

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号  
特許第4070499号  
(P4070499)

(45) 発行日 平成20年4月2日(2008.4.2)

(24) 登録日 平成20年1月25日(2008.1.25)

(51) Int.Cl.

F 1

F 2 5 D 11/00 (2006.01)

F 2 5 B 9/14 (2006.01)

F 2 5 D 11/00 1 O 1 B

F 2 5 D 11/00 1 O 1 Z

F 2 5 B 9/14 5 2 O A

F 2 5 B 9/14 5 2 O F

請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2002-117045 (P2002-117045)	(73) 特許権者	000005049
(22) 出願日	平成14年4月19日(2002.4.19)		シャープ株式会社
(65) 公開番号	特開2003-314937 (P2003-314937A)		大阪府大阪市阿倍野区長池町2番2号
(43) 公開日	平成15年11月6日(2003.11.6)	(74) 代理人	100085501
審査請求日	平成17年2月8日(2005.2.8)		弁理士 佐野 静夫
		(72) 発明者	西本 貴志
			大阪府大阪市阿倍野区長池町2番2号
			シャープ株式会社内
		審査官	久保 克彦

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スターリング冷却装置の運転方法及びそれを用いたスターリング冷蔵庫

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

フリーピストン型のスターリング冷凍機と、該スターリング冷凍機のコールドヘッドの温度を測定する第1の温度測定手段と、前記スターリング冷凍機のウォームヘッドの温度を測定する第2の温度測定手段と、前記コールドヘッドで発生する冷熱を熱交換する低温側熱交換手段と、前記ウォームヘッドで発生する温熱を熱交換する高温側熱交換手段と、前記低温側熱交換手段又は高温側熱交換手段での熱交換を促進する熱交換促進手段と、前記第1及び第2の温度測定手段の測定結果に基づき前記熱交換促進手段を制御する制御手段と、を備えたスターリング冷却装置における運転方法であって、

前記コールドヘッドとウォームヘッドとの温度差が所定温度以下のときは不安定状態と判定し、前記熱交換促進手段を停止させて安定状態に移行させることを特徴とするスターリング冷却装置の運転方法。

【請求項 2】

前記熱交換促進手段はファンであり、前記低温側熱交換手段での熱交換を促進するための庫内ファンと、前記高温側熱交換手段での熱交換を促進するための庫外ファンとを含むと共に、これらのファンは前記制御手段により回転制御されることを特徴とする請求項1に記載のスターリング冷却装置の運転方法。

【請求項 3】

前記低温側熱交換手段又は高温側熱交換手段は、循環路を二次冷媒が強制循環する強制循環式熱交換器であり、前記熱交換促進手段は、前記循環路上に設けられた循環ポンプで

あり、該循環ポンプは前記制御手段により通電制御されることを特徴とする請求項 1 に記載のスターリング冷却装置の運転方法。

【請求項 4】

請求項 1 ～ 3 の何れかに記載のスターリング冷却装置の運転方法により運転することを特徴とするスターリング冷蔵庫。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、フリーピストン型のスターリング冷凍機を備えたスターリング冷却装置における運転方法及びその運転方法により運転するスターリング冷蔵庫に関するものである。

10

【0002】

【従来の技術】

一般に、家庭用冷凍冷蔵庫に用いられる冷凍サイクルは圧縮機を備え、主としてフロンや代替フロンを利用する蒸気圧縮式冷凍サイクルである。しかし、これらの冷媒はオゾン層破壊や地球温暖化の原因となるため、地球環境への配慮から全世界的にその使用が規制されている。

【0003】

そこで、蒸気圧縮式冷凍サイクルに代わる技術として、逆スターリングサイクルを用いた冷凍装置であるスターリング冷凍機およびこれを用いたスターリング冷蔵庫の研究開発が進められている。このスターリング冷凍機は、作動媒体にヘリウムや窒素などの不活性ガスをを用いるため地球環境に悪影響を及ぼすことがない。

20

【0004】

こういった逆スターリングサイクルを利用し冷熱を得るスターリング冷凍機として、構造的に異なるいくつかの方式が既に考案されているが、中でもフリーピストン型と呼ばれる方式は、機械損失が少なく小型軽量であることで知られている。

【0005】

図 1 2 は、フリーピストン型スターリング冷凍機を用いたスターリング冷却装置の側断面図である。スターリング冷凍機 1 は密閉されており、内部には冷媒が充填されている。冷媒にはヘリウムガスや窒素ガスなどが用いられる。ここに示すように膨張空間 2 2 と圧縮空間 2 3 を仕切るディスプレーサ 2 0 と、リニアモータ 2 5 に接続され、特定の周期で冷媒に対し圧縮、膨張といった機械仕事を行うピストン 2 1 とが互いに位相差をもって往復動作する。そして、このピストン 2 1 とディスプレーサ 2 0 の往復動により冷媒が膨張空間 2 2 と圧縮空間 2 3 を行き来し、膨張空間 2 2 と圧縮空間 2 3 の間に設けられた再生器 2 6 に対して吸熱または放熱する。それにより、膨張空間 2 2 で低温、圧縮空間 2 3 で高温を得ることができる。

30

【0006】

また、膨張空間 2 2 には低温側内部熱交換器 2 7 が設けられ、これを通じてコールドヘッド 3 より冷熱が得られる。一方、圧縮空間 2 3 には高温側内部熱交換器 2 8 が設けられ、これを通じてウォームヘッド 4 より放熱を行う。さらに、上述のディスプレーサ 2 0 はモータやクランク等の直接位相制御される機構を持たない。ディスプレーサ 2 0 に接続されピストン 2 1 を貫通するよう設けられたディスプレーサーロッド 2 9 が、ピストン 2 1 の動作によるバウンス空間 2 4 の圧力変動の影響を受けることにより、ディスプレーサ 2 0 がピストン 2 1 に対し所定の位相差で動作するよう設計される。

40

【0007】

また、コールドヘッド 3 に接続される低温側熱交換器 5 は、庫内ファン 7 により送風される空気を冷却し、冷却対象となる庫内を冷却する。また、ウォームヘッド 4 に接続される高温側熱交換器 6 は、庫外ファン 8 により送風される空気を放熱する。一方、制御基板 2 によりリニアモータ 2 5 への入力電圧を操作してピストン 2 1 の振幅を制御し冷凍能力を調整するとともに、ディスプレーサ 2 0 の脱調防止や、ディスプレーサ 2 0 とピストン 2 1 が衝突しないよう運転される。

50

## 【 0 0 0 8 】

このように、フリーピストン式スターリング冷凍機 1 は、ディスプレイサ 2 0 に対して直接駆動する機構をもたないことにより、機械損失の少ない高効率な冷凍装置を実現する。また、このフリーピストン式スターリング冷凍機 1 を利用することにより、オゾン層破壊や地球温暖化につながる冷媒を用いない、高効率なスターリング冷蔵庫を得ることができる。

## 【 0 0 0 9 】

## 【発明が解決しようとする課題】

ディスプレイサ 2 0 とピストン 2 1 の位相差はバウンス空間 2 4 の圧力変動によって決まるが、実際には膨張空間 2 2 と圧縮空間 2 3 の圧力バランス（または温度バランス）やバウンス空間 2 4 そのものの圧力状態（または温度状態）の影響を受ける。特に膨張空間 2 2 と圧縮空間 2 4 に温度差がほとんどなく、バウンス空間 2 4 の温度が上がりきっていない状態ではディスプレイサ 2 0 の振幅および位相が不安定なため、効率が低下するばかりでなく、ディスプレイサ 2 0 が脱調するなどして、ディスプレイサ 2 0 とピストン 2 1 とが衝突する危険性がある。

## 【 0 0 1 0 】

このため、ピストン 2 1 の振幅を大きくすることができず、結果としてその間、低い冷凍能力しか得られない。さらに、冷凍能力が低いため、膨張空間 2 2、圧縮空間 2 3、バウンス空間 2 4 の圧力バランス（または温度バランス）が長時間改善されない。

## 【 0 0 1 1 】

このような不安定状態は、スターリング冷凍機 1 の始動時や、一定時間停止した後の再始動時に起こる。実用上、特に問題と考えられるのは、コールドヘッド 3 に接続された低温側熱交換器 5 の表面に付着した霜を融解し排水する除霜処理の間、スターリング冷凍機は停止、又はモータへの入力を低く押さえた停止に準じた状態となるので、除霜処理終了後、再冷却開始直後に高い冷凍能力が得られず、結果として冷却対象となる冷凍室などの温度上昇を招き、庫内の食品に悪影響を与える。

## 【 0 0 1 2 】

そこで本発明は、不安定状態を抜け出し、速やかに高い冷凍能力が得られるフリーピストン型のスターリング冷凍機を用いたスターリング冷却装置の運転方法を提供することを目的とする。また、その運転方法を用いたスターリング冷蔵庫を提供することを目的とする。

## 【 0 0 1 3 】

## 【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために本発明では、スターリング冷凍機のコールドヘッドまたはウォームヘッドの温度が不安定状態を脱する温度になるまで、スターリング冷凍機にかかる負荷を最小にするようにした。

## 【 0 0 1 4 】

第 1 の発明は、フリーピストン型のスターリング冷凍機と、該スターリング冷凍機のコールドヘッドの温度を測定する第 1 の温度測定手段と、前記スターリング冷凍機のウォームヘッドの温度を測定する第 2 の温度測定手段と、前記コールドヘッドで発生する冷熱を熱交換する低温側熱交換手段と、前記ウォームヘッドで発生する温熱を熱交換する高温側熱交換手段と、前記低温側熱交換手段又は高温側熱交換手段での熱交換を促進する熱交換促進手段と、前記第 1 及び第 2 の温度測定手段の測定結果に基づき前記熱交換促進手段を制御する制御手段と、を備えたスターリング冷却装置における運転方法であって、

前記コールドヘッドとウォームヘッドとの温度差が所定温度以下のときは不安定状態と判定し、前記熱交換促進手段を停止させて安定状態に移行させることを特徴とするものである。

## 【 0 0 1 5 】

この構成によると、コールドヘッドとウォームヘッドとの温度差が所定温度以下のときは不安定状態と判定し、前記熱交換促進手段を停止させるので、コールドヘッド又は / 及

10

20

30

40

50

びウォームヘッドの温度が不安定状態を脱する温度状態になるまでは冷凍機に負荷をかけないように制御できる。また、所定温度の閾値による判定にスターリング冷凍機の周囲温度の高低による影響を受けにくく、環境条件に対して安定した制御ができるため、速やかに、安定動作する温度状態に達し高い冷凍能力を得ることができる状態になる。

【0016】

第2の発明は、前記熱交換促進手段はファンであり、前記低温側熱交換手段での熱交換を促進するための庫内ファンと、前記高温側熱交換手段での熱交換を促進するための庫外ファンとを含むと共に、これらのファンは前記制御手段により回転制御されることを特徴とするものである。

【0017】

この構成によると、ファンの停止中は低温側または高温側熱交換手段はわずかに自然対流で循環する空気に対して熱交換する状態になり、スターリング冷凍機に対する負荷を低く押さえることができる。さらに、ファンの回転数を制御することで、熱交換量を適度に調整することができるため、ファンの運転開始後すぐに冷凍機に過度の負荷がかかり、再び不安定状態に戻るのを防ぎ、安定して高い冷凍能力を得つづけることができる。

【0018】

第3の発明は、前記低温側熱交換手段又は高温側熱交換手段は、循環路を二次冷媒が強制循環する強制循環式熱交換器であり、前記熱交換促進手段は、前記循環路上に設けられた循環ポンプであり、該循環ポンプは前記制御手段により通電制御されることを特徴とするものである。

【0019】

この構成によると、循環ポンプを停止した状態では二次冷媒の循環がほぼ止まるため、二次冷媒から冷却や放熱の対象となる空気への熱交換が殆んど行われず、冷凍機にかかる負荷を最小にすることができる。

【0020】

第4の発明のスターリング冷蔵庫は、第1～第3の発明の何れかのスターリング冷却装置の運転方法により運転することを特徴とするものである。

【0021】

この構成によると、除霜処理終了後の再冷却などを速やかに行うことができ、庫内の温度上昇による食品などへの悪影響をなくすることができる。

【0036】

【発明の実施の形態】

以下に本発明の実施形態について図面を参照して説明する。なお、本発明のスターリング冷凍機には図12に示した従来のスターリング冷凍機1を採用することができる。

【0037】

<第1の実施形態>

図1は、第1の実施形態のスターリング冷却装置の概略構成図である。スターリング冷凍機1は冷凍機制御基板2により特定周波数の電力供給を受け、入力電圧の大小によって冷凍能力を可変的に制御すると同時に、過度の電力供給を受けスターリング冷凍機1を破損することがないように運転される。このスターリング冷凍機1のコールドヘッド3には低温側熱交換器5が接続される。低温側熱交換器5はスターリング冷凍機1より得られた冷熱と庫内の空気との熱交換を行う。庫内の空気の循環には庫内ファン7を用い、冷却対象である庫内へ送風する。

【0038】

一方、ウォームヘッド4には高温側熱交換器6が接続される。高温側熱交換器6は庫外ファン8より送風される空気と熱交換を行い、ウォームヘッド4を冷却する。コールドヘッド3の表面には、温度センサ9aが密着するよう取り付けられ、温度センサ9aによるコールドヘッド表面温度 $T_c$ の測定結果を示す出力信号は負荷制御基板10に伝達される。負荷制御基板10は庫内ファン7に接続されており、温度センサ9aによる温度測定結果に基づき庫内ファン7へ供給する電力の制御を行う。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 3 9 】

このとき、負荷制御基板 10 において行われる処理過程を図 2 のフローチャートを用いて説明する。まずステップ S 1 において温度センサ 9 a により測定されたコールドヘッド表面温度  $T_c$  を読み込み、ステップ S 2 へ進んでコールドヘッド表面温度  $T_c$  が閾値  $T_t$  以下か否かを判定する。ステップ S 2 において  $T_c > T_t$  であればステップ S 4 へ進んで庫内ファン 7 への通電を OFF (庫内ファン 7 の運転を停止) し、スターリング冷凍機 1 への負荷を減じる。一方、ステップ S 2 において  $T_c \leq T_t$  であればステップ S 3 へ進んで庫内ファン 7 への通電を ON (庫内ファン 7 の運転を開始) し、スターリング冷凍機 1 へ負荷をかけ冷却対象となる庫内の冷却を行う。

## 【 0 0 4 0 】

ここで用いられる閾値  $T_t$  は不安定状態を抜け出し安定状態にあると判断できる温度であり、実験により決定される。詳述すると、スターリング冷凍機 1 のディスプレイサがピストンやコールドヘッドと衝突せず、設計仕様どおりのピストン振幅が得られるときのコールドヘッド表面温度  $T_c$  を調べ、その近傍温度を閾値  $T_t$  とする。

## 【 0 0 4 1 】

図 3 に、冷凍能力  $Q_c$  とコールドヘッド表面温度  $T_c$  および閾値  $T_t$  の関係の一例を示す。図中、横軸はコールドヘッド表面温度  $T_c$ 、縦軸は冷凍能力  $Q_c$ 、破線で示した  $Q_c$  設計曲線は上述のピストン振幅が設計どおりに得られた場合の推定値であり、実線で示した  $Q_c$  実効曲線は不安定状態などによりピストン振幅を減じたことによる  $Q_c$  の最大値である。閾値  $T_t$  は  $Q_c$  設計曲線と  $Q_c$  実効曲線とが交わる近傍の温度とすることができる。

## 【 0 0 4 2 】

上記の第 1 の実施形態ではコールドヘッド表面温度  $T_c$  の閾値  $T_t$  を一つとしているが、低温の閾値  $T_{t1}$  と高温の閾値  $T_{t2}$  を設け、 $T_c \leq T_{t1}$  となったとき庫内ファン 7 への通電を開始し、庫内ファン通電後に  $T_c \leq T_{t2}$  となったとき庫内ファン 7 への通電を停止しても良い。この場合は、庫内ファン 7 の運転のハンチング抑制することができ、庫内ファン 7 の発停回数の増加を押さえ寿命を延ばすことができる。

## 【 0 0 4 3 】

## &lt; 第 2 の実施形態 &gt;

第 2 の実施形態として、図 1 において温度センサ 9 b をウォームヘッド 4 の表面に密着させウォームヘッド表面温度  $T_h$  を測定してもよい。この場合、負荷制御基板 10 は庫外ファン 8 に接続されており、温度センサ 9 b の温度測定結果に基づき庫外ファン 8 へ供給される電力の制御を行う。

## 【 0 0 4 4 】

このとき、負荷制御基板 10 において行われる処理過程を図 4 のフローチャートを用いて説明する。まずステップ S 1 1 において温度センサ 9 b により検知されたウォームヘッド表面温度  $T_h$  を読み込み、ステップ S 1 2 へ進んでウォームヘッド表面温度  $T_h$  が閾値  $T_t$  以上か否かを判定する。ステップ S 1 2 において  $T_h < T_t$  であればステップ S 1 4 へ進んで庫外ファン 8 への通電を OFF (庫外ファン 8 の運転を停止) し、スターリング冷凍機 1 にかかる負荷を減じる。

## 【 0 0 4 5 】

一方、ステップ S 1 2 において  $T_h \geq T_t$  であればステップ S 1 3 へ進んで庫外ファン 8 への通電を ON (庫外ファン 8 の運転を開始) し、ウォームヘッド 4 は高温側熱交換器 6 を介して放熱を行う。

## 【 0 0 4 6 】

## &lt; 第 3 の実施形態 &gt;

第 3 の実施形態として、図 1 においてコールドヘッド 3 の表面に密着させた温度センサ 9 a と、ウォームヘッド 4 の表面に密着させた温度センサ 9 b の両方を利用し、コールドヘッド表面温度  $T_c$  とウォームヘッド表面温度  $T_h$  を測定してもよい。この場合、負荷制御基板 10 は庫内ファン 7 と庫外ファン 8 のどちらか一方又は両方に接続されており、これらの温度測定結果に基づき庫内ファン 7 と庫外ファン 8 へ供給する電力の制御を行う。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 4 7 】

このとき、負荷制御基板 10 において行われる処理過程の一例を図 5 のフローチャートを用いて説明する。まずステップ S 2 1 において温度センサ 9 a および温度センサ 9 b により検知されたコールドヘッド表面温度  $T_c$  とウォームヘッド表面温度  $T_h$  を読み込み、ステップ S 2 2 へ進んで  $T_c$  と  $T_h$  の温度差が閾値  $T_t$  以上か否かを判定する。ステップ S 2 2 において  $(T_h - T_c) < T_t$  であればステップ S 2 4 へ進んで庫内ファン 7 および庫外ファン 8 への通電を OFF (庫内ファン 7 および庫外ファン 8 の運転を停止) し、スターリング冷凍機 1 にかかる負荷を減じる。

## 【 0 0 4 8 】

一方、ステップ S 2 2 において  $(T_h - T_c) \geq T_t$  であればステップ S 2 3 へ進んで庫内ファン 7 および庫外ファン 8 への通電を ON (庫内ファン 7 および庫外ファン 8 の運転を開始) し、スターリング冷凍機 1 へ負荷をかけ、コールドヘッド 3 は低温側熱交換器 5 を介して冷却対象となる庫内の冷却を行うとともに、ウォームヘッド 4 は高温側熱交換器 6 を介して放熱を行う。この方法では、 $T_c$  または  $T_h$  のどちらか一方を利用する場合に比べて環境温度の影響を受けにくく、環境温度の変化に対してより安定した冷凍能力が得られる冷却装置を提供することができる。なお、熱交換促進手段は、庫内ファン 7 と庫外ファン 8 の何れか一方であっても構わない。

## 【 0 0 4 9 】

## &lt; 第 4 の実施形態 &gt;

図 6 は、第 4 の実施形態のスターリング冷却装置の概略構成図である。なお、図 6 において図 1 と同じ構成部分については同じ符号を付して詳細な説明を省略する。図 6 において、冷凍機制御手段 2 よりスターリング冷凍機 1 に供給される電力を検知する供給電力検知手段 11 を設け、その検知結果を示す出力信号を負荷制御基板 10 に伝達する。負荷制御基板 10 は庫内ファン 7 および庫外ファン 8 の両方、又はどちらか一方に接続されており、供給電力検知手段 11 の検知結果に基づき庫内ファン 7 又は庫外ファン 8 へ供給する電力の制御を行う。ここで、電力検知手段 11 は直接的に入力電圧などを測定しても良いが、冷凍機制御手段 2 の制御パラメータを利用し、供給電力  $E$  を類推しても良い。

## 【 0 0 5 0 】

このとき、負荷制御基板 10 において行われる処理過程を図 7 に示す。まずステップ S 3 1 において供給電力検知手段 7 により検知された供給電力  $E$  を読み込み、ステップ S 3 2 へ進んで供給電力  $E$  が閾値  $E_t$  以上か否かを判定する。ステップ S 3 2 において  $E < E_t$  であればステップ S 3 4 へ進んで庫内ファン 7 への通電を OFF (庫内ファン 7 の運転を停止) し、スターリング冷凍機 1 への負荷を減じる。

## 【 0 0 5 1 】

一方、ステップ S 3 2 において  $E \geq E_t$  であればステップ S 3 3 へ進んで庫内ファン 7 への通電を ON (庫内ファン 7 の運転を開始) し、スターリング冷凍機 1 へ負荷をかけ冷却対象となる庫内の冷却を行う。この方法では、環境温度の変化に対してより安定した冷凍能力が得られる冷却装置を提供することができる。なお、熱交換促進手段は、庫内ファン 7 と庫外ファン 8 の何れか一方であっても構わない。

## 【 0 0 5 2 】

## &lt; 第 5 の実施形態 &gt;

第 1 ~ 第 4 の実施形態では、熱交換促進手段として庫内ファン 7 ないしは庫外ファン 8 を利用しその運転 / 停止を択一的に行っただけであるのに対し、第 5 の実施形態は運転中の回転数を可変的に変えるようにしたものであり、その構成は第 1 から第 4 の実施形態と同じである。よって図 1 と同じ構成として、図 8 を用いて処理過程を説明すると、ステップ S 4 1 ~ S 4 4 は図 2 に示した第 1 の実施形態のステップ S 1 ~ S 4 と同じであり、ステップ S 4 3 に続いてステップ S 4 5 に進む。ステップ S 4 5 において、あらかじめ設定されたコールドヘッド表面温度  $T_c$  と庫内ファン 7 の必要風量の関係に基づいて、ステップ S 4 1 で読み込んだ  $T_c$  に対応する風量を導き出し、その風量に応じて庫内ファン 7 の回転数を調整する。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 5 3 】

なお、第 5 の実施形態はコールドヘッド温度  $T_c$  を利用する第 1 の実施形態に準じたものとなっているが、ウォームヘッド温度  $T_h$  を利用する第 2、第 3 の実施形態や、スターリング冷凍機への供給電力を利用する第 4 の実施形態に準じたものであっても良い。

## 【 0 0 5 4 】

## &lt; 第 6 の実施形態 &gt;

第 1 ~ 第 5 の実施形態では、熱交換促進手段として庫内ファン 7 ないしは庫外ファン 8 を利用したが、第 6 の実施形態は低温側熱交換手段または高温側熱交換手段として、図 9 に示すような二次冷媒を用いた自然循環式熱交換器を備え、二次冷媒の循環路に熱交換促進手段として電磁弁を設けた構成である。

10

## 【 0 0 5 5 】

低温側に用いられる自然循環式熱交換器 1 2 は、コールドヘッドに接続される凝縮器 1 2 a と庫内の空気を冷却する蒸発器 1 2 b を 2 本の循環路 1 2 c で連通させ密閉されている。その内部には二次冷媒として二酸化炭素などの炭酸ガスや、イソブタンなどの炭化水素が封入されている。凝縮器 1 2 a の内部においてコールドヘッドの冷熱で液化した二次冷媒は、重力により循環路 1 2 c のうち一方を流下して蒸発器 1 2 b に導かれる。蒸発器 1 2 b では庫内空気を冷却することによって二次冷媒が蒸発し、気体となって他方の循環路 1 2 c を通って凝縮器 1 2 a に戻ることにより、二次冷媒が循環しコールドヘッドより蒸発器 1 2 b を介して庫内空気に冷熱が供給される。

## 【 0 0 5 6 】

ただし、循環に重力を利用するため、凝縮器 1 2 a の下方に蒸発器 1 2 b が設置される。ここで循環路 1 2 c には電磁弁 1 4 a が設けられており、負荷制御手段により弁の開閉制御がなされ、電磁弁 1 4 a を開いた場合には前述のとおり二次冷媒が循環しコールドヘッドに負荷がかかるが、閉じた場合には循環がないため庫内空気への冷熱の供給が行われず、コールドヘッドに対する負荷を減じる。この電磁弁 1 4 a に対して行われる処理過程は、第 1、第 3、第 4 の実施形態で庫内ファン 7 に対してなされたものに準じるので、詳細な説明は省略する。

20

## 【 0 0 5 7 】

また、高温側に用いられる自然循環式熱交換器 1 3 は、低温側とは利用される温度域や熱の移動方向が異なるため、炭化水素や水を二次冷媒として用い、蒸発器 1 3 b がウォームヘッド側に取り付けられ、凝縮器 1 3 a が庫外空気へ放熱する他は、二次冷媒の動作が上述の低温側と同様であり、電磁弁 1 4 b に対して行われる処理過程は、第 2、第 3、第 4 の実施形態で庫外ファン 8 に対してなされたものに準じるので、詳細な説明は省略する。

30

## 【 0 0 5 8 】

< 第 7 の実施形態 > 第 7 の実施形態は低温側熱交換手段または高温側熱交換手段として、図 1 0 に示すような二次冷媒を用いた強制循環式熱交換器を備え、熱交換促進手段として循環ポンプを利用する構成である。

## 【 0 0 5 9 】

低温側に用いられる強制循環式熱交換器 1 5 は、コールドヘッドに接続されるコールドヘッド側熱交換器 1 5 a と庫内の空気を冷却する庫内気流側熱交換器 1 5 b を 2 本の循環路 1 5 c で連通させ、その内部には二次冷媒が封入されており、循環路 1 5 c に設けられた循環ポンプ 1 5 d の動力により二次冷媒が循環し、コールドヘッドの冷熱を庫内の気流へ伝達する構成となっている。二次冷媒は液体のみの液相状態で循環しても、液体と気体が混在する気液二相状態で循環してもよく、液相状態であればエタノールなどのアルコール、気液二相状態であれば炭化水素や炭酸ガスが二次冷媒として用いられる。

40

## 【 0 0 6 0 】

ここで、循環ポンプ 1 5 d は、負荷制御手段により運転 / 停止の制御がなされ、循環ポンプ 1 5 d を運転した場合には上述のとおり二次冷媒が循環しコールドヘッドに負荷がかかるが、循環ポンプ 1 5 d を停止した場合には循環しないため庫内空気への冷熱の供給が行われず、コールドヘッドに対する負荷を減じる。この強制循環式熱交換器 1 5 に対して行

50

われる処理過程は、第 1、第 3、第 4、第 5 の実施形態で庫内ファン 7 に対してなされたものに準じるので、詳細な説明は省略する。

【 0 0 6 1 】

また、同様に高温側に用いられる強制循環式熱交換器 1 6 は、温度帯が異なるため利用される二次冷媒が、液相のみであれば水やアルコール、エチレングリコールなどの不凍液であり、気液二相であれば同じく水や炭化水素である他は、上述の低温側と同様であり、循環ポンプ 1 6 d に対して行われる処理過程は、第 2、第 3、第 4、第 5 の実施形態で庫外ファン 8 に対してなされたものに準じるので、詳細な説明は省略する。

【 0 0 6 2 】

< 第 8 の実施形態 >

図 1 1 に、本発明のスターリング冷却装置を備えたスターリング冷蔵庫の側断面図を示す。スターリング冷蔵庫 1 7 は互いに断熱し仕切られた冷蔵室 1 7 a、野菜室 1 7 b、冷凍室 1 7 c を備えてなり、スターリング冷凍機 1 の冷熱は低温側熱交換器 5 により庫内空気に伝達され、庫内ファン 7 によりダクト 1 8 を通じて冷蔵室 1 7 a、野菜室 1 7 b、冷凍室 1 7 c に適切な割合で送風され、庫内の食品を冷却する。

【 0 0 6 3 】

一方、庫内を循環する空気には食品から蒸発する水分などもあり、この空気中の水分が低温側熱交換器 5 の表面に霜となって付着し、熱交換性能を低下させるとともに、庫内ファン 7 による送風の妨げとなるため、必要に応じて低温側熱交換器 5 の除霜処理を行う。

【 0 0 6 4 】

除霜処理では、まずスターリング冷凍機 1 を停止または電力供給を下げ停止に近い状態に保ち、冷熱を発生させないようにし、庫内ファン 7 も停止して除霜ヒータ 1 9 へ通電する。除霜ヒータ 1 9 にはガラス管ヒータなどが用いられ、低温側熱交換器 5 の表面に付着した霜を解かしてダクト 1 8 の外へ排水する。除霜処理は低温側熱交換器 5 の表面温度または周辺空気の温度が、0 よりも十分高く霜が解けきったと判断できるまで続けられるため、通常 2 0 ~ 3 0 分の時間を要する。そして、除霜終了後に上述の運転方法によって速やかに冷熱の供給がなされる。

【 0 0 6 5 】

なお、上記の説明では除霜処理の終了後に本発明の運転方法を行うとしたが、スターリング冷蔵庫への通電開始直後や、冷蔵庫の扉を長時間開け放した後など、スターリング冷凍機が長時間停止状態にあり、速やかな冷熱の供給を要する場合に本発明の運転方法を適用しても良い。

【 0 0 6 6 】

【 発明の効果 】

本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、コールドヘッド温度が不安定状態を脱する温度状態になるまでは冷凍機に負荷をかけないため、速やかに安定動作する温度状態に達し、高い冷凍能力を得ることができる状態になる。

【 0 0 6 7 】

また本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、ウォームヘッド温度が不安定状態を脱する温度状態になるまでは冷凍機に負荷をかけないため、速やかに安定動作する温度状態に達し、高い冷凍能力を得ることができる状態になる。

【 0 0 6 8 】

また本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、閾値による判定にスターリング冷凍機の周囲温度の高低による影響を受けにくく、環境条件に対して安定した制御ができるため、速やかに安定動作する温度状態に達し、高い冷凍能力を得ることができる状態になる。

【 0 0 6 9 】

また本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、スターリング冷凍機への供給電力を知ることにより、スターリング冷凍機の運転条件に応じた適切な負荷を供給できるため、過負荷とならず安定した冷凍能力を得ることができる。

10

20

30

40

50



## 【 0 0 7 0 】

また本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、ファンの停止中は低温側または高温側熱交換手段はわずかに自然対流で循環する空気に対して放熱する状態になり、スターリング冷凍機に対する負荷を低く押さえることができる。

## 【 0 0 7 1 】

また本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、負荷を適度に調整することができるため、ファンの運転開始後すぐに冷凍機に過度の負荷がかかり、再び不安定状態に戻るのを防ぎ、安定して高い冷凍能力を得つづけることができる。

## 【 0 0 7 2 】

また本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、電磁弁を閉じた状態では二次冷媒の循環が止まるため、二次冷媒から冷却や放熱の対象となる空気への熱交換が一切行われず、冷凍機にかかる負荷を最小にすることができる。

10

## 【 0 0 7 3 】

また本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、循環ポンプを停止した状態では二次冷媒の循環がほぼ止まるため、二次冷媒から冷却や放熱の対象となる空気への熱交換が行われず、冷凍機にかかる負荷を最小にすることができる。

## 【 0 0 7 4 】

また本発明のスターリング冷却装置の運転方法によると、負荷を適度に調整することができるため、循環ポンプの運転開始後すぐに冷凍機に過度の負荷がかかり、再び不安定状態に戻るのを防ぎ、安定して高い冷凍能力を得つづけることができる。

20

## 【 0 0 7 5 】

また本発明のスターリング冷蔵庫によると、除霜処理終了後の再冷却などを速やかに行うことができ、庫内の温度上昇による食品などへの悪影響をなくすることができる。

## 【図面の簡単な説明】

【図 1】 第 1 の実施形態のスターリング冷却装置の概略構成図である。

【図 2】 第 1 の実施形態の負荷制御基板での処理過程を示すフローチャートである。

【図 3】 第 1 の実施形態の冷凍能力とコールドヘッド表面温度および閾値の関係の一例を示す図である。

【図 4】 第 2 の実施形態の負荷制御基板での処理過程を示すフローチャートである。

【図 5】 第 3 の実施形態の負荷制御基板での処理過程を示すフローチャートである。

30

【図 6】 第 4 の実施形態のスターリング冷却装置の概略構成図である。

【図 7】 第 4 の実施形態の負荷制御基板での処理過程を示すフローチャートである。

【図 8】 第 5 の実施形態の負荷制御基板での処理過程を示すフローチャートである。

【図 9】 第 6 の実施形態のスターリング冷却装置の概略構成図である。

【図 10】 第 7 の実施形態のスターリング冷却装置の概略構成図である。

【図 11】 本発明のスターリング冷却装置を備えたスターリング冷蔵庫の側断面図である。

【図 12】 従来のフリーピストン型スターリング冷凍機を用いたスターリング冷却装置の側断面図である。

## 【符号の説明】

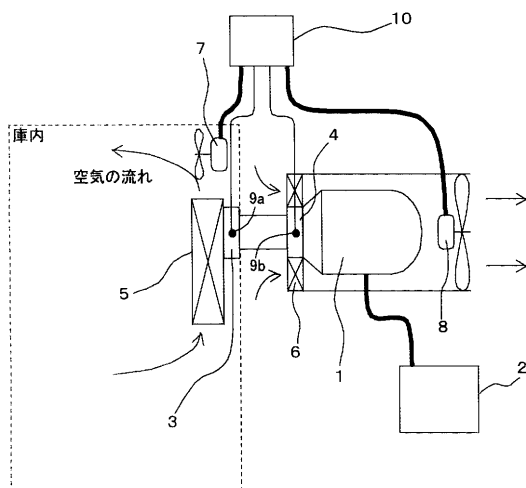
40

- 1 スターリング冷凍機
- 3 コールドヘッド
- 4 ウォームヘッド
- 5 低温側熱交換器（低温側熱交換手段）
- 6 高温側熱交換器（高温側熱交換手段）
- 7 庫内ファン（負荷調整手段）
- 8 庫外ファン（負荷調整手段）
- 9 温度センサ（温度測定手段）
- 10 負荷制御基板（制御手段）
- 11 供給電力検知手段

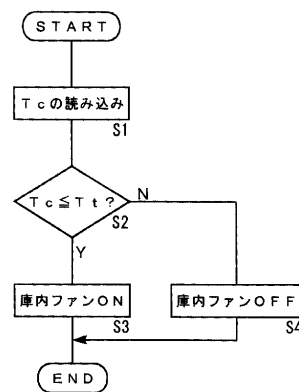
50

- 12、13 自然循環式熱交換手段
- 12c、13c 循環路
- 14 電磁弁（弁）
- 15、16 強制循環式熱交換器
- 15c、16c 循環路
- 15d、16d 循環ポンプ
- 17 スターリング冷蔵庫

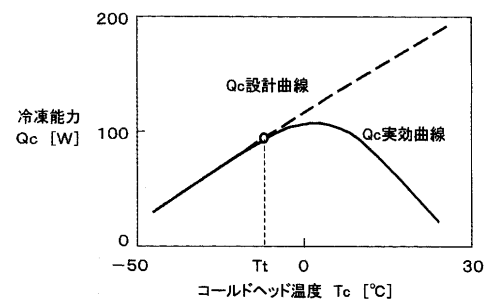
【図1】



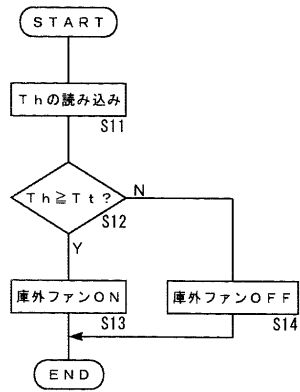
【図2】



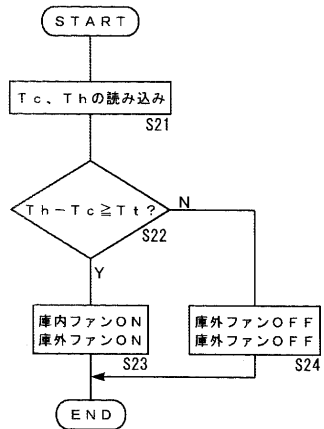
【図3】



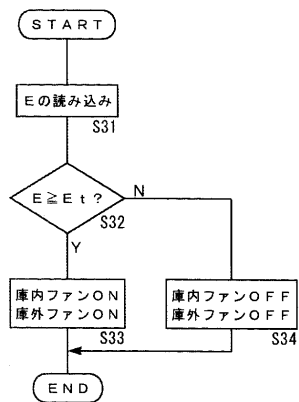
【図 4】



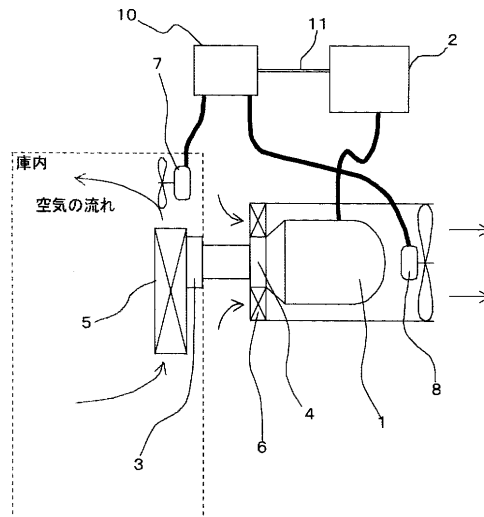
【図 5】



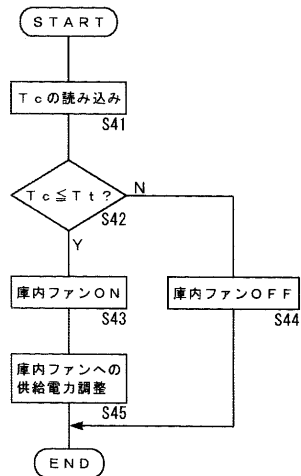
【図 7】



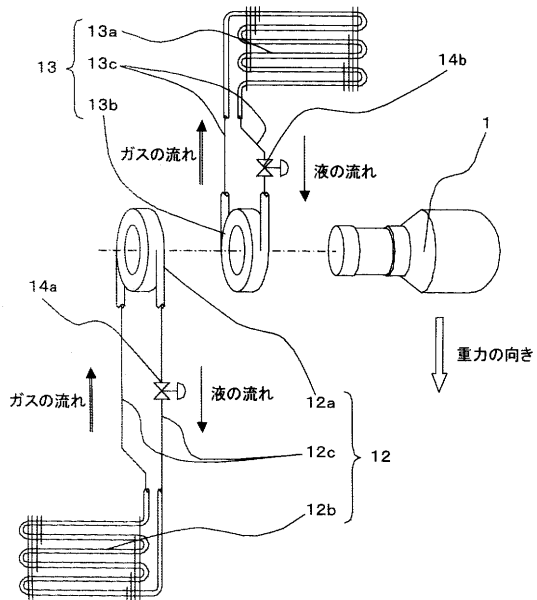
【図 6】



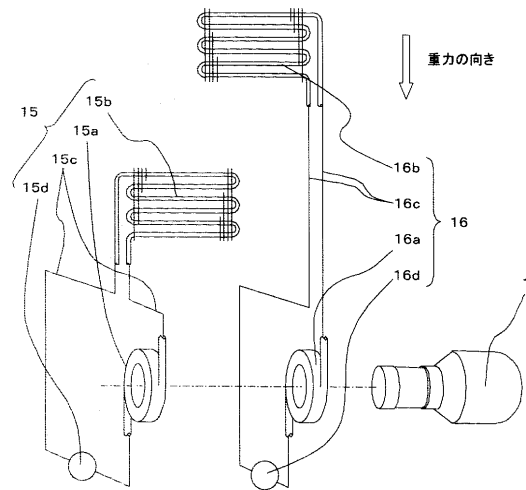
【図 8】



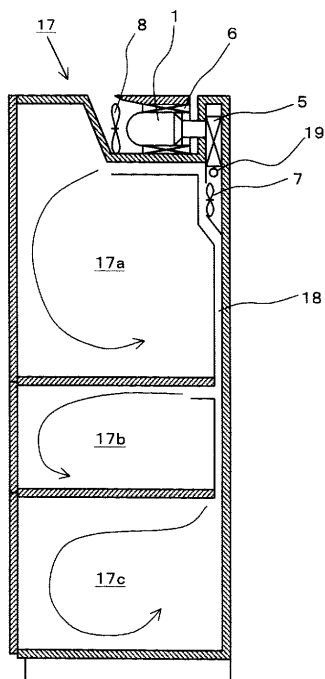
【図 9】



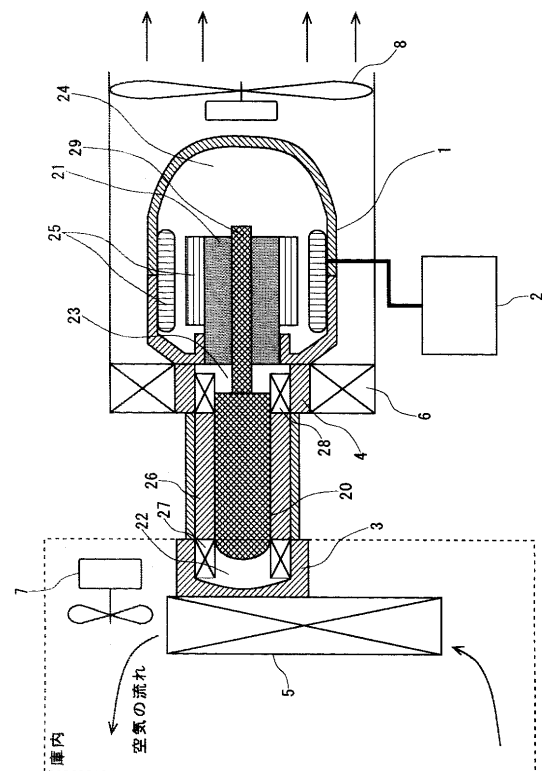
【図 10】



【図 11】



【図 12】



---

フロントページの続き

(56)参考文献 特開2000-304366(JP,A)  
特開2002-061974(JP,A)  
特開2001-304745(JP,A)  
特開2001-033140(JP,A)  
特開2002-062021(JP,A)  
特開2000-346476(JP,A)  
特開2000-199653(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25D 11/00

F25B 9/14