

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2005-188783

(P2005-188783A)

(43) 公開日 平成17年7月14日(2005.7.14)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F 2 5 B 5/02

F 2 5 B 1/10

F 2 5 D 11/00

F I

F 2 5 B 5/02 5 1 0 L

F 2 5 B 5/02 B

F 2 5 B 5/02 5 3 0 A

F 2 5 B 5/02 5 3 0 B

F 2 5 B 1/10 D

テーマコード(参考)

3 L 0 4 5

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 14 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2003-427845 (P2003-427845)

(22) 出願日 平成15年12月24日(2003.12.24)

(71) 出願人 000003078

株式会社東芝

東京都港区芝浦一丁目1番1号

(71) 出願人 502285664

東芝コンシューママーケティング株式会社

東京都千代田区外神田一丁目1番8号

(71) 出願人 503376518

東芝家電製造株式会社

大阪府茨木市太田東芝町1番6号

(74) 代理人 100059225

弁理士 蔦田 璋子

(74) 代理人 100076314

弁理士 蔦田 正人

(74) 代理人 100112612

弁理士 中村 哲士

最終頁に続く

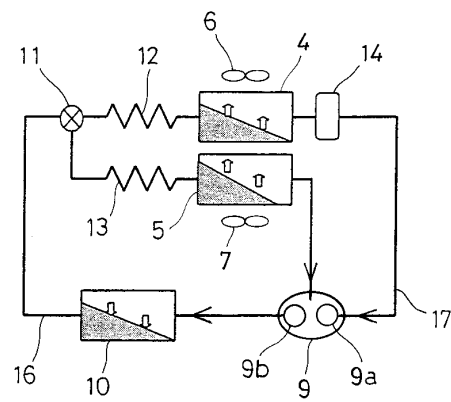
(54) 【発明の名称】 冷蔵庫

(57) 【要約】

【課題】 冷凍用および冷蔵用冷却器を有し二段圧縮とした能力可変冷凍サイクルを、冷凍空間温度情報により制御することで、冷凍空間と冷蔵空間とをそれぞれの貯蔵温度で適切に制御できるようにした冷蔵庫を提供する。

【解決手段】 圧縮要素が低段側圧縮部 9 a と高段側圧縮部 9 b により構成されたインバータ駆動による能力可変の圧縮機 9 と、この圧縮機からの吐出ガスを受ける凝縮器 10 の出口側に設けられた冷媒流路とともに流量を制御する切替弁 11 と、この切替弁からそれぞれ減圧装置 12、13 を介して接続された冷凍用冷却器 4 および冷蔵用冷却器 5 とから冷凍サイクルを形成した冷蔵庫において、冷凍空間温度  $F_a$  とその目標値  $F_r$  により前記圧縮機の回転数を決定することを特徴とする。

【選択図】 図 1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

圧縮要素が低段側圧縮部と高段側圧縮部により構成されたインバータ駆動による能力可変の圧縮機と、この圧縮機からの吐出ガスを受ける凝縮器の出口側に設けられた冷媒流路とともに流量を制御する切替弁と、この切替弁からそれぞれ減圧装置を介して接続された冷凍用冷却器および冷蔵用冷却器とから冷凍サイクルを形成した冷蔵庫において、冷凍空間温度とその目標値により前記圧縮機の回転数を決定することを特徴とする冷蔵庫。

## 【請求項 2】

圧縮要素が低段側圧縮部と高段側圧縮部により構成されたインバータ駆動による能力可変の圧縮機と、この圧縮機からの吐出ガスを受ける凝縮器の出口側に設けられた冷媒流路とともに流量を制御する切替弁と、この切替弁からそれぞれ減圧装置を介して接続された冷凍用冷却器および冷蔵用冷却器とから冷凍サイクルを形成した冷蔵庫において、冷凍空間温度とその目標値とともに冷蔵空間温度とその目標値により圧縮機の回転数を決定するものであって、回転数決定の際には、冷蔵空間より冷凍空間側の温度情報のフィードバック量を大きくすることを特徴とする冷蔵庫。

10

## 【請求項 3】

冷蔵空間温度がその目標値より高い場合のみにその温度情報を圧縮機回転数の決定に採用することを特徴とする請求項 2 記載の冷蔵庫。

## 【請求項 4】

冷蔵空間温度がその目標値より高い場合は、冷蔵側冷却ファンの回転数を大きくすることを特徴とする請求項 1 乃至 3 のいずれかに記載の冷蔵庫。

20

## 【請求項 5】

冷蔵空間温度がその目標値より高い場合は、冷凍側冷却ファンの回転数を低下させることを特徴とする請求項 1 乃至 4 のいずれかに記載の冷蔵庫。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、二段圧縮式の能力可変圧縮機を用いた冷蔵庫に係り、特に貯蔵空間温度により圧縮機の回転数を決定するものに関する。

## 【背景技術】

30

## 【0002】

近年、冷蔵庫は、インバータ制御による能力可変の圧縮機を搭載したものが多く、その冷凍能力を可変することにより、負荷に対応する冷却性能を得るとともに消費電力の低減をはかるようにしている。

## 【0003】

家庭用として普及している冷蔵庫は、 $-18 \sim -20$  程度に冷却される冷凍空間と、 $+1 \sim +5$  程度に保持する冷蔵や野菜保存空間を有するものが一般的であり、単一の冷却器により双方の空間を冷却するものにおいては、ダンパーなどにより冷凍および冷蔵空間への冷気流の分配を制御し、全体の負荷に応じて圧縮機を駆動あるいは停止し、インバータ制御によるものはさらに圧縮機の回転数を制御することによって双方の貯蔵空間を所定の温度に保持していた。

40

## 【0004】

また、冷凍および冷蔵空間のそれぞれに冷却器を備えたタイプにおいては、冷媒の流路を切り替えることにより前記各冷却空間に配置した冷却器への冷媒流を分配制御し、冷却空間全体の温度や温度差などの負荷に応じて圧縮機を制御している。

## 【0005】

一方、現在、市場に供されている冷凍冷蔵庫に用いられている冷媒圧縮機は、圧縮機ケース内に単一の圧縮部が存在する、いわゆる一段圧縮方式であるが、近年では、図 13 に示すように、密閉容器内にモーターと低段圧縮要素 (39a) と高段圧縮要素 (39b) とを備えた二段圧縮機 (39) を設け、高段圧縮要素 (39a) からの吐出管 (46) に接続した凝縮

50

器(40)の出口側に中間圧用膨張装置(43)を接続し、低段側圧縮要素(39a)の吐出側ならびに高段側圧縮要素(39b)の吸入側と中間圧用吸入パイプ(47)とを連通させて、この中間圧用吸入パイプ(47)と前記中間圧用膨張装置(43)との間に中間圧用蒸発器(35)を接続するとともに、凝縮器(40)の出口側と接続した低圧用膨張装置(42)と二段圧縮機の低段圧縮要素の吸入側(45)との間に低圧用蒸発器(34)を接続してなり、低段圧縮要素(39a)の吐出側と高段圧縮要素(39b)の吸入側とを密閉容器(39)内に連通させることで、庫内の温度制御の精度を高めるとともに庫内各部の温度の均一化や高効率化、低消費電力化をはかるようにした二段圧縮冷凍冷蔵装置の思想が公開されている。(例えば、特許文献1参照)

【特許文献1】特開2001-74325公報

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

上記特許文献1に記載の冷凍サイクルでは、冷蔵用冷却器である中間圧用蒸発器(35)の蒸発温度を冷凍用冷却器である低圧用蒸発器(34)より高くすることによってサイクル効率が向上する。しかしながら二段圧縮サイクルによる冷凍用冷却器(34)の吸込管は圧縮機の低段側圧縮部(39a)に直結し、冷蔵用冷却器(35)の吸込管(47)が圧縮機(39)の中間圧部に接続しているため、冷凍空間の冷凍能力は冷蔵用冷却器(35)へ流れる冷媒の影響を受けにくいものであり、冷凍側の負荷と冷蔵側の負荷とのトータルの負荷で圧縮機(39)の回転数を制御する従来の方法では、例えば、冷凍空間の冷却度合が充分で、冷蔵空間が冷却過多のような場合には、圧縮機の回転数を低下させることになり、結果的に冷凍空間の冷却が不足してしまう問題を生じていた。

20

【0007】

本発明は上記点を考慮してなされたものであり、冷凍用および冷蔵用冷却器を有し二段圧縮式とした能力可変冷凍サイクルを、冷凍空間温度情報により制御することで、冷凍空間と冷蔵空間とをそれぞれの貯蔵温度で適切に制御できるようにした冷蔵庫を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記課題を解決するために、本発明の冷蔵庫は、圧縮要素が低段側圧縮部と高段側圧縮部により構成されたインバータ駆動による能力可変の圧縮機と、この圧縮機からの吐出ガスを受ける凝縮器の出口側に設けられた冷媒流路とともに流量を制御する切替弁と、この切替弁からそれぞれ減圧装置を介して接続された冷凍用冷却器および冷蔵用冷却器とから冷凍サイクルを形成した冷蔵庫において、冷凍空間温度とその目標値により前記圧縮機の回転数を決定することを特徴とするものである。

30

【0009】

また、請求項2の発明による冷蔵庫は、圧縮要素が低段側圧縮部と高段側圧縮部により構成されたインバータ駆動による能力可変の圧縮機と、この圧縮機からの吐出ガスを受ける凝縮器の出口側に設けられた冷媒流路とともに流量を制御する切替弁と、この切替弁からそれぞれ減圧装置を介して接続された冷凍用冷却器および冷蔵用冷却器とから冷凍サイクルを形成した冷蔵庫において、冷凍空間温度とその目標値とともに冷蔵空間温度とその目標値により圧縮機の回転数を決定するものであって、回転数決定の際には、冷蔵空間より冷凍空間側の温度情報のフィードバック量を大きくすることを特徴とするものである。

40

【発明の効果】

【0010】

この構成によって、冷凍用および冷蔵用冷却器の双方を各貯蔵空間の冷却に応じた蒸発温度として冷凍サイクルの効率向上とともにそれぞれの冷却器への流路切り替えや流量など冷媒流制御が可能になるのみでなく、冷凍空間と冷蔵空間を同時に冷却することで各空間内の温度変動を抑制し、各空間温度を適切に制御することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

50

## 【0011】

以下、図面に基づき本発明の1実施形態について説明する。図2に縦断面図を示す冷蔵庫本体(1)は、断熱箱体の内部に貯蔵空間を形成し、仕切壁により冷凍室や製氷室の冷凍空間(2)、冷蔵室や野菜室の冷蔵空間(3)など複数の貯蔵室に区分している。

## 【0012】

各貯蔵室は、冷凍空間や冷蔵空間毎に配置した冷凍用冷却器(4)と冷蔵用冷却器(5)、および冷気循環ファン(6)(7)によってそれぞれ所定の設定温度に冷却保持されるものであり、各冷却器(4)(5)は、本体背面下部の機械室(8)に設置した圧縮機(9)から供給される冷媒によって冷却される。

## 【0013】

図1は、上記本発明の冷蔵庫における冷凍サイクルを示すものであり、前記圧縮機(9)、凝縮器(10)、冷媒流路の切替弁(11)、および並列に接続した前記冷凍用および冷蔵用冷却器(4)(5)を環状に連結している。前記凝縮器(10)は、平板状にして前記機械室(8)の前方における冷蔵庫本体(1)の外底面空間に配設されており、凝縮器(10)で液化した冷媒は切替弁(11)を介してそれぞれ減圧装置である毛細管(12)(13)を經由して冷凍用冷却器(4)あるいは冷蔵用冷却器(5)に供給され、蒸発することで冷却器を低温化し、冷気ファン(6)(7)による循環によって貯蔵室内を所定の空気温度に冷却するものであり、蒸発気化した冷媒は、アキュムレータ(14)を介して再び圧縮機(9)に戻るよう構成されている。

10

## 【0014】

しかして、圧縮機(9)は、その詳細を図3に示すように、圧縮要素が低段側圧縮部(9a)と高段側圧縮部(9b)により構成されたレシプロ式の二段圧縮機であり、密閉ケース(9c)内に収納した電動機構(9d)の回転軸(9e)の回転で偏心して回転する偏心軸(9f)によってコンロッド(9g)を往復運動させるよう構成している。

20

## 【0015】

コンロッド(9g)の先端にはボールジョイント(9h)でピストン(9i)が嵌め固定されており、シリンダー(9j)内のピストン(9i)の往復運動によって前記低段側圧縮部(9a)と高段側圧縮部(9b)に対して交互に冷媒を吸い込み、圧縮して吐出するものであり、上記圧縮部へのボールジョイント(9h)の採用により、容積効率を向上させ、2つの圧縮部(9a)(9b)を必要とする二段圧縮機(9)の外形スペースの拡大を抑制している。

30

## 【0016】

低段側圧縮部(9a)の吸込み口(9k)には、前記冷凍用冷却器(4)からアキュムレータ(14)を介して連結した吸込み管(15)の端部を接続しており、圧縮した冷媒ガスを吐出する吐出口(9m)をケース(9c)内に開口させ、高段側圧縮部(9b)の吐出口(9n)は、凝縮器(10)への吐出管(16)に接続している。

## 【0017】

前記アキュムレータ(14)は、気液を分離し、冷却器(4)で蒸発しきれなかった液状冷媒を貯留してガス状冷媒のみを送り出し、圧縮機(9)のシリンダー(9j)に液冷媒が流入することによる支障を防止する作用をおこなうものであり、本実施例では、冷凍用冷却器(4)の後段にのみ設けている。

40

## 【0018】

前記冷蔵用冷却器(5)からの吸込み管(17)は密閉ケース(9c)内の中間圧となる空間部に導入するよう接続している。したがって、冷蔵用冷却器(5)からの吸込み冷媒は直接圧縮機のシリンダー内に流入しないため、冷蔵用冷却器(5)の後段にはアキュムレータを設ける必要は特になく、設置する場合は小形のものでよい。そして、冷蔵用冷却器側の吸込み管(17)から吸い込まれた冷媒ガスは、前記低段側圧縮部(9a)の吐出口(9m)から吐出される冷媒ガスとともに連通する高段側圧縮部(9b)の吸込み口(9p)に吸い込まれ圧縮されるように構成している。

## 【0019】

50

前記圧縮機(9)は、インバータ制御により能力可変となっており、冷凍および冷蔵空間の検出温度や目標設定温度との差、温度変化率などに基づいて、例えば、30~70Hz間で回転周波数を決定し、マイコンなどから構成される制御装置によって運転される。

【0020】

切替弁(11)は、圧縮機(9)からの吐出ガスを受ける凝縮器(10)の出口側に設けられて冷却器(4)(5)側への冷媒流路切り替えとともに流量を制御するものであり、図4に示すように、弁ケース(18)内に冷凍用冷却器(4)側への弁口A(19a)と冷蔵側冷却器(5)への弁口B(19b)とを形成した弁座(19)を設け、弁座(19)に対して弁体(20)をその上部に配置した三方弁である。

【0021】

弁体(20)は、前記弁口A(19a)およびB(19b)と回転軌跡上でそれぞれ対応するように所定長さに互って円弧状に延び、回転軸(20c)の中心から回転移動半径を相違させた2箇所の断面V字状の凹溝A(20a)および凹溝B(20b)を所定の端縁形状に成形した厚肉段部(20d)の下面に形成しており、弁座(19)の上面と弁体(20)を密接重合しつつ、上部に設けた図示しないステッピングモータによる0~85のパルスステップで回転駆動するものである。

【0022】

この切替弁(11)は、冷凍サイクル制御信号によるパルス信号で弁体(20)を回転させ、所定のパルス位置で前記弁体の回転半径外側の凹溝A(20a)と弁口A(19a)とが上下に重合し連通した場合には、流入弁口(21)から弁ケース(18)内に流入した冷媒が、凹溝A(20a)の前記厚肉段部(20d)の開放端縁からV字状の凹溝A(20a)内に進入し、凹溝Aと連通する弁口A(19a)から流出して冷凍用毛細管(12)に導入され、冷凍用冷却器(4)で蒸発気化するものである。

【0023】

一方、同様に回転半径内側の凹溝B(20b)と弁口B(19b)とが連通した場合には、凹溝B(20b)に流入した冷媒は連通する弁口B(19b)から冷蔵用毛細管(13)に流入して冷蔵用冷却器(5)で蒸発する。

【0024】

また、冷蔵側である凹溝B(20b)は、V字状溝が回転先端から厚肉段部(20d)の開放端に向かうにしたがってその断面積が随時拡大するように形成されており、弁体(20)の回転によって、最小から最大の流通開口面積となって弁口B(19b)に連通するようになり、流路の切り替えや流量調整はきめ細かく制御できることから、パルスによる回転制御によって冷媒流量を効率よくリニアに変更することができる。

【0025】

三方弁(20)における弁の開放制御は、冷凍用冷却器(4)と冷蔵用冷却器(5)への弁(19a)(19b)の開口度を双方とも全開、あるいは全閉、および冷凍側弁開口を絞って冷蔵側を全開したり、あるいは冷蔵側の弁開口を絞って冷凍側を全開するなど種々のパターンを選択できるが、本実施例では、冷凍用冷却器(4)と冷蔵用冷却器(5)とを並列に接続しており、冷却制御は冷凍冷蔵側の同時冷却と冷凍側のみ冷却の2通りとしている。

【0026】

冷凍側弁口A(19a)から流出した冷媒は、冷凍空間(2)における冷却温度に即した蒸発温度になるよう設定した毛細管(12)を通過し減圧されて冷凍用冷却器(4)において-25程度で蒸発し、冷蔵用弁口B(19b)からも同様に、冷蔵空間(3)での冷却温度に近似する-5程度の蒸発温度になるよう設定した冷蔵用毛細管(13)を介して冷蔵用冷却器(5)に冷媒が送られ蒸発する。

【0027】

なお、前記冷凍サイクルにおける冷凍用および冷蔵用毛細管(12)(13)は、冷凍用冷却器(4)および冷蔵用冷却器(5)での冷媒蒸発温度に温度差をつけるため、冷凍側毛細管(12)の絞りを強くしている結果、前記のように冷凍冷蔵双方へ冷媒を流す場合は必

10

20

30

40

50

然的に抵抗の小さい冷蔵側に流れやすくなり、冷凍側へは流れにくくなる傾向にあって、極端な場合は冷凍側には冷媒が流れない状況が発生する。

【0028】

これを改善するため前記切替弁(11)においては、冷凍および冷蔵空間(2)(3)の各冷却のための冷媒流制御とともに、いわゆる冷媒の片流れを防止するため、冷媒の流れやすい冷蔵側への冷媒流量をやや絞るようにする制御を加えている。

【0029】

そして、冷凍側の凹溝A(20a)と弁口A(19a)とが連通して全開であれば、冷蔵側の冷媒流状態にほとんど影響されることなく冷凍側冷却器(4)はほぼ所定の冷凍能力を得られることになり、冷蔵側の冷凍能力についても、前記切替弁(11)の凹溝B(20b)と弁口(19b)との連通状態による閉から開の範囲、および圧縮機(9)の回転数変化できめ細かく制御できるものである。

10

【0030】

上記の冷媒流制御によって、冷蔵用冷却器(5)の蒸発温度を冷凍側と温度差をつけて高くすることができ、冷蔵室温を1~2に冷却することができるが、冷蔵用冷却器(5)の伝熱表面積を大きくして冷蔵空間冷却への熱交換量を大きくすれば、さらに蒸発温度を上げることも可能であり、この場合は、冷蔵空間(3)の冷却温度と冷却器温度との温度差がより小さくなって冷蔵用冷却器(5)に付着する霜の量が少なくなり、空間内の乾燥を防いで庫内の湿度を高く保持する効果を奏する。

【0031】

なお、一般の家庭用冷蔵庫においては、冷凍空間と冷蔵空間の冷却に必要とする冷凍能力はほぼ同等であることから、冷蔵用冷却器(5)の伝熱表面積を冷凍用冷却器(4)と同等あるいはより大きくすることにより、各冷却空間を効率的に冷却することが可能となる。

20

【0032】

次に冷凍サイクルの動作について説明する。電源投入によって圧縮機(9)が駆動されると、圧縮され高温高圧となった冷媒ガスは吐出管(16)から凝縮器(10)に吐出されて切替弁(11)に至る。切替弁(11)は前記のように種々のパターン設定が可能であるが、前記電源投入の際には、冷凍、冷蔵空間(2)(3)とも未冷却の状態であるので、弁口A(19a)、B(19b)は全開状態になり、冷媒は冷凍用および冷蔵用毛細管(12)(13)に流入して減圧され冷凍用および冷蔵用冷却器(4)(5)にそれぞれ流入して各蒸発温度で蒸発し、各冷却器を所定温度に冷却する。

30

【0033】

冷凍用冷却器(4)からの冷媒はアキュムレータ(14)に流入し、万一冷却器中で蒸発しきれなかった液冷媒が残っている場合はアキュムレータ(14)内部に貯留され、ガス冷媒のみが吸込み管(15)から圧縮機(9)の低段側圧縮部(9a)に吸い込まれる。また、冷蔵用冷却器(5)で蒸発した冷媒は吸込み管(17)を経由して前記圧縮機(9)の中間圧となっている密閉ケース(9c)内に導入される。

【0034】

冷凍用冷却器(4)から低段側圧縮部(9a)に吸い込まれ、圧縮されて吐出口(9m)からケース(9c)内に吐出された冷媒ガスと冷蔵用冷却器(5)から密閉ケース(9c)の中間圧部に流入した冷媒ガスとは合流して吸込み口(9p)から高段側圧縮部(9b)に吸い込まれ、圧縮されて吐出口(9n)から吐出管(17)に吐出され凝縮器(10)に導かれる冷凍サイクルを形成する。

40

【0035】

したがって、上記冷凍サイクルによれば、冷凍空間(2)および冷蔵空間(3)のそれぞれの設定温度に合わせた蒸発温度になるように毛細管(12)(13)をそれぞれに備えた冷凍および冷蔵用冷却器(4)(5)を設置し、冷蔵用冷却器(5)で蒸発した冷媒ガスを冷凍側より圧力の高い中間圧のまま直接圧縮機ケース(9c)内の中間圧部に吸い込ませることで、冷蔵用冷却器(5)の蒸発温度を冷凍用冷却器(4)に対し室内冷却温度に

50

即して高くすることができるだけでなく、圧縮機入力小さくなるのでサイクル効率を上げ、消費電力を低減することができる。

【0036】

また、冷蔵用冷却器(5)の蒸発温度を上昇させて冷蔵空間との温度差を少なくすることで冷却器(5)に付着する霜量を少なくし、冷蔵空間内の乾燥を防いで庫内の湿度を高く保ち、食品鮮度を長期に亘って保持することができるものであり、さらに、冷凍用および冷蔵用冷却器(4)(5)の双方に同時に冷媒を流し冷却することができるため、従来の交互冷却方式に比べて各室内の温度変動を抑制することができる。

【0037】

なお、冷凍サイクルは、図1と同一部分に同一符号を附した図5に示すように、前記圧縮機(9)、凝縮器(10)、冷媒流路の切替弁(11)に対して、冷凍用冷却器(4)および冷蔵用冷却器(5)を直列に連結し、切替弁(11)から冷蔵用毛細管(13)と冷蔵用冷却器(5)をバイパスする側路管(22)を気液分離器(23)を介して冷凍用毛細管(12)から冷凍用冷却器(4)に接続するとともに、前記気液分離器(23)の上方と圧縮機(9)の密閉ケース(9c)内の中間圧部となる空間部とを吸込み管(24)で接続するようにしてもよい。

10

【0038】

このようにすれば、冷媒は、前記と同様に制御される切替弁(11)により、冷蔵用冷却器(5)および冷凍用冷却器(4)に同時に、あるいは選択的に流れ、側路管(22)あるいは冷蔵用冷却器(5)からの冷媒は、気液分離器(23)においてガス状冷媒と液状冷媒に分離され、液状冷媒は冷凍用冷却器(4)側へ流れ、ガス状冷媒は冷蔵側吸込み管(24)を通過して圧縮機(9)の中間圧部に帰還するとともに液状冷媒は冷凍用冷却器(4)で再び低温で蒸発して圧縮機(9)の低段側に戻るものであり、前述の実施例と同様にサイクル効率よく、各貯蔵室内を所定温度に冷却できる作用効果を奏する。

20

【0039】

図6は、冷凍用冷却器(4)および冷蔵用冷却器(5)の蒸発温度、さらに凝縮器(10)の凝縮温度を一定の値として、所定の回転数で圧縮機(9)を運転した際の冷凍側と冷蔵側との冷凍能力を示したものであり、縦軸に冷蔵側の冷凍能力、横軸に冷凍側の冷凍能力をとっている。図中、a点は切替弁により冷蔵側冷却器(5)のみに冷媒を流した場合を示し、b点は冷凍側冷却器(4)のみに流した場合、c点は冷凍用および冷蔵用冷却器(4)(5)の双方へ弁開口(19a)(19b)を全開の状態に冷媒を流した場合を示している。

30

【0040】

このグラフにおいて、冷凍用冷却器(4)から圧縮機(9)の低段側圧縮部(9a)に直接吸い込まれる冷媒の質量あるいは体積は低段圧縮部のシリンダー排除容積で決定されるものであり、対応する冷凍力は、冷凍側のみ流しの場合が69Wであるのに対し冷凍冷蔵同時流しの場合には64Wであり、冷蔵用冷却器(5)から圧縮機(9)の中間圧部に戻ると冷媒の影響をあまり受けることなくほぼ一定となることを表している。

【0041】

これに対して冷蔵側は、冷蔵用冷却器(5)から圧縮機(9)に吸い込まれる冷媒量に対応する冷凍力が、冷蔵側のみの場合には155Wに対し、冷凍冷蔵同時流しの場合には75W程度まで大きく低下するものであり、冷蔵側の冷凍能力は、冷凍用冷却器(4)から吸い込まれる冷媒の有無、すなわち冷蔵用冷却器(5)からの冷媒のみか、冷凍用冷却器(4)から吸い込まれる冷媒との合流量になるかで大きく変化することになる。

40

【0042】

また、一般に冷蔵空間の室内温度は+3~5であるのに対し、冷凍空間温度は-18~-20であることから室外温度との温度差が大きくなり、冷凍空間の冷却に必要な冷凍能力は、冷蔵空間に必要とする値より大きくなるものであり、このように、冷凍側の冷凍能力が冷蔵側の冷凍能力より大きい場合、すなわち、冷凍側の負荷が冷蔵側より大きいと設定した場合の冷凍運転は、図6を模式的に表した図7に示すように、冷凍側の冷凍能

50

力が大きいエリアである図中の斜線エリア部分を用いることになる。

【0043】

それゆえ、前述のごとく、冷凍側の冷凍能力は冷蔵用冷却器(5)から戻る冷媒の影響を受けにくいことから、冷凍空間の冷却制御は圧縮機(9)の回転数によって制御すればよく、冷却不足の場合には矢印で示すように、圧縮機(9)の回転数を上げて冷凍力を増大し、冷却過剰の場合はその回転数を低下あるいは停止することで冷却温度を適正に保持することができるものである。そして、冷蔵側は圧縮機(9)の回転数ではなく、切替弁(11)の弁開口の開閉制御で冷媒流量を調整することによりその冷却温度を制御するようにする。

【0044】

制御ブロック図である図8により本発明の圧縮機回転数制御の1実施例を説明する。冷温度センサーにより検知された凍空間、例えば冷凍室(4)の室内温度( $F_a$ )は、所定の目標値( $F_r$ )と比較され、その偏差が圧縮機の周波数決定のためのPIDコントローラ(25)に入力される。

10

【0045】

そして冷凍空間(2)の温度が目標値( $F_r$ )より高ければ、偏差によりPID計算値が増加し、圧縮機(9)の回転数を所定量増加することで冷凍空間(2)の冷却を促進し所定温度に導くよう運転制御する。また、冷凍空間(2)温度が目標値( $F_r$ )より低ければ逆に回転数を低下、あるいは停止して冷凍力を低下させるものである。

【0046】

次に、本発明の圧縮機回転数制御の他の実施例について説明する。前記実施例は、冷凍空間(2)の温度情報によって圧縮機(9)の回転数を制御するものであったが、冷蔵庫の運転条件によっては、冷凍空間(2)に対して冷蔵空間(3)の冷凍能力が不足する場合も想定される。

20

【0047】

そこで、冷凍空間(2)の温度情報とともに冷蔵空間(3)の温度情報も入力して図7における斜線エリア内で圧縮機(9)を運転させれば、圧縮機(9)の回転数を上げ冷凍能力を増加させることで、冷凍空間(2)とともに冷蔵空間(3)の冷凍能力も増加することができる。

【0048】

しかしながら、冷凍空間(2)が目標値以下に冷却されている場合の圧縮機(9)の回転数の増加は、冷凍空間(2)を不必要に冷却し無駄な電力を消費することになるため、図9に示すブロック図では、冷凍空間温度( $F_a$ )とその目標値( $F_r$ )とともに冷蔵空間温度( $R_a$ )とその目標値( $R_r$ )をPIDコントローラ(25)に入力するが、圧縮機(9)の回転数決定の際には、冷凍空間側の庫内温度( $F_a$ )と目標温度( $F_r$ )との偏差データ値を、例えば2倍に加算して入力するなど、冷蔵空間(3)より冷凍空間(2)側の温度情報データのフィードバック量を大きくしたものである。

30

【0049】

これにより、圧縮機(9)の回転数は、実際より大きく見做された偏差値である冷凍空間(2)側のフィードバックされた温度情報により、冷凍側を基準に決定されるが、冷凍空間(2)が充分冷却されている場合には、圧縮機(9)の回転数を上げることなく切替弁(11)による冷蔵用冷却器(5)への冷媒流を制御するによって冷蔵側の冷凍能力を増減し、冷凍側の過冷却を招くことなく冷蔵側を適温になるよう制御するものである。

40

【0050】

なお、前記実施例では、冷蔵空間(3)の温度情報を加味して圧縮機(9)の回転数を決定するものについて説明したが、万一外気温が低下して冷蔵空間(3)温度が目標値( $R_r$ )より低くなったような場合は、そのフィードバック信号により圧縮機(9)の回転数が下がり、その結果として冷凍空間(2)側の冷凍能力が低下してしまう問題が発生する。

【0051】

50



図10は、このような万一の場合に対応するブロック図であり、冷蔵空間(3)温度が目標値( $R_r$ )より高い場合のみにその温度情報をフィードバックする関数( $F_x$ )を入れるものであり、冷蔵空間温度( $R_a$ )と目標値( $R_r$ )との差が小さい場合はその値が入力されるが、マイナスの場合はゼロ信号がPIDコントローラ(25)に入力されるようにする。

**【0052】**

この制御により、冷蔵空間(3)の負荷が軽くて目標設定値( $R_r$ )より実温度( $R_a$ )が低くなる場合でも、冷凍空間(2)はその温度情報による冷凍力で目標値( $F_r$ )を維持するものであり、冷凍力の低下によって冷凍空間(2)温度が目標値( $F_r$ )より高くなってしまふことを防ぐことができる。

10

**【0053】**

さらに他の実施例を説明する。図11は、圧縮機(9)をある一定回転数で駆動し、凝縮温度が一定の条件における冷蔵用冷却器(5)の温度を変化させた際の冷凍用および冷蔵用サイクルの冷凍能力( $Q_{F1}$ )( $Q_{R1}$ )の変化を示したものである。

**【0054】**

このとき、冷蔵用冷却器(5)は、その表面温度を下げることによりその冷凍能力( $Q_{R1}$ )を低下させ、上げることで能力を上昇させることができるものであり、また冷凍側の冷凍能力( $Q_{F1}$ )は、冷却器温度が、例えば-23.5と一定であって、冷蔵側の冷凍能力の変動によっても大きな影響を受けないことがわかる。

**【0055】**

そして、冷蔵用冷却器(5)については、冷蔵用ファン(7)の回転数を変化、例えば、回転数を下げれば、冷蔵用冷却器(5)での熱交換量が低下して冷却器(5)の表面温度が下がる結果、冷凍サイクルの冷凍能力( $Q_{R1}$ )も低下するものであり、逆に、ファン(7)の回転数を上げれば熱交換量が増加することで冷却器(5)の表面温度が上昇し、サイクルの冷凍能力( $Q_{R1}$ )は増大することになる。

20

**【0056】**

すなわち、冷蔵空間(3)の冷却制御については、冷蔵用ファン(7)の回転数を増減させることによって空間温度を制御できるものであり、冷蔵空間温度( $R_a$ )がその目標値( $R_r$ )より高い場合は、冷蔵側冷却ファン(7)の回転数を上げることで冷却でき、目標値( $R_r$ )以下に過冷却されている場合はファン回転数を下げることで冷凍力を弱めて所定の適温に制御することができる。

30

**【0057】**

また図12は、冷凍用冷却器(4)の温度を変化させた際の冷凍用および冷蔵用サイクルの冷凍能力( $Q_{F2}$ )( $Q_{R2}$ )の変化を示したものであり、冷凍用冷却器(4)の温度を下げることにより、冷凍用冷却器(4)を通して圧縮機(9)の低段側に吸い込まれる冷媒循環量が減り、冷凍側サイクルの能力( $Q_{F2}$ )が低下する。また、圧縮機(9)の低段側から高段側圧縮部に送られる冷媒量も少なくなるため、高段側圧縮部の排除容積の関係から冷蔵用冷却器(5)から中間圧部に戻り高段側圧縮部に吸い込まれる冷媒量が増加することになり、冷蔵側サイクルの冷凍能力( $Q_{R2}$ )は増大することになる。

**【0058】**

このことから、冷蔵空間(3)の温度が目標値( $R_r$ )より高く冷却が不足している場合、あるいは、冷凍空間(2)の冷凍力が過大な場合は、冷凍側冷却ファン(6)の回転数を下げ、冷凍用冷却器(4)での熱交換量を少なくして冷却器(4)の表面温度を下げることで、冷蔵側のサイクル能力( $Q_{R2}$ )を増大させ、あるいは冷凍側のサイクル能力( $Q_{F2}$ )を低下させて、それぞれの冷却空間を適温に制御することができる。

40

**【0059】**

上記により、冷凍空間(2)と冷蔵空間(3)は、冷凍用冷却器(4)への冷媒流しとともに冷蔵用冷却器(5)へ冷媒を同時に流して蒸発温度を高くできることから、サイクル効率よく冷却することができ、各貯蔵空間に随時投入される温度負荷に対しても三方弁からなる冷媒流制御切替弁(11)による的確な冷媒量の分配により、冷凍空間および冷蔵

50

空間の温度変動を抑制して各空間温度を適切に制御することができる。

【0060】

以上説明した冷凍サイクルでは、冷凍および冷蔵用冷却器(4)(5)への冷媒流を双方同時に流す制御ができることにより、従来の2つの冷却器に交互に冷媒を流す制御に比べて、一方の冷却器に冷媒が偏ることがなく、冷凍サイクルに必要とされる冷媒量が必要以上に増大することはない。したがって、炭化水素系冷媒など可燃性冷媒を採用した場合も冷媒充填量を少なくすることができるので、安全性が向上する。

【0061】

なお、上記実施例における二段圧縮機(9)は、圧縮機ケース(9c)内の圧力を中間圧としたもので説明したが、これに限らず、特に図示しないが、低圧ケースとして冷凍用冷却器からの吸込み管を圧縮機ケース内空間に連通させ、冷蔵用冷却器からの吸込み管は低段側圧縮部の吐出口と高段側圧縮部の吸込口との連結部に接続するようにしてもよい。また同様に、高圧ケースとして、冷凍用冷却器からの吸込み管を低段側圧縮部の吸込み口に接続するとともに、冷蔵用冷却器からの吸込み管は低段側圧縮部の吐出口と高段側圧縮部の吸込口との連結部に接続し、高段側圧縮部からの吐出ガスを高圧ケース内から凝縮器への吐出管へ吐出するようにしてもよい。

【産業上の利用可能性】

【0062】

本発明によれば、二段圧縮式冷凍サイクル構成により、サイクル効率を向上した冷蔵庫に利用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0063】

【図1】本発明の1実施形態を示す冷蔵庫の冷凍サイクル図である。

【図2】図1の冷凍サイクルを搭載した冷蔵庫の概略縦断面図である。

【図3】図1における二段圧縮機の詳細を示す縦断面図である。

【図4】図1における三方弁の要部の詳細を示す平面図である。

【図5】冷凍サイクルの他の実施例を示す構成図である。

【図6】冷凍および冷蔵側冷凍能力と冷媒流との関係グラフである。

【図7】図6の模式図である。

【図8】圧縮機回転数制御のブロック図である。

【図9】図8の制御に冷蔵温度情報を付加した回転数制御ブロック図である。

【図10】図9の制御をさらに改良した回転数制御ブロック図である。

【図11】本発明の冷蔵用冷却器温度を変化させた場合の冷凍および冷蔵冷凍能力の変化を示す説明図である。

【図12】本発明の冷凍用冷却器温度を変化させた場合の冷凍および冷蔵冷凍能力の変化を示す説明図である。

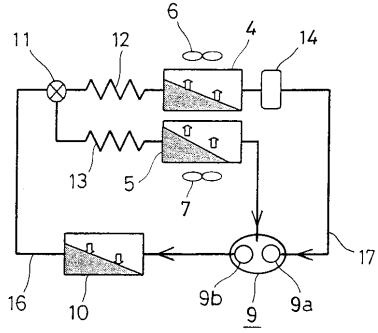
【図13】従来の冷蔵庫の冷凍サイクル図である。

【符号の説明】

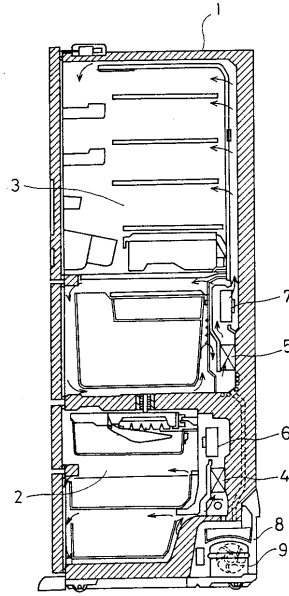
【0064】

1 冷蔵庫本体	2 冷凍空間	3 冷蔵空間	40
4 冷凍用冷却器	5 冷蔵用冷却器	6、7 冷却ファン	
8 機械室	9 二段圧縮機	9 a 低段圧縮部	
9 b 高段圧縮部	9 c ケース	10 凝縮器	
11 切替弁	12 冷凍用毛細管	13 冷蔵用毛細管	
14 アキュムレータ	15 冷凍側吸込み管	16 吐出管	
17、24 冷蔵側吸込み管	18 弁ケース	19 弁座	
19 a 冷凍側弁口 A	19 b 冷蔵側弁口 B	20 弁体	
20 a 冷凍側凹溝 A	20 b 冷蔵側凹溝 B	20 c 回転軸	
20 d 厚肉段部	21 流入弁口	22 側路管	
23 気液分離器	25 P I D コントローラ		50

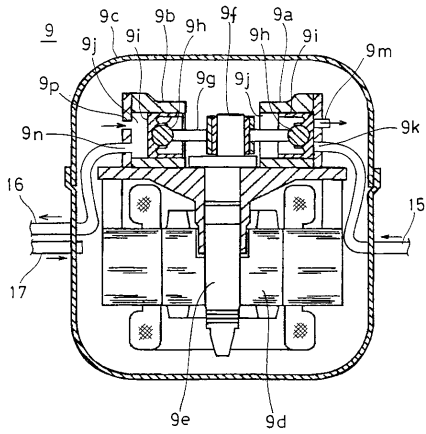
【 図 1 】



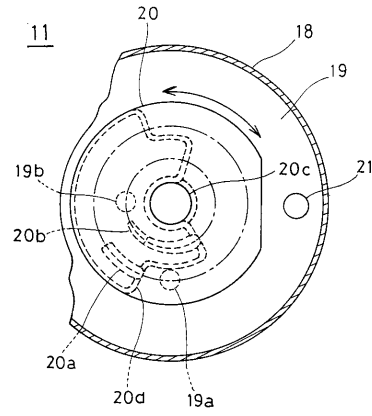
【 図 2 】



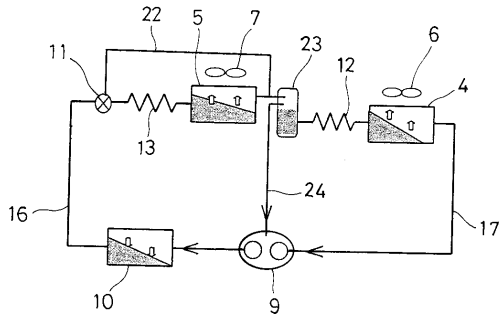
【 図 3 】



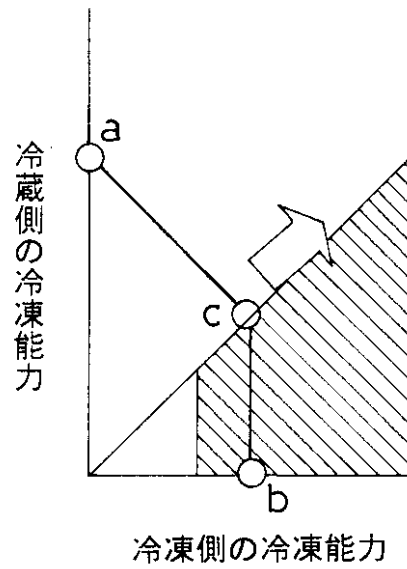
【 図 4 】



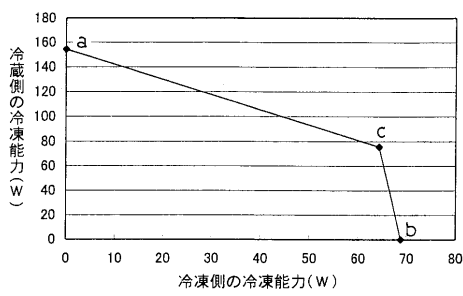
【図5】



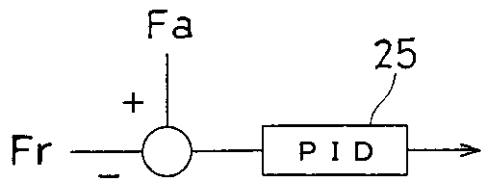
【図7】



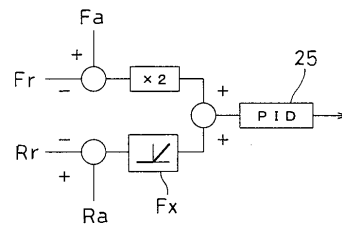
【図6】



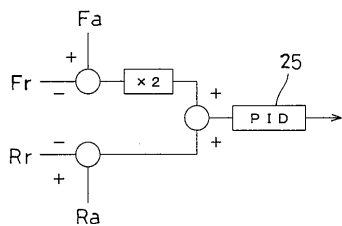
【図8】



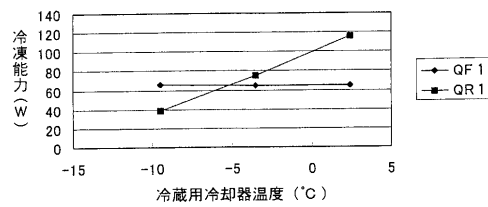
【図10】



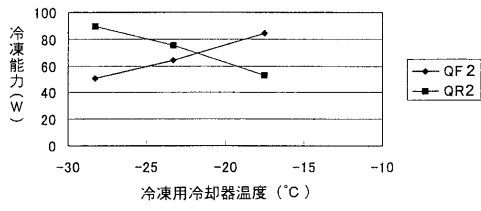
【図9】



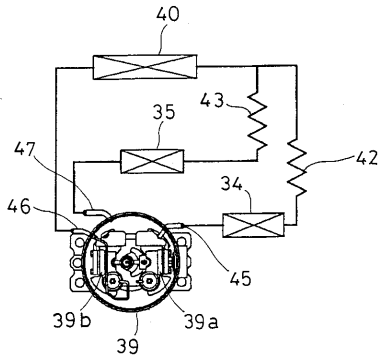
【図11】



【 図 1 2 】



【 図 1 3 】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>7</sup> F I テーマコード(参考)  
F 2 5 B 1/10 P  
F 2 5 D 11/00 1 0 1 B

(74)代理人 100112623  
弁理士 富田 克幸

(74)代理人 100124707  
弁理士 夫 世進

(72)発明者 天明 稔  
大阪府茨木市太田東芝町1番6号 東芝家電製造株式会社内

(72)発明者 吉岡 功博  
大阪府茨木市太田東芝町1番6号 東芝家電製造株式会社内

(72)発明者 林 秀竹  
大阪府茨木市太田東芝町1番6号 東芝家電製造株式会社内

Fターム(参考) 3L045 AA02 BA01 CA02 DA02 EA01 HA02 JA12 LA06 LA10 MA02  
NA01