宇宙用小型ヴィルマイヤ冷凍機の開発（1 報）

基礎モデルの試作と冷却性能

川田 正国, 細川 俊介, 町田 和雄
工藤 勲, 吉村 秀人*, 古屋 清敏*

電子技術総合研究所 つくば市梅園 1-1-4

* 三菱電機(株) 尼崎市塚口本町 8-1-1

(1989年8月7日受理)

Development of Small Vuilleumier Cooler for Space Use (1) Preliminary Design and Performance Mapping

Masakuni KAWADA, Shunsuke HOSOKAWA, Kazuo MACHIDA,
Isao KUDO, Hideto YOSHIMURA* and Kiyotoshi FURUYA*

Electrotechnical Laboratory, 1-1-4, Umezono, Tsukuba 305

* Mitsubishi Electric Co., 8-1-1, Tsukaguchihonmachi, Amagasaki 661

(Received August 7, 1989)

Synopsis :

With the stringent requirement from the user community for high-resolution multichannel detectors which cause much heat generation, a future space-borne infrared radiometer on an Earth observation satellite must incorporate a small closed cycle refrigerator instead of the passive radiator which has been used for rejecting heat from small size detectors of satellite radiometers in the past. The Vuilleumier cooler, one such refrigerator, is a heat engine which uses heat energy rather than mechanical energy to cyclically pressurize the working gas. This machine has the potential advantages of long lifetime and low mechanical vibration. This paper first describes the specifications required for the machine, and next the details of design and the test results. As typical specification values, the machine has cooling capacity of 1.5 watts at 80 K under input heater power of 150 W, charged working gas pressure of 2.5 MPa and cycle speed of 4 s^{-1} . The limitation of total weight is 6 kg. The performance of the machine has been mapped including off-design points. The results show that 1.6 watts was obtained, that the nominal cooling capacity was obtained under the input heater power of 146 W, and that 2.2 W was the maximum cooling capability. The efficiency as a figure of merit value defined as input power/cooling capacity at 80 K was about 135 for cooling capacity of 1 W, and 80 for cooling capacity of 2 W. It can be concluded that the small Vuilleumier cooler satisfied the preliminary specifications imposed at the beginning.

1. 緒 言

最近, 宇宙からの地球観測の分野ではリモートセンシング技術の高度化が要請されている。この中で, 赤外線センサは一般に液体窒素温度付近あるいはそれ以下の温度で使用されるが, センサは素子数や観測チャンネル数の増加で大型化する傾向にあり, 従来の放射冷却器の冷却能力では対応しえなくなり, より冷却能

力の大きな小型冷凍機の採用が検討されている。宇宙用の小型冷凍機には信頼性が高く長寿命で, 低消費電力であることが基本的な条件とされ, さらにセンサに対する機械振動等の外乱を極力抑えることが要求されている。これまで宇宙用冷凍機としてはスターリング冷凍機の開発が主として行われてきたが, 長寿命化が課題となっていた。一方, ヴィルマイヤ冷凍機は熱エネルギーによって直接駆動することを特徴とするも

ので、その動作原理から長寿命化に有利であり、また、低振動で軽量化が期待されることから、宇宙用として米国を中心に研究開発が進められている。しかし、我が国においてはこれまで宇宙用としての開発は本研究以外には行われていないのが現状である^{1,2)}。

本研究は、上述した特徴を有する小型ヴィルマイヤ冷凍機（以下、冷凍機と呼ぶ）に関し、将来の宇宙用冷凍機としての実用の可能性について「真空モデル」の開発によって検討するものであるが、冷凍機は設計パラメータが多く最適化設計と高性能冷凍機を実現するには多くの課題を解決する必要がある。そこで開発の第一段階として、まず大気中で動作する冷凍機「基礎モデル」を試作し、それを用いて冷凍機の冷却性能や寿命特性等の基本特性を取得し、開発上の技術的な課題を抽出するとともに、設計の妥当性について明らかにすることにした。本報告は、試作した冷凍機「基礎モデル」の仕様と構造および冷却性能試験によって得られた結果について述べる。

2. 冷凍機の設計と構造

2.1 設計方針と仕様

冷凍機は、赤外線センサの動作温度が 80 K 付近であるとして、冷凍機に要求される冷却能力を試算した結果を基に基本性能仕様を決定した。結果によれば、センサ自身の発熱と支持構造等を含めた熱負荷は動作温度 80 K で 1 W 程度と見積られる。

Table 1 は冷凍機「基礎モデル」の基本性能仕様を示したもので、最近の衛星規模（重量、大きさ、発生電力量等）を調査し、この結果を基に冷凍機の重量、消費電力等の主要諸元を決定した³⁾。高温部動作温度を 923 K としたのは構造材料の高温強度上の制約によるものである。また、小型化のために作動ヘリウムガスの充填圧力は 2.5 MPa とした。また、定常

Table 1 Specification of Vuilleumier cooler.

Cooling capacity at 80 K	1.5 W
No heat load temperature	<60 K
Cooldown time	40 min
Input power at 80 K	<150 W
Acoustic noise (1 m)	<60 dB(A)
Weight	<10 kg
Charge pressure	2.5 MPa
Cycle speed	4 s ⁻¹
Hot wall temperature	923 K
Intermediate temperature	300 K

運転状態における消費電力を 150 W 程度に抑えることができれば、ラジエタによる排熱も容易に行える。

冷凍機の基本性能計算は G. Schmidt の解析法によった^{4,5)}。蓄熱器および蓄冷器の性能解析はこれまでの論文等を参考にした^{6,7)}。構造の強度設計は日本工業規格 (JIS B 8243 「圧力容器の構造」) に基づき行い、とくに薄肉シリンダの強度に関しては有限要素法による解析を併用するとともに、水圧試験によって強度上問題ないことを確認した。

2.2 冷凍機「基礎モデル」の構造

Fig. 1 は試作した冷凍機「基礎モデル」の外観図および構造の概略を示すもので、外形寸法は高さ 280 mm、長さ 300 mm、幅 150 mm であり、また、重量

Fig. 1 External view and cut away sketch.

は 6 kg である。同図 (b) に示す構造概略図において、高温ディスプレイサと低温ディスプレイサは位相角 90° 、ストローク 18 mm でクランク機構によって周期的に往復運動を行う。これらの駆動には真空仕様のステッピングモータを採用した。高温シリンダおよび低温シリンダ用の構造材料にはステンレス鋼 (SUS 316) を用いた。高温シリンダは内径 40 mm で、その外周の一端に加熱用ヒータを、他端には中温部への熱伝導による温度上昇を防止するための冷却用パイプを巻き銀ロー付けした。高温部の保温 (断熱) 材にはケイ酸カルシウムを用いた。低温シリンダは薄肉とし、熱伝導による損失を極力抑えた。中温部のクランクケースは熱的安定性の向上と軽量化のためにアルミニウム合金を用いた。アルミニウム製の中温部熱交換器はこの中に埋め込まれ、ハンダ付けによって封止した。セラミック製の高温ディスプレイサは直径 38.5 mm、長さ 100 mm で、この中にステンレス鋼製の金網 (#60) を 600 枚積層した蓄熱器を内蔵している。低温ディスプレイサは熱伝導率の低いフェノール樹脂製で、この中にステンレス鋼の金網 (#200) を蓄冷材とした積層型の蓄冷器を内蔵している。ディスプレイサ駆動機構の特徴は、系内作動ヘリウムガスの圧力とクランクケース内圧力の差に起因するモータへの負荷を軽減するために、両空間を貫通する動力伝達棒の軸

シール部断面積を小さくする等の構造上の配慮を行ったことである。シールは運転速度が低いので、接触型のキャップシール構造を採用し、その材料には固体潤滑性能を有するガラス繊維を 15 % 含有した PTFE を採用した。クランク機構部およびモータの軸受の潤滑には高真空用グリースを用い、作動ガスの汚染を防止した。

小型冷凍機は作動ヘリウムガスの純度によってその冷却性能が著しく劣化することが知られている。本冷凍機の場合には、とくに高温部からのガス放出の影響を考慮する必要がある。具体的には最終段階のガス置換で、まず、真空排気と同時に高温部加熱ヒータによって約 550 K まで加熱し、主として高温部のガス放出を行った。さらに、作動ヘリウムガスを 2 MPa の圧力で充填し、運転速度 4 s^{-1} で 30 分間運転し、モータからのガス放出を行った。この後、規定の圧力まで作動ヘリウムガスを導入した。

3. 試験装置および方法

Fig. 2 に試験装置の概略図を示す。装置はモータ駆動制御電源、高温部加熱制御電源、低温部熱負荷用の直流電源、真空排気装置および中温部冷却用循環式冷却器で構成されている。低温部は真空デュワーに納められ、排気装置によって 10^{-3} Pa 以下の圧力とな

Fig. 2 Schematic diagram of Vuilleumier cooler with its control and power system.

Fig. 3 Typical test sequence.

る。高温部加熱制御電源は、温度制御器と単相電圧フィードバック形サイリスタレギュレータ方式の電源を組み合わせたものである。パルスモータ駆動制御電源は、ファンクションジェネレータの出力信号を基準に、ディスプレイサの運転速度を任意に設定するものである。中温部熱交換器および高温シリンダの冷却には冷媒（エタノールと水が1：1（重量%）の水溶液）を循環式冷却器を用いて供給した。

Fig. 3 は冷却性能試験における運転条件を示したもので、1回の試験における運転時間は8時間とし、この時間内で到達温度や熱負荷特性等に及ぼす高温部温度の影響を調べた。高温部温度は、昇温時間15分で最初の設定温度923 Kに到達させ、その後2時間これを維持した後に温度903 Kで1.5時間、さらに温度を873 Kに変化させて1.5時間一定に保った。試験終了後、高温部温度は1時間で室温となるようにした。この試験条件の下で冷却端温度、ヒータ入力電力および系内圧力の変化を計測した。冷凍機の冷却能力を調べる熱負荷試験では、高温部温度923 Kにおける到達

温度を確認した後、冷却端部に接着剤で貼り付けた薄膜ヒータによって最大6 Wまでの熱負荷を印加し、その状態での冷却端温度、ヒータ入力電力を計測した。なお、ヒータ入力電力は15 W程度の変動があり、ここではその平均値で整理した。モータ入力電力はヒータ入力電力の変動幅の1/2程度であることから、冷凍機性能の評価にはこの影響は少ないと考えられる。系内圧力の計測および波形の観測は、中温部熱交換器の近傍で半導体圧力検出器を用いて行った。

4. 試験結果と考察

4.1 冷却能力に及ぼす高温部温度、運転速度および充填圧力の影響

冷却性能試験では最初に冷却能力に及ぼす中温部温度の影響を明らかにした。なお、中温部温度は中温部熱交換器近傍のクランクケース表面温度で規定した。Fig. 4 に中温部温度を300 Kから340 Kの範囲で変化させたときの到達温度の変化を示す。同図より、中

Fig. 4 Effect of intermediate temperature on a cooling performance.

Fig. 5 Pressure ratio versus cold head temperature.

Fig. 6 Comparison of experimental results with calculated results.

Fig. 7 Cooling performance of variation in the parameter of cycle speed.

温部温度の影響を大雑把に見積ると、中温部温度が 40 K 上昇すると冷却端温度も 10 K 程度上昇することになる。しかしながら中温部温度が 305 K 以下であれば、冷却端温度に及ぼす中温部温度の影響は少ないことが明らかとなった。この結果より、冷却性能試験では中温部温度を 293~298 K の範囲に保った。

冷却端温度と系内平均圧力および圧力比の関係について充填圧力、高温部温度、運転速度の影響を調べた。Fig. 5 は冷却端温度と圧力比の関係について示したものである。圧力比は冷却端温度が 100 K 以下になると上昇する傾向を示し、70 K 以下の温度領域で約 1.3 が得られた。圧力比は唯一冷却端温度によって決まり充填圧力、高温部温度、運転速度の影響は認められなかった。このときの系内平均圧力の変化を充填圧力と比較すると、冷却端温度が 200 K 以下の温度領域では ±1 % 以内で両者の値は一致していた。

Fig. 6 に充填圧力 2.5 MPa の場合の冷却能力に及ぼす高温部温度の影響について、試験結果と計算結果の比較を示す。試験結果より、高温部温度 923 K の場合には到達温度 57 K、温度 80 K における冷却能力は 1.6 W が得られた。一方、計算結果では到達温度が 69 K、温度 80 K における冷却能力は 1.15 W である。試験結果および計算結果より到達温度および冷却能力について考察する。到達温度に関する両者の差は、計算の過程で蓄熱器および蓄冷器の損失、ポンピング損失、シャトル損失を過大に見積ったためであると考えられる。冷却能力の計算では熱負荷が小さく、冷却端温度が到達温度とあまり差のない温度領域では上述した各種の損失の影響を受けるために、冷却能力は小さく見積られる。2 W 以上の熱負荷が作用し、冷却端温度が 100 K 以上になると計算値は実測値に比較して大きく

なる。この原因としては高温部温度の取扱いの差が考えられる。すなわち、計算ではヘリウムガスの温度を採用しているが、実際の計測では高温シリンダ壁面の温度を用いているためである。したがって、実際のヘリウムガス温度は計測値に比べて低いと考えられる。さらに、上述した圧力比の実測値も計算値 (1.35) と比較して低いことから、実機においてはヘリウムガスの仕事量が計算結果に比較して小さいためであると推察される。なお、低温部の熱伝導損失は温度 180~220 K の範囲で実測した結果、800~830 mW であり、計算結果の 947 mW と比較してよい一致を示した。

Fig. 7 は充填圧力 2.5 MPa の場合の冷却能力に及ぼす運転速度の影響を示した。運転速度 5.33 s^{-1} の条件では、温度 80 K における冷却能力 2 W が得られた。また、運転速度が 4 s^{-1} 以上であれば到達温度に及ぼす影響は少なく、57~58 K である。Fig. 8 は冷却能力に及ぼす充填圧力の影響を示したものであるが、とくに充填圧力 2 MPa の場合に冷却能力に対する充填圧力の影響が顕著に現れている。ただし、到達

Fig. 8 Cooling performance of variation in the parameter of charge pressure.

温度はこの運転条件においても 60 K が得られた。

4.2 運転条件の組合わせによる冷却能力とヒータ入力電力

高温部温度が 923 K の場合について、冷却能力に及ぼす運転速度と充填圧力の影響について考察した。Fig. 9 は運転速度と充填圧力の積がほぼ同じ条件で運転した場合の冷却能力を示したもので、これらの積の値が同一であれば、同じ冷却能力を有することがわかった。系内平均圧力は充填圧力に等しく、圧力比は運転条件に関係なく冷却端温度によって決まるので、この結果は試験条件の範囲で冷凍機の熱的な損失の大きさが同じであることを示唆している。Fig. 10 は Fig. 9 に示した冷却能力の比較結果とヒータ入力電力の関係性を調べたものである。ヒータ入力電力は、運転条件にかかわらず冷却能力が同じであれば変化しないことがわかった。同図より、温度 80 K で 1 W の冷

Fig. 9 Cooling performance at fixed product of charge pressure and cycle speed.

却能力を得るには運転条件の組合わせとして充填圧力 2.5 MPa で運転速度 3.33 s⁻¹、または、充填圧力 2 MPa で運転速度 4 s⁻¹ とすればよいことがわかる。どちらの場合にもヒータ入力電力は 135 W である。同様に冷却能力 2 W の場合には充填圧力と運転速度の積を約 13 にすればよく、このときのヒータ入力電力は 160 W となる。これより、ある冷却対象に対して冷凍機はこれらのパラメータの組合わせによって、最適な運転条件を設定することが可能である。

4.3 80 K における冷却能力の評価と冷凍機効率

現在使用されている赤外線センサの動作温度は液体窒素温度付近であり、ここでは評価基準として 80 K における冷却能力を、また、冷凍機効率としては入力電力と 80 K における冷却能力の比を指標として評価した。

Fig. 11 は充填圧力 2.5 MPa の場合について、高温部温度と運転速度の組合わせによる冷却能力の変化を比較したものである。冷却能力は運転速度が増加するほど、また、高温部温度が高いほど増大する傾向を示している。冷却能力は高温部温度が 873 K で運転速度が 3.33 s⁻¹ の運転条件では 0.96 W であるが、高温部温度が 923 K で運転速度が 5.33 s⁻¹ の組合わせでは 2 W が得られた。図より必要とする冷却能力を得るための運転条件（高温部温度と運転速度の組合わせ）がわかる。たとえば 1 W の冷却能力が必要な場合には高温部温度 873 K で運転速度 4 s⁻¹、または高温部温度 923 K で運転速度 3.33 s⁻¹ とすればよいことになり、どちらの運転条件でもヒータ入力電力は 135 W で

Fig. 10 Cooler performance at fixed product of charge pressure and cycle speed.

Fig. 11 Three-dimensional representation of cooling capacity at 80 K as functions of cycle speed and hot wall temperature for charge pressure of 2.5 MPa.

ある。充填圧力 $P_0=3$ MPa の場合にはさらに大きな冷却能力が得られ、高温部温度 923 K、運転速度 5.33 s^{-1} で最大冷却能力 2.2 W が得られた。

冷凍機の特徴および性能を FOM (Figure of merit), すなわち冷凍機入力電力と冷却能力の比によって比較する。Fig. 12 に温度 80 K における冷却能力と冷凍機効率の関係を示す。冷却能力 1 W では単位冷却能力当たり 135 W の入力電力を必要とするが、 2 W では 80 W 程度になる。

5. 結 論

宇宙用小型ヴィルマイヤ冷凍機の開発を目指し、冷凍機「基礎モデル」を試作し、その冷却性能試験によって基本的な特性を調べた。試験では設計性能の確認とそれ以外の運転条件における冷却性能を明らかにしたもので、得られた結果は以下のとおりである。

(1) 小型 (高さ 280 mm , 長さ 300 mm , 幅 150 mm) で軽量 (6 kg) のヴィルマイヤ冷凍機を開発した。設計仕様における到達温度は 57 K , 温度 80 K における冷却能力は 1.6 W が得られ、計算結果とよく一致した。ヒータ入力電力は 146 W であり、目標を満足する値である。また、冷凍機の最大冷却能力は充填圧力を上げることで 2.2 W が得られた。

(2) 冷凍機性能に及ぼす主要パラメータの影響を明らかにするとともに、運転の最適化についても検討

Fig. 12 Figure of merit of Vuilleumier cooler as a function of cooling capacity at 80 K.

した。冷却能力に関しては、充填圧力と運転速度の積が同じ値であればほぼ同一性能を有することがわかった。

(3) 冷却能力に及ぼす高温部温度、充填圧力および運転速度の影響を調べたところ、温度 80 K 以下の温度領域では少なく、温度の高い領域でその効果が顕著に現れた。

(4) 冷却性能に及ぼす中温部温度の影響は少ないことから、環境温度条件の制約は少ないことが確認された。

(5) FOM の表記法を用いた冷凍機効率の値から、 80 K で 2 W の冷却能力に対して単位冷却能力当たりの消費電力は 80 W となり、本冷凍方式としては高水準にあると考えられる。

本報告は、宇宙用の小型ヴィルマイヤ冷凍機開発にあたって、主に基本データの取得と開発課題の抽出に関するものである。今後は引き続き実施している寿命試験の結果を含め、冷凍機「真空モデル」によって宇宙用としての実用の可能性を明らかにしたいと考えている。

参 考 文 献

- 1) H. Yoshimura and M. Kawada: Adv. Cryog. Engin. 33 (1988) 837
- 2) M. Kawada, et al.: Proc. of 16th ISTS in Sapporo (1988) 911
- 3) 次世代宇宙リモートセンシング技術調査研究グループ: 電子技術総合研究所調査報告 220 (1988) 9
- 4) G. Walker: Cryocoolers Part 1, Plenum Press, New York (1983) 185
- 5) G. Walker: Stirling Engines, Oxford Univ. Press, New York (1980) 47
- 6) W. R. Martini: Stirling Engine Design Manual, NASA CR-135382 (1978)
- 7) W. M. Kays and A. L. London: Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Book Company, New York (1984) 148