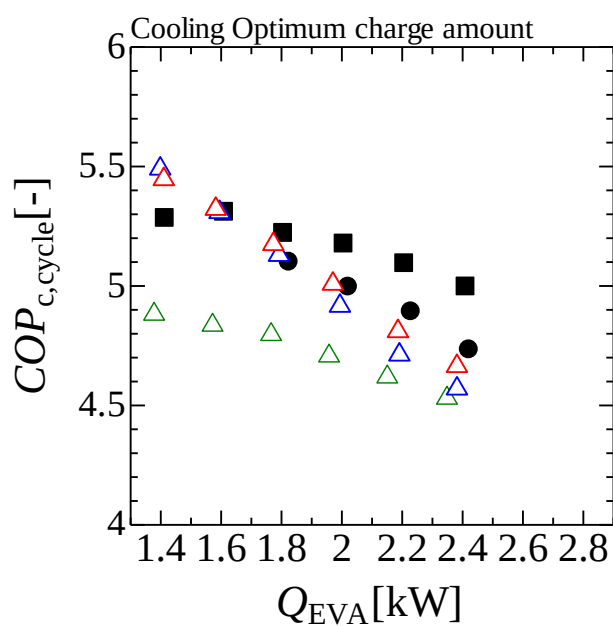
熱負荷の増加に伴う COP の減少割合は、どの条件においても、HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)が最も小さく、続いて HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)の順に大きくなる。これはつまり、ほかの混合冷媒と比べ、HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の冷媒としての優位性が、熱負荷の増加に伴い相対的に高まっていくことを示している。したがって、HFC-32 と HFO 系冷媒が同じ組成比で構成された混合冷媒 HFC-32/HFO-1123, HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf の中で、HFO-1123 を含んだ混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 が最も、熱負荷の変動に対して安定した能力を発揮できる冷媒といえる。



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

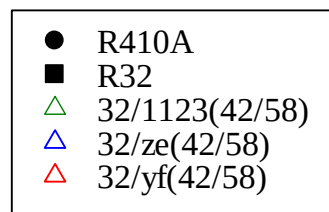


図 4.14 サイクル成績係数と熱負荷の関係

表 4.1 熱負荷増加に伴う COP の減少割合

	暖房条件 1	暖房条件 2	冷房条件
R410A	3.40 %	1.22 %	2.07 %
HFC-32	1.98 %	0.39 %	1.59 %
HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)	1.47 %	0.84 %	1.87 %
HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)	3.14 %	2.29 %	4.15 %
HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)	2.64 %	1.83 %	3.96 %

4.3.2 断熱圧縮効率

図 4.15 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の最適充填量における断熱圧縮効率 η_{adi} と熱負荷 Q の関係を暖房条件 2 のみ示す。他の条件においては、暖房条件 2 と傾向が同じだったため省略する。

熱負荷の増加に伴い HFC-32 および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の断熱圧縮効率は大きくなるが、HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の断熱圧縮効率は徐々に小さくなる。また、HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の断熱圧縮効率は小さく、HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の断熱圧縮効率は比較的大きい。第 3.5.2 項で述べたように、断熱圧縮効率は、圧縮機回転数が大きいところでは大きくなる。したがって、同じ熱負荷における冷媒ごとの断熱圧縮効率の大小関係および変動の違いは、冷媒の違いもしくは圧縮機回転数の違いによるものだと考えられる。ここで、図 4.16 に、HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の最適充填量における断熱圧縮効率 η_{adi} と圧縮機回転数 N の関係を暖房条件 2 のみ示す。他の条件においては、暖房条件 2 と傾向が同じだったため省略する。この図を、同じ圧縮機回転数において見ると、HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の断熱圧縮効率は HFC-32 の断熱圧縮効率よりも大きく、HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の断熱圧縮効率は HFC-32 の断熱圧縮効率よりも小さいことがわかる。したがって、図 4.15 における断熱圧縮効率の大小関係は冷媒の違いによるものである。しかし一方で、

熱負荷に対する断熱圧縮効率の変化の挙動の違いは、圧縮機回転数によるものだと考えられる。これは2章における表 2.2 に示したように、圧縮機の運転可能回転数が 1500~6000 rpm のため、1500 rpm 以下では断熱圧縮効率が極端に低下するためであると考えられる。

以上より、HFC-32 と混合したときに、HFO-1123 は断熱圧縮効率を低下させ、逆に HFO-1234ze(E) および HFO-1234yf は断熱圧縮効率を向上させる傾向にあるといえる。また、同じ熱負荷に対する圧縮機回転数が冷媒ごとに異なるため、熱負荷に対する断熱圧縮効率の挙動も冷媒によって異なる。

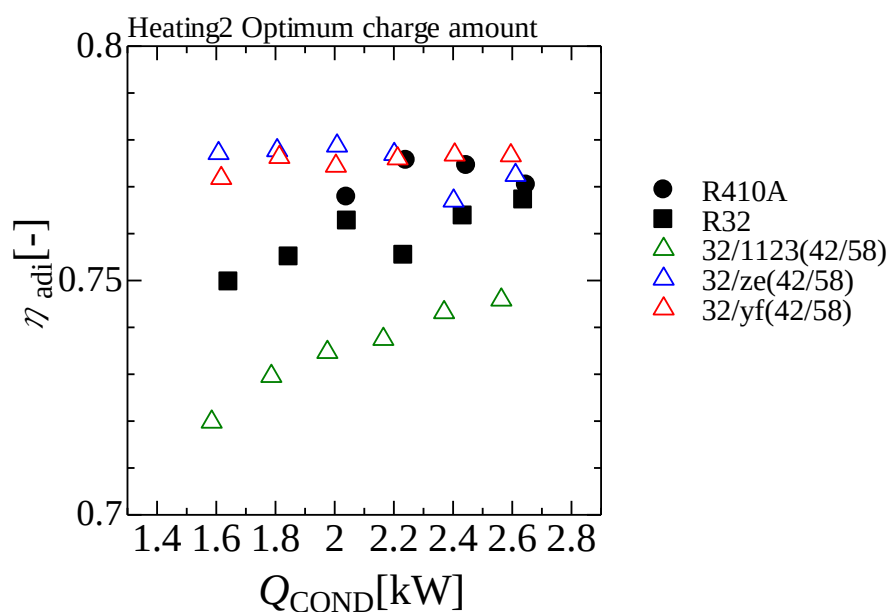


図 4.15 断熱圧縮効率と熱負荷の関係

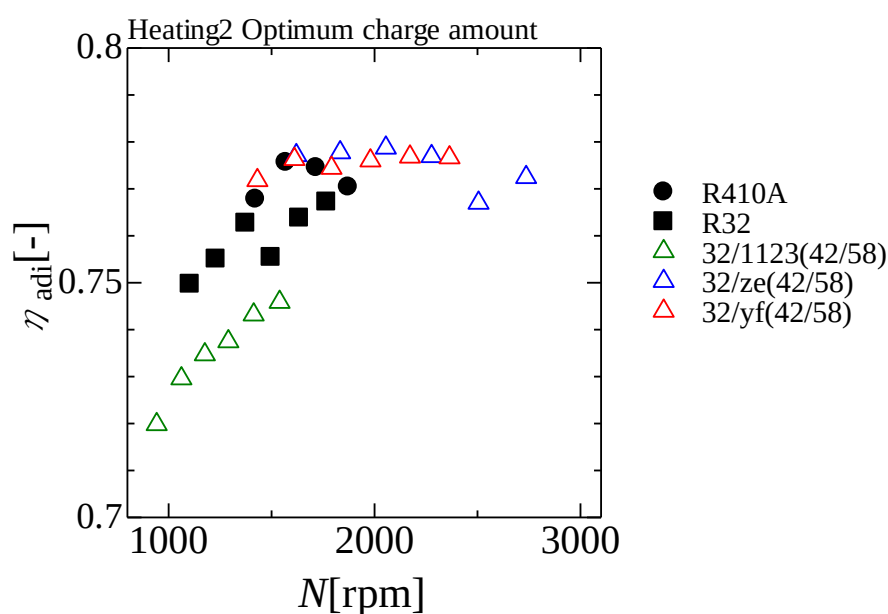
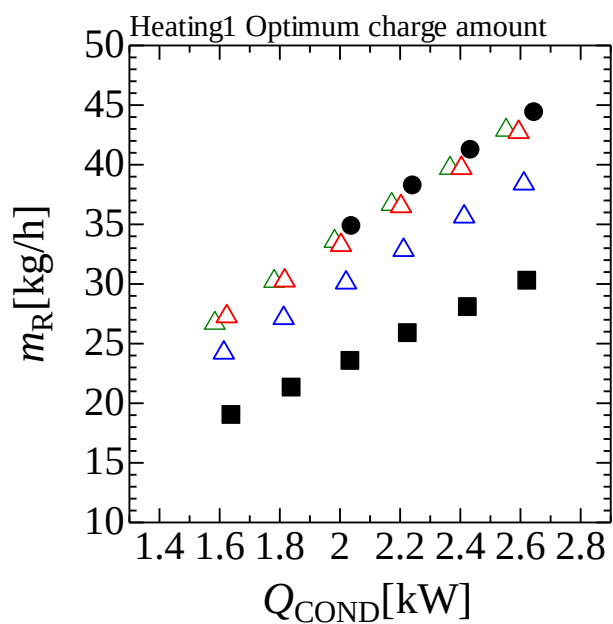


図 4.16 圧縮機吐出温度と圧縮機回転数の関係

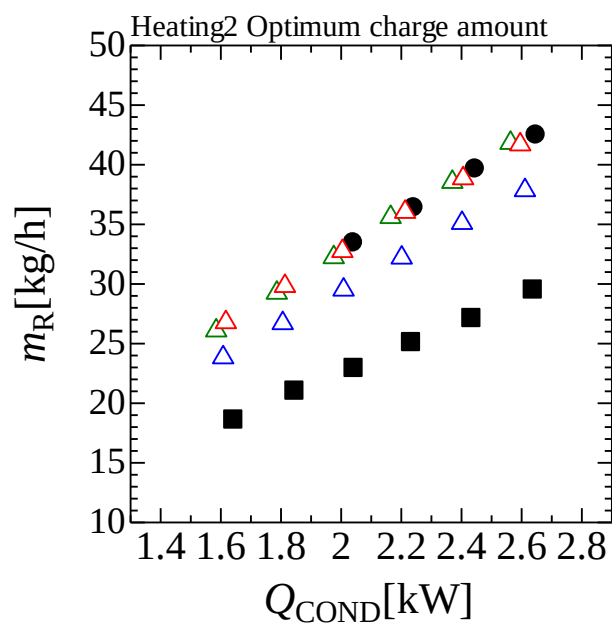
4.3.3 冷媒質量流量

図 4.17 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の最適充填量における冷媒質量流量 m_R と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

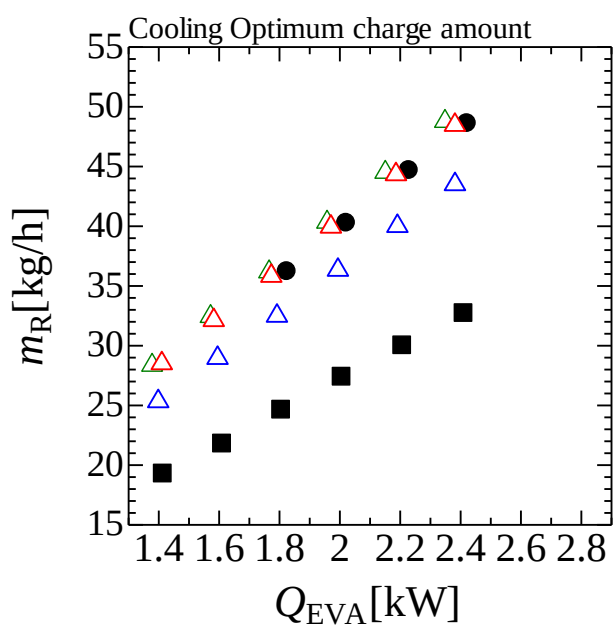
条件によらず冷媒質量流量の大小関係は, HFC-32 が最も小さく, 次に HFC-32/HFO-1234(E) (42/58 mass%) が小さい. そして以下 R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) は同等である. 冷媒質量流量は潜熱の大きさに対応しており, 同じ熱負荷のとき, 潜熱が大きい冷媒ほど冷媒質量流量が少なくて済む.



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

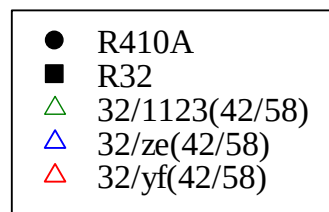


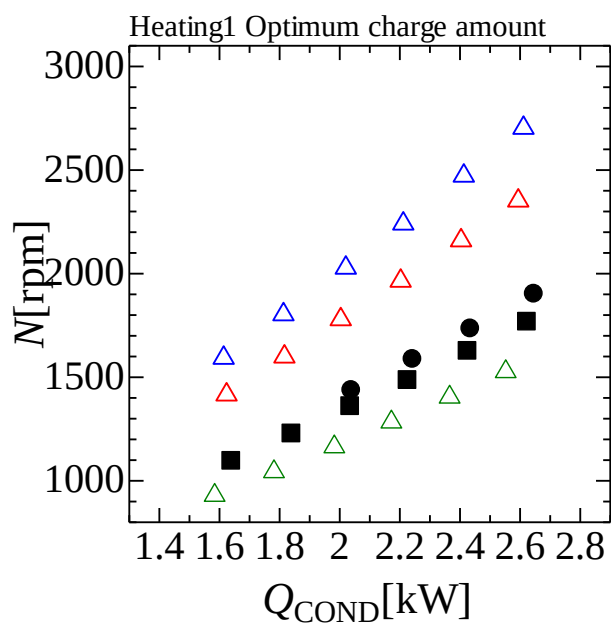
図 4.17 冷媒質量流量と熱負荷の関係

4.3.4 圧縮機回転数

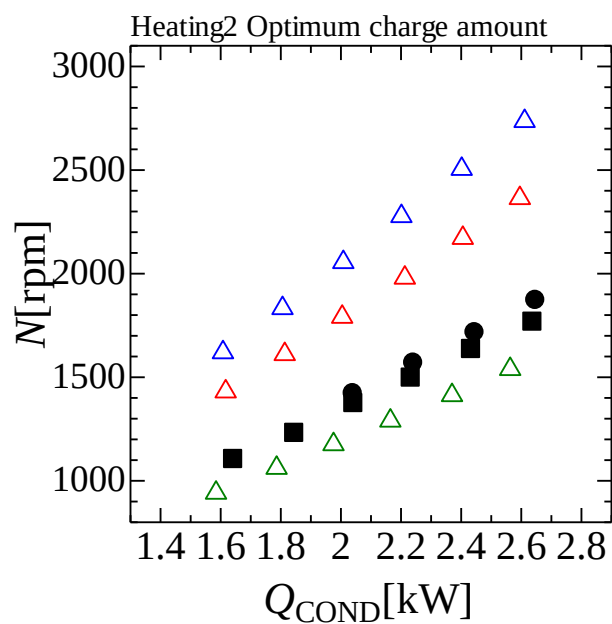
図 4.18 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)の最適充填量における圧縮機回転数 N と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

条件によらず圧縮機回転数の大小関係は, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)が最も小さく, 次いで HFC-32, 以下, R410A, HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)と大きくなる. 圧縮機回転数の大きさは, 冷媒の体積能力の大きさに直接的に対応し, 圧縮機回転数が小さいほど体積能力の大きい冷媒といえる. このことより, HFO-1123 は HFC-32 と混合したとき, 体積能力を高める効果があるが, HFO-1234ze(E)および HFO-1234yf は体積能力を小さくする効果を持つ. したがって, 体積能力の大きい HFC-32/HFO-1123 は圧縮機サイズを小型化する可能性を持つものの, HFC-32/HFO-1234yf および HFC-32/HFO-1234ze(E)については, 実用化するにあたって圧縮機サイズの大型化を必要とする可能性がある.

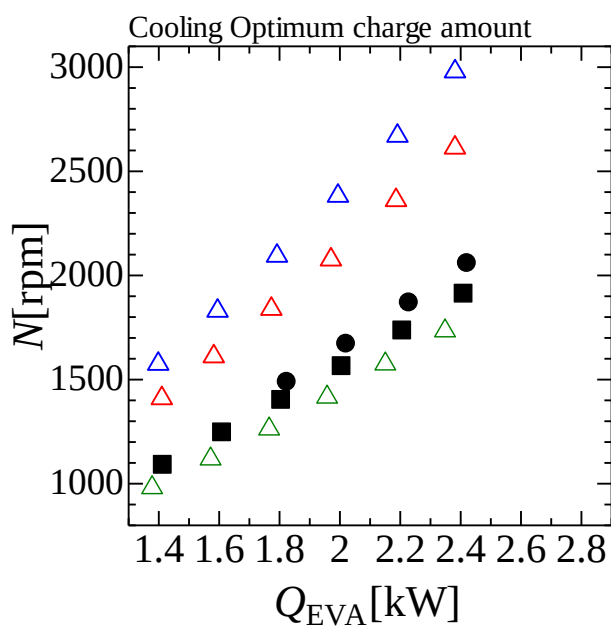
また, 運転可能回転数範囲が 1500~6000 rpm であるため, 第 4.3.2 項で示したように, 運転回転数が 1500 rpm 以下の場合は断熱圧縮効率の低下が見られた.



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

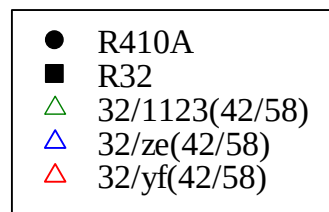


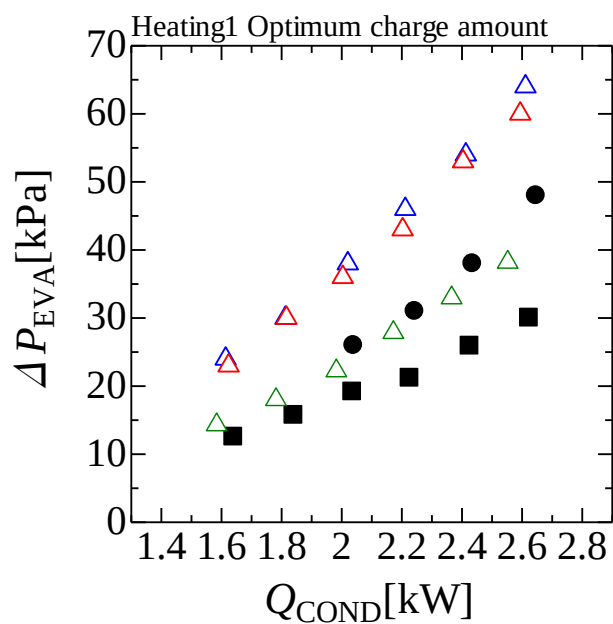
図 4.18 圧縮機回転数と熱負荷の関係

4.3.5 圧力損失

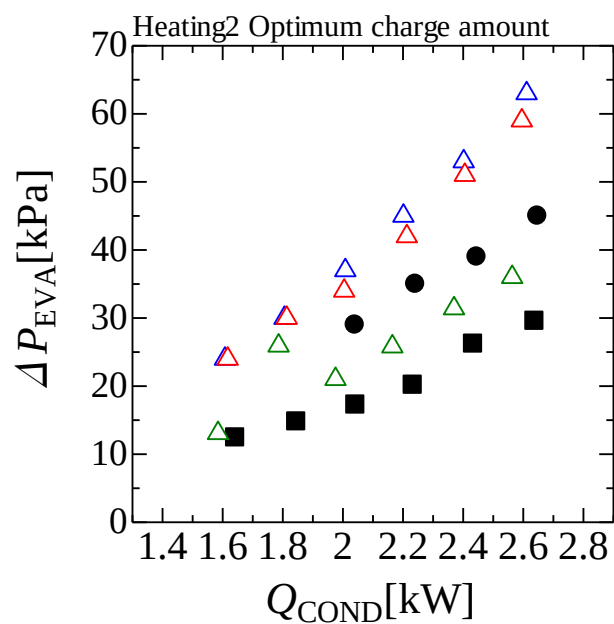
図 4.19 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の最適充填量における低圧側の圧力損失 ΔP_{EVA} と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す．なお，高圧側における圧力損失は，低圧側における圧力損失と同様の傾向を示したため，ここでは低圧側の圧力損失に限って議論する．

図 4.19 より，圧力損失の大小関係は条件によらず，HFC-32 が最も小さく，次に HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)，以下，R410A，HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)，HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) と大きくなる．圧力損失は，主に，蒸気速度の大きさの影響を大きく受け，蒸気速度が小さいほど小さくなる．また，蒸気速度は冷媒質量流量が小さいほど，もしくは蒸気密度が大きいほど小さくなる．したがって，体積能力の大きい冷媒ほど圧力損失が小さくなる傾向にある．HFC-32 および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の体積能力は同等であるが，圧力損失は HFC-32 のほうが小さい．これは，HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の蒸発圧力および凝縮圧力が，HFC-32 の蒸発圧力および凝縮圧力よりも大きいからである．

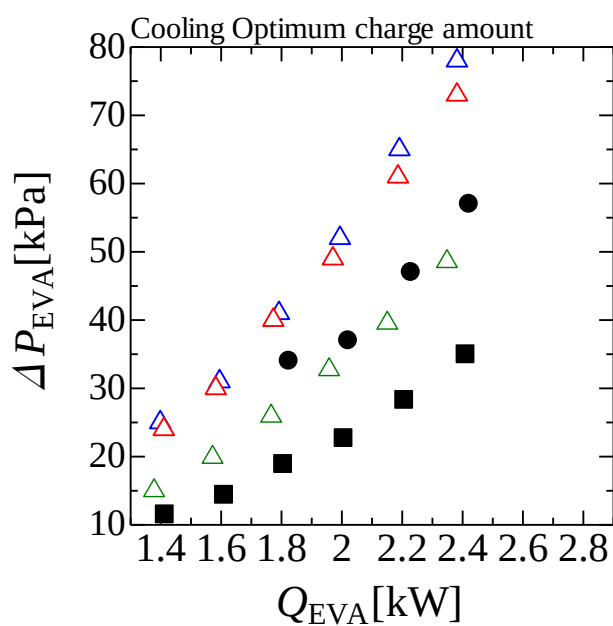
また，熱負荷の増加に伴う圧力損失の増加割合は，冷媒によって異なる．これは，熱負荷の増加に伴う圧縮機回転数の増加割合が冷媒ごとにわずかに異なり，その影響による差異だと考えられる．圧縮機回転数が増加すると，冷媒蒸気速度が増加するため，圧力損失は大きくなる．



(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) 冷房条件

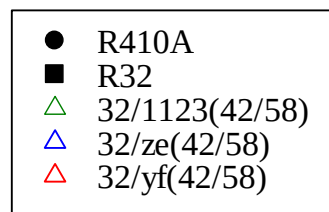


図 4.19 圧力損失（低圧側）と熱負荷の関係

4.3.6 圧縮機吐出温度

図 4.20 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)の最適充填量における圧縮機吐出温度 T_d と熱負荷 Q の関係を暖房条件 2 のみ示す。他の条件においては、暖房条件 2 と同様の傾向を示したため、本項では暖房条件 2 の結果を用いて考察する。

圧縮機吐出温度は、圧縮機の寿命を左右するパラメータの一つである。現行冷媒である HFC-32 の圧縮機吐出温度が高いことは、HFC-32 の弱点の一つであるが、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123, HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)に注目すると、混合したことによる圧縮機吐出温度の低下がみられる。HFC-32 と比較した混合冷媒の圧縮吐出温度の減少割合は、HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)の順に大きくなっていく。したがって、決められた組成比で HFC-32 と混合した場合、最も圧縮機吐出温度を低減できる HFO 系冷媒は HFO-1234yf で、続いて HFO-1123, そして最も低減割合が小さかったのは HFO-1234ze(E)であった。

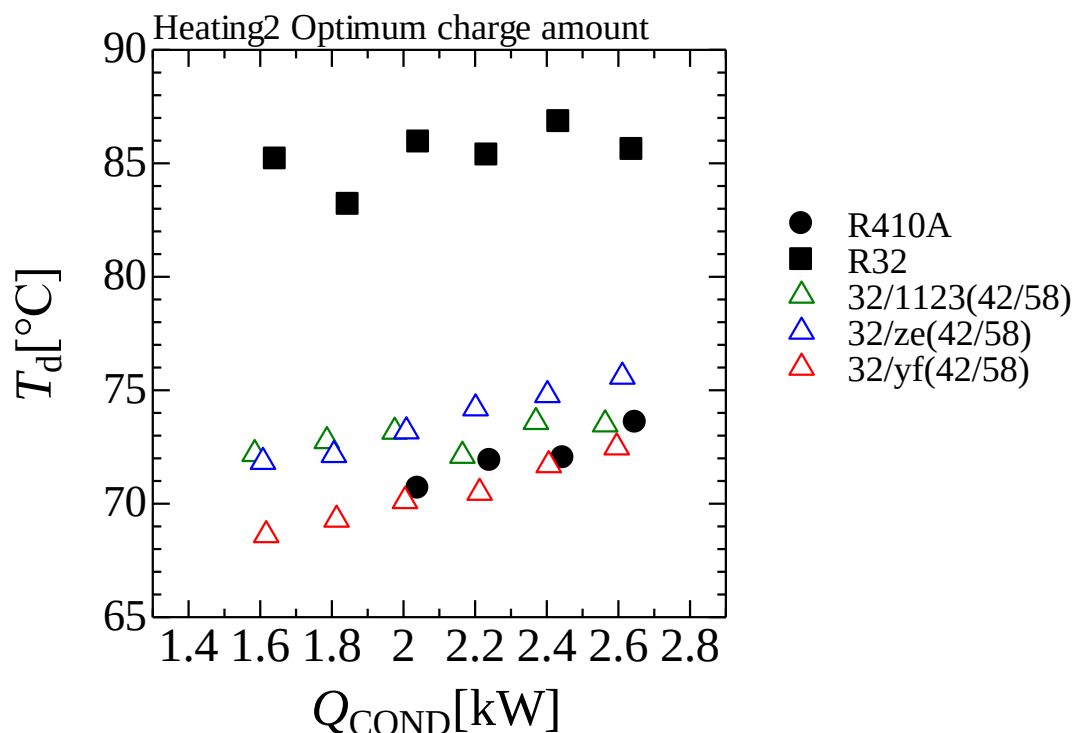


図 4.20 圧縮機吐出温度と熱負荷の関係

4.3.7 熱交換器内温度分布

図 4.21, 図 4.22 および図 4.23 に, それぞれ暖房条件 1 (2.2 kW), 暖房条件 2 (2.2 kW) および冷房条件 (2.0 kW) における HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の最適充填量時の熱交換器内温度分布を示す.

図 4.21(a), 図 4.22(a) および図 4.23(a) の凝縮器側の温度分布より, 非共沸混合冷媒である HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) は温度すべりがあるため, 気液二相域で冷媒温度が大きく変化している. また, HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) は, 他の試験冷媒に比べて, 凝縮器開始地点における冷媒温度と熱源水温度の温度差が大きく, 過冷度は小さい. これらの傾向は温度すべりの大きい冷媒ほど顕著に現れるが, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) は温度すべりを有していながらその値が非常に小さいため, HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) のように明確な変化として結果に現れていない.

温度すべりによる二相域の冷媒温度と熱源水温度の温度差の変化が, サイクルに優位に働くかそうでないか, およびその程度は, 条件と冷媒によって異なる. HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) は温度すべりが非常に大きいため, どの実験条件でも温度すべりを有効に利用できており, また, 熱源水出入口温度差の大きい条件ほど温度すべりをより有効に利用できている. HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) は, 暖房条件 1 においては温度すべりを有効に利用できているが, 暖房条件 2 および冷房条件においてはかえって温度差が開いている.

また, 第 4.2.7 項でも述べたが, HFC-32 および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) は, 凝縮開始地点でピンチポイントを取る. これは, 凝縮器において熱交換器の伝熱性能が十分であり, 冷媒と熱源水の温度差が十分小さな状態で熱交換を行えていることを示している. その他の冷媒の熱交換性能については, 熱交換器の伝熱面積を大きくすることによって改善される可能性がある.

図 4.21(b), 図 4.22(b) および図 4.23(b) の蒸発器側の温度分布より, 非共沸混合冷媒である HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) は温度すべりがあるため, 気液二相域で冷媒温度が大きく変化している. HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) においても, 気液二相域において冷媒温度の変化が見られる. また, HFC-32 および R410A の蒸発温度の減少は, 圧力損失によるものである.

HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)およびHFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)において、いずれの条件においても蒸発器側では、温度すべりによって蒸発器入口温度が下がり、冷媒温度と熱源水温度の温度差が広がっている。また HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)においても、HFC-32 と比べると、温度すべりによってわずかに蒸発器入口温度が下がり、冷媒温度と熱源水温度の温度差が広がっていることがわかる。

以上より、サイクルにおける温度すべりの優位性または劣位性、およびその程度は、温度すべりの大きさ、条件および過程（凝縮過程および蒸発器）などの様々な要因によって決定される。

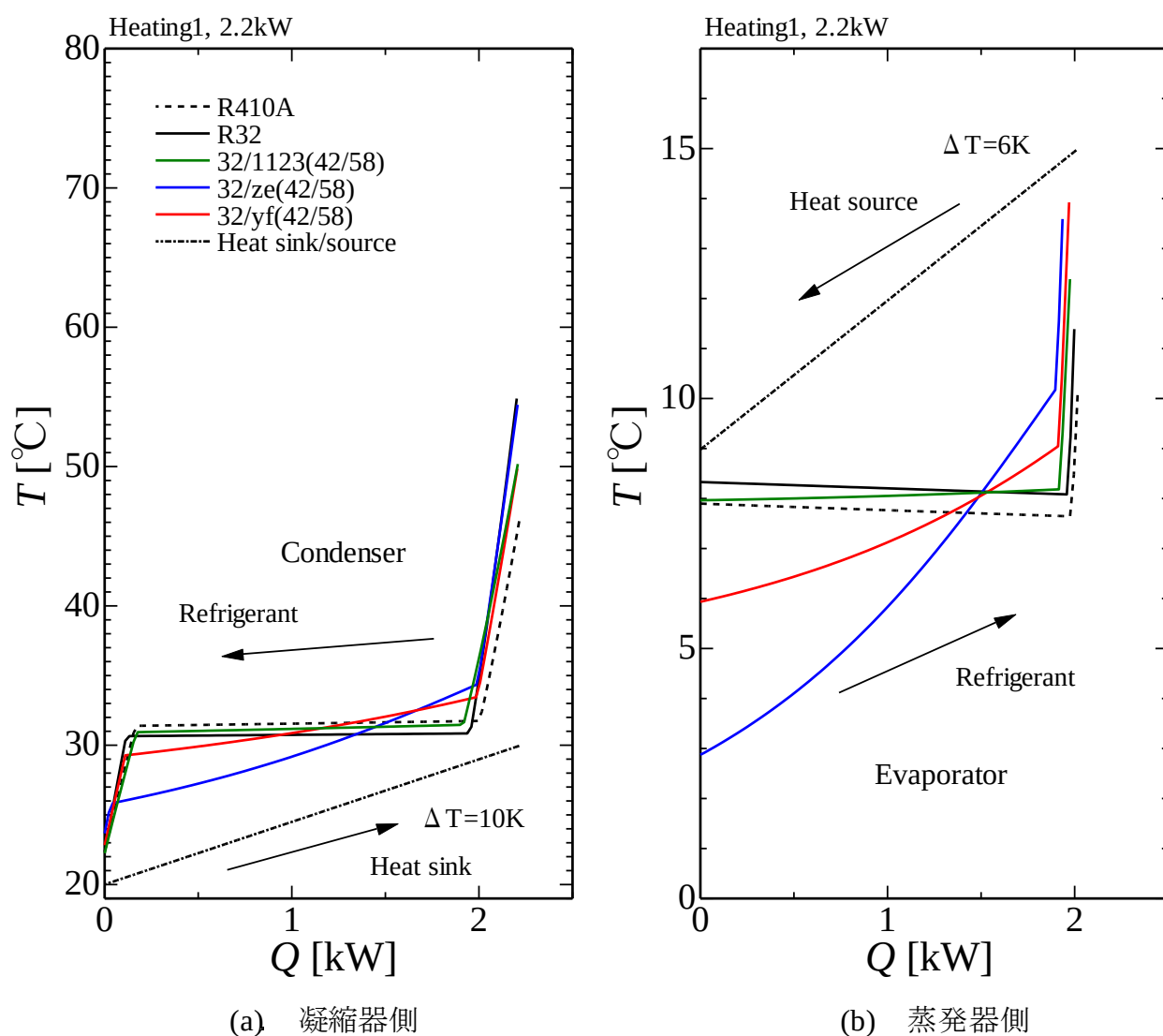


図 4.21 暖房条件 1 における熱交換器内の温度分布

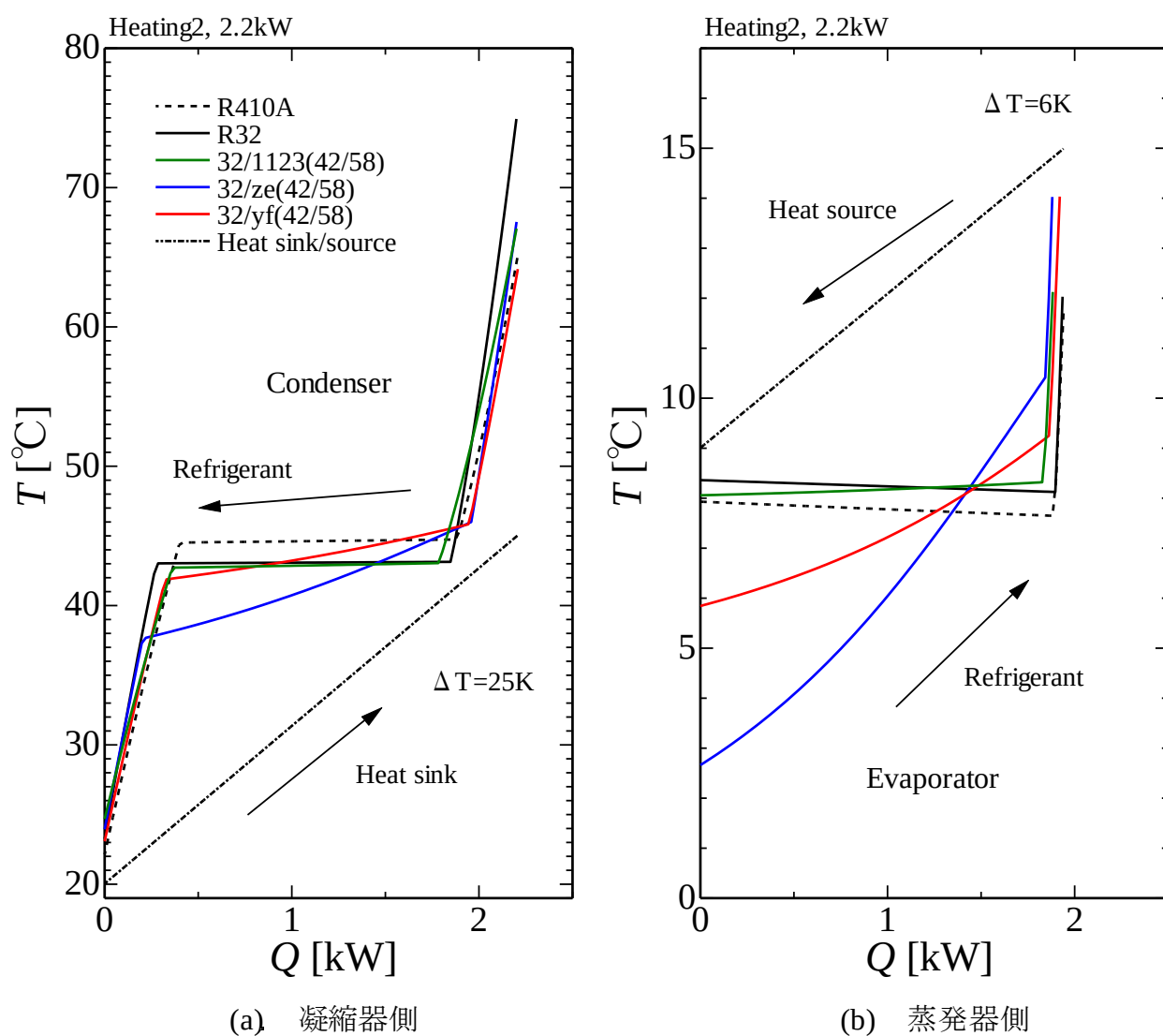


図 4.22 暖房条件 2 における熱交換器内の温度分布

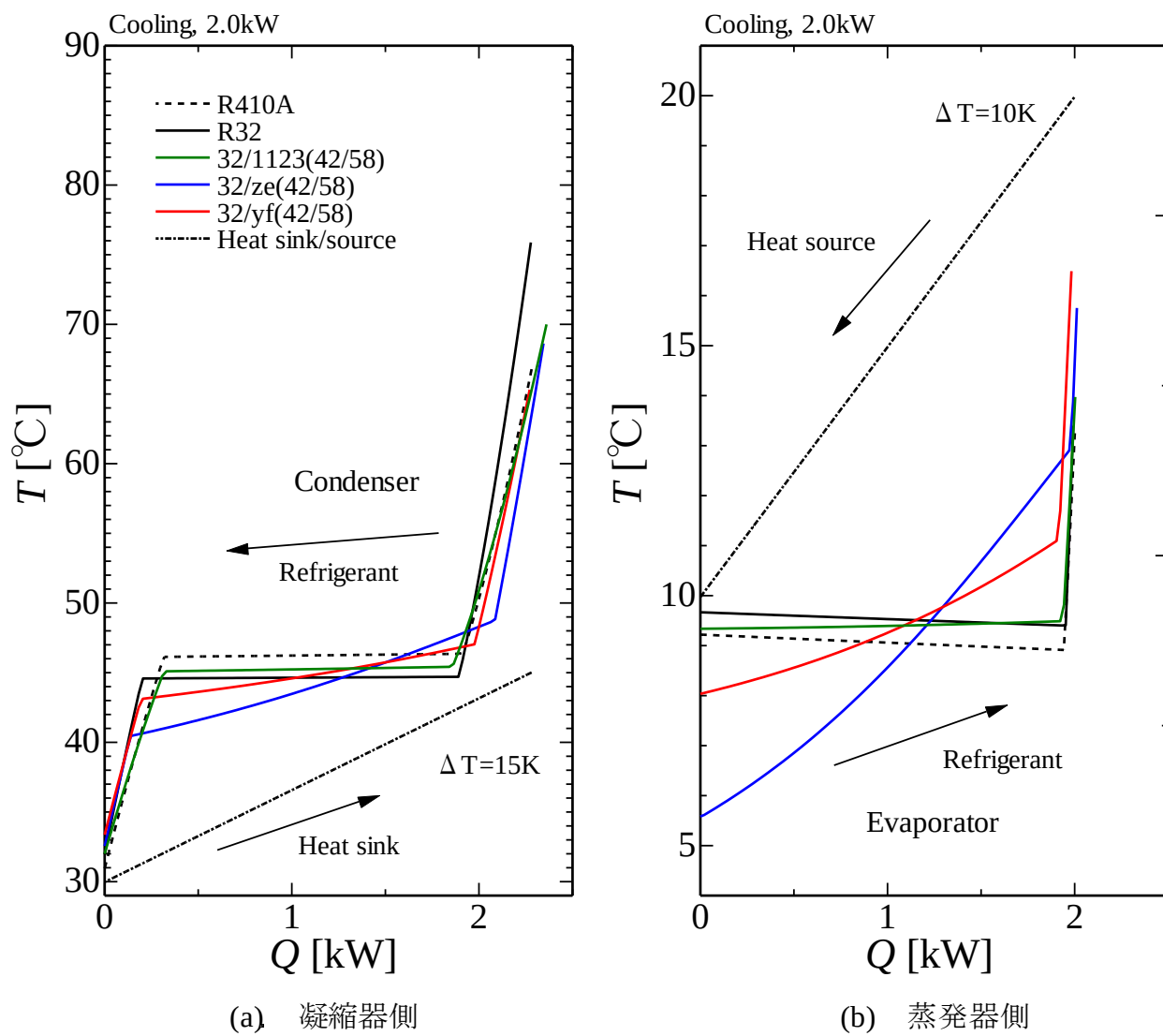


図 4.23 冷房条件における熱交換器内の温度分布

4.3.8 不可逆損失

図 4.24 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の最適充填量における不可逆損失 L と熱負荷 Q の関係, および不可逆損失を熱負荷で除した規格化された不可逆損失 L/Q と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す. 不可逆損失は(a)サイクル全体 $L_{\text{all,cycle}}$, (b)凝縮器 L_{COND} , (c)蒸発器 L_{EVA} , (d)膨張弁 L_{EXP} , (e)圧縮機 L_{COMPR} , (f)接続配管部 L_{PIPE} および(g)圧力損失 $L_{\text{P.D.}}$ をそれぞれ示す.

図 4.24(a)に示したサイクル全体の不可逆損失において, サイクル全体における不可逆損失の大小関係は, 第 4.3.1 項に示したサイクル成績係数の大小関係と対応しており, サイクル全体の不可逆損失が小さい冷媒ほどサイクル成績係数が大きくなっていることがわかる. また, 規格化された不可逆損失の増加割合は, 熱負荷増加に伴う成績係数の減少割合と対応しており, 規格化された不可逆損失の増加割合が小さい冷媒ほど, 熱負荷増加に伴うサイクル成績係数の減少割合は小さい.

図 4.24(b)に示した凝縮器における不可逆損失において, 冷媒の大小関係は条件によって異なるが, 混合冷媒に注目して見ると, いずれの条件においても凝縮器における不可逆損失は HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) が最も小さく, 以下, HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) と大きくなる. これは, 前項第 4.3.7 項で示したように, どの条件においても HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) の温度すべりが優位に働いているからである. また, HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) については, 条件によっては温度すべりが損失を大きくしている場合もあるものの, 第 4.3.6 項で示したように HFC-32/HFO-1234yf は圧縮機吐出温度が低く, よって凝縮器入口温度が低いため, 気相域における冷媒温度と熱原水温度の温度差が小さくなり, 結果的に凝縮器全体で見たときの損失が小さくなるからである. 規格化された不可逆損失の増加率については, 冷媒による大きな違いはない. したがって, 凝縮器における不可逆損失は, サイクル成績係数と熱負荷の関係 (第 4.3.1 項参照) において見られた, 熱負荷増加に伴う冷媒のごとのサイクル成績係数の減少率の差異を決定づけるものではない.

図 4.24(c)に示した蒸発器における不可逆損失において, 冷媒の損失の大きさの差異は, 暖房条件に比べ冷房条件で小さい. これは熱原水出入口温度差の違いによるものである. また, どの条件においても, 温度すべりが最も大きい HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) の損失が最も大きい. さらに, 暖房条件 1 および暖房条件 2 において, HFC-32/HFO-1234yf

(42/58 mass%)の損失も他の冷媒に比べて比較的大きい。これは、前項の図に示したように、温度すべりによって蒸発器の二相域における冷媒温度と熱源水温度の温度差が大きくなったためである。規格化された不可逆損失の増加率については、冷媒による大きな違いはない。

図 4.24(d)に示した膨張弁における不可逆損失において、いずれの条件においても、HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の損失が最も大きい。これは、第 4.2.8 項で示したように、HFO-1123 は密度が大きいため、HFO-1123 を含む混合物は圧力が高くなる。それによって凝縮圧力と蒸発圧力の圧力差が増加し、膨張過程での温度変化およびエントロピー変化が大きくなることで、膨張弁における不可逆損失が増加する。また、いずれの冷媒においても、規格化された不可逆損失は熱負荷によらず一定の値を示す。

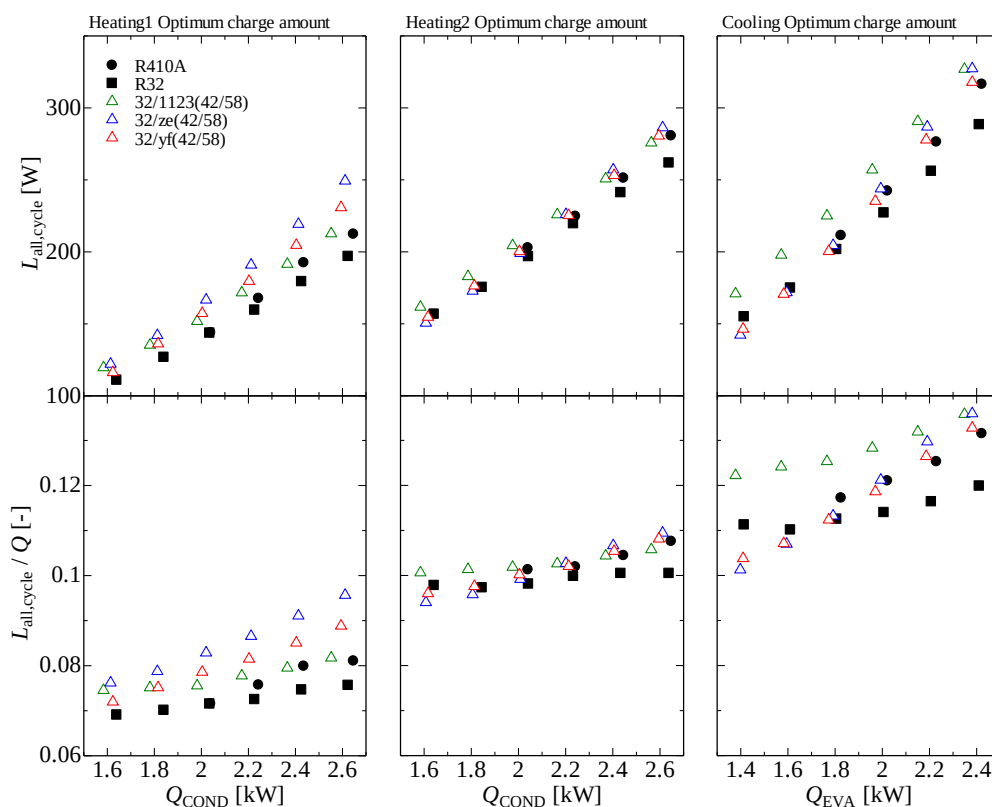
図 4.24(e)に示した圧縮機における不可逆損失において、どの条件においても HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の損失が最も大きい。圧縮機における不可逆損失は冷媒の物性だけではなく、冷媒と圧縮機油の相性および断熱圧縮効率などの様々な影響を受けるため詳細な議論はできないが、少なくとも本実験で用いた R410A 用の圧縮機では、混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 における断熱圧縮効率は大きくなる傾向にあるため損失は大きくなる。また、規格化された不可逆損失については、冷媒ごとに異なる挙動を示す。これは冷媒によって圧縮機の断熱圧縮効率が大きく異なるためである。損失全体に占める圧縮機における不可逆損失の割合は大きく、また、熱負荷増加に伴う規格化された不可逆損失の変動は冷媒によって異なる。したがって、圧縮機における不可逆損失は、熱負荷増加に伴うサイクル成績係数の減少率に、冷媒ごとの差異を与える一つの要因であるといえる。

図 4.24(f)に示した配管接続部における不可逆損失において、損失全体に占める割合が非常に小さく、冷媒による違いも小さい。配管接続部における不可逆損失は熱負荷にはよらないため、規格化された不可逆損失は熱負荷増加とともに減少する。

図 4.24(g)に示した圧力損失による不可逆損失において、HFC-32, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)における圧力損失による不可逆損失は、他の冷媒に比べ比較的小さい。これは、HFC-32, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の体積能力が、他の冷媒の体積能力に比べ大きいからである。体積能力が高い冷媒は、一般に、潜熱が大きく冷媒流量が小さい、もしくは蒸気密度が大きいため蒸気速度が遅くなり、圧力損失による損失は小さくなる。したがって、HFO-1123 は、HFO-1234ze(E)および HFO-1234yf よりも蒸気密度が大きいため、圧力損失による不可逆損失低減の観点からは、混合冷媒の構成物質として優れているとい

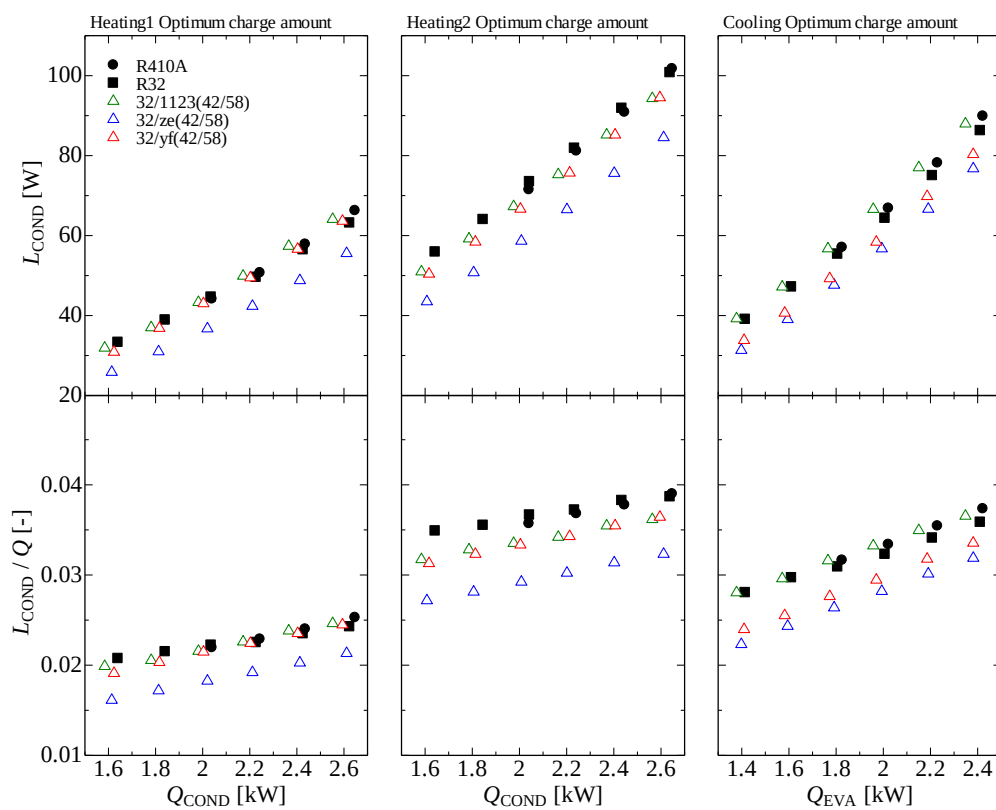
える。また、熱負荷増加に伴う規格化された不可逆損失の変動は冷媒によって異なる。したがって、圧力損失による不可逆損失は、熱負荷増加に伴うサイクル成績係数の減少率に、冷媒ごとの差異を与える一つの要因であるといえる。

以上より、熱負荷増加に伴うサイクル成績係数の減少率が冷媒ごとに異なるのは、主に、熱負荷増加に伴う圧縮機における不可逆損失および圧力損失による不可逆損失の増加率が、冷媒ごとに異なるからである。また、圧力損失による不可逆損失低減の観点から、混合冷媒の構成物質として優れているのは、本試験で用いた HFO 系冷媒の中では HFO-1123 といえる。

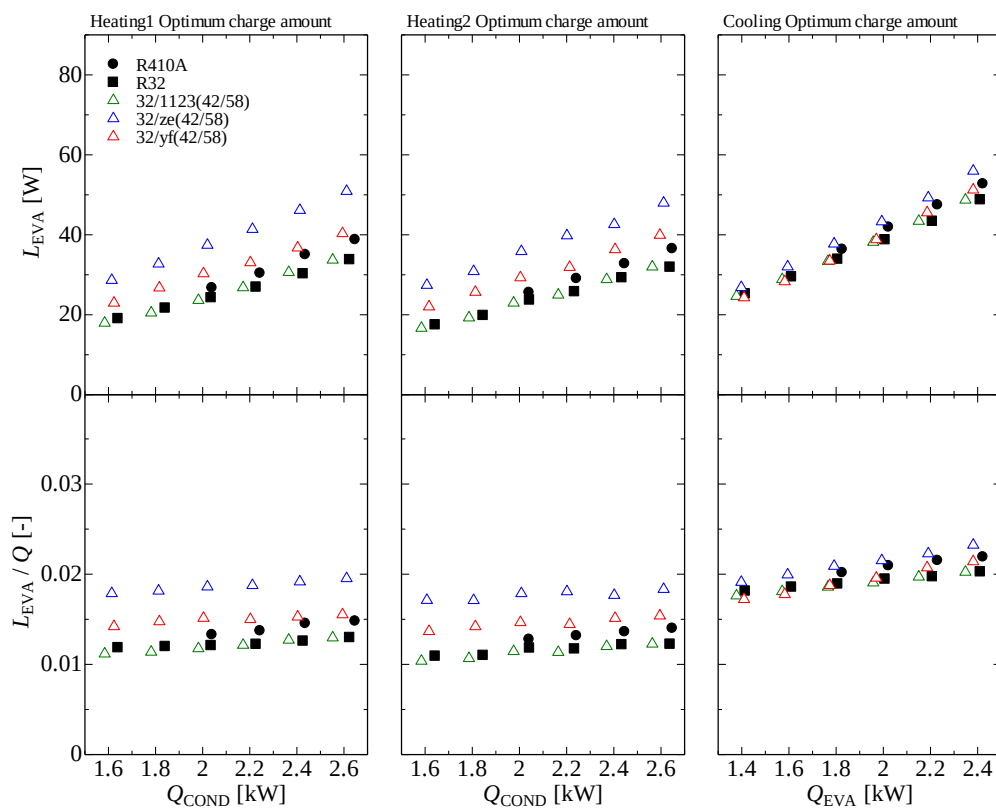


(a) サイクル全体

図 4.24 不可逆損失と熱負荷の関係

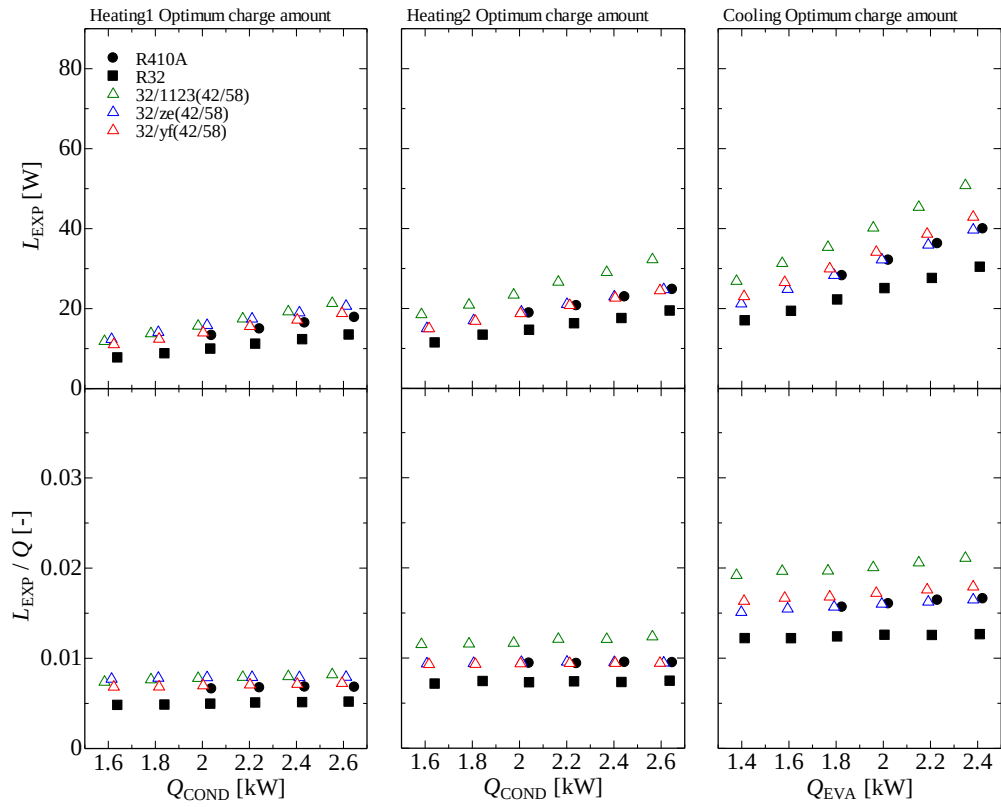


(b) 凝縮器

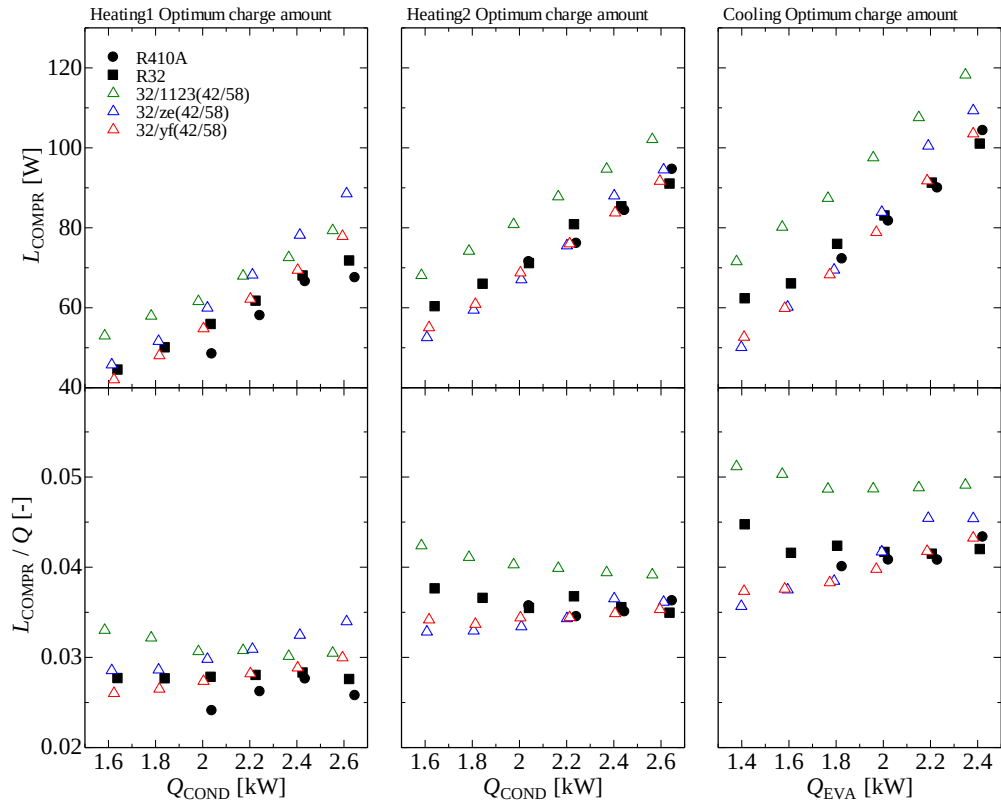


(c) 蒸発器

図 4.24 不可逆損失と熱負荷の関係

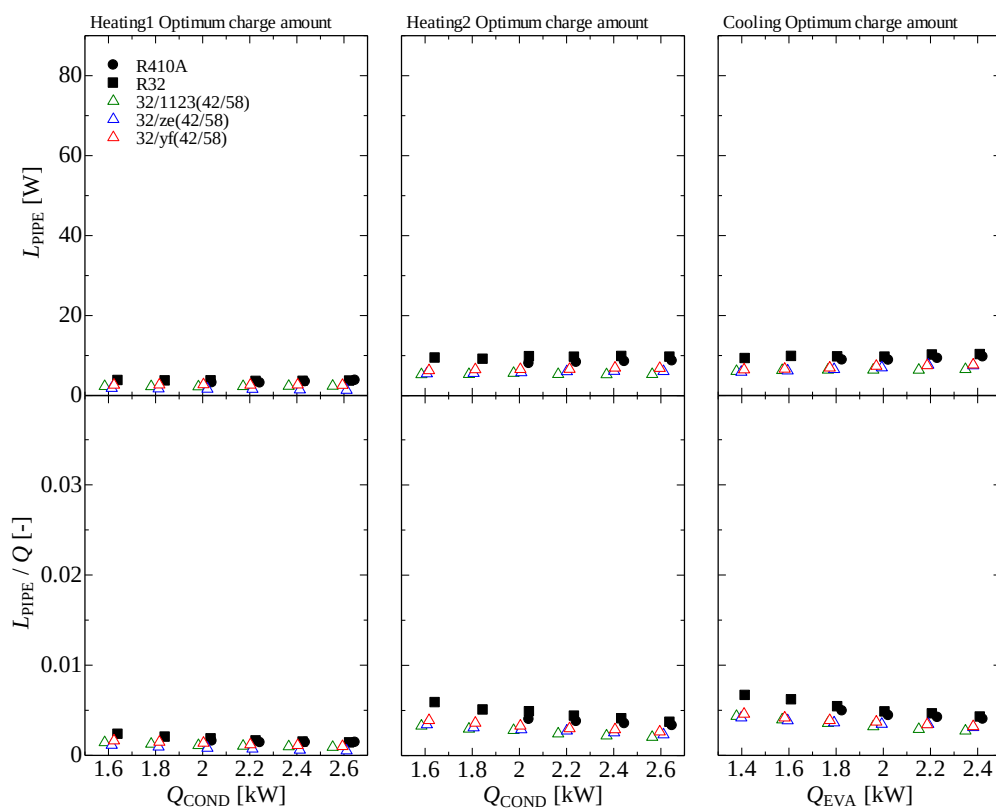


(d) 膨張弁

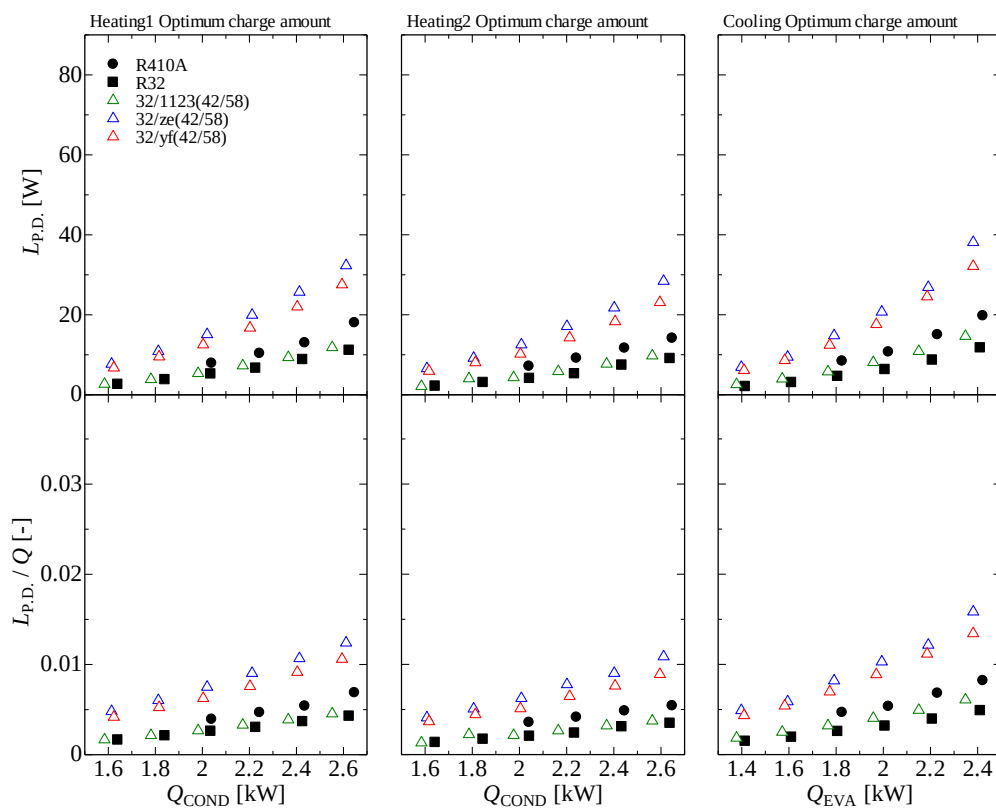


(e) 圧縮機

図 4.24 不可逆損失と熱負荷の関係



(f) 配管接続部



(g) 圧力損失

図 4.24 不可逆損失と熱負荷の関係

4.3.9 システム全体における成績係数

図 4.25 に HFC-32, R410A, HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%) および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%) の最適充填量におけるシステム全体における成績係数 COP_{system} と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。また、図 4.26 には、上記した冷媒の最適充填量におけるインバータ効率 η_{INV} 、機械効率 η_M およびヒートバランス Q_W / Q_R の 3 つの値の積 $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。

混合冷媒だけで比較すると、暖房条件 1 および暖房条件 2 では HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の COP が最も大きく、冷房条件では熱負荷によって大小関係は異なるが、2.2 kW および 2.4 kW においては HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の COP が最も大きい。第 4.3.1 項で示したサイクル成績係数と比較すると、相対的に HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の順位が高くなっていることがわかる。また、熱負荷の増加に伴うシステム全体における成績係数の変動の挙動と、熱負荷の増加に伴うサイクル成績係数の変動の挙動は異なっていることが見てとれる。これは、式(2.12)および(2.13)で示したように、システム全体における成績係数 COP_{system} が、サイクル成績係数 COP_{cycle} に、インバータ効率 η_{INV} 、機械効率 η_M およびヒートバランス Q_W / Q_R の 3 つを乗じたもので表されるからである。すなわち、 $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ を乗じたことにより、熱負荷の増加に伴う変動の仕方が変化し、また HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ が他の冷媒の $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ よりも大きいため（図 4.26 参照）、サイクル成績係数で比較したときよりも HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の順位が相対的に高くなったのである。

図 4.26 の $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ において、いずれの条件においても、HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の値が最も大きく、続いて HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)、以下 HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)、HFC-32, R410A と小さくなっていく。しかし、機械効率 η_M を含む 3 つの値の積 $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ は、様々な要因からの影響を受けるため、実験結果からこの差異について議論することは困難である。

以上のことより、 $\eta_{INV} * \eta_M * Q_W / Q_R$ の値が大きいため、HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) の順位は、サイクル成績係数よりもシステム成績係数で相対的に大きくなる。また、混合冷媒に注目すると、サイクル成績係数同様、システム成績係数においても、熱負荷増加に伴う COP の減少率は HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%) で最も小さい。したがって、HFC-32 と HFO 系冷媒が同じ組成比で構成された混合冷媒 HFC-32/HFO-1123、HFC-32/HFO-1234ze(E) および HFC-32/HFO-1234yf の中で、HFO-1123 を含んだ混合冷媒

HFC-32/HFO-1123 が、熱負荷の変動に対して最も安定した能力を発揮できる冷媒といえる。

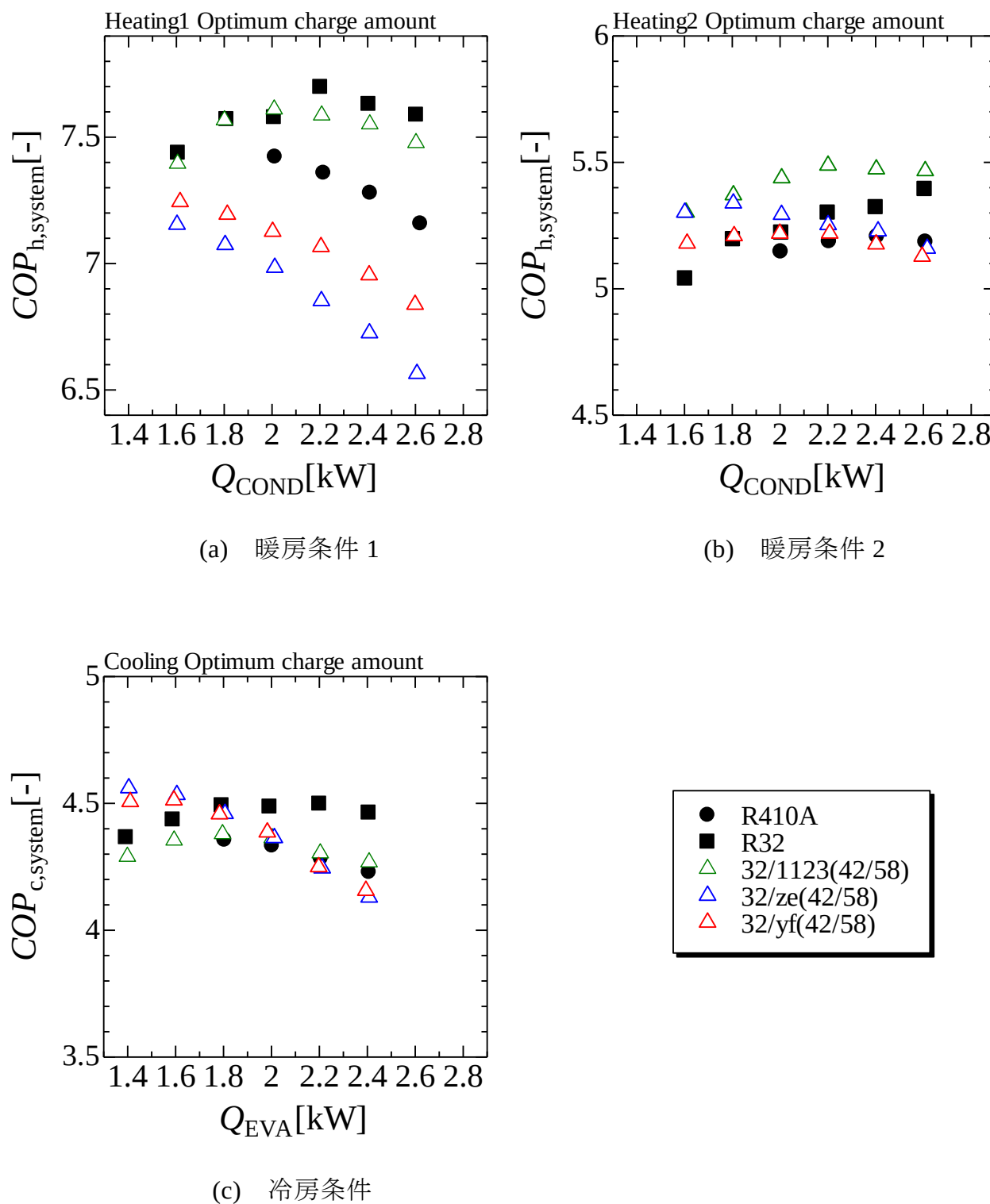


図 4.25 システム全体における成績係数と熱負荷の関係

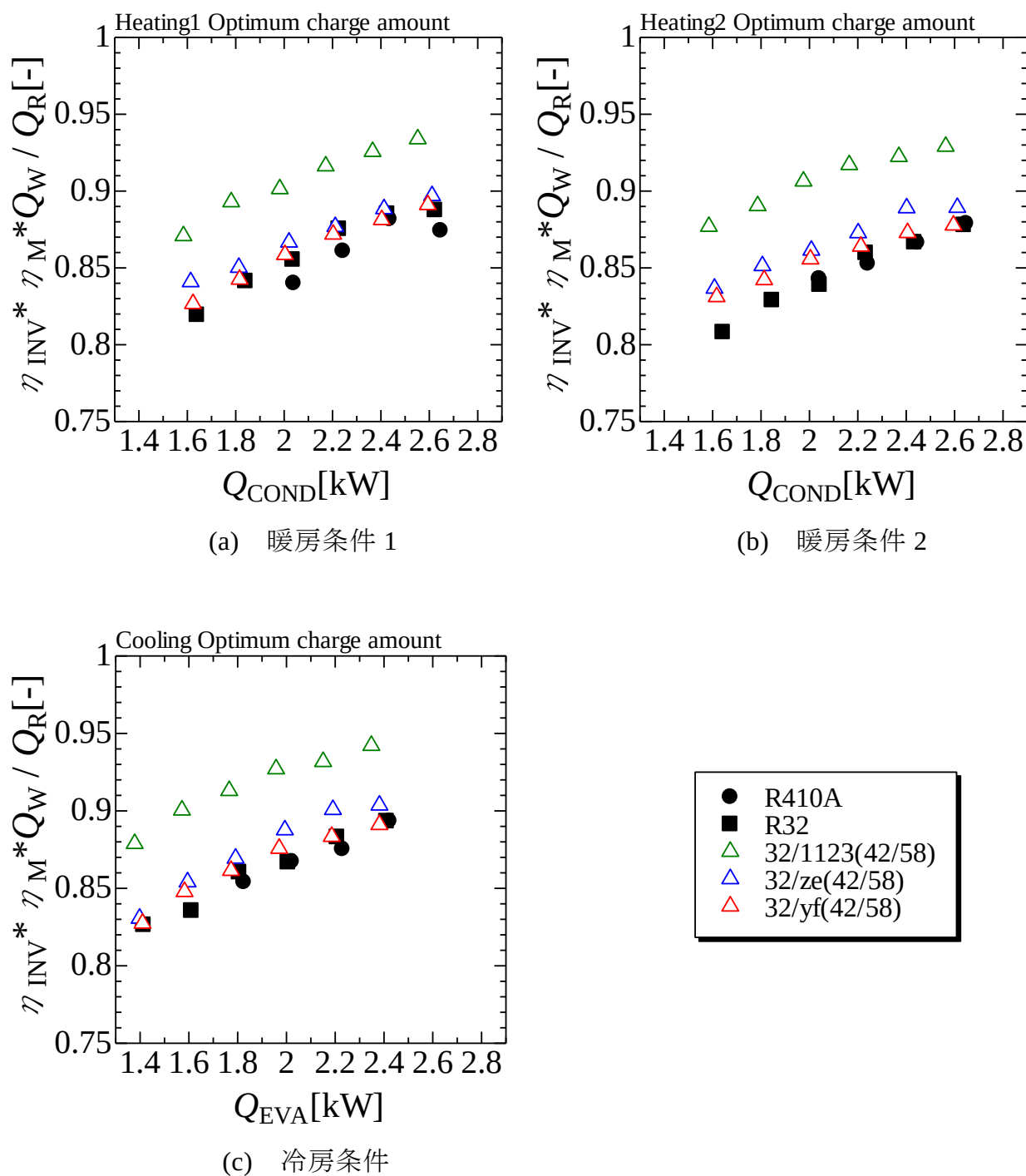


図 4.26 インバータ効率，機械効率およびヒートバランスの積と熱負荷の関係

第5章 総括

本論文は、家庭用エアコン用の次世代新規冷媒を探索することを目的とし、HFC-32, R410A, 混合冷媒 HFC-32/HFO-1123, 混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E)および混合冷媒 HFC-32/HFO-1234yf について、家庭用エアコンを想定した作動条件下で蒸気圧縮式ヒートポンプ実験を実施し、ヒートポンプサイクルの基本的なサイクル特性の観点から考察、その成果を取りまとめたものである。以下に、その内容を要約する。

- (1) 組成比の異なる同種の2成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 (58/42 mass%), HFC-32/HFO-1123 (46/54 mass%)および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)は、サイクル成績係数において、どの条件においても HFC-32 よりもやや低い値を示した。また、HFC-32 の組成比が小さい混合冷媒ほど、成績係数は小さくなった。一方で、システム成績係数においては、実験で使用したすべての混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 は、暖房条件1および冷房条件で HFC-32 よりもやや低い値を示したものの、暖房条件2においては HFC-32 よりも高い値を示した。また、本実験で使用した組成比では、暖房条件1および暖房条件2において、HFC-32 の組成比が小さい混合冷媒ほど成績係数が大きくなり、冷房条件においては、HFC-32 の組成比が大きい混合冷媒ほど成績係数が大きくなった。
- (2) 種類の異なる2成分混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%), HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)は、サイクル成績係数において、いずれの条件においても HFC-32 よりも低い値を示した。温度すべりの優位性およびその程度は条件によって異なる。システム成績係数においては、暖房条件1において、混合冷媒 HFC-32/HFO-1234ze(E) (42/58 mass%)および HFC-32/HFO-1234yf (42/58 mass%)の成績係数が HFC-32 の成績係数を下回ったが、ほかの条件および HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)の成績係数は HFC-32 の成績係数と同等かそれ以上の値を示した。また、実験に使用した混合冷媒の中で、熱負荷の増加に伴う成績係数の減少割合は HFC-32/HFO-1123 (42/58 mass%)で最も小さく、熱負荷の変動に対して最も安定した能力を発揮できる冷媒は HFC-32/HFO-1123 といえる。この成績係数の減少の割合の差異は、主に圧縮機における不可逆損失および圧力損失による不可逆損失によるものである。
- (3) 圧力損失による不可逆損失の低減という観点から見ると、種類の異なる混合冷媒の中では、HFC-32/HFO-1123 が最も優れた冷媒だといえる。これは、HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf に比べて HFC-32/HFO-1123 の蒸発密度が大きく、蒸気速度

が小さくなるからである。また、組成比の異なる 3 種の混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の比較では、圧力損失による不可逆損失に大きな差異は見られなかった。圧力損失による不可逆損失は、熱負荷の増加に伴う成績係数の減少割合に冷媒ごとの差異を与える一つの要因であり、圧力損失が小さい冷媒ほど、熱負荷の増加に伴う成績係数の減少割合は小さくなる。

- (4) 圧縮機の寿命を左右するパラメータの一つである圧縮機吐出温度が高いことは、性能の高い HFC-32 の弱点の一つである。本実験において、HFC-32 に HFO 系冷媒を混合することによって、圧縮機吐出温度の低減が見られた。種類の異なる混合冷媒の中では、HFC-32/HFO-1234yf で最も低減され、続いて HFC-32/HFO-1123, HFC-32/HFO-1234ze(E) と低減の程度は小さくなる。また、組成比の異なる 3 種の混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 の比較では、HFC-32 の組成比が小さいほど圧縮機吐出温度は低くなった。
- (5) 温度すべりが小さく、また比較的体積能力の大きい混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 は、性能が条件に大きく左右されないことや、圧力損失が小さいなどのサイクル面でのメリットだけでなく、実用的なメリットも有している。ほかの混合冷媒に比べ温度すべりが小さいため、現在の主流から外れた対向流式以外での利用も期待され、熱交換器の変更を必要としない可能性も持つ（性能を確保する目的で、本試験では対向流式を用いた）。さらに、体積能力が大きいので、圧縮機サイズの変更が不要、もしくはサイズの小型化が期待できる。

最後に、本論文を総括して以下のことがいえる。HFO 系冷媒を含む混合冷媒 HFC-32/HFO-1123, HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf は、既存冷媒である HFC-32 および R410A の次世代の代替冷媒として大いに期待できる物質である。とくに混合冷媒 HFC-32/HFO-1123 は実用的なメリットも大きく、今後の研究対象として重要視されるべき物質である。しかし、いずれの混合冷媒においても課題があり、HFC-32/HFO-1234ze(E)および HFC-32/HFO-1234yf においては性能の低さやシステムの再構築の必要性、HFC-32/HFO-1123 においては安全性や物性値の不足などがある。一方で、最終目標となる GWP が 1 の冷媒を達成するためには、HFO 系純冷媒、もしくは HFC-32 を含まない HFO 系冷媒同士の混合冷媒を実用化する必要がある。今後の冷媒規制に対応するための低 GWP 冷媒を実現する物質として、HFO-1123, HFO-1234ze(E)および HFO-1234yf などの HFO 系冷媒の重要性が、今後ますます高まっていくだろう。

謝辞

本論文をまとめるにあたり、終始ご指導、ご鞭撻を頂いた九州大学大学院総合理工学研究院 小山 繁 教授に心より感謝申し上げます。小山教授には、本論文の研究課題の選択および研究の遂行においても幅広くご指導を頂きました。ここに深く感謝の意を表し、心から御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院 宮崎 隆彦 教授には、御助言や暖かい激励の御言葉を頂きました。ここに深く感謝の意を表し、心から御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学府 高田 信夫 技術専門職員には、本研究の遂行にあたり、細部に至るまで多大なご指導とご鞭撻を賜りました。また、実験をスムーズに実施することができたのは、実験装置の改良や物品の手配など、高田さんのお力添えのおかげと感謝しております。ここに深く感謝の意を表し、心から御礼申し上げます。

学術研究院 福田 翔 博士には、本研究の遂行および理解において、丁寧な御指導を頂き、大変お世話になりました。心から御礼申し上げます。

九州大学次世代冷媒物性評価研究センター 東 之弘 教授には、ガスクロマトグラフの分析における基準となるサンプルを作成、提供して頂きました。心から御礼申し上げます。

共同研究者である修士1年 竹里 光世 さん、Uddin MD Kutub さんには、実験およびデータ整理、また研究についての議論まで多くのご協力を頂きました。また、修士1年 川上 隼人 さんにも、日常の議論に加わって頂くことができました。心から御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻小山・宮崎研究室に所属する、博士課程 Hamid Mahmood さん、Animesh Pal さん、Marzia Khanam さん、Shazia Hanif さん、Drakhnia Oleksi さん、Frantisek Miksik さん、Indri Yaningshi さん、Islam MD Amirul さん、修士課程 田浦 哲平 さん、田村 航平 さん、福富 百合香 さん、屋富祖 晃司 さん、横山 幸之助 さん、吉住 崇司 さん、M.L. Palash さん、Muhammad Faisal Hasan さん、Abirham Yemanebirham Tadesse さん、Meng Xianhong さん、植月 良祐 さん、大石 祥平 さん、竹田 那美 さん、西村 祐太郎 さん、Weiyi Wu さん、張 曉地 さん、学部生 川野 心優 さん、佐久間 航太 さん、竹浦 弘一 さん、武田 詢哉 さん には、多大なるご指導とご助言、また、叱咤激励およびご協力をたくさん頂きました。心より御礼申し上げます。

研究室秘書 大和 裕理 さんには、事務的な手続き等で大変お世話になりました。心より御礼申し上げます。

最後に、著者の学生生活を温かく見守り、支え続けてくれた家族に、心から感謝します。

参考文献

- [1] R. Jakobs, H. Kruse, 1979, “The use of non-azeotropic refrigerant mixtures in heat pumps for energy saving”, *Int. J. Refrig.*, Vol.2, No.1, pp. 29-32.
- [2] 藤井哲, 小山繁, 宮良明男, 1987, “非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの特性および性能評価に関する理論的考察”, 日本冷凍空調学会論文集 Vol.4 No.1, pp.27-34
- [3] W.J. Mulroy, P.A. Domanski, D.A. Didion, 1994, “Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 1. An experimental study”, *Int. J. Refrig.*, Vol.17, No.4, pp.220-225
- [4] W.J. Mulroy, P.A. Domanski, D.A. Didion, 1994, “Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 1. A computer simulation”, *Int. J. Refrig.*, Vol.17, No.4, pp.226-230
- [5] Hung Pham, Ken Monnier 2016, “Interim And Long-Term Low-GWP Refrigerant Solutions For Air Conditioning”, 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, No. 2402
- [6] M.O. McLinden, Andrei F. Kazakov, J. Steven Brown, Pitor A. Domanski, 2014, “A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoff for Low-GWP refrigerants”, *Int. J. Refrig.*, Vol.38, pp. 80-92.
- [7] Thomas Leck, Barbara Minor, 2014, “Experience with reduced GWP refrigerants for commercial refrigeration and air conditioning”, *JRAIA Int. Symposium*, pp.287-291
- [8] Samuel F.Yana Motta, Mark W. Spatz, 2014, “Low Environmental Impact Refrigerants for AC and Refrigeration Systems”, *JRAIA Int. Symposium*, pp.282-286
- [9] Xudong Wang, Karim Amrane, 2015, “AHRI Low Global Warming Potential Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWPAREP) – Summary of Phase I Testing Results”, 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, No. 2250
- [10] 福島正人, 2015, “低 GWP 冷媒の開発”, 2015 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, D332
- [11] Toshiyuki Tanaka, Hidekazu Okamoto, Katsuya Ueno, Jun Irisawa, Tetsuo Otsuka, Tetsuhiro Nogami, Ritsu Dobashi, 2014, “Development of a new low-GWP refrigerant composed of HFO-1123 (trifluoroethylene)”, *Proc. 2014 AIChE Annual Meeting*, Atlanta

- [12]東之弘, 赤坂亮, 2015, “新規冷媒 HFO-1123 の飽和蒸気圧, 飽和密度および臨界定数の測定”, 2015 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, D111
- [13]Yukihiho Higashi, Ryo Akasaka, 2016, ”Measurements of Thermodynamic Properties for HFO-1123 and HFO-1123+HFC-32 Mixture”, 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, No. 2283
- [14]Myhre, G., D. Shindell, F.-M. Bréon, W. Collins, J. Fuglestad, J. Huang, D. Koch, J.-F. Lamarque, D. Lee, B. Mendoza, T. Nakajima, A. Robock, G. Stephens, T. Takemura and H. Zhang, 2013: Anthropogenic and Natural Radiative Forcing. In: Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Stocker, T.F., D. Qin, G.-K. Plattner, M. Tignor, S.K. Allen, J. Boschung, A. Nauels, Y. Xia, V. Bex and P.M. Midgley (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [15]E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, 2013. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.
- [16]R. Akasaka, 2013, “Thermodynamic property models for the difluoromethane (HFC-32) + trans- 1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E)) and difluoromethane + 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf) mixtures”, *Fluid Phase Equilibria*. 358:98-104
- [17]Akasaka, R., Fukushima, M., Lemmon, E.W., A Helmholtz Energy Equation of State for Trifluoroethylene (HFO-1123), 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 11-14, (2016).
- [18]Akasaka, R., A Thermodynamic Property Model for Difluoromethane (HFC-32) and Trifluoroethylene (HFO-1123) Mixtures, 11th Asian Thermophysical Properties Conference, Yokohama, Japan, October 2-6, (2016).

付録 A 熱電対検定方法

冷媒および熱源水の温度を正確に測定するために、標準温度計 CHINO R800-2 を用いて K 型熱電対の検定を行った。図 A-1 に検定装置概要を示す。恒温槽は、攪拌機、ヒータおよび冷凍機により制御され、温度一定に保たれる。この恒温槽に熱電対および標準温度計を挿入して検定を行う。その際、槽液密度分布により形成される温度層の影響を抑えるために、恒温槽底面からの温度測定点までの高さを揃えて挿入する。標準温度計は 4 線であり、直流電流発生装置により定電流 (1 mA) が流れている。標準温度計の温度は標準温度計の抵抗 R_{pt} より、ITS90 に準じて算出を行った。ここで標準温度計の抵抗 R_{pt} は、以下の式を用いて算出した。

$$R_{pt} = \frac{Volt_{pt}}{I} = \frac{Volt_{pt}}{Volt_{st}} R_{st}$$

ここに $Volt_{pt}$ 、 $Volt_{st}$ および R_{st} はそれぞれ、標準温度計にかかる電圧、標準抵抗にかかる電圧および標準抵抗の抵抗である。また、熱電対の零接点は氷水により冷やされている蒸留水に差し込むことにより 0 °C に保持されている。

次に実際の検定手順を示す。検定温度範囲は -5 °C ~ 70 °C であり、-5 °C ~ 30 °C の範囲は 5 °C 間隔、30 °C ~ 70 °C の範囲は 10 °C 間隔で測定を行い、昇温および降温を行うことにより各測定温度において 2 点ずつ測定した。測定は、標準温度計および標準抵抗にかかる電圧、熱電対より発生した起電力の定常を確認後、データロガー MX100 を用いて 1 秒間隔で 3 分間収集する。収集したデータより、熱電対における温度に対する起電力の変化を次式に示すように 3 次式で近似する。

$$T_{TC} = a_0 + a_1 \times Volt_{TC} + a_2 \times Volt_{TC}^2 + a_3 \times Volt_{TC}^3$$

熱電対 13 本に対する検定によって得られた近似式の係数を表 A-1 に示す。参考として、一本の熱電対測定結果および検定誤差を図 A-2 および図 A-3 に示す。検定を行った結果、全ての熱電対の誤差は 0.05 K 以内となっている。

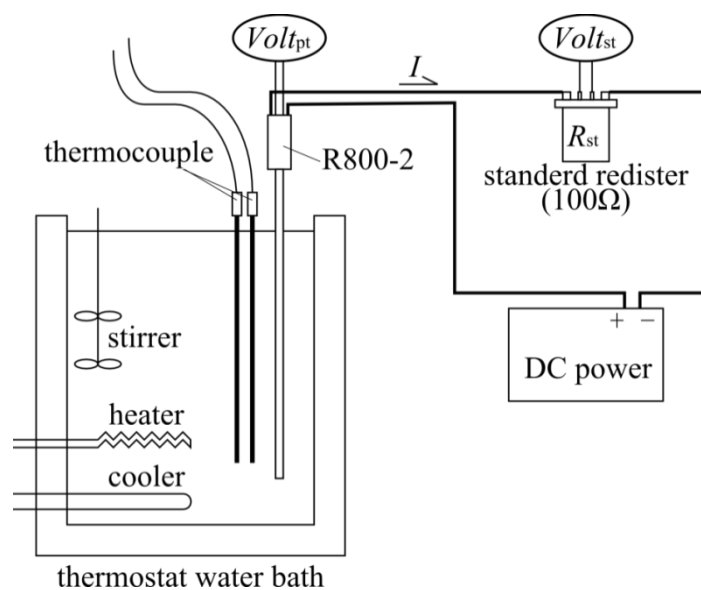


図 A-1 熱電対検定装置概要

表 A-1 熱電対における近似式係数

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
a_0	-0.04551	-0.03716	-0.01469	-0.00997	-0.01305	-0.05236	-0.04575	-0.13070	-0.02965	-0.09059	0.05295	0.08499	-0.06531
a_1	25.59-	25.64	25.61	25.67	25.60	25.65	25.64	25.70	25.65	25.65	25.35	25.44	25.58
a_2	-0.38883	-0.42213	-0.47896	-0.47896	-0.41764	-0.44293	-0.42895	-0.42124	-0.45529	-0.42870	-0.39791	-0.39731	-0.41270
a_3	0.03258	0.03193	0.04879	0.04239	0.02708	0.03455	0.03188	0.03156	0.03965	0.03513	0.02802	0.02414	0.02388

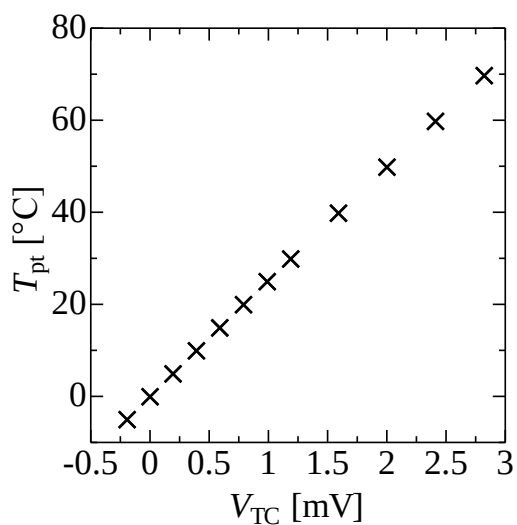


図 A-2 熱電対測定結果

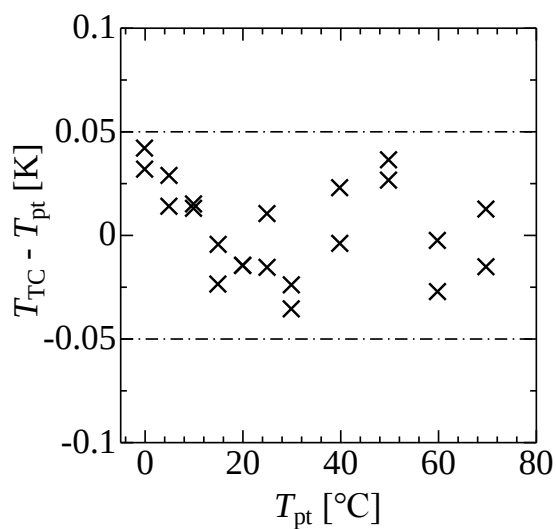


図 A-3 熱電対検定誤差

付録 B ガスクロマトグラフ検定方法

固定相に対する移動相の吸着性，あるいは分配係数の違いにより，カラム内の移動速度に差を生じることを利用して混合物の分離を行い，各成分の定性，定量分析を行う方法を一般にクロマトグラフィーと呼び，移動相が気体の時にガスクロマトグラフィーと呼ぶ．

本実験では，質量流量計と膨張弁の間にサンプリングポートを設け，液状態の冷媒をサンプリングし，膨張させ過熱蒸気にした後，ガスクロマトグラフを用いて定量的に分析し，循環組成を測定する．そのためには，分析時の混合物中の各成分の分析結果として得られる面積，面積比と濃度の関係をあらかじめ確認しておく必要がある．

標準ガス作成方法

確認を行うにあたって様々な組成に混合した標準ガスを準備する必要がある．標準ガスの作り方としては，内部は真空状態にある検定容器の重量 (w_0) を測定する．次に，沸点の高い順に HFO-1234yf および HFC-32 を気体状態で検定容器に注入し，各冷媒注入後の検定容器の重量 (w_1 および w_2) を測定し，注入した冷媒の重量を冷媒注入前後の検定容器の質量差より以下の式を用いて算出する．

$$w_{R1234yf} = w_1 - w_0$$

$$w_{R32} = w_2 - w_1$$

以上より，標準ガスの R1234yf の質量分率 $Y_{R1234yf}$ は以下の式により算出した．

$$Y_{R1234yf} = \frac{w_{R1234yf}}{w_{R1234yf} + w_{R32}}$$

なお，検定容器の重量測定には，0.001g まで測定できる電子天秤 MSE2203S-000-DE を使用した．

ガスクロマトグラフ検定方法

ガスクロマトグラフにより出力される HFO-1234yf および HFC-32 の面積をそれぞれ $S_{R1234yf}$ および S_{R32} とする．出力される面積は成分の絶対量に比例するため次のようになる．

$$S_{R1234yf} = C_{R1234yf} w_{R1234yf}$$

$$S_{R32} = C_{R32} w_{R32}$$

ここで， $C_{R1234yf}$ および C_{R32} は面積修正係数とする．

$$\begin{aligned} Y_{R1234yf} &= \frac{w_{R1234yf}}{w_{R1234yf} + w_{R32}} = \frac{C_{R1234yf} w_{R1234yf}}{C_{R1234yf} w_{R1234yf} + C_{R1234yf} w_{R32}} \\ &= \frac{S_{R1234yf}}{S_{R1234yf} + C_{R1234yf} \frac{C_{R32}}{C_{R32}} w_{R32}} = \frac{S_{R1234yf}}{S_{R1234yf} + \frac{C_{R1234yf}}{C_{R32}} S_{R32}} \end{aligned}$$

以上より，重量測定による質量分率およびガスクロマトグラフによって出力される面積との関係式が導出された．

この式より， $C_{R1234yf}$ および C_{R32} の比を求め，ガスクロマトグラフにより出力される各成分の面積から質量分率を求めた．

なお，3 成分混合冷媒の場合は，本文中の式に新たに第 3 成分の項を付け加え，同様の方法で面積修正係数の比を求める．

付録 C 検量線の作成

ガスクロマトグラフにおける検量線を作成することと、付録 B において記述した $C_{R1234yf}$ および C_{R32} の比を求めることは、面積比から組成比を算出する式を取得するという意味においては同じことである。しかしながら、検量線作成時における数学的な式の組み立て方は重要であり、ほかの近似式においても応用できる。ここでは検量線作成を例に、近似式の組み立て方を紹介する。

検量線作成

表 C-1 に、検量線作成にあたって使用する、他大学などで測定したサンプルデータ Sample1~5 を示す。今回作成する検量線は、2 成分混合冷媒 HFC-32 / HFO-1123 の検量線である。表 C-1 に示した Mass Fraction of HFO-1123 はサンプルガスの HFO-1123 の組成比、Area Ratio of HFO-1123 はそのサンプルガスをガスクロマトグラフで分析して得られた HFO-1123 の面積比である。つまり、面積比を組成比に変換する式を検量線と呼ぶ。

表 C-1 参考サンプル

	Mass Fraction of HFO-1123	Area Ratio of HFO-1123
Sample 1	0.60048	0.54153
Sample 2	0.4004	0.34364
Sample 3	0.49959	0.4384
Sample 4	0.455	0.396
Sample 5	0.19	0.15724

ここで、図 C-1 にサンプルデータ、式 $y = x$ および導く検量線をプロットしたグラフを示す。検量線作成のための着眼として、式 $y = x$ をベースとした、そこからの歪曲分 δy に注目する。手順としては、 δy を近似で求めて、式 $y = x$ に上乘せするという組み立て方である。

初めに、 $\delta y = y - x$ であるので、図 C-2 のように作図できる。この δy は必ず点 (0,0) および (1,0) の 2 点を通るので、以下のように表すことができる。

$$\delta y = ax(1 - x) \quad (a \text{ は定数})$$

次に、式 $\delta y = y - x$ の両辺を $(1 - x)$ で割ると、以下のように表すことができる。

$$Z = \delta y / (1 - x) = (y - x) / (1 - x)$$

このとき、 x は HFO-1123 の面積比 (Area Ratio of HFO-1123) であり、 y は HFO-1123 の質

量分率 (Mass Fraction of HFO-1123) である。したがって $Z = \delta y / (1 - x) = (y - x) / (1 - x)$ を用いて、図 C-3 に示すように、サンプルデータを (x, Z) 上にプロットすることができる。さらに、 $Z = \delta y / (1 - x) = ax$ であるので、図 C-3 に示すように、最小二乗法を用いてプロットしたサンプルデータに対する近似式を求めると、同時に定数 a の値が求まる。

その結果、 $a = 0.2444$ が求まった。これより、 $Z = \delta y / (1 - x) = (y - x) / (1 - x) = 0.2444x$ となり、結果的に以下の式が求まる。

$$y = x + 0.2444 x (1 - x)$$

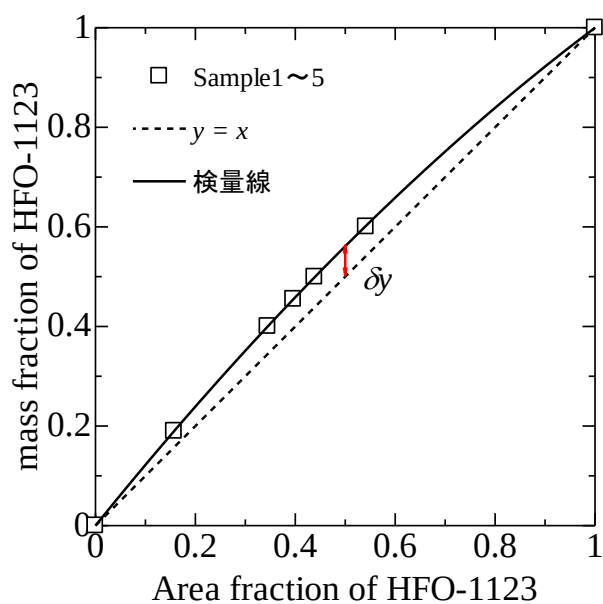


図 C-1 サンプルデータおよび検量線

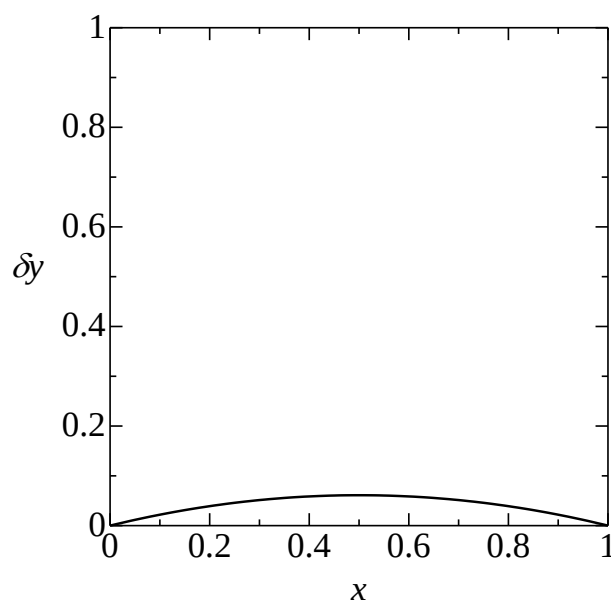


図 C-2 δy_x

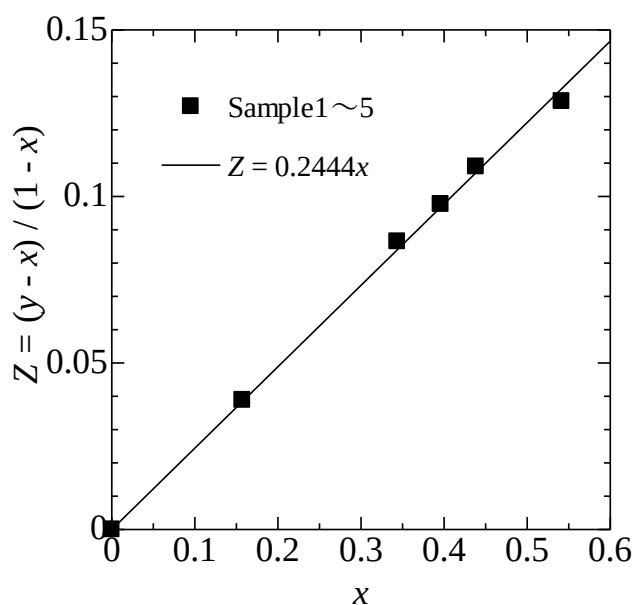


図 C-3 サンプルデータおよび近似式

検量線の精度

求めた検量線の精度について、以下の表 C-2 にまとめた。検量線から算出した質量分率は、いずれも実測値から幅 0.2 %以内に収まっており、作成した検量線を用いて、十分な精度で質量分率を推算できているといえる。

表 C-2 検量線精度まとめ

	Area Ratio of HFO-1123	Mass Fraction of HFO-1123	検量線より算出 した質量分率	(Y*-Ycal**) ×100[%]
Sample 1	0.54153	0.60048	0.602208	-0.173
Sample 2	0.34364	0.4004	0.398765	0.164
Sample 3	0.4384	0.49959	0.498573	0.102
Sample 4	0.396	0.455	0.454457	0.054
Sample 5	0.15724	0.19	0.189627	0.037

* : Y サンプルの HFO-1123 の質量分率

** : Ycal 検量線より算出した HFO-1123 の質量分率

付録 D 熱損失検定方法

本研究に用いた熱交換器は二重管式であり，外管に熱源水，内管に冷媒が流れる構造となっているため，熱源水においては冷媒だけでなく外気に対してヒートロス（ゲイン）が生じる．そこで，実験を行うにあたって熱源水と外気温との温度差により発生するヒートロス（ゲイン）の検定を行った．表 D-1 に検定範囲を示す．温度範囲は実験条件および外気温の変動を考慮し，流量範囲は実験における最大および最小流量程度とし決定した．

図 D に検定結果を示す．同流量におけるヒートロス（ゲイン） Q_{loss} は熱源水と外気の温度差に比例する．しかしながら，流量によって傾きが異なるため，下記に示すような形で相関式を作成する．

$$Q_{\text{loss}} = (A \times V_w + B) \times (T_{w,\text{ave}} - T_{\text{atm}}) + (C \times V_w + D)$$

ここに， V_w は熱源水体積流量， $T_{w,\text{ave}}$ は熱源水熱交換器出入口における算出平均温度および T_{atm} は外気温度である．また，凝縮器および蒸発器によっても傾向が異なるので，相関式は凝縮器および蒸発器においてそれぞれ作成した．表 D-2 に作成した相関式の係数を示す．95 % 信頼区間は凝縮器および蒸発器においてともに 4 [W] 程度であり，本実験行った実験条件に対して十分小さいため，本検定結果を用いてヒートロスを算出しても問題ないと思われる．

表 D-1 熱損失検定条件

	熱源水温度 [°C]	流量 V_w [L/h]	外気温度 T_{atm} [°C]
凝縮器	20, 35, 50, 65, 80	35, 160	≒ 25
蒸発器	10, 20, 30, 40, 60	65, 250	

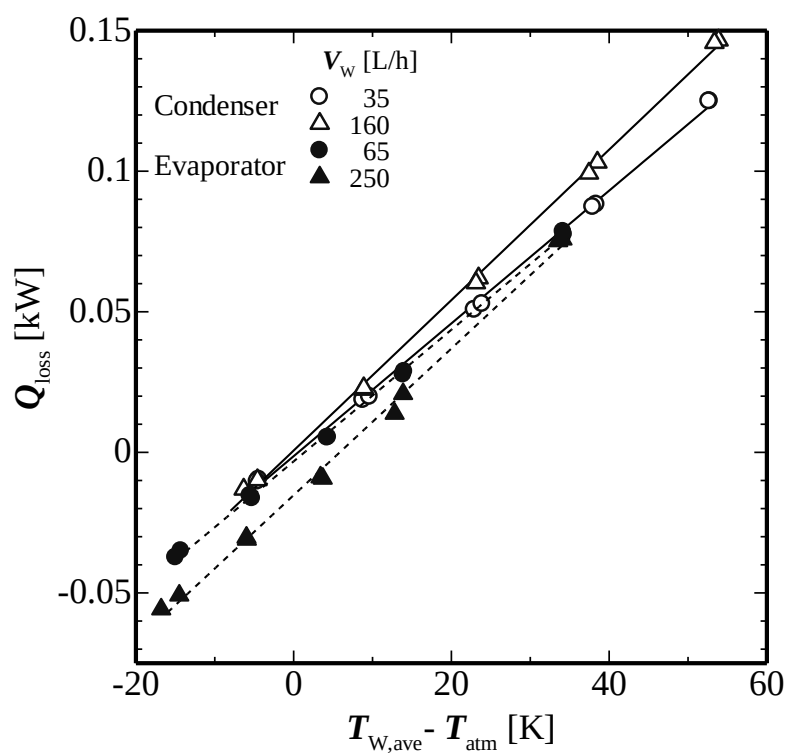


図 D 熱損失検定結果

表 D-2 作成した相関式の係数および標準偏差

	A	B	C	D	2σ
凝縮器	2.51E-06	2.27E-03	1.63E-05	-1.93E-03	3.72E-03
蒸発器	1.37E-06	2.26E-03	-6.04E-05	4.27E-05	4.30E-03