

冷蔵温度帯における低GWP混合冷媒ヒートポンプサイクルの実験およびLCCP評価

川喜田, 幹太
九州大学総合理工学府総合理工学専攻機械・システム理工学メジャー

<https://hdl.handle.net/2324/6788192>

出版情報：九州大学, 2022, 修士, 修士
バージョン：
権利関係：

令和4年度

修士論文

冷蔵温度帯における低GWP混合冷媒ヒートポンプサイクル
の実験およびLCCP評価

九州大学大学院総合理工学府
総合理工学専攻
機械・システム理工学メジャー
熱エネルギー変換システム学研究室

川喜田 幹太

指導教員 宮崎 隆彦

K y a w T h u

提出年月日 令和5年2月7日

目次

記号	iv
添字	vi
第 1 章 序論.....	1
1.1 はじめに.....	1
1.2 次世代冷媒の開発の現状.....	3
1.3 非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクル.....	4
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.....	11
第 2 章 実験装置および実験方法.....	12
2.1 実験装置.....	12
2.2 測定方法およびデータ収集方法.....	12
2.2.1 圧力の測定.....	15
2.2.2 流量の測定.....	16
2.2.3 循環組成の測定.....	16
2.2.4 圧縮機投入電力および周波数の測定.....	18
2.2.5 測定データの収集方法.....	18
2.3 実験条件および実験方法.....	19
2.3.1 温度の測定.....	19
2.3.2 試験冷媒.....	20
2.3.3 実験条件.....	25
2.3.4 実験方法および実験手順.....	25
2.4 実験データの整理方法.....	27
2.4.1 圧縮機諸効率の算出.....	27
2.4.2 冷蔵能力の算出.....	28
2.4.3 成績係数の算出.....	29
2.4.4 熱交換器内の温度分布の算出.....	30
2.4.5 不可逆損失の算出.....	32
2.4.6 体積能力の算出.....	35
2.4.7 凝縮器における冷媒の熱伝達率.....	36

3 章 次世代混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能評価.....	38
3.1 実験結果および評価方法の妥当性.....	38
3.11 ヒートバランス.....	38
3.22 不可逆損失評価の妥当性.....	40
3.2 非共沸混合冷媒の循環組成.....	41
3.3 潜熱.....	44
3.4 冷媒質量流量.....	46
3.5 凝縮器における冷媒の熱伝達率.....	48
3.6 過冷度.....	52
3.7 冷媒充填量とサイクル成績係数の関係.....	55
3.8 最適充填量におけるサイクル成績係数の関係.....	60
3.9 圧力損失.....	62
3.10 圧縮機回転数.....	64
3.11 圧縮機吐出温度.....	66
3.12 熱交換器内温度分布.....	69
3.13 不可逆損失.....	74
3.14 システム全体における成績係数.....	86
4 章 次世代混合冷媒を用いたライフサイクル (LCCP) 評価.....	95
4.1 LCCP の算出方法.....	95
4.1.1 Direct emissions.....	96
4.1.2 Indirection emissions.....	98
4.1.3 Embodied emissions.....	99
4.2 LCCP における実験結果.....	100
4.2.1 Direct emissions.....	100
4.2.2 Indirect emissions.....	103
4.2.3 Embodied emissions.....	106
4.2.4 LCCP.....	109
5 章 総括.....	112
謝辞.....	115
参考文献.....	117

付録 A 熱電対検定方法	120
付録 B ガスクロマトグラフ検定方法	122
付録 C 熱交換器における熱損失の検定方法	125

記号

COP	: 成績係数	[-]
C_p	: 定圧比熱	[kJ/kg·K]
E	: 投入電力	[W]
h	: 比エンタルピー	[kJ/kg]
L	: 不可逆損失	[W]
m	: 質量流量	[kg/s]
M	: 冷媒充填量	[kg]
N	: 圧縮機回転数	[rpm]
P	: 圧力	[Pa]
Q	: 熱負荷	[W]
s	: 比エントロピー	[kJ/kg·K]
SC	: 過冷度	[K]
T	: 温度	[K] or [°C]
v	: 容積	[m ³]
V	: 体積流量	[m ³ /s]
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]
Re	: レイノルズ数	[-]
Pr	: プラントル数	[-]
Nu	: ヌセルト数	[-]
u	: 代表速度	[m/s]
D_h	: 水力直径	[m]
μ	: 粘性係数	[Pa·s]
λ	: 熱伝導率	[kW/m·K]
α	: 熱伝達率	[kW/m ² ·K]

f	: 管摩擦係数	[-]
ε	: 管内の凹凸の高さ	[m]
U	: 総括伝熱係数	[kW/m ² ·K]
A	: 伝熱面積	[m ²]
L_h	: 代表長さ	[m]
R	: 半径	[m]
Rf	: 汚れ係数	[m ² ·K/W]
C	: 冷媒充填量	[kg]
t	: 機器の稼働年数	[year]
ALR	: 年間の冷媒漏洩率	[%]
EOL	: 機器の稼働終了後における冷媒漏洩率	[%]
GWP	: 冷媒の地球温暖化係数	[kgCO ₂ -eq/kg]
$Adp.GWP$: 冷媒の大気分解による地球温暖化係数	[kgCO ₂ -eq/kg]
AEC	: 年間のエネルギー消費量	[kWh]
EM	: エネルギー消費における CO ₂ 換算排出量	[kgCO ₂ /kWh]
W_m	: 機器の物質の重量	[kg]
MM	: 機器の物質製造における CO ₂ 換算排出量	[kgCO ₂ /kg]
W_{re}	: 機器に含まれる再利用可能な物質の重量	[kg]
RM	: 物質の再利用における CO ₂ 換算排出量	[kgCO ₂ /kg]
RFM	: 冷媒の製造における CO ₂ 換算排出量	[kgCO ₂ /kg]
RFD	: 冷媒の廃棄における CO ₂ 換算排出量	[kgCO ₂ /kg]

添字

adi	: 断熱圧縮
all	: 総合
bubble	: 沸点
c	: 冷蔵条件
Carnot	: カルノーサイクル
COMPR	: 圧縮機
COND	: 凝縮器
cycle	: サイクル
d	: 圧縮機吐出
dew	: 露点
DSH	: 凝縮器過熱
TP	: 凝縮器二相
EVA	: 蒸発器
EXP	: 膨張弁
HEX	: 熱交換器全体
ideal	: 理想
in	: 入口
INV	: インバータ
Lorentz	: ローレンツサイクル
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
SUBC	: 凝縮器過冷
SUPH	: 蒸発器過熱
system	: システム全体

tglide	: 温度すべり
vol	: 体積
W	: 熱源水
B	: 熱源不凍液
o	: 外管
i	: 内管
tube	: 配管
eq	: 等価
LMTD	: 対数平均温度差

第1章 序論

1.1 はじめに

現在，空調機や冷凍機などの冷凍空調機器は私たちに快適で生産性の高い暮らしを提供している．そして今後気候変動により世界各地で気温上昇の影響が懸念される中，冷房や冷蔵，冷凍の重要性は増してくるだろう．

冷凍空調機器には熱を低温から高温に移動させるヒートポンプサイクルが用いられており，熱を運搬する媒体（冷媒）として，主にフロン類が使われてきた．フロン類とはフッ素と炭素などの化合物で，CFC（クロロフルオロカーボン），HCFC（ハイドロクロロフルオロカーボン），HFC（ハイドロフルオロカーボン）の総称である．フロン類には，不燃性，化学的に安定，毒性が小さいなどの特徴を有するものが多いが，オゾン層を破壊する能力を有するものも多いことが判明した．オゾン層には，人間や動植物にとって有害な紫外線を吸収する役割があり，オゾン層が破壊されてしまうと地上に降り注ぐ紫外線の量が増えてしまい、地球上の生物が悪影響を受けるリスクが大きくなる．そのため，1987年にオゾン層破壊物質の削減スケジュールなどの具体的な規制措置を定めたモントリオール議定書が採択された．CFCはすでに全廃し，HCFCも先進国では2020年までに実質全廃されている．このような背景から，オゾン層破壊効果を持たない（ODP*=0）HFCが代替冷媒として注目され，現在の冷凍空調機器の冷媒として使用されている．しかし，HFCは大気中に長期間安定的に存在し，極めて強力な温室効果（GWP**）を有するという負の面も持っている．そこで，1997年の京都議定書では地球温暖化の原因である温室効果ガスの排出抑制規約が定められ，2016年のキガリ改正においてはHFCの生産および消費の段階的削減が定められた．キガリ改正による日本のHFC削減目標を図1.1に示す^[1]．図1.1から分かるように，我が国では2029年以降に大幅な削減が求められている．そのため，より環境性に優れた冷媒の開発，使用が必須である．

そこで本研究では，これまで約十年間家庭用エアコンを対象にした低GWP混合冷媒の性能評価を行ってきた．ここでは現在家庭用エアコンに使用されているR-410AやR-32と環境性に優れた冷媒を組み合わせることができる混合冷媒の性能比較を行い，どのようにすれば混合冷媒の性能を向上させ現行冷媒の性能に近づけることができるかを考察している．家庭用エアコンにおいては，低GWP混合冷媒は現行冷媒であるR-410AやR-32に性能として劣るが，稼働条件や要素機器の最適化による性能向上により，代替冷媒としての可能性

があると考えられ、空調分野でのこれからの世界的な低 GWP 冷媒の基本サイクル性能評価に際して、多くの基準を作ってきた。

このように、本研究室では冷房・暖房の空調分野の研究が多く行われ、空調機に今後使用されるであろう冷媒の候補が確立されつつある。しかし、冷蔵庫のような低い温度帯での冷媒はどうだろうか。表 1.1 に示すように冷凍冷蔵機器に使用されている冷媒の GWP ははるかに大きいことが分かる^[2]。しかし、冷蔵温度帯での低 GWP を用いたヒートポンプサイクルの性能評価の研究例は世界的にも未だに少なく、これからの研究課題である。そこで、私たちは家庭用エアコンからスーパーマーケットなどに使用される冷蔵ショーケースに研究対象を変更し性能評価を行った。本研究では、自然冷媒の CO₂ と HFO 系冷媒である R-1234yf に着目し、CO₂、R-1234yf および R-32 で構成された GWP 値 150 程度の混合冷媒と現在冷凍冷蔵機器で主に使用されている R-404A を用いて実験的 performance 評価を行った。また、ヒートポンプサイクルの環境評価は、機器のライフサイクルにわたって環境負荷を定量評価することによって行われることが重要である。そこで新たに、冷媒影響と電力消費による影響の両方を考慮した総合的な温暖化影響指標の一つである LCCP 評価を用いて、冷蔵機器がそのライフサイクルで地球環境にもたらす影響を評価した。

*: オゾン層破壊係数 (ODP) …CFC の何倍のオゾン層破壊能力を持つかを表したもの

** : 地球温暖化係数 (GWP) …二酸化炭素の何倍の温室効果を持つかを表したもの

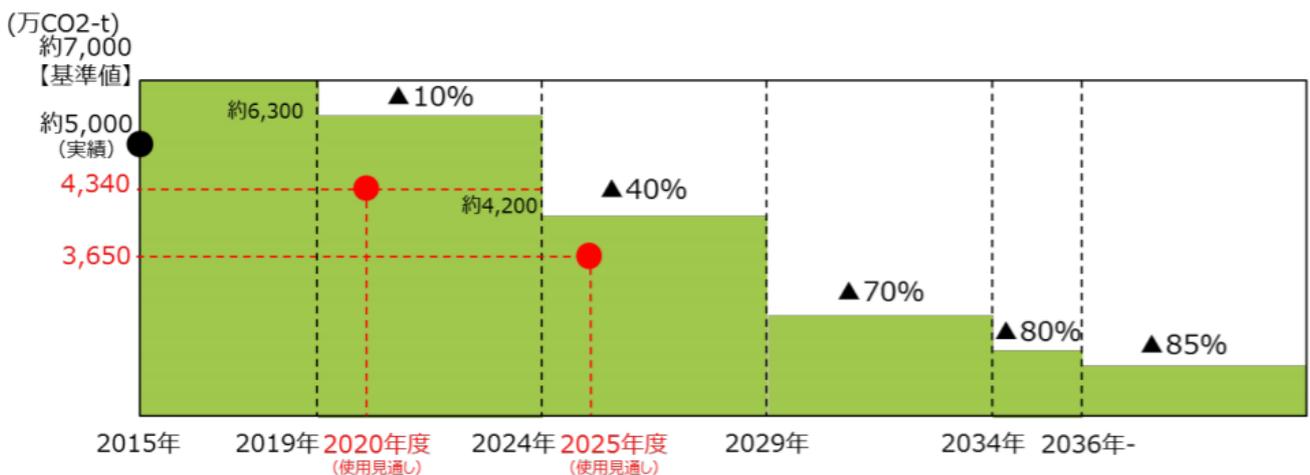


図 1.1 キガリ改正による日本の HFC 削減目標

表 1.1 冷蔵機器の冷却温度帯による特徴

使用区分 蒸発温度	現在の冷媒種 (GWP)	主な冷却対象・用途
超低温 -60°C~-45°C	R-22 (1810)	・マグロ、カツオ用の超低温冷凍倉庫
	R-404A (3920)	・ドライアイス保管用冷蔵庫 ・研究用検体・細胞・試薬保管用超低温槽 等
低温（冷凍） -45°C~-20°C	R-404A (3920)	・冷凍食品のショーケース
	R-410A (2090)	・製氷機
	R-407C (1774) CO ₂ (1)	・業務用冷凍庫 等
中温（冷蔵） -20°C~-5°C	R-404A (3920)	・精肉，鮮魚，乳製品，飲料等のショーケース
	R-410A (2090)	・弁当，チルド食品のショーケース
	R-407C (1774)	・寿司屋などのカウンターケース
	R-143a (1340) CO ₂ (1)	・冷水機 ・食品工場向け冷蔵設備 ・冷風乾燥庫・熟成庫 等
高温 -5°C~10°C	R-404A (3920)	・青果用のショーケース
	R-410A (2090)	・生花用の保管庫
	R-134a (1340)	・キノコ育成および栽培用冷蔵倉庫 等

1.2 次世代冷媒の開発の現状

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，様々な条件が要求される．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**）．現行冷媒と同等の性能，または LCCP（Life cycle climate performance）評価でも傑出しているという性能面（**Energy efficient**）．そして冷媒製造に費用が掛からず，新興国においても許容できるかどうかなどの経済面（**Economic feasibility**）．毒性や可燃性リスクが低いなどの安全面（**Safety**）．次世代の新冷媒は，これらの頭文字をとった 3E+S を満たさなければならない．

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冷媒混合により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 1.2 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 $P-h$ 線図および $T-s$ 線図に示す。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 の凝縮過程の冷媒からの放熱で暖房を、4 から 1 の蒸発過程の冷媒の吸熱で冷房、冷蔵を行う。

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、出力である熱負荷を、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熱負荷を表している。ゆえに、この数値が大きいほど省エネルギー性に優れる。暖房能力を Q_h 、冷房 (冷蔵) 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 (冷蔵) 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することができ、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。

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

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

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

本研究の使用冷媒である R-32 と R-1234yf からなる二成分混合冷媒および R-404A, R-32 と R-1234yf, CO₂ からなる三成分混合冷媒は、いずれも非共沸混合冷媒と呼ばれる。ここでは二成分非共沸混合冷媒の基本特性を説明する。

非共沸混合冷媒とは沸点と露点異なる混合物であり、その気液平衡関係は、一定圧力下において露点曲線と沸点曲線の 2 つの曲線で表すことができ、どの組成においても 2 つの曲線が重なることはない。このことは、一定圧力の下で沸騰あるいは凝縮といった相変化中に平衡温度が変化することを意味する。

図 1.3 に物質 α と 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。前述の通り、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。

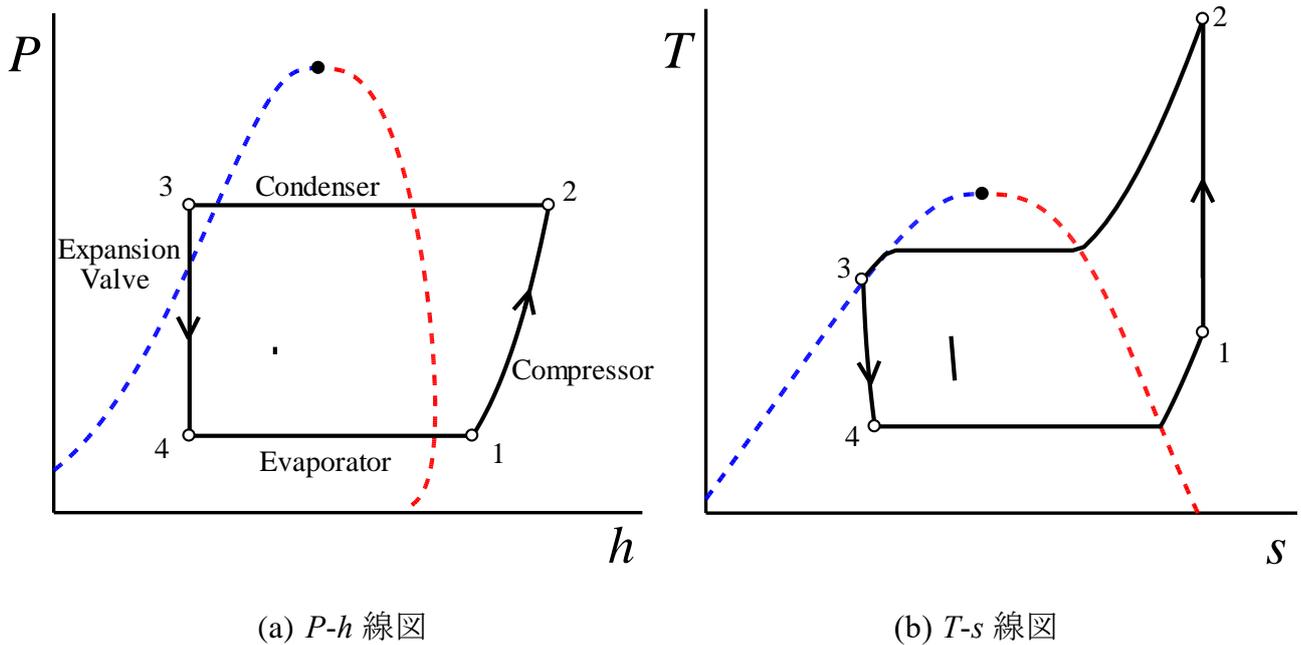


図 1.2 ヒートポンプサイクルの概略図

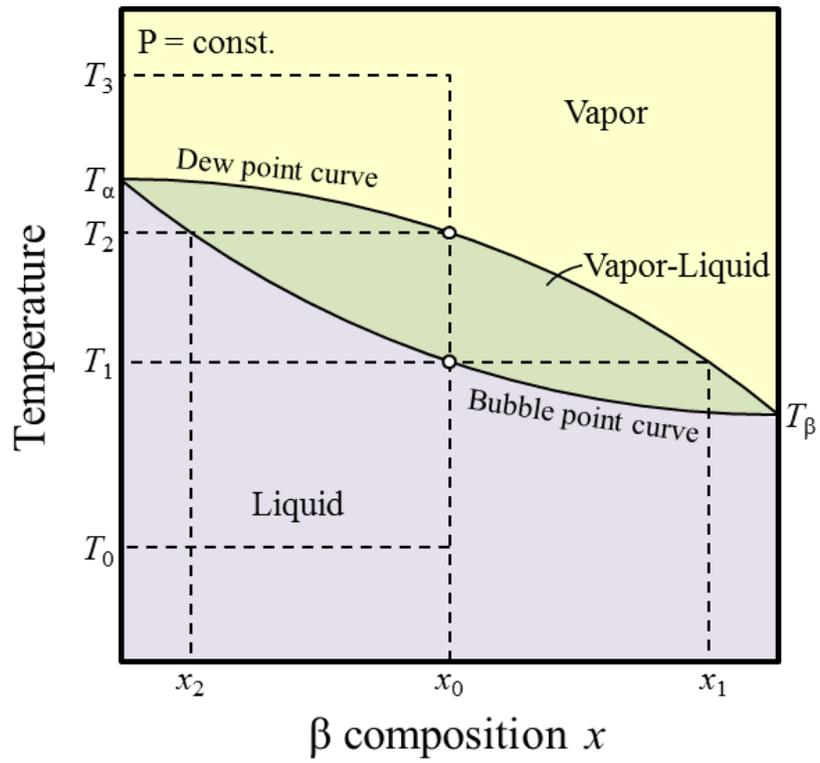


図 1.3 混合冷媒の気液平衡線図

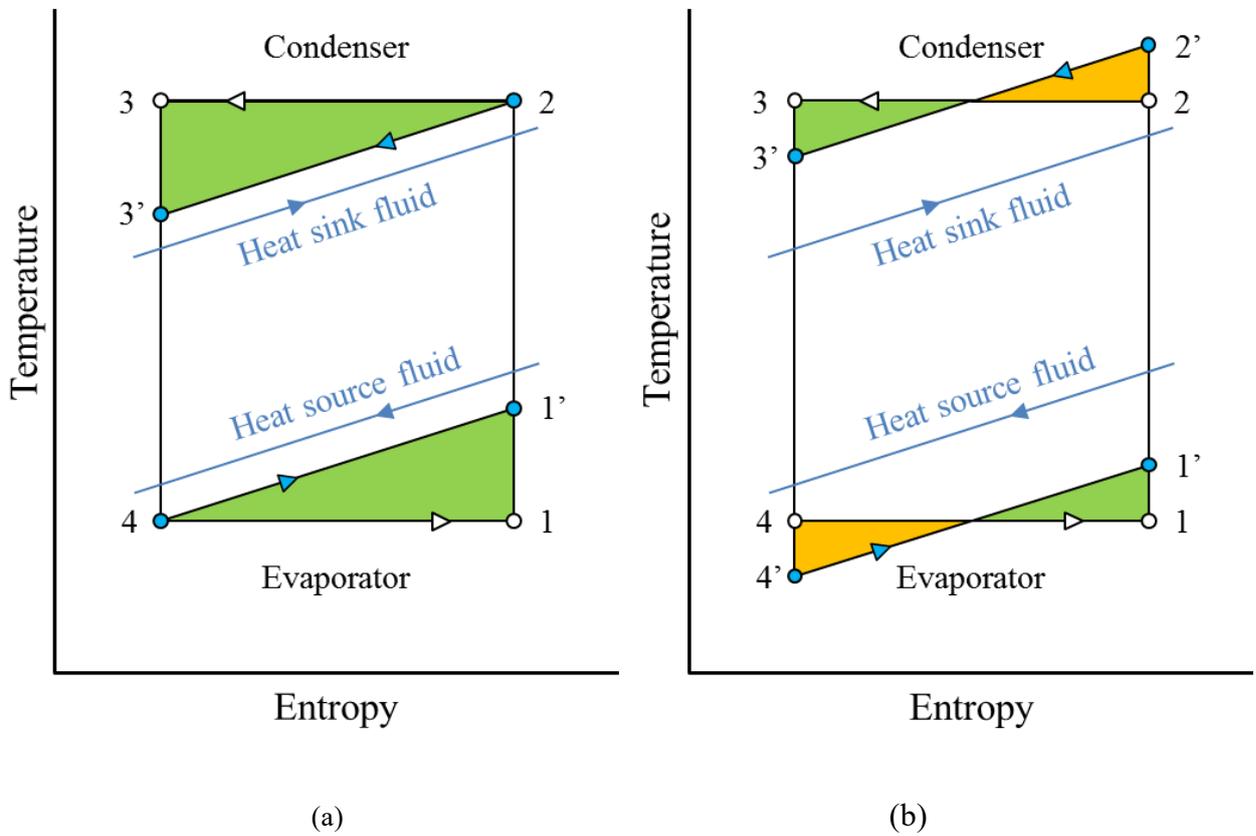


図 1.4 逆カルノーサイクルとローレンツサイクル

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も多くなされてきた。

Jacobs ら^[3]は R-12/R-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^[4]は R-22/R-114 および R-22/R-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^{[5][6]}は試験で R-23/R-142b の 2 成分混合冷媒および R-23/ R-22/R-142b の 3 成分混合冷媒、シミュレーションで R-22, R-142b, R-22/R-142b, R-23/R-22/R-142b および R-23/R-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^[7]は新冷媒として期待されている HFO 系冷媒の中から R-1225ye(E), R-1225ye(Z), R-1225zc, R-1234ye(E), R-1234yf, R-1234ze(E), R-234ze(Z) および R-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^[8]は、R-410A に代わる候補冷媒について、GWP 値、安全性（可燃性、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（R-290 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^{[9][10]}。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^[11]。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、AGC (旧 : 旭硝子社) が AMOLEA[®] シリーズの開発に力を注いでいる^[12]。R-410A および R-32 の代替冷媒として開発されている

AMOLEA[®]は、R-32/R-1123 の 2 成分混合冷媒あるいは R-32/R-1123/R-1234yf の 3 成分混合冷媒であり、混合冷媒でありながら非共沸性が小さく、R-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^[13]、また東らによって物性の測定^{[14][15]}等が行われている。さらに、平山らによって GWP が 300 程度の非共沸混合冷媒の基本サイクル特性評価^[16]が行われ、GWP が 300 程度の R-32/R-1123 の 2 成分混合冷媒は家庭用空調機を想定した条件下において R-410A と同等の成績係数を有することを示した。また、竹里らによって GWP が 150 程度の R-32/R-1234yf の 2 成分および R-32/R-1234yf/CO₂ の 3 成分の非共沸混合冷媒の基本サイクル特性評価^{[17][18]}が行われ、GWP が 150 程度である R-32/R-1234yf の 2 成分および R-32/R-1234yf/CO₂ の 3 成分の非共沸混合冷媒は現行冷媒 R-410A に劣る成績係数を有することを示した。そして、土井らによって GWP が 150 程度の R-32/R-1234yf 系 2 成分混合冷媒および R-32/R-1234yf/R-1123 の 3 成分の非共沸混合冷媒の基本サイクル特性評価^[23]が行われ、低 GWP 混合冷媒は現行冷媒に劣る性能を有することを示した。

表 1.2 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 **
	CO ₂	CO ₂ (100)	A1	1
	ARM-70a	R-32/R-134a/R-1234yf(50/10/40)	A2L	469
	D2Y60	R-32/R-1234yf(40/60)	A2L	271
	DR5	R-32/R-1234yf(72.5/27.5)	A2L	491
R-410A	HPR1D	R-32/CO ₂ /R-1234ze(E)(60/6/34)	A2L	407
	L41a	R-32/R-1234yf/R-1234ze(E)(73/15/12)	A2L	494
	L41b	R-32/R-1234ze(E)(73/27)	A2L	494
	R-32	R-32(100)	A2L	677
	R-32/R-134a	R-32/R-134a(95/5)	A2L	708
	R-32/R-152a	R-32/R-152a(95/5)	A2L	650

* : ASHRAE 34

** : IPCC 5th report^[20]

表 1.2 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 **	
R-134a	AC5X	R-32/R-134a/R-1234ze(E)(7/40/53)	A1	568	
	ARM-41a	R-32/R-134a/R-1234yf(6/63/31)	A1	860	
	D-4Y	R-134a/R-1234yf(40/60)	A1	521	
	N13a	R-134a/R-1234yf/R-1234ze(E)(42/18/40)	A1	547	
	N13b	R-134a/R-1234ze(E)(42/58)	A1	547	
	XP-10	R-134a/R-1234yf(44/56)	A1	573	
	AC5	R-32/R-152a/R-1234ze(E)(12/5/83)	A2L	89	
	ARM-42a	R-134a/R-152a/R-1234yf(7/11/82)	A2L	107	
	R-1234yf	R-1234yf(100)	A2L	< 1	
	R-1234ze	R-1234ze(100)	A2L	< 1	
	R-600a	R-600a(100)	A3	< 20	
	R-290/R-600a	R-290/R-600a(40/60)	A3	< 20	
	R-404A	ARM-32a	R-32/R-125/R-134a/R-1234yf(25/30/25/20)	A1	1445
		DR33	R-32/R-125/R-134a/R-1234yf(24/25/26/25)	A1	1293
N40a		R-32/R-125/R-134a/R-1234yf/R-1234ze(E)(25/25/21/9/20)	A1	1235	
N40b		R-32/R-125/R-134a/R-1234yf(25/25/20/30)	A1	1222	
CO ₂		CO ₂ (100)	A1	1	
ARM-30a		R-32/R-1234yf(29/71)	A2L	197	
ARM-31a		R-32/R-134a/R-1234yf(28/21/51)	A2L	463	
D2Y65		R-32/R-1234yf(35/65)	A2L	238	
DR7		R-32/R-1234yf(36/64)	A2L	244	
L40		R-32/R-152a/R-1234yf/R-1234ze(E)(40/10/20/30)	A2L	285	
R-32		R-32(100)	A2L	677	
R-32/R-134a		R-32/R-134a(50/50)	A2L	989	
R-290		R-290(100)	A3	< 20	

1.5 本研究の目的および本論文における構成

冷凍冷蔵分野において、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 R-1234yf や自然冷媒である CO₂ は、ODP（オゾン破壊係数）が零であり、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。

本研究の目的は、HFO 系冷媒や自然冷媒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し、冷蔵ショーケース用の次世代冷媒として現行冷媒の代替となる可能性を探求することである。そのために本研究では、R-1234yf や CO₂ を含む混合冷媒と現行冷媒である R-404A 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。

本論文は以下のように構成される。

第 1 章では、冷凍冷蔵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記述した。

第 3 章では、R-32/R-1234yf 系 2 成分混合冷媒および R-32/R-1234yf/CO₂ 系 3 成分混合冷媒の結果を現行冷媒である R-404A の結果と比較し、冷媒の種類、充填量、実験条件および熱負荷がサイクル基本特性に及ぼす影響を調査し、低 GWP 混合冷媒の次世代冷媒としての可能性について検討した。

第 4 章では、冷媒影響と電力消費冷媒影響と電力消費による影響の両方を考慮した総合的な温暖化影響指標の一つである LCCP 評価を用いて、冷蔵機器がそのライフサイクルで地球環境にもたらす影響を評価した。

第 5 章では、本論文の総括を行った。

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．本実験装置は凝縮器の熱源流体に水を，蒸発器の熱源流体に不凍液を用いた蒸気圧縮式ヒートポンプであり，冷媒ループと熱源流体ループから構成される．冷媒ループは，スクロール式圧縮機，油分離器，凝縮器，電子膨張弁，蒸発器からなり，図中では赤線および青線で示した．熱源流体ループは，恒温槽，熱交換器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，凝縮器で熱源水との熱交換により過冷液状態となる．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，蒸発器で熱源不凍液と熱交換して過熱蒸気状態となり圧縮機へと戻る．測定機器類は，圧縮機の出入口，凝縮器の出入口，電子膨張弁入口および蒸発器の出入口に冷媒の温度と圧力測定用の熱電対および圧力センサーが設けられている．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．

熱源流体ループでは，低温熱源側および高温熱源側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流体は，熱交換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体積流量計が設置されており，熱交換器出入口には温度測定用の熱電対が設けられている．

図 2.3 に本研究で使用した熱交換器の概略，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，熱源流体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 R-410A 用の蒸気圧縮スクロール式であり，冷凍機油は R-410A 用ポリオールエステル油を用いている．電子膨張弁は 4 相ステッピングモータ駆動のものを使用している．

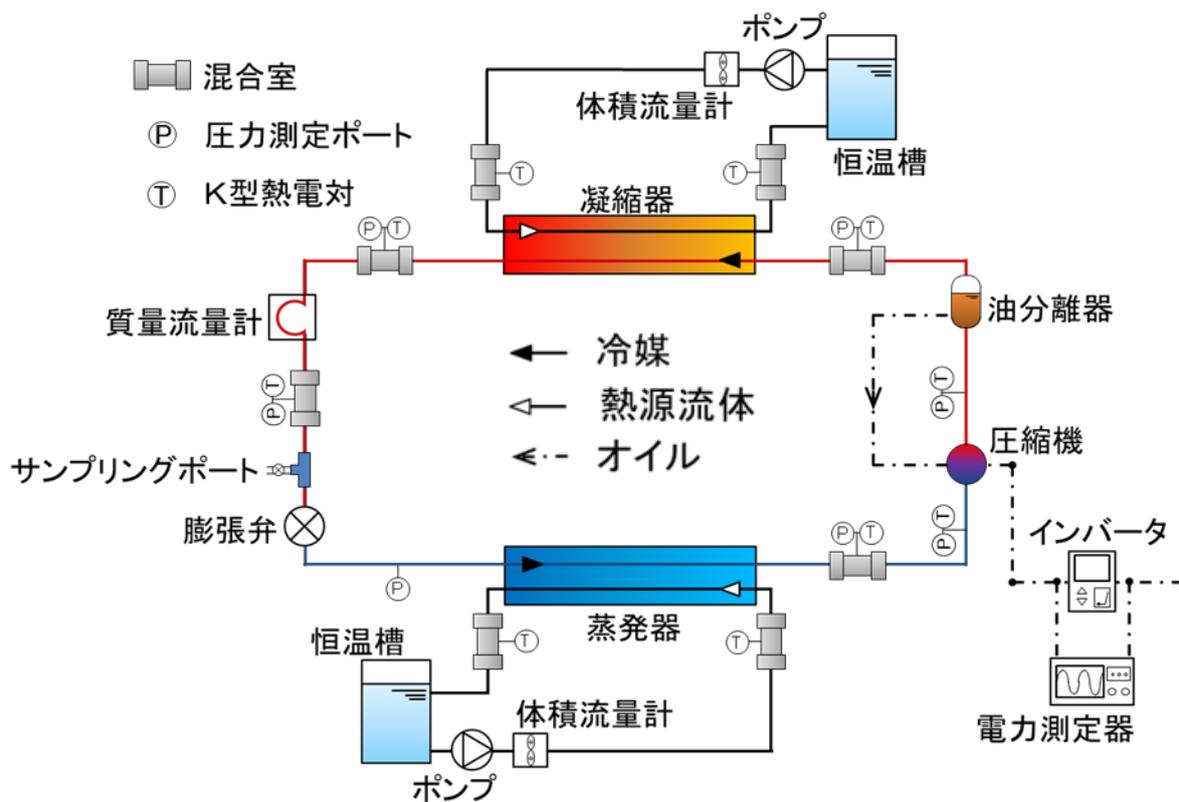


図 2.1 実験装置概略

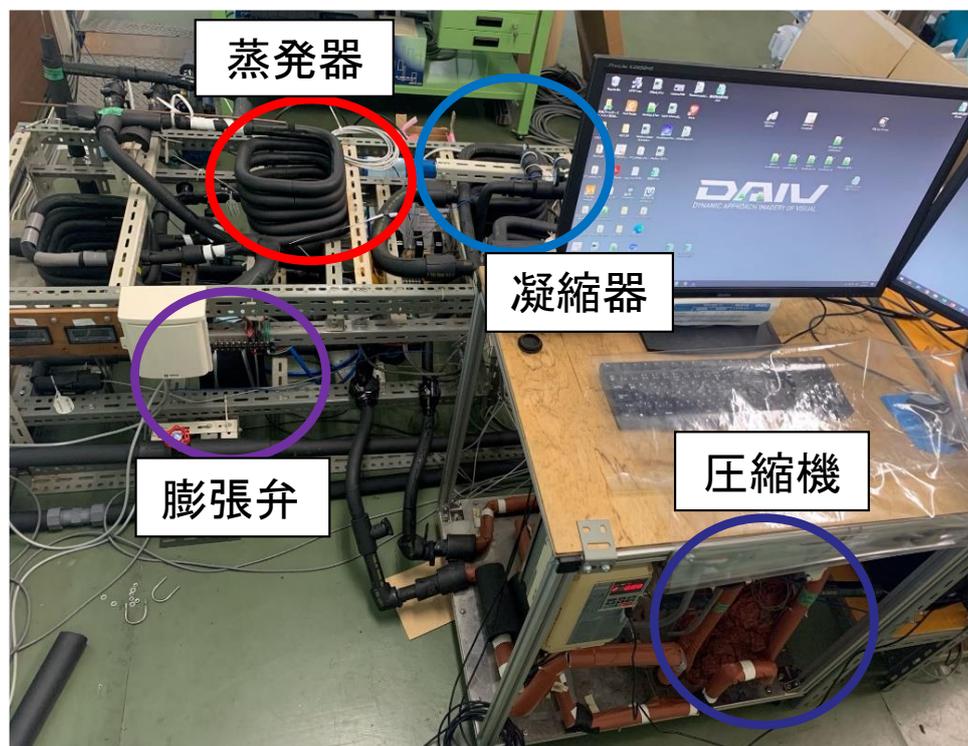


図 2.2 実験装置

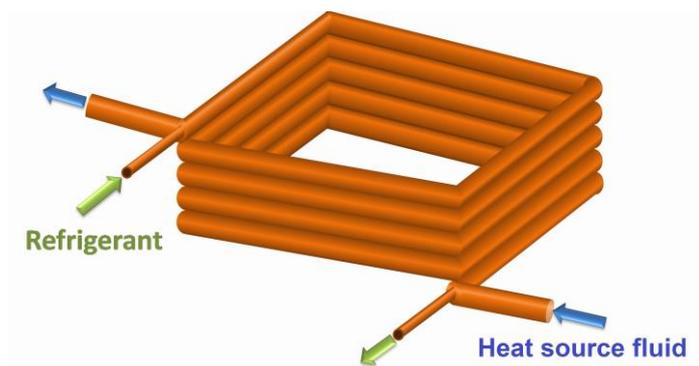


図 2.3 熱交換器概略

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
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 圧力の測定

表 2.4 に圧力計の種類、測定範囲、精度及び測定箇所を示す。凝縮器入口混合室前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、凝縮器入口混合室後、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。蒸発器出口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、蒸発器入口、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。熱源流体ループ側の凝縮器出入口および蒸発器出入口の熱源流体圧力はフルスケール 500kPa の絶対圧変換器（PSE564, SMC 株式会社）により測定される。

表 2.4 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	凝縮器入口混合室前
		±0.17%RO	凝縮器入口混合室後
		±0.17%RO	凝縮器出口混合室後
		±0.18%RO	膨張弁入口混合室後
		±0.18%RO	圧縮機出口
	~2MPa abs	±0.18%RO	蒸発器入口
		±0.19%RO	蒸発器出口混合室前
		±0.17%RO	蒸発器出口混合室後
		±0.17%RO	圧縮機入口
	~500kPa abs	±0.5%F.S.	凝縮器熱源流体出入口 蒸発器熱源流体出入口

*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

*F.S. : フルスパンまたはフルスケールと読み、製品定格における最大変動幅を表す

2.2.2 流量の測定

表 2.5 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-G03A，OVAL Corporation）により，熱源不凍液流量はフルスケール 350L/h の電磁流量計（EGM1050C，東京計装株式会社）で測定される．また，熱源流体の流量は電動アクチュエータ（TA-MC161/24，IMI Hydraulics）で制御されている．

表 2.5 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	±0.21%RD	電子膨張弁入口
容積式流量計	~370L/h	±0.5%RD	凝縮器熱源入口
電磁流量計	~350L/h	±0.19%RD	蒸発器熱源入口

2.2.3 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ために冷媒循環組成を測定した．非共沸混合冷媒では，冷媒ボトルの充填組成とヒートポンプサイクルを流れる冷媒の循環組成は必ずしも一致しない（詳細は第 3.2 節に記述）．そのため，実験装置内の循環組成を把握するためには，循環冷媒を採取・分析する必要がある．

図 2.4 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．測定される冷媒は，膨張弁前にあるサンプリングポートより実験装置内の過冷液状態の冷媒を少量採取し，サンプリングベッセルに膨張させ，完全に蒸発させたものである．上述の手法により採取したサンプルガスをガスクロマトグラフによって分析する．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より少量（約 3mL）をサンプリングした後に，キャリアガスであるヘリウム（He）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混合冷媒の各成分が分離され，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

ていた面積修正係数を用いて、出力された各成分の面積比を質量比に変換し、循環組成を求める。

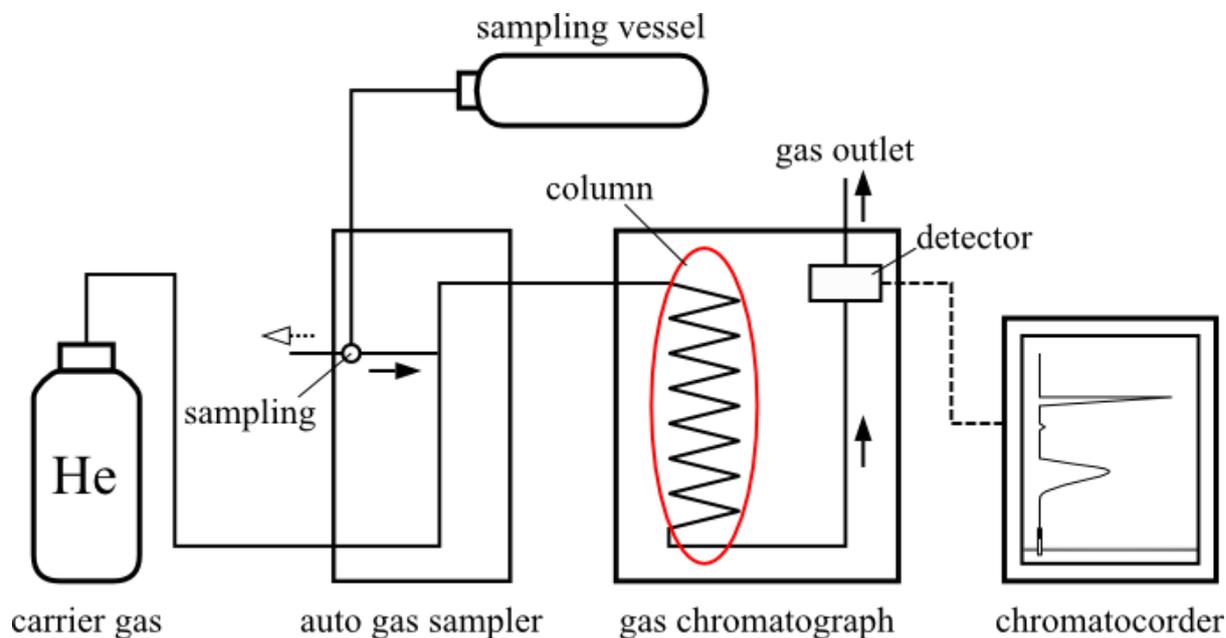


図 2.4 ガスクロマトグラフとその周辺機器の概略

本研究では、TCD タイプ（熱伝導型検出タイプ）であるジェイ・サイエンス西日本 GC7100T 型にカラムにポラパック N（50/80mesh 3mm(id)×3m(SUS)）を用いて使用した。冷媒の粘度や沸点により検出時間が異なるため、冷媒毎に各機器（インジェクション、ディテクター、カラム）の温度や検出時間を適切なものに設定する必要がある。ここで、実際に使用した設定温度、検出時間を表 2.6 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 2.6 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]			検出時間 [min]
	Injection	Detector	Column	
R-32/R-1234yf	100	150	120	8
R-32/R-1234yf/CO ₂	100	150	75	23
R-125/R-134a/R-143a	100	150	75	23

2.2.4 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および圧縮機投入電力は、デジタルパワーメータ（WT1806E, YOKOGAWA）により測定される。電力測定精度は $\pm(0.05\% \text{ of rdg} + 0.05\% \text{ of rng)}$ である。

2.2.5 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、データアク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。取り込まれたデータはシステム開発用ソフトウェア LabVIEW（NATIONAL INSTRUMENTS）を介して収集、記録される。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1秒間隔で1分間、計60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 温度の測定

表 2.7 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 型熱電対と T 型熱電対により測定される．熱源流体温度は，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 型熱電対と T 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．

表 2.7 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)	-15~80°C	±0.05K	冷媒
			圧縮機出入口
			凝縮器出入口
			膨張弁出入口
シース T 型熱電対 (1.0mm OD)	-15~80°C	±0.05K	蒸発器出口
			熱源流体
			凝縮器出入口
			蒸発器出入口
			環境温度

2.3.2 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、R-404A と 3 種類の非共沸混合冷媒（R-32/R-1234yf の 1 種類、R-32/R-1234yf/CO₂ の 2 種類）を用いた。

本研究の目的は、冷媒規制の加速を視野に入れ、10 年から 15 年先の実用を見込める冷媒の探索である。しかし、冷蔵分野での GWP 値 150 以下の極めて低い領域における知見は未だ不足している。そのため、GWP 値 150 程度の冷媒をメインターゲットとして実験を行った。なお、本論文における混合冷媒の GWP 値は、IPCC5th report での純冷媒の GWP 値を基に、混合冷媒の質量組成比より簡易的に求めた GWP 値である。

R-404A については現在主に使用されている現行冷媒として、本実験装置における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。

2 成分混合冷媒 R-32/R-1234yf については、3 成分混合冷媒と R-32 組成比がほぼ同程度の冷媒として、CO₂ 添加による挙動の変化を見るための比較対象として選定した。

3 成分混合冷媒 R-32/R-1234yf/CO₂ については、上述したようにまだ知見の得られていない領域の低 GWP 冷媒評価が目的であるため、GWP 値を 150 程度とした。CO₂ 添加の目的は、R-32/R-1234yf 系 2 成分混合冷媒の特性改善である。具体的には、体積能力の増加による熱交換器性能の改善、および不燃性による安全性の改善である。

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。表 2.9 に本研究で使用した現行冷媒および混合冷媒の構成物質の基本物性、表 2.10 に本研究で使用した 3 種類の混合冷媒の基本物性を示す。本表を含めて、本研究では冷媒の物性を REFPROP Ver.10.0^[20]を用いて計算した。

図 2.5 に、本研究で用いた非共沸混合冷媒の露点および沸点の算術平均温度に対する温度すべり（露点沸点温度差）の変化を示す。図より、本研究で用いた混合冷媒の温度すべりの大小関係は、露点および沸点の算術平均温度によらないことがわかる。また、CO₂ の質量組成比に着目すると、CO₂ の質量組成比が大きい冷媒ほど温度すべりが大きいことがわかる。ここで、温度上昇に伴う温度すべりの急激な低下は、冷媒が臨界点付近に達したことを意味している。

なお、本論文では本文、表中ならびに図中において、3 種類の非共沸混合冷媒をそれぞれ 32/yf(23.1/76.9)、32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)、および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)と表記する。

表 2.8 試験冷媒とその GWP 値

試験冷媒	質量組成比	GWP*
R-404A (R-143a/R-125/R-134a)	52.6/43.8/3.6	3964
R-454C (R-32/R-1234yf)	23.1/76.9	157
R-32/R-1234yf/CO ₂	22.3/73.8/3.9	152
	22.8/71.0/6.2	155

* : IPCC 5th report

		R-32	R-1234yf	CO ₂
--	--	------	----------	-----------------

表 2.9 現行冷媒および混合冷媒を構成する純冷媒の基本物性

	R-404A	R-32	R-1234yf	CO ₂
分子量	84	52.0	114.0	44
標準沸点[°C]	-46.3	-51.7	-29.5	-87.8
臨界温度[°C]	71.9	78.1	94.7	31.0
臨界圧力[MPa]	3.73	5.78	3.38	7.38
臨界密度[kg/m ³]	486	424.0	475.6	467.6
飽和圧力*[MPa]	1.09	1.47	0.59	5.73
蒸発潜熱*[kJ/kg]	146	281	149	152
液密度*[kg/m ³]	1066	981	1110	773
蒸気密度*[kg/m ³]	56.8	40.9	32.8	194
気液密度比*[-]	18.8	24.0	33.8	3.98
体積能力*[MJ/m ³]	8.31	11.5	4.90	29.5
露点沸点温度差*[K]	0.387	—	—	—
液定圧比熱*[kJ/(kg·K)]	1.50	1.89	1.37	4.26
蒸気定圧比熱*[kJ/(kg·K)]	1.17	1.51	1.02	4.56
液粘度*[μPa·s]	137	120.3	162.3	66.8
蒸気粘度*[μPa·s]	11.9	12.5	11.2	17.8
液熱伝導率* [mW/(m·K)]	64.8	129.7	65.1	85.3
蒸気熱伝導率* [mW/(m·K)]	16.2	14.2	13.4	35.3
毒性	無	無	無	無
燃焼性	不燃	微燃	微燃	不燃
ODP	0	0	0	0
GWP	3964	677	<1	1

*：相変化平均温度 20°C における計算値

表 2.10 HFO 系混合冷媒の基本物性

	R-32/R-1234yf	R-32/R-1234yf/CO ₂	
	23.1/76.9 mass%	22.3/73.8/3.9 mass%	22.8/71.0/6.2 mass%
分子量	52	52	52
標準沸点[°C]	-45.9	-53.8	-57.8
臨界温度[°C]	85.1	84.7	83.9
臨界圧力[MPa]	4.36	4.73	4.96
臨界密度[kg/m ³]	461	457	455
飽和圧力*[MPa]	0.962	1.10	1.20
蒸発潜熱*[kJ/kg]	179	187	191
液密度*[kg/m ³]	1074	1073	1070
蒸気密度*[kg/m ³]	43.2	47.5	50.1
気液密度比*[-]	24.9	22.6	21.3
体積能力*[MJ/m ³]	7.74	8.86	9.60
露点沸点温度差*[K]	7.27	11.9	14.1
液定圧比熱*[kJ/(kg·K)]	1.50	1.51	1.53
蒸気定圧比熱*[kJ/(kg·K)]	1.13	1.15	1.16
液粘度*[μPa·s]	143	143	142
蒸気粘度*[μPa·s]	12.1	12.3	12.6
液熱伝導率* [mW/(m·K)]	80.2	82.6	84.6
蒸気熱伝導率* [W/(m·K)]	14.2	14.7	15.05
毒性	無	(低)	(低)
燃焼性	(微燃)	(微燃)	(微燃)
ODP	0	0	0
GWP	157	152	155

* : 相変化平均温度 20°C における計算値

—** : データ無し

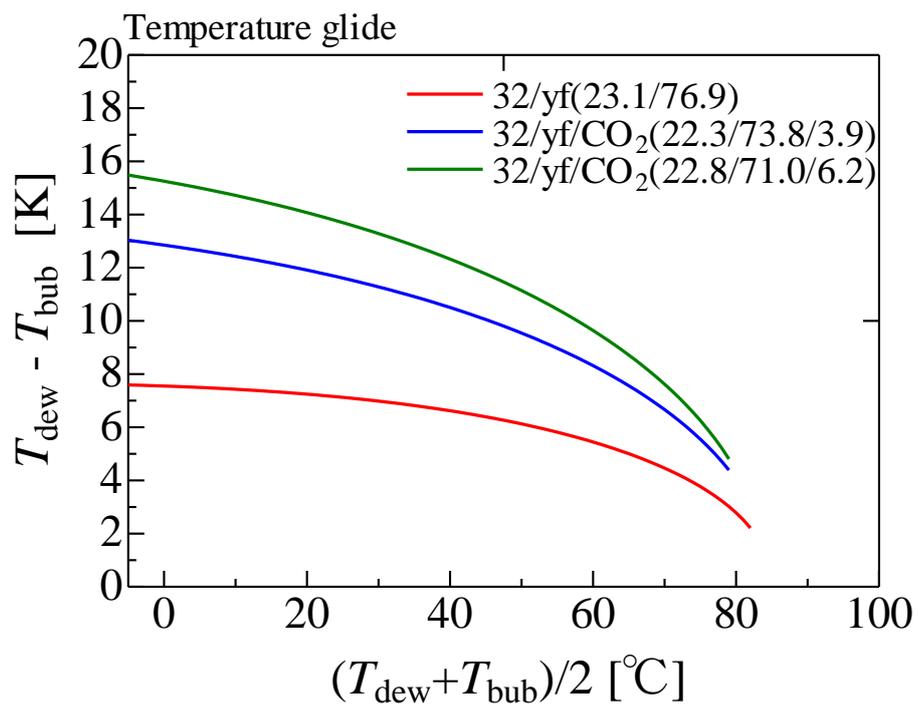


図 2.5 非共沸混合冷媒の温度すべり

2.3.3 実験条件

表 2.11 に、各試験冷媒の評価実験における実験条件を示す。熱負荷は蒸発器熱源不凍液の受熱量より算出し、0.8 kW から 1.4 kW まで 0.2 kW ごとに計 4 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。非共沸冷媒の場合、過熱度は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

	熱源流体温度 [°C]		熱負荷 [kW]	過熱度 [K]
	凝縮器側	蒸発器側		
冷蔵条件 1		10 → 0		
冷蔵条件 2	30 → 35	7 → -3	0.8 to 1.4	4 (± 1)
冷蔵条件 3		4 → -6		

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。真空引き後、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、間をあけて何度か行う。
- ② 実験装置内への冷媒の充填は、低圧側（蒸発器入口）に設けられた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ホースで繋ぎ、ホースの内部および接続部の真空引きを行う。次に、冷媒ボトルのバルブを開いてホースの内部を冷媒で満たし、充填ホースに接続され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。このとき圧力の大小関係が逆転すると、冷媒が実験装置に流れなくなるか、もしくは逆流する。もし冷媒ボトル内の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。それでも実験装置内の圧力が十分に下がらない場合は、圧縮機を稼働して低圧側の圧力を下げる。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 充填を行う際は、冷媒ボトルをデジタル台はかり（Max 32kg, 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。この時、冷媒ボトルのサイフォン管の有無によって充填方法が変わることに注意しなければならない。サイフォン管とはボトル内に設けられた管のことであり、ボトル底面付近の冷媒を吸い上げることで液状態として充填できるものである。そのため、サイフォン管付きの冷媒ボトルではサイフォン管が液内に含まれていれば、液状態で充填することができる。しかし、ボトル内の冷媒が少なくなってきた場合は、サイフォン管が液面に達していない可能性があるため、ボトルを逆さにして気体採取用の管から冷媒を液状態で採取する必要がある。液状態で充填できているかの判断は、配管部分に含まれる冷媒の質量に着目すればよい。もし蒸気状態で充填されてしまっている場合は、液状態よりも軽くなっている。また、サイフォン管がない冷媒ボトルの場合は液状態で採取するために常に逆さにして充填を行わなければならない。いずれの冷媒ボトルを使用する際も、ボトル組成の安定を確認後に、システム内への冷媒充填を行うのが必須である。
- ④ 冷媒充填後、凝縮器および蒸発器に流れる熱源流体の温度を設定し、実験装置へ供給する流量を調整する。具体的には、次の手順にて圧縮機電源を入れたときに蒸発器側熱源不凍液の凍結を防ぐため、約 200L/hour 程度流しておく。また、電子膨張弁を全閉し、0 設定を行った後に 100 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、しばらく暖機運転を行う（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、および熱源流体の流量を調整する。このときしばらく実験装置を運転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ため、冷媒を追加充填する。この時、膨張弁入口付近の冷媒液面ポートの状態からも冷媒の充填量不足を判断することができる。
- 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となったことを確認した後、温度、圧力、流量、およびインバータと圧縮機への投入電力の計測を 1 分間行う。（不凍液の流量は安定しにくいため）

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、すべての冷蔵条件において、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と同様にホースの内部および接続部の真空引きを約 15 分間行う。その後、ボトルの口を開けホースの内部を冷媒で満たし、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、恒温槽の熱源流体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。
- ②' 追加充填する量は目安として約 30g 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 50g 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。

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.10.0^[20]を用いて推算した。

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。そして前述した3つの効率の積で表される式(2.4)で示す総合効率 η_{all} を定義される。また、体積効率 η_{vol} を式(2.5)により算出した。体積効率とは圧縮機のピストン押しのか量に対する実際の吸込量の比のことである。

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

$$\eta_M = \frac{m_R(h_d - h_s)}{E_{COMPR}} \quad (2.2)$$

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

$$\eta_{all} = \eta_{adi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{INV} \quad (2.4)$$

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

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、 $h_{d,ideal}$ 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, $\rho_{R,s}$ は圧縮機入口の冷媒密度, N は圧縮機回転数, v_{COMPR} は圧縮機のシリンダ容積である.

2.4.2 冷蔵能力の算出

冷蔵能力 (蒸発器熱負荷) $Q_{W,EVA}$ は熱源不凍液の熱収支に関する式(2.6)により求められる.

$$Q_{B,EVA} = m_{B,EVA} \cdot C_{p,B,EVA}(T_{B,EVA,in} - T_{B,EVA,out}) + Q_{\text{LOSS}} \quad (2.6)$$

ここで, $m_{B,EVA}$ はそれぞれ蒸発器における熱源不凍液の質量流量であり, 測定される体積流量と熱源不凍液の密度より算出している. Q_{LOSS} は熱源流体と外気との熱交換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 C に示す. $C_{p,B,EVA}$ は蒸発器における熱源不凍液の平均定圧比熱であり, $T_{B,EVA,out}$ および $T_{B,EVA,in}$ は蒸発器の熱源不凍液出入口における温度である. 凝縮器および蒸発器における熱源流体の密度および定圧比熱は, それぞれ熱源流体の温度との関係式(2.7), (2.8), (2.9)および(2.10)より求められる.

$$\rho_{W,COND} = a_4 T_{\text{COND}}^4 + a_3 T_{\text{COND}}^3 + a_2 T_{\text{COND}}^2 + a_1 T_{\text{COND}} + a_0 \quad (2.7)$$

$$\rho_{B,EVA} = b_4 T_{\text{EVA}}^4 + b_3 T_{\text{EVA}}^3 + b_2 T_{\text{EVA}}^2 + b_1 T_{\text{EVA}} + b_0 \quad (2.8)$$

$$C_{p,W,COND} = c_5 T_{\text{COND}}^5 + c_4 T_{\text{COND}}^4 + c_3 T_{\text{COND}}^3 + c_2 T_{\text{COND}}^2 + c_1 T_{\text{COND}} + c_0 \quad (2.9)$$

$$C_{p,B,EVA} = d_5 T_{\text{EVA}}^5 + d_4 T_{\text{EVA}}^4 + d_3 T_{\text{EVA}}^3 + d_2 T_{\text{EVA}}^2 + d_1 T_{\text{EVA}} + d_0 \quad (2.10)$$

なお, 式(2.7), (2.9)は, REFPROP Ver.9.1^[21]より生成された温度範囲 $0^\circ\text{C} \sim 100^\circ\text{C}$ における, 圧力 689.5kPa の水の密度および定圧比熱を, 式(2.8), (2.10)は温度範囲 $-30^\circ\text{C} \sim 160^\circ\text{C}$, $-7.5^\circ\text{C} \sim 77.5^\circ\text{C}$ における不凍液の密度および定圧比熱を, 温度の関数として曲線あてはめにより得られる近似式である. ここで, T_{COND} および T_{EVA} は熱源流体出入口の算術平均温度 $[\text{C}]$, $a_0 \sim a_4$, $b_0 \sim b_4$, $c_0 \sim c_5$ および $d_0 \sim d_5$ は近似曲線の係数であり, 以下の表 2.12 にその値を示す.

表 2.12 熱源流体の密度および定圧比熱における近似式の係数

密度の近似式係数		定圧比熱の近似式係数					
水	不凍液	水	不凍液				
a_4	$-1.2556 \cdot 10^{-7}$	b_4	$2.1064 \cdot 10^{-7}$	c_5	$-3.2220 \cdot 10^{-11}$	d_5	$3.9062 \cdot 10^{-11}$
a_3	$4.0229 \cdot 10^{-5}$	b_3	$-2.6602 \cdot 10^{-5}$	c_4	$1.0770 \cdot 10^{-8}$	d_4	$-5.4451 \cdot 10^{-9}$
a_2	$-7.3948 \cdot 10^{-3}$	b_2	$3.6086 \cdot 10^{-4}$	c_3	$-1.3901 \cdot 10^{-6}$	d_3	$6.3920 \cdot 10^{-8}$
a_1	$4.6734 \cdot 10^{-2}$	b_1	-0.66932	c_2	$9.4433 \cdot 10^{-5}$	d_2	$-4.7348 \cdot 10^{-11}$
a_0	1000.2	b_0	1121.2	c_1	$-3.1103 \cdot 10^{-3}$	d_1	$5.9417 \cdot 10^{-11}$
				c_0	4.2160	d_0	2.6005

また，冷蔵能力 $Q_{R,EVA}$ は冷媒側の熱収支に関する式(2.11)から求めることができる．

$$Q_{R,EVA} = m_R(h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in}) \quad (2.11)$$

ここで， m_R は冷媒質量流量であり $h_{R,EVA,out}$ および $h_{R,EVA,in}$ は蒸発器出入口における冷媒比エンタルピーである．

ここで示した冷蔵能力 $Q_{B,EVA}$ および $Q_{R,EVA}$ は，理論的にはそれぞれ同じ値となるはずである．しかしながら，外気温の影響や物性値の違いにより若干の差異が生じる．これについては第 3.1.1 項で扱うこととする．

2.4.3 成績係数の算出

システム全体における冷蔵条件の成績係数 COP_{system} は式(2.12)により求める．

$$COP_{system} = \frac{Q_{B,EVA}}{E_{INV}} \quad (2.12)$$

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，熱源不凍液側から算出した熱負荷をインバータ投入電力で除して算出している．

サイクルにおける冷蔵条件の成績係数 COP_{cycle} は式(2.14)により求める。

$$Q_{\text{W,COND}} \approx Q_{\text{B,EVA}} + m_{\text{R}}(h_{\text{d}} - h_{\text{s}}) \quad (2.13)$$

$$COP_{\text{cycle}} = \frac{Q_{\text{R,EVA}}}{m_{\text{R}}(h_{\text{d}} - h_{\text{s}})} = \frac{COP_{\text{system}}}{\eta_{\text{INV}} \cdot \eta_{\text{M}}} \cdot \frac{Q_{\text{R,EVA}}}{Q_{\text{B,EVA}}} \approx \frac{Q_{\text{W,COND}}}{m_{\text{R}}(h_{\text{d}} - h_{\text{s}})} - 1 \quad (2.14)$$

サイクルにおける成績係数は冷媒側から算出した熱負荷を冷媒圧縮仕事で除して算出している。ここで、 h_{d} は圧縮機吐出口における冷媒比エンタルピー、 h_{s} は圧縮機吸込口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であるため、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。

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流体の温度差を考察するために、 $T-Q$ 線図を用いた。図 2.6 に熱交換器内の温度分布の概略を $T-Q$ 線図上に示す。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流体の温度分布である。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、冷媒および熱源流体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流体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ため、凝縮器内部の温度は計算により推定する。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凝縮器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の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.
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. 蒸発器の熱源流体は不凍液であるが, 蒸発器内部の温度分布は凝縮器と同様の計算により推定できる. なお, 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.

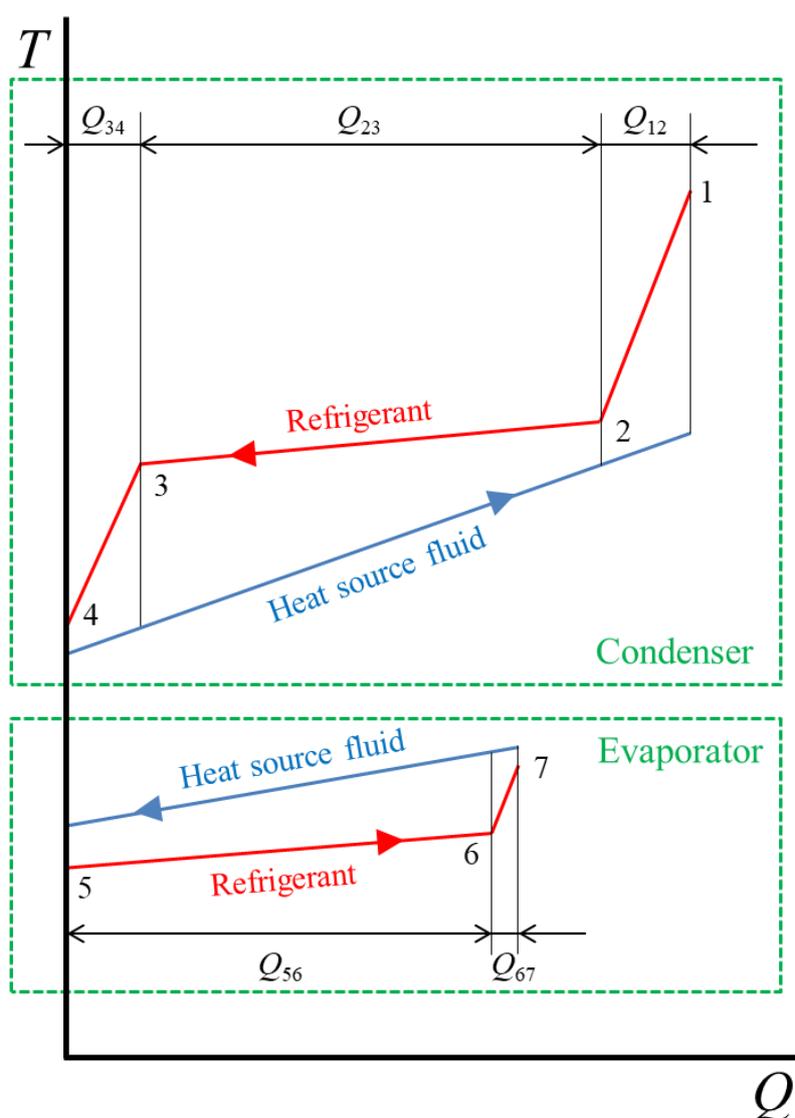


図 2.5 熱交換器内の温度分布

2.4.5 不可逆損失の算出

実際のサイクルでは熱伝導が完全でないことや配管内を流れる流体の圧力損失等により、理想サイクルのように熱を全て受け取ることができない。このような理想サイクルと比べたときの損失を不可逆損失と定義する。サイクルでの単位時間当たりの全不可逆損失 $L_{all, cycle}$ は式(2.15)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 2.6 に主要素機器における不可逆損失の概略図を示す。凝縮器入口付近における冷媒蒸気の過熱による不可逆損失 L_{DSH} は式(2.16)に示すように放熱過程を T - s 線図上で線形とみなし、三角形として算出する。また、 L_{DSH} を除く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} 、 L_{COMPR_1} および L_{COMPR_2} は、膨張および圧縮過程を T - s 線図上で線形とみなし、台形および三角形として算出する（式(2.19)、(2.20)および(2.21)）。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。

$$L_{all, cycle} = L_{DSH} + L_{COND} + L_{EVA} + L_{EXP} + L_{COMPR} + L_{PIPE} + L_{P.D.} \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} L_{DSH} &= m_R L'_{DSH} \\ &= m_R \cdot (T_{R,COND,in,DSH} - T_{R,COND,in,Carnot}) \cdot (s_{R,COND,in,DSH} - s_{R,COND,in,sat})/2 \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$L_{COND} = m_R L'_{COND} = m_R \cdot \sum_{i=1}^{100} [\{ (T_{R,i-1} - T_{W,i-1}) + (T_{R,i} - T_{W,i}) \} \cdot \Delta s_i / 2] - L_{DSH} \quad (2.17)$$

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

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

$$\begin{aligned} L_{COMPR_1} &= m_R L'_{COMPR_1} \\ &= m_R \cdot (T_{R,COMPR,in} + T_{R,COMPR,out}) \cdot (s_{R,COMPR,out} - s_{R,COMPR,in})/2 \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} L_{COMPR_2} &= m_R L'_{COMPR_2} \\ &= m_R \cdot (T_{R,COND,in,DSH} - T_{R,EVA,out}) \cdot (s_{R,COND,in} - s_{R,EVA,out})/2 \end{aligned} \quad (2.21)$$

図 2.8 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(2.23)および(2.24)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い，式(2.22)に示すように，これらの和を圧力損失による不可逆損失 $L_{P.D.}$ とした．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(2.25)および(2.26)に示すように，台形とみなし算出する．

$$L_{P.D.} = m_R L'_{P.D.COND} + L_{P.D.EVA} + L_{P.D.EXP_1} + L_{P.D.EXP_2} + L_{P.D.PIPE} \quad (2.22)$$

$$L_{P.D.COND} = m_R L'_{P.D.COND} \\ = m_R \cdot \sum_{i=1}^n \left[\left\{ \begin{array}{c} ((S_{R,i-1} - S_{R,ideal,i}) \cdot (T_{R,ideal,i-1} - T_{R,i})) \\ + \\ ((S_{R,ideal,i-1} - S_{R,i}) \cdot (T_{R,ideal,i} - T_{R,i-1})) \end{array} \right\} / 2 \right] \quad (2.23)$$

$$L_{P.D.EVA} = m_R L'_{P.D.EVA} \\ = m_R \cdot \sum_{i=1}^n \left[\left\{ \begin{array}{c} ((S_{R,i-1} - S_{R,ideal,i}) \cdot (T_{R,ideal,i-1} - T_{R,i})) \\ + \\ ((S_{R,ideal,i-1} - S_{R,i}) \cdot (T_{R,ideal,i} - T_{R,i-1})) \end{array} \right\} / 2 \right] \quad (2.24)$$

$$L_{P.D.EXP_1} = m_R L'_{P.D.EXP_1} \\ = m_R \cdot (T_{R,EXP,in} + T_{R,EXP,in,ideal}) \cdot (S_{R,EXP,in} - S_{R,EXP,in,ideal}) / 2 \quad (2.25)$$

$$L_{P.D.EXP_2} = m_R L'_{P.D.EXP_2} \\ = m_R \cdot (T_{R,EXP,out} + T_{R,EXP,out,ideal}) \cdot (S_{R,EXP,out} - S_{R,EXP,out,ideal}) / 2 \quad (2.26)$$

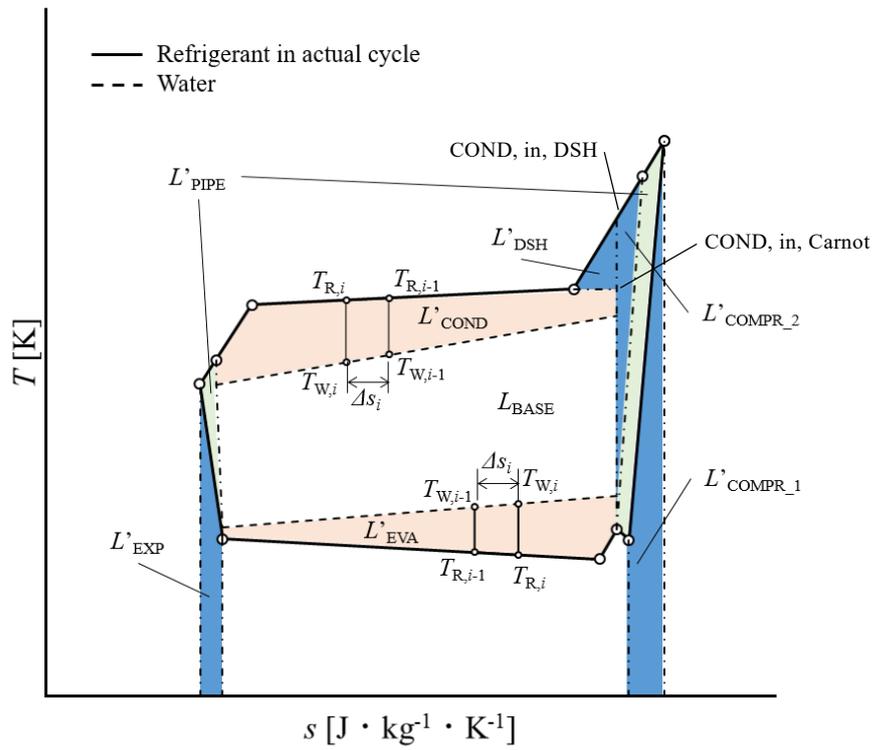


図 2.6 主要素機器における不可逆損失の概略

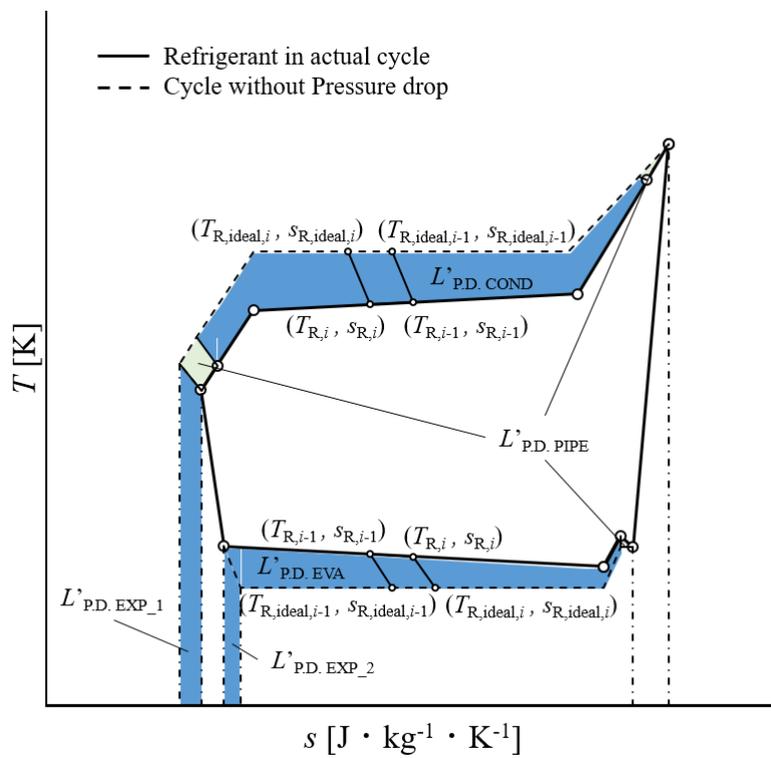


図 2.7 圧力損失による不可逆損失の概略

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(2.27), (2.28)および(2.29)で表される。

$$L_M = E_{\text{COMPR}} - W_{\text{cycle}} \quad (2.27)$$

$$L_{\text{INV}} = E_{\text{INV}} - E_{\text{COMPR}} \quad (2.28)$$

$$L_{\text{all, system}} = L_{\text{DSH}} + L_{\text{COND}} + L_{\text{EVA}} + L_{\text{EXP}} + L_{\text{COMPR}} + L_{\text{PIPE}} + L_{\text{P.D.}} + L_M + L_{\text{INV}} \quad (2.29)$$

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(2.30)で表される。

$$W_{\text{cycle}} = m_R(h_d - h_s) \quad (2.30)$$

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(2.31)および(2.32)で表される。

$$VC_{\text{COND}} = \rho_s(h_{\text{R,COND,in}} - h_{\text{R,COND,out}}) \quad (2.31)$$

$$VC_{\text{EVA}} = \rho_s(h_{\text{R,EVA,out}} - h_{\text{R,EVA,in}}) \quad (2.32)$$

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、露点および沸点の算術平均温度を 20℃ としたときの以下の式(2.33)より求めたものである。

$$VC = \rho_{\text{vap}}(h_{\text{vap}} - h_{\text{liq}}) \quad (2.33)$$

2.47 凝縮器における冷媒の熱伝達率

熱交換器内では高温流体と低温流体が伝熱面を介して相対するため、伝熱面の片側では高温、他方では低温となることで生じる温度差による熱伝導と、高温（低温）流体と伝熱面管に生じる温度差による熱伝達の二つの形態で熱移動が行われている。伝熱面内部の熱の伝わりやすさは熱伝導率 λ で、高温（低温）流体と流体間の熱の伝わりやすさは熱伝達率 α で、熱交換器全体の熱の伝わりやすさは統括伝熱係数 U で表される。熱伝達率 α は、物質固有の値ではなく冷媒や熱源流体の種類や流れの様子、表面状態によって変化する。そこで、冷媒の種類、充填量および熱負荷の変化によって冷媒、もしくは熱源流体の状態が変わる可能性を考え、熱交換器内の冷媒の熱伝達率 α_R について着目する。本研究では、熱負荷の大きい凝縮器内についてのみ考える。

凝縮器の熱源水の物性、実験データを用いて凝縮器内の熱源水の熱伝達率 α_w と総括伝熱係数 U_{eq} を算出し、これら二つの値と式(2.39)から凝縮器内の冷媒の熱伝達率 α_R の大きさを求めたい。レイノルズ数は式(2.34)のように粘性流体のふるまいを特徴づける無次元量であり、流れ全般の挙動に大きな影響を与える。導き出されたレイノルズ数の大きさに応じて、式(2.36)、式(2.38)で表される Dittus-Boelter の式^[24]と Gnielinski の式^[26]のどちらを用いるか決定し、熱源水のヌセルト数を算出する。そして式(2.35)から熱伝達率 α_w を算出する。Gnielinski の式における管摩擦係数 f は式(2.37)の Swamee-Jain の式^[25]から算出される。二重管式熱交換器の総括伝達係数 U_{eq} は式(2.40)^[27]のように過熱蒸気域、二相域、過冷却域部分で求められた、それぞれの総括伝熱係数と伝熱面積の積を全熱交換面積で除して数値である。例として、過熱蒸気域の総括伝熱係数と伝熱面積の積 UA_{DSH} の算出方法を説明する。過熱蒸気域の熱負荷 Q_{DSH} は式(2.41)のように、 UA_{DSH} と対数平均温度差 $\Delta T_{LMTD,DSH}$ の積で求まり、 $\Delta T_{LMTD,DSH}$ と Q_{DSH} は実験データと REFPROP から算出される。同様に二相域、過冷却域における UA_{TP}, UA_{SUBC} も求まる。上記の計算により算出された水の熱伝達率 α_w と総括伝達係数 U_{eq} を用いて、式(2.39)から冷媒の熱伝達率 α_R を求めたい。しかし、本実験装置の熱交換器の全熱交換面積は既知であるが、過熱蒸気域、二相域、過冷却域におけるそれぞれの熱交換面積を求めることは、冷媒の種類、充填量および熱負荷によって変化するため非常に困難である。そこで本研究では、熱源水の熱伝達率 α_w 、総括伝熱係数 U_{eq} の大小関係と式(2.39)を用いて、冷媒の熱伝達率 α_R の大小関係を予測する。

$$Re = \frac{\rho_W u D_h}{\mu} \quad (2.34)$$

$$Nu = \frac{\alpha_W D_h}{\lambda_W} \quad (2.35)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.36)$$

$$Re > 2300$$

$$f = \frac{1.325}{\left\{ \ln \left(\frac{5.74}{Re^{0.8}} + \frac{\varepsilon}{3.7 D_h} \right) \right\}^2} \quad (2.37)$$

$$5000 < Re < 10^8, \quad 10^{-6} < \frac{\varepsilon}{D_h} < 10^{-2}$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (2.38)$$

$$0.5 < Pr < 2000, \quad 2300 < Re < 5 \times 10^6$$

$$\frac{1}{U_{eq} A_R} = \frac{1}{\alpha_R A_R} + \frac{\ln \left(\frac{R_o}{R_i} \right)}{2\pi \lambda_{tube} L_h} + \frac{1}{\alpha_W A_W} + Rf_W + Rf_R \quad (2.39)$$

$$U_{eq} = \frac{UA_{DSH} + UA_{TP} + UA_{SUBC}}{A_R} \quad (2.40)$$

$$Q_{DSH} = UA_{DSH} \Delta T_{LMTD,DSH} \quad (2.41)$$

$$Q_{TP} = UA_{TP} \Delta T_{LMTD,TP} \quad (2.42)$$

$$Q_{SUBC} = UA_{SUBC} \Delta T_{LMTD,SUBC} \quad (2.43)$$

3 章 次世代混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能評価

本章では、疑似共沸混合冷媒 R-404A, R-32/R-1234yf 系 2 成分非共沸混合冷媒および組成比の異なる 2 種類の R-32/R-1234yf/CO₂ 系 3 成分非共沸混合冷媒を用いて、組成比の違いまたは冷媒種類の違いによるサイクル特性の差異および現行冷媒の代替冷媒としての可能性について考察する。3 種類の非共沸混合冷媒の GWP 値は約 150 に設定した。

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を行う。なお、本節では全ての冷媒の結果をまとめて議論する。

3.11 ヒートバランス

第 2.4.2 項に記したように、本研究では熱交換器の熱負荷を熱源流体側および冷媒側の双方より算出している。そこで、熱源流体側および冷媒側より算出した熱負荷の正当性を確認するために、その比をヒートバランスと定義し、算出熱負荷の整合性について評価した。

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。全実験条件で類似した傾向が得られたため、ここでは冷蔵条件 3 についてのみ結果を示す。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±6%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±7%以内となった。以上のことから、ヒートバランスの整合性は保たれているといえる。

ヒートバランスの整合性を左右する要因として、主に熱交換器と外気による熱交換が挙げられる。本実験装置は断熱材によって断熱されているものの、熱交換器内で冷媒の外周を流れる熱源流体は外気と熱交換をしている。そのため、熱源水温度が外気温よりも高い凝縮器側では、外気に放熱するため熱源水出入口の温度差が小さくなり、実際の熱負荷は理想的な熱負荷よりも低めに算出される。また、熱源不凍液温度が外気温よりも低い蒸発器側では、外気から吸熱するため熱源不凍液出入口の温度差が小さくなり、実際の熱負荷は理想的な熱負荷よりも低めに算出される。本実験では、夏や冬に実験を行う際は室温を約 25℃前後に調節している。そのため、図 3.1 に示すように室温との温度差が大きい蒸発器側のヒートバランスが大きくなっている。以上のことから、熱源流体から算出する熱負

荷は、外気による熱源流体の熱損失を考慮してはいるが、基本的に実際の熱負荷は理想的な熱負荷よりも低めに算出されると考えられ、ヒートバランス Q_R/Q_w , Q_R/Q_B は 1 以上になると考えられる。しかし、凝縮器側のヒートバランスはどの冷媒も逆の傾向を示している。図 3.1 に示すように凝縮器のヒートバランスは 2% の範囲以内に収まっていることから、冷媒物性の状態方程式や外気との熱交換の影響もあるが、熱電対や流量計等のセンサーの誤差も大きいと考える。また、蒸発器のヒートバランスの誤差が大きくなった原因として、不凍液の密度や定圧比熱の物性が水よりも不正確であることにあると考える。しかし、本研究室で厳密に計測されたものであり、信頼性の高いものであると考える。以上より、本実験で算出される熱負荷は蒸発器側での不正確さはあるものの信頼できるものである。

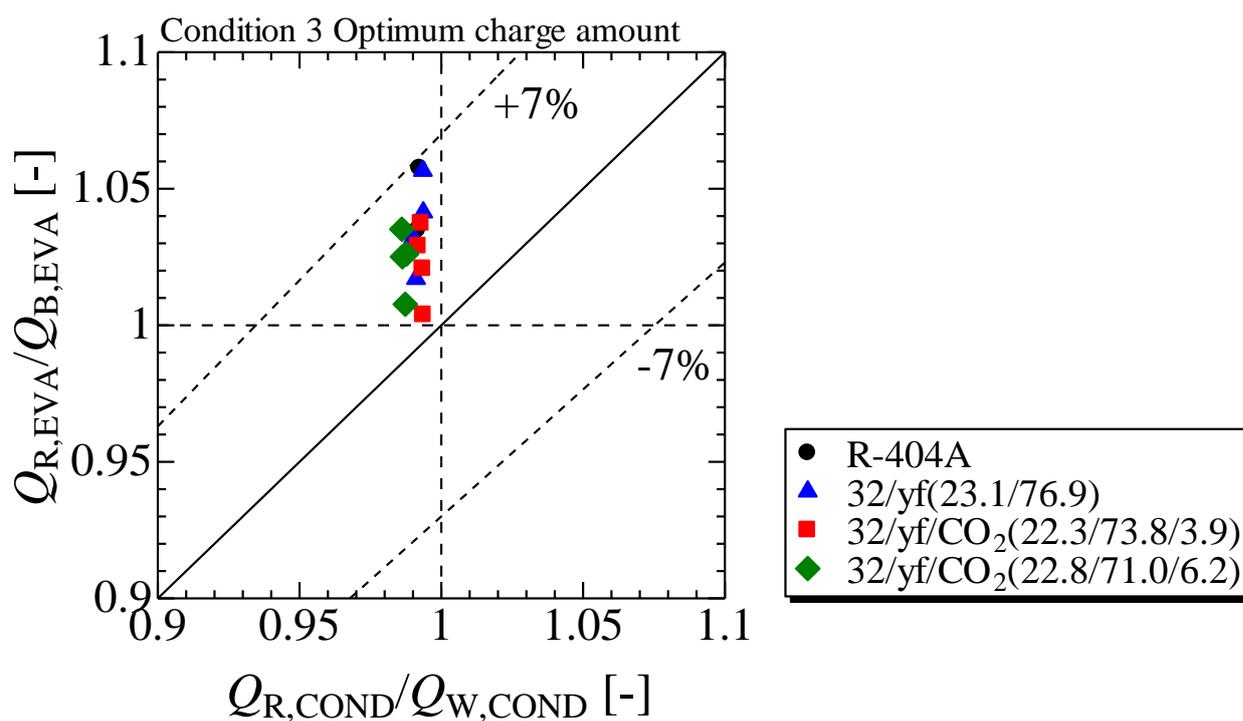


図 3.1 ヒートバランス

3.22 不可逆損失評価の妥当性

本研究では第 2.4.5 項で述べた通り、実際のサイクルを理想的サイクルと比較したときの性能低下および低下率の差異について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 W_{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。全実験条件において類似した傾向がみられたため、冷蔵条件 3 の全熱負荷における結果のみを用いた。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。本研究で用いた全ての冷媒において全不可逆損失および必要最低エネルギーの和と投入エネルギーとの差異は 0.1% 以内に収まっており、本研究における不可逆損失の評価方法は妥当であるといえる。

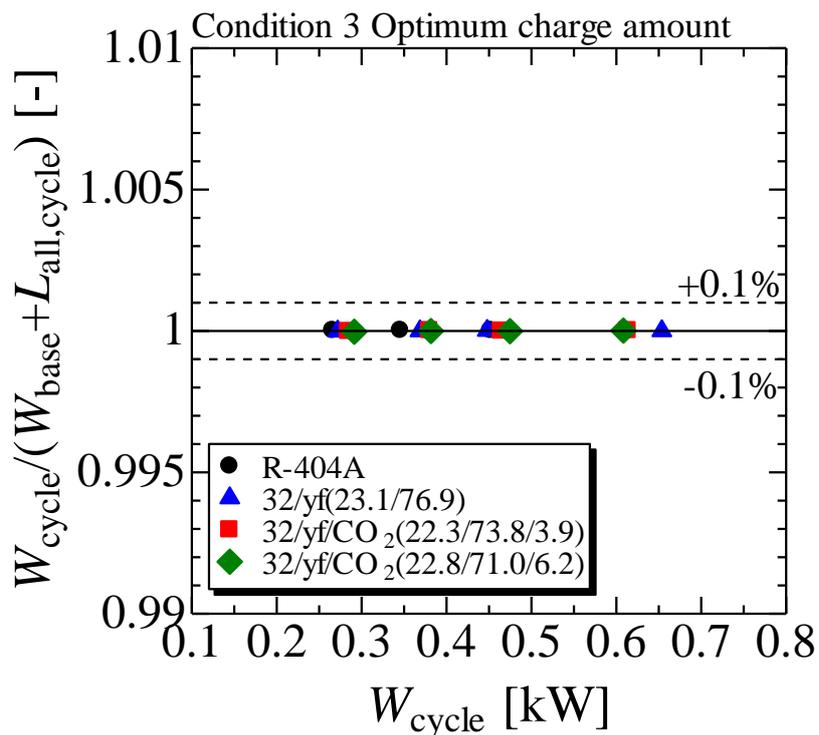


図 3.2 必要最低エネルギーおよび不可逆損失の総和と冷媒圧縮過程における投入エネルギーの比率

3.2 非共沸混合冷媒の循環組成

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．非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルでは冷媒ループ内を流れる冷媒の循環組成は必ずしも冷媒ボトルの充填組成とは一致しない．そして，サイクル内の冷媒の飽和温度と圧力の関係や比エンタルピーといった冷媒熱物性などのサイクル特性は循環組成によって決定されるため，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る際には非常に重要である．

図 3.3 に作動冷媒 32/yf(23.1/76.9)における R-32 の循環組成比 Y_{R-32} および R-1234yf の循環組成比 $Y_{R-1234yf}$ と冷媒充填量 M の関係を示す．また，図 3.4 に作動冷媒 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)における R-32 の循環組成比 Y_{R-32} ，R-1234yf の循環組成比 $Y_{R-1234yf}$ および CO₂ の循環組成比 Y_{CO_2} と冷媒充填量 M の関係を示す．なお，図中における破線はそれぞれの冷媒の充填組成の質量分率を表している．

図 3.3 より，作動冷媒 32/yf(23.1/76.9)における R-32 の循環組成比は，全ての充填量および全ての条件において充填組成の組成比を上回っている．これは気液二相状態の非共沸混合冷媒における気相と液相の組成の差異が原因である．サイクルを流れる冷媒は主に熱交換器において気液二相状態で流れている．非共沸混合冷媒は気液二相状態において，気相側では低沸点成分（ここでは R-32）の比率が大きく，液相側では高沸点成分（ここでは R-1234yf）の比率が大きい．ここで熱交換器内における気相と液相の速度を考えると，密度の小さい蒸気は密度の大きい液に比して熱交換器を通過する速度が速い．したがって低沸点成分（R-32）は高沸点成分（R-1234yf）に比して素早く熱交換器を通過すると考えられる．すなわち，サイクルにおける熱交換器内の平均組成を考えると，熱交換器内を素早く通過する低沸点成分（R-32）の比率は充填組成に比して小さく，高沸点成分（R-1234yf）の比率は充填組成に比して大きくなると考えられる．逆に熱交換器以外の箇所では低沸点成分（R-32）の比率は大きくなる．本研究の循環組成は凝縮器出口側の液単相の冷媒を採取し測定しているため，低沸点成分（R-32）の比率が充填組成に比して大きくなったと考えられる．

次に，循環組成と充填量の関係について注目すると，冷媒充填量の増加に伴い循環組成が充填組成に近づいていることが分かる．これは充填量の増加に伴う過冷度の増加が原因である．過冷度が増加すると凝縮器における二相域が減少する．上述したように循環組成と充填組成の差異は二相域において引き起こされるため，過冷度の増加に伴う二相域の減少によって循環組成と充填組成の差異が低減されたと考えられる．

図 3.4 より，作動冷媒 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の循環組成は上記で述べた作動冷媒 32/yf(23.1/76.9)の傾向を示していない．これは作動冷媒 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)を研究室で作製したことが大きな原因であると考えられる．冷媒ボトル作成の際，室温において圧力の小さな冷媒から順に冷媒ボトルへ注入していくのだが，自分たちが目指す組成に調節することが難しい．また，冷媒ボトルの中で均一に混ざっていない可能性も考えられる．これらのことから，図 3.4 に示すように 0.78kg の際に循環組成が大幅にずれたため，冷媒ボトルに R-32 と CO₂ を追加充填することで循環組成の修正を行った．そのため，作動冷媒 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)における循環組成と充填組成の差異について考察することはできない．

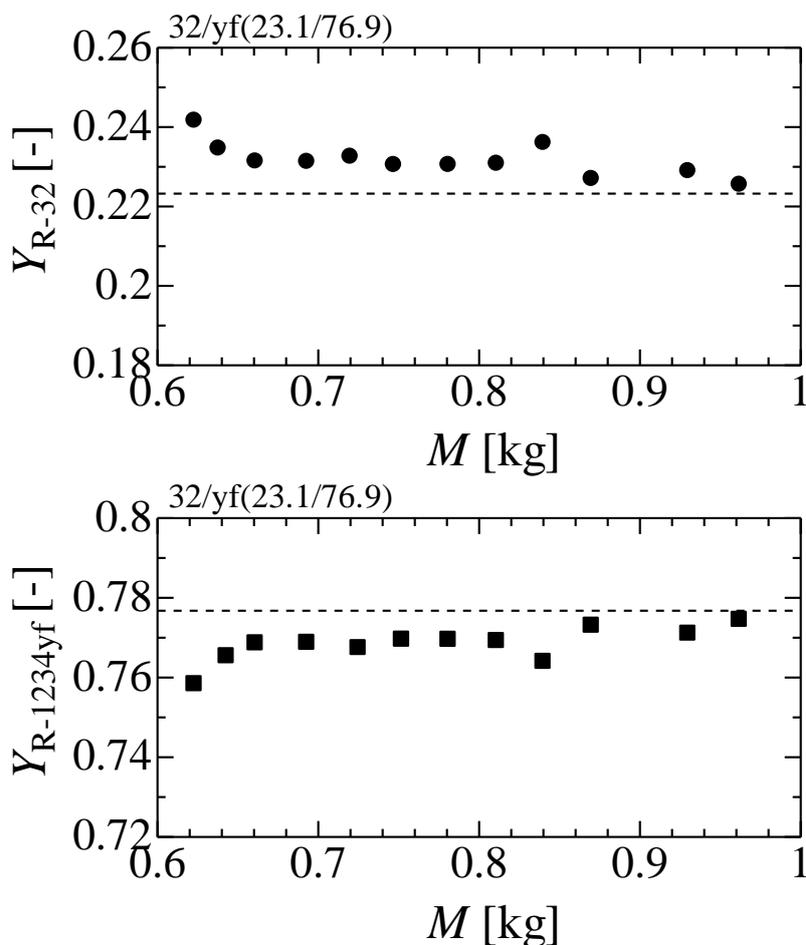


図 3.3 循環組成と充填量の関係 (32/yf(23.1/76.9))

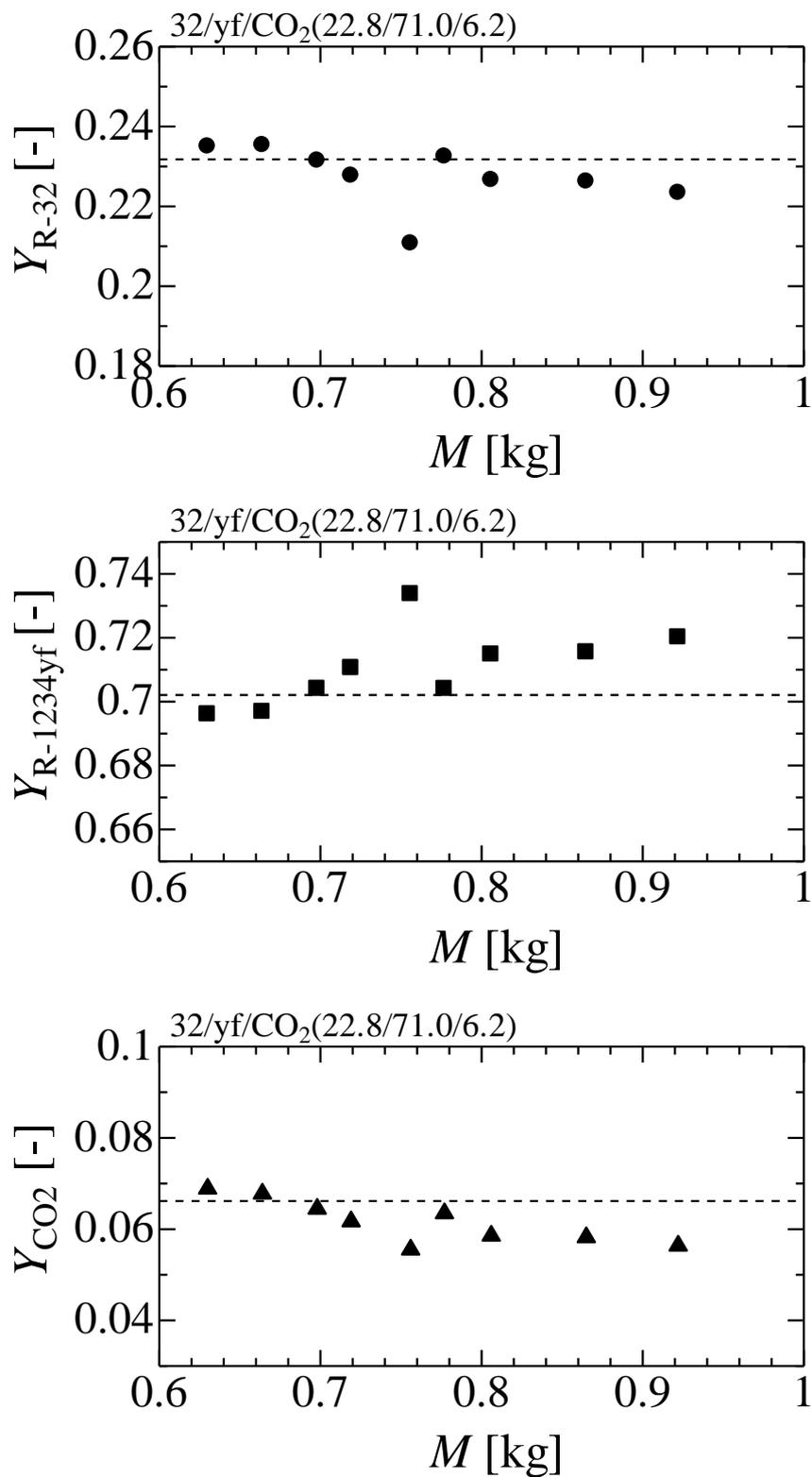


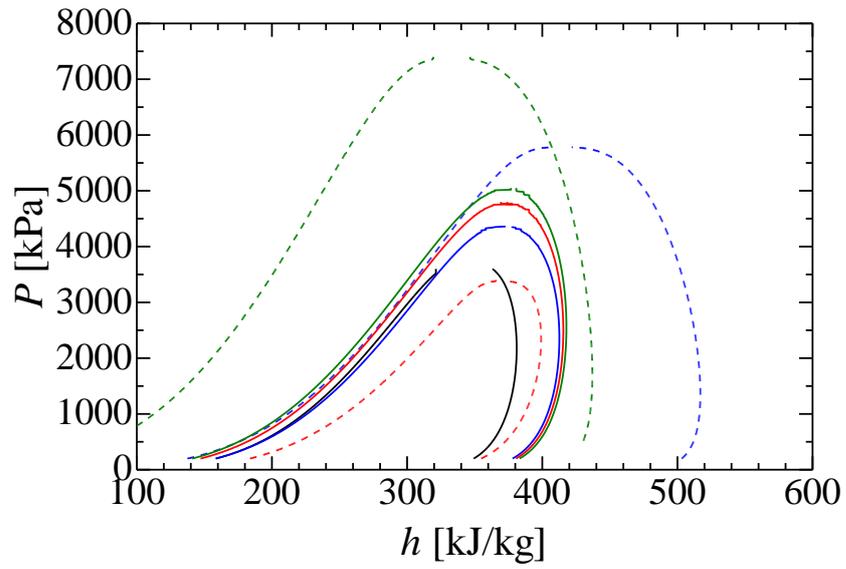
図 3.4 循環組成と充填量の関係 (32/yr/ CO₂ (22.8/71.0/6.2))

3.3 潜熱

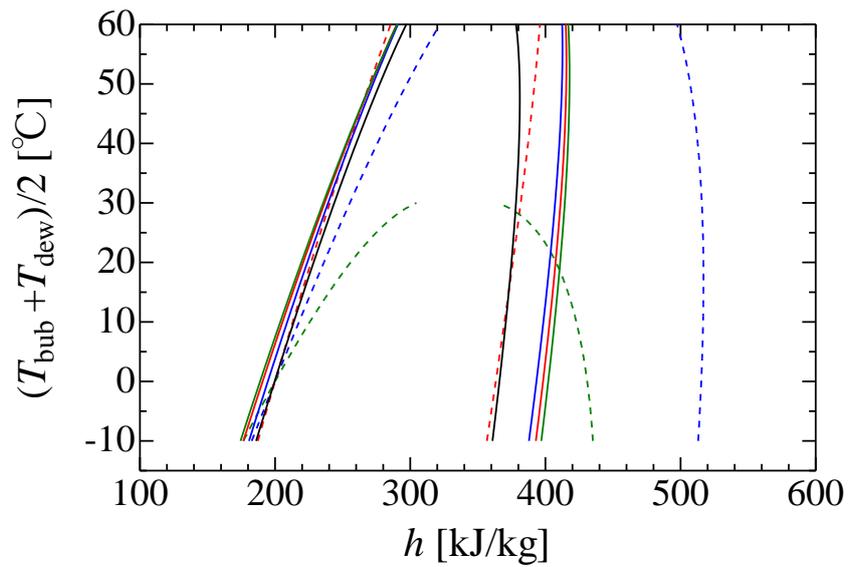
図 3.5 に R-32, R-1234yf, CO₂, R-404A, R-32/R-1234yf 系 2 成分混合冷媒および R-32/R-1234yf/CO₂ 系 3 成分混合冷媒の飽和線を示す. なお, 図 3.5 (a)の横軸は比エンタルピー, 縦軸は圧力を表し, 図 3.5(b)の横軸は比エンタルピー, 縦軸は露点沸点平均温度を表している. ここで, 潜熱とは等圧下で物質の相変化に必要な単位質量当たりのエネルギーであり, 飽和液線と飽和蒸気線の比エンタルピー差により表される.

図 3.5 (a)より, R-32, R-1234yf および CO₂ の飽和線を比較すると, CO₂, R-32, R-1234yf の順に潜熱が大きいことが分かる. そのため, R-32 の組成比が同程度の混合冷媒 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)を比較すると, CO₂ の組成比が大きい冷媒ほど潜熱が大きくなる. ただし, ヒートポンプサイクルにおいて, 同じ実験条件であっても冷媒の種類によって作動圧力は異なる. したがってヒートポンプサイクルにおける冷媒の潜熱の大小関係を比較する場合には同じ温度に対する潜熱を比較する方が適切である.

図 3.5 (b)より, 露点沸点平均温度に対する R-32, R-1234yf および CO₂ の飽和線を比較すると, R-32 の潜熱が最も大きいことが分かる. CO₂ は臨界温度 31.1°C, 臨界圧力 7.38MPa を示すため, 3 種類の混合冷媒の飽和線を比較すると, 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf(23.1/76.9)の順に潜熱が大きいものの, 露点沸点平均温度差が大きくなるにつれて差は小さくなることが分かる. つまり, 冷媒の充填量を増やすことで圧縮機回転数が増加し, 冷媒の凝縮圧力と温度が上がるのだが, この時の冷媒間の物性値の差は小さくなるということになる.



(a) 圧力と比エンタルピー



(b) 露点沸点平均温度と比エンタルピー

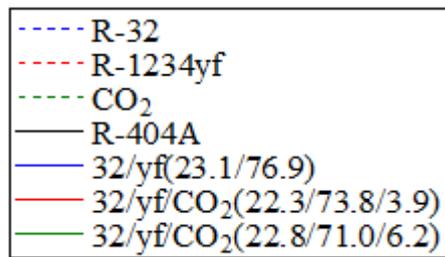


図 3.5 試験冷媒の飽和線

3.4 冷媒質量流量

図 3.6 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における冷媒質量流量 m_r と熱負荷 Q_{EVA} の関係を実験条件別に示す. 冷媒質量流量とは, 単位時間あたりに通過する冷媒の流体の質量であり, 冷媒質量流量は熱負荷の増加に伴い増加している. これは熱交換器出入口の比エンタルピー差は過冷度の増加により若干増加するが, 大きな差ではないため, 熱負荷の増加に対応するためには質量流量の増加が必要となるためである. 図より, 全条件で冷媒質量流量は R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の順で大きくなっている. これは, 冷媒の潜熱の差異によるものであるものと考えられる. 熱負荷は冷媒質量流量と熱交換出入口の比エンタルピーの積で表されるため, 潜熱が大きい冷媒は同熱負荷において, 潜熱の小さい冷媒に比べ冷媒質量流量は小さくなる.

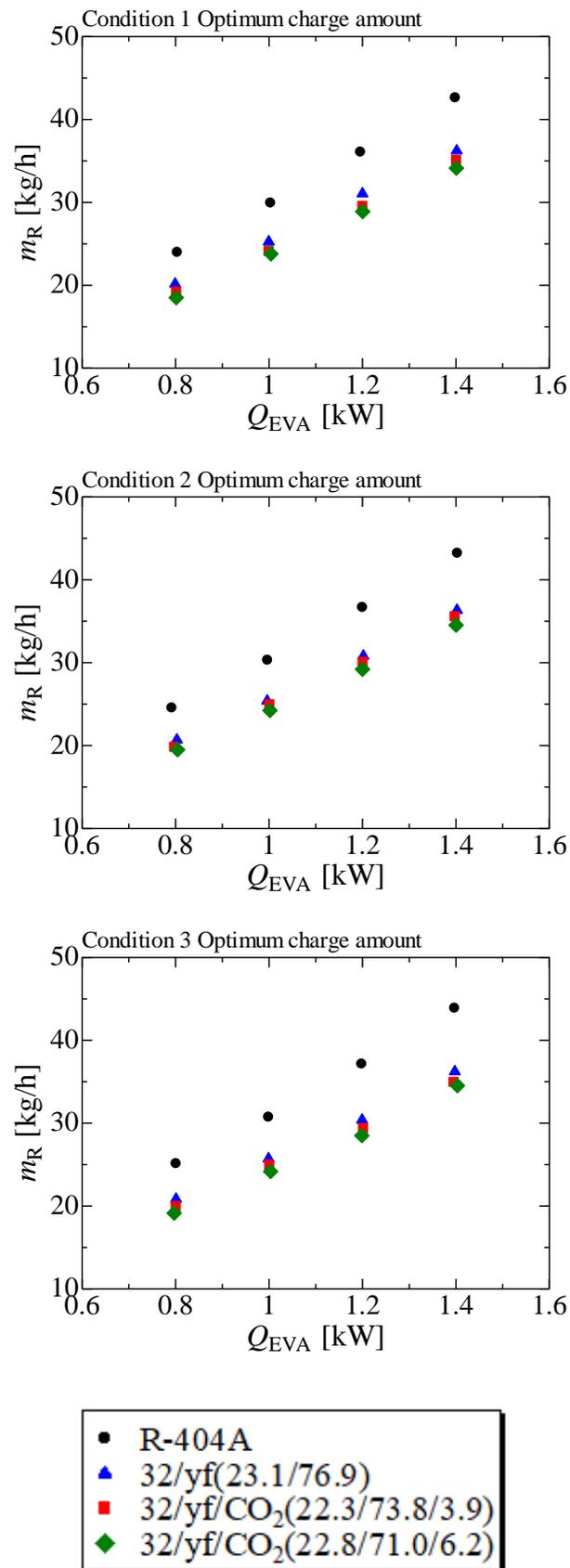


図 3.6 最適充填量における冷媒質量と熱負荷の関係

3.5 凝縮器における冷媒の熱伝達率

図 3.7 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の熱負荷 1.0kW における総括伝熱係数 U_{eq} と過冷度 $Subcool$ の関係, 熱源水の熱伝達率 α_w と過冷度 $Subcool$ の関係を実験条件別に示す. また, 図 3.8 に最適充填量における総括伝熱係数 U_{eq} と過冷度 $Subcool$ の関係, 熱源水の熱伝達率 α_w と過冷度 $Subcool$ の関係を実験条件別に示す. 図 3.9 には, R-404A における冷蔵条件 3 での $P-h$ 線図を示している.

図 3.7 により全条件全冷媒で過冷度が増加するにつれて, 総括伝熱係数は減少していることが分かる. 総括伝熱係数とは熱交換器全体の熱の伝わりやすさを表し, 二相域は過冷却域よりも単位面積当たりの熱負荷が大きい. つまり, 過冷度が大きくなるにつれて凝縮器内の二相域部分が減少したことが, 総括伝熱係数が減少した原因であると考えられる. また水の熱伝達率は過冷度に関係なく一定である. これは熱負荷と実験条件が同じであるため, 熱源水の出入口温度や流量に変化が少ないためである. 以上より, 総括伝熱係数 U_{eq} と熱伝達率 α_w と第 2.47 項の式(2.35)より, 凝縮器における冷媒の熱伝達率は過冷度の増加に応じて減少することが予測される. 冷媒側の熱伝達は冷媒の熱伝達率, 冷媒と伝熱壁と冷媒の温度差および熱交換面積の積で表される. 過熱蒸気域, 二相域, 過冷却域を含めた冷媒の全熱交換面積は一定であると考えられるため, 冷媒の熱伝達率が減少すると, 凝縮器内の冷媒は伝熱壁との温度差を大きくする必要があり, 図 3.9(a)に示すように, 凝縮器内の冷媒温度が上昇し, それに伴い冷媒圧力も上昇する. 冷媒の凝縮圧力が上昇することが圧縮機仕事の増加に繋がり, サイクル性能にも影響してくる.

図 3.8 より最適充填量において熱負荷が増加するにつれて全ての冷媒で総括伝熱係数 U_{eq} と熱源水の熱伝達率 α_w の増加が見られる. 熱源水の熱伝達率が増加した原因は, 熱負荷が増加することで熱源水の流量増加したためである. また, 第 3.4 節で述べたように熱負荷が増加すると冷媒の質量流量も増加していることから, 冷媒の熱伝達率も増加していることが考えられる. つまり, 総括伝熱係数 U_{eq} の増加は熱源水と冷媒の熱伝達率の増加によるものである. そして熱負荷の増分が総括伝熱係数 U_{eq} の増分を上回るため, 上記と同じ理由から図 3.9(b)に示すように冷媒圧力は上昇すると考えられる. これは高熱負荷になるにつれてサイクル成績係数が小さくなる要因にもなる. また 1.0kW に着目すると, 総括伝熱係数 U_{eq} は R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の順で大きくなっていることが分かる. つまり, これは凝縮器において R-404A が最も高い熱交換能力を持つことを示し, 体積能力や潜熱のようにサイクル性能を決める指標にな

ると考える。

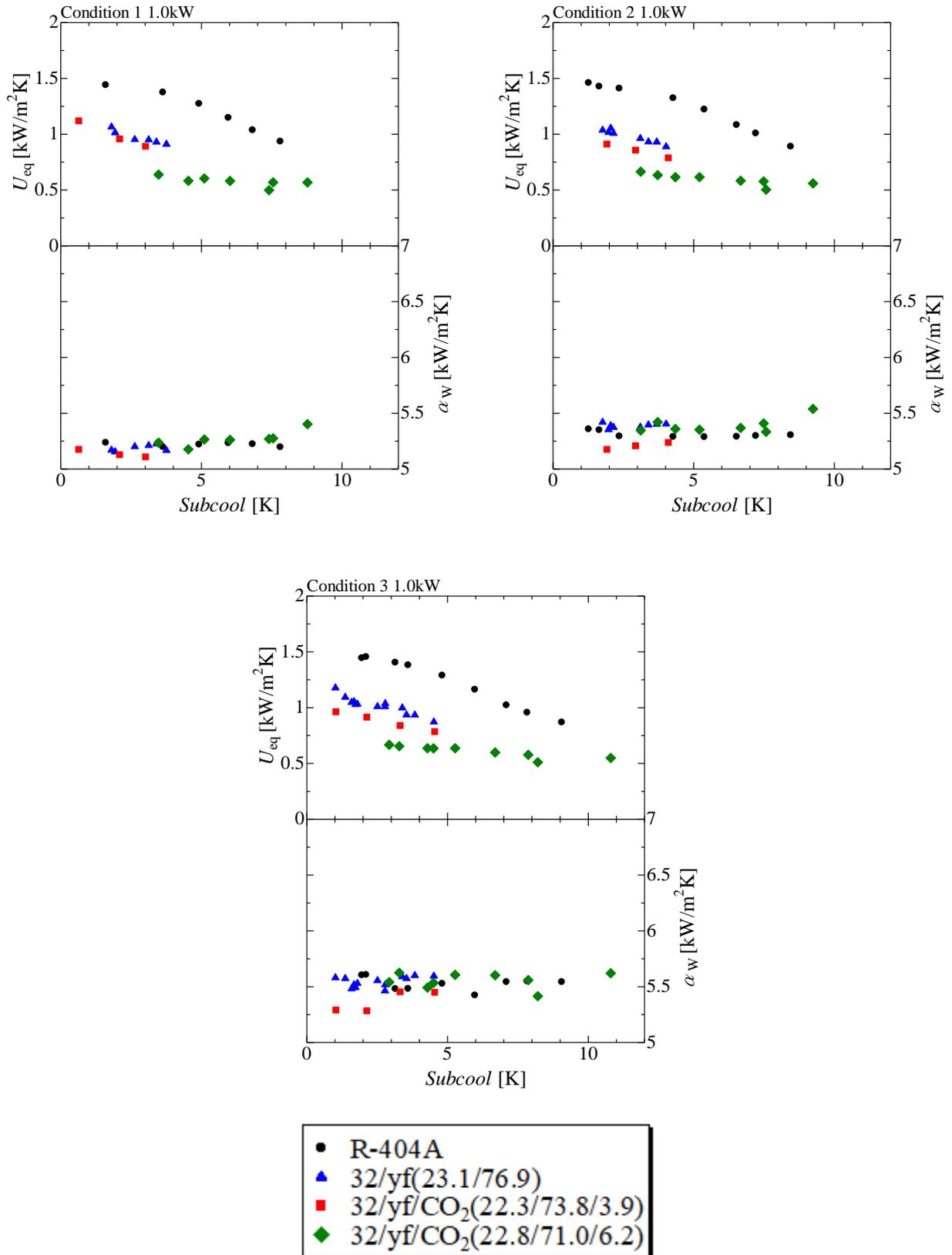


図 3.7 熱負荷 1.0kW における総括伝熱係数と熱源水の熱伝達率の関係

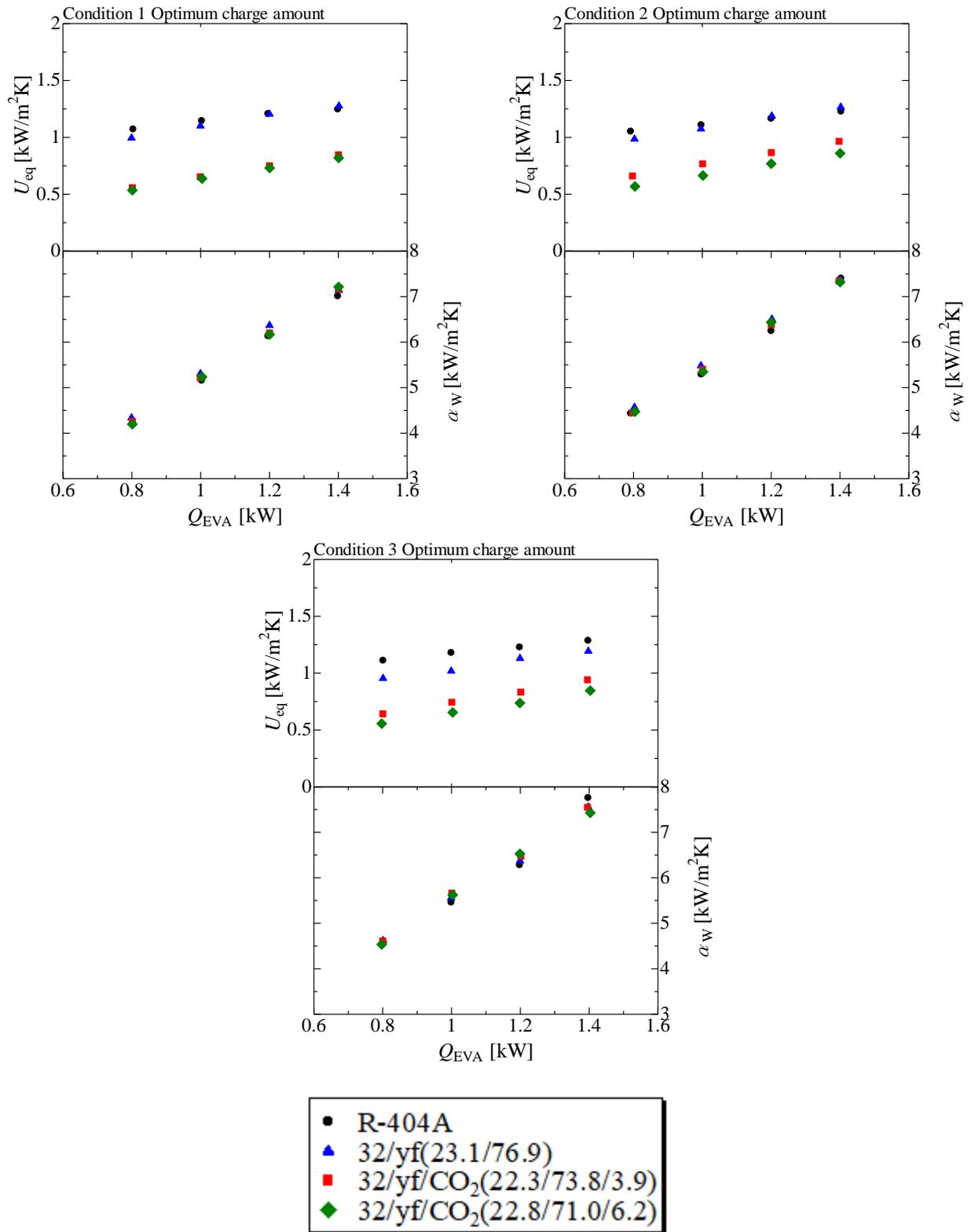
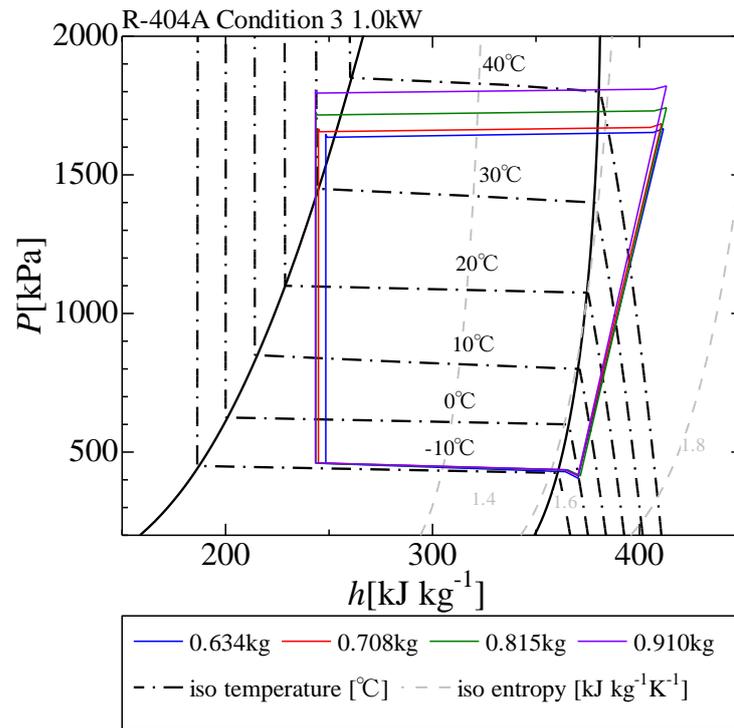
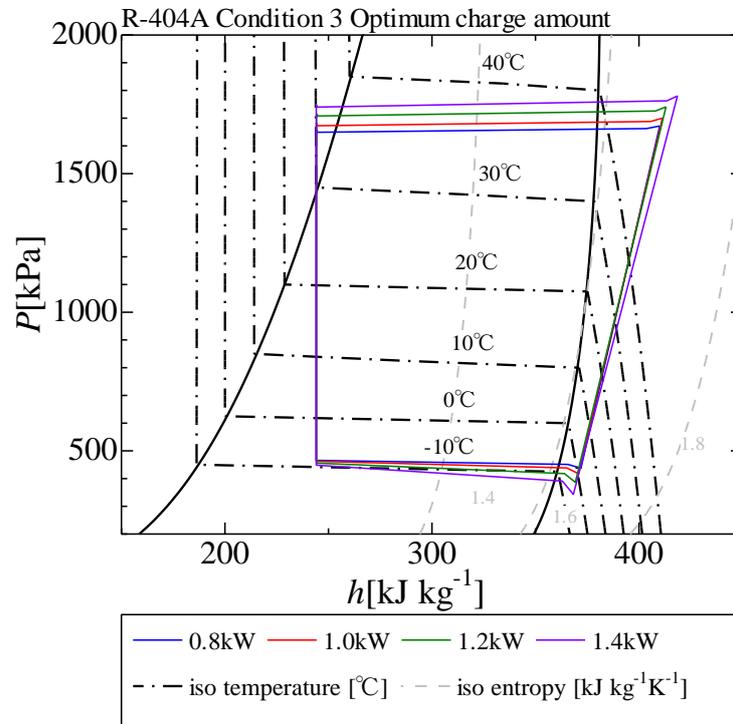


図 3.8 最適充填量における総括伝熱係数と熱源水の熱伝達率の関係

(a) R-404A, 冷蔵条件 3, 1.0kW における P - h 線図(b) R-404A, 冷蔵条件 3, 最適充填量における P - h 線図図 3.9 P - h 線図 (R-404A, 冷蔵条件 3)

3.6 過冷度

図 3.10 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の熱負荷 1.0kW における過冷度 *Subcool* と冷媒充填量 *M* の関係を実験条件別に示す. また, 図 3.11 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における過冷度 *Subcool* と熱負荷 Q_{EVA} の関係を実験条件別に示す. 過冷度とは過冷却状態の冷媒温度と飽和温度の差のことである.

図 3.10 より全ての冷媒において充填量の増加に伴い過冷度が増加していることが分かる. これは冷媒充填量の増加に伴い凝縮器出口に存在する冷媒液量が増加し, 凝縮器内における過冷却状態の冷媒の比率が増加するためであると考えられる. 過冷却の占める面積の増加により, 凝縮器出口における冷媒温度は熱源水温度に近づく. また第 3.5 節で述べたように, 気液二相は単相よりも単位面積当たりの熱負荷が大きいため, 二相部分の占める伝熱面積の減少は冷媒の熱伝達率の低下に繋がり, 冷媒の凝縮圧力および凝縮温度を増加させる. 冷媒は一般に圧力が臨界圧に近づくほど潜熱は小さくなり, *P-h* 線図における二相域は狭くなる. その結果として過冷液が凝縮器内に占める割合が増加し, 過冷度が増加すると考えられる. これらの理由から, 冷媒充填量の増加に伴い過冷度が増加すると考えられる. また, 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)では, どの実験条件においても充填量 0.756kg で過冷度が急激に変化している. これは, 循環組成が大きく変化したためである. CO₂ は図 3.5(b)に示すように他の冷媒よりも臨界温度が低く, 少しの組成変化でも混合冷媒の過冷度を変化させる.

図 3.11 より過冷度が熱負荷の増加に伴い増加している. これは熱負荷増加に伴い凝縮器における冷媒圧力が上昇したためである. 第 3.5 節で述べたように, 熱負荷の増分が熱伝達率の増分を上回ると, 冷媒と熱源水の温度差を大きくするため冷媒圧力は上昇し, 過冷度が増加したと考える. また, 冷媒による比較を行うと R-404A の過冷度が最も大きく, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の過冷度の大小関係は実験条件や熱負荷によって異なる. 一般に温度すべりが大きい冷媒ほど過冷度が小さくなると考えられる. そのため, 過冷度の序列は 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf(23.1/76.9)となると考えられた. しかし, この序列になっていない. これも熱伝達率の低下により凝縮温度が上昇することで過冷度が増加することに原因がある. つまり, 本実験では温度すべりによる過冷度の減少と, 凝縮器の熱伝達率の低下による過冷度の増加が冷媒間の過冷度の大小関係を決定する.

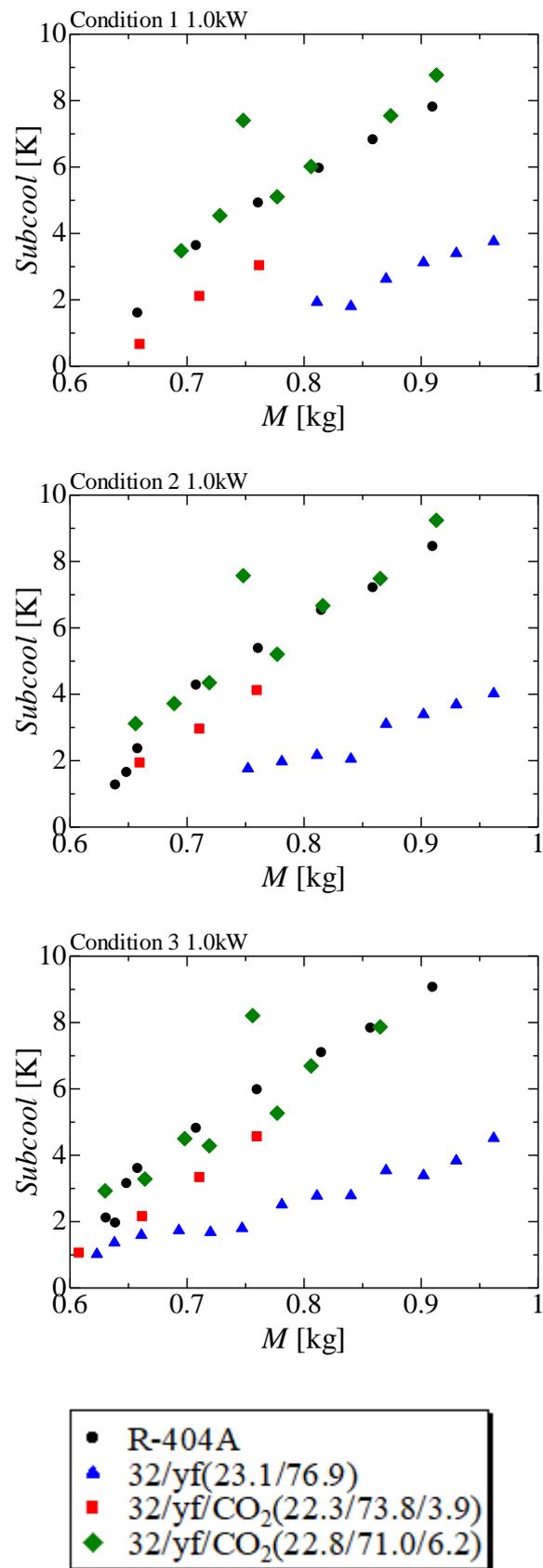


図 3.10 熱負荷 1.0kW における過冷度と冷媒充填量の関係

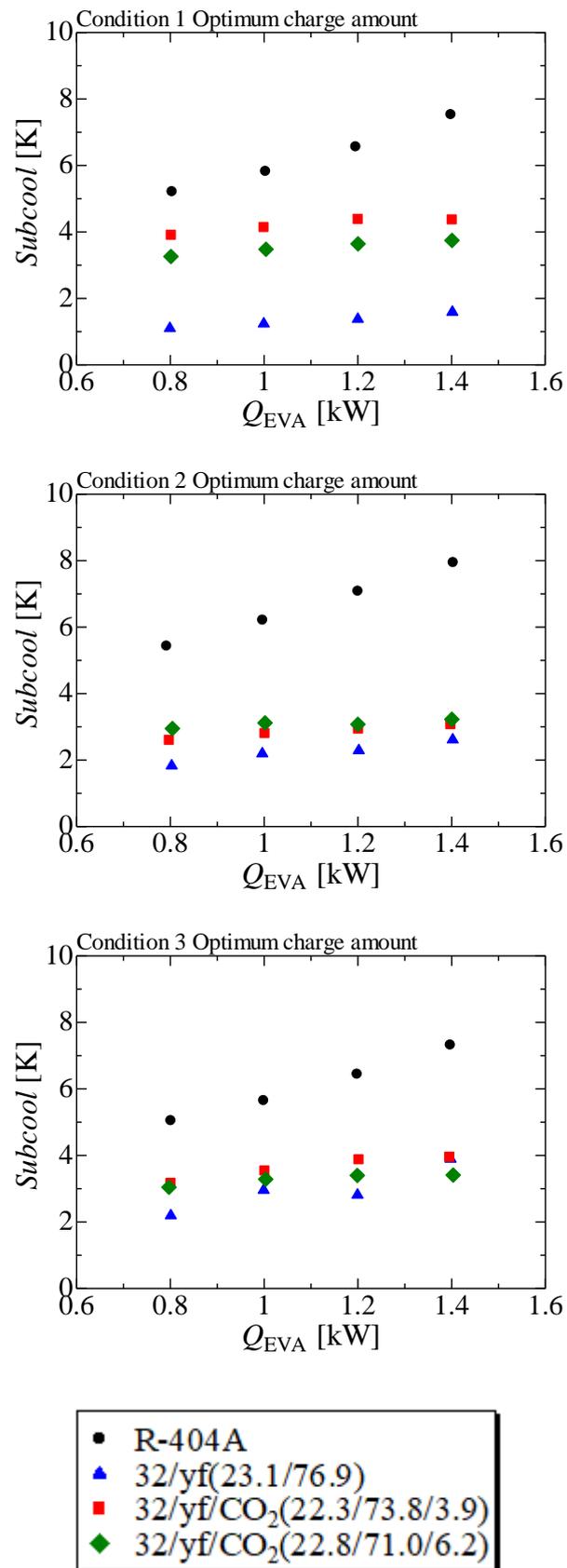


図 3.11 最適充填量における過冷度と熱負荷の関係

3.7 冷媒充填量とサイクル成績係数の関係

図 3.12 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の熱負荷 1.0kW におけるサイクル成績係数 COP_{cycle} と過冷度 $Subcool$ の関係を実験条件別に示す。図から分かるように、R-404A と 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)と 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)で違う傾向が見られることが分かる。

まず前者の特徴について考察する。図から分かるように、R-404A と 32/yf(23.1/76.9)は過冷度の増加に伴いサイクル成績係数が増加し極大値を示した後に減少している。ここで、R-404A の $p-h$ 線図に着目する。図 3.9(a)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、それに伴った熱交換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。過冷度の増加および凝縮圧力の上昇は第 3.5, 3.6 節で述べた通り、凝縮器内における冷媒の熱伝達率の低下により引き起こされる。熱交換器出入口における比エンタルピー差の増加は、過冷度の増加により凝縮器出口における比エンタルピーが減少したためである。圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加は、凝縮圧力増加のために圧縮仕事が増加したためである。また、図 3.9(a)より過冷度の増加に伴う凝縮器出入口における比エンタルピー差の増加率は低下していくが、圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加率は上昇していくことが確認できる。サイクル成績係数は第 2.4.3 項の式(2.14)に示すように、熱負荷を冷媒による圧縮仕事で除することから求まる。そのため、冷媒充填量が少ない場合には凝縮器出入口における比エンタルピー差の増加が圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加に比して大きいため、サイクル成績係数は上昇する。一方、冷媒充填量が多すぎる場合には凝縮器出入口における比エンタルピー差の増加が圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加に比して小さいため、サイクル成績係数は低下する。したがって、サイクル成績係数はある過冷度（充填量）において極大値を示す。

次に 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)と 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の特徴に関して考察する。32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)と 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)は、過冷度の増加に伴いサイクル成績係数が単調減少していることが分かる。図 3.13 の R-404A と 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の冷蔵条件 3, 1.0kW における $P-h$ 線図から、32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)は初期充填量である 0.626kg の段階から、過冷度の増加における比エンタルピー差の増加よりも圧縮機出入口における比エンタルピー差の影響が大きくなっていることが分かる。つまり、第 2.4.3 項の式(2.14)の分母の項である冷媒の圧縮機におけるエンタルピー差の増加率が分子の項の凝縮器の比エンタルピー差の増加率よりも常に大きくなるため、過冷度が増加するにつれてサイクル成

績係数が単調減少する。これは、 $32/\text{yf}/\text{CO}_2(22.3/73.8/3.9)$ 、 $32/\text{yf}/\text{CO}_2(22.8/71.0/6.2)$ に含まれる CO_2 が他の冷媒の数倍の圧力を示すため、凝縮圧力の上昇率が大きくなったためであると考えられる(図 3.14)。また、図 3.10 から $32/\text{yf}/\text{CO}_2(22.3/73.8/3.9)$ と $32/\text{yf}/\text{CO}_2(22.8/71.0/6.2)$ はサイクル成績係数の減少率が大きいという特徴を持っていることが分かる。これも CO_2 を含むことによる凝縮圧力上昇による圧縮機仕事の上昇率増加が原因であると考えられる。

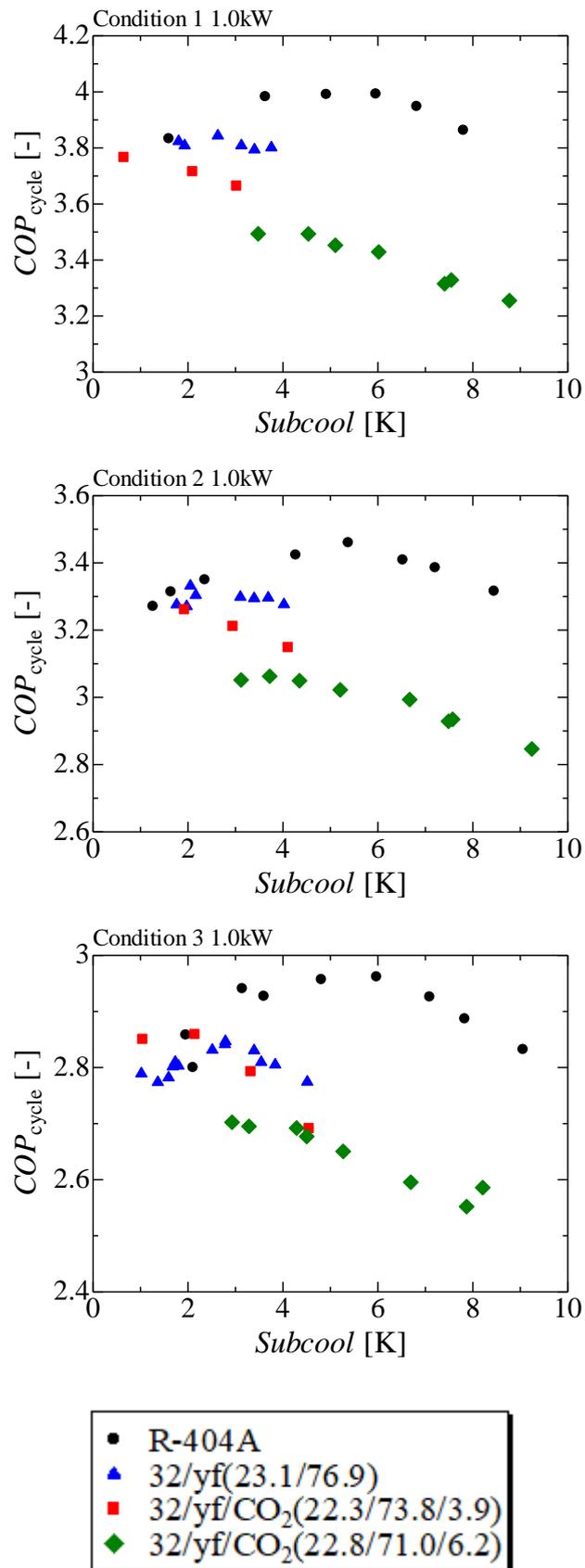
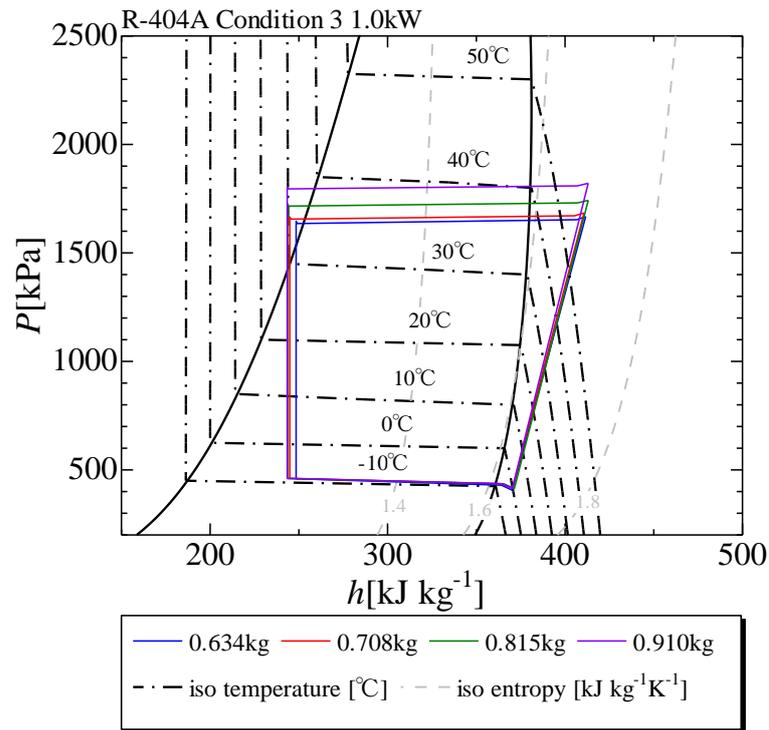
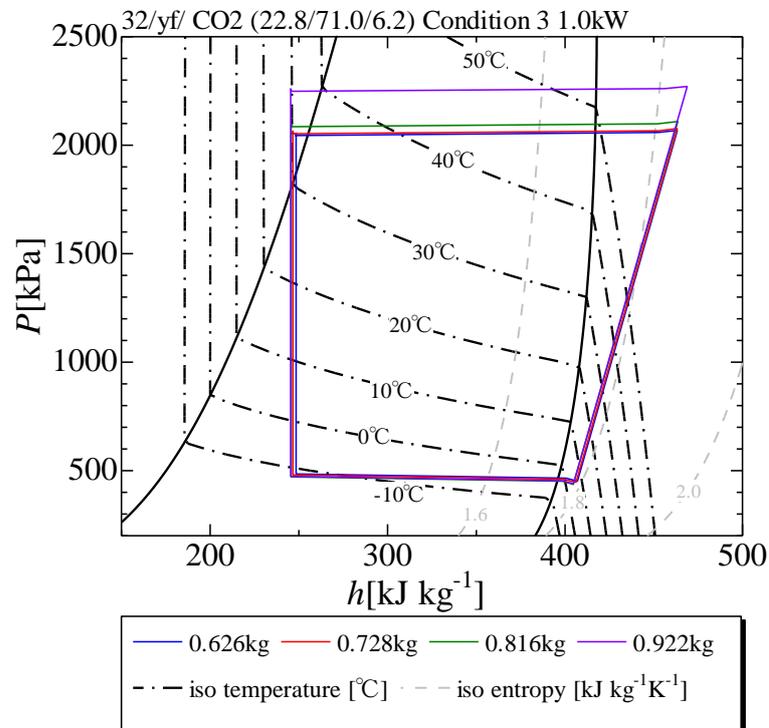


図 3.12 熱負荷 1.0kW におけるサイクル成績係数と過冷度の関係

(a) R-404A, 冷蔵条件 3, 1.0kW における P - h 線図(b) 32/yf/ CO₂ (22.8/71.0/6.2), 冷蔵条件 3, 1.0kW における P - h 線図図 3.13 P - h 線図 (冷蔵条件 3, 1.0kW)

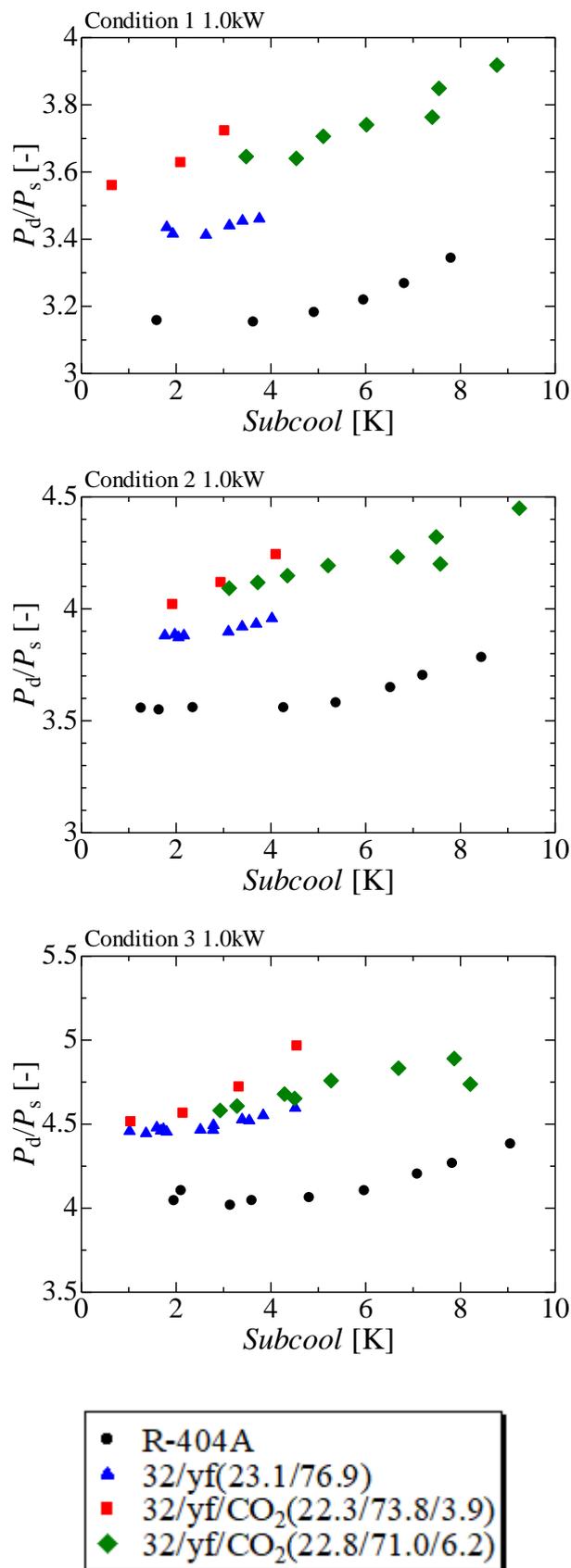


図 3.14 熱負荷 1.0kW における圧縮比と過冷度の関係

3.8 最適充填量におけるサイクル成績係数の関係

図 3.15 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)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_{EVA} の関係を実験条件別に示す。

図から熱負荷 1.0kW で比較すると R-404A , 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2) , 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf(23.1/76.9)の順で大きくなっていることが分かる。一般に体積能力が大きい冷媒ほどサイクル成績係数は大きくなる。そのため、最適充填量でのサイクル成績係数の序列は 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), R-404A , 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf(23.1/76.9)となると予測していた。しかしこの序列になっておらず、R-404A 以外の冷媒においてはCO₂の組成率が小さいほどサイクル成績係数が大きくなっていることが分かる。これは、CO₂の物性による圧縮機吐出温度、圧縮機仕事の増加の影響が体積能力の影響よりも大きいためであると考え。圧縮機吐出温度（凝縮温度）の増加により凝縮器または膨張弁での不可逆損失が大きくなっていることも影響している（第 3.13 項参照）。また、冷媒間の COP_{cycle} の差が最大である条件は冷蔵条件 1（0.8kW）であり、その差は 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)基準で約 13%であった。そして図より熱負荷が増える・実験の蒸発器の温度条件が低くなるほど冷媒間のサイクル成績の幅が小さくなるという特徴も見られる（第 3.13 項参照）。つまり、より高熱負荷の製品や冷凍機器における冷媒間のサイクル性能の差は小さくなり、GWP の面を考えると将来の代替冷媒として有用であると考え

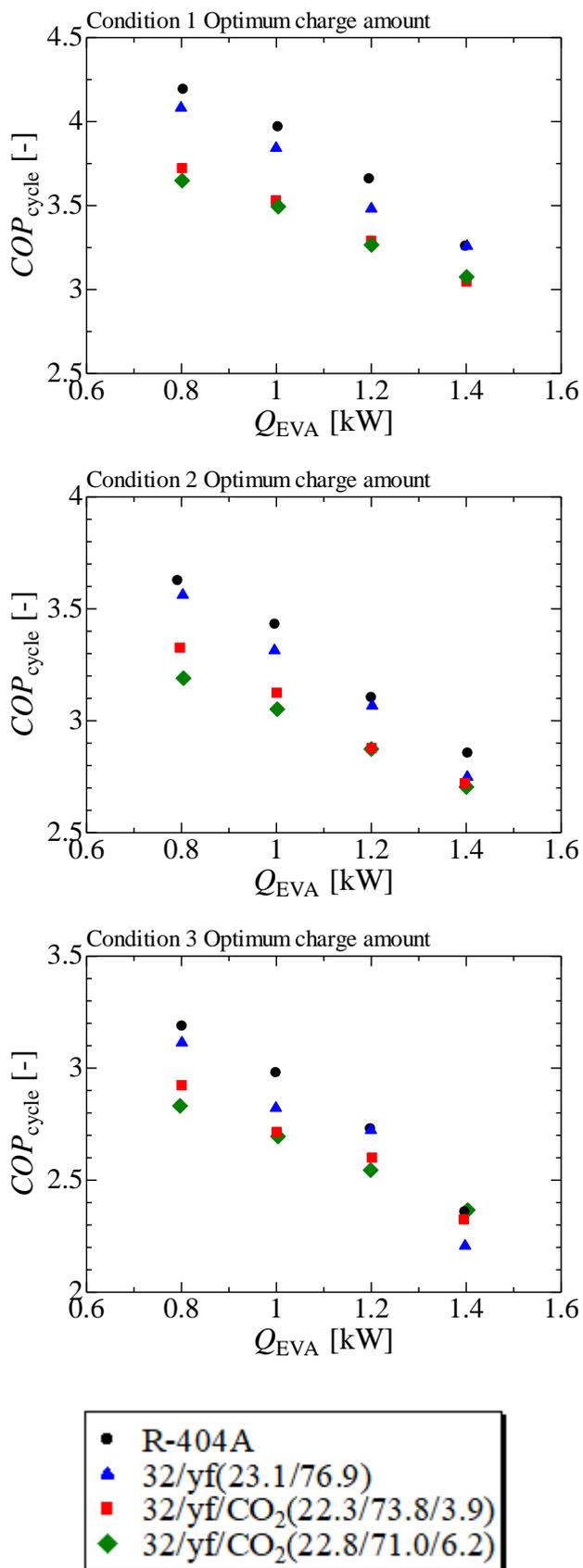


図 3.15 最適充填量におけるサイクル成績係数と熱負荷の関係

3.9 圧力損失

図 3.16 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における圧力損失 ΔP と熱負荷 Q_{EVA} の関係を実験条件別に示す。

図より，実験条件によらず熱負荷の増加に伴い高圧側圧力損失 ΔP_{COND} および低圧側圧力損失 ΔP_{EVA} は増加している．低圧側圧力損失に注目すると多くの条件で 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の圧力損失が最も小さく，32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)，32/yf(23.1/76.9)，R-404Aの順に圧力損失が小さくなっている．これは冷媒質量流量および冷媒蒸気密度によるものである．冷媒蒸気速度が増加すると摩擦損失と運動量損失が増加するため圧力損失が増加する．したがって冷媒質量流量の増加に伴い圧力損失は増加する．また，同質量流量で比較すると，冷媒蒸気密度が大きい冷媒ほど圧力損失は低下する．これは冷媒蒸気密度が大きいほど同質量流量における冷媒蒸気速度が低下するためである．したがって，混合冷媒の圧力損失を比較すると，蒸気密度の大きい CO₂ の組成比が大きい冷媒ほど圧力損失は小さい．圧力損失が小さいほど COP は大きくなるので，圧力損失の視点のみから考えると CO₂ の組成が大きい冷媒を使用するほど性能の高い冷蔵機器の実現が可能になると考えられる．

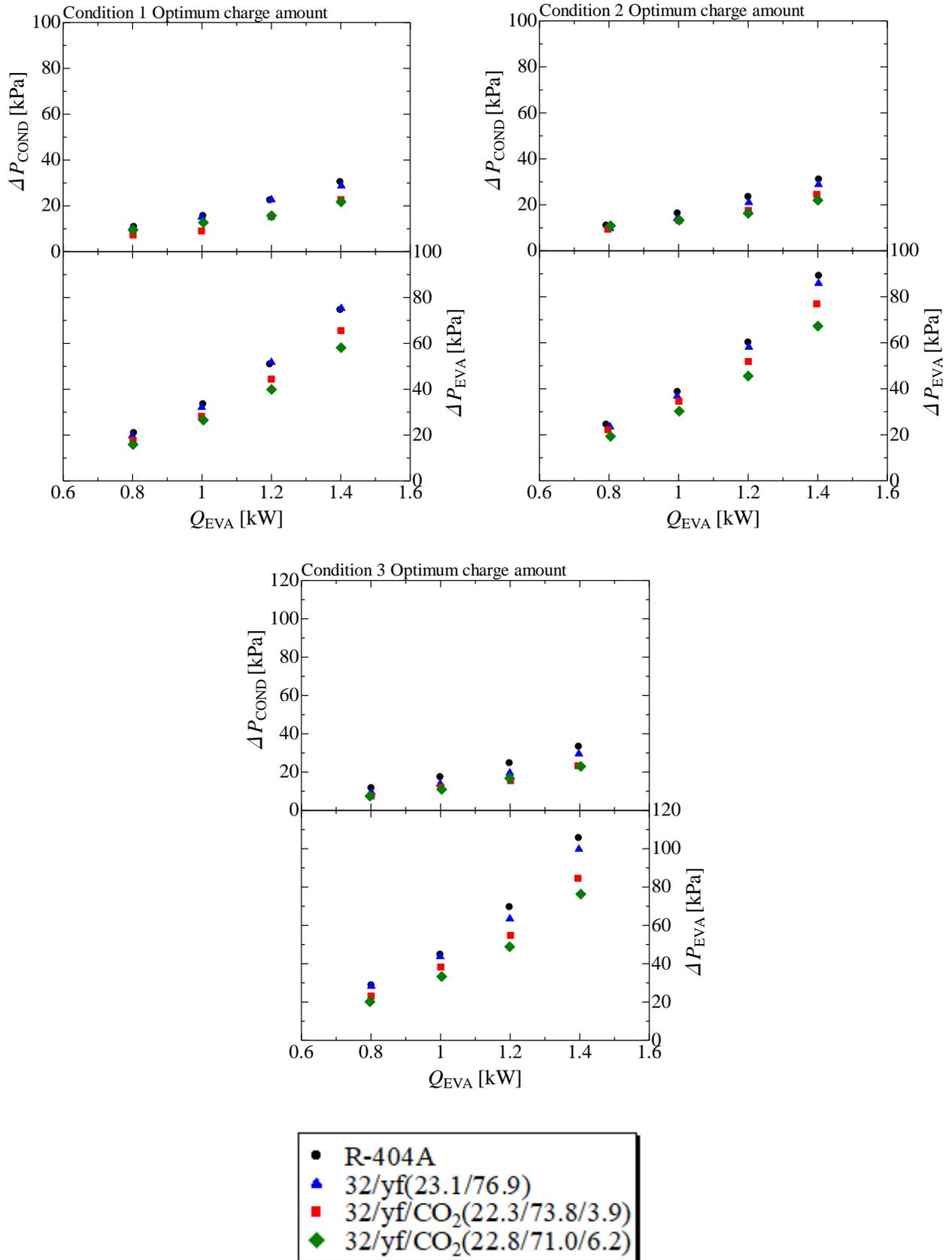


図 3.16 最適充填量における圧力損失と熱負荷の関係

3.10 圧縮機回転数

図 3.17 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における圧縮機回転数 N_{comp} と熱負荷 Q_{EVA} の関係を実験条件別に示す。

図より，圧縮機回転数の大小関係は，32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)が最も小さく，R-404A と 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)が同程度，32/yf(23.1/76.9)が最も大きくなっている。混合冷媒の圧縮機回転数に着目すると CO₂ の組成比が大きい冷媒ほど圧縮機回転数が小さくなっている。圧縮機回転数の大きさは冷媒の体積能力の大きさにより決定される。圧縮機回転数の大きい冷媒の使用は，回転数の増加に伴う消費電力の増加・省エネ性の低下が見込まれ，性能面から好ましいとは言えない。また，実用化にあたっては圧縮機の大型化が要求される可能性がある。つまり，体積能力の大きい CO₂ の添加により冷媒の体積能力の向上を行うことで圧縮機回転数の低減が可能になる。しかし，CO₂ は高圧力のため，特に凝縮器内の冷媒圧力と温度が上昇することで不可逆損失が大きくなることや，圧縮機等の機器に耐圧性が必要になってくる。そのため，省エネだけでなく機器の製造を含めて総括的に評価することが重要になってくる。

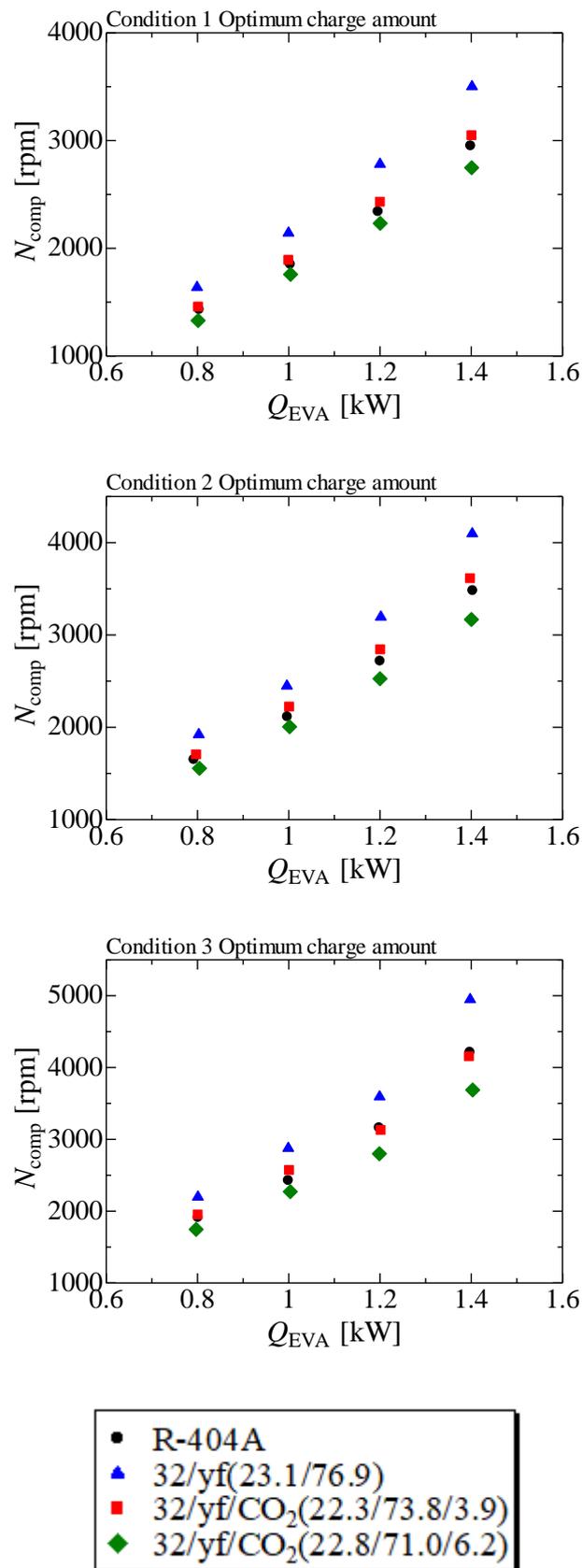


図 3.17 最適充填量における圧力損失と熱負荷の関係

3.11 圧縮機吐出温度

図 3.18 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の熱負荷 1.0kW における圧縮機吐出温度 T_d と過冷度 *Subcool* の関係を実験条件別に示す。また, 図 3.19 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9) および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における圧縮機吐出温度 T_d と熱負荷 Q_{EVA} の関係を実験条件別に示す。

図 3.18 より, 圧縮機吐出温度は過冷度の増加に伴い指数関数的に増加していることが分かる。これは第 3.5 節で記したように, 凝縮器内において過冷液状態の冷媒の増加により二相状態の冷媒の体積が減少することによって, 冷媒の熱伝達率が低下したためである。単位面積当たりの熱負荷は過冷域よりも二相域の方が大きいため, 過冷度の増加によって冷媒の熱伝達率が小さくなる。熱負荷を保つためには冷媒の凝縮器出入口温度差の拡大が必要であり, 冷媒の凝縮器内温度が上昇し, それに伴い圧縮機吐出温度も上昇する。

図 3.19 より圧縮機吐出温度は全実験条件において 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf(23.1/76.9), R-404A の順で大きくなっていることが分かる。冷媒による圧縮機吐出温度の差異は冷媒の物性によるものである。蒸発潜熱が大きく, 気体状態における比熱比の大きい冷媒ほど $P-h$ 線図上における等エントロピー線の傾きが小さくなるため, 圧縮機吐出温度は上昇する。また, CO₂ の組成比が大きい方が圧縮機吐出温度は高く, どの実験条件でも R-404A と比べて 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)は 20°C 以上高くなっている。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り, CO₂ を多く含むほど圧縮機吐出温度が大きいため, 圧縮機寿命の観点では CO₂ を使用するのとは良くない傾向にあることが分かった。

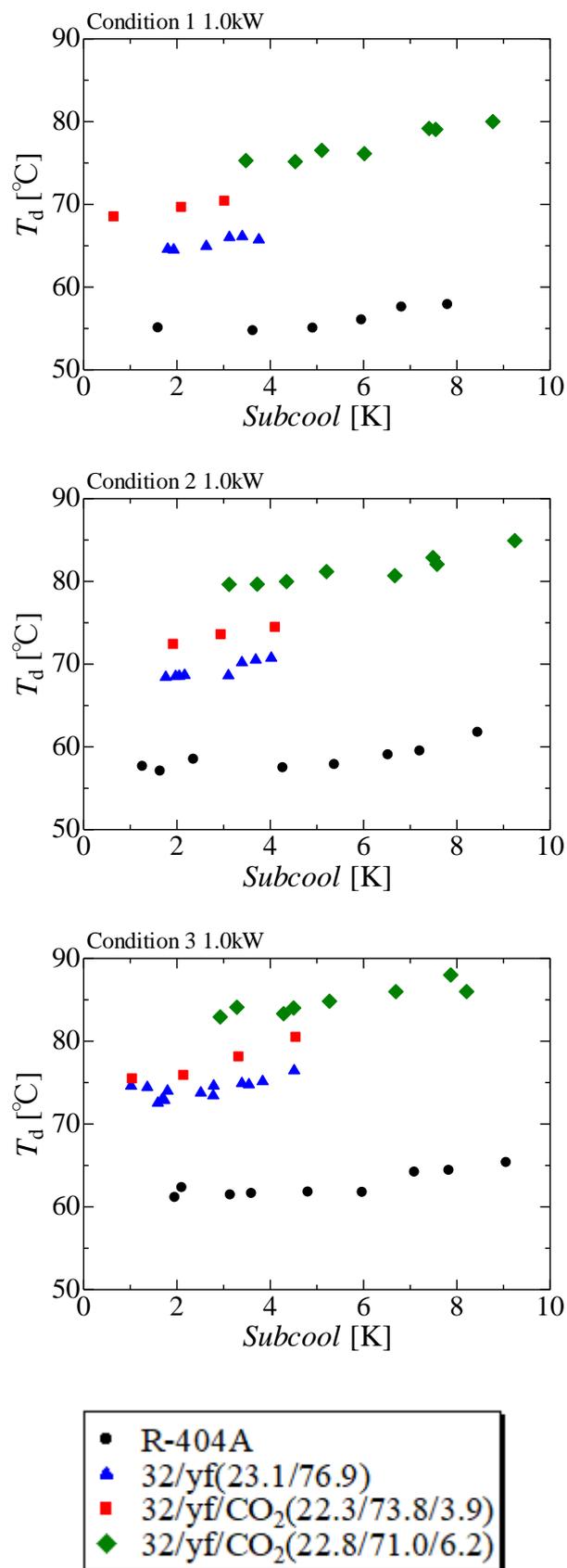


図 3.18 熱負荷 1.0kW における圧縮機吐出温度と過冷度の関係

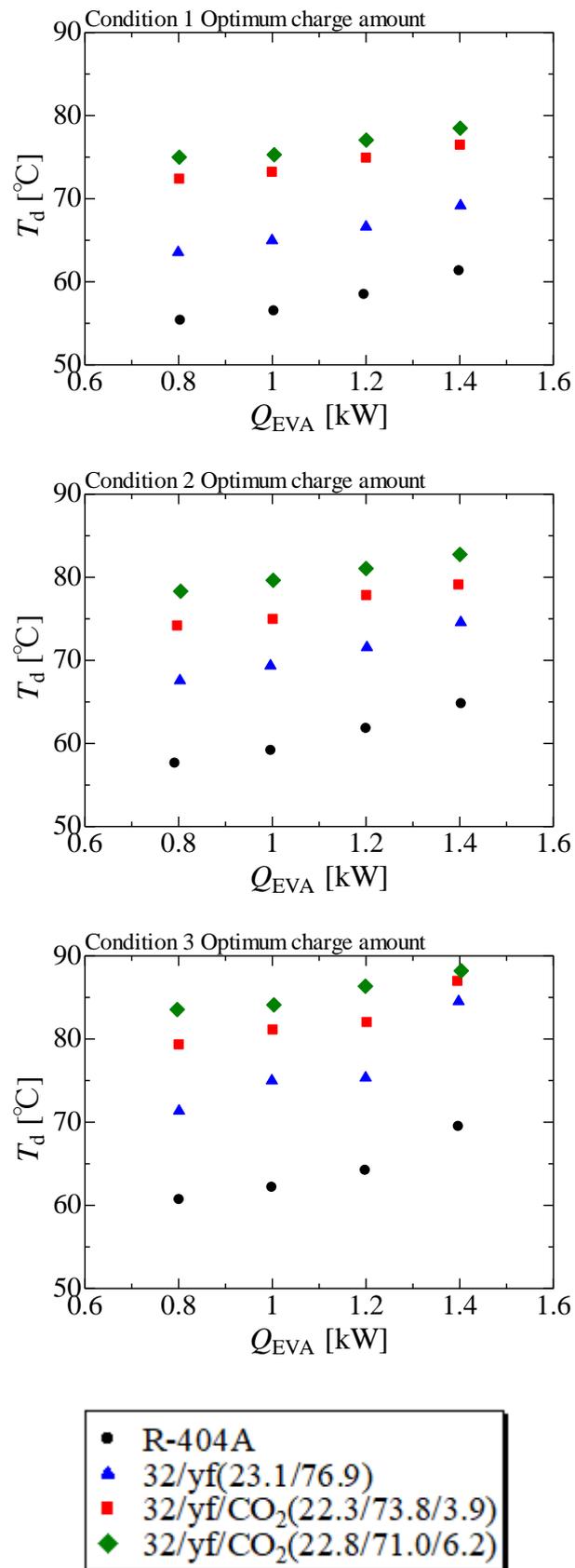


図 3.19 最適充填量における圧縮機吐出温度と過冷度の関係

3.12 熱交換器内温度分布

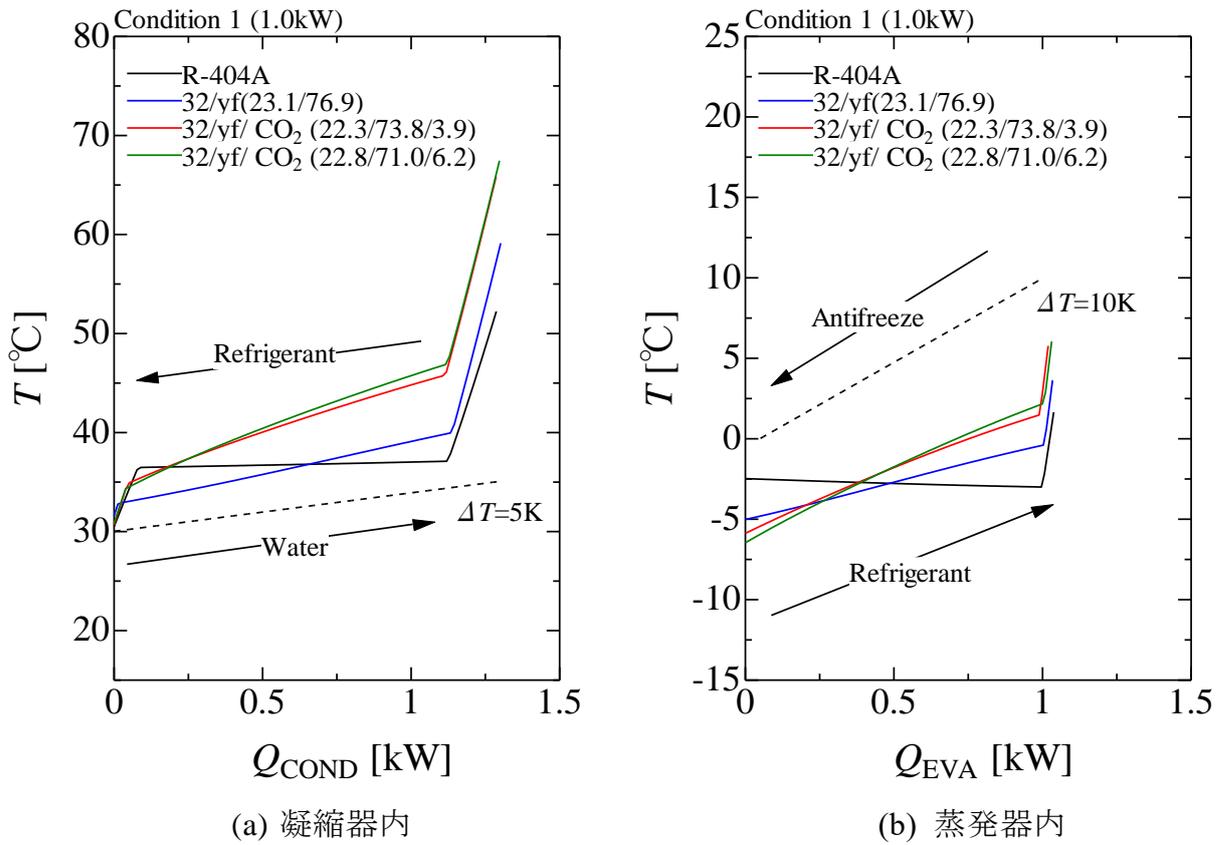
図 3.20 に R-404A , 32/yf(23.1/76.9) , 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9) および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における熱交換器内温度分布を実験条件別に示す。ここで、(1)は冷蔵条件 1 の 1.0kW, (2)は冷蔵条件 2 の 1.0kW, (3)は冷蔵条件 3 における熱交換器内温度分布を示しており、それぞれの図において(a)は凝縮器、(b)は蒸発器の温度分布を示す。横軸は凝縮器または蒸発器における熱負荷であり、実線は冷媒、破線は熱源流体を表す。図中に矢印で示したように、冷媒は凝縮器（図(a)）では右側から左側へ流れ、蒸発器（図(b)）では左側から右側へと流れ、熱源流体は冷媒と逆向きに流れる。また、表 3.1 に各条件および各冷媒における熱交換器内の冷媒と熱源流体の平均温度差を示す。冷媒と熱源流体の温度差は不可逆損失の大きさに影響を与える。そのため、サイクルの性能を考えるとときに熱交換器内温度分布は重要である。

凝縮器内で温度分布に注目すると、R-32/R-1234yf 系混合冷媒および R-32/R-1234yf/CO₂ 系混合冷媒は相変化中に温度が変化している。これは沸点の異なる冷媒から構成される非共沸混合冷媒の特性である。非共沸混合冷媒は凝縮器において相変化中に温度が低下するため、疑似非共沸混合冷媒である R-404A に比べ相変化中における熱源水との温度差の増加率が小さい。ここで各冷媒の凝縮開始温度に注目すると、32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf(23.1/76.9) , R-404A の順で凝縮開始温度が高く、熱源水との温度差が大きくなっている。これは、第 3.5 節で述べたように凝縮器内の冷媒の熱伝達率の大きさに原因がある。冷媒の熱伝達率が小さいと凝縮温度を上昇させる必要がある。つまり、熱伝達率が R-404A 程度の大きさを持ち、温度すべりが熱源水出入口温度差より小さい条件であれば、温度すべりを有した冷媒は、温度すべりが無い冷媒より平均温度差を小さくすることができると考えられる。

蒸発器内で温度分布に注目すると、蒸発器においても R-32/R-1234yf 系混合冷媒および R-32/R-1234yf/CO₂ 系混合冷媒は相変化中に温度が変化している。また、二相域後の温度上昇は過熱度を表しており、すべて 4K 程度である。R-404A に着目すると蒸発器入口における熱源不凍液との温度差は極めて小さく、その後相変化（等温変化）に伴い熱源不凍液との温度差は大きくなり、最後に過熱によって熱源不凍液との温度差は小さくなっている。R-32/R-1234yf 系混合冷媒および R-32/R-1234yf/CO₂ 系混合冷媒はいずれの条件においても蒸発器入口における熱源不凍液との温度差が温度すべりによって大きくなっているが、相変化中の温度上昇により二相域における熱源不凍液との温度差の増加率は、温度すべりの

ない冷媒よりも小さい。そのため、表 3.1 から分かるように、冷媒と熱源不凍液の平均温度差は 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)が全条件において小さくなっている。つまり、温度すべりを有する冷媒は、過熱度と温度すべりの和が熱源不凍液出入口温度差に近い条件ほど冷媒と熱源不凍液の平均温度差を低減できる。

以上のことより、非共沸混合冷媒の温度すべりがサイクルに優位に働くかどうかは冷媒の温度すべりの大きさや冷媒の熱伝達率、実験条件の複数の要因によって決定される。しかし、R-32/R-1234yf/CO₂系 3 成分混合冷媒は R-1234yf と CO₂ の組成比の操作により温度すべりの大きさの選択が可能であり、実験条件に適した冷媒を選択することで性能を向上させる可能性がある。



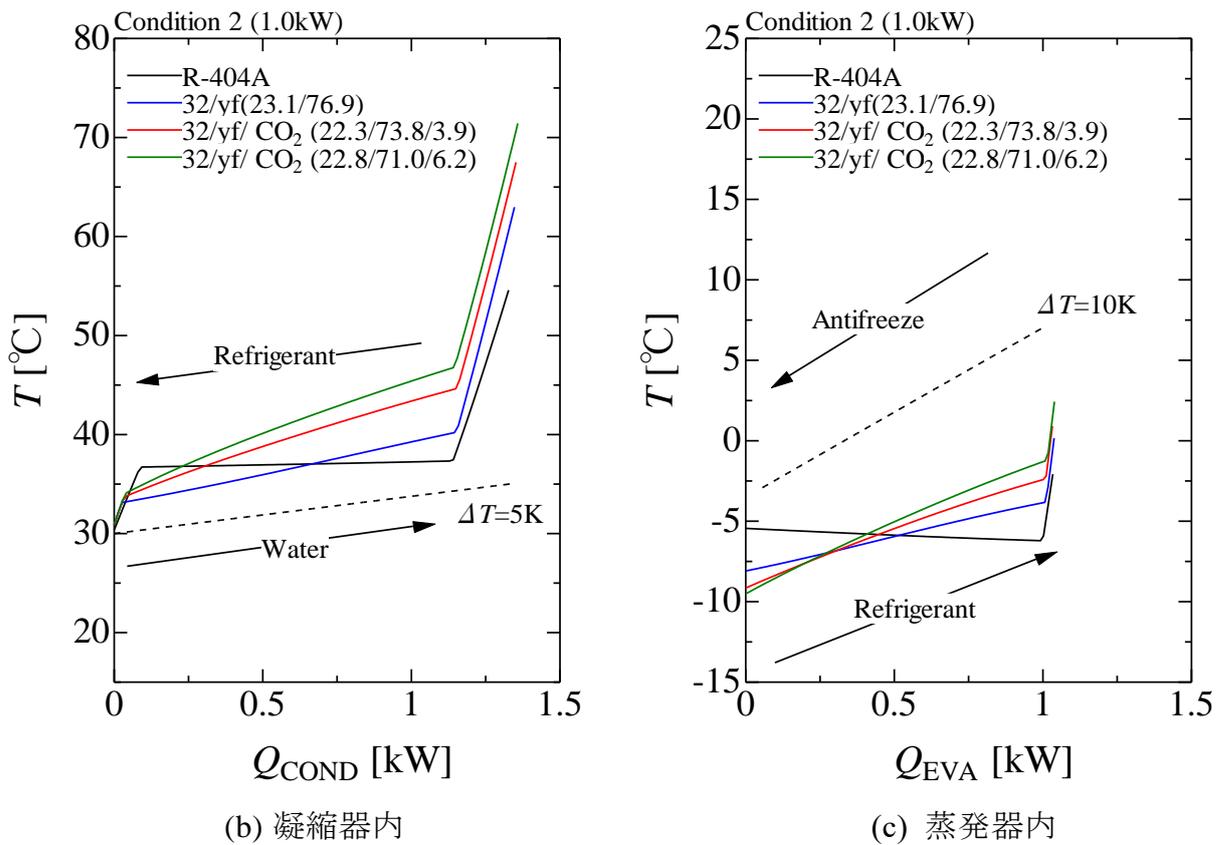
(1) 冷蔵条件 1

図 3.20 熱交換器内の温度分布

表 3.1 冷媒と熱源流体の平均温度差

(1) 冷蔵条件 1

	R-404A	32/yf (23.1/76.9)	32/yf/CO ₂ (22.3/73.8/3.9)	32/yf/CO ₂ (22.8/71.0/6.2)
凝縮器	5.06	5.55	9.91	10.5
蒸発器	7.68	7.58	6.76	6.71



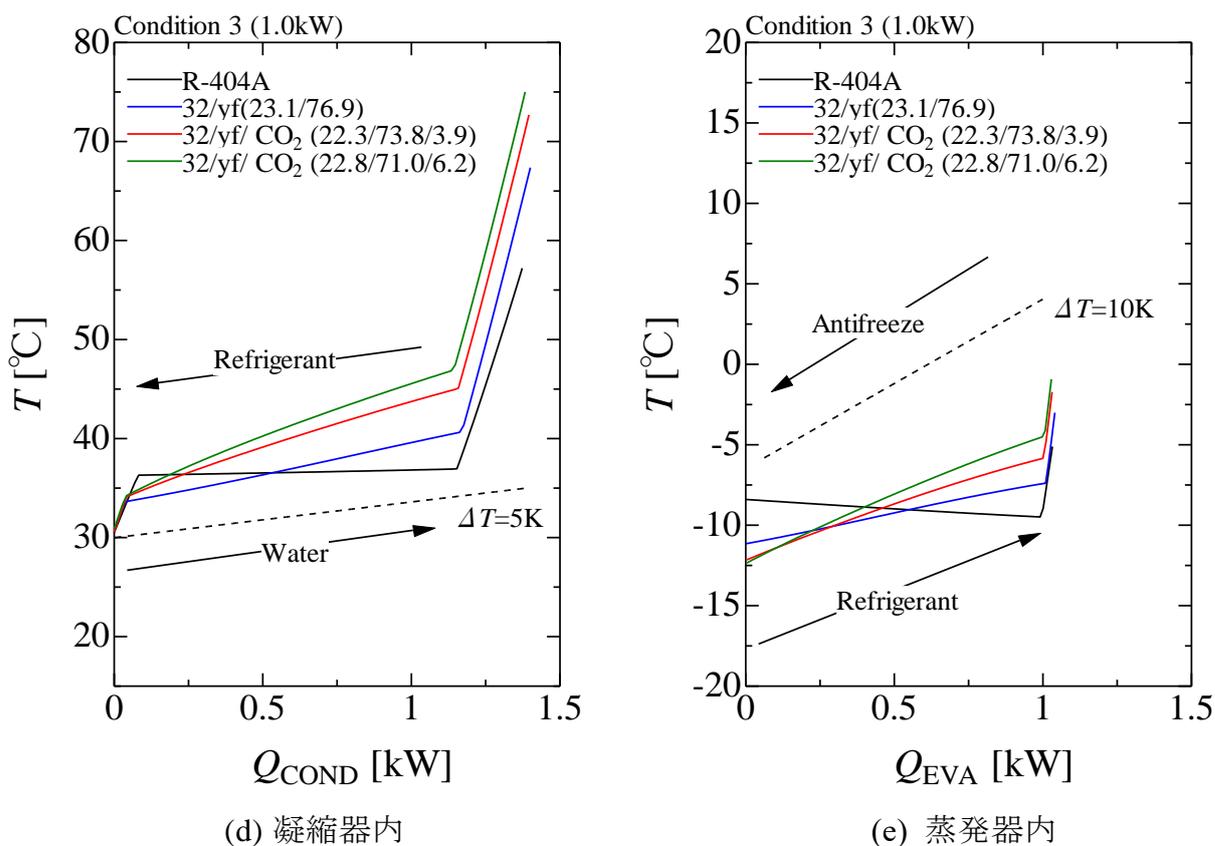
(2) 冷蔵条件 2

図 3.20 熱交換器内の温度分布

表 3.1 冷媒と熱源流体の平均温度差

(2) 冷蔵条件 2

	R-404A	32/yf (23.1/76.9)	32/yf/CO ₂ (22.3/73.8/3.9)	32/yf/CO ₂ (22.8/71.0/6.2)
凝縮器	5.55	6.25	9.31	11.0
蒸発器	7.82	7.83	7.41	7.00



(3) 冷蔵条件 3

図 3.20 熱交換器内の温度分布

表 3.1 冷媒と熱源流体の平均温度差

(3) 冷蔵条件 3

	R-404A	32/yf (23.1/76.9)	32/yf/CO ₂ (22.3/73.8/3.9)	32/yf/CO ₂ (22.8/71.0/6.2)
凝縮器	5.63	7.22	10.5	11.81
蒸発器	8.00	8.14	7.60	7.06

3.13 不可逆損失

図 3.21 は冷蔵条件 1 (1.0kW), 冷蔵条件 2 (1.0kW) および冷蔵条件 3 (1.0kW) における R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における冷媒の種類と不可逆損失 L との関係を示したものであり, COMPR, DSH, COND, EVA, EXP, PIPE および P.D.はそれぞれ圧縮機, 凝縮器過熱蒸気, 凝縮器, 蒸発器, 膨張弁, 配管接続部および圧力損失による不可逆損失を示している. この積み上げ式棒グラフは, 各要素機器の内訳および大小関係を平易に理解することができるため示したものである. また, 図 3.22 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/ CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における不可逆損失 L と熱負荷 Q_{EVA} の関係, および単位時間当たりの不可逆損失 L' と熱負荷 Q_{EVA} の関係を示す. 不可逆損失については, (a) サイクル全体 $L_{all,cycle}$, (b)凝縮器過熱蒸気 L_{DSH} , (c)凝縮器 L_{COND} , (d)蒸発器 L_{EVA} , (e)膨張弁 L_{EXP} , (f)圧縮機 L_{COMPR} , (g)接続配管部 L_{PIPE} および(h)圧力損失 $L_{P.D.}$ の 8 つを示す. 不可逆損失 L は単位時間当たりの不可逆損失 L' と冷媒質量流量の積で求められる. そのため, ここでは冷媒質量流量の大きさを考察するために単位時間当たりの不可逆損失 L' を示している.

図 3.22 は要素機器別に不可逆損失としての影響度を示したものである. 熱負荷 1.0kW における不可逆損失は全ての条件で R-404A が最も小さく, R-32/R-1234yf/CO₂系混合冷媒は, CO₂の組成比が大きいほど大きくなっている. また, 図 3.15 に示したサイクル成績係数の大小と逆関係にあることがわかる. これより図 3.22 に示した要素機器別の不可逆損失の考察を通じ, 冷媒による不可逆損失の差異の要因およびサイクル成績係数への影響について検討を行う.

図 3.22(a)より, サイクル全体の不可逆損失は条件において, 熱負荷増大に伴うサイクル全体の不可逆損失の増加率は 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)が小さくなっている. このことから, CO₂を添加することにより, 熱負荷による性能の変動性が小さくなり安定的に性能を維持することが期待される. また, その影響で図 3.15 のように, 高熱負荷域における冷媒間のサイクル成績係数の差の減少または逆転が起きたと考えられる. この現象は実験の蒸発器の温度条件が低くなる際にも生じる.

図 3.22(b)より, 凝縮器入口付近における過熱蒸気による不可逆損失は 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf(23.1/76.9), R-404A の順で大きくなっている. これは冷媒の圧縮機吐出温度および凝縮開始温度による影響が支配的であると考

られる。前述した通り CO₂ の含有率が大きい冷媒ほど圧縮機吐出温度が高いため凝縮器過熱蒸気による不可逆損失は他の冷媒に比して大きくなったと考えられる。ただし、凝縮器過熱蒸気による不可逆損失が全不可逆損失に占める割合は小さい。

図 3.22(c) より，凝縮器における不可逆損失も全ての条件において，32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)，32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)，32/yf(23.1/76.9)，R-404A の順で大きくなっている。これは前項で記したように冷媒と熱源水の平均温度差の影響を強く受けており，平均温度差の小さい冷媒ほど凝縮器における不可逆損失は小さくなっていることがわかる。このことから，温度すべりを有する混合冷媒は熱伝達率の大きさが現行冷媒と同程度でかつ温度すべりと過冷度の和が熱源水出入口温度差より小さい条件下で現行冷媒と同程度以下の不可逆損失になると考えられる。

図 3.22(d) より，蒸発器における不可逆損失は全ての条件において，R-404A，32/yf(23.1/76.9)，32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)，32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2) の順で大きくなっている。凝縮器における不可逆損失と同様に，冷媒と熱源不凍液の平均温度差の影響を強く受けている。このことから，温度すべりを有する混合冷媒は，温度すべりと過熱度の和が熱源不凍液出入口温度差より小さい条件下で現行冷媒と同程度以下の不可逆損失になると考えられる。つまり，熱交換器の不可逆損失は温度すべり，熱伝達率，実験条件の熱源不凍液温度および過冷度，過熱度の兼ね合いによって決定される。

図 3.22(e) より，膨張弁における単位時間当たり不可逆損失は全ての条件において，熱負荷によらず一定であり，膨張弁による損失は冷媒質量流量に左右されると考えられる。そのため，他の冷媒よりも大きな冷媒質量流量を持つ R-404A が，単位時間当たりの不可逆損失は最小を示すが，膨張弁全体での不可逆損失は他の冷媒とあまり変わらない。

図 3.22(f) より，圧縮機における単位時間当たりの不可逆損失はおおよそ 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)，32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)，32/yf(23.1/76.9)，R-404A の順で大きくなっている。これは，R-32/R-1234yf/CO₂ 系混合冷媒の CO₂ により吐出温度が大きくなり損失が大きくなったためである。しかし，圧縮機全体における不可逆損失においては冷媒間での差は見られない。ここから，圧縮機における不可逆損失は冷媒質量流量の影響が大きいことが分かる。また，冷蔵条件 3 の 1.4kW おいて，32/yf(23.1/76.9) による不可逆損失が極端に大きくなっている。これは 32/yf(23.1/76.9) の圧縮比，圧縮機仕事の特異的に急増していることにあると考えられる。この影響がサイクル全体の不可逆損失にも現れている。

図 3.22(g) より，配管接続部における単位時間当たりの不可逆損失は少しの上下はあるも

の熱負荷によらずほぼ一定の値となっている。また、配管接続部における不可逆損失が全不可逆損失に占める割合は小さい。

図 3.22(h)より、熱負荷の増大に伴い圧力損失による不可逆損失および単位時間当たりの不可逆損失は増加している。不可逆損失およびその増加率は $32/\text{yf}/\text{CO}_2(22.8/71.0/6.2)$ が最も小さく、次いで $32/\text{yf}/\text{CO}_2(22.3/73.8/3.9)$ 、R-404A、 $32/\text{yf}(23.1/76.9)$ の順に小さい。これは第 3.9 項で示した圧力損失の増加による影響である。また、混合冷媒について比較すると、 CO_2 の組成比が大きい冷媒ほど圧力損失による不可逆損失および不可逆損失の増加率は小さい。

以上より、不可逆損失についてまとめる。熱交換器における不可逆損失は現行冷媒と同程度の熱伝達率の大きさを持ち、非共沸混合冷媒の温度すべりを有効に活用することで低減する。また、全不可逆損失においては圧縮機における不可逆損失が占める割合が最も大きくなる。そのため、圧縮機における不可逆損失を低減することがサイクル性能の向上に近づくと考えられる。

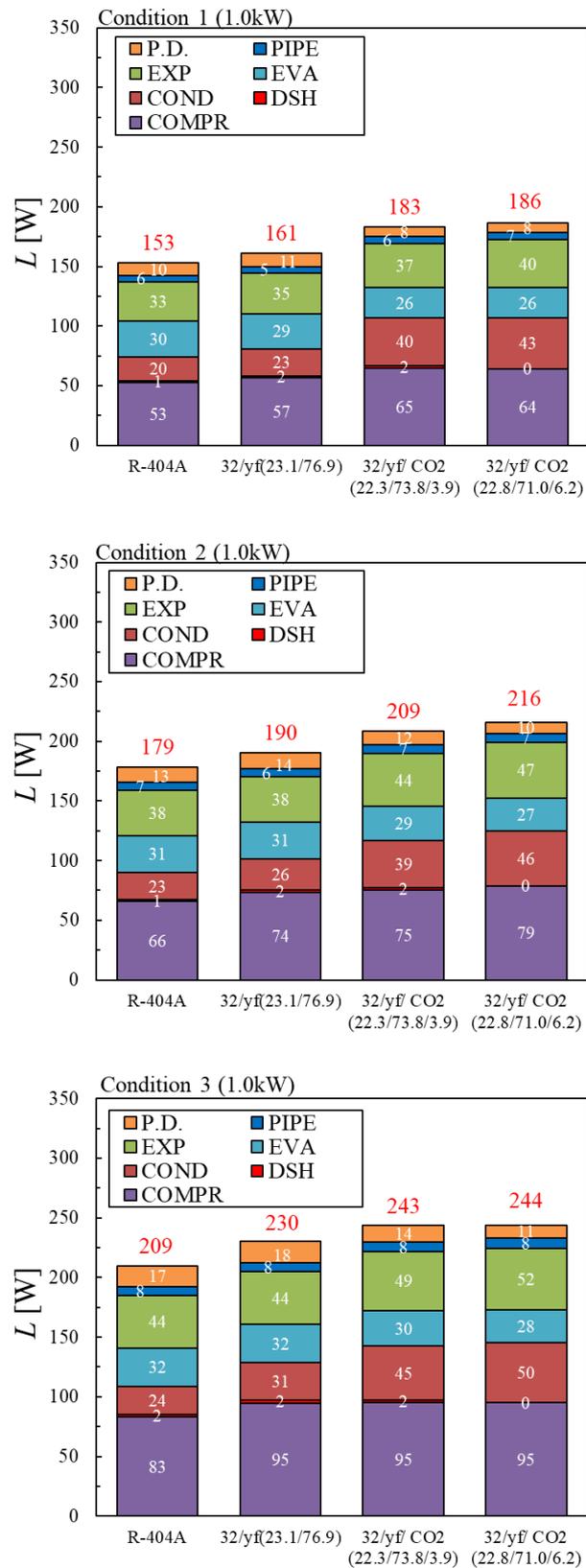
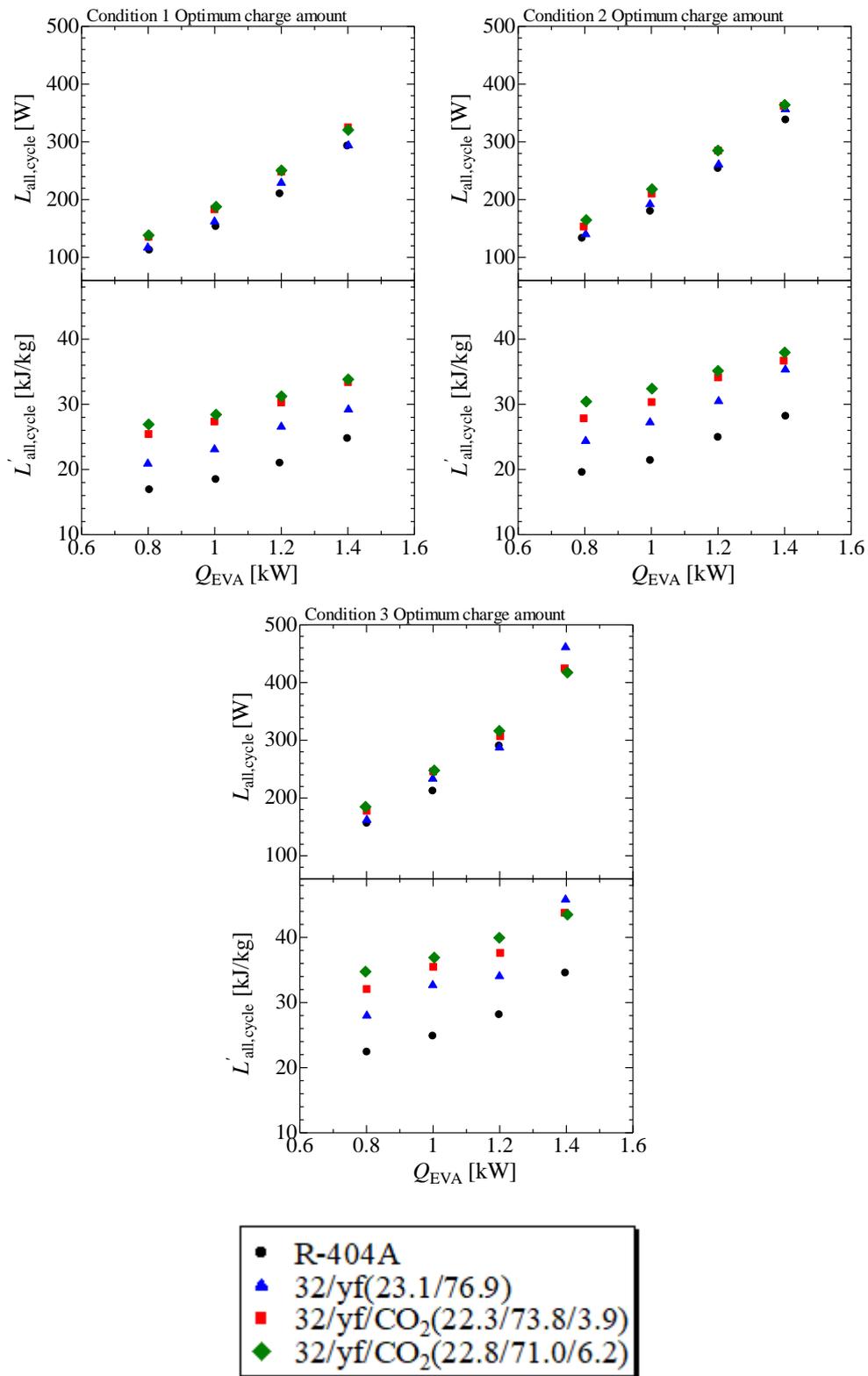
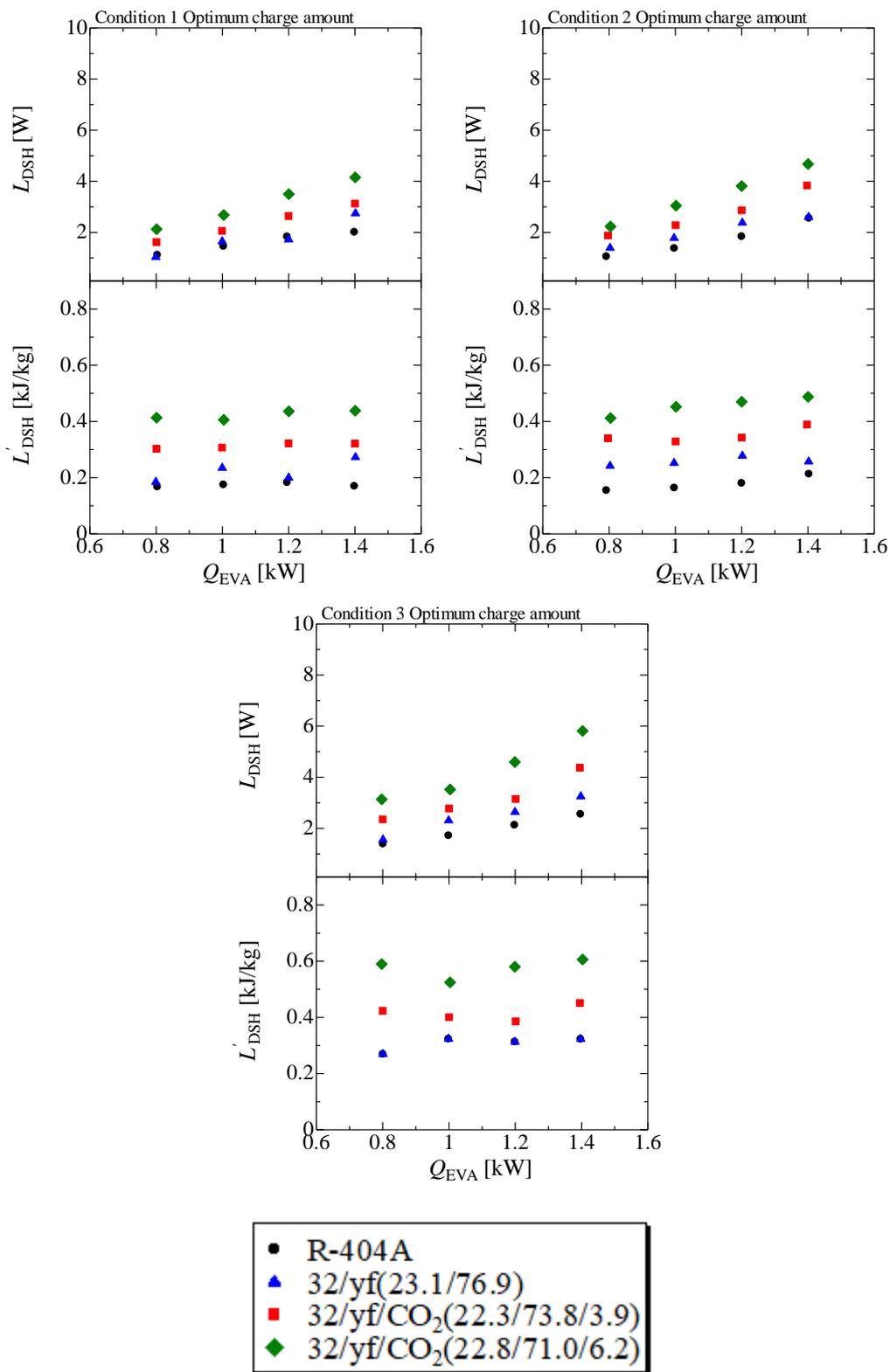


図 3.21 最適充填量における不可逆損失



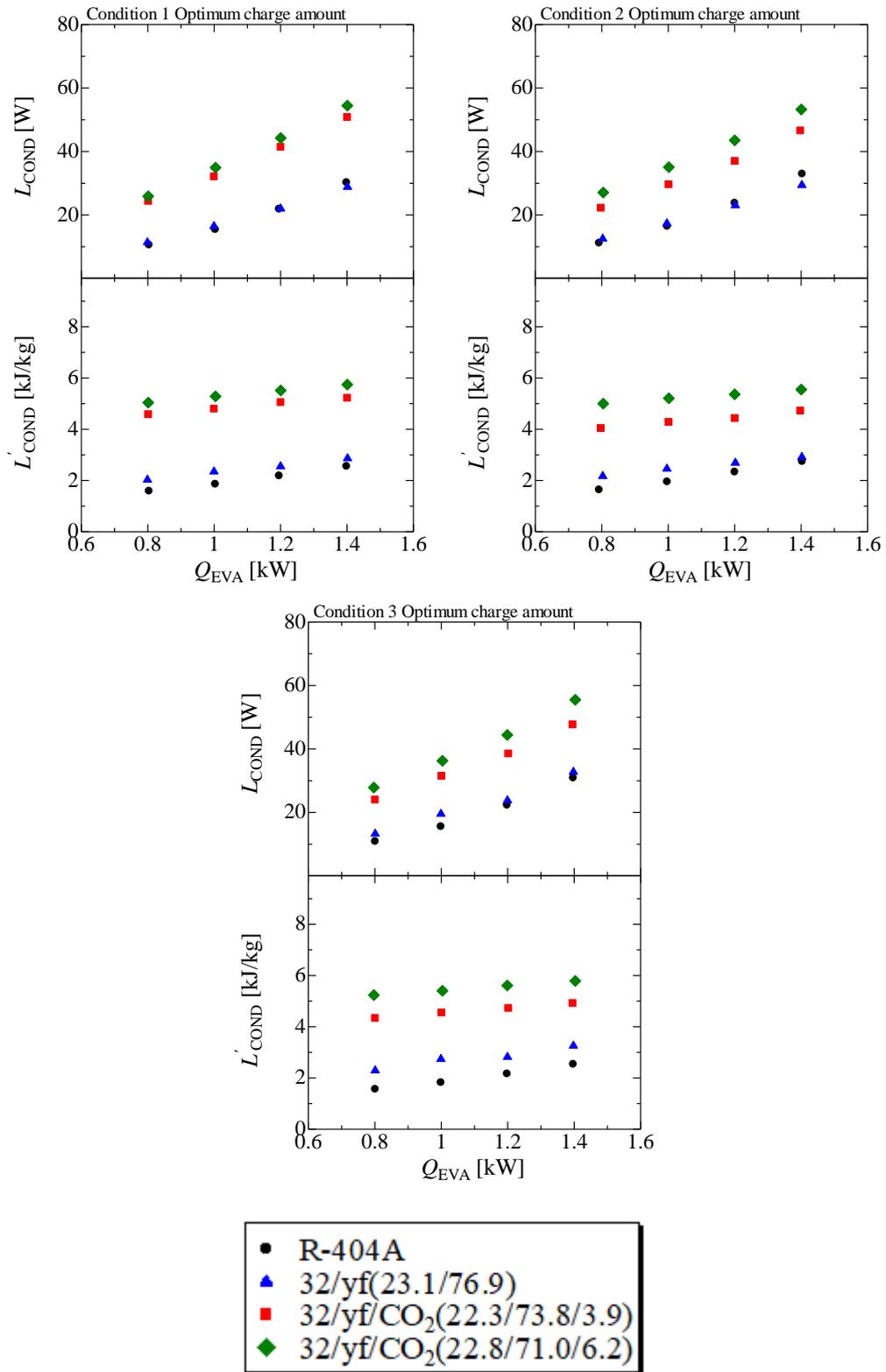
(a) サイクル全体

図 3.22 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



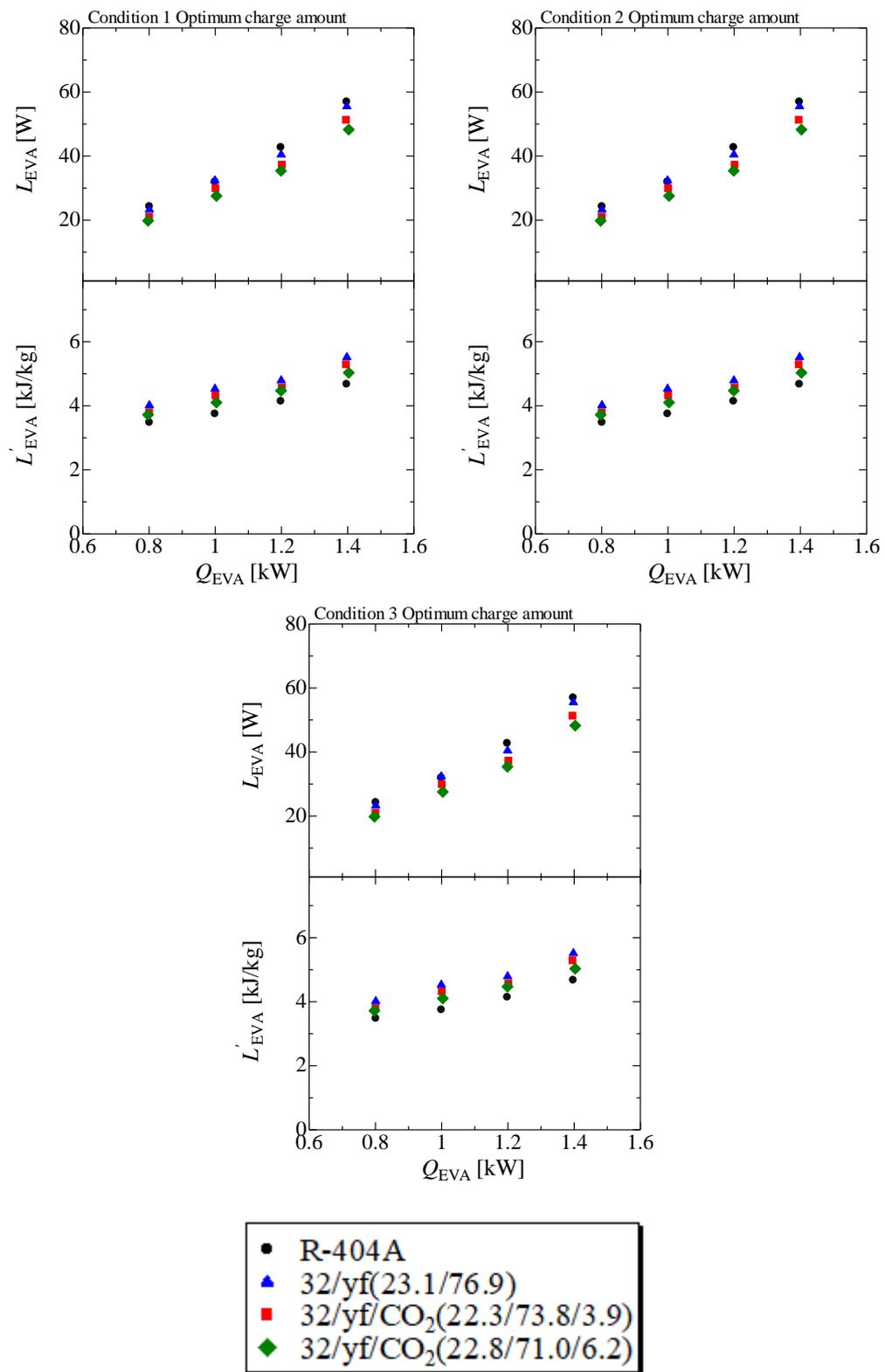
(b) 凝縮器過熱蒸気

図 3.22 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



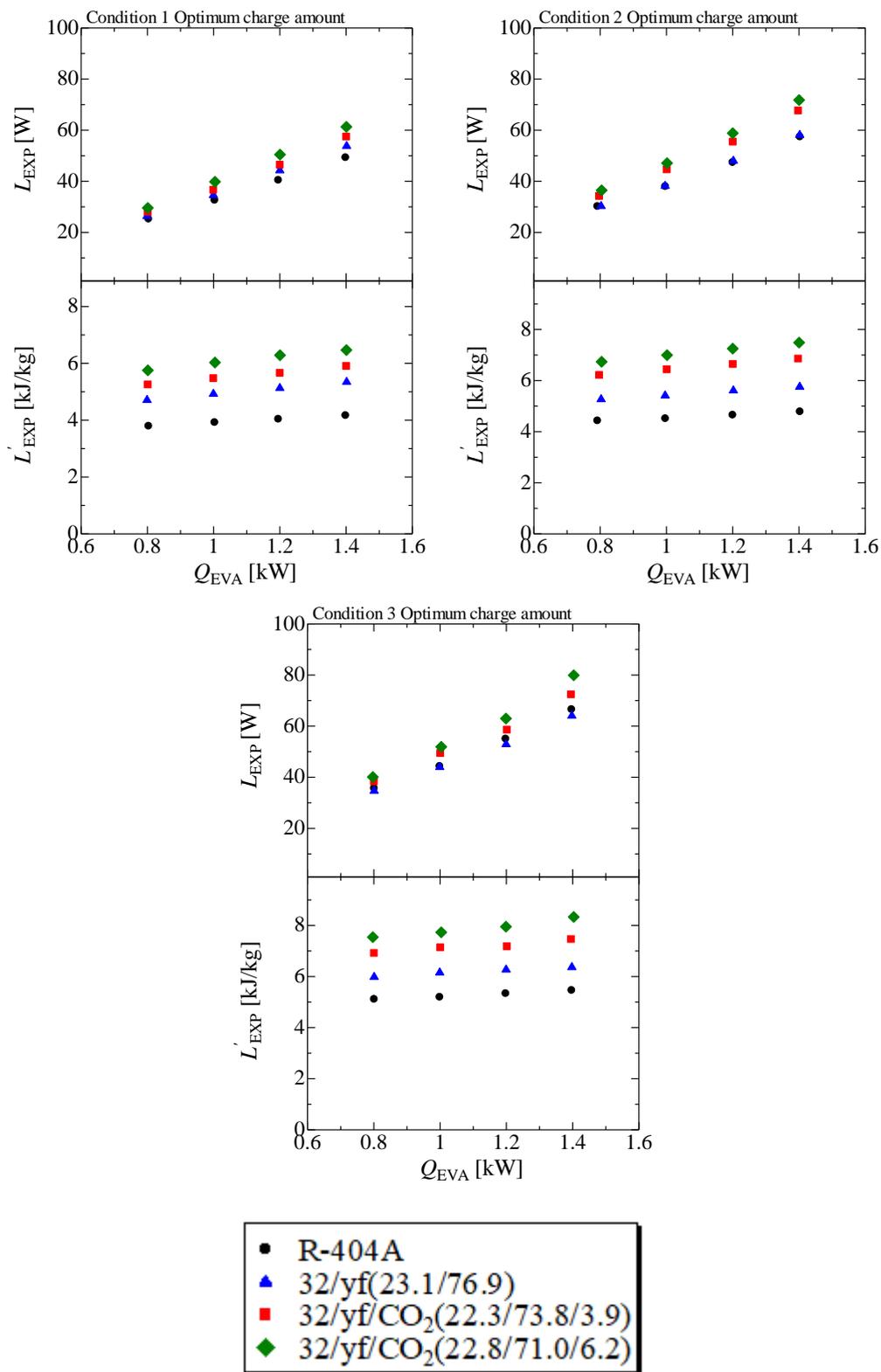
(c) 凝縮器

図 3.22 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



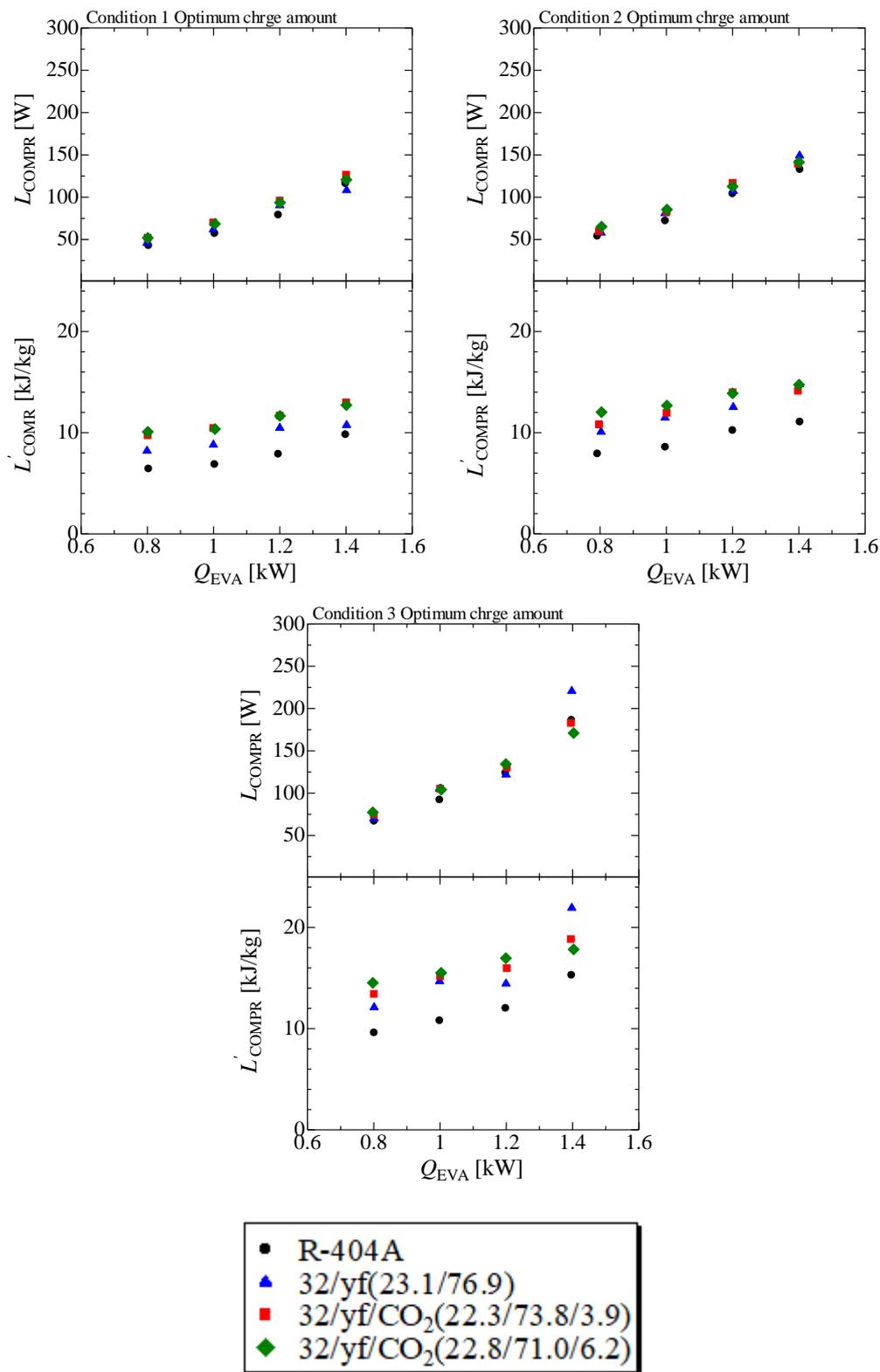
(d) 蒸発器

図 3.22 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



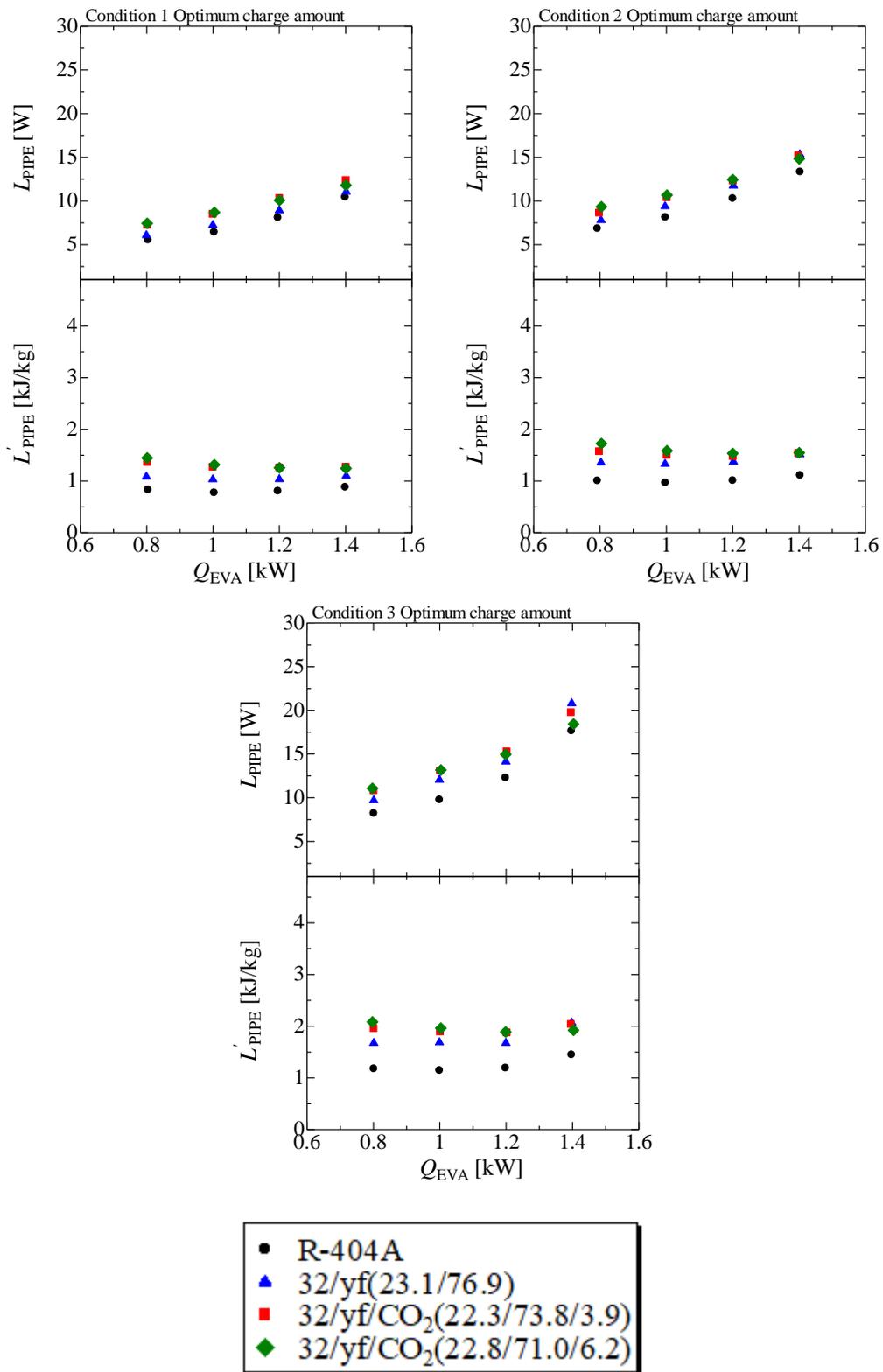
(e) 膨張弁

図 3.22 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



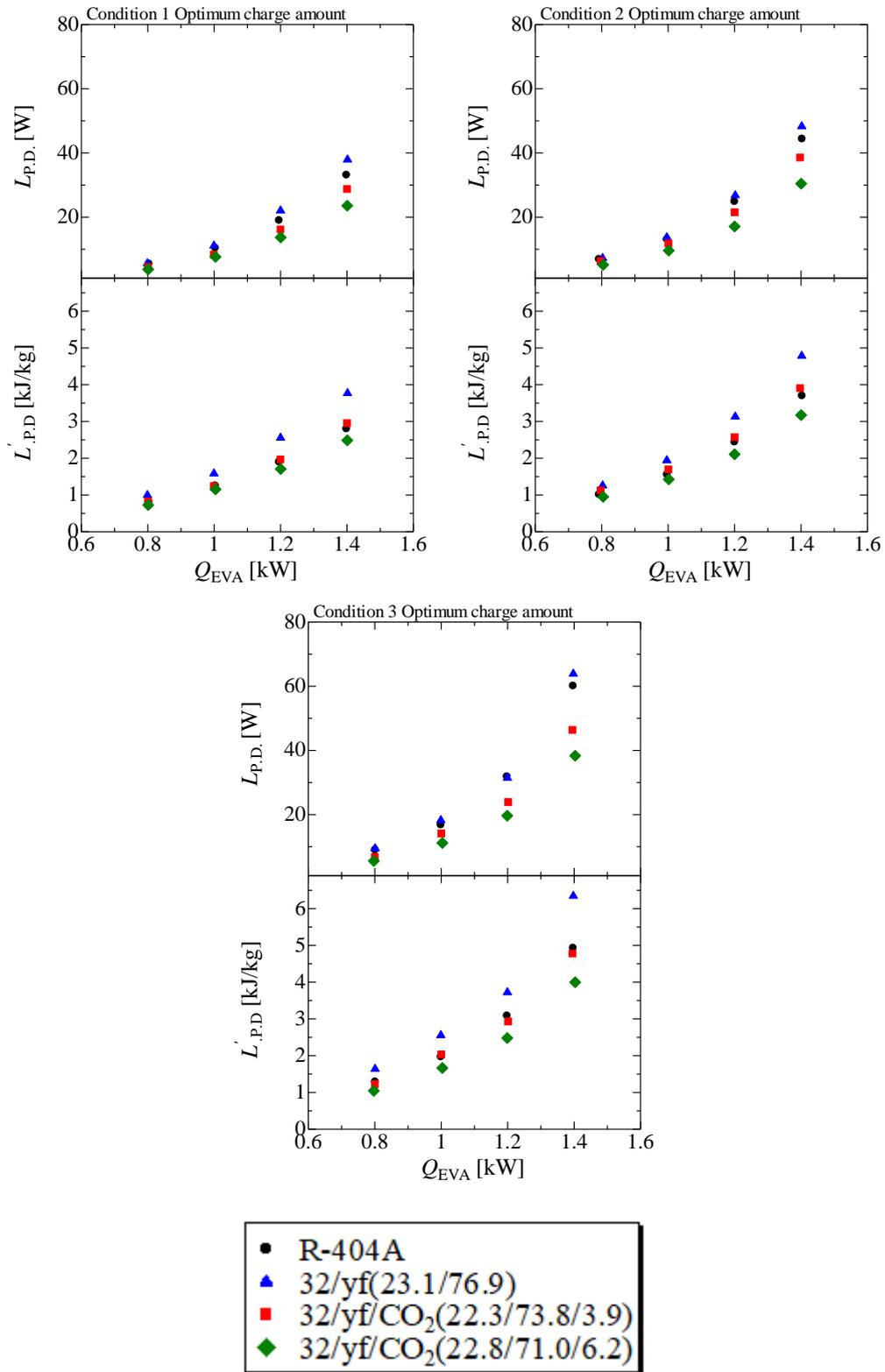
(f) 圧縮機

図 3.22 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



(g) 配管接続部

図 3.22 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



(h) 圧力損失

図 3.22 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係

3.14 システム全体における成績係数

図 3.23 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量におけるシステム成績係数 COP_{system} と熱負荷 Q_{EVA} の関係を実験条件別に示す。

図 3.24 より、システム全体における成績係数は、図 3.15 に示したサイクル成績係数の大小関係とほとんど同じであるが、それぞれの差に変化が生じている。これは投入電力を圧縮機投入電力ではなく全投入電力であるインバータ投入電力とみなしているからである。

図 3.24 はそれぞれ冷蔵条件 1 (1.0kW), 冷蔵条件 2 (1.0kW) および冷蔵条件 3 (1.0kW) における R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量におけるシステム全体における要素別の不可逆損失 L と冷媒の関係を示したものであり、COND, EVA, EXP, COMPR, PIPE, P.D., INV および M は、それぞれ凝縮器、蒸発器、膨張弁、圧縮機、配管接続部、圧力損失、インバータ、圧縮機機械損失による不可逆損失を示している。この積み上げ式棒グラフは、各要素機器の内訳および大小関係を平易に理解することができるため示したものであり、不可逆損失の大小についての考察は、次の図を用いて説明する。

図 3.25 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の最適充填量における不可逆損失 L と熱負荷 Q_{EVA} の関係を示す。不可逆損失については、(a)システム全体 $L_{all,system}$, (b)圧縮機機械損失 L_M , (c)インバータ L_{INV} をそれぞれ示す。

図 3.25(a)は、システム全体の不可逆損失でありサイクル全体の不可逆損失に圧縮機機械損失およびインバータ損失を加えたものである。そのため、システム特有の損失である圧縮機機械損失およびインバータ損失について考察を行う。

図 3.25(b)より、圧縮機機械損失はどの冷媒も近い数値を示していることが分かる。圧縮機機械損失とは圧縮機投入電力と冷媒における圧縮機仕事の差のことであり、圧縮機に投入した電力のうちに冷媒の圧縮機仕事に使われなかった損失を表す。そのため、図 3.25(b)、図 3.26 に示すように圧縮機の機械効率が高いほど小さくなる。機械効率は圧縮機と外気の熱負荷が大きくなる、つまり圧縮機内と外気の温度差が大きくなるほど低下する。外気温は実験を行う季節や状況に依存してしまうので機械効率の傾向を考察することは困難である。また、図 3.26 より熱負荷が大きくなるにつれて機械効率が大きくなっていることが分かる。これは、圧縮機の機械効率が高熱負荷（高回転数）域で高い性能を示すからである。しかし、圧縮機機械損失も同様に増えている。これは、熱負荷を増やすための圧縮機投入

電力の増加率による影響が機械効率の増加率の影響よりも大きいと考えられる。

図 3.25(c)より、インバータ損失の不可逆損失は、全ての条件で冷媒による差異は非常に小さいことがわかる。また、実験条件による差異もほとんどない。これは、図 3.27 に示したインバータ効率が実験条件および冷媒によらないためである。

つまり、本研究におけるサイクル成績係数とシステム成績係数における違いは、圧縮機機械損失とインバータ損失の差のみであり、ほとんど見られない。そのためサイクル成績係数ではなく、システム全体での成績係数で冷媒を評価するのが適当であると考えられる。

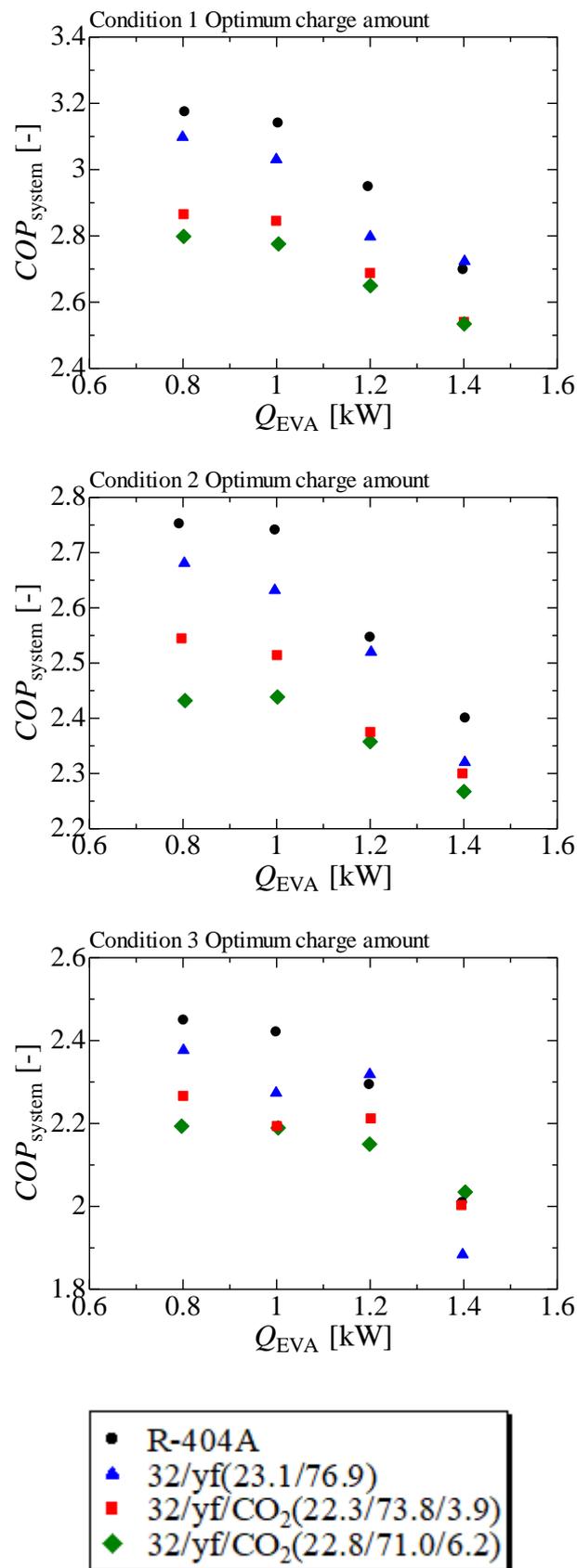


図 3.23 最適充填量におけるシステム全体の成績係数と熱負荷の関係

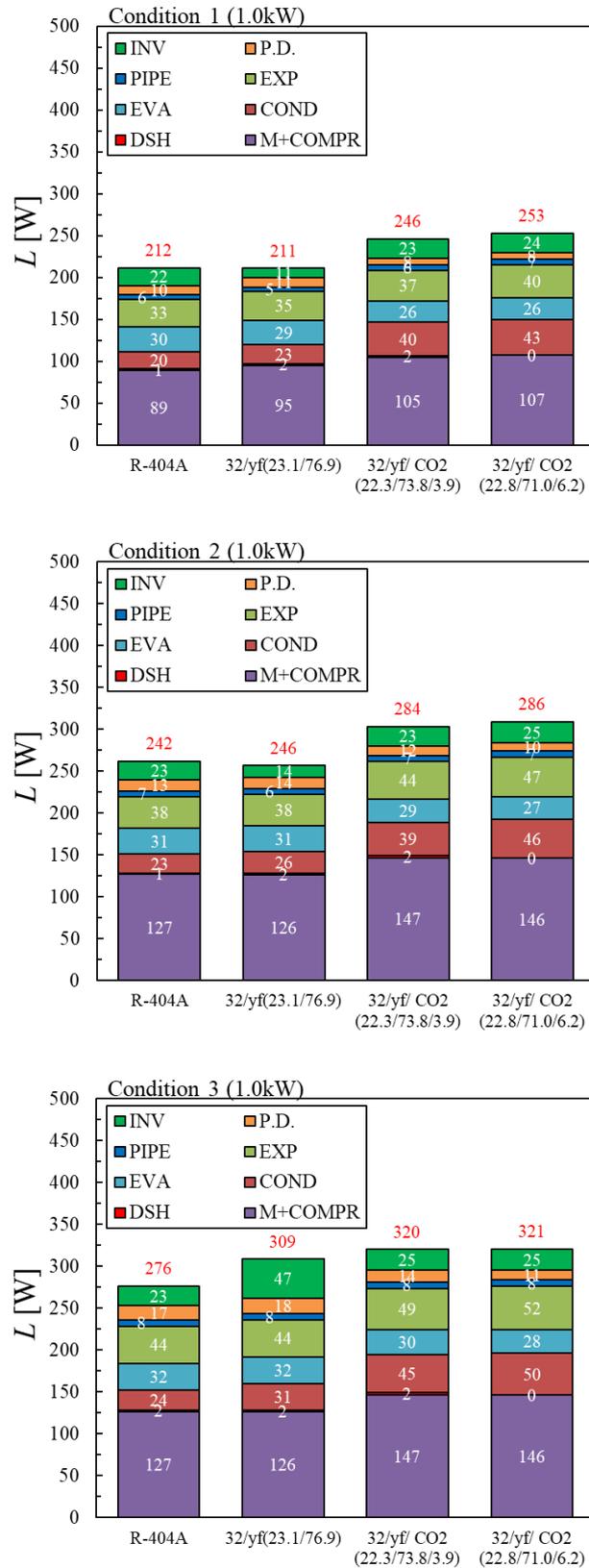
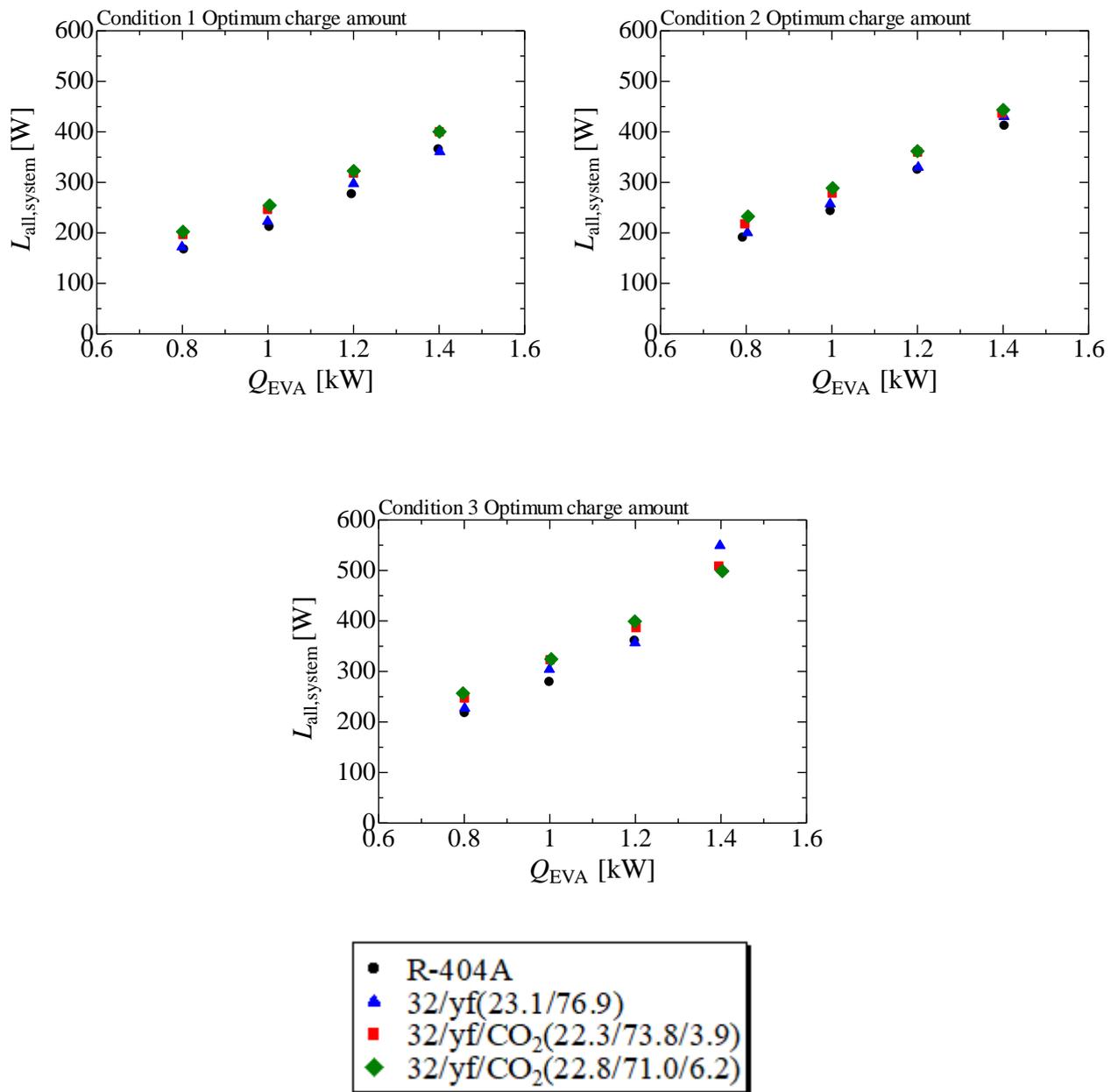
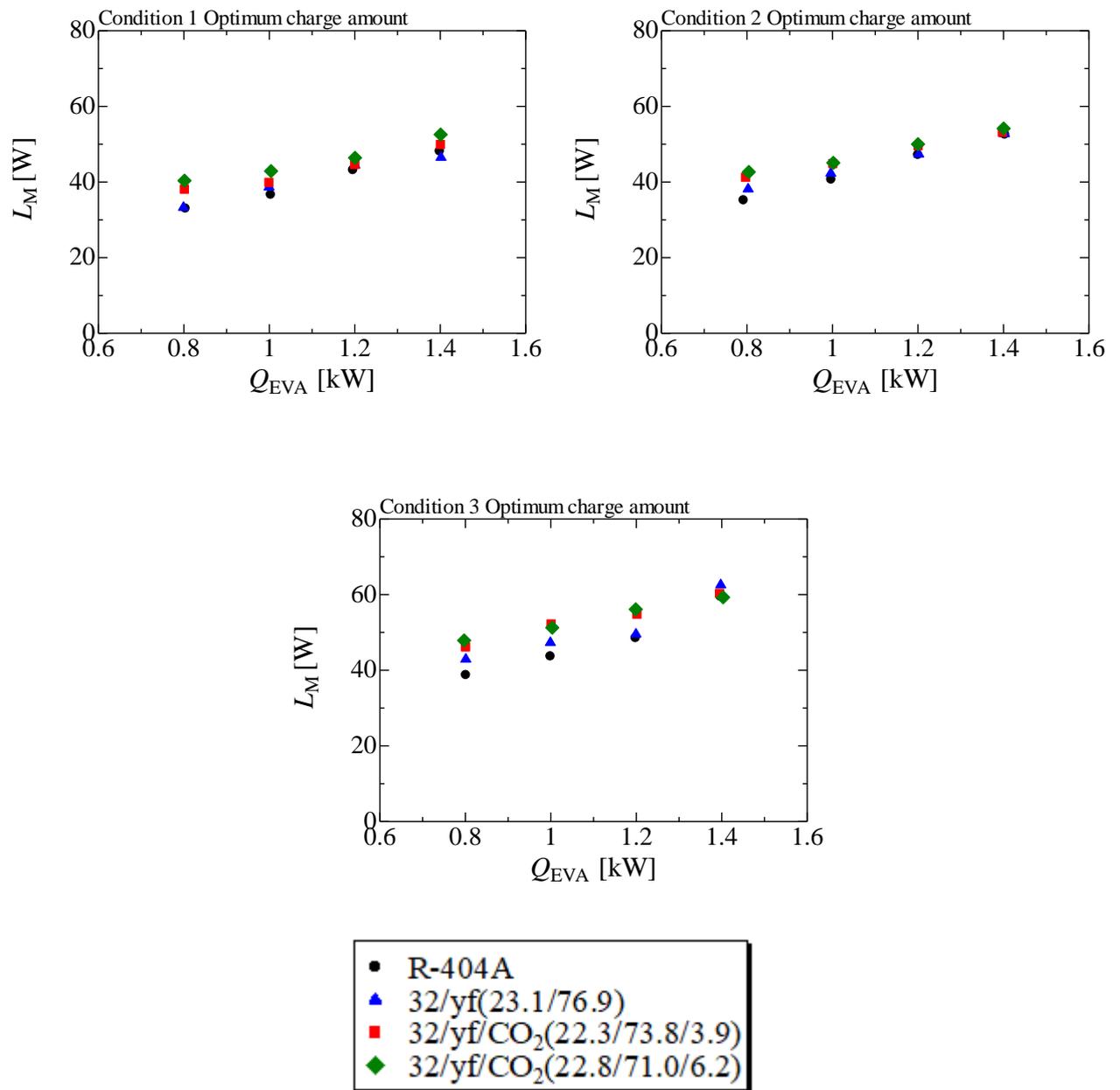


図 3.24 最適充填量における不可逆損失



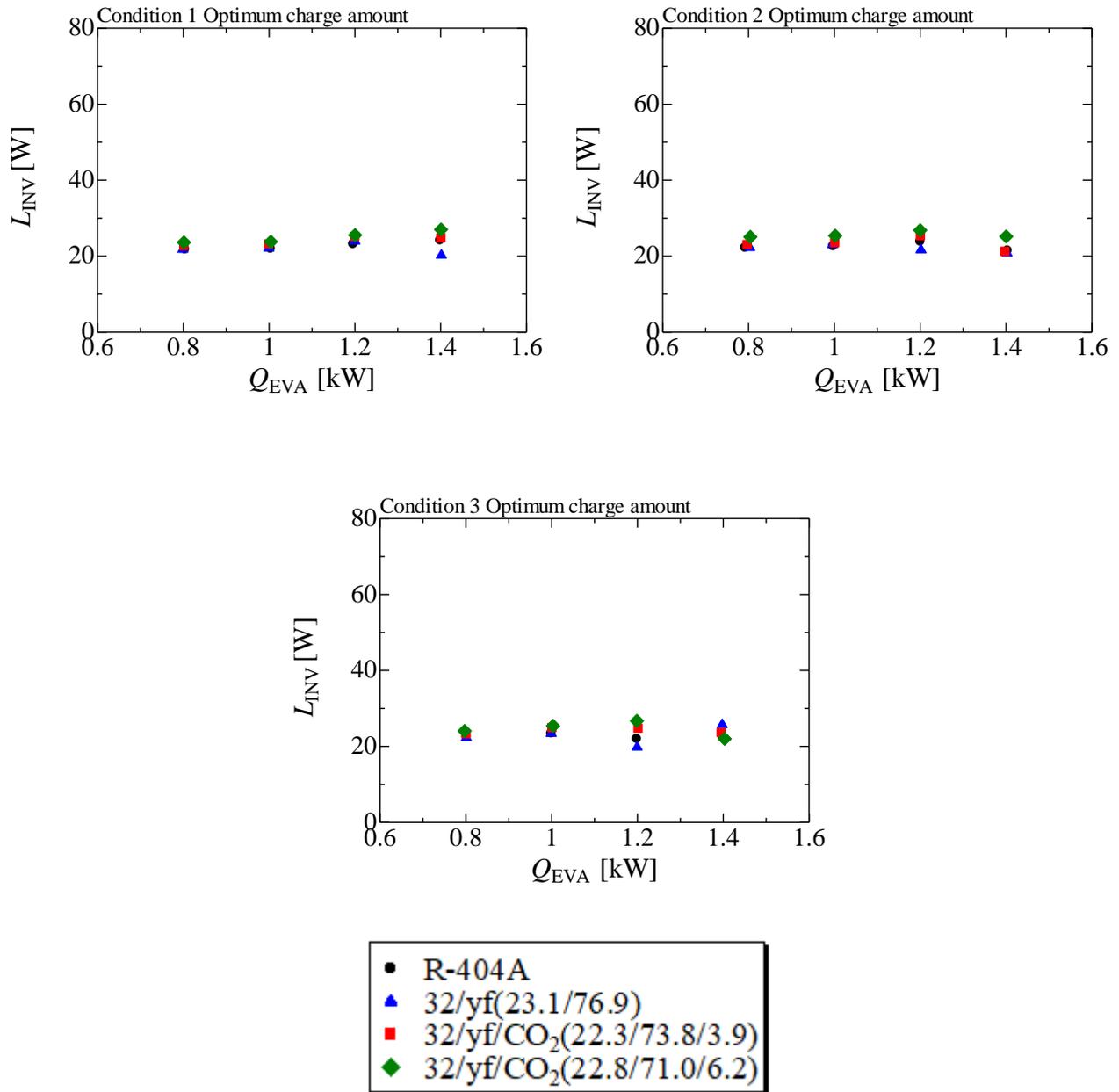
(a) システム全体

図 3.25 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



(b) 圧縮機機械損失

図 3.25 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係



(c) インバータ損失

図 3.25 最適充填量における不可逆損失と熱負荷の関係

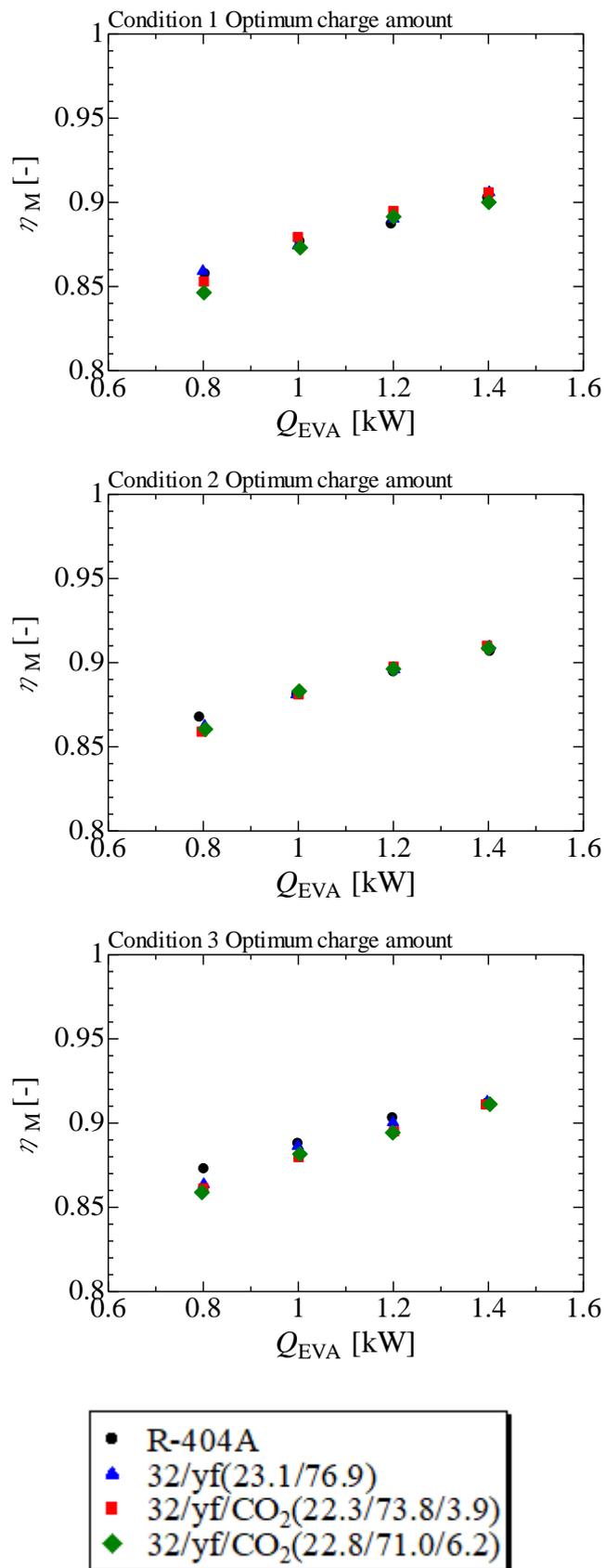


図 3.26 最適充填量における機械効率と熱負荷の関係

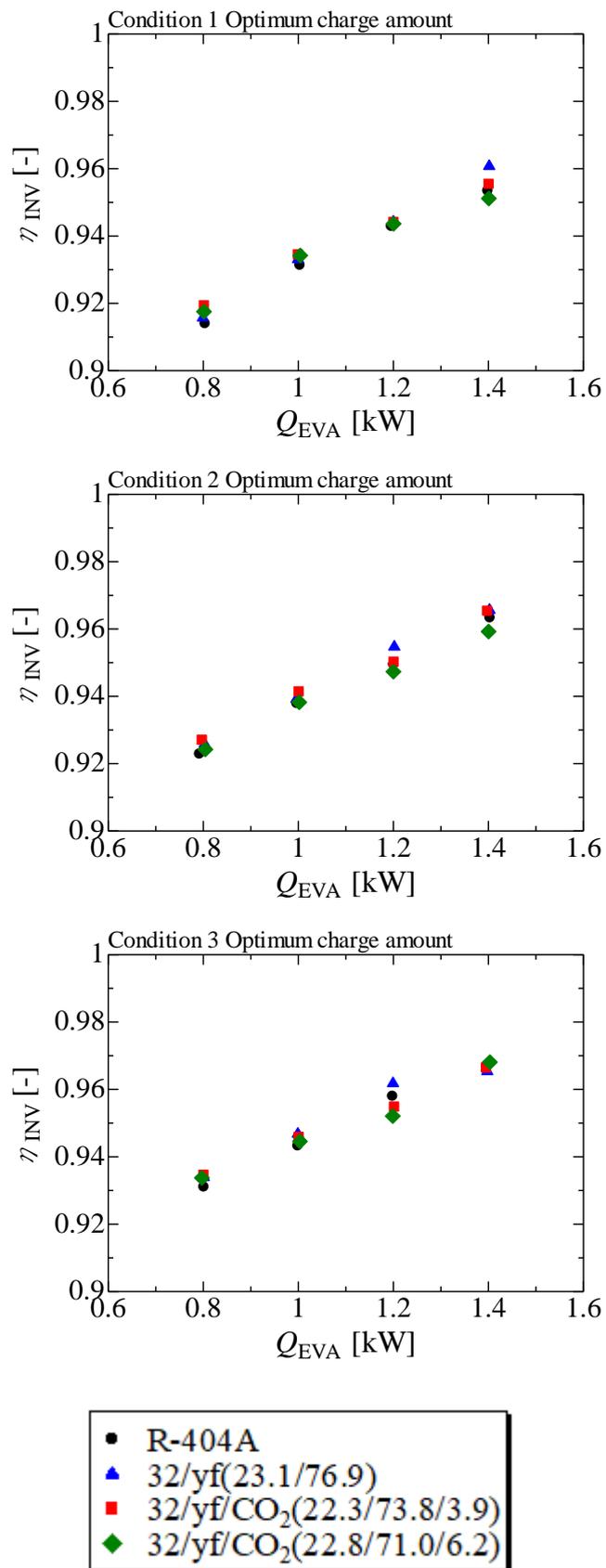


図 3.27 最適充填量における機械効率と熱負荷の関係

4章 次世代混合冷媒を用いたライフサイクル (LCCP) 評価

ヒートポンプサイクルの環境評価は、機器のライフサイクルにわたって環境負荷を定量評価することによって行われることが重要である。しかし、これまでの多くの研究は冷媒の環境性 (GWP) に重きを置いている。そこで本章では、冷媒影響と電力消費による影響の両方を考慮した総合的な温暖化影響指標の一つである LCCP 評価を用いて、冷蔵機器がそのライフサイクルで地球環境にもたらす影響を評価した。

4.1 LCCP の算出方法

LCCP とは、冷媒の漏洩による環境負荷、機器のエネルギー消費における環境負荷、機器と冷媒の製造における環境負荷および機器の再利用や冷媒の廃棄における環境負荷を考慮したものである。本章では、図 4.1 のように Direct emissions, Indirect emissions, Embodied emissions に分けて考察する。詳しい説明は第 4.1.1, 4.1.2, 4.1.3 項で行う。

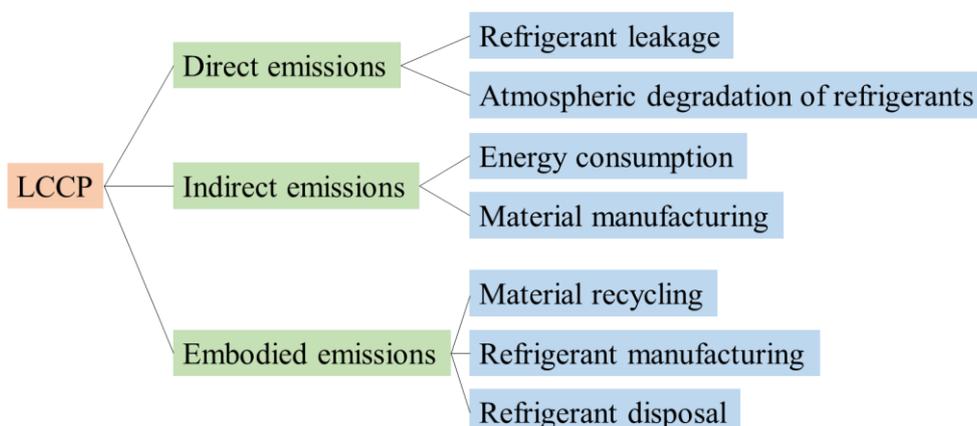


図 4.1 LCCP の構成要素

$$LCCP = Direct\ emissions + Indirect\ emissions + Embodied\ emissions \quad (4.1)$$

$$Direct\ emissions = C \times (t \times ALR + EOL) \times (GWP + Adp.GWP) \quad (4.2)$$

$$Indirect\ emissions = t \times AEC \times EM + \sum (W_m \times MM) \quad (4.3)$$

$$Embodied\ emissions$$

$$= \sum (W_{re} \times RM) + C \times (1 + t \times ALR) \times RFM + C \times (1 - EOL) \times RFD \quad (4.4)$$

ここで、式(4.2)における C は冷媒充填量[kg], t は機器の稼働年数[year], ALR は年間の冷媒漏洩率[%], EOL は機器の稼働終了後における冷媒漏洩率[%], GWP は冷媒の地球温暖化係数[kgCO₂-eq/kg], $Adp.GWP$ は冷媒の大気分解による地球温暖化係数[kgCO₂-eq/kg]である。

式(4.3)における AEC は年間のエネルギー消費量[kWh], EM はエネルギー消費におけるCO₂換算排出量[kgCO₂/kWh], W_m は機器の物質の重量[kg], MM は機器の物質製造におけるCO₂換算排出量[kgCO₂/kg]である。

式(4.4)における W_{re} は機器に含まれる再利用可能な物質の重量[kg], RM は物質の再利用におけるCO₂換算排出量[kgCO₂/kg], RFM は冷媒の製造におけるCO₂換算排出量[kgCO₂/kg], RFD は冷媒の廃棄におけるCO₂換算排出量[kgCO₂/kg]である。

4.1.1 Direct emissions

Direct emissions とは機器の稼働中や稼働終了後における冷媒の大気への漏れから生じる環境負荷である。ここでは、以下の点に留意している。

- ・機器の稼働中、冷媒は年間一定の割合(ALR)で大気へ漏洩する。
- ・大気へ漏洩した分、冷媒を補充する。
- ・機器の稼働終了後に冷媒はある一定の割合(EOL)まで大気へ漏洩し、機器内に残った冷媒は廃棄される。
- ・冷媒が大気へ漏洩した際、大気分解し GWP が変化する物質がある。

$$Direct\ emissions = C \times (t \times ALR + EOL) \times (GWP + Adp.GWP)$$

混合冷媒の地球温暖化係数(GWP)は第1章で述べたように、IPCC5th report での純冷媒の GWP を基に求められている。 $Adp.GWP$ は冷媒の大気分解や劣化による影響を考慮した地球温暖化係数であり、主に GWP が低い物質は大気への反応性が高いため考えられなければならない。表4.1に GWP , $Adp.GWP$ を示す。

冷媒の充填量はヒートポンプサイクル実験で求められた最適充填量を用いる。ここでは、常に最適充填量の冷媒が機器内に存在することを仮定している。そのため、サイクル性能は一定であるとする。また、冷蔵機器の稼働年数(t), 冷媒の年間漏洩率(ALR), 稼働終了後

における機器からの冷媒漏洩率(*EOL*)を表 4.2 に示す. *ALR* は一年間における機器の段階的な漏洩量の合計であり, *EOL* は機器の稼働終了後における冷媒の漏洩率である. 表 4.2 から *t* は 15 年, *ALR* は 2%, *EOL* は 15%として冷蔵機器における **Direct emissions** を算出した.

表 4.1 冷媒の GWP, Adp.GWP

Refrigerant	GWP [kg CO ₂ -eq/kg]	Adp.GWP [kg CO ₂ -eq/kg]
R-32	677	-
R-1234yf	1	3.3
CO ₂	1	0
R-143a	4800	-
R-125	3170	-
R-134a	1400	1.6

表 4.2 それぞれの機器における *t*, *ALR* および *EOL* 値

System type	<i>t</i> [year]	<i>ALR</i> [%]	<i>EOL</i> [%]
Residential Packaged AC Units	15	2.5	15
Residential Split AC Units	15	4	15
Packaged Refrigeration System	15	2	15
Supermarket Direct AC System	7~10	18	10
Supermarket Indirect AC System	7~10	12	10
Commercial Refrigeration System	15	5	15
Commercial Packaged AC Units	10	5	15
Commercial Split AC Units	10	5	15
Chillers	15	5	15
Marine	15	20	15

4.1.2 Indirection emissions

Indirect emissions とは機器稼働におけるエネルギー消費と機器製造における環境負荷である。

$$\text{Indirect emissions} = t \times AEC \times EM + \sum (W_m \times MM)$$

冷蔵機器の消費電力を分析する方法として、国際標準化機構(ISO)やアメリカ暖房冷凍空調学会(ASHRAE)によると年間消費電力モデルによる計算が望ましいとされている。そこで、年間のエネルギー消費量は式(4.5)に示すように実験結果から算出される最大 COP, 熱負荷および年間の機器稼働時間 H [h/year] から算出した。本研究では、冷蔵機器に着目しているため H の値は 365×24 h/year とする。また、 EM は九州電力によって報告されている $0.586 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ を用いた。

$$AEC = H \times \frac{Q_{EVA}}{COP_{\text{system}}} \quad (4.5)$$

機器製造における CO_2 換算排出量を評価する際は HVAC&R ユニットの最も一般的な 4 つの材料について、様々な業界資料から収集し考察している。各材料の質量分率は機器によるもので異なるが、表 4.3 に示すように一般的な質量分率を採用した。また近年、資源問題の観点から多く製品が再利用された材料を含んでいるため、表 4.4 のようにリサイクル材料を含むことを仮定している。ここでは、機器の総重量を 30kg としそれぞれの物質の質量分率から CO_2 換算排出量を算出した。

表 4.3 機器製造における材料に関する数値

Materials	% of unit mass	Virgin manufacturing emissions [kg CO ₂ -eq/kg]	Mixed manufacturing emissions [kg CO ₂ -eq/kg]
Steel	46	1.8	1.43
Aluminum	12	12.6	4.5
Copper	19	3.0	1.64
Plastics	23	2.8	2.61

表 4.4 機器製造におけるリサイクル材料に関する数値

Materials	% of mixed material composition	100% recyclable material manufacturing emissions [kg CO ₂ -eq/kg]	Recycling emissions [kg CO ₂ -eq/kg]
Steel	29	0.54	0.07
Aluminum	67	0.63	
Copper	40	2.46	0.015
Plastics	7	0.12	

4.1.3 Embodied emissions

Embodied emissions とは機器の再利用にかかる環境負荷と冷媒の製造、廃棄にかかる環境負荷の合計である。

$$Embodied\ emissions = \sum (W_{re} \times RM) + C \times (1 + t \times ALR) \times RFM + C \times (1 - EOL) \times RFD$$

表 4.4 に示した値を用いて、物質の再利用にかかる CO₂ 換算排出量は機器の総重量、再利用可能な物質の含有率および RM の積で求まる。また、冷媒の製造・廃棄における CO₂ 換算排出量は表 4.5 の数値を用いて算出した。ここでは冷媒充填量は常に最適充填量になるように設定され、最終的に機器内に残った冷媒は回収されず、全て廃棄されるものとする。

表 4.5 冷媒の製造・廃棄に関する数値

Refrigerants	Manufacturing emissions [kg CO ₂ -eq/kg]	Disposal emissions [kg CO ₂ -eq/kg]
R-32	7.2	677
R-1234yf	13.7	1

CO ₂	1.3	1
R-143a	-	4800
R-125	-	3170
R-134a	5.0	1400
R-404A	16.7	3920

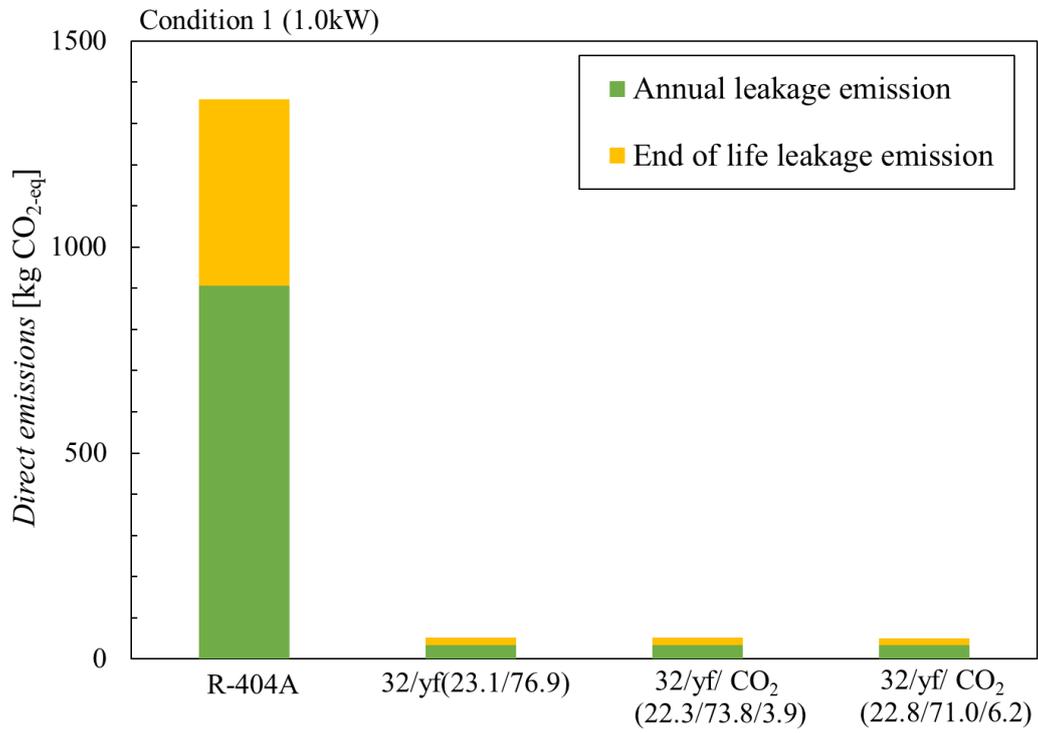
4.2 LCCP における実験結果

本節では、冷蔵条件 1, 冷蔵条件 2, 冷蔵条件 3 に関して Direct emissions, Indirect emissions, Embodied emissions, LCCP の観点から考察する。

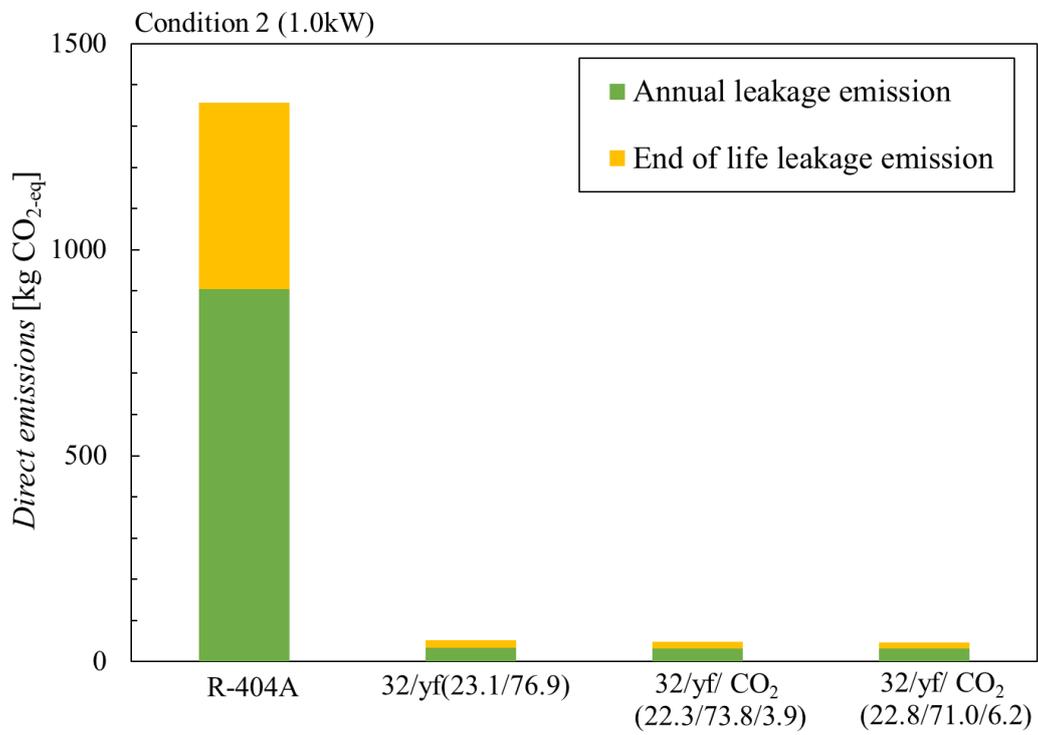
4.2.1 Direct emissions

図 4.2 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2) の熱負荷 1.0kW における Direct emissions の結果を示す。同一の冷蔵機器を想定していることから、ALR と EOL はどの冷媒も同じ値を示す。そのため、Direct emissions は GWP と Adp.GWP に依存し、図 4.2 に示すように GWP が最も大きい R-404A が最も大きな CO₂ 換算排出量を示す。CO₂ 換算排出量の大きさに着目すると R-404A のオーダーが他の冷媒よりも一桁大きい。32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)においてはどの冷媒も GWP が約 150 であるため、CO₂ 換算排出量の差は最適充填量にある。これは実験条件別による Direct emissions の違いの原因でもある。また、どの冷媒も機器の稼働中の冷媒の漏洩による環境負荷より稼働終了後の冷媒の漏洩による環境負荷の方が大きくなっていることが分かる。稼働中の冷媒の漏洩は防ぐことが難しいが、稼働終了後の冷媒の漏洩は機器を使用後すぐの機器を回収することで抑えることができると考える。

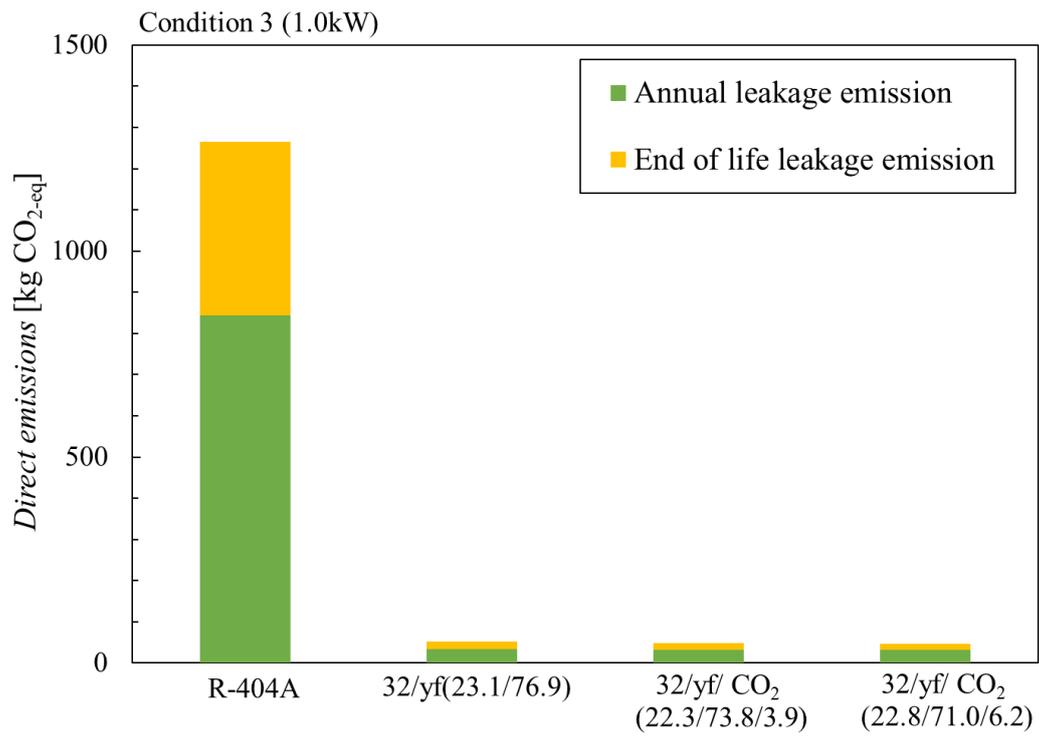
以上より、Direct emissions の面では GWP が低いほど CO₂ 換算排出量が小さくなり、環境に優れている。また、同じ GWP 値を持つ冷媒では最適充填量の大きさが影響してくるため、単位質量あたりの熱運搬量の大きさが重要になる。他にも、将来機器の運転寿命が長くなることを考えると、冷媒の漏洩量の影響も大きくなることが考えられる。つまり、GWP の低減や ALR と EOL の改善が主に求められることが分かる。



(a) 冷蔵条件 1



(b) 冷蔵条件 2



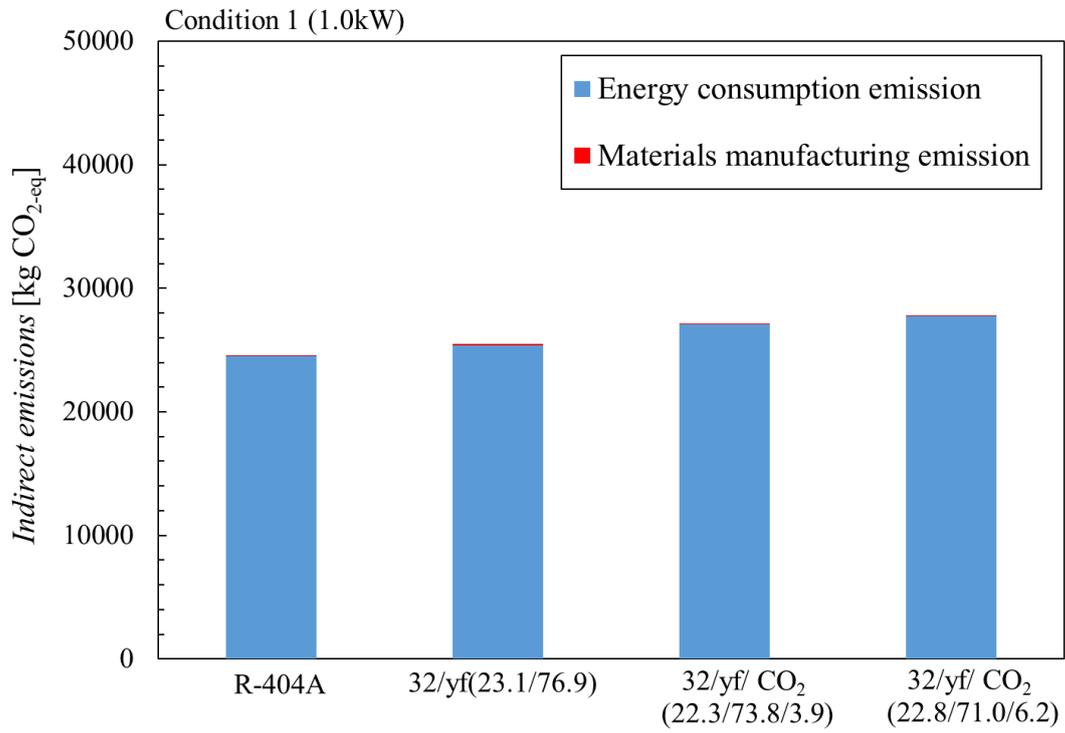
(c) 冷蔵条件 3

図 4.2 熱負荷 1.0kW における Direct emissions

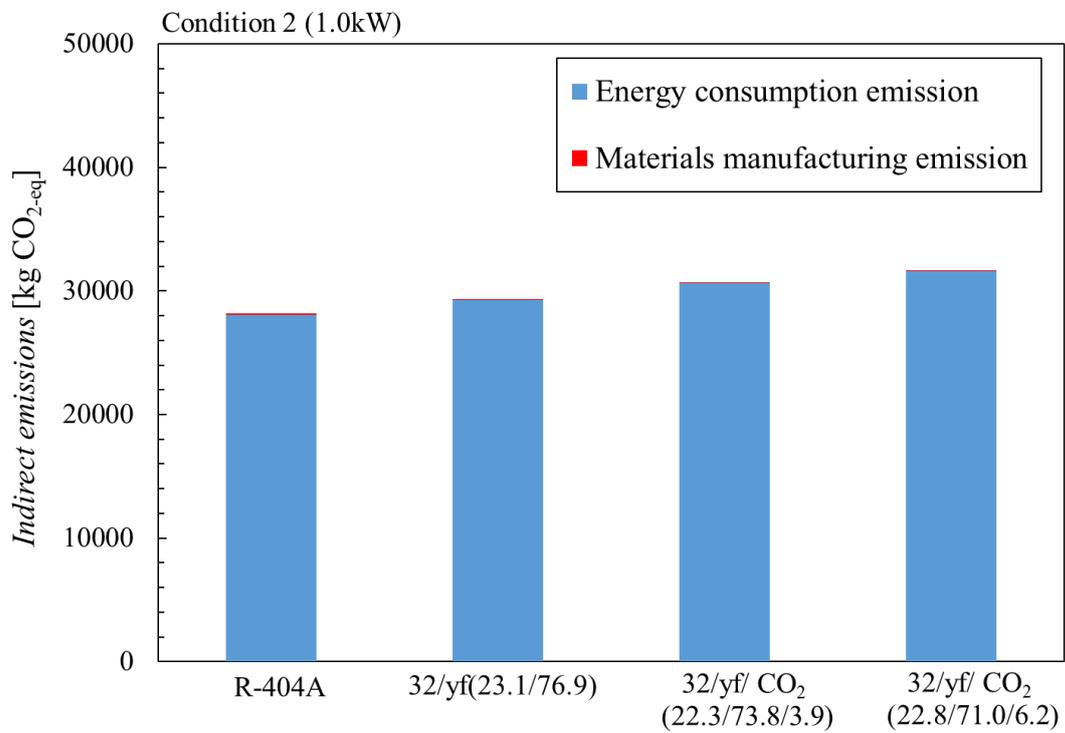
4.2.2 Indirect emissions

図 4.3 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2) の熱負荷 1.0kW における Indirect emissions の結果を示す. どの実験条件でも 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf(23.1/76.9), R-404A の順に大きくなっている. これは機器のエネルギー消費による CO₂ 換算排出量が機器製造による CO₂ 換算排出量よりはるかに大きく, COP の大きさが重要になってくるためである. つまり, COP が最も大きい R-404A の CO₂ 換算排出量が最も小さくなり, COP が最も小さい 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の CO₂ 換算排出量が最も大きくなる. 冷蔵条件 1, 冷蔵条件 2, 冷蔵条件 3 の順に機器のエネルギー消費量による CO₂ 換算排出量が大きくなっているのも COP の大きさの影響を受けている. また, 機器製造による CO₂ 換算排出量は同一の機器を仮定しているため, 全冷媒, 全条件で一定値を示している.

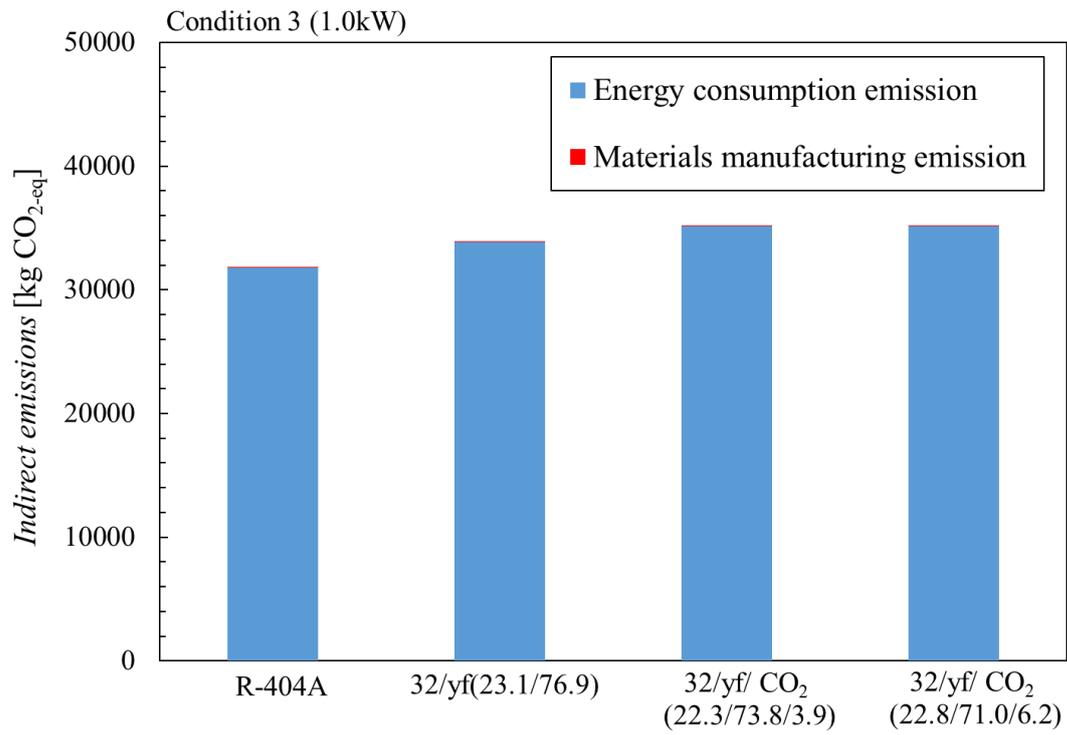
以上より, Indirect emissions の面では機器のエネルギー消費による CO₂ 換算排出量が大きな値を示し, COP が大きいほど CO₂ 換算排出量が小さくなり, 環境に優れていると言える. 今回は冷蔵機器に着目し, 常に稼働していると仮定しているため, エアコン等の空調機よりも COP の影響度は大きくなると考えられるが, 数値の大きさからどの製品でも COP の大きさが重要になると考えられる. つまり, 冷凍空調機器のどの製品でも Indirect emissions においては冷凍空調機器の COP の向上を行うことが第一である.



(a) 冷蔵条件 1



(b) 冷蔵条件 2



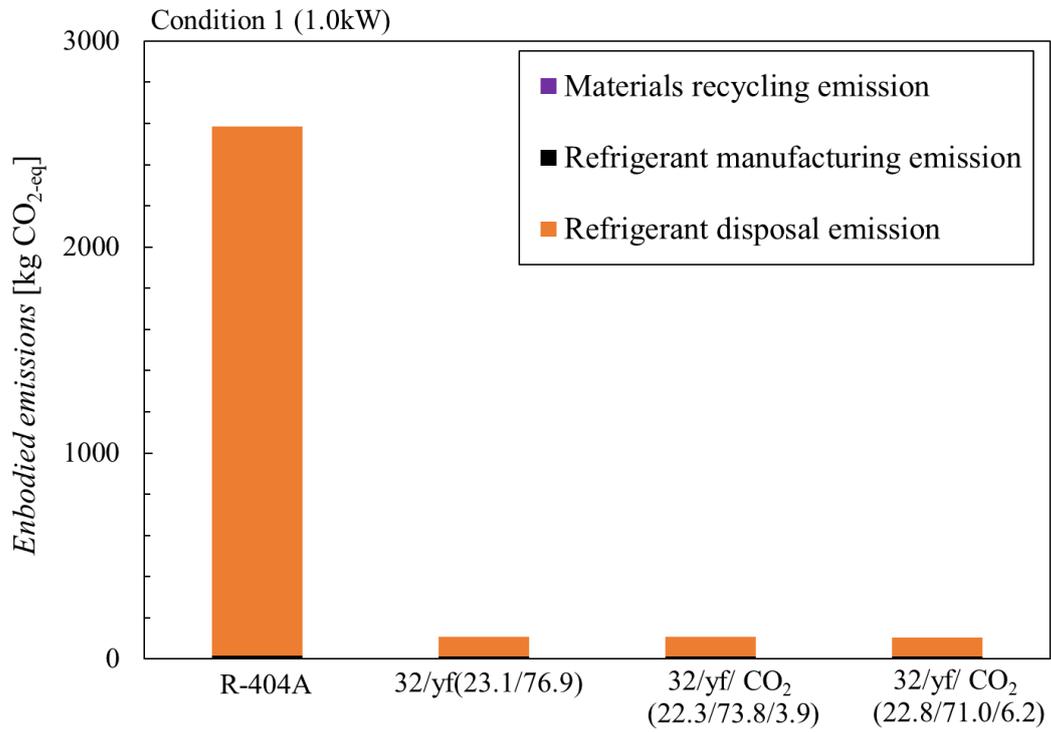
(c) 冷蔵条件 3

図 4.3 熱負荷 1.0kW における Indirect emissions

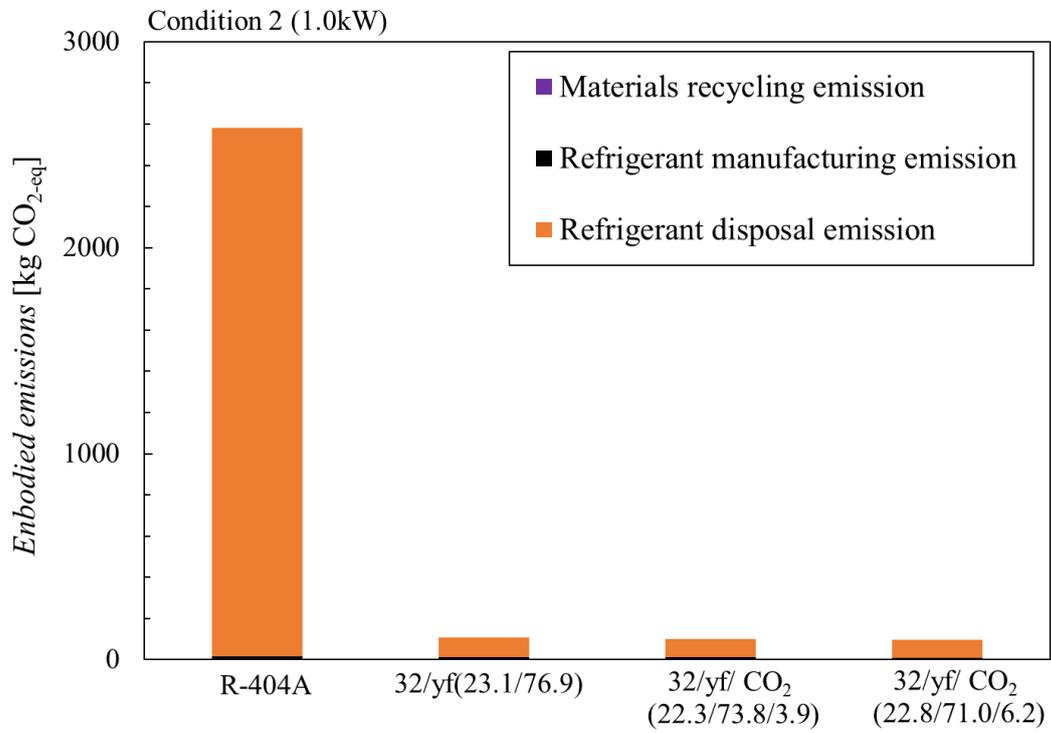
4.2.3 Embodied emissions

図 4.4 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の熱負荷 1.0kW における Embodied emissions の結果を示す。どの実験条件でも R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)の順に大きくなっている。これは冷媒自身の単位質量あたりの CO₂ 換算排出量(GWP)が大きく、GWP 値の大きさの影響が大きいためである。同一の冷蔵機器に着目していることから、材料の再利用における環境負荷は一定の値を示し、表 4.4 に示すように再利用における単位質量あたりの CO₂ 換算排出量も小さい。また、表 4.5 に示すように単位質量における冷媒製造の CO₂ 換算排出量も GWP 値よりはるかに小さく、また冷媒の充填量は最大で 0.762kg であるため、冷媒の製造における環境負荷の占める割合は小さい。

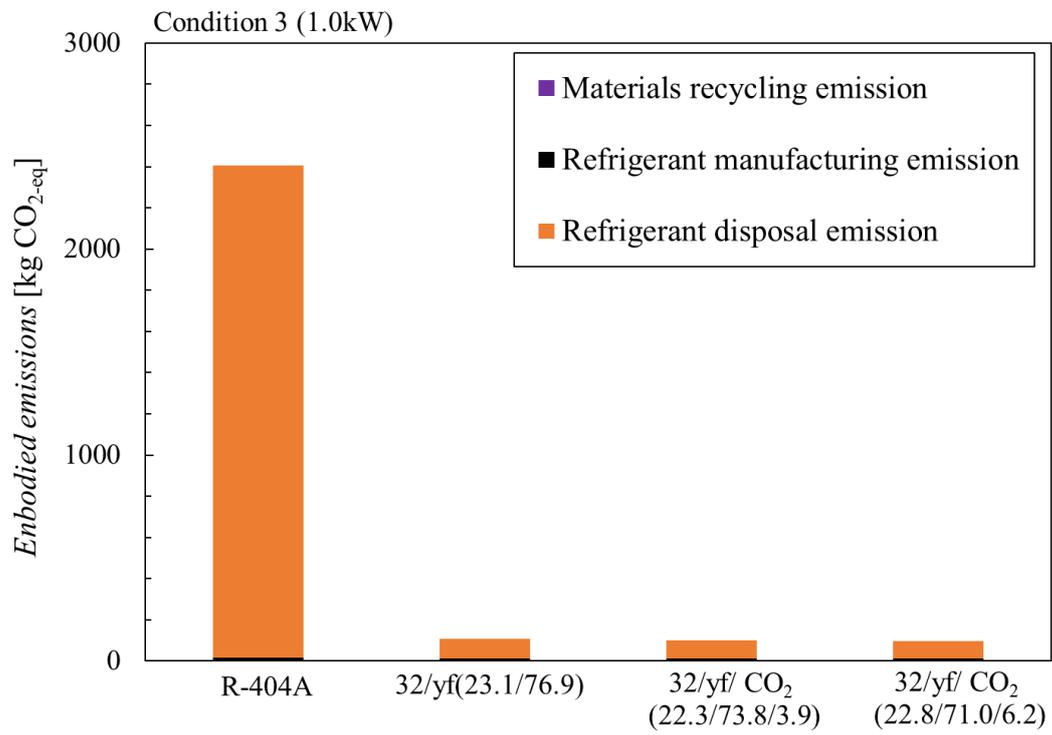
以上より、Embodied emissions の面では GWP 値が CO₂ 換算排出量の大きさを左右する。また、LCCP 評価では機器稼働終了後の冷媒は全て廃棄されることを仮定していることから、冷媒の廃棄における環境負荷を低減するためには、冷媒自身の GWP 値の低減だけでなく冷媒の回収、再生も重要になる。これは資源問題の視点からも取り組むべき課題である。



(a) 冷蔵条件 1



(b) 冷蔵条件 2



(c) 冷蔵条件 3

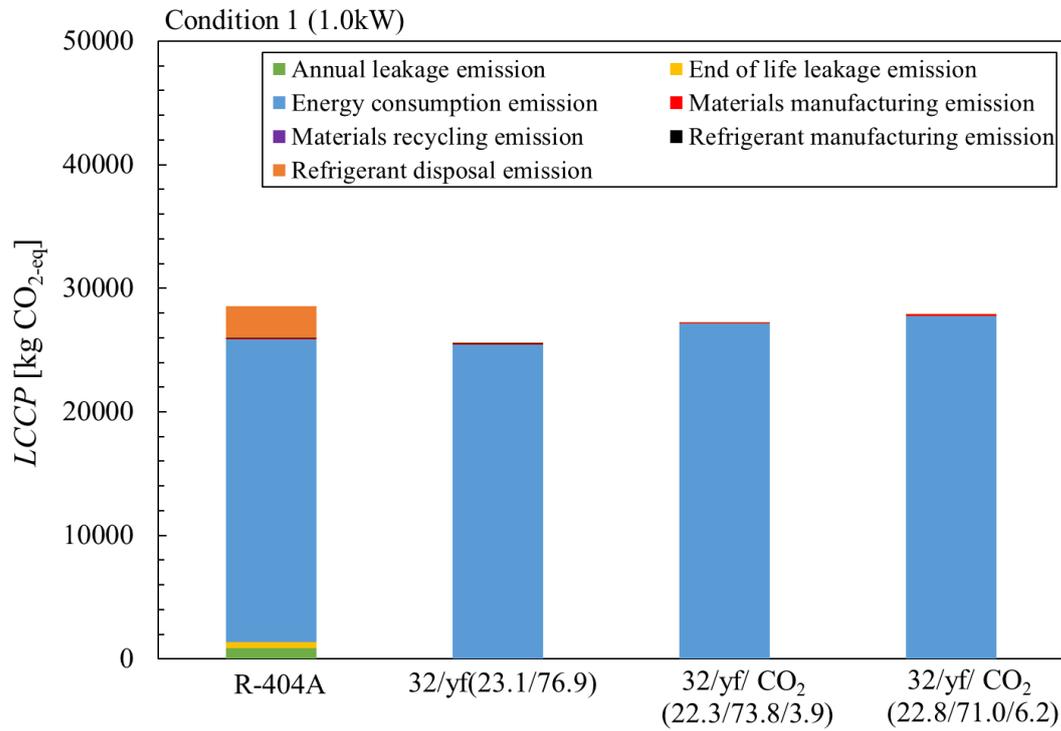
図 4.4 熱負荷 1.0kW における Embodied emissions

4.2.4 LCCP

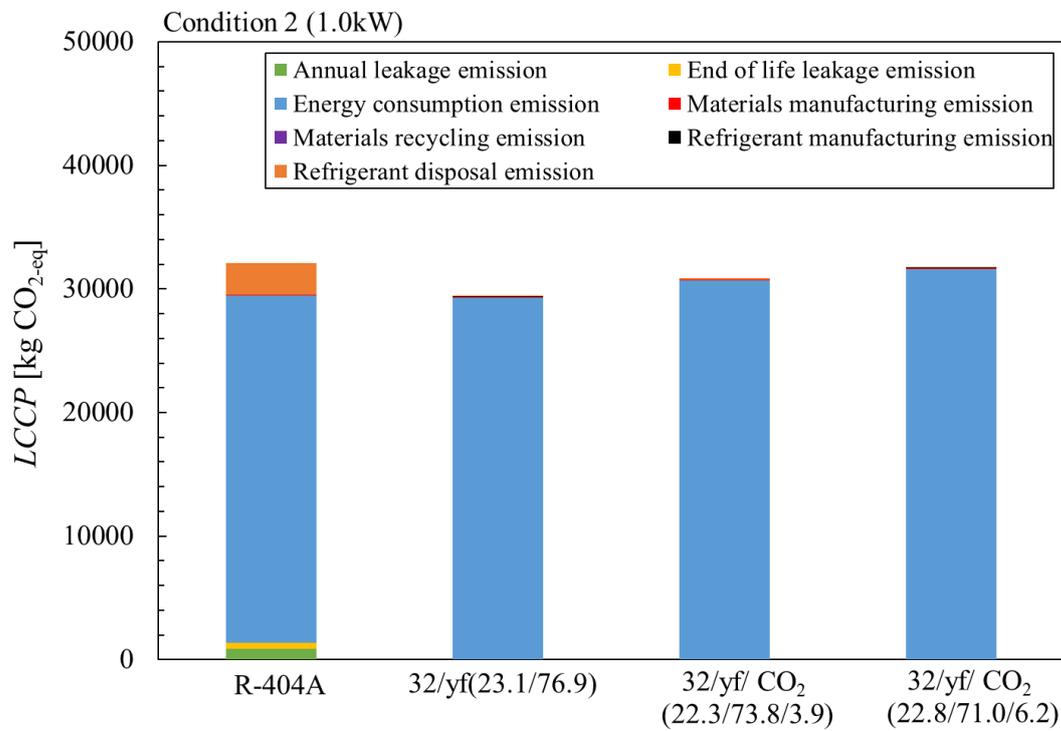
図 4.5 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2) の熱負荷 1.0kW における LCCP の結果を示す。また, 図 4.6 に R-404A, 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2) の熱負荷 1.4kW における LCCP の結果を示す。

図 4.5 より 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9), 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2), R-404A の順に小さく, LCCP 評価ではこの順に環境に優れていると言える。図 4.5 より機器のエネルギー消費による環境負荷が最も影響力が大きい。そのため, 最も大きな COP を持つ R-404A は Indirect emissions において最も小さい数値を示すが, 冷媒の漏洩と廃棄における環境負荷の影響が他の冷媒より大きいため, LCCP は最も大きな値を示した。GWP 値がほぼ等しい 32/yf(23.1/76.9), 32/yf/CO₂(22.3/73.8/3.9)および 32/yf/CO₂(22.8/71.0/6.2)で比較すると, COP と LCCP の大きさは反比例し, COP の最も大きな 32/yf(23.1/76.9)が最も小さな LCCP を示した。

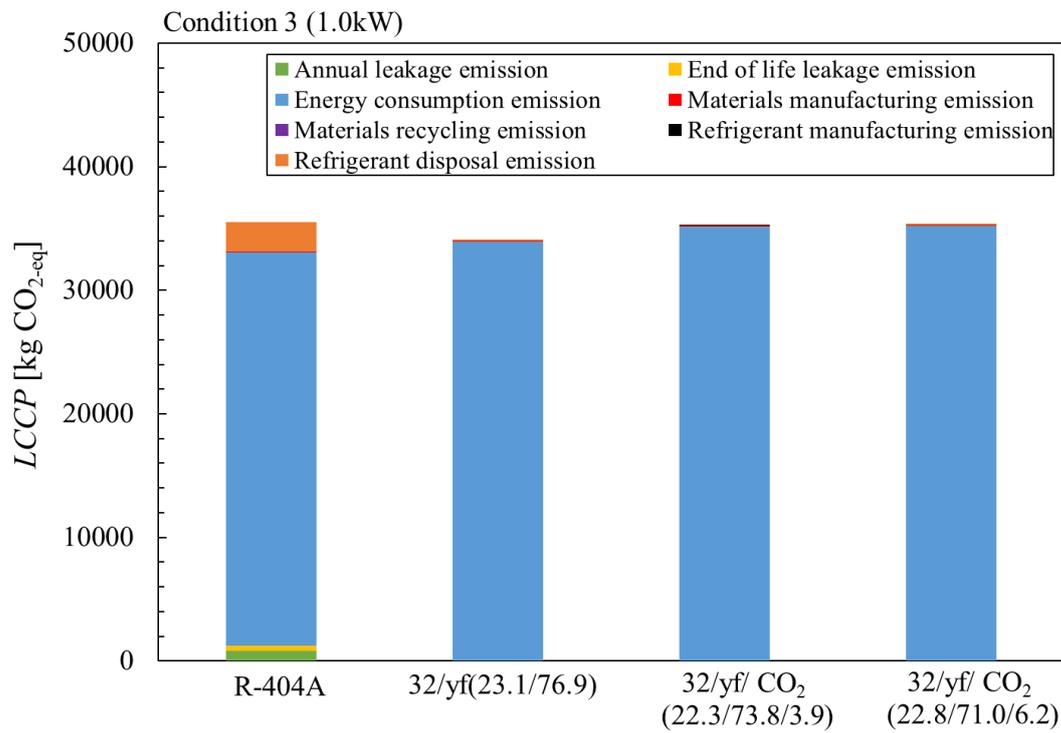
以上より, 冷媒の漏洩と廃棄による環境負荷よりも機器のエネルギー消費による環境負荷が大きな CO₂ 換算排出量を示すことが分かった。そのため, COP が最も重要な要素である。しかし, 機器のエネルギー消費による環境負荷において最も小さな値を示した R-404A は, 冷媒の漏洩と廃棄による環境負荷が最も大きいことで合計の CO₂ 換算排出量である LCCP では, 大小関係が逆転し最も大きな数値を示している。このことから, 冷媒の GWP は COP に次いで重要になってくる。また, 図 4.6 より高熱負荷では消費エネルギー量が大きくなることから, LCCP での序列は変わってくる。つまり, 高熱負荷ではより COP の大きさが影響する。また, より大きな冷蔵機器になると冷媒の充填量が増えるため, GWP 値の影響が大きくなると予測される。つまり, 冷蔵機器の仕様や大きさに応じて LCCP 評価を行い, それぞれに合った冷媒の選択が大切である。



(a) 冷蔵条件 1



(b) 冷蔵条件 2



(c) 冷蔵条件 3

図 4.5 熱負荷 1.0kW における LCCP

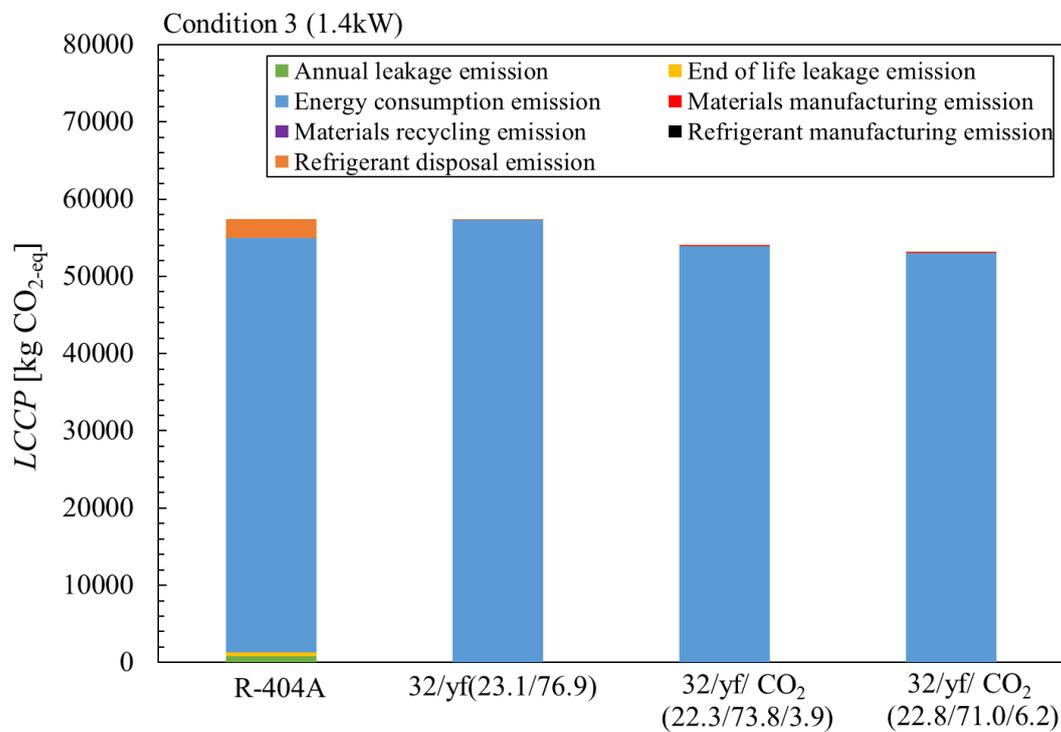


図 4.6 熱負荷 1.4kW, 冷蔵条件 3 における LCCP

5章 総括

本論文は、冷蔵機器をターゲットに低 GWP かつ省エネを達成できる次世代冷媒の実用化を目的として、R-32/R-1234yf 系 2 成分非共沸混合冷媒および組成比の異なる 2 種類の R-32/R-1234yf/CO₂ 系 3 成分非共沸混合冷媒について、冷蔵温度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。また、ヒートポンプサイクルの実験結果を用いて、冷媒影響と電力消費による影響の両方を考慮した総合的な温暖化影響指標の一つである LCCP 評価を行い、冷蔵機器がそのライフサイクルで地球環境にもたらす影響を考察したものである。以下に、その内容を要約する。

- (1) R-32/R-1234yf 系混合冷媒と R-32/R-1234yf/CO₂ 系混合冷媒のサイクル成績係数を比較すると、CO₂ の質量分率が大きくなるにつれてサイクル成績係数は低下した。これは CO₂ により圧縮機吐出温度が上昇することで圧縮機仕事が増加したことが主な原因である。しかし、冷媒間の最大の COP_{cycle} の差は約 13%あり、高熱負荷や低い温度条件においてはその差が小さくなることから、より高熱負荷の製品やより温度帯の低い冷凍機器において R-32/R-1234yf/CO₂ 系混合冷媒は有用であると考えられる。また、システム成績係数についても、サイクル成績係数と同様の傾向を示したため、サイクル性能を評価する際は全体の電力に対するサイクル性能であるシステム成績係数で比較するほうが良いと考える。
- (2) 本研究では、凝縮器内の冷媒における熱伝達率の予測を行った。ここでは、冷媒の充填量が増えるにつれて、また熱負荷が大きくなるにつれて冷媒の熱伝達率が減少することが分かった。冷媒側の熱伝達は冷媒の熱伝達率、冷媒と伝熱壁と冷媒の温度差および熱交換面積の積で表される。過熱蒸気域、二相域、過冷却域を含めた冷媒の全熱交換面積は一定であると考えられるため、冷媒の熱伝達率が減少すると、凝縮器内の冷媒は伝熱壁との温度差を大きくする必要があり、凝縮器内の冷媒温度が上昇し、それに伴い冷媒圧力も上昇することが分かった。つまり、冷媒の熱伝達率の大きさがサイクル性能に影響を及ぼすことから、より正確に求めることができれば、体積能力のようにサイクル性能の大きさを決める指標になり得る。

- (3) 圧力損失は、熱負荷増大に伴う成績係数の低下に大きな影響を及ぼしている。そのため、低 GWP 冷媒の性能を良くするには圧力損失を低減することが重要である。R-32/R-1234yf/CO₂系混合冷媒は全実験条件で現行冷媒の R-404A と比べて、圧力損失を低減、つまり、不可逆損失の低減ができています。これは、CO₂ の添加によって蒸気密度が大きくなり、蒸気速度が小さくなるからである。圧力損失の面では、R-32/R-1234yf/CO₂系混合冷媒は優れていると言える。
- (4) 圧縮機吐出温度は圧縮機の機械寿命を左右する要素の一つである。CO₂ を多く含むほど圧縮機吐出温度が大きいため、圧縮機寿命の観点では CO₂ を含まない方が良い傾向にあると言える。
- (5) R-32/R-1234yf 系混合冷媒および R-32/R-1234yf/CO₂ 系混合冷媒は温度すべりを有しているため、熱交換器内の冷媒と熱源流体の平均温度差を低減でき得る。本実験条件では、蒸発器の不可逆損失において温度すべりが有効に働き、不可逆損失の低減ができています。温度すべり、熱伝達率、実験条件の熱源流体温度および過冷度、過熱度の兼ね合いにより、熱交換器の不可逆損失の低減が目指せることが分かった。
- (6) LCCP 評価において、熱負荷 1.0kW においては 32/yf(23.1/76.9)が最も小さな値を示し、環境負荷の小さいことが分かった。また LCCP 評価から、冷媒の漏洩と廃棄による環境負荷よりも機器のエネルギー消費による環境負荷が大きな CO₂ 換算排出量を示すことが分かった。そのため、COP が最も重要な要素であるが、機器のエネルギー消費による環境負荷において最も小さな値を示した R-404A は、冷媒の漏洩と廃棄による環境負荷が最も大きいことで合計の CO₂ 換算排出量である LCCP では、大小関係が逆転し最も大きな数値を示した。このことから、冷媒の GWP 値も COP に次いで重要であると考えられる。

最後に、本論文を総括して以下のことがいえる。国際的な温室効果物質規制の強まりに対応するべく、この先 10 年から 15 年後に実用できる冷媒の選定を目指し GWP 値を 150 という極めて低い値に設定し研究を行った。その結果、HFO 系冷媒を含む混合冷媒 R-32/R-

1234yf 系混合冷媒および R-32/R-1234yf/CO₂ 系混合冷媒は、既存冷媒である R-404A の代替冷媒として目標 GWP 値を 150 としたとき、性能の低下はあるもののその差は小さく、代替冷媒として有用であると考えられる。さらに、稼働条件や要素機器の最適化により性能の向上が見込まれると予測できる。また、LCCP 評価では、COP が最も重要な要素であることが分かった。しかし、冷蔵機器の仕様や大きさによって LCCP の大きさは変化するため、より正確な方法を用いて細分化して評価を行い、それぞれの機器に合った冷媒の選択が大切になってくる。

以上より、これからの世界的な低 GWP 冷媒の基本サイクル性能評価に際して、今回のデータは一つの基準を示したといえよう。そして、今後の冷媒規制の強化に対応するためには、新規冷媒の物性データおよびサイクル基本特性を把握することで、HFO 系冷媒に限らず、数ある低 GWP 冷媒の中から最適解を選択し、その性能を十分に引き出す技術の構築が重要となることが予見される。

謝辞

九州大学大学院総合理工学研究院 宮崎 隆彦 教授には、本研究の遂行に当たり、的確な助言に加え、丁寧なご指導、ご鞭撻を賜りました。また、本論文を執筆するにあたっても多くのご指導、ご鞭撻を賜りました。深く感謝の意を表し、心から深く御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院 Kyaw Thu 准教授には、多くの助言や熱心なご鞭撻を賜り、研究の遂行に大きくご貢献をして頂きました。また、実験データの分析や私の疑問点に関しまして的確かつ懇切にご教授して頂きました。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、実験室の環境整備や、装置、機器の技術的なご指導、ご鞭撻を賜りました。また、高田さんにお力添えにより実験を安全に滞りなく実施することができました。ここに深く感謝の意を表し、心から御礼申し上げます。

共同研究者である修士1年 中津 秀彬さんには、夜遅くまで実験や資料作成および研究に関する議論など多くのご協力を頂きました。また、私の考えの至らない部分への気づきや鋭い質問により研究への理解が深まりました。心より御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学府機械・システム理工学メジャー宮崎研究室に所属する、František Mikšík さん、Uthpala Perera さん、Noémie Chagnon-Lessard さん、Chairunnisa さん、Mokete Relebohile さん、孟 憲宏さん、Mansoor Abdul Aziz さん、Duha Hammad さん、Motaz Mabrok Mohamed Salama さん、Sagar Saren さん、Zhaosheng Yang さん、Yu Hao さん、Seo Sang Won さん、Marco Reyes Lao さん、Haoulomou Pepe さん、Sannan Salabat Butt さん、Xuetao Liu さん、Denis Mutebi さん、Mojtaba Purjam さん、陳 昊楠さん、Yang Cheng さん、You Cheng さん、Li Guangyao さん、前城 裕太さん、郡 光春さん、伊藤 大芽さん、益守航さん、柴 甲子さん、申 嘉祺さん、溝部 幸輝さん、江口 順紹さん、松尾 康介さん、盧 琛さん、Alaa Itaiwi さん、邢峻溪さん、周盈辛さん、磯永 隆志さん、工藤 徳人さん、高巢凌吾さん、Isha Sameen さん、Zhao Peng さんには、多大なるご助言およびご協力を頂きました。心より御礼申し上げます。

研究室秘書 大和 裕理さんには、事務的な手続きの他、公私に渡り親切な御助言を賜るとともに御激励をいただきました。ここに深く感謝の意を表し、心より御礼申し上げます。

また、遠く離れた場所から著者の学生生活を温かく見守り、様々な状況で支え続けてくれた家族に、心から感謝致します。

最後に、本研究は、NEDO 受託研究「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化および評価手法の開発」の一部として実施したものです。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- [1] 産業構造審議会製造 産業分科会化学物質政策小委員会 フロン類等対策ワーキンググループ 中央環境審議会地球環境部会フロン類等対策小委員会, 2017, “モントリオール議定書キガリ改正を踏まえた今後の HFC 規制のあり方について”, <https://www.env.go.jp/council/06earth/r0615-01/r0615-01a.pdf>, (Retrieved on January 27, 2023)
- [2] 経済産業省 製造産業局 化学物質管理課 オゾン層保護等推進室, 2014, “冷凍冷蔵機器について”, [003_02_00.pdf \(meti.go.jp\)](https://www.meti.go.jp/003_02_00.pdf), (Retrieved on January 28, 2023)
- [3] 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.
- [4] 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
- [5] 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
- [6] 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
- [7] 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.
- [8] Hung Pham, Ken Monnier 2016, “Interim And Long-Term Low-GWP Refrigerant Solitions For Air Conditioning”, 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, No. 2402
- [9] Thomas Leck, Barbara Minor, 2014, “Experience with reduced GWP refrigerants for commercial refrigeration and air conditioning”, *JRAIA Int. Symposium*, pp.287-291
- [10] Samuel F.Yana Motta, Mark W. Spatz, 2014, “Low Environmental Impact Refrigerants for AC and Refrigeration Systems”, *JRAIA Int. Symposium*, pp.282-286
- [11] 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

- [12] 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
文集, D332
- [13] Toshiyuki Tanaka, Hidekazu Okamoto, Katsuya Ueno, Jun Irisawa, Tetsuo Otsuka, Tetsuhiro
Nogami, Ritsu Dobashi, 2014, “Development of a new low-GWP refrigerant composed of
HFO1123 (trifluoroethylene)”, *Proc. 2014 AIChE Annual Meeting*, Atlanta
- [14] 東之弘, 赤坂亮, 2015, “新規冷媒 HFO1123 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
- [15] Yukihiho Higashi, Ryo Akasaka, 2016, ”Measurements of Thermodynamic Properties for
HFO1123 and HFO1123+HFC32 Mixture”, 16th International Refrigeration and Air
Conditioning Conference at Purdue, No. 2283
- [16] 平山順基, 2017, ”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に
関する実験的研究”, 日本冷凍空調学会, 第 18 回西日本地区技術交流会講演資料, pp9-
10(2017)
- [17] Kyaw Thu, Kosei Takezato, Nobuo Takata, Takahiko Miyazaki, Yukihiro Higashi, 2021,
“Performance evaluation of a heat pump system using an R-32/R-1234yf blend with GWP
below 150 for heating applications” ,*Applied Thermal Engineering*, Vol.182
- [18] Kyaw Thu, Kosei Takezato, Nobuo Takata, Takahiko Miyazaki, Yukihiro Higashi, 2021,
“Drop-in experiments and exergy assessment of R-32/R-1234yf/R744 mixture with GWP
below 150 for domestic heat pumps”,*International Journal of Refrigeration*, Vol.121, pp.289-
301
- [19] Myhre, G., D. Shindell, F.-M. Bréon, W. Collins, J. Fuglestedt, 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.
- [20] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, 2018. Reference Fluid Thermodynamic and

Transport Properties - REFPROP Ver. 10.0. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.

- [21] 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.
- [22] 竹里光世, 2019, “R-1234yf および CO₂ を含む低 GWP 混合冷媒を用いたヒートポンプのサイクル性能評価に関する実験的研究”, 修士論文, 九州大学
- [23] 土井裕介, 2021, “R-1234yf および HFO1123 を含む低 GWP 混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの実験的性能評価”, 修士論文, 九州大学
- [24] 桃木悟, 兪堅, 小山繁, 藤井哲, 本田博司, 1994, “純冷媒の水平内溝付管内強制対流沸騰熱伝達の整理式作成の試み”, 日本冷凍協会論文集 Trans. of the JAR Vol, No.2(1995),177-184
- [25] Swamee.P.K., Jain.A.K., 1976, “Explicit Equations for Pipe Flow Problems.” Journal of Hydraulic Division, ASCE, 102(5), 657-664
- [26] 桃木悟, 1991, “冷媒の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達に関する研究”, 博士論文, 九州大学
- [27] Junwei Luo, Pei Lu, Kaihuang Chen, Xianglong Luo, Jianyong Chen, Yingzong Liang, Zhi Yang, Ying Chen, 2023, “Experimental and simulation investigation on the heat exchangers in an ORC under various heat source/sink conditions”, Vol.264
- [28] Yang Changru, 2021, “The Global Warming Impact of Various Refrigerants Evaluated by the Life Cycle Climate Performance”, dissertation, Kyushu University
- [29] Brian A. Fricke, Vishaldeep Sharma, Omar Abdelaziz, 2017, “Low Global Warming Potential Refrigerants for Commercial Refrigeration Systems”, Oak Ridge National Lab
- [30] A. Yıldız, R. Yıldırım, 2020, “Investigation of using R134a, R1234yf and R513A as refrigerant in a heat pump”, International Journal of Environmental Science and Technology, Vol.18, p.1201-1210
- [31] Angelo Maiorino, Rodrigo Llopis, Manuel Gesù Del Duca, Ciro Aprea, 2020, “Environmental impact assessment of R-152a as a drop-in replacement of R-134a in a domestic refrigerator”, International Journal of Refrigeration, Vol.117, p.132-139

付録 A 熱電対検定方法

冷媒および熱源流体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 型熱電対と T 型熱電対の検定を行った。図 A 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。

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

ここに V_{pt} 、 V_{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 -15 °C ~ 80 °C であり、5°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、3 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。

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

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。

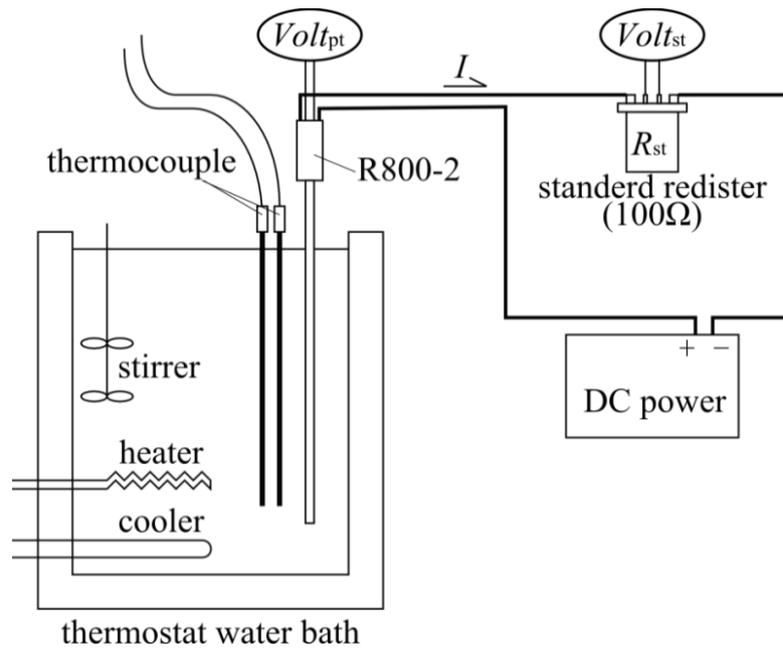


図 A 熱電対検定装置概要

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と呼び，移動相が気体の時にガスクロマトグラフィと呼ぶ。

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および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

面積および面積比と濃度の関係をあらかじめ確認するにあたって，様々な組成に混合した標準ガスを準備する必要がある．標準ガスを作る際には，はじめに内部が真空状態である検定容器に重量 (w_0) を測定する．次に，沸点の高い順に R-1234yf および R-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．

$$w_{R-1234yf} = w_1 - w_0$$

$$w_{R-32} = w_2 - w_1$$

以上より，標準ガスの R-1234yf の質量分率 $Y_{R-1234yf}$ は以下の式により算出した．

$$Y_{R-1234yf} = \frac{w_{R-1234yf}}{w_{R-1234yf} + w_{R-32}}$$

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．

面積修正係数によるガスクロマトグラフの検定方法

成分 A および B からなる 2 成分混合冷媒を考え、それぞれの質量が w_A および w_B [kg] であり、その合計を W [kg] とする。また、この W [kg] の混合物をガスクロマトグラフにより分析した際に得られる面積をそれぞれ S_A および S_B とする。

はじめに、各成分が W [kg] あった場合にガスクロマトグラフより出力される面積 S^* を考えると、面積は成分の絶対量に比例するため次のようになる。

$$S_A^* = \frac{W}{w_A} \times S_A = \frac{1}{Y_A} \times S_A$$

$$S_B^* = \frac{W}{w_B} \times S_B = \frac{1}{Y_B} \times S_B$$

ここで、 Y_A および Y_B はそれぞれ成分 A および B の質量分率を表す。

次に、成分 A の W [kg] に対する面積 S_A^* を基準とし、成分 B の W [kg] に対する面積が成分 A と同等になるように修正するための面積修正係数 C を以下の式により求める。

$$C_A = \frac{S_A^*}{S_A^*} = 1$$

$$C_B = \frac{S_A^*}{S_B^*}$$

w_A および w_B [kg] に対するそれぞれの面積 S を、面積修正係数 C を用いて修正した面積を Sl とすると、

$$Sl_A = C_A S_A = S_A$$

$$Sl_B = C_B S_B$$

となり、修正した面積比は質量比と同等になる。よって成分 A に対して、

$$Y_A = \frac{Sl_A}{Sl_A + Sl_B} = \frac{S_A}{S_A + C_B S_B} = \frac{S_A}{S_A + \frac{S_A^*}{S_B^*} S_B} = \frac{S_A/S_A^*}{S_A/S_A^* + S_B/S_B^*} = \frac{Y_A}{Y_A + Y_B}$$

となる．本研究では，R-32/R-1234yf 混合冷媒および R-32/CO₂ 混合冷媒を用いて上記の手順で検定を行った．なお，3 成分混合冷媒の場合は，本文中の式に第 3 成分の項を付け加え，同様の方法で面積修正係数を求める．

本研究で用いた R-32/R-1234yf/CO₂ 系 3 成分混合冷媒の面積修正係数 C をここに記す．

$$C_{R-32} = 1, \quad C_{R-1234yf} = 1.4694, \quad C_{CO_2} = 0.8881$$

付録 C 熱交換器における熱損失の検定方法

本研究に用いた熱交換器は二重管式であり，外管に熱源流体，内管に冷媒が流れる構造となっているため，熱源流体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流体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 C-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．蒸発器では熱源不凍液の粘性により圧力損失が大きくなるため，各温度帯で恒温槽の最大量で検定を行った．図 C 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} は熱源流体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．

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

ここに， $V_{w,B}$ は熱源流体体積流量， $T_{w,B,\text{ave}}$ は熱源流体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 C-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 9kW 程度であり，本実験で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 C-1 熱損失検定条件

	熱源流体温度 [°C]	流量 $V_{w,B}$ [L/h]	外気温度 T_{atm} [°C]
凝縮器	20,28,30,32,34,36,	50,75,100,150	≒ 26
	40,45,50,55,60	,200,250,320	
蒸発器	-18,-15,-10,-8,-5,-	50~275	
	3,0,5,10,15		

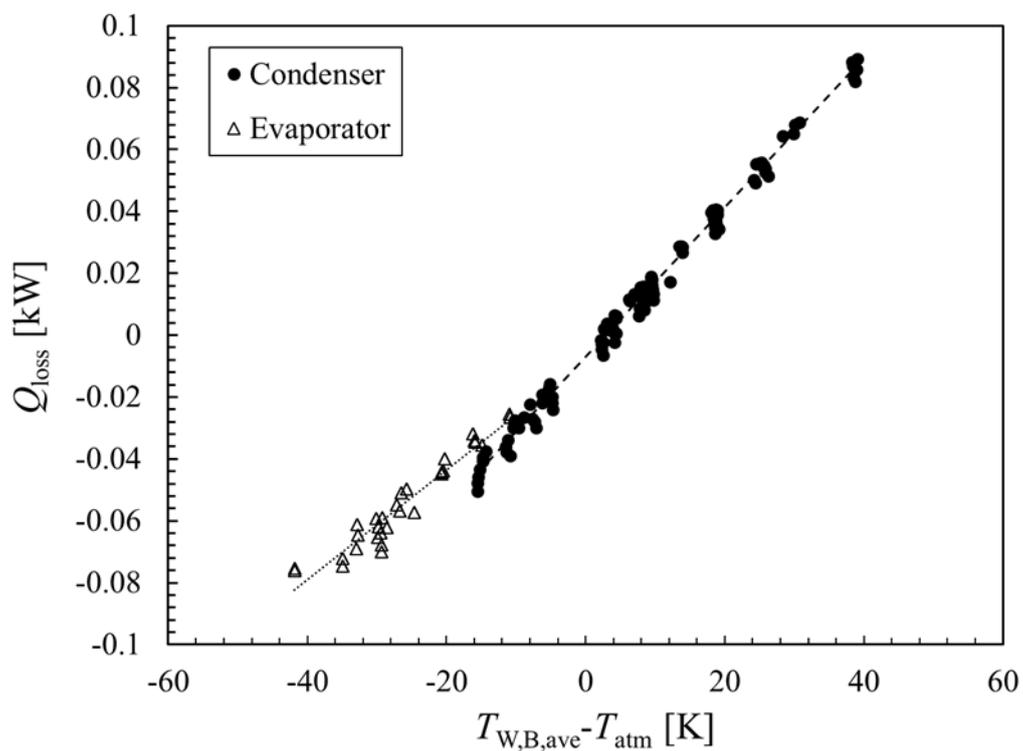


図 C 熱損失検定結果

表 C-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	1.714E-04	2.383	-3.384E-02	-1.632	6.372
蒸発器	4.170E-03	1.510	-1.496E-02	-3.139	8.762