

(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2012-87952

(P2012-87952A)

(43) 公開日 平成24年5月10日 (2012.5.10)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 2 5 D 21/06 (2006.01)	F 2 5 D 21/06 K	3 L 0 4 6
F 2 5 B 7/00 (2006.01)	F 2 5 B 7/00 D	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2010-232532 (P2010-232532)	(71) 出願人	000005049
(22) 出願日	平成22年10月15日 (2010.10.15)		シャープ株式会社
		(74) 代理人	100147256
			弁理士 平井 良憲
		(72) 発明者	張 恒良
			大阪府大阪市阿倍野区長池町22番22号
			シャープ株式会社内
		Fターム (参考)	3L046 BA01 GA02 KA02 KA04 KA05

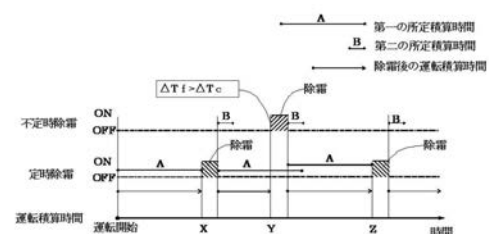
(54) 【発明の名称】 冷凍冷蔵庫

(57) 【要約】

【課題】 二元冷凍サイクルを搭載した冷蔵冷凍庫の第2蒸発器の除霜時に、不要な除霜回数を減らし、より省エネに優れた冷凍冷蔵庫を提供する。

【解決手段】 本発明の冷凍冷蔵庫は、冷蔵室と、冷凍室と、第1冷媒が流通する第1冷凍サイクルを運転する第1圧縮機と、第1冷凍サイクルの低温部に配されて冷蔵室を冷却する第1蒸発器と、第2冷媒が流通する第2冷凍サイクルを運転する第2圧縮機と、第2冷凍サイクルの低温部に配されて冷凍室を冷却する第2蒸発器と、第1冷凍サイクルの低温部と第2冷凍サイクルの高温部との間で熱交換を行う中間熱交換器と、制御部と冷蔵室の温度、冷凍室の温度、冷凍冷蔵庫の周囲温度及び第2蒸発器の蒸発温度を検知する複数の温度検知手段とを備えた冷凍冷蔵庫において、制御部は、温度検知手段に基づき不定时除霜と、冷凍冷蔵庫の運転積算時間に基づいた定時除霜との二つの除霜方法の組み合わせにより第2蒸発器の除霜を行うことを特徴としている。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

貯蔵物を冷蔵保存する冷蔵室と、
貯蔵物を冷凍保存する冷凍室と、
第 1 冷媒が流通する第 1 冷凍サイクルを運転する第 1 圧縮機と、
第 1 冷凍サイクルの低温部に配されて前記冷蔵室を冷却する第 1 蒸発器と、
第 2 冷媒が流通する第 2 冷凍サイクルを運転する第 2 圧縮機と、
第 2 冷凍サイクルの低温部に配されて前記冷凍室を冷却する第 2 蒸発器と、
第 1 冷凍サイクルの低温部と第 2 冷凍サイクルの高温部との間で熱交換を行う中間熱交換器と、
制御部と、
前記冷蔵室の温度、前記冷凍室の温度、前記冷凍冷蔵庫の周囲温度及び前記第 2 蒸発器の蒸発温度を検知する複数の温度検知手段と、
を備えた冷凍冷蔵庫において、
前記制御部は、
前記温度検知手段に基づく不定時除霜と、前記冷凍冷蔵庫の運転積算時間に基づいた定時除霜との二つの除霜方法の組み合わせにより前記第 2 蒸発器の除霜を行うことを特徴とする冷凍冷蔵庫。

10

【請求項 2】

前記温度検知手段で検知した前記冷凍室と前記第 2 蒸発器との温度差が所定値以上になり、及び前記冷凍冷蔵庫の除霜終了時から前記冷凍冷蔵庫の運転積算時間が第二の所定積算時間を越えた場合に、不定時除霜を行うことを特徴とする請求項 1 記載の冷凍冷蔵庫。

20

【請求項 3】

前記冷凍冷蔵庫の除霜終了時から不定時除霜までの時間は、第一の所定積算時間より短いことを特徴とする請求項 1 または 2 記載の冷凍冷蔵庫。

【請求項 4】

除霜を終了時から、所定積算時間をカウントすることを特徴とする請求項 1 から請求項 3 までのいずれか 1 項に記載の冷凍冷蔵庫。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

30

【0001】

本発明は、2 元冷凍サイクルを搭載した冷凍冷蔵庫及びその運転方法に関する。

【背景技術】

【0002】

2 元冷凍サイクルを用いた冷凍冷蔵庫は、主に大型の業務用で採用されていたが、近年、家庭用にも採用されるようになった。その背景として圧縮機を 2 個使用することで、2 個の圧縮機をそれぞれ冷蔵室、冷凍室にそれぞれ独立した系統とし、冷蔵室と冷凍室を独立の室とすることができ、従来、冷蔵室に貯蔵されていた食品、野菜等の水分が冷凍室に入ることが無くなり、これによる着霜が少なくなった。

【0003】

40

一方、冷凍室の蒸発器に着霜した霜の除霜には、蒸発器の下側にヒータを配置して、ヒータの熱により、蒸発器に付着した霜の除霜を行う方法がある。この除霜には、2 種類の方法があり、蒸発器の温度検知手段に基づいた不定時除霜と所定の運転積算時間に基づいた定時除霜との二つの除霜方法がある。

【0004】

たとえば、特開平 7-71857 号公報（特許文献 1）には、冷凍室用エバポレータの除霜を、不定時除霜で行うことが記載されている。具体的には、中央部に冷凍室を配置すると共にその冷凍室の上下に冷凍室より高い設定温度の貯蔵室を配置して成る冷蔵庫本体を備え、冷凍室及び各貯蔵室の温度制御をそれぞれ独立した系統の冷凍室用冷凍サイクル及び貯蔵室用冷凍サイクルにより行うようにした冷蔵庫である。そして、冷凍室用冷凍サ

50

イクルが有する冷凍室用エバポレータ及び貯蔵室用冷凍サイクルが有する貯蔵室用エバポレータを冷凍室の奥方部に左右に隣接させて配置すると共に、冷凍室用エバポレータの除霜を、加熱手段（除霜ヒータ、或いはコンプレッサからのホットガス）による不定時除霜である強制除霜方式により行うことが記載されている。

【0005】

また、特開2002-62026号公報（特許文献2）には、定時除霜で行うことが記載されている。具体的には、圧縮機の所定の運転積算時間ごとに除霜運転モードを実行する。

【先行技術文献】

【特許文献】

10

【0006】

【特許文献1】特開平7-71857号公報

【特許文献2】特開2002-62026号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

しかしながら、これまでの2元冷凍サイクルは、前記二つの除霜方法を効率的に組み合わせたものではなかった。上述の特許文献1に開示された除霜方法は、冷凍室用エバポレータの除霜を、加熱手段による不定時除霜である強制除霜方式により行っている。そのため、除霜により上昇した庫内温度から通常庫内温度に戻る迄の時間が長くかかり、電気代が嵩む欠点がある。また、上述の特許文献2に開示された除霜方法は、圧縮機の所定の運転積算時間ごとに除霜運転モードを実行するので、着霜の量の有無にかかわらず除霜するので、電気代が嵩む欠点がある。

20

【0008】

本発明は、上記課題に鑑みてなされたものであり、定時除霜と不定時除霜を組み合わせることで、頻繁な除霜を回避し、かつ不要な除霜を抑えることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

前記課題を解決するため本発明に係わる冷凍冷蔵庫は、貯蔵物を冷蔵保存する冷蔵室と、貯蔵物を冷凍保存する冷凍室と、第1冷媒が流通する第1冷凍サイクルを運転する第1圧縮機と、第1冷凍サイクルの低温部に配されて前記冷蔵室を冷却する第1蒸発器と、第2冷媒が流通する第2冷凍サイクルを運転する第2圧縮機と、第2冷凍サイクルの低温部に配されて前記冷凍室を冷却する第2蒸発器と、第1冷凍サイクルの低温部と第2冷凍サイクルの高温部との間で熱交換を行う中間熱交換器と、制御部と、前記冷蔵室の温度、前記冷凍室の温度、前記冷凍冷蔵庫の周囲温度及び前記第2蒸発器の蒸発温度を検知する複数の温度検知手段とを備えた冷凍冷蔵庫において、前記制御部は、前記温度検知手段に基づく不定時除霜と、前記冷凍冷蔵庫の運転積算時間に基づいた定時除霜との二つの除霜方法の組み合わせにより前記第2蒸発器の除霜を行うことを特徴としている。

30

【発明の効果】

【0010】

40

本発明によれば、温度検知手段による温度値に基づいた不定時除霜と運転積算時間に基づいた定時除霜との二つの除霜方法を用いることにより、効率的に除霜を行うことが可能である。

【図面の簡単な説明】

【0011】

【図1】本発明の実施形態の冷凍冷蔵庫の側面断面図及び制御構成図。

【図2】本発明の実施形態の冷凍冷蔵庫の2元冷凍サイクルの全体構成図。

【図3】本発明の実施形態の冷凍冷蔵庫のある周囲温度条件において安定した運転状態での第2圧縮機の回転数と、不定時除霜所定温度差 ΔT_c 及び、冷凍室・第2蒸発器温度差 ΔT_f の相関図。

50

【図 4】本発明の実施形態の冷凍冷蔵庫の定時除霜と不定時除霜のタイミングチャート。

【発明を実施するための形態】

【0012】

以下、本発明をその実施の形態に基づいて説明する。

【0013】

図 1 は、本発明の実施形態の冷凍冷蔵庫の側面断面図及び制御構成図である。冷凍冷蔵庫 1 の本体部は断熱箱体 3 を有している。断熱箱体 3 の上部には貯蔵物を冷蔵保存する冷蔵室 2 が配される。冷蔵室 2 の前面は回動式の冷蔵室扉 2 a により開閉される。冷蔵室 2 の下方には断熱壁 7 を介して、貯蔵物を冷凍保存する冷凍室 4 が配される。冷凍室 4 の前面は引き出し式の冷凍室扉 4 a により開閉される。

10

【0014】

断熱壁 7 は断熱箱体 3 の周壁（上壁、底壁、側壁及び背壁）と同等レベルの断熱性能を持たせている。これにより、冷蔵室 2 と冷凍室 4 との間の熱交換が抑制される。

【0015】

冷凍室 4 の下部後方には第 1 圧縮機 1 1 と第 2 圧縮機 2 1 が配される機械室 5 が設けられる。第 1、第 2 圧縮機 1 1、2 1 によって詳細を後述する第 1 冷凍サイクル 1 0、第 2 冷凍サイクル 2 0（図 2 参照）がそれぞれ運転される。

【0016】

冷蔵室 2 の背面には第 1 圧縮機 1 1 に接続される第 1 蒸発器 1 4 が配され、第 1 蒸発器 1 4 の上方には冷蔵室送風機 1 5 が配される。冷凍室 4 の背面には第 2 圧縮機 2 1 に接続される第 2 蒸発器 2 4 が配され、第 2 蒸発器 2 4 の上方には冷凍室送風機 2 5 が配される。

20

【0017】

第 1 蒸発器 1 4 と熱交換して冷却された冷気は冷蔵室送風機 1 5 により冷蔵室 2 に吐出される。該冷気は冷蔵室 2 内を流通し、第 1 蒸発器 1 4 に戻る。これにより、冷蔵室 2 が冷却される。第 2 蒸発器 2 4 と熱交換して冷却された冷気は冷凍室送風機 2 5 により冷凍室 4 に吐出される。冷凍室 4 に吐出された冷気は冷凍室 4 内を流通し、第 2 蒸発器 2 4 に戻る。これにより、冷凍室 4 が冷却される。

【0018】

また、第 2 蒸発器 2 4 の底面の直下に、ガラス管ヒータを用いた除霜ヒータ 8 を備えている。第 2 蒸発器 2 4 に着霜した場合に、除霜ヒータ 8 で第 2 蒸発器 2 4 を下から温めることで、除霜を行う。

30

【0019】

冷凍冷蔵庫 1 には電装回路からなる電装組品（不図示）が、機械室 5 内に配置されている。電装組品に制御部 6 が設けられている。

【0020】

冷凍冷蔵庫 1 の制御部 6 は、冷凍冷蔵庫 1 近傍の周囲温度の温度検知手段 T 1、冷蔵室温度の温度検知手段 T 2、第 1 蒸発器の温度検知手段 T 3、冷凍室温度の温度検知手段 T 4、第 2 蒸発器の温度検知手段 T 5 と第 1 圧縮機 1 1 の制御手段 E 1、第 2 圧縮機 2 1 の制御手段 E 2 と冷蔵室送風機 1 5 の制御手段 F 1、冷凍室送風機 2 5 の制御手段 F 2 から構成されている。

40

【0021】

温度検知手段 T 1、T 2、T 3、T 4、T 5 については、サーミスタ等の温度センサー等で温度を測定し、制御部に入力している。第 1 圧縮機制御手段 E 1 と第 2 圧縮機制御手段 E 2 については、インバータにより制御を行い、冷蔵室送風機制御手段 F 1 と冷凍室送風機制御手段 F 2 は、送風機への通電を変化させて送風機の回転数を制御する。

【0022】

冷蔵室温度検知手段 T 2 と冷凍室温度検知手段 T 4 については、サーミスタを用い、サーミスタホルダーにサーミスタを固定し、サーミスタホルダーはそれぞれ冷蔵室 2 と冷凍室 4 の内面に固定されている。第 1 蒸発器温度検知手段 T 3 は、第 1 蒸発器 1 4 の熱交換

50

するフィンにサーミスタホルダーが固定され、サーミスタホルダーにサーミスタが固定されている。と第2蒸発器温度検知手段T5については、第2蒸発器24の熱交換するフィンにサーミスタホルダーが固定され、サーミスタホルダーにサーミスタが固定されている。

【0023】

図2は、本発明の実施形態の冷凍冷蔵庫の2元冷凍サイクルの全体構成図である。冷凍冷蔵庫1の冷凍サイクル30は、第1冷凍サイクル10と第2冷凍サイクル20が中間熱交換器31により連結されたカスケード式の二元冷凍サイクルになっている。図2において高温冷凍サイクル10の冷媒の流れを実線の矢印（P方向）で示し、低温冷凍サイクル20を破線の矢印（Q方向）で示している。一方は、第1圧縮機11、第1放熱器12、第1膨張装置13、第1蒸発器14と中間熱交換器31の第1熱交換部31aとで、高温冷凍サイクル10を構成する。他方は、第2圧縮機21、第2放熱器22、第2膨張装置23、第2蒸発器24と中間熱交換器31の第2熱交換部31bとで、低温冷凍サイクル20を構成する。第1熱交換部31aと第2熱交換部31bとは、隣接して形成され、互いに境界壁を介して熱交換可能に形成され、冷凍冷蔵庫1の断熱箱体3の断熱材9に埋め込まれている。

【0024】

中間熱交換器31は、断熱箱体3（図1参照）の背壁に埋設された内管と外管とを有する二重管から成り、上下方向に延びて下端で屈曲するU字管に形成される。二重管の内管を第1冷媒が流通して第1熱交換部31aを形成し、外管を第2冷媒が流通して第2熱交換部31bを形成する。第1熱交換部31aは図示していないが、冷媒流入口及び冷媒流出口が上端に形成される。第2熱交換部31bも図示していないが、同様に冷媒流入口及び冷媒流出口が上端に形成され、第1熱交換部31aと冷媒の流通方向が逆方向になっている。

【0025】

なお、高温冷凍サイクル10の第1放熱器12と低温冷凍サイクル20の第2放熱器22は、図1では図示していないが、冷蔵庫の周囲の空気中へ放熱できるように、冷凍冷蔵庫1の断熱箱体3の背面や側面を覆う金属板である外箱板32などに固定して取り付けられている。

【0026】

本実施形態において、第1、第2冷媒にイソブタン等の同じ冷媒を用いている。図1と図2において、第1圧縮機11を圧縮機制御手段E1で運転すると、高温冷凍サイクル10の冷媒が、第1圧縮機11で圧縮された後、第1放熱器12に流入し、ここで周囲空気に熱を奪われて凝縮する。第1放熱器12で液化した冷媒が、キャピラリチューブから成る第1膨張装置13へ導かれ、第1膨張装置13で減圧、膨張し、乾き度が低い低温の湿り蒸気となる。低温の湿り蒸気となった冷媒が、冷凍冷蔵庫1の冷蔵室2に設置した第1蒸発器14に流入し、ここでファモータ制御手段F1に制御されている冷蔵室送風機15により循環されている冷蔵室の冷氣から熱を奪って蒸発し、より乾き度の高い湿り蒸気となる。更に、この湿り蒸気状態の冷媒が、中間熱交換器31の第1熱交換部31a側に導かれ、中間熱交換器31で第2熱交換部31bの冷媒から、凝縮熱などを奪いながら、蒸発する。蒸発した冷媒ガスが第1圧縮機11に戻る。

【0027】

このように、第1圧縮機11の駆動で第1蒸発器14と中間熱交換器31の第1熱交換部31aが作動し、冷凍冷蔵庫1の冷蔵室2を冷却すると同時に、図1に示す中間熱交換器31の第2熱交換部31bからの熱を吸収する。

【0028】

一方、第1圧縮機11の運転中に、第2圧縮機21を圧縮機制御手段E2で運転すると、低温冷凍サイクル20の冷媒が第2圧縮機21で圧縮された後、まず、第2放熱器22に流入し、ここで周囲空気に放熱して温度が下がる。第2放熱器22で放熱した冷媒が、中間熱交換器31の第2熱交換部31b側に導かれ、中間熱交換器31で、凝縮熱などを

奪われ、凝縮する。凝縮した液体状態の冷媒が、キャピラリチューブから成る第2膨張装置23に導かれ、第2膨張装置23で減圧、膨張し、低温の湿り蒸気となる。低温の湿り蒸気となった冷媒が、冷凍冷蔵庫1の冷凍室4に設置した第2蒸発器24に流入し、ここでファモータ制御手段F2に制御されている冷凍室送風機25により循環されている冷凍室4の冷氣から熱を奪って蒸発する。第2蒸発器24から流出した冷媒ガスが、第2圧縮機21に戻る。

【0029】

上記構成の冷凍冷蔵庫1において、冷蔵室2及び冷凍室4の冷却時には第1、第2圧縮機11、21の駆動によって冷媒管10a、20aを第1、第2冷媒が流通する。第1、第2圧縮機11、21は第1、第2冷媒を圧縮して高温高圧にし、第1、第2膨張装置13、23は第1、第2冷媒を減圧、膨張して低温低圧にする。

【0030】

従って、第1、第2冷媒が第1、第2圧縮機11、21を流出して第1、第2膨張装置13、23に流入するまでの間は第1、第2冷凍サイクル10、20の高温部となる。第1、第2冷媒が第1、第2膨張装置13、23を流出して第1、第2圧縮機11、21に流入するまでの間は第1、第2冷凍サイクル10、20の低温部となる。

【0031】

冷凍冷蔵庫1は、運転時において、周囲温度検知手段T1、冷蔵室温度検知手段T2、第1蒸発器温度検知手段T3、冷凍室温度検知手段T4でそれぞれ冷凍冷蔵庫1の周囲温度、冷蔵室2の室内温度、第1蒸発器14の蒸発温度、冷凍室4の室内温度を検知する。そして、第1圧縮機制御手段E1、第2圧縮機制御手段E2により、第1圧縮機11と第2圧縮機21の回転数を制御すると同時に、冷蔵室送風機15と冷凍室送風機25を冷蔵室送風機制御手段F1、冷凍室送風機制御手段F2で制御し、設定された冷凍室温度と冷蔵室温度と、第1熱交換部31aの冷媒の蒸発温度の制御用設定値になるように、運転を行う。

【0032】

冷凍冷蔵庫1は、運転開始後、第2蒸発器24の温度が安定運転時の設定冷凍温度（例えば、 -20°C ）まで下がり続ける。従って、冷凍室4の室内空気の水分の一部が霜となって第2蒸発器24に付着する。運転時間が長くなるにつれて、着霜が一定量以上になると、第2蒸発器24の熱交換効率が悪くなるので、除霜が必要となる。

図3は、本発明の実施形態の冷凍冷蔵庫のある周囲温度条件において安定した運転状態での第2圧縮機21の回転数と、不定時除霜所定温度差 ΔT_c 及び、冷凍室・第2蒸発器温度差 ΔT_{f0} の相関図である。

【0033】

冷凍室4と運転中の第2蒸発器24との温度差を冷凍室・第2蒸発器温度差とし、 ΔT_f とする。着霜が熱交換性能に影響しない状態での冷凍室・第2蒸発器温度差を ΔT_{f0} とする。着霜で第2蒸発器の熱交換性能が悪くなり除霜すべき時の冷凍室・第2蒸発器温度差を不定時除霜所定温度差 ΔT_c とする。着霜が熱交換性能に影響しない状態は、同じ圧縮機回転数において ΔT_c が ΔT_{f0} より温度差が大きい。

【0034】

着霜が熱交換性能に影響しない状態での冷凍室4と第2蒸発器24との温度差である冷凍室・第2蒸発器温度差 ΔT_{f0} が、第2圧縮機21の回転数の増加につれて大きくなる傾向にあるが、不定時除霜の所定温度差 ΔT_c より小さい。第2圧縮機21の任意の回転数において、第2蒸発器24への着霜量が増えると、第2蒸発器24の熱交換効率が下がり、冷凍室4と第2蒸発器24との温度差が大きくなる。本発明は、第2圧縮機21の任意の回転数において、冷凍室・第2蒸発器温度差 ΔT_f が、不定時除霜所定温度差 ΔT_c より大きくなれば、不定時除霜を開始する温度条件を満たしたものとする。前述したように、不定時除霜の時間条件も満たし、つまり前回より運転積算時間が不定時除霜の所定積算時間を超え、不定時除霜の温度条件も満たしたら、不定時除霜を行う。

【0035】

一例として、Y点で、冷凍室4の温度が -20.0°C 、第2蒸発器24の温度が -27.1°C の場合、冷凍室・第2蒸発器温度差 ΔT_f は 7.1°C となる。この場合の不定時除霜の所定温度差 $\Delta T_c = 7.0^{\circ}\text{C}$ であれば、 $\Delta T_f_Y (7.1^{\circ}\text{C}) > \Delta T_c_Y (7.0^{\circ}\text{C})$ となり、不定時除霜の温度条件となる。

Y点での第2蒸発器24の状態は、例えば、 $\Delta T_{f0}_Y = 4.0^{\circ}\text{C}$ 、冷凍室・第2蒸発器温度差 $\Delta T_f = 4.0^{\circ}\text{C}$ なら、着霜が殆ど無く、着霜が熱交換性能に影響しない状態となる。

ΔT_{f0}_Y を超え、 ΔT_c_Y 以下なら、着霜が成長しつつある状態であるが、不定時除霜を必要としない。図3で示す ΔT_{f_Y} のように ΔT_c_Y を超えると着霜が多く、不定時除霜が必要となり、不定時除霜を行う。

10

【0036】

また、前述した冷凍室・第2蒸発器温度差 ΔT_f が不定時除霜の温度条件の判定に用いられる場合、冷凍室4の扉開閉などが殆どなく安定した運転がされている時間幅における複数の冷凍室4と第2蒸発器24との温度差の平均値が好ましい。一例として、前記時間幅を30分間または、1時間、あるいは適宜決めてもよい。

【0037】

また、運転時間の積算に関しては、冷凍室4の扉開閉回数を時間として積算してもよい。この場合、扉開閉回数が多くなる程、扉開閉回数による積算時間は長くなる。運転積算時間は（実際の運転時間＋扉開閉回数による積算時間）となる。

【0038】

20

図4は、本発明の実施形態の冷凍冷蔵庫の定時除霜と不定時除霜のタイミングチャートである。

本発明によれば、前記第2蒸発器の定時除霜と不定時除霜の開始判断にそれぞれ第一の所定積算時間Aと第二の所定積算時間Bとを設定し、かつ第一の所定積算時間Aを第二の所定積算時間Bより長く設定すると同時に、前回の除霜より冷凍冷蔵庫の運転積算時間が第一の所定積算時間Aより小さいと定時除霜を行わないことと、前回の除霜より冷凍冷蔵庫の運転積算時間が第二の所定積算時間Bより大きくないと不定時除霜を行わない。第二の所定積算時間Bは、前回の除霜で、冷凍室4の室温が上がっているのもので、すぐに不定時除霜をすると更に冷凍室4の室温があがるので、これを防止し、除霜前の冷凍室4の室温に戻すか、または近づけるための時間である。

30

【0039】

冷凍冷蔵庫1の運転開始後あるいは直前の除霜（定時除霜又は不定時除霜のいずれか）より運転積算時間が第一の所定積算時間Aになると、除霜ヒータ8を通電させて、定時除霜を開始する（X点で開始）。除霜が第2蒸発器温度検知手段T5で検知した第2蒸発器24の温度が所定温度になった時点で終了する。第一の所定積算時間Aは、冷凍冷蔵庫の容量と冷凍室の熱負荷によるが、冷蔵室2とは独立した冷凍室4であるので、第2蒸発器24の着霜速度が遅く、第二の所定積算時間Bより、長く設定する。例えば、第二の所定積算時間Bの2倍以上に第一の所定積算時間Aを設定する。

他方の第二の所定積算時間Bは、冷凍室4の庫内温度が前回の除霜により上昇した庫内温度から通常の庫内温度に戻る迄の時間より長く設定するが、長くても略一日とするのが好ましい。

40

【0040】

ここで、図1と図4において、前回除霜後の運転積算時間が、第一の所定積算時間Aには達していないが、第二の所定積算時間Bを超え、且つ周囲温度検知手段T1と、冷凍室温度検知手段T4と、第2蒸発器温度検知手段T5で検知した温度値と第2圧縮機制御手段E2で指令した第2圧縮機21の回転数とに基づき、制御部6の演算により、運転中における冷凍室・第2蒸発器温度差 ΔT_f が、不定時除霜の所定温度差 ΔT_c より大きい（すなわち $\Delta T_f > \Delta T_c$ ）場合、除霜ヒータ8を通電させて不定時除霜を開始する（Y点で開始）。

不定時除霜の所定温度差 ΔT_c は第2蒸発器24に着霜する実験のデータ等で数値を決め

50

てもよい。

【0041】

次に、運転中における冷凍室・第2蒸発器温度差 ΔT_f が不定時除霜の所定温度差 ΔT_c より小さくなく、且つ運転積算時間が第一の所定積算時間Aを経過した場合に、除霜ヒータ8を通電させて、定時除霜を開始する（Z点で開始）。

なお、除霜開始から除霜終了までの除霜時間は、第2蒸発器温度検知手段T5で検知した第2蒸発器14の温度が所定温度になった時点で終了するか、実験のデータ等により決めた所定時間としてもよい。除霜時間は、定時除霜と不定時除霜で変えてもよい。

【0042】

さらに、図1に示すように、第2蒸発器24の定時除霜又は不定時除霜の際に、第1圧縮機11も停止し、冷蔵室2に配置した冷蔵室送風機15で冷蔵室2の空気（一例として、略4℃）を循環させ、空気が第1蒸発器14を通過することで第1蒸発器14に付着した霜を除去する。冷蔵室2を循環する空気が、第1蒸発器14の霜を溶かして、この溶けた水分の一部を空気が吸収するので冷蔵室2への加湿効果がある。

【0043】

上記説明したように、温度検知手段による温度値に基づいた不定時除霜と運転積算時間に基づいた定時除霜との二つの除霜方法を用いることにより、不定時除霜と定時除霜が各々の除霜の不具合を補う。不定時除霜は、前記第2蒸発器24が着霜による原因で、熱交換効率が所定レベルに下がった時のみ行うことで、前記第2蒸発器24の熱交換効率を回復させる。定時除霜は、所定の時間間隔で定期的に行うことで、確実に第2蒸発器24の着霜を除去できる。このように、不定時除霜と定時除霜の二つの除霜手段を用いることにより、前記第2蒸発器24の熱交換効率を高く維持しつつ不要な除霜回数を減らし、より省エネに優れた冷凍冷蔵庫を提供することが可能となる。

【0044】

また、第一の所定積算時間Aの間に、冷凍冷蔵庫1外周の空気の湿度の急激な上昇や冷凍室4扉の頻繁な開閉があると、前記第2蒸発器24への着霜速度が上昇して前記第2蒸発器24の熱交換性能が悪化することに備え、不定時除霜の温度検知手段で前記第2蒸発器24の熱交換性能の悪化を検知する。そして、前回除霜後から運転積算時間が第二の所定積算時間Bより長ければ、不定時除霜が行うことにより、前記第2蒸発器24の熱交換効率を回復させ、周囲空気の湿度の急激な上昇や冷凍室扉の頻繁な開閉等にも対応できる。

【0045】

なお、実施例では、冷凍室4と冷蔵室2について説明したが、冷凍室4と、冷蔵室2と別に設けた野菜室との組合せや、冷凍室4と冷蔵室2の代わりに野菜室との組合せとしてもよい。

【0046】

第一の所定積算時間Aと第二の所定積算時間Bとを設定し、定時除霜と不定時除霜を組み合わせて行うことにより、頻繁な除霜を回避し、かつ不要な除霜を抑えることができる。

【0047】

特に、第一の所定積算時間Aの間に、冷凍冷蔵庫1の外周の空気中の湿度の急激な上昇や冷凍室扉の頻繁な開閉があると、不定時除霜の温度検知手段で第2蒸発器24の熱交換性能の悪化を検知し、前回除霜より運転積算時間が第二の所定積算時間Bより長ければ、不定時除霜を開始する。したがって、第2蒸発器24の熱交換効率を回復させ、冷凍冷蔵庫1の外周の空気中の湿度の急激な上昇や冷凍室扉4aの頻繁な開閉等にもすばやく対応できる。

【0048】

さらに、第1蒸発器14の除霜が主に第1圧縮機11の停止中に冷蔵室2に配置した冷蔵室送風機15による冷蔵室2の空気の循環で除去し、第2蒸発器24の除霜時に、第1蒸発器14の除霜をも同時に行うことで、冷蔵室2を循環する空気が第1蒸発器14の霜

10

20

30

40

50

を溶かして水分を吸収するので冷蔵室 2 への加湿効果がある。一方、第 1 蒸発器 1 4 と第 2 蒸発器 2 4 の同時除霜が、2 台の圧縮機を有する 2 元冷凍サイクルを搭載した冷凍冷蔵庫 1 をより高効率で運転させることができる。

さらに、定時除霜の場合の第一の所定積算時間 A は、不定時除霜を設けていない除霜方法よりも積算時間を長く設定することができ、消費電力を少なくすることが可能となる。

【0049】

さらに、不定時除霜開始までの運転積算時間を第二の所定積算時間 B よりも長く設定することで、前回の除霜で冷凍室 4 の室温が上がっている状態から、確実にこの室温を回復させることができる。

【0050】

さらにまた、前述したように、定期除霜の第一の所定積算時間 A を第二の所定積算時間 B の数倍ないし十倍以上を設定し、第二の所定積算時間 B を数時間ないし 1 日を設定するので、定時除霜の除霜回数を減らすことができる。

【0051】

なお、本実施形態において、第 1、第 2 冷媒にイソブタン等の同じ冷媒を用いて説明しているが、異なる冷媒を用いてもよい。この時、第 1 冷媒の沸点を第 2 冷媒の沸点よりも高くするとよい。これにより、低温冷凍サイクル 20 に用いる第 2 冷媒が、第 1 冷媒よりも蒸気密度が高くなり、低温冷凍サイクル 20 の性能をより向上することが可能となる。

【0052】

一例として、第 1 冷媒としてイソブタン（沸点 -12°C ）を用い、第 2 冷媒としてプロパン（沸点 -40.09°C ）又は二酸化炭素（沸点 -78.5°C ）を用いることで、容易に実現することができる。これらの冷媒はいずれも自然界に大量に存在する物質を利用する自然冷媒である。従って、自然冷媒を用いる冷凍サイクルの冷却効率を高めることにより、冷凍冷蔵庫 1 の環境負荷のさらなる低減を実現することができる。

【0053】

さらに、室内温度の異なる第 1、第 2 冷却室にそれぞれ第 1、第 2 蒸発器 1 4、2 4 を配置して第 1、第 2 圧縮機 1 1、2 1 により第 1 冷凍サイクル（本願では、高温冷凍サイクル 10）、第 2 冷凍サイクル（本願では、低温冷凍サイクル 20）を運転する冷却庫であればどのようなものにも同様に適用が可能である。

除霜ヒータ 8 に用いたガラス管ヒータや温度検知手段に用いたサーミスタについては、一例であって、ほかのものを適宜用いてもよい。

【0054】

以上において示した実施の形態においては、本発明による冷凍冷蔵庫及びその運転方法を最小限に必要とした場合を例示して説明を行なったが、本発明は、除霜の必要な冷却装置であればどのようなものにも適用が可能である。

【0055】

以上で説明した実施形態は、あくまで本発明を実施するに当たっての一例であり、本発明はそれらに限定されるものではない。上述した実施形態に開示された技術的手段に、周知慣用技術を適宜組み合わせ得られる態様についても、本発明の技術的範囲に含まれる。

【産業上の利用可能性】

【0056】

本発明によると、冷蔵室及び冷凍室を備えた冷凍冷蔵庫に利用することができる。

【符号の説明】

【0057】

- 1 冷凍冷蔵庫
- 2 冷蔵室
- 3 断熱箱体
- 4 冷凍室
- 5 機械室

10

20

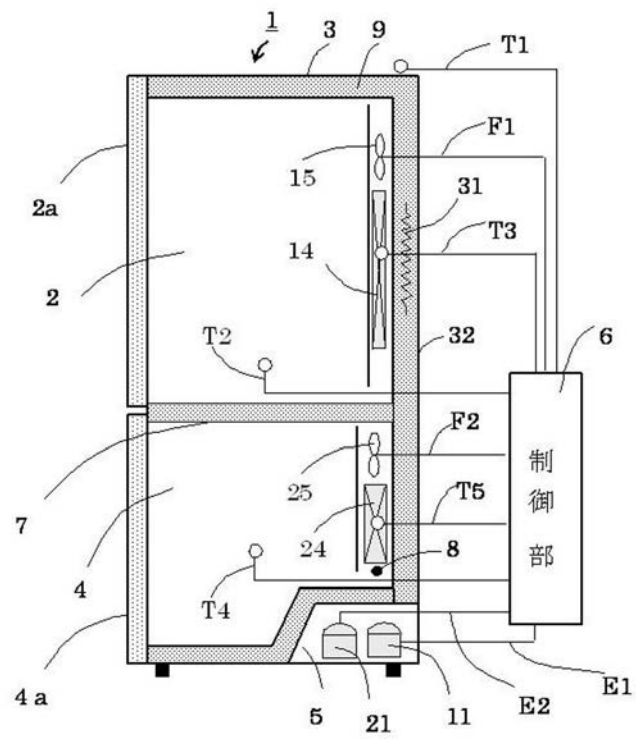
30

40

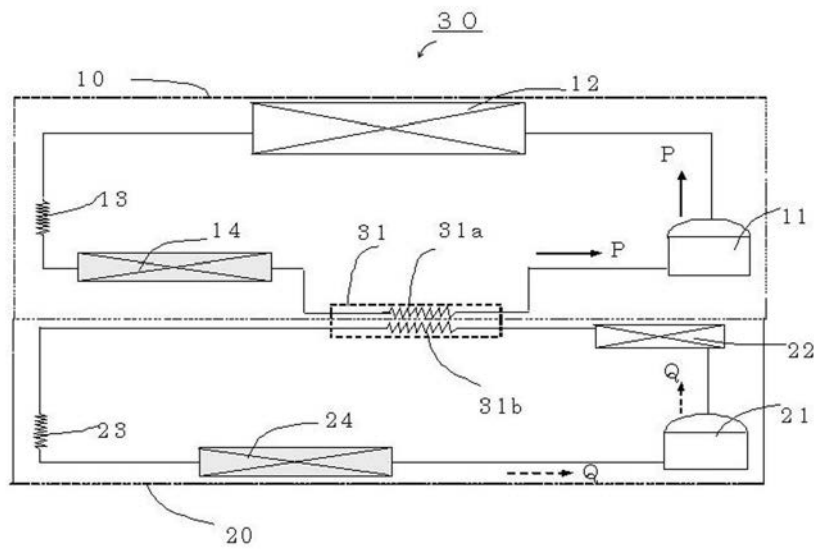
50

6	制御部	
8	除霜ヒータ	
9	断熱材	
10	高温冷凍サイクル	
11	第1圧縮機	
12	第1放熱器	
13	第1膨張装置	
14	第1蒸発器	
15	冷蔵室送風機	
20	低温冷凍サイクル	10
21	第2圧縮機	
22	第2放熱器	
23	第2膨張装置	
24	第2蒸発器	
25	冷凍室送風機	
30	冷凍サイクル	
31	中間熱交換器	
32	外箱板	
A	第一の所定積算時間	
B	第二の所定積算時間	20
E1	第1圧縮機制御手段	
E2	第2圧縮機制御手段	
F1	冷蔵室送風機制御手段	
F2	冷凍室送風機制御手段	
T1	周囲温度検知手段	
T2	冷蔵室温度検知手段	
T3	第1蒸発器温度検知手段	
T4	冷凍室温度検知手段	
T5	第2蒸発器温度検知手段	

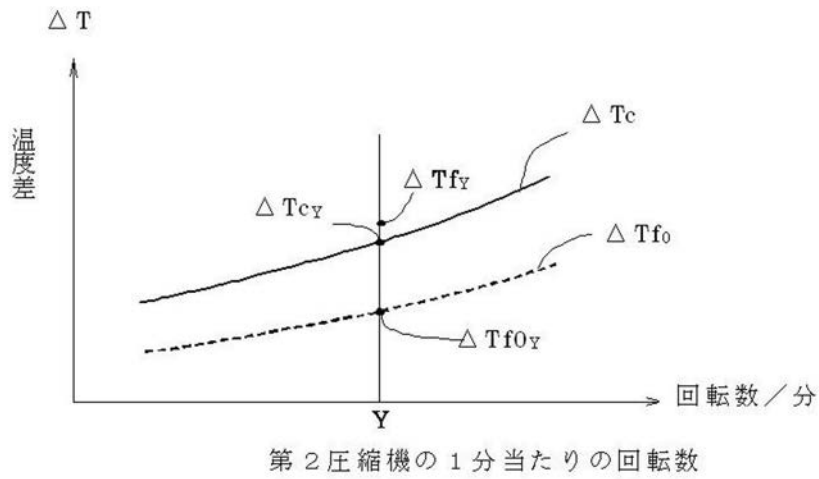
【図 1】



【図 2】



【図 3】



【図 4】

