

冷温水同時供給形吸収冷温水機の特性解析

井上 修行* 入江 智芳**

Static Characteristics of an Absorption Chiller-Heater for Simultaneous Cold and Hot Water Supply

by Naoyuki INOUE, & Tomoyoshi IRIE

A study has been made on the cycles and control method of an absorption chiller-heater, a simultaneous cold and hot water supply type, used for air conditioning systems. Absorption cycles were studied by simulated cycles using an actual machine. Study results revealed that improving the control over the amount of circulated solution in an economizer cycle (cycle in which a condensed refrigerant for heating water shifts to the cooling cycle for chilling the water) had the greatest energy saving effect under all operational conditions.

Keywords: Absorption chiller-heater, Simultaneous supply, Absorption cycle, Economizer, Cycle simulation, Energy saving, Control characteristic

1. ま え が き

標準的な吸収冷温水機は運転モードを切り替えて、冷水単独あるいは温水単独の供給をする。それに対し、冷温水同時供給形吸収冷温水機は、1台の冷温水機で冷水と温水を同時に供給できる。このため、冷房負荷と暖房負荷とが同時に存在する空調システムには、冷温水同時供給形が採用される場合が多い。

冷温水同時供給形は、採用する吸収サイクルにより省エネルギー性が異なる。冷温水同時供給形の省エネルギー特性については、高田¹⁾が簡易解析を行っているほかは、あまり報告が見当たらない。本報では、冷温水同時供給形の吸収サイクルとその制御方法を分類し、サイクルシミュレーションにより実機で採用すべきサイクルと制御方法を検討した。なお、吸収冷温水機の作動媒体には、 $H_2O-LiBr$ 系を採用し、その蒸気圧、比エンタルピー、濃度関係は文献²⁾を参照した。

2. 主 な 記 号

A : 伝熱面積 [m^2]

COP : 成績係数 [-]

C_p : 比熱 [$kJ/(kg \cdot K)$]

G : 質量流量 [kg/s]

g : 重力加速度 [m/s^2]

H : 比エンタルピー [kJ/kg]

K : 熱通過率 [$kW/(m^2 \cdot K)$]

P : 圧力 [kPa]

Q : 交換熱量 [kW]

r : 流量比率 [-]

T : 温度 [$^{\circ}C$]

T^* : 飽和温度 (露点) [$^{\circ}C$]

V : 体積流量 [m^3/s]

X : 吸収溶液濃度 [mass %]

ΔT : 温度差 [$^{\circ}C$]

ρ : 密度 [kg/m^3]

添字 (流体)

R : 冷媒

RV : 冷媒蒸気

S : 吸収溶液

W : 水 (冷水, 冷却水, 温水)

添字 (機器/サイクル)

A : 吸収器

B : 温水器

E : 蒸発器

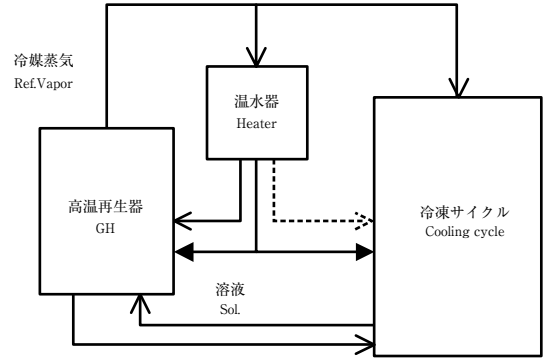
C : 凝縮器

GH : 高温再生器

* 風水力事業本部 開発統括 熱流体システム開発室

** 荏原冷熱システム(株)

- GL : 低温再生器
 - CH : 高温凝縮器 = 低温再生器の加熱側
 - HH : 高温熱交換器
 - HL : 低温熱交換器
 - COOL : 冷凍サイクル
 - HEAT : 暖房サイクル
 - Z : エコノマイザサイクル
- 添字 (機器出入口)
- 1 : 熱交換器低温側流体入口
 - 2 : 熱交換器低温側流体出口
 - 3 : 熱交換器高温側流体入口
 - 4 : 熱交換器高温側流体出口
 - i : 入口
 - e : 出口
 - k : 入口部平衡状態
 - o : 冷房定格運転点における値



- ← 非エコノマイザ形冷媒ドレン配管
Ref. drain pipe of non-economizer
- ←--- エコノマイザ形 (全量移動方式) 冷媒ドレン配管
Ref. drain pipe of economizer for all drain transported
- ← エコノマイザ形 (必要量移動方式) 冷媒ドレン配管
Ref. drain pipe of economizer for required drain transported

図1 冷温水同時供給形の分類

Fig. 1 Type of chiller-heater supplying cold and hot water simultaneously

3. 冷温水同時供給方式の分類 (図1)

3-1 非エコノマイザ形³⁾

標準的な吸収冷温水機に、高温再生器の冷媒蒸気を熱源とする温水器を追加して温水を加熱し、冷凍サイクルでは冷水を製造する方式を非エコノマイザ形と称する。次の3-2、3-3のような省エネルギー機能がない。

3-2 エコノマイザ形 (凝縮冷媒の全量移動)

前項3-1のように温水器を追加し、更に温水器の凝縮冷媒を冷凍サイクルで利用して省エネルギーを図る方式を、エコノマイザ形^{4、5)}と称する。温水器で凝縮した冷媒をすべて冷凍サイクルへ供給し、冷房負荷に対し冷媒が過剰であれば、冷凍サイクル内で冷媒液を溶液側に戻す。

3-3 エコノマイザ形 (凝縮冷媒の必要量移動)

前項3-2と同様のエコノマイザ形で、温水器で凝縮した冷媒のうち、冷凍サイクルで必要とする量だけを冷凍サイクルに供給する。過剰な冷媒液は高温再生器溶液部に戻す。

4. 同時供給形吸収冷温水機の容量制御

冷温水同時供給形では、暖房容量制御、冷房容量制御及び冷暖房容量に合う熱源熱量制御を行う。それぞれの制御に対し、多くの制御方式が提案、採用されている(図2)。

4-1 暖房容量制御 (温水温度制御)

4-1-1 冷媒蒸気弁方式

高温再生器から温水器への冷媒蒸気配管中に冷媒蒸気弁を設けて温水の加熱量を調節する。

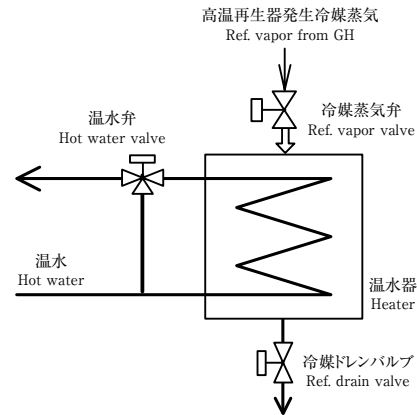


図2 各暖房容量制御弁の設置位置

Fig. 2 The position of each heating capacity control valve

4-1-2 冷媒ドレン弁方式

温水器の凝縮冷媒出口に冷媒ドレン弁を設け、温水器内部に溜める冷媒液量を調節する。冷媒液に浸った伝熱部では凝縮が抑制されるため、温水の加熱量が制御される。

4-1-3 温水流量調節弁方式

温水配管中に弁を設け、温水器で加熱される温水流量を調節する。三方弁で温水器の流量とバイパス量の分配を調整するか、二方弁で温水流量を直接調整する。

4-2 冷房容量制御 (冷水温度制御) (図3)

4-2-1 冷媒蒸気弁方式

高温再生器から低温再生器加熱側への冷媒蒸気配管に

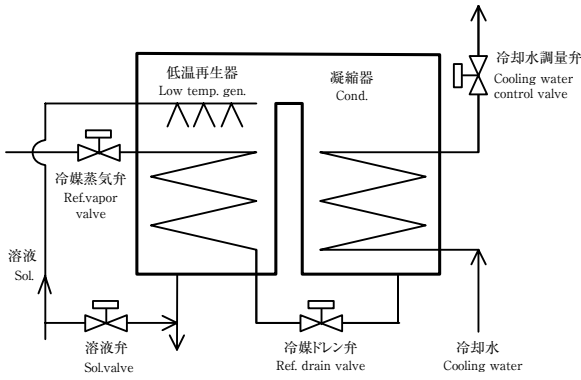


図3 各冷房容量制御弁の設置位置
Fig. 3 The position of each cooling capacity control valve

冷媒蒸気弁を設け、冷媒蒸気による低温再生器溶液の加熱による冷媒発生量を調整する。

4-2-2 冷媒ドレン弁方式

低温再生器加熱側の出口配管に冷媒ドレン弁を設け、加熱部に溜める冷媒液量を調節して、冷媒蒸気による加熱量を調節する。

4-2-3 溶液弁方式

低温再生器に導入する吸収溶液流量を調節して、伝熱量を制御する。低温再生器に溶液バイパス弁を設けることが多い。

4-2-4 冷却水調量弁方式

吸収器・凝縮器の冷却水流量を調節して凝縮器の露点、それに伴う低温再生器溶液沸騰温度を変え、冷媒蒸気による溶液加熱量を調節する。

4-3 エコマイザ制御

温水器で凝縮した冷媒液（以下、温水器凝縮冷媒と称す）を冷凍サイクルに供給する。3-2と3-3で述べたとおり、温水器凝縮冷媒の全量移動方式と温水器凝縮冷媒の必要量移動方式がある。

4-4 熱源熱量の調整

4-4-1 冷房主体制御/暖房主体制御

冷房主体制御のときは冷水温度で、暖房主体制御のときは温水温度で熱源熱量を制御する。冷水温度/温水温度と各目標温度との差を基に、主体制御の自動切換えを行う。

4-4-2 高温再生器蒸気圧制御

高温再生器の冷媒蒸気圧が所定の圧力になるように熱源熱量を調節する。

4-4-3 冷房容量弁/暖房容量弁開度による制御

冷房と暖房の各容量弁の開度を基にした演算値などで熱源熱量を調節する。

4-4-4 冷水温水信号と容量弁開度による制御

容量弁が全開（能力最大）となっている方の容量増減信号で熱源熱量を調整する。

5. エコマイザ形のシミュレーションモデル

5-1 サイクルフロー

シミュレーションの対象とする冷温水同時供給形のサイクルフローを、図4に示す。

吸収サイクルのフローパターンは、希溶液を低温溶液熱交換器出口で、低温再生器と高温溶液熱交換器へ分岐させる分岐フローを採用し、省エネルギーとなるエコマイザ形とした。

5-2 容量制御方式

4項で記述した各容量制御のうち、次の制御を選択してシミュレーションを行った。

(1) 暖房容量制御

暖房容量制御は、温水器の冷媒ドレン弁制御により行う。他の方式に比べ、制御弁サイズを小さくできる。なお、温水器のシェル側に冷媒ドレンが溜まるが、温水器のチューブ側に比べ保有量が少ないため、実用上の問題はない。

(2) 冷房容量制御

冷房容量制御は、高温再生器から低温再生器加熱側に蒸気を導く冷媒蒸気弁により行う。冷媒蒸気弁方式は、弁口径が大きくなる欠点があるが、冷媒系の切替えに兼用できること、蒸気量を直接制御するため制御性が良い

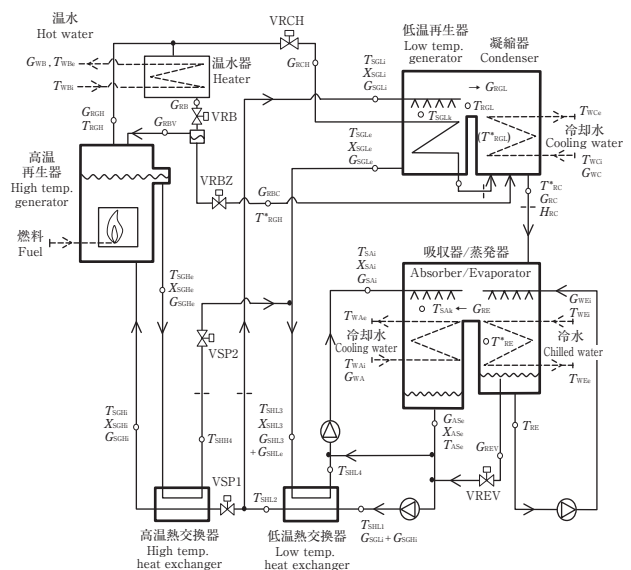


図4 冷温水同時供給形のサイクルシミュレーションモデル
Fig. 4 Model of chiller-heater supplying cold and hot water simultaneously

点から選択した。

(3) エコノマイザ制御

温水器凝縮冷媒の全量移動と必要量移動の両方式について比較検討を行う。

(4) 熱源容量制御

本報では、冷水/温水信号と容量弁開度による制御での検討を行った。

5-3 関係式導出に際しての仮定

シミュレーションの関係式を導くにあたり、次の仮定を設ける。

(1) 定常状態である。

(2) 蒸発器露点と吸収器露点は等しい。また、凝縮器

露点と低温再生器露点とは等しい。

(3) 冷凍機を構成する熱交換器の熱通過率は、流量依存性だけを考慮する。

(4) 前記熱交換器の熱駆動力には対数平均温度差を用いる。

(5) 溶液ポンプ、溶液スプレーポンプ、冷媒ポンプからの入力エネルギーは無視する。

(6) 冷水流量、冷却水流量は一定とする。

(7) 蒸発器の冷媒散布量、吸収器の溶液散布量は一定とする。

5-4 サイクルシミュレーションの関係式

主要な関係式を表1に示す。この関係式に、流量分配、

表1 サイクルシミュレーションの主要関係式
Table 1 List of equations for double effect cycle at simultaneous supplying

機器 Element	熱交換量 Enthalpy change	熱移動量 Heat transfer	
蒸発器 Evaporator	$Q_E = C_{pW} \cdot G_{WE} \cdot (T_{WEi} - T_{WEe}), Q_E = G_{RE} \cdot (H_{RVE} - H_{RE})$	$Q_E = K_E A_E \cdot \Delta T_E$	
吸収器 Absorber	$Q_A = C_{pW} \cdot G_{WA} \cdot (T_{WAe} - T_{WAI}), Q_A = G_{RE} \cdot (H_{RVE} - H_{SAe}) - G_{SAi} \cdot (H_{SAi} - H_{SAe})$	$Q_A = K_A A_A \cdot \Delta T_A$	
凝縮器 Condenser	$Q_C = C_{pW} \cdot G_{WC} \cdot (T_{Wce} - T_{Wci}), Q_C = G_{RGL} \cdot (H_{RVGL} - H_{RC}) + G_{RBC} \cdot (H_{RCH} - H_{RC}) + G_{RCH} \cdot (H_{RCH} - H_{RC})$	$Q_C = K_C A_C \cdot \Delta T_C$	
温水器 Heater	$Q_B = C_{pW} \cdot G_{WB} \cdot (T_{WBe} - T_{WBi}), Q_B = G_{RB} \cdot (H_{RVGH} - H_{RGH})$	$Q_B = K_B A_B \cdot \Delta T_B$	
低温再生器 Low temp. generator	$Q_{GL} = G_{RCH} \cdot (H_{RVGH} - H_{RCH}), Q_{GL} = G_{RGL} \cdot (H_{RVGL} - H_{SGLi}) + G_{SGLe} \cdot (A_{SGLe} - H_{SGLi})$	$Q_{GL} = K_{GL} A_{GL} \cdot \Delta T_{GL}$	
高温再生器 High temp. generator	$Q_{GH} = G_{RCH} \cdot (H_{RVGH} - H_{SGHi}) + G_{SGHe} \cdot (H_{SGHe} - H_{SGHi})$		
熱交換器 Heat-exchanger	低温 Low	$Q_{HL} = (G_{SGLi} + G_{SGHi}) \cdot (H_{SHL2} - H_{SHL1}), Q_{HL} = (G_{SGLe} + G_{SGHe}) \cdot (H_{SHL3} - H_{SHL4})$	$Q_{HL} = K_{HL} A_{HL} \cdot \Delta T_{HL}$
	高温 High	$Q_{HH} = G_{SGHi} \cdot (H_{SGHi} - H_{SHL2}), Q_{HH} = G_{SGHe} \cdot (H_{SGHe} - H_{SHH4})$	$Q_{HH} = K_{HH} A_{HH} \cdot \Delta T_{HH}$
機器 Element	熱駆動力 Heat driving force		
蒸発器 Evaporator	$\Delta T_E = (T_{WEi} - T_{WEe}) / \text{Ln} \{ (T_{WEi} - T_{RE}^*) / (T_{WEe} - T_{RE}^*) \}$		
吸収器 Absorber	$\Delta T_A = \{ (T_{SAk} - T_{WAe}) - (T_{SAe} - T_{WAI}) \} / \text{Ln} \{ (T_{SAk} - T_{Wae}) / (T_{SAe} - T_{WAI}) \}$		
凝縮器 Condenser	$\Delta T_C = (T_{Wce} - T_{Wci}) / \text{Ln} \{ (T_{RC}^* - T_{Wci}) / (T_{RC}^* - T_{Wce}) \}$		
温水器 Heater	$\Delta T_B = (T_{WBe} - T_{WBi}) / \text{Ln} \{ (T_{RGH}^* - T_{WBi}) / (T_{RGH}^* - T_{WBe}) \}$		
低温再生器 Low temp. generator	$\Delta T_{GL} = (T_{SGLe} - T_{SGLk}) / \text{Ln} \{ (T_{RCH}^* - T_{SGLk}) / (T_{RCH}^* - T_{SGLe}) \}$		
熱交換器 Heat-exchanger	低温 Low	$\Delta T_{HL} = \{ (T_{SHL3} - T_{SHL2}) - (T_{SHL4} - T_{SHL1}) \} / \text{Ln} \{ (T_{SHL3} - T_{SHL2}) / (T_{SHL4} - T_{SHL1}) \}$	
	高温 High	$\Delta T_{HH} = \{ (T_{SGHe} - T_{SGHi}) - (T_{SHH4} - T_{SHL2}) \} / \text{Ln} \{ (T_{SGHe} - T_{SGHi}) / (T_{SHH4} - T_{SHL2}) \}$	
機器 Element	冷媒移動量 Transferred refrigerant	COP	
蒸発器/吸収器 Evaporator/Absorber	$G_{RE} = G_{SAe} - G_{SAi}, G_{RE} + G_{REV} = (G_{SGLi} + G_{SGHi}) - (G_{SGLe} + G_{SGHe})$	$\text{COP}_{\text{COOL}} = Q_E / Q_{GH}$	
凝縮器/低温再生器 Condenser/Low gen.	$G_{RGL} = G_{SGLi} - G_{SGLe}, G_{RC} = G_{RCH} + G_{RBC} + G_{RGL}, G_{RC} = G_{RE} + G_{REV}$	$\text{COP}_{\text{HEAT}} = Q_B / Q_{GH} = 1$	
高温再生器/温水器 High temp. gen./Heater	$G_{RGH} = G_{RB} + G_{RCH}, G_{RB} - G_{RBV} = G_{SGHi} - G_{SGHe}$	$\text{COP} = (Q_E + Q_B) / Q_{GH}$	

機器接続を規定していくことで、サイクルフローパターンに適合したシミュレーションが行える。

5-5 運転状態による追加関係式

5-5-1 温水器凝縮冷媒で冷房負荷を賄う運転

温水器ドレン制御弁VRBを全開とし、低温再生器への冷媒蒸気弁VRCHは全閉で蒸気流をしゃ断、温水器凝縮冷媒で冷房負荷を賄う。表1にて、 $G_{RCH}=0$ となる。

表1に追加する関係式は、冷媒液の導入方式で異なる。温水器凝縮冷媒液 G_{RB} のうち、冷凍サイクルに利用される割合を r_{RZ} として表記する。

(1) 温水器凝縮冷媒の全量導入方式

温水器ドレン制御弁VRBからの冷媒液全量を冷凍サイクルに送り、冷房負荷に余分な冷媒液は蒸発器から、冷媒液戻し弁VREVを通して、溶液系に戻す。

$$G_{RBC}=G_{RB}, G_{RBV}=0, G_{REV}=G_{RB} \cdot (1 - r_{RZ}) \dots\dots\dots(1)$$

(2) 温水器凝縮冷媒の必要量導入方式

温水器ドレン制御弁VRBからの冷媒液は、冷凍サイクルに必要な量をエコノマイザ弁VRBZ経由で優先的に凝縮器に送り、過剰な冷媒液は高温再生器に戻す。

$$G_{RBC}=G_{RB} \cdot r_{RZ}, G_{RBV}=G_{RB} - G_{RBC}, G_{REV}=0 \dots\dots\dots(2)$$

5-5-2 冷房負荷を賄うため、高温再生器蒸気を低温再生器に導入する運転

温水器凝縮冷媒だけでは冷房負荷が賄えないとき、高温再生器冷媒蒸気により低温再生器溶液を加熱し冷凍能力を増大する。温水器凝縮冷媒は、すべて冷凍サイクルに利用($r_{RZ} = 1$)し、 $G_{RBC}=G_{RB}, G_{RBV}=0, G_{REV}=0$ となる。

高温再生器の露点は、温水負荷と温水器から決まる必要露点と、吸収サイクルから決まる必要露点の高い方でバランスする。

5-6 溶液循環量

冷温水機の設計にあたっては、高温再生器からの溶液流出量が、冷房負荷の定格点において設計値になるようにオリフィスを設ける。このオリフィス口径は、高温再

生器蒸気圧力 P_{RGH} と低温再生器蒸気圧力 (=凝縮器圧力 P_{RC})、溶液熱交換器及び配管における流動抵抗を考慮して決定する。高温再生器の溶液流出量は、各部の流動抵抗が流量の2乗に比例すると仮定して次式で近似する。

$$\frac{V_{SGHe}}{V_{SGHeo}} = \left(\frac{(P_{RGH} - P_{RC}) / \rho_S g}{(P_{RGHo} - P_{RCo}) / \rho_S g} \right)^{0.5} \dots\dots\dots(3)$$

低温再生器に流入する溶液流量も同様に、次式で近似する。

$$\frac{V_{SGLi}}{V_{SGLio}} = \left(\frac{(P_{RGH} - P_{RC}) / \rho_S g}{(P_{RGHo} - P_{RCo}) / \rho_S g} \right)^{0.5} \dots\dots\dots(4)$$

5-7 熱通過率の流量依存性

蒸発器、吸収器の熱通過率については、仮定(6)、(7)により、熱通過率一定とする。凝縮器では、冷媒蒸気の凝縮伝熱が凝縮量に依存する割合が少なく、また伝熱係数も冷却水側の管内乱流熱伝達よりもかなり高いので、熱通過率一定とする。低温再生器の熱通過率は、散布溶液量が熱通過率を支配すると仮定して次式で簡略化し、実験結果から $m=0.4$ とした。

$$\frac{K_{GL}}{K_{GLo}} = \left(\frac{V_{SGLi}}{V_{SGLo}} \right)^m \dots\dots\dots(5)$$

6. エコノマイザ形の解析結果

6-1 シミュレーション条件

シミュレーション条件を表2、3に示す。分岐フロー

表3 シミュレーション条件
Table 3 Specifications of refrigerator

冷凍容量 (定格) Cooling capacity (full load)		Q_E	630 kW
冷水 Chilled water	出口温度 Outlet temp.	T_{WEe}	7℃
	流量 Flow rate	G_{WE}	1810 kg/min
冷却水 Cooling water	入口温度 Inlet temp.	T_{Wai}	32℃
	流量 Flow rate	G_{WA}	3000 kg/min
暖房容量 (定格) Heating capacity (full load)		Q_B	500 kW
温水 Hot water	出口温度 Outlet temp.	T_{ZGHe}	60℃
	流量 Flow rate	G_{ZGH}	1440 kg/min

表2 冷凍機構成要素の K_oA 値
Table 2 K_oA Values for Refrigerator at standard condition
(Ref. capacity 630 kW)

機器 Element	K_oA [kW/K]	機器 Element	K_oA [kW/K]
蒸発器 Evaporator	126.0	低温熱交換器 Low temp. hex	13.5
吸収器 Absorber	99.0	高温熱交換器 High temp. hex	11.9
凝縮器 Condenser	119.0	温水器 Heater	13.3
低温再生器 Low gen.	30.6		

における希溶液の分配割合は冷房定格点で高温再生器に45%、低温再生器に55%とした。

6-2 温水器凝縮冷媒の導入方法の比較

熱源熱量入力100%に対する暖房容量と冷房容量の関係を図5に示す。温水器凝縮冷媒の全量導入方式よりも、必要量導入方式の効率が良い。これは全量導入方式が、冷凍サイクルで必要としない冷媒液のエネルギーを冷凍サイクルに放出しており、必要量導入方式が、余分な凝縮液を高温再生器に戻し、無駄なエネルギー放出をしないためである。

6-3 冷房小容量域の検討

冷房と暖房運転を個別の冷温水機で行った場合の特性を図5中に二点鎖線で示す。冷房負荷15~20% (75~100 kW) 以下の領域では、エコマイザ形の効率が冷温水個別運転より悪くなっている。冷温水同時供給形は、溶液を吸収器と高温再生器間で常に循環させており、冷房負荷が少ないときの冷凍サイクルから冷却水への放熱が無視できなくなるためである。

6-4 冷暖房容量特性

表3の温度、流量条件にて、小容量域で冷凍サイクルと暖房サイクルを分離し、冷凍サイクルから冷却水への放熱損を抑える制御を行った場合の結果を図6に示す。また図6には、入力100% (500 kW) と80% (400 kW) に対する実機性能試験結果をプロットで示した。図6に暖房容量の変化に対して、冷房容量の変化がみられない部分がある。これは、低温再生器の溶液が加熱開始される状態で、低温再生器溶液温度の上昇だけに高温再生器蒸気が使われ冷房負荷に寄与していない状態を示している。

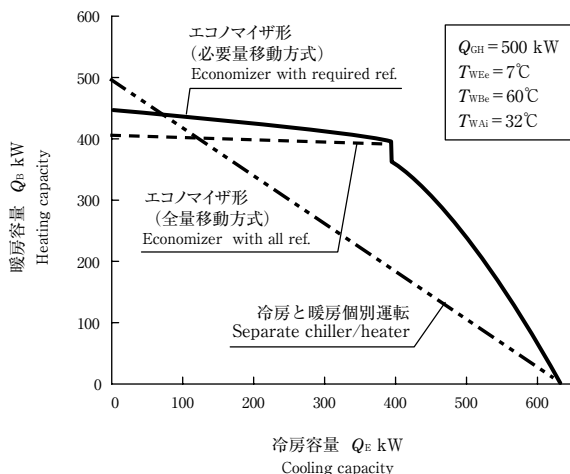


図5 各冷温水同時供給方式の冷暖房容量比較
Fig. 5 Comparison among various chiller-heaters

7. エコマイザ形の改良

7-1 冷房容量の少ない領域の効率改善

6-3で述べた冷房容量の少ない領域での効率低下は、溶液循環量を適切に制御することで改善可能である。例えば、VSP2の開度を、VRBZが100%の場合に100%、VRBZが0%の場合に10%とし、中間開度は比例開度となるように制御する。

7-2 低温再生器溶液加熱開始部の改善

6-4で述べたとおり、低温再生器の溶液を加熱開始する部分に効率の低下が見られる。そこで、低温再生器への溶液を三方弁で導入溶液とバイパス溶液に分配するものとし、三方弁開度を蒸気弁開度に関連付け、導入量は

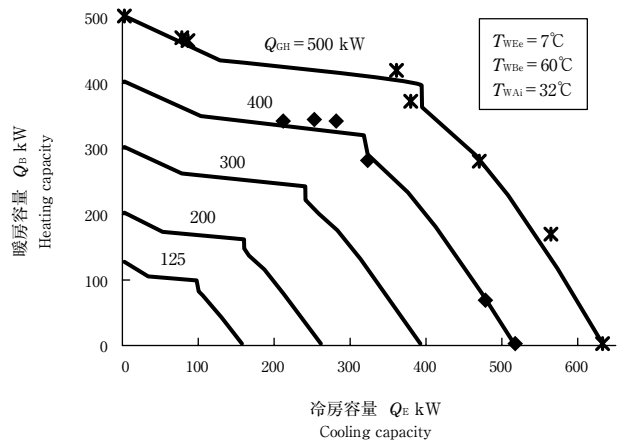


図6 エコマイザ形 (必要量移動方式) の冷暖房容量特性
Fig. 6 Characteristic of simultaneous chiller-heater using required drain ref.

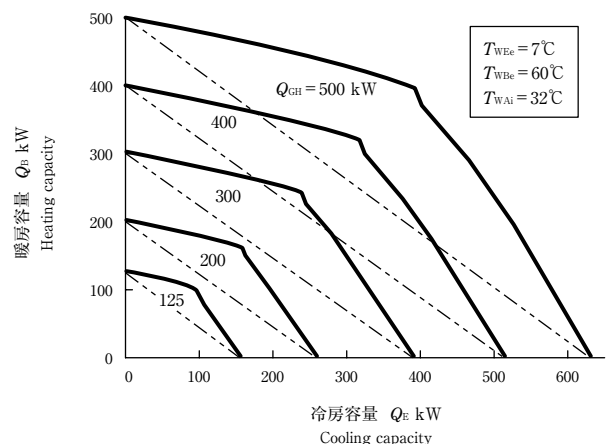


図7 制御の改良による冷暖房容量特性
Fig. 7 Characteristic of simultaneous chiller-heater using variable VSGHe

蒸気弁全閉時に5%の分配、全開時に100%分配とする制御を行う。

7-3 改良形の冷暖房容量特性

図7に7-1, 7-2の改良を加えた場合の冷温水容量特性を示す。図6と比較し、冷房容量が小さい領域で冷却水への放熱が抑えられ省エネルギー性が改善される。また、低温再生器溶液加熱開始部での1~2%の省エネルギー性改善があり、図7のように不連続性は若干残るが改善が見られる。

8. おわりに

各種冷温水同時供給方式及び制御方式を検討し、その中からエコマイザ形を取り上げてシミュレーションによる特性解析を行った。また特性解析によりエコマイザ形の制御方法を検討して、省エネルギー性の改善を確認し、次のような結論を得た。

(1) エコマイザ形には、温水凝縮冷媒の全量を冷凍サイクルに送る方式と、冷凍サイクルに必要な量だけを送る方式とがあるが、省エネルギー性から判断し、必要な冷媒液量だけを送る方式にすべきである。

(2) 同時供給形を冷房容量が定格の15%以下となる範囲では、溶液循環量制御に特別な配慮(下記)をしないと、冷却水への放熱損により効率が低下、省エネルギー性がなくなる。

(3) 溶液循環の配慮として、次の2種の方法を検討し、全領域にわたってエコマイザの省エネルギー性が発揮できることを確認した。

- ・冷房容量が定格の20%以下で、暖房サイクルと冷凍サイクルとを分離運転する方法。
- ・高温再生器出口オリフィスを可変のオリフィス弁とし、エコマイザ弁VRBZに連動させる方法。

(4) 上記循環量改善をしたエコマイザ形は、冷房と暖房を個別の機械により運転して同時供給する方式と比し、ほぼ全領域で省エネルギー性がある。

参考文献

- 1) 高田秋一, 産業機械, (12), 30 (1974)
- 2) L.A.McNeely, ASHRAE Trans. 85, Part1, 413 (1979)
- 3) 日本冷凍協会, 冷凍空調便覧, 第5版, pp.321, 日本冷凍協会 (1993)
- 4) 横井啓之助, エハラ時報, (92), 23 (1975)
- 5) 高田秋一, 「吸収冷凍機とヒートポンプ」, pp.94-97, 日本冷凍協会 (1989)

