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

江崎 秀司^{*1}, 小林 崇浩^{*2}, 大能 正之^{*3}, 金子 敏之^{*3}

Hot water lower limit temperature characteristics of hot water fired absorption chiller using multi-stage absorption

Shuji ESAKI^{*1}, Takahiro KOBAYASHI^{*2}, Masayuki OHNOU^{*3} and Toshiyuki KANEKO^{*3}^{*1} Kagoshima National College of Technology, Dept. of Mechanical Engineering

1460-1 Shinkou, Hayato-chou, Kirishima-shi, Kagoshima, 899-5193, Japan

^{*2} Panasonic Corporation Appliances Company

1-1-1 Sakata, Oizumi-machi, Oura-gun, Gunma, 370-0596, Japan

^{*3} SOGA Iron Works

603-2 Higashishin-machi, Ota-shi, Gunma, 373-0015, Japan

Received 18 October 2013

Abstract

The design limits of a hot water fired absorption chiller in a cycle simulation were examined. The authors have already proposed how to determine the lowest limiting value of the smaller of the two temperature differences to get a logarithmic mean temperature difference when designing each element. This new algorithm was applied, based on the trend toward the hot water fired absorption chiller that employs a multi-stage absorption system. After performing a cycle simulation, the effects of stage number for the lowest hot water temperature that could be used in air conditioning were clarified. As a result, it was found that the limits of stage number were existed. It was also found that the lowest limiting temperature of hot water could be theoretically determined in the condition of the infinite-stage absorption system.

Key words : Absorption refrigerating machine, Refrigeration cycle, Simulation, Heat exchanger, Absorber, Evaporator, Condenser, Generator

1. 緒 言

今日、地球温暖化対策のために二酸化炭素の大幅な削減問題が話題になっていることから、さらなる低温レベルの熱源利用が注目されてきている。フロン系の冷媒を用いない吸収冷凍機は排熱を利用して駆動するために化石燃料の消費を削減できることから、地球規模の環境問題に大いに貢献できる空調機器であり、今後とも有効利用されていくべきものと考えている。

これまで、単効用吸収冷凍機 (大園, 1980), (黒沢他, 1989) から一重二重効用吸収冷凍機 (齊藤他, 1994), (君島他, 2000), 二重効用吸収冷凍機 (Vliet, et al., 1982), (飛原他, 1987), (斎藤他, 1996), (設楽, 2000), (川上他, 2004) さらには三重効用吸収冷凍機 (Kaita, 2002), (井上他, 2003) まで数多くのサイクルシミュレーションの方法およびその結果が報告されている。著者らは吸収冷凍機を構成する蒸発器, 吸収器, 凝縮器および再生器の各要素において, それぞれの交換熱量を算出するために必要な対数平均温度差を与える二つの温度差のうち, 値が小さくなる温度差のほうに設計製造上可能な最小温度差を設定する限界設計手法を用いた新しいシミュレーションアルゴリズムを提案 (江崎他, 2011a) したほか, 2 段吸収を導入したサイクルシミュレーションを行い, 利用可能な温水温度を大幅に低減できることを報告 (江崎他, 2011b) した。

この空調に利用可能な温水温度は吸収器段数を増加させることによって, さらに低減することが可能であることから, 吸収器段数が利用できる温水温度に及ぼす影響のほか, 吸収器を無限段数にした理論上利用可能な温水

の最低温度について検討しておくことは大変重要であり、本報告ではそれらをシミュレーションした結果について報告する。

記 号

A	:	伝熱面積	[m ²]
COP	:	成績係数	[-]
c_p	:	定圧比熱	[kJ/(kg・K)]
h	:	比エンタルピー	[kJ/kg]
K	:	熱通過率	[kW/(m ² ・K)]
N	:	吸収器段数	[-]
P	:	圧力	[kPa]
Q	:	移動熱量	[kW]
T	:	温度	[°C]
W	:	質量流量	[kg/s]
X	:	濃度	[wt%]
ΔT	:	温度差	[°C]
ΔT_{lm}	:	対数平均温度差	[°C]
ΔT_{min}	:	最小温度差	[°C]
γ	:	溶液循環比	[-]
ϕ	:	温度効率	[-]

添字

AB	:	吸収液
a	:	吸収器
C	:	凝縮器冷媒
c	:	凝縮器
E	:	蒸発器冷媒
e	:	蒸発器
g	:	再生器
h	:	溶液熱交換器
i	:	入口
j	:	任意の胴
n	:	吸収器，再生器，溶液熱交換器の個数
o	:	出口
R	:	冷媒
S	:	濃吸収液
W	:	希吸収液
'	:	冷媒液
"	:	冷媒蒸気
j,1~j,6	:	任意の第 j 段における吸収液の状態点

2. 多段吸収を用いた低温水吸収冷凍機のサイクル

図1は蒸発器(EVA), 凝縮器(CON), n 個の吸収器(ABS1, ABS2..., ABS n), n 個の再生器(GEN1, GEN2..., GEN n) および n 個の溶液熱交換器(HEX1, HEX2..., HEX n) で構成される多段吸収を用いた低温水吸収冷凍機における冷水, 冷却水, 温水, 冷媒および吸収液の流れを模式的に示したものである. 多段吸収低温水吸収冷凍機は図1の下側からもっとも圧力が低い蒸発器(EVA)と吸収器1(ABS1)の要素を組み合わせた第1胴, 再生器1(GEN1)と吸収器2(ABS2)を組み合わせた2段吸収の第2胴と続き, もっとも圧力が高い最上段の再生器 n (GEN n)と凝縮器(CON)を組み合わせた第 $n+1$ 胴から構成される.

冷水はEVAに流されるが, 冷却水および熱源となる温水を流す方法については種々考えられる. 冷却水は一般的に吸収器に導入されたのち, 凝縮器に供給される場合が多いが, 本報告ではシミュレーションがより簡便であることおよび吸収器が多段であることによって結果に大きな違いが生じないことから, 冷却水はCONも含めて n 個のABSすべてに並列に導入するほか, 温水も n 個のGENすべてに並列に導入するものとした.

吸収液の流れはABS1においてEVAで蒸発した冷媒蒸気を吸収した希吸収液1は熱交換器HEX1で加熱されたのち, GEN1で冷媒を蒸発し濃吸収液1となり, HEX1で冷却されて再びABS1に戻る. 同様に, 任意の第 j 胴においては, GEN $j-1$ で蒸発した冷媒蒸気をABS j で吸収した希吸収液 j は熱交換器HEX j を通り, GEN j で冷媒を蒸発して濃吸収液 j となって再びHEX j を通してABS j に戻る. すなわち, ABS j とGEN j の間を循環する吸収液はその前後の胴を循環している吸収液と混合されることはない.

したがって, EVAからABS1への冷媒蒸気の流量 W_R は任意の第 j 胴においてGEN $j-1$ からABS j へ移動する冷媒蒸気流量と同じ W_R でなければならない. 最上部の第 $n+1$ 胴においても同様であり, GEN n から蒸発してCONで凝縮する冷媒流量は W_R に等しく, その凝縮冷媒が低圧胴のEVAで蒸発することになる.

図2は臭化リチウム水溶液のデューリング線図上に本研究において対象としている多段吸収を用いた低温水吸収冷凍機のサイクルを示したものであり, 図2中の第 j 胴における1 j ~6 j 等の添字番号は図1中に示した第 j 胴における吸収液温度の添字番号に対応している.

Fig. 1 Schematic diagram of multi-stage absorption refrigerating cycle

Fig. 2 Dühring diagram of multi-stage absorption refrigerating cycle

3. 物質収支

多段吸収を行う低温水吸収冷凍機においては、第2章で述べたように図1の各胴内を移動する冷媒蒸気流量はすべて同じ W_R である。また、第 j 胴の ABS_j と第 $j+1$ 胴の GEN_j との間を循環する吸収液は前後の胴を循環している吸収液と混合されることがないため、 ABS_j に流入する濃吸収液の濃度を X_{Sj} とし、冷媒蒸気を吸収して ABS_j を流出する希吸収液の濃度を X_{Wj} とすると、吸収液内に存在する臭化リチウムの質量は出入口で同じである。したがって、希吸収液の流量を W_{ABj} 、冷媒の流量を W_R とすると臭化リチウムの物質収支から次式が成立する。

$$W_{ABj}X_{Wj} = (W_{ABj} - W_R)X_{Sj} \quad (1)$$

ここで、 $\gamma_j (= W_{ABj}/W_R)$ を冷媒蒸気単位質量あたりの吸収液 j の溶液循環比と定義すると次式の関係が得られる。

$$\gamma_j X_{Wj} = (\gamma_j - 1)X_{Sj} \quad (2)$$

$$\gamma_j = \frac{X_{Sj}}{X_{Sj} - X_{Wj}} \quad (3)$$

4. 熱収支

4.1 総括熱収支

図1に示した蒸発器、1～ n の吸収器、1～ n の再生器および凝縮器において交換される熱量がそれぞれ Q_e 、 $Q_{a1} \sim Q_{an}$ 、 $Q_{g1} \sim Q_{gn}$ および Q_c であるとする、熱損失を無視した場合、総括熱収支である式(4)が成立しなければならない。

$$Q_e + \sum_{j=1}^n Q_{gj} = \sum_{j=1}^n Q_{aj} + Q_c \quad (4)$$

4.2 各要素における熱収支

4.2.1 蒸発器(EVA)

伝熱管内を流れる冷水の入口および出口温度をそれぞれ T_{ei} および T_{eo} とし、冷水流量を W_e 、冷水の定圧比熱を c_{Pe} とすると、蒸発器における冷熱量 Q_e は次式(5)で表される。

$$Q_e = c_{Pe} W_e (T_{ei} - T_{eo}) \quad (5)$$

一方、伝熱管外側で蒸発する冷媒の蒸発量を W_R 、凝縮器から蒸発器に入ってくる冷媒液の比エンタルピを h_c' および蒸発器で蒸発する冷媒蒸気の比エンタルピを h_E'' とすると蒸発器において冷媒が蒸発することによって失われる熱量は式(6)で表される。

$$Q_e = W_R (h_E'' - h_c') \quad (6)$$

これらの熱量は蒸発器だけでなく、後述するその他の要素においても同様であるが、向流熱交換器として蒸発器の熱通過率 K_e 、伝熱面積 A_e および図2の蒸発圧力 P_E における飽和温度 T_E と冷水の出入口温度で与えられる対数平均温度差 ΔT_{lme} を用いて式(7)で与えられる交換熱量とも等しくなければならない。

$$\begin{aligned} Q_e &= K_e A_e \Delta T_{lme} \\ &= K_e A_e \frac{(T_{ei} - T_E) - (T_{eo} - T_E)}{\ln \{(T_{ei} - T_E)/(T_{eo} - T_E)\}} \end{aligned} \quad (7)$$

4・2・2 第j 胴の吸収器 j (ABSj)

ABSj に導入される冷却水の入口および出口温度をそれぞれ T_{ai} および T_{ao} , 冷却水流量を W_{aj} , 冷却水の定圧比熱を c_{Pa} とすると, ABSj における冷却熱量 Q_{aj} は次式(8)で表される.

$$Q_{aj} = c_{Pa} W_{aj} (T_{ao} - T_{ai}) \quad (8)$$

また, 希吸収液流量を W_{ABj} , GENj-1 から ABSj へ移動する冷媒蒸気の流量を W_R , 第 j+1 胴の GENj から溶液熱交換器 (HEXj) を通過して ABSj に入ってくる濃吸収液の比エンタルピを h_{6j} , ABSj を出て行く希吸収液の比エンタルピを h_{1j} とすると, 冷却水に放出する熱量は溶液循環比 γ_j を用いて式(9)で表される.

$$\begin{aligned} Q_{aj} &= (W_{ABj} - W_R) h_{6,j} + W_R h_{3,j-1} - W_{ABj} h_{1,j} \\ &= (\gamma_j - 1) W_R h_{6,j} + W_R h_{3,j-1} - \gamma_j W_R h_{1,j} \end{aligned} \quad (9)$$

さらに, この交換熱量は ABSj の熱通過率 K_{aj} , 伝熱面積 A_{aj} , 吸収液の入口温度 T_{4j} および出口温度 T_{1j} と冷却水の出入口温度で与えられる対数平均温度差 ΔT_{lmaj} を用いて式(10)で与えられる熱量と等しくならなければならない.

$$\begin{aligned} Q_{aj} &= K_{aj} A_{aj} \Delta T_{lmaj} \\ &= K_{aj} A_{aj} \frac{(T_{4,j} - T_{ao}) - (T_{1,j} - T_{ai})}{\ln \{(T_{4,j} - T_{ao}) / (T_{1,j} - T_{ai})\}} \end{aligned} \quad (10)$$

ここで, GENj から HEXj を通過して ABSj に入ってくる吸収液の温度は T_{6j} であるが, 図 2 のデューリング線図上における T_{4j} が設計においては通常用いられている.

4・2・3 凝縮器 (CON)

CON の伝熱管内を流れる冷却水の入口および出口温度をそれぞれ T_{ci} および T_{co} , 冷却水流量を W_c , 冷却水の定圧比熱を c_{Pc} とすると, CON における凝縮熱量 Q_c は次式(11)で表わすことができる.

$$Q_c = c_{Pc} W_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (11)$$

一方, 管外において凝縮する冷媒流量は W_R であるから, GENn から発生する過熱冷媒蒸気の比エンタルピを $h_{3,n}$, 凝縮した飽和水の比エンタルピを $h_{c'}$ とすると冷媒の凝縮熱量 Q_c は次式(12)で表される.

$$Q_c = W_R (h_{3,n} - h_{c'}) \quad (12)$$

この交換熱量 Q_c は CON の熱通過率 K_c , 伝熱面積 A_c , CON における飽和温度 T_c と冷却水の出入口温度で与えられる対数平均温度差 ΔT_{lmc} を用いた式(13)で与えられる熱量と等しい.

$$\begin{aligned} Q_c &= K_c A_c \Delta T_{lmc} \\ &= K_c A_c \frac{(T_c - T_{ci}) - (T_c - T_{co})}{\ln \{(T_c - T_{ci}) / (T_c - T_{co})\}} \end{aligned} \quad (13)$$

4・2・4 第 j+1 胴の再生器 j (GENj)

GENj の伝熱管内を流れる温水の入口および出口温度をそれぞれ T_{gi} および T_{go} , 温水流量を W_{gj} , 温水の定圧比熱を c_{Pg} とすると, 再生器における温水による加熱量 Q_{gj} は次式(14)で表わされる.

$$Q_{gj} = c_{Pg} W_{gj} (T_{gi} - T_{go}) \quad (14)$$

管外においては, 温水から受熱して GENj から蒸発する過熱冷媒蒸気の比エンタルピと流出する濃吸収液の比エンタルピをそれぞれ h_{3j}'' および h_{3j} とし, HEXj を通過して GENj に入ってくる希吸収液の比エンタルピを h_{5j} とすると, GENj における受熱量 Q_{gj} は式(15)で表される.

$$\begin{aligned} Q_{gj} &= (W_{ABj} - W_R) h_{3j} + W_R h_{3j}'' - W_{ABj} h_{5j} \\ &= (\gamma_j - 1) W_R h_{3j} + W_R h_{3j}'' - \gamma_j W_R h_{5j} \end{aligned} \quad (15)$$

さらに, この交換熱量は GENj の熱通過率 K_{gj} , 伝熱面積 A_{gj} , 希吸収液の入口温度 T_{2j} および濃吸収液の出口温度 T_{3j} と温水の入口温度 T_{gi} と出口温度 T_{go} から与えられる対数平均温度差 ΔT_{lmgj} を用いて式(16)で与えられる熱量と等しくならなければならない.

$$\begin{aligned} Q_{gj} &= K_{gj} A_{gj} \Delta T_{lmgj} \\ &= K_{gj} A_{gj} \frac{(T_{gi} - T_{3j}) - (T_{go} - T_{2j})}{\ln \{(T_{gi} - T_{3j}) / (T_{go} - T_{2j})\}} \end{aligned} \quad (16)$$

ここでも, 対数平均温度差に用いる再生器入口の温度は T_{5j} ではなく T_{2j} の値を設計上用いている.

4・2・5 溶液熱交換器 j (HEXj)

HEXj で交換される熱量 Q_{hj} は式(17)で表される希吸収液側の受熱量と式(18)で表される濃吸収液側の放熱量が等しくなければならない. また, これらの交換熱量は式(19)で定義される希吸収液および濃吸収液それぞれの出入口温度から算出される対数平均温度差 ΔT_{lmhj} を用いて与えられる交換熱量とも等しくなければならない.

$$\begin{aligned} Q_{hj} &= W_{ABj} (h_{5j} - h_{1j}) \\ &= \gamma_j W_R (h_{5j} - h_{1j}) \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} Q_{hj} &= (W_{ABj} - W_R) (h_{3j} - h_{6j}) \\ &= (\gamma_j - 1) W_R (h_{3j} - h_{6j}) \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} Q_{hj} &= K_{hj} A_{hj} \Delta T_{lmhj} \\ &= K_{hj} A_{hj} \frac{(T_{3j} - T_{5j}) - (T_{6j} - T_{1j})}{\ln \{(T_{3j} - T_{5j}) / (T_{6j} - T_{1j})\}} \end{aligned} \quad (19)$$

4・3 溶液熱交換器における温度効率 ϕ の定義

温度効率は濃吸収液側のほうが希吸収液側の温度効率より大きくなることから, 濃吸収液側の温度差を用いて第 j 番目の HEXj に対して, 次式のように ϕ_j で定義する. (江崎他, 2011a p.154)

$$\phi_j = \frac{T_{3j} - T_{6j}}{T_{3j} - T_{1j}} \quad (20)$$

4・4 COP の定義

多段吸収低温水吸収冷凍機の COP は次式のように n 個の再生器からの入熱量 $Q_{g1} \sim Q_{gn}$ の合計熱量に対する蒸発器における冷熱量 Q_e の比と定義する.

$$COP = \frac{Q_e}{\sum_{j=1}^n Q_{gj}} \quad (21)$$

5. シミュレーション

5・1 シミュレーションの前提条件

(1) 熱損失

すべての熱交換器における熱損失は無視するものとする.

(2) 吸収液の状態

吸収冷凍機内部を循環する吸収液の温度は定常状態にあり, 圧力および吸収液の濃度と常に平衡状態にあるものとする.

(3) 冷媒蒸気流が存在する要素間の圧力差

図 1 における第 1～第 $n+1$ 胴それぞれの胴内において, 冷媒蒸気が管群内を移動することによって生じる各要素間の圧力差は無視できるものとする.

(4) 冷水・冷却水・温水の温度条件

冷水, 冷却水および温水の温度条件を表 1 に示す. 冷水の入口温度条件は $9 \sim 15^\circ\text{C}$ の範囲, 冷却水の入口温度条件は $20 \sim 32^\circ\text{C}$ の範囲で計算するものとする. また, 冷水, 冷却水および温水の出入口温度差はすべて 5°C で一定として計算を行った. 限界温水入口温度はこれらの温度条件下において, シミュレーションによって得られる温水入口温度であり, 空調に利用可能な温水の限界最低温度である.

(5) 対数平均に用いる最小温度差の条件

本研究で行うシミュレーションにおいては, 利用可能な熱源である温水の最低温度を求めるような限界設計を行う場合には, それぞれの要素における対数平均温度差を定義する二つの温度差のうち, 小さくなる側の温度差を設計上可能な最小温度差として先に設定したほうが効果的であることに着目し, この最小温度差を固定して計算する新しい方法をすでに提案 (江崎他, 2011a), (江崎他, 2011b) している. すなわち, 本報告で取り扱う表 1 の計算条件では, 各要素の最小温度差はそれぞれ EVA においては式(7)中の $(T_{co} - T_e)$, 第 j 番目の ABS $_j$ においては式(10)の $(T_{1j} - T_{ai})$, CON においては式(13)中の $(T_c - T_{co})$, 第 j 番目の GEN $_j$ においては式(16)中の $(T_g - T_{3j})$ である. 表 2 にそれらの設定値をまとめて示しているが, これらの値は著者らがこれまで永年にわたって多種多彩な吸収冷凍機あるいは吸収ヒートポンプの設計製造に携わった経験から実現可能な値として設定したものである.

Table 1 Calculating conditions of multi-stage absorption refrigerating cycle

Item	Temperature differences [$^\circ\text{C}$]	Inlet temperature range [$^\circ\text{C}$]	Outlet temperature range [$^\circ\text{C}$]
Chilled water	5	$9 \sim 15$	$4 \sim 10$
Cooling water	5	$20 \sim 32$	$23 \sim 37$
Hot water	5	Minimum temperature	Minimum temperature

Table 2 Minimum temperature differences used the logarithmic mean temperature difference

Element	Minimum temperature differences [°C]
EVA	0.5
ABS1~ABS _n	2.0
CON	1.0
GEN1~GEN _n	3.0

(6) 溶液熱交換器の温度効率

溶液熱交換器 HEX1~HEX_n の温度効率 はすべて実用的な値である 90% として計算することにした。

なお、臭化リチウム-水系の圧力、温度、濃度およびエンタルピの関係は文献 (Mcneely, 1979) の値を用いて計算した。

5・2 単効用低温水吸収冷凍機のシミュレーション結果

前述した最小温度差の考え方をういた単効用低温水吸収冷凍機のシミュレーション手法およびその結果については既報 (江崎他, 2011a) で報告しているが、以下に冷却水を ABS と CON に並列供給した場合における単効用低温水吸収冷凍機の計算結果について説明しておく。図 3 は冷水、冷却水および温水の出入口温度差がすべて 5°C であり、冷水入口温度が 14°C、冷却水入口温度が 29°C の条件下において、冷凍能力 1 kW あたりの希吸収液流量 W_{AB} に対する温水入口温度の計算結果である。図 3 から W_{AB} を変化させると温水入口温度はしだいに減少するが、ある領域で一定の最低温度を示したのちに上昇する傾向にあるのがわかる。このシミュレーション例の場合、 W_{AB} の値が 27.9 kg/h から 30.1 kg/h までの流量範囲で最低温水温度は 69.1°C で一定となっている。ここで、この温水の最低温度領域を与える W_{AB} の値が小さい 27.9 kg/h における条件は吸収器における二つの温度差 ($T_1 - T_{ai}$) および ($T_4 - T_{ao}$) が同じ最小温度差となる場合である。すなわち、吸収液の出入口温度差 ($T_4 - T_1$) と冷却水の出入口温度差 ($T_{ao} - T_{ai}$) が同じ値となる場合である。一方、 W_{AB} の値が大きいほうである 30.1 [kg/h] の場合の条件は再生器において最小温度差として設定した ($T_{go} - T_2$) の値ともう一方の温度差 ($T_{gi} - T_3$) の値が同じ最小温度差となる場合、すなわち再生器における吸収液の出入口温度差 ($T_3 - T_2$) と温水の出入口温度差 ($T_{gi} - T_{go}$) が同じ値となる場合である。

Fig. 3 Effect of weak solution flow rate on the inlet temperature of hot water

Fig. 4 Effect of weak solution flow rate on COP

図4は図3と同じ条件下で計算した W_{AB} に対する COP との関係を示したものである。図4から W_{AB} を増加させた場合 COP はしだいに減少しているのがわかる。図3で示したように温水が一定で同じ最低温度を示すならば、 COP が大きい方を選択すべきであるから、温水温度が最低の温度を与える条件は吸収器における吸収液の出入口温度差 ($T_4 - T_1$) と冷却水の出入口温度差 ($T_{ao} - T_{ai} = \Delta T_a$) が同じ温度差になる場合であることがわかる。なお、シミュレーションの前提条件となる表1で設定した温度および温度差を他の値に変えて同様のシミュレーションを行った結果、上記の関係はいずれの条件の場合でも同様の特性を持つことが確認されたことから、本研究における多段吸収を用いたシミュレーションに対してもこの関係を導入することにする。

5・3 多段吸収のシミュレーション手順

多段吸収を用いた低温水吸収冷凍機の温水入口限界温度を求めるシミュレーションのアルゴリズムについて以下に説明する。

- (1) 表1で設定した冷水の出口温度 T_{eo} と表2で定めた EVA における最小温度差 $\Delta T_{mine} (=T_{eo} - T_E)$ から、蒸発温度 T_E すなわち第1胴の飽和温度である $T_{M,1}$ を計算して冷媒の蒸発圧力 P_E を与える。
- (2) 同じように、表1で設定した冷却水の出口温度 T_{co} と表2で定めた CON における最小温度差 $\Delta T_{minc} (=T_C - T_{co})$ から、凝縮温度 T_C を計算して冷媒の凝縮圧力 P_C を与える。
- (3) 表1で設定した冷却水の入口温度 T_{ai} と表2で定めた ABS1 における最小温度差 $\Delta T_{mina} (=T_{1,1} - T_{ai})$ から、吸収液出口温度 $T_{1,1}$ を計算する。
- (4) 図2のデューリング線図上で明らかなように、 P_E および $T_{1,1}$ から希吸収液濃度 X_{W1} が決定される。
- (5) ここで、 COP が最大で最低の温水温度が得られる条件となる吸収器の吸収液出入口温度差 ($T_{4,1} - T_{1,1}$) と冷却水出入口温度差 $\Delta T_a (=T_{ao} - T_{ai})$ が等しくなる関係を用いる。すなわち、 $T_{1,1}$ と ΔT_a から $T_{4,1}$ を算出し、 P_E および $T_{4,1}$ から濃吸収液濃度 X_{S1} を決定する。
- (6) n 段吸収の場合、まず第2胴の飽和温度 $T_{M,2}$ を第1次近似値として T_C と T_E の差を n 等分し、 $T_{M,2} = (T_C - T_E)/n + T_E$ で計算して飽和圧力 $P_{M,2}$ を与える。
- (7) $P_{M,2}$ および X_{S1} から $T_{3,1}$ を算出する。ここで、 n 個の吸収器に並列に導入する冷却水の温度条件がすべて同じであるため、上記(3)の過程における計算はすべての吸収器で適用されることから、 $T_{1,1} = T_{1,2} = \dots = T_{1,n}$ であり、上記(5)の過程から $T_{4,1} = T_{4,2} = \dots = T_{4,n}$ となる。また、 n 個の再生器に並列に導入される温水の出入口温度条件もすべて同じであるほか、表1で設定したすべての GEN における最小温度差 $\Delta T_{ming} (=T_{gi} - T_{3,j})$ も同じと設定しているため、 $T_{3,1} = T_{3,2} = \dots = T_{3,n}$ とならなければならない。
- (8) 上記(6)で仮定した $P_{M,2}$ および $T_{4,2}$ から濃吸収液濃度 X_{S2} を決定し、この X_{S2} とすでに決定されている $T_{3,2}$ から次段の飽和圧力 $P_{M,3}$ を与える。同様の方法で順次計算を行い、 X_{Sn} と $T_{3,n}$ から最終段の飽和圧力 $P_{M,n+1}$ を計算し、この圧力における水蒸気の飽和温度 $T_{M,n+1}$ を算出する。ただし、 $T_{M,n+1} = T_C$ でなければならないため、第1近似の $T_{M,2}$ に $(T_C - T_{M,n})/n$ を加えた修正を行い、 $T_{M,n+1} = T_C$ となるまで繰り返し行う。
- (9) 前項(8)で決定された任意の第 j 胴の圧力 $P_{M,j}$ および $T_{1,j}$ から X_{Wj} が与えられ、次の第 $j+1$ 胴の圧力 $P_{M,j+1}$ と X_{Wj} から $T_{2,j}$ は決定される。
- (10) 表2において GEN で定義した最小温度差 $\Delta T_{ming} (=T_{gi} - T_{3,j})$ から温水の入口温度 T_{gi} が与えられ、表1で設定した温水出入口温度差から、温水出口温度 T_{go} が決定される。
- (11) X_{Wj} および X_{Sj} が決定できたことから、式(3)からそれぞれの吸収液の溶液循環比 γ_j が定められる。また、 P_E および P_C はすでに決定されているため、式(6)から単位冷凍能力 $Q_e = 1\text{kW}$ あたりの W_R が与えられ、式(1)からそれぞれの希吸収液流量 W_{ABj} が決定される。
- (12) $T_{1,j}$ および $T_{3,j}$ はすでに決定されており、式(20)で定義される HEX $_j$ の温度効率から、濃吸収液側の出口温度 $T_{6,j}$ が算出される。

- (13) 式(18)から HEXj の濃吸収液側交換熱量 Q_{hj} が定められ、式(17)から希吸収液側の h_{sj} すなわち出口温度 T_{sj} が決定される。
- (14) 以上で吸収冷凍機内部のサイクルを構成する必要なすべての温度が決定されたことから、式(9)から Q_{aj} 、式(12)から Q_c 、式(15)から Q_{gj} がそれぞれ求められる。
- (15) 式(5)から冷水流量 W_c 、式(8)から各吸収器の冷却水流量 W_{aj} 、式(11)から凝縮器の冷却水流量 W_c 、式(14)から各再生器の温水流量 W_{gj} が得られ、式(7)、式(10)、式(13)、式(16) および式(19)から吸収冷凍機的设计計算に必要な各要素の KA 値が決定される。

5・4 シミュレーションの結果

図5は一例として冷水、冷却水および温水の出入口温度差をすべて 5°C とし、冷水および冷却水の入口温度をそれぞれ 14°C および 29°C とした場合における4段吸収のシミュレーション結果を示したものである。図5中には各中間胴の圧力、各 ABS と各 GEN を循環する吸収液の濃度ならびに主要部分における吸収液の平衡温度を示している。

図6は冷水、冷却水および温水出入口温度差をすべて 5°C とし、冷水の入口温度を 9°C とした場合におけるシミュレーション結果であり、冷却水の入口温度をパラメータとして、横軸に吸収器の段数 N をとり、縦軸には冷凍機に投入しなければならない温水の最低入口温度を太線で示したものである。なお、冷水入口温度が温水入口最低温度に及ぼす影響をみるために、冷却水入口温度 $T_{ai}=20^\circ\text{C}$ についてのみ、冷水入口温度を変化させた場合の結果も細線で示している。

図6から、単効用に比べて2段吸収では利用できる温水入口温度を $20.4\sim 12.9^\circ\text{C}$ も大幅に低下させることが可能であるほか、3段にすればさらに $6.6\sim 4.2^\circ\text{C}$ 温水温度を低下させることができる。吸収器の段数 N をさらに増加すれば、温水入口温度の低下割合は小さくなるが、温水入口温度をさらに減少できることがわかる。しかし、図6でも示しているように、 $T_{ei}=9^\circ\text{C}$ の条件下で冷却水温度が低い $T_{ai}=20^\circ\text{C}$ の場合には5段吸収までのみ成立し、それ以上の段数では成立しない。すなわち、6段吸収でシミュレーションした場合、図2中における $T_{1,n}=T_{1,6}=22.0^\circ\text{C}$ がその圧力における冷媒の飽和温度 $T_{M,n}=T_{M,6}=22.1^\circ\text{C}$ の値より低くなるため、サイクルが成立しなくなるからである。

Fig. 5 Example of simulation results

Fig. 6 Characteristics of lower limit temperature for hot water

理論上の無限段吸収が成立する条件は図2において平行四辺形で表される一つのサイクルの上底と下底が接近して一致する場合である。すなわち、任意の第 j 胴と次の第 $j+1$ 胴の圧力が等しくなる場合であり、第 j 胴のサイクル温度において $T_{1j}=T_{2j}$ および $T_{3j}=T_{4j}$ となる場合に相当する。また、前述したように $T_{2n}=T_c$ すなわち $T_{1,1}=T_c$ の条件を満足しなければならないことから、無限段吸収が成立する理論上利用できる最低温水温度は次のように表される。

5・3 節の(2)項から

$$T_c = T_{co} + \Delta T_{minc} = T_{ci} + \Delta T_c + \Delta T_{minc} \quad (22)$$

であり、5・3 節の(5)項から

$$T_{4,1} = T_{1,1} + \Delta T_a = T_c + \Delta T_a \quad (23)$$

となる。

また、5・3 節の(10)項から

$$T_{gi} = T_{3,n} + \Delta T_{ming} \quad (24)$$

であるが、無限段においては $T_{4,1}=T_{3,1}=T_{3,n}$ の関係が成立することから、温水限界最低温度 T_{gi} は次式で表される。

$$T_{gi} = T_{4,1} + \Delta T_{ming} = T_c + \Delta T_a + \Delta T_{ming} = T_{ci} + \Delta T_c + \Delta T_{minc} + \Delta T_a + \Delta T_{ming} \quad (25)$$

図6において横軸 $N=6\sim 8$ の領域に、上式(25)で計算される各冷却水入口温度 T_{ai} に対するその限界最低温水温度を水平な細線で示している。段数には限界があることをすでに説明したが、この温水最低限界温度より低くなる段数は成立しないということである。

図7は冷却水入口温度をパラメータとして、低温水吸収冷凍機の COP に及ぼす吸収段数の影響を示したものである。段数 N が増加するに従って、 COP は急激に減少していくのがわかる。また、冷却水入口温度 T_{ai} を $20\sim 32^\circ\text{C}$ 変化させた結果も示しているが、ほとんど同じ値を示しており、冷却水温度が COP に及ぼす影響は小さいことがわかる。冷水入口温度の影響については図示していないが、冷却水温度の影響とほぼ同じ程度であり、 COP に及ぼす影響は小さい。

Fig. 7 Characteristics of the COP

Fig.8 Characteristics of KA values

図8は段数を増加させた場合における各要素のKA値を示したものである。多段にするためにその段数分必要となる吸収器、再生器および溶液熱交換器のKA値はそれぞれ $\Sigma K_a A_a$ 、 $\Sigma K_g A_g$ および $\Sigma K_b A_b$ として合計値を示している。図8からわかるように、一つしかない蒸発器および凝縮器のKA値は段数が増加してもほとんど変化しないのに対して、吸収器、再生器および溶液熱交換器ともに、段数の増加に対してほぼ比例的に増大していくのがわかる。

図6で示したように、単効用を2段吸収にした場合、温水最低温度を20.4～12.9℃も大きく減少させることが可能であるが、2段吸収から同じ程度のKA値を吸収器、再生器および溶液熱交換器に追加して3段吸収にした場合、温水温度の低下は6.6～4.2℃であり、単効用から2段吸収にした場合より温度の減少割合は大幅に小さくなる。さらに段数を増加させた場合、温水最低温度の低下はしだいに限定的になっていく傾向にあることから、多段にすることによって温水の最低温度をさらに低下させることは可能であるが、必要以上に段数を多くすることは実用上の観点から望ましくないことは容易に理解できる。しかしながら、吸収段数を増加させることによって、これまで未利用であった40℃以下の温水でさえも十分空調に利用可能であることを指摘できたことは低温水吸収冷凍機の有効利用幅をさらに大きく広げ、地球規模の問題になっているCO₂削減に対しても大いに貢献できる可能性を与えることができたと考えている。

6. 結 言

吸収冷凍機の限界設計を考えた場合、各要素の設計で用いられている対数平均温度差を与える二つの温度差のうち、小さくなるほうの温度差に対して、設計上の最小限界値を設定する方法が極めて効果的であることをすでに提示した。この新しい発想に基づく新アルゴリズムを多段吸収を用いた低温水吸収冷凍機に適用してサイクルシミュレーションを行い、空調に利用できる温水の最低温度およびその条件を明らかにした。得られた主な結果は以下の通りである。

- (1) 単効用低温水吸収冷凍機において、冷水、冷却水、温水の温度差をすべて5℃とし、冷却水を凝縮器と吸収器に並列で導入して吸収液の循環量を変化させた場合、COPが大きく温水温度が最低となる条件は吸収器に入ってくる濃吸収液の平衡温度と吸収器の出口における希吸収液の平衡温度との差が冷却水の出入口温度差

と同じになる場合である。

- (2) 多段吸収を用いた低温水吸収冷凍機のサイクルシミュレーションを行った結果、冷却水入口温度の低下あるいは冷水入口温度の上昇に伴い吸収段数の限界が顕在化した。
- (3) 理論上の無限段吸収が成立する条件はすべての吸収器出口における希吸収液の温度が凝縮器における飽和温度と一致する場合であり、理論上利用できる最低温水温度は凝縮器への冷却水入口温度に凝縮器の冷却水出入口温度差、凝縮器の最小温度差、吸収器の冷却水出入口温度差および再生器の最小温度差を合計した値となる。
- (4) 吸収段数を増加させることによって、これまで吸収冷凍機においては未利用であった 40℃以下の温水さえも十分空調に利用可能であることが確認できた。

文 献

- 江崎秀司, 伊良皆数恭, 小林崇浩, 大能正之, 金子敏之, 曾我孝, 低温水吸収冷凍機のサイクルシミュレーション第 1 報: 新しいアルゴリズムを導入した温水の下限温度特性-, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.28, No.2 (2011a), pp.149-160.
- 江崎秀司, 伊良皆数恭, 小林崇浩, 大能正之, 金子敏之, 曾我孝, 低温水吸収冷凍機のサイクルシミュレーション第 2 報: 二段吸収を用いた超低温水の下限温度特性-, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.28, No.4 (2011b), pp.341-352.
- 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—第 1 報 静特性のモデル化—, 日本冷凍協会論文集, Vol.4, No.2 (1987), pp.45-53.
- 井上修行, 入江智芳, 齋藤潔, 河合素直, 多重効用サイクルによる吸収冷凍機の高効率化—第 1 報: 三重効用サイクル—, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.20, No.4 (2003), pp.461-472.
- Kaita, Y., Simulation results of triple-effect absorption cycles, International Journal of Refrigeration, Vol.25 (2002), pp.999-1007.
- 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.
- 君島真仁, 藁谷至誠, 植草常雄, 河合素直, リン酸型燃料電池の排熱による吸収冷凍機の駆動に関する考察, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.17, No.3 (2000), pp.285-296.
- 黒沢茂吉, 横山武, 柏木孝夫, T-s 線図による吸収冷凍サイクルの熱力学的解析, 日本冷凍協会論文集, Vol.6, No.3 (1989), pp.45-56.
- Mcneely, L., A., Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, PH-79-3, No.3 (1979), pp.413-434.
- 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.49-59.
- 斎藤潔, 五十嵐洋晃, 河合素直, 二重効用吸収冷凍機の吸収サイクルの構成法がその特性に与える影響の検討, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.62, No.595 (1996), pp.1193-1199.
- 斎藤潔, 菅野直紀, 河合素直, 西山教之, 本間立, 脇水広記, 二熱源駆動吸収冷凍機の特性解析 (第 1 報, 低温熱源が温水, 高温熱源が水蒸気の場合), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.60, No.573 (1994), pp.1770-1777.
- 設楽敦, 臭化リチウム-水系二重効用吸収サイクルの高効率化に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.17, No.3 (2000), pp.257-268.
- Vilety, G., C., Lawson, M.B., and Lithgow R.A., Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, HO-82-5, No.2 (1982), pp.811-823.

References

- Esaki, S., Iramina, K., Kobayashi, T., Ohnou, M., Kaneko, T. and Soga, T., Cycle simulation of hot water fired absorption chiller — 1st Report: Lower limit characteristics of hot water temperature using a new solution algorithm —, Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Engineers, Vol.28, No.2 (2011a), pp.149-160 (in Japanese).
- Esaki, S., Iramina, K., Kobayashi, T., Ohnou, M., Kaneko, T. and Soga, T., Cycle simulation of hot water fired absorption chiller — 2nd Report: Lower limit characteristics of hot water temperature using two-stage absorption —, Transactions

of the Japan Society of Refrigerating and Engineers, Vol.28, No.4 (2011b), pp.341-352 (in Japanese).

- Hihara, E., Yamamoto, Y., Saito, T., Nagaoka, Y. and Nishiyama, N., Modeling and control of a double-effect absorption refrigerating machine — 1st Report : Modeling of the static characteristics —, Transactions of the Japanese Association of Refrigeration, Vol.4, No.2 (1987), pp.45-53 (in Japanese).
- Inoue, N., Irie, T., Saito, K. and Kawai, S., Study on high efficient absorption refrigerator using multi-effect cycle — 1st Report : Triple effect cycle —, Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Engineers, Vol.20, No.4 (2003), pp.461-472 (in Japanese).
- Kaita, Y., Simulation results of triple-effect absorption cycles, International Journal of Refrigeration, Vol.25 (2002), pp.999-1007.
- Kawakami, R., Fukuchi, T. and Kaita, Y., Study on the partial load characteristics of double-effect absorption system, Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Engineers, Vol.21, No.3 (2004), pp.215-225 (in Japanese).
- Kimijima, S., Waragai, S., Uekusa, T. and Kawai, S., Investigation regarding the operation of absorption refrigerator using waste heat of phosphoric acid fuel cell, Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Engineers, Vol.17, No.3 (2000), pp.285-296 (in Japanese).
- Kurosawa, S., Yokoyama, T. and Kashiwagi, T., Thermodynamic analysis of absorption refrigerating cycle by T-s diagram, Transactions of the Japanese Association of Refrigeration, Vol.6, No.3 (1989), pp.45-56 (in Japanese).
- Mcneely, L., A., Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, PH-79-3, No.3 (1979), pp.413-434.
- Ohzono, T., The characteristics of absorption refrigerator on energy saving, Refrigeration, Vol.55, No.629 (1980), pp.49-59 (in Japanese).
- Saito, K., Igarashi, H. and Kawai S., Study on the effect of the difference of absorption cycles on the characteristics of double-effect absorption refrigerator, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.62, No.595 (1996), pp.1193-1199 (in Japanese).
- Saito, K., Sugano, N., Kawai, S., Nishiyama, N., Homma, R. and Wakimizu H., Studies on the characteristics of absorption refrigerator driven by two different heat sources (1st Report, Hot water and steam) , Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.60, No.573 (1994), pp.1770-1777 (in Japanese).
- Shitara, A., Improvement of the COP of the LiBr-water double-effect absorption cycles, Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Engineers, Vol.17, No.3 (2000), pp.257-268 (in Japanese).
- Vilety, G., C., Lawson, M.B., and Lithgow R.A., Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, HO-82-5, No.2 (1982), pp.811-823.