冷凍機 の 設 計 法

西 田 啓 一

大阪酸素工業(株)研究部 大阪市西淀川区野里東4-94

(1968年 10 月 31 日受理)

Designing of Refrigerator

Keiichi NISHIDA

R/D Department, Osaka Oxygen Industries, Ltd., 4-94 Nozatohigashi, Nishiyodogawa-ku, Osaka, Japan

(Received October 31, 1968)

The designing of cryogenic refrigerator using helium gas is described. Heat balance, heat exchangers and/or expansion engines in Cascade and Claude cycle refrigerators are cited.

1. は じ め に

極低温冷凍機を設計するためには、いろいろの要素を考えねばならない。まず、所望する温度と冷凍量から、最適の冷凍方法やサイクルを選ぶ必要がある。この温度と冷凍量は、定常時における所要冷凍量と、その目的温度にするための所要時間——これは被冷却体および冷凍機自身の熱容量により決まる——の関係から求められたものであるべきである。ここではカスケ

ード、クロード、スターリング、ギホード・マクマホン、タコニス、パルスチューブ型などの各サイクルのうち、古くから用いられているカスケード型およびクロード型について述べることにする。

2. 冷凍サイクルと冷凍量

液体ヘリウム温度での冷凍機では、Fig. 1 に示すヘリウムの潜熱を用いるので、これにより所要ヘリウム量を求めることができる。液体ヘリウムの温度は、

Fig. 1 Heat of vaporization of liquid helium

Fig. 2 Vapor pressure of liquid helium

Fig. 2 に示すように、圧力によって変化する。ヘリウムの臨界温度は 5.2°K であるから、これ以上の温度では顕熱を利用することになる。

2.1 カスケード型

この方法は、1908年にオンネスが初めてヘリウムの液化に成功して以来、現在もなお、しばしば用いられている。構成は Fig. 3 に示すとうりであって、高压

Fig. 3 Flow diagram of Cascade refrigerator

ヘリウムガスを、液体窒素および液体水素で冷却した後、J-T 弁で等エンタルピー膨脹させて、液体ヘリウム温度を得るものである。この時、J-T 弁前の圧力および温度は、逆転領域内でない温度上昇をきたすので、Fig. 4 に示す曲線内にその圧力、温度を求めねばならない。この型は製作が比較的簡単で膨脹機のよ

Fig. 4 Helium inversion curve

うな低温での駆動部がないので、故障が起こりにくく、操作しやすいなどの利点がある。しかし水素を用いるので、安全性については充分考慮する必要がある。

2.2 クロード型

この型の代表的な例は、コリンズによって開発されたもので、Fig. 5 に示すような構成になっている。膨脹機は後で述べるような往復動型のもので、2台使用されている。この1段目の膨脹機を用いないで、液体窒素でヘリウムガスを冷却する方法もある。

2.3 冷凍量と熱バランス

ヘリウム冷凍機がヘリウム液化機と異なる点は、定常時においては、最終熱交換器などの高压側と低压側のガス流量が同じであるということである。したがって、熱バランスの計算上で、液化機とやや異なった考え方が必要となる。

Fig. 5 において、流量 $m(\text{g/sec})$ のガスが流れた時の全系の熱バランスは次のようになる。

$$H_1 = H_1' - \varepsilon(H_7' - H_8) + \frac{W_e}{m} \quad (1)$$

ここで、 H は各位置におけるガスのエンタルピー (joule/g), ε は液化率, W_e は膨脹機の仕事量 (joule/sec = watt) である。ヘリウムガスの全流量を1とした時の、第1段および第2段膨脹機に流す流量比を x_1, x_2 とすると、仕事量は次式で示される。

$$\frac{W_e}{m} = x_1(H_2 - H_3') + x_2(H_4 - H_5') \quad (2)$$

また、液化率は(1)式を変形して次式から求められる。

$$\varepsilon = \frac{(H_1' - H_1) + x_1(H_2 - H_3') + x_2(H_4 - H_5')}{H_7' - H_8} \quad (3)$$

この時の所要冷凍量を $Q(\text{watts})$ とすると、全系の流量 $m(\text{g/sec})$ は次式から求められる。

$$\begin{aligned} Q &= m\varepsilon(H_7' - H_8) = m(H_7' - H_7) \\ &= m(1 - x_1 - x_2)(H_5' - H_5) \end{aligned} \quad (4)$$

2台の膨脹機への流量比 x_1, x_2 と、J-T 弁への流量比 $(1 - x_1 - x_2)$ は、いろいろな条件で異なるが、これが判れば、 Q を代入して m を求められる。Fig. 3 においては、膨脹機がないので次式が成立する。

$$Q = m(H_5' - H_5) \quad (5)$$

いま、J-T 弁の流量を $m_{JT}(\text{g/sec})$ とした場合、最終熱交換器以下の熱バランスをみると、Fig. 3, Fig. 5 にかかわらず、(5)式が成立する。この式にいろいろの条件、すなわち、冷凍量 $Q(\text{watts})$ 、高压側圧力 $P_H(\text{atm})$ 、最終熱交換器の高压側入口温度 $T_5(^{\circ}\text{K})$ を与えて、これらの関係を計算した結果を Fig. 6 に示

Fig. 5 Flow diagram of dual engines Claude-cycle refrigerator

Fig. 6 Refrigeration performance ($T_5 - T_5' = 0.5^\circ\text{K}$)

した¹⁾。ここでは、最終熱交換器の高温側の温度差 ΔT_5 ($\Delta T_5 = T_5 - T_5'$) を 0.5°K 、低圧側圧力 P_L を 1 atm としている。圧縮機の等温圧縮の所要動力 W_C

(watts) は次の式で求められる。

$$W_C = \frac{m_{JT} R T_{amb}}{M} \ln \left(\frac{P_H}{P_L} \right) \quad (6)$$

ここで、 R はガス常数、 M は分子量、 T_{amb} は圧縮機を設置した所の大気温度 ($^\circ\text{K}$) である。しかし、これは圧縮機の等温効率を 100% とした場合であり、実際には効率は 60~70% であるから、この点を考慮する必要がある。Fig. 6 で optimum の線は、最少の圧縮仕事量で最大冷凍量を得ることのできる線で、second law の線の右側の領域は、熱力学第 2 法則に反する。すなわち、J-T 弁前温度が液体ヘリウム温度以下になる領域で、実際にはありえない。また inversion の線は逆転温度・圧力を示している。

いま例として $Q=1$ watt とし、 T_5 を 14°K とすると、optimum の線は second law の線の右側で、実際にはありえないから、second law の線上の交点を見ると、 $P_H=20$ atm がえられる。この時の m_{JT}/QM は 0.02 であるから、 $Q=1$ watt、 $M=4$ を代入すると、 $m_{JT}=0.08$ g/sec ($1.6 \text{ m}^3/\text{hr}$, NTP) となる。またこの時の圧縮機の仕事量 W_C は、160 watts となる。

膨脹機を用いるクロード型の場合には、膨脹機に流

す流量分だけ、さらにヘリウムガスの圧縮量を増さねばならない。Fig. 7 は、第 2 熱交換器の高圧側出口温

Fig. 7 Claude-cycle refrigerator performance ($T_3=77.36^\circ\text{K}$, $T_3'=75.36^\circ\text{K}$)

度 T_3 を液体窒素温度の 77.36°K 、低圧側入口温度 T_3' を 75.36°K ($\Delta T_3=T_3-T_3'=2^\circ\text{K}$) とした場合に、第 2 段膨脹機に流す流量と、J-T 弁に流す流量の比を示したものである²⁾。ただしこの場合、膨脹機の効率は 70% としている。先程の $Q=1$ watt, $P_H=20$ atm, $\Delta T_3=0.5^\circ\text{K}$ であると、膨脹機への流量は 44% であることが判る。また、この流量は冷凍量 1 watt 当り、 0.063 g/sec であり、圧縮機の仕事量は(6)式が一般に成立するから、 m_{JT} の代りに代入して計算し、 13_0 watts となる。この時の膨脹機の仕事量 W_e は 2.45 watts であることも判る。

一般に膨脹機の仕事量 W_e は(2)式に示したとおりであるが、Fig. 8 および Fig. 9 に、膨脹機の仕事量を

Fig. 8 Expansion engine performance--70% efficiency

Fig. 9 Expansion engine performance--70% efficiency

求める参考として、効率が 70% の場合における入口および出口温度を示した²⁾。膨脹機の効率 η_e は、Fig. 5 において次のように定義される。

$$\eta_e = \frac{H_2 - H_3'}{H_2 - H_3''} \times 100 \quad (7)$$

ここで、 H_3'' は、温度 T_2 のガスが、完全に等エントロピー膨脹した時に得られる温度 T_3'' のエンタルピーである。

以上の熱バランスに基づいた温度を、Fig. 5 に一例として示した。

3. 熱交換器の設計

熱交換器には、リンデ 2 重管型、多重管型、束管型、コリンズ型、ジョイ・コリンズ型、ハンプソン型、プレートフィン型などがあり、使用目的や、温度、圧力などの条件で使い分けられる³⁾。

Fig. 10 に示されるような温度分布の熱交換器において、熱交換量 Q_h (joule/sec) は次式で与えられる。

Fig. 10

$$Q_h = m C_p (T_1 - T_2) = m' C_p' (T_1' - T_2') \quad (8)$$

ここで、 m , m' は高圧側および低圧側の流量 (g/sec), C_p , C_p' は高圧側および低圧側の平均比熱 (joule

/g °K)で、 T は温度 (°K) である。

一般に熱交換器の長さ L (cm) は、平均温度差を ΔT_m (°K)、総括伝熱係数を U (joule/cm² sec °K)、熱交換に関与する単位長さ当りの表面積を l_e (cm) とすると、次式から求められる。

$$L = \frac{Q_h}{\Delta T_m U l_e} \quad (9)$$

ここで、 ΔT_m 、 U は次式からえられる。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (10)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h} + \frac{1}{h'} + \frac{K}{\delta} \quad (11)$$

ここで、 $\Delta T_1 = T_1 - T_1'$ 、 $\Delta T_2 = T_2 - T_2'$ である。(11) 式は高压側と低压側の熱伝達面積が等しい場合にのみ成立し、 K は熱交換器材料の熱伝導度 (joule/cm sec °K)、 δ は熱伝達面の厚み (cm) で、一般に K/δ の値は小さく無視できる。 h および h' は、高压側および低压側の境膜伝熱係数 (joule/cm² sec °K) で、低温のヘリウムガスに対して乱流領域 (レイノズル数 $Re > 2,300 \sim 3,000$) で次式が成立する⁴⁾。

$$h = \frac{0.15}{\pi} C_p \mu^{0.25} m^{0.75} de^{-1.75} \quad (12)$$

ここで、 μ は粘度 (poise)、 de は有効直径 (cm) で次式で示される。

$$de = 4 \times \frac{\text{管の断面積 (A cm}^2\text{)}}{\text{熱交換に関与する単位長さ当りの表面積 (} l_e \text{ cm)}} \quad (13)$$

h' も同様に求めることができる。

熱交換器設計上、圧力損失は重要なファクターで、特に低压側で問題になる。一般に圧力損失 Δp (g/cm²) は次式で求められる。

$$\Delta p = f \frac{G^2 L}{2 g_c \rho d_h} \quad (14)$$

ここで、 G は、 m/A (g/sec cm²)、 L は長さ (cm)、 g_c は重力加速度 (cm/sec²)、 ρ はガス密度 (g/cm³) で、 d_h は水力直径 (cm) で次式で示される。

$$d_h = 4 \times \frac{\text{管の断面積 (A cm}^2\text{)}}{\text{流体のふれる全表面の単位長さ当りの表面積 (} l_h \text{ cm)}} \quad (15)$$

また、 f は摩擦係数で、乱流領域では、次式で示される。

$$f = 0.3164 Re^{-0.25} = 0.3164 \left(\frac{G d_h}{\mu} \right)^{-0.25} \quad (16)$$

ここで、 Re はレイノズル数である。

円管の場合には、圧力損失 Δp (g/cm²) の式は次の

ように簡単になる。

$$\Delta p = 0.2414 \frac{\mu^{0.25}}{g_c \rho} \frac{m^{1.75}}{d_h^{4.75}} L \quad (17)$$

熱交換器の効率、全系の効率を良くするために、できるだけ高いことが望ましい。普通の向流型や並行流型の熱交換器の効率は、95~98%程度である。99%以上のものは製作が難しく、長さも長くなり、圧力損失が大きくなるなどの問題が生じてくる。

熱交換器の温度効率 η_h は、Fig. 10 において次のように定義される。

$$\eta_h = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2'} \times 100 \quad (m C_p \leq m' C_p') \quad (18)$$

$$\eta_h = \frac{T_1' - T_2'}{T_1 - T_2'} \times 100 \quad (m C_p \geq m' C_p') \quad (19)$$

例として、Fig. 11 に示すような 2 重管を用いた第

Fig. 11

3 熱交換器の計算を行なってみる。円管内を高压側、環状部を低压側とする。Fig. 5 において $T_3 = 77^\circ K$ 、 $T_3' = 75^\circ K$ 、 $T_4 = 27^\circ K$ 、 $m = m' = 0.143$ g/sec、 $P_H = 20$ atm、 $P_L = 1$ atm である。高压側の $\rho = 1.87 \times 10^{-2}$ g/cm³、 $\mu = 6.2 \times 10^{-5}$ poise、 $C_p = 5.34$ joule/g°K、低压側の $\rho' = 9.74 \times 10^{-4}$ g/cm³、 $\mu' = 6.2 \times 10^{-5}$ poise、 $C_p' = 5.2$ joule/g°K で与えられる。(8)~(10) 式を用いて計算すると、次のようになる。高压側の $A = 0.0963$ cm²、 $d_e = 0.35$ cm、 $d_h = 0.35$ cm、 $Re = 8.38 \times 10^3$ 、 $h = 3.31 \times 10^{-2}$ joule/cm² sec°K となる。低压側の、 $A' = 0.157$ cm²、 $d_e' = 0.5$ cm、 $d_h' = 0.2$ cm、 $Re' = 2.94 \times 10^3$ 、 $h' = 1.74 \times 10^{-2}$ joule/cm² sec°K となる。これから、 $U = 1.14 \times 10^{-2}$ joule/cm² sec°K が求まる。 $Q_h = 38.3$ joule/sec から $T_4' = 23.6^\circ K$ となる。 $\Delta T_m = 2.64^\circ K$ となり、 $L = 1.157 \times 10^3$ cm を求めることができる。また高压側 $\Delta p = 6.5 \times 10^{-3}$ kg/cm²、低压側 $\Delta p' = 1.1 \times 10^{-1}$ kg/cm² となり、 $\eta_h = 96.3\%$ となる。

熱交換器の材料としては、熱伝導が良く、低温特性が良い (たとえば、低温脆性を示さない)、工作容易

なものを選ぶ必要がある。このため銅、アルミニウム、キュプロニッケル、ジャーマンシルバーなどが使用される。構造上の注意としては、縦方向の熱侵入が小さいこと、輻射を受ける表面積を小さくすること、圧力損失を小さくすることなどがある。また熔接箇所では、材料の熱膨脹係数を考慮しておかないと、温度サイクルのくり返しで、ひび割れが生じ、漏れの原因になることがあるので注意せねばならない。

4. 膨脹機 の 設 計

膨脹機の役割は、ヘリウムガスを逆転温度まで冷却することと、定常時において、(1)式で示した熱バランスを保つために必要な仕事量を作り出すことである。膨脹機には往復動型とターボ型の2種類があり、通常、前者は中、小型冷凍機に、後者は大型冷凍機に用いられている。膨脹機には断熱効率が高く、信頼性、寿命といった点で秀れていることが要求される。最近、ヘリウム冷凍機が工業的規模で用いられ始めており、より高い信頼性が要求されている。

4.1 往復動型膨脹機

この型には、Fig. 12 に示すようなコリンズ型⁵⁾とドル・エダ型⁶⁾がある。

コリンズ型膨脹機におけるガスの温度、圧力、膨脹比の関係は、次式で示される。

$$\frac{T_{in}}{T_{out}} = \left(\frac{P_{in}}{P_{out}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \kappa^{\gamma-1} \quad (20)$$

ここで、 T は温度 (°K)、 P は圧力 (atm)、 γ は比熱比で、膨脹機の効率が 100 % のとき、ヘリウムの場合は 1.66 である。 κ は膨脹比で、膨脹後容積 V_{out} を膨脹前容積 V_{in} で割った値、添字の in, out は膨脹機の入口および出口を表わしている。膨脹機の効率が 70% の場合には、Fig. 8, Fig. 9 を用いれば、これらの関係は簡単に判る。この値を(20)式に代入して実際の γ の値を知ることができる。膨脹機に流す流量 m (g/sec) は熱バランスから決められるから、次式により V_{in} (cm³) を求めることができる。

$$m = V_{in} \rho_{in} N \quad (21)$$

ここで、 ρ_{in} は膨脹機入口温度におけるガス密度 (g/cm³)、 N は膨脹機の回転数で通常 8~15 rps 程度である。 $V_{out} = \kappa V_{in}$ の関係から V_{out} が求まる。この V_{in} および V_{out} の値から、膨脹機のシリンダー径と吸入、膨脹ストロークを決定する。機械的バランスから、シリンダー径と全ストロークをほぼ等しくす

(A) Collins

(B) Doll and Eder

Fig. 12 Reciprocating expansion engine

るのが普通である。シリンダーとピストンの間隙からの漏れや、固体伝導による熱損失、デッドスペースなどによって効率は変わってくる。

材料としては、温度サイクルに強く、表面硬度の大きい窒化鋼やステンレスに表面焼入れしたものなどが用いられる。

4.2 ターボ型膨脹機

ターボ型膨脹機については、ここでは詳しくふれないが、最近かなり実用化されている。小型で処理ガス量の大きいこと、効率が40~60%と往復動型に比べて低いこと、工作が難しいこと、あるいは高速回転するシャフトの潤滑とガス漏れ防止の問題などの点について考慮する必要がある。回転数は数万~数十万 rpm にも達する。

5. その他の装置

5.1 圧 縮 機

ヘリウム冷凍機用圧縮機には、外部への漏れのないこと、不純物の混入がないことが要求される。現在ほとんど油潤滑のものが用いられており、油や油の分解ガスが出てきて、熱交換器や膨脹機の部分に固着して問題を起こすことが多い。ラビリンスやプラスチックシールを用いた、オイルフリーの圧縮機が作られているが、まだ効率や大きさの点で満足すべき状態になっていない。

5.2 精 製 器

ヘリウム液化機と異なり、閉サイクル冷凍機として用いられている限り、外部から空気などの混入の可能性はないが、内部に残っている空気分、冷媒として最初に注入するヘリウムガス中の不純物、圧縮機からの油分解ガスなど、十分に除去する必要がある。通常、液体窒素温度に冷却した活性炭やモレキュラーシーブスで、これらの不純ガスを吸着除去する。99%程度のヘリウムガスを、99.99%以上に精製するには相当多量の吸着剤が必要であり、設計上慎重に検討を要する問題である。空気分が多量に混入しているような場合には、ヘリウムガスを100~150 atm に圧縮し、液体窒素で冷却し、空気分を液化して、分圧の違いで分離

するなどの工夫も有効な一つの手段である。

5.3 クライオスタット

冷凍機への熱侵入は、全体の効率を低下させる。この侵入熱は固体伝導、対流、輻射、配管などからの低温ヘリウムの漏れなどである。特に小型の冷凍機では、この影響を強く受けるので、クライオスタットの設計には充分注意する必要がある。ヘリウム雰囲気中に熱交換器や膨脹機を納めたものや、真空中に懸架されたものがあり、それぞれ利害得失がある。断熱については充分の知識が要求される。

6. 終 り に

熱バランス、熱交換器、膨脹機を中心に、冷凍機の設計について概略をまとめたが、現在ではかなり詳細な資料がそろっており、計算上、理論上の問題よりは工作、構造的な問題の方が大きいと考えられる。小型で高性能、高信頼性のある熱交換器、膨脹機、圧縮機の開発、あるいは一寸した工夫による性能の向上などが今後の問題であろう。極低温冷凍機が工業的に用いられ始めている現在、これらの製作技術の向上が待たれる。

参 考 文 献

- 1) J.W. Dean, D.M. Mann: NBS Technical Note 227
- 2) P.C. Muhlenhaupt, T.R. Strobridge: NBS Technical Note 354
- 3) R. Barron: *Cryogenic System*, McGraw-Hill Book Co. (1966)
- 4) C. Starr: R.S.I. 4 (1941) 193
- 5) S.C. Collins, R.L. Cannaday: *Expansion machines for low temperature process*, Oxford Univ. Press (1958)
- 6) R. Doll, F.X. Eder: *Advances in Cryogenic Eng.* 9 (1964) 561