明　細　書

発明の名称 ： 冷凍サイクル装置

技術分野

[0001]　この発明は、圧縮機と、凝縮器と、減圧装置と、蒸発器とを有する冷媒回路を備えている冷凍サイクル装置に関するものである。

背景技術

[0002]　従来、地球温暖化への影響度を小さくするために、地球温暖化係数ＧＷＰの小さいＲ２９０冷媒、即ちプロパンを冷媒回路の冷媒として用いた空気調和装置が知られている（例えば、特許文献１参照）。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開２００１－２２７８２２号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004]　特許文献１に示されている従来の空気調和装置では、可燃性を有するプロパンが冷媒として用いられている。このため、冷媒が室内に漏えいしても空気中の冷媒の濃度が可燃濃度の下限値未満になるように、空気調和装置の冷媒量を減らす必要がある。しかし、空気調和装置の冷媒量が減ると、空気調和装置の成績係数ＣＯＰが低下してしまう。

[0005]　この発明は、上記のような課題を解決するためになされたものであり、成績係数の低下を抑制しながら、冷媒量を減らすことができる冷凍サイクル装置を得ることを目的とする。

課題を解決するための手段

[0006]　この発明による冷凍サイクル装置は、圧縮機と、凝縮器と、減圧装置と、蒸発器とを有する冷媒回路、及び冷媒回路を制御する制御部を備え、冷媒回路を循環する冷媒は、プロパン又はプロピレンを含む冷媒であり、制御部は、圧縮機の入口での冷媒の過熱度を１０ｄｅｇ以上の値にする。

発明の効果

[0007] この発明による冷凍サイクル装置によれば、冷凍サイクル装置の成績係数の低下を抑制しながら、冷媒回路の冷媒量を減らすことができる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]この発明の実施の形態１による冷凍サイクル装置を示す構成図である。

[図2]図１の圧縮機の入口での冷媒の過熱度と、許容冷媒量に対する冷媒回路の必要冷媒量の低下率との関係を示すグラフである。

[図3]図１の冷媒回路の冷媒としてＲ２９０冷媒、Ｒ３２冷媒及びＲ４１０Ａ冷媒のそれぞれを用いた場合の理論上の成績係数と、圧縮機の吸入過熱度との関係を示すグラフである。

[図4]この発明の実施の形態２による冷凍サイクル装置における圧縮機の吸入過熱度と、冷媒回路の冷媒としてＲ３２冷媒を用いた比較例に対する実施の形態２の成績係数の低下率との関係を示すグラフである。

[図5]この発明の実施の形態４による冷凍サイクル装置を示す構成図である。

[図6]この発明の実施の形態５による冷凍サイクル装置を示す構成図である。

発明を実施するための形態

[0009] 以下、この発明の実施の形態について図面を参照して説明する。

実施の形態１.

図１は、この発明の実施の形態１による冷凍サイクル装置を示す構成図である。図において、冷凍サイクル装置１は、冷媒が循環可能な冷媒回路２と、冷媒回路２を制御する制御部３とを有している。この例では、冷凍サイクル装置１が空気調和機となっている。また、この例では、Ｒ２９０冷媒であるプロパンが冷媒回路２の冷媒として用いられている。

[0010] 冷媒回路２は、圧縮機４と、第１熱交換器５と、膨張弁６と、第２熱交換器７と、四方弁８とを有している。この例では、圧縮機４、第１熱交換器５、膨張弁６及び四方弁８が室外機に設けられ、第２熱交換器７が室内機に設けられている。

[0011] 圧縮機４、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、ガス側冷媒

管９を介して四方弁８に接続されている。四方弁８及びガス側冷媒管９には、冷媒を導くガス側冷媒路が形成されている。これにより、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、ガス側冷媒路を介して圧縮機４に接続されている。この例では、ガス側冷媒路の内径が７．９２ｍｍ以上、１４．２８ｍｍ以下である。また、この例では、第１熱交換器５から第２熱交換器７までのガス側冷媒路の長さが５ｍ以下である。

[0012] また、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、液側冷媒管１０を介して膨張弁６に接続されている。液側冷媒管１０には、冷媒を導く液側冷媒路が形成されている。これにより、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、液側冷媒路を介して膨張弁６に接続されている。この例では、液側冷媒路の内径が４．７５ｍｍ以上、１１．１ｍｍ以下である。また、この例では、第１熱交換器５から第２熱交換器７までの液側冷媒路の長さが５ｍ以下である。

[0013] 冷媒回路２では、圧縮機４が駆動することにより、圧縮機４、第１熱交換器５、膨張弁６及び第２熱交換器７を冷媒が相変化しながら循環する冷凍サイクルが行われる。

[0014] 室外機には、第１熱交換器５に室外の空気を強制的に送る第１ファン１１が設けられている。室内機には、第２熱交換器７に室内の空気を強制的に送る第２ファン１２が設けられている。また、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、冷媒が流れる伝熱管を有している。

[0015] 第１熱交換器５では、第１熱交換器５の伝熱管を流れる冷媒と、第１ファン１１の動作によって生じる室外の空気の気流との間で熱交換が行われる。第２熱交換器７では、第２熱交換器７の伝熱管を流れる冷媒と、第２ファン１１の動作によって生じる室内の空気の気流との間で熱交換が行われる。この例では、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれの伝熱管の内径が５ｍｍである。

[0016] 圧縮機４は、ガス状の冷媒を圧縮する。圧縮機４では、エーテル結合を有するポリアルキレングリコール（ＰＡＧ）系の油、エステル結合を有するポ

リオールエステル（ＰＯＥ）系の油等が潤滑油として用いられている。

[0017] 膨張弁６は、液状の冷媒を膨張させて減圧する減圧装置である。これにより、膨張弁６の冷媒の出口では、冷媒の状態が気液二相状態になる。膨張弁６は、冷媒の流量を調整可能な電動膨張弁である。膨張弁６を通る冷媒の流量は、膨張弁６の開度の調整により調整される。

[0018] 冷凍サイクル装置１の運転は、冷房運転と暖房運転との間で切り替え可能になっている。四方弁８は、冷凍サイクル装置１の冷房運転及び暖房運転の切り替えに応じて、ガス側冷媒路による冷媒の流れを切り替える電磁弁である。四方弁８は、冷房運転時に、圧縮機４からの冷媒を第１熱交換器５へ導くとともに第２熱交換器７からの冷媒を圧縮機４へ導く。また、四方弁８は、暖房運転時に、圧縮機４からの冷媒を第２熱交換器７へ導くとともに第１熱交換器５からの冷媒を圧縮機４へ導く。図１では、冷房運転時の冷媒の流れの方向を実線の矢印で示し、暖房運転時の冷媒の流れの方向を破線の矢印で示している。

[0019] 制御部３は、四方弁８を制御することにより、冷凍サイクル装置１の冷房運転及び暖房運転の切り替えを行う。また、制御部３は、圧縮機４を駆動させることにより、冷媒回路２を動作させる。制御部３は、膨張弁６の開度を全開にした状態で冷媒回路２の動作を開始する。

[0020] 冷凍サイクル装置１の冷房運転時には、圧縮機４で圧縮されたガス状の冷媒がガス側冷媒路を通って第１熱交換器５へ送られる。第１熱交換器５では、伝熱管を流れる冷媒から室外の空気へ熱が放出されることにより冷媒が凝縮される。この後、冷媒は、液側冷媒路を通って膨張弁６へ送られる。膨張弁６では、液状の冷媒が減圧されて気液二相状態の冷媒となる。膨張弁６で減圧された冷媒は、液側冷媒路を通って第２熱交換器７へ送られる。この後、冷媒は、第２熱交換器７で室内の空気から熱を取り込んで蒸発した後、ガス側冷媒路を通って圧縮機４へ戻る。従って、冷凍サイクル装置１の冷房運転時には、第１熱交換器５が凝縮器となり、第２熱交換器７が蒸発器となる。

[0021] 冷凍サイクル装置１の暖房運転時には、圧縮機４で圧縮されたガス状の冷媒がガス側冷媒路を通って第２熱交換器７へ送られる。第２熱交換器７では、伝熱管を流れる冷媒から室内の空気へ熱が放出されることにより冷媒が凝縮される。この後、冷媒は、液側冷媒路を通って膨張弁６へ送られる。膨張弁６では、液状の冷媒が減圧されて気液二相状態の冷媒となる。膨張弁６で減圧された冷媒は、液側冷媒路を通って第１熱交換器５へ送られる。この後、冷媒は、第１熱交換器５で室外の空気から熱を取り込んで蒸発した後、ガス側冷媒路を通って圧縮機４へ戻る。従って、冷凍サイクル装置１の暖房運転時には、第１熱交換器５が蒸発器となり、第２熱交換器７が凝縮器となる。

[0022] 圧縮機４の冷媒の入口には、冷媒の温度を検出する吸入温度センサ２１が設けられている。第１熱交換器５の膨張弁６側の冷媒口には、冷媒の温度を検出する第１の冷媒口温度センサ２２が設けられている。第１熱交換器５の膨張弁６側の冷媒口は、凝縮器となっているときの第１熱交換器５の冷媒の出口となり、かつ蒸発器となっているときの第１熱交換器５の冷媒の入口となる。第２熱交換器７の膨張弁６側の冷媒口には、冷媒の温度を検出する第２の冷媒口温度センサ２３が設けられている。第２熱交換器７の膨張弁６側の冷媒口は、凝縮器となっているときの第２熱交換器７の冷媒の出口となり、かつ蒸発器となっているときの第２熱交換器７の冷媒の入口となる。

[0023] 吸入温度センサ２１、第１の冷媒口温度センサ２２及び第２の冷媒口温度センサ２３のそれぞれで検出された温度の情報は、制御部３へ送られる。制御部３は、冷媒回路２の動作を開始した後、吸入温度センサ２１、第１の冷媒口温度センサ２２及び第２の冷媒口温度センサ２３のそれぞれで検出された温度の情報に基づいて、膨張弁６の開度を調整する。

[0024] 冷媒回路２を循環するＲ２９０冷媒は、可燃性冷媒である。従って、冷凍サイクル装置１では、可燃性冷媒が冷媒回路２から室内に漏えいしても空気中の冷媒の濃度が可燃濃度の下限値未満になるように、冷媒回路２に封入される冷媒の量を許容冷媒量以下にする必要がある。許容冷媒量は、ＩＥＣ

６０３３５－２－４０　ＥＤ６で規定されているように、室内の床面積、室内機の設置高さ及び空気中の冷媒の燃焼下限濃度によって決定される。

[0025] 図２は、図１の圧縮機４の入口での冷媒の過熱度ＳＨと、許容冷媒量に対する冷媒回路２の必要冷媒量の低下率との関係を示すグラフである。冷凍サイクル装置１では、圧縮機４の入口での冷媒の過熱度ＳＨ（以下、「圧縮機４の吸入過熱度ＳＨ」という）が拡大すると、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のうち、蒸発器となる熱交換器でのガス領域が増加する。従って、冷凍サイクル装置１では、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが拡大するほど、冷媒回路２の必要冷媒量が少なくなる。冷凍サイクル装置１では、図２に示すように、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが１０ｄｅｇ以上の値であるときに、冷媒回路２の必要冷媒量が許容冷媒量以下になることが分かる。

[0026] 圧縮機４の吸入過熱度ＳＨは、圧縮機４の入口での冷媒の温度と、蒸発器の入口での冷媒の温度とに基づいて算出される。また、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨは、膨張弁６の開度の調整によって調整可能である。従って、制御部３は、圧縮機４の入口での冷媒の温度と、蒸発器の入口での冷媒の温度とに基づいて膨張弁６の開度を調整することにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇ以上の値にする。

[0027] 即ち、圧縮機４の入口での冷媒の温度は、吸入温度センサ２１によって検出される。冷房運転時の蒸発器の入口での冷媒の温度は、第２の冷媒口温度センサ２３によって検出される。また、暖房運転時の蒸発器の入口での冷媒の温度は、第１の冷媒口温度センサ２２によって検出される。従って、冷房運転時の制御部３は、吸入温度センサ２１及び第２の冷媒口温度センサ２３のそれぞれで検出された温度の情報に基づいて膨張弁６の開度を調整することにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇ以上の値にする。また、暖房運転時の制御部３は、吸入温度センサ２１及び第１の冷媒口温度センサ２２のそれぞれで検出された温度の情報に基づいて膨張弁６の開度を調整することにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇ以上の値にする。これにより、冷媒回路２を循環する冷媒量は、許容冷媒量以下にされている。

[0028] ここで、Ｒ２９０冷媒よりも地球温暖化係数ＧＷＰの大きいＲ３２冷媒が冷媒回路２の冷媒として用いられている例を比較例として検討する。比較例による冷凍サイクル装置の運転では、Ｒ３２冷媒の物性上の特性から、圧縮機の出口での冷媒の吐出温度が上昇しやすい。このため、比較例による冷凍サイクル装置の運転では、冷媒の温度の上昇による圧縮機の故障を防止するために、圧縮機の吸入過熱度ＳＨの範囲が０℃～２℃の範囲に制限される。比較例による冷凍サイクル装置では、圧縮機の出口での冷媒の吐出温度の上限値が１００℃～１２０℃に設定される。

[0029] 同一効率時の圧縮機において、圧縮機の吸入過熱度ＳＨの１℃当りの上昇に対する冷媒の吐出温度の上昇分は、Ｒ３２冷媒を冷媒回路に用いた場合に１．１３℃／℃であるのに対して、Ｒ２９０冷媒を冷媒回路に用いた場合は０．９５℃／℃である。このように、圧縮機の吸入過熱度ＳＨの上昇分に対する圧縮機の出口での冷媒の吐出温度の上昇分は、Ｒ３２冷媒を冷媒回路に用いた場合よりも、Ｒ２９０冷媒を冷媒回路に用いた場合のほうが小さい。これにより、Ｒ２９０冷媒が冷媒回路２の冷媒として用いられている本実施の形態では、圧縮機４の出口での冷媒の吐出温度の上昇が比較例よりも抑制され、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇ以上に拡大することが可能である。

[0030] 図３は、図１の冷媒回路２の冷媒としてＲ２９０冷媒、Ｒ３２冷媒及びＲ４１０Ａ冷媒のそれぞれを用いた場合の理論上の成績係数（以下、「理論ＣＯＰ」という）と、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨとの関係を示すグラフである。図３に示すように、Ｒ３２冷媒及びＲ４１０Ａ冷媒のそれぞれの理論ＣＯＰは、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの拡大に応じて低下する。これに対して、Ｒ２９０冷媒の理論ＣＯＰは、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの拡大に応じて上昇することが分かる。これは、Ｒ２９０冷媒の特性がＲ３２冷媒及びＲ４１０Ａ冷媒とは異なるためである。

[0031] 即ち、Ｒ２９０冷媒は、Ｒ３２冷媒に比べて１．２倍の蒸発潜熱を持つ。また、Ｒ２９０冷媒は、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの拡大に対する冷凍効果

もＲ３２冷媒に比べて大きい。なお、冷凍効果は、蒸発器の入口及び出口における冷媒のエンタルピ差で表される。さらに、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが同一である場合、冷凍サイクル装置の特定の能力を得るために必要なＲ２９０冷媒の量は、Ｒ３２冷媒に比べて０．８倍の量でよい。従って、冷媒回路２を循環する冷媒としてＲ２９０冷媒を用いている本実施の形態では、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの拡大による冷媒量の低下を冷凍効果で補える。また、本実施の形態では、冷媒回路２を循環する冷媒量の低下により圧縮機４の仕事量が減る。このようなことから、Ｒ２９０冷媒を用いている本実施の形態では、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの拡大によって冷媒回路２を循環する冷媒量が減少しても、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰの低下が抑制される。

[0032] このような冷凍サイクル装置１では、冷媒回路２を循環する冷媒としてＲ２９０冷媒、即ちプロパンが用いられている。また、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨは、制御部３の制御により１０ｄｅｇ以上の値にされる。このため、圧縮機４の出口での冷媒の吐出温度の上昇を抑制しながら、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを拡大することができる。これにより、冷媒回路２を循環する冷媒を許容冷媒量以下に減らすことができる。また、冷媒回路２の冷媒としてＲ２９０冷媒が用いられていることから、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの拡大によって冷媒回路２の冷媒量が減っても、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰの低下を抑制することができる。

[0033] また、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれの伝熱管の内径は、５ｍｍである。このため、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれでは、空気と冷媒との間の熱交換効率の向上を図ることができる。従って、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれの伝熱管の内径を５ｍｍにすれば、冷媒回路２を循環する冷媒の量をさらに確実に減らすことができる。即ち、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰの低下を抑制しながら、冷媒回路２を循環する冷媒の量を許容冷媒量以下にさらに確実に減らすことができる。

[0034] また、ガス側冷媒路の内径は、７．９２ｍｍ以上、１４．２８ｍｍ以下である。さらに、液側冷媒路の内径は、４．７５ｍｍ以上、１１．１ｍｍ以下である。また、ガス側冷媒路及び液側冷媒路のそれぞれの長さは、５ｍ以下である。このため、ガス側冷媒路及び液側冷媒路のそれぞれの内径及び長さを冷媒の相変化に応じた内径及び長さにすることができる。従って、冷媒回路２での冷媒の循環効率の悪化を抑制することができ、冷凍サイクル装置１の能力の向上を図ることができる。

[0035] なお、上記の例では、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれの内径が５ｍｍになっている。しかし、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれの内径を５ｍｍ未満にしてもよい。このようにすれば、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれにおける熱交換効率の向上をさらに図ることができる。従って、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰの低下を抑制しながら、冷媒回路２を循環する冷媒の量を許容冷媒量以下にさらに確実に減らすことができる。

[0036] 実施の形態２．

図４は、この発明の実施の形態２による冷凍サイクル装置における圧縮機の吸入過熱度ＳＨと、冷媒回路の冷媒としてＲ３２冷媒を用いた比較例に対する実施の形態２の成績係数ＣＯＰの低下率との関係を示すグラフである。なお、図４では、冷媒回路を循環する冷媒の圧力損失の影響を含む冷凍サイクル装置の運転上の成績係数ＣＯＰを示している。

[0037] 実施の形態２による冷凍サイクル装置の構成は、図１の冷凍サイクル装置１の構成と同様である。また、実施の形態２でも、冷媒回路２を循環する冷媒としてＲ２９０冷媒が用いられている。

[0038] Ｒ３２冷媒を用いた比較例に対するＲ２９０冷媒を用いた実施の形態２の成績係数ＣＯＰの低下率は、図４に示すように、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの値が１７．５ｄｅｇ程度から離れるほど大きくなる。即ち、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１７．５ｄｅｇ程度よりも小さくすると、蒸発器における蒸発温度及び蒸発圧力の上昇に伴って圧縮機４の入口でのＲ２９０冷媒の吸入

密度が増大し、冷媒回路２を循環するＲ２９０冷媒の量が増加する。これにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１７．５ｄｅｇ程度よりも小さくすると、圧縮機４の仕事量が増加し、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰが低下する。また、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１７．５ｄｅｇ程度よりも大きくすると、蒸発器でのガス域が増加し、蒸発器の性能が低下する。冷凍サイクル装置１では、蒸発器の性能の低下を抑制するために、蒸発温度を低下させてＲ２９０冷媒と空気との温度差を大きくすることもできる。しかし、この場合、圧縮機４での冷媒の圧縮比が拡大して圧縮機４の仕事量が増加する。これにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１７．５ｄｅｇ程度よりも大きくしても、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰが低下する。

[0039] 冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰは、Ｒ２９０冷媒を冷媒回路２に追加することにより改善することができる。また、冷凍サイクル装置１では、１．５５％の量のＲ２９０冷媒を冷媒回路２に追加することにより、成績係数ＣＯＰを１％改善することができる。さらに、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが１７．５ｄｅｇ程度よりも大きくなる場合は、冷媒回路２を循環する冷媒の量が減るため、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが１７．５ｄｅｇ程度よりも小さくなる場合に比べて、冷凍サイクル装置の成績係数ＣＯＰを改善させるための冷媒追加量が多くなる。

[0040] 冷媒回路２へのＲ２９０冷媒の追加は、冷媒回路２の冷媒量が許容冷媒量になるまで可能である。圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが１７．５ｄｅｇ程度よりも小さい場合には、冷媒回路２の冷媒量が許容冷媒量以下である範囲で冷媒回路２にＲ２９０冷媒を追加していくと、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが１５．４ｄｅｇ以上であるときに、冷凍サイクル装置の成績係数ＣＯＰが比較例と同等になる。また、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが１７．５ｄｅｇ程度よりも大きい場合には、冷媒回路２の冷媒量が許容冷媒量以下である範囲で冷媒回路２にＲ２９０冷媒を追加していくと、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが２０．６ｄｅｇ以下であるときに、冷凍サイクル装置の成績係数ＣＯＰが比較例と同等になる。

[0041] 従って、冷凍サイクル装置１では、成績係数ＣＯＰの低下率と、冷媒回路２へのＲ２９０冷媒の追加率との関係から、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが１５．４ｄｅｇ以上、２０．６ｄｅｇ以下の値であれば、冷媒回路２を循環する冷媒量を許容冷媒量以下に保ちながら、冷凍サイクル装置の成績係数ＣＯＰを比較例と同等にすることができる。

[0042] 従って、実施の形態２では、膨張弁６の開度が制御部３の制御によって調整されることにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが１５．４ｄｅｇ以上、２０．６ｄｅｇ以下の値にされる。他の構成は実施の形態１と同様である。

[0043] このような冷凍サイクル装置１では、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが制御部３の制御により１５．４ｄｅｇ以上、２０．６ｄｅｇ以下の値にされる。このため、冷媒回路２を循環する冷媒量を許容冷媒量以下に保ちながら、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰの低下をさらに確実に抑制することができる。

[0044] 実施の形態３．

実施の形態３による冷凍サイクル装置の構成は、冷媒回路２の動作開始時における膨張弁６の状態を除き、図１の冷凍サイクル装置１の構成と同様である。実施の形態３における制御部３は、膨張弁６の開度が膨張弁６の全開時よりも小さい状態で、冷媒回路２の動作を開始する。また、冷房運転時の制御部３は、冷媒回路２の動作を開始してから設定時間経過後に、吸入温度センサ２１及び第２の冷媒口温度センサ２３のそれぞれで検出された温度の情報に基づいて、膨張弁６の開度を調整する。暖房運転時の制御部３は、冷媒回路２の動作を開始してから設定時間経過後に、吸入温度センサ２１及び第１の冷媒口温度センサ２２のそれぞれで検出された温度の情報に基づいて、膨張弁６の開度を調整する。制御部３は、膨張弁６の開度を調整することにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇ以上の値にする。他の構成は実施の形態１と同様である。

[0045] このような冷凍サイクル装置１では、制御部３の制御により、膨張弁６の開度が膨張弁６の全開時よりも小さい状態で、冷媒回路２の動作が開始され

る。このため、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの拡大を速めることができ、圧縮機４の出口での冷媒の吐出温度の上昇を速めることができる。これにより、膨張弁６の開度を全開にした状態で冷媒回路２の動作を開始する場合に比べて、冷凍サイクル装置１の性能を発揮するまでの時間を短縮することができる。

[0046] 即ち、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが同一である場合、圧縮機４の出口での吐出温度は、Ｒ３２冷媒を冷媒回路２に用いた場合よりも、Ｒ２９０冷媒を冷媒回路２に用いた場合のほうが低い。例えば、冷房能力が４．０ｋＷで、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇとする冷凍サイクル装置では、Ｒ２９０冷媒を冷媒回路２の冷媒として用いた場合の吐出温度が６３℃であるのに対して、Ｒ３２冷媒を冷媒回路２の冷媒として用いた場合の吐出温度が８９℃である。このため、Ｒ２９０冷媒を冷媒回路２に用いた場合には、圧縮機４の出口での冷媒の吐出温度の上昇に時間がかかる。従って、膨張弁６の開度を全開にした状態で冷媒回路２の動作が開始されると、冷凍サイクル装置１の冷房運転、暖房運転及び除霜運転に時間を要する。しかし、実施の形態３では、膨張弁６の開度が予め絞られていることから、膨張弁６の開度を全開にした状態で冷媒回路２の動作が開始される場合に比べて、圧縮機４の出口での冷媒の吐出温度が設定温度に達するまでの時間を例えば三分の二の時間に短縮することができる。これにより、冷凍サイクル装置１の性能を発揮するまでの時間を短縮することができる。

[0047] なお、上記の例では、膨張弁６の開度が膨張弁６の全開時よりも小さい状態で冷媒回路２の動作を開始する構成が実施の形態１による冷凍サイクル装置１に適用されている。しかし、膨張弁６の開度が膨張弁６の全開時よりも小さい状態で冷媒回路２の動作を開始する構成を実施の形態２による冷凍サイクル装置１に適用してもよい。

[0048] 実施の形態４．

図５は、この発明の実施の形態４による冷凍サイクル装置を示す構成図である。第１熱交換器５の伝熱管には、冷媒の温度を検出する第１の内部温度

センサ２４が設けられている。第１熱交換器５の膨張弁６側の冷媒口から第１の内部温度センサ２４までの伝熱管の距離は、第１熱交換器５の一方の冷媒口から他方の冷媒口までの伝熱管の距離に対して、６６％以上、８８％以下の距離である。

[0049] 即ち、第１の冷媒口温度センサ２２は、蒸発器となっているときの第１熱交換器５の入口に設けられている。また、第１熱交換器５が蒸発器となっているとき、第１熱交換器５の入口から第１の内部温度センサ２４までの伝熱管の距離は、第１熱交換器５の入口から出口までの距離に対して、６６％以上、８８％以下の距離である。

[0050] 第２熱交換器７の伝熱管には、冷媒の温度を検出する第２の内部温度センサ２５が設けられている。第２熱交換器７の膨張弁６側の冷媒口から第２の内部温度センサ２５までの伝熱管の距離は、第２熱交換器７の一方の冷媒口から他方の冷媒口までの伝熱管の距離に対して、６６％以上、８８％以下の距離である。

[0051] 即ち、第２の冷媒口温度センサ２３は、蒸発器となっているときの第２熱交換器７の入口に設けられている。また、第２熱交換器７が蒸発器となっているとき、第２熱交換器７の入口から第２の内部温度センサ２５までの伝熱管の距離は、第２熱交換器７の入口から出口までの距離に対して、６６％以上、８８％以下の距離である。

[0052] 吸入温度センサ２１、第１の冷媒口温度センサ２２、第２の冷媒口温度センサ２３、第１の内部温度センサ２４及び第２の内部温度センサ２５のそれぞれで検出された温度の情報は、制御部３へ送られる。制御部３は、第１の冷媒口温度センサ２２、第２の冷媒口温度センサ２３、第１の内部温度センサ２４及び第２の内部温度センサ２５のそれぞれで検出された温度の情報に基づいて、膨張弁６の開度を調整する。

[0053] 制御部３は、実施の形態１と同様に、膨張弁６の開度を調整することにより圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇ以上の値にする。また、冷房運転時の制御部３は、第２の内部温度センサ２５による検出温度が第２の冷媒口

温度センサ２３による検出温度よりも高くなるように膨張弁６の開度を調整する。さらに、暖房運転時の制御部３は、第１の内部温度センサ２４による検出温度が第１の冷媒口温度センサ２２による検出温度よりも高くなるように膨張弁６の開度を調整する。即ち、制御部３は、第１及び第２の内部温度センサ２４，２５のうち蒸発器の入口に設けられた内部温度センサによる検出温度Ｔｗｍｉｄが、第１及び第２の冷媒口温度センサ２２，２３のうち蒸発器の入口に設けられた冷媒口温度センサによる検出温度Ｔｅｉｎよりも高くなるように、冷媒回路２を制御する。即ち、制御部３は、検出温度Ｔｗｍｉｄ－検出温度Ｔｅｉｎ＞０の関係を満たすように膨張弁６の開度を調整する。他の構成は実施の形態１と同様である。

[0054] このような冷凍サイクル装置１では、蒸発器の入口から内部温度センサまでの伝熱管の距離が、蒸発器の入口から蒸発器の出口までの伝熱管の距離に対して、６６％以上、８８％以下の距離である。また、制御部３は、内部温度センサによる検出温度Ｔｗｍｉｄが冷媒口温度センサによる検出温度Ｔｅｉｎよりも高くなるように冷媒回路２を制御する。このため、蒸発器の伝熱管を流れる冷媒が蒸発器の出口に達するまでに冷媒の状態をより確実に過熱状態にすることができる。これにより、蒸発器の出口における冷媒の過熱度を増大させることができ、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨをより確実にかつより速く１０ｄｅｇ以上の値にすることができる。

[0055] なお、上記の例では、蒸発器に設けられた内部温度センサによる検出温度Ｔｗｍｉｄが、蒸発器の入口に設けられた冷媒口温度センサによる検出温度Ｔｅｉｎよりも高くなるように冷媒回路２を制御する構成が実施の形態１による冷凍サイクル装置に適用されている。しかし、内部温度センサによる検出温度Ｔｗｍｉｄが冷媒口温度センサによる検出温度Ｔｅｉｎよりも高くなるように冷媒回路２を制御する構成を実施の形態２及び３による冷凍サイクル装置に適用してもよい。

[0056] 実施の形態５．

図６は、この発明の実施の形態５による冷凍サイクル装置を示す構成図で

ある。冷凍サイクル装置１は、圧縮機４、第１熱交換器５、膨張弁６及び第２熱交換器７を含む冷媒回路２を備えている。本実施の形態では、冷凍サイクル装置１に四方弁が含まれていない。従って、本実施の形態による冷凍サイクル装置は、冷房運転及び暖房運転の切り替えの機能を持たない冷凍サイクル装置となっている。冷媒回路２を循環する冷媒は、Ｒ２９０冷媒である。この例では、冷凍サイクル装置が冷蔵庫に用いられている。

[0057] 第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、ガス側冷媒管９を介して圧縮機４に接続されている。これにより、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、冷媒を導くガス側冷媒路を介して圧縮機４に接続されている。

[0058] また、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、液側冷媒管１０を介して膨張弁６に接続されている。これにより、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれは、冷媒を導く液側冷媒路を介して膨張弁６に接続されている。

[0059] 冷媒回路２では、圧縮機４が駆動することにより、圧縮機４、第１熱交換器５、膨張弁６及び第２熱交換器７を冷媒が相変化しながら循環する冷凍サイクルが行われる。図６では、冷媒回路２を循環する冷媒が矢印の方向へ流れる。この例では、圧縮機４、第１熱交換器５及び膨張弁６が室外機に設けられ、第２熱交換器７が室内機に設けられている。

[0060] 室外機には、第１熱交換器５に室外の空気を強制的に送る第１ファン１１が設けられている。室内機には、第２熱交換器７に室内の空気を強制的に送る第２ファン１２が設けられている。

[0061] 第１熱交換器５では、第１熱交換器５の伝熱管を流れる冷媒と、第１ファン１１の動作によって生じる室外の空気の気流との間で熱交換が行われる。第２熱交換器７では、第２熱交換器７の伝熱管を流れる冷媒と、第２ファン１１の動作によって生じる室内の空気の気流との間で熱交換が行われる。

[0062] 冷凍サイクル装置１の運転では、圧縮機４で圧縮されたガス状の冷媒がガス側冷媒路を通って第１熱交換器５へ送られる。第１熱交換器５では、伝熱

管を流れる冷媒から室外の空気へ熱が放出されることにより冷媒が凝縮される。従って、第１熱交換器５は、凝縮器となっている。この後、冷媒は、液側冷媒路を通って膨張弁６へ送られる。膨張弁６では、液状の冷媒が減圧されて気液二相状態の冷媒となる。膨張弁６で減圧された冷媒は、液側冷媒路を通って第２熱交換器７へ送られる。この後、冷媒は、第２熱交換器７で室内の空気から熱を取り込んで蒸発する。従って、第２熱交換器７は、蒸発器となっている。冷媒は、蒸発器である第２熱交換器７で蒸発した後、ガス側冷媒路を通って圧縮機４へ戻る。

[0063] 蒸発器である第２熱交換器７の入口には、第２の冷媒口温度センサ２３が設けられている。制御部３は、吸入温度センサ２１及び第２の冷媒口温度センサ２３のそれぞれで検出された冷媒の温度に基づいて膨張弁６の開度を調整することにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇ以上の値にする。他の構成は実施の形態１と同様である。

[0064] このように、冷房運転及び暖房運転の切り替えの機能を持たない冷凍サイクル装置においても、冷媒回路２を循環する冷媒をＲ２９０冷媒にすることにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを１０ｄｅｇ以上の値にすることができる。また、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれの伝熱管の内径は、５ｍｍ未満にされる。このため、第１熱交換器５及び第２熱交換器７のそれぞれにおける熱交換効率の低下を抑制することができ、冷媒回路２を循環する冷媒量を許容冷媒量以下に減らすことができる。さらに、冷媒回路２を循環する冷媒がＲ２９０冷媒になっていることから、冷媒回路２を循環する冷媒量が減っても、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰの低下を抑制することができる。

[0065] なお、上記の例において、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨは、実施の形態２と同様に、制御部３の制御により１５．４ｄｅｇ以上、２０．６ｄｅｇ以下の値の範囲に制限してもよい。このようにすれば、冷媒回路２を循環する冷媒量を許容冷媒量以下に保ちながら、冷凍サイクル装置１の成績係数ＣＯＰの低下をさらに確実に抑制することができる。

[0066] また、上記の例では、冷房運転及び暖房運転の切り替えの機能を持たない冷凍サイクル装置１の構成が実施の形態１による冷凍サイクル装置１に適用されている。しかし、冷房運転及び暖房運転の切り替えの機能を持たない冷凍サイクル装置１の構成を実施の形態３及び４による冷凍サイクル装置１に適用してもよい。

[0067] また、各上記実施の形態１～５では、冷媒回路２を循環する冷媒としてＲ２９０冷媒が用いられている。しかし、冷媒回路２を循環する冷媒として、プロピレンであるＲ１２７０冷媒を用いてもよい。Ｒ１２７０冷媒は、Ｒ２９０冷媒と同様の特性を有することから、冷媒回路２を循環する冷媒としてＲ１２７０冷媒が用いられても、冷媒回路２にＲ２９０冷媒を用いる場合と同様の効果を得ることができる。

[0068] また、各上記実施の形態１～５では、プロパンのみを含むＲ２９０冷媒が冷媒回路２の冷媒として用いられている。しかし、プロパン及びプロピレンの少なくともいずれかが冷媒回路２の冷媒に含まれていれば、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨの拡大に応じて理論ＣＯＰが上昇するという特性を発揮することができる。このため、プロパン及びプロピレン以外の他の成分が冷媒に含まれていてもプロパン又はプロピレンが冷媒に含まれていれば、当該冷媒を冷媒回路２の冷媒として用いることができる。

[0069] また、各上記実施の形態１～５では、圧縮機４の入口での冷媒の温度と、蒸発器の入口での冷媒の温度とに基づいて膨張弁６を調整することにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが調整されている。しかし、圧縮機４の出口での冷媒の吐出温度と、蒸発器の入口での冷媒の温度とに基づいて膨張弁６を調整することにより、圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを調整するようにしてもよい。この場合、冷媒の温度を検出する吐出温度センサが圧縮機４の出口に設けられる。また、この場合、制御部３は、蒸発器の入口に設けられた冷媒口温度センサ、及び圧縮機４の出口に設けられた吐出温度センサのそれぞれで検出された温度の情報に基づいて、膨張弁６の開度を調整する。

[0070] また、各上記実施の形態１～５では、膨張弁６の開度を調整することによ

り圧縮機４の吸入過熱度ＳＨが調整されている。しかし、圧縮機４の出力を調整することにより圧縮機４の吸入過熱度ＳＨを調整してもよい。

[0071] また、この発明は各上記実施の形態に限定されるものではなく、この発明の範囲内で種々変更して実施することができる。さらに、各上記実施の形態を組み合わせてこの発明を実施することもできる。

符号の説明

[0072] １ 冷凍サイクル装置、２ 冷媒回路、３ 制御部、４ 圧縮機、５ 第１熱交換器（凝縮器又は蒸発器）、６ 膨張弁（減圧装置）、７ 第２熱交換器（蒸発器又は凝縮器）、２２ 第１の冷媒口温度センサ、２３ 第２の冷媒口温度センサ、２４ 第１の内部温度センサ、２５ 第２の内部温度センサ。