大型稀釈冷凍機の設計と製作-I

小田 祺景, 小野 高義, 五十嵐 武
藤井源四郎*, 浅見 宏**, 永野 弘

東京大学物性研究所 東京都港区六本木7-22-1

*日本電気株式会社 宇宙開発事業部衛星開発部

横浜市緑区池辺町4035

**住友重機械工業株式会社 平塚研究所

平塚市夕陽ヶ丘63-30

(1982年8月27日受理)

Design and Construction of Large Dilution Refrigerator-I

Yasukage ODA, Takayoshi ONO, Takeshi IGARASHI,
Genshiro Fujii*, Hiroshi ASAMI** and Hiroshi NAGANO

Institute for Solid State Physics, University of Tokyo,
Roppongi 7, Minato-ku, Tokyo

* NEC Corporation, Space Development Division,
4035 Ikebe-cho, Midori-ku, Yokohama

**Sumitomo Heavy Industries Ltd., Hiratsuka Research Laboratory,
63-30 Yuhigaoka, Hiratsuka-shi, Kanagawa

(Received August 27, 1982)

Synopsis:

A dilution refrigerator of 80-730 $\mu\text{mol/s}$ ^3He circulation rate has been built and the lowest temperature of 2.85 mK is continuously attained. In this refrigerator, the discrete heat exchangers with pressed metal (Cu and Ag) powder are used. These discrete heat exchangers are newly developed based on the analysis of Radebaugh and Siegwarth. The machine is designed for many uses such as a base of nuclear cooling and studies of general solid state physics. The design and construction of the heat exchangers and the mixing chamber are described in part I. And the design and construction of the other parts and the performance of the refrigerator will be described in part II.

1. はじめに

近年, 超低温物理の研究はきわめて盛んである。なかでも ^3He 超流動の発見, 固体 ^3He の核スピンオーダーの発見等, ^3He に関する問題は超低温物理の中心テーマとなっている。一方, mK 領域における固体物性の研究も盛んになってきた。すなわち新しい超伝導体の探索, 低次元導体における伝導電子の局在 (Anderson Localization), ある種の磁性超伝導, 超伝導近接効果等, 弱い相互作用を問題とする物性研究である。

これらの超低温物理は, 最近の超低温技術の飛躍的進歩によって支えられている。その主なものとして $^3\text{He}-^4\text{He}$ 稀釈冷凍機の発展, 核断熱消磁における超電導磁石の進歩, SQUID 等にみられる測定技術の進歩等を挙げることができる。なかでも超低温技術のベースになっているのが $^3\text{He}-^4\text{He}$ 稀釈冷凍機である。そして, この稀釈冷凍機による到達温度を下げるために熱交換器の性能向上に関して多くの研究がなされてきている。Radebaugh 等は熱交換器に銀の超微粒子を使って, 伝熱表面積を飛躍的に増大することを試みており¹⁾⁻²⁾, また, グルノーブルの Frossatti³⁾, Schumacher⁴⁾

等は銀の超微粒子を焼結した連続型熱交換器を開発し、一挙に2 mK 近くまで到達することに成功している。Bradley 等は、この熱交換器を利用して、核断熱消磁用の大型稀積冷凍機を製作している⁹⁾。市販の稀積冷凍機でも現在では数 mK に達するものもある。

稀積冷凍機の性能を最終的に決定するのは熱交換器である。Radebaugh と Siegwarth は稀積冷凍機に用いる熱交換器について詳しい解析をおこなっている¹⁰⁾。我々は彼らの解析に基づいて、pressed metal sponge を用いた独自の discrete 熱交換器を開発してきた。この熱交換器の設計、製作に関する基本的事柄は文献7において述べられている⁷⁾。

我々は今回この discrete 熱交換器に銀の超微粉を部分的に使用したものを試作した。この熱交換器を用いた稀積冷凍機を製作し、 ^3He 循環量が $\dot{n}_3=270\text{ }\mu\text{mol/s}$ の時、連続モードで最低2.85mK に達することができた⁹⁾。また $\dot{n}_3$ は80-730 $\mu\text{mol/s}$ の間で任意に変えることができる。この機械は各種の固体物理の研究にも、また核断熱消磁のベースとしても利用できるように設計された汎用機である。

我々の熱交換器では金属粉をプレスして sponge 状にしたものを用いている。従って焼結の場合のような熱処理は一切行っていない。そのため製作は極めて簡単である。また構造も単純なため真空リーク等の故障も少ない。我々はこの機械を既に2年間近く使用しているが、深刻な故障は未だ経験していない。このような実際上の利点の他に、Radebaugh 達の定量的解析が3 mK 以下の稀積冷凍機を製作する上でも基本的に有効であることを実証したといえることができる。

この稀積冷凍機に用いられた discrete 熱交換器の設計、製作上の詳細を中心に、熱交換器と混合器に関する事柄を第一部において述べる。なお、稀積冷凍機の原理と設計製作上の要点については文献9でも詳しく述べたのでここでは説明を割愛する^{9, 10)}。

2. 熱交換器

2.1 一般的考察

一般的に云えることは、分留器直下の熱交換器中の ^3He 濃厚相 (concentrated phase, 以下 c - 相と記す) では温度勾配が大きく、不適正な圧力分布の場合 ^3He のガス化が起り易い。また稀積相(dilute phase 以下 d - 相) では温度勾配の他に ^3He の濃度勾配も大きいいため対流が発生し易い。一方、この辺りの温度領域では Kapitza 界面熱抵抗はまだ小さいので、伝熱表面積 σ

はそれ程大きくなくても差支えない。ところが混合器に近い部分では、対流とか不適正な圧力分布はあまり問題とならない。しかし Kapitza 界面熱抵抗が T^{-3} に比例して増大するため非常に大きな σ を必要とする。このような観点から我々は、分留器直下には tubular 型熱交換器を採用し、混合器に近い低温部では discrete 熱交換器を採用することにした。

熱交換器の型式が決まると、次に考察されなくてはならないのは次のような事柄である。

1) 目標とする最低到達温度 $T_{M\min.}$ と冷凍能力 $\dot{Q}(T_M)$ を得るために必要な伝熱表面積 σ を決定する。

2) ^3He の流れに平行方向の液体及び連結管等の熱伝導が $\dot{n}_3 c_3$ より十分小さくなるように形状及び管等の材質を考慮する。ただし c_3 は c - 相または d - 相にけおる ^3He のモル比熱である。

3) 混合器より分留器までの d - 相における ^3He の流れによる圧力降下が最低温度における混合器の浸透圧 ($\sim 13\text{Torr}$) より十分小さくなるようにする。

4) c - 相における ^3He のガス化とか、等エンタルピー膨脹による発熱が起らないような圧力分布を作る。

5) c - 相及び d - 相における粘性発熱を無視することができるようにする。

6) d - 相における対流、 c - 相に混入した ^4He により流路に糸状または柱状の超流動相が発生しないようにする。

これらの条件は熱交換器の幾何学的形状、インピーダンスの分布、 ^3He 循環量 $\dot{n}_3$ 等によって決定される。従って以上の条件が個々の熱交換器において満足されるように設計しなくてはならない。

なお設計段階においては、我々は稀積冷凍器の最低到達温度は $\dot{n}_3=200\mu\text{mol/s}$ の時 $T_{M\min.}=2.2\text{mK}$ に、また $\dot{n}_3$ は100-600 $\mu\text{mol/s}$ の範囲で任意に可変であることを想定した。

2.2 Tubular 熱交換器

Radebaugh 等は、連続型熱交換器だけを使用した場合の混合器の最低到達温度 $T_{M\min.}$ は $\sigma_e/\dot{n}_3$ だけの関数として与えられることを示している¹⁰⁾。ただし σ_e は c - 相における全伝熱表面積である。また c - 相での熱交換器の出口、すなわち混合器に入る時の温度は、 $T_{eo}=T_{M\min.}/0.36$ として求めることができる。我々は、tubular 熱交換器のすぐ下に混合器をつけた時、 $\dot{n}_3=200\mu\text{mol/s}$ で $T_{M\min.}=28\text{mK}$ となるように σ_e を決定した。この場合には文献6より $\sigma_e/\dot{n}_3=0.5$

Fig. 1 Sketch of the double coil tubular heat exchanger.

Table 1 Parameter of Tubular Heat Exchanger
 σ : Surface Area, V_1 : Liquid Volume,
 Z : Flow Impedance.

	c-phase	d-phase
σ of CuNi cm^2	9	16
σ of Brass cm^2	88	126
V_1 : in CuNi cm^3	~ 0.07	6.0
V_1 : in Brass cm^3	~ 2.0	
Z of CuNi cm^{-3}	$\sim 8 \times 10^9$	$\sim 1 \times 10^7$
Z of Brass cm^{-3}	$\sim 5 \times 10^8$	

なので必要な表面積は $\sigma_e = 100 \text{ cm}^2$ となる。実際の tubular 熱交換器は Frossati 等にならって二重コイル型を採用した³⁾。即ち $0.5 \text{ mm}\phi / 0.3 \text{ mm}\phi \times 1,000 \text{ mm}$ (外径/内径 $\times$ 長さ) の CuNi (Ni 30%) の管と $2.0 \text{ mm}\phi / 1.4 \text{ mm}\phi \times 2,000 \text{ mm}$ の黄銅管を直列につなぎ、各々を外径 $2.0 \text{ mm}\phi$ のピアノ線に巻きつける。そうすると黄銅管は適当に押しつぶされて扁平となり、でき上がったコイルの外径は $3.5 \text{ mm}\phi$ 以下に、長さは約 900 mm になる。次にこのコイルを $4.0 \text{ mm}\phi / 3.5 \text{ mm}\phi$ の別の CuNi 管に挿入して、Fig. 1 のように vacuum can に入る大きさにもう一度コイル状に巻く。これで tubular 熱交換器は完了である。

ただし、設計において、黄銅の Kapitza 界面熱抵抗率は CuNi のそれと等しいと仮定し、文献 6 の Fig. 9 で点線のカーブを使用している。この tubular 熱交換器の伝熱表面積 σ 、液体の体積 V_1 、フロー・インピーダンス Z は Table 1 に示すとおりである。

この熱交換器において、混合器から分留器に至る

d -相の径路での圧力降下は $\dot{n}_3 = 600 \mu\text{mol/s}$ の時、約 0.2 Torr となり混合器の浸透圧に比べて無視し得る。また c -相での圧力降下は $\dot{n}_3$ が 100 から $600 \mu\text{mol/s}$ まで変化する時、大体 1.4 — 8.4 Torr の範囲で変化する。従って $\dot{n}_3$ が最小の時でも熱交換器内部で ^3He がガス化することはない。また粘性発熱による温度上昇 $\Delta T/T$ は c -相、 d -相のどちらにおいても 1% 以下になっている。 c -相の高温側に細い CuNi 管を使用したのはここでの圧力分布を適当な大きさにするためである。また d -相での対流を防ぐために分留器との連結には外径 $2 \text{ mm}\phi$ の CuNi 管を用いた。

2.3 Discrete 熱交換器の設計

Radebaugh 等は discrete 熱交換器の詳しい解析を行ない、その結果を文献 6 に発表している。我々は彼らの結果に基づいて熱交換器を設計する場合の手順について既に文献 7 で要約しているので、ここでは筋だけ述べる。

c -相に沿って ^3He が高温側から数えて j 番目の熱交換器に入る時の温度を $T_{ci}^{(j)}$ とし、 d -相の液体と熱交換した後、出ていく時の温度を $T_{co}^{(j)}$ とする。 $T_{ci}^{(j)}$ と $T_{co}^{(j)}$ の比を δ_j と定義する。

$$\delta_j \equiv \frac{T_{ci}^{(j)}}{T_{co}^{(j)}} = \frac{T_{co}^{(j-1)}}{T_{co}^{(j)}} \quad (1)$$

次に j 番目の discrete 熱交換器が ∞ の伝熱表面積を持っている場合の δ を δ_{pj} として、実際の discrete 熱交換器の relative effectiveness R_j を次式で定義する。

$$R_j \equiv \frac{\delta_j - 1}{\delta_{pj} - 1} \quad (2)$$

Radebaugh 等の結果によると δ_{pj} は $T_{co}^{(j)}$ の関数として与えられるので、 R_j を決めると (2) 式より δ_j が決まり、次に (1) 式より $T_{ci}^{(j)}$ ($= T_{co}^{(j-1)}$) も決まる。また、 R_j をパラメーターとした場合の $\sigma_e^{(j)}/\dot{n}_3$ と $T_{co}^{(j)}$ の関係は数値計算によって求められている。従って R_j と $T_{co}^{(j)}$ を適当に仮定すると j 番目の熱交換器における $\sigma_e^{(j)}/\dot{n}_3$ と $T_{ci}^{(j)}$ が決定される。最終段での T_{co} は設定された混合器の最低到達温度 $T_{M \min.}$ から $T_{co}^{(\text{last})} = T_{M \min.}/0.36$ により決定されるので上述のことから全部の discrete 熱交換器における $T_{ci}^{(j)}$ と $T_{co}^{(j)}$ を逐次決定することが出来るわけである。

最低到達温度 $T_{M \min.}$ を適当に設定した時、最小限必要な discrete 熱交換器の段数は一義的に決定される。しかし最小限の段数をとった場合は discrete 熱交

Table 2 Designed values of R_j , δ_j , $\sigma_e^{(j)}/\dot{n}_3$ ($\text{cm}^2\text{s } \mu\text{mole}^{-1}$), $T_{co}^{(j)}$ (mK) and $\sigma_e^{(j)}$ (cm^2) at $\dot{n}_3=200$ (600) (μmoles^{-1})

It is assumed that $T_{co}^{(1)}=78$ (138) mK and $T_{M\min}=2.16$ (3.5) mK at $\dot{n}_3=200$ (600) $\mu\text{mole s}^{-1}$. It is also assumed that $K_2=\infty$, and $K_1=0$.

σ_e is calculated from the value of the Kapitza resistivity of Cu.

Stage No. j	1	2	3	4	5	6
R_j	0.38 (0.38)	0.56 (0.51)	0.41 (0.38)	0.57 (0.52)	0.34 (0.35)	0.25 (0.25)
δ_j	1.56 (1.66)	1.73 (1.73)	1.50 (1.50)	1.74 (1.68)	1.44 (1.46)	1.33 (1.33)
$\sigma_e^{(j)}/\dot{n}_3$	2.4 (0.8)	9.5 (3.3)	17 (5.7)	73 (24)	110 (37)	170 (57)
$T_{co}^{(j)}$	52 (83)	30 (48)	20 (32)	11.5 (19)	8.0 (13)	6.0 (9.8)
$\sigma_e^{(j)} : \text{Cu}$	480	1900	3400	1.5×10^4	2.2×10^4	3.4×10^4

換器全体で必要な伝熱表面積 $\sum_j \sigma_e^{(j)}$ が大きくなり、熱交換器内部の液体の体積も増大する。段数を ∞ にすると $\sum_j \sigma_e^{(j)}$ は最小になるが、これは連続型熱交換器に対応している。実際の場合は幾何学的条件等から許される範囲内で段数は多い程効率が良い。我々は、一応 $T_{M\min}=2.2$ mK (at $\dot{n}_3=200$ $\mu\text{mol/s}$) を設定して、計算された最小限の段数でなく実際の段数は6段 ($j=1, 2, 3, 4, 5, 6$) とすることにした。

文献7で述べた手順に従って決定した $R_j, \delta_j, \sigma_e^{(j)}/\dot{n}_3, T_{co}^{(j)}$ 及び $\dot{n}_3=200(600) \mu\text{mol/s}$ とした場合の $\sigma_e^{(j)}$ の設計値を Table 2 に掲載する。

ただし、この表では、 σ_e は Cu の Kapitza 界面熱抵抗率を用い、 ^3He の流れ方向の液体の熱伝導は $K_1=0$ であると仮定して計算されている。

2.4 Discrete 熱交換器の製作

さて、Kapitza 界面熱抵抗率を R_K とすると、銅の場合100mK 以下では、 $R_K T^3 \approx 200 \text{cm}^2 \text{K}^4/\text{W}$ である¹⁰⁾。一方平均粒径 $\bar{d}=700$ A のいわゆる Japanese powder と呼ばれている銀の超微粉の場合¹¹⁾、Frossati 等によると³⁾、 $R_K T^3=4800 \text{cm}^2 \text{K}^4/\text{W}$ とされている。従って、例えば、第3段に $\sigma_e=3400 \text{cm}^2$ の表面積が必要となるが、この表面積を得るためには、 $\bar{d}=30 \mu\text{m}$ の銅粉であれば15 g 必要なのに対して、 $\bar{d}=700$ A の銀超微粉を用いれば4.5 g でよい。ただし、銀超微粉の場合、sponge の表面積は $1.8 \times 10^4 \text{cm}^2/\text{g}$ として計算している³⁾。従って $\bar{d}=30 \mu\text{m}$ の銅粉を用いるより、銀超微粉を用いる方が熱交換器の体積を小さくすることができる。では、銅の場合と同じ体積の銀超微粉の sponge

を作ると、熱交換器の効率、従って R_j を大きくすることが出来るかと云うと、必ずしもそうとは言えない。今 sponge の単位体積当りの Kapitza 熱伝導を $L_{K,\text{unit}} (= \sigma_{\text{unit}}/R_K)$ (σ_{unit} : 単位体積当りの表面積) とし、液体 (^3He または混合液) の熱伝導率を κ_l としよう。そうすると $L_{K,\text{unit}} \gg \kappa_l$ では、sponge の内の液体自身に温度勾配ができてしまうのでいくら表面積を大きくしても有効ではない。いま有効な sponge の厚さを t とすると

$$t = \left(\frac{\kappa_l}{L_{K,\text{unit}}} \right)^{1/2} \quad (3)$$

と表わされる⁷⁾。 t のおよその温度依存は文献7に述べてあるが、低温になる程大きく、 $\bar{d}=50 \mu\text{m}$ の銅粉の場合、20mK で $t=1$ cm, 80mK で $t=1$ mm のオーダーである。従って温度の高い領域で厚い銀超微粉の sponge を用いることは意味がない。要はすべての discrete 熱交換器(我々の場合 $j=1 \sim 6$ の全部)内部の液体の総量が最小になるように設計を行うことである。

ところで、銀超微粉は室温においても自然に焼結が進んで、次第に粒径が大きくなっていく性質がある。特に熱が加わるとこの効果が著しくなるので、これを用いた熱交換器では半田付等することはよくない。プレスして作られた sponge では、加熱すると収縮するので特に注意しなくてはならない。このような点を考慮して、我々は第3段まで ($j=1 \sim 3$) には銅粉を用いることにした¹²⁾。そして第4段には $\bar{d}=2.5 \mu\text{m}$ の電解銀粉を用い¹²⁾、第5～6段には $\bar{d}=700$ A の銀超微粉¹¹⁾を用いることにした。そして収縮を防ぐために第4段では20% (体積比)、第5～6段では40% だけ

Fig. 2 Schematic diagram of the discrete heat exchanger.

Table 3 Dimension of discrete heat exchangers (mm)

Stage No. <i>j</i>	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	1
1	8.0	2.7	6.0	2.0	62
2	13.0	2.7	10.0	2.0	94
3	13.0	3.2	10.0	2.4	94
4	18.0	4.8	14.0	3.2	94
5	18.0	6.5	14.0	4.8	94
6	22.0	8.0	17.0	6.5	88

Table 4 The parameters of the discrete heat exchangers in the dilution refrigerator.

V_{se}, V_{sd} : Volume of sponge including pores.
 f : Packing factor—volume of metal/volume of sponge.
 α : Assumed reduction factor—see text.
 σ : Heat transfer area—in the parenthesis, the area is converted to Cu from the Kapitza resistivity ratio.
 V_{1e}, V_{1d} : Volume of liquid inside of exchanger—volume of pores in sponge and volume of flow channel.

Stage No. <i>j</i>	1	2	3	4	5	6
V_{se} cm ³	1.6	7.1	7.0	13.7	12.8	17.1
V_{sd} cm ³	2.8	11.9	11.7	22.2	20.8	29.0
f	0.55	0.65	0.65	0.75	0.70	0.70
Material	Cu	Cu	Cu	Cu 20% Ag 80%	Cu 40% Ag 60%	Cu 40% Ag 60%
$\tilde{d}$ μm	100	50	30	Cu 44 Ag 2.5	Cu 44 Ag 0.07	Cu 44 Ag 0.07
α	1	0.5	0.5	Cu 0.5 Ag 0.33	Cu 0.5 Ag 0.22	Cu 0.5 Ag 0.22
σ_e cm ²	530	2700	4500	Cu 0.1×10 ⁴ Ag 6.5×10 ⁴ (1.6×10 ⁴)	Cu 0.2×10 ⁴ Ag 100×10 ⁴ (4.2×10 ⁴)	Cu 0.3×10 ⁴ Ag 135×10 ⁴ (5.6×10 ⁴)
σ_d cm ²	920	4600	7600	Cu 0.2×10 ⁴ Ag 10.6×10 ⁴ (2.7×10 ⁴)	Cu 0.4×10 ⁴ Ag 164×10 ⁴ (6.8×10 ⁴)	Cu 0.6×10 ⁴ Ag 230×10 ⁴ (9.6×10 ⁴)
V_{1e} cm ³	0.9	2.8	2.9	4.2	5.5	8.0
V_{1d} cm ³	1.6	4.7	4.8	7.3	9.4	13.1

$\tilde{d}=44\mu\text{m}$ の銅粉を混合して用いている。
平均粒径 $\tilde{d}$ から次式によって、1 g 当りの表面積 σ を推定している。
$$\sigma(1\text{ g})=\frac{6\alpha}{\tilde{d}\rho}(\text{cm}^2/\text{g}) \tag{4}$$

ただし ρ は材料の密度 (bulk), α は充填した粉の形状によって決まる因子である。 $\alpha=1$ は粉がすべて直径 $\tilde{d}$ の球形をしている場合である。
実際に用いられた第1～6段の各々の sponge の形状を Fig. 2 及び Table 3 に示した。また Table 4

に各段における sponge の体積 V_s , packing factor f , 熱交換器に含まれる液体の体積 V_l , 表面積 σ , 平均粒径 $\bar{d}$, α の仮定値等を記す。700 A の銀超微粉の場合は, 1 g 当りの表面積を $1.8 \times 10^4 \text{ cm}^2/\text{g}$ とおいている³⁾。我々は(4)式の σ (1 g)がこの値になるように α を決定した。また, $2.5 \mu\text{m}$ の銀粉の場合は, Frossati 等の用いた French powder の場合等を参考にして, $\alpha = 0.33$ を仮定した。

我々は Table 2 に示した discrete 熱交換器の設計においては $K_i = 0$ を仮定している。このことは, Radebaugh 等の考え方に従えば, 熱交換器での ^3He の流れに沿っての液体の熱伝導 K_i ($=\kappa_i \times \text{断面積}/\text{長さ}$) が $\dot{n}_3 c_3$ に比べて十分小さいことを意味する。

$$K_i \ll \dot{n}_3 c_3 \quad (5)$$

我々は文献 7 において, 銅粉を用いた場合の $\dot{n}_3 c_3$, K_i 等の温度変化を図示し, (5)式の条件が成り立つように熱交換器の形状等を決めることは 10 mK 以上の温度では比較的容易であることを示した。しかし, 10 mK 以下では(5)式の条件と粘性発熱を小さくする条件を両立させることは容易ではない。我々の設計で $\dot{n}_3 < 200 \mu\text{mol/s}$ の時は第 5～6 段においてこの条件は十分には満足されていない。従って Table 2 に示した $T_{co}^{(j)}$ の値は $j=5, 6$ では実際より低めになっている。

粘性発熱に関しては $(\Delta T/T)_c < 0.01$, $(\Delta T/T)_d < 0.05$ を満足するように, フロー・チャンネル及び連結管の径を決定した。連結管の内径は第 1 段と第 2 段との間の c -相で $1.4 \text{ mm}\phi$, d -相で $2.0 \text{ mm}\phi$, また第 6 段と混合器の間の c -相で $5.0 \text{ mm}\phi$, d -相で $11.0 \text{ mm}\phi$ である。また, d -相での圧力降下は $\dot{n}_3 = 600 \mu\text{mol/s}$ の時でも浸透圧に比べて十分小さくなっている。

この discrete 熱交換器の製作は, 非常に簡単である。まず, 銅ブロックに c -相と d -相の 2 つの穴 (Fig. 2 の D_1 と D_3) を開けて, 次に穴の内面を銀メッキする。次に各々の穴に銅または銅と銀の混合粉を入れ, ピストンとオイル・プレスを用いて加圧するのである。プレスの圧力は大体 $1.5\text{--}3 \text{ kbar}$ である。注意すべきことは, 一度に大量の粉を入れて押すと全体に均一な圧力がかからないので $5\text{--}10 \text{ g}$ 程度ずつ入れて押すのが良い。ただし, 銅粉だけの場合は一度に数十 g 入れても良いようである。プレスを終ると硬い sponge ができる。この sponge 中央にフロー・チャンネル用の穴 (Fig. 2 で D_2 と D_4) をドリルで開ける。銀粉の場合は液がスポンジ中に早く浸み込むようさらにタップで穴の内側にスクリューをつける。これで終了である。次は各段の discrete 熱交換器を 3 本のサポートで固定した上で連結管を取付けるのである。700

Fig. 3 Sketch of the mixing chamber, its body is Cu.

Aの銀超微粉は自然焼結を起すので連結管のロウ付には、ウッド・アロイが使用された。我々の discrete 熱交換器はこのロウ付の時以外は全く熱を加えられていない。

3. 混合器

我々の稀釈冷凍機は既に述べた通り固体物理の実験から核断熱消磁のベースとしてまで、多目的に使用されることが想定されている。従って試料を固体接触によって冷却できる場合は混合器は銅で製作し、内部に銀等の pressed sponge を挿入する。また固体接触による試料と混合液に直接浸した試料の両方を同時に冷却したい場合は、混合器は銅で製作し、混合器を出た d -相の液体の一部が別のセルに流れ込むようにして、ここで試料を直接流れている液体に浸して冷却する。また混合器全体を大型の epoxy セルに取替えることも容易である。このように、目的に応じて、混合器を容易に取替え、または改造出来るような構造になっている。

ここでは一応標準として取付けられている Fig. 3 に示すような銅製の混合器について述べる。

混合器内部の液体と銅壁との温度差 ΔT をできるだけ小さくするために、内部に700Aの銀超微粉と $\bar{d}=44\mu\text{m}$ の銅粉を6:4に混合したものをプレスして挿入した。700Aの銀粉の Kapitza 界面熱抵抗率を $R_K T^3 = 4800\text{cm}^2\text{K}^4/\text{W}$ とし³⁾、表面積を σ_M とすると

$$\Delta T = \frac{R_K}{\sigma_M} \dot{Q}_{hl} \quad (6)$$

ただし $\dot{Q}_{hl}$ は混合器の容器に流入する熱リークである。この混合器には約110gの700A銀粉がプレスして入れてある。従って表面積は $\sigma_M = 200 \times 10^4 \text{cm}^2$ である。故に $T = 5\text{mK}$ において $\dot{Q}_{hl} = 0.08\mu\text{W}$ とすると $\Delta T = 1.5\text{mK}$ となる。実際の混合器を使用した場合、液体の温度が2.85mKの時、容器の温度は4.3mKであった。

混合器における c -相から d -相への ^3He の稀釈速度は定常状態での両相の化学ポテンシャルの差と、境界面積に比例する。我々は稀釈速度が ^3He の最大循環量 $\dot{n}_{3\text{max}}$ ($>600\mu\text{mol/s}$) よりも十分大きくなるようにするために、境界面積 A_M は

$$A_M \geq \dot{n}_{3\text{max}} \times 10^4 \text{ (cm}^2\text{/mol)} \quad (7)$$

とした⁹⁾。以上で稀釈冷凍機における熱伝達、熱交換に関する部分は終り、さらに冷凍機他の要素、すなわち分留器、インピーダンス、1K pot等、及び冷凍機の性能については part II で述べる予定である。

参考文献

- 1) Radebaugh, R., Siegwarth, J.D., Holste, J.C., Proc. of 5th Int. Cryog. Eng. Conf. Kyoto (1974) K. Mendelssohn ed., IPC Science and Technology Press P 242
- 2) Radebaugh, R., Siegwarth, J.D., Oda, Y., and Nagano, H., *ibid.* P 235
- 3) Frossati, G., Godfrin, H., Hebral, B., Schumacher, G., Thoulouze, D., Proc. Hakone Inter. Symposium on Physics at Ultralow Temp. 1977, T. Sugawara ed., Physical Soc. Japan (1978) P 205
- 4) Schumacher, G., Thesis(1978), L'universite Scientifique et Medicale et L'institut National Polytechnique de Grenoble, Grenoble.
- 5) Bradley, D.I., Bradshaw, T.W., Guenault, A. M., Keith, V., Locke-Scobie, B.G., Miller, I.E., Pickett, G.R., Pratt, Jr., W.P., *Cryogenics*, **22** (1982)296
- 6) Radebaugh, R., Siegwarth, J.D., *Cryogenics*, **11** (1971) 368
- 7) Oda, Y., Fujii, G., Nagano, H., *Cryogenics*, **18** (1978) 73
- 8) Oda, Y., Ono, T., Fujii, G., Asami, H., Nagano, H., *Adv. Cryog. Eng.*, **27** (1982) 695
- 9) 小田祺景 日本物理学会誌 **37** (1982) 409, **37** (1982) 595
- 10) Lounasmaa, O.V., *Experimental Principles and Methods Below 1K* Academic Press, London and New York, (1974) P 266
- 11) 'Japanese Ag Powder' is supplied by Vacuum Metallurgical Co., Ltd., Tokyo
- 12) Cu Powder is supplied by Fukuda Metal Foil and Powder Co., Ltd., Kyoto