

# 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

## Fuel-saving and Spase-saving Direct Fired Absorption Chiller/Heater

大幅な省エネルギー(効率向上夏20%、冬10%)と据付スペースの節減(40%小形化)を両立させた新形吸収式冷温水ユニット(HAU-F形Eシリーズ)を製品化した。最近、冷暖房が1台でできることなどが評価され、吸収式冷温水ユニットが採用される場合が著しく増加しているが、年間使用となるため、エネルギー節減の要望が強く、またビル設備機器のなかでは特に大形の機器であるため、小形化についての要請も強い。これらの要望にこたえて、実際の運転条件でのエネルギー節減の効果を調べ、実情に即した省エネルギーと小形化の目標を設定し、製品化を図ったものである。

また、立上り時間の短縮、広い運転条件に追従できることなど、かねてから要望されていたことを取り入れ、運転性の面でも、従来に比べ格段に進歩したものとなっている。

これらの成果は、吸収式冷温水ユニットの発展に画期的な一步を印すものであり、本稿は製品構想の検討から、完成した新形シリーズの紹介まで全般にわたってその概要を述べる。

杉本滋郎\* *Sugimoto Shigeo*  
細羽雅雄\*\* *Hosoba Masao*  
野北舜介\*\*\* *Nogita Shunsuke*  
功力能文\*\*\*\* *Kunugi Yoshifumi*  
小林 沆\*\*\*\*\* *Kobayashi Hiroshi*

### 1 緒 言

吸収式冷温水ユニットは都市ガス、灯油を燃料とし、冷房期には吸収冷凍サイクルを動作させて冷水を取り出し、また暖房期には温水を取り出すもので、中・大形ビルの空調熱源などに用いられている。

数年前に製品化されて以来、空調用熱源として重油などの使用を規制して都市ガスなどの無公害エネルギーの採用を進めている社会情勢に適合し、また、従来は別個に設置されていた冷熱源と温熱源を一つのパッケージにまとめた利点が認められ、著しい伸長をみせており、大形冷凍機の分野のほぼ半数を占めるに至っている。

本機種はもともと、吸収式冷凍機と、ビル暖房用として一般に用いられているボイラとほぼ同じ大きさの熱源設備(高温再生器)とを並置した構成であるため、ビル空調用機器のなかでは著しく大形の機器である。

また、これに伴って熱容量も大きくなり、負荷変動に対する応答速度が低いなどの面を持っているので、本機種の一般化とともに、小形化の要望が特に強くなっている。また、年間を通じて運転されることや、比較的高級な燃料を使用しているため、エネルギーの節減も強く要請されている。日立製作所は、これらの要求を満たす、省エネルギー(夏20% 冬10% 効率向上)、据付スペースの節減(小形軽量化40%)及び運転性改善を図った新方式の吸収式冷温水ユニットを完成し、新シリーズとして発売した。

空調用熱源は省エネルギーが社会的に強く要請されている部門であるが、運転時間との関係で機器の大形化(価格上昇)を伴うエネルギー節減は有利でないことが多い。本稿では、空調用熱源機器として総合的にメリットのある省エネルギーのあり方を検討し、併せて、省エネルギーを図った新形吸収式冷温水ユニット(Eシリーズ)を紹介する。

### 2 吸収式冷温水ユニットの省エネルギーの構想

吸収式冷温水ユニットは、夏季の冷房にも冬季の暖房にも使用されるため、年間運転時間が長く、また都市ガス(あるいは灯油)などの高級な燃料を使用しているため、省エネルギー効果の大きい機種といえる。

我々は、次に述べるような検討の結果、吸収式冷温水ユニットの省エネルギーが有効であるために、

- (1) 年間平均15%の効率向上
- (2) 機器の大形化(価格上昇)を伴わないことを目標とすることにした。

一般に空調用熱源として使用される機器では、使用条件が多様であるため、わずかな比率の省エネルギーでは、運転条件や費用算定方法による差が大きく、ユーザーからその利点を認められないことが多い。また在来技術のまま省エネルギーを図ると、かなりの機器大形化(価格上昇)を伴うが、この場合は、省エネルギーが総合的に有利であるかどうかの判断が困難になるという難点がある。

図1は、以上の検討のため、幾つかの事例からまとめたエネルギー費と機器価格の関係を比べたものである。これによると、1年間のエネルギー費は機器価格の $\frac{1}{4}$ (大容量)~ $\frac{1}{10}$ (小容量)であるから、15%の効率向上による節減の効果は、ユーザーから積極的な評価を受けるのに十分といえる。

また、我々の試算では、在来技術のまま10~20%の効率向上を図ると、機器は20~40%大形化する。これに伴う価格上昇はかなり大きなものとなり、図1のようなエネルギー費と機器価格の関係では、省エネルギーを総合的に有利なものとするのは困難と思われる。

以上の検討から、「機器大形化による省エネルギー」でなく、「新技術開発による省エネルギー」で「機器大形化を伴わない範囲での最大限の省エネルギー」の実現を図ることにした。既に述べ

\* 日立製作所土浦工場 \*\* 日立製作所機電事業本部 \*\*\* 日立製作所日立研究所 \*\*\*\* 日立製作所機械研究所  
\*\*\*\*\* バブコック日立株式会社横浜工場

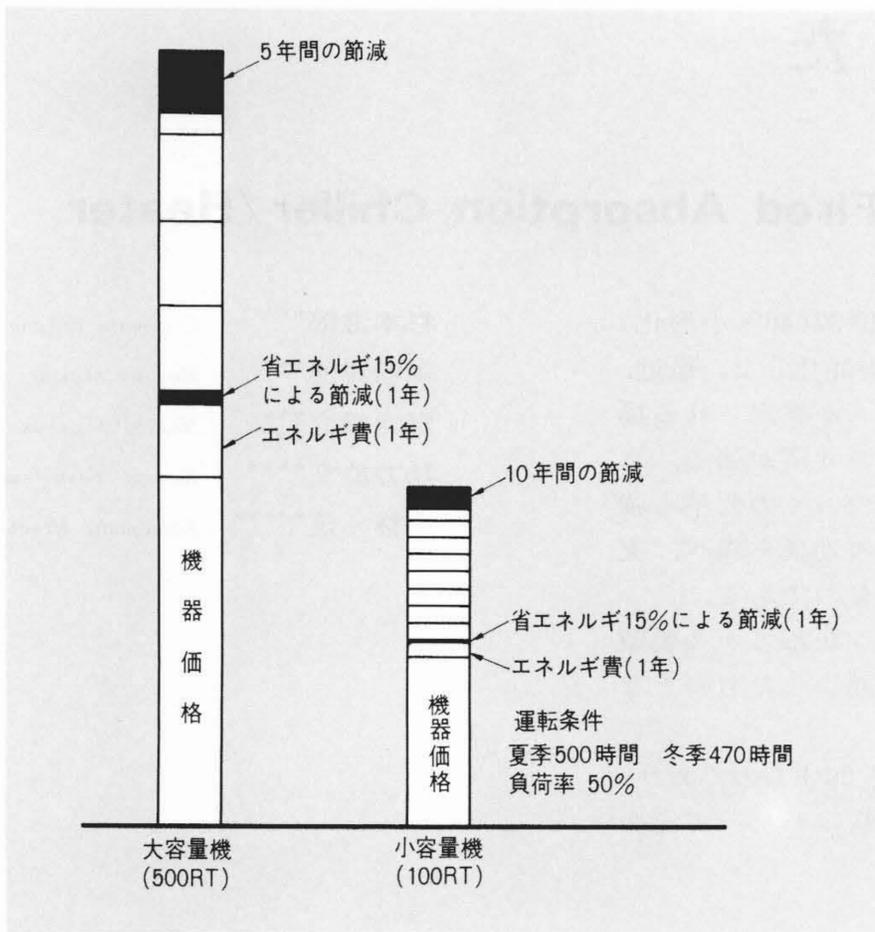


図1 実例に基づく省エネルギー効果の試算 省エネルギーの効果は、もし機器大形化などのマイナス効果を伴わなければ十分有効な水準にある。

た目標は、このような観点から決定したものである。

### 3 吸収式冷温水ユニットの構成

吸収式冷温水ユニットに採用されている二重効用サイクルについて説明し、併せて簡単に機器の構成に触れる。

吸収式冷凍サイクルは図2に示すように、蒸発器①、吸収器②、再生器③、凝縮器④から成っている。蒸発器で蒸発した低圧の冷媒ガス⑤は、冷却水によって低い温度(40°C程度)に冷却されている溶液⑥によって吸収される。溶液は、ここから再生器に送られ、高い温度の熱源(100°C程度)によって加熱され、吸収器に比べ数倍の圧力で冷媒ガス⑦を放出する。この過程は、冷媒ガスを圧縮機で圧縮した場合と同じ作用を持っていることになる。この冷媒ガスは、凝縮器で冷却されて液化し、蒸発器にもどされる。冷媒液⑧は蒸発器で蒸発し、大きな潜熱を取り去り、冷凍作用を発揮する。

吸収式冷温水ユニットでは、この吸収冷凍サイクルに、図3に示すように燃焼ガスによって加熱され、溶液(約150°C)から冷媒ガスを分離する高温再生器⑨を更に追加したものであって、高温再生器で分離された冷媒ガス⑩は、図2のサイクルで述べた再生器(以下、低温再生器と呼ぶ)の加熱に使われて凝縮し、液化冷媒となって蒸発器に送られる。外部から加えられた熱量は、高温再生器と低温再生器の加熱に二度利用されているため二重効用サイクルと呼ばれ、図2のサイクルに比べて熱効率が高い。なお、熱効率向上のため熱交換器⑪と⑫が設けられている。

### 4 新形吸収式冷温水ユニット(Eシリーズ)の構想

既に述べたように、省エネルギーとともに、小形化や運転性改善も、吸収式冷温水ユニットについて特に強く要請されていることである。これらを取り入れ、新形吸収式冷温水ユニット(Eシリーズ)について、次のような構想をまとめた。

#### (1) 省エネルギー

年間平均15%の効率向上を、冷房期だけで図るとすると30

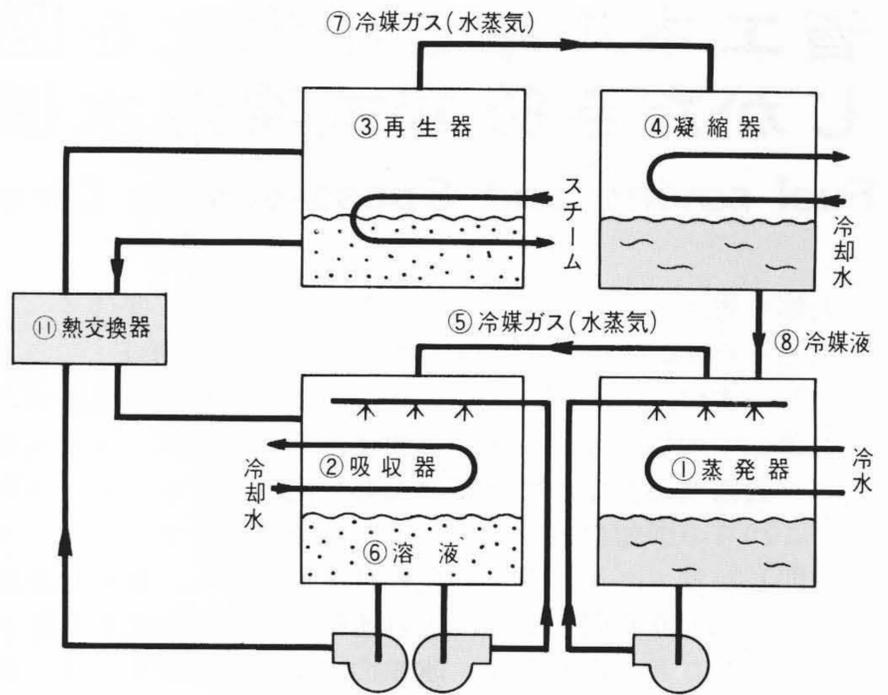


図2 吸収式冷凍サイクル 吸収式冷温水ユニットに採用されている二重効用冷凍サイクルの原理と構成について模型的に示してある。

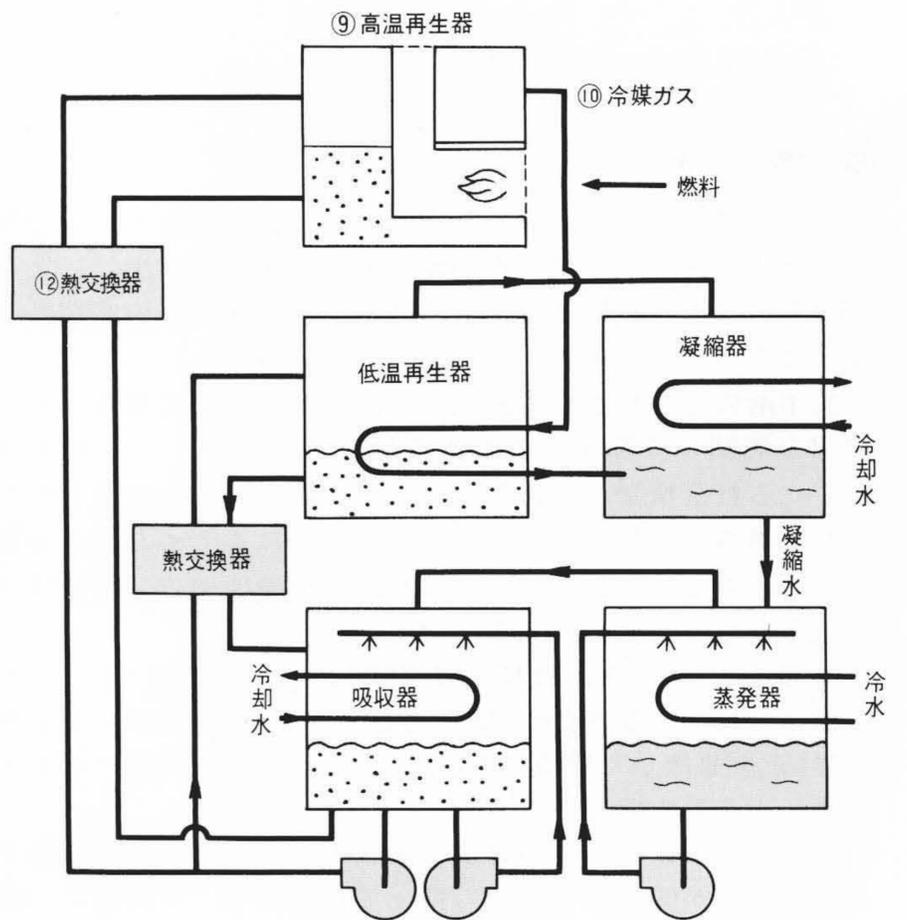


図3 二重効用サイクル 二重効用サイクルを、基本的な吸収冷凍サイクル(図2)と対比して示す。溶液から冷媒ガスを分離する高温再生器が追加されており、熱効率が高い。

%もの冷房期の効率向上が必要となり、技術的、あるいは経済的(極度の大型化)に困難なことが予想される。また、暖房では、単に燃焼ガスから温水に熱を伝送しているだけであるので、効率の向上には限度(10%強)がある。これらの諸点を検討して効率向上は、冷房期20%、暖房期10%とすることにした。

#### (2) 小形軽量化

従来の吸収式冷温水ユニットは、吸収式冷凍機の機側に、ビル暖房用として一般に用いられているボイラとほぼ同じ大きさの熱源機器(高温再生器)を並置した構成であるため、ビル設備機器のなかでは、著しく大型である。小容量の機種を

除いて、一体としての輸送、搬入ができないだけでなく、機械室の階高や広さに特別な要求があることも多い。一体で運搬でき、また設置スペースで問題がない大きさとしてはこれまでの実績から、従来の吸収式冷凍機(蒸気加熱・一重効用)の大きさがその目安となる。このためには、従来に比べ(特に幅方向の寸法を)40%程度小形化する必要がある。

(3) 運転性の向上

立上り時間の短縮、運転範囲の拡大など、従来から強く要望されているものについて、その実現を図ることにした。

(a) 応答性の改善(立上り時間の短縮)

吸収式冷凍サイクルでは、負荷条件に応じて溶液の濃度が変化し、冷凍能力を調節している。このため、溶液を濃縮、希釈するのに必要な熱量が一種の熱容量として作用し、応答時間はかなり長くなっている。吸収式冷温水ユニットでは、機器が大形で溶液の保有量が多いため、応答時間は更に長くなり30~45分程度になり、また立上り時間や、停止後の溶液の希釈でも同じ時間が必要である。運転取扱い上で不自然でなく、また空調側の熱容量による応答に比べてあまり長くない程度に抑えるためには、応答時間を15分程度に短縮することが望ましい。

(b) 運転範囲の拡大

吸収式冷温水ユニットは、設計点より著しく低い冷却水温度と比較的高い冷水温度で運転される場合、冷媒ポンプがキャビテーションし、これが運転可能な範囲を決めている。従来は、冷却水温度約22℃、冷水温度(入口)12℃をその限界としており、通常の運転では問題はなかったが、過渡的に発・停時など冷水温度が高いときには余裕が少ない。この範囲を更に約5℃広げて、十分な余裕を持たせることにする。

(c) その他

結晶のしにくさや、高温再生器の圧力が低いことなどについて、要望されていることを実現することにした。その内容については、7.(特長の章)で説明する。

5 省エネルギー、小形化及び運転性向上のために採用した新技術

小形化と省エネルギーを両立させるために、多くの新しい技術が開発された。その主なものについて説明する。

(1) 並列フローの採用

二重効用サイクルで、吸収器から二つの再生器に溶液を送るフローとして、一般には図4に示す点線で表わすように、高温再生器から低温再生器に直列に送る方法(直列フローと呼ぶことにする)が採用されている。これに対して、我々は、同図に示す実線のように二つの再生器に並列に溶液を送るフローを採用している。直列フローに比べて、高温再生器に送られる溶液の量が約1/2となるため、溶液の温度上昇に必要な熱量が小さくてよく、効率向上に有利なサイクルである。

また、直列サイクルでは、高温再生器から低温再生器に溶液を重力で送っているため、高温再生器が低温再生器の上側になければならない。並列フローでは、それぞれ別の系統で溶液を送っているためこのような制約がなく、本体の下部の空間に配置することができるので、幅方向の寸法を大幅に縮減できる。

(2) 高温再生器の効率向上

高温再生器は図5に示すように、燃焼ガスが液冷壁に囲まれた胴内を一方方向に通り抜ける単純な構造とし、放熱損失を極力小さくした。また、ガス側の伝熱面積を大きくとれるので、排ガス温度を従来に比べ70℃低くして、熱回収と効率の

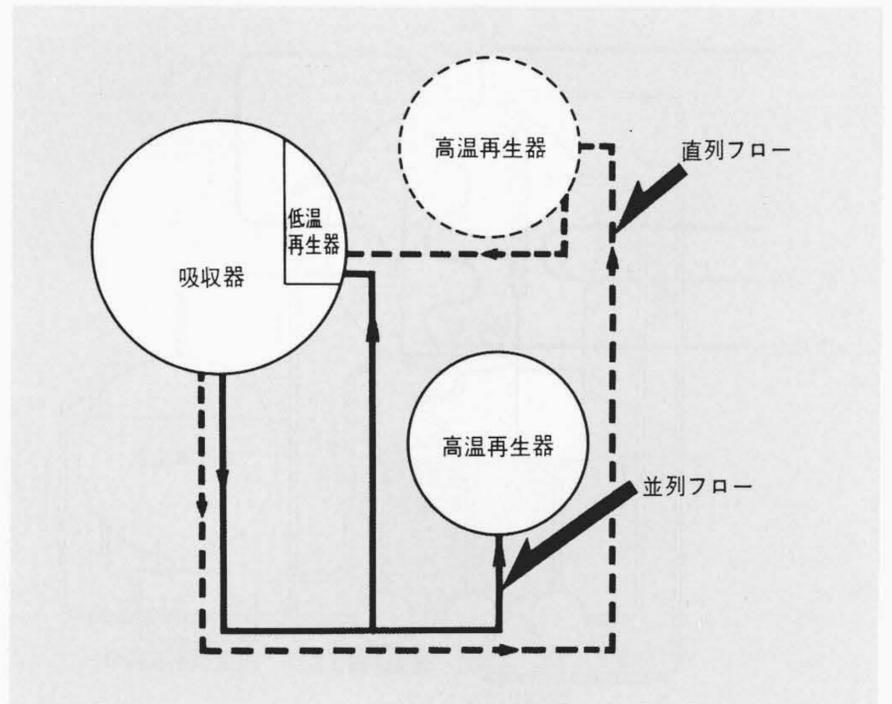


図4 並列フローと直列フロー 溶液供給の二つの方法を示している。我々は並列フローを採用しているが、熱効率などの点で有利である。

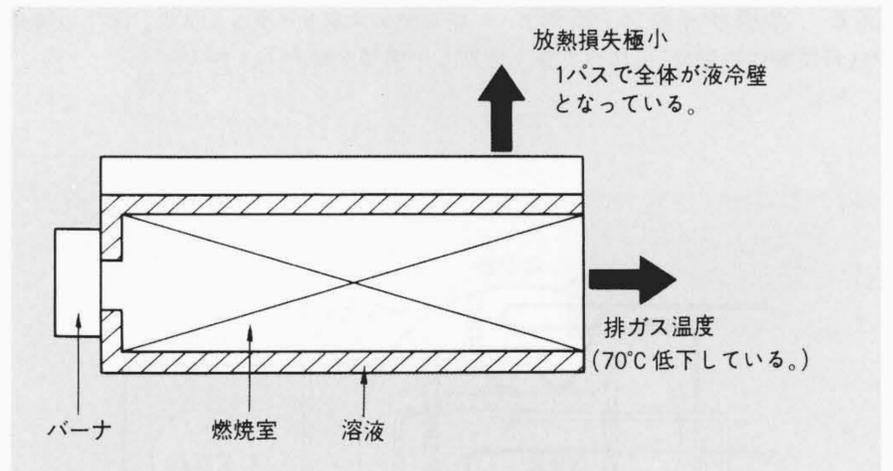


図5 高温再生器 高温再生器は単純な構造とし、放熱損失を極力小さくし、かつ従来に比べ排ガス温度を低くして、熱回収及び熱効率の向上を図った。

向上を図った。

(3) 冷凍サイクルと機器配置

図6に示すように新しい方式を開発した。従来方式(図7)と比べ、蒸発器、吸収器、再生器及び凝縮器の配置が、全く新しい方式になったこと、溶液循環ポンプが低温側熱交換器の出口に置かれていること、及び溶液スプレ用の専用ポンプが設けられたことが主な変更点である。

図8は、本体胴内のチューブ群の配置を、従来のものと比較したものであって、新しい配置では、冷媒ガスの通路として必要なスペースが小さくてよいため、胴内でチューブ群の占めている体積の比率が大きく、小形化のために有利な構造であることが分かる。

(4) 新しい暖房サイクルの開発

冷暖房の切換が、低温の冷媒系統にある1個のバルブだけでよい、新しい暖房サイクル(図9)を開発した。これまで知られているいずれの暖房サイクルでも必要とされた高温の溶液、あるいは蒸気系統に高気密の閉止弁が不要となったのは大きな改良といえる。

6 新形吸収式冷温水ユニットの製品化

以上に述べた構想に基づいて開発された技術を取り入れ、新形吸収式冷温水ユニット(HAUF形Eシリーズ)を製品化し

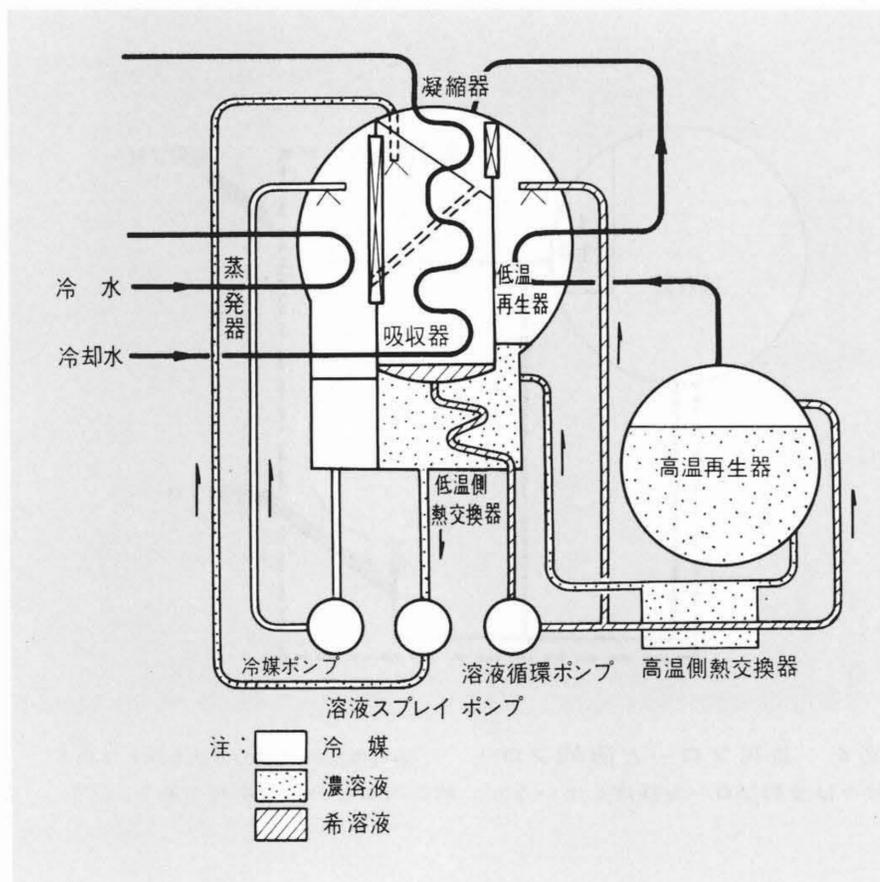


図6 冷房サイクル(新形) 新形機の冷房サイクルを示す。図7の従来形(日立製作所製品)に比べて多くの新しい構想が組み込まれている。

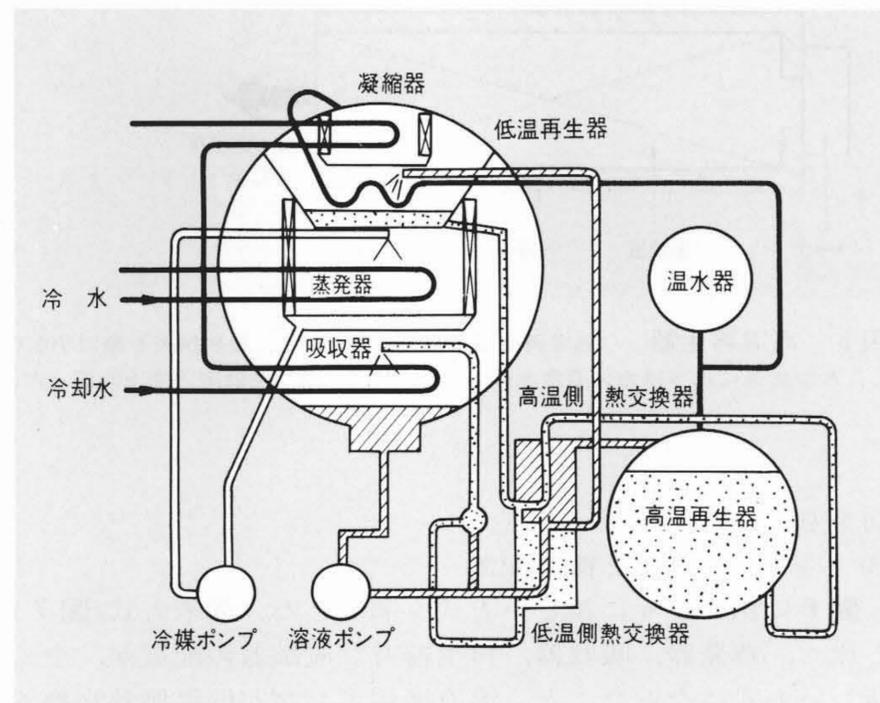


図7 冷房サイクル(従来形) 従来形のもの示す。蒸発器、吸収器、再生器、凝縮器の配置が新方式(図6)のものとは全く異なる。

た。冷凍容量100~700USRT(米国冷凍トン)の範囲を10機種で標準化しており、その仕様を表1に、外観を図10に示す。また、冷房時と暖房時の、全負荷から最小負荷までの性能を図11に示す。

## 7 特長

省エネルギー、小形化に併せて、運転性の面での多くの特長を持った製品とすることができたので、その主なものを紹介する。

### (1) 省エネルギー

冷房で20%、暖房で10%、効率が向上しているため、年間を通じて、大きなエネルギー(燃料消費量)節減となる。

図12は、従来形との燃料消費量の比較であって、年間を平均

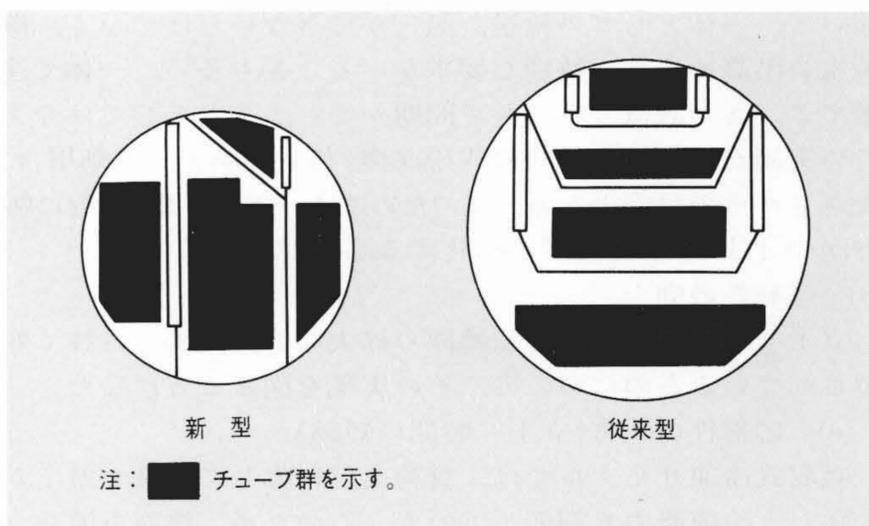


図8 胴内でチューブ群の占める割合の比較 新形のほうがスペースファクタが良くなっており小形化されていることが分かる。両者は同一縮尺で示してある。

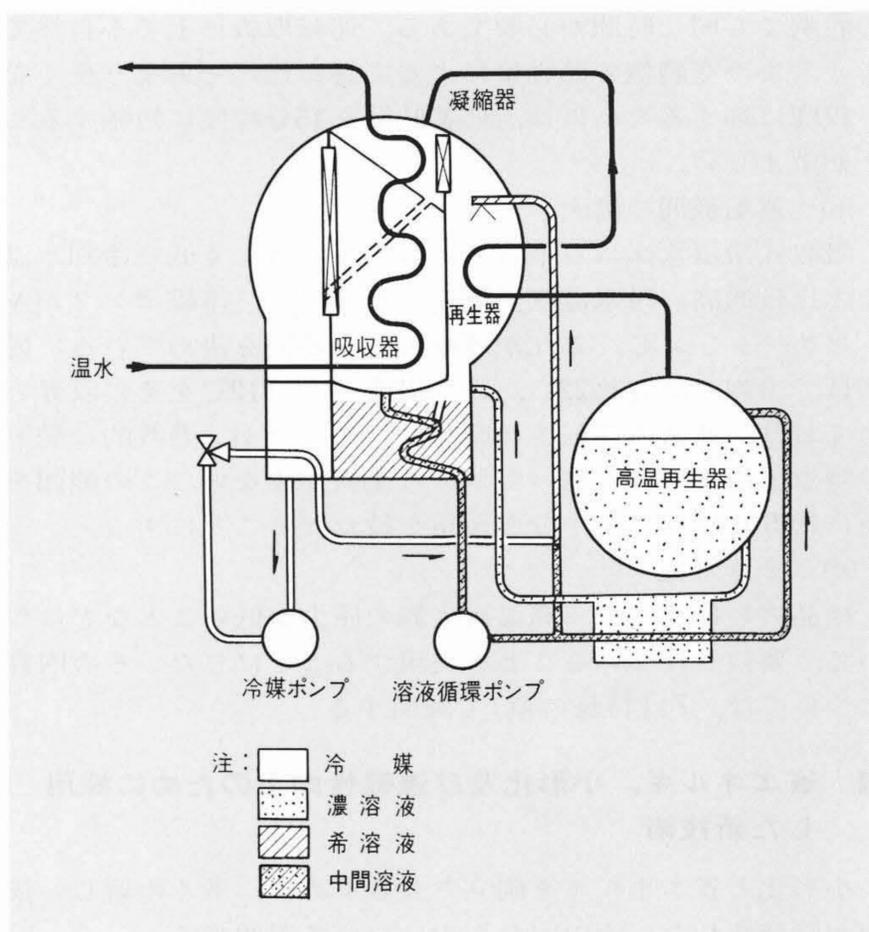


図9 暖房サイクル 切換弁が低温側1個だけであるのが従来になかった特長である。

して、1/1.15に節減できることを示している。

既に、構想段階で非採用とした従来形の冷凍サイクル側の機器を大形化して、省エネルギーを図ったもの(在来形省エネルギーと呼ぶことにする)についても併せて比較した。この場合、機器の著しい大形化を招くため、効率向上は25%程度が限界である。この方法は冬季(暖房期)の効率は改善されていないので、後に述べる図13にみられるように著しい大形化を伴うにもかかわらず、年間の必要エネルギーは、我々の採用した方式に比べてやや多く、我々の構想が正しかったことを示している。

### (2) 小形軽量化

大きさ、重量とも約40%減少し、大幅に小形軽量化することができた。図13は従来形との大きさの比較である。幅、高さ、寸法とも従来の輸送上の分割単位と同等以下であり、輸送、搬入及び機械室のスペースについての問題は全く解決されたと考えている。

表1 標準仕様表 100~700USRTを10機種で標準化している。

形 式		HAU	F-10E		F-11E		F-12E		F-13E		F-14E		F-15E		F-16E		F-17E		F-18E		F-19E	
暖房	容量	USRT	90	100	110	125	135	150	180	200	225	250	270	300	360	400	450	500	540	600	630	700
暖房	容量	kcal/h	303×10 <sup>3</sup>		378×10 <sup>3</sup>		454×10 <sup>3</sup>		605×10 <sup>3</sup>		755×10 <sup>3</sup>		908×10 <sup>3</sup>		1210×10 <sup>3</sup>		1510×10 <sup>3</sup>		1815×10 <sup>3</sup>		2120×10 <sup>3</sup>	
冷	水出口温度	°C	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7	6	7
	流量	m <sup>3</sup> /h	54.5	60.5	66.7	75.6	81.7	90.8	109	121	136	151	163.5	181.5	218	242	272	302	327	363	381	424
水	圧力損失	mAq	7.0	8.5	7.0	8.5	7.0	8.5	6.5	7.0	6.5	8.5	6.5	8.5	6	7	11	13.5	11	13.5	11	13.5
	接続配管口径	A	100		100		100		125		150		150		200		200		250		300	
	パス数	—	5		5		5		4		5		4		3		3		3		3	
冷	温度条件	°C	入口32										出口37									
	流量	m <sup>3</sup> /h	95	105	118	131	142	157	190	210	237	263	285	315	380	420	475	525	567	630	662	735
却	圧力損失	mAq	8.0	12.5	10.0	12.5	10.0	12.5	8.0	10.0	10.0	12.5	10.0	12.5	9.0	11.0	6.0	7.0	6.0	7.0	6.0	7.0
	接続配管口径	A	125		125		125		150		200		200		250		250		300		300	
	パス数	—	5		5		5		4		5		4		3		2		2		2	
温	温度条件	°C	入口55										出口60									
	流量	m <sup>3</sup> /h	60.5		75.6		90.8		121		151		181.5		242		302		363		424	
水	圧力損失	mAq	4.5		4.5		4.5		3.5		4.5		4.5		4.0		3.0		3.0		3.0	
	接続配管口径	A	(125)		(125)		(125)		(150)		(200)		(200)		(250)		(250)		(300)		(300)	
	パス数	—	5		5		5		4		5		4		3		2		2		2	
電	電源容量(200/220V・50/60Hz3φ)	kVA	12		12		15		15		17		19		25		25		35		35	
	溶液ポンプ	kW	0.6+1.1		0.6+1.1		1.1+2.2		1.1+2.2		1.1+2.2		1.1+2.2		1.1+2.2		1.1+2.2		1.1+3.6		1.1+3.6	
力	冷媒ポンプ	kW	0.28		0.28		0.28		0.28		0.60		0.60		1.1		1.1		1.1		1.1	
	真空ポンプ	kW	0.4		0.4		0.4		0.4		0.4		0.4		0.4		0.4		0.4		0.4	
	ファン	kW	0.75		0.75		0.75		0.75		1.5		2.2		2.2		2.2		3.7		3.7	
ガ	最大消費量(高位発熱量5,000kcal/Nm <sup>3</sup> の場合)	Nm <sup>3</sup> /h(冷)	63	70	77	87.5	95	105	127	140	158	175	189	210	252	280	315	350	378	420	441	490
		Nm <sup>3</sup> /h(暖)	75		94		120		149		187		236		298		373		450		525	
ス	接続口径	B	3		3		3		4		3		3		3		3		3		3	
	標準ガス圧	mmAq	100		100		100		100		900		900		900		900		900		900	
	排気ガス接続	mm	360×380		360×380		360×380		360×380		500×500		500×500		600×600		600×600		700×700		700×700	

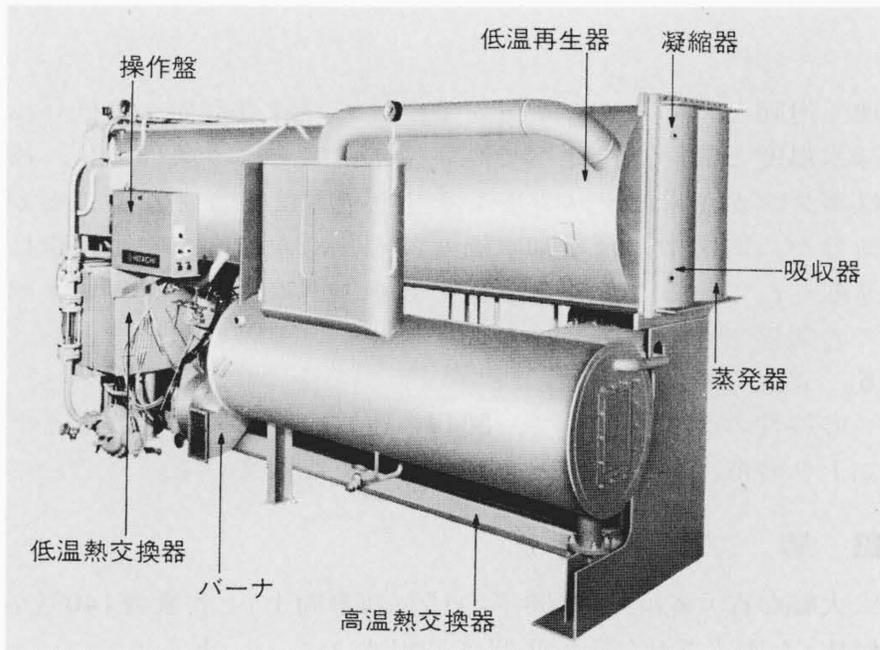


図10 冷温水ユニット(HAUF形Eシリーズ) HAUF-13Eの外観を示した。このシリーズは、冷凍容量100~700USRT(米国冷凍トン)の範囲を10機種で標準化している。

(3) 結晶が生じにくいこと

一般に吸収式冷凍機で溶液の濃度が異常に高くなると、低温側熱交換器で結晶を生ずるおそれがある。

我々の採用している並列フローでは、高温再生器からもどる溶液と、より濃度の低い低温再生器からもどる溶液とが混

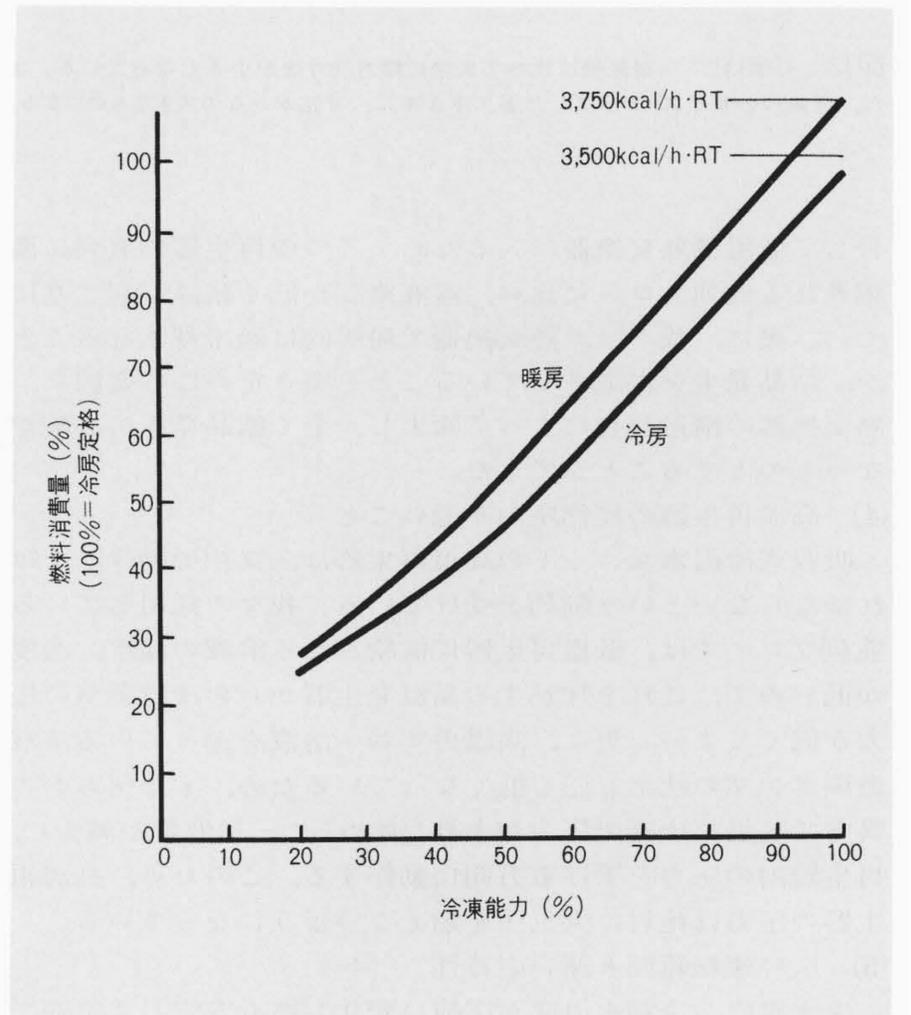


図11 特性曲線 低容量でも、効率が低下しないことが分かる。

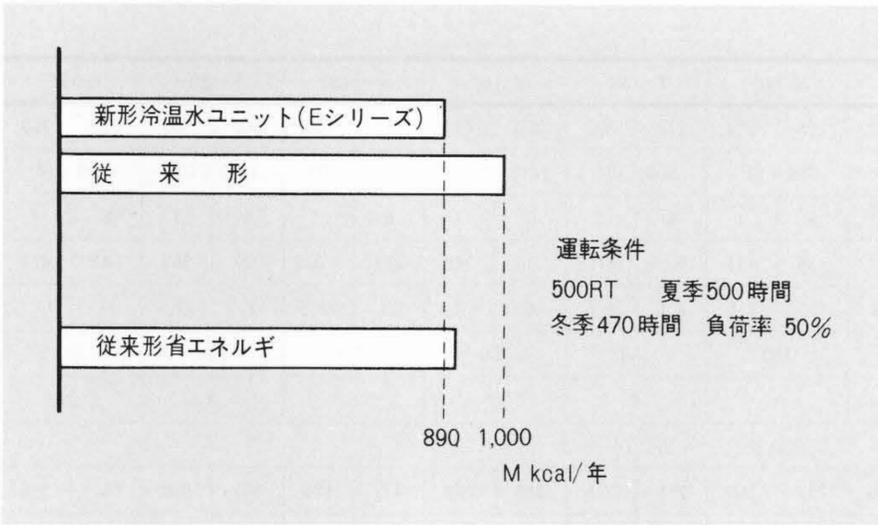


図12 年間必要エネルギー 従来形で冷凍サイクル関係の部分が大形化した省エネルギーに比べて、必要エネルギーの面でも優位である。

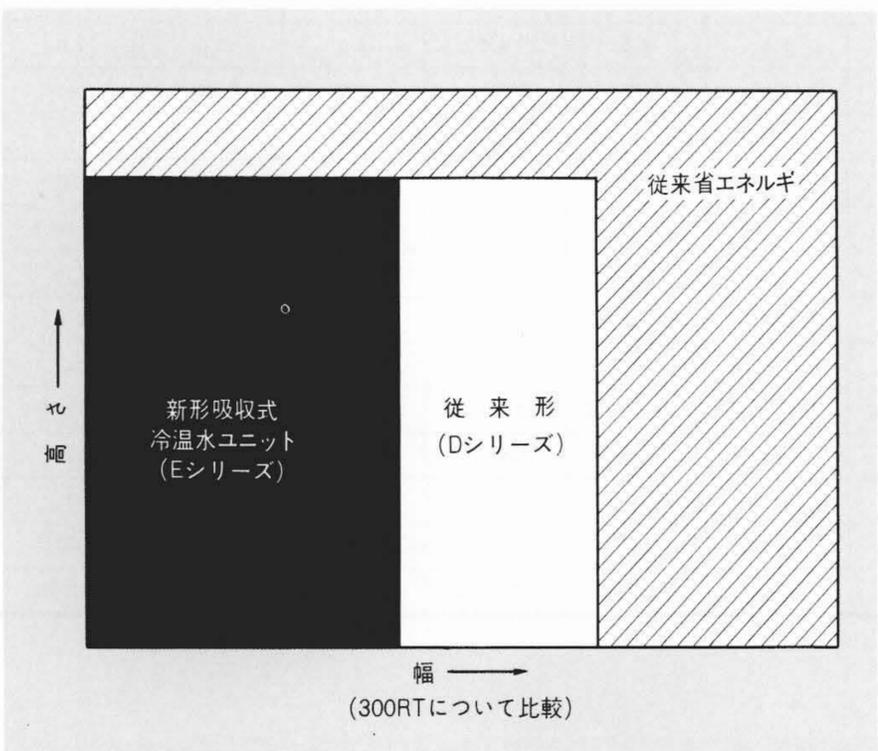


図13 小形化 従来機に比べて大幅に幅方向寸法が小さくなっている。また、従来形のサイズアップした省エネルギーは、寸法がかなり大きなものになる。

合して低温側熱交換器に入るため、二つの再生器で直列に濃縮される直列フローに比べ、溶液濃度が低く結晶が起こりにくい。更に、我々は、熱交換器で局所的に過冷却されることが、結晶発生を促進させていることを突き止めこの要因を、熱交換器の構造改良によって除去し、全く結晶発生の心配がないものとする事ができた。

(4) 高温再生器の動作圧力が低いこと

吸収式冷温水ユニットの高温再生器は、真空中で動作しなければならないという制約を受けている。我々の採用している並列フローでは、低温再生器に供給される溶液の温度、濃度が低いので、これを加熱する高温発生器からの冷媒蒸気の圧力が低くてよい。更に、高温再生器へ溶液を送っている溶液循環ポンプの吐出し圧も低くなっているため、もし何らかの異常で高温再生器の圧力が上昇し始めると、送液量が減少し、再生器内の圧力を下げる方向に動作する。このため、高温再生器の圧力は絶対に大気圧を超えないようになっている。

(5) 広い運転範囲と速い応答性

冷水温度、冷却水温度が広範囲に変化しても安定して追従でき、また負荷変動に対する応答も速い。図14は、負荷と水温をいろいろ変えた場合の応答を示す運転記録であり、極めて

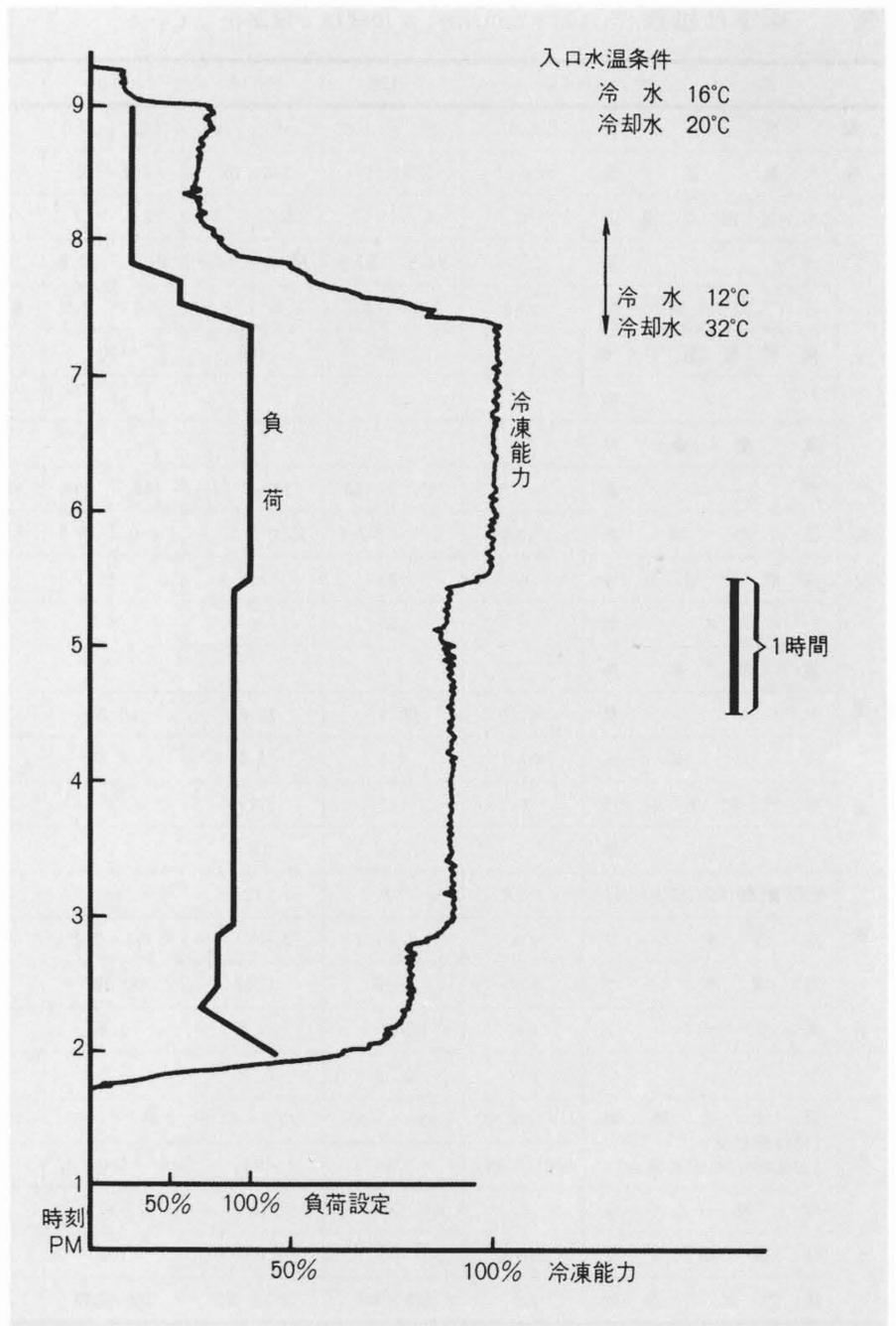


図14 運転条件の変化に対する追従性 運転の自動記録を示す。応答が速いことが分かる。

速く追従していることが分かる。また設計点に比べて低い冷却水温度と設計点に比べて高い冷水温度という条件では、冷媒ポンプがキャビテーションを生じ運転できなくなることがあるが、同図中には冷却水温度20°C、冷水温度16°Cで安定に運転されていることが示されており、実際に起こり得るすべての条件でキャビテーションは生じないものと考えてよい。

(6) 立上り時間の短縮

応答性の改善に伴って、図14の運転記録にみられるように立上り時間、希釈時間とも15分程度になっている。

8 結 言

大幅な省エネルギー(年間平均15%効率向上)と省資源(40%小形化)を両立させた新形吸収式冷温水ユニット(Eシリーズ)を製品化した。Eシリーズは、運転性でも、立上り時間の短縮、結晶しにくさ、高温再生器圧力の許容限界に対する余裕が大きいこと、冷却水、冷水温度の応範囲変化や負荷の変動に対しても安定して運転できることなど、優れた特長をもっており、空調用熱源の改良に大いに貢献するものと期待している。この成果は、実際の運転条件に即した省エネルギーの効果を調べ、適切な目標値を設定し、更にそのために必要な技術を開発するという過程で生み出されたものであり、今後、他の大形冷凍機についても同様の手順で効果的な省エネルギーを図っていきたいと考えている。