

【隔月連載記事】

パルス管冷凍機の誕生と変遷 (その1)

日本大学 量子科学研究所  
教授 松原洋一

はじめに

小型冷凍機(Cryocooler)は、Gifford-McMahon サイクルや Stirling サイクルによる冷凍機として、クライオポンプ、超電導マグネット、各種信号検知素子冷却等に供与されてきたが、最近ではその一部にパルス管冷凍方式が適応されつつあり、低価格、低振動、長寿命冷凍機として今後の普及が期待されている。しかし、より高性能なパルス管冷凍機の開発や、従来方式では対応が困難であった分野への応用等を開拓していくにはパルス管自体の基本特性を熟知しておく必要がある。そのためにはパルス管冷凍機がどのように進化してきたかを知り、今後どうあるべきかを模索するのも意味を持つであろうとの観点から歴史にさかのぼって本稿をまとめることにした。

パルス管冷凍機の誕生

パルス管冷凍機は1960年代に W. E. Gifford によって発明されたものであるが、その当時の模様がシラキュース大学のポスドクだった R. C. Longworth によって、以下のように記録されている。<sup>1)</sup>

パルス管冷凍機は、1950年代の終わりのころ、当時シンクタンクとして有名な Arthur D. Little にいた Gifford が、圧縮機の研究をしているときに観測したことに端を発している。彼は高圧ラインから枝分かれしている管の先端がバルブによって閉じられているとき、枝管の先端が熱くなっていることに気が付いた。彼は、それが管内の圧力パルスによる熱輸送効果 (heat pumping mechanism) によるものであると判断した。当時米国の大学では、ロシアのスプートニクの成功に刺激されて企業からのリクルートが盛んに行われ、Gifford もシラキュース大学の低温研究所の教授となり、最初の研究の一つとして Longworth とともにパルス管冷凍機の研究が開始された。1962年には最初の設計が行われ、試運転の結果、278K から 236K の低温が得られた、と記されている。1964年には最初の論文が出され、<sup>2)</sup> 温度も 199K になり、その後更に多段化によって、より低い温度の得られることを示し、2段で 95K、4段で 43K に達することを示した。

我々がパルス管冷凍機を知るのは1966年のCECの論文<sup>3)</sup>に出会ってからである。低温工学協会が設立されたのが1966年の3月であり、その年の12月に低温工学誌のVol.1, No.1が発行され、そこにも大島恵一教授(東京大学)によって紹介されている。大島教授の持ち帰った論文を元に早速試作実験を行い、1967年の11月に開かれた第1回の低温工学研究発表会には“パルス管冷凍機の試作”と題して、実験により144Kの到達温度の得られたことを発表した。<sup>4)</sup> 翌年の第3回の研究発表会では、いわゆる surface heat pumping effect に関する研究として、液体窒素温度に冷却されたパルス管に振動流を加え、真空中で閉端温度が室温に達することを確認した。<sup>5)</sup>

Piston Pulse Tube

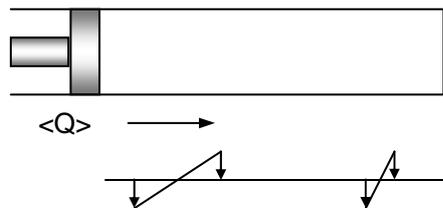


図1 基本型パルス管冷凍機の動作原理

しかし、その当時は実際に室温から液体窒素温度まで1段の Puls 管で達することは無かった。1968年には低温工学誌 Vol.3 No.2にも実験結果を報告し、<sup>6)</sup> Puls 管冷凍機の啓蒙を図ったが、少なくとも日本国内ではあまり興味をもたれるまでには至らなかった。

当時の Puls 管冷凍機の動作原理は、現在主流となっている方式とはまったく異なっている。図1で、その動作原理を

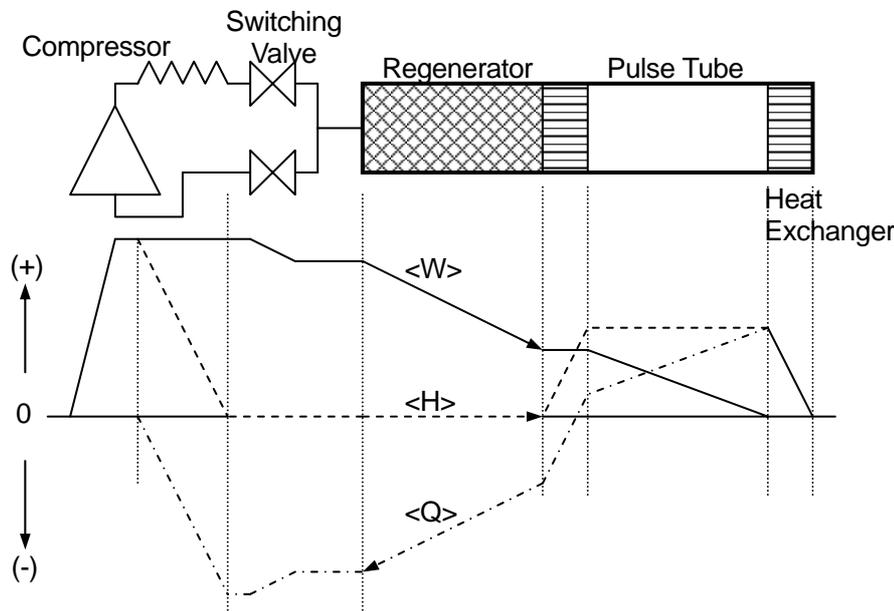


図2 基本型 Puls 管冷凍機内のエネルギー流

説明する。一端を閉じた管の他端にピストンを設け、このピストンを調和振動させることにより、管内に圧力振動を発生させる。管の長さが圧力波の波長より著しく短い場合には、圧力は一様に変化すると考えてよい。ここで管内の任意の位置における気体要素の動きに注目する。縦軸に圧力、横軸に変位をとると、気体の変位(振幅)は圧力とほぼ同位相で振動するため、気体要素は図右に移動したとき圧縮熱を管壁に与え、左に移動したとき膨張により管壁から熱を受け取る。これを繰り返すとき、くみ上げられた熱を管右端に熱交換器を設け、そこから系外に放熱すれば、管左端が冷却され冷凍機が構成される。Gifford が発案した Puls 管冷凍機には、左端に蓄冷器が挿入されているが、その理由は、最初の実験では図1のピストンの代わりに図2のように通常の高圧ガスを発生させる圧縮機と、脈動圧を発生させるための切り替え弁とが用いられたことにも関係していると思われる。この一端を閉じた管を Puls 管と命名した理由も、バルブによって切り替えられた気体が Puls 的に管内を出入りすることによっているとも考えられる。

図3は Puls 管内の気体の動きを温度・エントロピー線図上に表したもので、圧縮された気体が高温で放熱によりエントロピーを下げ、膨張された気体が低温で吸熱によりエントロピーを上げるため反時計回りの軌道をたどる。これは冷凍サイクルそのものであり、Puls 管自体が冷凍機の役割をしていることになり、蓄冷器が無くても冷凍の発生することを示唆しているが、残念ながら図1の方式で蓄冷器を用いずに極低温を発生させたという報告は見当たらない。(類似の方法

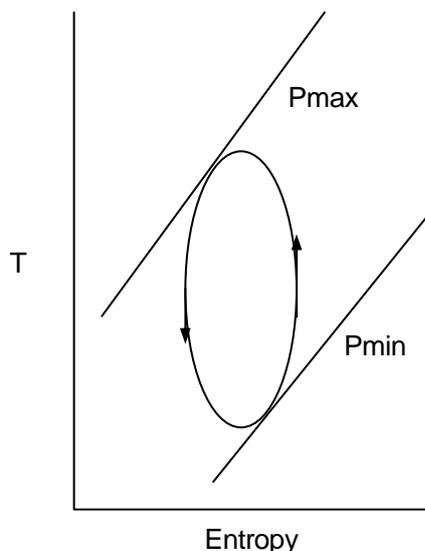


図3 Puls 管内気体要素のエントロピー変化

でスタックを用いた熱音響冷凍機があるが、これに関しては別記する。)

一般に振動流体の熱輸送現象を理解するには、エネルギーの流れ(エンタルピー流) $\langle H \rangle$ を仕事流 $\langle W \rangle$ と熱流(エントロピー流に平均温度を乗じたもの) $\langle Q \rangle$ とに分けて表現するのがよい。図2の方式は、現在ではBasic Pulse Tube Cooler(基本型パルス管冷凍機)と呼ばれているが、その理想状態のエネルギー流を示してある。(+)側は図右に向かうエネルギー流、(-)側は左に向かうエネルギー流を表す。図1の説明で明らかにされたように、系内に圧力振動があれば、パルス管内では右に向かう熱流が発生するが、それは左から供給される仕事流の消費によってもたらされている。パルス管壁の外側が断熱状態ならば、エンタルピー流は保存されるので、 $\langle H \rangle = \langle W \rangle + \langle Q \rangle$ が一定となるような仕事流を圧縮機から供給させる必要がある。一方、理想的な蓄冷器では、温度振動が無いので $\langle H \rangle = 0$ であり、その結果、蓄冷器とパルス管との接合部にある熱交換器内では、 $\langle W \rangle$ 一定のもとで $\langle H \rangle$ が増大しなければならない。これは系外からの熱流入を要求しているわけで、もし流入熱が不足すれば、熱平衡を保つために熱交換器部分の温度が低下する。特に熱負荷を加えずにその他の熱浸入によって熱平衡に達した温度が、その冷凍機の最低到達温度になる。蓄冷器に温度勾配がつけば仕事流はその流れ方向に低下するが、それは同時に低温から吸収された熱流が増幅されて高温端(この図の場合には圧縮機高圧側の放熱器)から系外に放出されることを意味している。つまり、基本型パルス管冷凍機の特徴は、低温端で吸収された熱が、パルス管側と蓄冷器側の両方に向かって取り去られていることであり、従来型冷凍機では考えられなかったことである。

## 参考文献

- 1) R. C. Longworth: Cryocoolers 9, edited by R. G. Ross, Jr. (Plenum Press, 1997) pp.261-268.
- 2) W. E. Gifford and R. C. Longworth: Trans. of the ASME, journal of Engineering for Industry; August (1964).
- 3) W. E. Gifford and R. C. Longworth: Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 10, (1964), p69.
- 4) 大島恵一、松原洋一、久保喬志、第1回低温工学研究発表会(R-9),(1967),p9.
- 5) 石崎嘉宏、松原洋一、第3回低温工学研究発表会(R-1),(1968) p1.
- 6) 大島恵一、松原洋一、久保喬志、低温工学 Vol.3, No.2 (1968) p24.

[超電導 Web21 トップページ](#)

【隔月連載記事】

パルス管冷凍機の誕生と変遷 (その2)

日本大学 量子科学研究所  
教授 松原洋一

第2世代パルス管冷凍機の誕生

前回示した基本型パルス管冷凍機は、たしかに学術的には非常に興味のある冷凍サイクルであったが、その当時主流であったGM冷凍機やスターリング冷凍機に比べると熱力学的な効率が著しく悪く、実用冷凍機にはなり得なかった。しかし1984年にMikulinによって報告された論文によると、基本型パルス管冷凍機のパルス管閉端にオリフィスを介してバッファ容積を取り付けると著しい温度降下の得られることが認められた、<sup>7)</sup>とある。

その基本構成は図4のようになり、パルス管内に点線で示されるような‘ガスピストン’を想定することにより、その基本的動作原理を容易に説明することができる。ここで、ガスピストンとは、パルス管内に常に存在しているガスのことで、あたかも伸縮する固体ピストンのように作用することから、この名前が付けられた。

圧力振動によってオリフィスを通過するガスのもたらすエネルギー流変化に注目すると、パルス管内が高圧のとき圧力降下を伴ってバッファに等エンタルピー的に流入するからエントロピーが増加し、パルス管内が低圧のときも圧力降下を伴ってバッファから等エンタルピー的に流出するからエントロピーも増加する。すなわち振動が続く限りエントロピーが増大し続けるの

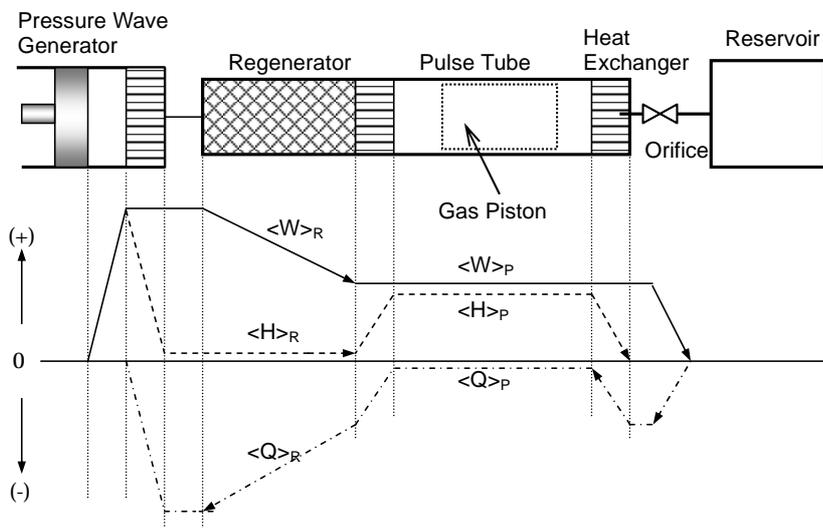


図4 オリフィス型パルス管冷凍機とそのエネルギー流

で、この部分で連続した仕事の吸収(あるいは消費)が行われていることになる。(ただしオリフィス内でのエンタルピー流はサイクル平均ではゼロである。)その結果、パルス管内を一定の仕事が通過していることになり、ガスピストンがあたかも膨張機のように作用して、パルス管と蓄冷器との接合部の温度が低下し、冷凍機として機能する。したがって、冷凍発生のメカニズムは基本型パルス管冷凍機とは全く異なり、むしろGMサイクルやスターリングサイクルの冷凍発生機構に似るものといえよう。

Mikulinらは作業気体に空気を使用していたために、その最低到達温度も100K程度であったが、

ヘリウムを使用すれば 60K 台が得られるであろうと予測していた。1986 年には、その予測どおり Radebough によって 60K が達成され、<sup>8)</sup> その名もオリフィス型パルス管冷凍機と命名され、以来この種のパルス管冷凍機は低温の可動部が無いという特徴を合言葉に積極的な開発が世界中に広がった。特に冷凍発生の原理が Gifford による基本型パルス管冷凍機では必須であった surface heat pumping effect を必要としないので、臨界温度勾配の制限を受けなくなり、基本型パルス管冷凍機では到達し得なかった低温度に達成できた効果は大きい。

しかし、効率に関しては、以下の二つの点で問題が残された。その一つは、膨張仕事が全て熱に変換されるため、仕事として回収することができない。したがって、必要とされる冷凍温度の上昇と共に本質的な%カルノーが悪くなり、特に大容量の冷凍システムには適さない。他の一つは、より深刻な問題で、Stirling や GM サイクルの場合に比較して蓄冷器を通過するエンタルピー流が大きく、冷凍効率が悪い、あるいは大き目の蓄冷器を必要とする、という点である。この二つの問題点は、実は互いに関連しており、その理由を理解するには蓄冷器の基本的機能の説明を要する。

### 蓄冷器の特性

理想的な蓄冷器とは、無限大の比熱と無限大の熱伝達表面積とを限られた空間内に有しており、しかも流れの軸方向に無限小、径方向に無限大の熱伝導率を持っているような構造体をいう。したがって、例えば、蓄冷器の両端から流入するガス温度がそれぞれ 300K、30K で、蓄冷器が一定の温度勾配を保っていれば、300K で流入したガスは 30K で流出し、30K で流入したガスは 300K で流出する。つまり流れ方向の任意の位置でのガスは温度振動していないことになる。

一方、実際の蓄冷器で最もポピュラーなのは、円形に打ち抜いた目の細かい金網を薄肉ステンレス管に多数枚積層したものであり、当然、理想状態から遠く離れているので、ガスは温度振動し、その結果としてエンタルピーの流れが生じ、実質冷凍量を低減させる。ここで、エンタルピーの流れとは、流体の低圧比熱と温度と流量の積を 1 サイクル周積分した値で、前回<H>で示した。したがって与えられた蓄冷器の効率を向上させる、つまり<H>を減少させるためには流量を減少させるほか無いわけだが、一般に流量の減少は仕事量の減少にもつながる。そこで重要になるのは、いかにして単位流量あたりの仕事量を増大させるかにかかってくる。

前回の図 1 では理想的な蓄冷器を想定しているので蓄冷器内のエンタルピー流（以下エネルギー流の添え字<sub>R</sub>は蓄冷器内、<sub>P</sub>はパルス管内を表す）<H><sub>R</sub>はゼロになっているが、図 4 のエネルギー流では蓄冷器の非効率を実質冷凍量の減少にどのようにかかわっているかを同時に示してある。まずパルス管内でのエネルギー流に注目すると、図 1 の基本型パルス管の場合と異なり、冷凍の元となる右向きの熱流<Q><sub>P</sub>が全く無い。もしパルス管内壁が完全断熱ならば熱流は無く<Q><sub>P</sub>=0 であり、したがって<W><sub>P</sub>=<H><sub>P</sub>であるが実際にはむしろわずかに左向きの<Q><sub>P</sub>が存在している。にもかかわらず、図 1 の方式より更によく温度が下がる理由は、オリフィスによって吸収される仕事量が、パルス管壁を介しての直接的熱輸送量より著しく大きいからである。つまり、surface heat pumping effect は圧縮比の制限を受けるがオリフィス場合は低圧縮比でもオリフィス開度の調整で通過流量を制御し、仕事吸収量を増大させることが可能だからである。ここでオリフィスを通るエントロピー流がゼロで仕事流が減少するわけだからエントロピーが増大する。その増大したエントロピーは熱交換器内で熱として放出される。つまり仕事が熱に変換されたわけである。

一方実際の冷凍量は、図から明らかのように、パルス管を通過する<H><sub>P</sub>から蓄冷器を通過する<H><sub>R</sub>を差し引いたものになる。冷凍機に最低到達温度が存在するのは、入力が一固定ならば温度の低下と共に<H><sub>P</sub>が減少し、同時に<H><sub>R</sub>が増大し、最終的に冷凍量 Q は <H><sub>P</sub> - <H><sub>R</sub> = 0 となるからである。したがって少しでも最低到達温度を低減させれば、パルス管を通過する仕事流を一定に保ちつつ流量を減少させ、<H><sub>R</sub>を減少させることが重要となる。

以上の検討結果から単位流量あたりの冷凍量を如何にして増大させるかが、パルス管冷凍機に関する新しい研究テーマとして浮上してきた。その結果第3世代のパルス管冷凍機が誕生するわけだが、ここで、その要因の一つとなる従来技術について述べておきたい。

図5はGMサイクルとSolvay（ソルベイ）サイクルとの基本構造である。図は1段膨張式の例であるが、いずれも2段膨張式にしてクライオポンプや超電導マグネット用冷凍機として実用に供されている。両者の相違点は、膨張ピストンの仕事吸収機構にあり、それぞれにいくつかのモディフィケーションがあるが、基本的にはGMでは図に示されている連結管があるため無仕事のディスプレイサとなっており、Solvayでは連結管がないため、仕事を吸収するピストンとなっている。この例は1871年にLongsworthによって提案された気体圧制御方式であるがパルス管冷凍機と比較してみると、固体のピストンを取り去り、そこに気体のピストンがあると思えば、これはオリフィス型パルス管冷凍機に他ならない。となるとGMから固体ピストンを取り去るとどうなるか。実はこれが第3世代のパルス管冷凍機への道を開いている。

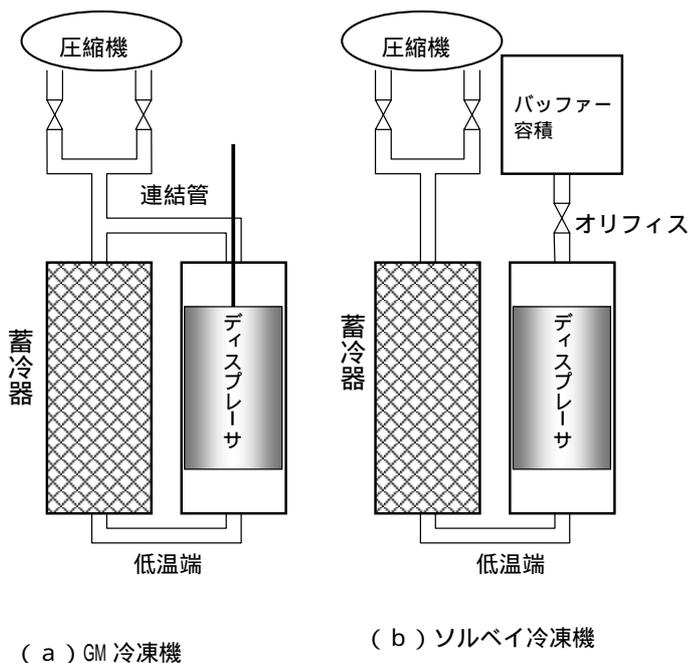


図5 GM冷凍機とSolvay冷凍機の概念図

参考文献

7) E. I. Mikulin, A.A. Tracov and P. Shkrebyonock: Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 29,(1984), pp.629-637.  
8) R. Radebaugh, J. Zimmerman, D.R. Smith and B. Louie: Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 31,(1986), p.779.

【隔月連載記事】

パルス管冷凍機の誕生と変遷 (その3)

日本大学 量子科学研究所  
教授 松原洋一

第3世代パルス管冷凍機の誕生

パルス管冷凍機を世代分けしたのは、筑波大学の富永の提案<sup>1)</sup>によるが、パルス管高温端における圧力とガスの変位との位相差が冷凍機特性に強い影響を与えることに注目したものであり、その特徴は図6の仮想PV線図で説明できる。図の横軸はパルス管の容積で、左端が低温端、右端が高温端に対応し、縦軸が圧力である。したがって左端のPV線図がパルス管低温端で蓄冷器を出入りする気体の軌道を示し、右端のPV線図が位相制御系を出入りする気体の軌道を表している。

図6(a)は第1世代で基本型パルス管冷凍機の場合である。パルス管高温端に特定の位相制御系を持たない閉端となっているため気体の変位はない。言い換えれば、圧力と変位との位相差はほぼゼロ

である。冷凍仕事の発生は管壁との熱伝達によるものであり、低温端での気体の変位量に対する1サイクル当りの発生仕事量、すなわち図示されているPV線図の面積が著しく少ない。(b)は第2世代でオリフィスによって消費される仕事が主体となるため、リザーバ内圧力が変動しない程度の大きさを持っていれば、パルス管とオリフィスとの接合部でのPV線図はほぼ90度の位相差を持つことになる。しかしパルス管は一定の容積を必要とするので、その結果、パルス管低温端では図のように90度より少ない位相差しか得られない。いずれも線図の軌道は時計回りで、低温端から高温端に向かう仕事流のあることが示されている。

一般に冷凍機の低温端では単位流量当りのPV仕事が最大となるような位相関係にあることが最も望ましい。なぜならば、前回(「超電導 Web21」2003年3月号)で明らかにしたように、最低到達温度を低減させたいければ、パルス管を通過する仕事流を一定に保ちつつ流量を減少させ、 $\langle H \rangle_R$ を減少させることが重要であるからである。その最適位相角は条件によって異なるがいずれの場合でも90度以上が要求される。したがってパルス管高温端では更に大きな位相差が必要なわけで、オリフィス方式では到達し得ないことが明らかで

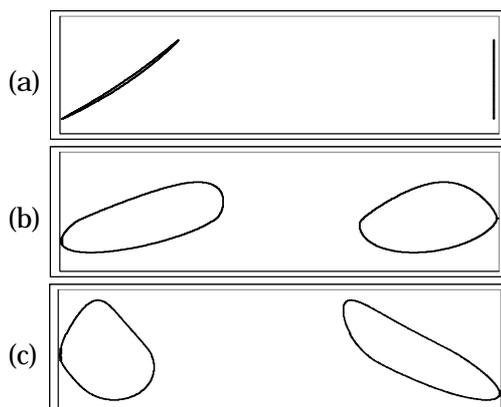


図6 世代別パルス管内での等価PV線図の比較  
(a)第1世代、(b)第2世代、(c)第3世代)

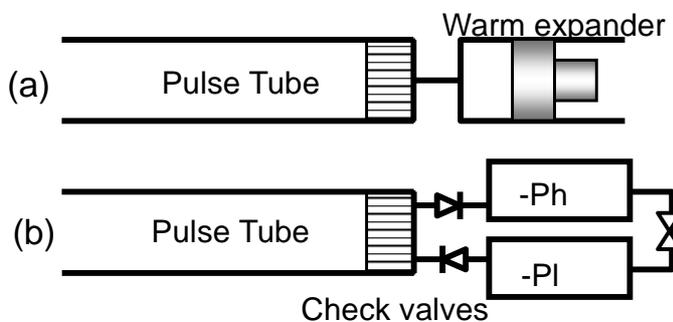


図7 第3世代の位相制御系  
(a)Warm Expander方式、(b)Check Valve方式)

ある。

この問題に最初に着手したのは、1988年の論文で図7の位相制御系が提案された。<sup>2)</sup> 図7(a)は当時 moving plug と呼んでいたもので、現在では warm expander と呼ばれており、可動ピストンをパルス管温端に設け、その変位を制御することによって90度以上の任意の位相を得ようとするものである。図7(b)はチャッキ弁方式で、方向性のある弁を図示のように挿入し、パルス管側からみて気体の吐出側容器圧力を高く、吸入側容器圧力を低く抑えることにより90度以上の位相を得ようとするものである。

その後 Zhu Shaowei らによって図8のようにオリフィスに加えて、蓄冷器とパルス管とをバイパスするような弁を設けたダブルインレット方式<sup>3)</sup>が提案され、第2世代のパルス管冷凍機では、到達温度が60K程度であったのが、一気に30K台が得られるようになった。

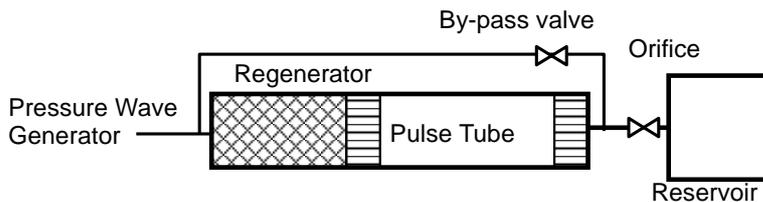


図8 ダブルインレット方式のパルス管冷凍機

特に、この方式は、前回(「超電導 Web21」2003年3月号)の図5で示したGMとソルベイトを組み合わせることで更に固体のディスプレイサを気体に置き換えたものになっていることは興味深い。

以上いずれの方式でも図6(c)のような位相関係が得られるのでこれらを総称して第3世代のパルス管冷凍機として分類されている。第2世代と比較して低温端での変位が減少していること以外にも、蓄冷器を通過する流量が減少することによって圧力損失も減少し、パルス管内での圧力振幅が大きくなっていることも特徴的である。

第3世代のパルス管冷凍機が持つもう一つの特徴は、図6の比較で見取れるように、パルス管両端でのPV線図の間隔が第2世代のそれより長くなっているところにある。つまりPV線図で占める部分はパルス管外部からの気体の出入りがある部分なので、等温的であり、室温と低温との温度差を効率よく保たせるためには、両PV線図の内側に位置する空間すなわち前回(「超電導 Web21」2003年3月号)紹介したガスピストンの長さからそのピストンの変位量を差し引いた部分が十分に長いことが必要になる。その理由は、単に熱伝導による損失を低減させることのみではなく、管壁との相互作用による熱損失を低減させるところにある。

第1世代のパルス管冷凍機では壁との熱伝達が冷凍の発生要因となっていた。したがって壁の温度勾配があるレベルに達すると surface heat pumping effect がゼロになる。今、壁の温度勾配がこの臨界温度勾配を超えたとすると、熱流の向きは高温から低温に向かうようになり冷凍の発生どころか冷凍温度を上昇させる熱損失の要因になる。これはガスピストンの長さに対するその変位量の割合に依存するため shuttle heat transfer loss と呼んでおり、よく設計された第2世代のパルス管冷凍機でも蓄冷器からのエンタルピー損失と同程度の熱損失が発生して

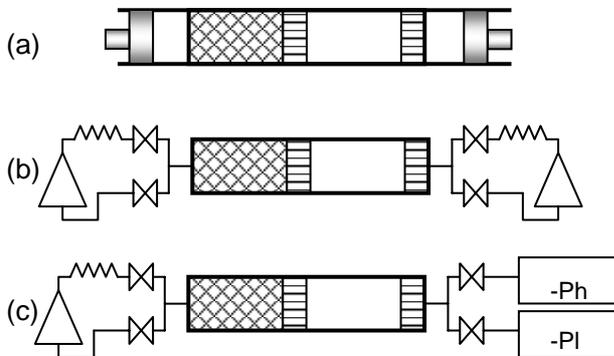


図9 その他の第3世代のパルス管冷凍機  
(a) Warm Expander、(b)4-Valve、(c)Active Buffer)

いる。したがって第3世代の方式では第2世代に比較して短いパルス管の採用が可能になるともいえる。このことは後にパルス管を多段化して極低温を得ようとするときに大いに役に立っている。

この種の新しい形式の位相制御系は、その要求される基本的メカニズムが明らかにされると、類似性を基に多くの異なる形式が現れてくる。例えば、図9(a)は圧力振動発生機構としてピストンのみによるスターリングサイクル冷凍機方式に warm expander を組み合わせたものであるが、循環式圧縮機と切り替え弁との組み合わせによる G-M サイクル方式の位相制御系として(b)の方式が(a)からの類推として考えられ、4バルブ方式として30Kの得られることが実証された。更に(b)からの類推として(c)のアクティブバッファ方式が提案された。方式(b)がバッファを必要としないコンパクト性が特徴であるのに対し、方式(c)は制御用圧縮気体を供給する必要が無いため効率の向上が期待される。

以上のような方法で最低到達温度が低くなるのは熱損失の低減によるものであるから、それは特定温度での冷凍能力が増大することを意味し、第3世代のパルス管冷凍機が、すでに実用化されているGM冷凍機やスターリング冷凍機に匹敵する熱力学的性能を持っていることが明らかにされてきた。そして、固体ディスプレイのような低温の可動部を持たないという特徴があることから、超寿命、低振動、高信頼性、低価格等をうたい文句に多くの研究開発が実施され、学会での発表件数も増加の一途をたどるようになった。

しかし、よい事ばかりではなく、新たな問題も発生した。例えば図8を例にとってみると、バイパス弁を設けたことにより、蓄冷器とパルス管とを含む閉ループが構成され、振動流体がこの閉ループを循環する可能性が生じてきた。特にバイパス弁の流量係数（一般に  $C_v$  値として評価されている）が順方向と逆方向で異なっていることによって発生する循環流は冷凍性能を著しく低減させるため、この流れを相殺させるための新たな手段を必要とするようになった。具体的には、一対のバルブを逆向きに用いて流れが発生しないようにしたり、圧縮機の低圧もしくは高圧側に新たなバイパス弁を設け、流れを相殺させたりする方法が提案され、それなりの効果は実証されている。しかし、閉ループが構成される以上、冷凍温度の不安定性に対する懸念は完全に拭い去られたわけではなく、一抹の不安が残されている。

## 参考文献

- 1) 富永昭、熱音響工学の基礎、内田老鶴圃、(1998)。
- 2) Y. Matsubara and A. Miyake: Proceedings of fifth International Cryocooler Conference, (1988), pp127-135.
- 3) S. Zhu, P. Wu and Z. Chen: Cryogenics, vol. 30, (1990), p 514.

[超電導 Web21 トップページ](#)

【隔月連載記事】

パルス管冷凍機の誕生と変遷 (その4)

日本大学 量子科学研究所  
教授 松原洋一

スターリング型パルス管冷凍機の特徴

現在開発されているパルス管冷凍機は、その圧力振動発生機構で分類すると、圧力切り替え弁を用いた GM 型と直接ピストン振動を用いたスターリング型 (以後 ST 型と記す) とに大別できる。GM 型パルス管では、切り替え弁の特性制限によって、一般に 1~4Hz 程度の低周波の圧力振動が用いられている。一方の ST 型パルス管では、切り替え弁を使用していないので高速化が可能であるが、蓄冷器の特性制限と商用周波数が直接利用できる簡便さにより、一般に 50~60Hz あるいはそれ以下が用いられている。

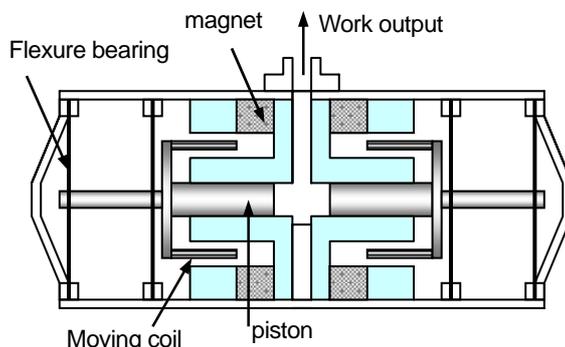


図 10 リニア対向型圧力振動発生機構

冷凍機の駆動周波数を上げられるということは、小型・軽量化を意味するので、人工衛星や航空機のような移動体搭載用冷凍機として適している。従来から、この分野ではスターリング冷凍機が用いられてきているが、いまや ST 型パルス管冷凍機がこれに取って代わろうとしている。ピストンの駆動機構も従来のクランク機構から、振動の少ないリニア対向型駆動機構が採用されるようになってきた。その具体例を図 10 に示す。図中フレクチャーベアリングとあるのは、例えば渦巻状の溝等が切られた板バネのことで、軸方向にやわらかく径方向に硬い特性があり、これを図のように 2 箇所にて設けることによりピストンをシリンダーに接触させずに往復動させる事を可能にしたものである。この方式の基本形は 1986 年に Oxford 大学からスターリング冷凍機用として報告された<sup>1)</sup> のが最初で、以後パルス管冷凍機用としても適していることから広く使われるようになり、図のように一對のピストンを対向配置して機械振動を排除する方式が定着してきた。

この圧力振動発生機構 (以下 Pressure Wave Generator を略して PWG と呼ぶ) に図 8 (「超電導 Web21」2003 年 5 月号参照) のダブルインレット方式のパルス管を組み合わせた冷凍機が開発されてきたが、運転周波数が高いのであれば、もっと効率のよい方式が考えられ、1996 年頃から検討が進められてきた。<sup>2)</sup> それは当初 Neck-tube 方式と呼んでいたが、現在では Inertance-tube 方式という呼び名が定着している。その構造は、第 2 世代のオリフィスパルス管のオリフィスを流路抵抗がほぼ同程度となるような細長い管に置き換えたものであり、その管内の流体の運動エネルギーを利用して第 3 世代の位相制御機構となるようにしたことが特徴である。

計算例を図 11 に示す。内径 6mm で全長 2m の管の一端に 2 リッターの容積を設け、他端をパルス管の高温端に接続する。封入圧力 2MPa のヘリウムを用い、パルス管高温端付近で 12cm<sup>3</sup> の変位

を与えた場合の等価 PV 仕事が管に沿って減少していく様子が示されている。この仕事の減衰は主に流路抵抗によるもので、位相の変化はイナータンス効果によるものである。この例ではイナータンス管入り口すなわちパルス管高温端での PV 仕事は 120watt と計算されており、蓄冷器損失等を考慮すると、80K 60watt クラスの ST 型パルス管冷凍機の制御系に対応している。

ヘリウムガスの音速は室温で約 1000m/sec なので 50Hz の 1/4 波長で共鳴させるには単純に 5m と計算されるが、有限の管径では共

振周波数が低くなり、しかも最適周波数として共振点よりも低い動作周波数を選定する必要があるので最適管長は短めになる。この例では管長を 2m にすることによって、確かにパルス管高温端付近での PV 仕事の位相角が 90 度を超え、第 3 世代の位相制御系になっていることが理解できる。この方式の採用によって、従来のダブルインレット方式で不安定性の原因となっていた循環ループが排除されたのと同時に、位相改善のために余分の圧縮仕事を必要としなくなり、安定化と高効率化の両面で優れたパルス管冷凍機が誕生したことになる。ただし、この方式の効果的な採用には制限があり、駆動周波数が低すぎると長くなりすぎ実用的でなくなり、小型化が進むと Inertance-tube の管径が細くなりすぎ十分な位相制御効果が得られなくなる。周波数で 20Hz、小型化で 80K1watt クラスが一応の目途となろう。

図 10 の例は、永久磁石で作られた固定磁場中に、ピストンと直結した可動コイルを配置し、フレキシブルリードを介してコイルに交流を与え、ピストンの往復動を得る方式（電動駆動方式）である。したがって磁場の均一度がよければコイルに径方向力はほとんど発生せずピストン・シリンダーのクリアランスを小さく保つのが容易である。一般に力率を向上させるために可動体の重量とバネ定数とによる共振周波数が要求される駆動周波数付近になるように設計する。一方、永久磁石をピストンに直結させ、固定コイルに交流を与える方式（電磁駆動方式）は、固定リターンヨーク内にコイルを配置することが可能なので、可動コイルのために必要であった磁気回路の空隙が不要となり、更なる高効率化が望める。GM 型パルス管冷凍機は効率の観点から大型化に限界があるが、この方式の PWG の大型化は入力 20kW クラスまで開発されており、HTC 応用等で冷凍機の効率が実用化の鍵を握っている場合への適用が検討されている。

GM 型パルス管冷凍機には、もう一つの欠点、パルス管の方向依存性の問題がある。重力に対してパルス管の低温端が下になる場合は問題ないが、配置が逆転すると冷凍能力の減少、最低到達温度の上昇が見られる。これはパルス管内で自然対流が発生することによるものと考えられ、管径が太く、周波数が低いほど劣化が著しい。ST 型パルス管冷凍機では、相対的に管径が細く周波数も高くなるので重力依存性が少なくなり、特に小型（管径で数 mm クラス）になると方向依存性の全くでない機種も報告されている。

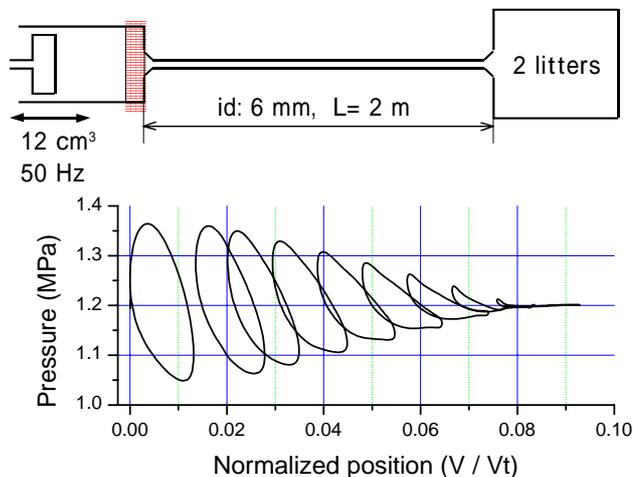


図 11 イナータンス型位相制御機構

運転周波数と蓄冷器効率

ST型パルス管冷凍機はGM型に比べて小型化、高効率化が可能で、しかも冷却特性の安定度の高い冷凍機となりえる事を示してきたが、一つの大きな問題を抱えている。それは、冷凍温度を下げようとする著しく効率が悪くなり、GM型で得られるような極低温を得にくいことである。図12はその理由を計算によって示したものである。直径26mm長さ110mmの円筒に300meshの銅網を積層した蓄冷器を室温と30Kとの間で動作させる。平均圧力1.5MPaのヘリウムガスを、まず圧力振幅

0.25MPa、蓄冷器低温端を振幅0.32g/secで変位させる。低温端での仕事流<W<sub>p</sub>>は2.6wattで周波数によらない。ところが蓄冷器を通過するエンタルピー流<H<sub>R</sub>>は図の丸印のような周波数依存性を持ち、周波数の増大と共に増大する。実質冷凍量は<W<sub>p</sub>>と<H<sub>R</sub>>との差に比例するから34Hzで冷凍量がゼロになる。次に圧力振幅を0.13Mpaに下げ、<W<sub>p</sub>>が等しくなるよう流量振幅を0.967g/secに増した結果は三角印のように50Hzまで使えるようになり、更に0.06Mpaと2.1g/secとの組み合わせで50Hz以上の高い周波数でもある程度の冷凍量が得られるようになるが、効率の劣化は免れない。

以上の結果をまとめると、高周波運転は低圧力振幅がよい；効率は運転周波数が低いほどよい；低周波運転では高圧力振幅がよい；蓄冷器のエンタルピー流は周波数の3乗に比例して増加する。この<H<sub>R</sub>>の増大は主に蓄冷器内に存在する無効容積（Void volume）に依存しているのので、従来のような単純な金網以外の形状で、有効な熱伝達表面積を減少させること無く、しかも圧力損失を増大させずに無効容積の小さい蓄冷器を開発することが今後の課題となろう。

参考文献

- 1) T. W. Bradshaw, J. Delderfield, S. T. Werreu and G. Davey, Adv. Cryo. Eng., Vol. 31, (1986), pp801-809.
- 2) S. W. Zhu, S. L. Zhou, N. Yoshimura and Y. Matsubara, Cryocoolers, 9 (1997) pp269-278.

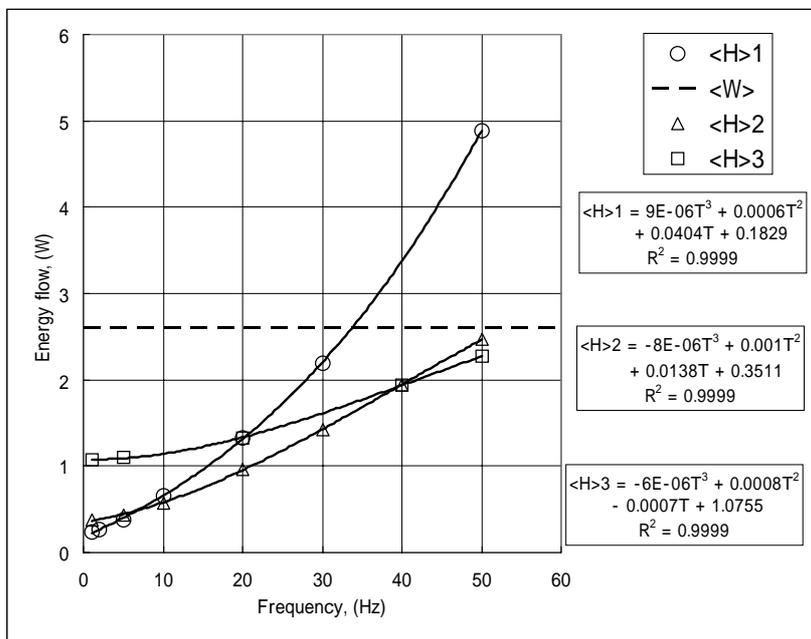


図12 蓄冷器効率の周波数特性

【隔月連載記事】

パルス管冷凍機の誕生と変遷 (その5)

日本大学 量子科学研究所  
教授 松原洋一

パルス管冷凍機の多段化

パルス管冷凍機でも、20K 以下の極低温を効率よく得るためには、スターリングや GM 冷凍機と同様に膨張ステージを多段化する必要がある。

1964 年頃の基本型パルス管では図 13(a)のような多段化方式が採用されていた。この構成では各段のパルス管と蓄冷器とはそれぞれ同一の温度レベルで動作している。すなわち下段パルス管の高温端は上段パルス管の低温端に熱的に結合されている。このような直列型パルス管による多段化方式の問題点は、下段パルス管内でのエンタルピーの流れを上段パルス管の冷凍仕事の一部を消費することによってのみ取り去らなければならないということである。その結果として効率の良い多段冷凍機を構成させることが困難となる。

1984 年以後の第 2 世代のパルス管でも同様な方式での多段化が試みられていたが、3 段にしても 10K 以下は得られていない。<sup>1)</sup> 基本型パルス管の場合にこのような構成が考案された理由は、その動作原理がパルス管壁を媒体とする熱輸送効果を利用しているので、管壁の温度勾配に限界があり、限られた圧縮比のもとでは 1 本のパルス管で温度比 2 以上を達成させることが困難であることによっていた。したがって多段化させる場合でも、低温段のパルス管の高温端は上段の低温端に接続し、温度比を低く保たせる必要があった。一方、第 2 世代以後のパルス管冷凍機では管壁での熱輸送効果を利用せず、直接仕事の流れを利用しているため、本質的な温度比の限界は無く、このような直列方式の多段化にこだわる必要性が特に無い。

そこで第 2 世代以降のパルス管用として図 13(b)に示すようにパルス管を並列にした多段化方式が新たに提案され、この方式の 3 段パルス管で 3.6K が得られ、並列方式の優位性が実証されるようになった。<sup>2)</sup> 最も、ここに達するまでには、以下のような開発過程があった。

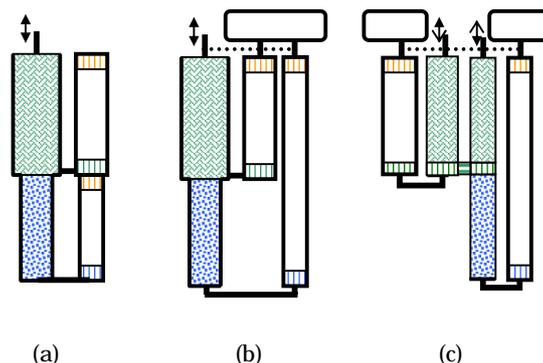


図 13 多段パルス管冷凍機の構成

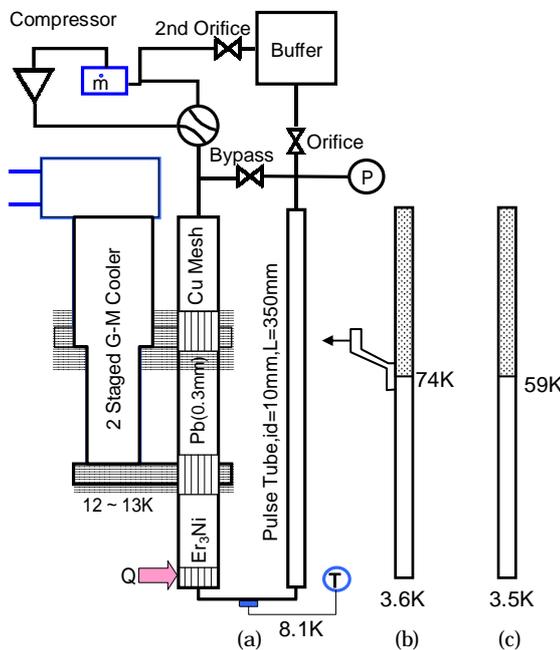


図 14 GM 予冷型パルス管冷凍機

1982年にGMサイクルで初めて4K台の極低温の得られることが実証<sup>3)</sup>されて以来、多段GM冷凍機で4Kを効率よく達成させるための蓄冷材開発が盛んになり、Er<sub>3</sub>Niを始めとする多くの磁性蓄冷材が開発された。そこで磁性蓄冷材を用いたパルス管冷凍機の可能性を検討するために図14のようにGM冷凍機で予冷された蓄冷器と一本のパルス管(内径8mm)との組み合わせで最低到達温度を測定した。<sup>4)</sup>まずパルス管の高温端をGM冷凍機で約50Kに予冷した場合には4.5Kが得られたので、図14(a)のように高温端を室温まで伸ばしたところ8.1Kしか得られなかった。そこで図14(b)のようにパルス管の上半分に蓄冷材(ステンレス球)を挿入し、その境界部をGM冷凍機の1段目で約74Kに予冷してみた。その結果、3.6Kが得られたが、興味あることは、境界部での熱流がGM冷凍機側からパルス管に向かっており、予測とは逆の結果を示していた。そこで図14(c)のように予冷をはずしてみたところ、3.5Kが得られ、境界部の温度も59Kを安定に保っていた。

一般に、断熱空間(パルス管)から等温空間(蓄冷器)に向かって仕事を流せば、その境界位置の温度は上昇するはずである。したがって、この結果の意味するところは、少なくとも境界部での仕事の流れがパルス管の高温端から低温端に向かっていることを示している。この奇妙な現象を明らかにする目的で、warm expander方式の位相制御による実験と、それに対応する数値解析を試みた。実験での最低到達温度は2.7Kであったが、低温端が4K以下になるための条件はパルス管高温端でのPV線図が“8”の字を描いており、その積分の結果が圧縮仕事、つまりパルス管に仕事が入力されている状態であることを示していた。<sup>5)</sup>数値計算の結果も、この実験結果を支持していた。それによれば、管壁との熱伝達によって仕事流が熱流に変換され、パルス管途中で仕事流がゼロになり、その位置より高温側では逆向きの仕事流が必要になる。第1世代の基本型パルス管と異なる点は、仕事流がゼロになる位置でも気体の振幅はゼロではなく低温端よりも大きな振幅を必要としていることである。

以上の考察から、上述の実験でパルス管高温部に蓄冷材を挿入すると境界部の温度が下がるのは、その部分での仕事流が高温から低温に向かっていただけだと考えることができる。ただし、低温端の到達温度を低減させるために、高温部に蓄冷器を挿入する必要があるのは、パルス管の直径がある程度小さい場合に限られ、直径が20mm近くになると仕事流の逆転する位置が室温端付近になるので蓄冷材を挿入する必要性が無くなる。

その後のパルス管冷凍機の低温化に関する研究の舞台はヨーロッパに移動し、アイントホーベン工科大学(オランダ)のde WaereらがHe-3を作業ガスとする3段パルス管で1.7K、2002年にはギーセン大学(ドイツ)のThummesらが2段パルス管で1.4Kを達成するなどの進展が見られている。

しかしHe-3は高価でありGM型パル

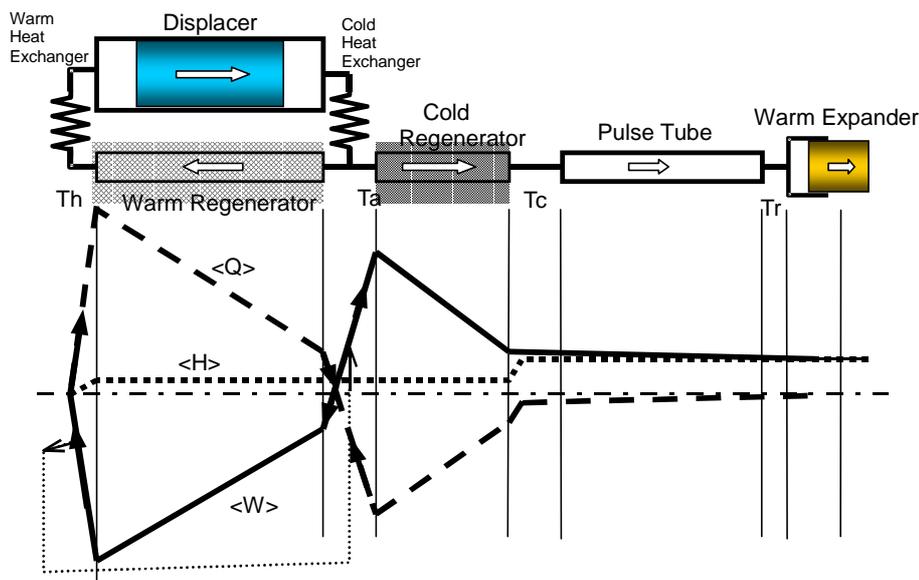


図15 VM型パルス管冷凍機

ス管冷凍機の作業ガス全てを He-4 から置換するのは実用的ではない。そこで図 13(c)の右側のサイクルに図 15 のようなサイクルを適用した複合サイクルが提案された。<sup>6)</sup> パルス管冷凍機には GM 型とスターリング型とがすでに開発されているが、この方式は Vuillemier サイクルの一部をパルス管に置き換えた構造をしているので、VM 型パルス管冷凍機と呼ぶ。

いま、 $T_a$  を室温、 $T_h$  を高温に保ち、ディスプレイサを左右に振動させると作業ガスの平均温度が変化するので、圧力振動が発生する。そこで、やはり室温  $T_r$  に置かれた warm expander で仕事吸収できるように位相を調整すれば、図下の実線で示すような仕事流が発生する。その結果  $T_c$  の温度が低下し、第 3 世代のパルス管冷凍機が実現する。ここで機械的な圧縮機が無いのにもかかわらず低温が得られる理由は、まず warm regenerator 内に  $T_h$  側から  $T_a$  側に向かう熱流（破線）が発生する。エネルギー保存則によって warm regenerator 内には熱流と逆向きの仕事流が存在しなければならない。この仕事流は  $T_a$  側から  $T_h$  側に向かって増幅されているので、ディスプレイサを通過して  $T_a$  側に戻り、その余剰仕事は  $T_c$ 、 $T_r$  側に流出するためである。

この VM 型パルス管を更に発展させると図 16 のようになる。(a)は図 15 の  $T_h$  側を室温に、 $T_a$  側を低温（例えば 40K）にし、パルス管の低温端で 4K 以下の冷凍温度を得ようとするものである。なお、ディスプレイサは室温部にのみ置き、室温と 40K との間はパルス管と同様な仕事のみを通過させる空間（パルス管とは仕事流の向きが逆なので、単に work transfer tube と呼んでいる）で結ぶ。この方式は、低速運転が可能なので、10K 以下の低温発生に適しており、更に必要とされる作業ガスが少ないという特徴を持っているので、高価な He-3 を利用するのにも適している。(b)は更に高温の熱流を利用する方式で、この場合には 40K での必要冷凍量が少なくて済むという特徴が加わる。いずれも今後の研究課題として残されている。

一方、運転周波数が高速のスターリング型パルス管冷凍機は低速型に比較して低温を得るのが困難であるとされているが、それでも多段化による低温の取得を試みる実験は行われてきた。2002 年には、Lockeed Martin 社から運転周波数 31Hz で入力 240watt の 3 段 St 型パルスを発表し、5.35K（70mW@8K）の達成が報告された。<sup>7)</sup> この冷凍機は入力を 60watt に下げても 8K が得られたことにより、高速小型冷凍機に新たな道を開いたといえるであろう。

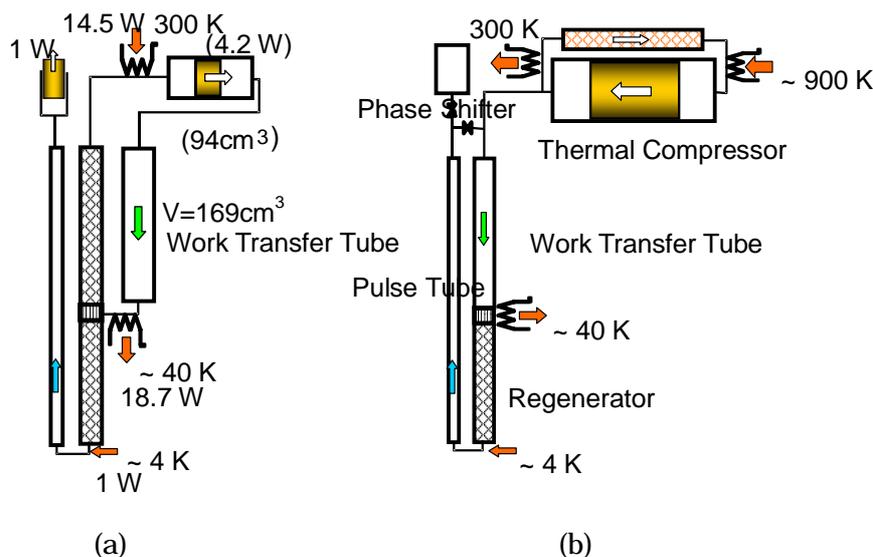


図 16 VM 型 4K パルス管冷凍機の構成例

## 参考文献

1. P. E. Bradley and R. Radebaugh, Adv. Cryo. Eng., Vol. 41, Preum Press, (1996), p1511-1518.
2. Y. Matsubara and J. L. Gao, Cryogenics, Vol. 34, No.4, Butterworth, (1994), p259-262.
3. Y. Matsubara and K. Yasukouchi, NASA Conference Publication 2287, (1982), p157-168.
4. J. L. Gao and Y. Matsubara, Cryogenics, Vol. 34, No.1, Butterworth, (1994), p25-30.
5. S. L. Shou, G. Thummes and Y. Matsubara, Adv. Cryo. Eng., Vol. 45, Preum Press, (2000), p81-88.
6. Y. Matsubara and S.L. Zhou, "Proceedings of the 18th ICEC, (2000), p535-538.
7. J. Olson, et al., Low-power Cryocooler Workshop, University of Twente, March 31 (2003).

[超電導 Web21 トップページ](#)

【隔月連載記事】

パルス管冷凍機の誕生と変遷 (その6 最終回)

日本大学 量子科学研究所  
教授 松原洋一

熱駆動型パルス管冷凍機の誕生

パルス管冷凍機の誕生以来、振動流体のエネルギー輸送に関する理解は著しく進展した。図17はそのような観点からパルス管冷凍機をまとめたもので、仕事源としての圧力振動発生装置(PWG)、等温空間としての蓄冷器、熱交換器、断熱空間としてのパルス管、仕事吸収系としての位相制御機構とによって構成される。PWG から仕事を吸収系に向けて流せば熱交換器部での温度は必然的に低下し、低温での冷凍が得られるようになる。

このようにパルス管冷凍機は、低温の機械的可動部を持たないという特徴により、低振動、長寿命、高信頼性等が期待され、その実用化が進められてきた。しかし、室温部にある PWG は、GM 型の場合には油循環型圧縮機と圧力切替弁が必要であるし、スターリング型の場合には電磁駆動型リニア圧縮機等が必要となり、これらの機械的駆動部の存在が、パルス管冷凍機の平均寿命や信頼性を制限している可能性がある。一方、PWG としては、これら以外にもスターリングエンジンや、VM サイクルの熱機関部の応用等、熱入力を直接仕事流に変換する方式が考えられ、特にその中でも機械的可動部を持たない熱音響発振器の応用は興味深いものがある。

そこで可動部の全く無いパルス管冷凍機を実現させたいという願望から、G. Swift(LANL)による熱音響発振器と R. Radebaugh(NIST)によるオリフィス型パルス管とを一体化させた図18のような冷

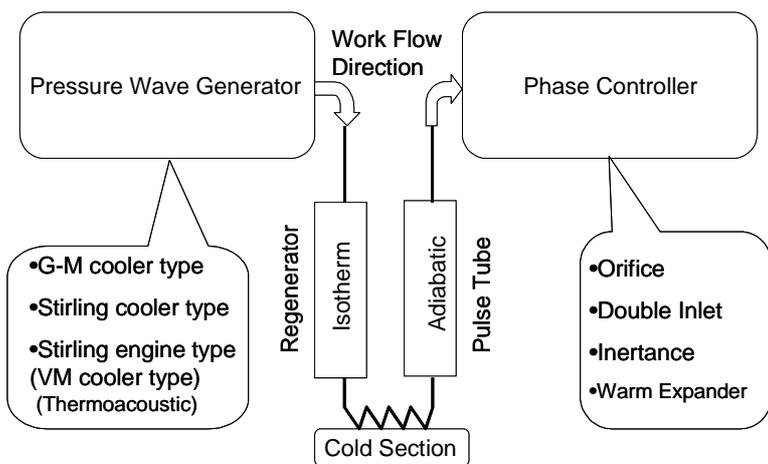


図17 パルス管冷凍機の基本構成要素

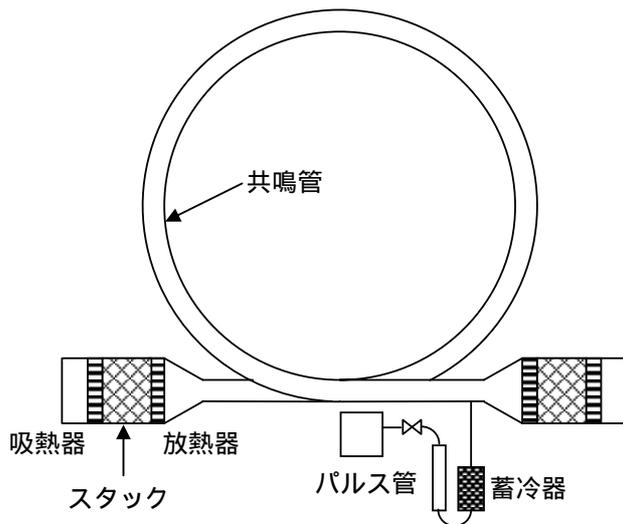


図18 熱音響駆動パルス管冷凍機 (クーラフロー)

凍機が両者より提案された。1) 到達温度は 90K、120K で 5watt の冷凍能力が入熱 3kwatt で得られている。効率は決してよくないが、可動部の無い初めてのパルス管冷凍機として評価され、1990 年度の R&D100Awards を受賞している。その形状がフラフープに似ていることからクーラフープとも呼ばれている。ここで用いられた熱音響発振器の動作原理を図 19 で説明する。

例えばヘリウムガスの充填された長さ 10 メートルで両端の閉じた細長い管を考える。今、管の一端にスピーカーを取付け振動を加えれば、図 19(a)のような 1/2 波長の定在波が立つ周波数の振動を加えるとき、最も少ない振幅で大きな圧力振動が発生する。

実線が圧力、点線が変位のそれぞれの位置での最大振幅を示す。ヘリウムの音速は室温でおよそ 1000m/sec なので、周波数は 50Hz となる。もちろんスピーカーの振動を止めれば、粘性損失等によって共振も止まってしまう。そこで図 19(b)のように二つの熱交換器（一方を高温  $T_h$  に加熱し、他方を室温  $T_a$  に冷却する）を挿入し、その間に適当な伝熱面をもつ流路（一般にスタックと呼ばれる）を置く。気体の振動面をピストンと見なせばピストンが左に動くとき体積が減少するので圧力が上がるが、気体の質量が全体に高温側によるので熱伝達により更に圧力が上がる。次にピストンが右に動くとき体積が増大し圧力が減少するが、期待の質量が室温側によるので熱伝達により更に圧力が下がる。1 サイクルを見ると気体は PV 平面で時計回りの面積を描く。すなわち図右方向の仕事流が発生する。 $\langle H \rangle$ 、 $\langle Q \rangle$ 、 $\langle W \rangle$  の関係は計算により図 19(c)のように求められる。すなわち入熱の一部が仕事に変換され、残りが室温に放熱される。この発生仕事が粘性等の損失とバランスすれば、スピーカーからの仕事が無くとも振動を持続させることができる。更に加熱温度が十分に高く発生仕事が損失を上回れば、余剰仕事を取り出してパルス管冷凍機の仕事源として使うことができる。図 18 は、その具体例で発生仕事を大きくするために熱・仕事変換器を共鳴管の両側に設け、しかも共鳴管より太くしてある。この方法は全長を短くするのにも役立っている。

この熱音響発振器とパルス管冷凍機との組み合わせは、その後各国で研究が進められているが、特に LANL では大型化、高効率化を志向した動きがある。すでに 1997 年には 140 で 2kW の冷凍能力あるいは 140g/day の LNG 液化能力を持つシステムが報告されており、更

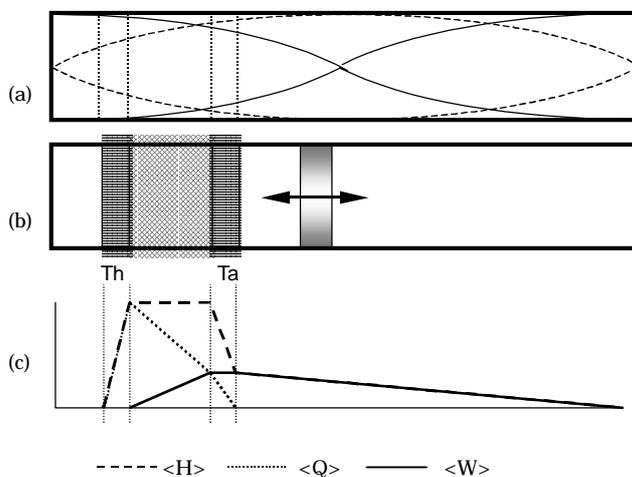


図 19 定在波型熱音響発振器の動作原理

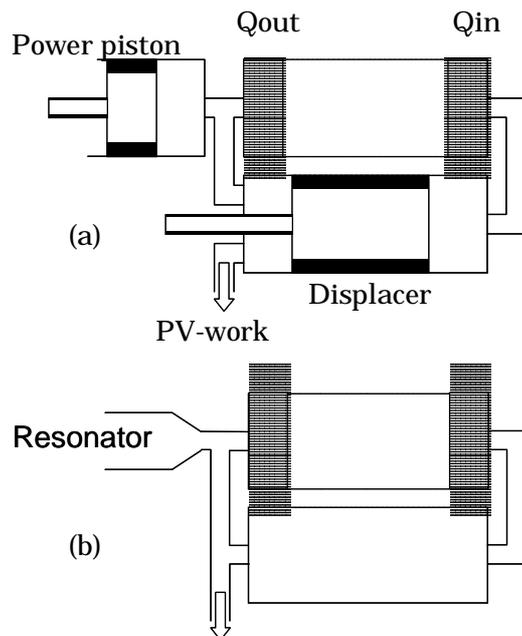


図 20 スターリングエンジンと進行波型熱音響発振器

に 10,000garon/day の可能性も検討され始めている。<sup>1)</sup>

図 18、図 19 の熱音響発振器は定在波型と呼ばれるが、その後進行波型と呼ばれる方式が提案された。図 20(a) は典型的な進行波型の例としてスターリングエンジンを示している。一般にはパワーピストンとディスプレイサとをクランク等でリンクさせ、高温熱交換器に  $Q_{in}$  の熱を加え、室温熱交換器から  $Q_{out}$  の熱を放出させるとき、理想的には  $Q_{in}-Q_{out}$  に相当する仕事が軸馬力として利用される。しかしスターリングエンジンは圧力振動発生装置でもあるので、機械仕事を必要としない場合には図の矢印のように PV 仕事を取り出してパルス管冷凍機の仕事源として利用することも可能である。図 20(b) はパワーピストンを気体の共鳴管に置き換え、ディスプレイサも取り除くことにより機械的な可動部を全く持たない進行波型の熱音響発振器を構成させたもので、G.Swift 等によって実証されている。

この方式は、熱機関としてのスターリングサイクルになっているので、定在波型で使用していたスタックの部分に、より効率のよい蓄熱器を用いることができ、理論効率の良さが大きな特徴であるが、固体のディスプレイサを取り除いた部分がフィードバックループとなって循環流が発生し、不安定性の発生する可能性がある。

そこで、図 21 のようにスターリングサイクルの蓄熱器両端の境界条件を変えてみた。(a) は基本的なスターリングエンジンで図 20 を再現している。 $Q_{in}$  側から取り出した仕事はディスプレイサを介してパワーピストン側へ出力され、あるいは PV 仕事として取り出され、一部は蓄熱器に戻る。(d) は定在波型で図 19 を再現している。境界条件を少しずつずらすことによって(b)、(c)の方式が存在する

ことが数値計算によって明らかにされ、その具体的実施例として、図 22 の方式が提案された。<sup>2)</sup> 共鳴器は図 19 のような共鳴管でも良いが、共鳴管の問題点は、それ自体が機械的振動を発生するため、ここでは一対の気体軸受型ディスプレイサを採用している。パルス管の位相制御機構にも Inertance-tube の代わりに warm expander を採用し、小型化への対応性を高めて

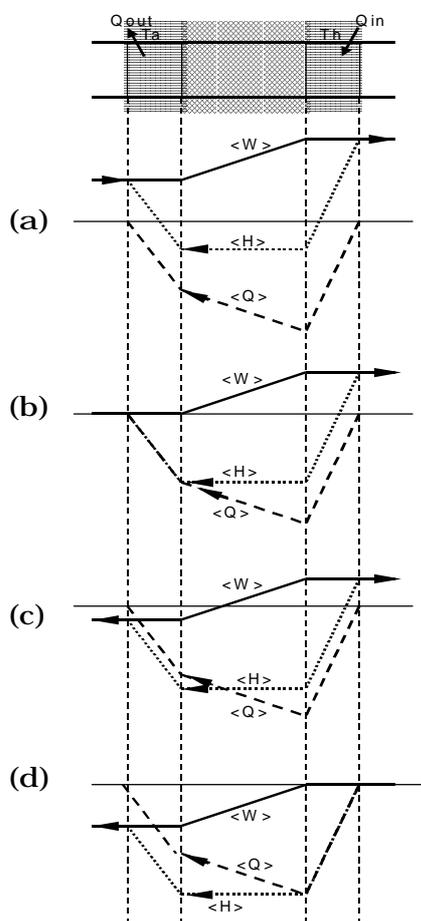


図 21 各種熱音響発振器のエネルギー流比較

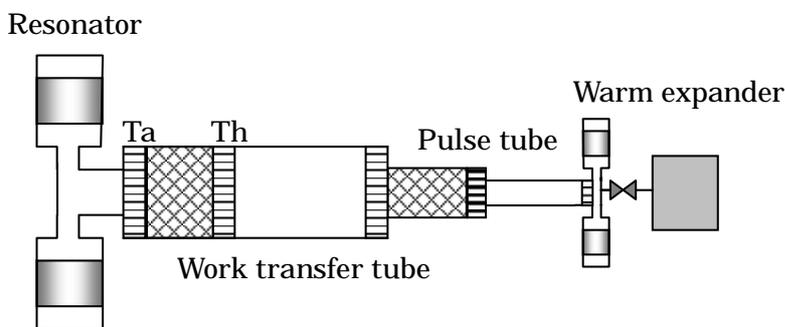


図 22 固体共鳴器を採用した熱駆動パルス管冷凍機

いる。機械的可動部の採用も非接触で振動除去を考慮した方式であれば寿命にはあまり影響しない  
と考える。しかしこの方式はまだ完全には実証されておらず、今後の研究成果に期待したい。

## おわりに

パルス管冷凍機は、その誕生から今年で40周年を迎える。人生に譬えれば40にして惑わず、と  
なるが、パルス管も理論面ではほぼ解明され、設計性も向上し、今後は特定応用に特化した実用化  
研究がますます進められる時代に入ってきていると思われる。

超電導デバイスに代表される各種高感度信号検知素子の冷却システムを検討するとき、クライオ  
クーラは“ Invisible ”であってほしいという要求が求められてきた。これは単に物理的に見えない  
ということではなく、その存在を意識しないで済む、と解釈したい。小型、軽量はもちろんのこと、  
低振動、低入力、低価格であることも要求に応える要素になり、パルス管冷凍機は“ Invisible ”な  
冷凍機のトップに位置していると思われる。

今後の発展が期待されている水素産業や超電導の電力分野への更なる発展を支援する冷凍システ  
ムに関しても、スターリング型パルス管冷凍機や熱音響型パルス管冷凍機等の実用化研究を進める  
ことは急務であろう。(おわり)

## 参考文献

1. G. W. Swift and J. J. Wollan, Gas TIPS, Volume 8, Number 4, pp21-26, Fall 2002.
2. Y. Matsubara, Low Power Cryocooler Workshop, University of Twente, March 2003.

[超電導 Web21 トップページ](#)