

低温作動吸収式冷凍機による低熱源利用

Low Pressure Steam-Driven and Low Temperature Water-Driven Absorption Chillers

杉本滋郎* Shigeo Sugimoto

大沢和夫* Kazuo Ōsawa

畠山幹雄** Mikio Hatakeyama

最近エネルギー危機が深刻化し、太陽熱や従来は外界に捨てていた低温の熱源の利用が重要な課題となってきた。吸収式冷凍機は、低温度で動作する熱機関の中では最も効率が高く、設備費も安価で、低温熱源利用に適している。

日立製作所は、この特長を生かして更により低温へ利用範囲を拡大し、また効率の高い二重効用サイクルを適用する研究開発を行ない、吸収式冷凍機用高性能伝熱管や低い熱源温度に適した新しいサイクルを開発した。その成果に基づいて、ゲージ圧力 $1 \sim 4 \text{ kg/cm}^2$ (従来はゲージ圧力 8 kg/cm^2) の低圧蒸気で動作する二重効用吸収式冷凍機と、 100°C 以下の低温温水で動作する低温温水利用吸収式冷凍機を製品化した。また冷水源設備全体としても、有効な低温熱源の利用技術を開発した。本論文ではこれらの技術と実用例について紹介する。

1 緒言

従来は外界に捨てていた低温度の熱源を利用する設備は、エネルギー費節減の効果が大きい。既にプラントや熱源設備では、低温熱源の利用が必ず取り上げられており、利用しやすい範囲 (例えば、燃焼ガス排気では 250°C 程度、蒸気では 120°C 程度以上の温度) の熱源は、ほとんど利用の対象となっている。最近、エネルギー費節減の要請はますます強まってきており、未利用で残されている、より条件の悪い熱源の利用に取り組む必要がでてきた。このための開発課題として次の二分野を取り上げ、研究を進めてきた。

(1) 既に一般に利用されている温度の分野には、高効率の新しい方式を実用化し、エネルギー費節減の効果を大幅に高める。

(2) 未利用の大きな熱量が残っている、より低温の熱源に適した新しい方式を開発する。

吸収式冷凍機は、 100°C 程度の熱源で動作する熱機関としては最も効率が高く、設備も安価である。また、効率を2倍に高める二重効用サイクルを、従来よりも低温の熱源で利用できる可能性がある。この特性を生かして、より低い温度の熱源で効率よく動作するための新技術として、高性能伝熱管や、必要な熱源の温度を低くできる新しいサイクルの研究を進めてきた。その成果を活用し、次の方式を開発した。

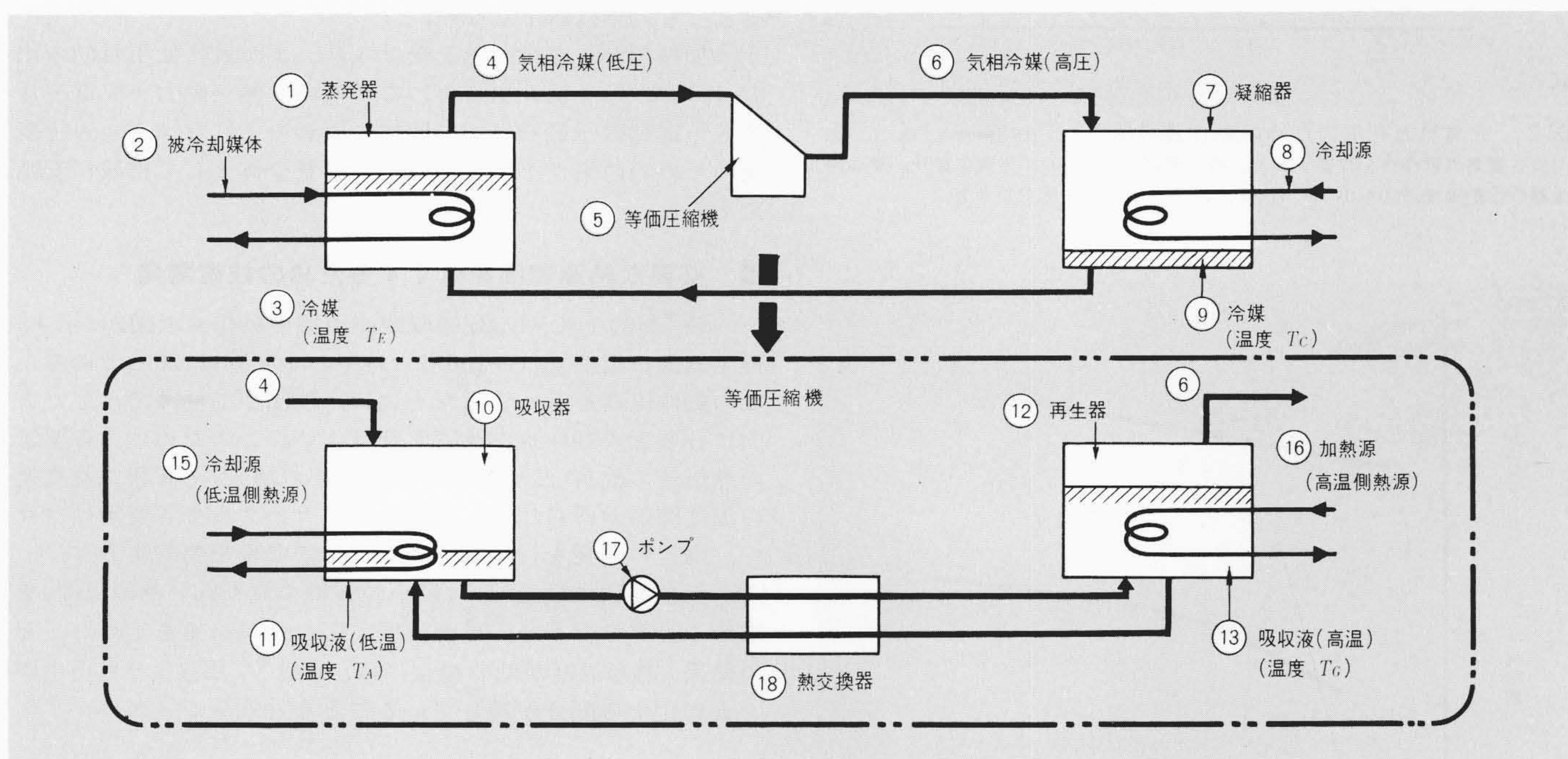


図1 吸収式冷凍サイクル 吸収式冷凍サイクルは、再生器温度 T_G と吸収器温度 T_A の間の原動機サイクルで駆動する、蒸発器温度 T_E と凝縮器温度 T_C の間の冷凍サイクルと等価である。

* 日立製作所土浦工場 ** 日立製作所機電事業本部

- (1) 低圧蒸気(ゲージ圧力 $1 \sim 4 \text{ kg/cm}^2$) 用二重効用吸収式冷凍機を開発した(従来はゲージ圧力 8 kg/cm^2)。
- (2) 低温温水利用吸収式冷凍機 (100°C 以下の温水で動作) の見通しを得た。
- (3) 小さい温度落差を、冷却塔、冷水系、冷却水系及び冷凍機のそれぞれの要素に最適配分する(最小の費用で、低い熱源温度を得る。) 全体システムの設計技術を実用化した。

本論文では、これらの技術について述べ、併せて、吸収式冷凍機による低温熱源利用の実例を紹介する。

2 低温熱源用の熱機関としての吸収式冷凍機の特長

吸収式冷凍機を熱機関として原理的に説明し、本質的に低温熱源の利用に適していることについて述べる。吸収式冷凍機は、図1に示したように、「吸収器⑩と再生器⑫から成る系」を、「低い圧力の蒸気④を吸入し、高い圧力の蒸気⑥を吐き出す等価圧縮機⑤」と見なせば、その動作は、一般によく知られている機械圧縮機式冷凍機と全く同じである。

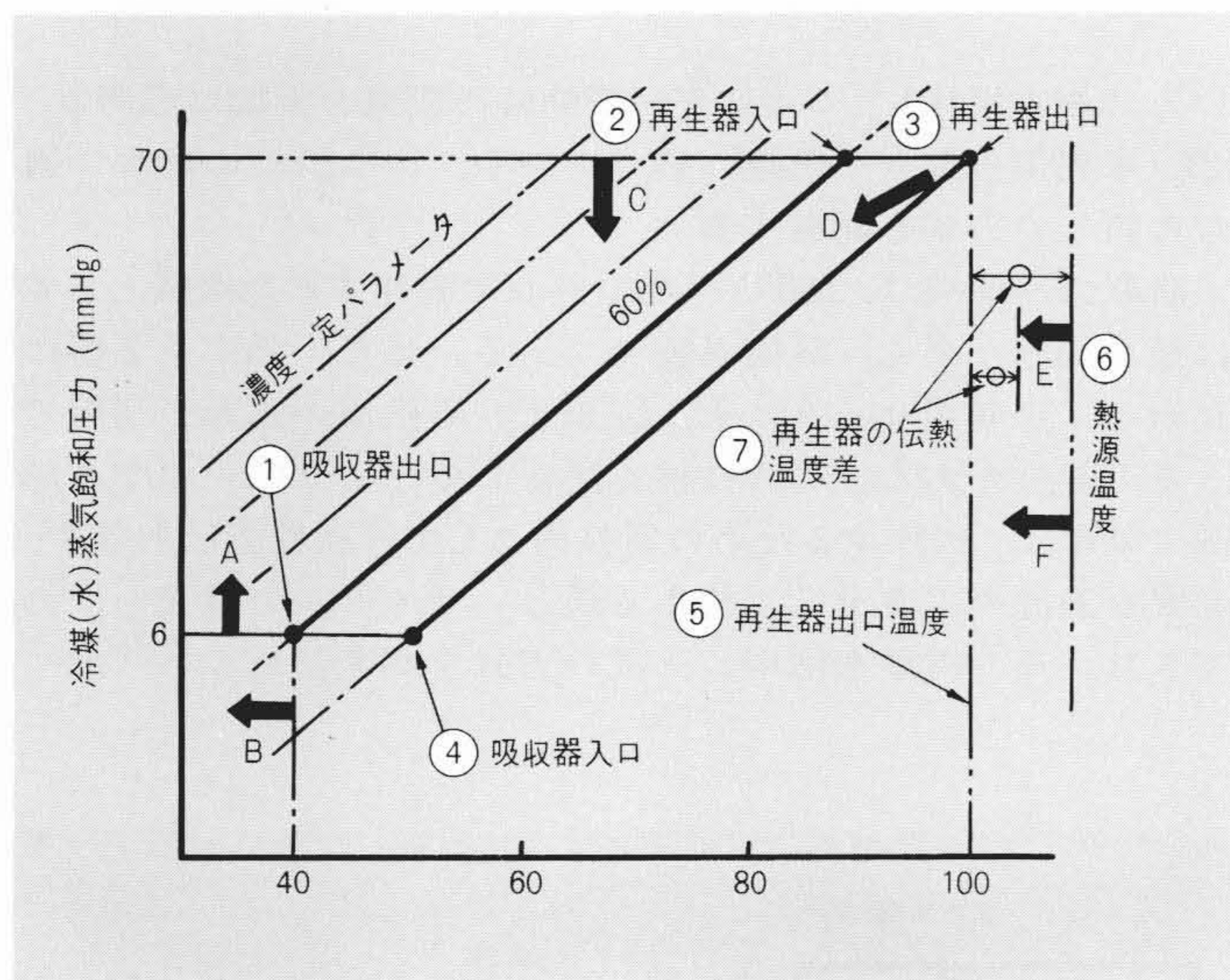


図2 低温熱源利用のための動作点の改善 矢印→A, B, Cの方向に各要素の動作点を改善すると、再生器温度は→Dの方向に移り、更に再生器の伝熱温度差⑦を小さくするFと、熱源温度⑥を低くできる。

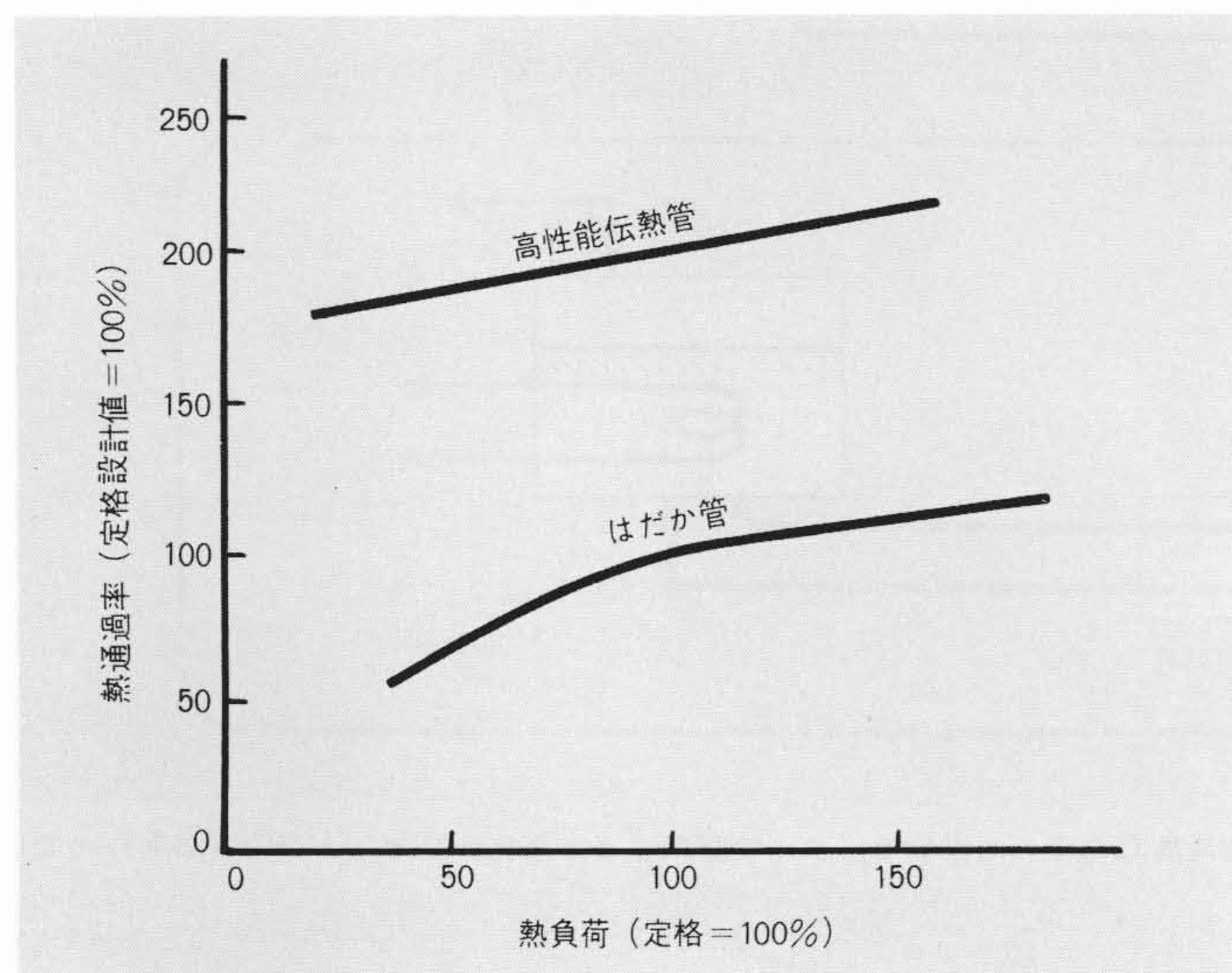


図3 高性能伝熱管の性能 吸収式冷凍機用高性能伝熱管を開発し、従来(はだか管)の1.5～2倍の熱通過率(単位長さ当たり)を得た。

等価圧縮機⑤の動作は次に述べるとおりである。蒸発器①から吸収器⑩に吸入された気相の冷媒④は、吸収液⑪に吸収される。この吸収液はポンプによって再生器⑫に送られ、ここで④よりも高い圧力の気相冷媒⑥を蒸発する。この動作は、再生器温度 T_G と吸収器温度 T_A の間で動作する原動機サイクルによって、蒸発器温度 T_E と凝縮器温度 T_C の間で動作する冷凍サイクルの圧縮機を駆動していることに等しい。以下にこのサイクルの動作条件を、熱機関の観点から評価すると次のとおりである。

吸収器と再生器の吸収液の成分はほぼ同じであり、したがって、蒸気圧降下もほぼ等しい。そうすると T_A (吸収器温度) と T_E (蒸発器温度)、 T_G (再生器温度) と T_C (凝縮器温度) の間の温度落差はほぼ等しい。すなわち、

$$T_A - T_E = T_G - T_C, \quad T_C - T_E = T_G - T_A \dots \dots \dots (1)$$

である。水(冷媒)、LiBr(リチウムブロマイド、吸収剤)系の吸収式冷凍サイクル^{※1)}について、この関係を詳しく評価すると、温度落差が等しいとした(1)式よりも、温度落差を絶対温度で割った値を等しいとした次の(2)式がより正確である。

$$(T_C - T_E) / T_C = (T_G - T_A) / T_G \dots \dots \dots (2)$$

この左辺は理想機関(カルノーサイクル)としての冷凍サイクルの効率の逆数であり、右辺は理想機関としての原動サイクルの効率であるから、理想機関としての吸収式冷凍機の効率(原動サイクルの効率と冷凍サイクルの効率の積)はほぼ1である。また実用化されている吸収式冷凍機の効率も0.6～0.7であり、理想機関の効率に近い。このことから、低温熱源利用のために非常に重要な次の特長が導かれる。

- (1) 熱源温度が低下しても、効率はほぼ一定である。
 - (2) 理想機関としての効率は、ほぼ1である。
 - (3) 実用機の効率は0.6～0.7であり、理想機関の値に近い。
- このほかにも、次のような特長をもっている。
- (4) 圧力⇄運動エネルギーのように損失の大きいエネルギー変換がないので、小さい温度落差のため小出力となるような場合でも効率は低下しない。
 - (5) 加熱源から直接、熱を受け入れ、また最終使用目的の出力(冷水など)を送り出せる。このため、熱→動力→発電→送電→電動機→最終目的の機械の駆動のようなエネルギー変換のための設備が不要であり、設備費全体として格段に安価である。

3 必要な熱源温度を低くするための技術開発

一般^{※2)}的な水—LiBr吸収式冷凍機の動作点を図2に示す。再生器出口温度⑤は約 100°C 、熱源の温度⑥は 120°C である。この動作温度を低くするためには、同図中で→で示した方向に各要素の動作点を改善すればよい。このために、各要素の熱伝達の改善(伝熱面積×熱伝達率の増大)、有利な熱交換の温度関係が得られる、新しい全体サイクルや各要素のフロー、構造の開発を行ってきた。その成果を要約すると、

- (1) 伝熱面積の最適配分(最小の費用で最も低い熱源温度)を求める計算を行ない、熱源温度に応じた最適値を定めた。その結果、熱源温度が低い場合には、一般^{※2)}用途よりも再生器を大形化する配分が適していることなどが分かった。

※1) 実用化されている大形吸収式冷凍機は、ほとんど水—LiBr系である。

※2) 冷水出口温度 7°C 、冷却水入口温度 32°C の標準仕様の場合を以下では「一般」として表現する。

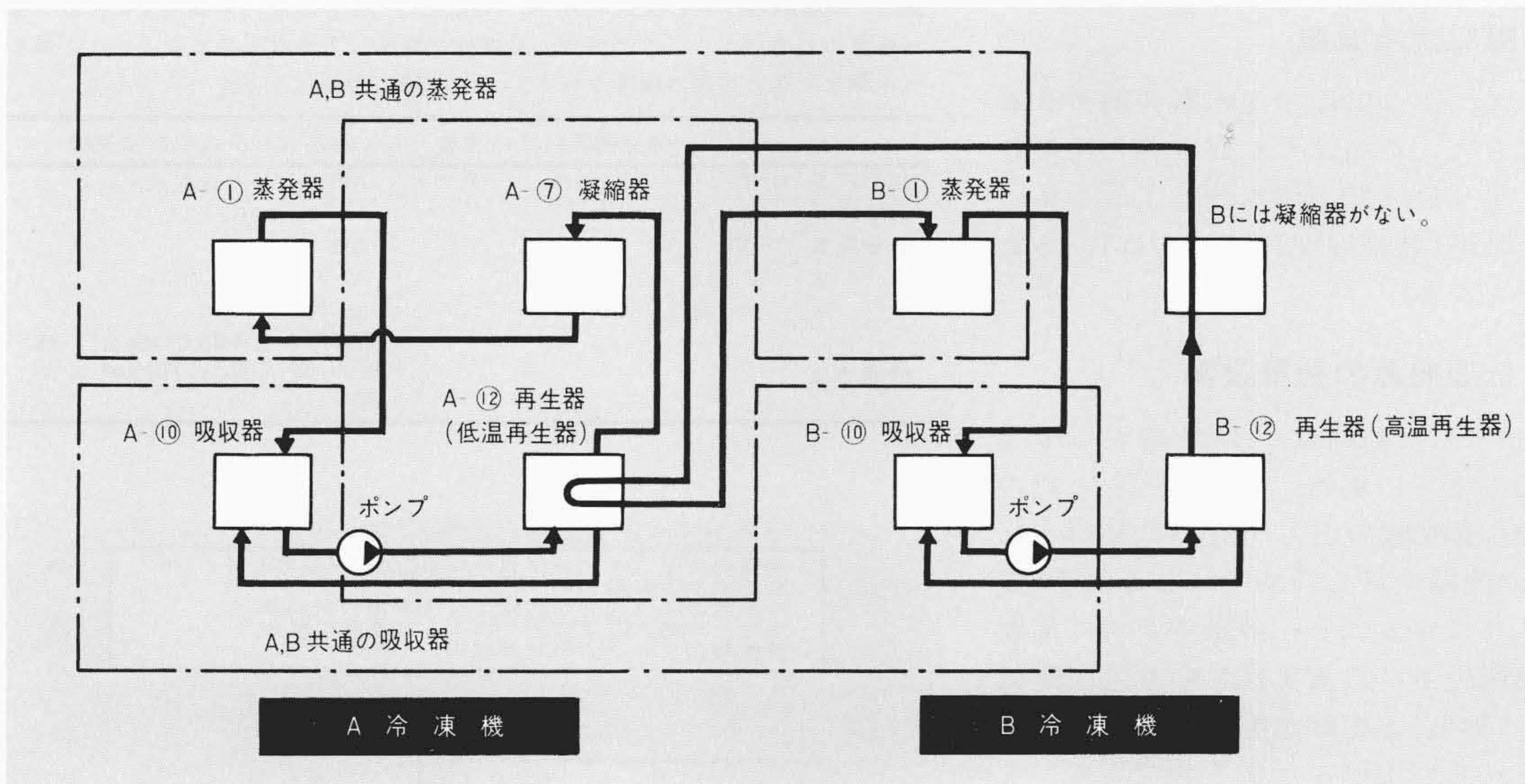


図4 二重効用吸収式冷凍機の原理 2台の冷凍機のうち、Bは凝縮器がなく、Aの冷凍機の再生器を加熱することによって冷媒を凝縮する。B冷凍機の熱源だけでA、Bを運転でき、大幅な省エネルギーが図れる。

- (2) 吸収式冷凍機用高性能伝熱管を、既に実用化されているフロン冷媒用高性能伝熱管と同じ着想に基づいて開発した。図3に示すように、はだか管の1.5～2倍の熱通過率が得られている。
- (3) 必要な熱源温度を低くできる全体サイクル、各要素の流れの様式及び構造を開発した。
- (4) 冷却塔、冷却水系及び冷水系を含めた冷水源設備全体で、温度落差の配分(すなわち、各機器の大きさの比率の決定)を最適にする検討を行なった。その成果の一例について述べると、80～90℃の温水を熱源とする場合には、一般^{※2)}用に比べ冷却塔を大形化し(1.2～1.5倍)、冷却水流量を増加し(1.8倍)、冷却水出入口の温度差を小さくする($\frac{1}{1.8}$)ことによって吸収式冷凍機を小形化することが有利なことを明らかにした。

4 低圧蒸気二重効用吸収式冷凍機

従来は、一重効用吸収式冷凍機が使用されていたゲージ圧力1 kg/cm²～ゲージ圧力4 kg/cm²(120～150℃)の蒸気で、二重効用吸収式冷凍機(従来はゲージ圧力8 kg/cm²の蒸気が必要)を使用できれば大幅に蒸気使用量を節約できる。図4に

二重効用サイクルの原理説明図を示す。A、B二つの吸収サイクルのうち、Bは凝縮器がなく、再生器から発生する冷媒蒸気はAの再生器を加熱するようになっている。したがって、Bの加熱源だけでA、B2台の吸収式冷凍機を運転できるので、必要な加熱熱量を、一重効用サイクルの50～60%に節減できる。一方、Bの再生器は、Aの再生器に比べて凝縮器と再生器の温度の差(約60℃)だけ高い温度で動作することになるので、二重効用サイクルの熱源は180℃程度の高い温度が必要であるから、上に述べたような低圧蒸気利用のためにはこの温度を大幅に下げる必要がある。

日立製作所で開発し、従来から採用している二重効用サイクル「パラレルフロー」は図5に比較して示したように、比較的低い温度の熱源で動作させるのに適した方式である。これに加えて、既に3.に述べた改善を行ない、ゲージ圧力1～4 kg/cm²の蒸気圧力で動作する、低圧蒸気二重効用吸収式冷凍機を製品化した。その諸元は、従来機と比較して表1に示したが、蒸気ゲージ圧力2.5 kg/cm²の場合でも、出力が25%大きい一般用(蒸気圧ゲージ圧力8 kg/cm²)二重効用吸収式冷凍機とほぼ同じ大きさにまとめることができた。

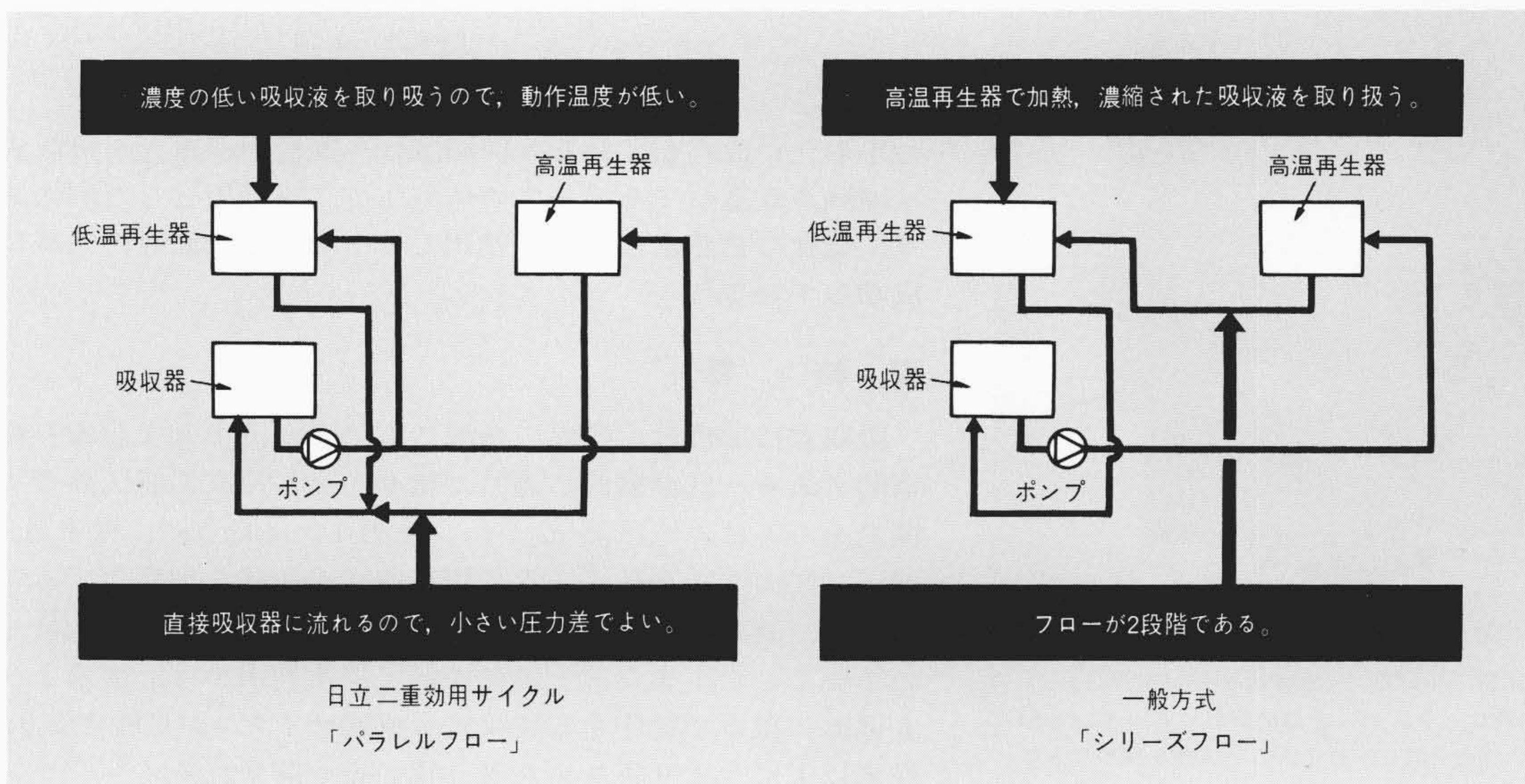


図5 低温熱利用での「パラレルフロー」日立二重効用サイクルの特長 「パラレルフロー」によって熱源温度を低くできる。このほかにも効率が高いなど多くの利点があり、日立二重効用吸収式冷凍機の基本特許である。

5 低温温水(一重効用)吸収式冷凍機

3.で述べた成果を採用して、より低温の温水を利用できる吸収式冷凍サイクルを開発した。その諸元を従来機と比較して表2に示す。同表に示すように、低温温水として最も多い80～90℃の熱源の場合、一般用(熱源温度120℃)では1.5～2倍の出力のものと寸法となる。

6 吸収式冷凍機による低温熱源の利用設備

低温熱源利用設備が成功するためには、(1)熱源から冷凍機、冷凍機から冷熱の利用端までの集熱、熱の輸送のための設備が安価であること。(2)冷凍機の出力が有効に利用されること。(3)冷凍機その他の機器が最も経済的になるように、全体システムの構成がなされていること。の条件が特に重要である。図7(a)は、設置場所近くに設置されていた低压蒸気配管(自家発電用タービンの排気)と冷却水配管をそのまま利用したもので、経済的に成功した実例を示すものである。また量は限られているが、低温の冷却水を有効に用いて冷凍機

表1 低压蒸気二重効用吸収式冷凍機 従来の一重効用吸収式冷凍機の熱源を用いて、所要加熱量をほぼ半減できる。高い冷水温度、低い冷却水温度の場合には有利な機種を採用できる。

	一般 ^{※2)} 用一重効用 吸収式冷凍機	一般 ^{※2)} 用二重効用 吸収式冷凍機	低压蒸気二重効用 吸収式冷凍機
熱 源	120℃ (ゲージ圧力 1 kg/cm ² 蒸気)	180℃ (ゲージ圧力 8 kg/cm ² 蒸気)	120～150℃ (ゲージ圧力 1～4 kg/cm ² 蒸気)
蒸気量 原単位	100 (基準)	56	56
冷却熱量	100 (基準)	73	73
容量範囲	100～1,500 RT		
冷水・冷却水温度	—	—	高い冷水温度、低い冷却水温度が経済的である。
機器寸法	—	—	ゲージ圧力2.5kg/cm ² 、冷却水入口温度31℃で、一般用の125%出力の場合と同一である。

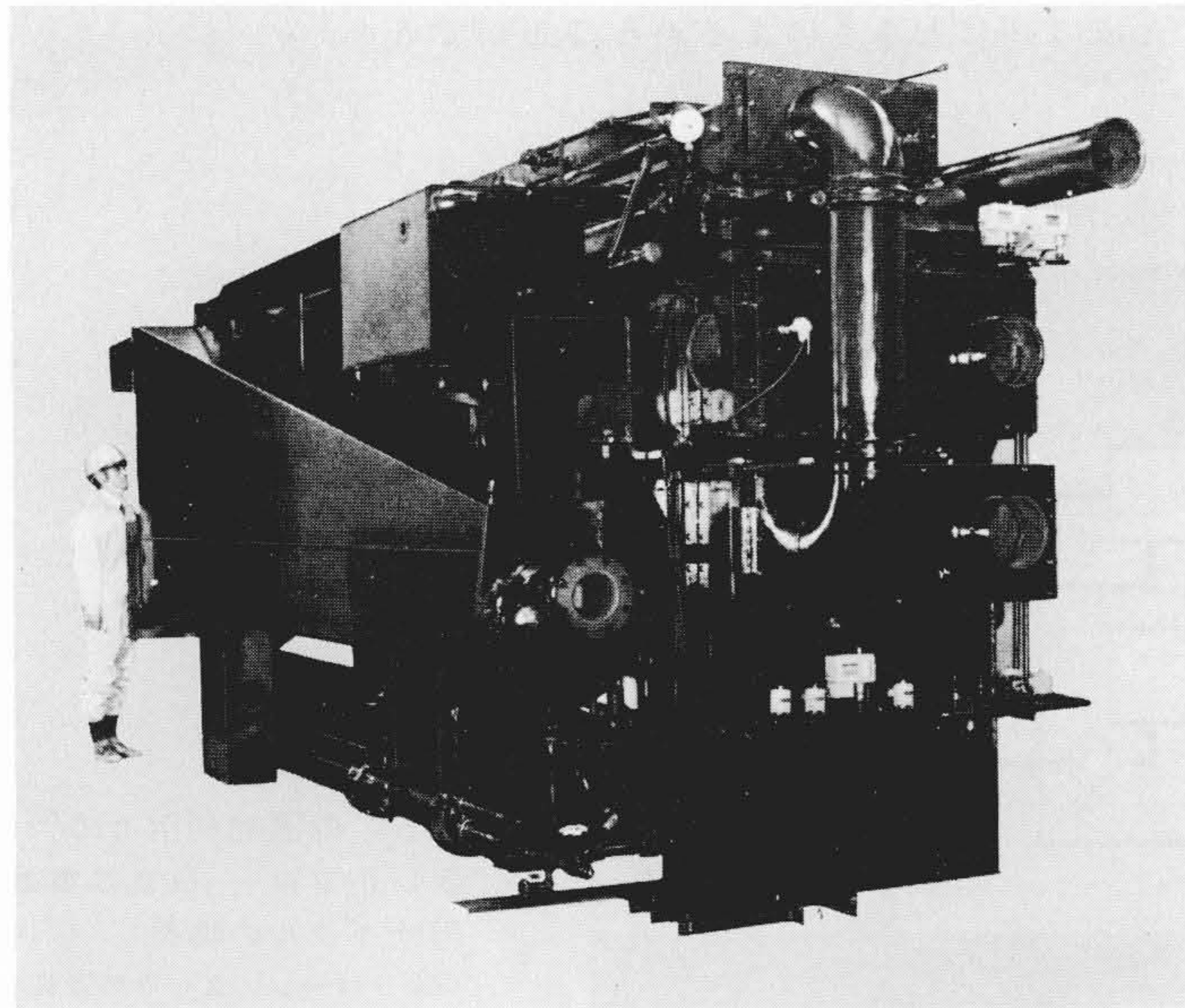


図6 低压蒸気二重効用吸収式冷凍機 本機はゲージ圧力2 kg/cm²の低压蒸気であるが、冷水、冷却水源などを含めた合理的設計によって、一般用(ゲージ圧力8 kg/cm²)の同一出力の場合と同じ外形寸法の冷凍機を採用できた。

表2 低温温水吸収式冷凍機の諸元 低温温水の熱源温度は、80～90℃程度のものが多い。この場合、冷凍機は非常に大きなものとなるので、高い冷水温度や低い冷却水温度を採用し、冷凍機の小形化を図るべきである。

	一般 ^{※2)} 一重効用吸収式冷凍機	低温温水用吸収式冷凍機
熱 源	120℃ (ゲージ圧力1 kg/cm ² 蒸気)	100℃ 以下の低温温水
容量範囲	100～1,500 RT	40～1,500 RT
必要熱量	100 (基準)	100
冷 却 水	32/41℃ 0.85 m ³ /h・RT	30/35℃ 1.53 m ³ /h・RT
冷 水	出口温度 7℃	出口温度 9℃
機器寸法	—	熱源温水温度85℃の場合、一般 ^{※2)} 用の150～200%の出力の場合と同一。

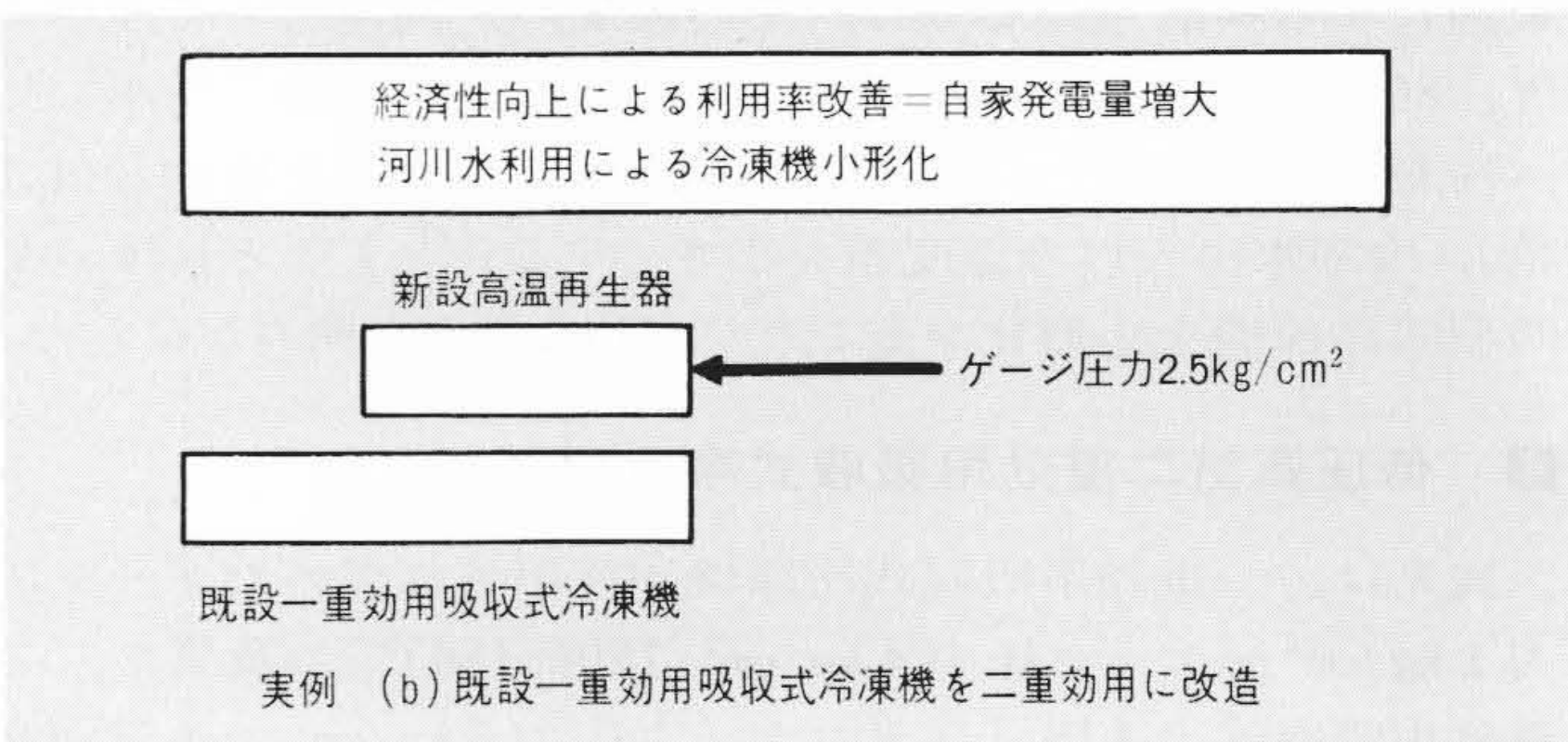
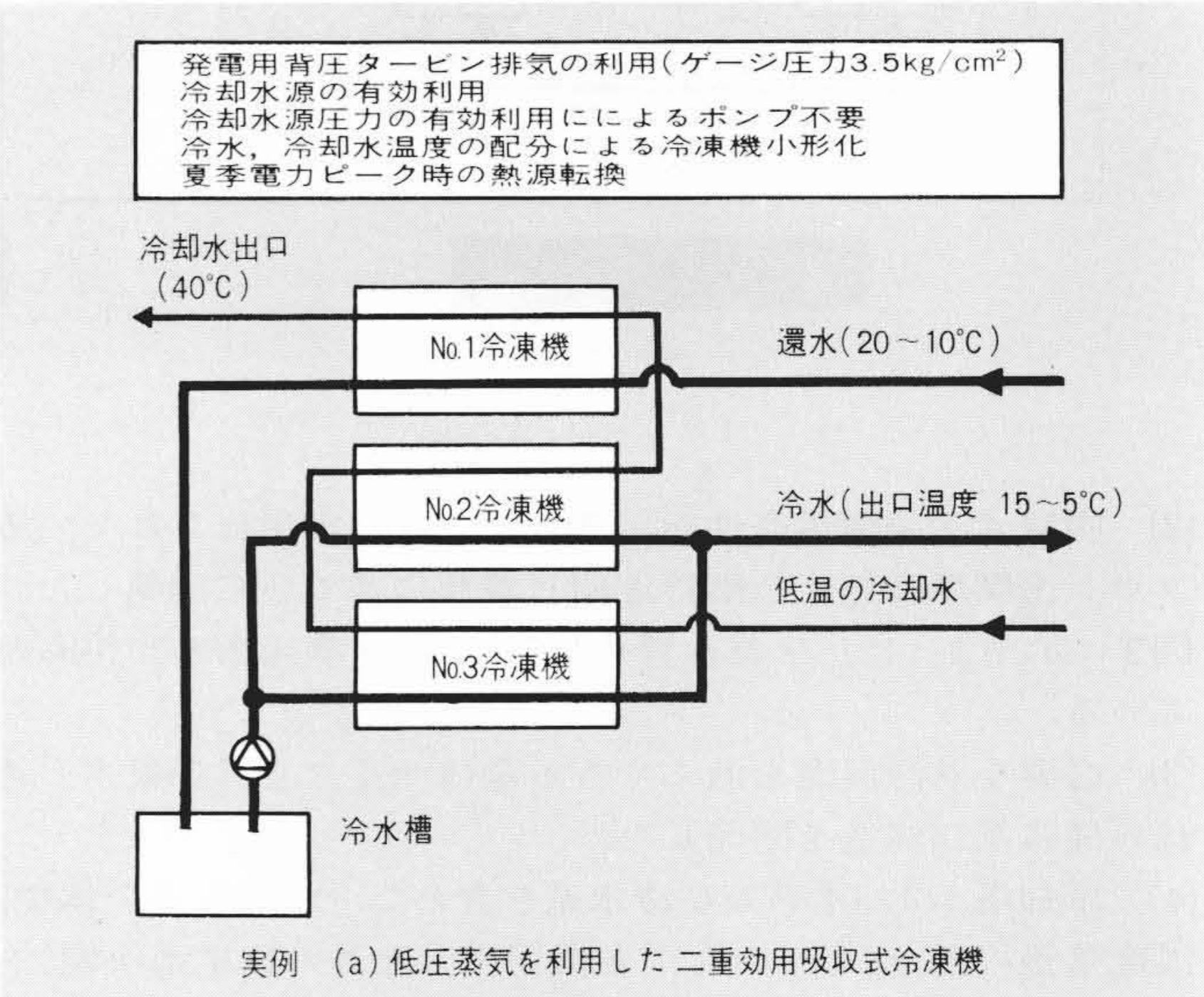


図7 効果の大きい低温熱源利用の例 熱源、冷水及び冷却水の輸送設備が簡単で、あるいは既設冷凍機を転用でき、出力(冷水)の利用価値が高く(ピーク電力の低減など)、機器を小形化できる条件(低い温度の冷却水など)を活用することがポイントである。

の小形化に成功している。同図(b)は、既設の一重効用吸収式冷凍機を改造してそのままの蒸気圧で二重効用とした例であり、低温の自然水(28℃)を活用して小形化と設備費の低減に成功している。

7 結 言

吸収式冷凍機は、低温の熱源でも効率が低下せず設備も経済的である。低温熱源に適した新サイクルや高性能伝熱管の開発をもとに、低压蒸気(ゲージ圧力1～4 kg/cm²、従来は、ゲージ圧力8 kg/cm²)二重効用吸収式冷凍機を製品化するとともに、低温熱源利用システムが経済的に成功した実例について紹介した。また、太陽熱や低温温水利用では、従来よりも低温の温水で動作する吸収式冷凍機サイクルが可能となり、従来以上に、より省エネルギー化の道が開かれる。