

新形吸収冷温水ユニット

New Absorption Chiller Heater

中小規模ビル用の冷暖房熱源機器として、吸収冷温水ユニットが伸びている。これは主に、省スペース、省電力、運転資格不要などの理由によるが、更にいっそうの小形化と操作性向上が要求されている。

新形ユニットでは、溶液の平行フローを採用し、気泡ポンプを用いて、切換弁不用の冷暖切換えを考案して操作性を向上した。また、火炎の短い三段燃焼バーナとそれに合わせた高温再生器、更に高性能伝熱管の採用によりユニットを小形化した。これらの新しい技術を冷凍能力70kWの新形吸収冷温水ユニットに採用し、設置面積0.95m²と日立製作所従来機種比30%減の小形化を実現した。

功刀能文* Yoshifumi Kunugi
 大内富久* Tomihisa Oouchi
 杉本滋郎** Shigeo Sugimoto
 町沢健司** Kenji Machizawa

1 緒言

都市ガス、灯油などの燃焼熱を利用する吸収冷温水ユニットは、(1)冷暖房兼用であり、設置スペースが圧縮式冷水機+温水ボイラに比べてコンパクトであること、(2)ユニット内が大気圧以下で作動しているため、取扱いに特別な資格が不要であること、(3)夏季のガス需要拡大及び電力ピークカット化、などの特徴から大形機分野では圧縮式の市場を圧倒している。更に、中小形機分野でも今後の著しい伸びが期待されており、幾つかの製品が発売されている。その中小形吸収冷温水ユニットでは、よりいっそうの操作性改善や小形化に対する要望が強くなっている。そこで、これらの要望にこたえて、操作性に優れた冷暖房サイクル、小形化に有効な炉筒水管形高温再生器や高性能伝熱管の採用について検討を重ね、種々の新技術を確立することができた。次いで、これらの新技術を新形ユニットへ適用し、操作性改善と大幅な小形化を達成することができた。

表1 新形ユニットの目標仕様 冷房成績係数0.95, 暖房時電力消費量0.6kW, 設置面積(幅×奥行)0.95m²をねらった。

項目	目標値	従来ユニット
冷房能力	70.3kW	70.6kW
暖房能力	62.8kW	64.2kW
冷水温度	入口12℃, 出口7℃	入口12℃, 出口7℃
温水温度	入口55.5℃, 出口60℃	入口45.4℃, 出口50℃
冷却水温度	入口32℃, 出口38℃	入口32℃, 出口37℃
ガス消費量	13A(11,000kcal/Nm ³ /h)	5.9Nm ³ /h
	6B(5,000kcal/Nm ³ /h)	12.8Nm ³ /h
	6C(4,500kcal/Nm ³ /h)	14.2Nm ³ /h
消費電力	冷房	0.9kW
	暖房	0.6kW
寸法	幅	850mm
	奥行	1,120mm
	高さ	1,850mm

2 開発目標

新技術を適用した新形ユニットの目標仕様を表1のようにした。この表には従来ユニットの仕様も比較のために示した。新形ユニットでは、寸法、暖房時消費電力、それにガス消費量の低減に重点をおいた。

3 冷暖房サイクル

新形ユニットに採用されている平行フロー、及び切換弁不用・冷温水共通取出し冷暖房サイクルについて以下に説明する。

3.1 平行フロー¹⁾

平行フローは、日立製作所の吸収冷温水ユニットに由来から採用されている特徴ある技術である。図1に平行フローを使った従来の冷暖房サイクルを示す。このサイクルでは冷媒に水、吸収剤に臭化リチウム水溶液を使う。まず冷房時には、高温再生器の臭化リチウム水溶液は燃焼ガスによって加熱されて冷媒の水蒸気を発生し、溶液は濃縮され濃溶液になる。発生した冷媒蒸気は、低温再生器の臭化リチウム水溶液を加熱し、液化して凝縮器に流れる。低温再生器で発生した冷媒蒸気は凝縮器に流れ、そこで冷却水で冷却されて液化する。凝縮器の液冷媒は蒸発器に流れる。そこで冷媒は

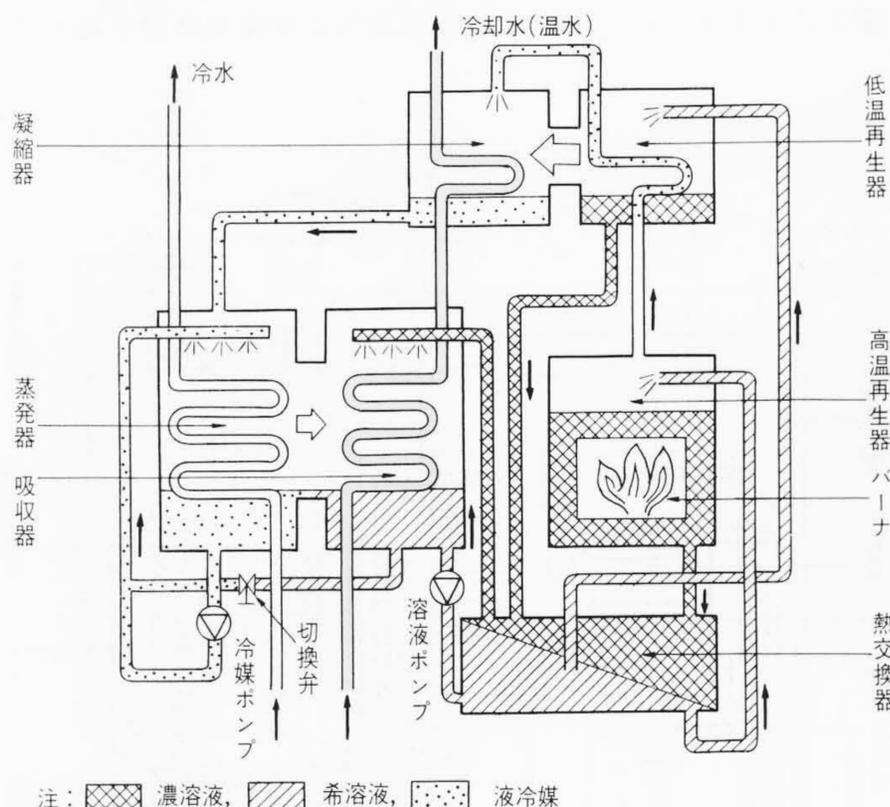


図1 従来の冷暖房サイクル 平行フローを採用したサイクルである。暖房時には、切換弁の操作、冷却水管からの温水取出し、冷媒ポンプの運転など問題点があった。

* 日立製作所機械研究所 ** 日立製作所土浦工場

冷媒ポンプによって循環しながら蒸発し冷水を冷やす。このようにして冷水が得られる。

一方、高温再生器の濃溶液は熱交換器に入り、途中低温再生器からの濃溶液と合流し、高温再生器及び低温再生器に供給される、冷媒を多量に含んだ希溶液を予熱して吸収器に流入する。吸収器では、濃溶液は蒸発器からの冷媒蒸気を吸収し、その吸収熱を冷却水に放出して希溶液になる。吸収器の希溶液は、溶液ポンプから吐き出されて熱交換器に入り、途中で二流に分かれ、一方は低温再生器に、他方は高温再生器に供給される。このように、吸収冷暖房サイクルでは、吸収器が圧縮機の吸入部に相当し、高温再生器と低温再生器が吐出し部に相当する。ここで、高温再生器と低温再生器とに溶液が平行に供給され、また平行に戻るのが平行フローである。この平行フローによって、高温再生器をユニットの下部に設置できるので、その小形化が可能になる。

次に、暖房サイクルに切り換える場合は、冷房時全閉であった切換弁を全開にし、冷水を止める。それにより、蒸発器の液冷媒は冷媒ポンプにより吸収器に送り込まれ、そこで濃溶液と混合して希溶液になる。この場合も冷媒蒸気は凝縮器で液化し、その凝縮熱で温水は更に加熱され凝縮器の冷却水管から得られる。

ここで、従来のサイクルでは (1) 切換弁の操作が必要であること、(2) 温水が冷却水管からしか得られないので、負荷側で冷水管との切換え操作が必要であること、(3) 暖房時でも冷媒ポンプを運転するので、消費電力が多いこと、などの問題点があった。

3.2 切換弁不用・冷温水共通取出し冷暖房サイクル

新形の冷暖房サイクルを図2に示す。図1の従来サイクルに対して、凝縮器と蒸発器の間に冷媒蒸気管を新設し、その途中にシール部、液冷媒管及び冷媒管を設け、切換弁を除去した。冷媒ポンプから送られる液冷媒でシール部は満たされるので、凝縮器と蒸発器との間の圧力差は維持される。

暖房に切り換えるときは、冷却水及び冷媒ポンプを止める。図3に示すように、凝縮器の冷媒蒸気は冷媒蒸気管を通して

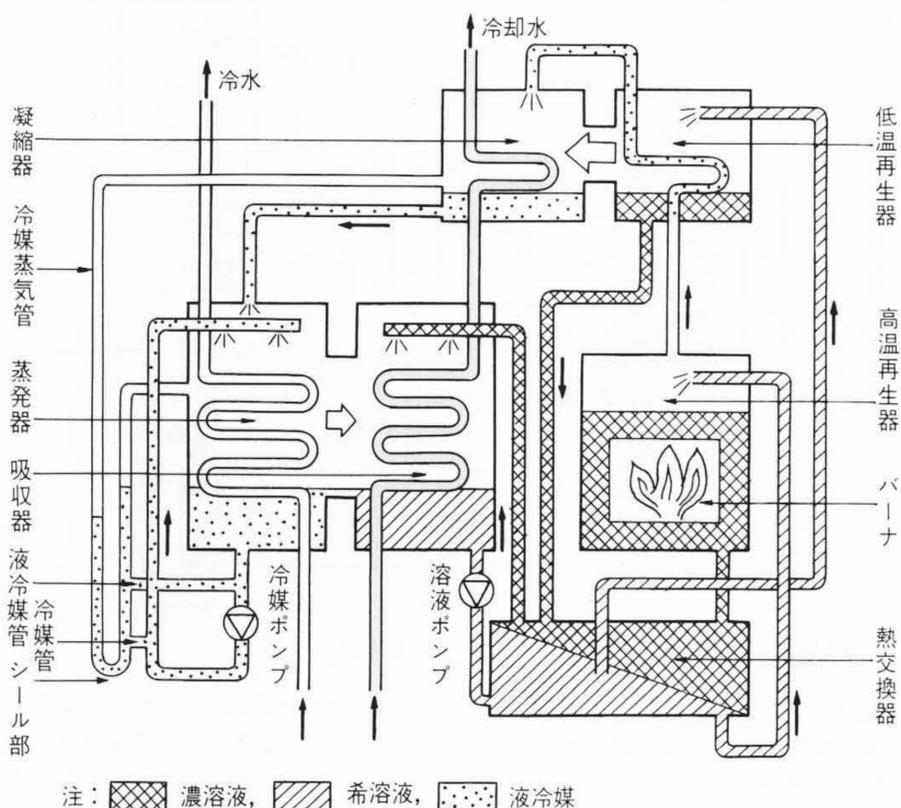


図2 新形冷暖房サイクル(1) 凝縮器と蒸発器の間に、冷媒蒸気管を新設し、その途中にシール部、液冷媒管、冷媒管を設け、切換弁を除去した。液冷媒によるシールで圧力差を維持する冷凍サイクルである。

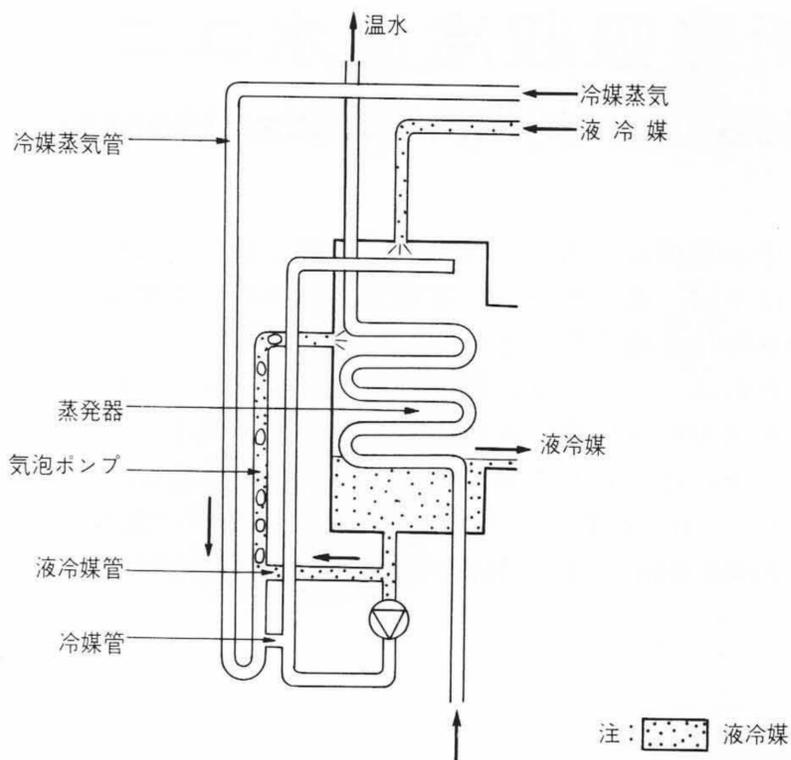


図3 新形冷暖房サイクル(2) 凝縮器の冷媒蒸気が、冷媒蒸気管を通して蒸発器に流入し、液シールを破る。蒸発器の液冷媒は、液冷媒管を通して冷媒蒸気の気泡ポンプ作用により揚液され、吸収器に送られる。蒸発器で冷媒が液化するので、冷水管から温水が取り出せ、切換弁なしの冷温水共通取出しを実現した。

蒸発器に流入する。これにより液シールは破れる。また、蒸発器の液冷媒は液冷媒管を通して気泡ポンプ作用により冷媒蒸気に同伴して揚液されて吸収器に送り込まれる。その冷媒蒸気は蒸発器で液化する。このようにして、切換弁を用いなくて冷水管から温水が取り出せ、負荷側での切換操作が必要なくなる。更に、冷媒ポンプを運転しなくてよいので暖房時の電力消費量を低減できる。

4 高温再生器

高温再生器の小形化は、ガスバーナ及びボイラ部で実現した。

4.1 ガスバーナ²⁾

本ユニットに採用した3段燃焼バーナの断面を図4に示す。このバーナでは燃焼室を3個に分けて3段燃焼とした。また、燃焼用空気も分流して各段にそれぞれ適量吹き込み、各燃焼室では燃料と空気との拡散混合が促進され高負荷燃焼が可能になった。すなわち、予混合室で一次空気と混合した燃料は炎口から1段燃焼室へ吹き出し、二次空気と混合しながら燃焼する。続いて2段燃焼室で三次空気と混合し、更に3段燃焼室で燃焼を完結する。

この3段燃焼バーナでは、従来のガンバーナの約10倍の高負荷燃焼ができるので、高温再生器の小形化が実現できた。なお、このバーナでは、一次空気率を下げて燃焼速度を遅らせてあるので逆火が防止でき、したがって、あらゆるガス燃料が使用できる。

4.2 高温再生器

本ユニットでは、前節で述べた3段燃焼バーナを2個用いた炉筒水管形高温再生器を採用した。この断面を図5に示す。ボイラは炉筒部と水管部から成り、共に溶液で満たされ、炉筒は中央で半分に仕切られ、それぞれのバーナの燃焼室を形成している。この燃焼室が、図4の3段燃焼室に相当する。そこで、3段燃焼バーナの火炎が短いという特徴を生かして、燃焼室内壁には伝熱フィンを設けた。

水管部の伝熱管は熱流束の均一化を図るために、燃焼ガス

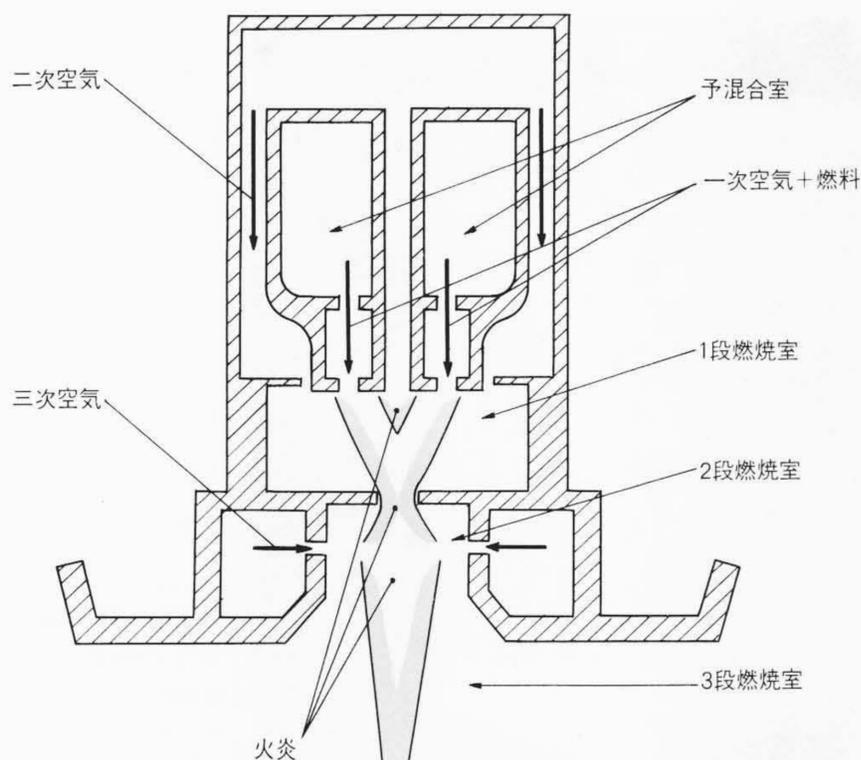


図4 3段燃焼バーナ 燃焼用空気を3分流し、3個の燃焼室で燃焼を完結させる3段燃焼のため、火炎が短くなり高温再生器の小形化が実現した。

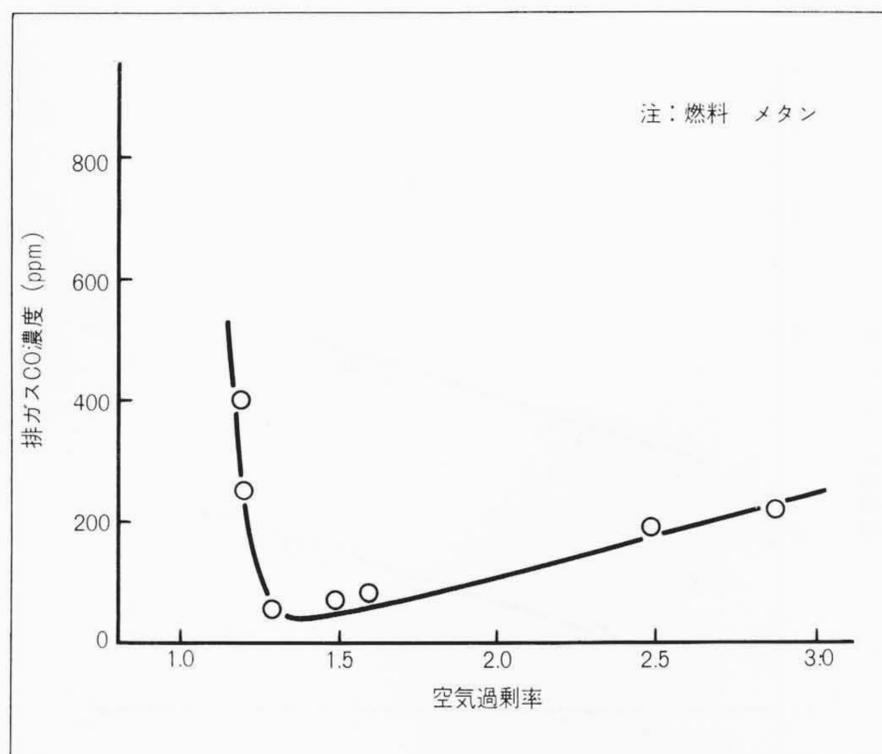


図6 高温再生器に取り付けた3段燃焼バーナの燃焼範囲 広範囲で排ガス中のCO濃度300ppm以下と良好な燃焼が得られた。

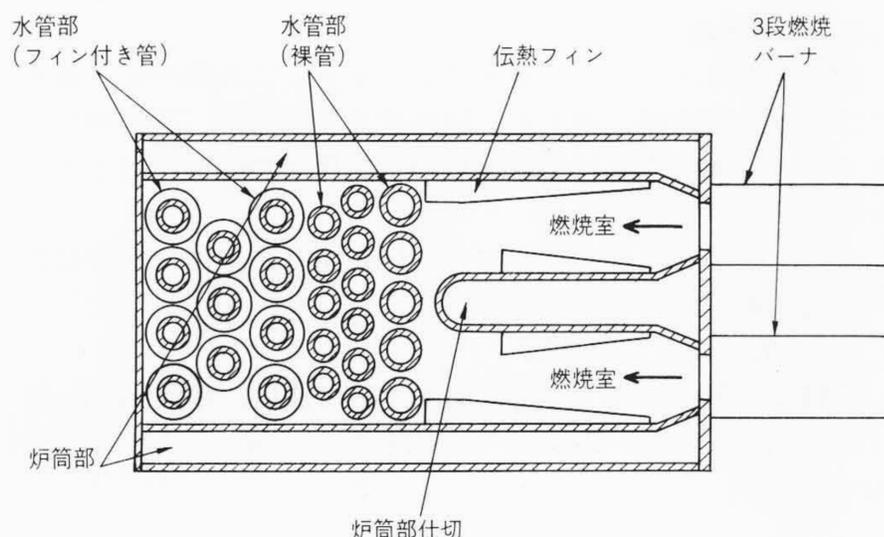


図5 高温再生器 3段燃焼バーナを2個使用した。火炎が短いので燃焼室に伝熱フィンを設け、燃焼ガス上流側を裸管、下流側をフィン管として伝熱管での熱流束均一化と高温再生器の小形化を図った。

の上流側を裸管，下流側をフィン管として千鳥配列した。これらの構成により，高温再生器が体積で従来の $\frac{1}{3}$ に小形化できた。

図6及び図7に，この高温再生器に取り付けた3段燃焼バーナの燃焼範囲と垂直管内沸騰伝熱性能を示す。図6から，従来の $\frac{1}{3}$ と小形化した高温再生器で，空気過剰率1.2~3.0と従来と同レベル以上の広い範囲で，排ガス中のCO濃度が300ppm以下の良好な燃焼が得られることが分かった。また，図7では管内伝熱面と溶液との温度差である過熱度と，燃焼ガス側よみ点での燃焼ガスと管壁との温度差，及び円柱表面よみ点熱伝達率から求めた熱流束との関係³⁾を示した。図7中の実線は，Minchenko⁴⁾及び西松⁵⁾によるプール沸騰熱伝達率である。この結果から，垂直管でもプール沸騰熱伝達に近い高い沸騰伝熱性能が得られたので，高温再生器を小形化することができた。

5 高性能伝熱管

本ユニットの蒸発器には高性能伝熱管を採用した。図8に管外が微細溝付きの伝熱管サーモエクセルC(日立製作所製品名称)⁶⁾と裸管との蒸発器での冷媒ポンプによる強制散布

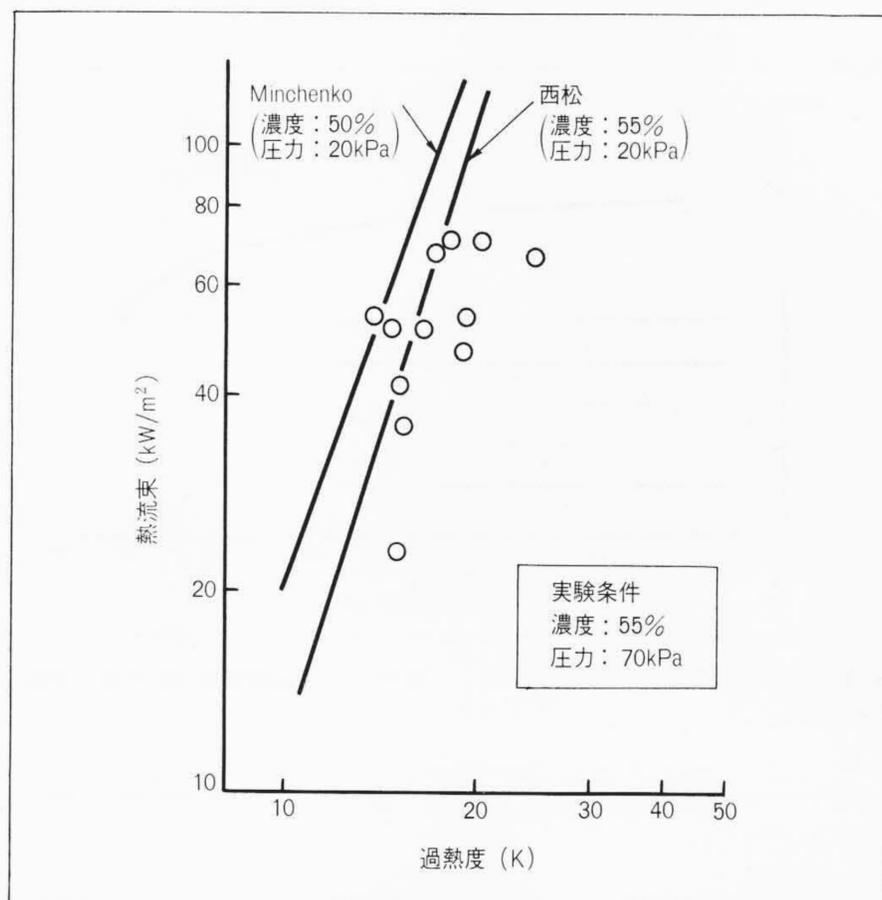


図7 高温再生器垂直管内沸騰伝熱性能 プール沸騰熱伝達(Minchenko, 西松による)に近い高い沸騰伝熱性能が得られたので，高温再生器が小形化できた。

した場合の熱通過率を示す⁷⁾。サーモエクセルCを用いると，管外表面積の増加により，熱通過率は裸管のその1.8~2.1倍になる。このような高性能伝熱管を用いることによって，ユニットが小形化できた。

6 新形ユニット

前述した新技術を適用した70kWの新形吸収冷温水ユニットについて性能検討を行なった。

6.1 冷房性能

図9に新形ユニットの冷房性能を示す。この図では，冷却水入口温度に対する冷凍能力を表わしたが，冷却水入口温度が32℃のとき目標どおりの能力が得られることを確認した。

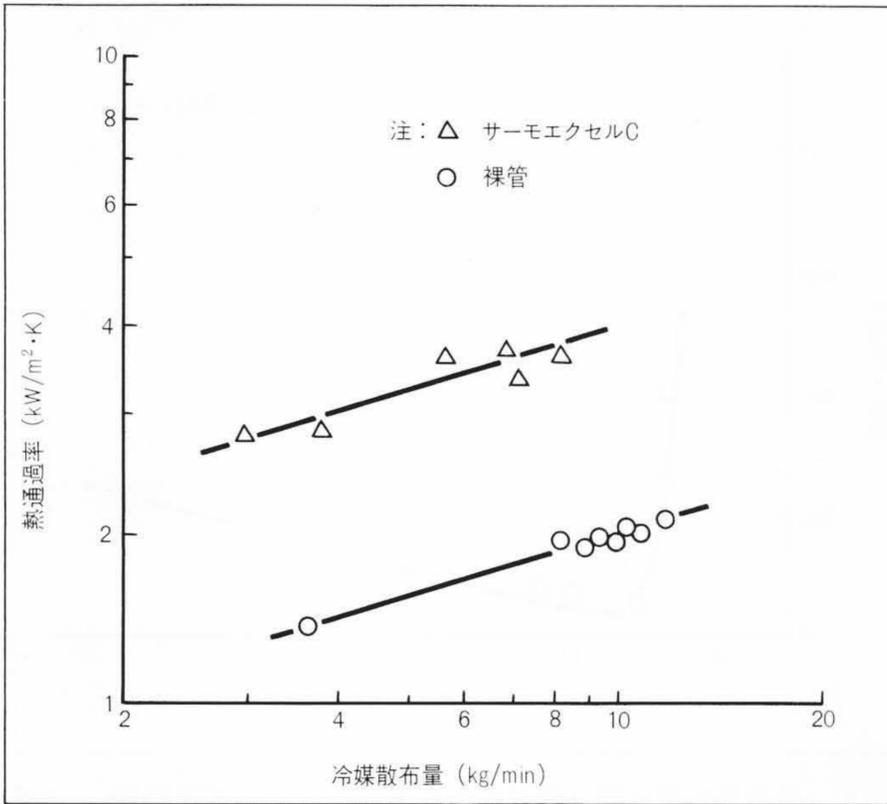


図8 蒸発器の熱通過率 サーモエクセルCの採用によって、ユニットが小形化できた。

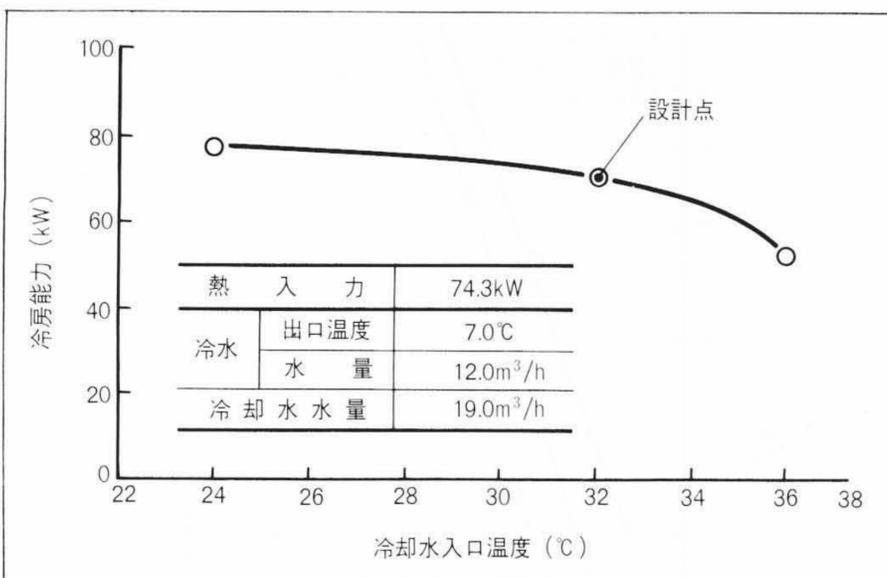


図9 新形ユニットの冷房性能 冷却水入口温度32°Cで、目標冷房能力を得た。

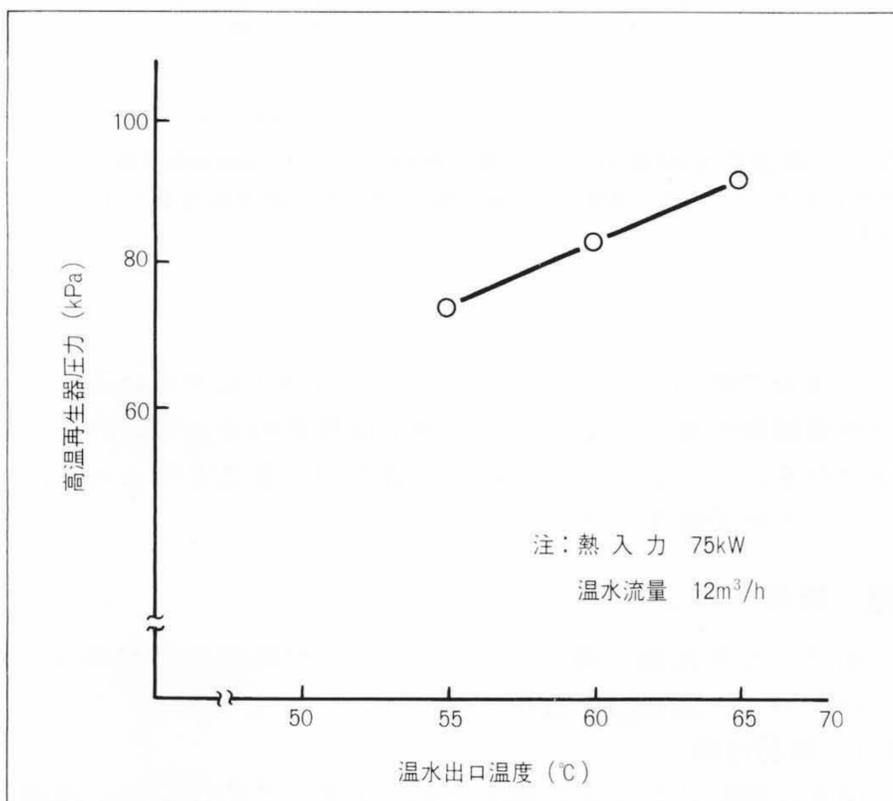


図10 新形ユニットの暖房性能 高温再生器圧力が大気圧を大幅に下回る83kPaで目標温水出口温度を得た。

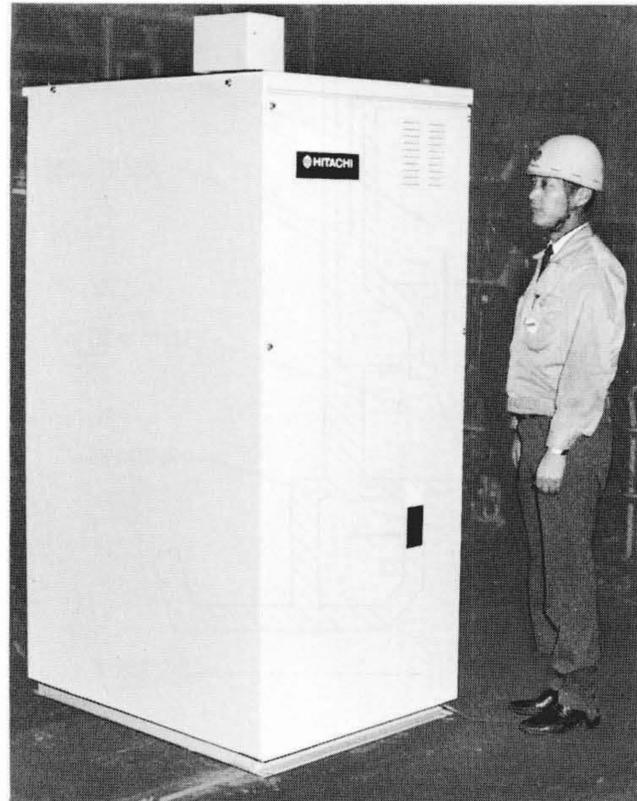


図11 新形ユニットの外観
幅850mm、奥行1,120mm、高さ1,851mmと小形ユニットができた。

6.2 暖房性能

図10に新形ユニットの暖房性能を示す。この図では、温水出口温度と高温再生器圧力の関係を表わしたが、高温再生器圧力が大気圧を大幅に下回る83kPaで目標の60°Cの温水が得られることを確認した。

また、暖房時には冷媒ポンプを停止するので、冷房時に比べて消費電力が $\frac{2}{3}$ に低減できた。

6.3 新形ユニットの外観

図11に新形ユニットの外観を示す。寸法は、幅850mm、奥行1,120mm、高さ1,851mmで、設置面積0.95m²と大幅に小形化できた。

7 結 言

新形ユニットでは、凝縮器・蒸発器間に冷媒蒸気管、シール部、気泡ポンプなどを設けて、冷暖切換弁不用、冷温水共通取出しを実現し、操作性が向上した。合わせて、暖房時消費電力を $\frac{2}{3}$ に低減した。また、パラレルフローサイクル、3段燃焼バーナ、フィン付き炉筒水管形高温再生器、サーモエクセルCなどの技術を適用して、高温再生器及びユニットの大幅な小形化ができた。

以上により、設置面積0.95m²と日立製作所従来機種比30%減の小形の新型吸収冷温水ユニットを製品化した。

参考文献

- 1) 杉本, 外: 省エネルギーと小形化を図ったじかだき吸収式冷温水機, 日立評論, 58, 7, 527~532(昭51-7)
- 2) 岩井, 外: 小型・高負荷燃焼器の研究, 第18回燃焼シンポジウム前刷集, 22(昭和55年11月)
- 3) 西口, 外: 吸収式冷凍機用発生器の伝熱性能, 第19回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 5~8(1985)
- 4) F. P. Minchenko, et al.: Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media: Chapter 10, 137(1969, Pergamon Press)
- 5) 西松, 外: リチウム・プロマイド水溶液の低圧下におけるブル沸騰熱伝達について, 冷凍, 53, 607, 381~388(1978)
- 6) 中山, 外: 高性能伝熱面「サーモエクセル」, 日立評論, 57, 8, 637~640(昭50-8)
- 7) 功刀, 外: 吸収式冷凍機用蒸発器の伝熱性能, 日本冷凍協会論文集, 1, 2, 21~27(1984)