(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第3719364号
(P3719364)

(45)発行日　平成17年11月24日(2005.11.24)　(24)登録日　平成17年9月16日(2005.9.16)

(51)Int.Cl.[7]	F I		
F25B 13/00	F25B	13/00	331B
F25B 1/00	F25B	13/00	A
F25B 1/04	F25B	13/00	N
F25B 43/00	F25B	13/00	361
	F25B	1/00	351A

請求項の数 8　(全 16 頁)　最終頁に続く

(21)出願番号　特願平11-355821
(22)出願日　平成11年12月15日(1999.12.15)
(65)公開番号　特開2001-174091(P2001-174091A)
(43)公開日　平成13年6月29日(2001.6.29)
審査請求日　平成13年10月31日(2001.10.31)

(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２番３号
(74)代理人　100113077
弁理士　高橋　省吾
(74)代理人　100112210
弁理士　稲葉　忠彦
(74)代理人　100108431
弁理士　村上　加奈子
(74)代理人　100128060
弁理士　中鶴　一隆
(72)発明者　七種　哲二
東京都千代田区丸の内二丁目２番３号　三菱電機株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】冷凍サイクル

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

巻歯を有する固定スクロール、
前記固定スクロールの巻歯と係合して圧縮室を形成する巻歯を備え、前記固定スクロールに対して揺動運動する揺動スクロール、
を有し、吸入したガス冷媒を圧縮して出力するとともに、
前記圧縮室の内圧が所定値以上になると、前記揺動スクロールが軸方向コンプライアント手段により軸方向に運動し、前記圧縮室の内圧を減少させるスクロール圧縮機と、
前記スクロール圧縮機の出力部と管を介して接続された四方弁と、
前記スクロール圧縮機が出力した前記ガス冷媒を用いて外気と熱交換を行い、前記ガス冷媒から液冷媒を得る凝縮器と、
前記凝縮器が得た液冷媒を減圧し、２相冷媒にする第１の絞り装置と、
前記第１の絞り装置からの２相冷媒を冷却し、余剰冷媒を貯留するレシーバと、
前記レシーバが冷却した２相冷媒を減圧する第２の絞り装置と、
前記第２の絞り装置が減圧した２相冷媒を用いて外気と熱交換をおこない、前記２相冷媒の乾き度を上昇させる蒸発器と、
一方が前記四方弁を介して前記蒸発器と接続され、他方がアキュムレータを有することなく前記圧縮機の吸入部と接続され、前記レシーバ内部に貯留された２相冷媒と熱交換をする吸入配管と、
を有することを特徴とする冷凍サイクル。

【請求項２】
使用する冷媒として、非共沸混合冷媒を用いることを特徴とする請求項１記載の冷凍サイクル。
【請求項３】
使用する冷凍機油として、冷媒と非相溶性の冷凍機油を用いることを特徴とする請求項１に記載の冷凍サイクル。
【請求項４】
前記スクロール圧縮機は容量制御型であり、運転開始時、前記スクロール圧縮機を低回転数で運転する起動制御手段を備えたことを特徴とする請求項１に記載の冷凍サイクル。
【請求項５】
圧縮機と、
この圧縮機に管を介して接続された四方弁と、
この四方弁に管を介して接続された室外熱交換器と、
前記四方弁に管を介して接続された室内熱交換器と、
一方が前記室外熱交換器に、他方が前記室内熱交換器にそれぞれ管を介して接続され、循環中に発生した余剰冷媒を貯留するレシーバと、
このレシーバと前記室外熱交換器との間の管に設けられた絞り装置と、
前記レシーバと前記室内熱交換器との間の管に設けられた電子膨張弁と、
前記四方弁と前記圧縮機の吸入部に前記レシーバを貫通して接続され、該貫通部に流れる冷媒を前記余剰冷媒と熱交換し、熱交換後の冷媒を前記圧縮機に吸入させる吸入配管と、
を有する冷凍サイクルであって、
冷房運転開始時は前記電子膨張弁の開度を小さくして前記圧縮機を起動する起動制御手段を有することを特徴とした冷凍サイクル。
【請求項６】
圧縮機と、
この圧縮機に管を介して接続された四方弁と、
この四方弁に管を介して接続された室外熱交換器と、
前記四方弁に管を介して接続された室内熱交換器と、
一方が前記室外熱交換器に、他方が前記室内熱交換器にそれぞれ管を介して接続され、循環中に発生した余剰冷媒を貯留するレシーバと、
このレシーバと前記室外熱交換器との間の管に設けられた絞り装置と、
前記レシーバと前記室内熱交換器との間の管に設けられた電子膨張弁と、
前記四方弁と前記圧縮機の吸入部に前記レシーバを貫通して接続され、該貫通部に流れる冷媒を前記余剰冷媒と熱交換し、熱交換後の冷媒を前記圧縮機に吸入させる吸入配管と、
を有する冷凍サイクルであって、
暖房運転開始時は前記電子膨張弁の開度を大きくして前記圧縮機を起動する起動制御手段を有することを特徴とした冷凍サイクル。
【請求項７】
圧縮機と、
この圧縮機に管を介して接続された四方弁と、
この四方弁に管を介して接続された室外熱交換器と、
前記四方弁に管を介して接続された室内熱交換器と、
一方が前記室外熱交換器に、他方が前記室内熱交換器にそれぞれ管を介して接続され、循環中に発生した余剰冷媒を貯留するレシーバと、
このレシーバと前記室外熱交換器との間の管に設けられた毛細管、
前記毛細管と並列に接続された二方弁、
を有する毛細管バイパス回路と、
前記レシーバと前記室内熱交換器との間の管に設けられた電子膨張弁と、
前記四方弁と前記圧縮機の吸入部に前記レシーバを貫通して接続され、該貫通部に流れる冷媒を前記余剰冷媒と熱交換し、熱交換後の冷媒を前記圧縮機に吸入させる吸入配管と、

を有する冷凍サイクルであって、
冷房運転開始時は前記二方弁を開いて前記圧縮機を起動する起動制御手段を有することを特徴とした冷凍サイクル。
【請求項８】
圧縮機と、
この圧縮機に管を介して接続された四方弁と、
この四方弁に管を介して接続された室外熱交換器と、
前記四方弁に管を介して接続された室内熱交換器と、
一方が前記室外熱交換器に、他方が前記室内熱交換器にそれぞれ管を介して接続され、循環中に発生した余剰冷媒を貯留するレシーバと、
このレシーバと前記室外熱交換器との間の管に設けられた絞り装置と、
前記絞り装置と直列に接続された二方弁と、
前記レシーバと前記室内熱交換器との間の管に設けられた電子膨張弁と、
前記四方弁と前記圧縮機の吸入部に前記レシーバを貫通して接続され、該貫通部に流れる冷媒を前記余剰冷媒と熱交換し、熱交換後の冷媒を前記圧縮機の吸入部に送る吸入配管と、
を有する冷凍サイクルであって、
運転停止時、前記電子膨張弁を全閉し、前記二方弁を閉じて、前記圧縮機を停止する停止制御手段を備えたことを特徴とする冷凍サイクル。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
この発明は、空気調和機等の冷凍サイクルに関するものである。
【０００２】
【従来の技術】
図２１は特開平８－２９０２０号公報に記載された従来の空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図であり、冷房運転時の状態を示している。図において、１はアキュームレータ６内の低温低圧のガス冷媒を吸入して圧縮し高温高圧のガス冷媒を吐出する圧縮機、２は四方弁、３は凝縮器として動作する室外熱交換器、４ａは第１の絞り装置、４ｂは第２の絞り装置、５は蒸発器として動作する室内熱交換器、７はレシーバ、９はレシーバ７内に設けられた熱交換手段、１７はオイルセパレータ、１４は第１の電磁弁、１５は第２の電磁弁、１６ａは第１の液面検知手段、１６ｂは第２の液面検知手段、１８は制御手段である。
【０００３】
上記のように構成された従来の空気調和機の冷凍サイクルにおいては、例えば冷房運転の場合、圧縮機1より高温高圧のガス冷媒が吐出し、オイルセパレータ７、四方弁２を通って室外熱交換器３に入る。このガス冷媒は室外熱交換器３により外気と熱交換されて液状の冷媒となり第１の絞り装置４ａを介して減圧されレシーバ７内に入る。レシーバ７内の液冷媒はレシーバ７を流出した後、第２の絞り装置４ｂを介して再び減圧され、乾き度の低い二相冷媒となって室内熱交換器５に送り込まれ、室内の空気と熱交換されて蒸発し、乾き度の高い二相冷媒となる。この二相冷媒は四方弁２を介したのち、第１の電磁弁１４が開、第２の電磁弁１５が閉の場合はレシーバ７内に設けられた熱交換手段９を通過してレシーバ７内の高温の液冷媒と熱交換してからアキュームレータ６内に入る。一方、第１の電磁弁１４が閉、第２の電磁弁１５が開の場合は熱交換手段９をバイパスし、直接アキュームレータ６内に入る。アキュームレータ６内のガス冷媒は再び圧縮機１に吸入される。この時、レシーバ７およびアキュームレータ６には余剰冷媒が貯留される。アキュームレータ６内の余剰冷媒量は液面検知手段１６ａ、１６ｂによって検知され、液面が第１の液面検知手段１６ａよりも上にある場合は、第１の電磁弁１４を開、第２の電磁弁１５を閉とし、熱交換手段９によりアキュームレータ６に入る直前の二相冷媒を加熱する。また、液面が第２の液面検知手段１６ｂよりも下にある場合は、第１の電磁弁１４を閉、第２

の電磁弁１５を開とし、熱交換手段９をバイパスさせるように制御手段１８により制御される。したがって、アキュームレータ６内の余剰冷媒量は第１の液面検知手段１６ａと第２の液面検知手段１６ｂの間に保持される。

【０００４】

【発明が解決しようとする課題】

上記のような従来の冷凍サイクルにおいては、圧縮機１の吸入部と四方弁２の間にアキュームレータ６を有するため、アキュームレータ６の入口部と出口部において、冷媒流路面積の急拡大・急縮小による圧力損失が発生し、冷凍サイクルのＣＯＰが低下するという課題があった。また、冷媒として、例えばＲ（フロン）１３４ａを５２重量％、Ｒ１２５を２５重量％、Ｒ３２を２３重量％の比率で混合した非共沸混合冷媒を用いた場合、アキュームレータ６に貯留される余剰冷媒の中で低沸点冷媒であるＲ３２、Ｒ１２５が多くガス化し易いため、循環する冷媒は低沸点冷媒であるＲ３２、Ｒ１２５が多めの組成となり、これによりアキュームレータ６に貯留される余剰冷媒の量が変化した場合には、循環する冷媒の組成も変化してしまい、このことから循環冷媒の物性が変動したり、動作圧力や能力の変動等が生じていた。

【０００５】

この発明は、かかる課題を解決するためになされたもので、起動時の液圧縮に対する圧縮機の信頼性を確保しつつ、アキュームレータによる圧力損失の増加を防止し、かつ蒸発器出口の冷媒状態を湿り状態としても圧縮機吸入部へ液冷媒が戻らない構成とすることにより冷凍サイクルのＣＯＰを向上し、また非共沸混合冷媒を用いても、余剰冷媒による循環冷媒の組成の変動を抑制する冷凍サイクルを提供することを目的とする。

【０００６】

【課題を解決するための手段】

巻歯を有する固定スクロール、固定スクロールの巻歯と係合して圧縮室を形成する巻歯を備え、固定スクロールに対して揺動運動する揺動スクロール、を有し、吸入したガス冷媒を圧縮して出力するとともに、圧縮室の内圧が所定値以上になると、揺動スクロールが軸方向コンプライアント手段により軸方向に運動し、圧縮室の内圧を減少させるスクロール圧縮機と、スクロール圧縮機の出力部と管を介して接続された四方弁と、スクロール圧縮機が出力した前記ガス冷媒を用いて外気と熱交換を行い、ガス冷媒から液冷媒を得る凝縮器と、凝縮器が得た液冷媒を減圧し、２相冷媒にする第１の絞り装置と、前記第１の絞り装置からの２相冷媒を冷却し、余剰冷媒を貯留するレシーバと、前記レシーバが冷却した２相冷媒を減圧する第２の絞り装置と、第２の絞り装置が減圧した２相冷媒を用いて外気と熱交換をおこない、２相冷媒の乾き度を上昇させる蒸発器と、一方が前記四方弁を介して蒸発器と接続され、他方がアキュムレータを有することなく前記圧縮機の吸入部と接続され、レシーバ内部に貯留された２相冷媒と熱交換をする吸入配管と、を備えたものである。

【０００７】

また、冷媒として、非共沸混合冷媒を用いるものである。

【０００８】

また、冷凍機油として、冷媒と非相溶性の冷凍機油を用いるものである。

【０００９】

また、スクロール圧縮機は容量制御型であり、運転開始時、スクロール圧縮機を低回転数で運転する起動制御手段を備えたものである。

【００１０】

また、圧縮機と、この圧縮機に管を介して接続された四方弁と、この四方弁に管を介して接続された室外熱交換器と、四方弁に管を介して接続された室内熱交換器と、一方が前記室外熱交換器に、他方が室内熱交換器にそれぞれ管を介して接続され、循環中に発生した余剰冷媒を貯留するレシーバと、このレシーバと室外熱交換器との間の管に設けられた絞り装置と、レシーバと室内熱交換器との間の管に設けられた電子膨張弁と、四方弁と圧縮機の吸入部に前記レシーバを貫通して接続され、該貫通部に流れる冷媒を余剰冷媒と熱

交換し、熱交換後の冷媒を圧縮機に吸入させる吸入配管と、を有する冷凍サイクルであって、冷房運転開始時は電子膨張弁の開度を小さくして圧縮機を起動する起動制御手段を備えたものである。

【００１１】

また、圧縮機と、この圧縮機に管を介して接続された四方弁と、この四方弁に管を介して接続された室外熱交換器と、四方弁に管を介して接続された室内熱交換器と、一方が前記室外熱交換器に、他方が室内熱交換器にそれぞれ管を介して接続され、循環中に発生した余剰冷媒を貯留するレシーバと、このレシーバと室外熱交換器との間の管に設けられた絞り装置と、レシーバと室内熱交換器との間の管に設けられた電子膨張弁と、四方弁と圧縮機の吸入部に前記レシーバを貫通して接続され、該貫通部に流れる冷媒を余剰冷媒と熱交換し、熱交換後の冷媒を圧縮機に吸入させる吸入配管と、を有する冷凍サイクルであって、暖房運転開始時は電子膨張弁の開度を大きくして圧縮機を起動する起動制御手段を備えたものである。

【００１２】

また、圧縮機と、この圧縮機に管を介して接続された四方弁と、この四方弁に管を介して接続された室外熱交換器と、四方弁に管を介して接続された室内熱交換器と、一方が室外熱交換器に、他方が室内熱交換器にそれぞれ管を介して接続され、循環中に発生した余剰冷媒を貯留するレシーバと、このレシーバと室外熱交換器との間の管に設けられた毛細管、毛細管と並列に接続された二方弁、を有する毛細管バイパス回路と、レシーバと室内熱交換器との間の管に設けられた電子膨張弁と、四方弁と圧縮機の吸入部に前記レシーバを貫通して接続され、該貫通部に流れる冷媒を余剰冷媒と熱交換し、熱交換後の冷媒を圧縮機に吸入させる吸入配管と、を有する冷凍サイクルであって、冷房運転開始時は二方弁を開いて圧縮機を起動する起動制御手段を備えたものである。

【００１３】

また、圧縮機と、この圧縮機に管を介して接続された四方弁と、この四方弁に管を介して接続された室外熱交換器と、四方弁に管を介して接続された室内熱交換器と、一方が室外熱交換器に、他方が室内熱交換器にそれぞれ管を介して接続され、循環中に発生した余剰冷媒を貯留するレシーバと、このレシーバと室外熱交換器との間の管に設けられた絞り装置と、絞り装置と直列に接続された二方弁と、レシーバと室内熱交換器との間の管に設けられた電子膨張弁と、四方弁と圧縮機の吸入部に前記レシーバを貫通して接続され、該貫通部に流れる冷媒を余剰冷媒と熱交換し、熱交換後の冷媒を圧縮機の吸入部に送る吸入配管と、を有する冷凍サイクルであって、運転停止時、電子膨張弁を全閉し、二方弁を閉じて、圧縮機を停止する停止制御手段を備えたものである。

【００２３】

【発明の実施の形態】

実施の形態１.

図１はこの発明の実施の形態１に係る例えば空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図、図２は実施の形態１に係る空気調和機のユニットの横成を示す斜視図である。なお、図１の冷凍サイクルは冷房運転時の状態を示している。

【００２４】

図において、１は圧縮機、２は四方弁、３は凝縮器として動作する室外熱交換器、５は蒸発器として動作する室内熱交換器、７はレシーバ、４ａは室外熱交換器３とレシーバ７とを結ぶ配管に取り付けられた第１の絞り装置、４ｂはレシーバ７と室内熱交換器５とを結ぶ配管に取り付けられた第２の絞り装置である。上記レシーバ７は、図２に示すように圧縮機１の後方に配置されている。そして、レシーバ７の内部には、レシーバ７の上部を貫通して四方弁２から圧縮機１の吸入部に接続される吸入配管９の一部が設置されており、レシーバ７を貫通している吸入配管９内を流れる冷媒がレシーバ７内に貯留されている高温の液冷媒と熱交換する。

【００２５】

次に、このように構成された冷凍サイクルにおいて冷房運転時の動作を図３を参照しなが

ら説明する。図３は冷房運転時のモリエル線図である。
圧縮機１より高温高圧のガス冷媒が吐出し、四方弁２を通って室外熱交換器３に入る。このガス冷媒は室外熱交換器３により外気と熱交換されて液状の冷媒となり第１の絞り装置４ａに入る。この第１の絞り装置４ａに入った冷媒は、図３に示す「イ」まで減圧され、乾き度０．１以内の高温二相冷媒となってレシーバ７に入る。レシーバ７に入った低乾き度の高温二相冷媒は、レシーバ７の中に設置された吸入配管９の内部を流れる低温低圧の冷媒により、図３に示す「ロ」の飽和液状態まで冷却されて、レシーバ７を流出する。
【００２６】
ここでの冷却により、室内熱交換器５の入口のエンタルピーが小さくなるため、いわゆる冷凍効果と呼ばれる室内熱交換器５の出入口のエンタルピー差が大きくなる。すなわち、レシーバ７を流出した飽和液冷媒は、第２の絞り装置４ｂによって乾き度０．２～０．３の低温低圧の二相冷媒となり室内熱交換器５に入る。この低温低圧の二相冷媒は、室内熱交換器５により室内の空気と熱交換されて蒸発し、乾き度０．９～１．０の低温低圧の二相冷媒となり、四方弁２を介してレシーバ７の内部に設置された吸入配管９の内部を通過する。このとき、吸入配管９に入った高乾き度の低温低圧の二相冷媒は、前述したようにレシーバ７を流れる高温高圧の二相冷媒と熱交換されて図３の「ハ」に示す低圧の過熱ガス冷媒となり、圧縮機１に吸入される。この時、冷媒循環中に発生した余剰冷媒は飽和液冷媒としてレシーバ７内に貯留される。
【００２７】
以上のようにこの実施の形態１によれば、内部に圧縮機１の吸入部に接続される吸入配管９の一部が設置されたレシーバ７に、冷媒循環中に発生した余剰冷媒を溜めるようにしたため、アキュームレータをなくすことが可能となり、圧力損失を低減し冷凍サイクルのＣＯＰを向上させることができる。
【００２８】
また、レシーバ７内の高温高圧の二相冷媒と吸入配管９の内部を流れる低圧低温の二相冷媒を熱交換するようにしたため、例えば冷房時においては蒸発器である室内熱交換器５の入口のエンタルピーが小さくなり、冷凍効果と呼ばれる室内熱交換器５の出入口のエンタルピー差が大きくなる。これにより、所定の能力を得るために必要な冷媒循環量が小さくなり、圧力損失をさらに低減することが可能となり、冷凍サイクルのＣＯＰをより一層向上することができる。
【００２９】
また、室内熱交換器５の出口の冷媒状態を湿り状態としても、圧縮機１の吸入部を過熱ガス化することができるため、蒸発器のパス数が多くても冷媒分配のばらつきを小さくし熱交換器の温度分布を小さくすることができるため、能力を向上するとともに室内機吹出し口からの露飛びを防止することができる。また圧縮機１の吸入部を過熱ガス化することが可能となり、圧縮機１の効率も改善できる。
【００３０】
実施の形態２．
図４はこの発明の実施の形態２に係る例えば空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。なお、この図の冷凍サイクルは冷房運転時の状態を示しており、図１で説明した実施の形態１と同一又は相当部分には同じ符号を付し説明を省略する。
この実施の形態２の冷凍サイクルは、レシーバ７の中に例えばプレートフィンチューブ熱交換器のようなフィン付き熱交換器１０を設置したものである。フィン付き熱交換器１０の入口配管は四方弁２に接続され、出口配管は圧縮機１の吸入管に接続されている。なお、この実施の形態２の動作については実施の形態１とほぼ同様であり、レシーバ７内の高温高圧の冷媒と低温低圧の冷媒との熱交換がフィン付き熱交換器１０にて行われているところが実施の形態１と異なっているだけである。
【００３１】
この実施の形態２の冷凍サイクルの効果は、実施の形態１とほぼ同様であるが、さらにレシーバ７内の高温高圧の冷媒と低温低圧の冷媒との熱交換をフィン付き熱交換器１０を介

して行うため、伝熱性能が高く熱交換部をコンパクト化することができるという効果がある。

【００３２】

実施の形態３.

図５はこの発明の実施の形態３に係る圧縮機の詳細図である。この実施の形態３の冷凍サイクルは、圧縮機１はスクロール圧縮機であり、内部の構造について図５により説明する。１０１は固定スクロールで、ガイドフレーム１１５にボルト（図示せず）によって締結されている。１０２は揺動スクロールであり、固定スクロール１０１と同一形状の巻歯が設けられており、固定スクロール１０１の巻歯と揺動スクロール１０２の巻歯によって圧縮室１０１ｄが形成される。また揺動スクロール１０２の下面はコンプライアントフレーム１０３のスラスト軸受け１０３ａと摺動可能となっている。コンプライアントフレーム１０３はその外周部に設けられた上下２つの円筒面１０３ｄ、１０３ｅをガイドフレーム１１５の内周部に設けた円筒面１１５ａ、１１５ｂにより半径方向に支持されており、その中心部にはモータ１０７により回転摺動される主軸１０４を半径方向に支持する主軸受け１０３ｃおよび副軸受け１０３ｈが形成されている。また、スラスト軸受け１０３ａ面内から軸方向に貫通する連絡通路１０３ｓが設けてあり、そのスラスト軸受け側開口部１０２ｋは揺動スクロール抽出孔１０２ｊに対面して配置されている。ここで、ガイドフレーム１１５の内周面とコンプライアントフレーム１０３の外周面からなるフレーム空間１１５ｆはコンプライアントフレーム３の連絡通路１０３ｓとのみ連通しており、揺動スクロール抽出孔１０２ｊより供給される圧縮途中の中間圧冷媒ガスを封入する構造となっており、この中間圧冷媒ガスにより定常的にはコンプライアントフレーム１０３は上方に押し上げられ、さらにコンプライアントフレーム１０３によって揺動スクロール１０２は固定スクロールに押し付けられている。すなわち、揺動スクロール１０２が軸方向コンプライアントフレーム１０３により軸方向に微小運動可能となっている。ここでは、この実施の形態３の冷凍サイクルに特有な効果がある起動時について述べる。例えば冬季の外気温度が非常に低い雰囲気中で長時間停止状態でユニットが放置されると、圧縮機１や室外熱交換器３の内部に液冷媒が寝込んだ状態となる。従来の冷凍サイクルでは、特に圧縮機１がスクロール圧縮機の場合、圧縮機の吸入部付近にアキュームレータを有しており、暖房運転を起動しても、直接圧縮機１に大量の液冷媒が吸入されることを防止しているが、この実施の形態３による冷凍サイクルの圧縮機１は、非圧縮性流体である液冷媒が吸入されると、圧縮室１０１ｄの内圧は上昇し、フレーム空間１１５ｆの中間圧よりも大きくなるため、定常的には押し付けられている揺動スクロール１０２およびコンプライアントフレーム１０３は下方に押し下げられ、圧縮室１０１ｄ内の圧力は開放される。したがって、暖房運転を起動して液圧縮が起こったとしても、過度の圧力上昇による固定スクロールまたは揺動スクロールの破壊を防止することができるため、圧縮機吸入部にアキュームレータを設ける必要がなく、圧力損失を低減し、冷凍サイクルのＣＯＰを改善することができるという効果がある。

【００３３】

実施の形態４.

この実施の形態４の冷凍サイクルは、圧縮機１は容量制御型圧縮機とし、運転開始時圧縮機１を低回転数で運転する起動制御手段を備えたことを特徴とするものである。通常の冷凍サイクルの動作は実施の形態１と同様であるので説明を省略し、この実施の形態４の冷凍サイクルに特有な効果がある起動時について述べる。例えば冬季の外気温度が非常に低い雰囲気中で長時間停止状態でユニットが放置されると、圧縮機１や室外熱交換器３の内部に液冷媒が寝込んだ状態となる。この実施の形態４の冷凍サイクルでは、圧縮機１が容量制御型であり、運転開始時は圧縮機１を低回転数で運転することにより、アキュームレータを設けなくても起動時における大量の液冷媒の吸入を回避し、圧縮機の破壊を防止することができるという効果がある。

【００３４】

実施の形態５.

図６はこの発明の実施の形態５に係る例えば空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図であり、図１と同一又は相当部分には同じ符号を付し説明を省略する。この実施の形態５は、レシーバ７と室外熱交換器３との間に設けられた第１の絞り装置は毛細管４ｃであり、レシーバ７と室内熱交換器５との間に設けられた第２の絞り装置４ｂには電子膨張弁を用いたものである。毛細管４ｃは固定絞りであるが、第２の絞り装置である電子膨張弁４ｂの開度を制御回路２０によって調整することによりレシーバ７内の冷媒圧力を変え毛細管４ｃの出入口間の圧力差を変化させることが可能であり、これによって電子膨張弁と同様の冷媒流量調整が可能となる。

【００３５】

この実施の形態５の冷凍サイクルの効果は、高価な電子膨張弁を複数設けることなく冷凍サイクルを構成したので、従来の冷凍サイクルに比べて安価な製品を提供することができる。

【００３６】

実施の形態６．

図７はこの発明の実施の形態６に係る冷房運転起動制御を示すフローチャートである。ここで、制御回路２０は、冷房運転開始時は電子膨張弁の開度を小さくして圧縮機を起動する起動制御手段を備えている。冷房運転開始指令を受けると（ステップＳ１）、第２の絞り装置である電子膨張弁４ｂの開度を小さくし（ステップＳ２）、その後圧縮機を起動する（ステップＳ３）。そして、所定時間待機してから（ステップＳ４）、通常制御に入る（ステップＳ５）。

【００３７】

以上のように実施の形態６によれば、冷房運転起動時に、レシーバ７下流側の第２の絞り装置である電子膨張弁４ｂの開度を小さく絞った後圧縮機１を起動するので、余剰冷媒をレシーバ７内に短時間で貯溜することが可能となり、液冷媒が圧縮機１に吸入される時間を短くし、圧縮機１の信頼性を向上させることができる。

【００３８】

実施の形態７．

図８はこの発明の実施の形態７に係る暖房運転起動制御を示すフローチャートである。制御回路２０は、暖房運転開始時は電子膨張弁の開度を大きくして圧縮機を起動する起動制御手段を備えている。暖房運転開始指令を受けると（ステップＳ１１）、第２の絞り装置である電子膨張弁の開度を大きくし（ステップＳ１２）、その後圧縮機を起動する（ステップＳ１３）。そして、所定時間待機してから（ステップＳ１４）、通常制御に入る（ステップＳ１５）。

【００３９】

以上のように実施の形態７によれば、暖房運転起動時に、レシーバ７下流側の第２の絞り装置である電子膨張弁４ｂの開度を大きく開いた後圧縮機１を起動するので、余剰冷媒をレシーバ７内に短時間で貯溜することが可能となり、液冷媒が圧縮機１に吸入される時間を短くし、圧縮機１の信頼性を向上させることができる。

【００４０】

実施の形態８．

図９はこの発明の実施の形態８に係る例えば空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図であり、図１と同一又は相当部分には同じ符号を付し説明を省略する。この実施の形態８は、冷房運転においてレシーバ７の上流側の第１の絞り装置に毛細管４ｃを用い、毛細管４ｃに並列に第１の二方弁１２を有する毛細管バイパス回路１１を接続したものである。２０は制御回路である。図１０はこの発明の実施の形態８に係る冷房運転起動制御を示すフローチャートである。

【００４１】

制御回路２０は冷房運転開始時に第１の二方弁を開いて圧縮機を起動する起動制御手段を備えている。冷房運転開始指令を受けると（ステップＳ２１）、第１の二方弁１２を開いた後（ステップＳ２２）、圧縮機１を起動する（ステップＳ２３）。そして、所定時間待

機してから（ステップＳ２４）、通常制御に入る（ステップＳ２５）。
【００４２】
このように実施の形態８によれば、制御回路２０は冷房運転開始指令を受けると、第１の二方弁１２を開き、レシーバ７の上流側にある毛細管バイパス回路１１を開いた後圧縮機１を起動するため、レシーバ７の上流側の流路抵抗が小さくなり、余剰冷媒を短時間でレシーバ７に貯溜することができる。
【００４３】
実施の形態９．
図１１はこの発明の実施の形態９に係る例えば空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図であり、図９と同一又は相当部分には同じ符号を付し説明を省略する。この実施の形態９は、室外熱交換器３に第１の温度センサ２１、室内熱交換器５に第２の温度センサ２２を設けたものである。
冷房運転においては、図１２のフローチャートに示すように、凝縮器となる室外熱交換器３に設置された第１の温度センサ２１の検知温度（ステップＳ３１）が予め設定された第１の基準値を超えると（ステップＳ３２）、制御回路２０は高圧が上限限界値を超えたと判断し（ステップＳ３３）、第１の二方弁１２を開き、毛細管バイパス回路１１に冷媒を流す（ステップＳ３４）。ステップＳ３２で第１の基準値以下の場合は、制御回路２０は高圧が上限限界値以下と判断し（ステップＳ３５）、毛細管４ｃに冷媒を流す。
また、暖房運転においては、図１３のフローチャートに示すように、凝縮器となる室内熱交換器５に設置された第２の温度センサ２２の検知温度（ステップＳ４１）が予め設定された第２の基準値を超えると（ステップＳ４２）、制御回路２０は高圧が上限限界値を超えたと判断し（ステップＳ４３）、第２の絞り装置である電子膨張弁４ｂの開度を大きく開く（ステップＳ４４）。ステップＳ４２で第２の基準値以下の場合は、制御回路２０は高圧が上限限界値以下と判断し（ステップＳ４５）、電子膨張弁４ｂの開度はそのまま維持される。
【００４４】
このように実施の形態９によれば、制御回路２０は冷房運転においては、凝縮器となる室外熱交換器３に設置された第１の温度センサ２１の検知温度が予め設定された第１の基準値を超えると、制御回路２０は高圧が上限限界値以上に上昇したと判断し、第１の二方弁１２を開き、暖房運転においては、凝縮器となる室内熱交換器５に設置された第２の温度センサ２２の検知温度が予め設定された第２の基準値を超えると、制御回路２０は高圧が上限限界値以上に上昇したと判断し、第２の絞り装置である電子膨張弁４ｂの開度を開くため、圧縮機の吐出圧力を運転上限値以下に制御することが可能となり、圧縮機の信頼性が高くなる。
【００４５】
実施の形態１０．
図１４はこの発明の実施の形態１０に係る例えば空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図であり、図９と同一又は相当部分には同じ符号を付し説明を省略する。この実施の形態１０は、圧縮機１の吐出管に設置された第３の温度センサ２３を設けたものである。
冷房運転においては、図１５のフローチャートに示すように、圧縮機１の吐出管に設置された第３の温度センサ２３の検知温度（ステップＳ５１）が予め設定された第３の基準値を超えると（ステップＳ５２）、制御回路２０は吐出温度が上限限界値を超えたと判断し（ステップＳ５３）、第２の絞り装置である電子膨張弁４ｂを大きく開く（ステップＳ５４）。この時、蒸発器である室内熱交換器５の出口乾き度が低下し、圧縮機１の吸入部が二相状態となり、吐出温度が低下する。ステップＳ５２で第３の基準値以下の場合は、制御回路２０は吐出温度が上限限界値以下と判断し（ステップＳ５５）、電子膨張弁４ｂの開度はそのまま維持される。
また、暖房運転においては、図１６のフローチャートに示すように、圧縮機１の吐出管に設置された第３の温度センサ２３の検知温度（ステップＳ６１）が予め設定された第３の基準値を超えると（ステップＳ６２）、制御回路２０は吐出温度が上限限界値を超えたと

判断（ステップＳ６３）して、第１の二方弁１２を開き、毛細管バイパス回路１１に冷媒を流す（ステップＳ６４）。この時、蒸発器である室外熱交換器３の出口乾き度が低下し、圧縮機１の吸入部が二相状態となり、吐出温度が低下する。ステップＳ６２で第３の基準値以下の場合は、制御回路２０は吐出温度が上限限界値以下と判断し（ステップＳ６５）、毛細管４ｃに冷媒を流す。

【００４６】

このように、実施の形態１０によれば、冷房運転においては、圧縮機１の吐出管に設置された第３の温度センサ２３の検知温度が予め設定された第３の基準値を超えると、制御回路２０は吐出温度が上限値以上に上昇したと判断し、第２の絞り装置である電子膨張弁４ｂを開き、また、暖房運転においては、圧縮機１の吐出管に設置された第３の温度センサ２３の検知温度が予め設定された第３の基準値を超えると、制御回路２０は吐出温度が上限値以上に上昇したと判断して、第１の二方弁１２を開くため、蒸発器の出口乾き度が低下し、圧縮機１の吸入部が二相状態となり、吐出温度を低下させることが可能となり、圧縮機の信頼性を向上させることができる。

【００４７】

実施の形態１１．

図１７はこの発明の実施の形態１１に係る例えば空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図であり、図６、図９と同一又は相当部分には同じ符号を付し説明を省略する。この実施の形態１１は、第１の絞り装置に毛細管４ｃを用い、毛細管４ｃと直列に第２の二方弁１３を設けたものである。図１８はこの発明の実施の形態１１に係る停止制御を示すフローチャートである。制御回路２０は運転停止時に電子膨張弁を全閉し、毛細管と直列接続された第２の二方弁を閉じて、圧縮機を停止する停止制御手段を備えている。運転停止指令を受けると（ステップＳ７１）、電子膨張弁４ｂを全閉し（ステップＳ７２）、第２の二方弁１３を閉じたのち（ステップＳ７３）、圧縮機１を停止する（ステップＳ７４）。

【００４８】

このように、実施の形態１１によれば、制御回路２０は運転停止指令を受けると、電子膨張弁４ｂを全閉し、第２の二方弁１３を閉じたのち、圧縮機１を停止するため、余剰冷媒をレシーバ７内に保持し、圧縮機１へ大量の液冷媒が戻ることを防止できるため、再度起動をする際、圧縮機１が液圧縮によって破壊されることを防止することができる。

【００４９】

実施の形態１２．

この発明の実施の形態１２に係る冷凍サイクルは使用する冷媒として、非共沸混合冷媒を用いたものである。実施の形態１でも説明したように、余剰冷媒はレシーバ７に貯溜されている。

【００５０】

ここで、図１９に基づいて余剰冷媒の組成変化について説明する。図１９は非共沸混合冷媒をレシーバ７とアキュームレータ６にそれぞれ貯留したときの循環冷媒の組成変化の比較図である。

従来の冷凍サイクルのアキュームレータ６に余剰の非共沸混合冷媒を溜めるようにした場合には、その混合冷媒が低圧となるため組成変化が大きくなってしまうが（図１９のイ参照）。これに対し、この実施の形態１２の場合は、レシーバ７内に貯留される余剰の混合冷媒は高圧となるため、冷凍サイクルを循環するその混合冷媒の組成変化が小さくなる（図１９のロ参照）。

【００５１】

以上のように実施の形態１２によれば、レシーバ７に、冷媒循環中に発生した余剰冷媒を溜めるようにしたので、循環する冷媒の組成変化を小さく抑えることが可能になり、動作圧力や能力の変動等を防止することができるという効果がある。

【００５２】

実施の形態１３．

この発明の実施の形態１３に係る冷凍サイクルは、使用する冷凍機油として、冷媒と非相

溶性の冷凍機油を用いたものである。
例えば、ＨＦＣ系冷媒に非相溶性の冷凍機油アルキルベンゼンは非常に安定性が高く、塩素系の異物などが混入してもスラッジの発生も少ないが、ＨＦＣ系冷媒と非相溶性のために、圧縮機への返油が問題であった。
ここで、図２０に一例として非共沸混合冷媒Ｒ４０７Ｃとアルキルベンゼンの溶解度について示す。これによると、従来の冷凍サイクルのようにアキュームレータ６に貯溜する場合、余剰冷媒の温度が低いため、溶解度が低く、分離して冷媒の上層に浮いてアキュームレータ６に返油できなくなってしまうが、この実施の形態１３に示すようにレシーバ７に余剰冷媒を貯溜すると、余剰冷媒の温度が５０℃程度と高いため、油溶解度は１．３％程度となり、通常の使用範囲であれば、油が分離することなく圧縮機1に返油することが可能となり、安定性が高い非相溶油が使用可能となり、信頼性が向上する。

【００５３】
【発明の効果】
この発明は、以上説明したように構成されているので、以下に示すような効果を奏する。

【００５４】
内部に吸入配管の一部が設置されたレシーバに、冷媒循環中に発生した余剰冷媒を溜めるとともに、圧縮機がスクロール圧縮機であり、揺動スクロールが軸方向コンプライント手段により軸方向に微小運動可能であるため、非圧縮性流体である液冷媒が吸入されても、コンプライアント手段により揺動スクロールが軸方向に運動し、過度の圧力上昇による固定スクロールまたは揺動スクロールの破壊を防止するため、圧縮機吸入部にアキュムレータを設ける必要がなく、圧力損失を低減し、冷凍サイクルのＣＯＰを改善することができるという効果がある。

【００５５】
また、レシーバに、冷媒循環中に発生した余剰冷媒を溜めるようにしたので、非共沸混合冷媒を用いても循環する冷媒の組成変化を小さく抑えることが可能になり、動作圧力や能力の変動等を防止することができるという効果がある。

【００５６】
また、レシーバに余剰冷媒を貯溜するため、冷凍機油に非相溶性の油を用いても、油溶解度は１．３％程度となり、通常の使用範囲であれば、油が分離することなく圧縮機に返油することが可能となり、安定性が高い非相溶油が使用可能となり、信頼性が向上する。

【００５７】
スクロール圧縮機が容量制御型であり、運転開始時は圧縮機低回転数で運転することにより、アキュムレータを設けなくても起動時における大量の液冷媒の吸入を回避し、圧縮機の破壊を防止することができるという効果がある。

【００５８】
冷房運転開始時に、レシーバ下流側の電子膨張弁の開度を小さく絞った後圧縮機を起動するので、余剰冷媒をレシーバ内に短時間で貯溜することが可能となり、液冷媒が圧縮機に吸入される時間を短くし、圧縮機の信頼性を向上させることができる。

【００５９】
暖房運転開始時に、レシーバ下流側の電子膨張弁の開度を大きく開いた後圧縮機を起動するので、余剰冷媒をレシーバ内に短時間で貯溜することが可能となり、液冷媒が圧縮機に吸入される時間を短くし、圧縮機の信頼性を向上させることができる。

【００６０】
制御回路は冷房運転開始指令を受けると、第１の二方弁を開き、レシーバの上流側にある毛細管バイパス回路を開いた後圧縮機を起動するため、レシーバの上流側の流路抵抗が小さくなり、余剰冷媒を短時間でレシーバ貯溜することができる。

【００６１】
制御回路は運転停止指令を受けると、電子膨張弁を全閉し、第２の二方弁を閉じたのち、圧縮機を停止するため、余剰冷媒をレシーバ内に保持し、圧縮機の吸入部が二相状態となり、吐出温度を低下させることが可能となり、圧縮機の信頼性を向上させることができ

る。

【図面の簡単な説明】

【図１】　この発明の実施の形態１に係る空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。

【図２】　実施形態１に係る空気調和機のユニットの構成を示す斜視図である。

【図３】　冷房運転時のモリエル線図である。

【図４】　この発明の実施の形態２に係る空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。

【図５】　この発明の実施の形態３に係る圧縮機の詳細図である。

【図６】　この発明の実施の形態５に係る空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。

【図７】　この発明の実施の形態６に係る冷房運転起動制御を示すフローチャートである。

【図８】　この発明の実施の形態７に係る暖房運転起動制御を示すフローチャートである。

【図９】　この発明の実施の形態８に係る空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。

【図１０】　実施の形態８に係る冷房運転起動制御を示すフローチャートである。

【図１１】　この発明の実施の形態９に係る空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。

【図１２】　実施の形態９に係る冷房運転時の高圧保護制御を示すフローチャートである。

【図１３】　実施の形態９に係る暖房運転時の高圧保護制御を示すフローチャートである。

【図１４】　この発明の実施の形態１０に係る空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。

【図１５】　実施の形態１０に係る冷房運転時の圧縮機吐出温度保護制御を示すフローチャートである。

【図１６】　実施の形態１０に係る暖房運転時の圧縮機吐出温度保護制御を示すフローチャートである。

【図１７】　この発明の実施の形態１１に係る空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。

【図１８】　実施の形態１１における停止制御を示すフローチャートである。

【図１９】　非共沸混合冷媒をレシーバとアキュームレータにそれぞれ貯留したときの循環冷媒の組成変化の比較図である。

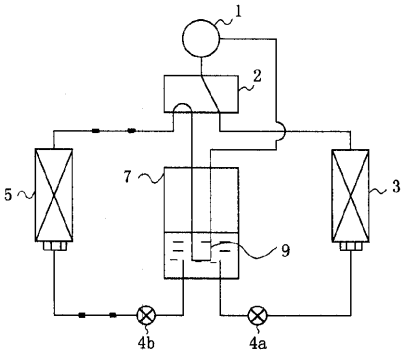
【図２０】　Ｒ４０７Ｃとアルキルベンゼン油の溶解度を示すグラフである。

【図２１】　従来の空気調和機の冷凍サイクルを示すブロック図である。

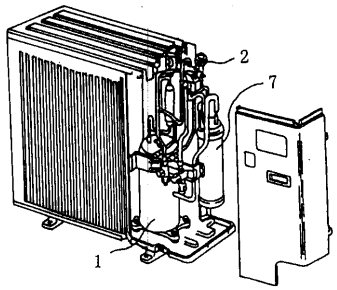
【符号の説明】

１　圧縮機、２　四方弁、３　室外熱交換器、４ａ　第１の絞り装置、４ｂ 第２の絞り装置、５　室内熱交換器、６　アキュームレータ、７　レシーバ、９吸入配管、１０　フィン付き熱交換器、１１　バイパス管、１２　第１の二方弁、１３　第２の二方弁、１４　第１の電磁弁、15　第２の電磁弁、１６ａ　第１の液面検知手段、１６ｂ　第２の液面検知手段、２０　制御回路、２１　第１の温度センサー、２２　第２の温度センサー、２３　第３の温度センサー、１０１　固定スクロール、１０１ｄ　圧縮室、１０２　揺動スクロール、１０２Ｋ　抽出孔のスラスト面側開口部、１０２ｊ　抽出孔、１０３　コンプライアントフレーム、１０３ａ　スラスト軸受け、１０３ｃ　主軸受け、１０３ｄ　上側円筒面、１０３ｅ　下側円筒面、１０３ｈ　副軸受け、１０３ｓ　連絡通路、１０４主軸、１０７　モータ、１０８　ロータ、１１０　密閉容器、１１０ａ　吸入パイプ、１１０ｂ　吐出パイプ、１１５　ガイドフレーム、１１５ａ　上側円筒面、１１５ｂ　下側円筒面、１１５ｆ　フレーム空間

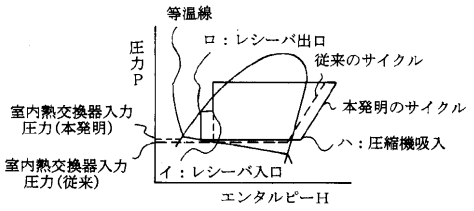
【図１】



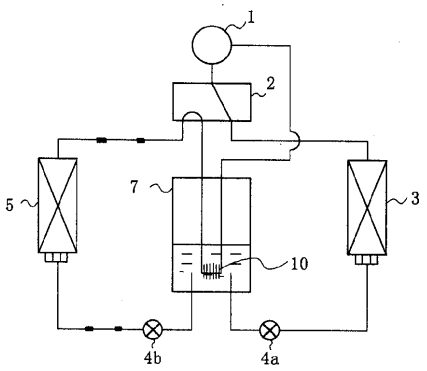
【図２】



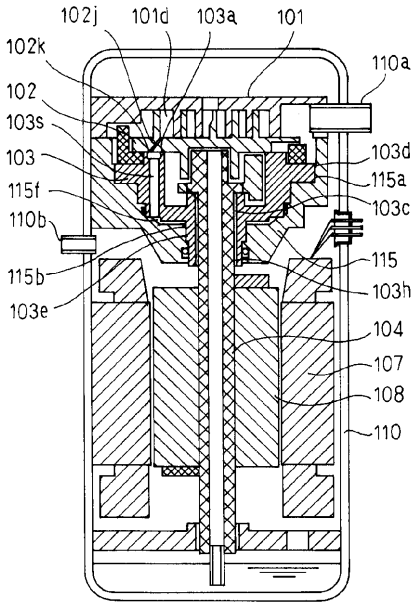
【図３】



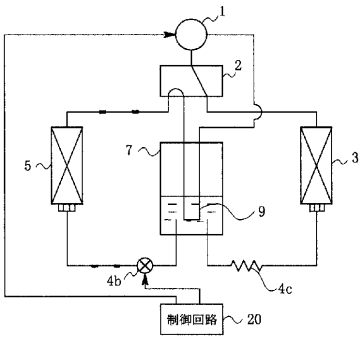
【図４】



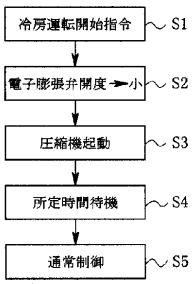
【図５】



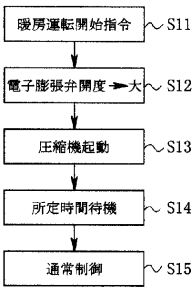
【図６】



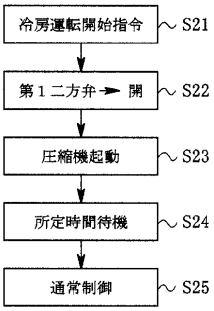
【図７】



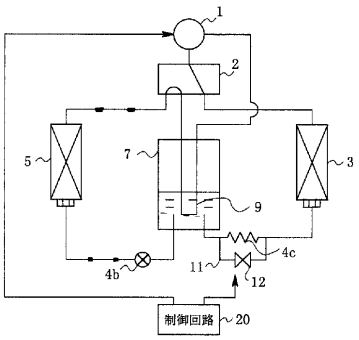
【図８】



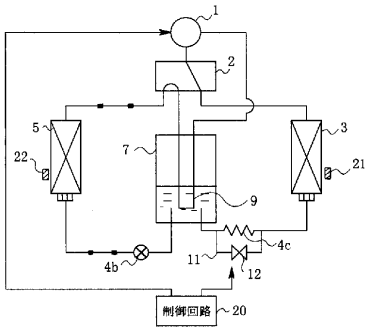
【図１０】



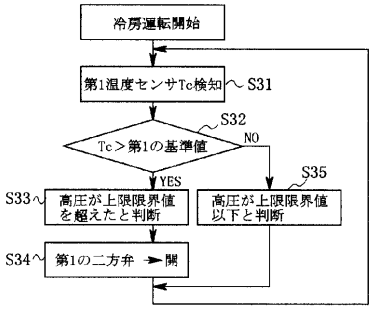
【図９】



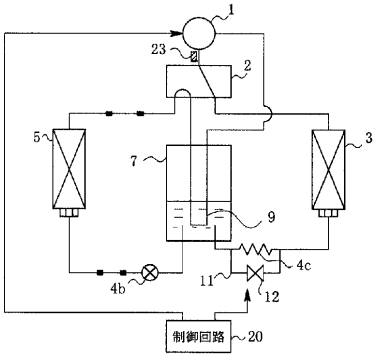
【図１１】



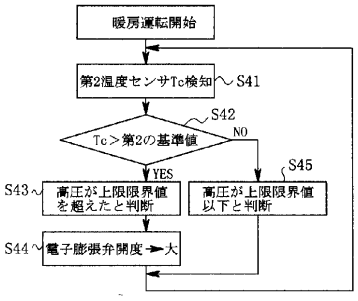
【図１２】



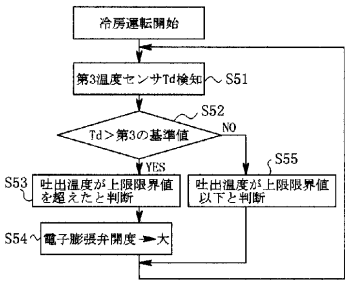
【図１４】



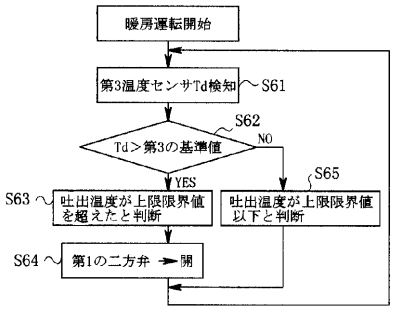
【図１３】



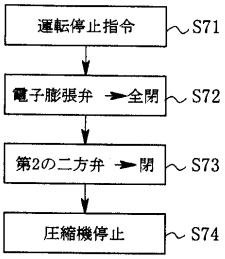
【図１５】



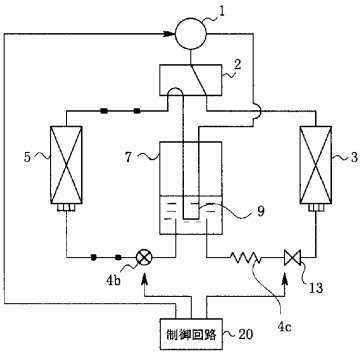
【図１６】



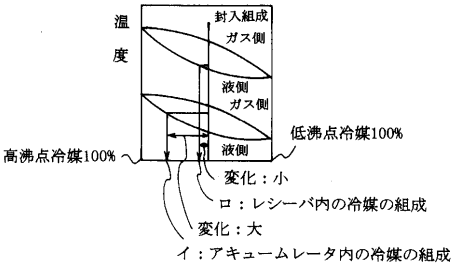
【図１８】



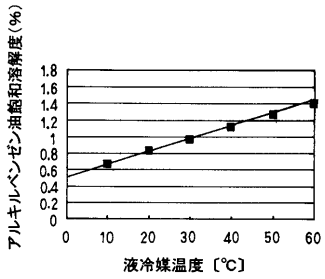
【図１７】



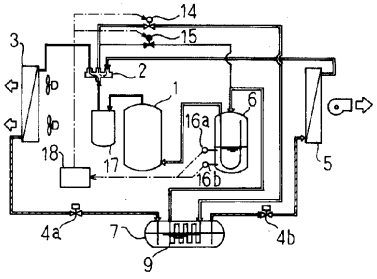
【図１９】



【図２０】



【図２１】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.[7]	FI	
	Ｆ２５Ｂ 1/00	３９５Ａ
	Ｆ２５Ｂ 1/04	Ｙ
	Ｆ２５Ｂ 43/00	Ｎ

審査官 岩谷 一臣

(56)参考文献 特開昭６１－０９３３５８（ＪＰ，Ａ）
特開昭５９－０１３８６０（ＪＰ，Ａ）
特開平１０－２４６５１８（ＪＰ，Ａ）
特開平０８－２７０５７６（ＪＰ，Ａ）
特開平０８－１５２２１６（ＪＰ，Ａ）
特開平０８－０２９０２０（ＪＰ，Ａ）
特開平０７－３１０９５９（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－３４７１１６（ＪＰ，Ａ）
特開平１１－２４８２６７（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
F25B 1/00 351
F25B 1/00 395
F25B 1/04
F25B 13/00
F25B 43/00