

目 次

序 論	1
1. 研究の動機と目的	1
2. 研究の経緯	2
3. 従来の研究	2
3.1 発生温度の低温化に関する研究	2
3.2 駆動源温度の低温化に関する研究	3
3.3 駆動源温度の大温度差化に関する研究	4
4. 本研究の概要	4
参考文献	6
第一部 希薄溶液を利用した中低温吸収冷凍機の研究	9
第1章 希薄溶液を利用した出力温度の低温化技術	10
1.1 吸収冷凍機の基本構成と動作原理	10
1.2 希薄溶液の性質	12
1.2.1 溶液濃度と凍結温度の関係	12
1.2.2 溶液濃度と蒸発熱伝達率の関係	12
1.3 低温吸収冷凍機のサイクル構成	13
1.4 低温吸収冷凍機の実用化	15
第2章 希薄溶液を考慮したサイクルシミュレーション	16
2.1 緒 言	16
2.2 中低温吸収冷凍機の概要	17
2.2.1 基本構成	17
2.2.2 蒸発温度低下が理論 COP に与える影響	17
2.2.3 従来サイクルとの比較	19
2.3 希薄溶液サイクルのシミュレーション	20
2.3.1 各要素機器のモデリング方法	20
2.3.2 上下2分割蒸発器のモデル	20
2.3.3 シミュレータの入力と出力	23
2.4 シミュレーション結果	24
2.4.1 1℃ 発生サイクルのシミュレーション	24

2.4.2 希薄溶液の平衡状態特性の影響	25
2.4.3 デューリング線図による実現性の確認	26
2.5 第2章のまとめ	28
第3章 製品試作機による中低温吸収冷凍機の動作検証	30
3.1 緒言	30
3.2 実験装置	30
3.2.1 製品試作機の仕様	30
3.2.2 実験用設備	33
3.2.3 計測項目	34
3.2.4 実験条件	34
3.3 実験結果	35
3.3.1 温水, 冷却水および冷水温度	35
3.3.2 冷凍能力, 加熱量および成績係数	35
3.3.3 濃溶液, 稀溶液および希薄溶液濃度	39
3.4 実用化に向けた考察	41
3.4.1 希薄溶液濃度および制御について	41
3.4.2 信頼性の検証	42
3.5 第3章のまとめ	42
第一部の参考文献	43
第二部 ダブルリフトサイクルを用いた低温駆動吸収冷凍機の研究	45
第4章 原理試作機による 60℃ 温水駆動, 7℃ 冷水出力の実証	46
4.1 緒言	46
4.2 ダブルリフトサイクルの基本構成	47
4.3 実験装置	48
4.3.1 VX ダブルリフトサイクルの原理試作機	48
4.3.2 ダブルリフトサイクルのシミュレーション	50
4.3.3 冷水, 冷却水および加熱用温水の供給設備と原理試作機への通水方法	51
4.4 60℃ 温水駆動実験	53
4.4.1 実験条件および定常状態の測定方法	53
4.4.2 60℃ 温水駆動, 7℃ 冷水出力の実証	55

4. 5 内部熱損失に関する考察	57
4.5.1 冷凍能力減少要因の推定	57
4.5.2 蒸発器および吸収器の構造による内部熱損失	59
4.5.3 熱収支および内部熱損失の分布と平均値	62
4.5.4 内部熱損失を反映したサイクルシミュレーション	64
4. 6 第4章のまとめ	66
第5章 温水温度特性とシミュレーションの検証	67
5. 1 緒 言	67
5. 2 原理試作機の水準比較	67
5. 3 サイクルシミュレーション	68
5. 4 温水温度特性の検討	69
5.4.1 温水温度特性実験	69
5.4.2 原理試作機の挙動	71
5.4.3 シミュレーション結果の検討	71
5. 5 第5章のまとめ	73
第二部の参考文献	73
第三部 一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の開発と実用化	76
第6章 一重効用ダブルリフト第一次試作機の開発	77
6. 1 緒 言	77
6. 2 一重効用ダブルリフトサイクルのサイクルフロー	78
6. 3 サイクルシミュレータ	79
6.3.1 シミュレータの構築	79
6.3.2 一次試作機に向けた基本特性の検討	83
6. 4 一次試作機による実験	85
6.4.1 一次試作機および実験設備	85
6.4.2 実験結果およびシミュレータの検証	87
6. 5 第6章のまとめ	89
第7章 製品試作機による動作検証と製品化	90
7. 1 緒 言	90
7. 2 製品試作機の構成	90
7. 3 実験装置	91

7.3.1	製品試作機のサイクルフロー	91
7.3.2	製品試作機の規模と外観	92
7.4	実験結果	93
7.4.1	大温度差熱回収実験結果	93
7.4.2	本体熱損失の度数分布	95
7.4.3	温水流量特性および本体熱損失を考慮したシミュレーションとの比較 ...	96
7.5	第7章のまとめ	97
第8章	一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の社会導入	98
8.1	緒言	98
8.2	一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の代表仕様	98
8.3	導入先の概要	99
8.4	導入機種を選定	99
8.4.1	導入機種を選定方法	99
8.4.2	選定機種の仕様	99
8.4.3	選定機種の動作シミュレーション	101
8.5	導入先における運転状況	103
8.5.1	導入機の容量制御方法	103
8.5.2	約70%負荷での容量制御運転	104
8.5.3	約30%負荷, 60℃温水での容量制御運転	104
8.6	第8章のまとめ	107
	第三部の参考文献	107
結 論	108
1.	中低温吸収冷凍機の開発と実用化	108
2.	ダブルリフトサイクルを用いた低温駆動吸収冷凍機の研究	109
3.	一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の開発と実用化	110
4.	吸収冷凍サイクルの今後の展望	111
謝 辞	113

主な記号および添字

記号

A	伝熱面積	m^2
d	伝熱管径	m
COP	成績係数	—
c_p	定圧比熱	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
G	質量流量	kg/s
h	比エンタルピー	J/kg
K	熱通過率	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
k	定数	—
M	中央値	—
n	データの大きさ	—
p	圧力	Pa
Q	熱量	W
Q^*	熱量（損失無し）	W
R	比率	—
s	標準偏差	—
T	温度	$^{\circ}\text{C}$
T'	飽和温度	$^{\circ}\text{C}$
T^*	絶対温度	K
ΔT	温度差，温度上昇	$^{\circ}\text{C}$
V	体積流量	m^3/s

ギリシャ記号

α	熱伝達率	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
β	熱収支	—
η	理論成績係数	—
ρ	密度	kg/m^3
ξ	溶液濃度	%

添字

<i>A</i>	吸収器
<i>AA</i>	補助吸収器
<i>AG</i>	補助再生器
<i>abs</i>	吸収
<i>amb</i>	外気，周囲条件
<i>C</i>	凝縮器
<i>Ch</i>	冷水
<i>CW</i>	冷却水
<i>d</i>	希薄溶液
<i>E</i>	蒸発器
<i>eva</i>	蒸発
<i>G</i>	再生器
<i>H</i>	高压部
<i>HG</i>	高温再生器
<i>HW</i>	温水
<i>i</i>	入口，管内側
<i>in</i>	入力
<i>L</i>	低压部
<i>LG</i>	低温再生器
<i>LiBr</i>	臭化リチウム
<i>loss</i>	(熱) 損失
<i>M</i>	中圧部
<i>m</i>	中間 (管群出口)
<i>N</i>	熱損失を考慮した値 (正味値)
<i>o</i>	出口，管外側
<i>out</i>	出力
<i>PL</i>	隔壁 (面)
<i>r</i>	純粋冷媒 (純水)
<i>req</i>	必要量

<i>s</i>	溶液（吸収液）
<i>th</i>	理論値
<i>v</i>	冷媒蒸気
<i>w</i>	循環水（冷水，冷却水，加熱用温水）
<i>wloss</i>	水側（冷水，冷却水，加熱用温水）の熱損失を反映した値
1	上下2分割型蒸発器，吸収器の下部
2	上下2分割型蒸発器，吸収器の上部

序 論

1. 研究の動機と目的

わが国では、一次エネルギー供給量の多くが有効活用できず熱として失われている。わが国におけるエネルギーフローは図 1 (小原, 2021) のように表され、一次エネルギーを電力、燃料等に変換する際に 3~4 割程度のエネルギーが熱として失われている。さらに、電力、燃料等を最終的に使われるエネルギーに変換する際にもエネルギーが失われ、一次エネルギーの総量からみると約 6~7 割のエネルギーが有効に使われずに熱として廃棄されている。

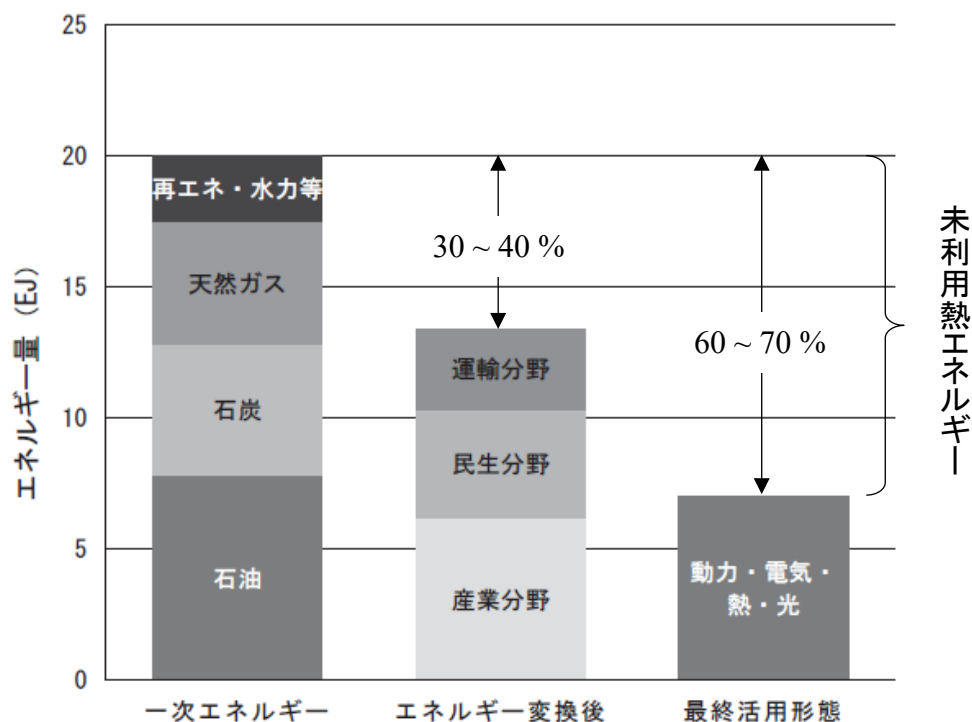


Fig. 1 Ratio of unused thermal energy from primary energy to final energy consumption in Japan (Graphed by NEDO, based on the 2018 report of Agency for Natural Resources and Energy).

一例としてエネルギーを大量に消費する産業分野における温水排熱の発生量は、60~79 °C において 14.8PJ/y, 80~99 °C において 12.6PJ/y との調査結果がある((財)省エネルギーセンター, 2001)。従来、これらの温度帯の排熱は暖房や給湯などの加熱用途への利用が主体であり、その他の一部は排熱温度を 80 °C 以上に限定した吸収冷凍

機による冷房用冷水の供給に用いられてきた。このため、排熱の回収利用は限定的であり、有効活用を進める上では排熱の利用温度、および用途を拡大する必要がある。

本研究の目的は、未利用排熱の中でも活用が難しい $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 未満の熱エネルギーの活用を拡大するために、従来の吸収冷凍機では困難であった蒸発温度の低温化技術、および熱源の温度範囲を低温側に拡大して熱回収量を増大する技術の開発である。さらに、これらの技術を実用化に供し得る水準とし、社会への導入を進めることを目的とする。

これらの技術によって吸収冷凍機による未利用排熱の活用範囲を拡大し、低温の熱エネルギーを回収して有効活用することにより、電力で駆動されている蒸気圧縮式冷凍サイクルを用いた冷凍機の負担を軽減し、省エネルギーおよび二酸化炭素排出量の削減が可能である。

2. 研究の経緯

著者はこれまで、吸収冷凍機のシミュレーション技術(藤居他, 1994, 1995), 解析モデルの実装技術(松島他, 2004a), シミュレーションを活用した劣化診断技術(松島他, 2004b), (藤居他, 2005), 冷水および冷却水の搬送動力低減技術(藤居他, 2013)等を開発してきた。2013 年度からは国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)プロジェクト「未利用熱エネルギーの革新的活用技術研究開発」(楠瀬, 2017), (今田, 2017), (小原, 2021)の中のサブテーマ「ヒートポンプ技術の開発」において、吸収冷凍サイクルを活用した「低温駆動・低温発生技術の開発」に従事し、本論文で対象とする「一重効用ダブルリフト吸収冷凍機」を開発した。また、この開発と並行して、本論文第一部の対象である「中低温吸収冷凍機」の開発を推進した。

3. 従来の研究

3.1 発生温度の低温化に関する研究

水を冷媒とする吸収冷凍機では、水の凍結温度の制約から蒸発温度を $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 付近もしくは $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下とすることは困難であった。この課題に対して、これまで以下のような取り組みがなされている。

低温化の手段の一つとして、蒸発器内の冷媒が氷スラリーとなる $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ まで蒸発温度を低減し、この氷スラリーを熱媒体として直接取り出す試みがなされた(笹尾, 吉田, 1996)。この方法は氷スラリーの連続生成に成功したが、壁面に付着した氷による流動の障害、

冷凍機に還流する氷スラリーへの不凝縮ガスの混入が課題として挙げられた。この技術の発展として、氷の付着を避けるために冷媒を水・エタノール水溶液とする方法が検討されており、混合液の飽和蒸気圧の測定が行われている(浅岡他, 2016.)。

一方、水冷媒の凍結温度を 0°C から低減させる手段として、蒸発器内に吸収剤、すなわち臭化リチウムを混合する方法が、平成 5(1993)年から 8 年計画で実施された NEDO プロジェクト「エコ・エネ都市プロジェクト」((財)省エネルギーセンター, 1999)において開発された。この成果は本論文第一部で基本とするものであり、第 1 章で解説する。

その後、水冷媒への第 3 成分の混合による凍結温度の低減技術として、冷媒に 1,4-ジオキサンを混合する方法(野田他, 2005), 1-プロパノールを混合する方法(小田島他, 2017)が提案され、後者については現在 NEDO プロジェクト「革新的プラスチック資源循環プロセス技術開発」のサブテーマ「④ 高効率エネルギー回収・利用技術」(木村他, 2022)において 3 成分溶液の結晶温度の実測(磯島他, 2020), 飽和特性と実験式の導出(正野他, 2022), 再生器で発生する蒸気組成(磯島他, 2022)等に関する研究が継続されている。

本論文では、第一部において「エコ・エネ都市プロジェクト」で開発された低温化技術を一般的な吸収冷凍機に適用し、需要先への導入が容易な「中低温吸収冷凍機」について研究する。

3.2 駆動源温度の低温化に関する研究

吸収冷凍機の熱源には主に都市ガスなどの燃料、蒸気または温水が用いられ、この中で最も温度が低く、低温排熱の搬送に用いられている媒体は温水である。一般的な温水焚吸収冷凍機では一重効用吸収冷凍サイクルが用いられており、温水温度は入口 90°C , 出口 80°C 程度である。この熱源温度を低減し、排熱源からより多くのエネルギーを回収する課題に対して、次のような取組みがされてきた。

吸収冷凍サイクルの熱源温度を低減するサイクルとして、2 組のサイクルを組み合わせた「2 段濃縮サイクル」(大園, 1980)あるいは二段吸収冷凍機(高田, 1989)が提案され、基本特性のシミュレーション(Ma and Deng, 1996)が行われている。このサイクルは NEDO プロジェクト「エネルギー有効利用基盤技術先導研究開発(低温排熱利用ハイブリッド空調システムの研究開発)」において原理試作機が製作され、基本性能が実測されている(佐々木他, 2004)。

本論文では、第二部において原理試作機により最低 60 °C の温水から一般空調に用いられる 7 °C の冷水を発生することを実証し、この試作機を対象とした各種温度条件の影響を明らかにする。

3.3 駆動源温度の大温度差化に関する研究

前項の駆動源温度を低減する技術を活用すると、熱媒体の利用温度差を拡大して流量を低減することが可能である。この技術は現在用いられている 95~90 °C 程度の熱源から 60~55 °C 程度まで熱回収することが可能であり、より多くの熱量を回収できる利点もある。この分野ではこれまで次のような研究開発が進められている。

熱源温水を大温度差で活用する技術では、ダブルリフトサイクルと従来の一重効用サイクルを組み合わせた「一重効用ダブルリフトサイクル」が提案され、低温熱を活用した CCHP (Combined Cold, Heat and Power generation) システムに適していること (Schweigler *et al.*, 1996), 単位温水流量あたりの冷凍能力に優れていること (Schweigler *et al.*, 1998) が示されている。さらに、これらの研究をもとに、プロトタイプによるフィールドテストが実施されている (Schweigler *et al.*, 1999)。

本論文では、第三部において一重効用ダブルリフトサイクルの第一次試作機により基本特性を明らかにし、各種高効率化技術を適用した製品試作機により、一重効用ダブルリフト吸収冷凍機として実用化する。

4. 本研究の概要

本論文は三部 8 章から構成されている。第一部では、低温排熱の用途を空調分野から冷蔵分野に拡大する、希薄溶液を利用した中低温吸収冷凍機を開発する。第二部では低温排熱の利用温度帯をより低温側に拡大するダブルリフトサイクルの研究について述べ、第三部はこの技術を適用した一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の開発、実用化に関する研究である。以下に各章ごとの概略を述べる。

序論では、本研究の目的と経緯を説明し、関連する従来の研究について調査した結果とこれらに対する本研究の位置づけについて述べている。

第一部の導入部である第 1 章では、第一部の基本となる希薄溶液を利用した吸収冷凍機の発生温度の低温化について、動作原理を説明する。次に第 2 章、第 3 章の準備として、この原理に基づき推進された「エコ・エネ都市プロジェクト」において計測された希薄溶液の蒸発熱伝達挙動について整理する。さらに、この原理と、蒸発器と吸収器を高温・低温の 2 組とする構造を用いて開発された「低温吸収冷凍機」について説明する。こ

の構造は、高温側の蒸発器で低温側の吸収器を冷却する方式である。以上により、第一部で開発する「中低温吸収冷凍機」の位置づけを明確にする。

第2章では、第1章で述べた吸収冷凍機の蒸発器内の希薄溶液化による低温化技術を一般的な温水焚一重効用吸収冷凍機に適用し、蒸発温度を 0°C 前後とすることにより $1 \sim 3^{\circ}\text{C}$ 程度の低温を発生する「中低温吸収冷凍機」のサイクルシミュレーション技術を開発する。本対象機の蒸発器と吸収器は圧力的に分離された2組の構造であるが、第1章で述べる「低温吸収冷凍機」とは異なり、各蒸発器と吸収器に冷水と冷却水を直列に通水する構成である。この中で、蒸発器内を希薄溶液とすることによる平衡物性への影響、第1章で調査する蒸発熱伝達率への影響、蒸発器内を循環する希薄溶液の濃度変化をシミュレーションに反映する。さらに、シミュレーション結果から本サイクルが十分な実現性を持つことを示す。

第3章では、「中低温吸収冷凍機」の実用化段階として、製品規模の試作機を製作し、実験によりサイクルの性能および動作を検証する。実験は冷水出口温度が $1 \sim 3^{\circ}\text{C}$ となるように冷水入口温度を設定し、加熱用温水温度 90°C 、冷却水入口温度を 28°C として冷凍能力と成績係数の基本性能を評価する。この中で、第2章で示すサイクルの実現性についても実験的に確認する。さらに、この実験結果を用いて、第2章で開発するサイクルシミュレーションの精度について、冷凍能力、入熱量および成績係数の比較によって検証する。

第二部前半の第4章では、吸収冷凍機の駆動源温度を低減するダブルリフトサイクルの開発として、原理試作機を製作し、熱収支の確認と内部熱損失の考察によって実験結果を詳細に検証する。この中で、加熱用温水温度 60°C 、冷却水温度 30°C において、一般的な空調に利用可能な 7°C の冷水が得られることを世界で初めて実証する。さらに、冷却熱量および成績係数が計画値よりも低い結果となった点について、その原因が原理試作機の構造に起因する内部熱損失であることを明らかにすることにより、実験結果が妥当であり、十分な信頼性を有することを示す。この結果は第5章以降の研究の意義を示すものである。

第5章ではダブルリフトサイクルの実用化に向けて、第4章の原理試作機を対象として温水温度変化に対する挙動を実験と解析の両面から検討し、既往の研究例と比較する。この中で、サイクルシミュレーションの概要を述べ、実験結果との比較により実用的に十分な精度を持つことを示す。さらに、このシミュレーションにより第4章で述べた内部熱損失を防止した場合の成績係数を明らかにする。

第三部冒頭の第 6 章では、一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の開発として、シミュレーションにより熱源温水および冷却水の通水方法、蒸発器と吸収器の構成を検討し、その結果に基づいて第一次試作機を製作する。この試作機により、最大能力条件における温水の熱回収温度差と出力冷水温度、および基本的特性として温水温度変化に対する挙動を明らかにする。

第 7 章では、第一次試作機により得られた知見、妥当性を検証したシミュレーションを用いて冷凍能力 176 kW (50 RT)規模の製品試作機を製作し、実験により性能を検証する。この中で、加熱源温水温度が十分高い場合に 40 °C 以上の熱回収温度差が得られることを示す。次に、製品試作機の本体熱損失を熱収支から導き、断熱施工時の冷凍能力および成績係数が計画値を満たし、実用化が十分可能であることを確認する。さらに、実稼働時の容量制御手段である温水流量に対する冷凍能力変化によって、一般の一重効用吸収冷凍機と同様に容量制御が可能であることを確認する。

第 8 章では、一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の導入事例について述べる。代表例として、コージェネレーション設備を有する欧州の事務所ビルへ導入し、実際に設置された後の運転データにより動作を検証する。ここでは冷水出口温度が設定値の 6 °C 付近に正常に制御されていることともに、冷房負荷が 30%程度と小さい条件において駆動温水温度 60 °C 程度前後で冷房用の 6 °C の冷水が得られていることにより、今後 60 °C 程度の温水を冷房用途に活用できる可能性を示す。

結論では、本論文で得られた成果を要約し、結論と今後の課題について述べる。

参考文献

- 浅岡龍徳, 藤村克己, 舩山蔵, 未利用エネルギー利用を目的とした吸収式氷スラリー生成器に関する研究－臭化リチウム・水・エタノール系吸収式冷凍機の性能評価－, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.33, No.4 (2016), pp.343-355.
- 藤居達郎, 西口章, 福島敏彦, 大内富久, 功刀能文, 相沢道彦, 吸収冷温水機の動特性解析(第 1 報, 蒸発器と吸収器の動特性モデル), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.60, No.572 (1994), pp.1416-1421.
- 藤居達郎, 西口章, 福島敏彦, 大内富久, 功刀能文, 吸収冷温水機の動特性解析(第 2 報, 蒸発器, 吸収器モデルの実機による検証), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.61, No.587 (1995), pp.2683-2689.

- 藤居達郎, 小松智弘, 松島均, 関口恭一, 動特性シミュレーションを用いた吸収冷温水機の冷却水チューブ汚れ診断アルゴリズム, 空気調和・衛生工学会論文集, No.96 (2005), pp.75-84.
- 藤居達郎, 長野克則, 冷水・冷却水変流量制御時における吸収式冷凍機の動特性解析, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.30, No.3 (2013), pp. 191-202.
- 今田俊也, NEDO「未利用熱エネルギーの革新的活用技術研究開発」における取組と排熱利用技術の適用拡大について, 省エネルギー, Vol.69, No.12 (2017), pp.18-21.
- 磯島将, 野田英彦, 正野孝幸, 氷点下冷熱を製造する吸収冷凍機用動作流体 $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O} - 1\text{-propanol}$ の結晶化温度, 2020 年度日本冷凍空調学会年次大会 (2020, 津), E213.
- 磯島将, 野田英彦, 折田久幸, 片山正敏, 正野孝幸, 氷点下冷熱を製造する吸収冷凍機用動作媒体 $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O} / 1\text{-Propanol}$ の蒸発特性, 2022 年度日本冷凍空調学会年次大会 (2022, 岡山), E322.
- 木村拓雅, 幡野博之, 野田英彦, 稲田孝明, 谷野正幸, 長沼宏, 堀田幹則, 成瀬一郎, 廃棄プラスチックエネルギーの高度有効利用 (2)低温排熱の有効利用, 化学装置 Vol.64, No.1, pp.48-54.
- 楠瀬暢彦, 革新的な熱利用技術の開発への取り組み, エレクトロヒート, No.213 (2017), pp.62-65.
- Ma, W. B. and Deng, S. M., Theoretical analysis of low-temperature hot source driven two-state $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ absorption refrigeration system, International Journal of Refrigeration, Vol.19, No.2 (1996), pp.141-146.
- 松島均, 藤居達郎, 小松智弘, 関口恭一, オブジェクト指向に基づく吸収式冷凍機の動特性解析(溶液循環系まわりの模擬故障解析), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.70, No.691 (2004), pp.751-757.
- 松島均, 藤居達郎, 小松智弘, 関口恭一, オブジェクト指向に基づく吸収式冷凍機の動特性解析(解析手法とモデル化の検討), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.70, No.695 (2004), pp.1784-1789.
- 正野孝幸, 野田英彦, 磯島将, 片山正敏, 折田久幸, 氷点下冷熱を製造する吸収冷凍機用新作動液の飽和特性, 2022 年度日本冷凍空調学会年次大会 (2022, 岡山), E321.

- 野田英彦, 正野孝幸, 山田章, 廣田洋一, 高橋燦吉, 氷点下冷熱を製造する吸収冷凍機の開発, 化学工学会第 37 回秋季大会 (2005, 岡山), P116.
- 小原春彦, 未利用熱エネルギーの革新的活用技術研究開発プロジェクトについて, 冷凍, Vo.96, No.1121 (2021), pp.201-204.
- 小田島聡, 野田英彦, 高橋晋, 折田久幸, 馬渕勝美, 藤居達郎, アルコール水溶液冷媒による氷点下冷熱製造の可能性, 化学工学会第 49 回秋季大会 (2017, 名古屋), DA103.
- 大園俊朗, 吸収冷凍機の省エネルギー特性, 冷凍, Vol.55, No.629 (1980), pp.239-249.
- 佐々木裕文, 石野裕嗣, 岡雅博, 津田博之, 円城寺慶太, 低温排熱利用ハイブリッド空調システムの開発 (第一報) — 60 °C 級低温排熱利用吸収サイクルの開発 —, 日本機械学会第 9 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2004), pp.421-424.
- 笹尾博行, 吉田崇, ダイナミック型吸収式製氷機の試作研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.13, No.3 (1996), pp.239-246.
- Schweigler, C. J., Riesch, P., Demmel, S., and Alefeld, G., A New Absorption Chiller to Establish Combined Cold, Heat, and Power Generation Utilizing Low-Temperature Heat, ASHRAE Transactions 102 (1) (1996), pp.1118-1127.
- Schweigler, C. J., Hellmann, HM., Preissner, M., Demmel, S., and Ziegler, F. F., Operation and Performance of a 350kW(100 RT) Single-Effect/Double-Lift Absorption Chiller in a District Heating Network, ASHRAE Transactions, 104 (1) (1998), pp.1420-1426.
- Schweigler, C., Demmel, S. and Ziegler, F., Single-effect/Double-lift Chiller: Operational Experience and Prospect, Proc. of the ISHPC. Munich, Germany (1999), pp.533-539.
- 高田秋一, 吸収冷凍機とヒートポンプ, 社団法人日本冷凍協会 (1989), p.114-116.
- 財団法人省エネルギーセンター, エコ・エネ都市システム, 棚澤一郎監修 (1999), p..154-160.
- 財団法人省エネルギーセンター, 工場群のエネルギーシステムに関する調査研究, 広域エネルギー利用ネットワークシステムの開発／エネルギーシステム設計技術の研究 (2001), p.45.

第一部
希薄溶液を利用した
中低温吸収冷凍機の研究

第 1 章 希薄溶液を利用した出力温度の低温化技術

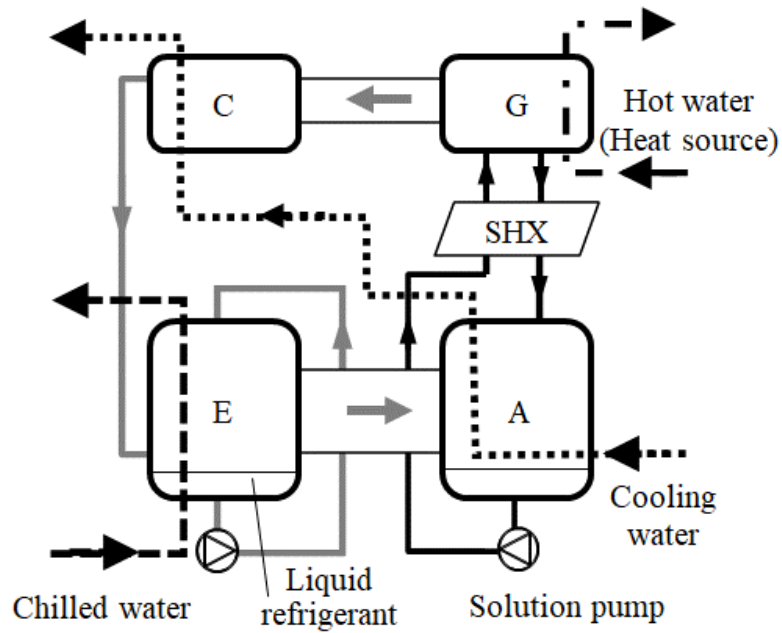
1. 1 吸収冷凍機の基本構成と動作原理

第一部では、希薄溶液を利用した中低温吸収冷凍機の開発について述べる。本章ではその導入として、吸収冷凍機の蒸発器に希薄溶液を用いることによってその発生温度を低減する方法について説明する。一重効用吸収冷凍機の基本構成は図 1-1(a)のように、蒸発器(E)、吸収器(A)、再生器(G)および凝縮器(C)から成り立っている。現在広く利用されている吸収冷凍機では、これらの要素は図 1-1(b)のように配置されている。

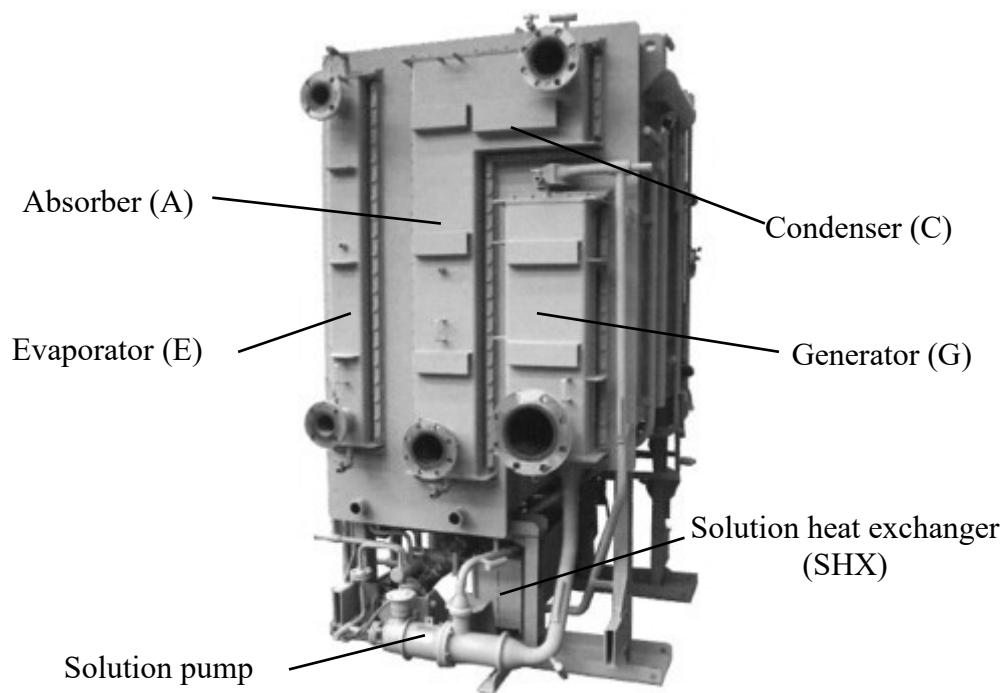
蒸発器(E)では、1/100 気圧未満である 600~700Pa 程度に減圧された容器内で冷媒が蒸発し、その蒸発熱で冷水などの冷熱取出し媒体が冷却される。蒸発器で発生した冷媒蒸気は吸収器(A)へ導かれる。吸収器では、吸湿性の液体(吸収剤;以下「溶液」と表記する)が冷却水で冷却されて冷媒蒸気を吸収する。冷媒蒸気を吸収した溶液は、再生器(G)で駆動熱源によって加熱濃縮され、再び吸収器に供給される。このとき再生器では冷媒蒸気が発生し、凝縮器(C)に導かれる。凝縮器では、この冷媒蒸気が冷却水によって冷却されて冷媒液となり、蒸発器に供給される。

吸収冷凍機の作動媒体としては、冷媒に水、吸収剤(溶液)に臭化リチウム水溶液が用いられており、一般に「水-臭化リチウム系」と呼ばれている。水-臭化リチウム系以外の作動媒体としてはアンモニア-水系が一部実用化されているが、アンモニアの毒性とこれに対応した法規制の問題から、広い普及には至っていない。水-臭化リチウム系では、水を冷媒としていることから発生温度の低温化に対して凍結温度の制約があり、所定の余裕を考慮すると冷水の出口温度は 4℃ 程度が下限であった。

この制約に対して、序論 3.1 項で述べた「エコ・エネ都市プロジェクト」では、蒸発器内に少量の吸収剤を混合して凍結温度を低下させる方法が開発された(内田, 西口, 2006)。この開発では、少量の吸収剤を混合した冷媒を「混合冷媒」と称していた。しかしながら、冷凍サイクルにおいて冷媒として循環する成分は水の単成分であり、混合冷媒との呼称は相応しくないと考える。そこで本研究では、冷媒である水に吸収剤を混合した蒸発器内の作動媒体を「希薄溶液」と称するものとする。この技術は本論文第一部の重要な先行研究であり、本論文との関係が深い部分を中心に調査した結果を以下に述べる。



(a) Cycle flow diagram.



(b) Commercialized chiller.

Fig. 1-1 Conventional single-effect absorption cooling cycle (a) and its application (b).

1.2 希薄溶液の性質

1.2.1 溶液濃度と凍結温度の関係

希薄溶液の活用にあたって最も重要な点は、冷媒液への吸収剤、すなわち臭化リチウム(LiBr)の混合量、言い換えれば希薄溶液の組成と凍結温度の関係である。吸収冷凍機の分野において、希薄溶液の組成は一般的に LiBr の重量%が溶液濃度として用いられている。濃度 0~20%における希薄溶液の濃度と凍結温度の関係(Sakiyama *et al.*, 1999)を図 1-2 に示す。凍結温度の測定では、過冷却による誤差を防止するために、ガラス試料容器内に濃度を調整した希薄溶液を封入して徐々に冷却して試料を一部凍結させた後、周囲温度を徐々に上昇させ、試料が完全に融解した時点の温度を凍結温度としている。

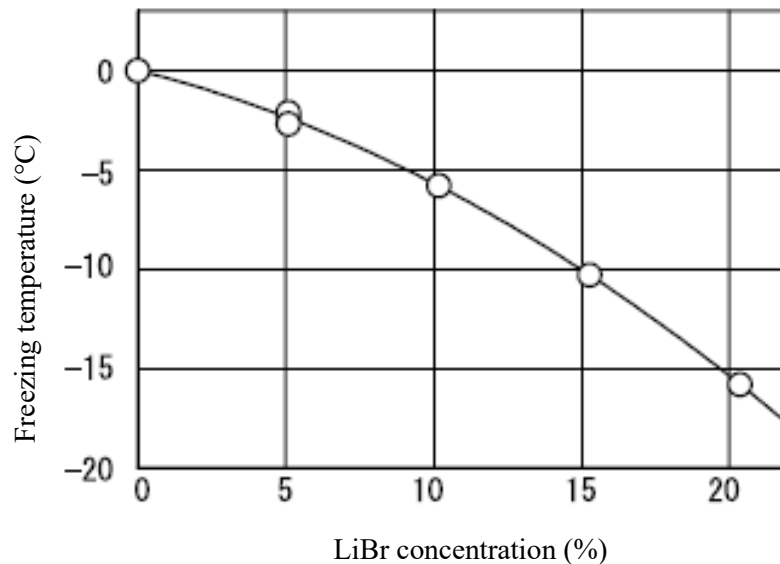


Fig. 1-2 Freezing temperature of diluted LiBr/H₂O solution (Sakiyama *et al.*, 1999).

この凍結温度の低下を吸収冷凍サイクルに応用する場合、機器の信頼性を考慮すると、凍結温度は冷熱媒体の出口温度に対して十分な余裕を確保する必要がある。この余裕は、熱交換に必要な温度差から最低限 4 °C 以上、信頼性を重視すると 5 °C 以上と考えられる。例えば、1 °C の冷水を得る場合は -4 °C 以下、-5 °C の不凍液を得る場合は -10 °C 以下の凍結温度となるように、希薄溶液の濃度を設定する必要がある。

1.2.2 溶液濃度と蒸発熱伝達率の関係

蒸発器内の媒体を希薄溶液化すると、蒸発器の伝熱性能の低下が生じる。これは、伝熱管表面に形成される流下液膜が 2 成分系となることにより液膜の厚さ方向に物質移動が生じること、液膜自体の粘性の上昇などによるものと考えられる。

希薄溶液における蒸発熱伝達率の実測結果(Sakiyama *et al.*, 1999)を図 1-3 に示す. 蒸発温度 0°C における熱伝達率に着目すると, 純粋冷媒の約 $4.0 \text{ kW/m}^2\text{K}$ から濃度 10%では $3.2 \text{ kW/m}^2\text{K}$ と 20%程度低下している. このため, 凍結防止と性能の確保を両立させ, 安定した運転を実現するためには, 希薄溶液濃度を精度良く管理する必要がある. そこで, 「エコ・エネ都市プロジェクト」では, 希薄溶液の配管に密度計測器を設置して希薄溶液濃度を制御する技術(西口, 大内, 2004)を開発し, 冷媒の凍結と蒸発伝熱性能の低下を防止している.

具体的には, 希薄溶液の濃度測定結果をもとに, 低温蒸発器への純粋冷媒供給量を制御することによって, 希薄溶液濃度を最適な範囲に維持している.

1. 3 低温吸収冷凍機のサイクル構成

以上の希薄溶液の性質をもとに, -5°C の不凍液を得ることを目的として図 1-4 に示すサイクルが構築された. このサイクルは「低温吸収冷凍サイクル」と呼ばれ, 蒸発器と吸収器が高温側, 低温側の 2 組となっており, 高温側の蒸発器で冷却した冷水を, 低温側の吸収器の冷却水として用いる構成である.

吸収液(溶液)は, 1. 1節で説明したように再生器で加熱されて冷媒蒸気を発生させ, この冷媒蒸気は凝縮器で冷却されて凝縮液化する. 凝縮器で生成した冷媒液を 2 つに分岐してそれぞれ高温蒸発器と低温蒸発器に送り, 各蒸発器で蒸発させて冷熱を発生させる. 高温蒸発器と連通した高温吸収器は $30\sim 32^{\circ}\text{C}$ の冷却水で冷却されるのに対して, 低温蒸発器と連通した低温吸収器は高温蒸発器から供給される $7\sim 10^{\circ}\text{C}$ の冷却水で冷却されるために吸収力が強く, 低温蒸発器内の蒸発温度を -10°C まで低減することができる.

ここで低温蒸発器内の冷媒液は, 蒸発温度 -10°C での凍結を防止するために前節で述べた希薄溶液とされており, その濃度を管理するために前述の濃度制御技術が用いられている.

なお, 図 1-4 に示した蒸発器と吸収器の 2 段構成は本論文第二部で対象とする「ダブルリフトサイクル」の一種である. 図 1-4 の低温吸収サイクルは蒸発器と吸収器を 2 段構成としているのに対して, 第二部で扱う低温駆動サイクルでは吸収器と再生器を 2 段としたものであり, 異なる構成である.

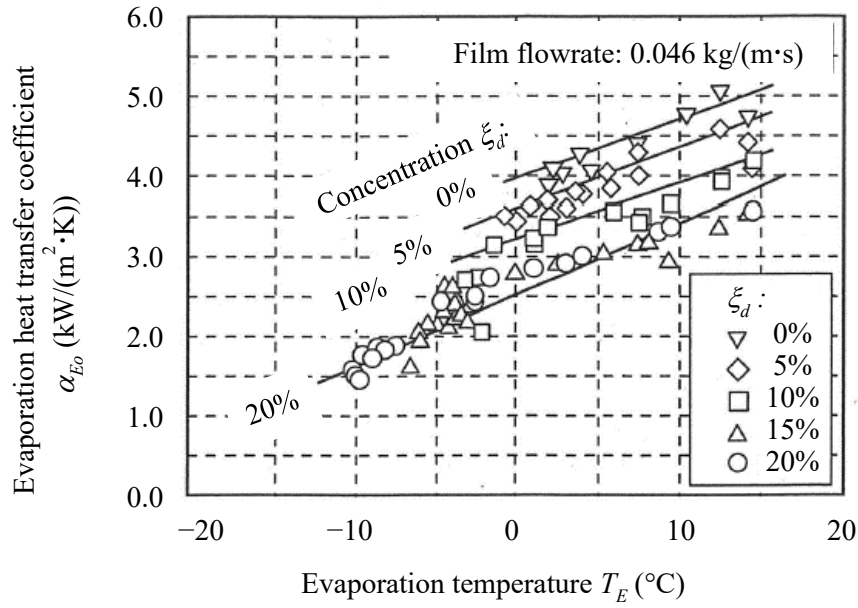


Fig. 1-3 Evaporation heat transfer coefficient of diluted LiBr/H₂O solution.
(ξ_{LiBr} : LiBr concentration (wt%))

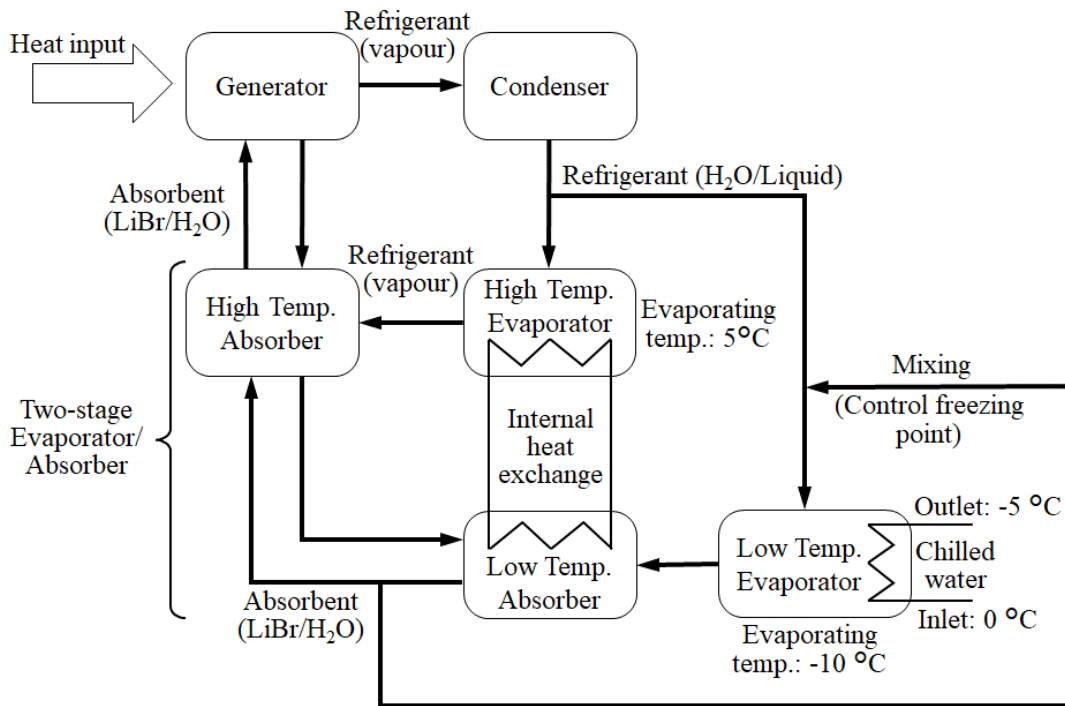


Fig. 1-4 Schematic diagram of low temperature absorption refrigerating machine which was previously developed in “Eco-Energy City Project”.

1. 4 低温吸収冷凍機の実用化

以上の希薄溶液の性質とこれを活用したサイクル構成により，低温吸収冷凍機が開発，実用化された．製品の外観を図 1-5 に示す．本製品導入事例として，飲料メーカーのプロセス冷却用途への適用例 がある(内田，西口，2006)．この製品は現在も利用可能であるが，広範な普及には至っていない．その理由としては，凝縮器で生成した冷媒液を高温，低温 2 つの蒸発器に供給する構成であるため理論成績係数が通常の吸収冷凍機に対して約 1/2 となり，年々進歩している電動式冷凍機との競争が難しい点が挙げられる．第 2 章，第 3 章はこの課題に対応する「中低温吸収冷凍機」の研究開発に関するものである．

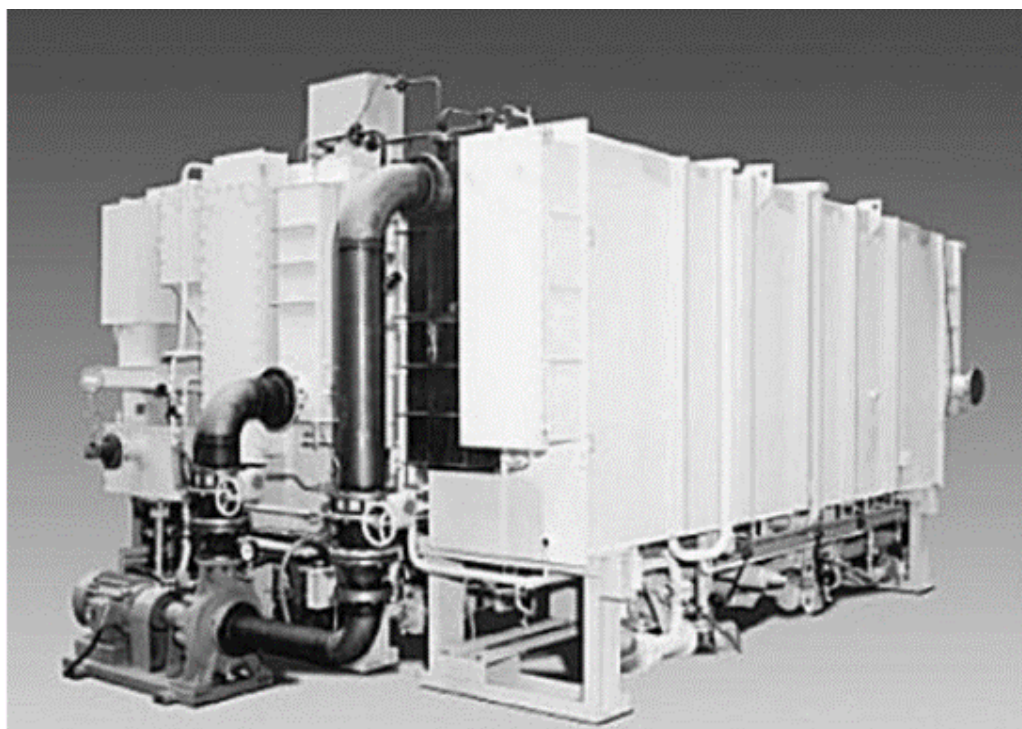


Fig. 1-5 Photo of the low temperature absorption refrigerating machine with diluted LiBr/H₂O solution.

第2章 希薄溶液を考慮したサイクルシミュレーション[†]

2.1 緒言

第1章で述べたように、水を冷媒、臭化リチウム水溶液を吸収剤とする吸収冷凍機では、0℃以下の蒸発温度を得るために蒸発器内の冷媒に少量の吸収剤を混合し、希薄溶液とすることにより凍結温度を純水の0℃から低下させる方法が用いられている。本論文ではこのサイクルを「希薄溶液サイクル」と称している。

この技術は、第1章で述べたように「エコ・エネ都市プロジェクト」((財)省エネルギーセンター, 1999)において、希薄溶液の凍結温度特性等(Sakiyama *et al.*, 1999)が取得された後、「低温吸収冷凍機」と称して実用化された。この機種は希薄溶液から冷媒を蒸発させることによって-5℃のブラインを発生するものであるが、成績係数は温度および圧力レベルの異なる2組の蒸発器と吸収器を持つ構成(2段蒸発吸収)により約1/2となり、二重効用機で0.485(大内他, 2000), 0.58(内田, 西口, 2006)程度となっている。

一方、食品・飲料産業等の分野で用いられる保管温度10℃以下の冷蔵倉庫では1~3℃程度の冷水が利用可能である。この温度帯については、2段蒸発吸収構造を用いずに、一般空調用の吸収冷凍機と同等の構成に対して蒸発器内を希薄溶液とすることによって冷水を供給できる可能性がある。本研究ではこの点に着目して冷水温度1~3℃程度に対応する吸収冷凍機を対象とし、従来の低温吸収冷凍機と区別して「中低温吸収冷凍機」と称するものとする。

吸収冷凍機の開発においてはサイクルシミュレーションが有効な手段である。具体的には、質量収支、臭化リチウムの収支およびエネルギーの収支に基づく定常状態のモデルに対して伝熱性能を実験データから与えることにより、装置の特性を整合性良く模擬できる(飛原他, 1987)。この方法は排熱利用型二重効用サイクルの特性検討(尹他, 1995)、二重効用吸収サイクルへの排熱投入方法の検討(小島他, 1997b)、二重効用機の部分負荷効率の検討(Fujii *et al.*, 2002)(川上他, 2004)などに活用されている。

そこで本研究では、このシミュレーション手法を中低温吸収冷凍機に適用することによって1~3℃程度の冷水発生の実現性を検討し、その結果をもとに試作機を製作し動作を検証する。本章ではその基本段階として、蒸発器内の希薄溶液を考慮したサイクルシミュレーション技術を開発し、デューリング線図等によって基本的な特性を検討する。

[†] 日本冷凍空調学会論文集 Vol.39, No.1 (2022), pp.35-42. 掲載。

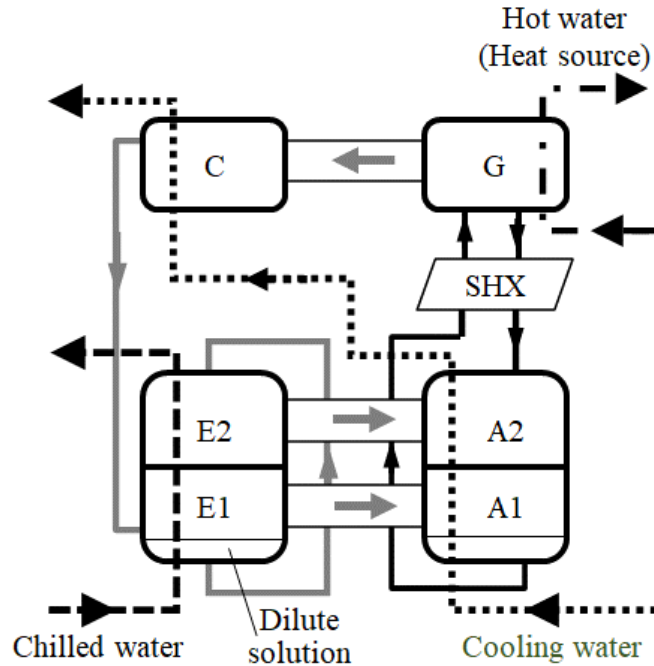


Fig. 2-1 Cycle flow diagram of absorption chiller with 1-3°C chilled water output.

(C: Condenser, G: Generator, E1, E2: Evaporator, A1, A2: Absorber,
SHX: Solution heat exchanger)

2.2 中低温吸収冷凍機の概要

2.2.1 基本構成

本開発で対象とする中低温吸収冷凍機の系統図を図 2-1 に示す。基本構成は図 1-1 の温水焚一重効用吸収冷凍機と同一であり、効率向上手段として蒸発器と吸収器の上下 2 分割構造(西口他, 2005)を採用している。各分割部の番号は下部を 1, 上部を 2 としている。凝縮器から蒸発器に流入する冷媒液は下部の蒸発器(E1)に供給されている。ここで、上下 2 分割構造(two-step E/A)は図 1-4 に示した 2 段蒸発吸収(two-stage E/A)とは異なる点に注意されたい。

2.2.2 蒸発温度低下が理論 COP に与える影響

開発の予備検討として、蒸発温度の低下による理論 COP への影響を確認する。吸収冷凍サイクルの理論 COP は以下のように導かれる(澤登, 1991)。

サイクル全体のエネルギーおよびエントロピー収支式は式(2-1), (2-2)で表される。

$$Q_G + Q_E = Q_A + Q_C \quad (2-1)$$

$$\frac{Q_G}{T_G^*} + \frac{Q_E}{T_E^*} = \frac{Q_A}{T_A^*} + \frac{Q_C}{T_C^*} \quad (2-2)$$

ここで、 T^* は各要素内の平衡温度を絶対温度で表したものである。理想的サイクルにおいては $T_A^* = T_C^*$ であり、式(2-1)を考慮すると式(2-2)は以下のように変形できる。

$$\frac{Q_G}{T_G^*} + \frac{Q_E}{T_E^*} = \frac{Q_A + Q_C}{T_C^*} = \frac{Q_G + Q_E}{T_C^*} \quad (2-3)$$

ここで、冷凍サイクルの理論 COP (COP_{th}) を η で表すと、 $\eta = Q_E / Q_G$ であるから $Q_E = \eta \cdot Q_G$ と表される。この関係を式(2-3)に適用し、さらに全体を Q_G で割ると、式(2-3)は式(2-4)のように η と各温度の関係に変形される。

$$\frac{1}{T_G^*} + \frac{\eta}{T_E^*} = \frac{1 + \eta}{T_C^*} \quad (2-4)$$

さらに、式(2-4)を η について解くと式(2-5)のようになる。

$$\eta = \frac{T_E^*(T_G^* - T_C^*)}{T_G^*(T_C^* - T_E^*)} \quad (2-5)$$

ここで、デューリング線図上においてすべての等濃度線は絶対温度の原点を通る直線群で近似的に表される(大園, 1980)としたデューリング則が成り立つとすると、 $T_E^*:T_C^* = T_C^*:T_G^*$, すなわち

$$T_G^* = \frac{T_C^{*2}}{T_E^*} \quad (2-6)$$

が成立する。この関係を式(2-5)に適用すると次式が導かれる。

$$\eta = \frac{T_E^*}{T_C^*} \quad (2-7)$$

さらに式(2-6)から $T_C^* = \sqrt{T_G^* T_E^*}$ であるから、この関係を式(2-7)に適用すると、 η は次式のように再生器と蒸発器の絶対温度で表すことができる。

$$\eta = \sqrt{\frac{T_E^*}{T_G^*}} \quad (2-8)$$

式(2-8)によって理論 COP を計算した結果を図 2-2 に示す. 本開発の目標値では冷水出口温度および蒸発温度が一般空調用に対して約 5 °C 低下するが, このとき理論 COP は約 0.01 低下する.

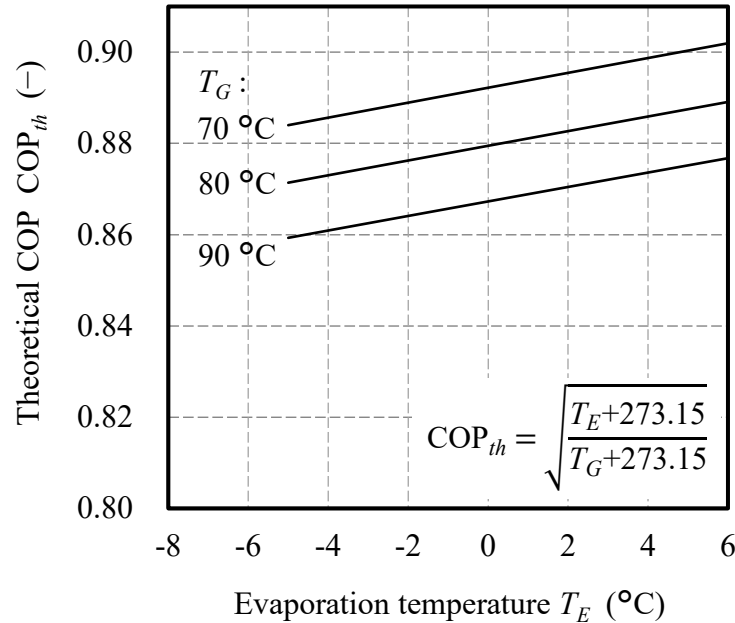


Fig. 2-2 Effect of evaporation temperature on the theoretical COP (COP_{th}).

2.2.3 従来サイクルとの比較

希薄溶液サイクルでは, 通常の吸収冷凍サイクルに対して蒸発器内の冷媒に少量の吸収剤を混合していることから, シミュレーションにあたり, 以下の 3 点を考慮する.

- (a) 蒸発器内の平衡状態は希薄溶液の物性 (Sakiyama *et al.*, 1999) (大内他, 2000) に従い, 冷媒である純水の飽和温度との温度差が生じる.
- (b) 蒸発器における蒸発熱伝達率は希薄溶液の濃度上昇とともに低下する (Sakiyama *et al.*, 1999), ((財)省エネルギーセンター, 1999).
- (c) 蒸発器内を循環する希薄溶液濃度は, 冷媒蒸気の蒸発および凝縮器からの純粋冷媒の混合によって変化する.

2. 3 希薄溶液サイクルのシミュレーション

2.3.1 各要素機器のモデリング方法

吸収冷凍サイクルのシミュレーションでは、要素ごとに物質収支式、エネルギー収支式を設け、これらをサイクルフローに従って接続する方法が一般的に用いられている(Vliet *et al.*, 1982) (飛原他, 1987), (尹他, 1995). 本開発で対象としている温水駆動型の吸収冷凍サイクルのシミュレーションとしては、温水熱源ヒートポンプの解析例(小島他, 1997a)がある. そこで本開発では、この解析モデルを各要素に採用してシミュレーションを行った. ただし蒸発器については、次節に述べるように希薄溶液と冷媒循環経路を考慮して新規に計算モデルを構築した.

2.3.2 上下 2 分割蒸発器のモデル

上下 2 分割型の蒸発器の計算モデルと使用する記号を図 2-3 に示す. 吸収冷凍機の蒸発器では、伝熱管表面に冷媒液を供給して流下液膜を形成するために蒸発器内で冷媒を循環するポンプと配管が設けられている. 従来のシミュレーションでは単一構造の蒸発器を対象としているため、冷媒循環経路は蒸発器内部の循環であり、計算モデルへの反映は必要ではない. これに対して上下 2 分割型の場合は蒸発温度の異なる 2 つの蒸発器の間を冷媒液が循環するため、各蒸発器のモデリングに際して冷媒循環経路を考慮する必要がある.

吸収器については蒸発器と同様に上下 2 分割構造となっているが、作動媒体の入出力は従来と同様であり、蒸発器のような再循環経路を持たないため、従来と同様のモデルをサイクルフローに従って 2 組実装した.

本開発では冷媒循環経路は希薄溶液の循環経路となり、各蒸発器に対する基礎方程式は以下ようになる.

下段側蒸発器(E1)について、
冷媒および希薄溶液の物質収支の式:

$$G_{rE1} + G_{dE1i} = G_{dE1o} + G_{vE1} \quad (2-9)$$

吸収剤(臭化リチウム)の収支式:

$$G_{dE1i}\xi_{dE1i} = (G_{dE1i} - G_{vE1})\xi_{dE1m} = G_{dE1o}\xi_{dE1o} \quad (2-10)$$

ここで ξ_{dE1m} は、蒸発伝熱部出口、凝縮器からの冷媒と混合する前の希薄溶液濃度、 ξ_{dE1o} は混合後の希薄溶液濃度である.

冷媒および希薄溶液のエネルギー収支式:

$$G_{rEi}h_{rEi} + G_{dE1i}h_{dE1i} + Q_{E1} = G_{dE1o}h_{dE1o} + G_{vE1}h_{vE1} \quad (2-11)$$

ここで、希薄溶液のエンタルピ h_{dE1i} , h_{dE1o} は、物性値 (Brunk, 1982) を用いて求める。
冷水のエネルギー収支式:

$$G_{wE}h_{wE1i} = G_{wE}h_{wE1o} + Q_{E1} \quad (2-12)$$

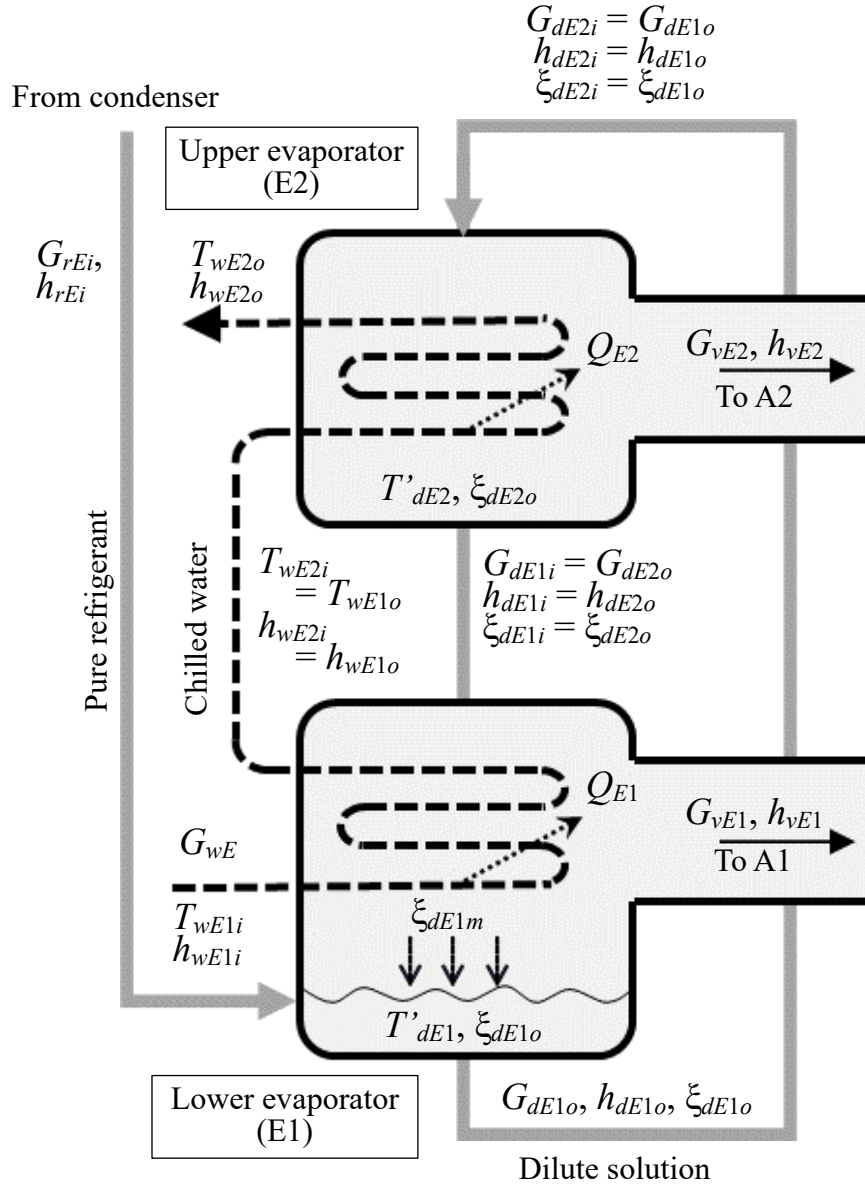


Fig. 2-3 Simulation model of 2-step evaporator.

上段側蒸発器(E2)について,
冷媒および希薄溶液の物質収支の式:

$$G_{dE2i} = G_{dE2o} + G_{vE2} \quad (2-13)$$

吸収剤(臭化リチウム)の収支式:

$$G_{dE2i}\xi_{dE2i} = G_{dE2o}\xi_{dE2o} \quad (2-14)$$

冷媒および希薄溶液のエネルギー収支式:

$$G_{dE2i}h_{dE2i} + Q_{E2} = G_{dE2o}h_{dE2o} + G_{vE2}h_{vE2} \quad (2-15)$$

冷水のエネルギー収支式:

$$G_{wE}h_{wE2i} = G_{wE}h_{wE2o} + Q_{E2} \quad (2-16)$$

ここで, 冷水流量 G_{wE} は各蒸発器で同一であり, それぞれ入口, 出口において一定とした. 式(2-11), (2-12)および式(2-15), (2-16)における各蒸発器の交換熱量 Q_{E1}, Q_{E2} は次式で算出する.

$$Q_E = K_E A_E \Delta T_E \quad (2-17)$$

式(2-17)の熱交換温度差 ΔT_E は, 蒸発温度を希薄溶液の飽和温度 T'_{dE} として式(2-18)により算出する.

$$\Delta T_E = \frac{T_{wEi} - T_{wEo}}{\ln \frac{T_{wEi} - T'_{dE}}{T_{wEo} - T'_{dE}}} \quad (2-18)$$

ここで希薄溶液の飽和温度 T'_{dE} は, 蒸発器内圧力に対する純水の飽和温度 T'_{rE} と各蒸発器の希薄溶液の濃度 ξ_{dE1m}, ξ_{dE2o} から, 物性値(Brunk, 1982)を用いて求める.

$$T'_{dE} = f(T'_{rE}, \xi_{dE}) \quad (2-19)$$

また式(2-17)の熱通過率 K_E は, 管壁の熱抵抗を無視して次式で算出する.

$$K_E = \left\{ \frac{1}{\alpha_{Ei} \left(\frac{d_i}{d_o} \right)} + \frac{1}{\alpha_{Eod}} \right\}^{-1} \quad (2-20)$$

ここで希薄溶液の蒸発熱伝達率 a_{Eod} は, 純水を冷媒とした場合の蒸発熱伝達率 a_{Eor}

から単位濃度あたりの減少率を一定として次式で算出する.

$$\alpha_{Eod} = \alpha_{Eor} \left(1 - k \frac{\xi_{dE}}{100} \right) \quad (2-21)$$

式(2-21)では, 図 1-3 に示した「エコ・エネ都市プロジェクト」による希薄溶液の蒸発熱伝達率を参考にして, 適用範囲を $0 \leq \xi_{dE} \leq 15\%$, 定数 k の値を 2.0 に定めた.

2.3.3 シミュレータの入力と出力

以上の計算モデルを基本として作成したサイクルシミュレータの主な入力と出力を図 2-4 に示す. 入力として冷水, 冷却水および加熱用温水の入口温度と流量を設定する. 蒸発器内の希薄溶液濃度は, 臭化リチウムの混合量によって任意に設定可能であることからシミュレータにおいても入力項目とした.

出力は冷水, 冷却水および加熱用温水の出口温度, およびこれらから次式で算出される冷凍能力と成績係数(COP) である.

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (2-22)$$

さらに本シミュレータでは, 次節で述べるように計算結果を基にデューリング線図が描画され, 結晶線および凍結温度に対する余裕などが確認できる.

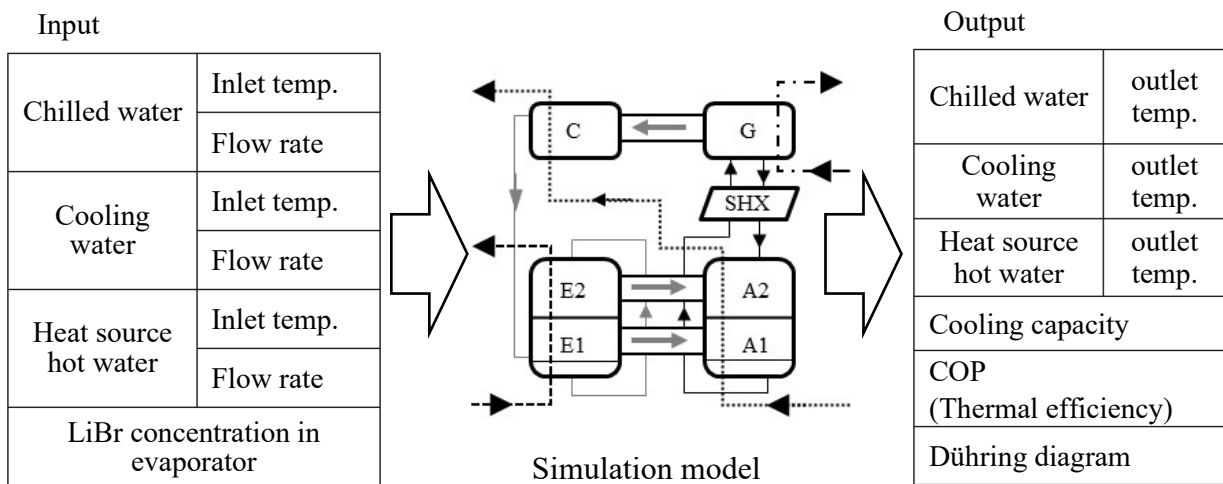


Fig. 2-4 Input and output of cycle simulator.

2.4 シミュレーション結果

2.4.1 1 °C 発生サイクルのシミュレーション

冷水出口温度を本開発の目標範囲の下限である 1 °C とした場合のシミュレーション結果を表 2-1 に示す. 蒸発器内の希薄溶液濃度は 10% として凍結温度を-5 °C 程度とし, 冷水出口温度である 1 °C に対する余裕を設けた.

Table 2-1 Simulation result of 1 °C output cycle.

Chilled water	Inlet temp. (°C)	6.0
	Outlet temp. (°C)	1.0
	Flow rate (kg/s)	2.47
Cooling water	Inlet temp. (°C)	28.0
	Outlet temp. (°C)	33.0
	Flow rate (kg/s)	5.92
Heat source hot water	Inlet temp. (°C)	90.0
	Outlet temp. (°C)	75.5
	Flow rate (kg/s)	1.19
LiBr concentration in evaporator (%)		10
Cooling capacity (kW)		51.9
COP (Thermal efficiency) / -		0.715

各要素の伝熱性能については先行研究(飛原他, 1987)の方法を参考に一般の吸収冷凍機における値を用いてシミュレーションの妥当性, 整合性を確保した. ただし蒸発器については式(2-21)に従って管外熱伝達率の減少を反映した.

シミュレーションにおいて式(2-22)で算出した COP は 0.715 となった. この値は 8 °C の冷水を供給する一般の一重効用機の 0.75 に対して約 95%であり, 0.035 の低下である. このうち冷水温度の変化による理論 COP の低下は, 図 2-2 から 0.014 程度である. したがって, 理論値の低下を除く COP の低下は 0.021 であり, 次節で述べる希薄溶液の平衡状態特性と, 式(2-21)で示される蒸発熱伝達率の低下に起因するものと考えられる.

なお, 表 2-1 における COP と図 2-2 に示した理論 COP との絶対値の差異については, 各熱交換要素における伝熱面積が有限であることにより, 熱交換が不完全となって生じる損失, 凝縮器の冷媒液が蒸発器に流入する際の自己蒸発による損失, 等により生じたものである.

2.4.2 希薄溶液の平衡状態特性の影響

次に、2.2.3 節(a)で述べた希薄溶液の平衡状態特性が冷凍サイクルの性能に与える影響を検討するため、シミュレータを用いて平衡状態特性を計算に反映しない場合 (Pure refrigerant) と反映した場合 (Dilute solution) の冷凍能力、入熱量および COP を比較した。計算結果を図 2-5 に示す。これらの計算では冷水流量を一定とし、冷水出口温度が 1°C となるように入口温度を調整した。加熱用温水および冷却水の入口温度と流量、蒸発器内の希薄溶液濃度はいずれも表 2-1 と同様である。式(2-21)で示した蒸発熱伝達率の低下はいずれも反映されている。

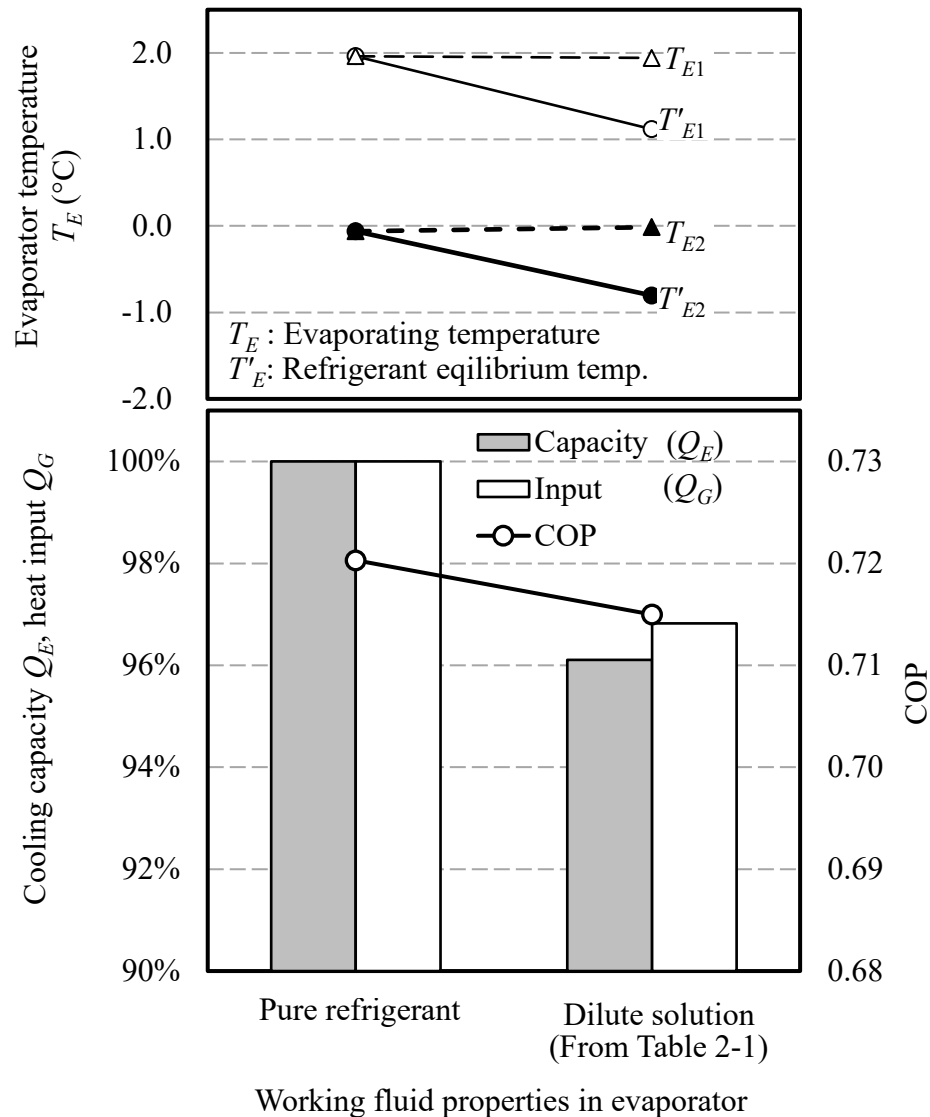


Fig. 2-5 Influence of the equilibrium characteristics of the dilute solution. Cooling capacity and heat input decrease in 3.9% and 3.2%, respectively. COP also decreases in 0.005, that is 0.7% of pure refrigerant characteristics.

棒グラフで表す冷凍能力および入熱量は、平衡状態特性の影響によりそれぞれ 3.9%, 3.2%減少している。これらの比である COP は 0.7%低下して、その減少幅は約 0.005 である。従って、前節で述べた蒸発熱伝達率の低下の影響は、理論値の低下を除く COP 低下幅の 0.021 のうち、この平衡状態特性による 0.005 を除いた 0.016 程度と考えられる。

平衡状態特性を代表して、蒸発器 E1, E2 の冷媒飽和温度(T'_{E1} , T'_{E2}) の比較を蒸発温度(T_{E1} , T_{E2}) と合わせて図 2-5 上段に示す。冷水出口温度はともに 1 °C であり、蒸発温度の差は E1, E2 とともに 0.1 °C 未満である。一方、蒸発器内を希薄溶液としたことにより冷媒飽和温度と希薄溶液の飽和温度、すなわち蒸発温度の間に温度差が生じ、冷媒飽和温度は E1 において 0.8 °C, E2 において 0.7 °C 低下している。

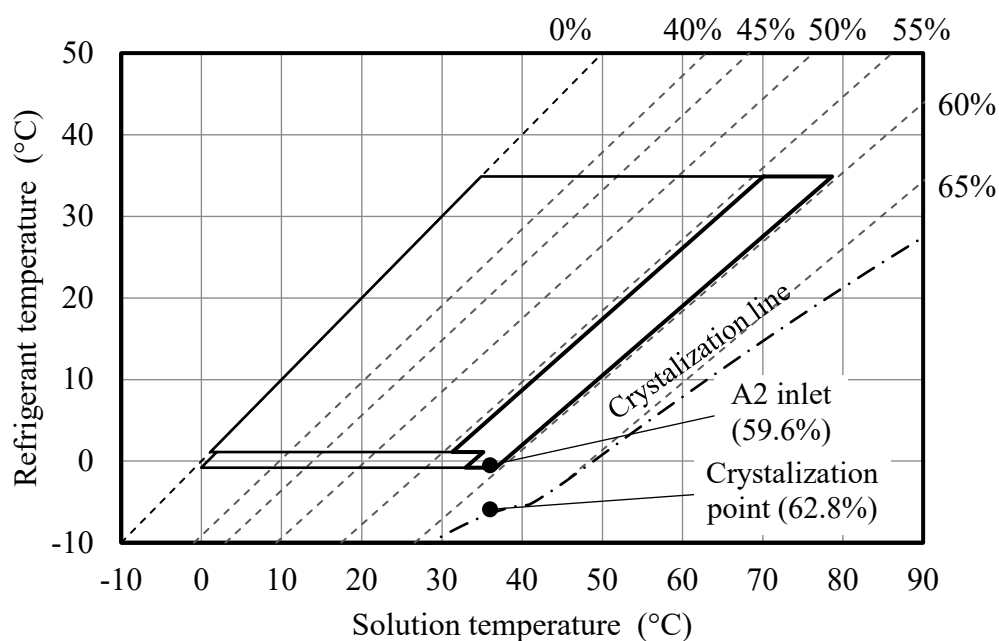
その結果、蒸発器 E1, E2 と連通した吸収器 A1, A2 においても冷媒飽和温度と同程度の溶液飽和温度の低下が発生し、冷却水との温度差と熱交換量、および冷媒吸収量が減少したことが冷凍能力の減少に影響していると考えられる。

以上から、希薄溶液サイクルのシミュレーションにおいて 3.2.3 節(a) で述べた平衡状態特性の影響が無視できないことがわかる。

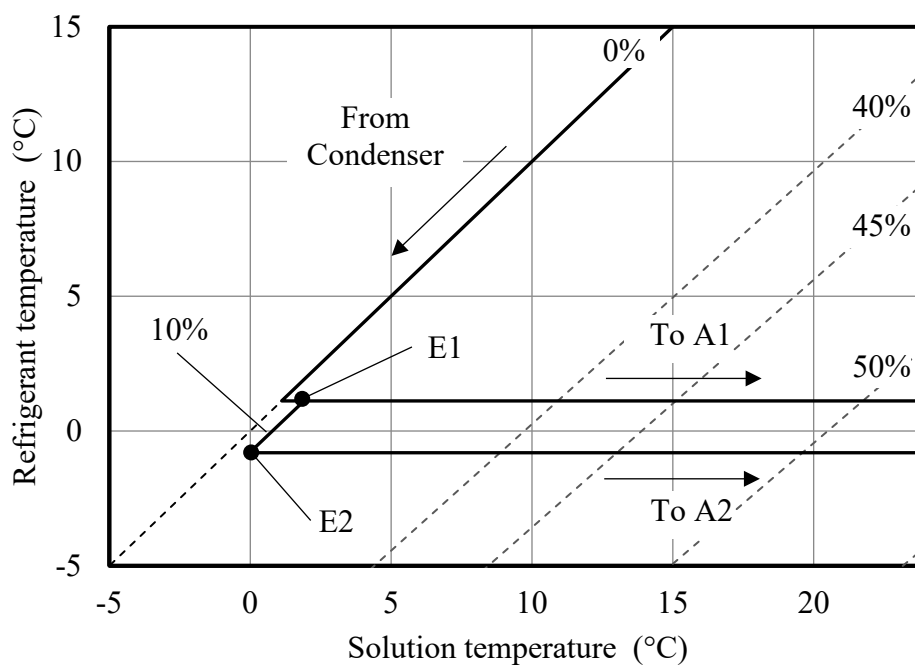
2.4.3 デューリング線図による実現性の確認

デューリング線図は吸収冷凍サイクルの熱力学的表現方法の一つであり、その特徴を理解する上で有効なツールである(Herold *et al.*, 1996) (宮崎, 2017)。本開発で採用する蒸発器と吸収器の 2 分割構造については既往の描画、検討例がある(西口他, 2005)。一方、同様に本開発で採用する希薄溶液サイクルについては、概念的な表記例(Sakiyama *et al.*, 1999)があるものの、定量的な検討例は見当たらない。そこで本開発では、デューリング線図上に希薄溶液サイクルを描画することによって、その特性と実現性を検討する。

表 2-1 のシミュレーション結果に対するデューリング線図を図 2-6(a)に示す。蒸発器の底部における希薄溶液濃度は図 2-4 に示す入力値であり、表 2-1 で設定したように 10% である。希薄溶液の循環経路内で濃度が最も上昇する位置は下段側(E1)の管群出口における ξ_{dE1m} であり、その濃度は約 10.4%、濃度幅で 0.4%であった。これは図 2-6(a)の横軸で示す溶液の平衡温度に換算すると 0.04 °C となる。この結果から、希薄溶液の濃度変化がサイクルの挙動に与える影響は十分小さいものと考えた。



(a) Whole cycle diagram and crystallization margin.



(b) Detail of the two-step evaporator.

Fig. 2-6 Dühring diagram of dilute-solution cycle. Dilute solution in the evaporators is shown as a 10 wt % iso-concentration line.

2 分割した吸収器を循環する溶液は一般空調用の検討例(西口他, 2005)と同様の挙動を示している. 図中の結晶線は文献(M. CONDE ENGINEERING, 2014)による. サイクルの実現性について結晶線との関係に着目すると, 高濃度側の溶液濃度は 59.6%, 同一溶液温度下での結晶濃度は 62.8%であり, 3.2%程度の余裕がある.

2 分割蒸発器部分の拡大図を図 2-6(b)に示す. 高温側蒸発器(E1)および低温側蒸発器(E2)の状態は純水(0%)から 1 °C 程度温度上昇している. 凝縮器から流入する冷媒液は E1 で希薄溶液と混合し, E2 および E1 で蒸発したのち, それぞれ吸収器 A2, A1 で吸収される. 蒸発器内の凍結温度について, E2 における 10%希薄溶液の凍結温度は -5.4 °C であるが, これに対して蒸発温度は 0.0 °C であり, 5.4 °C の余裕がある. これは, 希薄溶液濃度, すなわち蒸発器内への吸収剤の混合量を適正に設定することによって, 蒸発器内の凍結を防止できることを示している.

以上のシミュレーション結果およびデューリング線図上での検討から, 希薄溶液サイクルは溶液の結晶防止, 蒸発器内の凍結防止の観点から十分な実現性を持つことが確認された.

2.5 第2章のまとめ

1-3 °C 中低温吸収冷凍機の開発の基本段階として, 蒸発器と吸収器の 2 分割構造と蒸発器内の希薄溶液を考慮したサイクルシミュレーションによる検討の結果, 以下の結論を得た.

- (1) 冷水出口温度 1 °C, 温水温度 90 °C, 冷却水温度 28 °C において, 8 °C の冷水を供給する一般の一重効用吸収冷凍機の約 95%にあたる COP0.715 が得られる.
- (2) このときの蒸発温度は低温側蒸発器において 0.0 °C であり, 希薄溶液濃度を 10%とすることにより, 凍結温度を-5.4 °C として冷媒凍結を回避できる.
- (3) 希薄溶液では冷媒飽和温度と蒸発温度との温度差が生じて冷凍能力が減少する. 一方, COP に対する影響は小さい. 対象とした希薄溶液サイクルでは希薄溶液濃度を 10%とした場合に冷凍能力は 3.9%減少するのに対し, COP の低下は 0.005 程度である.
- (4) 希薄溶液サイクルの特徴をデューリング線図により定量的に表現した. 線図上での検討により, 対象とした希薄溶液サイクルは結晶線に対して溶液濃度 3.2%程

度の余裕があり、凍結温度に対して (2) の通り 5.4°C の余裕を持つことを確認した。

以上により、希薄溶液サイクルによる $1\text{--}3^{\circ}\text{C}$ 中低温吸収冷凍機は十分実現可能であることを確認した。第3章ではこの結果に基づき製品試作機を製作し、これによる実験結果について論じる。

第3章 製品試作機による中低温吸収冷凍機の動作検証[†]

3.1 緒言

第2章では、蒸発器内の冷媒に少量の吸収剤を混合した希薄溶液サイクルのシミュレータを開発し、90℃の加熱用温水、28℃の冷却水を用いて1℃の冷水が供給可能であることを示した。

希薄溶液サイクルの実用化のためには、シミュレーションと並んで試作機による動作確認が不可欠である。また本開発は、空調用途と同時に冷蔵倉庫等の産業用途への適用を目的としている。特に産業用途では適用先ごとに熱源温度、供給温度などの条件が異なるため、導入にあたってはシミュレーションによる事前検討が重要である。このような導入検討にサイクルシミュレータを活用するためには、シミュレータの妥当性を実験との比較によって検証しておく必要がある。

そこで第3章では、前章の結果に基づいて製作した製品試作機による検証実験の概要とその結果を述べるとともに、実験結果を用いてシミュレータの妥当性を検証する。

3.2 実験装置

3.2.1 製品試作機の仕様

中低温吸収冷凍機の実用化に向けて、実際の製品規模の試作機を製作した。設定した主な仕様を表3-1に示す。本試作機は一般空調用の温水焚一重効用吸収冷凍機を基本としている。作動媒体は水-臭化リチウム系であり、界面活性剤として2-エチルヘキシルアルコールを添加している。高効率化技術として蒸発器と吸収器を上下2分割型とし、溶液熱交換器はプレート熱交換器を採用している。蒸発器内の冷媒には臭化リチウム濃度が10%程度となるように吸収剤を混合し、凍結温度を約-5℃に低減した。

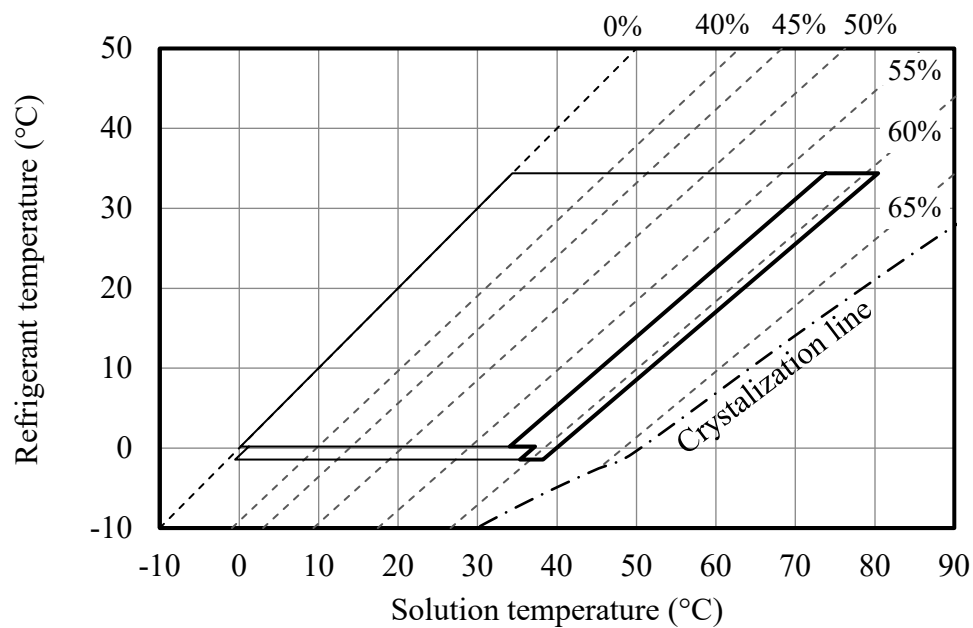
仕様値におけるCOPは、8℃の冷水を供給する一般空調用の0.75に対して理論COPの低下および伝熱性能の低下を考慮して0.70と設定した。また、消費電力は冷凍能力の約1.8%であり、排熱利用機器として十分小さい値と考える。

[†] 日本冷凍空調学会論文集 Vol.39, No.1 (2022), pp.43-50. 掲載。

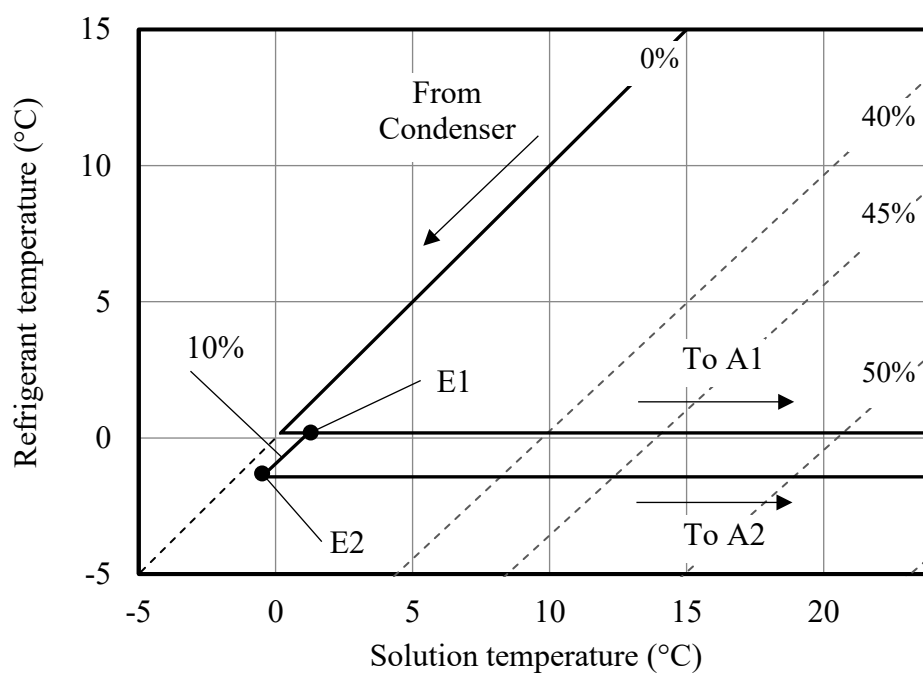
Table 3-1 Major specifications of the production prototype.

Element		Unit	Specification
Working pair		-	H ₂ O / LiBr
Cooling capacity		kW	388
COP (Thermal efficiency)		-	0.70
Chilled water	Flowrate	m ³ /h	66.5
	temperature (inlet/outlet)	°C	7.0 / 2.0
Cooling water	Flowrate	m ³ /h	158
	temperature (inlet/outlet)	°C	28.0 / 33.0
Heat source hot water	Flowrate	m ³ /h	31.2
	temperature (inlet/outlet)	°C	90.0 / 75.0
Concentration of dilute solution		%	10 (Freezing temp.: approximately -5.0 °C)
Evaporator and Absorber		-	Two-step falling film heat exchanger
Generator and Condenser			Falling film heat exchanger
Solution heat exchanger		-	Shell and plate heat exchanger
Solution/refrigerant pumps	Type	-	Canned motor pump
	Rated output	kW	2.2 + 1.1
Power consumption		kW	Approximately 7.0

表 3-1 の仕様値を第 2 章で作成したサイクルシミュレータに入力して出力したデューリング線図を図 3-1 (a) に示す. 上下に 2 分割した蒸発器(E1, E2)間を循環する希薄溶液は図 3-1 (b) のように表される. 低温側蒸発器(E2)の蒸発温度は-0.5 °C であり, 凍結温度の-5 °C に対して 4.5 °C の余裕がある. また, 図中に示す吸収器入口濃度は結晶線に対して 2.8 %の余裕がある.



(a) Whole cycle diagram and crystallization margin.



(b) Detail of the two-step evaporator and evaporating temperature.

Fig. 3-1 Dühring diagram of the production prototype at the nominal condition listed in Table 3-1.

3.2.2 実験用設備

実験では、吸収冷凍機の製造工場内に設けられた性能試験用設備を用いた。実験設備のフローを図 3-2 に示す。冷水および冷却水はそれぞれ冷水タンク、冷却水タンクからポンプで供給し、冷水の負荷は冷却水を混合することにより与えた。冷水温度はこの冷却水の混合量により、冷却水温度は冷却塔に供給する冷却水量を三方弁で調節することによりそれぞれ制御した。加熱用温水（以下、温水とする）は、工場内の蒸気供給配管から蒸気を一部熱交換器に導いて温水を加熱し、この蒸気量の調節により温度を制御した後、温水タンクからポンプで供給した。

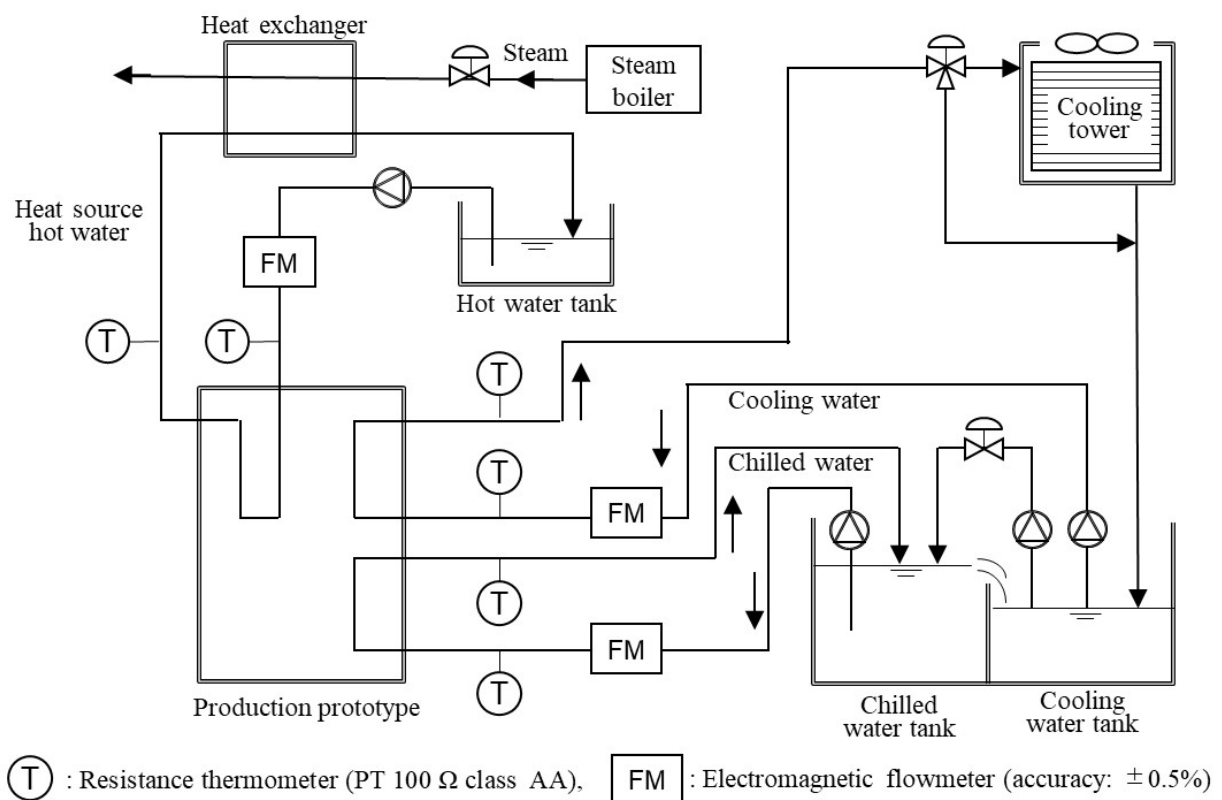


Fig. 3-2 Schematic diagram of the experimental apparatus for providing chilled, cooling and heat source hot water.

3.2.3 計測項目

実験における計測項目を表 3-2 に示す. 計測データをととして, 冷水, 冷却水および温水の流量と入口・出口温度はそれぞれ図 3-2 に示す電磁流量計(精度:±0.5%)と抵抗温度計(Pt100Ω, クラス AA)により取得した. 各流量計は試作機への入口側に設け, 熱量計算にはそれぞれ入口温度における物性値を用いた.

冷凍サイクル内の溶液の濃度については, 再生器出口の濃溶液, 吸収器出口の稀溶液および蒸発器底部の希薄溶液をそれぞれサンプリングして計測した. サンプリングした溶液の温度をガラス製棒状温度計で, 密度を浮子式密度計で計測し, これらの結果から物性式(Brunk, 1982)を用いて臭化リチウム濃度を評価した.

Table 3-2 Measured points of experiment.

Chilled water	Inlet and outlet temperatures and flowrate
Cooling water	
Heat source hot water	
Absorbent (generator outlet solution)	Concentration (from temperature and density of sampled solution)
Absorbent (absorber outlet solution)	
Refrigerant (dilute solution)	

3.2.4 実験条件

実験では, 冷水入口温度を出口温度が 1~3 °C 付近となるように冷却水混合量を変化させて調節した. 温水および冷却水入口温度は図 3-1 の仕様値に合わせて一定とし, 各循環水の流量も同様に表 3-1 の値とした. 計測条件として, 冷水の出口温度が概ね 1 °C, 2 °C および 3 °C となる 3 点のデータを取得した.

3.3 実験結果

3.3.1 温水, 冷却水および冷水温度

各循環水(冷水, 冷却水および温水)の温度について冷水出口温度を基準として実験とシミュレータ(解析)を比較した結果を図 3-3 に示す. 計算において, 各循環水の流量は 3 点の計測条件における実測値の平均値, 吸収器から再生器への溶液循環量は再生器と吸収器の濃度差から求めた値の平均値とし, いずれも一定値とした.

計算結果を実測値と比較すると, 温水および冷却水の出口温度は計算結果に対して 0.5°C , 入口, 出口間の温度差では 0.3°C の誤差, 冷水入口温度についても両者は 0.3°C の誤差で一致しており, シミュレータによる計算結果は試作機の挙動を十分再現していると考ええる.

3.3.2 冷凍能力, 加熱量および成績係数

冷凍能力, 加熱量および成績係数の挙動を図 3-4 に示す. これらの値は以下の式(3-1) - (3-3)により算出した.

冷凍能力 Q_E (kW):

$$Q_E = V_{wE} \rho_{wE} c_{pwE} (T_{wEi} - T_{wEo}) \quad (3-1)$$

加熱量 Q_G (kW):

$$Q_G = V_{wG} \rho_{wG} c_{pwG} (T_{wGi} - T_{wGo}) \quad (3-2)$$

成績係数 COP / -:

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (3-3)$$

ここで V_w は循環水の体積流量であり, これらの密度 ρ_w , 比熱 c_{pw} は試作機への入口温度における物性値を用いた.

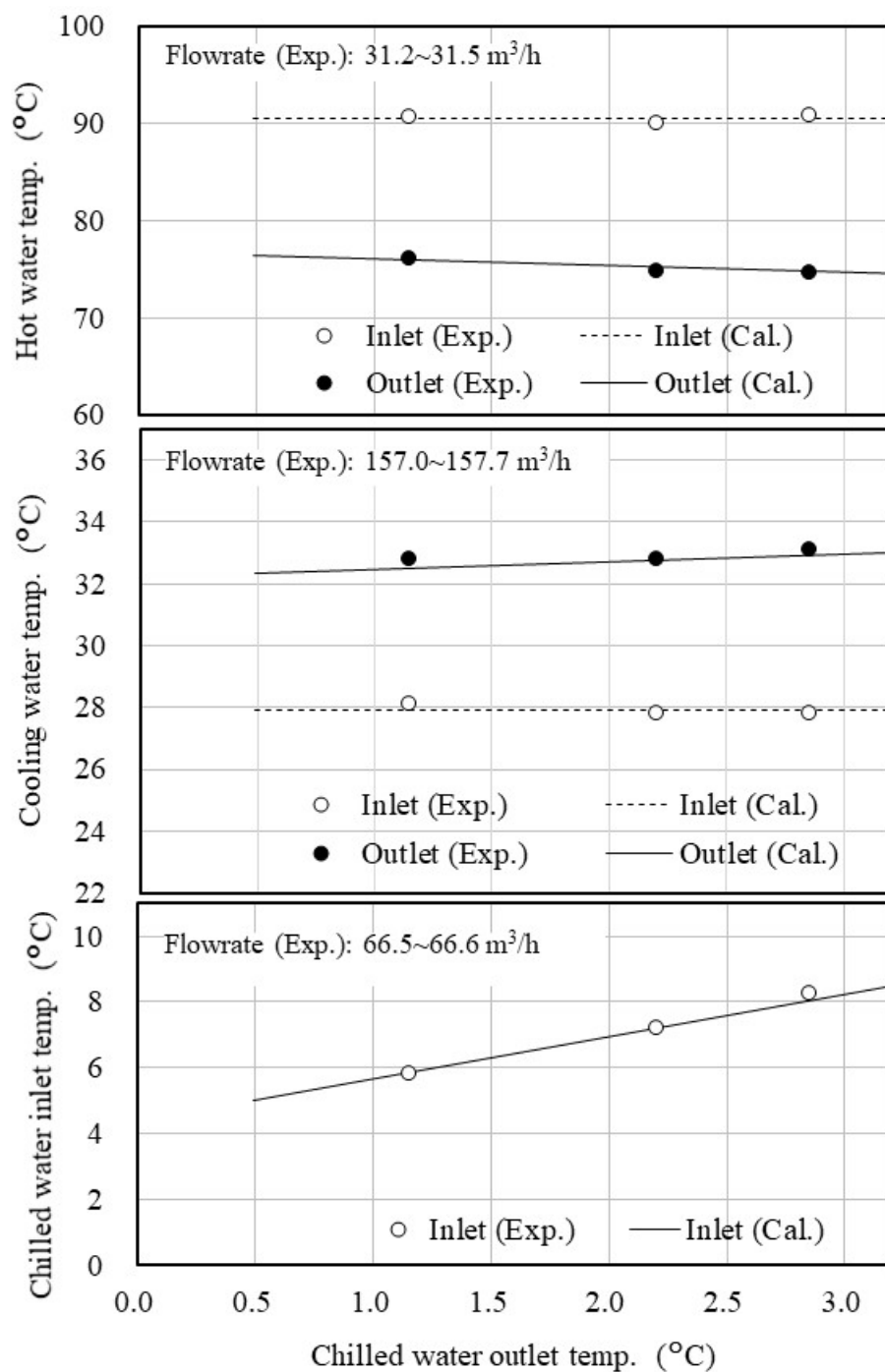


Fig. 3-3 Chilled water temperature characteristics of hot water, cooling water and chilled water temperature.

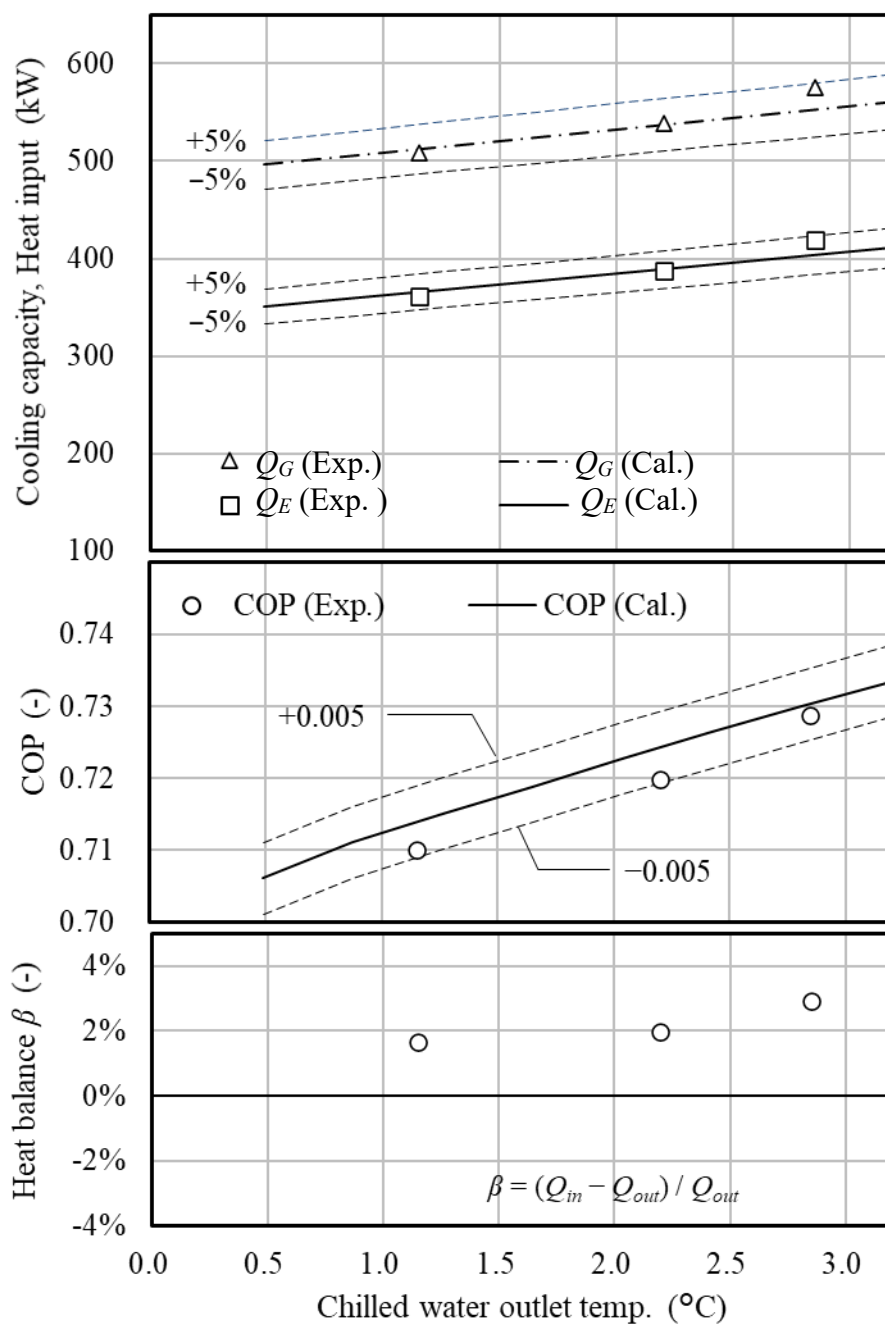


Fig. 3-4 Chilled water temperature characteristics of cooling capacity, heat input, COP and heat balance β .

試作機の特性に着目すると, COP は 0.71~0.73 であり, すべての領域で仕様値の 0.7 を上回っている. 冷凍能力(Q_E)は冷水出口温度の低下とともに減少し, 冷水温度 1 °C 低下すると約 8%減少する. これは, 伝熱性能の変化要因が見当たらないこと, 再生器での入熱量(Q_G)が冷凍能力と同様に減少していることを考慮すると, サイクル内の各要素における熱交換温度差($\Delta T_E, \Delta T_A, \Delta T_G, \Delta T_C$)が以下に示すように減少したことによると考えられる.

- 1) 冷水温度の低下により, 蒸発器における蒸発温度との温度差(ΔT_E)が減少する.
- 2) この影響で, 蒸発圧力と蒸発器と連通した吸収器の圧力が低下する.
- 3) その結果, 吸収器における溶液の平衡温度が低下して, 冷却水との温度差(ΔT_A)が減少する.
- 4) 吸収器における平衡温度が低下した結果, 吸収器出口の溶液濃度が上昇する.
- 5) その結果, 再生器入口での溶液濃度, 平衡温度が上昇し, 温水との温度差(ΔT_G)が減少する.
- 6) 温水温度一定のもとで再生器の溶液濃度が上昇した結果, 再生器・凝縮器内の圧力が低下する.
- 7) 凝縮器内の圧力が低下した結果, 凝縮温度が低下して冷却水との温度差(ΔT_C)が減少する.
- 8) 冷凍サイクル内を循環する冷媒量は各要素で共通であるから, 以上 1), 3), 5), 7)の $\Delta T_E, \Delta T_A, \Delta T_G, \Delta T_C$ はほぼ同じ比率で減少する.

次に, シミュレータによる冷凍能力, 加熱量および COP の計算結果を図 3-4 に合わせて示す. 計算結果は COP において ± 0.005 , 冷凍能力および入熱量において $\pm 5\%$ の範囲で一致している. さらに, 実験時の熱収支 β を米国暖房冷凍空調工業会 (AHRI) 規格 (Air-Conditioning, Heating, & Refrigeration Institute, 2000) によって算出した結果を図 3-4 の下段に合わせて示す. 計算式は次式による.

$$\beta = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{out}} \quad (3-4)$$

ここで, Q_{in} は温水および冷水から試作機へ入熱量, Q_{out} は試作機から冷却水への放熱量 (Q_{CW}) である.

$$\begin{cases} Q_{in} = Q_E + Q_G & (3-5-1) \\ Q_{out} = Q_{CW} = Q_A + Q_C & (3-5-2) \end{cases}$$

ここで、冷却水への放熱量 Q_{CW} は次式で算出した。

$$Q_{CW} = V_{CW} \rho_{CW} c_{pCW} (T_{CWo} - T_{CWi}) \quad (3-6)$$

実験結果の熱収支 β は3%以下であり、AHRI 基準の5%以内を満足している。いずれも正の値であること、COP が計算値を下回っていることから、試作機から外部への放熱が生じていたものと考えられる。

3.3.3 濃溶液、稀溶液および希薄溶液濃度

再生器出口、吸収器出口および蒸発器内の溶液濃度、再生器と吸収器の濃度差 $\Delta \xi_{GA}$ 、およびこれらのシミュレーション結果との比較を図3-5に示す。シミュレーションにおける蒸発器内の希薄溶液濃度は、各循環水の流量と同様に実測値の平均値として与えた。再生器－吸収器系の溶液濃度は最も高い再生器出口において60%前後であり、結晶化は生じない領域である。各濃度のシミュレーション実測値との誤差は $\pm 0.5\%$ 程度である。

再生器及び吸収器の溶液濃度は冷水出口温度の低下とともに上昇する。これは、蒸発温度および蒸発器、吸収器内の圧力の低下にともなって、平衡濃度が上昇したためである。この傾向はシミュレーションにおいても同様に表れている。再生器と吸収器の濃度差はほぼ一定値であるが、冷凍能力の変化に概ね比例している。

以上により、本実験結果の信頼性が確認された。さらに実験結果との比較により、第2章で開発したシミュレータの精度を明らかにし、中低温吸収冷凍機の導入時検討用ツールとして活用できる見通しを得た。なお、蒸発器内の希薄溶液濃度の挙動に関しては3.4.1項で検討する。

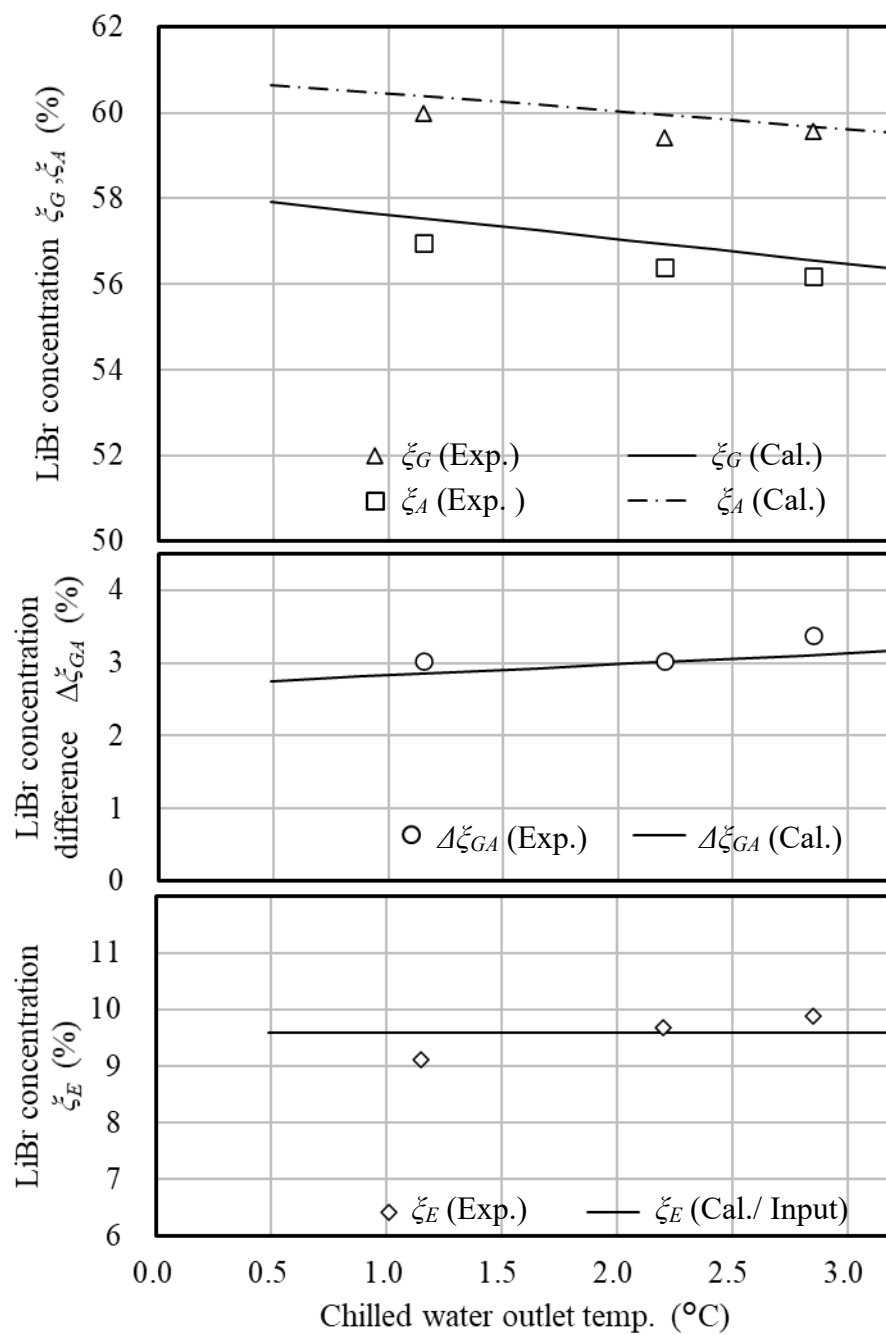


Fig. 3-5 Chilled water temperature characteristics of LiBr concentration in generator, absorber and evaporator.

3.4 実用化に向けた考察

3.4.1 希薄溶液濃度および制御について

図 3-5 において、蒸発器内の希薄溶液濃度の変化は約 1%と小さいものの、冷水温度とともに低下している。これは、再生器－吸収器系統の溶液濃度が 3.3.3 項で述べたように上昇した結果、放出された冷媒が蒸発器内に混合したためである。言い換えれば、蒸発器、吸収器内の圧力低下の結果、溶液に吸収可能な冷媒量が減少し、蒸発器内で冷媒が十分に蒸発しなくなった結果、蒸発器内の希薄溶液濃度が低下したものと解釈できる。なお、シミュレーションでは希薄溶液濃度は入力値であり、本解析においては 3.3.3 項で述べたように一定値としている。

この結果から明らかなように、希薄溶液サイクルでは、蒸発器底部の液溜めに滞留する希薄溶液が再生器－吸収器系の濃度変化に伴って出入する冷媒に対するバッファーとして作用する。すなわち、蒸発器内に混合された吸収剤の量は一定であるから、冷媒量が増加すると濃度は低下し、冷媒量が減少すると濃度は上昇する。

従来の二重効用機を基本とする低温吸収冷凍機では、希薄溶液の濃度を高精度に制御する必要がある (Sakiyama *et al.*, 1999)。これは、高温再生器が満液式であるため溶液保有量が大きく、溶液濃度の変化に伴って放出、吸収される冷媒量も大きいことによる。

一方、本開発の中低温吸収冷凍機では溶液保有量の少ない流下液膜式の再生器を採用している。したがって、溶液保有量および溶液濃度変化に伴う冷媒量の変化は満液式再生器に比べて小さい。図 3-5 における蒸発器内の希薄溶液の濃度変化は約 1%であるが、この濃度変化は同一圧力下における平衡温度では 0.09 °C の変化に相当する。表 3-1 および図 3-1 の条件において、低温側蒸発器 E2 の冷水出口における熱交換温度差は 2.5 °C であり、この温度差と比較して 0.09 °C の変化は十分小さいものとする。また、このときの凍結温度の変動は約 0.5 °C に相当し、3.2.1 項で述べた凍結温度に対する 4.5 °C の余裕に対して十分許容範囲内である。

この実験においては、従来の低温吸収冷凍機で必要であった希薄溶液の濃度制御は行っていない。したがって本試作機の構成では、再生器を流下液膜式とした結果、希薄溶液の濃度変動が抑制され、従来機のような濃度制御を簡略化できる可能性がある。この点は、再生器－吸収器系の濃度変化およびこれに伴って出入りする冷媒量に影響を与える冷却水温度などの運転範囲に依存する。

3.4.2 信頼性の検証

実験では起動、停止時を含めて蒸発器内の希薄溶液の凍結、冷水の凍結、再生器、吸収器系の濃溶液の結晶といった問題は発生せず、十分な信頼性を有することを確認した。また、第 2 章で開発したサイクルシミュレータはこれらの信頼性を含めた試作機の挙動を十分な精度で再現している。

以上の結果から、試作機およびシミュレータの信頼性を確認し、中低温吸収冷凍機の産業用途への適用を含めた実用化への見通しが得られたものとする。

3.5 第 3 章のまとめ

第 3 章では、製品規模の試作機を用いた動作検証と、第 2 章で開発したサイクルシミュレータの妥当性について、以下の結論を得た。

- (1) 冷水出口温度 1~3 °C, 熱源温水温度約 90 °C , 冷却水温度約 28 °C の条件において、試作機の COP は 0.71~0.73 であった。これらの値は 8 °C の冷水を供給する一般空調用の一重効用機に対して 95%程度である。
- (2) 冷水出口温度の低下とともに冷凍能力と入熱量は減少する。冷水温度低下 1 °C あたりの冷凍能力減少量は約 8%であった。
- (3) このとき蒸発器内の希薄溶液濃度の変化幅は 1%程度であった。この変化幅は凍結温度 0.5 °C の変動に相当する。
- (4) サイクルシミュレータに従来の吸収冷凍機による伝熱性能を用いた計算結果は、冷凍能力および温水からの入熱量において±5%, COP において±0.005, 溶液濃度において±0.5%の範囲で一致した。
- (5) 本実験における熱収支は 3%以下の誤差であり、米国暖房冷凍空調工業会 (AHRI) 規格で定められた許容範囲の 5%以内である。
- (6) 実験全体を通して試作機の動作は安定しており、冷媒の凍結や溶液の結晶化などの問題は認められなかった。

以上により、中低温吸収冷凍機の基本的な挙動を明らかにするとともに、サイクルシミュレータについて冷水温度変化時の挙動を十分な精度で再現することを検証した。

第一部では、排熱の利用促進技術として、水－臭化リチウム系を用いて 1~3 °C の冷水を供給する中低温吸収冷凍機を開発した。今後は本シミュレータを中低温吸収冷凍機の適用検討に活用し、中低温吸収冷凍機の普及を図ることにより低温排熱の有効利用に寄与していきたいと考えている。

第一部の参考文献

- Air-Conditioning, Heating, & Refrigeration Institute: AHRI Standard 560-2000 (2000).
- Brunk, M. F., Thermodynamische und physikalische Eigenschaften der Lösung
Lithiumbromid/Wasser als Grundlage für die Prozeßsimulation von Absorptions-
Kälteanlagen, Ki Klima-Kälte-Heizung, 1982, 4(3), pp.463-470.
- Fujii, T., Miyake, S. and Nishiguchi, A.: Partial load performance prediction of parallel-
flow double-effect absorption chillers, Proc. of the Asian Conference on Refrigeration
and Air Conditioning 2002, Kobe (2002), pp.329-336.
- Herold, K. E., Radermacher, R. and Klein, S. A., Absorption Chillers and Heat Pumps,
CRC Press, Boca Raton, (1996), p.118.
- 飛原英治, 山本祐司, 斎藤孝基, 永岡義一, 西山教之, 二重効用吸収冷凍機のモデル
化と制御ー第1報 静特性のモデル化ー, 日本冷凍協会論文集, Vol.4, No.2
(1987), pp.115-123.
- 川上隆一郎, 福知徹, 改田義雄, 二重効用吸収冷凍機の部分負荷特性, 日本冷凍空調
学会論文集, Vol.21, No.3 (2004), pp.215-225.
- 小島弘, 秋澤淳, 柏木孝夫, エンジン排熱駆動型二段吸収サイクルの特性解析ー未利
用エネルギー活用の効果ー, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.14, No.2 (1997a),
pp.113-124.
- 小島弘, 秋澤淳, 柏木孝夫, 排熱投入による二重効用吸収サイクルのアドバンス化 第1
報:基礎サイクル解析, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.14, No.2 (1997b), pp.201-
212.
- M. CONDE ENGINEERING, Solid-Liquid Equilibria (SLE) and Vapour- Liquid
Equilibria (VLE) of Aqueous LiBr (2014).
- 宮崎隆彦, デューリング線図とサイクル設計, 冷凍. Vol.92, No.1076 (2017), pp.433-436.
- 西口章, 大内富久, 吸収冷凍機及び吸収冷凍機の制御方法 (2004), 特許第 3603006
号.
- 西口章, 三宅聡, 武田伸之, 吸収式冷凍機の高効率化技術, 冷凍, Vol.80, No.933
(2005), pp.602-606.
- 大内富久, 西口章, 斎藤正雄, 水ー臭化リチウム系低温吸収冷凍機の開発, 冷凍,
Vol.75, No.875 (2000), pp.795-798.

- 大園俊朗, 吸収冷凍機の省エネルギー特性, 冷凍, Vol.55, No.629 (1980), pp. 239-249.
- Sakiyama, R., Hisajima, D. and Nishiguchi, A., Development of Absorption Refrigerating Machine that runs on Waste Heat and that can Cool Down to Below 0 °C, Proceedings of the ISHPC, Munich (1999), pp. 541-545.
- 澤登龍彦, 吸収式ヒートポンプの性能に関する理論的解析, 空気調和・衛生工学会論文集, No.47 (1991), pp.83-90.
- 内田修一郎, 西口章, 水-臭化リチウム系混合冷媒低温吸収式冷凍機, 冷凍, Vol.81, No.946 (2006), pp.618-621.
- Vliet, G. C., Lawson, M.B. and Lithgow, R.A., Water-Lithium Bromide Double-Effect Absorption Cooling Cycle Analysis, ASHRAE Transactions, Vol.88 (1982), pp.811-823.
- 尹政仁, 呉厚圭, 柏木孝夫, 排熱利用吸収サイクルの特性シミュレーション, 日本冷凍協会論文集, Vol.12, No.1 (1995), pp.43-52.
- 財団法人省エネルギーセンター, エコ・エネ都市システム, 棚澤一郎監修 (1999), p..154-160.

第二部

ダブルリフトサイクルを用いた 低温駆動吸収冷凍機の研究

第4章 原理試作機による 60 °C 温水駆動, 7 °C 冷水出力の実証[†]

4.1 緒言

産業分野を中心に大量に発生している未利用熱を有効活用するため, 国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)では 2013 年から「未利用熱エネルギーの革新的活用技術研究開発」(小原, 2016, 2021)(今田, 2017)を推進しており, 高効率熱電発電(引地他, 2017), 車載用小型吸収冷凍機(江端他, 2016)などの様々な技術が開発されている. 筆者が所属していた株式会社日立製作所 研究開発グループでは, 日立ジョンソンコントロールズ空調, 学校法人八戸工業大学と共同で本プロジェクトに参画し, 吸収冷凍機の駆動温度低減を目的とした小テーマ「低温駆動・低温発生機の研究開発」を実施した. 本論文第二部の目的は, 従来の一重効用吸収冷凍機で活用が困難であった低温排熱で駆動される低温駆動吸収冷凍機を開発し, 未利用熱の活用範囲拡大により省エネルギーに寄与することである.

吸収冷凍機の低温駆動化技術としては, 吸収液(以下, 溶液とする)のサイクルを 2 系統とした 2 段サイクル(大園, 1980), (高田, 1989) が提示されている. この方式は, 吸収式ヒートポンプにおいて温度上昇幅を増大する「ダブルリフトサイクル」の 3 つの構成方法のうちの 1 つであり, ヒートポンプとして最も高い成績係数 (COP) を得るものである(Ziegler and Alefeld, 1987), (Alefeld and Radermacher, 1994). さらにこの構成は, 2 系統に分離された溶液サイクル間を冷媒蒸気が移動することから蒸気交換型 (Vapour eXchange, VX) ダブルリフトサイクルと呼ばれる(Erickson and Tang, 1996), (Medrano *et al.*, 2001).

ダブルリフトサイクルに用いる作動媒体としては, 0 °C 以下の低温発生用として用いられるアンモニア/水系があり, -30 ~ -50 °C を発生した例が報告されている(Mostofizadeh and Butz, 1996), (Ziegler, 1999) が, 一般空調用の吸収冷凍機に用いられる水/臭化リチウム (LiBr) 系も採用可能である (Ziegler, 2002). 水/LiBr 系を作動媒体とした VX ダブルリフトサイクルの研究としては, 熱源温度を 65 °C とした試算 (Herold *et al.*, 1996), 熱源媒体の出口温度を 64 °C 以下として冷水出力 9 °C を実現した実験とシミュレーション (Ma and Deng, 1996) およびフィールド試験 (Ma *et al.*, 1996), 暖房条件を対象としたヒートポンプとしての特性シミュレーション (小島他, 1997) がある. また加熱源温度の低減に関しては, 加熱用温水 60 °C, 冷却水温度 30 °C の条件により冷媒蒸発温度 10 °C を実現した実験 (佐々木他, 2004), 段数の増加による熱源温度の下限検討 (江崎他,

[†] 日本機械学会論文集, Vol. 88, No. 906 (2022), DOI: 10.1299/transjsme.21-00341 掲載.

2014) があるが, 一般的な空調で利用可能な 7 °C の冷水供給を実験的に試みた例は見当たらない。

第 4 章では, VX ダブルリフトサイクルに対し, 低温駆動吸収冷凍機の実用化を想定して作動媒体を水/LiBr 系とした原理試作機について, 試作機の概要とサイクルの成立性検証, 一般的な空調で利用可能な 7 °C の冷水供給を目標とした実験結果について検討する. この中で, 冷凍サイクルの熱収支に基づく実験結果の信頼性検証, この検証で明らかとなった原理試作機の内部熱損失発生 of 要因と内部構造の関係, およびこの内部熱損失を反映したサイクルシミュレーションと実験データを比較した結果について考察する。

4. 2 ダブルリフトサイクルの基本構成

図 4-1 に VX ダブルリフトサイクルのデューリング線図を示す. サイクルは p_H , p_M , p_L の 3 段階の圧力レベルで構成され, 主要な機器は高压部 (p_H) の高压再生器 (HG) と凝縮器 (C), 中圧部 (p_M) の補助吸収器 (AA) と低压再生器 (LG), 低压部 (p_L) の吸収器 (A) と蒸発器 (E), の 6 点である. 図中には比較のために, 冷水出力温度と冷却源温度を同等とした場合の一重効用サイクルを破線で示した. 破線で囲んだ記号(G)は一重効用サイクルの再生器であり, VX ダブルリフトサイクルでは用いない要素である。

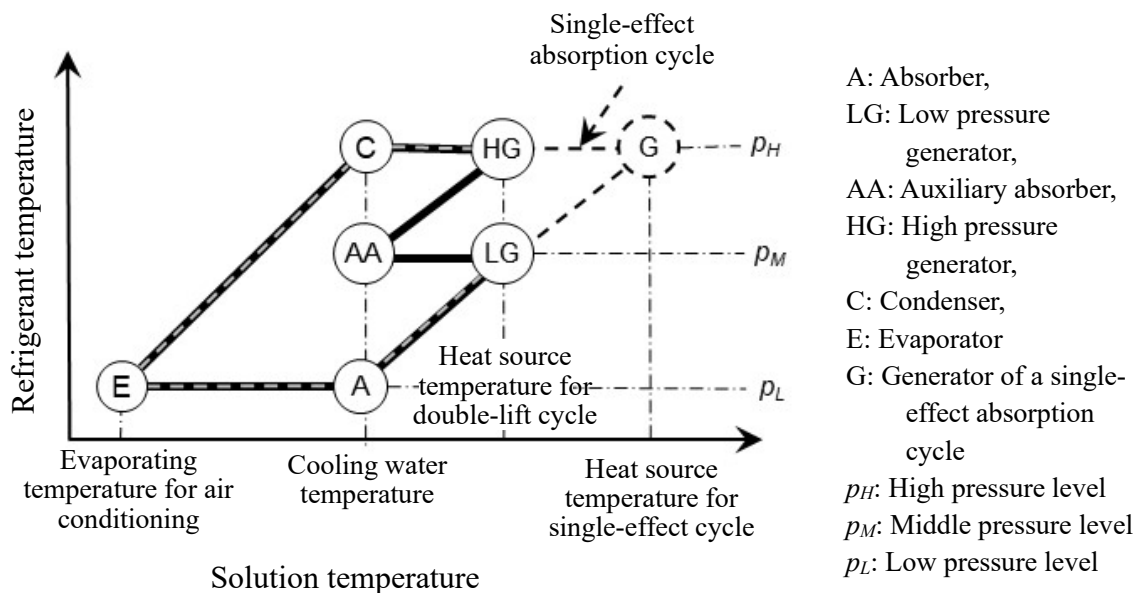


Fig. 4-1 Vapour exchange (VX) double-lift absorption cooling cycle (Ziegler and Alefeld, 1987), (Alefeld and Radermacher, 1994). The broken line depicts the conventional single-effect absorption cycle, with the same cooling output and heat sink temperature.

4. 3 実験装置

4.3.1 VX ダブルリフトサイクルの原理試作機

図 4-1 のサイクルに基づいて原理試作機を製作した. 原理試作機の系統図を図 4-2 に, 主な仕様を表 4-1 に, 熱交換要素の仕様を表 4-2 に示す. 本試作機は, 3 段階の圧力レベルごとに筐体を分割し, これらを溶液および冷媒配管で接続して構成した. 各筐体の中で最も圧力レベルの低い蒸発器と吸収器は, 冷媒蒸気の比容積および体積流量が最大となることから伝熱管群を筐体内で上下に 3 つのブロックに分割して冷媒蒸気の流路断面積を大きくした. 溶液のサイクルは吸収器と低圧再生器を循環する低圧側系統と, 補助吸収器と高圧再生器を循環する高圧側系統の 2 系統で構成し, 各要素の出口に溶液ポンプを設けた. 冷媒の流れは, 凝縮器の冷媒液を蒸発器に導く系統と, 蒸発器内の底部から冷媒ポンプを介して伝熱管表面に冷媒液を供給する系統がある.

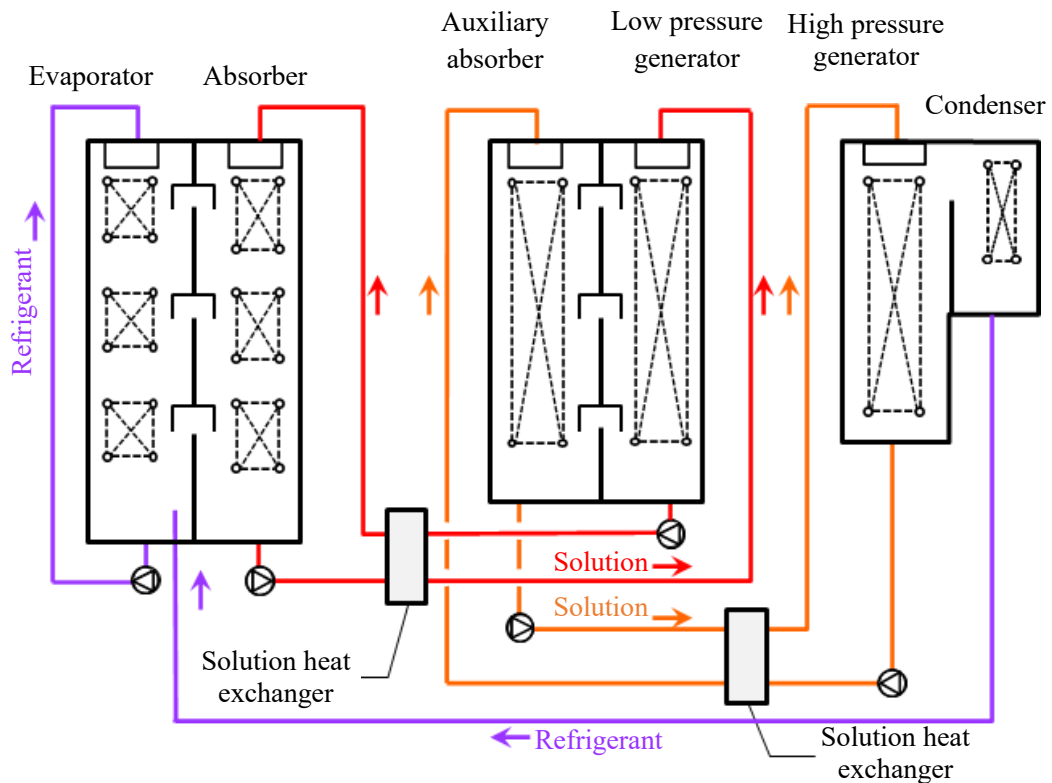


Fig. 4-2 Flow diagram of the Proof-of-concept prototype of a low-temperature driven absorption chiller with VX double-lift cycle.

Table 4-1 Major specifications of the Proof-of-concept prototype.

Cooling capacity was computed using cycle simulation.

Element		Unit	Specification
Working pair		-	H ₂ O / LiBr
Evaporator, absorbers, generators and condenser		-	Falling film heat exchanger
Solution heat exchangers		-	Brazed plate heat exchanger
Solution and refrigerant pumps	Type	-	Stainless steel magnetic drive pump
	Rated output	kW	$0.4 \times 4 + 0.2 \times 1$
Outline dimensions	Length	mm	1012
	Width	mm	2800
	Hight	mm	1857
Weight (shipping)		kg	1370
Cooling capacity		kW	Approximately 8.0 at 7 °C chilled water output

Table 4-2 Major specifications of the principal heat exchangers.

		Unit	Evaporator	Absorber	Low pressure generator	Auxiliary absorber	High pressure generator	Condenser
Tubes	Outside diameter	mm	16					
	Length	mm	600 (Heat transfer part)					
	Number	-	54	60	80	64	80	36
Heat transfer area		m ²	1.63	1.81	2.41	1.93	2.41	1.09
Overall heat transfer coefficient		kW/(m ² ·K)	2.88	1.22	1.42	0.83	1.42	4.30

4.3.2 ダブルリフトサイクルのシミュレーション

表 4-1 における冷凍能力はサイクルシミュレーションにより設定した. 吸収冷凍サイクルのシミュレーションについては, 質量収支, 臭化リチウム of 収支およびエネルギーの収支に基づく定常状態のモデルに対して伝熱性能を実験データから与えることにより, 装置の特性を模擬することが実験により検証されている (飛原他, 1987).

そこで本研究ではこの手法に倣い, 先行研究 (小島他, 1997) を参考にダブルリフトサイクルをモデル化し, 伝熱面積および伝熱性能として表 2 の仕様値を与えることにより原理試作機の性能を算出した. シミュレーションの収束条件は, 系全体のエネルギー収支, 各圧力レベルにおける冷媒蒸気量収支, および表 2 に示した各要素におけるエネルギー収支に対してそれぞれ誤差 0.1%以内とし, 計算精度を確保した.

原理試作機の外観写真を図 4-3 に示す. 各筐体には内部の状況を観察するためのサイトグラスを多数設置するとともに, 各要素の底面近傍には液位観察用のサイトグラスを設置し, 実験時の溶液および冷媒封入量の調節に用いた. さらに, 筐体および配管には可能な範囲で断熱材を設置して外部との熱交換を低減した.

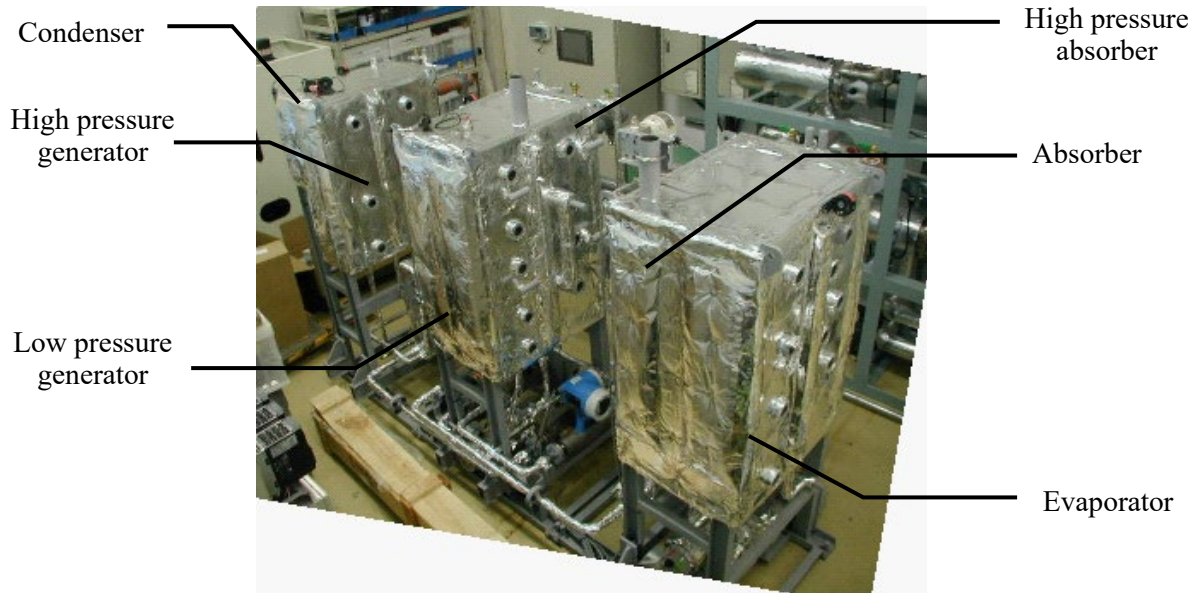


Fig. 4-3 Proof-of-concept prototype of a low-temperature driven absorption chiller. We divided the prototype into three shells according to the pressure level and placed a lot of sight glasses to observe the inside. Each body and piping is insulated to avoid heat exchange with outside.

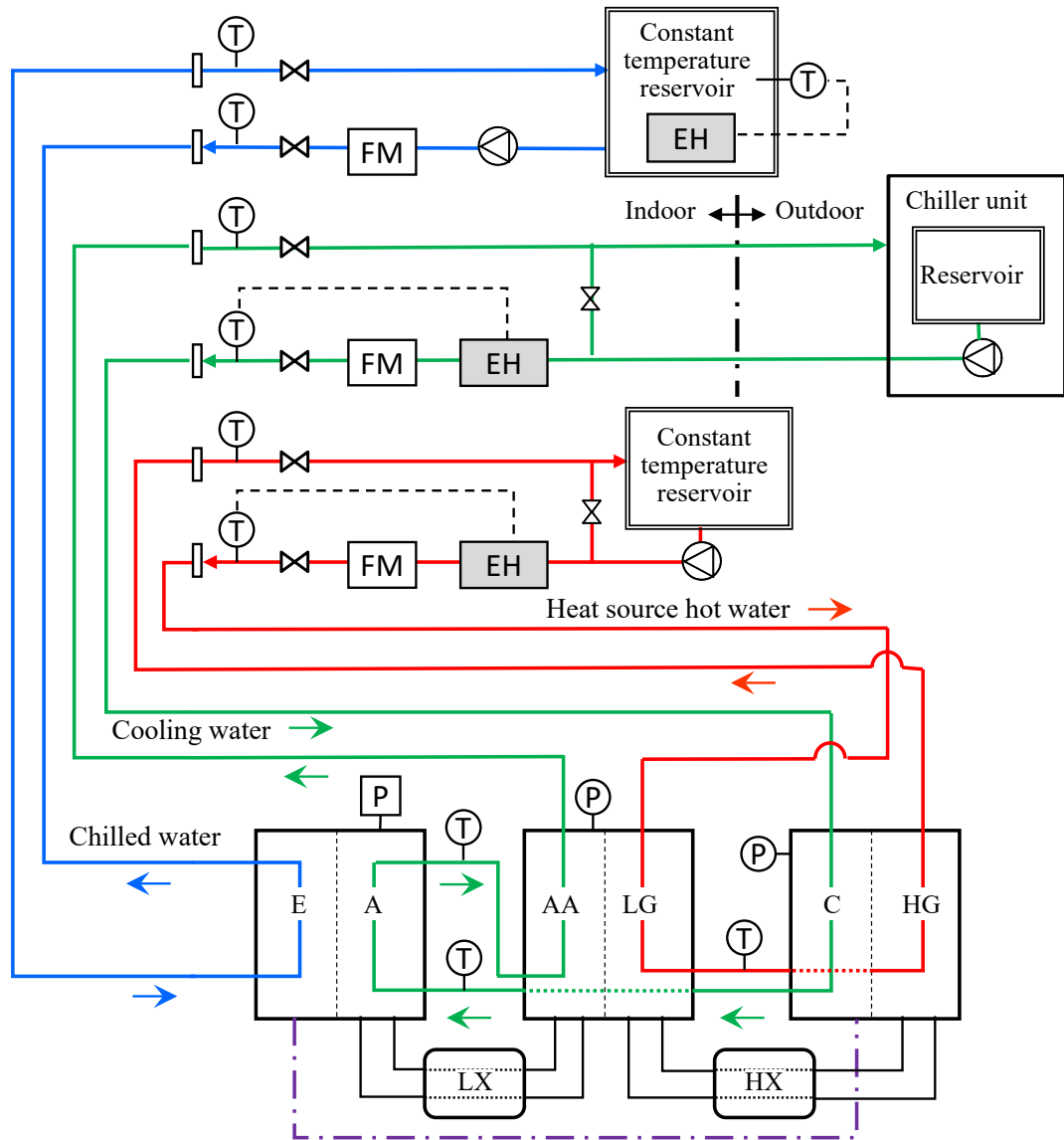
4.3.3 冷水, 冷却水および加熱用温水の供給設備と原理試作機への通水方法

原理試作機への冷水, 冷却水および加熱用温水の供給設備及び配管系統を図 4-4 に示す. 各供給系統は互いに独立しており, 加熱または冷却能力と流量範囲は表 4-3 の通りである. 各循環水の入口, 出口温度は白金測温抵抗体 (Class A), 流量は電磁流量計 (精度: $\pm 5.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$) により測定し, 原理試作機内の圧力は低圧部を絶対圧力伝送器 (精度: $\pm 14.8 \text{ Pa}$), 中圧部及び高圧部をダイアフラム式圧力センサ (精度: $\pm 125 \text{ Pa}$) により測定した.

冷水, 冷却水および加熱用温水の通水方法は, 冷却水を凝縮器→低温吸収器→高温吸収器の順に, 温水を低温再生器→高温再生器の順とした. 各循環水の温度測定は, 供給設備側に設けた測温抵抗体による試作機本体の入口および出口温度に加えて, 各要素間の配管にも測温抵抗体を設置して要素ごとの熱交換量を計測した.

Table 4-3 Major specifications of experimental apparatus (Hot water, cooling water and chilled water supplier).

	Unit	Chilled water	Cooling water	Heat source hot water
Capacity	kW	3~21	3~51	0~32
Flowrate	$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	1.667~11.67 (10~70 L/min)	1.667~25.0 (10~150 L/min)	1.667~16.67 (10~100 L/min)



- (T) : Resistance thermometer (PT 100Ω class A, accuracy: $\pm (0.15 + 0.002 | t |)$ °C)
 FM : Electromagnetic flowmeter (Accuracy: $\pm 5.0 \times 10^{-6}$ m³/s) EH : Electric heater
 P : Pressure transmitter (Accuracy: ± 14.8 Pa) (P) : Pressure sensor (Accuracy: ± 125 Pa)

Fig. 4-4 Flow diagram of experimental apparatus and supplying order of the chilled (blue), cooling (green), and heat source hot water (red) with their temperature measuring points. “LX” and “HX” are solution heat exchangers. Broken lines in the experimental apparatus represent the control signal.

4. 4 60 °C 温水駆動実験

4.4.1 実験条件および定常状態の測定方法

実証実験では, 表 4-4 に示す温度および流量範囲で 49 点のデータを取得した. これらのデータは第 4 章で目的とする 60 °C 温水駆動, 7 °C 冷水出力の実証のほか, 原理試作機の熱収支による実験精度の検討に用いた.

Table 4-4 Experimental conditions.

Item		Unit	Conditions
Chilled water	Inlet temperature	°C	12.1 ~ 18.1
	Flowrate	$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	2.55 ~ 3.87
Cooling water	Inlet temperature	°C	25.0 ~ 35.0
	Flowrate	$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	16.9 ± 0.1
Heat source hot water	Inlet temperature	°C	55.1 ~ 63.0
	Flowrate	$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	9.19 ~ 14.20
Data size		-	49

時系列データの一例として, 冷水入口温度を変化させた実験結果を図 4-5 に示す. 各データは 1 秒ごとに取得し, 定常状態の基準は 10 分間の各循環水の入口および出口温度が平均値の ± 0.2 °C 以内, ただし冷水出口温度については本研究の目標値としての重要性を考慮して ± 0.1 °C 以内とした. 図 4-5 の例では 13:23~33, 14:45~55, 16:20~30 の 3 点が定常状態に該当する. 実験データはこれら 10 分間の安定時間のうち, 後半 5 分間の平均値とした.

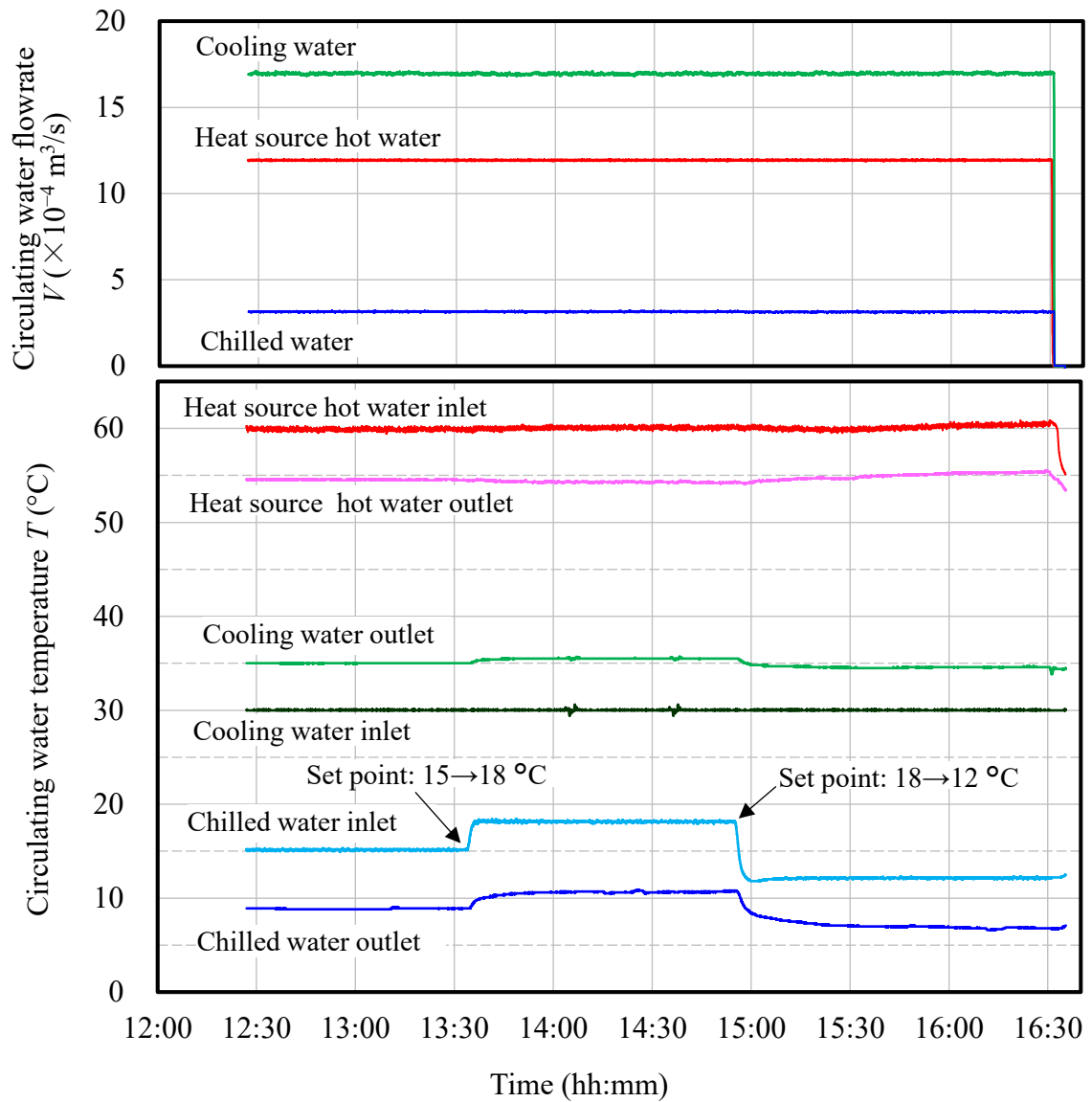


Fig. 4-5 Example trend data of the experiment for chilled water temperature characteristics. The logging interval is 1 second. Steady states are determined by 10-minutes moving within ± 0.2 °C for each water temperature, except chilled water outlet temperature that is limited within ± 0.1 °C.

4.4.2 60 °C 温水駆動, 7 °C 冷水出力の実証

実験結果を 60 °C 温水駆動, 7 °C 冷水出力条件で代表し, 表 4-5 に示す. 加熱用温水温度 60.4 °C, 冷却水温度 30.0 °C の条件において冷水出口温度は 7 °C 未満の 6.75 °C となった. このときの冷媒蒸発温度は圧力計測値から 6.2~6.3 °C であった. 水/LiBr 系を作動媒体とした従来の実験 (Ma and Deng, 1996), (Ma *et al.*, 1996), (佐々木他, 2004) と比較し, 同等以下の温水温度条件において, より低温の冷水出口温度もしくは冷媒蒸発温度が得られた.

加熱用温水温度については規格において定格値の +1 °C 以内 (日本規格協会, 2016) もしくは ± 3 °C 以内 (AHRI, 2000) と定められている. したがって, 60.4 °C は目標値の 60 °C 温水駆動を満たす結果であると考え.

冷水, 冷却水, 加熱用温水の交換熱量 Q_{Ch} , Q_{CW} および Q_{HW} は, 入口・出口温度 T_{in} , T_{out} および体積流量 V から式(5-1)~(5-3)によって算出した. ここで密度 ρ および熱容量 c_p は, 各循環水の流量計を試作機の入口側に設置したことから入口温度における物性値を用いた.

$$Q_{Ch} = V_{Ch} \rho_{Ch} c_{pCh} (T_{Chi} - T_{Cho}) \quad (4-1)$$

$$Q_{CW} = V_{CW} \rho_{CW} c_{pCW} (T_{CWo} - T_{CW_i}) \quad (4-2)$$

$$Q_{HW} = V_{HW} \rho_{HW} c_{pHW} (T_{HW_i} - T_{HW_o}) \quad (4-3)$$

Table 4-5 Experimental results and heat balance validation of 7 °C output data. Temperature (T) and flow rate (V) are measured values. Heat quantity and heat balance are calculated values from T and V . The tolerance of the experimental data is 1.2% at maximum and 0.7% on average and proves the reliability of this experiment. Thus, we confirmed that 7 °C chilled water could be produced from 60 °C hot water and 30 °C cooling water.

Item		Unit	Data No.		Average
			1	2	
Chilled water	Inlet temperature (T_{Chin})	°C	12.14	12.16	12.15
	Outlet temperature (T_{Chout})	°C	6.70	6.80	6.75
	Flow rate (V_{Ch})	$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	3.145	3.136	3.141
	Heat quantity (Q_{Ch}) (Eq. (4-1))	kW	7.16	7.04	7.10
Cooling water	Inlet temperature (T_{Cin})	°C	30.0	30.0	30.0
	Outlet temperature (T_{Cout})	°C	34.6	34.6	34.6
	Flow rate (V_{Cl})	$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	16.95	17.01	16.98
	Heat quantity (Q_{Cl}) (Eq. (4-2))	kW	32.3	32.6	32.4
Heat source hot water	Inlet temperature (T_{Hin})	°C	60.41	60.46	60.43
	Outlet temperature (T_{Hout})	°C	55.30	55.34	55.32
	Flow rate (V_H)	$\times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	11.93	11.94	11.93
	Heat quantity (Q_H) (Eq. (4-3))	kW	25.1	25.1	25.1
Refrigerant vapour pressure	Condenser (p_H)	kPa	5.072	5.081	5.076
	Auxiliary absorber (p_M)	kPa	2.591	2.591	2.591
	Absorber (p_L)	kPa	0.952	0.950	0.951
Refrigerant	Evaporating temperature	°C	6.27	6.23	6.25
COP	(Q_{Ch} / Q_H)	-	0.285	0.280	0.283
Heat balance (AHRI STD 560-2000)	Input (Q_{in}) (Eq. (4-4))	kW	32.2	32.1	32.2
	Output (Q_{out}) (Eq. (4-5))	kW	32.3	32.6	32.4
	Heat balance (β) (Eq. (4-6))		-0.1%	-1.2%	-0.7%
	Allowable tolerance ($DT_{FL}^* = 5.40 \text{ °C}$ in AHRI STD)	(JIS) (AHRI)	5.0% 5.04%		

* DT_{FL} : Difference between entering and leaving chilled water temperature at full load, °C

実験結果の信頼性を検証するため、これらの熱量を用いて表 4-5 のデータを対象に原理試作機の熱収支を確認した。試作機に対する入力 Q_{in} と出力 Q_{out} を次式で算出した。入力 Q_{in} は冷水からの入熱量すなわち冷凍能力 Q_{Ch} と加熱用温水からの入熱量 Q_{HW} の和であり、出力 Q_{out} は冷却水への放熱量 Q_{CW} である。

$$Q_{in} = Q_{Ch} + Q_{HW} \quad (4-4)$$

$$Q_{out} = Q_{CW} \quad (4-5)$$

熱収支 β は第 3 章の式(3-4)と同様、AHRI 規格 (AHRI, 2000) に定められた次式で算出した。

$$\beta = (Q_{in} - Q_{out})/Q_{out} \quad (4-6)$$

検証結果を表 4-5 に合わせて示す。熱収支 β は 2%以内、2 点の平均値は-0.7%である。この値は JIS 規格(日本規格協会, 2016)による冷凍能力の許容誤差 5%, AHRI 規格から算出される熱収支の許容誤差 5.04%以下であり、本実験結果が十分な信頼性を有することが確認された。一方、冷凍能力は 7.0~7.2kW と表 4-1 に示した計画値の 8.0 kW に対して小さい値となり、COP も 0.3 未満と先行研究 (Ma *et al.*, 1996), (佐々木他, 2004) に対して低い値となった。この原因について以下考察する。

4. 5 内部熱損失に関する考察

4.5.1 冷凍能力減少要因の推定

冷凍サイクルの実験において冷凍能力が減少する主な原因として熱損失が挙げられる。この熱損失は、外部との吸放熱による外部熱損失とサイクル内の要素機器間で発生する内部熱損失に分けられる。本実験では、

(1) 試作機の表面には図 4-3 のように配管を含めて十分な断熱材を設置したこと。

(2) 表 4-5 での検討結果から外部との熱収支が 2%以内の偏差で成立していること。

の 2 点から外部熱損失による影響は小さいものと考え、能力減少の原因を内部熱損失と仮定して考察する。

冷凍能力を発生する蒸発器の周辺に着目し、本実験により 7 °C の冷水を出力した条件における冷凍能力 ($Q_{Ew} (= Q_{Ch})$), 凝縮器における凝縮熱量 (Q_{Cw}) および吸収器に

おける冷却水への放熱量 (Q_{Aw}) の計算結果と実験結果の比較を図 4-6 に示す. 図中, 計算結果は 4.3.1 項で述べたシミュレーションにより計算したものである. 実験結果については, 冷凍能力 Q_{Ew} は式(4-1)で, 凝縮熱量 Q_{Cw} および吸収器の放熱量 Q_{Aw} は式(4-7), (4-8)により求めた.

$$Q_{Cw} = V_{CW} \rho_{CW} c_{pCW} (T_{Cwo} - T_{Cwi}) \quad (4-7)$$

$$Q_{Aw} = V_{CW} \rho_{CW} c_{pCW} (T_{Awo} - T_{Awi}) \quad (4-8)$$

ここで, T_{Cwi} , T_{Cwo} は凝縮器における冷却水の入口, 出口温度, T_{Awi} , T_{Awo} は吸収器における冷却水の入口, 出口温度である. さらに, 図 4-6 には熱量比 (Q_{Ew} / Q_{Cw})を●, (Q_{Aw} / Q_{Cw})を□, 冷凍サイクルの COP ($= Q_{Ew} / Q_H$) を○で示している. 実験結果は計算結果に対して冷凍能力 Q_{Ew} で約 12%, 熱量比 Q_{Ew}/Q_{Cw} および Q_{Aw}/Q_{Cw} でそれぞれ約

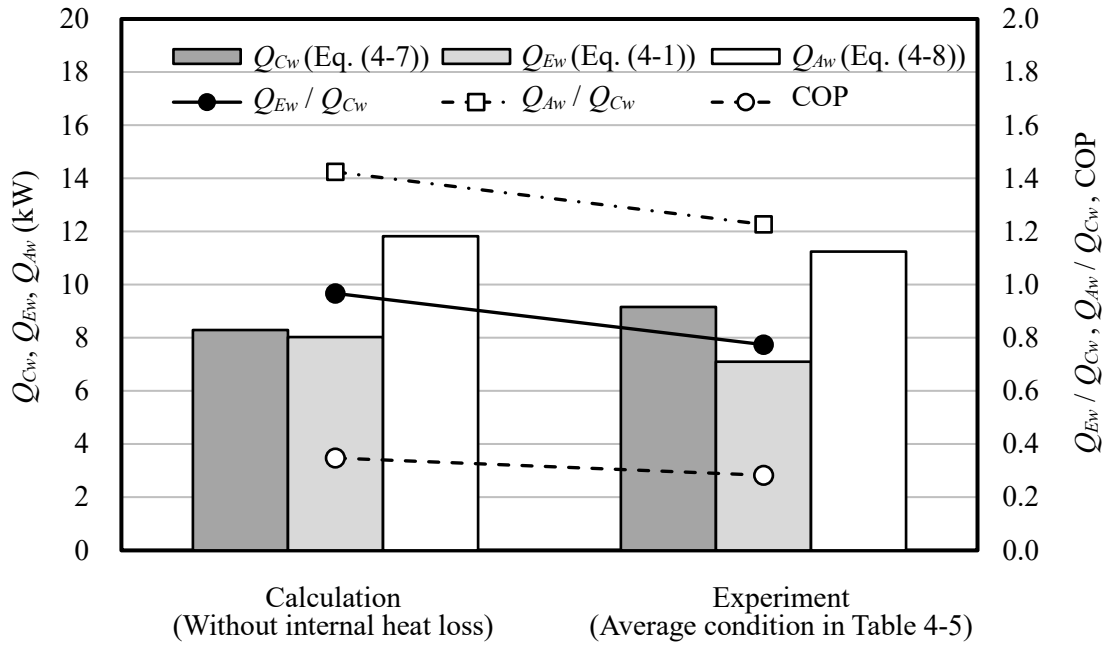


Fig. 4-6 Comparison of the condenser heat amount (Q_{Cw}), cooling output (Q_{Ew}), absorber heat rejection (Q_{Aw}), Q_{Ew}/Q_{Cw} , Q_{Aw}/Q_{Cw} , and COP between calculation and experiment. As for the experiment, $Q_{Ew} (= Q_{Ch})$ is calculated by Eq. (4-1), Q_{Cw} and Q_{Aw} are calculated by Eqs. (4-7) and (4-8). Cooling output Q_{Ew} , Q_{Ew}/Q_{Cw} and Q_{Aw}/Q_{Cw} are approx. 12%, 20% and 14% lower than the estimated value, respectively. This degradation suggests that approx. 20% of the refrigerant from the condenser does not work for cooling performance due to an internal heat loss.

20%, 14%減少している. 能力減少の原因が外部から蒸発器への吸熱である場合は冷凍能力だけが減少するのに対し, 図 4-6 では冷凍能力と吸収器の放熱量がともに減少しており, 内部での熱損失の発生を示唆している.

凝縮器に対する蒸発器の熱量比 Q_{Ev} / Q_{Cw} が計算値に比べて 20%低下していることから, 凝縮器において凝縮した冷媒のうち約 20%は冷凍能力に寄与せず無効となっていると考える. この原因は, 蒸発器の冷凍能力, 吸収器の放熱量が同時に減少していることから, ①液体状態の冷媒の蒸発器から吸収器への移動, ②蒸発器での吸熱損失と吸収器での放熱損失の同時発生, すなわち吸収器から蒸発器への放熱, の 2 つが考えられる. そこで, 蒸発器を中心に原理試作機の内部構造を詳細に検討した結果, 本試作機特有の隔壁の構造により, ②の内部熱損失が生じている可能性が認められた. 具体的な検討内容を次項で説明する.

4.5.2 蒸発器および吸収器の構造による内部熱損失

試作機の蒸発器と吸収器, これらを区切る隔壁の概略構造を図 4-7(a)に, 内部熱損失の放熱経路と考えられる隔壁について, 図 4-7(a)の側面から見た形状を図 4-7(b)に示す. 隔壁は板厚 6 mm の一般構造用圧延鋼材 (SS400, 熱伝導率: 51.6 W/(m・K)) であり, 形状は図 4-7(b)に示すように垂直平板に蒸気通路として長方形の開口部を 3 箇所設けたものである. 隔壁の各開口部には図 4-7(a)のようにコの字状の断面とした液滴捕捉板を開口部を下向きとして水平に設け, 蒸発器から吸収器への冷媒液滴の飛散を防止している. また, 最下部の開口部は底面から十分な高さを確保することによりオーバーフローを防止している. したがって, 前節で想定した原因①②のうち, ①の冷媒が液体状態で蒸発器から吸収器へ移動する可能性は小さいと考えられる.

一方, 開口部以外の部分は単純な垂直平板としており, 一般の吸収冷凍機で用いられるエリミネータ(液滴分離用積層羽根)構造は用いていない. また, 実験中は冷媒および溶液のオーバーフローを防止するために蒸発器, 吸収器の液位を最下部のサイトグラス(中心高さ:底面から 45 mm)付近に調整しており, 下部の液相部が隔壁に接する面積は隔壁全体の約 6%である. さらに, 蒸発器及び吸収器の側面に設けたサイトグラスにより隔壁を観察したところ, 垂直面において部分的に液体が付着, 流下していることが確認された.

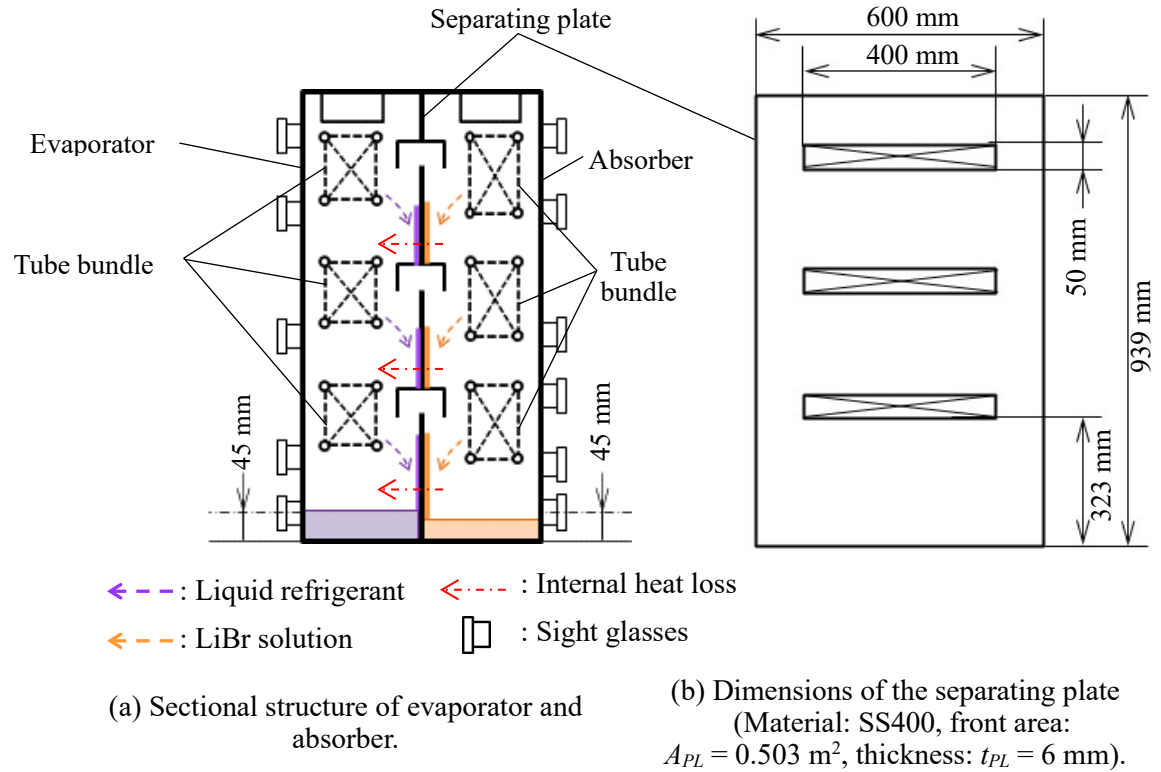


Fig. 4-7 The internal heat loss (Q_{Eloss}) between absorber and evaporator. We assumed the cause of internal heat loss between evaporator and absorber as follows. In the evaporator, refrigerant liquid scatters from tube bundle to the separating plate. Similarly in the absorber, solution liquid scatters from tube bundle to the separating plate. On the absorber side, the solution absorbs refrigerant vapour and heat and evaporate the refrigerant on the other side. On the evaporator side, the evaporation heat of the refrigerant cools the solution on the other side and escalates its vapour absorption.

これらの状況から、内部熱損失は気相部において次のような現象により発生しているものと考えた。この中で、(1)、(2)の冷媒と溶液の離脱、および隔壁への付着を模式的に図 4-7(a)に示す。以下の内部熱損失発生メカニズムによれば、凝縮熱量に対して蒸発器、吸収器の熱量がいずれも減少している実験結果を説明することができる。

- (1) 蒸発器において、冷媒が伝熱管群から離脱し、隔壁の蒸発器側に付着する。
- (2) 吸収器においても、溶液が伝熱管群から離脱し、隔壁の吸収器側に付着する。
- (3) 隔壁の吸収器側で溶液が冷媒蒸気を吸収し、その吸収熱により蒸発器側の冷媒が蒸発する。
- (4) 蒸発器側の冷媒の蒸発熱によって吸収器側の溶液が冷却され、さらに冷媒蒸気が吸収される。
- (5) その結果、本来冷凍能力に寄与するべき冷媒の一部が無効となり、冷凍能力が減少する。
- (6) 吸収器から蒸発器への放熱の結果、冷却水への放熱量すなわち吸収器の熱量が減少する。

次に、この内部熱損失量(Q_{Eloss})を以下のように求めた。図 4-6 において内部熱損失が発生しないものとして算出した熱量比 Q_{Ew} / Q_{Cw} が 0.97 であることから、内部熱損失がない場合の冷凍能力を Q_{Ew}^* とし、実験データから式(4-7)で算出した Q_{Cw} の 0.97 倍とした。この値と、実験結果による冷凍能力との差を内部熱損失 Q_{Eloss} とした。

$$Q_{Eloss} = Q_{Ew}^* - Q_{Ew} = 0.97Q_{Cw} - Q_{Ew} \quad (4-9)$$

本実験において、式(4-9)により求めた内部熱損失 Q_{Eloss} の平均値は約 1.31 kW であった。内部熱損失量の代表値として平均値を用いた根拠については 4.5.3 項に示す。この値の検証として、1.31 kW の伝熱に必要な面積を概算した結果および計算に用いた数値を表 4-6 に示す。ここで、熱通過率 K_{PL} は垂直平板上の蒸発熱伝達率を 3.0 kW/(m²·K) (松前, 1998), 吸収熱伝達率を 2.44 kW/(m²·K) (森岡, 清田, 1987) とし、隔壁の熱伝導を含めて求めた。また熱交換温度差 ΔT_{PL} は図 5-6 のシミュレーション結果から得られた蒸発温度と吸収器出口における吸収温度との差とした。その結果、1.31 kW の熱損失に必要な伝熱面積は図 4-7(b)に示した隔壁全体の 7.6 % となった。この値から、上記の内部熱損失の発生は十分生じ得るものとする。

Table 4-6 Approximate estimation of the required heat transfer area for the assumed internal heat loss. 7.6 % of the surface of the separating plate appeared to be required for the averaged internal heat loss. This percentage of the separating plate likely becomes wet by refrigerant and solution on both sides.

Parameter	Unit	Value
Average internal heat loss Q_{Eloss}	kW	1.31
Overall heat transfer coefficient of the separating plate K_{PL}	kW/(m ² ·K)	1.2
Computed evaporation temperature T_{eva}	°C	6.7
Computed absorption temperature T_{abs}	°C	35.4
Temperature difference across the separating plate $\Delta T_{PL} = T_{abs} - T_{eva}$	K	28.7
Required area for the internal heat loss $A_{req} = Q_{Eloss} / (K_{PL} \cdot \Delta T_{PL})$	m ²	0.038
Total front area of the separating plate (Fig. 7(b)) A_{PL}	m ²	0.503
Required area percentage for the heat loss $R_{Areq} = A_{req} / A_{PL} (\times 100)$	%	7.6

4.5.3 熱収支および内部熱損失の分布と平均値

ここで, 原理試作機により取得した 49 点のデータの熱収支 β の分布を図 4-8 に, 内部熱損失 Q_{Eloss} の分布を図 4-9 に示す. 熱収支についてはすべてのデータで -3.5~+2.0% の範囲内であり, AHRI 規格(± 5.04 %)を満たしている. 分布の傾向は図 4-8 の熱収支が単峰形, 図 4-9 の内部熱損失もほぼ単峰形であり, いずれの分布も平均値 $\bar{\beta}$, $\overline{Q_{Eloss}}$ ともに中央値 M とほぼ等しく最頻値とも近い. このことから, 本実験データ全体を均質なデータとみなし, 内部熱損失 Q_{Eloss} の代表値として平均値の 1.31 kW を採用した.

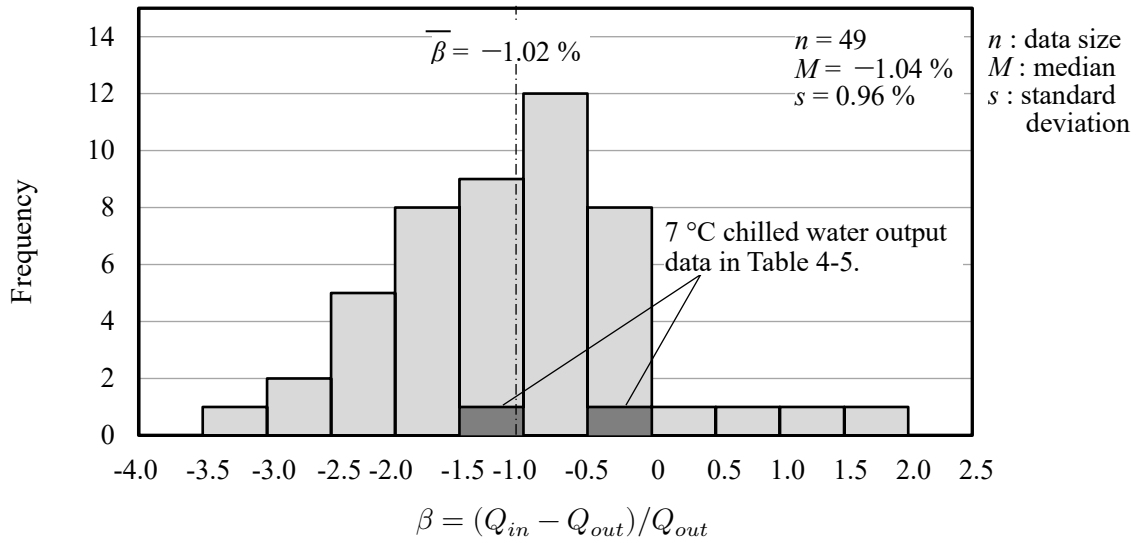


Fig. 4-8 Histogram of the heat balance calculated by Eq. (4-6). All the 49 points are included in the range from -3.5% to 2.0% and meet the standard (AHRI, 2000). The distribution is unimodal, and the average value of -1.02% is nearly the same as a median of -1.04% . Thus, we considered this data to be homogeneous.

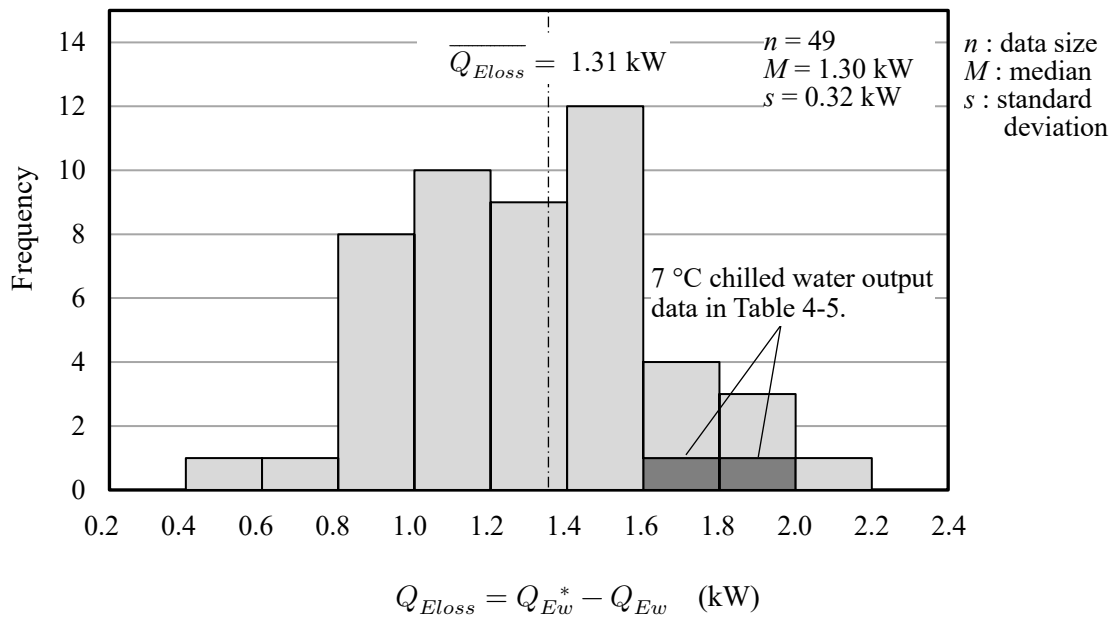


Fig. 4-9 Histogram of the internal heat loss calculated by Eq. (4-9). The distribution is approximately unimodal and symmetrical shape. The average value of 1.31 kW is almost the same as a median of 1.30 kW . Therefore, we considered that this data is homogeneous, and it is appropriate to use the average as a representative value of the internal heat loss.

4.5.4 内部熱損失を反映したサイクルシミュレーション

前節で検討した内部熱損失に対する妥当性を検証するため, 4.3.2 節で述べたサイクルシミュレーションに対して内部熱損失 Q_{Eloss} を式(4-10), 式(4-11)のように蒸発器および吸収器の熱収支式に反映し, その結果を実験結果と比較した.

蒸発器の熱収支(冷凍能力 Q_E : 冷水からの吸熱量):

$$Q_E = G_{rE}(h_{vEA} - h_{rEi}) - Q_{Eloss} \quad (4-10)$$

吸収器の熱収支(冷却水への放熱量 Q_A):

$$Q_A = G_{vAi}h_{vEA} + G_{sAi}h_{sAi} - G_{sAo}h_{sAo} - Q_{Eloss} \quad (4-11)$$

ここで, G_{rE} , h_{rEin} はそれぞれ凝縮器から蒸発器に流入する冷媒流量とエンタルピ, h_{vEA} は蒸発器および吸収器内の冷媒蒸気のエンタルピ, G_{vAi} は蒸発器から吸収器に流入する冷媒蒸気流量, G_{sAi} , h_{sAi} はそれぞれ吸収器に流入する溶液流量とエンタルピ, G_{sAo} , h_{sAo} はそれぞれ吸収器から流出する溶液流量とエンタルピである. ただし流量 G は質量流量である.

本実験による冷水出口温度 T_{Cho} と冷凍能力 Q_{Ch} の関係について, シミュレーションとの比較を図 4-10 に示す. 冷水出口温度の変化は冷水入口温度を変化させることにより与えた. 実験結果は図中に示した温度条件を満たす 14 点をプロットし, 冷水出口温度 6.8 °C 付近の 2 点は表 4-5 のデータ 1, 2 に対応している. シミュレーション結果は内部熱損失 Q_{Eloss} を考慮しない場合を破線で, 式(4-10)および式(4-11)により考慮する場合を実線で表している. Q_{Eloss} の値は前節で求めた 1.31 kW 一定とした.

実験結果, シミュレーション結果はいずれも冷水出口温度の低下とともに冷凍能力がほぼ直線的に減少する傾向となっている. これらを比較すると, 実験から得られた内部熱損失を考慮することにより, シミュレーション結果は実験結果とほぼ一致している. 冷水出口温度が高い条件において, 実験結果は破線で示すシミュレーション結果との差が小さくなり, 内部熱損失が減少したことを示している. これは, 冷水温度の上昇によって蒸発器内の圧力と蒸発温度が上昇した結果, 隔壁の両側での熱交換温度差が縮小して伝熱量が減少したものと考えられ, 前節で述べた内部熱損失の発生メカニズムと整合する.

以上の検討から, 原理試作機における冷凍能力の減少は前節で考察した内部熱損失によって説明され, 実験結果における冷凍能力減少の原因が明らかになったものと考えられる.

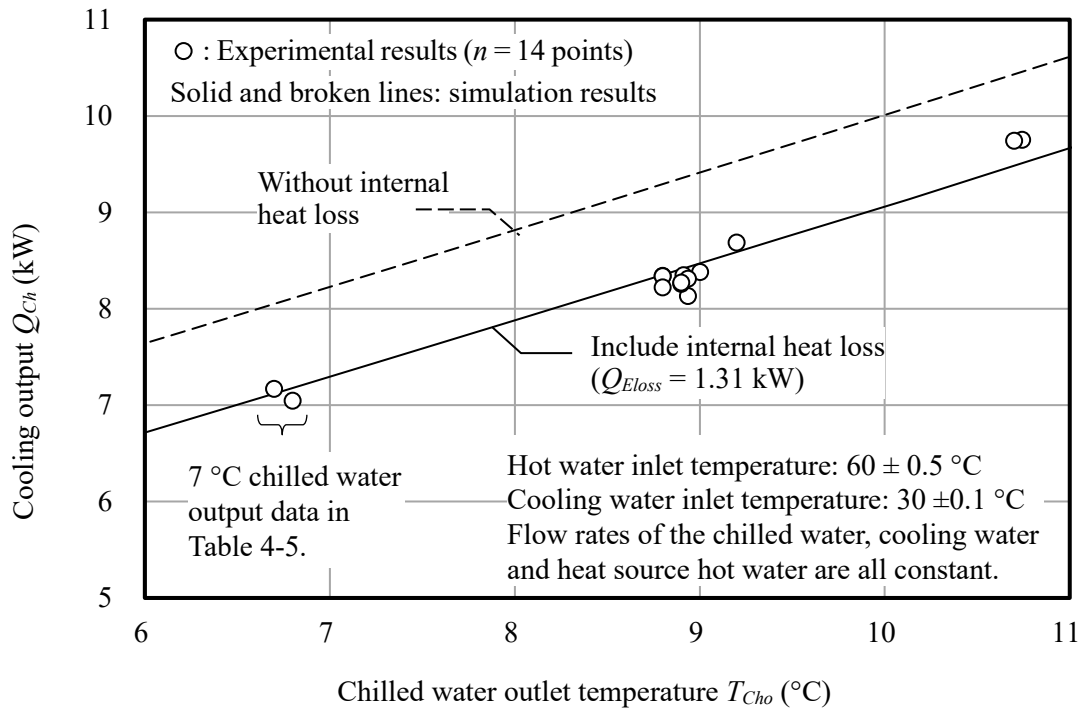


Fig. 4-10 Chilled water temperature characteristics of the Proof-of-concept prototype compared with the simulation results. The cooling output Q_{Ew} increases linearly with the chilled water outlet temperature T_{Cho} . The simulation results well agreed with the experimental results by considering the internal heat loss between the evaporator and the absorber.

4. 6 第4章のまとめ

従来の温水焚吸収冷凍機に対して低温の熱源で駆動可能な低温駆動型吸収冷凍機の開発を目的として, 蒸気交換型(VX)ダブルリフト吸収冷凍サイクルを採用した原理試作機を製作し, 熱収支の確認と内部熱損失の考察により実測結果を詳細に検証した結果, 以下の結論を得た.

- (1) 加熱用温水温度 60 °C, 冷却水温度 30 °C において, 従来の実験的研究例に対して低温であり, 一般的な空調用途に利用可能な 7 °C の冷水出口温度を得た.
- (2) 実験結果の検証として原理試作機の熱収支を冷水, 冷却水および加熱用温水の伝熱量から算出した結果, それらの偏差は 2%以内, 平均偏差は 1%以内であり, 外部との熱収支が成立していることを確認した.
- (3) 実験結果において, 冷凍能力は計算値に対して約 12%減少した. 外部との熱収支が成立していることから, 能力減少の要因を試作機の構造による吸収器から蒸発器への内部熱損失と仮定し, 実験結果から損失熱量を評価した結果, 1.31 kW となった. この値は損失発生部の面積から十分な可能性を持つことを確認した.
- (4) この損失熱量をサイクルシミュレーションに反映した結果, 冷凍能力および冷水出口温度に対する傾向は実験結果にほぼ一致した. このことから, 蒸気(3)項の仮定は妥当であると考えられる.

第4章では, 既往の実験的研究に対して低温の熱源あるいは低温の発生温度となる, 60 °C の温水および 30 °C の冷却水から 7 °C の冷水が得られることを実証し, その実験の信頼性を熱収支および冷凍能力減少の原因を考察することにより確認した. この結果は, 今後の低温未利用熱の活用促進に向けた一つの知見と考えている. 次の第5章ではこのサイクルに対する理解を深めるとともに実用化の上で不可欠なシミュレーションについて述べ, 実測データを用いてその妥当性を検証する.

第 5 章 温水温度特性とシミュレーションの検証

5.1 緒 言

第 4 章では、蒸気交換型 (Vapour eXchange, VX) ダブルリフトサイクルを用いた低温駆動吸収冷凍機の研究開発として、冷凍能力約 8 kW の原理試作機により温水入口温度 60°C、冷却水入口温度 30°C の条件で 7°C の冷水が発生することを実験的に確認し、低温排熱の利用範囲を従来よりも拡大できることを示した。

第二部では主に産業分野などで発生する 80°C 未満の低温排熱を対象としているが、これらの排熱温度は発生源ごとに異なり、稼働中に温度が変動する場合もある。これらの排熱利用に対応するためには、温水温度に対する挙動を明らかにするとともに、実験結果により検証された定常サイクルシミュレータを開発する必要がある。

これまで VX ダブルリフトサイクルの温水温度特性については、第 4 章で述べたシミュレーション (Ma and Deng, 1996) およびフィールド試験 (Ma *et al.*, 1996)、ヒートポンプサイクルの解析 (小島他, 1997)、有機媒体及び NH₃/水系サイクルの解析 (Medrano *et al.*, 2001) がある。しかしながら、実際の装置の条件をシミュレータに入力し、解析結果と実験結果を比較検証した例は見当たらない。

そこで第 5 章では、第 4 章で示した原理試作機と定常シミュレーションを用いた温水温度特性の検討、およびシミュレータの再現性の検証結果について考察する。

5.2 原理試作機の水準比較

研究を進めるにあたり、原理試作機で取得した 60°C 温水駆動実験結果と既往の研究例と比較し、表 5-1 のように整理した。表 5-1 から、本開発の原理試作機は従来と同等の熱源温水温度、または高い冷却水温度でより低温の冷水出口温度を実現していることがわかる。

Table 5-1 Experimental result of the prototype compared with the former experiments.

	Unit	This work	Ma and Deng	Ma <i>et al.</i>	Nakatsu-gawa	Sasaki <i>et al.</i>
Year		2022	1996	1996	2001	2004
Hot water inlet temp.	°C	60.4	86	86.2	60	60
Cooling water inlet temp.	°C	30.0	32	31.8	25	30
Chilled water outlet temp.	°C	6.75	8	9.25	7	10*
Cooling capacity	kW	7.10	6	367	70.3	2.57

* Evaporating temperature

5.3 サイクルシミュレーション

シミュレーションには4.3.2節で製作したシミュレータを用いた。主な入出力項目を図5-1に示す。本シミュレータは原理試作機の基本仕様を反映しており、図4-7に示した原理試作機における吸収器から蒸発器への内部熱損失を考慮したものである。

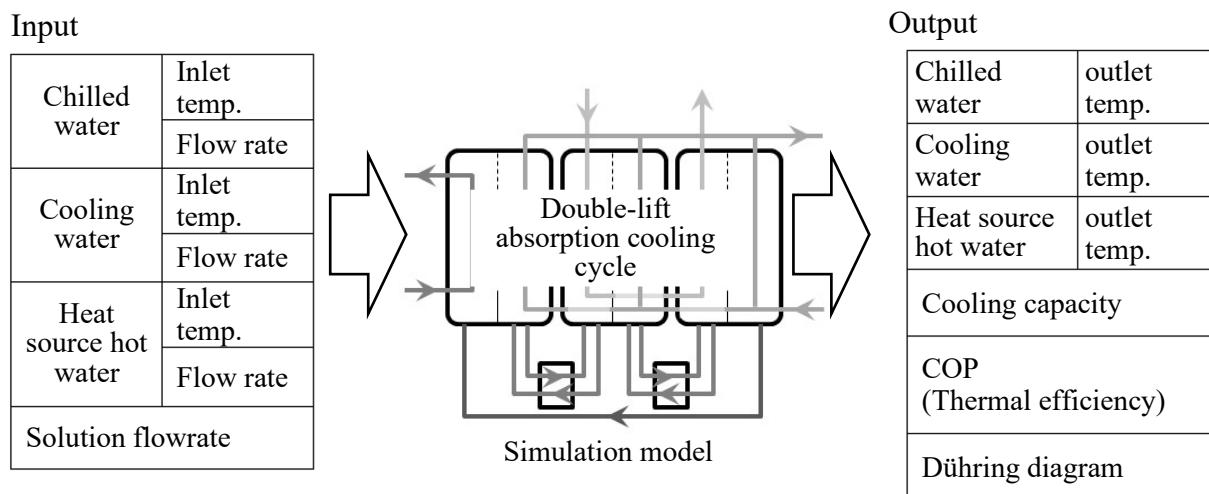


Fig. 5-1 Input and output of cycle simulation.

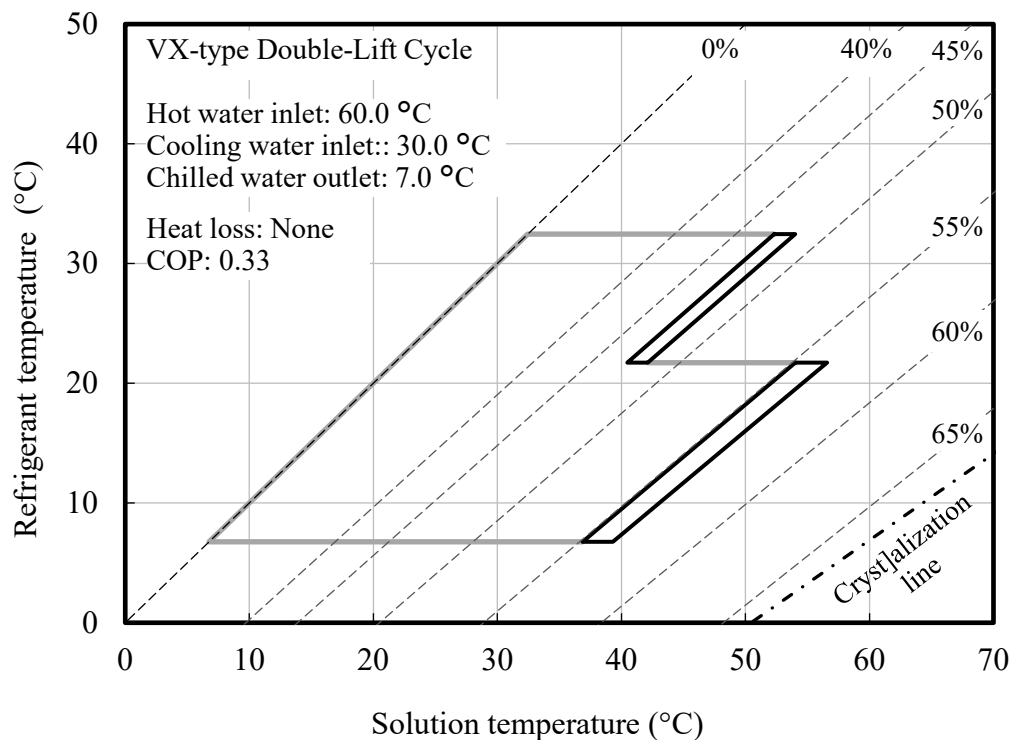


Fig. 5-2 Sample output of a Dühring diagram from the simulator.

本シミュレータで出力されるデューリング線図の一例を図 5-2 に示す。図 5-2 は熱源温水 60 °C、冷却水温度 30 °C において冷水出口 7.0 °C を出力する場合の計算結果である。またデューリング線図、この条件における冷凍サイクルが結晶線に対して十分余裕があることが確認できる。

5. 4 温水温度特性の検討

5.4.1 温水温度特性実験

温水温度特性実験時のトレンドデータの一例を図 5-3 に示す。実験では各循環水の流量、冷水および冷却水入口温度を一定として温水入口温度の設定温度を変更した。定常状態については 4.4 節の実験と同様、各循環水の出口温度が $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ で 10 分間安定した条件の後半 5 分間でデータを取得した。

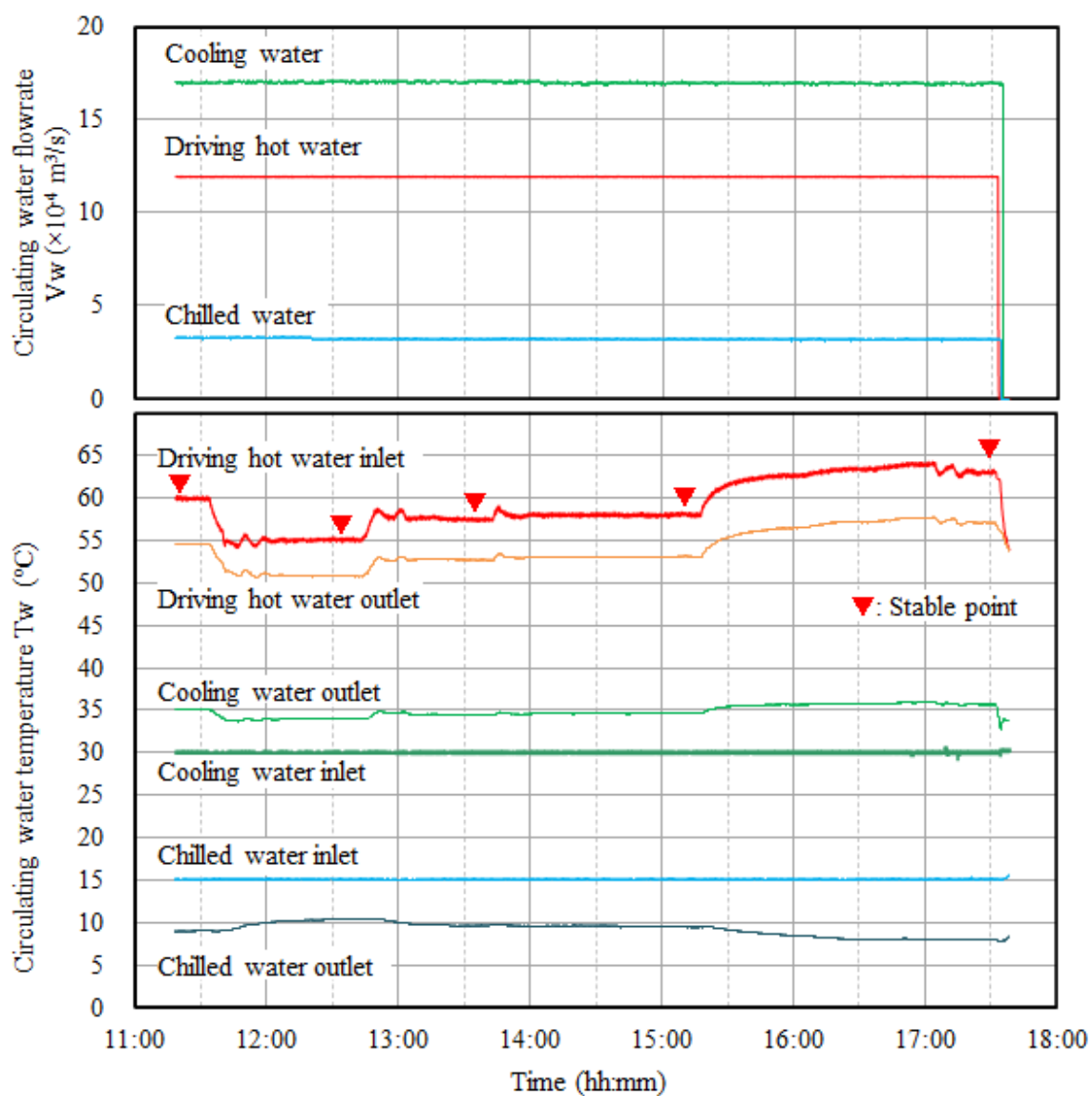


Fig. 5-3 Example trend data of the experiment for the heat source hot water temperature characteristics. The logging interval is 1 second. Steady states are determined by 10-minutes moving within $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ for each water temperature, except chilled water outlet temperature that is limited within $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$.

5.4.2 原理試作機の挙動

温水入口温度を $55\sim 63\text{ }^{\circ}\text{C}$ に変化させた実験による冷水出口温度、冷凍能力と成績係数(COP)の変化を図 5-4 に示す. 冷却水入口温度は $30.0\pm 0.03\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷水入口温度は $15.1\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$ である. 図中の \triangle は第5章における $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温水駆動, 冷却水温度 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ において $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷水を出力した結果であり, この時の冷水入口温度は $12.1\pm 0.06\text{ }^{\circ}\text{C}$ である.

図 5-4 では, 温水温度の上昇とともに冷水出口温度が低下して冷凍能力が増加している. 冷凍能力の増加傾向はやや上に凸の曲線であり, 既往の試験結果 (Ma and Deng, 1996) による温水入口温度 $80\sim 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ とした試験結果と同様である. また, 既往のヒートポンプサイクルの解析 (小島他, 1997) では取り出し温水出力の増加傾向に変曲点がみられる. これは, ヒートポンプサイクルの解析において中間圧力の最適化を行っていることによると考えられる. これに対し, 本実験においては中間圧力はサイクル内のバランスによって決定するため同様の変曲点は現れなかった.

5.4.3 シミュレーション結果の検討

温水入口温度を $54\sim 64\text{ }^{\circ}\text{C}$ に変化させたシミュレーション結果を図 5-4 中に合わせて示す. 図中の実線は, 実験結果の再現を目的として, 前述の吸収器から蒸発器への内部熱損失を考慮した解析結果である. また, 破線は原理試作機を基準とした性能向上の検討用として, 内部熱損失が無いとした場合の解析結果である. 内部熱損失の熱量は, 前章で示した図 4-10 において実験結果の平均値から 1.31 kW 一定としてシミュレーションに反映した結果, 冷凍能力が実験結果とほぼ一致したことから本検討についても同じ値を設定した.

解析結果は前項の実験結果と同様の傾向であり, 実験と解析結果のの偏差は冷凍能力について $\pm 3\%$, COP について ± 0.01 以内である. この結果から, 本シミュレータは今後の製品設計や性能計算, オフデザイン特性の予測などの検討に活用できるツールであると考ええる.

内部熱損失の影響は, 解析範囲である温水入口温度 $54\sim 64\text{ }^{\circ}\text{C}$ を平均すると, 冷凍能力について 0.63 kW , COP について 0.046 の減少である. 現在実用化されている温水焚一重効用の吸収冷凍機では, 吸収器から蒸発器への内部熱損失は十分小さい水準であことから, 本実験結果におけるこれらの値も実用機相当の構造を採用することにより同程度改善されるものと考えられる. この場合, COP は冷水 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 出力時において 0.33 , 冷水 $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 出力時において 0.36 程度と予測される.

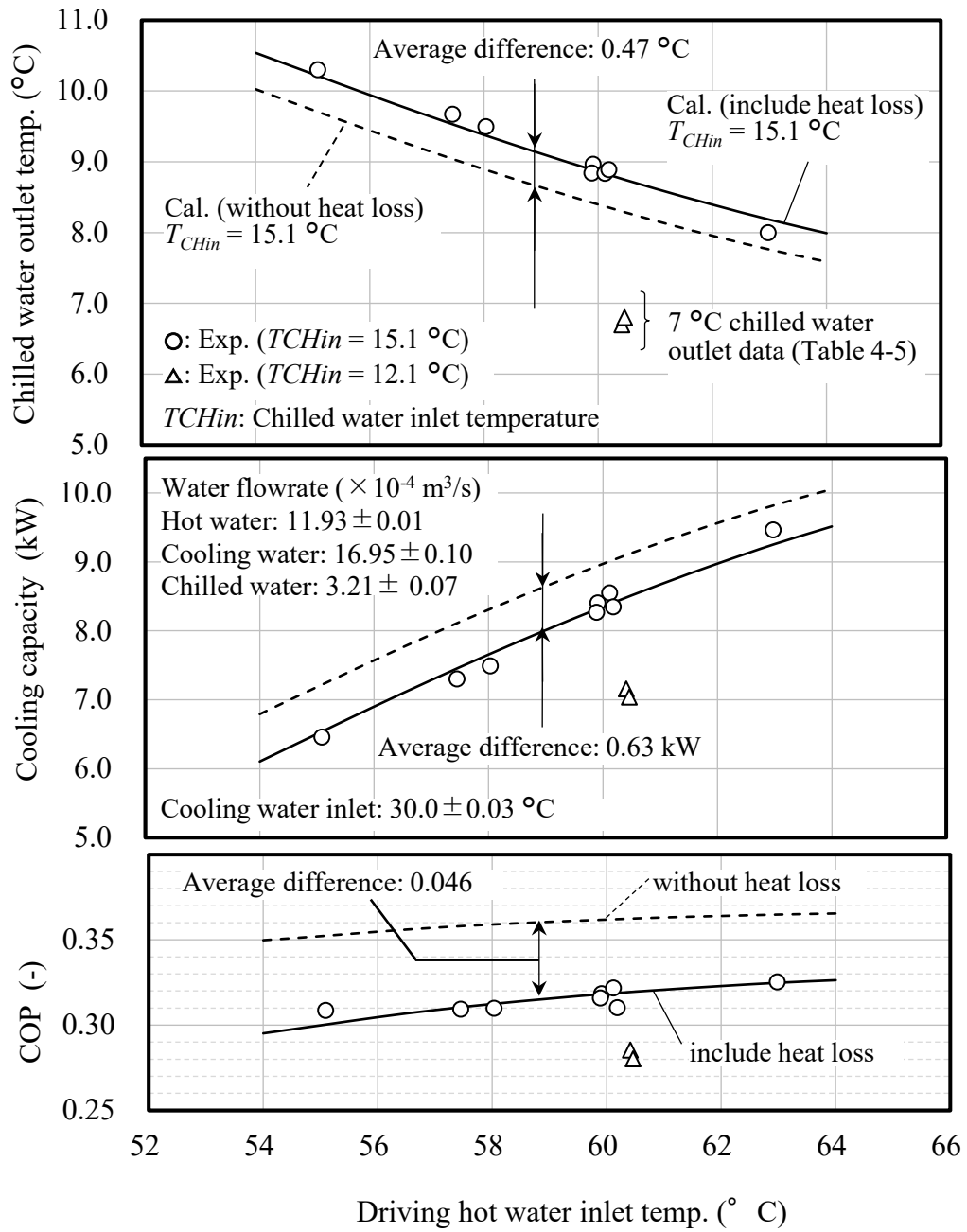


Fig. 5-4 Heat source hot water temperature characteristics of the proof-of-concept prototype measured by the experiment (Exp.) and simulation results (Cal.). COP decreased by 0.046 due to the internal heat loss.

5.5 第5章のまとめ

本章では、第4章において60℃温水駆動、冷却水温度30℃の条件で7℃冷水の出力を実証したVXダブルリフトサイクルの原理試作機を対象として、温水温度変化に対する挙動を実験とシミュレーションにより検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) 温水温度特性実験および解析により、熱源温水温度の上昇に対する冷水出口温度と冷凍能力、および成績係数の増加傾向を明らかにした。これらの結果は先行研究 (Ma and Deng, 1996) に対してほぼ整合する結果であった。
- (2) VX ダブルリフトサイクルのシミュレーション結果と原理試作機による実験結果を比較した結果、冷凍能力について±3%、COPについて±0.01以内の精度を確認した。この結果から、本シミュレータは実用化に向けた種々の検討に活用できることが示された。
- (3) シミュレータを用いて吸収器から蒸発器への内部熱損失の影響を解析した結果、冷凍能力およびCOPの低下はそれぞれ0.63kW、0.046であった。この結果から、原理試作機を基本として内部熱損失を低減した構造を採用した場合、冷水出口温度7~9℃の条件においてCOPは0.33~0.36程度と予測される。

第二部の参考文献

Air-Conditioning, Heating, & Refrigeration Institute: AHRI Standard 560-2000 (2000).

Alefeld, G. and Radermacher, R., Heat conversion systems, CRC Press (1994), p.201.

江端佑介, 坪内修, 稲田孝明, 染谷聡, 竹村文男, 党超鋌, 飛原英治, 熱マネジメント技術の開発: 車両用小型吸収冷凍機の開発, 日本機械学会第21回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2016), No.D243.

Erickson, D. C. and Tang, J., Evaluation of double-lift cycles for waste heat powered refrigeration, Proceedings of the Absorption Heat Pump Conference 96, Vol. I (1996), pp.161-168.

江崎秀司, 小林崇浩, 大能正之, 金子敏之, 多段吸収を用いた低温水吸収冷凍機の温水下限温度特性, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.814 (2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014tep0152.

- Herold, K. E., Radermacher, R. and Klein, S. A., Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press (1996), pp.161–164.
- 飛原英治, 山本祐司, 斎藤孝基, 永岡義一, 西山教之, 二重効用吸収冷凍機のモデル化と制御ー第1報 静特性のモデル化ー, 日本冷凍協会論文集, Vol.4, No.2 (1987), pp.115–123.
- 引地巧, 木戸長生, 西山典貞, 小須田修, 高効率小型オーガニックランキンサイクル発電技術の開発, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.847 (2017), DOI: 10.1299/transjsme.16-00390.
- 今田俊也, NEDO「未利用熱エネルギーの革新的活用技術研究開発」における取り組みと排熱利用技術の適用拡大について, 省エネルギー, Vol.69, No.21 (2017), pp.18-日本規格協会, JIS B 8622-2016, 吸収式冷凍機 (2016), p.11.
- 小島弘, 秋澤淳, 柏木孝夫, エンジン排熱駆動型二段吸収サイクルの特性解析ー未利用エネルギー活用の効果ー, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.14, No.2 (1997), pp.113–124.
- Ma, W. B. and Deng, S. M., Theoretical analysis of low-temperature hot source driven two-state LiBr/H₂O absorption refrigeration system, International Journal of Refrigeration, Vol.19, No.2 (1996), pp.141–146.
- Ma, W. B., Xia, H. H. and Deng, S. M., Industrial application of a two-stage, half-effect LiBr/H₂O absorption chiller, Proceedings of the Absorption Heat Pump Conference 96, Vol. II (1996), pp.679–683.
- 松前和則, コンパクト吸収冷温水機の研究・開発(プレート型蒸発器の研究・開発), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 (1998), pp.1465–1468.
- Medrano, M., Bourouis, M. and Coronas, A., Double-lift absorption refrigeration cycles driven by low-temperature heat sources using organic fluid mixtures as working pairs, Applied Energy, Vol.68 (2001), pp.173–185.
- 森岡斎, 清田正徳, 垂直壁を流下する臭化リチウム水溶液膜への水蒸気の吸収実験, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.53, No.485 (1987), pp.236–240.
- Mostofizadeh, Ch. and Butz, E., Use of low-temperature heat to produce deeper temperature refrigeration by means of a new type absorption refrigeration plant, Proceedings of the Absorption Heat Pump Conference 96, Vol. II (1996), pp.633–639.

- 中津川昭一, 新世代吸収ヒートポンプ研究 研究報告書, 日本冷凍空調学会 (2001), pp. 350-362.
- 小原春彦, 未利用熱エネルギーの革新的活用技術研究開発, 日本機械学会第21回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2016), No.D231.
- 小原春彦, 未利用熱エネルギーの革新的活用技術研究開発プロジェクトについて, 冷凍, Vol.96, No.1121 (2021), pp.201-204.
- 大園俊朗, 吸収冷凍機の省エネルギー特性, 冷凍, Vol.55, No. 629 (1980), pp.239-249.
- 佐々木裕文, 石野裕嗣, 岡雅博, 津田博之, 円城寺慶太, 低温排熱利用ハイブリッド空調システムの開発(第一報) — 60℃級低温排熱利用吸収サイクルの開発 —, 日本機械学会第9回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2004), pp.421-424.
- 高田秋一, 吸収冷凍機とヒートポンプ, 第2版 (1989), pp.114-116.
- Ziegler, F. and Alefeld, G., Coefficient of performance of multistage absorption cycles, International Journal of Refrigeration, Vol.10 (1987), pp.285-295.
- Ziegler, F., Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems, International Journal of Thermal Science, Vol.38 (1999), pp.191-208.
- Ziegler, F., State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies, International Journal of Refrigeration, Vol.25 (2002), pp.450-459.

第三部

一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の 開発と実用化

第6章 一重効用ダブルリフト第一次試作機の開発

6.1 緒言

第二部では吸収冷凍サイクルの駆動温度を従来の 80~90 °C から最低 60 °C まで低減可能なダブルリフト吸収冷凍サイクルについて原理試作機を製作し、動作温度条件および温水温度の変化に対する特性を明らかにした。この中で、原理試作機を対象としたサイクルシミュレータを製作し、実機から得られる情報を適切に反映することにより、冷凍能力および成績係数(COP)について十分な解析精度が得られることを確認した。

一方、第二部で扱ったダブルリフトサイクルは理論 COP が 0.5 であり、原理試作機において内部熱損失を低減、解決した場合でも実際の COP は 0.33~0.36 程度と予測された。この値は現状の一重効用機の約 0.75 と比較すると約 1/2 であり、実用性を考慮すると適用範囲が限定されることが懸念される。そこで第三部では、ダブルリフトサイクルの特徴である低温駆動を維持しつつ、COP を向上するために、ダブルリフトサイクルと従来の一重効用サイクルを組み合わせた「一重効用ダブルリフトサイクル」(Schweigler *et al.*, 1996, 1998, 1999) を対象とした研究開発を行う。一重効用ダブルリフトサイクルの構成の概念図を図 6-1 に示す。

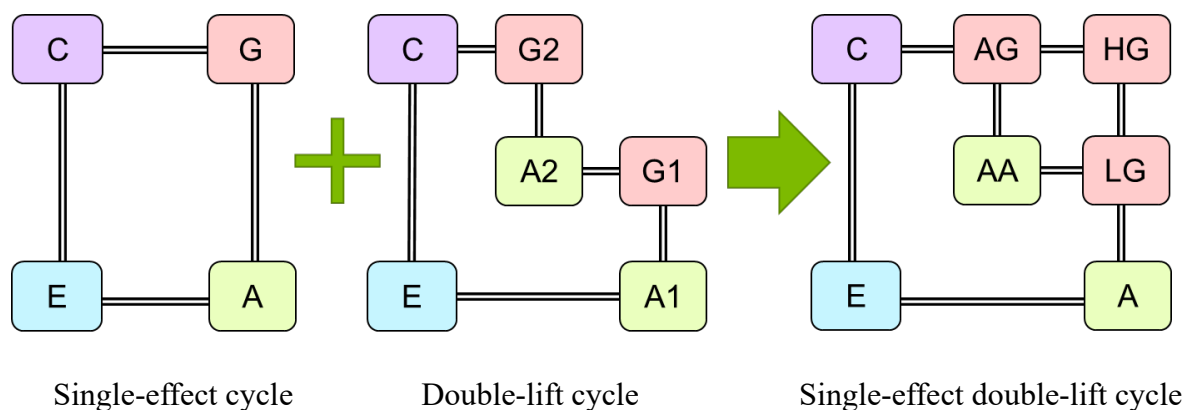


Fig. 6-1 Conceptual diagram of Single-effect Double-lift absorption cooling cycle.

(E: Evaporator, A, A1, A2: Absorber, G, G1, G2: Generator, C: Condenser, HG: High temperature generator, LG: Low temperature generator, AG: Auxiliary generator, AA: Auxiliary absorber).

図 6-1 の構成の通り、一重効用ダブルリフトサイクルは従来の 90 °C 程度の温水を熱源とする一重効用サイクルに、第二部で実証したように最低 60 °C 程度の温水が利用可能なダブルリフト(二段吸収)サイクル(高田, 1989) (Herold *et al.*, 1996)を組み合わせたものである。この構成により、より幅広い温度帯の熱源温水に対応することができる。また、主要な構成要素の数は、ダブルリフトサイクルの 6 点に対して一重効用サイクルの再生器を高温再生器として追加したことにより 7 点となる。

これまで一重効用ダブルリフトサイクルは、産業分野及び地域温水ネットワークへの応用を目的として提案、研究されてきた (Schweigler *et al.*, 1996). この研究では、一重効用ダブルリフトサイクルを採用したパイロットプラントにより、地域暖房温水の有効活用を図っている。第 6 章では、一重効用ダブルリフトサイクルのシミュレーションおよび試作機による運転データとの比較検討結果について論じる。

6. 2 一重効用ダブルリフトサイクルのサイクルフロー

一重効用ダブルリフト(以下、SEDL とする)サイクルの構成を図 6-2 に示す。このサイクルは前節で述べた相変化を伴う 7 個の熱交換器と、相変化を生じない 3 個の溶液熱交換器から構成されている。このサイクルには 2 系統の溶液循環系統があり、一方は吸収器(A)、低温再生器(LG)、及び高温再生器(HG)を低温溶液熱交換器(LHX)、高温溶液熱交換器(HHX)を介して結んでいる。他方は補助系統で、補助吸収器(AA)と補助再生器(AG)を、補助溶液熱交換器(AHX)を介して結んでいる。

駆動熱源は温水であり、高温再生器(HG)、低温再生器(LG)、補助再生器(AG)の各再生器に供給される。冷却水は、吸収器、補助吸収器、凝縮器に供給される。冷熱は蒸発器で発生し、蒸発器には、冷水などの冷熱媒体が供給されて冷媒の蒸発熱によって冷却され、冷熱として取り出される。

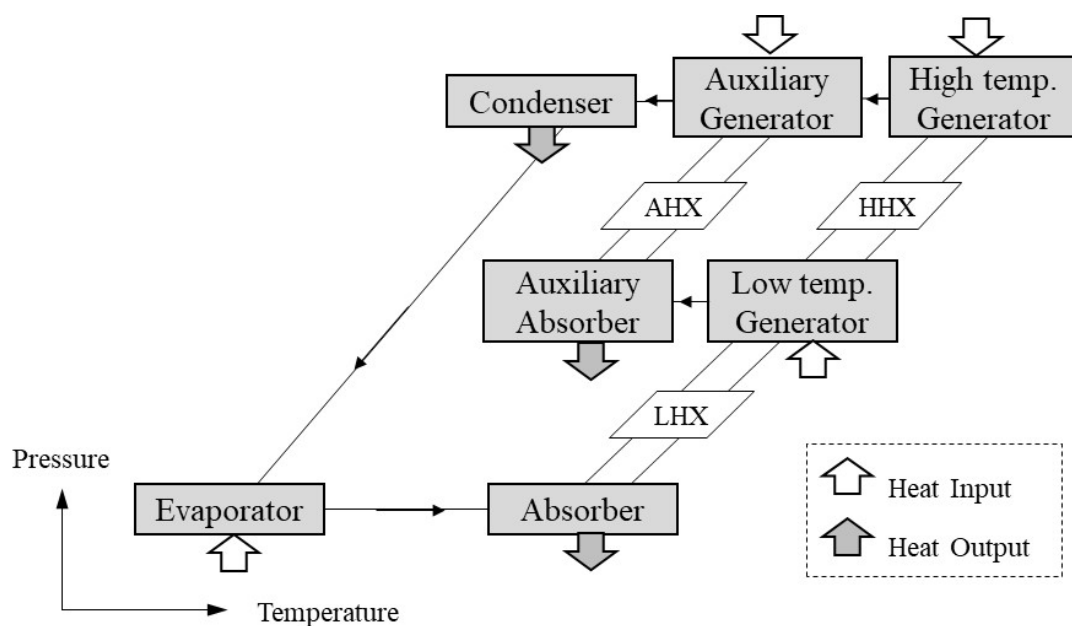


Fig. 6-2 Cycle configuration of SEDL cycle.

6.3 サイクルシミュレータ

6.3.1 シミュレータの構築

SEDL サイクルのシミュレーションモデルを図 6-3 に示す. 図中, 蒸発器と吸収器は第一部で述べた中低温吸収冷凍機と同様, それぞれ E1 と E2, A1 と A2 に分割されている. この構造は, 2 分割型蒸発・吸収器としてこれまで高効率吸収式冷凍機に用いられてきた構造である. したがって, 図 6-2 に示した SEDL サイクルの圧力レベルが 3 段であるのに対して, このモデルでは, P_H , P_M , P_{L1} , P_{L2} の 4 段の圧力レベルが存在する. ここで, 蒸発器 E1 と E2 において, 冷水温度は下流側である E2 が低くなるため, 冷媒蒸気圧力は E1 よりも E2 が低くなる.

シミュレータの入出力を図 6-4 に示す. 入力パラメータとしては, 各要素熱交換器の仕様, 熱源温水, 冷却水及び冷水の供給温度及び流量を与える. さらに, 蒸発器・吸収器の分割の有無, 温水及び冷却水の通水方法が設定可能である.

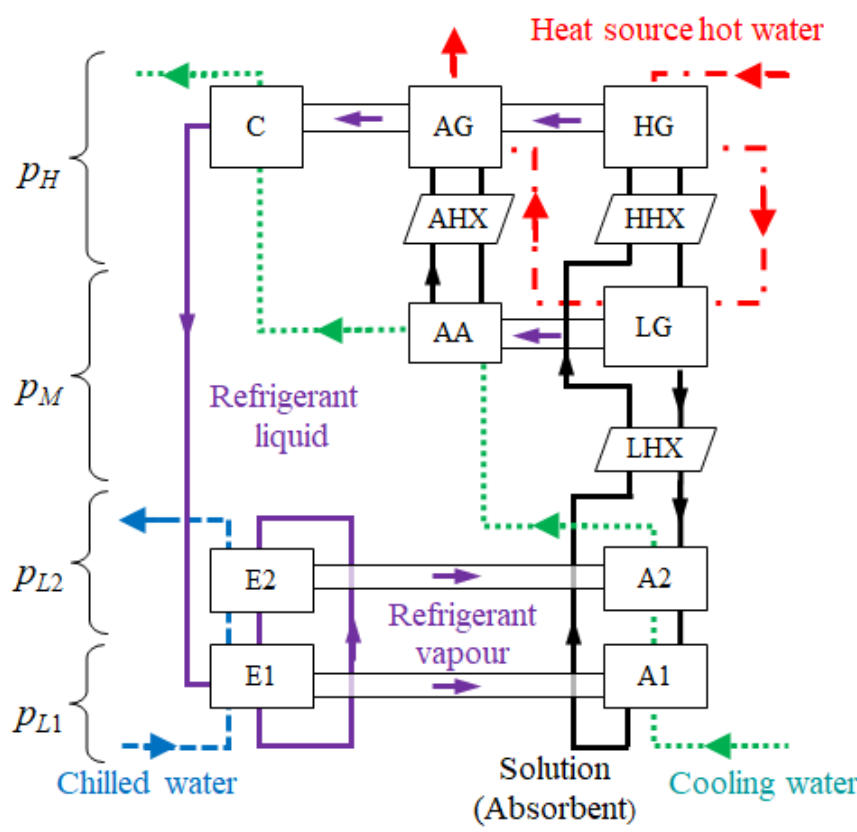


Fig. 6-3 Cycle simulation model of the SEDL cycle with two step evaporator and absorber.

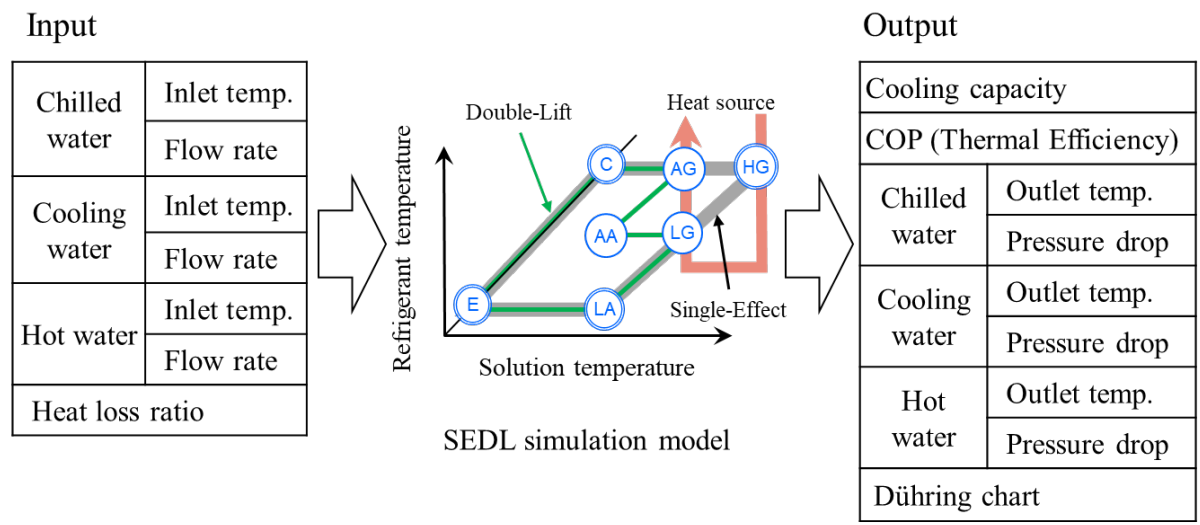


Fig. 6-4 Input and output of SEDL cycle simulator.

サイクルシミュレータの計算フローを問題分析図 (PAD) として図 6-5 に示す。シミュレータは基本的に 3 段階の階層的な構造となっている。各層での計算により収束条件を満足した後で COP 等の算出を行う。

- (1) 最上層: サイクル全体での熱収支, 熱源温水, 冷却水及び冷水の吸放熱との収支計算
- (2) 中間層: 図 6-3 に示した 4 段階の圧力レベルにおける物質収支の収束計算
- (3) 最下層: 各熱交換器の熱収支に基づく収束計算

シミュレータの物理モデルは第一部の中低温吸収冷凍機, 第二部のダブルリフト吸収冷凍サイクルと同様の基礎方程式を採用している。したがって, 伝熱面積や熱伝達率などの伝熱性能を実機の情報から与えることにより, 実用上十分な解析精度が得られるものと考えられる。

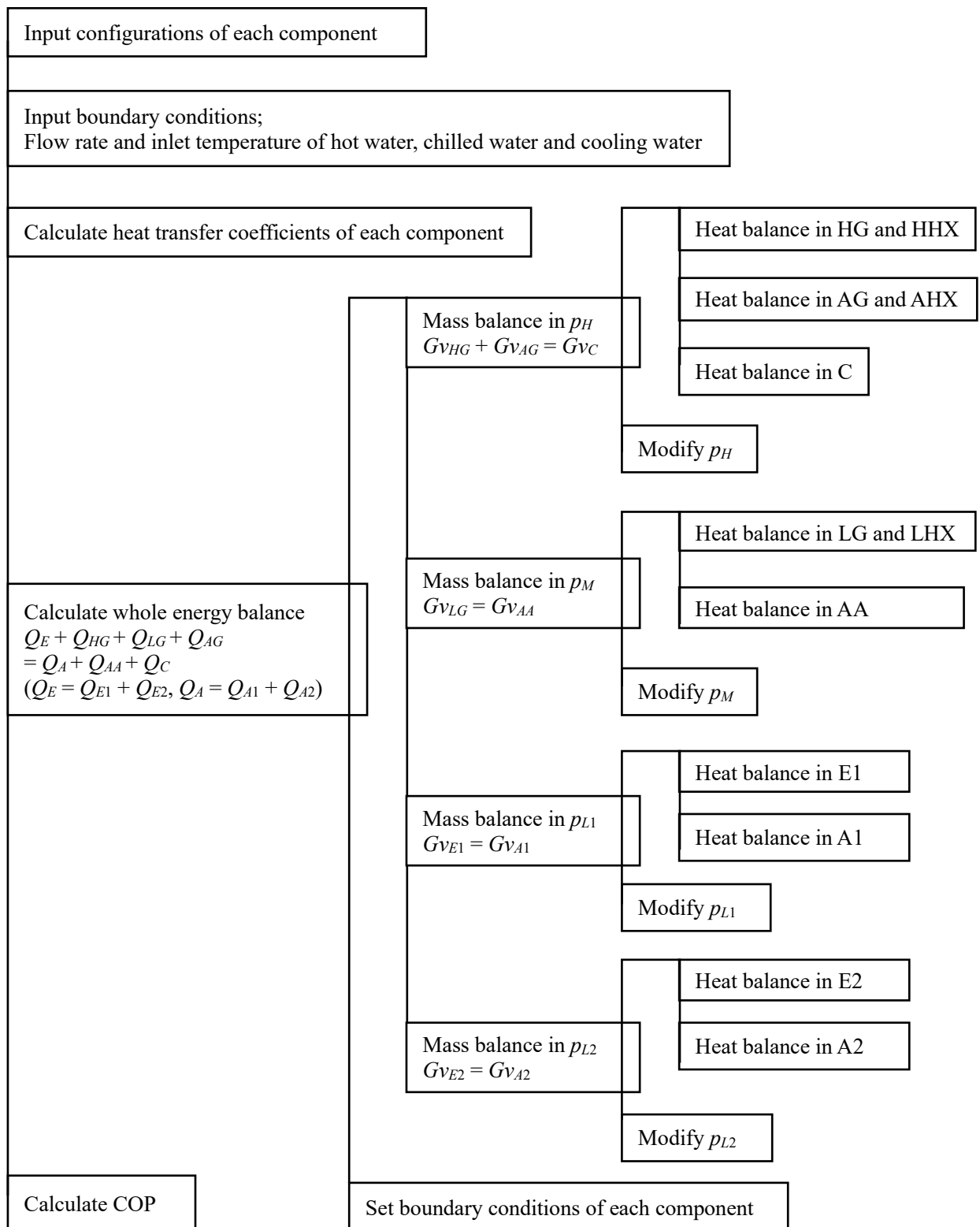


Fig. 6-5 Problem analysis diagram (PAD) of cycle simulation program.

6.3.2 一次試作機に向けた基本特性の検討

SEDL 吸収冷凍機の試作機の計画にあたり、前項で述べたサイクルシミュレータを用いてサイクルの基本特性を検討した。代表例として、蒸発器と吸収器の分割の影響を、冷水温度差との関連で図 6-6 に示す。図中、2-step EA が 2 分割蒸発吸収、1-step EA が従来の単段蒸発吸収の計算結果を示している。また、THW-out は熱源温水の出口温度を示しており、この温度が低いほど熱回収性能が高いことを示している。これらの計算結果から、上下 2 分割構造の 2 段蒸発・吸収サイクルの採用によって、従来のサイクルと比較して冷房能力が約 3%、COP が約 1.5% 向上し、熱源温水の出口温度が低下することが分かる。そこで、一次試作機では現在市販中の高効率吸収冷温水機と同様に SEDL 試作機にも 2 分割蒸発吸収構造を採用することにした。

さらに、本シミュレータを用いて熱源温水と冷却水の通水方法を検討した結果を図 6-7 に示す。本検討の結果、冷房能力は熱源温水を HG→LG→AG の順に、冷却水を A→AA→C の順とすることにより最大となることから、一次試作機ではこの通水方法を採用した。

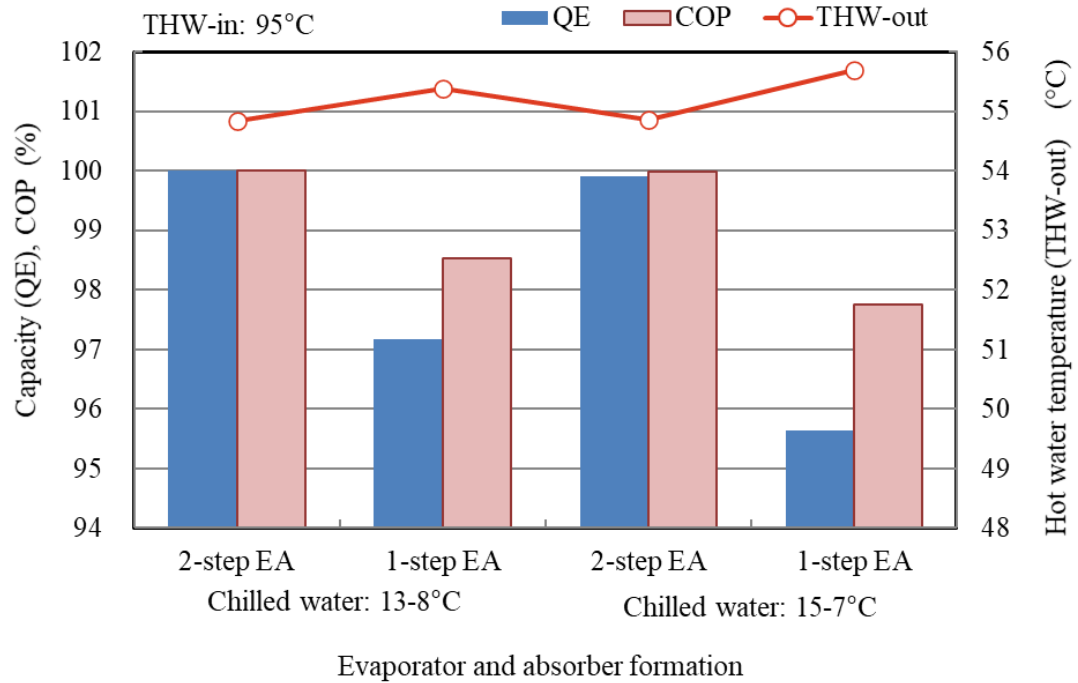


Fig. 6-6 Effect of two-step evaporator and absorber in association with chilled water temperature drop.

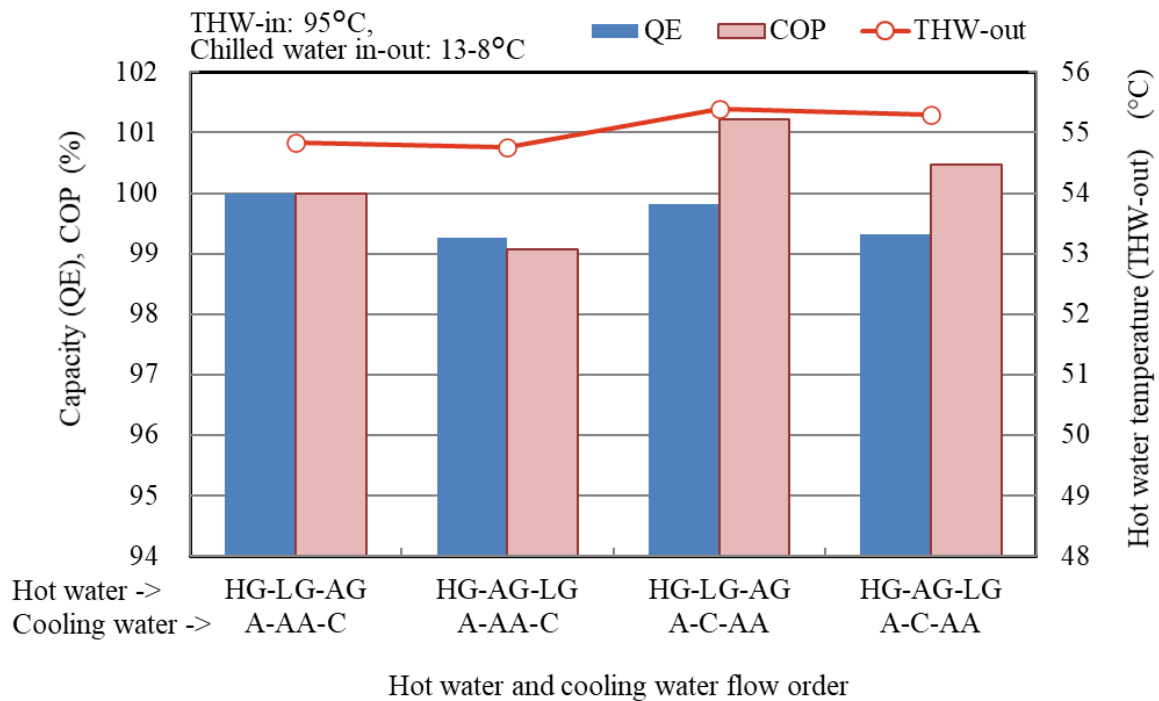


Fig. 6-7 Effect of hot water and cooling water circulating method.

6.4 一次試作機による実験

6.4.1 一次試作機および実験設備

サイクルシミュレータによる検討結果をもとに SEDL 吸収冷凍機の試作機を製作した。試作機のサイクルフローを図 6-8 に示す。サイクルの基本構成は図 6-3 に示したシミュレーションモデルと同一である。蒸発器及び吸収器の上下 2 分割構造を採用し、冷温水の通水方式は、図 6-7 で冷凍能力が最大値となった組合せ、すなわち温水を $HG \rightarrow LG \rightarrow AG$ 、冷却水を $A \rightarrow AA \rightarrow C$ の順とした。また、本試作機は図 6-8 中に示す溶液循環経路と熱源温水経路のバルブ操作により、第二部で対象としたダブルリフトサイクルとしても運転可能である。

一次試作機に冷水、冷却水および温水を供給するために実験設備を別途製作した。一次試作機および実験設備の外観を図 6-9 に、実験設備のフローを図 6-10 に示す。実験設備は冷水系、冷却水系、温水系で構成され、それぞれの系統水を所定の温度及び流量に調整して試作機へ供給する。冷水系の温度調整は、プレート式熱交換器を介して冷却水からの加熱量を調整し、冷却水系は、プレート熱交換器を介して冷却塔の循環水と熱交換することで温度調整を行っている。試作機の熱源となる温水系は温水ボイラで昇温した温水を燃焼式のヒータで加熱することにより温水を所定の温度に調整している。

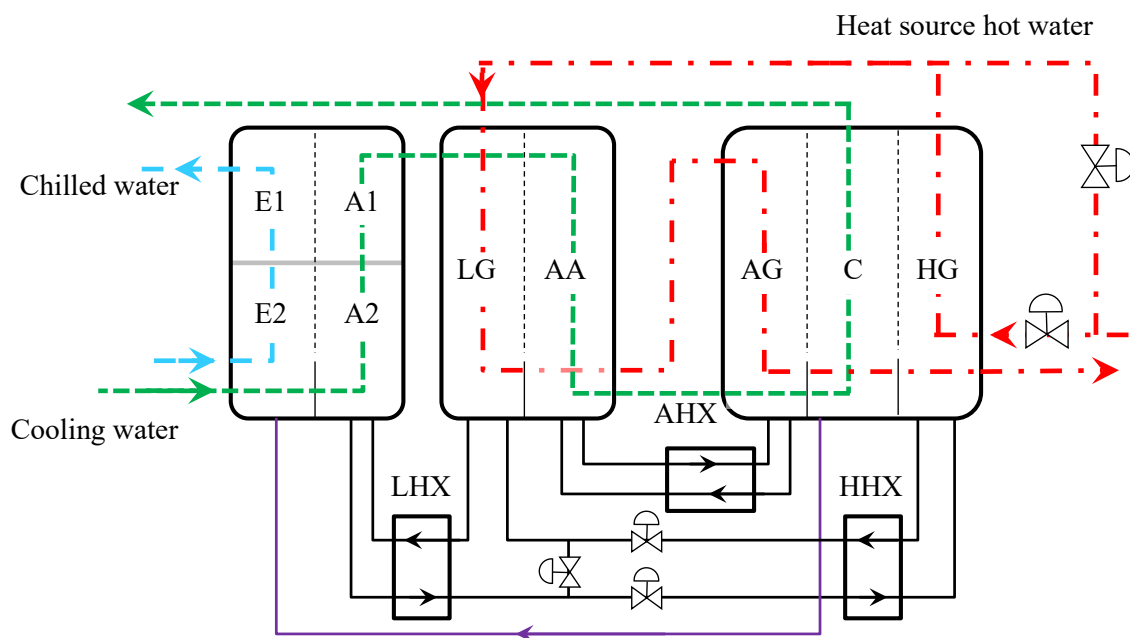


Fig. 6-8 Cycle flow diagram of prototype of SEDL absorption chiller.

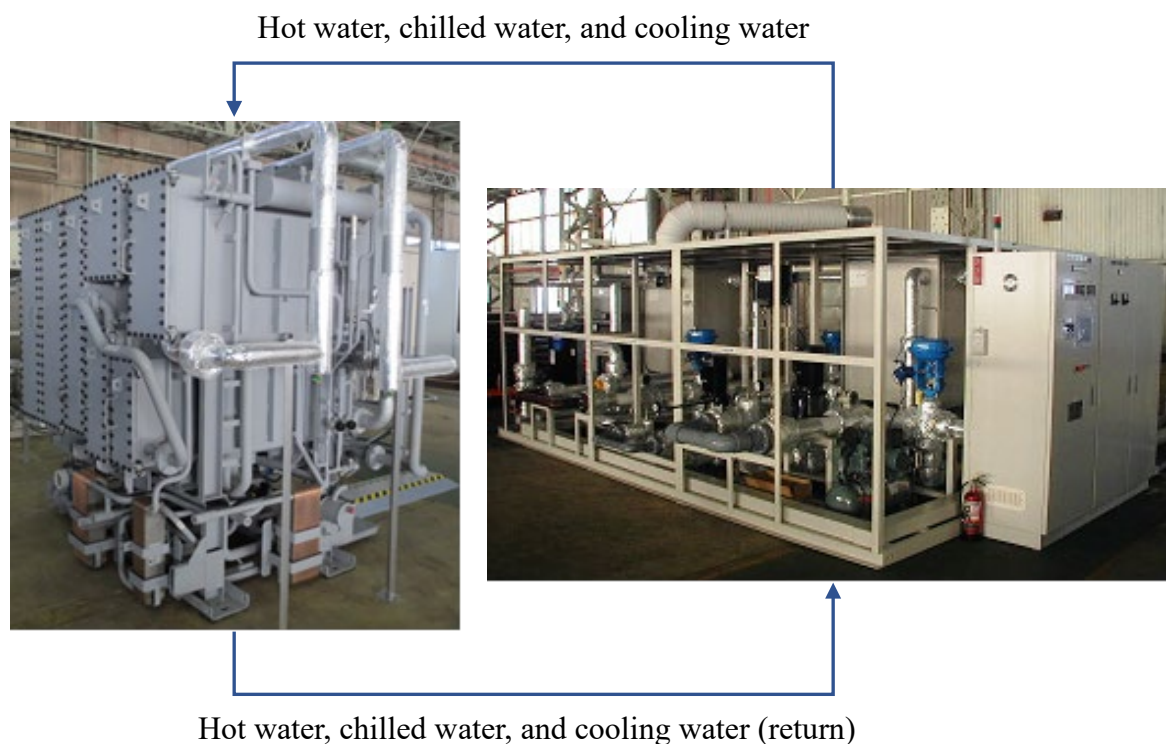


Fig. 6-9 Prototype of SEDL absorption chiller and experimental equipment.

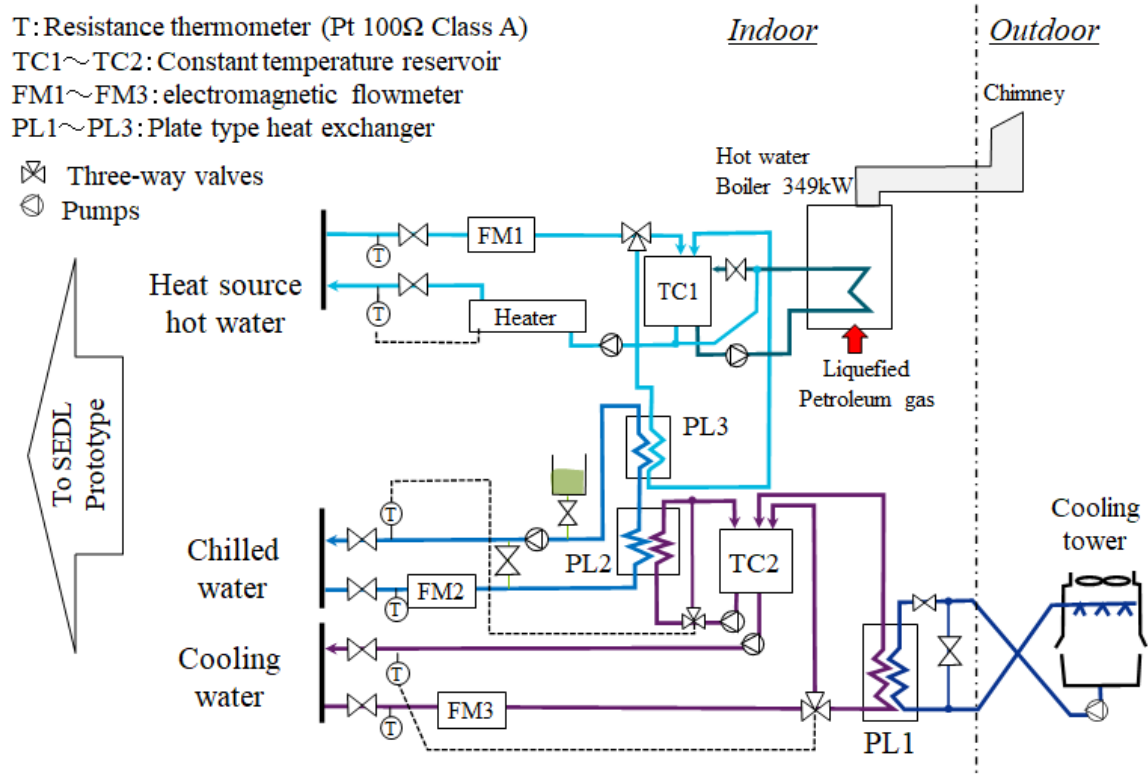


Fig. 6-10 Flow diagram of experimental equipment.

6.4.2 実験結果およびシミュレータの検証

(1) 基本性能

一次試作機の基本性能を表 6-1 に示す. ダブルリフトサイクル(DL)とした実験では, 熱源温水 60 °C, 冷却水入口温度 30 °C の条件で, 7 °C の冷水が発生し, 第二部における実証結果が妥当であることを確認した. この熱源温水温度は現在実用化されている DL 吸収式冷凍機の熱源温度 70 °C よりも 10 °C 低いものである. SEDL サイクルとした実験では, 冷房能力 106.1 kW, 熱源温水入口温度 88.7 °C の条件において 7 °C の冷水の発生を確認した. このときの温水出口温度は 53.0 °C であった.

Table 6-1 Experimental results of the prototype.

Item	Unit	Operating mode	
		DL	SEDL
Cooling capacity	kW	42.0	106.1
Chilled water	Inlet	°C	15.0
	Outlet	°C	7.0
Cooling water	Inlet	°C	30.1
	Outlet	°C	34.5
Heat source hot water	Inlet	°C	60.0
	Outlet	°C	56.3

(2) 温水温度特性およびシミュレータの検証

温水温度の変化が SEDL サイクルに与えるに影響について一次試作機の試験結果とシミュレーション結果を図 6-11 で比較する. いずれの結果も冷房能力(Q_E)は温水入口温度(T_{HWi})の低下とともに減少している. 熱効率を示す COP も同様に温水入口温度の低下に従って減少しているが, Q_E と比較して減少割合は小さい.

計算結果と実験結果の比較では, 温水入口温度が 65 °C 以下の条件において, COP の実験結果が破線で示す計算結果に対して低下している. この差は, 冷房能力の減少時に試作機の表面からの放熱損失の影響が相対的に大きくなったことが一因であると考えられる. そこで, 放熱損失を反映させた COP を COP_{wloss} として式(6-1)により求め, 図 6-11 中に一点鎖線で示して実験結果と比較した.

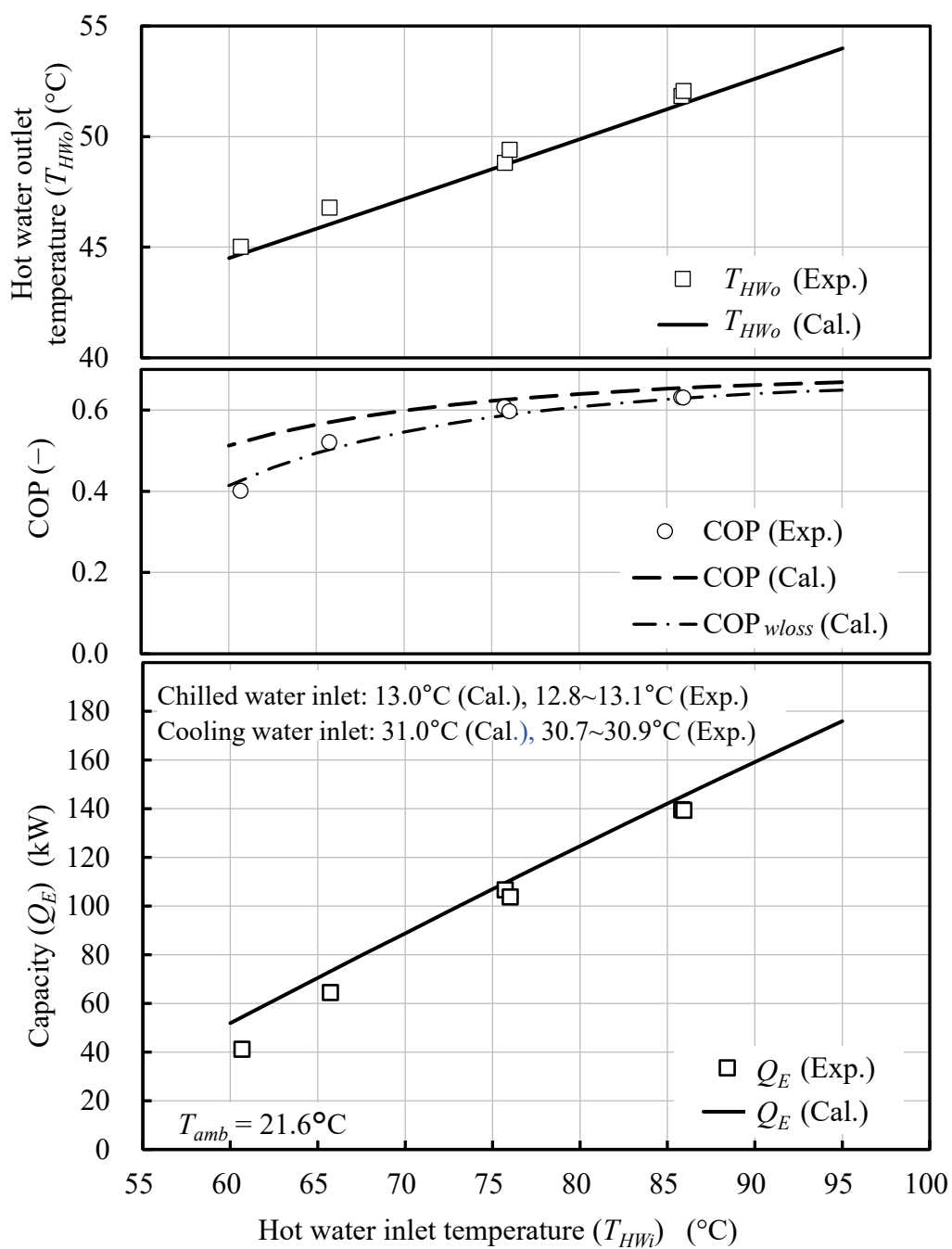


Fig. 6-11 Hot water inlet temperature characteristics of the prototype with SEDL operation.

$$\text{COP}_{wloss} = \frac{Q_E - Q_{Eloss}}{Q_{HW} + Q_{HWloss}} \quad (6-1)$$

ここで、 Q_{Eloss} は蒸発器等の低温部分の放熱損失の概算値であり、冷水温度がほぼ一定であることから一定値とした。この値は温水入口温度 95 °C における冷房能力の 5%に相当すると仮定して 9.232 kW とした。 Q_{HWloss} は熱源温水が循環する高温部分の放熱損失の概算値であり、温水の入口・出口における平均温度と外気(T_{amb})との温度差から算出した。図 6-11 に示されるように、式(6-1)による放熱損失の反映によりシミュレーション結果は実験結果とほぼ同等の傾向となった。以上の結果から本研究で作成した SEDL 吸収式冷凍サイクルのシミュレータは十分に実機の挙動を再現しており、サイクルの性能および挙動の予測に際して実用に供しうるツールであることを確認した。

6.5 第6章のまとめ

第6章では 60～90 °C 水準の排熱を有効に利用する機器として、一重効用ダブルリフトサイクルを採用した低温駆動吸収式冷凍機の基礎検討を行った。この中でサイクルシミュレーションを構築するとともに試作機による運転データとシミュレーションの比較を行い、以下の結果を得た。

- (1) サイクル構成の影響などを検討可能なシミュレータを製作し、蒸発器と吸収器の2段化の効果を検証し、熱源温水及び冷却水の循環方法を最適化した。
- (2) 計算による最適化結果に基づいて試作機を製作し、88.7 °C の温水から 53 °C までの熱回収、冷却水温度 30.9 °C の条件で 7 °C の冷水が発生することを実証した。
- (3) 一次試作機において、溶液配管に設けた切換弁の設定によりダブルリフトサイクルとした実験を行った。その結果、第二部で扱った原理試作機と同様、熱源温水 60 °C、冷却水入口温度 30 °C の条件で、7 °C の冷水が発生することを確認した。
- (4) 温水温度を約 60 °C から 85 °C まで変化させた実測とシミュレーションにより、温水温度変化に対する冷凍能力と COP の傾向を明らかにした。

第7章では、本章の結果に基づいて製品試作機を製作し、性能評価を行う。

第7章 製品試作機による動作検証と製品化

7.1 緒言

第6章では、温水の熱エネルギーを従来よりも低温まで回収できる「一重効用ダブルリフト (SEDL) サイクル」に着目し、シミュレーションおよび第一次試作機による実験により SEDL サイクルの成績係数 (COP) の向上、サイクルシミュレーションの精度検証を進めた。

第7章では、第一次試作機により得られた知見および妥当性を検証したサイクルシミュレータを用いて製品試作機を設計、製作し、その検証実験を行う。その結果について、冷凍能力と加熱用温水の熱回収温度差、実験時に確認された本体熱損失、および温水流量を変化させた際の冷凍能力の変化について考察する。

7.2 製品試作機の構成

第6章で述べたように一重効用ダブルリフト (SEDL) サイクルは、通常の一重効用吸収冷凍サイクルに対してダブルリフトサイクルを組合せたものである。このサイクルは一重効用サイクルの要素である蒸発器(E)、吸収器(A)、再生器(G)、凝縮器(C)を基本として、ダブルリフトサイクルの要素である低温再生器(LG)、補助吸収器(AA)、補助再生器(AA)を追加した構成となっている。ここで、一重効用サイクルの再生器(G)は低温再生器(LG)と区別するため高温再生器(HG)と称している。

SEDL サイクルによる大温度差熱回収の原理を図 7-1 に示す。加熱用温水(以下、温水と記す)が供給される高温再生器の温度は約 75 °C であり、80~90 °C の温水で加熱される。高温再生器を加熱した温水はさらに低温再生器、補助再生器に供給され、これらの温度は冷却水温度などに依存するものの 55~60 °C 程度であることから、温水の熱エネルギーを約 55 °C まで回収し、大温度差での熱回収が可能となる。

この構成の従来の研究として、商用稼働中の地域暖房熱源、コージェネ熱源に試験機を導入し、冷却水入口温度 27 °C の条件で温水温度差 25~35 °C、温水出口温度 60 °C を実現した例がある (Schweigler *et al.*, 1999) 。これに対して第6章で開発した第一次試作機では、冷却水入口温度約 31 °C の条件で温水温度差をほぼ同等の約 35 °C とし、温水出口温度は 53 °C まで低減している。

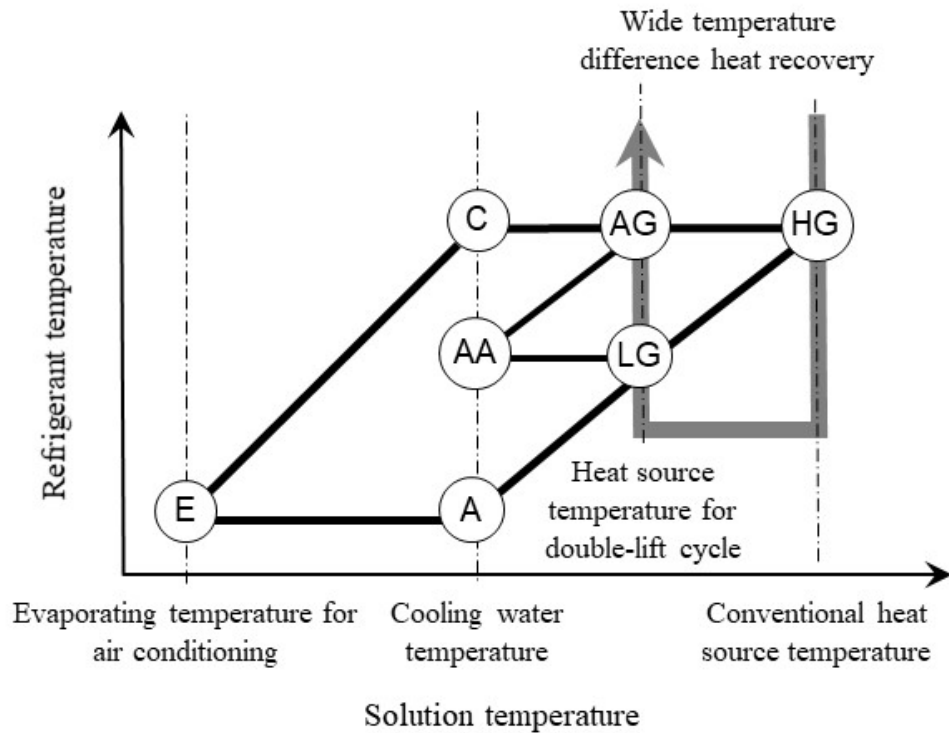


Fig. 7-1 Single-effect double-lift absorption cooling cycle. (E: Evaporator, A: Absorber, LG: Low temp. generator, AA: Auxiliary absorber, AG: Auxiliary generator, C: Condenser, HG: High temp. generator).

7.3 実験装置

7.3.1 製品試作機のサイクリングフロー

一重効用ダブルリフトを採用した製品試作機のサイクリングフローを図7-2に示す。本試作機では第6章で製作、実験を行った第一次試作機と同様、蒸発器(E)と吸収器(A)を上下に分割した構造として、冷凍能力とCOPの向上、および温水出口温度の低減による熱回収量の増大を図った。溶液フローは吸収器から稀溶液を高温再生器及び低温再生器に並列に供給するパラレルフロー方式とした。この目的は、SEDL サイクルを実用化した際に、高温再生器と低温再生器への溶液の分配の自由度を持つことにより様々な熱源温度への対応を可能とすることである。

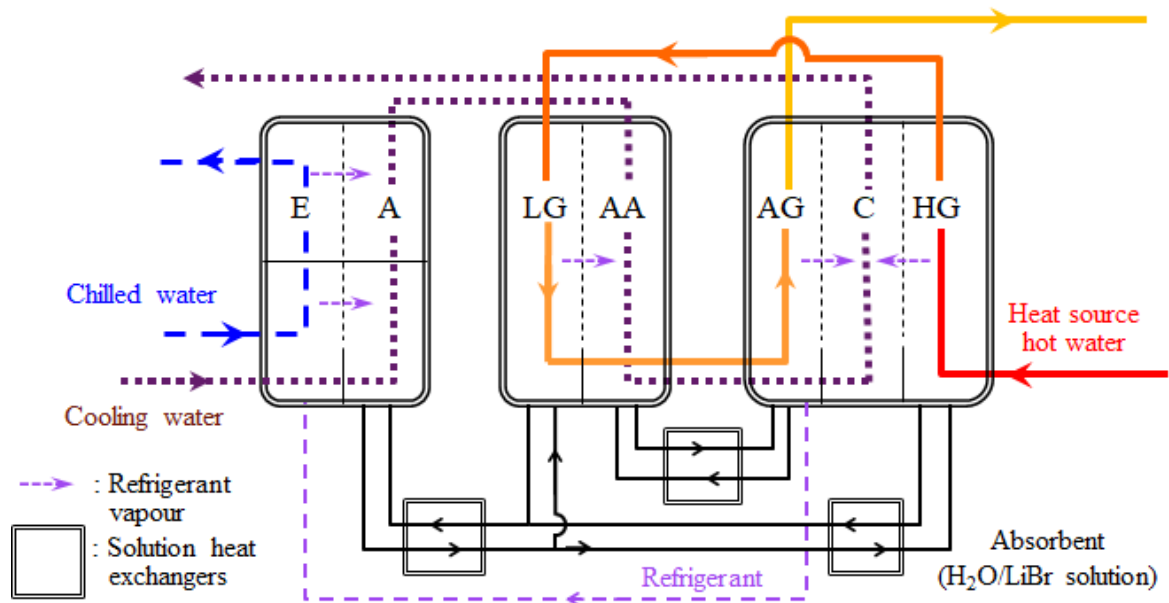


Fig. 7-2 Cycle flow diagram of the production prototype. Nomenclatures are as same as Fig. 7-1. This cycle has a vertically separated evaporator and absorber (two-step E/A) and a parallel-flow solution circuit between Absorber and HG/ LG.

7.3.2 製品試作機の規模と外観

製作した製品試作機の主な寸法の第一次試作機との比較を表 7-1 に、外観を図 7-3 に示す。製品試作機では、実用化を考慮して第一次試作機に対して高さ寸法を拡大して設置面積を縮小する方針とし、さらに機器配置を改善することにより機器の容積($L \cdot W \cdot H$)を抑制することを意図した。冷凍能力は第一次試作機の 106.1 kW (温水入口温度: 88.7 °C) に対して同等以上として計画した。

機器配置について、第一次試作機では機内の冷媒蒸気は主に水平に流れる配置を採用していたが、製品試作機では図 7-3 に示すように低温再生器の上部に補助吸収器を、高温再生器及び補助再生器の上部に凝縮器を配置することにより機内の冷媒蒸気の流れを上向きとし、蒸气流への液滴の随伴を防止する構造とした。

また 3 台の溶液熱交換器は一般的な製品で採用しているシェル&プレート方式とし、その他の要素も通常の温水焚吸収冷凍機と同等の部品で構成した。図 7-1 で示した相変化を伴う 7 点の要素はすべて流下液膜式熱交換器とした。作動媒体は第一次試作機と同様の水-臭化リチウム系であり、界面活性剤として 2-エチルヘキシルアルコールを添加している。なお、実験用設備については第一部の中低温吸収冷凍機の開発で使用した図 3-2 の設備を用いた。

Table 7-1 Outline dimensions of the production prototype compared with 1st prototype(Chap. 6) .

	unit	1st prototype(Chap. 6)	Production prototype
Length (L)	m	2.06	1.90
Width (W)	m	2.33	2.10
Height (H)	m	2.36	2.70
$L \cdot W \cdot H$	m ³	11.33	10.77 ($\approx 95\%$)

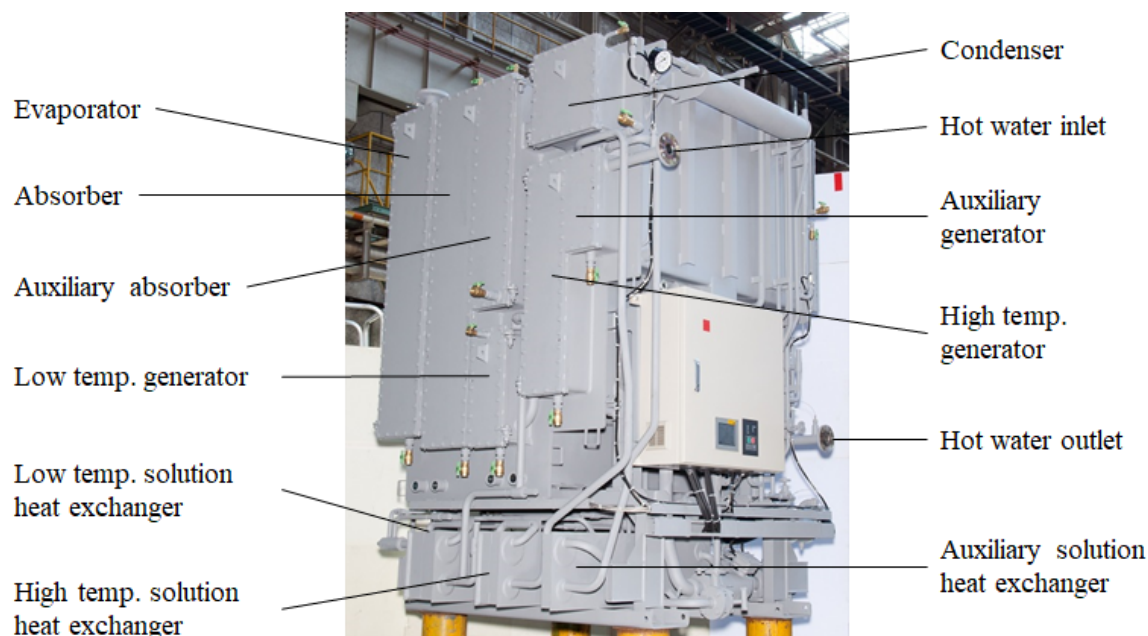


Fig. 7-3 Production prototype and its component arrangement.

(Weight: approx. 8.3 tons in operation)

7.4 実験結果

7.4.1 大温度差熱回収実験結果

温水温度差を約 40 °C とした仕様での実験結果を表 7-2 に示す. 実験において, 試作機本体には実験時の作業性を考慮して表面の断熱はせず, 外部への放熱を補完するために温水供給温度を前述の 95 °C に対して 2 °C 上昇させて 97 °C に設定した. 実験デ

一タは異なる日付の2点を取得し、周囲温度はいずれも19~21℃であった。実験の結果、冷凍能力は165.4kW、温水からの熱回収温度差については41.6℃となり、40℃を超える大温度差での熱回収が可能であることが示された。

一方、試作機全体の熱収支に着目すると、本体熱損失 ($Q_{loss} = Q_{in} - Q_{out}$) が50.5 kWとなり、入熱量 ($Q_{in} = Q_{Ch} + Q_{HW}$) の約12%と非常に大きい値を示した。そこで、この値の信頼性を確認するために、様々な条件における本体熱損失を集計し、その分布を確認した。

Table 7-2 Typical results of wide temperature difference heat recovery experiment.

	Item	Unit	Data No.		Average
			1	2	
Chilled water	Inlet temperature	℃	12.7	12.7	12.7
	Outlet temperature	℃	8.0	8.0	8.0
	Flowrate	m ³ /h	30.3	30.2	30.25
	Heat quantity (Q_{Ch})	kW	165.6	165.1	165.4
Cooling water	Inlet temperature	℃	30.9	31.0	30.95
	Outlet temperature	℃	35.8	35.9	35.85
	Flowrate	m ³ /h	67.9	67.3	67.6
	Heat quantity (Q_{CW})	kW	384.4	381.0	382.7
Heat source hot water	Inlet temperature	℃	97.0	97.2	97.1
	Outlet temperature	℃	55.2	55.7	55.5
	Flowrate	m ³ /h	5.70	5.75	5.73
	Heat quantity (Q_{HW})	kW	267.7	268.1	267.9
Heat input ($Q_{in} = Q_{Ch} + Q_H$)		kW	433.3	433.2	433.2
Heat output ($Q_{out} = Q_{CW}$)		kW	384.4	381.0	382.7
Body heat loss ($Q_{loss} = Q_{in} - Q_{out}$)		kW	48.9	52.1	50.5
Net COP ($COP_N = Q_{Ch} / (Q_{HW} - 35.5^*)$)		—	0.713	0.710	0.712

* Average value of the Q_{loss} calculated from 28 points of measured data (see Fig. 7-4).

7.4.2 本体熱損失の度数分布

本実験装置を用いて計測した 28 点のデータから表 7-2 と同様に本体熱損失を算出し、ヒストグラムにまとめたものを図 7-4 に示す。階級の設定は分布の特徴をよく表すように調整した。図 7-4 から本体熱損失の分布はほぼ左右対称の単峰型分布となり同質の観測値とみなせること、表 7-2 で示した 2 点のデータはそれぞれ 42~52 kW, 52~62 kW の階級に含まれ、特異な値ではないことがわかる。全データから算出した本体熱損失の平均値は 35.5 kW であった。この熱損失を除く正味入熱量を基準とした COP (COP_N) は表 7-2 に合わせて示すように約 0.71 となった。なお、本体熱損失の要因としては再生器を 3 台持つことによる放熱面積の増大、実験環境における気流の影響が大きいことが挙げられる。

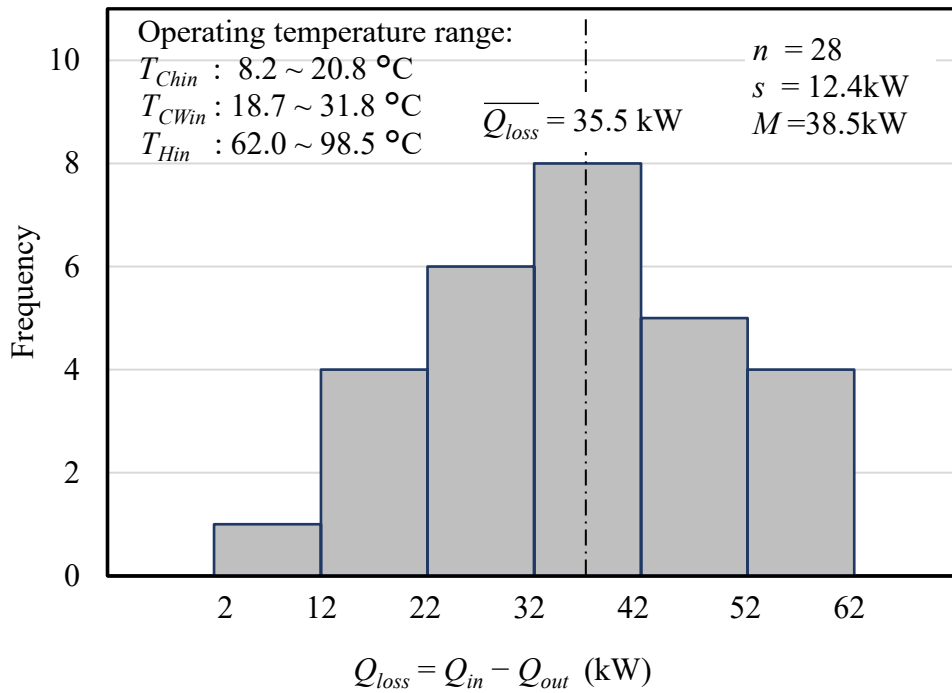


Fig. 7-4 Histogram of the body heat loss. The distribution shows unimodal and approximately symmetrical shape. The average value of 35.5 kW is nearly the same as a median of 38.5 kW and both are included in the modal class. Therefore, we assumed the body heat loss as a constant value of the average, i.e., 35.5 kW. (n : data size, s : standard deviation, M : median)

7.4.3 温水流量特性および本体熱損失を考慮したシミュレーションとの比較

加熱源温水流量 V_{HW} を約 3 ~ 7 m³/h に変化した場合の冷凍能力 Q_{Ch} と COP の変化を図 7-5 に示す. 図中のプロットは, 図 7-4 で対象とした 28 点の中から冷水出口温度 7.9~8.4 °C , 冷却水入口温度 30.6~31.1 °C のデータを抽出したものである. 温水流量特性実験は温水供給温度約 95 °C で行ったため, この温度帯のデータ(7 点)を○で表し, 表 7-2 で採用したデータを含む温水供給温度約 97 °C のデータ(4 点)を△で表す.

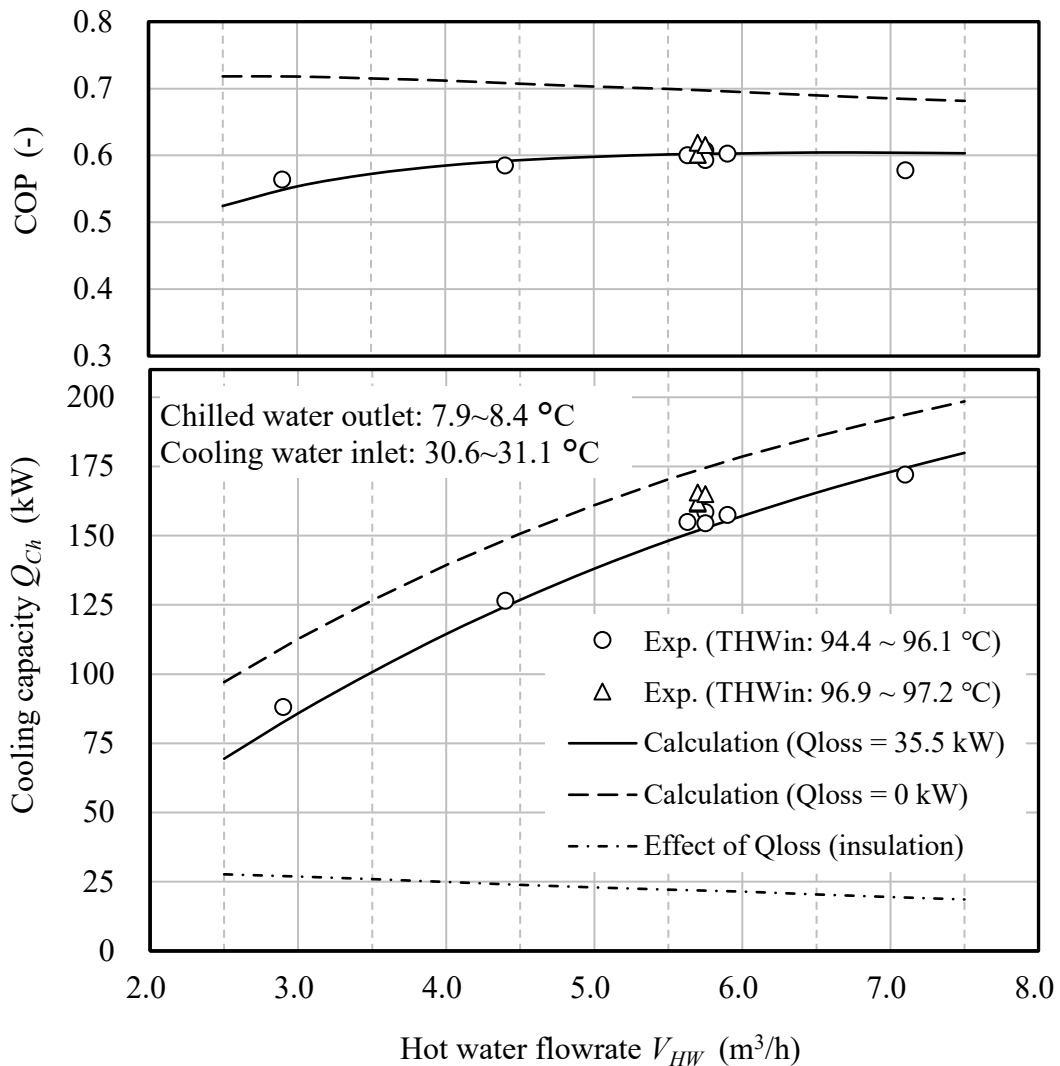


Fig. 7-5 Hot water flowrate (V_{HW}) characteristics of the production prototype. For the calculations, hot water inlet temperature (T_{HWin}) is fixed to 95.0 °C. Calculated results show good agreement with the experimental data by considering body heat loss (Q_{loss}) as the average value of 35.5kW.

実験の結果、冷凍能力は 88～172 kW の間で変化し、冷凍能力への温水流量の影響が大きいことがわかる。また図中には、第 6 章で作成したサイクルシミュレータによる本体熱損失を考慮した場合(実線)、考慮しない場合、すなわち理想的な断熱を実施した場合(破線)の計算結果を合わせて示す。一点鎖線はこれらの差であり、本体熱損失の影響を表す。シミュレーションにおいて本体熱損失は図 7-4 の検討結果から 35.5 kW 一定とし、温水入口温度は 95 °C とした。図 7-5 のように、本体熱損失 35.5 kW を考慮したシミュレーション結果は実験結果の傾向をよく再現しており、本体熱損失の設定を含むシミュレーション方法の妥当性を示しているものと考ええる。

本体熱損失による冷凍能力の減少は、図 7-5 から表 7-2 の動作条件である温水流量 5.7 m³/h 付近で 21.7 kW であり、表 7-2 の条件における断熱施工時の冷凍能力は最大で約 187 kW と予測される。COP については温水流量の影響は比較的小さく、本体熱損失 35.5 kW を考慮した COP (COP_N) は 0.70 程度となった。

7.5 第7章のまとめ

一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の実用化を目的として、製品試作機により基本性能および温水流量特性を実験的に検討し、以下の結論を得た。

- (1) 加熱源温水供給温度を 97 °C とした基本性能実験の結果、熱回収温水温度差は 40 °C を超える 41.6 °C での動作が可能である。冷凍能力は(2)に示す本体熱損失を防止した場合は 187 kW 程度と予測される。
- (2) 実験結果から製品試作機の熱収支を確認した結果、試作機では平均 35.5 kW の本体熱損失が発生している。入熱量から本体熱損失を減じた正味入熱量基準の COP は 0.70 程度となった。
- (3) 温水流量を約 3～7 m³/h に変化させた実験の結果、冷凍能力は 88～172 kW に変化し、その傾向は実験から得られた本体熱損失 35.5 kW を考慮したサイクルシミュレーション結果にほぼ一致した。

以上の結果から製品試作機は実用化に際して十分な熱回収性能と COP を有するものと判断した。

第 8 章 一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の社会導入

8. 1 緒 言

第二部において開発したダブルリフト吸収冷凍サイクルを基本として、その実用化にあたり経済性などを考慮した結果、この技術を従来の一重効用機と組み合わせ、第 6 章で示した一重効用ダブルリフト (SEDL) 吸収冷凍機として開発を推進した。その結果、第 7 章で述べたように所定の冷凍能力と COP を満たすことを実験的に確認し、実際の製品として市場投入することとした(国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構, 2017) (飯塚他, 2017)。

第 8 章では、この SEDL 吸収冷凍機の導入事例から、欧州の事務所ビル(E ビル)への事例について検討し、実際の導入先における動作を検証する。具体的には、温水三方弁による冷水出口温度の制御、温水温度低下時における動作を検証する。

8. 2 一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の代表仕様

実用化した冷凍機の代表仕様を表 8-1 に示す。温水焚吸収冷凍機における温水の入口・出口温度差は従来最大 20 K 程度が上限であったが、本開発ではこれを 40 K まで拡大し、単位温水流量あたりの熱回収量を 2 倍としている。これにより単位温水流量あたりの冷凍能力も約 2 倍に増大した。

Table 8-1. Basic specifications of SEDL Absorption Chiller
(NEDO, 2017) (Iizuka *et al.*, 2017).

Cooling capacity		kW	176~3,516
Chilled water	Inlet	°C	13
	Outlet	°C	8
Cooling water	Inlet	°C	31
	Outlet	°C	36.5
Heat source hot water	Inlet	°C	95
	Outlet	°C	55
COP (Heat efficiency)		-	0.70

8.3 導入先の概要

E ビルはドイツ国内の大都市に建設された事務所ビルである。従来はコージェネレーション装置 (CGU) から得られる温水により温水焚一重効用吸収冷凍機を稼働していたが、これらが更新の時期を迎えた。この際、CGU の劣化により温水 (CGU 冷却水) 温度が上昇し、発熱量も増加していることから、従来と同等以下の温水循環量で CGU から得られる熱を確実に活用するため、温水の温度差を拡大することができる SEDL 機の導入が検討された。

また同ビルでは設備の更新にあたり、レジオネラ菌による汚染を防止するために通常時は冷却塔を乾式として動作するハイブリッド型冷却塔を導入するものとした。この場合、冷却水温度は 35 °C から最高 37.5 °C 程度まで上昇することが想定され、この温度に対応可能な温水焚吸収冷凍機が必要とされた。またこの更新では、ピーク冷房負荷用として電動式の水冷式チラーが乾式の冷却塔とともに併設された。

8.4 導入機種を選定

8.4.1 導入機種を選定方法

導入機種および仕様の決定では、本研究で開発し、計算精度を検証したサイクルシミュレータを用いた。すなわちシミュレータの主な入出力は図 6-4、解析アルゴリズムは図 6-5 の通りである。E ビルにおける CGU から得られる温水熱量、冷水および冷却水温度の計画値に基づくシミュレーション結果および地下に設けられた機械室への搬入、設置を考慮した結果、次に示す機種を導入を検討するものとした。

8.4.2 選定機種の仕様

選定機種の本体の外観を図 8-1 に、主な仕様を表 8-2 に示す。上述のように E ビルでは冷却水温度 35 °C に対応した結果、熱源温水の出口温度が表 8-1 の 55 °C に対して 65 °C、COP が 0.70 に対して 0.60 となったが、SEDL の特徴である温水の入口・出口間の温度差については 30 K を確保することができた。

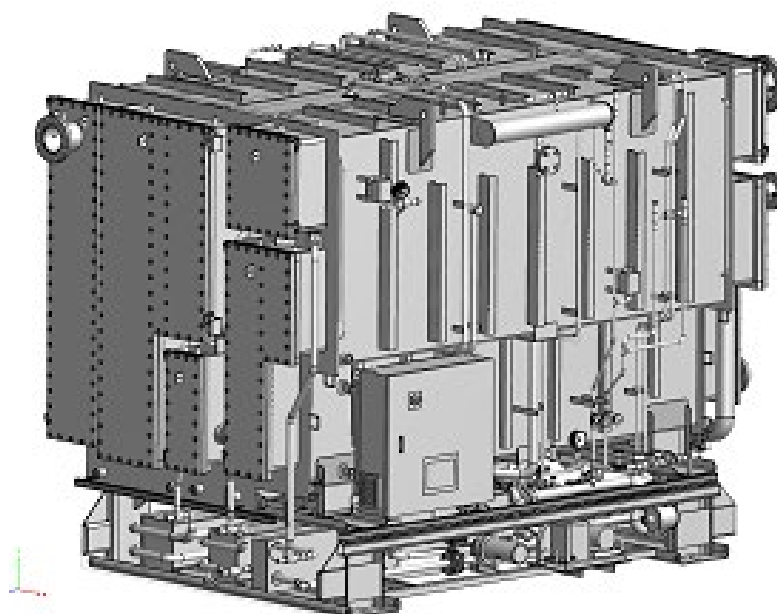


Fig. 8-1 Appearance of the selected model (CL-255DXS).

Table 8-2 Brief specifications of the selected SEDL model.

Model name		-	CL-255DXS
Cooling capacity		kW	630 (179 RT)
Quantity		-	3
Chilled water	Inlet	°C	12
	Outlet	°C	6
Cooling water	Inlet	°C	35
	Outlet	°C	40
Heat source hot water	Inlet	°C	95
	Outlet	°C	65
COP (Heat efficiency)		-	0.60
Outline dimension	Length	m	Approx. 4.0
	Width	m	Approx. 2.5
	Height	m	Approx. 3.0
Weight in operation		ton	18.7

8.4.3 選定機種 of 動作シミュレーション

選定機種の導入では、設置後に予想される様々な運転条件を前述のサイクルシミュレータによって計算し、運転計画の検討に活用した。以下にその一例を述べる。

Eビルでは前述のように乾式ハイブリッド型の冷却塔を採用していることから、気象条件により冷却水温度が最高 37.5 °C まで上昇する可能性があり、この条件においても CGU の発熱量を確実に回収することを検討した。図 8-2 はその手段として冷却水温度上昇時に温水流量を増加させた場合のシミュレーション結果である。

図 8-2 では、入力条件として冷却水の最高温度 37.5 °C を想定し、温水からの回収熱量が一定となるように温水流量を設定した。その結果、図のように温水入口温度 (T_{HWi}) が仕様値の 95 °C 一定の場合は温水流量を最大約 125%まで増加させることにより温水からの熱回収量を一定に維持し、CGU から得られる温水を有効活用できる見通しを得た。

さらに、CGU からの温水供給温度上昇による温水流量と搬送動力の抑制について検討した。温水供給温度を最高温度である 102 °C とした場合の計算結果を図 8-2 に合わせて示す。この場合は冷却水 37.5 °C の条件においても仕様値の 90%以内の温水流量で CGU からの熱回収が可能であり、仕様値と同等の成績係数 (COP) と冷凍能力が得られることがわかった。

その他、図 8-2 における計算では CGU から得られる温水熱量を仕様値にて一定としているが、今後の CGU の性能変化や更新を考慮して、この温水熱量がさらに増加した際のシミュレーション等を行った。これらにより、冷却水温度上昇時の対応方法として温水流量を増加させた場合、さらに温水流量を抑制した場合の温水温度上昇時の挙動を明らかにし、SEDL 吸収冷凍機が導入された。

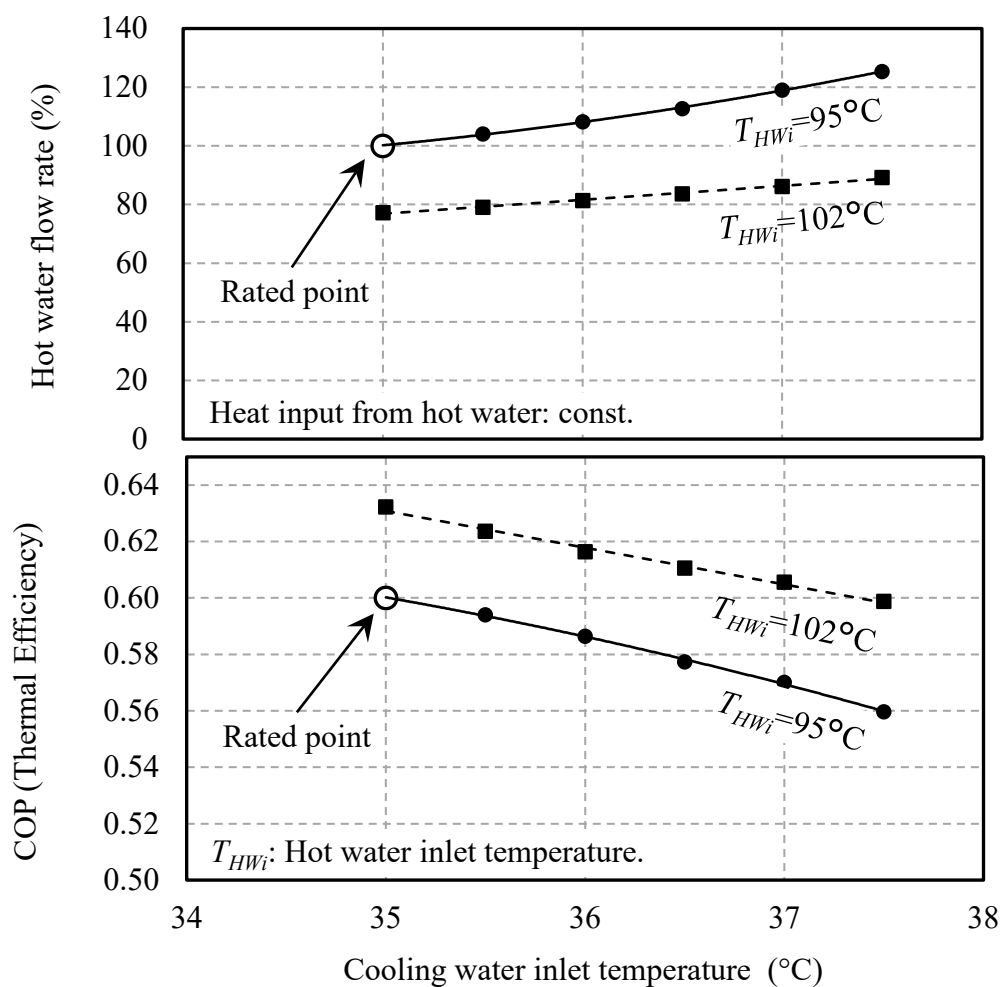


Fig. 8-2 Behavior prediction of the selected model using the cycle simulator.
(Cooling water characteristics for cases of $T_{HWi} = 95^{\circ}\text{C}$ and 102°C)

8.5 導入先における運転状況

8.5.1 導入機の容量制御方法

導入の設置後の運転状況としては、最大冷房負荷に近い条件は得られていないため、部分負荷運転における容量制御運転の状況によって動作を確認した。導入機の容量制御方法を図 8-3 に示す。

図 8-3 のように、容量制御は冷水の出口温度を検出する温度センサーの出力により、温水の三方弁を調節することによって、冷水出口温度が設定値となるように制御する。この制御方法は温水焚の一重効用吸収冷凍機で一般的に用いられているものである。

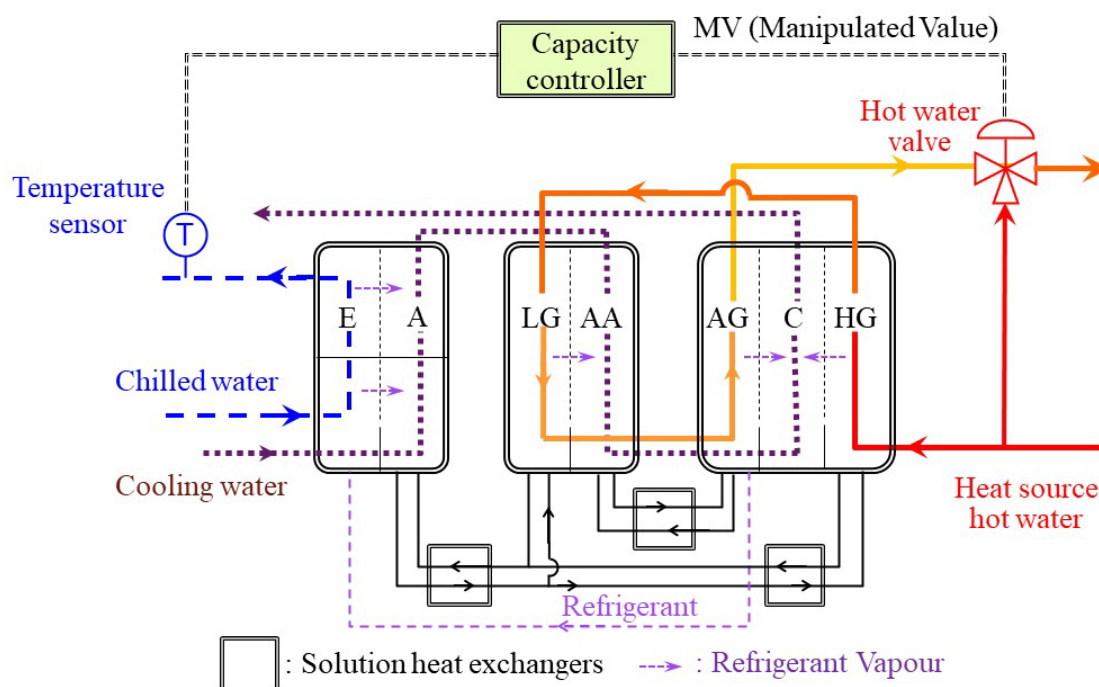


Fig. 8-3 Capacity control diagram of the installed SEDL chiller. The capacity controller keeps the chilled water outlet temperature at around target value by controlling the hot water flowrate using the hot water valve.

8.5.2 約 70%負荷での容量制御運転

導入機の設置場所は E ビルの地下室であり, 3 台の SEDL 吸収冷凍機をそれぞれ一体で搬入した.

導入機 3 台中 1 台の 4 日間の運転状況を図 8-4 に示す. 各データは 1 時間ごとの計測値の 3 時間移動平均である. 冷房負荷率は冷水の温度差 (ΔT_{io}) が 4.2 K 程度で推移していることから約 70%と算定した. 冷凍機の容量制御は従来の温水焚吸収冷凍機と同様, 温水の三方弁を用いて制御しており, 図のように冷水入口温度 (Ch inlet) の変動に対して冷水出口温度 (Ch outlet) が設定値の 6 °C 付近に正常に制御されている.

8.5.3 約 30%負荷, 60 °C 温水での容量制御運転

導入機 3 台中の他の 1 台の運転状況を図 8-5 に示す. この運転では温水供給元の CGU が低出力運転となっており, 温水入口温度が 60 °C 前後で推移している. この場合も冷水出口温度は図 8-3 と同様 6 °C 前後に制御されている. 3 日目 (6 月 10 日) の温水, 冷却水および冷水温度の平均値は, 温水温度 58.7 °C, 冷却水温度 26.9 °C, 冷水出口温度は 6.1 °C であり, 冷房負荷率は 27 %であった.

この結果から, SEDL 吸収冷凍機は負荷減少時に 60 °C 程度の排温水を活用できる可能性が示されたものと考えている. 本論文第二部において, 60 °C の温水により 7 °C の冷水が供給できることを示したが, 今回の事例によりこの結果と整合性の取れたフィールドデータが得られた. この点は, ダブルリフトサイクルの原理試作機により実証した 60 °C 温水駆動の技術が社会導入されたことを示しており, 本研究開発の重要な成果の一つであると考えている.

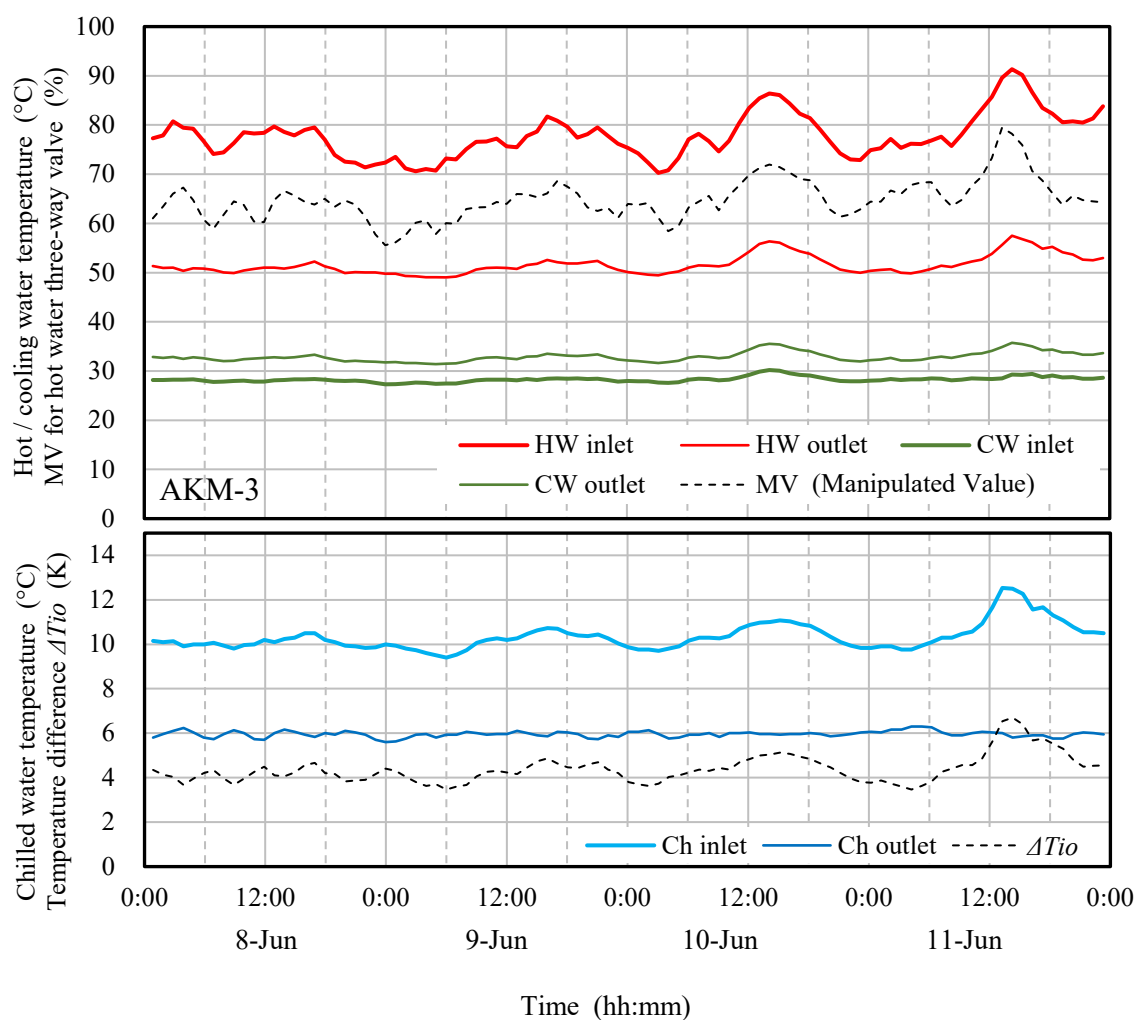


Fig. 8-4 Approx. 70% load operation data at the installed site. The measurement time interval is 1 hour. We can see that chilled water outlet temperature (Ch outlet) is controlled at almost 6.0 °C of their set value by a three-way valve located on the hot water piping. (HW: Heat source hot water, CW: Cooling water, Ch: Chilled water, MV: Manipulated value, ΔT_{io} : Temperature difference.)

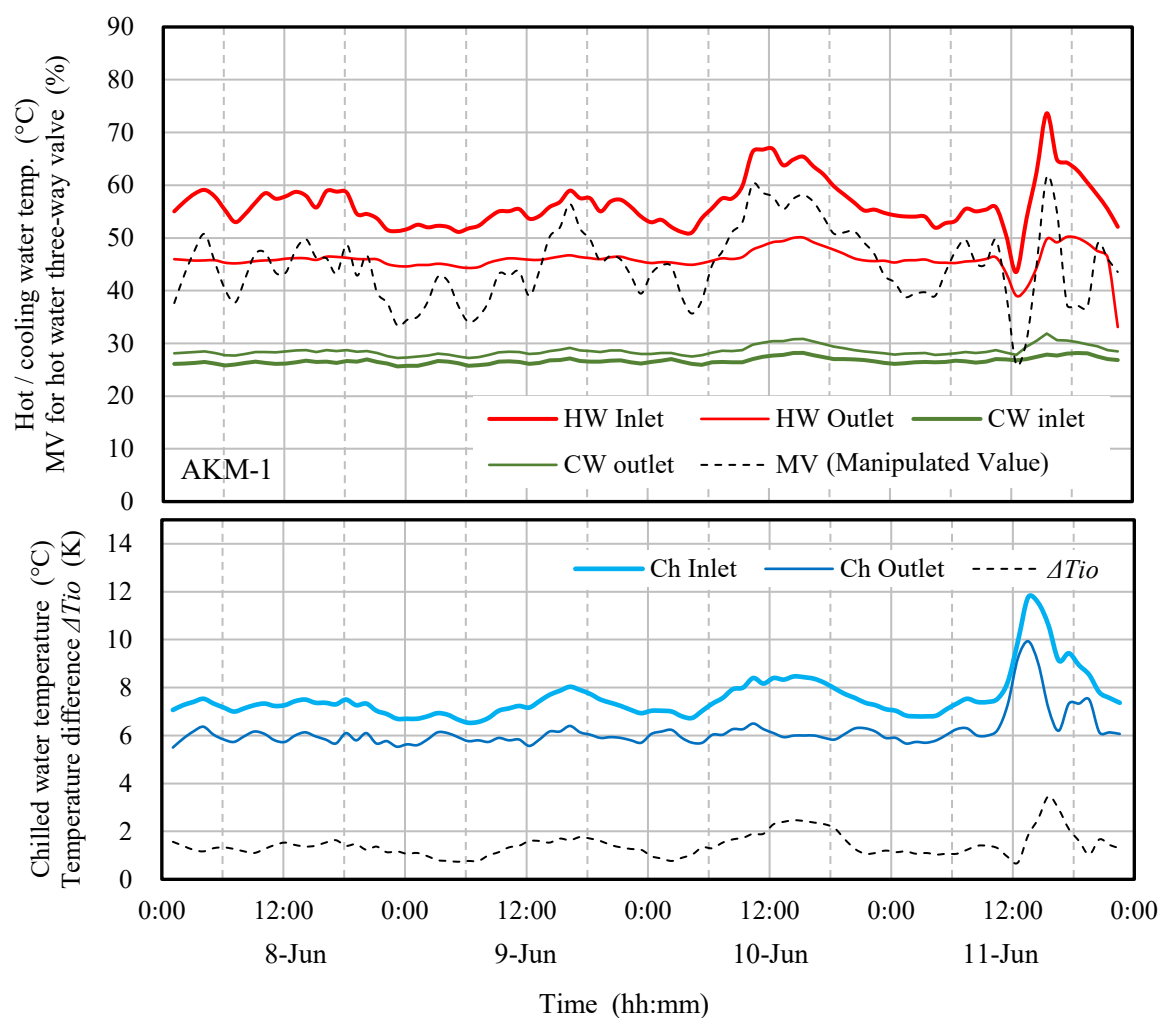


Fig. 8-5 Approx. 30% load operation driving with around 60 °C heat source hot water. We have found that 60 °C hot water was available in lower cooling load and 27 °C cooling water temperature. In common with Fig. 8-4, chilled water outlet temperature (CH outlet) is controlled around 6.0 °C. The CHP engine stopped momentarily at around 12:00, 11-Jun. (All the abbreviations and symbols are the same as Fig. 8-4.)

8.6 第8章のまとめ

本研究開発により実用化した一重効用ダブルリフト吸収冷凍機について、既設の吸収冷凍機の更新用としてコージェネレーション設備を持つ欧州の事務所ビルに導入した。本事例の特徴は以下の通りである。

- (1) 3 台の温水焚吸収冷凍機の更新にあたり、当該ビルの状況を考慮したシミュレーションを行い、一重効用ダブルリフト吸収冷凍機を導入した。
- (2) 設置後の試運転において冷水出口温度はほぼ設定値の 6 °C に制御されており、容量制御を含めて妥当な動作であることを確認した。
- (3) 約 30 %負荷における運転結果から、一重効用ダブルリフト吸収冷凍機によって 60 °C 程度の温水を冷房用途に活用できる可能性を示した。

第三部の参考文献

- Herold, K. E., Rademacher, R. and Klein, S. A., Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press (1996), pp.161–164.
- 飯塚亜紀子, 藤居達郎, 川村浩伸, 内田麻理, 武田伸之, 内田修一郎, 未利用排熱を大温度差で活用する低温駆動吸収冷凍機 (スマートファシリティ研究会・Society5.0に向けたエネルギーバリューチェーンの最適化), 電気学会研究会資料 (2017), pp.27-30.
- 国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構, 低温域産業排熱から約 2 倍の温度差で熱回収が可能な吸収冷凍機を開発, ニュースリリース (2017.5.16), 参照日 2022.10.21. https://www.nedo.go.jp/news/press/AA5_100768.html
- Schweigler, C. J., Riesch, P., Demmel, S., and Alefeld, G., A New Absorption Chiller to Establish Combined Cold, Heat, and Power Generation Utilizing Low-Temperature Heat, ASHRAE Transactions 102 (1) (1996), pp.1118-1127.
- Schweigler, C. J., Hellmann, HM., Preissner, M., Demmel, S., and Ziegler, F. F., Operation and Performance of a 350kW(100 RT) Single-Effect/Double-Lift Absorption Chiller in a District Heating Network, ASHRAE Transactions, 104 (1) (1998), pp.1420-1426.
- Schweigler, C., Demmel, S. and Ziegler, F., Single-effect/Double-lift Chiller: Operational Experience and Prospect, Proc. of the ISHPC. Munich, Germany (1999), pp.533-539.
- 高田秋一, 吸収冷凍機とヒートポンプ, 社団法人日本冷凍協会 (1989), p.114-116.

結 論

地球温暖化防止を目的とする「パリ協定」(COP21)は、世界全体での温室効果ガスの排出量を今世紀後半には実質的にゼロにすることにすべての国が取り組むとした、法的拘束力を持つ枠組みである。このような中、吸収冷凍サイクルは、エネルギー変換の最終形態である熱エネルギーを環境温度付近まで活用するものであり、化石燃料や電力の消費を低減することができる点で非常に重要な技術である。

本論文は、吸収冷凍サイクルの応用機器の中で、特に環境温度に近い低温排熱から冷熱を発生することにより、社会全体における電動式冷凍機の負荷を軽減する温水駆動型の吸収冷凍機を主な対象としている。従来の温水焚吸収冷凍機に対し、発生温度の低温化、駆動熱源温度の低減とこれを応用した大温度差熱回収技術の開発によりその用途を拡大し、低温排熱の利用を促進しようとするものである。以下、得られた成果を要約する。

1. 中低温吸収冷凍機の開発と実用化

第一部では、水を冷媒とする吸収冷凍機において低温の冷熱を得る手段として、蒸発器内の水冷媒に少量の吸収剤を混合することにより凍結温度を低減する「希薄溶液サイクル」を採用し、実用化に向けた研究を進めた。

(1) 希薄溶液を利用した出力温度の低温化

希薄溶液サイクルを用いた技術は先行開発の例があり、最初にその研究成果、実用化の状況と問題点を調査検討した。この先行開発では高温および低温の 2 段階の蒸発器と吸収器を有し、高温側の蒸発器によって低温側の吸収器を冷却する構成を採用している。このため、再生器で発生して凝縮器で液化した冷媒を高温、低温の 2 つの蒸発器に供給する必要があるが、成績係数(COP)が約 1/2 となる。しかしながら、希薄溶液の吸収剤濃度と凍結温度(凝固点)の関係、蒸発器内の希薄溶液化による蒸発伝熱性能の低下傾向を明らかにした点、さらにはこれらの技術を応用した「低温吸収冷凍機」を製品化し、飲料水工場等に導入した点において有意義な研究である。

なお、筆者はこの研究にサイクル構成の検討および特許出願等において参画しているが、主担当としての成果ではないことから、本論文において低温吸収冷凍機の開発は調査研究との位置付けとした。

(2) 希薄溶液を考慮したサイクルシミュレーション

本研究では、上記「低温吸収冷凍機」の COP が低い点に着目し、一般の温水焚吸収冷凍機の構成に対して希薄溶液サイクルを適用し、蒸発器と吸収器の 2 段階構成に対して発生温度は高くなるが、一般的な吸収冷凍機に匹敵する COP が得られる吸収冷凍機を開発するものとした。この冷凍機は従来の低温吸収冷凍機と区別して「中低温吸収冷凍機」と称するものとした。

中低温吸収冷凍機の開発時点では、低温吸収冷凍機の開発時には未検討であった蒸発器と吸収器の上下 2 分割構造(2 段階構成とは異なる点に注意されたい)が別途実用化されていた。この技術の採用などにより、中低温吸収冷凍機は実用的な水準の COP と冷熱発生温度が得られることが予測された。

開発の第一段階として、従来は系統的な検討がされていなかった希薄溶液サイクルのシミュレーション方法について、一般の吸収冷凍機と動作が異なる 2 分割型蒸発器を中心にモデル化した。またシミュレーションの出力として、吸収冷凍サイクルで一般的に用いられるデューリング線図を表示することにより、サイクルの特徴を視覚的に把握できるようにした。本シミュレーションにより、90 °C の熱源温水、28 °C の冷却水条件において 1~3 °C 程度の冷熱が得られる見通しを得た。

(3) 製品試作機による中低温発生機の動作検証

以上の検討結果から、実際の温水焚一重効用吸収冷凍機を基本とした製品試作機を製作し、所定の冷凍能力、0.71~0.73 の COP が得られることを確認した。この COP は一般的な一重効用吸収冷凍機の 0.75 に対して十分匹敵する値と考える。さらに、シミュレーションの精度検証を行い、冷凍能力および温水からの入熱量において $\pm 5\%$ 、COP において ± 0.005 の精度を確認した。この結果は、本技術を様々なケースに適用していく際にシミュレーションが有効なツールであることを示しているものとする。

本製品は現在欧州と米国を合わせて 10 件程度の導入例がある。今後は日本国内での導入を進めていきたいと考えている。

2. ダブルリフトサイクルを用いた低温駆動吸収冷凍機の研究

第二部では、吸収冷凍機の駆動熱源温度を低減する技術として、ダブルリフトサイクルの研究に取り組んだ。本サイクルは従来から低温排熱の利用に適していることが指摘され、先行する研究例も見られたが、本研究ではより低温の熱源を活用するために、熱源温水入口の下限温度を 60 °C に設定し、冷凍能力約 9 kW の原理試作機を製作した。原

理試作機の製作に先立ち、サイクルシミュレータを従来の手法に倣って作成した。

(1) 原理試作機による 60 °C 温水駆動, 7 °C 冷水出力の実証

原理試作機による実験の結果, 熱源温水温度 60 °C, 冷却水温度 30 °C の条件において 7 °C の冷水が得られることを実証した。さらに, この実験結果の信頼性を 1) 外部との熱収支が成立すること, 2) 能力および COP の低下要因として内部熱損失のメカニズムを明らかにすること, の 2 点によって確認した。

(2) 温水温度特性とシミュレーションの検証

原理試作機によるダブルリフトサイクルの有効性の実証結果を基盤として, その実用化の際に重要な温水温度特性を実験とシミュレーションによって検討した。シミュレーションについては応用検討への活用を想定して実験結果との比較により精度を検証した。その結果, 温水温度変化に対するサイクルの基本的な挙動を明らかにするとともに, 作成したシミュレータは冷凍能力について±3%, COP について±0.01 の誤差であり, 十分な精度を有することを確認した。

3. 一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の開発と実用化

ダブルリフトサイクルの実用化に際して, これまでに研究した基本技術をもとに市場性と経済性を検討した結果, 従来の一重効用サイクルにダブルリフトサイクルを組み合わせることにより, 熱源温度範囲の拡大と, 温度条件に応じた COP を確保できる「一重効用ダブルリフト吸収冷凍機」とするものとした。以下, その開発経緯に従って主な成果を述べる。

(1) 第一次試作機の開発

一重効用サイクルとダブルリフトサイクルを組み合わせた一重効用ダブルリフトサイクルの動作を検証するため, サイクルシミュレーションによる蒸発器と吸収器の上下 2 分割構造の効果, 温水および冷却水の通水方法の検討結果をもとに第一次試作機を製作した。本試作機による実験の結果, 88.7 °C の温水から 53 °C までの熱回収条件で 7 °C の冷水が発生することを実証した。本試作機では, 切換弁の設定によりダブルリフトサイクルとした実験も実施した。その結果, ダブルリフトサイクルの原理試作機と同様, 熱源温水 60 °C, 冷却水入口温度 30 °C の条件で, 7 °C の冷水が発生することを確認した。

(2) 製品試作機による動作検証と製品化

原理試作機による実験結果をもとに, 実用化を前提とした製品試作機を製作し, 実験により動作を検証した。その結果, 熱源温水入口温度 97 °C において出口温度は 57 °C 以下であり, 40 °C 以上の温度差で動作すること, 本体熱損失を考慮した断熱施工時の

予測 COP が 0.70 程度となることを確認した。さらに、容量制御時の動作を想定して温水流量をパラメーターとした実験と解析を行い、両者がほぼ一致することを確認した。以上から、製品試作機は実用化に際して十分な性能と容量制御性を有し、その挙動は解析により十分な精度で予測可能であると判断した。

(3) 一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の社会導入

以上の研究結果に基づき、一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の製品第一号機をコージェネレーション設備を持つ欧州の事務所ビルに導入した。この事例は 3 台の温水焚吸収冷凍機の更新にあたり、当該ビルの状況を考慮したシミュレーションの結果、一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の導入が妥当と判断されたものである。設置後の試運転において、冷水出口温度はほぼ設定値の 6 °C に制御されており、容量制御を含めて妥当な動作であった。

また、約 30 % 負荷における運転結果では、60 °C 程度の温水を冷房用途に活用できる可能性が示された。この結果は本研究におけるダブルリフトサイクルの原理試作機による実験結果が実際の導入先において再現されたものと考えられ、本研究の大きな成果の一つであると考えている。

4. 吸収冷凍サイクルの今後の展望

最後に、今後の研究開発の方向性を簡単に述べる。

(1) 出力温度の低温化

第一部では「希薄溶液サイクル」を用いた中低温吸収冷凍機を開発したが、従来技術として開発された低温吸収冷凍機について、その後の普及は限定的である。これは、高温側の蒸発器の冷熱を低温側の吸収器に導入する際に中間冷却水を用いており、その搬送動力とともに、中間冷却水の温度変化分の温度差が必要となることに起因することによると考えられる。今後は、中間冷却水を不要とする熱交換構造の開発により、低温吸収冷凍機の利用が進むものと考えている。

(2) ダブルリフト吸収冷凍機の実用化

第二部で研究対象としたダブルリフトサイクルは、第三部で実用化した一重効用ダブルリフト吸収冷凍機の基盤技術との位置づけであるが、産業分野を中心に 70 °C 未満の低温排熱は大量に賦存しているものと見られる。この温度帯の排熱利用にはダブルリフトサイクルを直接用いることが有効であり、今後経済性を考慮しながら実用化されることが期待される。

(3) 一重効用ダブルリフト・中低温吸収冷凍機の開発

本論文で扱った中低温吸収冷凍機の希薄溶液サイクルは、同じく本論文で実用化した一重効用ダブルリフト吸収冷凍機にも適用可能である。このサイクルのシミュレーションは既に可能となっており、今後は市場の開拓と提案活動によって社会導入を実現したいと考えている。

謝 辞

本論文に関し、ご指導、ご助言を賜った多くの関係者の方々に厚く御礼申し上げます。

本論文は、筆者が株式会社 日立製作所在職時の 2013 年から 2017 まで参画していた国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)のプロジェクト「未利用熱エネルギーの革新的活用技術研究開発」(未利用熱プロジェクト)におけるサブテーマ「低温駆動・低温発生機の開発」の内容と、これと並行して推進した「1~3°C 発生中低温吸収冷凍機の開発」の内容をもとにまとめたものです。

これらの開発の終了後、未利用熱プロジェクトに共同でご参加頂いた八戸工業大学工学部 野田英彦教授に開発成果を学術的にまとめることについてご相談したところ、本論文の執筆をお勧め頂くとともに、多くの詳細かつ丁寧なご指導を頂きました。ここに深く感謝申し上げます。また本論文を仕上げるにあたり、八戸工業大学の大黒正敏教授、小林正樹教授には拙著論文の審査を快諾頂きました。貴重なご指導に深謝申し上げます。

未利用熱プロジェクトでは、当時筆者が所属していた日立製作所 研究開発グループの馬淵勝美主任研究員には各試作機において腐食防止の観点から様々なご指導を頂きました。関谷禎夫主任研究員、川村浩伸研究員には実験データの取得および管理、飯塚亜紀子研究員、内田麻理研究員には試作機の設計についてご協力頂きました。さらに、第 4 章の原理試作機、第 6 章の一次試作機製作にあたっては株式会社 前島工業所の前島一至代表取締役役に多大なご協力を頂きました。これらの皆様に感謝します。

新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の楠瀬暢彦統括研究員、小笠原有香主任をはじめとする皆様には、未利用熱プロジェクトでの開発方針に関するご指導を頂き、開発成果を実用化につなげることができました。また本プロジェクトの卒業後は展示会への出展、国際行事等で発表の場を与えて頂き、海外からの反応も得ることができました。関係者の皆様に謝意を表します。

本論文の内容の多くは関連学会において口頭発表を行っていますが、その際に有益なご討論、助言を頂きました早稲田大学の井汲米造招聘研究員、九州大学の宮崎隆彦教授に感謝します。また投稿論文に関して貴重なコメントをお寄せ頂いた大阪公立大学の西村伸也教授、三重大大学の坂内正明教授に感謝申し上げます。

また本論文を通して活用した冷凍サイクルのシミュレーション技術は、吸収冷凍機本体の設計と並んでその保全技術への応用の中で培った面が多くあります。冷凍機保全事業の観点から多くのご指導を頂いた、元株式会社 日立ビルシステムの関口恭一様に感

謝します。

筆者が現在所属するジョンソンコントロールズビルディングエフィシエンシージャパン合同会社 エンジニアリング事業部の内田修一郎事業部長には、未利用熱プロジェクト推進中は事業部門の代表のお立場から、筆者の現職転籍後は上司として、発表論文の照査を含め物心両面でのご支援を頂きました。また宮内稔技師には中低温吸収冷凍機の実験、蛭田健太郎さん、田丸祐也さんには第 7 章の一重効用ダブルリフト製品試作機の実験で協力頂きました。ここに記して感謝申し上げます。

最後に本研究は筆者が日立製作所に入社以来取り組んできた各種吸収冷凍機の開発の中で得られた技術を土台としており、これまでに日立製作所の多くの方々のご指導およびご協力を頂きました。特に入社以来のご指導、ご助言を頂いた西口章様、相沢道彦様、功刀能文様に深く感謝いたします。