

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5599403号
(P5599403)

(45) 発行日 平成26年10月1日(2014.10.1)

(24) 登録日 平成26年8月22日(2014.8.22)

(51) Int. Cl.	F 1
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 1 O 1 E
F 2 5 B 1/10 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 5 1 D
	F 2 5 B 1/00 3 5 1 N
	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D
	F 2 5 B 1/10 H

請求項の数 9 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2011-532820 (P2011-532820)	(73) 特許権者	000006013 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(86) (22) 出願日	平成21年9月24日 (2009.9.24)	(74) 代理人	110001461 特許業務法人きさ特許商標事務所
(86) 国際出願番号	PCT/JP2009/066484	(72) 発明者	高山 啓輔 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三 菱電機株式会社内
(87) 国際公開番号	W02011/036741	(72) 発明者	島津 裕輔 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三 菱電機株式会社内
(87) 国際公開日	平成23年3月31日 (2011.3.31)	(72) 発明者	角田 昌之 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三 菱電機株式会社内
審査請求日	平成24年2月20日 (2012.2.20)		
前置審査			

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

冷媒を圧縮する第1の圧縮機と、前記第1の圧縮機で圧縮された冷媒をさらに圧縮する第2の圧縮機と、前記第2の圧縮機により圧縮された冷媒の熱を放散する放熱器と、前記第2の圧縮機の駆動軸に連結され、前記放熱器を通過した冷媒を膨張させて冷媒から動力を回収し、回収された動力により前記駆動軸を介して前記第2の圧縮機を駆動する膨張機と、前記膨張機により膨張した冷媒を蒸発させる蒸発器とが順次配管接続された冷凍サイクルと、

一方が前記膨張機の吐出配管に接続され、他方が前記第1の圧縮機と前記蒸発器との間の配管に接続された第1のバイパス配管と、

前記膨張機に吸入する冷媒の物理量を検出する物理量検出手段と、

前記第1のバイパス配管に設けられ、冷媒の流量を調整する第1のバイパス弁と、

前記第1のバイパス弁の開度を制御する制御手段とを備え、

前記制御手段は、前記物理量検出手段により検出した物理量に基づいて前記膨張機の適正吐出圧力を決定し、前記膨張機の冷媒を吐出する圧力が、前記決定した適正吐出圧力より高くなったときに前記第1のバイパス弁を開くことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項2】

前記膨張機の吐出配管には、冷媒の流れを一方向に整えるための逆止弁が設けられていることを特徴とする請求項1記載の冷凍サイクル装置。

【請求項3】

前記放熱器と前記蒸発器との間に、前記放熱器を通過した冷媒の一部を前記蒸発器の入口側にバイパスする、第2のバイパス弁を有する第2のバイパス配管を設け、

前記第2のバイパス弁を通過して前記蒸発器に向かう冷媒と、前記第1のバイパス弁を通過して前記第1の圧縮機に向かう冷媒との間で熱交換を行う冷媒熱交換器を備えたことを特徴とする請求項1又は請求項2記載の冷凍サイクル装置。

【請求項4】

前記制御手段は、前記第1の圧縮機を起動させる前に前記第1のバイパス弁を開くことを特徴とする請求項1乃至請求項3の何れか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項5】

前記第1の圧縮機の吐出管に一方が接続され、他方が前記第1の圧縮機の吸入配管に接続された第3のバイパス配管を備え、

前記第3のバイパス配管には、冷媒の流量を調整する第3のバイパス弁が設けられていることを特徴とする請求項1乃至請求項4の何れか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項6】

前記放熱器は、前記第1の圧縮機から吐出された冷媒を、前記第2の圧縮機に吸入する前に冷却する中間冷却器と、前記第2の圧縮機から吐出された冷媒を冷却する主放熱器とを備えたことを特徴とする請求項1乃至請求項5の何れか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項7】

前記冷媒は、二酸化炭素であることを特徴とする請求項1乃至請求項6の何れか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項8】

冷媒を圧縮する圧縮機と、前記圧縮機により圧縮された冷媒の熱を放散する放熱器と、前記放熱器を通過した冷媒を膨張させて冷媒から動力を回収する膨張機と、前記膨張機により膨張した冷媒を蒸発させる蒸発器とが順次配管接続された冷凍サイクルと、

一方が前記膨張機の吐出配管に接続され、他方が前記圧縮機と前記蒸発器との間の配管に接続された第1のバイパス配管と、

前記膨張機に吸入する冷媒の物理量を検出する物理量検出手段と、

前記第1のバイパス配管に設けられ、冷媒の流量を調整する第1のバイパス弁と、

前記放熱器と前記蒸発器との間に設けられ、前記放熱器を通過した冷媒の一部を前記蒸発器の入口側にバイパスする、第2のバイパス弁を有する第2のバイパス配管と、

前記第2のバイパス弁を通過して前記蒸発器に向かう冷媒と、前記第1のバイパス弁を通過して前記圧縮機に向かう冷媒との間で熱交換を行う冷媒熱交換器と、

前記第1のバイパス弁の開度を制御する制御手段とを備え、

前記制御手段は、前記物理量検出手段により検出した物理量に基づいて前記膨張機の適正吐出圧力を決定し、前記膨張機の冷媒を吐出する圧力が、前記決定した適正吐出圧力より高くなったときに前記第1のバイパス弁を開くことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項9】

前記膨張機の吐出配管には、冷媒の流れを一方向に整えるための逆止弁が設けられていることを特徴とする請求項8記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、超臨界状態となる流体等の冷媒を用いる冷凍サイクル装置に関するものであり、特に膨張過程の流体エネルギーを動力回収する膨張機を備えた冷凍サイクル装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、膨張過程の流体エネルギーを動力回収する膨張機を備えた冷凍サイクル装置として、例えば、電気モーターにより駆動されて冷媒を圧縮する第1の圧縮機と、前記第

10

20

30

40

50

1の圧縮機により圧縮された前記冷媒の熱を放散する放熱器と、前記放熱器を通過した前記冷媒を減圧する膨張機と、前記膨張機により減圧された前記冷媒が蒸発する蒸発器と、前記膨張機で回収される膨張動力により駆動され、吐出側が第1の圧縮機の吸入側へ接続された第2の圧縮機と、を備えた冷凍サイクル装置がある(例えば、特許文献1参照)。

【0003】

また、第1の圧縮機と、前記第1の圧縮機により圧縮された前記冷媒の熱を放散する放熱器と、前記放熱器を通過した前記冷媒を減圧する膨張機と、前記膨張機により減圧された前記冷媒が蒸発する蒸発器と、前記蒸発器で蒸発した冷媒を昇圧して前記第1の圧縮機に供給する過給機(第2の圧縮機)と、を備えた冷凍サイクル装置がある(例えば、特許文献2参照)。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2006-125790号公報(第4図、要約)

【特許文献2】特開2009-79850号公報(第2図、要約)

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上記特許文献1に記載の従来の冷凍サイクル装置では、膨張機の吐出側に、膨張機から流出する冷媒を過冷却する過冷却熱交換器を設け、過冷却熱交換器内において冷媒が通過する主流部と副流部のうち、副流部の一方を、前記膨張機と前記主流部とを接続する配管からバイパスしたバイパス配管に過冷却膨張弁を介して接続し、副流部の他方を第1の圧縮機の吸入側に接続している。そして、膨張機から流出する冷媒を過冷却熱交換器により過冷却することにより、冷凍サイクルの効率向上を可能としている。しかしながら、このバイパス回路で過冷却膨張弁を開いた場合、膨張機吐出側の圧力を低くすることはできず、放熱器または蒸発器として機能する室外熱交換器または室内熱交換器をバイパスする冷媒が増加すると、むしろ膨張機出口圧力は上昇することがある。

【0006】

また、上記特許文献2に記載の従来の冷凍サイクル装置では、膨張機吐出側から第1の圧縮機の吸入側へ冷媒をバイパスするバイパス路を設け、前記バイパス路には開閉弁が設けられている。そして、第1の圧縮機の起動時に、膨張機の出口から第2の圧縮機の吸入口までの冷媒回路にある冷媒を、第2の圧縮機を通らずにバイパス路を通じて圧縮機に供給している。これにより、起動時の圧縮機への冷媒供給不足を防止して、膨張機の吸入側と吐出側の圧力差を大きくして、前記膨張機の起動不良を解消している。しかしながら、開閉弁は第2の圧縮機が起動したことを検知して閉じており、第2の圧縮機が起動した後も前記膨張機の吐出圧力が適正膨張圧力に至るまでは、前記第2の圧縮機及び前記膨張機の回転が不安定であるという問題点があった。

【0007】

本発明は、上述のような課題を解決するためになされたもので、膨張機によって安定して動力回収ができる冷凍サイクル装置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】

本発明に係る冷凍サイクル装置は、冷媒を圧縮する第1の圧縮機と、第1の圧縮機で圧縮された冷媒をさらに圧縮する第2の圧縮機と、第2の圧縮機により圧縮された冷媒の熱を放散する放熱器と、第2の圧縮機の駆動軸に連結され、放熱器を通過した冷媒を膨張させて冷媒から動力を回収し、回収された動力により駆動軸を介して第2の圧縮機を駆動する膨張機と、膨張機により膨張した冷媒を蒸発させる蒸発器とが順次配管接続された冷凍サイクルと、一方が膨張機の吐出配管に接続され、他方が第1の圧縮機と蒸発器との間の配管に接続された第1のバイパス配管と、膨張機に吸入する冷媒の物理量を検出する物理量検出手段と、第1のバイパス配管に設けられ、冷媒の流量を調整する第1のバイパス弁

10

20

30

40

50

と、第1のバイパス弁の開度を制御する制御手段とを備え、制御手段は、物理量検出手段により検出した物理量に基づいて膨張機の適正吐出圧力を決定し、膨張機の冷媒を吐出する圧力が、決定した適正吐出圧力より高くなったときに第1のバイパス弁を開くものである。

【発明の効果】

【0009】

本発明に係る冷凍サイクル装置によれば、冷凍サイクル装置の運転状態によって膨張機の吐出圧力が適正吐出圧力より高くなった場合に、第1のバイパス弁を開き、膨張機の吐出配管から第1の圧縮機の吸入側に冷媒をバイパスさせるので、膨張機の吐出圧力を低くすることができる。これにより、膨張機が過膨張となることを防止でき、膨張機の回転を安定させることができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置を備えた、空気調和機の冷房運転時における冷媒回路図である。

【図2】図1の本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の冷房運転動作を示すP-h線図である。

【図3】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の暖房運転時における冷媒回路図である。

【図4】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の暖房運転動作を示すP-h線図である。

20

【図5】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の第2の圧縮機と一体型のスクロール型の膨張機の断面図である。

【図6】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の第2の圧縮機及び膨張機の設計点での第2の圧縮機側に作用するスラスト荷重の分布と、膨張機側に作用するスラスト荷重の分布を模式的に示す図である。

【図7】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の膨張機が過膨張となるときの、冷房運転動作を示すP-h線図である。

【図8】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の膨張機が適性膨張過程となるときのP-v線図である。

30

【図9】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の膨張機が過膨張過程となるときのP-v線図である。

【図10】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の膨張機が過膨張過程となるときの、第2の圧縮機側に作用するスラスト荷重の分布と、膨張機側に作用するスラスト荷重の分布を模式的に示す図である。

【図11】本発明の実施の形態1に係る、空気調和機の膨張機が過膨張となることを防止する動作を示すフローチャートである。

【図12】本発明の実施の形態1に係る、膨張機の吸入圧力と吸入温度に対する、適正吐出圧力 P_0 の関係の一例を示す図である。

【図13】本発明の実施の形態1に係る、膨張機が過膨張となることを防止する動作を実施したときの、冷房運転時の運転状態の一例を示すP-h線図である。

40

【図14】本発明の実施の形態1に係る、膨張機の吸入圧力が低くなったときの膨張過程を示すP-v線図である。

【図15】本発明の実施の形態2に係る、冷凍サイクル装置を備えた空気調和機の膨張機が過膨張となることを防止する動作を示すフローチャートである。

【図16】本発明の実施の形態2に係る、空気調和機が起動するときの高圧と膨張機吐出圧力の変化を示す図である。

【図17】本発明の実施の形態3に係る、冷凍サイクル装置を備えた空気調和機の冷房運転時における冷媒回路図である。

【図18】本発明の実施の形態3に係る、空気調和機の冷房運転動作を示すP-h線図で

50

ある。

【発明を実施するための形態】

【0011】

実施の形態1.

図1は本発明の実施の形態1に係る冷凍サイクル装置を備えた空気調和機の冷房運転時における冷媒回路図である。図2は図1の空気調和機の冷房運転時における冷媒回路図である。

図1の空気調和機は、電気モーターにより駆動されて冷媒を圧縮する第1の圧縮機1と、第2の圧縮機2と、室外熱交換器4と、内部を通過する冷媒を膨張させて冷媒から動力を回収する膨張機8と、室内熱交換器32とが順次配管接続された冷凍サイクル装置を備えている。第2の圧縮機2と膨張機8とは駆動軸52により連結され、膨張機8により回収された動力により駆動軸52を介して第2の圧縮機2が駆動される。

10

【0012】

室外熱交換器4は、冷房運転時には、内部の冷媒が熱を放散する放熱器となり、暖房運転時には、内部の冷媒が蒸発する蒸発器となる。また、室内熱交換器32は、冷房運転時には、内部の冷媒が蒸発する蒸発器となり、暖房運転時には、内部の冷媒が熱を放散する放熱器となる。

【0013】

また、この空気調和機は、膨張機8の吐出配管23からアキュムレータ11の入口配管27に冷媒をバイパスさせるバイパス配管24と、バイパス配管24を流れる冷媒流量を調整するバイパス弁10とを備えている。

20

【0014】

また、この空気調和機は、冷媒として二酸化炭素が用いられており、この二酸化炭素は従来のフロン系の冷媒と比較して、オゾン層破壊係数がゼロであり、地球温暖化係数が小さい。

【0015】

本実施の形態1では、第1の圧縮機1、第2の圧縮機2、冷媒流路切替装置である第1の四方弁3、室外熱交換器4、冷媒流路切替装置である第2の四方弁6、予膨張弁7、膨張機8、バイパス弁5、バイパス弁10、アキュムレータ11を室外機101に收容している。膨張弁31a及び室内熱交換器32aを室内機102aに收容しており、膨張弁31b及び室内熱交換器32bを室内機102bに收容している。空気調和機全体の制御を統制する制御装置103も室外機101に收容されている。なお、本実施の形態1では室内機102(室内熱交換器32)の台数を2台としているが、室内機102の台数は任意である。また、室外機101と室内機102a, 102bは液管28、ガス管29で接続されている。

30

【0016】

第1の圧縮機1は電気モーター(図示せず)により駆動され、吸入した冷媒を圧縮して吐出する。第2の圧縮機2と膨張機8は容器51に收容されている。第2の圧縮機2は、駆動軸52を介して膨張機8に接続されており、膨張機8で発生した動力が、駆動軸52によって回収されて第2の圧縮機2へ伝達される。よって、第2の圧縮機2は第1の圧縮機1から吐出された冷媒を吸入してさらに圧縮することになる。

40

【0017】

室外熱交換器4と、第2の圧縮機2と、室内熱交換器32と、アキュムレータ11との間の冷媒の流路には、第1の四方弁3が設けられている。また、室外熱交換器4と、膨張機8と、室内熱交換器32との間の冷媒の流路には、第2の四方弁6が設けられている。第1の四方弁3及び第2の四方弁6は、制御装置103の指示に基づいて、冷暖房に係る運転モードに対応して切り替えられ、冷媒の経路を切り替える。

【0018】

冷房運転時には、第2の圧縮機2から室外熱交換器4、膨張機8、室内熱交換器32、アキュムレータ11、第1の圧縮機1の順に冷媒が流れ、第2の圧縮機2に戻る。

50

暖房運転時には、第 2 の圧縮機 2 から室内熱交換器 3 2、膨張機 8、室外熱交換器 4、アキュムレータ 1 1、第 1 の圧縮機 1 の順に冷媒が流れ、第 2 の圧縮機 2 に戻る。

第 1 の四方弁 3 及び第 2 の四方弁 6 により、膨張機 8 及び第 2 の圧縮機 2 を通過する冷媒の方向は、冷房運転及び暖房運転によらず同一方向になる。

【 0 0 1 9 】

室外熱交換器 4 は、例えば、冷媒を通過させる伝熱管及びその伝熱管を流れる冷媒と外気との間の伝熱面積を大きくするためのフィン（図示せず）を有し、冷媒と空気（外気）との熱交換を行う。例えば、暖房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させてガス（気体）化させる。一方、冷房運転時には凝縮器またはガスクーラ（以下では凝縮器とする）として機能する。場合によっては、完全にガス化、液化させず、液体とガスとの二相混合（気液二相冷媒）の状態にすることもある。アキュムレータ 1 1 は冷凍サイクル回路中の過剰な冷媒を貯留したり、第 1 の圧縮機 1 に冷媒液が多量に戻って第 1 の圧縮機 1 が破損したりするのを防止する働きがある。

【 0 0 2 0 】

第 2 の四方弁 6 と膨張機 8 の入口との間の冷媒の流路 2 2 には、膨張機 8 を通過する冷媒の流量を調整する予膨張弁 7 が設けられている。膨張機 8 の出口と第 2 の四方弁 6 との間の冷媒流路 2 3 には、冷媒の流れる方向を一方向に整える逆止弁 9 が設けられている。室外熱交換器 4 と室内熱交換器 3 2 との間の冷媒の流路には、第 2 の四方弁 6、予膨張弁 7、膨張機 8 及び逆止弁 9 をバイパスするバイパス配管 2 5 と、このバイパス配管 2 5 を通過する冷媒の流量を調整するバイパス弁 5 とが設けられている。バイパス弁 5 と予膨張弁 7 とを調整することで、膨張機を通過する冷媒の流量を調整して高圧側の圧力を調整し、冷凍サイクルを高効率の状態に保つことができる。なお、バイパス弁 5 と予膨張弁 7 とを調節することに限らず、その他の方法で、高圧側の圧力を調整するようにしてもよい。

【 0 0 2 1 】

膨張機 8 の冷媒の出口とアキュムレータ 1 1 の冷媒の入口の間には、膨張弁 3 1 と室内熱交換器 3 2 をバイパスするバイパス配管 2 4 と、このバイパス配管 2 4 を通過する冷媒の流量を調整するバイパス弁 1 0 とが設けられている。

【 0 0 2 2 】

第 2 の圧縮機 2 の冷媒の出口には、第 2 の圧縮機 2 を出た冷媒の圧力を検知する圧力センサ 8 1 が設けられ、膨張機 8 の冷媒の出口には、膨張機 8 を出た冷媒の圧力を検知する圧力センサ 8 2 が設けられ、第 2 の四方弁 6 と膨張弁 3 1 の間の冷媒の流路には、膨張弁 3 1 に入る冷媒の圧力又は膨張弁 3 1 を出た冷媒の圧力を検知する圧力センサ 8 3 が設けられ、第 1 の圧縮機 1 の冷媒の入口には、第 1 の圧縮機 1 に入る冷媒の圧力を検知する圧力センサ 8 4 が設けられ、膨張機 8 の冷媒の入口には、膨張機 8 に入る冷媒の圧力を検知する圧力センサ 8 5 が設けられている。

【 0 0 2 3 】

なお、圧力センサ 8 1、8 2、8 3、8 4、8 5 は、これらの位置に限らず、それぞれが、第 2 の圧縮機 2 を出た冷媒の圧力、膨張機 8 を出た冷媒の圧力、膨張弁 3 1 に入る冷媒の圧力又は膨張弁 3 1 を出た冷媒の圧力、第 1 の圧縮機 1 に入る冷媒の圧力及び膨張機 8 に入る冷媒の圧力を検知できる位置であればよい。また、圧力センサ 8 1、8 2、8 3、8 4、8 5 は、圧力が推定可能であれば、冷媒の温度を推定する温度センサであってもよい。

【 0 0 2 4 】

膨張機 8 の冷媒の入口には、膨張機 8 に入る冷媒の温度を検知する温度センサ 9 1 が設けられ、室外熱交換器 4 と第 2 の四方弁 6 及びバイパス弁 5 の間の配管には、室外熱交換器 4 を出た冷媒又は室外熱交換器 4 に入る冷媒の温度を検知する温度センサ 9 2 が設けられている。なお、温度センサ 9 1、9 2 は、これらの位置に限らず、それぞれが、膨張機 8 に入る冷媒の温度及び室外熱交換器 4 を出た冷媒又は室外熱交換器 4 に入る冷媒の温度を検知できる位置であればよい。

【 0 0 2 5 】

10

20

30

40

50

室内熱交換器 3 2 は、例えば、冷媒を通過させる伝熱管及びその伝熱管を流れる冷媒と空気との間の伝熱面積を大きくするためのフィン（図示せず）を有し、冷媒と室内空気との熱交換を行う。例えば、冷房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させてガス（気体）化させる。一方、暖房運転時には凝縮器またはガスクーラ（以下では凝縮器とする）として機能する。

【 0 0 2 6 】

室内熱交換器 3 2 a には膨張弁 3 1 a が接続され、室内熱交換器 3 2 b には膨張弁 3 1 b が接続されている。膨張弁 3 1 a , 3 1 b は、室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b に流入する冷媒の流量を調整する。膨張機 8 で冷媒が十分に減圧されないときは、膨張弁 3 1 a , 3 1 b によって高低圧を調整する。

10

【 0 0 2 7 】

< 運転モード >

次に、本実施の形態 1 に係る空気調和機の冷房運転時の動作について、図 1 の冷媒回路図と、図 2 の P - h 線図で説明する。なお、図 1 と図 2 の記号 A ~ K は、互いに対応している。なお、後述の図においても、冷媒回路とその冷媒回路に対応する P - h 線図における各記号は対応しているものとする。ここで、冷凍サイクル回路等における圧力の高低については、基準となる圧力との関係により定まるものではなく、第 1 の圧縮機 1 及び第 2 の圧縮機 2 の圧縮、バイパス弁 5 や膨張機 8 の減圧等によりできる相対的な圧力として高圧、低圧として表すものとする。また、温度の高低についても同様であるものとする。また、ここではバイパス弁 1 0 は閉じられ、バイパス配管 2 4 には冷媒が流れないものとする。

20

【 0 0 2 8 】

冷房運転時には、まず、第 1 の圧縮機 1 に吸入された低圧の冷媒は、圧縮されて高温中圧になる（状態 A から状態 B）。

第 1 の圧縮機 1 から吐出された冷媒は、第 2 の圧縮機 2 に吸入され、さらに圧縮されて高温高圧になる（状態 B から状態 C）。

第 2 の圧縮機 2 を吐出された冷媒は、第 1 の四方弁 3 を通過して、室外熱交換器 4 に入る。

室外熱交換器 4 で熱を放散して室外空気に熱を伝達した冷媒は、低温高圧になる（状態 C から状態 D）。

30

室外熱交換器 4 を出た冷媒は、第 2 の四方弁 6 へ向かう経路と、バイパス弁 5 へ向かう経路とに分岐する。

【 0 0 2 9 】

第 2 の四方弁 6 を通過した冷媒は、予膨張弁 7 を通過して（状態 D から状態 E）、膨張機 8 に吸入され、減圧されて低圧となり、乾き度が低い状態になる（状態 E から状態 F）。

このとき、膨張機 8 では、冷媒の減圧に伴って動力が発生し、この動力は駆動軸 5 2 によって回収されて、第 2 の圧縮機 2 に伝達され、第 2 の圧縮機 2 による冷媒の圧縮に使用される。

膨張機 8 から吐出された冷媒は、逆止弁 9 と第 2 の四方弁 6 とを通過した後、バイパス弁 5 へ向かってバイパス配管 2 5 を通過した冷媒と合流し（状態 F から状態 G）、室外機 1 0 1 を出て液管 2 8 を通過して、室内機 1 0 2 a , 1 0 2 b に入り、膨張弁 3 1 a , 3 1 b へ入る。

40

【 0 0 3 0 】

膨張弁 3 1 a , 3 1 b では、冷媒はさらに減圧される（状態 G から状態 I）。

膨張弁 3 1 a , 3 1 b を出た冷媒は、室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b で室内空気から吸熱して蒸発し、低圧のまま、乾き度が高い状態になる（状態 I から状態 J）。

これにより、室内空気は冷却される。

室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b を出た冷媒は、室内機 1 0 2 a , 1 0 2 b を出て、ガス管 2 9 を通過して、室外機 1 0 1 に入り、第 1 の四方弁 3 を通過してアキュムレータ 1 1 に

50

入り、再び第 1 の圧縮機 1 に吸入される。

上述した動作を繰り返すことで、室内の空気の熱が室外の空気へ伝達されて、室内が冷房される。

【 0 0 3 1 】

次に、本実施の形態 1 に係る空気調和機の暖房運転時の動作について、図 3 の冷媒回路図と、図 4 の P - h 線図で説明する。なお、ここではバイパス弁 1 0 は閉じられ、バイパス配管 2 4 には冷媒が流れないものとする。

暖房運転時には、まず、第 1 の圧縮機 1 に吸入された低圧の冷媒は、圧縮されて高温中圧となる（状態 A から状態 B）。

第 1 の圧縮機 1 から吐出された冷媒は、第 2 の圧縮機 2 に吸入され、さらに圧縮されて高温高圧になる（状態 B から状態 J）。

第 2 の圧縮機 2 から吐出された冷媒は、第 1 の四方弁 3 を通過して、室外機 1 0 1 を出る。

【 0 0 3 2 】

室外機 1 0 1 を出た冷媒は、ガス管 2 9 を通過して、室内機 1 0 2 a , 1 0 2 b に入り、室内熱交換器 3 2 a , 2 b に入り、室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b で熱を放散して室内空気に熱を伝達した冷媒は、低温高圧になる（状態 J から状態 I）。

室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b を出た冷媒は、膨張弁 3 1 a , 3 1 b で減圧される（状態 I から状態 G）。

膨張弁 3 1 a , 3 1 b を出た冷媒は、室内機 1 0 2 a , 1 0 2 b を出て、液管 2 8 を通過して室外機 1 0 1 に入り、第 2 の四方弁 6 へ向かう経路と、バイパス弁 5 に向かう経路とに分岐する。

【 0 0 3 3 】

第 2 の四方弁 6 を通過した冷媒は、予膨張弁 7 を通過して（状態 G から状態 E）、膨張機 8 に入り、減圧されて低圧となり、乾き度が低い状態になる（状態 E から状態 F）。このとき、膨張機 8 では、冷媒の減圧に伴って動力が発生し、この動力は駆動軸 5 2 によって回収されて、第 2 の圧縮機 2 に伝達され、第 2 の圧縮機 2 による冷媒の圧縮に使用される。

膨張機 8 を出た冷媒は、逆止弁 9 と第 2 の四方弁 6 とを通過した後、バイパス弁 5 へ向かってバイパス配管 2 5 を通過した冷媒と合流し（状態 F から状態 D）、室外熱交換器 4 へ入る。

室外熱交換器 4 では、冷媒は、室外空気から吸熱して蒸発し、低圧のまま、乾き度が高い状態になる（状態 D から状態 C）。

室外熱交換器 4 を出た冷媒は、第 1 の四方弁 3 を通過してアキュムレータ 1 1 に入り、再び第 1 の圧縮機 1 に吸入される。

上述した動作を繰り返すことで、室外の空気の熱が室内の空気へ伝達されて、室内が暖房される。

【 0 0 3 4 】

次に、第 2 の圧縮機 2 と膨張機 8 の一例として、スクロール型の膨張機 8 とスクロール型の第 2 の圧縮機 2 の構造及び動作を説明する。なお、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 は、スクロール式に限らず、その他の容積式であってもよい。

【 0 0 3 5 】

図 5 は、第 2 の圧縮機 2 と一体型のスクロール型の膨張機 8 の断面図である。冷媒を膨張させ、動力を回収する膨張機 8 を、膨張機固定スクロール 5 9 の渦巻歯 6 7 と揺動スクロール 5 7 の下面の渦巻歯 6 5 とで構成する。また、膨張機 8 で回収した動力によって冷媒を圧縮する第 2 の圧縮機 2 を、圧縮機固定スクロール 5 8 の渦巻歯 6 6 と揺動スクロール 5 7 の上面の渦巻歯 6 4 とで構成する。すなわち膨張機 8 の渦巻歯 6 5 と第 2 の圧縮機 2 の渦巻歯 6 4 は、揺動スクロール 5 7 で共通の台板の両面に背面合わせに一体に形成しているので、揺動スクロール 5 7 が揺動したときに、一方で圧縮、一方で膨張できるようになっている。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 6 】

第 1 の圧縮機 1 から吐出された高温中圧の冷媒は、第 2 の圧縮機 2 の吸入管 5 3 から吸入され、圧縮機固定スクロール 5 8 の渦巻歯 6 6 と揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 4 とで形成される第 2 の圧縮機 2 の外周側に導入される。そして、揺動スクロール 5 7 の揺動により、冷媒は第 2 の圧縮機 2 を内周側に漸次移動して高温高圧に圧縮される。圧縮された冷媒は第 2 の圧縮機 2 の吐出管 5 4 から吐出される。

【 0 0 3 7 】

一方で、室外熱交換器 4 又は室内熱交換器 3 2 で冷却された高圧の冷媒は、膨張機 8 の吸入管 5 5 から吸入され、膨張機固定スクロールの渦巻歯 6 7 と揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 5 とで形成される膨張機 8 の内周側に導入される。そして、揺動スクロール 5 7 の揺動により、冷媒は膨張機 8 を外周側に漸次移動して低圧に膨張する。膨張した冷媒は膨張機 8 の吐出管 5 6 から吐出される。膨張機 8 により冷媒が膨張する動力は、駆動軸 5 2 を介して回収し、第 2 の圧縮機 2 に伝達して圧縮動力としている。

10

【 0 0 3 8 】

第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 を構成する前述の機構は、容器 5 1 に収容されている。

【 0 0 3 9 】

ここで、揺動スクロール 5 7 に作用するスラスト荷重（軸方向荷重）について説明する。図 6 は、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の設計点での第 2 の圧縮機 2 側に作用するスラスト荷重の分布と、膨張機 8 側に作用するスラスト荷重の分布を模式的に示したものである。なお、第 2 の圧縮機 2 側に作用するスラスト荷重とは、揺動スクロール 5 7 を膨張機 8 の固定スクロール 5 9 の方向に押し付けようとする力である。また、膨張機 8 側に作用するスラスト荷重とは、揺動スクロール 5 7 を第 2 の圧縮機 2 の固定スクロール 5 8 の方向に押し付けようとする力である。

20

【 0 0 4 0 】

また、スクロール内部圧力分布に示した、高圧とは第 2 の圧縮機 2 の吐出圧力、中圧とは第 2 の圧縮機 2 の吸入圧力、低圧とは膨張機 8 の吐出圧力とする。押し付けようとする力の基準圧力は、ここでは低圧とする。

【 0 0 4 1 】

まず、第 2 の圧縮機 2 で圧縮される冷媒により第 2 の圧縮機 2 に作用するスラスト荷重を求める。揺動スクロール 5 7 が第 2 の圧縮機 2 で圧縮される冷媒から荷重を受ける面積を S_c [mm²] とする。この S_c に、第 2 の圧縮機 2 の外周側の圧力と基準圧力との差である中圧 P_M - 低圧 P_L [MPa] と、内周側の圧力と基準圧力との差である高圧 P_H - 低圧 P_L [MPa] の平均値が作用するとすると、第 2 の圧縮機 2 のスラスト荷重 F_{thc} [N] は (1) 式で求められる。

30

$$F_{thc} = (P_H + P_M - 2P_L) / 2 \cdot S_c \dots (1)$$

【 0 0 4 2 】

次に、膨張機 8 で膨張する冷媒により膨張機 8 に作用するスラスト荷重を求める。揺動スクロール 5 7 が膨張機 8 で膨張する冷媒から荷重を受ける面積を S_e [mm²] とする。膨張機 8 の外周側は、基準圧力と同じ低圧であるので、内周側の圧力と基準圧力との差である高圧 P_H - 低圧 P_L [MPa] の 1 / 2 が S_e に作用するとすると、膨張機 8 のスラスト荷重 F_{the} [N] は (2) 式で求められる。

40

$$F_{the} = (P_H - P_L) / 2 \cdot S_e \dots (2)$$

【 0 0 4 3 】

揺動スクロール 5 7 を膨張機 8 の固定スクロール 5 9 の方向に押し付けようとするスラスト荷重 F_{thc} の方向を正とすると、 F_{the} は F_{thc} とは逆方向の荷重となり、揺動スクロール 5 7 に作用するスラスト荷重 F_{th} は、(3) 式となる。

$$F_{th} = F_{thc} - F_{the} \dots (3)$$

【 0 0 4 4 】

スラスト荷重 F_{th} が十分に大きい場合、揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 5 の歯先 7 2 が、膨張機固定スクロール 5 9 に押し付けられることによって、揺動スクロール 5 7 と膨

50

張機固定スクロール 5 9 の摩擦が大きくなり、膨張機 8 で回収する動力が摩擦損失として失われてしまう。

【 0 0 4 5 】

(1) 式と (2) 式より、圧力分布の平均値を比較すると、
 $(P H + P M - 2 P L) / 2 > (P H - P L) / 2 \dots (4)$
 となることは明らかであるが、構造的に $S e > S c$ とすれば $F t h$ を小さくすることができる。図 6 の設計点では、 $F t h$ を小さくして揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 5 の歯先 7 2 が、膨張機固定スクロール 5 9 に適度に押し付けられるようにして、揺動スクロール 5 7 と膨張機固定スクロール 5 9 の摩擦を小さくしている。

【 0 0 4 6 】

< 膨張機が過膨張となることを防止する動作 >

空気調和機が運転中に、室内機 1 0 2 の運転台数が変化して過渡的に負荷が変動するときなど、膨張機 8 と第 2 の圧縮機 2 を流れる流量のバランスが崩れ、第 2 の圧縮機 2 と膨張機 8 の回転が不安定になることがある。上述のような場合、例えば第 2 の圧縮機 2 と膨張機 8 の回転数が過渡的に低下した場合、冷媒が流通するための抵抗となるため、高圧が上昇することになる。

【 0 0 4 7 】

ここで、空気調和機の高圧が過渡的に上昇したときの、空気調和機の冷房運転時の運転状態を図 7 の $P - h$ 線図に示す。第 2 の圧縮機 2 の吐出圧力 (状態 C 2) と室外熱交換器 4 の出口圧力 (状態 D 2) とが高くなる。

【 0 0 4 8 】

ここで、膨張機 8 の膨張過程での圧力と体積の変化について述べる。図 8 は膨張機 8 の出口が状態 F となる適性膨張過程のときの $P - v$ 線図、図 9 は膨張機 8 の出口が状態 F 2 となる過膨張過程のときの $P - v$ 線図である。図 8 の適正膨張過程では、冷媒は膨張機固定スクロールの渦巻歯 6 7 と揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 5 により、圧力 $P H$ 、体積 $V e i$ の状態で吸入されて仕切られて、体積 V が増加するにつれて、仕切られた冷媒は減圧される。そして、膨張機固定スクロールの渦巻歯 6 7 と揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 5 により仕切られた体積 V が最も大きくなる $V o$ となるときに膨張が終了して、圧力は $P o$ となり、この $P o$ は膨張機内部で最も圧力が低い状態である。 $P o$ は、膨張機 8 の内部で断熱膨張をすると仮定すると、膨張機 8 の吸入圧力 $P H$ と膨張機 8 の膨張容積比 $V i / V o$ により求まる圧力である。体積 V が $V o$ となった後、膨張機固定スクロール 5 9 の渦巻歯 6 7 と揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 5 により仕切られた冷媒は、膨張機 8 の吐出管 5 6 を通過して低圧 $P L$ に開放される。膨張機の設計点では、膨張が終了する圧力 $P o$ と、低圧 $P L$ がほぼ等しくなるようになっている。

【 0 0 4 9 】

一方で、図 9 の過膨張過程では、膨張機 8 の吐出圧力 $P L 2$ が膨張機 8 の膨張過程で最も圧力が低くなる $P o 2$ (適正吐出圧力) よりも高くなっている。図 9 の過膨張過程では、膨張機固定スクロール 5 9 の渦巻歯 6 7 と揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 5 により仕切られた冷媒が、最も圧力が低くなる $P o 2$ から膨張機 8 の吐出管 5 6 に開放されるときに、低圧 $P L 2$ まで上昇することになる。このように、膨張機 8 の吐出圧力 $P L 2$ が適正吐出圧力 $P o 2$ よりも高くなることを過膨張という。過膨張を防止するには、膨張機 8 の吐出圧力が適正吐出圧力よりも高くないように、膨張機 8 の吐出圧力を適宜低下させる動作を行えばよい。

【 0 0 5 0 】

図 1 0 は、高圧が $P H 2$ 、中圧が $P M 2$ 、低圧が $P L 2$ となるときの第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の、第 2 の圧縮機 2 側に作用するスラスト荷重の分布と、膨張機 8 側に作用するスラスト荷重の分布を模式的に示したものである。このとき、揺動スクロール 5 7 の第 2 の圧縮機 2 側に作用するスラスト荷重 $F t h c 2 [N]$ は (1) 式と同様に式 (5) で求められる。

$$F t h c 2 = (P H 2 + P M 2 - 2 P L 2) / 2 \cdot S c \dots (5)$$

10

20

30

40

50

【 0 0 5 1 】

しかし、揺動スクロール 5 7 の膨張機 8 側の外周の圧力は、膨張が終了する圧力 P_{o2} であり、低圧 PL_2 よりも低くなる。すなわち、揺動スクロール 5 7 の外周側では、内周側とは反対方向の力が作用するため、揺動スクロール 5 7 の渦巻歯 6 5 に作用するスラスト荷重 F_{the2} は、不等式 (6) のようになり、(2) 式で求められるよりも小さくなる。

$$F_{the2} < (P_{H2} - P_{L2}) / 2 \cdot S e \dots (6)$$

【 0 0 5 2 】

よって、式 (3) でスラスト荷重 F_{th} が小さくなるように設計されていても、図 9 及び図 1 0 のように膨張機 8 側で過膨張過程となる場合は、 F_{the2} よりも F_{thc2} が設計点より大きくなる。この結果、揺動スクロール 5 7 が膨張機固定スクロール 5 9 に押し付けられる力が増加することになる。

10

【 0 0 5 3 】

揺動スクロール 5 7 が膨張機固定スクロール 5 9 に押し付けられる力が増加すると、揺動スクロール 5 7 と膨張機固定スクロール 5 9 の摩擦が大きくなり、揺動スクロール 5 7 が揺動する際の抵抗となるため、膨張エネルギーを摩擦損失として失ってしまう。また、過度に摩擦が大きくなると、回転数が低下する。

【 0 0 5 4 】

また、膨張機 8 の膨張過程が過膨張過程となると、膨張が終了する圧力 P_{o2} から冷媒が低圧 PL_2 に開放されるまでは、冷媒は圧縮されることになるので、その分膨張機 8 での回収動力が減少して第 2 の圧縮機 2 の駆動力が減少する。すると、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の回転数がさらに低下することになる。

20

【 0 0 5 5 】

上述のように、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の回転数が低下していくと、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 は冷媒が流通する際の抵抗となってしまうため、空気調和機の高圧 PH が過上昇するという不具合を引き起こす。

【 0 0 5 6 】

そこで、本実施の形態 1 に係る冷凍サイクル装置である空気調和機では、以下の方法により膨張機 8 の吐出圧力を低下させ、膨張機 8 での膨張過程が過膨張となることを防止している。具体的には、膨張機 8 の吐出配管 2 3 から、アキュムレータ 1 1 の入口配管 2 7 に冷媒をバイパスさせるバイパス配管 2 4 を設け、バイパス配管 2 4 に冷媒のバイパス量を調整するバイパス弁 1 0 を設ける。このように、膨張機 8 の吐出側を冷凍サイクル内で最も低圧になる第 1 の圧縮機 1 の吸入側に接続することで、膨張機 8 の吐出圧力を低下させることができ、引いては膨張機 8 での膨張過程が過膨張となることを防止することができる。

30

【 0 0 5 7 】

さらに、膨張機 8 の吐出配管 2 3 のバイパス配管 2 4 の接続口よりも下流側に逆止弁 9 を設ける。逆止弁 9 の入口側の冷媒の状態 F と出口側の冷媒の状態 G とでは、図 2 から明らかのように状態 G の方が圧力が高い。よって、圧力の高い方から低い方へ冷媒が流れることになるが、これを逆止弁 9 により防止している。すなわち、バイパス配管 2 5 を通過した冷媒が図 1 の G 点から F 点に冷媒が流れ、バイパス配管 2 4 を通過して介してアキュムレータ 1 1 に流入するのを逆止弁 9 により防止している。

40

上述の構成により、膨張機 8 の吐出圧力が高くなってしまような空気調和機の運転状態でも、膨張機 8 の吐出圧力を低くすることができる。

【 0 0 5 8 】

次に、本実施の形態 1 に係る空気調和機で、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作について説明する。図 1 1 は、本実施の形態 1 に係る空気調和機で、膨張機が過膨張となることを防止する動作を示すフローチャートである。なお、以下では、ある圧力センサによって検出される圧力 P を、その圧力センサの符号を用いて P (符号) (例えば圧力センサ 8 3 の場合、 P (8 3)) と標記する場合がある。

50

【 0 0 5 9 】

空気調和機は、通常の冷房運転や暖房運転等の定時制御中に、定期的に膨張機 8 の動作をチェックし、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作を行うようにしている。すなわち、制御装置 1 0 3 は、定時制御中に、所定時間経過したか判断する（ステップ S 1 0 1）。所定時間経過後、圧力センサ 8 2 によって検出される圧力 P（8 2）の値が、適正膨張となるときの膨張機 8 の吐出圧力（適正吐出圧力） P_o より高いか判断する（ステップ S 1 0 2）。この適正吐出圧力 P_o は、上述したように、現在の膨張機 8 の吸入圧力及び吸入温度と、予め制御装置 1 0 3 に記憶された、膨張機 8 の吸入圧力別の吸入温度と適正吐出圧力 P_o との関係データとから決定される。

【 0 0 6 0 】

制御装置 1 0 3 は、ステップ S 1 0 2 において P（8 2）が P_o より高いと判断した場合、ステップ S 1 0 4 に進む。ステップ S 1 0 4 では、制御装置 1 0 3 は、バイパス配管 2 4 に設けられたバイパス弁 1 0 の開度 L_{10} を、予め設定された所定量 L 大きくして、バイパス配管 2 4 に流れる冷媒の流量を増加させる（ステップ S 1 0 3）。このように、バイパス弁 1 0 を開いて膨張機 8 から吐出側と冷凍サイクル中で最も低圧であるアキュムレータ 1 1 の吸入側とを連通させ、膨張機 8 から吐出した冷媒をバイパス配管 2 4 側に流し、バイパス弁 1 0 によって減圧した後、アキュムレータ 1 1 に吸入させることで、膨張機 8 の吐出圧力 P（8 2）を下げるができる。

【 0 0 6 1 】

そして、制御装置 1 0 2 は、ステップ S 1 0 3 において P（8 2）が P_o より低くなつたと判断した場合、バイパス弁 1 0 を閉じて過膨張を防止する動作を終了する。

【 0 0 6 2 】

ここで、膨張機 8 の吸入圧力別の吸入温度と適正吐出圧力 P_o との関係の一例を図 1 2 に示す。図 1 2 には、吸入圧力が 1 0 M P a と、9 M P a と、8 M P a のそれぞれの場合の吸入圧力と適正吐出圧力との関係を示している。膨張機 8 の吸入圧力と吸入温度から吸入比容積が求まる。また、膨張機 8 の吸入容積 V_i と吐出容積 V_o の関係は一定であるため、膨張機 8 の吸入比容積から膨張過程が終了するときの比容積が求まる。前記の比容積から適正吐出圧力 P_o をおおよそ算出することができる。よって、膨張機 8 の吸入圧力である圧力センサ 8 5 が検知する圧力と、吸入温度である温度センサ 9 1 が検知する温度と、予め制御装置 1 0 3 に記憶された、図 1 2 に示す関係線図とから、膨張機 8 の吸入圧力と吸入温度に応じた適正吐出圧力 P_o をおおよそ予測することができる。

【 0 0 6 3 】

ここで、膨張機 8 が過膨張となるのを防止するための前述の図 1 1 のフローチャートの制御を行ったときの、冷房運転時の空気調和機の運転状態について、図 1 3 の P - h 線図を用いて説明する。

室外熱交換器 4 を出た冷媒は、第 2 の四方弁 6 へ向かう経路と、バイパス弁 5 へ向かう経路とに分岐する。

第 2 の四方弁 6 を通過した冷媒は、予膨張弁 7 を通過して（状態 D 3 から状態 E 3）、膨張機 8 に吸入され、減圧されて低圧となり、乾き度が低い状態になる（状態 E 3 から状態 F 3）。

膨張機 8 から吐出された冷媒は、膨張機 8 の吐出配管 2 3 からバイパス配管 2 4 へ流れる。そして、バイパス弁 1 0 によってさらに減圧される（状態 F 3 から状態 M）。

一方で、バイパス弁 5 を通過して減圧された冷媒は（状態 D 3 から状態 G 3）、室外機 1 0 1 を出て液管 2 8 を通過して、室内機 1 0 2 a, 1 0 2 b に入り、膨張弁 3 1 a, 3 1 b へ入る。ここで、バイパス弁 5 を通過後の冷媒の状態 G 3 と膨張機 8 を通過後の冷媒の状態 F 3 とを比較すると、状態 G 3 の冷媒圧力の方が高い。よって、圧力の高い方から低い方へ冷媒が流れることになるが、ここでは上述したように逆止弁 9 を設けているため、図 1 の G 点と F 点との間の流路に冷媒が流れることはなく、バイパス弁 5 を通過した冷媒は全て室内機 1 0 2 a, 1 0 2 b 側へ向かう流路に流れる。

膨張弁 3 1 a, 3 1 b では、冷媒はさらに減圧される（状態 G 3 から状態 I 3）。

10

20

30

40

50

膨張弁 3 1 a , 3 1 b を出た冷媒は、室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b で室内空気から吸熱して蒸発し、低圧のまま、乾き度が高い状態になる（状態 I 3 から状態 J）。

室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b を出た冷媒は、室内機 1 0 2 a , 1 0 2 b を出て、ガス管 2 9 を通過して、室外機 1 0 1 に入り、第 1 の四方弁 3 を通過して、バイパス弁 1 0 を通過した冷媒と合流してアキュムレータ 1 1 に流入する（状態 K）。

アキュムレータ 1 1 から出た冷媒は、再び第 1 の圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 6 4 】

このとき、バイパス弁 1 0 を開いて、膨張機 8 から吐出された冷媒をアキュムレータ 1 1 に流入させると、第 1 の圧縮機 1 の吸入圧力が上昇することがある。この場合は、バイパス弁 1 0 を開くときに予膨張弁 7 の開度を小さくして、膨張機 8 の吸入圧力を低くすればよい。また、予膨張弁 7 の開度を小さくすると膨張機 8 を流れる冷媒が減少するので、この場合はバイパス弁 5 を開けばよい。

10

【 0 0 6 5 】

また、膨張機 8 の吐出配管 2 3 のバイパス配管 2 4 の接続口よりも下流側に逆止弁 9 を設けているので、バイパス配管 2 5 を流れる冷媒がバイパス配管 2 4 を通過して、アキュムレータ 1 1 に流入することを防止できる。

【 0 0 6 6 】

図 1 4 は、膨張機 8 の吸入圧力が低くなったときの膨張過程を示す P - v 線図である。

図 1 4 に示すように、予膨張弁 7 の開度を小さくすることによって膨張機 8 の吸入圧力 P_{i3} が入口 E 2 点の吸入圧力 P_{i2} よりも低くなる。これにより、膨張過程での体積変化に対する圧力変化の度合いが小さくなるため、膨張機 8 の吸入圧力が高いとき（ P_{i2} ）と比べて、膨張機 8 の吸入圧力 P_i と適正吐出圧力 P_o との差が小さくなるので、膨張機 8 の吐出圧力 P_{L3} を適正吐出圧力 P_o に近づけやすくすることができる。

20

【 0 0 6 7 】

また、膨張機 8 から吐出される冷媒は、低温低圧の気液二相冷媒であり、この冷媒を第 1 の圧縮機 1 が直接吸入すると、第 1 の圧縮機 1 が液圧縮をすることになり、圧縮機の信頼性を損なう。そこで、本実施の形態にかかる空気調和機では、バイパス配管 2 4 を流れる冷媒を、アキュムレータ 1 1 の入口配管 2 7 に接続しているため、バイパス配管 2 4 に気液二相冷媒が流れても、気液二相冷媒をアキュムレータ 1 1 に貯留できるため、第 1 の圧縮機 1 が液圧縮をすることを防止できる。

30

【 0 0 6 8 】

また、本実施の形態 1 によれば、空気調和機の運転状態により過渡的に膨張機 8 の膨張過程が過膨張となり、第 2 の圧縮機 2 と膨張機 8 に作用するスラスト荷重が大きくなり、さらに第 2 の圧縮機 2 の駆動力が低下して、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の回転が不安定になっても、バイパス弁 1 0 を開くことにより、膨張機 8 の吐出圧力を確実に下げて過膨張を防止することができる。そのため、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の回転を安定させることができ、空気調和機の運転を止める必要がない。

【 0 0 6 9 】

本実施の形態 1 に係る空気調和機は、定時制御中において膨張機 8 の吐出圧力が適正吐出圧力より高くなったときのみ、バイパス弁 1 0 を開くようにしているので、膨張機 8 から吐出された冷媒がアキュムレータ 1 1 に無駄に流れ込むことがない。

40

【 0 0 7 0 】

また、上述のように冷房運転時に膨張機 8 の吐出圧力が高くなる時、過膨張を防止する動作を行うようにしているが、暖房運転時でも例えば室外熱交換器 4 の圧力損失が大きい場合など、膨張機 8 の吐出圧力が高くなることがあるので、暖房運転時でも過膨張を防止する動作は有効である。暖房運転の場合では、温度センサ 9 2 が検知する温度から、冷媒の飽和圧力を算出してバイパス弁 5 の出口圧力とすることができる。そして、バイパス弁 5 の出口圧力が P_o よりも低くなった時を終了条件とする。

【 0 0 7 1 】

また、本実施の形態 1 によれば、図 1 1 に示すように過膨張を防止する制御を、圧力セ

50

ンサ 8 2 の検出する圧力 $P(82)$ が、膨張機 8 の適正吐出圧力 P_0 より高くなったときに開始するようにしているが、制御を始める圧力を膨張機 8 の適正吐出圧力 P_0 より多少高くしてもよい。これは、膨張機 8 が少しでも過膨張になると直ちに空気調和機に悪影響を及ぼす訳ではないからである。制御を始める圧力を膨張機 8 の適正吐出圧力 P_0 より多少高くすることで、圧力 $P(82)$ が多少の圧力変動をもっているときに、空気調和機が過膨張を防止する制御を頻繁に行うことを防止できる。

【 0 0 7 2 】

また、過膨張を防止する制御を終える終了条件を、例えば冷房運転のときは圧力センサ 8 3 が検知する圧力 $P(83)$ が膨張機 8 の適正吐出圧力 P_0 よりも低くなったときとしているが、制御を終える圧力を膨張機 8 の適正吐出圧力 P_0 よりも多少低くしてもよい。また、暖房運転のときは、過膨張を防止する制御を終える終了条件を、温度センサ 9 2 が検知する温度から算出する圧力をバイパス弁 5 の出口圧力として、バイパス弁 5 の出口圧力が膨張機 8 の適正吐出圧力 P_0 よりも低くなったときとしているが、この場合も同様に、実際には制御を終える圧力を膨張機 8 の適正吐出圧力 P_0 よりも多少低くしてもよい。上述のように、過膨張を防止する制御を始める圧力と、過膨張を防止する制御を終える圧力とに多少幅を持たせることで、過膨張を防止する制御が頻繁に繰り返されるのを防止できる。

【 0 0 7 3 】

以上のように、本実施の形態 1 に係る空気調和機は、膨張機 8 の吐出圧力が適正吐出圧力よりも高いときにバイパス弁 1 0 を開き、膨張機 8 が過膨張となることを防止するので、第 2 の圧縮機 2 と膨張機 8 のスラスト荷重を小さくすることができる。また、第 2 の圧縮機 2 と膨張機 8 のスラスト荷重を小さくすることができることにより、第 2 の圧縮機 2 の駆動力を得やすくなるので、膨張機 8 の回転数を安定させることができる。

【 0 0 7 4 】

本実施の形態 1 に係る空気調和機は、膨張機 8 の過膨張を防止する動作（バイパス弁 1 0 の開度を所定量 L 大きくする）の開始の判断を、膨張機 8 の吐出圧力に基づいて行っているが、膨張機 8 の吐出圧力に相関する冷媒の他の物理量でもよい。例えば、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の回転数が低下した場合は第 2 の圧縮機 2 の吐出圧力が上昇するため、圧力センサ 8 1 が検知する圧力 $P(81)$ を判断材料としてもよい。また、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の回転数を直接検知し、この回転数を判断材料としてもよい。

【 0 0 7 5 】

また、本実施の形態 1 に係る空気調和機は、第 1 の圧縮機 1 と第 1 の四方弁 3 との間の冷媒の経路に第 2 の圧縮機 2 が設けられ、膨張機 8 から駆動軸 5 2 を介して動力が第 2 の圧縮機 2 へ伝達される。このように膨張機 8 によって冷媒が減圧される際に発生する動力を第 2 の圧縮機 2 が使用することができ、空気調和機の効率を向上させることができる。

【 0 0 7 6 】

また、本実施の形態 1 に係る空気調和機は、揺動スクロール 5 7 を一対の固定スクロール 5 8 , 5 9 間に配置し、前記揺動スクロール 5 7 を駆動軸 5 2 により揺動自在に支持して構成されている。そして、膨張機固定スクロール 5 9 と揺動スクロール 5 7 とにより膨張機 8 を構成して冷媒を膨張させ、圧縮機固定スクロール 5 8 と揺動スクロール 5 7 とにより第 2 の圧縮機 2 を構成して冷媒を圧縮しているため、小型、高効率の空気調和機を実現できる。

【 0 0 7 7 】

また、本実施の形態 1 に係る空気調和機では、室外熱交換器 4 と室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b は空気と熱交換をする熱交換器としているが、水やブラインなど、他の熱媒体と熱交換をする熱交換器としてもよい。

【 0 0 7 8 】

また、本実施の形態 1 に係る空気調和機では、第 2 の圧縮機 2 を第 1 の圧縮機 1 の下流側に設けているが、第 2 の圧縮機 2 を第 1 の圧縮機 1 の上流側に設けてもよい。

【 0 0 7 9 】

10

20

30

40

50

また、本実施の形態 1 に係る空気調和機では、冷暖房に係る運転モードに対応した冷媒経路の切り替えを、第 1 の四方弁 3 及び第 2 の四方弁 6 によって行っているが、例えば 2 方弁、3 方弁又は逆止弁などによって、冷媒流路の切り替えを行う構成としてもよい。

【0080】

また、膨張機 8 から伝達される回転動力のみによって動作する第 2 の圧縮機 2 について説明したが、勿論このものに限らず、例えば、膨張機 8 から伝達される回転動力とともに、電気モーターからの回転動力によって動作する第 2 の圧縮機 2 であってもよい。さらに、膨張機 8 により回収した動力の伝達先を発電機としてもよい。

【0081】

実施の形態 2 .

以上の実施の形態 1 は、運転中に膨張機 8 が過膨張となることを防止するようにしたものである。実施の形態 2 は、空気調和機が起動時に膨張機 8 が過膨張となることを防止するようにしたものである。

【0082】

図 15 は、本発明の実施の形態 2 に係る、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作を示すフローチャートである。また、図 16 は、空気調和機が起動するときの高圧の変化と膨張機吐出圧力の変化とを示す図である。図 16 において、破線は、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作を行わない場合を示す。図 16 において、実線は、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作を行った場合、すなわち図 15 に示した制御を行った場合を示す。ここで、図 15 のフローチャートを説明するに先だって、図 16 について簡単に説明すると、第 1 の圧縮機 1 が起動する前は、空気調和機の高圧 PH と膨張機吐出圧力は均圧しており、第 1 の圧縮機 1 を起動すると、高圧 PH が徐々に上昇して、膨張機吐出圧力が徐々に低下することが示されている。

【0083】

以下、図 15 のフローチャート及び図 16 を参照して、空気調和機が起動ときに膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作を説明する。

制御装置 103 は、空気調和機に運転指令が出ると(ステップ S201)、空気調和機が冷房運転もしくは暖房運転になるか判断する(ステップ S202)。暖房運転(ステップ S204)については、ここでは省略する。ステップ S202 で冷房運転と判断すると(ステップ S203)、第 1 の四方弁 3 及び第 2 の四方弁 6 などを冷房回路に設定する(ステップ S205)。その後、バイパス弁 10 の開度を L10 に設定する(ステップ S206)。すなわち、第 1 の圧縮機 1 を起動させるときに、バイパス弁 10 を開いて膨張機 8 の吐出側と第 1 の圧縮機 1 の吸入側とを連通するようにしている。L10 は、第 1 の圧縮機 1 の起動するときの周波数などを制御装置 103 で判断して、バイパス弁 10 で圧力損失があまり大きくならないように定めればよい。

【0084】

そして、制御装置 103 は、第 1 の圧縮機 1 を起動する(ステップ S207)。このとき、バイパス弁 10 は既に開かれているため、膨張機 8 から吐出された冷媒はバイパス配管 24 からアキュムレータ 11 を介して第 1 の圧縮機 1 に流入する。制御装置 103 は、第 1 の圧縮機 1 の起動後、所定時間が経過したかを判断する(ステップ S208)。空気調和機が起動した直後は、冷媒の温度や圧力が過渡的に変化するので、所定時間はおよそ 10 秒から 30 秒程度に短くするのがよい。

【0085】

所定時間経過後、制御装置 103 は、膨張機 8 の吐出圧力である圧力センサ 82 の検出する圧力 P(82) が、膨張機 8 の適正吐出圧力 P_o より低いか判断する(ステップ S209)。この適正吐出圧力 P_o は、上述したように、現在の膨張機 8 の吸入圧力及び吸入温度と、予め制御装置 103 に記憶された、膨張機 8 の吸入圧力別の吸入温度と適正吐出圧力 P_o との関係データとから決定される。ここで、空気調和機の起動時の膨張機 8 の吐出圧力は、図 16 に示すように適正吐出圧力よりも高い。よって、空気調和機の起動時は、ステップ 209 とステップ S208 とを繰り返し、所定時間が経過する毎にステップ S

10

20

30

40

50

209の判断を行うことになる。

【0086】

膨張機8の吐出圧力は、第1の圧縮機1を起動したことによって図16に示すように徐々に下がっていく。そして、膨張機8の吐出圧力 $P(82)$ が P_0 より低くなると、制御装置103は、バイパス弁10の開度 $L10$ を、予め設定された $L2$ 小さくし(ステップS210)、バイパス弁10の開度が最小開度 $L10min$ に達するまで(S211)、ステップS208からステップS210の処理を繰り返す。すなわち、制御装置103は、バイパス弁10の開度が最小開度 $L10min$ になるまで徐々にバイパス弁10を閉めていく。そして、バイパス弁10の開度が最小開度 $L10min$ に達すると、制御装置103は、定時制御に移行する(ステップS212)。定時制御に移行後の過膨張防止動作は実施の形態1と同様である。

10

【0087】

ここで、空気調和機の起動時に、膨張機8が過膨張となることを防止する動作を行わない場合と、膨張機8が過膨張となることを防止する動作を行った場合との冷媒圧力の変化を図16に基づいて比較する。図16に示されているように、膨張機8が過膨張となることを防止する動作を行った場合の方がより早く膨張機吐出圧力を低くすることが可能となっている。すなわち、空気調和機の起動時にバイパス弁10を開いて膨張機8の吐出側と第1の圧縮機1の吸入側とを連通させているため、膨張機8から吐出した冷媒を、液管28及びガス管29を通過させて第1の圧縮機1に戻す場合(すなわち、膨張機8が過膨張となることを防止する動作を行わない場合)に比べて、膨張機吐出圧力をより早く低くすることができる。よって、空気調和機の起動時に、第2の圧縮機2及び膨張機8をより回転しやすくなる。これによって、空気調和機が起動するときに、第2の圧縮機2及び膨張機8の回転不良により高圧が上昇することを防止できる。また、第2の圧縮機2及び膨張機8の回転不良により空気調和機を停止させることなく、定時制御に移行することができる。

20

【0088】

ところで、冷房運転時に空気調和機で冷媒が低圧となるところは、膨張機8の吐出側から第1の圧縮機1の吸入側までである。しかし、第1の圧縮機1が起動した後に、低圧側の圧力が低下するまでに時間がかかる場合がある。例えば空気調和機がビル用マルチエアコンなどであり、室内機102の台数が多かったり、液管28とガス管29の長さが例えば50mを超えるような長さであったりする場合が相当する。実施の形態2は、このような場合に好適に作用する。

30

【0089】

また、膨張機8が過膨張となることを防止する動作を行うときは、バイパス弁10だけでなく、予膨張弁7及びバイパス弁5の開度を調整することで、バイパス配管24を流れる冷媒の流量と、室内熱交換器32を流れる冷媒の流量の比を調整することができる。

【0090】

また、上述では冷房運転時の効果について述べているが、暖房運転時では容積の大きい室外熱交換器4が低圧となり、低圧側の圧力が低下しにくいいため、本実施の形態2は暖房運転時でも有効である。

40

【0091】

また、本実施の形態2に係る空気調和機では、第1の圧縮機1が起動した後に、膨張機8の吐出圧力が適正吐出圧力 P_0 まで下がると、バイパス弁10を最小開度として冷媒が流れないようにするので、冷房運転時に冷媒が室内熱交換器32をバイパスして冷房能力を損なうことがない。また、暖房運転時に過度に冷媒液をアキュムレータ11に流入させることがない。

【0092】

実施の形態3.

以上の実施の形態1及び実施の形態2では、第1の圧縮機1から吐出された冷媒を直接第2の圧縮機2が吸入するようにしたものである。実施の形態3では、第1の圧縮機1か

50

ら吐出された冷媒を中間冷却器 4 a で冷却してから、第 2 の圧縮機 2 に吸入するようにしたものである。また、実施の形態 3 は、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作として図 1 1 と図 1 5 に示した制御を行う点については実施の形態 1 及び実施の形態 2 と同様である。

【 0 0 9 3 】

図 1 7 は、本実施の形態 3 に係る空気調和機の冷房運転時における冷媒回路図である。膨張機 8 の吐出配管 2 3 からアキュムレータ 1 1 の入口配管にバイパスする冷媒（第 1 のバイパス弁 1 0 を通過して第 1 の圧縮機 1 に戻る冷媒）と、バイパス弁 5 を通過した冷媒（主放熱器 4 b から蒸発器として機能する室内熱交換器 1 0 2 にバイパスされる冷媒）とを熱交換させるための冷媒熱交換器 1 4 を設けている。

10

【 0 0 9 4 】

冷媒熱交換器 1 4 は、バイパス弁 5 を通過した冷媒が通過する一方の流路と、膨張機 8 の吐出配管 2 3 からアキュムレータ 1 1 の入口配管にバイパスされるバイパス配管 2 4 のバイパス弁 1 0 を通過後の冷媒が通過する他方の流路とを有している。一方の流路の流入口はバイパス弁 5 及び第 2 の四方弁 6 と接続され、流出口は膨張弁 3 1 a , 3 1 b と接続されている。他方の流路の流入口はバイパス弁 1 0 と接続され、流出口はアキュムレータ 1 1 と接続されている。

【 0 0 9 5 】

さらに、一端が第 2 の圧縮機 2 の吸入配管 2 1 に接続され、他端がアキュムレータ 1 1 の入口配管に接続されるバイパス配管 4 6 が設けられており、バイパス配管 4 6 にはバイパス弁 1 5 が設けられている。バイパス弁 1 5 は、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作のときに開かれる。

20

【 0 0 9 6 】

室外熱交換器 4 は、2 つの熱交換器 4 a , 4 b に分割されており、室外熱交換器 4 が主として放熱器として機能する冷房運転時には、熱交換器 4 a は中間冷却器として機能し、熱交換器 4 b は主放熱器として機能する。また、空気調和機が暖房運転時には、熱交換器 4 a , 4 b は共に蒸発器として機能する。空気調和機の冷房運転時と暖房運転時とで室外熱交換器 4 に流入する冷媒経路を変えるために、開閉弁 1 2 a , 1 2 b , 1 3 a , 1 3 b , 1 3 c を設けている。

【 0 0 9 7 】

冷房運転時は、開閉弁 1 2 a , 1 2 b を開放して、開閉弁 1 3 a , 1 3 b , 1 3 c を閉止する。これにより、第 1 の圧縮機 1 から吐出された冷媒は中間冷却器 4 a を通過した後、第 2 の圧縮機 2 に流入する。このように、第 1 の圧縮機 1 から吐出された冷媒を、第 2 の圧縮機 2 が吸入する前に、一旦冷却する。そして、第 2 の圧縮機 2 から吐出された冷媒は主放熱器 4 b を通過した後、膨張機 8 に流入する。このように第 2 の圧縮機 2 から吐出された冷媒を主放熱器 4 b を通過させることで、第 2 の圧縮機 2 から吐出された冷媒を冷却する。

30

【 0 0 9 8 】

暖房運転時は、開閉弁 1 2 a , 1 2 b を閉止して、開閉弁 1 3 a , 1 3 b , 1 3 c を開放する。これにより、第 1 の圧縮機 1 から吐出された冷媒は第 2 の圧縮機 2 に吸入される。また、室外熱交換器 4 に流入した冷媒は、熱交換器 4 a と熱交換器 4 b とのそれぞれに並列に流れた後、第 1 の圧縮機 1 に向かう。熱交換器 4 a と熱交換器 4 b は、上述したように暖房運転時は蒸発器として機能する。

40

【 0 0 9 9 】

次に、本実施の形態 3 に係る空気調和機の冷房運転時の動作について、図 1 7 の冷媒回路図と、図 1 8 の P - h 線図で説明する。ここでは、実施の形態 1 で説明したように、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作としてバイパス弁 1 0 を開いた状態における空気調和機の動作を説明する。なお、バイパス弁 1 0 を開いた場合に、図 1 7 の F 点と G 点との間の流路には逆止弁 9 により冷媒が流れない点は実施の形態 1 と同様である。

第 1 の圧縮機 1 に吸入されたガス冷媒は圧縮され、中圧高温の超臨界（又はガス）冷媒

50

として吐出される（状態 A から状態 B）。

第 1 の圧縮機 1 を出た冷媒は、配管 4 3 を経て中間冷却器 4 a に流れる。中圧高温の冷媒は中間冷却器 4 a 内を通過する間に外気との熱交換により冷却され、中圧中温の超臨界（又はガス）冷媒となって流出し（状態 B から状態 L）、配管 4 2、第 2 の圧縮機 2 の吸入配管 2 1 を経て、第 2 の圧縮機 2 に吸入される。

このとき、中間冷却器 4 a で冷却された冷媒の一部は、バイパス配管 4 6 を流れて、バイパス弁 1 5 で膨張する（状態 L から状態 O）。

第 2 の圧縮機 2 に吸入された冷媒はさらに圧縮され、高圧高温の超臨界（又はガス）冷媒として吐出される（状態 L から状態 C）。第 2 の圧縮機 2 を出た冷媒は、第 1 の四方弁 3 を経て、主放熱器 4 b に流れる。高圧高温の冷媒は主放熱器 4 b 内を通過する間に外気との熱交換により冷却され、高圧低温の超臨界（又は液）冷媒となって流出する（状態 C から状態 D）。

【 0 1 0 0 】

主放熱器 4 b を出た冷媒は、第 2 の四方弁 6 へ向かう経路と、バイパス弁 5 へ向かう経路とに分岐する。第 2 の四方弁 6 を通過した冷媒は、予膨張弁 7 を通過して（状態 D から状態 E）、膨張機 8 に吸入され、減圧されて低圧となり、乾き度が低い状態になる（状態 E から状態 F）。このとき、膨張機 8 では、冷媒の減圧に伴って動力が発生し、この動力は駆動軸 5 2 によって回収されて、第 2 の圧縮機 2 に伝達され、第 2 の圧縮機 2 による冷媒の圧縮に使用される。

【 0 1 0 1 】

膨張機 8 から吐出された冷媒は、膨張機 8 の吐出配管 2 3 からバイパス配管 2 4 に入り、バイパス弁 1 0 で減圧され（状態 F から状態 M）、冷媒熱交換器 1 4 の他方の流路の流入口から冷媒熱交換器 1 4 に入る。一方、室外熱交換器 4 から流出してバイパス配管 2 5 に流入した冷媒はバイパス弁 5 により減圧され（状態 F から状態 G）、冷媒熱交換器 1 4 の一方の流路の流入口から冷媒熱交換器 1 4 に入る。

【 0 1 0 2 】

ここで、冷媒熱交換器 1 4 における一方側の流路と他方側の流路のそれぞれにおいて、流入する冷媒同士の状態を比較すると、一方側の流路に流入する状態 G の冷媒よりも、他方側の流路に流入する状態 M の冷媒の方が、より低圧低温である。よって、バイパス弁 1 0 を経て冷媒熱交換器 1 4 に流入した他方側の冷媒は、一方側の冷媒と熱交換することにより加熱されてより乾き度の高い状態となる（状態 M から状態 N）。一方、バイパス弁 5 を経て冷媒熱交換器 1 4 に流れた一方側の冷媒は、他方側の冷媒と熱交換することにより冷却されてより乾き度の低い状態となる（状態 G から状態 H）。

【 0 1 0 3 】

冷媒熱交換器 1 4 から出た一方側の冷媒は、室外機 1 0 1 を出て液管 2 8 を通過して、室内機 1 0 2 a , 1 0 2 b に入り、膨張弁 3 1 a , 3 1 b へ入る。膨張弁 3 1 a , 3 1 b では、冷媒はさらに減圧される（状態 H から状態 I）。

膨張弁 3 1 a , 3 1 b を出た冷媒は、室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b で室内空気から吸熱して蒸発し、低圧のまま、乾き度が高い状態になる（状態 I から状態 J）。

これにより、室内空気は冷却される。

室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b を出た冷媒は、室内機 1 0 2 a , 1 0 2 b を出て、ガス管 2 9 を通過して、室外機 1 0 1 に入り、第 1 の四方弁 3 を通過する。その後、冷媒熱交換器 1 4 を出た他方の冷媒及びバイパス弁 1 5 を通過した冷媒と合流してアキュムレータ 1 1 に入り、再び第 1 の圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 0 4 】

実施の形態 3 の空気調和機では、実施の形態 1 と同様に、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作のときにバイパス弁 1 0 を開くようにしており、このとき、さらにバイパス弁 1 5 も開いてバイパス配管 4 6 に冷媒を流すようにしている。バイパス弁 1 5 を開くことにより、第 2 の圧縮機 2 の吐出圧力を調整することができる。このため、膨張機 8 を通過する冷媒の流量が減少して膨張機 8 と第 2 の圧縮機 2 の回転数が低下したとき、バイ

10

20

30

40

50

パス弁 15 を開くことにより、第 2 の圧縮機 2 の吐出圧力が高くなりすぎることを防止できる。バイパス弁 15 の開度は、例えば第 2 の圧縮機 2 の吐出圧力である圧力センサ 8 1 が検知する圧力 P (8 1) に基づいて調整するようにする。

【 0 1 0 5 】

本実施の形態 3 に係る空気調和機によれば、冷房運転時には第 1 の圧縮機 1 から吐出された中圧高温の冷媒を、中間冷却器 4 a で一旦冷却してから第 2 の圧縮機 2 でさらに圧縮している。このため、中圧の冷媒を冷却しないで第 2 の圧縮機 2 で高圧に圧縮する場合と比べて、第 2 の圧縮機 2 の圧縮過程では、ある圧縮比あたりに必要な動力が小さくて済む。膨張機 8 で回収した動力を同じ大きさとすれば、第 2 の圧縮機 2 での昇圧量を大きくすることができるため、第 1 の圧縮機 1 の昇圧量が小さくなる。すなわち、第 1 の圧縮機 1 で消費される電力が減少して、空気調和機をより省エネにすることができる。

10

【 0 1 0 6 】

また、本実施の形態 3 に係る空気調和機によれば、冷房運転時には中間冷却器 4 a と主放熱器 4 b を直列に接続しているの、伝熱性能が向上して放熱することができ、暖房運転時には並列に接続しているの、圧力損失を低減させることができる。

【 0 1 0 7 】

また、本実施の形態 3 に係る空気調和機によれば、空気調和機が起動するときに、バイパス弁 5 とバイパス弁 15 を調整している。このため、空気調和機が起動するときに、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 の冷媒流量が合わずに回転が不安定になるときも、第 2 の圧縮機 2 及び膨張機 8 を流れるそれぞれの冷媒を、適宜バイパスさせながら起動することができる。

20

【 0 1 0 8 】

また、本実施の形態 3 に係る空気調和機によれば、冷房運転時に膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作のときに、バイパス配管 2 4 を流れる冷媒と、室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b に流れ込む冷媒とを冷媒熱交換器 1 4 において熱交換するようにしている。このため、室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b では、冷凍効果を大きくすることができる。さらに、バイパス配管 2 4 を流れる冷媒の乾き度をより大きくすることができるため、アキュムレータ 1 1 に流れ込む液冷媒の量をより小さくすることができる。

【 0 1 0 9 】

また、暖房運転時には室外熱交換器 4 に流れ込む冷媒が、室外熱交換器 4 に流れ込む前に冷媒熱交換器 1 4 にて冷却されるため、室外熱交換器 4 に流れ込む冷媒の乾き度をより小さくすることができる。このため、室外熱交換器 4 での冷媒の圧力損失をより小さくしたり、室外熱交換器 4 での冷媒の分配性能をよりよくしたりすることができる。

30

【 0 1 1 0 】

また、本実施の形態 3 に係る空気調和機によれば、冷媒熱交換器 1 4 は冷房運転時に冷媒同士が対向流となるように冷媒を流しているため、冷房運転時に室内熱交換器 3 2 a , 3 2 b に流れ込む冷媒のエンタルピを小さくするように熱交換ができるようになっている。

【 0 1 1 1 】

また、本実施の形態 3 に係る空気調和機によれば、膨張機 8 が過膨張となることを防止する動作のときに、バイパス弁 15 の開度を調整して第 2 の圧縮機 2 の吐出圧力を調整している。このため、膨張機 8 を通過する冷媒の流量が減少して膨張機 8 と第 2 の圧縮機 2 の回転数が低下したとき、第 2 の圧縮機 2 の吐出圧力が高くなりすぎることを防止できる。なお、バイパス弁 15 及びバイパス配管 4 6 は、図 1 に示した実施の形態 1 の冷媒回路に設けても良く、この場合も同様の効果が得られる。

40

【 0 1 1 2 】

また、本実施の形態 3 に係る空気調和機は、冷房運転時のみ第 1 の圧縮機 1 から吐出された中圧高温の冷媒を中間冷却器 4 a で冷却するようにしているが、暖房運転時にも中間冷却するような構成としてもよい。

【 0 1 1 3 】

50

また、本実施の形態 3 に係る空気調和機は、バイパス配管 4 6 を第 2 の圧縮機 2 の吸入配管 2 1 に接続して、中間冷却器 4 a を出た冷媒をアキュムレータ 1 1 にバイパスするようにしているが、第 1 の圧縮機 1 から吐出された冷媒をバイパスするようにしてもよい。

【 0 1 1 4 】

また、本実施の形態 3 に係る空気調和機では、第 2 の圧縮機 2 を第 1 の圧縮機 1 の下流側に設けているが、第 2 の圧縮機 2 を第 1 の圧縮機 1 の上流側に設けてもよい。

【 0 1 1 5 】

また、上記各実施の形態 1 ~ 3 では、膨張機 8 により回収された動力を第 2 の圧縮機 2 の動力として使用する形態を例示したが、動力の使用先は必ずしも第 2 の圧縮機 2 に限られたものではない。例えば、第 1 の圧縮機 1 の動力又は冷凍サイクルの駆動に使用される発電機の動力として使用するようにしてもよい。

10

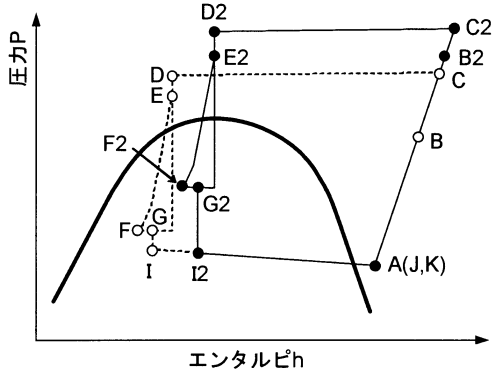
【符号の説明】

【 0 1 1 6 】

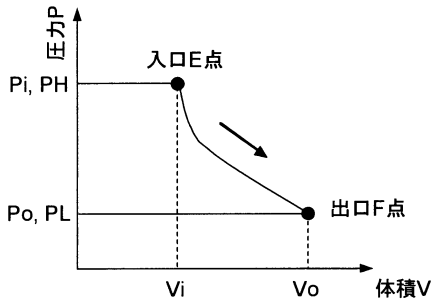
1 第 1 の圧縮機、2 第 2 の圧縮機、3 第 1 の四方弁、4 室外熱交換器、5 バイパス弁、6 第 2 の四方弁、7 予膨張弁、8 膨張機、9 逆止弁、10 バイパス弁、11 アキュムレータ、12 a, 12 b 開閉弁、13 a, 13 b, 13 c 開閉弁、14 冷媒熱交換器、15 バイパス弁、21 第 2 の圧縮機 2 の吸入配管、22 膨張機 8 の吸入配管、23 膨張機 8 の吐出配管、24 バイパス配管、25 バイパス配管、26 冷媒配管、27 アキュムレータ 1 1 の入口配管、28 液管、29 ガス管、31 a, 31 b 膨張弁、32 a, 32 b 室内熱交換器、41, 42, 43, 44, 45 冷媒配管、46 バイパス配管、51 容器、52 駆動軸、53 第 2 の圧縮機 2 の吸入管、54 第 2 の圧縮機 2 の吐出管、55 膨張機 8 の吸入管、56 膨張機 8 の吐出管、57 揺動スクロール、58 圧縮機固定スクロール、59 膨張機固定スクロール、60 オルダムリング、61 スライダ、62 軸嵌入孔、63 揺動軸受部、64 揺動スクロール 5 7 上面の渦巻歯、65 揺動スクロール 5 7 下面の渦巻歯、66 圧縮機固定スクロール 5 8 の渦巻歯、67 膨張機固定スクロール 5 9 の渦巻歯、68 油ポンプ、69 潤滑油、70 バランサ、71 渦巻歯 6 4 の歯先、72 渦巻歯 6 5 の歯先、81, 82, 83, 84, 85 圧力センサ、91, 92 温度センサ、101 室外機、102 a, 102 b 室内機、103 制御装置。

20

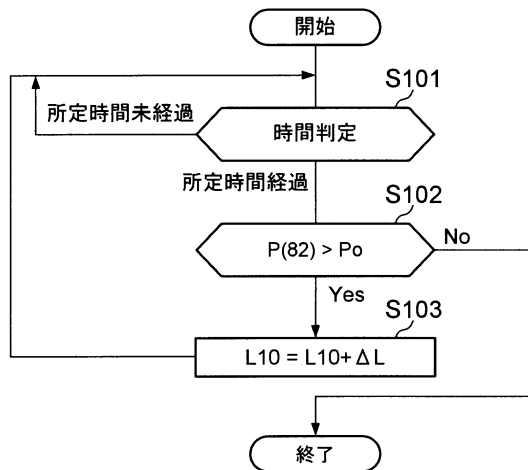
【図7】



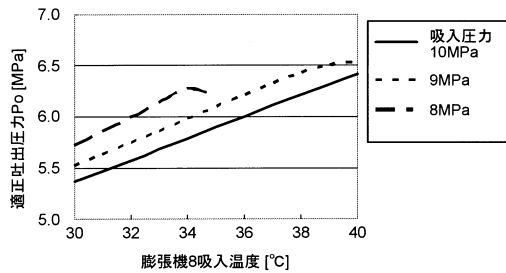
【図8】



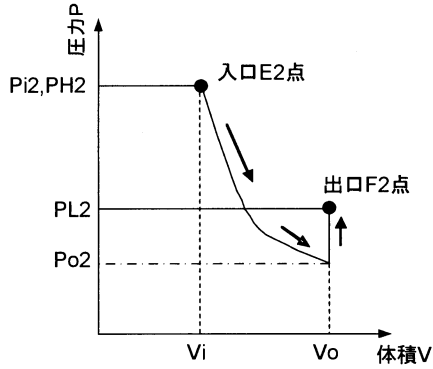
【図11】



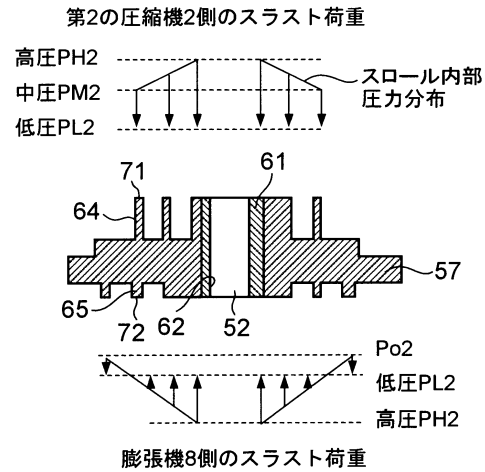
【図12】



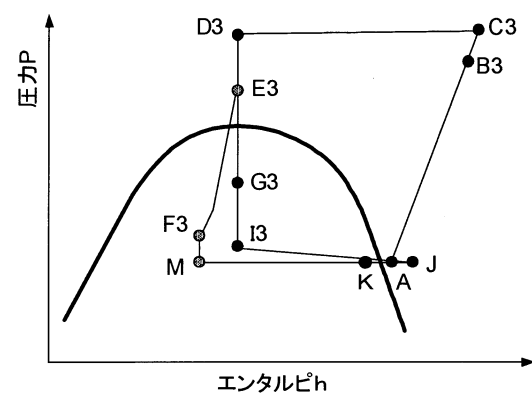
【図9】



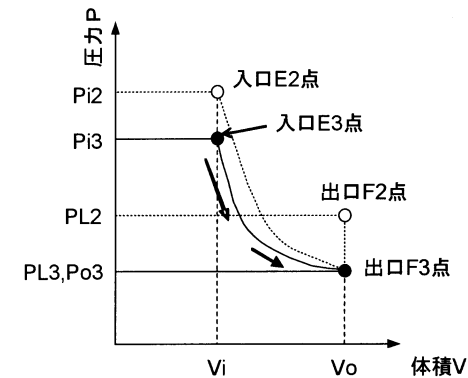
【図10】



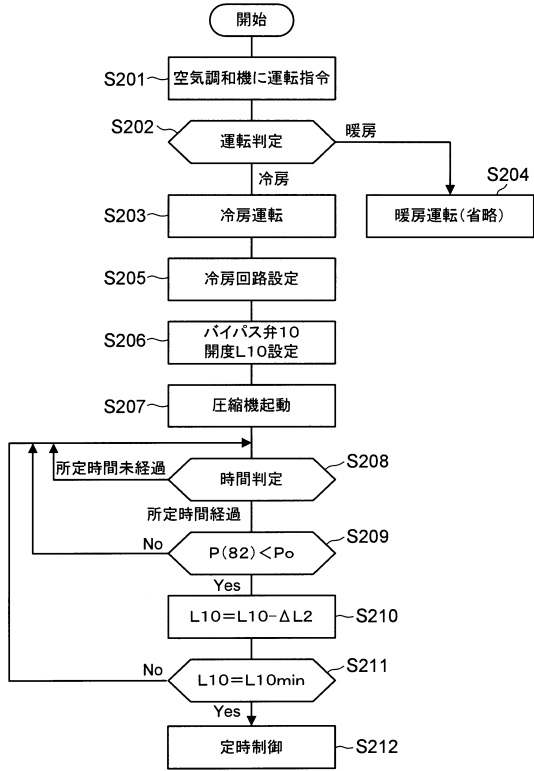
【図13】



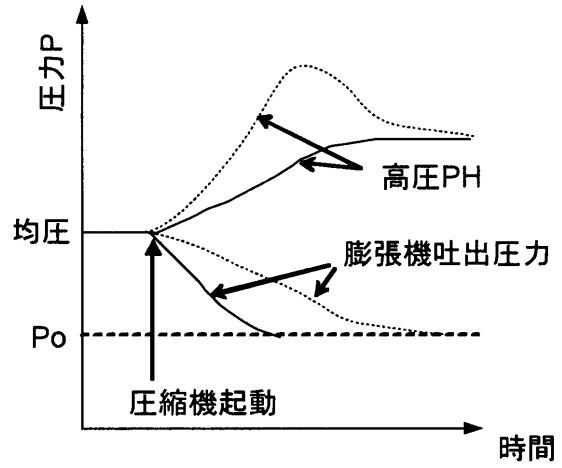
【図14】



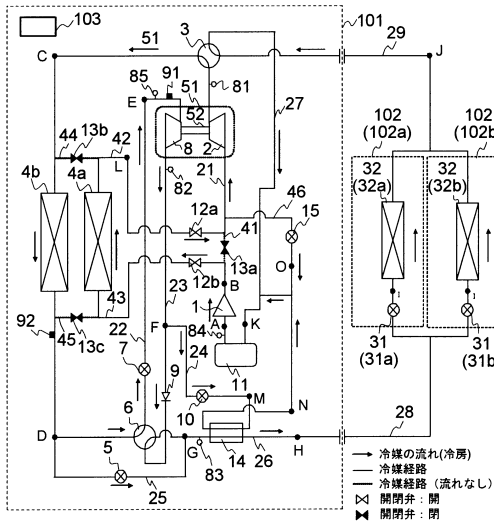
【図15】



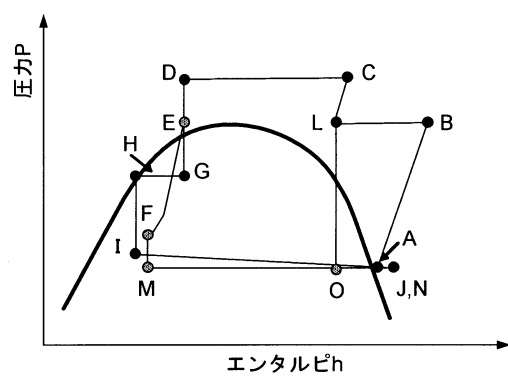
【図16】



【図17】



【図18】



フロントページの続き

- (72)発明者 永田 英彰
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 鳩村 傑
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 田々井 正吾

- (56)参考文献 国際公開第2008/146709(WO, A1)
特開2009-079850(JP, A)
特開2009-162438(JP, A)
特開2006-125790(JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|---------|---------|
| F 2 5 B | 1 / 0 0 |
| F 2 5 B | 1 / 1 0 |